

ФОРМИРОВАНИЕ ИДЕАЛЬНОГО ЗАКОНА ИЗМЕНЕНИЯ ВЫНУЖДАЮЩЕЙ СИЛЫ ВИБРАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА С АСИММЕТРИЧНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЯДА ФУРЬЕ

Герасимов М.Д., Горлов А.С., Рязанцев В.Г., Любимый Н.С., Бражник Ю.В.
Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, Белгород

Ключевые слова: колебания асимметричные, идеальный закон, ряд Фурье, вынуждающая сила, коэффициент асимметрии.

Аннотация. Применение в рабочем оборудовании строительных и дорожных машин вибрационных устройств с асимметричными колебаниями, взамен вибраторов с круговыми и направленными колебаниями, с течением времени становится всё более актуальным. Рассматривая время периода гармонического колебания как сумму, состоящую из времени действия вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы и времени действия вынуждающей силы в направлении холостого хода, можно предположить, что при снижении величины вынуждающей силы в направлении холостого хода появляется возможность снижения усилий на конструкцию и несущие узлы машины в целом. Это позволит снизить металлоёмкость и энергозатраты на выполнение работ. Для построения методики расчёта и проектирования вибрационных устройств с асимметричными колебаниями и построения «идеального» закона движения рабочего органа достаточно часто используется метод разложения некоторого суммарного колебательного процесса в ряд Фурье. Статья посвящена численному анализу некоторых полученных ранее законов движения с использованием ряда Фурье и сравнению с заявляемыми ожиданиями.

FORMATION OF AN IDEAL LAW OF CHANGE IN THE FORCE OF A VIBRATING DEVICE WITH ASYMMETRIC OSCILLATIONS USING THE FOURIER SERIES

Gerasimov M.D., Gorlov A.S., Ryazantsev V.G., Lyubimiy N.S., Brazhnik Yu.V.
Belgorod State Technological University n.a. V.G. Shukhov, Belgorod

Keywords: asymmetric oscillations, ideal law, Fourier series, driving force, asymmetry coefficient.

Abstract. The use of vibration devices with asymmetric vibrations in the working equipment of construction and road machines, instead of vibrators with circular and directional vibrations, is becoming more and more relevant over time. Considering the time of the harmonic oscillation period as a sum consisting of the time of the driving force in the direction of performing useful work and the time of the driving force in the idle direction, it can be assumed that with a decrease in the magnitude of the driving force in the idle direction, it becomes possible to reduce the forces on the structure and bearing parts of the machine as a whole. This will reduce the metal consumption and energy costs for the performance of work. To construct a methodology for calculating and designing vibration devices with asymmetric oscillations and constructing an “ideal” law of motion of the working body, the method of expanding some total oscillatory process into a Fourier series is often used. The article is devoted to the numerical analysis of some previously obtained laws of motion using the Fourier series and comparison with the stated expectations.

Введение. Вибрационные машины в строительной индустрии занимают важное место во многих технологических процессах [1, 2]. В общем объёме вибрационные машины с использованием круговых и направленных колебаний занимают преимущественное положение. Способы генерирования асимметричных колебаний и вибрационные машины для их использования периодически привлекают внимание исследователей, проектировщиков и производителей технологического оборудования [3-5]. В отдельных направлениях асимметричные колебания находят обоснованное применение [5, 6]. Однако, в отрасли строительной индустрии вибрационные машины с асимметричными колебаниями внедряются достаточно медленно.

Очевидно, требуются дополнительные исследования в области теоретического обоснования методов создания асимметричных колебаний, в области оптимальных

проектных решений, в области выбора мест применения и в области обоснования преимуществ в сравнении с традиционными методами возбуждения вибрации.

В области теоретического обоснования параметров способа получения асимметричных колебаний часть исследований опирается на использование разложения периодических функций с помощью преобразований Фурье [7, 8, 10].

