

УДК 621.01

doi:10.18720/SPBPU/2/id23-521

П.А. Андриенко<sup>1</sup>, А.Н. Евграфов<sup>2</sup>, В.И. Каразин<sup>3</sup>, Д.П. Козликин<sup>4</sup>,  
А.В. Хисамов<sup>5</sup>, И.О. Хлебосолов<sup>6</sup>

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЯВЛЕНИЙ ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ЛИНЕЙНЫХ УСКОРЕНИЙ С ПЕРЕМЕННОЙ ГАРМОНИЧЕСКОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ



<sup>1</sup>Павел Александрович Андриенко,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого  
Россия, Санкт-Петербург  
Тел.: (812) 297-4845, E-mail: [andrienko-p@mail.ru](mailto:andrienko-p@mail.ru)



<sup>2</sup>Александр Николаевич Евграфов,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого.  
Россия, Санкт-Петербург,  
Тел.: (812)297-4845, E-mail: [alexevgrafov@mail.ru](mailto:alexevgrafov@mail.ru)



<sup>3</sup>Владимир Игоревич Каразин, д.т.н., профессор  
Санкт-Петербургский государственный политехнический  
университет  
Россия, Санкт-Петербург  
Тел.: +7 (812) 297-4845, E-mail: [tmm-russia@mail.ru](mailto:tmm-russia@mail.ru)



<sup>4</sup>Денис Петрович Козликин, к.т.н., доцент  
Санкт-Петербургский государственный политехнический  
университет  
Россия, Санкт-Петербург  
Тел. +7 (812) 297-4845, E-mail: [kozlikindenis@gmail.com](mailto:kozlikindenis@gmail.com)



<sup>5</sup>Хисамов Андрей Владимирович,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра  
Великого  
Россия, Санкт-Петербург  
Тел.: (812)297-4845, E-mail: [andrey@khis.ru](mailto:andrey@khis.ru)



<sup>6</sup>Игорь Олегович Хлебосолов, к.т.н., доцент  
Санкт-Петербургский государственный политехнический  
университет  
Россия, Санкт-Петербург  
Тел.: +7 (812) 297-4845, E-mail: [khlebosolov@mail.ru](mailto:khlebosolov@mail.ru)

### **Аннотация**

В статье рассматривается возможность использования резонансных явлений на виброротационном стенде (виброфуге). В частности доказывается возможность увеличения диапазона испытательного воздействия при задании вибрации. Указывается на возможность использования авторезонансного режима работы.

*Ключевые слова:* центробежный стенд, виброфуга, электродинамический вибростенд, комбинированное воздействие, резонансная система, авторезонанс.

### **Введение**

Исследование относится к решению вопросов испытания приборов в лабораторных условиях на постоянное и переменное силовое воздействие. Центрифуги имеют значительное преимущество по сравнению с поступательными стендами линейных ускорений. На ротационной системе время вращения, обеспечивающего нормальное ускорение, не ограничено, а следовательно, испытания могут длиться столько времени, сколько требуется для получения запланированного результата. Гармоническое воздействие, накладываемое на нормальное линейное ускорение, можно получить с помощью дополнительного устройства, размещенного на роторе центрифуги и снабженного собственным независимым приводом. Обзор различных средств, пригодных для получения указанного воздействия достаточно широко представлен в литературе [1-7]. Однако, успешная реализация какого-либо технического решения, обеспечивающего достаточно широкий диапазон изменения испытательного воздействия, авторам неизвестна.

### **Методы**

Одним из наиболее перспективных технических решений воспроизведения указанного выше комбинированного воздействия является использование резонансной системы. Главным достоинством

этого метода является малая энергоемкость и возможность расширения диапазона амплитудно-частотного воздействия без дополнительных затрат.

Оценим возможность испытаний для трех групп параметров, указанных в таблице.

Таблица 1.

Группа параметров	Размерность	1	2	3	Обозначения
Масса	кг	20	100	500	$m$
Линейная перегрузка	м/с <sup>2</sup>	2000	500	250	$w_L$
Гармоническое виброускорение	м/с <sup>2</sup>	500	300	150	$w_B$
Виброперемещение	мм	12,5	12,5	12,5	$r$
Выталкивающая сила вибратора	кН	13,2			$P$
Заданный диапазон частот	Гц	10-2000			$f$

Линейная перегрузка создается при вращении ротора центрифуги с угловой скоростью  $\omega$ , а центр масс объекта испытаний располагается на расстоянии  $R$  от оси вращения:

$$w_L = R\omega^2. \quad (1)$$

Реализацию линейной перегрузки, как уже указывалось выше, достаточно просто удастся получить на центробежных стендах (центрифугах). Как видно из формулы (1) достаточно выбрать расстояние  $R$  и угловую скорость  $\omega$ . Данному вопросу посвящено большое число работ [8, 9].

