

DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-5-87-94

**\*Рязанцев В.Г., Герасимов М.Д., Бражник Ю.В.**

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

\*E-mail: vladeslav390@gmail.com

## ПРИВЕДЕНИЕ РАВНОНАПРАВЛЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ К АСИММЕТРИЧНЫМ, ПУТЁМ ИЗМЕНЕНИЯ СООТНОШЕНИЯ ВЕЛИЧИН, СОСТАВЛЯЮЩИХ ВЫНУЖДАЮЩУЮ СИЛУ

**Аннотация.** Вибрационные машины играют важнейшую роль в реализации программ в строительном и дорожно-строительном комплексе. Совершенствование вибрационных машин позволяет существенно увеличить скорость выполнения строительных и дорожно-строительных работ. Основным рабочим узлом вибрационной машины является вибрационное устройство или вибратор. В настоящее время, в промышленности используются вибрационные устройства с круговыми или направленными, вдоль некоторой прямой колебаниями. Дальнейшее совершенствование вибромашин осуществляется в направлении создания вибрационных устройств с асимметричными колебаниями. В настоящее время практически отсутствуют вибрационные машины с асимметричными колебаниями. Эти машины позволяют выделить в пределах каждого периода колебаний фазу «рабочего» процесса и фазу «холостого хода». Причем, величина вынуждающей силы в фазе выполнения полезной работы в разы превышает величину вынуждающей силы в направлении выполнения холостого хода. Поэтому на выполнение холостого хода существенно меньше затрачивается работы. Это позволяет избавиться от массивных элементов – пригрузов, которые гасят величину вынуждающей силы в направлении выполнения холостого хода. Поэтому актуальность заключается в том, чтобы разработать метод перевода существующих машин с направленными колебаниями в асимметричные, с заданным коэффициентом асимметрии вынуждающей силы. Это позволяет снизить удельные показатели металлоемкости вибромашин и энергоёмкость выполняемых работ.

**Ключевые слова:** вибрационные механизмы, асимметричные колебания, вынуждающая сила.

**Введение.** Статья посвящена вопросу повышения эффективности работы вибрационных механизмов строительных и дорожных машин [1, 11, 15]. Направленные колебания генерируются вынуждающей силой, направление действия которой осуществляется вдоль некоторой прямой [2, 8]. Величина вынуждающей силы в пределах одного периода колебаний изменяется от наибольшего, амплитудного, положительного значения ( $+F_{max}$ ) до нуля, далее, до наибольшего, отрицательного значения ( $-F_{max}$ ) и обратно. Силы  $+F_{max}$  и  $-F_{max}$ , действующие поочередно в противоположных направлениях, являются составляющими вынуждающей силы  $F$ .

Как правило, вынуждающая сила  $F$  выполняет полезную работу, действуя в одном, например, положительном, направлении, а в противоположном, например, в отрицательном, работу холостого хода. Логично, если в пределах периода колебаний составляющая, действующая в направлении выполнения полезной работы была бы увеличена в некоторое количество раз, при соответствующем уменьшении величины составляющей, действующей в направлении выполнения холостого хода.

**Материалы и методы.** В статье используются классические методы анализа источников информации по выбранной теме, классические методы теории механических колебаний и чис-

ленные методы оценки вибрационных процессов, позволяющих, на основе полученных результатов, существенно повысить эффективность вибрационного дорожно-строительного оборудования и машин на базе разработанного метода перевода направленных гармонических колебаний в асимметричные колебания с заданным коэффициентом асимметрии суммарной вынуждающей силы.

**Основная часть.** Такие попытки предпринимались некоторыми исследователями, что нашло отражение в ряде работ [3–6]. Некоторые работы интересны тем, что в них полученные результаты и рекомендуемые параметры колебаний, как бы, не формулируют такую задачу, но подразумевают получение несимметричных колебаний, которые также могут называться асимметричными. В работах [1, 2] ещё не вводится численного значения величины, которой можно оценивать величину соотношения составляющих вынуждающей силы ( $+F_{max}$ ) и ( $-F_{max}$ ). В работах [4–6] введено определение, характеризующее величину несимметрии вынуждающей силы, которая называется коэффициентом динамичности вибрационной системы ( $k_d$ ) или коэффициентом асимметрии вынуждающей силы ( $k_a$ ), при этом:

$$k_d = k_a = \frac{+F_{max}}{|-F_{max}|} \geq 1,0 \quad (1)$$

Равенство  $k_d = 1,0$  характерно для равнонаправленных колебаний.

