

## Полигармонические возможности вибромашин с карданной передачей в трансмиссии инерционного привода

Беловодский В. Н.<sup>1\*</sup>, Букин С. Л.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Донецкий национальный технический университет, г. Донецк

\*e-mail: v.belovodskiy@gmail.com

### Реферат

**Введение.** Исследованиями установлено, что полигармонические колебания, возбуждаемые в рабочих органах вибромашин, могут существенно интенсифицировать различные технологические процессы. Выявлено, что чем насыщеннее частотный спектр колебаний, тем выше вероятность возникновения резонансных перемещений частиц обрабатываемой среды, что повышает качественные и количественные технологические показатели работы вибромашин.

**Цель работы.** Изучить характер колебаний рабочего органа одномассовой вибромашин с шарниром Гука в трансмиссии привода дебалансного вибровозбудителя, а также получить представление о полигармонических возможностях таких машин.

**Методология.** Представление математической модели движения рабочего органа вибромашин в виде линейного дифференциального уравнения второго порядка. Особенностью колебательной системы является воздействие на нее возбуждающей силы центробежного вибровозбудителя, который приводится во вращение электродвигателем при помощи карданного вала. Решение задачи осуществлялось численным методом с определением «почти периода» и спектрального состава колебаний рабочего органа.

**Результаты.** Выявлен непериодический характер колебаний, предложена и апробирована методика исследования их спектрального состава, основанная на определении «почти периода» как момента «замыкания» фазовой траектории. По результатам проведенного исследования вскрыты особенности колебаний вибромашин с инерционным приводом, отмечены их достоинства и недостатки.

**Выводы.** В спектре перемещений рабочего органа вибромашин доминирующими являются гармонические составляющие с близкими частотами. К числу положительных особенностей рассмотренной схемы также можно отнести глобальную устойчивость формируемых полигармонических режимов движения.

**Ключевые слова:** вибрационная машина; возбудитель колебаний; шарнир Гука; спектральный состав; «почти период»; полигармоника.

**Введение.** С момента широкого применения вибрационных машин в различных отраслях промышленности практически все они создавались с реализацией гармонического закона колебаний. Однако исследованиями, выполненными отечественными и зарубежными учеными, установлено, что полигармонические колебания, возбуждаемые в рабочих органах вибромашин, могут существенно интенсифицировать технологические процессы [1, 2]. Работы, произведенные во второй половине прошлого века, показали эффективность полигармонических вибраций в процессах уплотнения бетонных смесей, при грохочении, измельчении и сепарации полезных ископаемых, при транспортировании влажных и липких материалов и т. д. Выявлено [1], что чем насыщеннее частотный спектр колебаний, тем выше вероятность возникновения резонансных перемещений частиц обрабатываемой среды, что улучшает условия обработки материала и повышает качественные и количественные технологические показатели работы вибромашин.

Развитие подходов к формированию полигармонических вибраций в вибромашиностроении идет в нескольких направлениях. Первое направление включает традиционные для вибрационной техники способы возбуждения колебаний механических систем, к которым относятся силовой и кинематический [3]. Результатом является создание вибровозбудителей динамического (центробежные и планетарные) и кинематического (кривошипно-шатунные, эксцентриковые) типов. Кроме них в ряде случаев применяются гидравлические, пневматические, электромагнитные и электродинамические полигармонические вибровозбудители. Исследованию колебательных систем и вибрационных машин с использованием полигармонических вибровозбудителей посвящены работы А. А. Аграновской, И. И. Блехмана, И. Ф. Гончаревича, Э. Э. Лавендела, Я. Г. Пановко, В. Н. Потураева, В. П. Франчука, А. Г. Червоненко, В. К. Преснякова, З. Е. Филера, Н. П. Ярошевича, В. П. Надутого, Г. А. Шевченко, G. Erlenstädt, R. Modrzewski, P. Wodziński и других ученых. К другому направлению можно отнести разработку вибромашин, принципиальные схемы которых ориентированы на использование эффектов, присущих нелинейным системам. В число работ, посвященных данному направлению, следует включить работы И. И. Быховского (супергармонический вибропривод, основанный на усилении неравномерности вращения дебалансов), Б. И. Крюкова (многомассовые вибромашины с кусочно-линейными упругими связями), Е. А. Логвиненко (асимметричная упругая связь подвижных масс вибромашин), М. В. Хвингии (субгармонические вибромашины с электромагнитным приводом). Заметная роль в изучении сложных, суб- и супергармонических резонансов в нелинейных системах принадлежит ученым Рижской школы вибротехники (С. Л. Цыфанский, В. И. Бересневич, А. Б. Окс, В. М. Закржевский, В. Н. Беловодский).