Данная статья является частью общего анализа методов создания и сравнительной оценки возможного применения асимметричных колебаний в строительной технике и посвящена исследованию расчётных характеристик, ориентированных на технологическое применение.

Методы исследования. В работе используются классические методы анализа научных публикаций, включающие аналитические и численные оценки опубликованных результатов исследований, относящихся к асимметричным колебаниям. Сформулируем задачу следующим образом. Имеется некоторый идеальный закон (рис. 1) изменения величины вынуждающей силы от времени, в пределах одного периода, который необходимо реализовать в конструкции вибрационного устройства с коэффициентом асимметрии, равным k_0 .



Рис. 1. Исходные данные для проектирования вибрационного устройства с асимметричными колебаниями с произвольным числом ступеней и коэффициентом асимметрии вынуждающей силы, равным k_0

Амплитудная, суммарная, величина составляющей вынуждающей силы, действующей в направлении выполнения полезной работы, равна 25 кН. Величина составляющей вынуждающей силы, действующей в направлении выполнения холостого хода, составляет 5 кН. Тогда, коэффициент асимметрии вынуждающей силы, или коэффициент динамичности, составляет:

$$k_0 = \frac{F_{n.p}}{|F_{xx}|} = \frac{25}{5} = 5,0. \quad (1)$$

Целью работы является оценка коэффициента асимметрии суммарного гармонического колебания, построенного на основе пяти значащих слагаемых ряда Фурье.

Результаты исследований. Разложение графика (рис. 1) в ряд Фурье приводит к виду:

$$Y = 1 + \frac{10}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} (6 \sin(0,2n\pi)) \cos \frac{n\pi t}{0,06}. \quad (2)$$

Требуется, с использованием разложения в ряд Фурье, выбрать число ступеней и их основные параметры для проектирования вибрационного устройства с асимметричными колебаниями по первым пяти слагаемым полученного ряда.

В результате разложения функции (рис. 1) в ряд Фурье полученное выражение (2) позволяет построить график (рис. 2).

Принимаем число ступеней вибраторов с направленными колебаниями, образующих вибрационное устройство с асимметричными колебаниями, равное пяти.

Раскрывая выражение (2), получаем:

$$Y = 1 + \frac{10}{\pi} \left(11,2259 \cos \frac{\pi t}{0,06} + 9,08 \cos \frac{2\pi t}{0,06} + 6,055 \cos \frac{3\pi t}{0,06} + 2,806 \cos \frac{4\pi t}{0,06} - 1,87 \cos \frac{6\pi t}{0,06} \right). \quad (3)$$

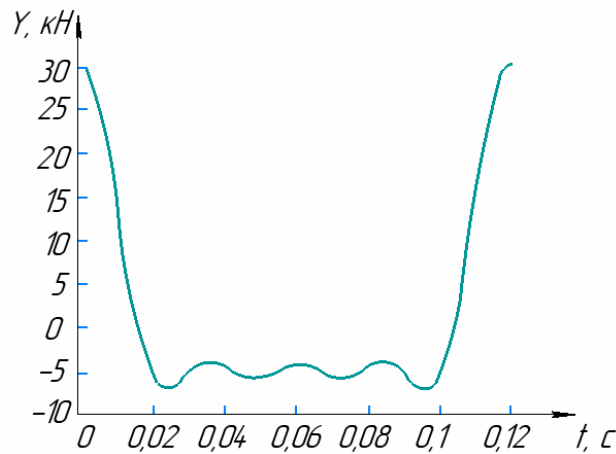


Рис. 2. Изменение величины суммарной вынуждающей силы в соответствии с выражением (2)

Частота вращения дебалансных валов каждой ступени, соответственно: 500, 1000, 1500, 2000, 2500. Период колебаний устройства принимаем по наибольшему значению из пяти ступеней: $T = 0,12$ с.

