

СНИЖЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ УПРУГИХ ОПОР РЕЗОНАНСНЫХ ВИБРОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Анатолий Ильич Афанасьев,
gmf.tm@ursmu.ru
Валентин Яковлевич Потапов,
2c1@inbox.ru

Дмитрий Николаевич Сулов,
Алена Анатольевна Чиркова

Уральский государственный горный университет,
Россия, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

Актуальность работы обусловлена необходимостью повышения эффективности работы вибротранспортных машин за счет повышения надежности работы упругих опорных элементов.

Цель работы является разработка динамической резонансной системы вибротранспортной машины с пониженной массой рабочего органа и нагрузками на упругие опоры. Резонансные вибротранспортные машины (ВТМ) появились в СССР в середине XX в. и были использованы в угольной промышленности. Машины импортного производства и часть отечественных машин выполнены по уравновешенной схеме. Отечественные машины серии ПЭВ выполнены по виброизолированной схеме, а вибровозбудитель жестко соединен с коробом. Резонансная частота колебаний у этих машин равна 50 Гц, а максимальное ускорение существенно больше ускорения свободного падения. Эти резонансные машины, работающие с амплитудой до 2,2 мм, имеют коэффициент режима работы больше единицы. Практика эксплуатации этих машин показывает их относительно низкую эффективность при грохождении тонких продуктов. Общим недостатком неуравновешенных резонансных ВТМ является относительно большая нагруженность упругих элементов (опор) и наличие массивной рамы, а уравновешенных – наличие реактивной массы или нескольких рабочих органов с одинаковой массой. Одним из путей достижения цели является определение рациональной динамической схемы ВТМ.

Результаты и их применение. Авторами предложено преобразование традиционной одномассовой колебательной системы в систему, эквивалентную динамическому гасителю колебаний. Такая система позволяет существенно уменьшить массу машины и при заданной частоте колебаний снизить жесткость, а также нагруженность упругих опор. Верхняя масса может быть уменьшена в 2–3 раза, а нижняя масса может быть в несколько раз меньше верхней. При этом динамические нагрузки на опоры нижней массы будут близки к нулю, так как она практически не совершает колебаний, благодаря чему можно существенно уменьшить жесткость упругих опор, т. е. их массу и нагруженность, а также общую массу грохота и стоимость его изготовления.

Ключевые слова: резонансные вибротранспортные машины; угловая частота и амплитуда колебаний; ускорение; масса; жесткость опор; вибровозбудитель.

Резонансные вибротранспортные машины (ВТМ) – питатели, транспортеры, грохоты – появились в СССР в 1950-х гг. [1] и были применены в угольной промышленности.

Резонансные ВТМ применялись в угольной промышленности Польши, Германии, а в настоящее время в США выпускаются резонансные ВТМ типа DN3 IQR. Резонансные грохоты по числу колеблющихся масс делятся на одномассовые, двухмассовые и многомассовые. Колеблющиеся коробка могут располагаться относительно рамы параллельно или последовательно, но их колебания в большинстве случаев происходят со сдвигом по фазе на 180 град. Это обеспечивает минимум нагруженности упругих элементов и, соответственно, рамы и фундамента. Как правило, резонансные грохоты работают на относительно больших амплитудах и низких частотах [1, 2].

Вибрационные конвейеры для выпуска руды ВКВС являются исключением, так как работают с амплитудой до 0,75 мм и частотой 47 Гц [3].

Рабочие органы конвейеров типа ВР-50 и ВУР-1 имеют более низкую, чем ВКВС, частоту колебаний 9–15 Гц и в 4–10 раз большую амплитуду.

В табл. 1 приведены основные параметры резонансных ВТМ [2–6].

Машины (№ 1–9, импортное производство) выполнены по уравновешенной схеме. Вибровозбудители этих ВТМ выполнены в виде эксцентриковых механизмов с упругим шатуном; кривошипно-балансирных механизмов с упругими элементами. Они имеют угол вибрации α не больше 15 град., а рабочий орган расположен горизонтально. Коэффициент режима вибротранспортирования ($\Gamma = A\omega^2 \sin \alpha$) у этих машин больше 1 (быстроходный режим).