Авторы статьи продолжают эти исследования, в частности, установлена возможность генерирования полигармонических колебаний в многомассовых вибромашин [4, 5]. Однако выявлены и проблемы, связанные с формированием нелинейной характеристики упругой связи подвижных масс вибромашин заданного вида. Был проведен анализ нелинейных свойств упругих элементов, выполненных на базе постоянных магнитов и при использовании фасонных стальных пружин. Несмотря на возможность их применения в конструкциях вибромашин, способных реализовать суб- и супергармонические резонансы, авторов не удовлетворила сложность технических решений, трудоемкость изготовления и, соответственно, их стоимость. Поэтому и в настоящее время продолжаются поиски более простых конструктивных вариантов. Внимание авторов привлекла особенность работы универсального шарнира Гука (рис. 1): несоосное соединение ведомого и ведущего валов через один шарнир вызывает неравномерные вращения ведомого вала даже в том случае, когда вращение ведущего вала вполне равномерно [6].

Эта зависимость описывается соотношением [7–9]

$$\dot{\varphi}(t) = \frac{\omega \cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cos^2(\omega t)}, \quad (1)$$

где  $\omega$  и  $\dot{\varphi}$  – угловые скорости ведущего и ведомого валов соответственно;  $\beta$  – угол разворота валов;  $t$  – время.

В связи с этим продолжение работ по изучению возможностей формирования полигармонических колебаний рабочего органа вибромашин при помощи простых технических решений является актуальным. В случае успеха они мо-

гут быть использованы при создании новых и модернизации серийно выпускаемых вибромашин.

**Цель работы** – изучить характер колебаний рабочего органа одномассовых инерционных вибромашин с шарниром Гука в трансмиссии привода дебалансного вибровозбудителя при несоосном соединении приводного вала и вала вибровозбудителя, а также получить представление о полигармонических возможностях таких машин.

**Методика исследования.** Исследование проводится путем рассмотрения вибромашин с однонаправленными колебаниями рабочего органа при традиционных допущениях: упругие связи являются линейными, колеблющиеся массы абсолютно твердыми (сосредоточенными), а электродвигатель привода вибровозбудителя имеет неограниченную мощность (идеальный двигатель). Численное моделирование осуществляется в среде Matlab.

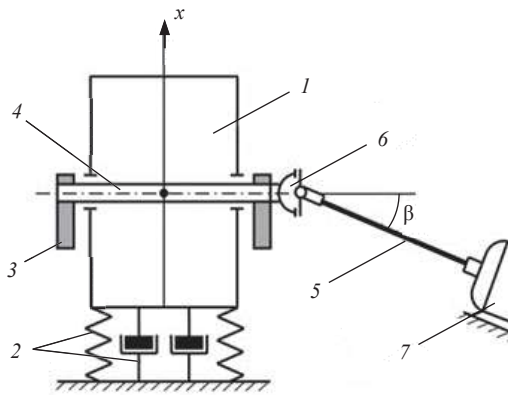


Рис. 1. Инерционная вибромашина с карданным валом в трансмиссии привода вращения вибровозбудителя: 1 – рабочий орган; 2 – упругие опоры (подвеска); 3 – дебаланс вибровозбудителя; 4 – вал вибровозбудителя; 5 – приводной вал; 6 – универсальный шарнир (шарнир Гука); 7 – электродвигатель

