

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ДВУХМАССОВОЙ КОНСЕРВАТИВНОЙ СИСТЕМЫ ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА ДЛЯ ТРУДНОГРОХОТИМОЙ ГОРНОЙ МАССЫ

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

Уральский государственный горный университет проводит 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 $\pm 0,04$ м средствами вибропроцессов. В этой статье приведены результаты численного анализа колебаний грохота, представленного двухмассовой консервативной колебательной системой, просеивающая поверхность которого включает несколько каскадов с консольными колосниками. Исследовано влияние размеров колосников, их масс, применения дополнительных грузов на амплитуду и частоту колебаний как собственно колосников, так и всей просеивающей поверхности грохота. Для повышения эффективности грохочения предложено реализовывать разночастотные и разноамплитудные колебания для соседних колосников, из которых формируется просеивающая поверхность грохота. Для получения разночастотных и разноамплитудных колебаний предложено устанавливать на консоли колосника дополнительные грузы.

Ключевые слова: грохот; консоль; уравнения; амплитуда; частота; жесткость; колебания.

В статье [1] авторами на основе анализа предшествующих исследований [2–7] приведено обоснование, разработана динамическая расчетная схема, дано описание движения двухмассовых колебательных систем и их решение.

За основу разработанного грохота принят наклонный инерционный грохот ГИТ-51. В отличие от серийного в нем изменена его просеивающая поверхность (ПП). Она состоит из нескольких каскадов. Каждый каскад выполнен из ряда консольных упругих колосников, закрепленных на поперечных связях-балках рабочего органа. Эта статья является продолжением статьи [1].

Для масштабного моделирования колебаний всей системы разработана компьютерная программа на алгоритмическом языке (фонд кафедры ГМК УГГУ). Основная цель моделирования: выявить влияние параметров ПП на общие колебания всей системы.

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. E-mail: abdmg@list.ru

Далее приведены параметры грохота и ПП, принятые к анализу для оценки 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 M 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

В результате расчетов получены значения параметров колебательной системы при варьировании параметров ПП: l , h , $G_{гр}$, C_k и др. В таблице показаны фрагменты результатов моделирования параметров недемпфированной колебательной системы.

Основное внимание при оценке результатов исследования было уделено выявлению связей и зависимостей, связывающих варьируемые параметры ПП с параметрами амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) двухмассовой колебательной системы. Вычисление амплитуд выполнено по выражениям, приведенным в [1].

Результаты расчета параметров

Номер варианта	l	C_k	m	$F_{с.н}$	$F_{с.в}$	A_m , мм	A_M , мм	ω_m	ω/ω_m	$A_M/A_{ст}$	$A_m/A_{ст}$
1	0,4	50 781	8,5	160	747	28,1	-4,7	747	1,081	0,048	0,287
2	0,5	26 000	8,9	160	521	3,0	-4,2	515	1,553	0,043	0,031
3	0,6	15 046	9,4	161	386	1,2	-4,2	382	2,097	0,043	0,013

Исследования показали, что при принятых к расчету параметрах грохота изменение параметров ПП (l , h , $G_{гр}$, m , C_k) не оказывает существенного влияния на амплитуду колебаний A_M основной массы M . Во всем диапазоне изменения параметров значение амплитуды A_M изменялось в пределах 4,1–4,5 мм. Снижение A_M до 3,1–3,9 мм наблюдалось при увеличении толщины пластины колосника до 8 мм. В то же время изменение амплитуды A_m происходит в широком диапазоне – от 0,1 до 50 мм. Очевидно, что приемлемую амплитуду A_m следует выбирать в диапазоне 1,0–8,0 мм. Четкой корреляционной связи между параметрами A_m , C_k , ω_k не прослеживается. Выборка приемлемых сочетаний амплитуд A_M и A_m показала, что при среднем значении частоты собственных колебаний колосников ω_k в пределах 397; 556; 1519 кол/мин следует ожидать колебания массы M со средней амплитудой 4,1 мм, массы m – с амплитудой 3,5 мм.