Параметры отечественных резонансных ВТМ приведены в 10–21 строках табл. 1. Одномассовые машины ВР-50, ВР-100, 79-ТС, 95-ТС выполнены по неуравновешенной схеме. Двухмассовые машины ВУР-80 и ГРЛ62 выполнены по уравновешенной схеме. Уравновешивающая масса по величине равна массе короба.

Общим недостатком неуравновешенных резонансных ВТМ является относительно большая нагруженность упругих элементов (опор) и наличие массивной рамы, а уравновешенных – наличие реактивной массы или нескольких рабочих органов с одинаковой массой.

Машины серии ПЭВ (поз. 15, 16) выполнены по виброизолированной схеме, а резонансный вибровозбудитель жестко закреплен на коробе. Резонансная частота колебаний у этих машин равна или кратна частоте тока 50 Гц. Все эти машины имеют коэффициент режима работы $\Gamma > 1$. Транспортирование и грохождение горной породы происходит с подбрасыванием, что для мелких классов часто приводит к снижению эффективности грохождения [2].

В отечественных ВТМ используются вибровозбудители различного типа возбуждения колебаний: кинематического (эксцентрикового), силового (инерционного) или смешанного (электромагнитного и поршневого).

Инерционные вибровозбудители применяются в резонансных ВТМ на частотах больше 15 Гц. На относительно низких частотах (меньше 10 Гц) инерционные вибровозбудители не применяются, так как для получения необходимой возмущающей силы требуется установка относительно больших дебалансов. В резонансных ВТМ инерционные вибровозбудители не могут обеспечить стабильность резонанса при изменении технологической нагрузки. В последнее время появились технические решения [7–11], позволяющие получить относительно стабильный резонансный режим. Однако и эти решения усложняют конструкцию вибровозбудителя и не позволяют достаточно быстро стабилизировать резонансный режим при изменении технологической нагрузки.

Линейные электромагнитные двигатели используются в горной промышленности с середины XX в. Основным недостатком всех электромагнитных линейных двигателей является относительно низкий КПД и большая частота вынуждающей силы.

При сухом грохождении материалов крупностью $-0,5+0,2$ мм вибротранспортные машины имеют недостаточную эффективность разделения и повышенную энергоемкость [12]. Лещадные (труднопроходимые) частицы горной породы забивают просеивающую поверхность, что приводит к уменьшению производительности и снижению эффективности грохождения.

Таблица 1. Параметры резонансных ВТМ.

Table 1. Parameters of the resonant vibrating conveyors.

Номер машины	Тип ВТМ	Число масс	Амплитуда А, мм	Частота, кол/мин	Мощность, кВт	Максимальное ускорение, м/с ²
1	EV	2	5–15	500–1000	5–8	39–51
2	DV	4	5–15	500–1000	5–8	39–51
3	EF	2	5–15	500–1000	6	39–51
4	RS	3	5–14	500–1000	6	36–51
5	RJ	2	5–14	500–1000	6	36–51
6	S	2	5–14	500–1000	6	36–51
7	RMS-2,25	2	5–14	500–1000	3,5–5	36–51
8	RMN-4,5	2	5–14	500–1000	5–9	36–51
9	GC	4	10–12	500–1000	6–8	51–72
10	BP-50	1	4	750	10	24
11	BP-100	1	7,5	550	2 × 14	25
12	ВУР-80	2	4	930	10	38
13	ВУР-80М	2	4	930	15	38
14	ВКВС	2	0,65	2800	1,6	55
15	ПЭВ-1–3	2	0,6	3000	1,0	60
16	ПВГ-1,0–2,6	2	0,75	3000	11	75
17	79-ТС	1	0,8	3000	2,0	80
18	95-ТС	1	0,9	3000	4,0	90
19	106-ТС	2	0,75	3000	1,0	75
20	ГРЛ62	2	10	500	13	27
21	ГРЛ72	2	10	510–550	17	28–34

Приоритетной целью конструктивного совершенствования ВТМ является достижение максимальной производительности, снижение массы машин и, соответственно, ее стоимости, а также уменьшение энергоемкости технологического процесса, что позволяет существенно повысить эффективность их работы.

