

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

DOI:10.34031/2071-7318-2020-5-5-135-142

**Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Рязанцев В.Г.*

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

**E-mail: mail_mihail@mail.ru*

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИБРОПОГРУЖАТЕЛЕЙ С АСИММЕТРИЧНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ

Аннотация. Вибрационные машины составляют большой класс строительной и дорожно-строительной техники. Совершенствование вибрационных машин ведётся по направлению совершенствования, прежде всего, вибрационного устройства, как основного рабочего органа машины. Длительное время в качестве вибрационных устройств использовались вибраторы с круговыми колебаниями, эффективности которых не всегда достаточно при выполнении специальных работ по погружению в грунт свай и извлечению их из грунта. Приоритетным направлением разработки и создания вибрационных устройств для технологических процессов в ближайшие годы является механизмы с асимметричными колебаниями. Вибрационные устройства с асимметричными колебаниями позволяют существенно повысить эффективность использования вибрационных машин за счёт того, что вынуждающая сила, направленная на выполнение полезной работы, превышает величину вынуждающей силы, направленную на выполнение холостого хода в несколько раз. Однако, в настоящее время отсутствует методика определения и расчёта параметров вибрационных устройств с асимметричными колебаниями взамен вибраторов с круговыми колебаниями. Целью статьи является рассмотрение способа проектирования вибрационных устройств с асимметричными колебаниями, основанного на использовании метода разложения заданной функции изменения величины суммарной вынуждающей силы в ряд Фурье, слагаемые члены которого представляют собой величины вынуждающих сил генерируемых каждой ступенью многоступенчатого вибрационного механизма. В основе исследования использованы классические аналитические и численные методы. Полученные результаты позволяют использовать методику оценки способа проектирования вибрационного устройства с асимметричными колебаниями на стадии проектирования и оценивать эффективность проектируемого вибрационного устройства.

Ключевые слова: дебалансный вибратор, асимметричные колебания, ступени вибрационного механизма, коэффициент динамичности, вынуждающая сила, ряд Фурье.

Введение. Вопросы создания и использования асимметричных колебаний изучаются и исследуются в различных областях науки и техники [1–5]. Большинство работ в области асимметричных колебаний отражают сугубо специфические исследования, применимые к конкретной области. Однако, они показывают широкие возможности использования асимметричных колебаний в иных приложениях в науке и в технике. В одних случаях [2, 3] асимметрия рассматривается по отношению к времени протекания процесса, а не к амплитуде. В других случаях асимметричные колебания используются как инструмент обратной связи в теории управления нагрузками в строительных конструкциях [4, 5].

В данной статье рассматриваются вопросы генерирования асимметричных колебаний рабочего оборудования машин строительной индустрии, позволяющие более эффективно и с большими скоростями ведение технологических про-

цессов, таких как погружение свай в грунт, сортировку материалов на вибрируемой поверхности грохота, уплотнения дорожно-строительных материалов при строительстве автодорог.

В области теории создания вибрационных устройств с асимметричными колебаниями имеется ряд научных публикаций [6–12], которые характеризуют состояние рассматриваемого вопроса в настоящее время. В [6] приведены условия генерирования асимметричных механических колебаний, в основу которых положены рекомендуемые соотношения статических моментов дебалансов на вибрационных валах вибрационного устройства, вращающихся с кратными угловыми скоростями. В работе [7] введено понятие коэффициента асимметрии суммарной вынуждающей силы как отношение максимальной величины вынуждающей силы, действующей в прямом направлении, к величине модуля максимальной величины вынуждающей силы, действу-