Fig. 1. Inertial vibrating machine with cardan shaft in the drive transmission of a vibration exciter: 1 – working body; 2 – elastic supports (suspension); 3 – unbalance of the vibration exciter; 4 – exciter shaft; 5 – drive shaft; 6 – universal joint (Hooke's joint); 7 – electric motor

**Основное содержание.** При указанных допущениях движение вибромашин описывается одним линейным дифференциальным уравнением второго порядка:

$$P(t) = m\ddot{x} + b_x\dot{x} + c_x x, \quad (2)$$

где  $P(t)$  – возбуждающая сила;  $m$  – масса колеблющихся частей вибромашин;  $b_x$  – коэффициент диссипации,  $b_x = \mu c_x$ ;  $c_x$  – коэффициент жесткости упругих элементов вдоль оси  $x$ ;  $\mu$  – коэффициент сопротивления.

Особенностью системы является воздействие на нее возбуждающей силы центробежного вибровозбудителя, который приводится во вращение электродвигателем при помощи карданного вала.

Согласно (1) эта сила

$$P(t) = S_0 (\dot{\phi}(t))^2 \sin(\dot{\phi}(t)t),$$

где  $S_0$  – статический момент массы возбудителя,

$$S_0 = m_v r,$$

$m_v, r$  – масса и эксцентриситет неуравновешенных частей дебалансного вибровозбудителя соответственно.

Тогда

$$P(t) = m_v r \left( \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cdot \cos^2 \omega t} \omega \right)^2 \sin \left( \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cdot \cos^2 \omega t} \omega t \right).$$

С целью снижения числа определяющих параметров приведем уравнение (2) к безразмерному виду. Разделим обе его части на  $m$  и перейдем к безразмерному времени  $\tau = p_0 t$ , где  $p_0$  – собственная частота системы. После этого, приняв  $x = \Delta \xi$  (где  $\Delta = 10^{-3}$  м), разделив уравнение на  $\Delta p_0^2$  и обозначив  $\eta = \omega/p_0$ , получим дифференциальное уравнение движения рабочего органа в безразмерной форме:

$$\frac{d^2 \xi}{d\tau^2} + v \frac{d\xi}{d\tau} + \xi = \delta(\tau), \quad (3)$$

где  $v = \mu p_0$ ;  $\delta(\tau) = \delta_0 \left( \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cos^2(\eta\tau)} \right)^2 \sin \left( \frac{\eta \cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cos^2(\eta\tau)} \tau \right)$ ;  $\delta_0 = 10^3 q r \eta^2$ ;

$q = m_v/m$  – относительная масса неуравновешенных частей вибровозбудителя.

При проведении расчетов значения параметров примем равными  $v = 0,1$ ;  $\delta_0 = 54$ ;  $\eta = 3$  (далекозарезонансный режим работы), что соответствует реальным параметрам вибромашин технологического назначения, а величину разворота валов будем считать равной  $\beta = \pi/4$ . Поведение системы рассмотрим на временном промежутке  $\tau \in [0, 400]$  и примем нулевые начальные условия, т. е.

$$\xi(0) = \frac{d\xi(0)}{d\tau} = 0. \quad (4)$$

Отметим, что величина промежутка интегрирования составляет примерно 190 оборотов вала двигателя, а при принятом уровне сопротивления в системе с периодическим возбуждением, т. е. при  $\beta = 0$ , установление стационарных колебаний наступает практически уже при  $\tau = 100$ .

Предварительное численное решение задачи (3), (4), выполненное одношаговыми методами Рунге–Кутты и многошаговым методом Адамса с шагом интегрирования, равным 0,01, показало близкие результаты, поэтому в качестве основного метода расчета далее принят первый как более быстродействующий.

На рис. 2 приведены фрагменты решения. На первом из графиков (рис. 2, а) представлен закон изменения возмущающей силы, т. е. правой части уравнения (3), на рис. 2, б – закон движения рабочего органа. Их визуальный анализ дает основания предполагать, что законы изменения возмущающей силы и движения рабочего органа имеют полигармонический характер с иррациональным соотношением частот, т. е. являются «почти периодическими».