Далее будем говорить только о получении переменной составляющей испытательного воздействия. Виброперемещение  $r$ , виброускорение  $w_B$  и круговая частота  $\nu$  связаны между собой известной зависимостью:

$$r = \frac{w_B}{\nu^2} = \frac{w_B}{4\pi^2 f^2}. \quad (2)$$

Подставляя в формулу (2) значения из таблицы 1, видно, что максимальным значениям виброускорений на малых частотах соответствуют большие значения виброперемещений, а на больших частотах для достижения  $r_{\max}$  требуется виброускорение  $w_B$ , значительно превышающее его максимальное значение ( $w_B \gg w_{B\max}$ ).

Поэтому следует рассматривать два диапазона: в первом диапазоне ориентируемся на  $r_{\max}$ , а на втором – на  $w_{B\max}$ . Граница этих зон соответствует частотам:

$$v_{ГР} = \sqrt{\frac{w_{B\max}}{r_{\max}}}. \quad (3)$$

Подставляя данные из таблицы 1 имеем:

$$v_{ШГР} = \sqrt{\frac{300}{12,5 \cdot 10^{-3}}} = 154,9 \text{ 1/с}, f_{ШГР} = 24,7 \text{ Гц},$$

$$v_{ШШГР} = \sqrt{\frac{150}{12,5 \cdot 10^{-3}}} = 109,5 \text{ 1/с}, f_{ШШГР} = 17,4 \text{ Гц}.$$

Будем использовать электродинамический вибратор для воспроизведения всего заданного диапазона частот. Выталкивающая сила  $P$  считается по формуле:

$$P = F \sin(\nu t + \varphi),$$

где  $F = mw_B$  - амплитудное значение выталкивающей силы вибростенда, а  $\varphi$  - сдвиг по фазе.

$$A = \pi Fr \sin(\alpha),$$

$A$  - работа, совершаемая за время полного колебания,  $\alpha$  - сдвиг по фазе. При  $\alpha = \pi/2$   $A = \pi Fr$ , а средняя мощность:

$$N = \frac{1}{2} \nu Fr.$$

Оценим изменение мощности при росте частоты вибрации. В области первого диапазона, соответствующего согласно формуле (3), зоне низких частот ( $r_{\max} = \text{const}$ ).

$$\frac{N_1^H}{N_2^H} = \frac{\nu_1 m [r_{\max} \nu_1^2] r_{\max}}{\nu_2 m [r_{\max} \nu_2^2] r_{\max}} = \frac{\nu_1^3}{\nu_2^3}.$$

В области второго диапазона ( $w_{B\max} = \text{const}$ ):

$$\frac{N_1^B}{N_2^B} = \frac{v_1 m w_{B \max} \frac{W_{B \max}}{v_1^2}}{v_2 m w_{B \max} \frac{W_{B \max}}{v_2^2}} = \frac{v_2}{v_1}.$$

Таким образом, при работе в области низких частот (первый диапазон), мощность растет с увеличением  $V$ , в области высоких частот – падает. Поэтому максимального значения она достигнет на границе:

$$N_{\max} = \frac{1}{2} v_{ГР} F r_{\max} = \frac{1}{2} \frac{m w_{B \max}^2}{v_{ГР}}. \quad (4)$$

Подставляя параметры из таблицы 1, получим максимальные значения мощностей, соответствующих каждой из ранее обозначенных групп.

$$N_{1\max} = 12,5 \text{ кВт}, N_{2\max} = 29,1 \text{ кВт}, N_{3\max} = 36,3 \text{ кВт}.$$

