

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ МАТЕРИАЛА ПО КРУПНОСТИ

Иванова Г.В., Тарасенко Е.А., Шань Вэнь

*Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
г.Санкт-Петербург*

Ключевые слова: оборудование для сортировки материала по крупности, вибрационные грохоты, инерционные грохоты.

Аннотация. В работе представлена классификация оборудования для сортировки материала по крупности в строительстве, горной, металлургической, химической, сельскохозяйственной промышленности, для утилизации бытовых отходов. Показаны расчетные схемы двухмассного наклонного инерционного грохота, расположения упругих связей короба и рамы; составлены уравнения движения системы и определены амплитудно-частотные характеристики инерционного грохота легкого типа для заданных условий работы грохота.

DETERMINATION OF THE CHARACTERISTICS OF VIBRATING EQUIPMENT FOR MATERIAL SEPARATION BY SIZE

Ivanova G.V., Tarasenko E.A., Shan Wei

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, St.Petersburg

Keywords: equipment for material sorting by size, vibrating screens, inertial screens.

Abstract. The paper presents a classification of equipment for material sorting by size in construction, mining, metallurgical, chemical, agricultural industries, for disposal of household waste. The calculation diagrams of a two-mass inclined inertial screen, the arrangement of the box and frame elastic links, the equations of motion of the system are given, and the amplitude-frequency characteristics of a light type inertial screen for the given operating conditions of the screen are determined.

Грохоты относятся к оборудованию для разделения кускового сыпучего материала по крупности путем просеивания через отверстия, обезвоживания и подразделяются на неподвижные и подвижные. Неподвижные грохоты состоят из рабочего органа неподвижной просеивающей поверхности, конструкции для ее крепления и подразделяются на колосниковые, дуговые и конические. Преимуществом их является простота конструкции, недостатком – низкая эффективность сортировки материала. Высокую эффективность разделения обеспечивают подвижные грохоты, которые состоят из одной или нескольких просеивающих поверхностей, устройств для их установки и механизмов, приводящих сита в движение. Различают барабанные, качающиеся, вибрационные грохоты.

Вибрационные грохоты широко используют в горно-обогатительной, металлургической, химической, сельскохозяйственной промышленности, строительстве. В последние годы резко возросли объемы бытовых отходов при переработке которых используются вибрационные грохоты. Данный тип оборудования нашел широкое применение не только в России, но и за рубежом [1]. На рисунке 1 показаны вибрационные грохоты, выпускаемые в Китае [2].



Рис. 1. Грохоты вибрационные

Обеспечение высоких технологических и эксплуатационных показателей вибрационных грохотов, прочности и надежности является актуальной задачей.

Вайсбергом Л.А. предложена классификация вибрационных грохотов:

- по характеру движения просеивающей поверхности различают грохоты с круговыми и близкими к ним колебаниями; грохоты с прямолинейными колебаниями и грохоты с близкими к прямолинейным колебаниями;
- по числу колеблющихся масс различают одно-, двух- и трехмассные;
- по числу вибровозбудителей: с одним, с двумя, и т.д.
- по способу синхронизации вибровозбудителей (если их более одного): с принудительной кинематической синхронизацией; принудительной электрической синхронизацией; самосинхронизацией;
- по соотношению вынуждающей и собственной частоты колебаний различают дорезонансные, резонансные и околорезонансные; зарезонансные; межрезонансные грохоты;
- по числу просеивающих поверхностей: одно-, двухситные, и т.д.;
- по расположению просеивающей поверхности относительно горизонта: горизонтальные или слабонаклонные (до $5-6^\circ$), наклонные;
- по характеру перемещения просеивающей поверхности или ее частей относительно корпуса: с неподвижными и активными просеивающими поверхностями [3].

В работах [3, 4] приведены методики расчета в зависимости от классификации грохотов.

Согласно классификации инерционный грохот - это наклонный грохот с круговыми или близкими к круговым колебаниям, возбуждаемыми вибровозбудителем. Несмотря на недостатки для некоторых типов инерционных грохотов такие как сложность конструкции и необходимость тщательного контроля за уравниванием масс, инерционные грохоты обладают высокой производительностью и эффективностью грохочения за счет хорошего расслоения материала на поверхности грохота (85-90%), низким потреблением электроэнергии.