Выполняем поочерёдно вычисления каждого слагаемого в скобках. Число точек для построения графиков принимаем 20. Тогда интервал времени между соседними точками составит: $dt = \frac{T}{20} = \frac{0,12}{20} = 0,006$ с. Численное значение коэффициента перед первым слагаемым в скобках равно: $k_1 = 11,226$. Результат расчёта первого слагаемого, являющегося аналогом вынуждающей силы первой ступени, приведены в таблице 1.

Табл. 1. Результаты расчёта первого слагаемого в скобках: $y_1 = 11,2259 \cdot \cos \frac{\pi t}{0,06}$

№	dt	k_1	$\cos \frac{\pi t}{0,06}$	F_1
1	0	11,226	1	11,226
2	0,006	11,226	0,951106	10,67711
3	0,012	11,226	0,809204	9,084126
4	0,018	11,226	0,588172	6,602816
5	0,024	11,226	0,309623	3,475826
6	0,03	11,226	0,000796	0,00894
7	0,036	11,226	-0,30811	-3,45882
8	0,042	11,226	-0,58688	-6,58835
9	0,048	11,226	-0,80827	-9,07361
10	0,054	11,226	-0,95061	-10,6716
11	0,06	11,226	-1	-11,226
12	0,066	11,226	-0,9516	-10,6826
13	0,072	11,226	-0,81014	-9,09462
14	0,078	11,226	-0,58946	-6,61727
15	0,084	11,226	-0,31114	-3,49282
16	0,09	11,226	-0,00239	-0,02682
17	0,096	11,226	0,306592	3,441807
18	0,102	11,226	0,585593	6,573863
19	0,108	11,226	0,807329	9,063071
20	0,114	11,226	0,950117	10,66601
21	0,12	11,226	0,999995	11,22594

Здесь k_i – численное значение коэффициента, стоящего перед каждым слагаемым в скобках.

Строим график изменения $F_1 = f(dt)$ (рис. 3).

$$F_1 = 11,226 * \cos(3,14 * t / 0,06)$$

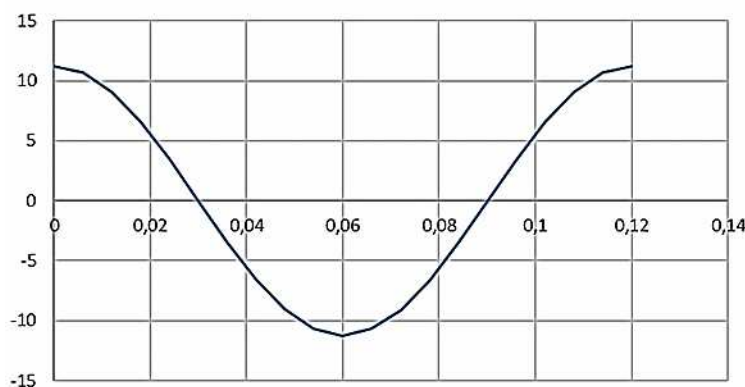


Рис. 3. График изменения F_1 . Период колебаний $T = 0,12$ с

Аналогичные вычисления проводим для 2, 3, 4 и 5 ступеней и вносим в таблицу 2.

Табл. 2. Суммарная величина вынуждающей силы $F_{\text{сумм}}$ по сумме пяти слагаемых ряда