ющей в противоположном направлении. В данной работе не приводились численные значения статических моментов дебалансов, по приведенному уравнению величины вынуждающей силы, задача также сводилась к определению соотношения статических моментов дебалансов каждой ступени вибрационного устройства. В работе [8] для повышения эффективности способа режим генерирования возбуждающей силы F осуществляют по закону, в частности на базе зависимости $f(x)=e^{ax}$, в интервале $-\pi < x < \pi$, разложение которой в ряд Фурье содержит гармоники, каждая из которых представляет собой величину вынуждающей силы, генерируемой отдельной ступенью и входящей в суммарную вынуждающую силу вибрационного устройства с асимметричными колебаниями. Такой подход позволяет получить наибольшее значение коэффициента асимметрии суммарной вынуждающей силы и определить при этом необходимое количество элементарных ступеней вибрационного устройства с асимметричными колебаниями. В работе [9] была решена задача использования целого ряда аналитических зависимостей, позволяющих при разложении в ряд Фурье, получать исходные параметры для генерирования асимметричных колебаний с заданными характеристиками. Однако, по полученным результатам в [9] не проводились численные решения, что могло снижать ценность полученных результатов и внедрение вибрационных устройств с асимметричными колебаниями в производственную сферу.

$$\begin{aligned} \cos^{12} \frac{x}{2} = & \frac{462}{2048} + \frac{792}{2048} \cdot (\cos \omega \cdot t + \frac{495}{792} \cdot \cos 2 \cdot \omega \cdot t + \frac{220}{792} \cdot \cos 3 \cdot \omega \cdot t + \frac{66}{792} \cdot \cos 4 \cdot \omega \cdot t + \frac{12}{792} \cdot \\ & \cos 5 \cdot \omega \cdot t + \frac{1}{792} \cdot \cos 6 \cdot \omega \cdot t). \end{aligned} \quad (1)$$

где 12 – число дебалансных валов; ω – угловая скорость вращения валов первой ступени, c^{-1} ; x – переменная, $x = \omega t$; t – текущее время, с.

Продолжительность одного удара составляет:

$$\cos^{12} \frac{1}{2} x = \frac{462}{2048} = 0,2256$$

$$\cos \frac{1}{2} x = \sqrt[12]{0,2256} = 0,8833$$

$$\arccos \frac{1}{2} x = 28^\circ$$

$$x = 56^\circ \text{ из } 180^\circ \text{ или } x = 112^\circ \text{ из } 360^\circ.$$

Динамичность вибропогружателя находим из соотношения:

$$d = \frac{2048 - \frac{462}{0,2256}}{2048} = \frac{1 - 0,2256}{0,2256} = 3,4326$$

Целью статьи является рассмотрение способа проектирования вибрационных устройств с асимметричными колебаниями, основанного на использовании метода разложения заданной функции изменения величины суммарной вынуждающей силы в ряд Фурье [10,11,12], слагаемые члены которого представляют собой величины вынуждающих сил генерируемых каждой ступенью многоступенчатого вибрационного механизма.

Методы и методы. Методика расчёта вибрационных механизмов достаточно сложна и не определена в явном виде. Разложение некоторых функций в ряд Фурье позволяет получить асимметрию вынуждающей силы [13–15]. Объектом исследования является функция $y = \cos^{12} \frac{x}{2}$, где 12 – число дебалансных валов, т.е. – 6 пар вибрационных валов, при этом, каждая пара, являясь ступенью вибрационного устройства, генерирует элементарную направленную симметричную силу. Действия для реализации поставленной цели выполняются в следующей последовательности. Принятая функция представляется в виде ряда Фурье, устанавливаются величины, определяющие параметры вибрации, выполняется расчёт составляющих сумму ряда Фурье, определяются значения коэффициентов асимметрии частных и суммарной вынуждающей силы.

Основная часть. Используя [15], ряд Фурье при разложении функции $y = \cos^{12} \frac{x}{2}$, представлен в виде:

Задаем развиваемую погружающую силу $F = 10$ кН

Определим необходимую массу разрабатываемой машины

$$m_{min} = \frac{1}{d} \cdot \frac{F}{g}, \quad (2)$$

где d – динамичность машины; g – ускорение силы тяжести, $9,8$ м/с²; F – сила погружающая.

$$m_{min} = \frac{1}{3,4326} \cdot \frac{10000}{9,8} = 300 \text{ кг}$$

Определяем время одного оборота первого дебалансного вала, который вращается с частотой $n=500$ об/мин

$$t = \frac{60}{\omega} = \frac{60}{500} = 0,12 \text{ с,}$$

где ω – угловое ускорение.

