

МЕХАНИЗАЦИЯ ГОРНЫХ РАБОТ. ГОРНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

УДК 622.277:621.927

DOI: 10.21440/0536-1028-2018-4-81-86

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ И ОПИСАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ГРОХОТА С КАСКАДНОЙ ПРОСЕИВАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ НА ОСНОВЕ ДВУХМАССНОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

ЮДИН А. В., ШЕСТАКОВ В. С., АБДУЛКАРИМОВ М. К.

Уральский государственный горный университет выполняет исследования по освоению новой технологии и способа сухой очистки карбонатного сырья от глинистых включений в условиях карьера. Эксплуатация комплекса показала, что его эффективность может быть повышена за счет введения третьей стадии очистки с разделением горной массы на фракции ± 40 м средствами вибропроцессов. Авторами предложен цикл взаимосвязанных статей, включающих материалы исследований по этапам разработки нового технического решения грохота. В данной статье обоснована актуальность совершенствования грохота для трудногрохотимой горной массы на основе каскадной просеивающей поверхности с консольными колосниками различной упругости. Показано, что грохот можно рассматривать как консервативную систему или систему с диссипативными свойствами.

Ключевые слова: грохот; расчетная схема; колосник; консоль; амплитуда; частота; жесткость; колебания.

Значительные трудности в карьерах проявляются при освоении технологии по разделению заглинистой горной массы (ГМ) с содержанием глины в исходном продукте до 25–30 %. Подобные условия наблюдаются при отработке Чаньвинского месторождения известняков (Пермский край). Впервые в отечественной практике введен и освоен комплекс сухой очистки известняка (КОИ), включающий две стадии разделения сырья на фракции $\pm 0,3$ и $\pm 0,1$ м [1]. В процессе эксплуатации КОИ была выявлена целесообразность дополнить схему цепи аппаратов третьей стадией разделения ГМ на фракции $\pm 0,04$ м с содержанием глины до 50 %. На сегодняшний день такие средства для разделения ГМ отечественной промышленностью не освоены.

По сообщениям зарубежных источников, ряд фирм (Mogensen, Thussen Krupp Fordertechnik) выпускают вибрационные грохоты с круговыми и линейными колебаниями, просеивающая поверхность (ПП) которых выполнена каскадной с пальцеобразными колосниками (*Проспекты фирмы ThyssenKrupp Fördertechnik GmbH; Проспекты фирмы Mogensen GmbH&Co. KG*). Грохоты предназначены для разделения трудногрохотимой ГМ. В отечественной инженерной практике известна конструкция колосникового грохота (ГВК), упруго закрепленные колос-

Юдин Аркадий Васильевич – доктор технических наук, профессор кафедры горных машин и комплексов. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: gpt2004@mail.ru

Шестаков Виктор Степанович – кандидат технических наук, профессор кафедры горных машин и комплексов. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: shestakov.v.s@mail.ru

Абдулкаримов Магомед Казбекович – старший преподаватель кафедры горных машин и комплексов. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.

ники которого во время работы резонируют и смещаются относительно друг друга, способствуя самоочистке ПП [2]. Из патентных материалов можно выделить техническое решение вибрационного грохота для сортировки бытовых отходов (Блехман И. И., Вайсберг Л. А., Иванов К. С. и др. *Вибрационный грохот для сортировки твердых бытовых отходов. Описание изобретения к патенту RU 2484905 C02 от 20.06.2013*). В статье [3] показано, что реализация околорезонансных колебаний консольных колосников ПП возможна, если расчетная схема предусматривает установку дополнительных грузов на свободных концах консолей.