№	dt	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5	$F_{\text{сумм}}$
1	0	11,226	9,08	6,055	2,806	-1,87	27,297
2	0,006	10,67711	7,347574	3,56138	0,868802	0,576162	23,03103
3	0,012	9,084126	2,811375	-1,86559	-2,268	1,51496	9,276868
4	0,018	6,602816	-2,79762	-5,75596	-2,27325	-1,5097	-5,73372
5	0,024	3,475826	-7,33907	-4,90539	0,860298	-0,58466	-8,49299
6	0,03	0,00894	-9,07999	-0,01447	2,805986	1,869979	-4,40955
7	0,036	-3,45882	-7,35606	4,888375	0,877296	-0,56766	-5,61687
8	0,042	-6,58835	-2,82512	5,764873	-2,26272	-1,52018	-7,4315
9	0,048	-9,07361	2,78386	1,893096	-2,27848	1,504415	-5,17072
10	0,054	-10,6716	7,330544	-3,53794	0,851787	0,593136	-5,43405
11	0,06	-11,226	9,079954	-6,05493	2,805943	-1,86991	-7,26493
12	0,066	-10,6826	7,364529	-3,58474	0,885781	0,559136	-5,45791
13	0,072	-9,09462	2,838862	1,83805	-2,25743	1,525366	-5,14977
14	0,078	-6,61727	-2,77009	5,746914	-2,28368	-1,49909	-7,42322
15	0,084	-3,49282	-7,322	4,922295	0,843266	-0,6016	-5,65086
16	0,09	-0,02682	-9,0799	0,043395	2,805872	1,869808	-4,38764
17	0,096	3,441807	-7,37298	-4,87125	0,894258	-0,5506	-8,45876
18	0,102	6,573863	-2,85259	-5,77366	-2,25211	-1,53052	-5,83501
19	0,108	9,063071	2,756316	-1,92055	-2,28887	1,493733	9,1037
20	0,114	10,66601	7,313439	3,514424	0,834737	0,610055	22,93867
21	0,12	11,22594	9,079816	6,054724	2,805772	-1,86966	27,2966

Амплитудное значение в положительной области составляет $F_{\text{сумм}+} = 7,2966$, а в отрицательной области: $F_{\text{сумм}-} = 8,493$. Таким образом, коэффициент асимметрии вынуждающей силы составляет

$$k_{\text{acc}} = \frac{27,297}{|-8,493|} = 3,21.$$

График изменения вынуждающей силы, построенный по расчёту значений пяти слагаемых ряда Фурье, представлен на рисунке 4.

Сумм ПЯТЬ ступеней

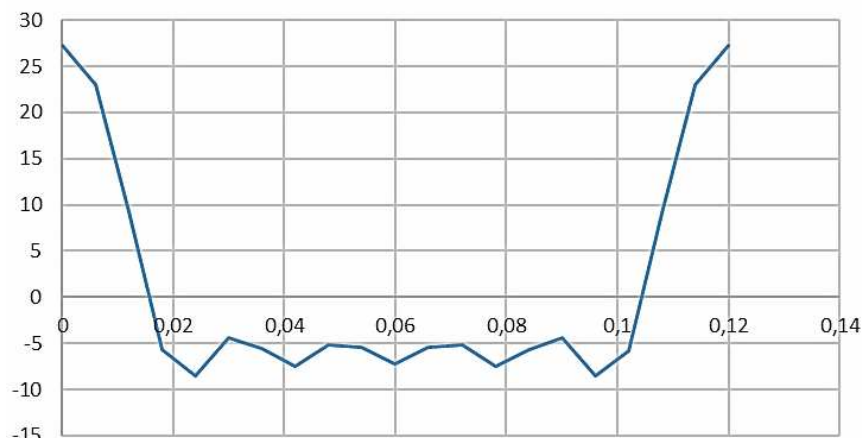


Рис. 4. График изменения $F_{\text{сумм}}$ на длине отрезка $T = 0,12$ с, составляющего время периода колебаний при частоте вращения дебалансного вала первой ступени $n=500$ об/мин ($\omega=52,33$ рад/с)

При использовании множителя, находящегося за скобками, величина расчётных значений суммарной вынуждающей силы возрастает, а амплитудное значение величины вынуждающей силы составляет 87,9.

Обсуждение. Результаты расчёта показали, что величина вынуждающей силы, полученная из суммы величин в скобках, 27,3 кН близка по величине заданной 25 кН. Однако, при учёте величин за скобками, результат составляет 87,9 кН, что существенно отличается значение от заданного. Также, существенным отличием от заданных параметров является то, что коэффициент асимметрии вынуждающей силы по расчёту составляет 3,215, вместо 5,0 в соответствии с заданием.