Определяем долю удара в полном обороте дебалансов

$$\delta_t = \frac{x}{360^\circ} = \frac{112^\circ}{360^\circ} = 0,3111$$

Отсюда определяем время одного удара

$$\tau_{уд} = \delta_t \cdot t = 0,3111 \cdot 0,12 = 0,0373 \text{ с}$$

Определяем скорость погружения сваи

$$S_1 = \frac{gt^2}{2} = 9,81 \cdot \frac{0,0373^2}{2} = 0,007 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 3,5 \text{ м/м}$$

Определяем амплитудное значение величины вынуждающей силы вибропогружателя

$$A = F + m_{min} = 10000 + 3000 = 13000 \text{ Н} \\ = 13 \text{ кН}$$

где F – заданная вынуждающая сила; m_{min} – минимальная масса вибропогружателя.

Определяем долю силы удара приходящейся на каждый вал

$$A \cdot \frac{792}{2048} \cdot n_k, \quad (3)$$

где n_k – множитель перед косинусами для каждого вала.

Для первого вала сила составит

$$F_1 = 13 \cdot \frac{792}{2048} \cdot 1 = 5,027$$

Для второго вала сила составит

$$F_2 = 13 \cdot \frac{792}{2048} \cdot 0,625 = 3,14$$

Для третьего вала сила составит

$$F_3 = 13 \cdot \frac{792}{2048} \cdot 0,278 = 1,4$$

Для четвертого вала сила составит

$$F_4 = 13 \cdot \frac{792}{2048} \cdot 0,083 = 0,42$$

Для пятого вала сила составит

$$F_5 = 13 \cdot \frac{792}{2048} \cdot 0,0152 = 0,076$$

Для шестого вала сила составит

$$F_6 = 13 \cdot \frac{792}{2048} \cdot 0,0013 = 0,0075$$

Суммарная сила составляет: $\sum_1^6 F_i = 10,07$ кН. Погрешность составляет 0,7%, которая возникает в результате округлений при вычислениях.

Статический момент массы дебалансов каждой ступени вибрационного устройства с асимметричными колебаниями дебаланса каждого вала составляет

$$m_i \cdot r_i = \frac{F_i}{\omega_i^2} \quad (4)$$

где m_i – масса дебалансов i – той ступени; r_i – радиус смещения центра массы дебаланса i – той ступени; ω_i^2 – угловая скорость дебалансных валов i – той ступени.

Угловая скорость дебалансных валов i – той ступени

$$\omega_i^2 = \frac{\pi \cdot n_i}{30} \quad (5)$$

где n_i – частота вращения дебалансных валов i – той ступени.

По формуле (5) определяем угловую скорость дебалансных валов i – той ступени.

$$\omega_1 = 52,3 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \omega_2 = 104,7 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \omega_3 = 157 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_4 = 209,3 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \omega_5 = 261,7 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \omega_6 = 314 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

По формуле (4) определяем статический момент дебалансов каждой ступени

$$m_1 R = \frac{5027}{52,3^2} = 1,838 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$m_2 R = \frac{3140}{104,7^2} = 0,29 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$m_3 R = \frac{1400}{157^2} = 0,057 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$m_4 R = \frac{420}{209,3^2} = 0,010 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$m_5 R = \frac{76}{261,7^2} = 0,001 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$m_6 R = \frac{7,5}{314^2} = 0,0008 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

После определения статических моментов дебалансов каждой ступени величину R можно корректировать исходя из конструктивных соображений [16,17,18].

Если в вибрационном устройстве используются две ступени с частотой вращения валов 500 и 1000 об/мин, то график изменения суммарной вынуждающей силы будет иметь асимметрию, равную $k_d = 1,995$, табл. 1, рис. 1. Результаты приведены в безразмерной форме. При необходимости получения результата в единицах размерности необходимо умножить полученные значения на требуемую величину суммарной вынуждающей силы.