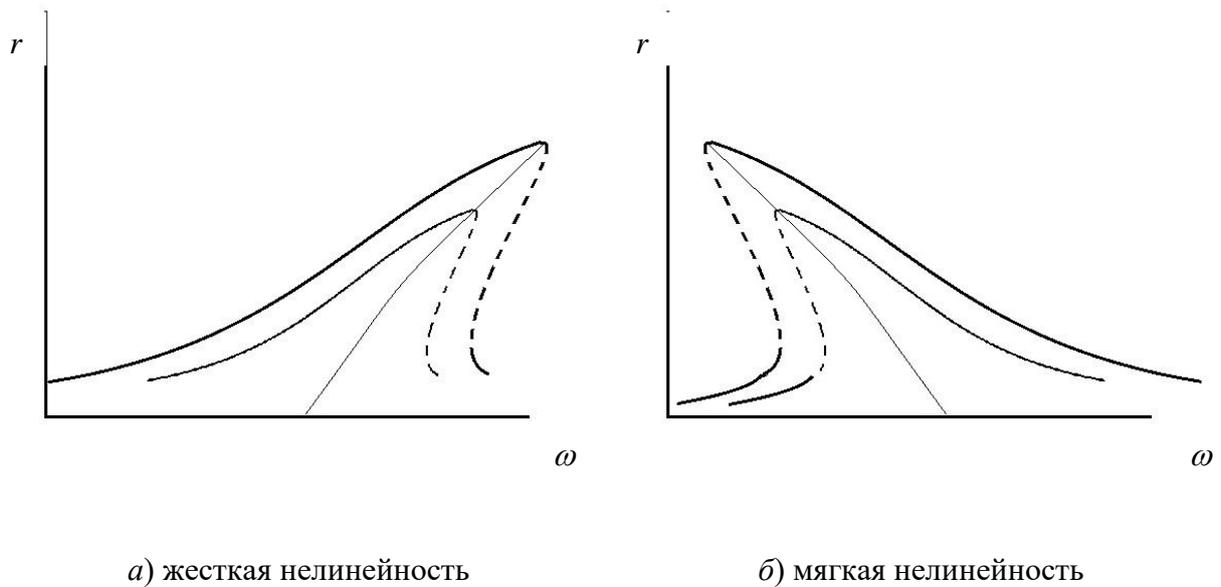
Максимальные значения выталкивающих сил вибраторов будут соответственно:

$$P_{1\max} = 10 \text{ кН}, P_{2\max} = 30 \text{ кН}, P_{3\max} = 75 \text{ кН}.$$

Сравнивая с исходно заданным значением выталкивающей силы, видим, что ее явно не хватает для решения поставленных задач.

Рассмотрим возможность использования резонансной системы, в которой, как известно происходит резкое возрастание амплитуды колебаний при заданной возмущающей силе, и заданная амплитуда колебаний обеспечивается минимальным силовым воздействием со стороны возбудителя колебаний. Также известно, что при резонансе упругие и инерционные силы взаимно уравновешиваются, а мощность вибровозбудителя расходуется на преодоление диссипативных сил [10].

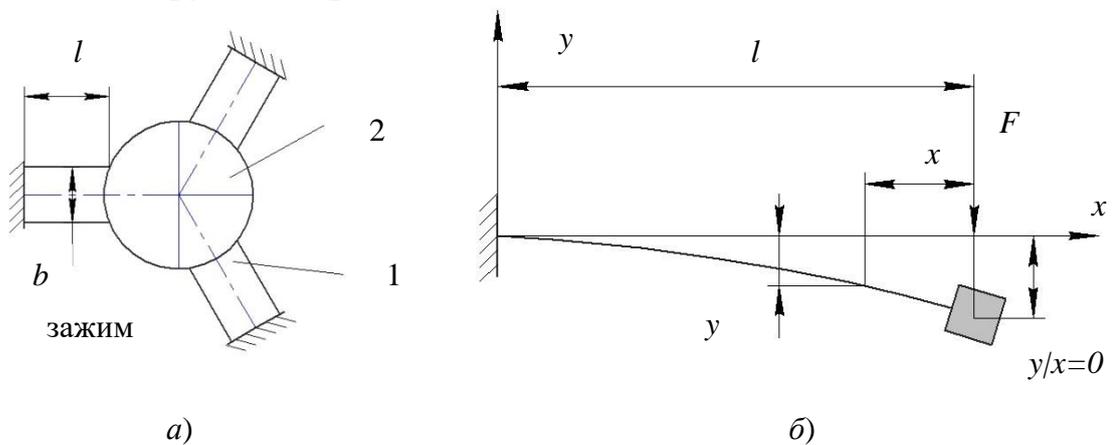
Практическая реализация резонансных режимов затруднена необходимостью обеспечения соответствующей резонансной настройки, что представляет определенные конструктивные трудности. Речь идет об изменении собственной частоты системы, которая определяется значениями массы ( $m$ ) и жесткости ( $c$ ). Кроме того задача усложняется также и тем, что сама колебательная система, как правило, нелинейная, а это увеличивает опасность возникновения неустойчивых и физически нереализуемых режимов. Известны два варианта резонансных кривых (рис. 1) с жесткой  $a$ ) и мягкой  $b$ ) нелинейностями.