В работе [3] имеются рекомендации для получения колебаний суммированием двух, трёх и четырёх вибраторов с направленными колебаниями, у которых кратные частоты вращения дебалансных валов. То есть, для двухступенчатого вибрационного устройства:  $\omega_1 : \omega_2 = 1 : 2$ , для

трёхступенчатого -  $\omega_1 : \omega_2 : \omega_3 = 1 : 2 : 3$ , для четырёхступенчатого -  $\omega_1 : \omega_2 : \omega_3 : \omega_4 = 1 : 2 : 3 : 4$ , соответственно. При этом, соотношение статических моментов дебалансов ( $M_{ст}$ ) также подчинено числу ступеней дебалансных вибраторов с направленными колебаниями, (табл. 1).

Таблица 1

**Соотношение параметров многоступенчатого вибрационного устройства с числом вибраторов с направленными колебаниями для их сложения: 2, 3, 4 [3]**

Соотношение параметров	Число вибраторов (ступеней) с направленными колебаниями в вибрационном устройстве с несимметричными колебаниями		
	2-х ступенчатое вибрационное устройство	3-х ступенчатое вибрационное устройство	4-х ступенчатое вибрационное устройство
Частоты вращения дебалансных валов	$\omega_1 : \omega_2$	$\omega_1 : \omega_2 : \omega_3$	$\omega_1 : \omega_2 : \omega_3 : \omega_4$
$\omega$	1:2	1:2:3	1:2:3:4
Статические моменты дебалансов	$m_1 r_1 : m_2 r_2$	$m_1 r_1 : m_2 r_2 : m_3 r_3$	$m_1 r_1 : m_2 r_2 : m_3 r_3 : m_4 r_4$
$M_{ст} = m \cdot r$	6:1... 10:1 или 16,67 ... 10	100:16,64:3,68	100:18,72:5,6:1,58

Выполнив сравнительные расчёты и получив результаты можно получить ответ на идею способа генерирования механических колебаний и заложенных в него параметров. Принимаем численные значения частот вращения дебалансных валов, например, 600: 1200: 1800: 2400 об/мин. Угловые скорости, при этом, составят: 62,8: 125,6: 188,4: 251,2 рад/с. Частота колебаний, соответственно, составит: 10:20:30:40 кол/с. Время соответствующего периода колебаний: 0,1: 0,05: 0,033: 0,025 с.

Учитывая, что статический момент дебаланса определяется произведением массы дебаланса на радиус смещения его центра тяжести от оси вращения, то его величиной можно варьировать изменением одного сомножителя, оставляя второй неизменным, например, равным единице.

Составляем исходные данные для 2-х ступенчатого вибрационного устройства с соотношением  $M_{ст1} : M_{ст2} = 6 : 1$  или в процентах:  $M_{ст1} : M_{ст2} = 100\% : 16,67\%$ .

Результаты принятых исходных параметров сводим в (табл. 2).

Таблица 2

**Исходные данные для расчёта суммарной вынуждающей силы двухступенчатого вибрационного устройства**

pi		№ вибратора	1	2
3,1416		Масса (кг)	25,3	4,22
		Радиус (см)	1	1
T		Нач. фаза (град)	0	0
0,10		Скорость (об/мин)	600	1200
dt		R (м)	0,01	0,01
0,005		$\varphi_0$ (рад)	0,00	0,00
		$\omega$ (1/с)	62,83	125,664

Масса дебалансов выбрана произвольно. Основным требованием сохраняется соотношение статических моментов первой и второй ступени. Результаты расчёта сведены в (табл. 3).