Коэффициент асимметрии вынуждающей силы определяется как отношение наибольшего значения в положительной области [17,18,19], в пределах периода, при $\Delta t = 0,000$ с. к модулю наибольшего значения в отрицательной области при $\Delta t = 0,036$ с. и составляет: $k_d = 1,995$.

Аналогичные графики приводим для трёх-, четырёх-, пятиступенчатого вибрационного устройства (1) с асимметричными колебаниями.

Таблица 1

Результаты расчёта суммарной вынуждающей силы вибрационного устройства с асимметричными колебаниями, состоящего из двух ступеней, $i=2$

№ пп	Δt	ω_1	ω_2	F_1	F_2	Сумм. $F_1 + F_2$
1	0	52,3	104,7	0,386719	0,241699	0,628418
2	0,006	52,3	104,7	0,367811	0,195584	0,563395
3	0,012	52,3	104,7	0,312935	0,074836	0,38777
4	0,018	52,3	104,7	0,227457	-0,07447	0,152988
5	0,024	52,3	104,7	0,119737	-0,19536	-0,07562
6	0,03	52,3	104,7	0,000308	-0,2417	-0,24139
7	0,036	52,3	104,7	-0,11915	-0,19581	-0,31496
8	0,042	52,3	104,7	-0,22696	-0,0752	-0,30216
9	0,048	52,3	104,7	-0,31257	0,074103	-0,23847
10	0,054	52,3	104,7	-0,36762	0,195131	-0,17249
11	0,06	52,3	104,7	-0,38672	0,241698	-0,14502
12	0,066	52,3	104,7	-0,368	0,196035	-0,17196
13	0,072	52,3	104,7	-0,3133	0,075567	-0,23773
14	0,078	52,3	104,7	-0,22796	-0,07374	-0,30169
15	0,084	52,3	104,7	-0,12032	-0,1949	-0,31523
16	0,09	52,3	104,7	-0,00092	-0,2417	-0,24262
17	0,096	52,3	104,7	0,118565	-0,19626	-0,0777
18	0,102	52,3	104,7	0,22646	-0,07593	0,150527
19	0,108	52,3	104,7	0,312209	0,07337	0,385579
20	0,114	52,3	104,7	0,367428	0,194676	0,562104
21	0,12	52,3	104,7	0,386717	0,241694	0,628412

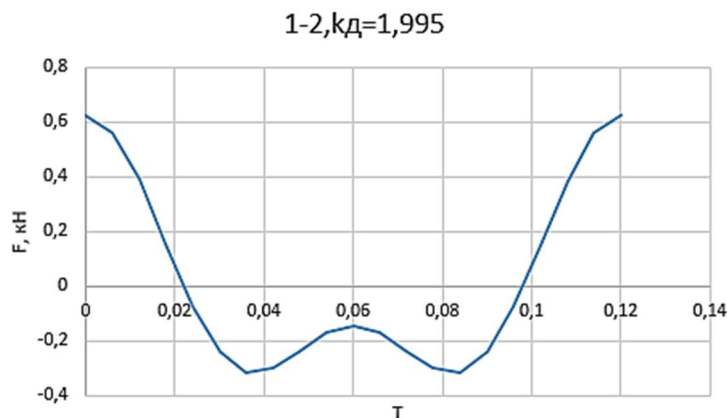
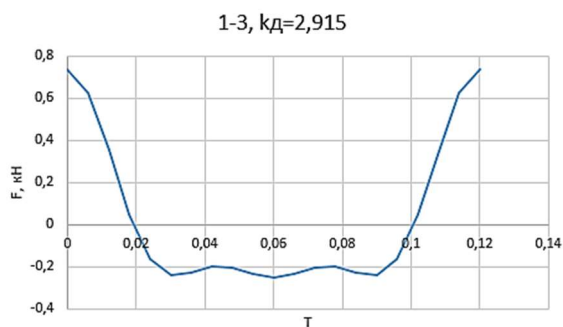
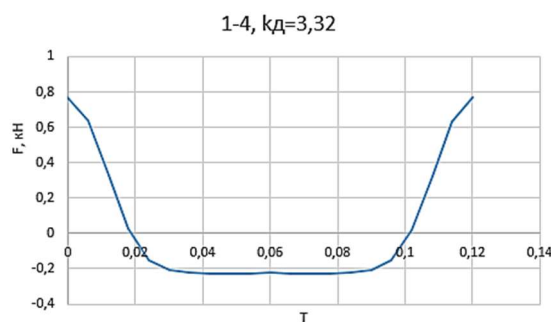