**Рис. 1.** Резонансные кривые

Тот или иной вид колебательного процесса зависит от направления изменения частоты возмущения. Могут иметь место и скачкообразные изменения амплитуды колебаний.

Рассмотрим, в качестве первого приближения подвес на трех пластинчатых пружинах (рис. 2, а).



**Рис. 2.** Схема подвеса на трех пружинах

Фрагмент указанной подвески, он же и расчетная модель, представлены на рис. 2, б. При неизменном сечении консольного подвеса-балки и пренебрежимо малой ее массы, по сравнению с массой стола и объекта испытания ( $m$ ), имеем:

$$y = \frac{F}{6EJ} (x^3 - 3lx^2 + 2l^3),$$

где  $F$  - сила воздействующая на подвес,  $E$  - модуль Юнга,  $J$  - момент инерции сечения подвеса,  $l$  - расстояние от плоскости заделки консоли до центра масс стола,  $x$  - текущая координата вдоль консоли,  $y$  - прогиб консоли.

При  $x = 0$ , для невесомой балки:

$$v_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, v_0^2 = \frac{c}{m} = \frac{G/y_{cm}}{G/g} = \frac{g}{y_{cm}}, y_{cm} = \frac{mgl^3}{3EJ},$$

где  $c$  - жесткость консоли в направлении деформации,  $G$  - сила тяжести массы  $m$ ,  $y_{cm}$  - статический прогиб консоли под действием силы тяжести  $G$ ;  $g$  - ускорение свободного падения.

Учитывая, что  $v = 2\pi f$  и  $\Delta = r = \frac{w}{v^2}$ , для  $w = 500 \text{ м/с}^2$ , например, в диапазоне частот  $f_1 = 1000 \text{ Гц}$  и  $f_2 = 100 \text{ Гц}$  получим:

$$(v_0^2)_1 = 4 \cdot 10^7 \text{ 1/с}^2, \Delta_1 = r_1 = 1,28 \cdot 10^{-5} \text{ м},$$

$$(v_0^2)_2 = 4 \cdot 10^5 \text{ 1/с}^2, \Delta_2 = r_2 = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Если собственную частоту системы изменять путем регулирования длины подвеса, то:

$$c = \frac{3EJ}{l^3}, \frac{(v_0^2)_1}{(v_0^2)_2} = \frac{l_2^3}{l_1^3}, \frac{l_2}{l_1} = \sqrt[3]{100} \approx 4,65.$$

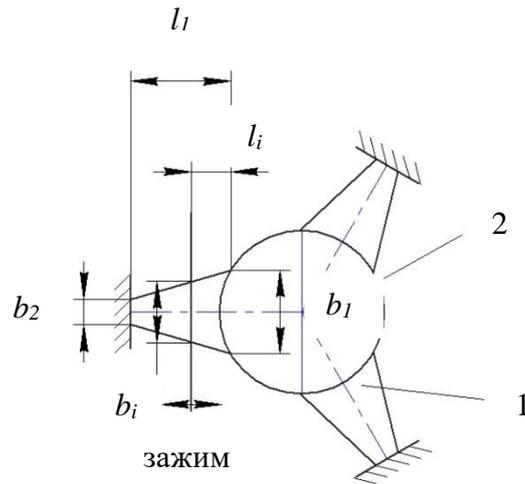
Для более широкого диапазона частот, например  $f_1 = 1000 \text{ Гц}$  и  $f_3 = 10 \text{ Гц}$ :

$$\frac{f_1}{f_3} = \frac{1000}{10} = 100, \frac{c_{\max}}{c_{\min}} = 10^4.$$

При этом:

$$\frac{l_3}{l_1} = 10^{4/3} \approx 21,5.$$

Изменение собственной частоты путем регулирования массы малоэффективно, т.к. при изменении массы в два раза собственная частота изменяется в  $\sqrt{2} \approx 1,4$  раза.