В то же время, характер поведения графика изменения величины вынуждающей силы в расчёте (рис. 4) адекватен характеру поведения графика, отраженного в задании (рис. 1).

В работах [7, 8, 10] показано на разных примерах, что величина коэффициента асимметрии вынуждающей силы пятиступенчатого вибрационного устройства может достигать $k_{\text{асс}} = 5,0$.

Выполним расчёт пятиступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями и величиной вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы равной $F_{\text{сумм}} = 25$ кН. Согласно методике, получившей своё завершение в работе [9], исходные данные принимают вид (табл. 3).

Результаты расчёта сведены в таблице 4.

Табл. 3. Исходные параметры для расчёта по методике [9]

π	№ вибратора	1	2	3	4	5
3,1416	Масса (кг)	15,2	5,065	3,38	1,9	1,21
	Радиус (см)	10	6	3	2	1
T	Нач. фаза (град)	0	0	0	0	0
0,12	Скорость (об/мин)	500	1000	1500	2000	2500
dt	R (м)	0,1	0,06	0,03	0,02	0,01
0,006	φ_0 (рад)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	ω (р/с)	52,36	104,72	157,08	209,44	261,8

По результатам расчёта (табл. 4) выполняется построение графиков изменения составляющих вынуждающих сил каждой ступени F_i и суммарной вынуждающей силы $F_{\text{сумм}}$ (рис. 5).

Табл. 4. Результаты расчёта суммарной величины вынуждающей силы по методике [9]

№	Время периода колебаний t	Составляющие силы					$F_{\text{сумм}}$
		F_1	F_2	F_3	F_4	F_5	
0	0,000	8,33	6,67	5,00	3,33	1,66	25,00
1	0,006	7,93	5,39	2,94	1,03	0,00	17,29
2	0,012	6,74	2,06	-1,55	-2,70	-1,66	2,90
3	0,018	4,90	-2,06	-4,76	-2,70	0,00	-4,62
4	0,024	2,58	-5,39	-4,05	1,03	1,66	-4,18
5	0,030	0,00	-6,67	0,00	3,33	0,00	-3,33
6	0,036	-2,58	-5,39	4,05	1,03	-1,66	-4,55
7	0,042	-4,90	-2,06	4,76	-2,70	0,00	-4,90
8	0,048	-6,74	2,06	1,55	-2,70	1,66	-4,18
9	0,054	-7,93	5,39	-2,94	1,03	0,00	-4,45
10	0,060	-8,33	6,67	-5,00	3,33	-1,66	-5,00
11	0,066	-7,93	5,39	-2,94	1,03	0,00	-4,45
12	0,072	-6,74	2,06	1,55	-2,70	1,66	-4,18
13	0,078	-4,90	-2,06	4,76	-2,70	0,00	-4,90
14	0,084	-2,58	-5,39	4,05	1,03	-1,66	-4,55
15	0,090	0,00	-6,67	0,00	3,33	0,00	-3,33
16	0,096	2,58	-5,39	-4,05	1,03	1,66	-4,18
17	0,102	4,90	-2,06	-4,76	-2,70	0,00	-4,62
18	0,108	6,74	2,06	-1,55	-2,70	-1,66	2,90
19	0,114	7,93	5,39	2,94	1,03	0,00	17,29
20	0,120	8,33	6,67	5,00	3,33	1,66	25,00
	Max	8,33	6,67	5,00	3,33	1,66	25,00
	Min	-8,33	-6,67	-5,00	-2,70	-1,66	-5,00
						k_{acc}	5,00