В данной работе приведены результаты по определению характеристик для двухмассного инерционного односитного грохота с дебалансным вибровозбудителем для сортировки сухого материала с влажностью не более 5%, крупностью до 150 мм, насыпной плотностью 1.4 т/м^3 , углом наклона просеивающей поверхности от 10° до 20° , размер просеивающей поверхности 2000x3500 мм.

Грохот, расчетная схема которого показана на рисунке 2, состоит из двух масс: короба 1 массой m_k и рамы 2 массой m_p , связанных между собой упругими связями. Возбудитель колебаний массой m_B закреплен на нижней массе (раме). Короб устанавливается на раме, жесткость упругих связей короба с рамой C_1 . Рама устанавливается на основание при помощи виброизолирующих резиновых элементов жесткость которых соответственно: C_2 – вертикальная жесткость опорных амортизаторов, C_3 – горизонтальная жесткость опорных амортизаторов. Также на схеме указаны следующие обозначения: O – центр тяжести системы, O_1 – центр тяжести короба, O_2 – центр тяжести рамы, h_3 – расстояние от центра инерции колебательной системы до уровня установки опорных амортизаторов, h_4 – расстояние от центра инерции короба до уровня установки упругих связей короба с рамой.

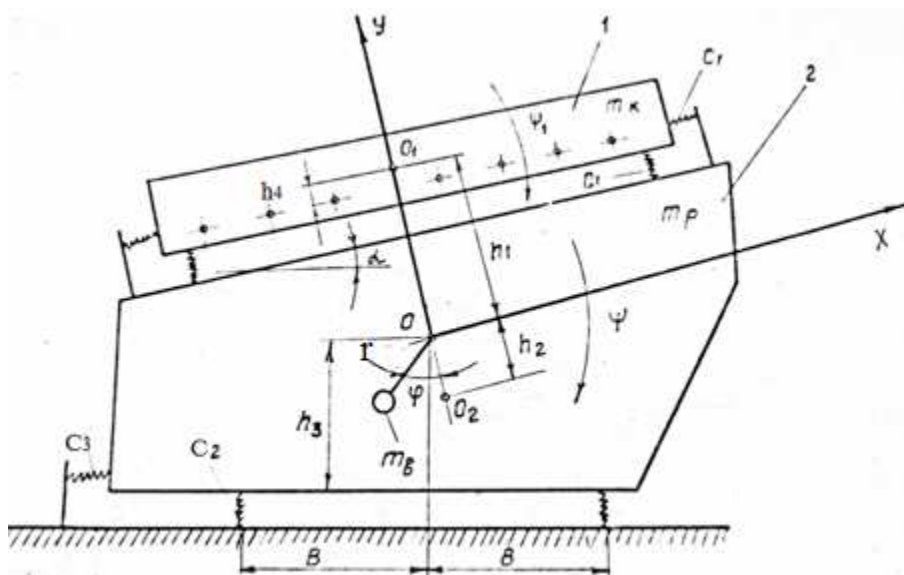


Рис. 2. Расчетная схема грохота: 1 - короб, 2 – рама

Если жесткость упругих элементов выбрать таким образом, чтобы частота собственных колебаний короба грохота была равна частоте вращения возбудителя колебаний, то при установившемся режиме работы грохота амплитуда перемещения рамы будет минимальной, а перемещение короба будет происходить с амплитудой, пропорциональной амплитуде возмущающей силы. В этом случае устройство будет работать в режиме динамического виброгашения.

На рисунке 3 представлена схема расположения упругих связей короба и рамы, на рисунках 4 и 5 – короб и рама грохота соответственно.