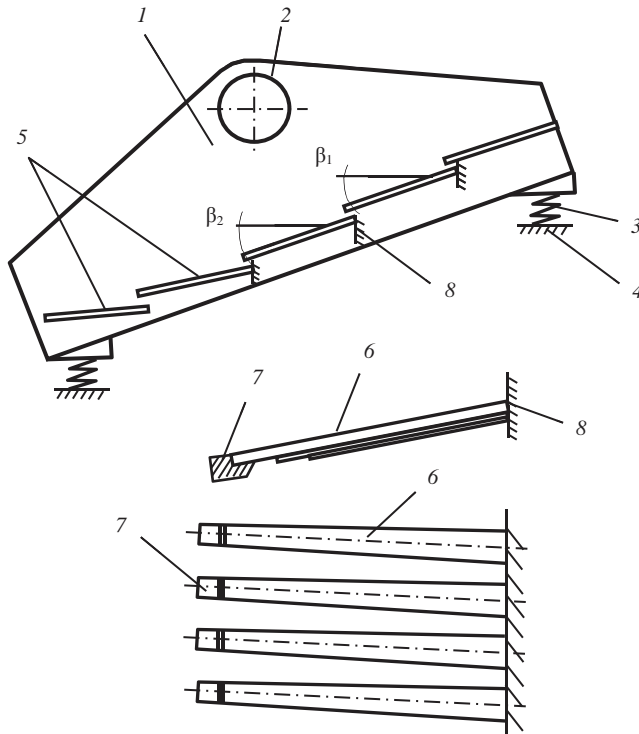


Рис. 1. Конструкция грохота с каскадной просеивающей поверхностью с консольными колосниками

За основу конструкции принят наклонный инерционный грохот ГИТ-51 (рис. 1). Рабочий орган грохота выполнен в виде бортовин, соединенных связывалками (8) и корпусом вибратора (2), и установлен посредством кронштейнов на пружинных опорах (3), закрепленных на раме (4). Рабочий орган установлен наклонно, под углом 15° к горизонту. В верхней части между бортовинами установлен дебалансный одновальный вибратор круговых колебаний (2), приводимый в движение через упругую муфту электродвигателем. В отличие от серийного грохота ПП состоит из нескольких каскадов (5) с углом наклона β_i по отношению к горизонту. Каждый каскад выполнен из ряда консольных упругих колосников, заземленных одним концом на поперечных связывалках рабочего органа (8).

Расчетная схема грохота в статье рассматривается как двухмассная колебательная система, включающая массу рабочего органа (основную массу M), колеблющуюся под действием вибропривода на своих упругих опорах C_r , и суммарную массу консольно-заземленных упругих колосников ПП (дополнительную массу m). Расчетная схема системы приведена на рис. 2.

Уравнения движения системы записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} -m\omega^2 A_m + C_k(A_m - A_M) + S_m\omega(A_m - A_M) &= 0; \\ -M\omega^2 A_M + C_k(A_M - A_m) + C_r(A_M - A_{ct}) + S_m\omega(A_M - A_m) &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где M и m – масса рабочего органа грохота и масса консольных колосников ПП; ω – частота вынужденных колебаний привода; A_M и A_m – амплитуда колебаний рабочего органа и колосников ПП; C_r и C_k – жесткость упругой системы грохота и колосников ПП; S_m – демпфирующая сила на единицу скорости колебаний при движении массы колосников относительно массы рабочего органа грохота ($\text{кг} \cdot \text{с}/\text{см}$); A_{ct} – прогиб пружин упругой системы грохота, $A_{ct} = P/C_r$, P – максимальное значение возмущающей силы привода грохота.

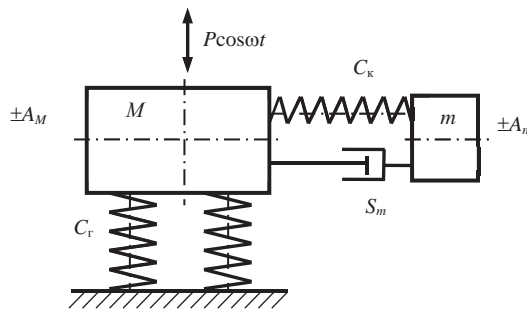


Рис. 2. Динамическая расчетная схема грохота

Вначале примем, что демпфирование в основной упругой системе грохота мало по сравнению с демпфированием в упругой системе колосников просеивающей поверхности (ПП). Примем также, что сила вязкого сопротивления (демппирование) между массами M и m пропорциональна относительной скорости массы m колосников и массы M рабочего органа ($A_M - A_m$).

Будем рассматривать только процесс вынужденных колебаний и анализировать параметры установившегося режима A_M и A_m и другие, полагая, что вне резонансных зон колебаний демппирование можно не учитывать [4].

Расчетные схемы недемпфированных систем применимы, в основном, к системам с постоянной частотой возбуждения ω .