Таблица 3

**Результаты расчёта суммарной вынуждающей силы двухступенчатого вибрационного устройства при соотношении статических моментов дебалансов: 6:1**

№	t	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	Сумма
0	0,000	2,00	1,33	3,33
1	0,005	1,90	1,08	2,98
2	0,010	1,62	0,41	2,03
3	0,015	1,17	-0,41	0,76
4	0,020	0,62	-1,08	-0,46
5	0,025	0,00	-1,33	-1,33
6	0,030	-0,62	-1,08	-1,70
7	0,035	-1,17	-0,41	-1,59
8	0,040	-1,62	0,41	-1,20
9	0,045	-1,90	1,08	-0,82
10	0,050	-2,00	1,33	-0,66
11	0,055	-1,90	1,08	-0,82
12	0,060	-1,62	0,41	-1,20
13	0,065	-1,17	-0,41	-1,59
14	0,070	-0,62	-1,08	-1,70
15	0,075	0,00	-1,33	-1,33
16	0,080	0,62	-1,08	-0,46
17	0,085	1,17	-0,41	0,76
18	0,090	1,62	0,41	2,03
19	0,095	1,90	1,08	2,98
20	0,100	2,00	1,33	3,33
	Max	2,00	1,33	3,33
	Min	-2,00	-1,33	-1,70
Коэффициент динамичности k <sub>д</sub> =				1,96
Mст1 и Mст2 =		0,253	0,0422	
Mст1		100%	16,67%	
%:Mст2%=		6	1	

Максимальная величина сил первой и второй ступени составила:  $F_1 = 2,0$  кН;  $F_2 = 1,33$  кН. Суммарная величина вынуждающей силы в «положительном» направлении имеет максимальное значение  $F_{\text{сумм}+} = 3,33$  кН. Величина суммарной вынуждающей силы в «отрицательном» направлении:  $F_{\text{сумм}-} = -1,7$  кН. Соотношение модулей этих сил составляет коэффициент динамичности колебательной системы,  $k_d = 1,96$ . Он показывает, во сколько раз величина составляющей вынуждающей силы, действующей с одним направлением превышает величину составляющей вынуждающей силы, действующей в противоположном направлении.

График изменения величины суммарной вынуждающей силы представлен на (рис. 1).

Для дальнейшего рассмотрения характера изменения величины вынуждающей силы в пределах одного периода колебаний, изменим начальную фазу дебаланса второй ступени на  $180^0$ . Тогда получим график, (рис.2).

Данный график демонстрирует не только наглядность изменения величины суммарной вынуждающей силы, но и её направление действия. В первом случае, (рис. 1), вынуждающая сила действует на «подъём», а во втором, (рис. 2), - на «погружение», что позволяет выполнять принципиально разные по назначению работы.

Аналогично формируем исходные параметры для двухступенчатого вибрационного устройства с соотношением статических моментов: 10:1; для трёхступенчатого и четырёхступенчатого вибрационных устройств с соотношениями статических моментов, указанных выше. Результаты расчётов сводим в (табл. 4).