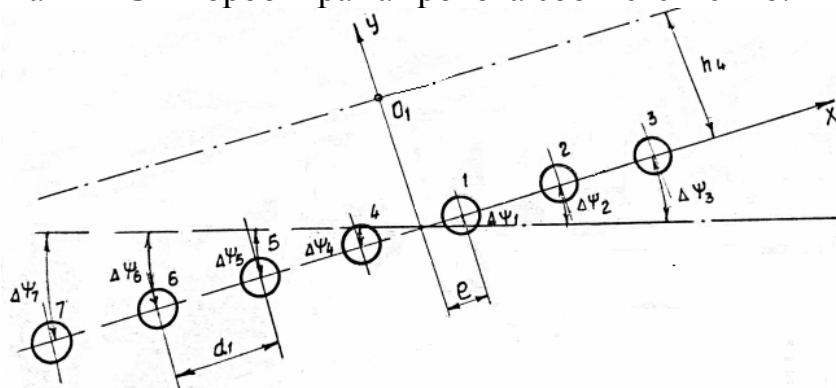
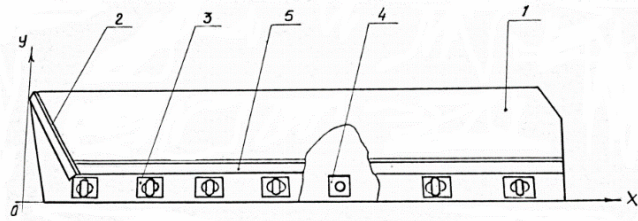
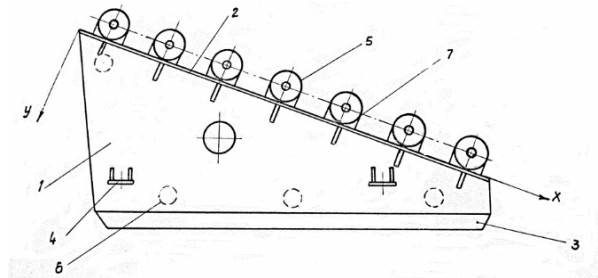


Рис. 3. Схема расположения упругих связей короба и рамы

Полагая, что рассматриваемая система имеет продольную ось симметрии, рассматривалось только ее плоское движение. Кроме этого предполагалось, что все упругие резиновые элементы деформируются в пределах их линейных характеристик.



1 - боковина; 2 - стенка задняя;
3 - связь-балка; 4 - цапфа;
5 - угольник крепления сита
Рис. 4. Короб грохота



1- боковина; 2 - накладка; 3 - полоса;
4 - опора; 5 - корпус амортизатора;
6 - связь-балка; 7 - ребра
Рис. 5. Рама грохота

Начало неподвижной системы координат XOY расположена в точке O , совпадающей с центром инерции всей системы в статически равновесном положении. При плоском движении положение рамы определяется координатами поступательного перемещения X_2 , Y_2 и поворотом ψ рамы вокруг оси, проходящей через точку O , а положение короба относительно рамы – координатами поступательного перемещения короба относительно рамы X_1 , Y_1 и поворотом короба ψ_1 вокруг оси O_1 . Вращение вала возбудителя колебаний относительно рамы определяется координатой ϕ . Таким образом, рассматриваемая система имеет 7 степеней свободы. За обобщенные координаты приняты: X_1 , Y_1 , X_2 , Y_2 , ψ_1 , ψ , ϕ .

При составлении уравнения движения системы используем уравнение Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i. \quad (1)$$

Движение системы рассматриваем без учета разделяемого материала.

Выразим координаты центров инерции короба и рамы через обобщенные координаты.

Абсолютные перемещения центров инерции короба и рамы

$$\left. \begin{aligned} x_k &= x_1 + x_2 + h_1 \psi, \\ y_k &= y_1 + y_2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} x_p &= x_2 - h_2 \psi, \\ y_p &= y_2. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Примем в связи с малостью ψ – $\sin \psi = \psi$ и $\cos \psi = 1$.

Координаты центра инерции вибратора

$$\left. \begin{aligned} x_{13} &= x_2 - r \cdot \sin \phi, \\ y_{13} &= y_2 - r \cdot \cos \phi. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Продифференцировав выражения (2), (3), (4) по времени, получив выражения для скоростей, записываем кинетическую энергию системы

$$T = \frac{1}{2} \left[m_k (\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2 + h_1^2 \dot{\Psi}_1^2 + 2\dot{x}_1 \dot{x}_2 + 2\dot{x}_1 h_1 \dot{\Psi}_1 + 2\dot{x}_2 h_1 \dot{\Psi}_1 + \dot{y}_1^2 + \dot{y}_2^2 + 2\dot{y}_1 \dot{y}_2) + \right. \\ \left. + m_p (\dot{x}_2^2 - 2\dot{x}_2 h_2 \dot{\Psi} + h_2^2 \dot{\Psi}^2 + y_2^2) + m_e (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + r^2 \dot{\phi}^2 + 2\dot{y}_2 - r\phi \sin \phi) + \right. \\ \left. + I_k (\dot{\Psi}_1^2 + 2\dot{\Psi}_1 \cdot \dot{\Psi} + \dot{\Psi}^2) + I_p \dot{\Psi}^2 + I_e \dot{\phi}^2 \right] \quad (5)$$