**Рис. 3.** Схема подвеса трапецеидальной формы

Если рассмотреть подвес трапецеидальной формы (см. рис. 3) с соотношением  $b_1 = 8b_2$ , то получим для прогиба:

$$y = \frac{12Fl^3}{3Eb_1h^3},$$

где  $b$  - ширина подвеса,  $h$  - его толщина (на рис. 3 не показана).

$$\text{При } f_1 = 1000 \text{ Гц, } y_1 = \frac{12Fl_1^3}{3Eb_1h^3} = r_1 = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

$$\text{При } f_2 = 100 \text{ Гц, } y_2 = \frac{12Fl_2^3}{3Eb_2h^3} = r_2 = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м, тогда}$$

$$\frac{l_2}{l_1} = \sqrt[3]{\frac{(1000/100)^2}{b_1/b}} \approx 2,32.$$

Для диапазона  $f_1 = 1000 \text{ Гц}$  и  $f_3 = 10 \text{ Гц}$  при таком же соотношении  $b_1 = 8b_2$ , а

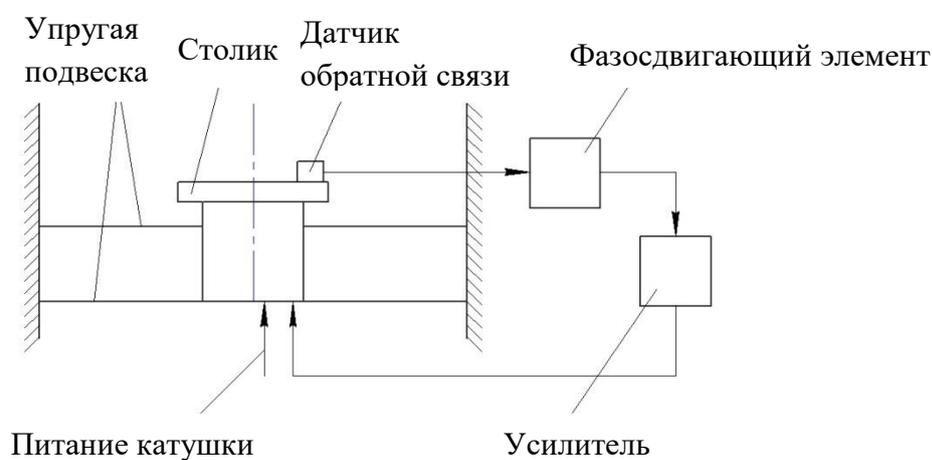
$$\frac{l_3}{l_1} \approx 10,8.$$

В качестве наиболее результативного варианта решения поставленной задачи можно предложить использование авторезонансного режима работы вибрационной системы [11].

Авторезонанс – это резонанс под действием силы, порождаемой движением самой колебательной системы машины. При этом в системе

возбуждаются периодические автоколебания за счет положительной обратной связи, формирующей силу возбуждения в зависимости от параметров колебаний рабочего органа. При определенном согласовании параметров колебательной системы и цепи положительной обратной связи авторезонансная система обеспечивает самовозбуждение колебаний, автоматическое поддержание резонансного состояния при изменении в широких пределах нагрузки, возникающей при выполнении технологического процесса. На этом принципе разработаны простые и недорогие системы возбуждения и стабилизации наиболее эффективных резонансных режимов работы ряда вибрационных машин, например, ультразвуковых установок [12, 13] и машин с дебалансными возбудителем колебаний, приводимыми во вращение синхронными двигателями переменного тока [14, 15].