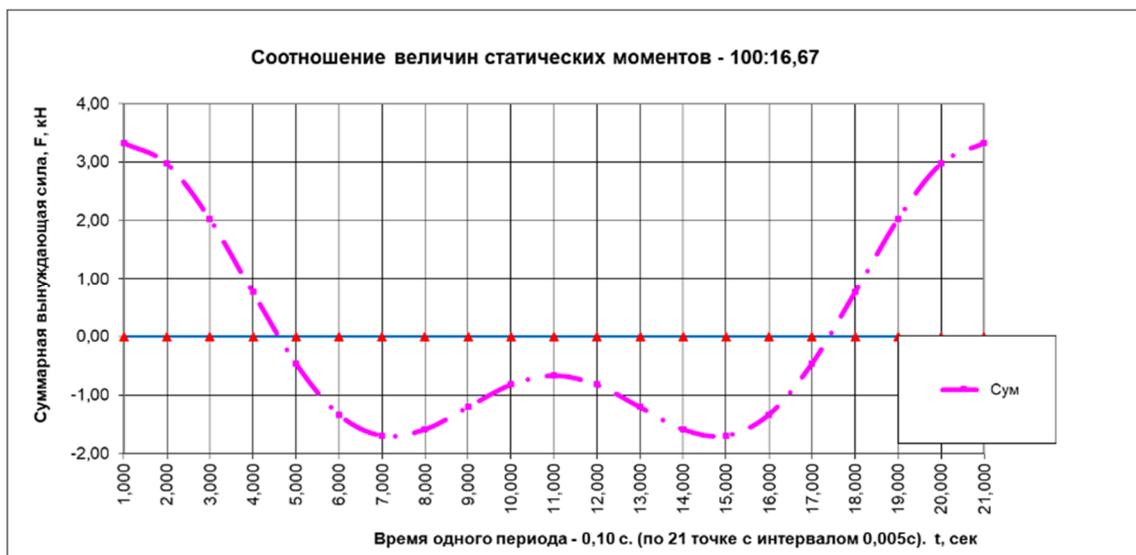


Рис. 1. Суммарная величина вынуждающей силы двухступенчатого вибрационного устройства с начальными фазами колебаний  $\varphi_1 = \varphi_2 = 0$

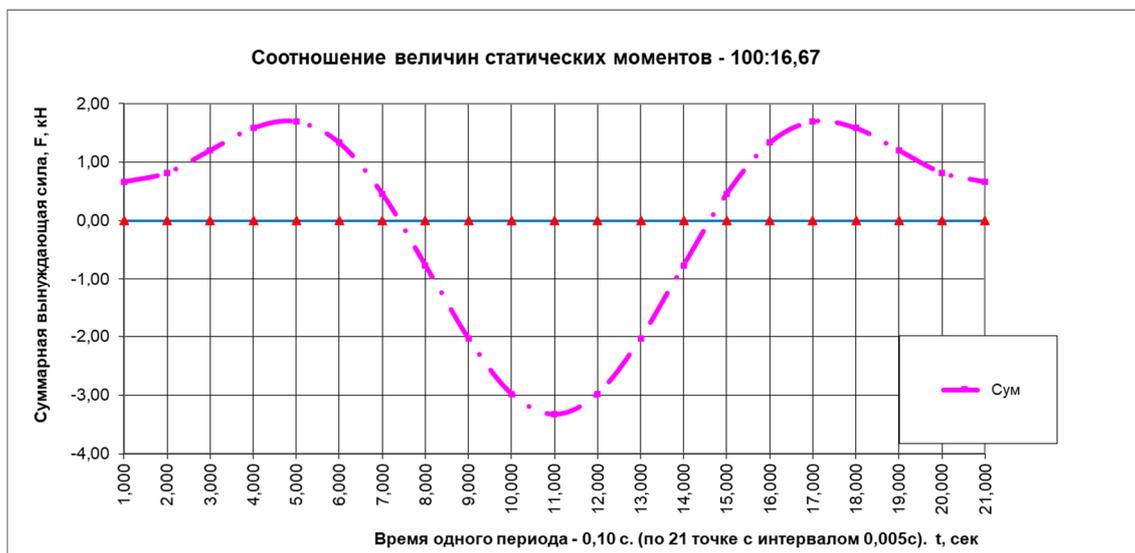


Рис. 2. Суммарная величина вынуждающей силы двухступенчатого вибрационного устройства с начальными фазами колебаний  $\varphi_1 = 0; \varphi_2 = 180^0$

Таблица 4

**Результаты расчёта суммарной вынуждающей силы вибрационных устройств**

Число ступеней	Соотношение статических моментов $M_{ст1}:M_{ст2}:M_{ст3}:M_{ст4}$	Модуль максимальной величины вынуждающей силы каждой ступени вибрационного устройства, кН				Суммарная вынуждающая сила	Коэффициент динамичности	График
		F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>			
2	100: 16,7	2,0	1,33	-	-	3,33	1,96	рис.2
2	100:10	2,0	0,8	-	-	2,88	1,97	рис. 3
3	100: 16,64: 3,68	2,0	1,33	0,66	-	3,99	3,0	рис. 4
4	100: 18,72: 5,6: 1,58	2,0	1,5	1,01	0,51	5,0	4,0	рис. 5

Из результатов расчёта, (табл. 4), видно, что коэффициент динамичности 3-х и 4-х ступенчатого вибрационного устройства составляет, соответственно  $k_{д3} = 3,0$  и  $k_{д4} = 4,0$ . Для 2-х ступенчатого вибрационного устройства величина коэффициента динамичности составляет  $k_{д2} = 1,96-1,97$ . Можно показать, что величина коэффициента динамичности для 2-х ступенчатого

вибрационного устройства составляет 2,0, что является более предпочтительным, чем рекомендуемые соотношения [3].