Рис. 1. График изменения величины суммарной вынуждающей силы в пределах одного периода колебаний при использовании двух ступеней в вибрационном устройстве с асимметричными колебаниями



a)



б)

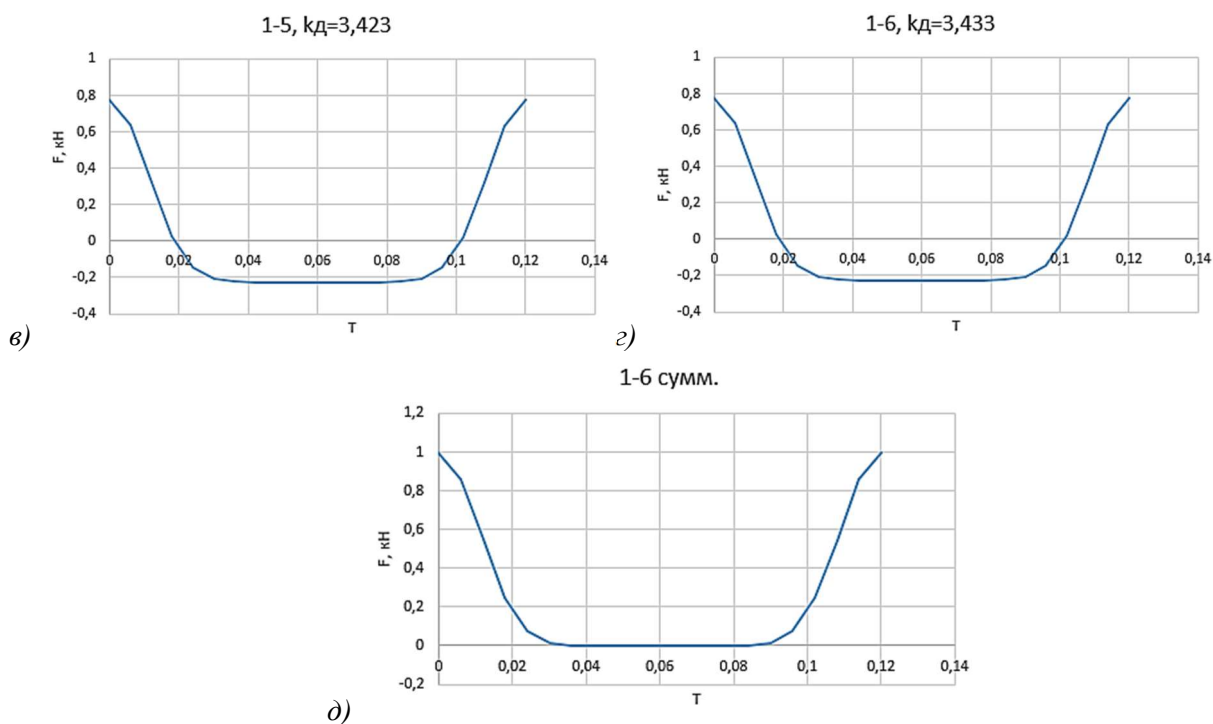


Рис. 2. Графики изменения величины вынуждающей силы многоступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями (1) при числе ступеней: $i=3(a)$; $4(b)$; $5(в)$; $6(з)$; $д$ – график суммарной вынуждающей силы $F = 10$ кН