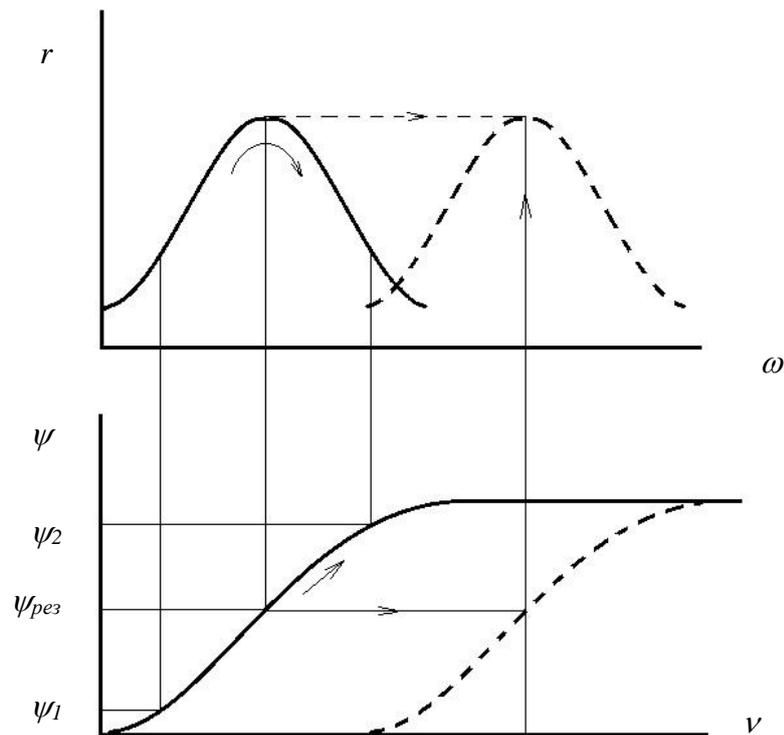
На рис. 4 изображена схема такой системы.



**Рис. 4.** Схема авторезонансной системы

Датчик обратной связи представляет собой вибродатчик регистрирующий колебания, сигнал с которого используется для формирования управляющего сигнала на катушку вибратора.

Изменение фазы сигнала в цепи обратной связи позволяет регулировать частоту колебаний катушки платформы (параметр  $\psi$ ). Фазовый сдвиг сигнала в цепи обратной связи приводит к перестройке режима колебаний катушки (рис. 5).



**Рис. 5.** Иллюстрация работы авторезонансной системы

Следовательно, изменение фазы управляющего сигнала позволяет регулировать частоту колебаний катушки механической системы. В работе [16] отмечается, что при проектировании резонансных машин эффективная схема возбуждения колебаний обеспечивается нелинейным преобразованием сигнала, пропорционального перемещению катушки. При обеспечении соответствующих условий синтеза авторезонансная система, как уже указывалась, поддерживает резонансное состояние вибратора при существенных изменениях нагрузки. Имея это в виду, остановимся еще раз на вопросах мощности вибратора и рассеяния энергии.

Расчетная модель представляется в виде гармонического осциллятора [17] с одной степенью свободы при соответствующем выборе массы ( $m$ ), жесткости ( $c$ ) и диссипации ( $b$ ). Уравнение колебаний имеет вид:

$$m\ddot{x} + 2b\dot{x} + cx = F \sin(\nu t),$$

где  $F$  - амплитуда возмущающей силы. При резонансе решение этого уравнения является функция:

$$x = r \sin\left(\nu t - \frac{\pi}{2}\right), \quad (5)$$

$$r = \frac{F}{2bvm}.$$

Определим мощность, потребляемую вибратором за период колебаний:

$$N = \frac{1}{2\pi v} \int_0^{2\pi/v} \dot{x} F \sin(vt) dt = \frac{rFv}{2}.$$

Подставляя выражение для  $F$  из (5), получим:

$$N = r^2 b v^2 m.$$

Для виброускорения  $500 \frac{m}{c^2}$ ,  $r = \frac{500}{v^2}$  и окончательно мощность:

$$N = 4,9 \cdot 10^4 \frac{b}{f^2} \text{ Вт.} \quad (6)$$

Сложность применения формулы (6) в определении коэффициента диссипации  $b$ , который зависит и от частоты возмущающей силы  $F$ . Если бы  $b$  был постоянным, то можно было сделать вывод, что для создания вибрации с частотой  $2000 \text{ Гц}$  необходима мощность вибратора в 40000 раз меньшая, чем для вибрации с частотой  $10 \text{ Гц}$ . Очевидно, что с возрастанием частоты рассеяние энергии увеличивается, однако, вряд ли коэффициент диссипации увеличится более, чем в 40000 раз при переходе от  $10 \text{ Гц}$  к  $2000 \text{ Гц}$ . Поэтому можно предположить, что мощности вибратора, достаточной для воспроизведения  $10 \text{ Гц}$ , хватит и для создания колебаний с частотой  $2000 \text{ Гц}$ . Часть полезной энергии вибратора затрачивается на преодоление внутреннего неупругого сопротивления в металле. В рамках линейной теории упругости, колебания полосы толщиной  $h$ , находящейся в условиях плоской деформации, сопровождаются, так называемые, слоевые движения. Их существенность определяется безразмерной частотой  $\Omega$ , которая должна быть меньше 1 ( $\Omega < 1$ ).

$$\Omega = \frac{2}{\pi} f h \sqrt{\frac{v}{E}},$$

При  $f = 2000 \text{ Гц}$ ,  $\Omega = 1,58h$ .