Жесткость колосников C_k зависит от соотношения параметров l , h , $G_{гр}$, m , изменяется в широком диапазоне, и при этом обеспечивается рациональное сочетание амплитуд A_M и A_m . На жесткость C_k в основном оказывают влияние параметры l и h . Анализ показал, что увеличение толщины h от 5 до 8 мм с одновременным снижением длины консоли l до 0,4 м резко повышает жесткость колосников C_k и, следовательно, частоту собственных колебаний ω_k . Целесообразно выбирать толщину h пластины колосника в пределах 3–5 мм.

Введение дополнительного груза $G_{гр}$ на свободных концах колосников при их изменяющейся жесткости C_k по-разному влияет на величину амплитуды A_m .

Четкой взаимосвязи не прослеживается. При недемпфированной системе наблюдается изменение амплитуды в широком диапазоне при увеличении параметра ω_k .

Собственная частота ω_k массы m пропорционально снижается с ростом длины консоли l (рис. 1). Это снижение более заметно при отсутствии дополнительного груза $G_{гр}$ на конце колосника и составляет до 55 % при росте длины с 400 до 600 мм. Введение дополнительных грузов весом $G_{гр} = 10\text{--}20$ Н резко снижает параметр ω_k в область частот 350–150 кол/мин, при этом увеличение длины консоли l снижает частоту ω_k на 43 %. С целью снижения частоты ω_k целесообразно повышать длину консоли l и оснащать колосники дополнительными грузами $G_{гр}$. При увеличении груза и общем снижении жесткости колосника C_k значение собственной частоты можно понизить.

При анализе определены частоты собственных колебаний всей системы ω_c : $\omega_{с.н}$ – низшая частота; $\omega_{с.в}$ – высшая частота.

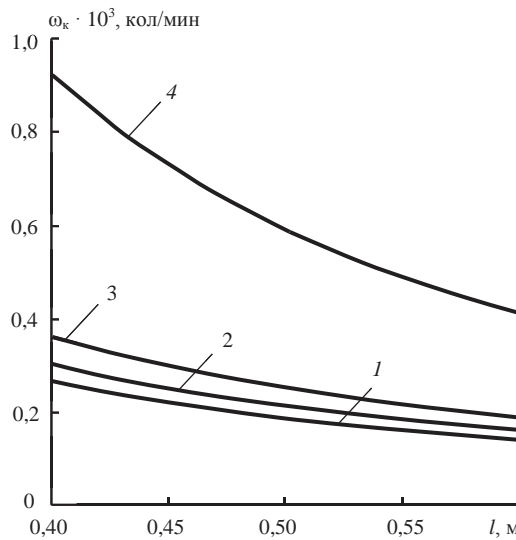


Рис. 1. Зависимость частоты колебаний от длины консоли:
1, 2, 3, 4 – $G_{гр} = 2,0; 1,5; 1,0; 0$ соответственно

На рис. 2 приведен график изменения частот колосников ω_k и собственных частот системы в целом ω_c при изменении параметров m/M , C_k , $G_{гр}$ при постоянной длине колосников $l = 0,5$ м. Видно, что значение ω_k снижается при уменьшении массы m и жесткости C_k , при оснащении колосников дополнительным грузом $G_{гр}$. Расчетами также установлено, что при существующих параметрах модернизируемого грохота ГИТ-51 и в диапазоне отношений масс $m/M = 0,01\text{--}0,04$ положение точек кривых ω_k практически определяет значение высших частот всей системы $\omega_{с.в}$. При этом с повышением жесткости C_k значение частот ω_k возрастает на всем диапазоне отношений m/M . В то же время, при постоянной жесткости C_k и при росте отношения m/M значения частоты ω_k снижаются приблизительно в 3 раза. Увеличение жесткости колосников C_k , не оснащенных дополнительными грузами, в области малых отношений m/M наиболее интенсивно повышает частоту ω_k .

Расчеты показали, что при всех вариантах исходных параметров l , h , $G_{гр}$, m низшая частота системы $\omega_{с.н}$ лежит в пределах 158–167 кол/мин и практически совпадает с частотами собственных колебаний рабочего органа грохота ω_r . Такое положение можно объяснить тем, что принятое к расчету соотношение

масс $m/M = 0,02$ не оказывает влияния на величину нижней частоты системы. Движение масс M и m в нижней резонансной области происходит совместно, его можно охарактеризовать как движение одномассовой системы, поддерживаемое частотой собственных колебаний ω_r .