В этом случае аппроксимация  $\xi(\tau)$  конечным «рядом Фурье» выглядит так [10–12]:

$$\xi(\tau) = \sum_{n=-N}^N c_n e^{i\lambda_n \tau}; \quad c_n = \bar{c}_{-n}, \quad (5)$$

где коэффициенты разложения  $c_n$  определяются соотношениями

$$c_n = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \xi(\tau) e^{-i\lambda_n \tau} d\tau, \quad (6)$$

а значения показателей Фурье  $\lambda_n$  удовлетворяют условию  $c_n \neq 0$ .

Однако численное определение этих показателей, исходя из соотношения (6), требует перебора всех возможных значений  $\lambda_n$  от нуля до бесконечности. Такая

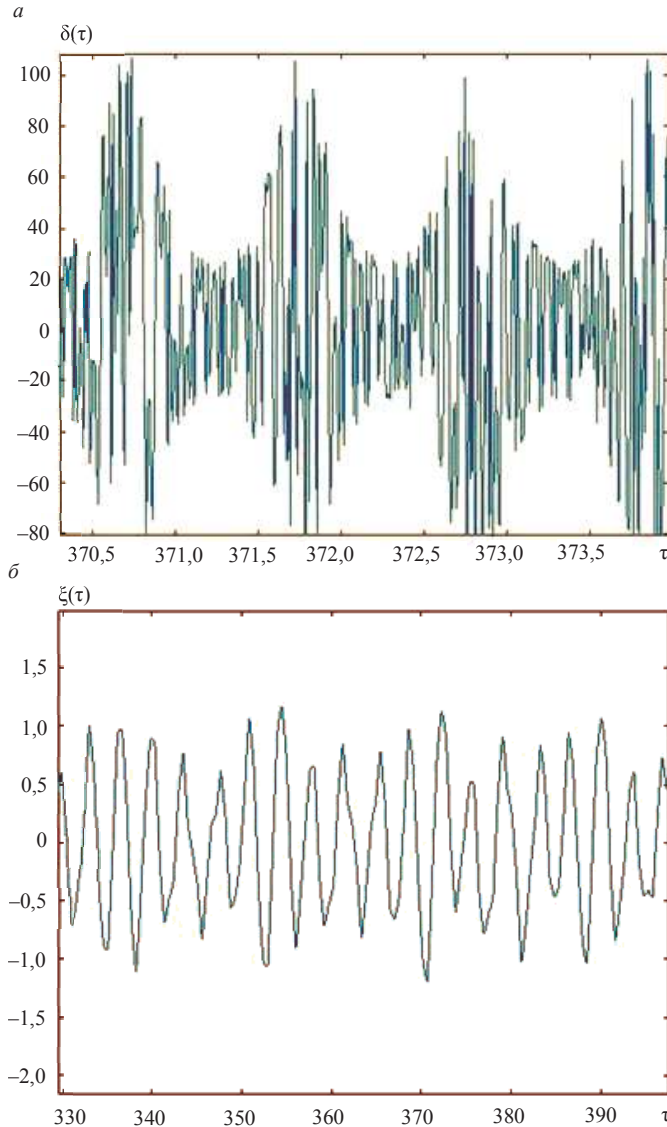


Рис. 2. Фрагменты анализа системы (3), (4) при  $\beta = \pi/4$ :  
 а – закон изменения внешней силы; б – закон движения рабочего органа  
 вибромашины

Fig. 2. Some results of the analysis of system (3), (4) for  $\beta = \pi/4$ :  
 а – the law of external force change; б – vibrating machine working body  
 motion law

процедура, даже выполняемая с некоторым шагом  $h_\lambda$ , с одной стороны, весьма затруднительна технически, а с другой – даже при небольших отличиях очередного текущего значения  $\lambda$  от одного из  $\lambda_n$  этот предел всегда оказывается равным нулю.