Представляет интерес формы графиков изменения суммарной вынуждающей силы при двух-, трёх- и четырёхступенчатых вибрационных устройствах, соответственно, (рис. 3), (рис. 4), (рис. 5).

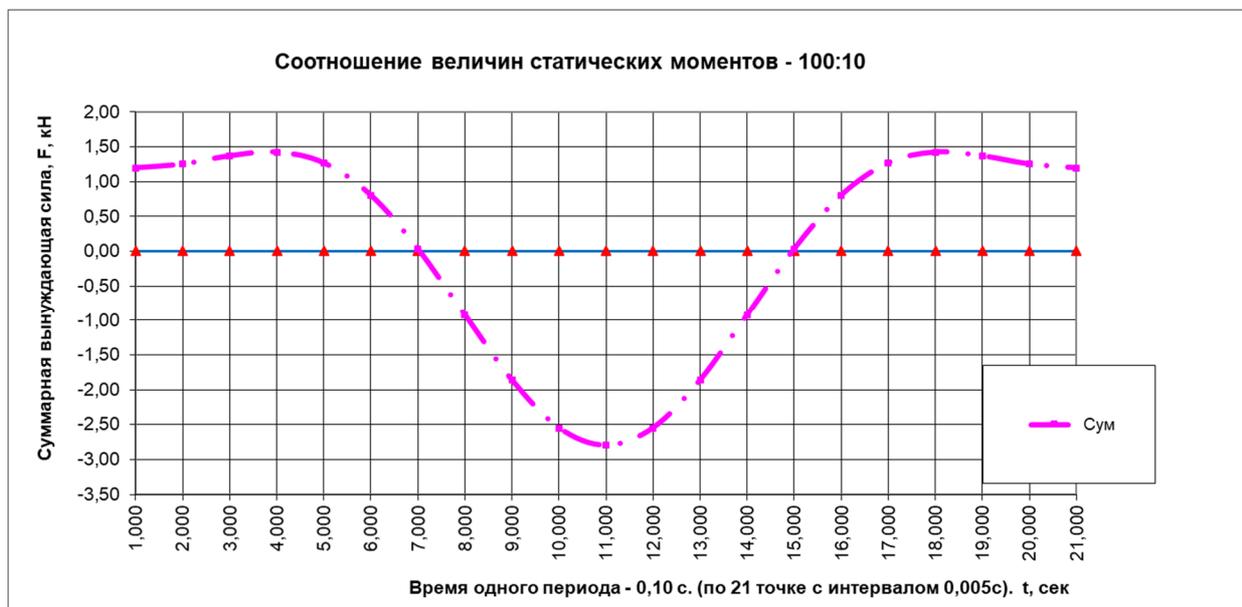


Рис. 3. Соотношение величин статических моментов – 100:10

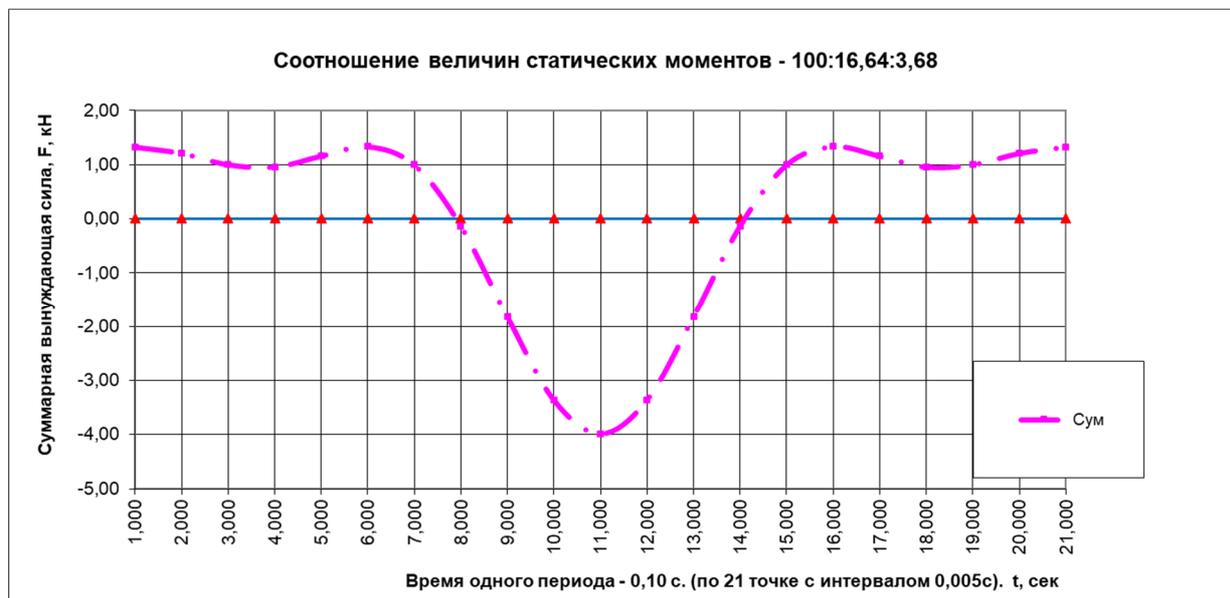


Рис. 4. Соотношение величин статических моментов – 100:16,64:3,68

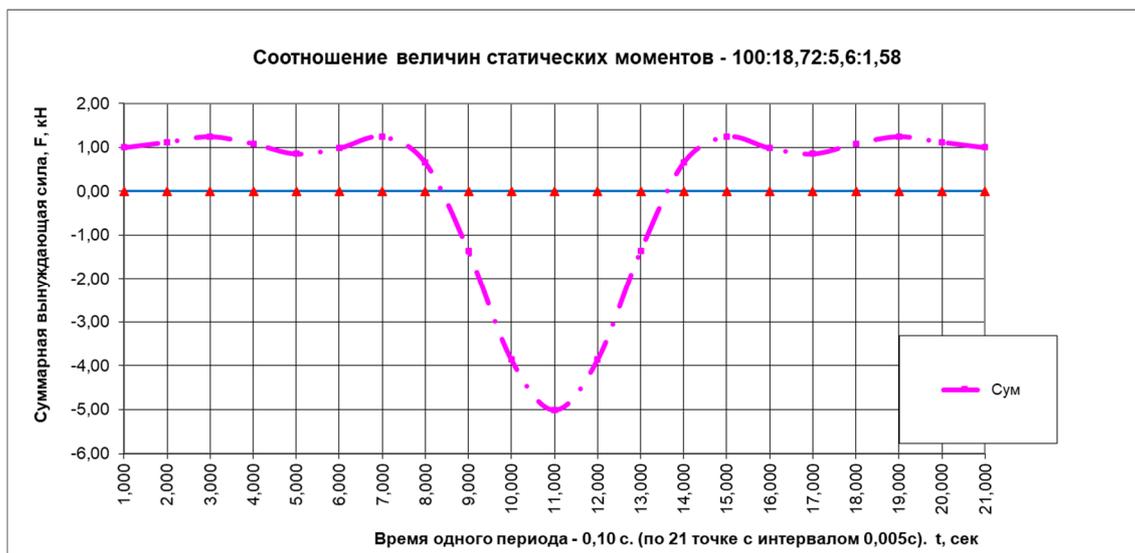


Рис. 5. Соотношение величин статических моментов – 100:18,72:5,6:1,58

Обращает на себя внимание, что время действия суммарной вынуждающей силы в пределах периода при увеличении числа ступеней, существенно снижается. Так, при двухступенчатом вибрационном устройстве, действие составляющей вынуждающей силы в направлении выполнения «полезной» работы по времени ( $dt_2$ ) в пределах одного периода, составляет:

- для двухступенчатого:  $dt_2 = 0,35 \cdot T$ , т.е. 35% времени периода колебаний;
- для трёхступенчатого:  $dt_3 = 0,25 \cdot T$ , т.е. 25% времени периода колебаний;
- для четырёхступенчатого:  $dt_4 = 0,20 \cdot T$ , т.е. 20% времени периода колебаний.