Выводы. Приведенные численные решения в полной мере подтверждают заявленные в работе [7] положения о методике проектирования вибрационных устройств с асимметричными колебаниями, например, для вибропогружателей свай. Для конкретной функции, моделирующей шести ступенчатое вибрационное устройство с асимметричными колебаниями получена сходимость результатов расчёта максимального коэффициента асимметрии данной функции. В статье приведена методика проектирования и расчёта основных параметров вибропогружателя с асимметричными колебаниями. Показано, как при увеличении числа ступеней изменяется коэффициент асимметрии вынуждающей силы. Полученные и приведенные в статье результаты позволяют принять решение о выборе рационального числа ступеней по коэффициенту асимметрии вынуждающей силы. В данном случае, можно ограничиться тремя ступенями, рис. 2а, так как дальнейшее увеличение числа ступеней не приводит к значительному увеличению коэффициента асимметрии вынуждающей силы, но ведёт к дополнительным затратам на проектирование и изготовление оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Primož O., Janko S., Miha B. Harmonic equivalence of the impulse loads in vibration fatigue // *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 65. Pp. 631–640. DOI:10.5545/sv-jme.2019.6197

2. Tappeiner Hanns W., Klatzky Roberta L., Unger B., Hollis R. Good vibrations: asymmetric vibrations for directional haptic cues // *World Haptics*. 2009. Vol. 362. Pp. 144–159.

3. Hantaro N. Asymmetric vibrations // *Proc. Imp. Acad.* 1927. No. 1. Vol. 3. Pp. 23–27. doi:10.3792/pia/1195581953.

4. Асташев В.К. О новых направлениях использования явления резонанса в машинах // *Вестник научно-технического развития. Национальная Технологическая Группа*. 2011. №8. С. 10–15.

5. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. СПб.: Издательский дом «Руда и металлы», 2013. 640 с.

6. Kleibl A, Heichel Ch. Vibration Generator. Patent US, no. 7804211, 2009.

7. Пат. 2350806, Российская Федерация, МПК F16H 33/00. Зубчатый инерционный самобалансный механизм / В.Н. Ермоленко, И.В. Насонов, П.Н. Нестеренко; заявитель и патентообладатель В.Н. Ермоленко, И.В. Насонов, П.Н. Нестеренко. № 2007140665; заявл. 01.11.2007; опубл. 27.03.2009, Бюл. №9. 8 с.

8. Пат. 2528715, Российская Федерация, E02D 7/18. Способ направленного инерционного вибровозбуждения и дебалансный вибровозбудитель направленного действия для его осуществления / М.Д. Герасимов, И.К. Исаев, В.А. Степанищев, Д.М. Герасимов; заявитель и патен-

тообладатель ФГБОУ ВПО «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова». № 2013114775; заявл. 02.04.2013; опубл. 20.09.2014, Бюл. №26. 14 с.

9. Герасимов М.Д. Сложение колебаний в вибропогружателях // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. №3. С. 116–121.

10. Лавандела Э.Э. Вибрации в технике: Справочник. М.: Машиностроение, 1981. Т.4. 509 с.

11. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчёт вибрационных грохотов. М.: Недра. 1986. 144 с.

12. Бауман В.А. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник. М.: Машиностроение, 1970. 632 с.

13. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. М.: Мир, 1986. 351 с.

14. Дудкин М.В., Кузнецов П.С. Динамический анализ эллиптического планетарного вибровозбудителя для дорожных вибрационных катков // Вестник ВКГТУ. 2005. №1. С. 3–7.

15. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. М.: Наука, 1981. 550 С.

16. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах // Строительные и дорожные машины. 2014. №1. С. 35–38.

17. Spendley W., Hext G.R., Himsforth F.R. Sequential application of simplex designs of optimization and evolutionary operation // Technometrics. 1952. No.3. Pp. 441–461.