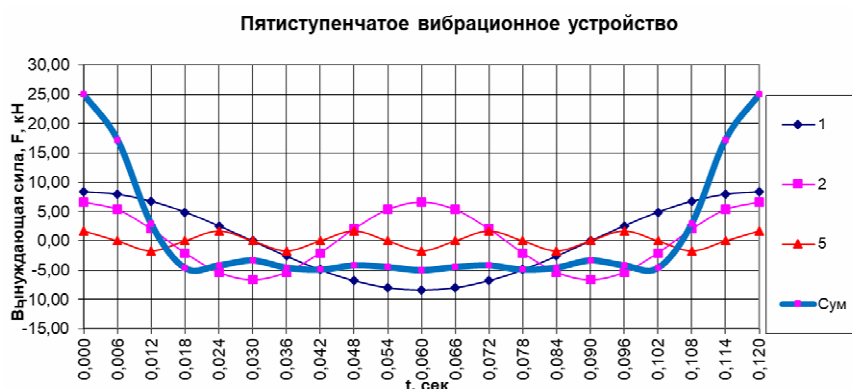


Рис. 5. График изменения суммарной вынуждающей силы пятиступенчатого вибрационного устройства по методике [9]

Вывод. Таким образом, коэффициент асимметрии суммарной величины вынуждающей силы, полученной по пяти первых значимых слагаемых ряда Фурье составляет $k_{\text{acc}} = 3,21$, а коэффициент, полученный на основе идеального закона [9], составляет $k_{\text{acc}} = 5,0$. Анализ результатов расчёта параметров вибрационного устройства с асимметричными колебаниями показывает, что к вопросу формированию исходных данных необходимо подходить более «жёстко» и детально, с учётом конкретных требований реального производственного процесса. Важное значение при формировании закона изменения суммарной величины вынуждающей силы и при задании коэффициенте асимметрии играет характер изменения величины вынуждающей силы по времени, в пределах периода колебаний.

Финансирование. Исследование выполнено по научному Проекту № МЛ-6/21 от 22.11.2021 г. по теме «Повышение эффективности процесса получения деталей строительных машин из композитных материалов за счёт применения топологической оптимизации формы» и в соответствии с планом НИР авторов.

Список литературы

1. Жулай В.А. Машины для свайных работ. Конструкции и расчеты: учеб. пособие. – Воронеж: Воронеж. гос. арх.-строит. ун-т, 2011. – 216 с.
2. Иванов А.Н. Современные виброгрохоты НПО «РИВС» // Горный журнал. – 2008. – Спец. выпуск. – С. 17-21.
3. Дудкин М.В., Сакимов М.Я., Кузнецов П.С. Общая классификация конструкций асимметричных планетарных вибровозбудителей дорожных машин / Вестник ВКГТУ. 2005. – №1. – С. 37-45.
4. Яхин С.М. Анализ и проектирование пространственного шарнирного вибропогружателя: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / 05.02.18. – Казань: Казанский Орден «Знак Почёта» сельскохозяйственный институт им. М. Горького, 1992. – 20 с.
5. Яцун С.Ф., Локтионова О.Г., Черепанов А.А., Рублёв С.Б. Виброробот для вертикального движения по металлической шероховатой поверхности // Современные технологии в промышленности и строительстве. Известия Самарского научн. центра РАН. – 2010. – Т. 12, №4(3). – С. 651-655.
6. Tappeiner H.W., Klatzky R.L., Unger B., Hollis R. Good Vibrations: Asymmetric Vibrations for Directional Haptic Cues // World Haptics 2009 (Third Joint Euro Haptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environments and Teleoperator Systems). Salt Lake City, (Utah, US) March 18-20, 2009.
7. Патент №2523045 РФ. Способ направленного инерционного вибровозбуждения и дебалансный вибровозбудитель направленного действия для его осуществления / Герасимов М.Д., Исаев И.К., Степанищев В.А. – Заявка №2013101101/28 от 09.01.2013; опубл. 20.07.2014, Бюл. № 20.
8. Патент №2528715 РФ. Способ направленного инерционного вибровозбуждения и дебалансный вибровозбудитель направленного действия для его осуществления / Герасимов М.Д., Исаев И.К., Степанищев В.А., Герасимов Д.М. – Заявка №2013114775/03 от 02.04.2013; опубл. 20.09. 2014, Бюл. №26.
9. Патент №145754 РФ. Зубчато-планетарный вибровозбудитель / Герасимов М.Д., Степанищев А.В., Апанасов А.А. – Заявка №2014114690/28 от 14.04.2014; опубл. 27.02.2014, Бюл. №27.
10. Бауман В.А. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник. – М.: Машиностроение, 1970. – 632 с.