С учетом сказанного, приближенный спектральный анализ колебаний выполним следующим образом.

1. На «стационарном» временном участке устанавливаем «почти период» колебаний путем определения момента «замыкания» фазовой траектории, точнее ее проекции на плоскость  $(\xi, d\xi/d\tau)$ , с последующим наложением соседних участков законов движения для их визуального сравнения.

2. Проводим спектральный анализ выделенного участка, определяем амплитуды гармонических составляющих и оставляем те из них, амплитуды которых составляют не менее 3 % наибольшей. После этого определяем и начальные фазы отобранных гармоник.

3. Формируем описание «восстановленного» режима, строим его график и путем наложения осуществляем его визуальный контроль с полученным ранее результатом численного расчета.

В результате выполнения указанных мероприятий получены следующие результаты.

1. «Почти период» колебаний оказался равным  $T = 17,81$ . На рис. 3, а представлена проекция фазовой траектории системы на отрезке  $\tau \in [354,47; 372,28]$  на плоскость  $(\xi, d\xi/d\tau)$ , «погрешность замыкания» в данном случае составила  $\|\xi_{\text{кон}} - \xi_{\text{нач}}\| = 0,2079$ .

2. На участке  $\tau \in [354,47; 372,28]$  с шагом  $\Delta\tau = 0,01$  было выполнено формирование массива значений  $\xi_i = \xi(\tau_i)$ , по которым проведено определение коэффициентов многочлена (5) с помощью процедуры *ifft* (где  $\lambda_n = n\eta_1$ ;  $\eta_1 = 2\pi/T = 0,3528 \approx \sqrt{2}/4$ ), реализующей обратное преобразование Фурье, определены амплитуды гармонических составляющих  $Am(n) = 2\sqrt{c_n c_{-n}}$ , выделены наиболее существенные по указанному критерию и определены их начальные фазы по соотношениям

$$\varphi_n = \begin{cases} \arccos \frac{2\operatorname{Re}(c_{-n})}{Am(n)}, & \operatorname{Im}(c_{-n}) > 0; \\ -\arccos \frac{2\operatorname{Re}(c_{-n})}{Am(n)}, & \operatorname{Im}(c_{-n}) < 0. \end{cases}$$

3. «Восстановленный» режим в тригонометрической форме выглядит так:

$$\begin{aligned} \xi(\tau) = & 0,0547 \cos(2\eta_1\tau - 0,6185) + 0,1456 \cos(3\eta_1\tau - 0,8380) + \\ & + 0,0420 \cos(4\eta_1\tau - 1,5136) + 0,7637 \cos(5\eta_1\tau + 0,0909) + 0,2341 \cos(6\eta_1\tau + 0,3434) + \\ & + 0,0564 \cos(11\eta_1\tau - 0,4238) + 0,0891 \cos(12\eta_1\tau + 3,0878). \end{aligned}$$

Его визуальный сравнительный анализ с результатом численного расчета, полученный путем наложения графиков (рис. 3, б), показывает достаточно удовлетворительное совпадение.

Изложенные результаты, по мнению авторов, отражают адекватность полученного разложения численному расчету и демонстрируют выраженный полигармонический характер закона движения. Наиболее весомыми в нем являются третья, пятая и шестая гармонические составляющие, имеющие частоты 1,0584; 1,7640; 2,1168 при угловой скорости вращения вала двигателя, равной 3. Таким образом, в данном случае реализуются, по существу, колебания с субгармоническими частотами. Вместе с тем следует отметить и снижение интенсивности

колебаний при введении разворота валов. Так, если в линейной системе, т. е. при  $\beta = 0$ , амплитуда колебаний рабочего органа составляет  $\delta_0 / (\eta_2 - 1) \approx 6,75$  мм, то при  $\beta = \pi/4$  полуразмах колебаний немногим более 1 мм. Хотя можно добиться ее увеличения за счет приближения к резонансу, уменьшив скорость вращения вала двигателя.