Потенциальная энергия колебательной системы состоит из потенциальной энергии опорных амортизаторов и энергии упругих связей корпуса и рамы (рис. 3). Записав выражение деформации и квадратов деформации упругих связей корпуса и рамы, их потенциальную энергию, определив потенциальную энергию амортизаторов получаем потенциальную энергию системы в окончательном виде

$$P = \frac{1}{2} \left\{ r c_1 \left[x_1^2 - 2x_1 h_4 \Psi_1 + h_4^2 \Psi_1^2 + y_1 - 2y_1 e \Psi_1 + \Psi_1^2 (4d_1^2 - e^2) \right] + \right. \\ \left. + c_2 (2y_2^2 \cos^2 \alpha + 2x_2^2 \sin^2 \alpha + 2B^2 \Psi^2 + 4x_2 y_2 \sin \alpha \cos \alpha) + \right. \\ \left. + c_3 (2y_2^2 \sin^2 \alpha + 2x_2^2 \cos^2 \alpha + 2h_3^2 \Psi^2 + 4x_2 y_2 \sin \alpha \cos \alpha + 4x_2 h_3 \Psi \cos \alpha + 4y_2 h_3 \Psi \sin \alpha) \right\}.$$

Взяв частные производные от кинетической энергии (5) по обобщенным скоростям и потенциальной энергии (6) по обобщенным координатам получаем дифференциальное уравнение колебательной системы (7) в результате решения которого определяем амплитудно-частотные характеристики грохота (рис. 6).