Исследование влияния отношения масс M/m на параметры колебаний системы приведено на рис. 3. Видно, что при увеличении массы колосников t низшие частоты $\omega_{с.н}$ снижаются линейно, а высшие частоты $\omega_{с.в}$ – нелинейно. При этом разная интенсивность снижения частот сокращает межрезонансный диапазон Δ . С увеличением отношения M/m от 0,01 до 0,04 диапазон Δ сокращается на 35%. На рис. 3 также видно, что нижняя частота системы $\omega_{с.н}$ практически совпадает с собственной частотой массы M на упругости основных связей грохота C_r , а высшая частота системы $\omega_{с.в}$ совпадает с собственной частотой массы t на упругости колосников C_k в довольно широком диапазоне изменения отношения масс m/M от 0,01 до 0,04.

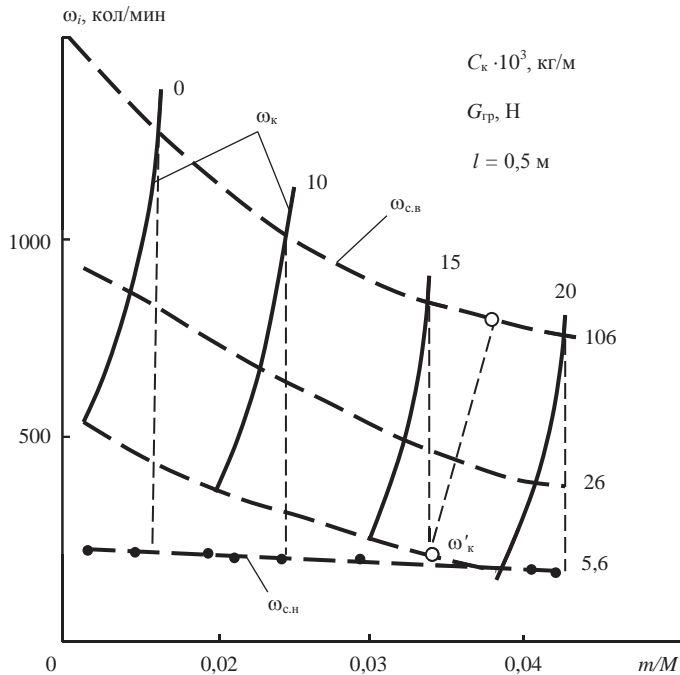


Рис. 2. К установлению связи между параметрами колосников $\omega_k, C_k, G_{гр}$ и частотой собственных колебаний всей системы

В результате анализа была высказана гипотеза о наличии корреляционной связи между параметрами грохота ω_r, ω_k и параметрами двухмассовой колебательной системы $\omega_{с.н}, \omega_{с.в}$. Можно сделать вывод, что при принятой расчетной схеме допустимо прогнозировать величину собственных частот всей системы $\omega_{с.н}$ и $\omega_{с.в}$, а также межрезонансный интервал Δ , зная частоты ω_r и ω_k на стадии проектирования.

Выявлено, что при повышении массы t ПП отношение частот $\omega_r/\omega_{с.н}$ приближается к линейной зависимости. График зависимости растет пропорционально повышению массы t . В расчетных пределах отношения $m/M = 0,02-0,10$ отклонение частот $\omega_r/\omega_{с.н}$ составит не более 8%, что приемлемо при технических проектных расчетах. Отношение частот $\omega_k/\omega_{с.в}$ снижается ориентировочно в тех же пределах. Таким образом, для принятого к моделированию грохота ГИТ-51 соб-

ственные частоты всей системы можно назначить из условия: $\omega_{с.н} = \omega_r$, $\omega_{с.в} = \omega_k$. Это один из основных выводов исследований.

От положения частот $\omega_{с.н}$, $\omega_{с.в}$ на оси вынужденных колебаний ω и от величины межрезонансного диапазона $\Delta = \omega_{с.в} - \omega_{с.н}$ зависит определение режима колебаний грохота.