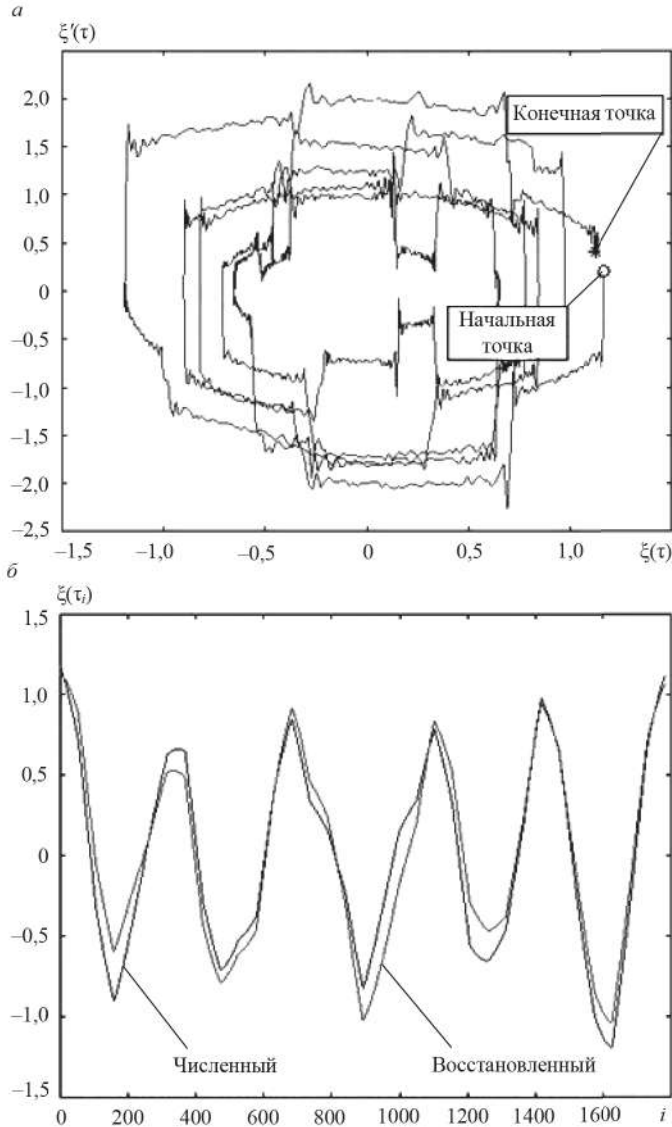


Рис. 3. К определению «почти периода» колебаний:  
 а – фазовая траектория для  $\tau \in [354, 47; 372, 28]$  ; б – результаты наложения «восстановленного» и численного законов движения  
 Fig. 3. On oscillations "almost-period" determination:  
 а – phase trajectory for  $\tau \in [354, 47; 372, 28]$  ; б – imposition results of motion laws

В заключение отметим, что ввиду линейности уравнения (2) его стационарное решение могло быть найдено и аналитически после предварительного разложения правой части уравнения в ряд Фурье. Однако при таком подходе, к сожалению, не вполне очевидны требования при выборе «почти

периода». Поэтому этот вариант решения задачи требует дополнительного обоснования.

**Заключение.** Подводя итог проведенному исследованию, следует отметить, что характер колебаний рабочего органа при несоосном соединении ведущего и ведомого валов в трансмиссии вибрационных машин с инерционным вибровозбуждением становится негармоническим и непериодическим. Для приближенного спектрального анализа таких колебаний в работе предложена и апробирована методика, основанная на определении «почти периода» колебаний как момента «замыкания» проекции фазовой траектории на плоскость  $(\xi, d\xi/d\tau)$ . Выполнен анализ закона перемещения рабочего органа вибромашины для угла разворота валов, равного  $\pi/4$ , который показал существенное падение интенсивности вибраций, выражаемое в снижении полуразмаха колебаний с одновременным появлением полигармонических составляющих, субгармонических относительно скорости вращения приводного вала. В спектре перемещений доминирующими являются гармонические составляющие с близкими частотами, что может оказаться достоинством в случае близкого по однородности состава обрабатываемой смеси. Также к числу положительных особенностей рассмотренной схемы можно отнести и глобальную устойчивость формируемых полигармонических режимов движения, что обусловливается линейностью динамической системы.