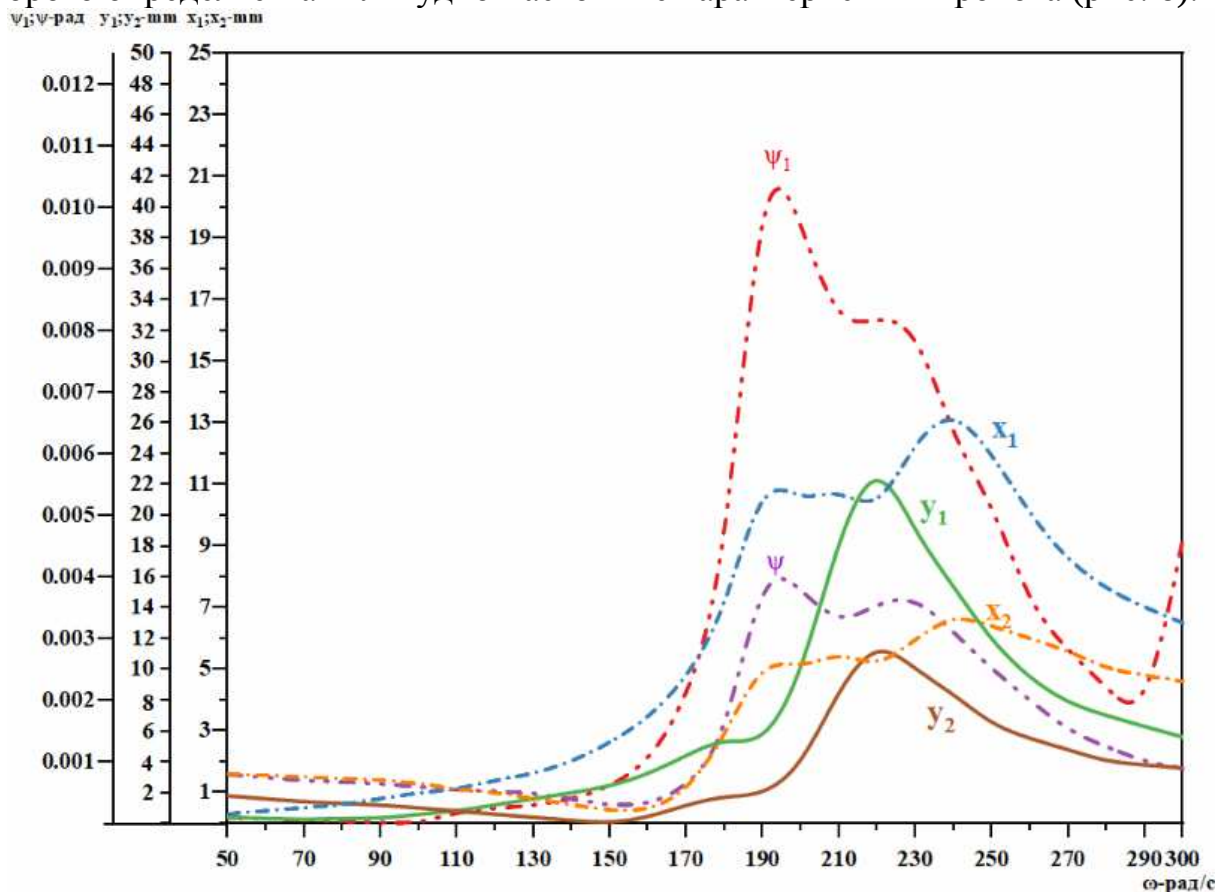


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика грохота

$$m_k (\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) + K_3 \ddot{\Psi}_1 + K_1 x_1 - K_2 \Psi_1 + MK_1 \dot{x}_1 - MK_2 \dot{\Psi} = 0; \\ m_k (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2) + K_1 y_1 - K_{12} \Psi_1 + MK_1 \dot{y}_1 - MK_{12} \dot{\Psi}_1 = 0;$$

$$\begin{aligned}
& M\ddot{x}_2 + m_k\ddot{x}_1 + K_4x_2 + K_3\ddot{\Psi}_1 - K_6\ddot{\Psi} - m_6r\ddot{\phi}\cos\varphi + m_6r\dot{\phi}^2\sin\varphi + \\
& + \Pi_2^1y^2 - K_8\Psi + MK_4\dot{x}_2 + M\Pi_2^1\dot{y}_2 - MK_8\dot{\Psi} = 0; \\
& M\ddot{y}_2 + m_k\ddot{y}_1 + \Pi_1^1y_2 + m_6r\ddot{\phi}\sin\varphi + m_6r\dot{\phi}^2\cos\varphi + x_2\Pi_2^1 - K_8\Psi + M\Pi_1^1\ddot{y}_2 + M\Pi_2^1\dot{x}_2 - MK_8\dot{\Psi} = 0; \\
& I_1\ddot{\Psi}_1 + I_k\ddot{\Psi} + K_3(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2) - K_2x_1 - K_{12}y_1 + \Psi_1H - MK_2\dot{x}_1 + MH\dot{\Psi}_1 - MK_{12}\dot{y}_1 = 0; \\
& I_2\ddot{\Psi} - K_6\ddot{x}_2 + I_k\ddot{\Psi}_1 + K_5\Psi - y_2K_7 - x_2K_8 + MK_5\dot{\Psi} - MK_7\dot{y}_2 - MK_8\dot{x}_2 = 0; \\
& I_6\ddot{\phi} + m_6(r^2\ddot{\phi} + \ddot{y}_2r\sin\varphi + \dot{y}_2\dot{\phi}r\cos\varphi - \ddot{x}_2r\cos\varphi + \dot{x}_2\dot{\phi}r\sin\varphi) = 0.
\end{aligned}$$

Анализ полученных результатов позволил сделать вывод, что данная схема по сравнению с традиционной обладает следующими основными достоинствами: за счет установки возбудителя колебаний с коромысла на раму грохота уменьшается масса рабочего органа; за счет равномерного распределения энергии вибратора по длине рабочего органа увеличивается долговечность рабочего органа; происходит снижение уровня шума и улучшение виброизоляции грохота.

Список литературы

1. Верхошин С.С. Грохочение: новое оборудование и решения (обзор) [Электронный ресурс]. – URL: <https://zolotodb.ru/article/12370>
2. China's vibrating screen professional production base [Электронный ресурс]. – URL: http://www.aszdsf.com/index.php?p=products_show&lanmu=3&c_id=4&id=24
3. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. – М.: Недра, 1986. – 144с.
4. Вайсберг Л.А. Новые подходы к расчету и моделированию вибрационных грохотов / Л.А. Вайсберг, К.С. Иванов, А.Е. Мельников // Маркшейдерия и недропользование. – 2013. – №1. – С. 45-47.

Сведения об авторах:

Иванова Галина Валерьевна – старший преподаватель Высшей школы машиностроения, Института машиностроения, материалов и транспорта, СПбПУ, инженер-исследователь международного научно-образовательного центра «BaltTribo-Polytechnic», СПбПУ, Санкт-Петербург;

Тарасенко Елена Александровна – к.т.н., доцент Высшей школы машиностроения, Института машиностроения, материалов и транспорта, СПбПУ, Санкт-Петербург;

Шань Вэнь – магистр Высшей школы машиностроения, Института машиностроения, материалов и транспорта, СПбПУ, Санкт-Петербург.