Одним из путей достижения этой цели является определение рациональной конструкции ВТМ. Уменьшить нагруженность опор и массы машины можно путем превращения традиционной колебательной системы в систему, эквивалентную динамическому гасителю колебаний (рис. 1) [13].

В Уральском государственном горном университете был разработан опытно-промышленный двухмассовый питатель-грохот.

Для грохота резонансная частота колебаний ω_0 первой массы m_1 рамы равна частоте вынуждающей силы ω :

$$\omega_0 = C_1 / m_1 = \omega_0^2,$$

где C_1 – жесткость упругих опор первой массы, Н/м; m_1 – масса рамы, кг.

Для обеспечения минимума нагруженности упругих опор F_{y1} должно выполняться условие

$$C_1 m_2 = m_1 C_2,$$

где C_2 – жесткость упругих элементов верхней массы, Н/м; m_2 – масса сеток с рамой (верхняя масса), кг.

Амплитуда установившихся колебаний второй массы находится из формулы [14]

$$A_2 = [A_1 F / (2\gamma\beta\mu)^{-1}]^{0,5}, \quad (1)$$

где A_1 – амплитуда колебаний нижней массы; β, μ – постоянные коэффициенты, $\beta = m_2 / m_1$; $\mu = b / (2 \omega_0 m_2)$.

Отношение парциальных частот:

$$\gamma = \omega_1 / \omega_0,$$

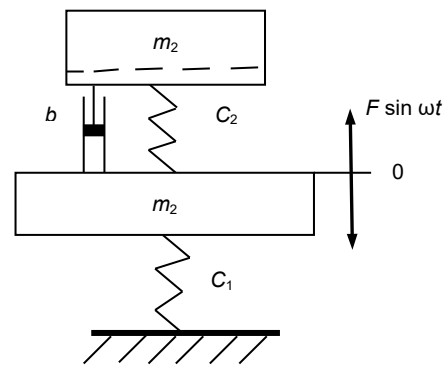


Рисунок 1. Двухмассовая модель рабочего органа ВТМ. b – коэффициент сопротивления; F – амплитуда внешней нагрузки.

Figure 1. The two-mass model of the vibrating machine's working body.

где ω_1 – парциальная частота колебаний нижней массы, $\omega_1 = (C_2 / m_1)^{0,5}$.

Коэффициент сопротивления b зависит главным образом от величины коэффициента поглощения [15, 16]

$$b = \psi C_2 / [2\pi (C_2 / m_2)^{0,5}],$$

где ψ – коэффициент поглощения.

Коэффициент поглощения определяется экспериментально. Для данного грохота он определяется потерями в опорах и трением горной массы о сетку. Нашими исследованиями установлено, что коэффициент поглощения изменяется в широких пределах: при холостом ходе $\psi = 0,06–0,16$, при грохочении $\psi = 0,16–0,5$ (полубыстроходный режим движения материала).

В результате испытаний было установлено, что при амплитуде колебаний первой массы 5–10 мм амплитуда колебаний сетки изменяется в пределах от 20 до 40 мм, что хорошо совпадает с результатами расчетов по формуле (1). В одномассовой системе (до модернизации) амплитуда колебаний составляла 20–25 мм. Таким образом, нагрузка на упругие опоры нижней массы уменьшилась в 2–4 раза.