Изложенная информация может быть полезной при совершенствовании технологий и разработке вибрационных машин, а также при планировании и проведении экспериментов.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гончаревич И. Ф., Тиль Б. Асимметричные колебания – средство повышения эффективности вибрационных технологических процессов // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. 2005. № 10. С. 11–16.
2. Bak L., Loginov I., Michalcewicz J., Slepian V., Stachowicz F. Construction of screener oriented on application of parametric resonance // Zeszyty naukowe politechniki rzeszowskiej. RUTMech. 2013. T. XXX. Z. 85 (2/13). S. 109–117.
3. Вибрации в технике. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.
4. Belovodskiy V. N., Bukin S. L., Sukhorukov M. Y., Babakina A. A. 2:1 superharmonic resonance in two-masses vibrating machine // Journal of Vibration Engineering and Technologies. 2015. Vol. 3(2). P. 123–135.
5. Belovodskiy V., Bukin S., Sukhorukov M. Nonlinear antiresonance vibrating screen // Advances in Mechanisms Design. Proceedings of TMM 2012. Mechanisms and Machine Science. Vol. 8. Springer, 2012. P. 162–173.
6. Букин С. Л., Букина А. С., Селиверстов В. В. Динамическая модель одномассовой вибромашины с карданным валом в трансмиссии дебалансного возбудителя колебаний // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международ. сб. науч. тр. Донецк: ДонНТУ, 2014. Вып. 4 (50). С. 65–73.
7. Derzhanskii V., Taratorkin I. Subharmonic resonances in the hydromechanical transmission of the wheeled chassis // Trans Motauto World. 2016. Vol. 1. No. 2. P. 31–35.
8. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1973. 592 с.
9. Проектирование трансмиссии автомобилей / под ред. А. И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.
10. Анго А. Математика для электро- и радиоинженеров. М.: Наука, 1964. 772 с.
11. Левитан Б. М., Жиков В. В. Почти-периодические функции и дифференциальные уравнения. М.: Моск. ун-т, 1978. 205 с.
12. Liu J., Zhang C. Composition of piecewise pseudo almost periodic function and applications to abstract impulsive differential equations // Advances in Difference Equations. 2013:11. DOI:10.1186/1687-1847-2013-11

Поступила в редакцию 28 декабря 2018 года

#### Сведения об авторах:

**Беловодский Валерий Николаевич** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры компьютерного моделирования и дизайна Донецкого национального технического университета. E-mail: v.belovodskiy@gmail.com



**Букин Сергей Леонидович** – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры обогащения полезных ископаемых Донецкого национального технического университета.  
E-mail: s.bukin08@gmail.com

DOI: 10.21440/0536-1028-2019-4-114-123

## Polyharmonic opportunities of vibrating machines with cardan joint in inertial drive transmission

Valerii N. Belovodskii<sup>1</sup>, Sergei L. Bukin<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Donetsk National Technical University, Donetsk.

### Abstract

**Introduction.** A number of studies have found that polyharmonic oscillations excited in the working bodies of vibrating machines can significantly intensify various technological processes. It is revealed that the more saturated the frequency spectrum of oscillations, the higher is the probability of occurrence of resonant movements of particles of the medium being processed.

**Research aim** is to study the nature of oscillations of the working body of a single-mass vibrator with Hooke's joint in the transmission of an unbalanced vibration exciter, as well as to get an idea of the polyharmonic capabilities of such machines.

**Methodology** includes the representation of vibrating machine working body motion mathematical model in the form the second order linear differential equation. A feature of the oscillating system is the effect on it of the exciting force of the centrifugal vibration exciter, which is driven by an electric motor through a cardan shaft. The solution of the problem was carried out by a numerical method with an original determination of the "almost-period" and the following frequency content of the oscillations of the working body.