Такое положение позволяет [7,8,9] существенно увеличить эффект импульса вынуждающей силы.

#### Выводы

4. Анализ работы [3] показывает, что рекомендуемый в ней способ генерирования колебаний всецело относится к получению несимметричных, или асимметричных, колебаний.

5. В работе, также, не говорится о коэффициенте асимметрии суммарной вынуждающей силы. Однако в каждой многоступенчатой схеме вибрационного устройства, проявляется свой, заранее определённый коэффициент асимметрии суммарной вынуждающей силы.

6. Не вполне ясным является установление диапазона соотношений статических моментов дебалансов для двухступенчатого вибрационного устройства. Очевидно, это связано с сохранением некоторой информации, так как для такого вибрационного устройства легко достигается коэффициент асимметрии суммарной вынуждающей силы равный двум.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Челомей В.Н. Вибрации в технике: Справочник Т. 4. М.: Под ред. Э. Э. Лавендела, 1981. 509 с.
2. 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
3. Kleibl A, Heichel Ch. Vibration Generator. Patent US, no 7804211, 2009.
4. Анахин В.Д. Графоаналитический метод моделирования динамики систем с асимметричными колебаниями // Вестник бурятского государственного университета. 2018. С.223–228.
5. Gerasimov M.D., Romanovich M.A, Vorobiev N.D., Amini E. Results of research to improve efficiency of vibrating machines // International Conference “Complex equipment of quality control laboratories”. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series No 1118. 2018. Pp. 012015. doi:10.1088/1742-6596/1118/1/012015
6. Gerasimov M., Vorobiev N., Romanovich M., Amini E. The dynamic factor determination of the vibration mechanism with asymmetric vibrations/ IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. No 698. 2019. Pp. 066039. doi:10.1088/1757-899X/698/6/066039
7. Lubimyi N.S., Annenko D.M., Chepchurov M.S., Kostoev Z.M. The research of the temperature effect on a metal polymer during flat grinding of a combined metal polymer part // Australian Journal of Mechanical Engineering. 2020. Vol. 80. Pp. 1–13.
8. Герасимов М.Д., Любимый Н.С., Рязанцев В.Г. Методика проектирования вибропогружателя с асимметричными колебаниями // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2020. №5. С. 135–142.

9. Lubimyi N., Chetverikov B., Cherpchurov M., Odobesko I. A method of determination of average plane of taps of pipes by a triangulation method using an anthropomorphic robot // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 709. Issue 3. Pp. 1–8.

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

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

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

13. 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

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

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

#### Информация об авторах

**Рязанцев Владислав Геннадьевич**, аспирант кафедры подъемно-транспортных и дорожных машин. E-mail: vladeslav390@gmail.com. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Герасимов Михаил Дмитриевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры подъемно-транспортных и дорожных машин. E-mail: mail\_mihail@mail.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Бражник Юлия Викторовна**, кандидат технических наук, доцент кафедры механического оборудования. E-mail: ruzhaya@yandex.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила 23.03.2021 г.

© Рязанцев В.Г., Герасимов М.Д., Бражник Ю.В., 2021

**\*Ryazantsev V.G., Gerasimov M.D., Brashnik J.V.**  
Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhova  
\*E-mail: vladeslav390@gmail.com

## REDUCTION OF DIFFERENTLY DIRECTIONAL VIBRATIONS TO ASYMMETRICAL BY CHANGING THE RATIO OF VALUES COMPOSING THE DRIVING FORCE

**Abstract.** *Vibrating machines play a primary role in the implementation of programs in the construction and road construction kit. The improvement of vibration machines allows to significantly increase the speed of construction and road construction work. The main working unit of a vibrating machine is a vibrating device or vibrator. Currently, in the industry, vibration devices are used with circular or directional, along a certain straight line of vibrations. Further improvement of vibrating machines is carried out in the direction of creating vibration devices with asymmetric vibrations. At present, there are practically no vibrating machines with asymmetric vibrations. These machines allow to distinguish between the "working" process phase and the "idle" phase within each oscillation period. Moreover, the value of the driving force in the phase of performing useful work is several times higher than the value of the driving force in the direction of idling. Therefore, much less work is spent on idling. This allows to get rid of massive elements - overloads that extinguish the magnitude of the driving force in the direction of idling. Therefore, the urgency is to develop a method for converting existing machines with directional vibrations into asymmetric ones, with a given coefficient of asymmetry of the driving force. This makes it possible to reduce the specific indicators of the metal consumption of vibrating machines and the energy consumption of the work performed.*