Исследованные параметры колебательной системы и анализ результатов позволяют по аналогии с одномассовыми колебательными системами терминологически выделить два режима работы системы: зарезонансный, когда $\omega_{с.н}$, $\omega_{с.в} < \omega$; межрезонансный, когда $\omega_{с.н} < \omega < \omega_{с.в}$. Расчеты показали, что межрезонансный режим характерен для систем, в которых колосники не оснащены дополнительными грузами или оснащены грузами $G_{гр} < 10$ Н. В то же время повышение жесткости колосников раздвигает межрезонансный диапазон Δ на 75 % и более.

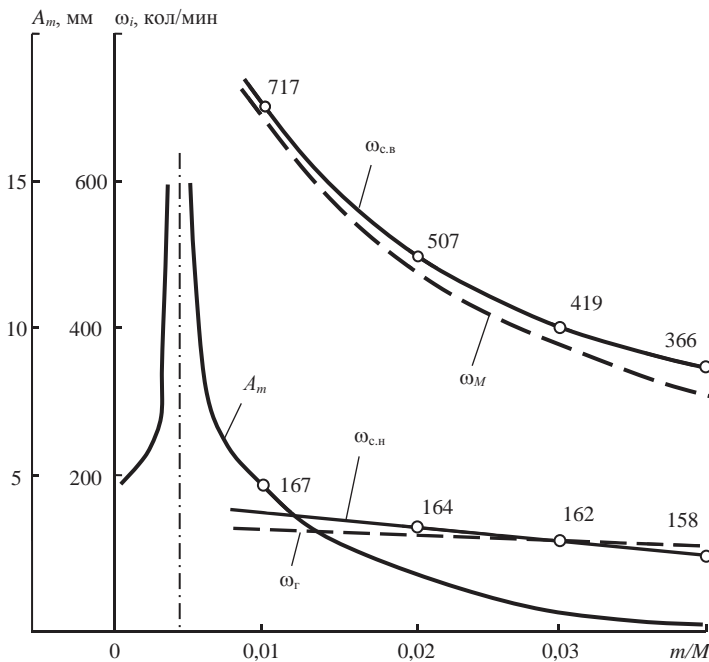


Рис. 3. Изменение параметров системы при повышении отношения массы консольных колосников t к массе рабочего органа M

Для рассмотренных при анализе систем наиболее характерен послерезонансный режим работы (~ 70 % вариантов). В таком режиме система будет работать, если консольные колосники ПП оснащены дополнительными грузами $G_{гр} = 7,5-30$ Н. Установлено, что параметр Δ в среднем изменяется в широких пределах: от 35 до 170 кол/мин; от 255 до 455 кол/мин. Диапазон между резонансами зависит от длины колосника l , массы колосника t и веса дополнительного груза $G_{гр}$.

Расчет показал, что в исследуемом диапазоне параметров грохота ГИТ-51 режим работы в основном можно определить как зарезонансный. Изменяя параметры системы ПП, можно регулировать (сдвигать или раздвигать значение параметра Δ на шкале частот вынужденных колебаний), переводя систему в зарезонансный или межрезонансный режим. Это также важный вывод исследований.

При увеличении отношения масс m/M (в пределах до 0,04) низшие собственные частоты всей системы $\omega_{с.н}$ изменяются практически линейно в диапазоне 159–199 кол/мин. При увеличении веса груза на свободных концах колосников ($G_{гр} = 7,5-30,0$ Н) частота $\omega_{с.н}$ изменяется от 155 до 159 кол/мин. Высшая частота

собственных колебаний всей системы $\omega_{c.в}$ наиболее зависима от параметров консольных колосников $l, h, G_{гр}, m, C_k$ и при увеличении соотношения масс m/M значение $\omega_{c.в}$ снижается нелинейно. Межрезонансная зона Δ в значительной степени зависит от соотношения масс m/M , снижается нелинейно и в основном зависит от величины $\omega_{c.в}$ и массы колосников. Снижение показателя Δ облегчает условия запуска грохота при работе в резонансном режиме.