Вывод. Данная схема динамической системы позволяет существенно уменьшить величину первой массы, амплитуду ее колебаний и, соответственно, общую массу грохота, а также уменьшить жесткость упругих опор, т. е. их массу и нагруженность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Потураев В. Н. Резонансные грохоты. М.: ЦНИЭИуголь, 1963. 94 с.
2. Сливаковский А. О., Гончаревич И. Ф. Горнотранспортные вибрационные машины. М.: Углетехиздат, 1959. 219 с.
3. Иофин С. Л., Кудрявцев Ю. И., Сергеев В. Е. и др. Опыт создания и применения вибрационных механизмов для выпуска и доставки руды. М.: Цветметинформация, 1971. 86 с.
4. Литвак А. Г., Потураев В. Н., Марковский Ф. И. Резонансный грохот для обезвоживания угольного шлама // Кокс и химия. 1960. № 5. С. 17–21.
5. Сливаковский А. О., Гончаревич И. Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М.: Машиностроение, 1972. 326 с.
6. Обоганительное оборудование: отраслевой каталог 18-2-82 / ЦНИИТЭИтяжмаш. М., 1982. Ч. 2. 103 с.
7. Дмитриев В. Н., Горбунов А. А. Резонансный вибрационный электропривод машин и установок с автоматическим управлением // Изв. СамНЦ РАН. 2009. Т. 11, № 3. С. 310–314.
8. Антипов В. И., Руин А. А. Динамика резонансной низкочастотной параметрически возбуждаемой вибрационной машины // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 5. С. 7–13.
9. Антипов В. И. Вибровозбудитель: пат. 2072660 Рос. Федерация. № 94008295; заявл. 03.05.94; опубл. 27.01.97. Бюл. № 3. 7 с.
10. Антипов В. И., Асташев В. К. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 4. С. 3–8.
11. Антипов В. И. Использование комбинированного параметрического резонанса для усовершенствования вибрационных машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1998. № 4. С. 16–21.
12. Афанасьев А. И., Закаменных А. Ю., Чиркова А. А., Андрюшенков Д. Н. Энергопотребление при работе резонансных грохотов и питателей // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 8. С. 55–56.
13. Афанасьев А. И., Мальцев В. А., Андрюшенков Д. Н., Лагунов Д. В., Чиркова А. А. Резонансный двухмассовый питатель-грохот // Изв. вузов. Горный журнал. 2011. № 3. С. 27–29.
14. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967. 444 с.
15. Ривин Е. И. Динамика привода станков. М: Машиностроение, 1965. 203 с.
16. Bağ Ł., Noga S., Skrzat A., Stachowicz F. Dynamic analysis of vibrating screener system // J. Phys.: Conf. Ser. 2013. Vol. 451. 012028.

Поступила 9 октября 2017

Reducing the load of the elastic support of the resonance vibrating conveyor machines

Anatoliy Il'ich Afanas'ev,
Valentin Yakovlevich Potapov,
2c1@inbox.ru
Dmitriy Nikolaevich Suslov,
Alena Anatol'evna Chirkova
Ural State Mining University
Ekaterinburg, Russia

The relevance of the work is conditioned by the necessity of improving the efficiency of vibrator machines. This is done by means of increasing the reliability of the elastic reference elements.

The purpose of the work is to develop a dynamic resonance system of the vibrator machine with a reduced mass of the working body and loads on elastic supports. The resonance vibrator machines appeared in the USSR in the mid-twentieth century. They were used in the coal industry. The machines of foreign production and some of the domestic machines are now produced according to the balanced scheme. Domestic machines of the "PEV" series are made according to the vibro-isolated scheme, and the vibro-exciter is rigidly connected to the box. The resonant oscillation frequency of these machines is 50 Hz, and the maximum acceleration is significantly greater than the one of free fall. These resonant machines operate with the amplitude up to 2.2 mm and they have a ratio mode greater than unity. The practice of running these machines shows their relatively low efficiency when screening thin products. The common disadvantage of unbalanced resonance vibrator machines is a relatively large loading of elastic elements (supports) and the presence of a massive frame. The disadvantage of the balanced ones is the reactive mass or several working bodies with the same mass. One of the ways to achieve the goal is to define a rational dynamic scheme of the resonance vibrator machines.

The results and their application. The authors proposed to transform a traditional one-mass oscillatory system into a system equivalent to a dynamic vibration dampener. This system can significantly reduce the weight of the machine. It can reduce the rigidity and loading of the elastic supports at a given frequency of oscillations. The upper mass can be reduced by 2 or 3 times, and the lower mass can be several times smaller than the upper one. At the same time, the dynamic loads on the supports of the lower mass will be close to zero, since it almost does not oscillate. Thereby it is possible to significantly reduce the rigidity of the elastic supports, i.e. their mass and loading, as well as the total mass of the screen and the cost of its manufacture.

Keywords: vibration resonant machines; angular frequency and amplitude of oscillations; acceleration; mass; stiffness of supports; vibration exciter.