Тогда уравнения (1) примут вид:

$$\begin{aligned} (C_k - m\omega^2)A_m - C_k A_M &= 0; \\ -C_k A_m + (C_k + C_r - M\omega^2)A_M - C_r A_{ct} (P \cos \omega t) &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Введем обозначения:

ω_k – собственная частота массы m при жесткости C_k , кол./мин:

$$\omega_k = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{C_k}{m}} = 9,55 \sqrt{\frac{C_k}{m}}; \quad (3)$$

ω_r – собственная частота массы M при жесткости C_r :

$$\omega_r = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{C_r}{m}} = 9,55 \sqrt{\frac{C_r}{m}}. \quad (4)$$

В результате преобразований системы (2) имеем:

$$\frac{A_M}{A_m} = 1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2}; \quad (5)$$

$$\frac{A_m}{A_{ст}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2}\right) - \frac{m\omega^2}{M\omega_r^2}}; \quad (6)$$

$$\frac{A_M}{A_{ст}} = \frac{1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2}\right) - \frac{m\omega^2}{M\omega_r^2}}. \quad (7)$$

Для системы с двумя степенями свободы существует два условия резонанса, соответствующих каждой из двух собственных частот свободных колебаний. При недемпфированной системе амплитуды A_M и A_m становятся бесконечно большими, когда $\omega = \omega_{сн}$ или $\omega = \omega_{св}$, $\omega_{сн}$ – низшая частота системы; $\omega_{св}$ – высшая частота системы.

Собственные частоты полной системы грохота вычисляются по формуле:

$$\frac{\omega_c^2}{\omega_k^2} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{m}{M} + \frac{\omega_r^2}{\omega_k^2} \right) \pm \sqrt{\left(1 + \frac{m}{M} + \frac{\omega_r^2}{\omega_k^2} \right)^2 - 4 \frac{\omega_r^2}{\omega_k^2}}. \quad (8)$$

Из выражений (3)–(8) видно, что расчетные параметры колебаний системы зависят от принятых в проекте показателей: M , m , C_r , C_k , ω , ω_r , ω_k , P .

Цель исследований: установить соотношения параметров колеблющихся масс рабочего органа M и просеивающей поверхности m , обеспечивающих в стационарном режиме заданные амплитуды колебаний A_M и A_m ; установить распределение частот собственных колебаний всей системы, положение резонансных зон и определить режим работы грохотов типа ГИТ; установить влияние параметров колосников (l , $G_{гр}$, h , C_k , ω_k) на выходные параметры грохота.

Суммарная масса консольных колосников определена по формуле:

$$m = \frac{N_k}{g} (0,5G_{гр} + 31,8\mu hl),$$

где N_k – общее количество колосников ПП; μ – коэффициент приведения массы колосников, $\mu = 33/140$ [4]; h – толщина колосника; l – длина колосника.

Суммарная жесткость колосников

$$G_k = \frac{3EJ_x}{l^3} N_k = 2 \cdot 10^8 \frac{h^3}{l^3} N_k,$$

где E – модуль упругости; J_x – момент инерции поперечного сечения колосника.

Для грохотов типа ГИТ частота собственных колебаний ω_r применяется из условия отстройки системы $\delta = 5-6$. При частоте вынужденных колебаний $85-95 \text{ с}^{-1}$ значения ω_r лежит в пределах $15-19 \text{ с}^{-1}$. Для анализа системы принято значение $\omega_r = 17 \text{ с}^{-1}$.

При этом значение жесткости C_r принято постоянным и определено по выражению:

$$C_r = \omega_r^2 M = 13,3 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$$

В теории колебаний частные решения уравнений (2) имеют вид:

$$x_1 = A_m \sin \omega t; \quad x_2 = A_M \cos \omega t.$$

Эти выражения представляют гармоническое движение обеих масс с угловой частотой ω возмущающей силы. Амплитуды A_m и A_M зависят от значения ω . Однако при малых значениях ω , т. е. при медленном изменении возмущающей силы, ω^2 в выражениях (2) можно пренебречь и принять $A_m = A_M = A_{ст}$. При этом колосники, имея жесткость C_r , не совершают колебаний, и обе массы перемещаются вместе, а их перемещение всегда равно статическому перемещению жесткости C_r основных упругих связей грохота под действием силы $P \cos \omega t$.

Для всех вариантов исходных данных принято

$$A_{ст} = \frac{P_{max}}{C_r} = \frac{MA_p \omega^2}{C_r},$$

где A_p – задаваемая (требуемая для рабочего процесса) амплитуда колебаний рабочего органа грохота.

Далее приведены параметры, принятые к анализу при моделировании колебательной системы. Для моделирования вынужденных колебаний разработана компьютерная программа на алгоритмическом языке (фонд кафедр ГМК УГГУ).