При обработке результатов математического моделирования получены регрессионные зависимости частот собственных колебаний от массы m :

$$\omega_{c.н} = 170 - 0,59m; \quad \omega_{c.в} = 1485m^{-0.49}.$$

На рис. 4 приведена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) исследованной системы. На схемах изображены графики отношений амплитуд колебаний масс M и m при изменении частоты возбуждения привода ω от 0 до 800 об/мин. На рис. 4, а и в изменение $A_M/A_{ст}$, на рис. 4, б и г – изменение $A_m/A_{ст}$. На схемах в и г АЧХ изображена резонансными кривыми. При этом сплошными линиями

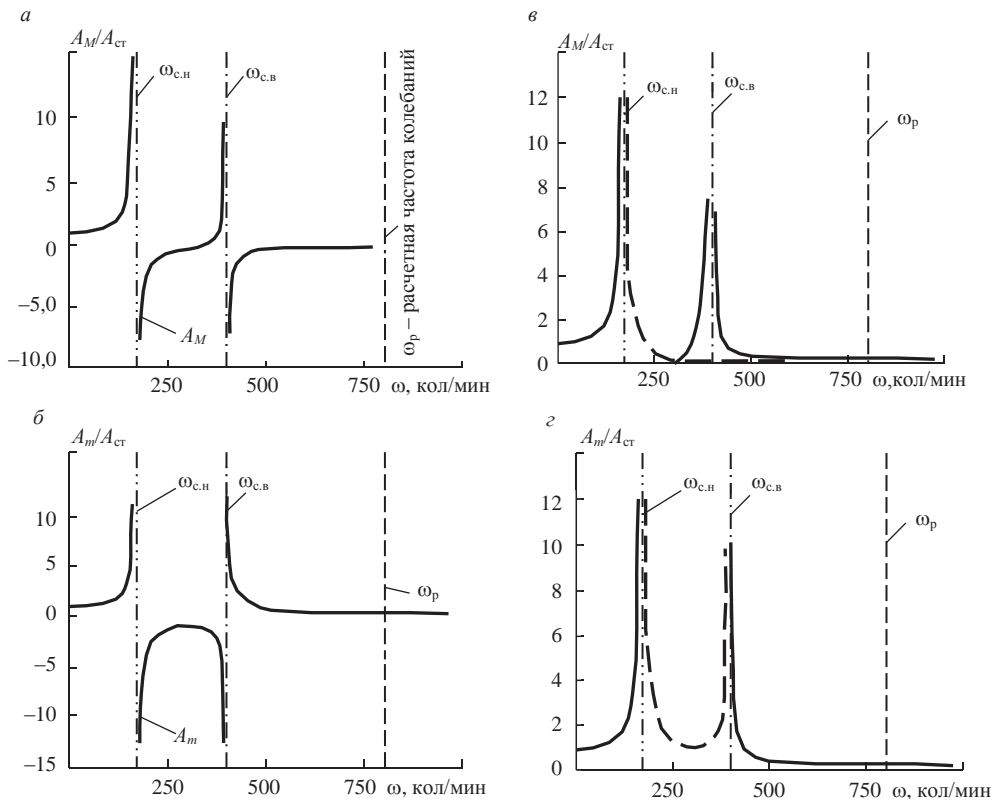


Рис. 4. К описанию амплитудно-частотных характеристик системы

показаны положительные значения амплитуд, пунктирными – отрицательные значения. АЧХ соответствует расчетным параметрам: $l = 0,6$ м; $h = 5$ мм; $G_{гр} = 10$ Н; $m = 9,4$ кгс²/м; $C_k = 1,5 \cdot 10^4$ Н/м; $\omega_k = 382$ кол/мин; $A_{ст} = 0,097$ м; $C_r = 13,3 \cdot 10^4$ Н/м; $M = 460$ кгс²/м; $\omega_{с.н} = 160$ кол/мин; $\omega_{с.в} = 381$ кол/мин; $\omega_r = 161$ кол/мин.

Из сопоставления графиков видно, что, когда ω приближается к нулю, обе функции становятся близкими к единице и амплитуды A_m и A_M приближаются к значениям $A_{ст} = P_{max}/C_r$. С возрастанием ω отношения обеих амплитуд одинаково возрастают.