18. Fidlin A. Nonlinear oscillations in mechanical engineering. Berlin, Heidelberg. Springer-Verlag, 2006. 358 p.

19. Андриевский Б.Р., Гузенко П.Ю., Фрадков А.Л. Управление нелинейными колебаниями механических систем методом скоростного градиента // Автоматика и телемеханика. 1996. №4. С. 4–17.

20. Леонов Г.А., Смирнова В.Б. Математические проблемы теории фазовой синхронизации. СПб.: Наука, 2000. 400 с.

Информация об авторах

Герасимов Михаил Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент кафедры подъёмно-транспортных и дорожных машин; руководитель учебно-научно-исследовательской лаборатории «Инновационные вибрационные машины и оборудование», E-mail: mail_mihail@mail.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, Костюкова, д. 46.

Любимый Николай Сергеевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры подъёмно-транспортных и дорожных машин. E-mail: nslubim@bk.ru Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, Костюкова, д. 46.

Рязанцев Владислав Геннадиевич, аспирант. E-mail: vladeslav390@gmail.com Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, Костюкова, д. 46.

Поступила 05.04.2020

© Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Рязанцев В.Г., 2020

***Gerasimov M.D., Lubimyi N.S., Ryazantsev V.G.**
Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhova
*E-mail: mail_mihail@mail.ru

METHODOLOGY OF VIBRO LOADER DESIGN WITH ASYMMETRIC OSCILLATIONS

Abstract. *Vibration machines make up a large class of construction and road construction equipment. The improvement of vibration machines is carried out in the direction of improving the vibration device as the main working body of the machine. For a long time, vibrators with circular vibrations are used as vibration devices, the effectiveness of which is not always sufficient when performing special work on immersing piles into and removing them from the soil. The priority area of development and creation of vibration devices for technological processes in the coming years is mechanisms with asymmetric oscillations. Vibration devices with asymmetric oscillations can significantly increase the efficiency of using vibration machines due to the fact that the driving force aimed at performing useful work exceeds the magnitude of the driving force directed at idling several times. However, at present there is no method for determining and calculating the parameters of vibration devices with asymmetric oscillations instead of circular vibrators. The purpose of the article is to consider a method for designing vibrational devices with asymmetric oscillations, based on the method of expanding a given function of changing the value of the total driving force into a Fourier series, the terms of*

which are the values of the driving forces generated by each stage of a multi-stage vibration mechanism. The study is based on classical analytical and numerical methods. The results obtained allows to use the methodology for evaluating the design method of a vibration device with asymmetric vibrations at the design stage and to evaluate the effectiveness of the designed vibration device.

Keywords. unbalanced vibrator, asymmetric vibrations, stages of the vibration mechanism, dynamic coefficient, driving force, Fourier series.