REFERENCES

1. Poturayev V. N. 1963, *Rezonansnyye grokhoty* [Resonance screens]. Moscow, 94 p.
2. Spivakovsky A. O., Goncharevich I. F. 1959, *Gornotransportnyye vibratsionnyye mashiny* [Mining vibrating machine], Moscow, 219 p.
3. Jofin S. L. Kudryavtsev Yu. I., Sergeev V. Ye., and others. 1971, *Opyt sozdaniya i primeneniya vibratsionnykh mekhanizmov dlya vypuska i dostavki rudy* [The experience of creation and use of vibrating mechanisms for the production and delivery of ore]. Moscow, 86 p.
4. Litvak A. G., Poturayev V. N., Markovsky F. I. 1960, *Rezonansnyy grokhot dlya obezvozhvaniya ugol'nogo shlama* [Resonance screen for dewatering coal sludge]. *Koks i khimiya* [Coke and chemistry], no. 5, pp. 17–21.
5. Spivakovsky A. O., Goncharevich I. F. 1972, *Vibratsionnyye konveyery. pitatel' i vspomogatelnyye ustroystva* [Vibrating conveyors, feeders and auxiliary devices]. Moscow, 326 p.
6. 1982, *Obogatitel'noye oborudovaniye: otraslevoy katalog 18-2-82* [Mineral processing equipment: an industrial directory 18-2-82]. Moscow, part 2, 103 p.
7. Dmitriev V. N., Gorbunov A. A., 2009, *Rezonansnyy vibratsionnyy elektropivod mashin i ustanovok s avtomaticheskim upravleniyem* [Resonant vibration of the electric machines and systems with automatic control]. *Izv. SamNTs RAN* [Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences], vol. 11, no. 3, pp. 310–314.
8. Antipov V. I., Ruin A. A. 2007, *Dinamika rezonansnoy nizkочastotnoy parametricheski vzbuzhdayemoy vibratsionnoy mashiny* [Dynamics of resonant low-frequency parametrically excited vibration machine] *Problemy mashinostroyeniya i nadezhnosti mashin* [Problems of mechanical engineering and reliability of machines] no. 5, pp. 7–13.
9. Antipov V. I. 1997, *Vibrovozbuditel'* [The vibration exciter]. Patent RF no. 2072660.
10. Antipov V. I., Astashev V. K. 2004, *O printsipakh sozdaniya energosberegayushchikh vibratsionnykh mashin* [On the principles of creating energy-saving vibration machines]. *Problemy mashinostroyeniya i nadezhnosti mashin* [Problems of mechanical engineering and reliability of machines], no. 4, pp. 3–8.
11. Antipov V. I. 1998, *Ispol'zovaniye kombinirovannogo parametricheskogo rezonansa dlya usovershenstvovaniya vibratsionnykh mashin* [The use of combined parametric resonance to improve vibration machines]. *Problemy mashinostroyeniya i nadezhnosti mashin* [Problems of mechanical engineering and reliability of machines], no. 4, pp. 16–21.
12. Afanas'ev A. I., Zakamennykh A. Yu., Chirkova A. A., Andrushenkov D. N. 2010, *Energopotrebleniye pri rabote rezonansnykh grokhotov i pitateley* [Power consumption during the operation of the resonance screens and feeders]. *Gornoye oborudovaniye i elektromekhanika* [Mining equipment and electromechanics], no. 8, pp. 55–56.
13. Afanasyev A. I., Mal'tsev V. A., Andrushenkov D. N., Lagunov D. V., Chirkov A. A. 2011, *Rezonansnyy dvukhmassovyy pitatel-grokhot* [Resonant two-mass feeder-screen]. *Izv. vuzov. Gornyy zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 3, pp. 27–29.
14. Timoshenko S. P. 1967, *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Oscillations in engineering]. Moscow, 444 p.
15. Rivin Ye. I., 1965, *Dinamika privoda stankov* [Dynamics of driven machines] Moscow, 203 p.
16. Bąk Ł., Noga S., Skrzat A., Stachowicz F. 2013, Dynamic analysis of vibrating screener system. *J. Phys.: Conf. Ser.*, vol. 451. 012028.

Received 9 October 2017