При отсутствии демпфирования амплитуды стремятся к бесконечности, когда ω приближается к нижней собственной частоте системы $\omega_{с.н}$. В этой области обе амплитуды положительны, т. е. обе массы M и m колеблются в фазе с возмущающей силой привода. Когда ω становится несколько больше, чем $\omega_{с.н}$, обе амплитуды, оставаясь большими, меняют знаки на противоположные. Это значит, что теперь обе массы колеблются со сдвигом фаз 180° относительно возмущающей силы, но колосники движутся в одной фазе с рабочим органом, как единое целое.

С дальнейшим возрастанием ω обе амплитуды уменьшаются и, когда $\omega = \sqrt{2}\omega_r$ (примерно 272 кол/мин), амплитуда A_M обращается в ноль и амплитуда A_m становится равной $A_{сг}$, но на 180° сдвинута по фазе относительно возмущающей силы. При $\omega > \sqrt{2}\omega_r$ амплитуда A_M вновь становится положительной, тогда как A_m остается отрицательной. Значит, теперь массы M и m сдвинуты по фазе на 180° , причем M находится в одной фазе с возмущающей силой. Далее, когда ω приближается ко второй собственной частоте системы $\omega_{с.в}$, обе амплитуды A_M и A_m неограниченно растут, наступает условие второго резонанса. После этого обе массы M и m продолжают двигаться в разных фазах, но с убывающими амплитудами, и когда ω достигает заданных режимом оборотов, амплитуды обеих масс близки к расчетным. Исследованная система имеет зарезонансный режим работы. Низшая частота составляет 0,2 ω , высшая – 0,47 ω , что допустимо.

Практическое значение при оценке колебательной системы имеет состояние, когда $A_M = 0$, при $\omega = \sqrt{2}\omega_r$. Это вероятно, если выбранные параметры C_k и m удовлетворяют условиям, когда собственная частота массы m при жесткости C_k совпадает с частотой вынужденных колебаний ω . И хотя возмущающая сила приложена к рабочему органу (масса M), она вызывает колебания только массы m . При этом возможно состояние системы, когда масса колосников m при жесткости C_k играет роль гасителя колебаний. В условиях исследуемого грохота соотношение параметров $\omega = \sqrt{C_k/m}$ недопустимо.

Основные результаты численного анализа колебаний грохота:

- при принятых к расчету параметрах грохота изменение параметров ПП ($l, h, G_{гр}, m, C_k$) не оказывает существенного влияния на амплитуду колебаний основной массы грохота A_M в стационарном режиме грохота (4,1–4,5);

- амплитуда колебаний колосников A_m при изменении варьируемых параметров в стационарном режиме колебаний изменяется в более широком диапазоне (0,1–0,8 мм; 1,0–8,0 мм); выявлены варианты систем, когда амплитуда A_m превышает 11 мм;

- изгибная жесткость консольных колосников в основном зависит от параметров l и h , выявлено, что рациональная толщина пластин лежит в пределах 3–5 мм;

- разноамплитудные колебания смежных колосников определяются значениями параметров $l, h, G_{гр}$; при отсутствии груза на свободных концах колосников ($G_{гр} = 0$) значения амплитуды A_m изменяются от +10 до –16 мм; при наличии груза ($G_{гр} = 10–20$ Н) значения амплитуды A_m изменяются от 1 до 7 мм;

- к основным характеристикам ПП следует отнести параметр ω_k – собственную частоту колебаний; при увеличении ω_k существенно изменяется амплитуда A_m ; снижение параметра ω_k возможно при снижении длины консоли l и при оснащении свободных концов колосников дополнительными грузами $G_{гр}$; значение параметра ω_k снижается также при снижении массы m ;

- рассчитаны две собственные частоты всей системы: $\omega_{с.н}$ – нижняя частота, $\omega_{с.в}$ – верхняя; анализ показал, что при соотношении m/M в пределах 0,01–0,04

и при изменении остальных параметров ПП низшая частота всей системы находится в пределах 16,5–17,5 с⁻¹ и практически совпадает с собственной частотой ω_k массы m ;