References

1. Zhulay V.A. Piling machines. Designs and calculations: textbook. – Voronezh: Voronezh state arch.-build. un-ty, 2011. – 216 p.
2. Ivanov A.N. Modern vibrating screens of NPO "RIVS" // Mining journal. 2008. Special issue. P. 17-21.
3. Dudkin M.V., Sakimov M.Ya., Kuznetsov P.S. General classification of designs of asymmetric planetary vibration exciters for road machines // Bulletin of the EKSTU. 2005, no. 1, pp. 37-45.
4. Yakhin S.M. Analysis and design of a spatial articulated vibrator: Abstract diss. ... cand of tech. sc. / 05.02.18. – Kazan: Kazan Order "Badge of Honor" Agricultural Institute n.a. M. Gorkij, 1992. – 20 p.
5. Yatsun S.F., Loktionova O.G., Cherepanov A.A., Rublev S.B. Vibrorobot for vertical movement on a metal rough surface // Modern technologies in industry and construction. Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 2010, vol. 12, no. 4(3), pp. 651-655.
6. Tappeiner H.W., Klatzky R.L., Unger B., Hollis R. Good Vibrations: Asymmetric Vibrations for Directional Haptic Cues // World Haptics 2009 (Third Joint Euro Haptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environments and Teleoperator Systems). Salt Lake City, (Utah, US) March 18-20, 2009.
7. Patent No. 2523045 RU. A method of directional inertial vibration excitation and a debalanced directional vibration exciter for its implementation / Gerasimov M.D., Isaev I.K., Stepanishchev V.A. – Application No. 2013101101/28 from 09.01.2013; publ. 20.07.2014, Bull. No. 20.
8. Patent No. 2528715 RU. A method of directional inertial vibration excitation and a non-balanced directional vibration exciter for its implementation / Gerasimov M.D., Isaev I.K., Stepanishchev V.A., Gerasimov D.M. – Application No. 2013114775/03 from 02.04.2013; publ. 20.09. 2014, Bull. No. 26.

9. Patent No. 145754 RU. Gear-planetary vibration exciter / Gerasimov M.D., Stepanishchev A.V., Aranasov A.A. – Application No. 2014114690/28 from 14.04.2014; publ. 27.02.2014, Bull. No. 27.
10. Bauman V.A. Vibrating machines in construction and production of building materials. Directory. – M.: Mechanical Engineering, 1970. – 632 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Герасимов Михаил Дмитриевич – кандидат технических наук, доцент	Gerasimov Mikhail Dmitrievich – candidate of technical sciences, associate professor
Горлов Александр Семенович – кандидат технических наук, доцент	Gorlov Alexander Semenovich – candidate of technical sciences, associate professor
Рязанцев Владислав Геннадьевич – аспирант	Ryazantsev Vladislav Gennadievich – post-graduate student
Любимый Николай Сергеевич – кандидат технических наук, доцент	Lyubimiy Nikolai Sergeevich – candidate of technical sciences, associate professor
Бражник Юлия Викторовна – кандидат технических наук, доцент	Brazhnik Yulia Viktorovna – candidate of technical sciences, associate professor
mail_mihail@mail.ru	

Получена 20.09.2022