REFERENCES

1. Primož O., Janko S., Miha B. Harmonic equivalence of the impulse loads in vibration fatigue. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 65. Pp. 631–640. DOI:10.5545/sv-jme.2019.6197
2. Tappeiner Hanns W., Klatzky Roberta L., Unger B., Hollis R. Good vibrations: asymmetric vibrations for directional haptic cues. *World Haptics*. 2009. Vol. 362. Pp. 144–159.
3. Hantaro N. Asymmetric vibrations. *Proc. Imp. Acad.* 1927. No. 1. Vol. 3. Pp. 23–27. doi:10.3792/pia/1195581953.
4. Astashev V.K. About new directions of using the resonance phenomenon in machines [O novyh napravleniyah ispol'zovaniya yavleniya rezonansa v mashinah]. *Bulletin of scientific and technological development. National Technology Group*. 2011. No. 8 (48). Pp. 10–15. (rus)
5. Blekhman I.I. The theory of vibration processes and devices [Teoriya vibratsionnykh processov i ustrojstv]. *Vibration mechanics and vibration technology*. SPb., Publishing House "Ore and Metals". 2013. 640 p. (rus)
6. Kleibl A, Heichel Ch. *Vibration Generator*. Patent US, no. 7804211, 2009.
7. Ermolenko V.N., Nasonov I.V., Nesterenko P.N. Toothed inertial self-balancing mechanism. *Ptent RF*, no. 2350806, 2009.
8. Gerasimov M.D., Isaev I.K., Stepanishchev V.A., Gerasimov D.M. Method of directional inertial vibration excitation and unbalanced vibration exciter of directional action for its implementation. *Ptent RF*, no. 2528715, 2014.
9. Gerasimov M.D. Addition of vibrations in vibration absorbers [Addition of vibrations in vibration absorbers]. *Bulletin of BSTU. V.G. Shukhov*. 2016. No. 3. Pp. 116–121.
10. Lavandela E.E. *Vibration in technology [Vibratsii v tekhnike]*. M.: Mechanical Engineering, 1981. Vol. 4. 509 p.
11. Weisberg L.A. Design and calculation of vibrating screens [Proektirovanie i raschyot vibratsionnykh grohotov]. M.: Nedra. 1986. 144 p.
12. Bauman V.A. *Vibration machines in the construction and production of building materials [Vibratsionnye mashiny v stroitel'stve i proizvodstve stroitel'nykh materialov]*. M.: Engineering, 1970. 632 p.
13. Rekleitis G., Reyvindran A., Ragsdel K. *Optimization in technology [Optimizatsiya v tekhnike]*. M.: Mir, 1986. 351 p.
14. Dudkin M.V., Kuznetsov P.S. Dynamic analysis of an elliptical planetary vibration exciter for road vibratory rollers [Dinamicheskij analiz ellipticheskogo planetarnogo vibrovzbudatelya dlya dorozhnykh vibratsionnykh katkov]. *Vestnik EKSTU*. 2005. No.1. Pp. 3–7. (rus)
15. Bronstein I.N., Semendyaev K.A. *Math reference book for engineers and college students [Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashchihsya vuzov]*. M.: Nauka, 1981. 550 p.
16. Gerasimov M.D. A method of obtaining directed mechanical vibrations for practical use in technological processes [Sposob polucheniya napravlennykh mekhanicheskikh kolebanij dlya prakticheskogo primeneniya v tekhnologicheskikh processah]. *Construction and road cars*. 2014. No.1. Pp. 35–38. (rus)
17. Spendley W., Hext G.R., Himsworth F.R. Sequential application of simplex designs of optimization and evolutionary operation. *Technometrics*. 1952. No.3. Pp. 441–461.
18. Fidler A. *Nonlinear oscillations in mechanical engineering*. Berlin, Heidelberg. Springer-Verlag, 2006. 358 p.
19. Andrievsky B.R., Guzenko P.Yu., Fradkov A.L. Control of nonlinear vibrations of mechanical systems by the speed gradient method [Upravlenie nelinejnymi kolebaniyami mekhanicheskikh sistem metodom skorostnogo gradienta]. *Automation and Remote Control*. 1996. No.4. Pp. 4–17. (rus)
20. Leonov G.A., Smirnova V.B. *Mathematical problems of the theory of phase synchronization [Matematicheskie problemy teorii fazovoj sinhronizatsii]*. St. Petersburg: Nauka, 2000. 400 p.

Information about the authors

Gerasimov, Mikhail D. PhD, Assistant professor. E-mail: mail_mihail@mail.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, ul. Kostyukova, 46.

Lubimyi, Nikolai S. PhD, Senior lecturer. E-mail: nslubim@bk.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, ul. Kostyukova, 46.

Ryazantsev, Vladislav G. Postgraduate student. E-mail: vladeslav390@gmail.com Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, ul. Kostyukova, 46.

Received 05.04.2020

Для цитирования:

Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Рязанцев В.Г. Методика проектирования вибропогружателей с асимметричными колебаниями // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2020. № 5. С. 135–142. DOI:10.34031/2071-7318-2020-5-5-135-142

For citation:

Gerasimov M.D., Lubimyi N.S., Ryazantsev V.G. Methodology of vibro loader design with asymmetric oscillations. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2020. No. 5. Pp. 135–142. DOI:10.34031/2071-7318-2020-5-5-135-142