– в результате анализа выявлена корреляционная связь между параметрами разрабатываемого грохота ω_r и ω_k и параметрами динамической двухмассовой колебательной системы $\omega_{с.н}$ и $\omega_{с.в}$: $\omega_{с.н} \approx \omega_r$; $\omega_{с.в} \approx \omega_k$ при $m/M = 0,01–0,04$;

– анализ показал, что разрабатываемый грохот можно рассматривать как систему с межрезонансным и резонансным режимом работы; изменяя параметры ПП на стадии проектирования, можно регулировать значения межчастотного диапазона и определять режим работы грохота;

– амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) грохота характерна для двухмассовых колебательных систем с консервативными и диссипативными свойствами; при проектировании следует помнить, что при условии $\omega = \sqrt{C_k/m} = \omega_k$ наличие массы m в системе может проявить свойства динамического гасителя колебаний, амплитуда массы M при этом будет равна нулю; в проекте $\omega_k \neq \omega$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Юдин А. В., Шестаков В. С. Разработка расчетной схемы и описание движения грохота с каскадной просеивающей поверхностью на основе двухмассовой колебательной системы // Известия вузов. Горный журнал. 2018. № 4. С. 81–86.
2. Юдин А. В. Новая концепция отработки закарстованных месторождений. *Modenu Vymorenodti Vedy* – 2013. Dil 77/ Technicke Vedy: Praha.
3. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
4. Вибрационный грохот для сортировки твердых бытовых отходов: пат. 2484905 Рос. Федерация. № 2011125741/03; заявл. 22.06.2011; опубл. 27.12.2012. Бюл. № 17. 7 с.
5. Юдин А. В. Оценка параметров свободных колебаний просеивающей поверхности грохота с консольно-защемленными колосниками // Известия вузов. Горный журнал. 2016. № 5. С. 52–59.
6. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М.: Физматгиздат., 1959. 439 с.
7. 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

NUMERICAL ANALYSIS OF TWO-MASSSES CONSERVATIVE SYSTEM OSCILLATIONS OF VIBRATING SCREEN FOR THE ROCK MASS DIFFICULT TO SCREEN

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 research on the development of a new technology and a method for dry cleaning of carbonate raw materials from clay inclusions in quarry conditions. 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 $\pm 0,04$ m by means of vibration processes. This article presents the results of a numerical analysis of oscillations of the screen, represented by a two-masses conservative oscillatory system, the sifting surface of which includes several cascades with console bars. The influence of the dimensions of the bars, their masses, and the use of additional loads on the amplitude and frequency of oscillations both of the actual bars and of the whole sifting surface of the screen was investigated. To increase the efficiency of sifting, it is proposed to implement multi-frequency and multi-amplitude oscillations for adjacent bars, from which the screening screen surface is formed. To obtain multi-frequency and multi-amplitude oscillations it is suggested to install additional loads on the bar console.

Key words: screen; console; equations; amplitude; frequency; stiffness; oscillations.

REFERENCES

1. Iudin A. V., Shestakov V. S. [Computational scheme development and movement description of a screen with the cascade screening surface on the basis of two-masses oscillatory system]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal – News of the Higher Institutions. Mining Journal*, 2018, no. 4, pp. 81–86. (In Russ.)
2. Iudin A. V. [New concept of karst deposits mining]. *Modenu Vymorenodti Vedy*, 2013. Dil 77, Technicke Vedy, Praha.

3. Vaisberg L. A. *Proektirovanie i raschet vibratsionnykh grokhotov* [Design and calculation of vibrating screens]. Moscow, Nedra Publ., 1986. 144 p.
 4. Blekhan I. I., Vaisberg L. A., Ivanov K. S., Trofimov V. A., Ustinov I. D. *Vibratsionnyi grokhot dlia sortirovki tverdykh bytovykh otkhodov* [Vibrating screen for hard domestic waste separation]. Patent RF, no. 2484905, 2012.
 5. Iudin A. V. [Estimation of free oscillations 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.)
 6. Timoshenko S. P. *Kolebaniia v inzhenernom dele* [Oscillations in engineering]. Moscow, Fizmatizdat Publ., 1959. 439 p.
 7. W. Ker Wilson. *Vibratsionnaia tekhnika. Prakticheskoe rukovodstvo po mekhanicheskim kolebaniiam, vibroizolatsii 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.
-