Можно определить значение толщины  $h$ , при которой слоевые движения будут существенны для расчета энергии:

$$h > \frac{1}{1,58} = 0,63 \text{ м.}$$

## Заключение

На основании изложенных выше доводов можно сделать вывод о том, что для получения заданных испытательных воздействий во всем диапазоне частот можно использовать метод резонансного возбуждения колебаний. Это позволит существенно снизить энергопотребление системой и воспроизводить ранее не воспроизводимые испытательные воздействия

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Каразин В. И., Козликин Д.П., Слоущ А. В., Хлебосолов И. О. Динамическая модель виброротационного стенда. // Теория механизмов и машин: периодический научно – методический журнал. №1(9). Том 5. – 2007. – С. 38-45.
- [2] Каразин В. И., Козликин Д. П., Хлебосолов И. О. Динамические стенды для виброротационных испытаний // Научно – технические ведомости СПбГТУ. – СПб: издание СПбГПУ; №3(45). – 2006. – С. 44-49.
- [3] Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О. Об уравнивании инерционных сил в виброцентрифугах // Теория механизмов и машин.: Периодический научно-методический журнал. – 2007. – №2(10). Том 5. – С. 63-71.
- [4] Ксенофонтов В.И., Николаев В.Н, Чернокрылов С.Ю. Динамический стенд многофункционального назначения. // Испытательные и поверочные стенды. – Л.: ЛГТУ. - 1992. с. 29 – 32.
- [5] Rodgers J. D., Cericola F., Doggett J. W., Young M. L. Vibrafuge: Combined Vibration and Centrifuge Testing. Shok and Vibration Symposium. SAND89 – 1659C. 1989.
- [6] Doggett, J. and Cericola, F., "Vibrafuge - A Combined Environment Testing Facility Vibration Testing on a Centrifuge" SAE Technical Paper 892368, 1989, doi:10.4271/892368.
- [7] Jepsen, Richard Alan, and Edward F. Romero. "Testing in a Combined Vibration and Acceleration Environment." IMAC XXIII, Orlando, FL (2005).
- [8] Евграфов А.Н., Каразин В.И., Смирнов Г.А. Роторные стенды для воспроизведения параметров движения. // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – СПб.: СПбГТУ. – 1999. № 3(17). – с. 89 – 94.

- [9] Евграфов А.Н., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. Воспроизведение параметров движения на ротационных стендах. // Теория механизмов и машин. – СПб.: СПбГТУ. - 2003. №1. – с. 92 – 96.
- [10] Evgrafov A.N, Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Centrifuges for Variable Accelerations Generation. // International Review of Mechanical Engineering (IREME), 2017, V. 11, №. 5, 280-285.
- [11] Антипов В.И., Асташев В.К. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 4. С. 3–8.
- [12] Асташев В.К., Бабицкий В.И., Вульфсон И.И. и др. Динамика машин и управление машинами: Справочник / Под ред. Г. В. Крейнина. М.: Машиностроение, 1988. 239 с.
- [13] Асташев В.К., Бабицкий В.И., Соколов И.Я. Авторезонансное вибровозбуждение синхронным электродвигателем // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1990. №4. С. 41-46.
- [14] Асташев В.К., Герц М.Е. Возбуждение и стабилизация резонансных колебаний ультразвуковых стержневых систем // Акустический журнал. 1976. т. 22. № 2. С. 192 – 200.
- [15] Асташев В.К., Бабицкий В.И. Методы повышения эффективности ультразвуковых станков // Станки и инструменты. 1982. №3. С.25-27.
- [16] Astashev V.K., Babitsky V.I. Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications – Springer. 2007. 330 p.
- [17] Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терёшин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2011. № 2 (123). С. 170-176.
- [18] Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1980. - 272 с.