Параметры к моделированию колебательной системы

Частота вынужденных колебаний ω , кол./мин	800; 900
Расчетная жесткость основных упругих связей грохота C_r , Н/м	$13,3 \cdot 10^4$
Заданная амплитуда колебаний рабочего органа A_p , м	0,004
Статическое перемещение основных упругих связей $A_{ст}$, м	0,097
Масса рабочего органа M , кг	460
Расчетная возмущающая сила виброгрохота P_{max} , Н	$1,29 \cdot 10^5$
Расчетная собственная частота колебаний массы рабочего органа ω_r , кол./мин	161,7
Длина консоли колосников l , м	0,4; 0,5; 0,6
Толщина колосников h , м	0,003; 0,005; 0,008
Вес дополнительного груза колосника $G_{гр}$, Н	0; 10; 15; 20

Итак, приведена методика расчета колебаний вибрационного грохота. Рассматривается новое техническое решение грохота для трудногрохотимой горной массы.

Просеивающие поверхности грохотов типа ГИТ с круговыми и линейными колебаниями могут быть выполнены в виде каскадов с консольно-закрепленными колосниками. Угол наклона каскадов по отношению к горизонту – переменный. В то же время смежные колосники каскадов имеют различную угловую жесткость.

Повышению эффективности выхода трудногрохотимой горной массы способствует проявление разноамплитудных колебаний смежных консольных колосников при их синфазном или противофазном движении.

Приведена динамическая расчетная схема разрабатываемого грохота, представленного двухмассной колебательной системой с диссипативными свойствами, поддерживаемыми двумя собственными частотами всей системы. Движение масс m и M описывается системой дифференциальных уравнений. Приведено решение системы и выполнена подготовка программы для численного моделирования параметров всей системы в увязке с параметрами разработанной ПП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Юдин А. В. Новая концепция обработки закарстованных месторождений. Modenu Vymorenodti Vedy – 2013 Dil 77/ Technicke Vedy: Praha.
2. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
3. Юдин А. В. Оценка параметров свободных колебаний просеивающей поверхности грохота с консольнозашемленными колосниками // Известия вузов. Горный журнал. 2016. № 5. С. 52–59.
4. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М.: Физматгиздат, 1959. 439 с.
5. Вильсон У. Кер. Вибрационная техника. Практическое руководство по механическим колебаниям, виброизоляции и уравниванию двигателей / пер. с англ. М.: Госуд. науч.-техн. изд-во, 1963. 416 с.

Поступила в редакцию 29 января 2018 года

CAMPUTATIONAL SCHEME DEVELOPMENT AND MOVEMENT DESCRIPTION OF A SCREEN WITH THE CASCADE SCREENING SURFACE ON THE BASIS OF TWO-MASSSES OSCILLATORY SYSTEM

Iudin A. V., Shestakov V. S., Abdulkarimov M. K. – The Ural State Mining University, Ekaterinburg, the Russian Federation. E-mail: gpt2004@mail.ru

The Ural State Mining University carries out researches on the development of a new technology and a way of dry purification of carboniferous raw materials out of clay inclusions in the conditions of an open pit. The operation of the complex has shown that its efficiency can be improved by introducing a third stage of purification with the separation of the rock mass into fractions of ± 40 millimeters by means of vibration processes. The authors offer a series of interrelated articles, including research materials on the stages of developing a new technical solution for the screen. This article shows the urgency of improving the screen for a rugged mountainous mass based on the cascade screening surface with cantilever grates of different elasticity. It is shown that a screen can be evaluated as a conservative system or a system with dissipative properties.

Key words: screen; computational scheme; grate; cantilever; amplitude; frequency; rigidity; oscillations.

REFERENCES

1. Iudin A. V. *Novaia kontsepsiia obrabotki zakarstovannykh mestorozhdenii* [A new conception of mining karst deposits]. Technicke Vedy Publ., Prague.
2. Vaisberg L. A. *Proektirovanie i raschet vibratsionnykh grokhotov* [Design and computation of vibrating screens]. Moscow, Nedra Publ., 1986. 144 p.
3. Iudin A. V. [Estimation of free oscillation parameters in deck plate of screen with cantilevered bars]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal – News of the Higher Institutions. Mining Journal*, 2016, no. 5, pp. 52–59. (In Russ.)
4. Timoshenko S. P. *Kolebaniia v inzhenernom dele* [Oscillations in engineering]. Moscow, Fizmatizdat Publ., 1959. 439 p.
5. W. Ker Wilson. *Vibratsionnaia tekhnika. Prakticheskoe rukovodstvo po mekhanicheskim kolebaniiam, vibroizoliatsii i uravnoveshivaniu dvigatelei / per. s angl.* [Vibrating engineering. A practical treatise on the balancing of engines, mechanical vibration, and vibration isolation. Transl. from English]. Moscow, Gosud. nauch.-tekhn. izd-vo Publ., 1963. 416 p.