**Keywords:** *vibration mechanisms, asymmetric vibrations, driving force.*

### REFERENCES

1. Chelomey V.N. Vibration in technology. [Vibracii v tekhnike]: Handbook. Vol. 4. M.: Ed. E. E. Lavendel, 1981. 509 p. (rus)

2. 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

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

4. Anakhin V.D. A graphoanalytical method for modeling the dynamics of systems with asymmetric oscillations [Grafoanaliticheskiy metod modelirovaniya dinamiki sistem s asimetrichnymi kolebaniyami]. Bulletin of the Buryat State University. 2018. Pp. 223–228. (rus)

5. Gerasimov M.D., Romanovich M.A., Vorobiev N.D., Amini E. Results of research to improve efficiency of vibrating machines. International Conference “Complex equipment of quality control laboratories”. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series. No 1118. 2018. Pp. 012015. doi:10.1088/1742-6596/1118/1/012015

6. Gerasimov M., Vorobiev N., Romanovich M., Amini E. The dynamic factor determination of the vibration mechanism with asymmetric vibrations. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. No. 698. 2019. Pp. 066039. doi:10.1088/1757-899X/698/6/066039

7. Lubimyi N.S., Annenko D.M., Chepchurov M.S., Kostoev Z.M. The research of the temperature effect on a metal polymer during flat grinding of a combined metal polymer part. Australian Journal of Mechanical Engineering. 2020. Vol. 80. Pp. 1–13.

8. 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. Vol. 5. Pp. 135–142.

9. Lubimyi N., Chetverikov B., Chepchurov M., Odobesko I. A method of determination of average plane of taps of pipes by a triangulation method using

an anthropomorphic robot. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 709. Issue 3. Pp. 1–8.

10. Gerasimov M.D. Method of obtaining directional mechanical vibrations for practical application in technological processes [Sposob polucheniya napravlennykh mekhanicheskikh kolebanij dlya prakticheskogo primeneniya v tekhnologicheskikh proces-sah]. Bulletin of the Construction and road machines. 2014. No. 1. Pp. 35–38. (rus)

11. Bauman V.A. Vibrating machines in construction and building materials production [Vibracionnye mashiny v stroitel'stve i proizvodstve stroitel'nyh materialov]. Directory. M.: Mashinostroenie, 1970. 632 p. (rus)

12. Gerasimov M.D. Addition of vibrations in vibratory drivers [Dobavlenie vibracij v vibropogruzhateli]. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2016. No. 3. Pp. 116–121. (rus)

13. Andrievsky B.R., Guzenko P.Yu., Fradkov A.L. Control of Nonlinear Oscillations of Mechanical Systems by the Speed Gradient Method [Upravlenie nelinejnymi kolebaniyami mekhanicheskikh sistem metodom skorostnogo gradienta]. Bulletin of Automation and Telemechanics. 1996. No. 4. Pp. 4–17. (rus)

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

15. Lavandel E.E. Vibrations in Engineering. [Vibracii v tekhnike]: A Handbook. M.: Mechanical Engineering, 1981. Vol. 4. 509 p. (rus)

#### *Information about the authors*

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

**Gerasimov, Mihail D.** PhD. E-mail: mail\_mihail@mail.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Brashnik, Julia V.** PhD. E-mail: rruzshaya@yandex.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

---

*Received 23.03.2021*

#### **Для цитирования:**

Рязанцев В.Г., Герасимов М.Д., Брашник Ю.В. Приведение равнонаправленных колебаний к асимметричным, путём изменения соотношения величин, составляющих вынуждающую силу // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2021. № 5. С. 87–94. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-5-87-94

#### **For citation:**

Ryazantsev V.G., Gerasimov M.D., Brashnik J.V. Reduction of differently directional vibrations to asymmetric by changing the ratio of values composing the driving force. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2021. No. 5. Pp. 87–94. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-5-87-94