**Results.** The non-periodic nature of oscillations is revealed, the method of investigating their frequency content based on the "almost-period" determination as the moment of phase trajectory "closure" is proposed and tested. According to the results of the study, the oscillation features of the vibrating machines with an inertial drive were revealed, their advantages and disadvantages were noted.

**Conclusions.** In the spectrum of the oscillation of the working body of the vibrating machine, harmonic components with close frequencies are dominant. To the considered scheme positive features, the global stability of the formed polyharmonic motion modes can be attributed.

**Key words:** vibrating machine; vibration exciter; Hooke's joint; frequency content; "almost periodic"; polyharmonic.

### REFERENCES

1. Goncharevich I. F., Til B. Asymmetric oscillations is a means of improving the effectiveness of vibrating technological processes. *Stroitelnye materialy, oborudovanie, tekhnologii XXI veka = Construction Materials, Equipment, and Technologies of the 21st Century*. 2005; 10: 11–16. (In Russ.)
2. Bak L., Loginov I., Michalcewicz J., Slepian V., Stachowicz F. Construction of screener oriented on application of parametric resonance. *Zeszyty naukowe politechniki rzeszowskiej. RUTMech*. 2013; XXX; 85 (2/13): 109–117.
3. Lavendel E. E. (ed.) *Vibrations in engineering. Vol. 4. Vibration processes and machines*. Moscow: Mashinostroenie Publishing, 1981. (In Russ.)
4. Belovodskiy V. N., Bukin S. L., Sukhorukov M. Y., Babakina A. A. 2:1 superharmonic resonance in two-masses vibrating machine. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*. 2015; 3(2): 123–135.
5. Belovodskiy V., Bukin S., Sukhorukov M. Nonlinear antiresonance vibrating screen. In: *Advances in Mechanisms Design. Proceedings of TMM 2012. Mechanisms and Machine Science*. Vol. 8. Springer, 2012. P. 162–173.
6. Bukin S. L., Bukina A. S., Seliverstov V. V. Dynamic model one mass vibrating machine with propshaft in transmission debalance. In: *Progressive technologies and systems of mechanical engineering: international proceedings*. Donetsk: DonNTU Publishing; 2014; 4 (50): 65–73. (In Russ.)
7. Derzhanskii V., Taratorkin I. Subharmonic resonances in the hydromechanical transmission of the wheeled chassis. *Trans Motauto World*. 2016; 1 (2): 31–35.
8. Kozhevnikov S. N. *The theory of mechanisms and machines*. Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1973. (In Russ.)
9. Grishkevich A. I. (ed.) *Design of automobile transmission*. Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1984. (In Russ.)
10. Ango A. *Mathematics for electro- and radio-engineers*. Moscow: Nauka Publishing; 1964. (In Russ.)
11. Levitan B. M., Zhikov V. V. *Almost-periodic functions and differential equations*. Moscow: Moscow University Publishing; 1978. (In Russ.)
12. Liu J., Zhang C. Composition of piecewise pseudo almost periodic function and applications to abstract impulsive differential equations. *Advances in Difference Equations*. 2013;11. DOI:10.1186/1687-1847-2013-11

**Information about authors:**

**Valerii N. Belovodskii** – PhD (Engineering), Associate professor, associate professor of the Department of Computer Modelling and Design, Donetsk National Technical University. E-mail: v.belovodskiy@gmail.com

**Sergei L. Bukin** – PhD (Engineering), Associate professor, professor of Mineral Processing Department, Donetsk National Technical University. E-mail: s.bukin08@gmail.com

**Для цитирования:** Беловодский В. Н., Букин С. Л. Полигармонические возможности вибромашин с карданной передачей в трансмиссии инерционного привода // Известия вузов. Горный журнал. 2019. № 4. С. 114–123. DOI: 10.21440/0536-1028-2019-4-114-123

**For citation:** Belovodskii V. N., Bukin S. L. Polyharmonic opportunities of vibrating machines with cardan joint in inertial drive transmission. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal.* 2019; 4: 114–123 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2019-4-114-123