P.A.Andrienko, A.N.Evgrafov, V.I.Karazin, D.P.Kozlikin, A.V.Khisamov,  
I.O.Khlebosolov

## **THE USE OF RESONANCE PHENOMENA TO REPRODUCE LINEAR ACCELERATIONS WITH A VARIABLE HARMONIC COMPONENT**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

### **Abstract**

This article discusses the possibility of using resonance phenomena on a vibrationrotation bench (vibrofuage). In particular, it proves the possibility of

increasing the range of test effects when specifying the vibration. The possibility of using auto resonance operation is pointed out.

*Key words:* centrifugal machine, vibrafuge, electrodynamic shaker, combined action, resonance system, self-resonance

## REFERENCES

- [1] Karazin VI, Kozlikin DP, Sloushch AV, Khlebosolov IO (2007) Dynamic model of vibratory stand. In: Theory of mechanisms and machines. №1 (9), V. 5, St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University Press, Pp 38-44.
- [2] Karazin VI, Kozlikin DP, Khlebosolov IO (2006) Dynamic stands for vibro-rotary tests. In: Scientific and technical reports of SPbGPU. St. Petersburg: Publishing House of SPbGPU; №3 (45). Pp. 44-49.
- [3] Karazin VI, Kozlikin DP, Khlebosolov IO (2007) On balancing the inertial forces in vibrotsentrifugal. In: Theory of mechanisms and machines. Periodic scientific and methodical journal. № 2 (10), V. 5, St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University Press. Pp. 63-71.
- [4] Ksenofontov VI, Nikolaev VN, Chernokrylov SYu (1992) Multifunctional dynamic stand. In: Testing and control stands. Leningrad. LGTU. Pp. 29 – 32.
- [5] Rodgers JD, Cericola F, Doggett JW, Young ML (1986) Vibrafuge: Combined Vibration and Centrifuge Testing. Shok and Vibration Symposium. SAND89 – 1659C.
- [6] Doggett J and Cericola F (1989) Vibrafuge - A Combined Environment Testing Facility Vibration Testing on a Centrifuge. SAE Technical Paper 892368, doi:10.4271/892368.
- [7] Jepsen R, Romero E (2005) Testing in a Combined Vibration and Acceleration Environment. IMAC XXIII, Orlando, FL.
- [8] Evgrafov AN, Karazin VI, Smirnov GA (1999) Rotary stands for motion variables simulation. In: Scientific and technical reports of SPbGTU. St. Petersburg. № 3(17), Pp. 89–94.
- [9] Evgrafov AN, Karazin VI, Khlebosolov IO (2003) Playing motion parameters on rotary stands. In: Theory of mechanisms and machines. St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University Press. № 1, V. 1. Pp. 92-96.
- [10] Evgrafov AN, Karazin VI, Kozlikin DP, Khlebosolov IO (2017) Centrifuges for Variable Accelerations Generation. In: International Review of Mechanical Engineering (IREME). №. 5, V. 11. Pp. 280-285.
- [11] Antipov VI, Astashev VK (2004) About the principles of energy-saving machines creation. In: Journal of machinery manufacture and reliability. № 4. Pp. 3-8.

- [12] Astashev VK, Babitsky VI, Vulfson II e.a. Handbook: Dynamics of machines and machine control. / Kreinin GV (1988) Moscow: Mashinostroenie. 329 p.
- [13] Astashev VK, Babitsky VI, Sokolov IY (1990) Autoresonant vibration excitation by synchronous motor. In: Journal of machinery manufacture and reliability. № 4. Pp. 41-46.
- [14] Astashev V, Hertz M (1976) The excitation and stabilisation of resonant vibration in ultrasonic rod systems. In: Acoustical journal 22(2). Pp. 192-200.
- [15] Astashev V, Babitsky V (1982) Methods of ultrasonic machine efficiency increase. In: Stanki i instrumenti (Machine-tools and tools). № 3. Pp. 25-27.
- [16] Astashev VK, Babitsky VI (2007) Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications – Springer. 330 p.
- [17] Hrostitskii A.A., Evgrafov A.N., Tereshin V.A. Geometry and kinematics of a spatial hexahedral with redundant links. Scientific and Technical Bulletin of the St. Petersburg State Polytechnical University. 2011. № 2 (123). Pp. 170-176.
- [18] Panovko YaG (1980) Introduction to mechanical vibrations. Moscow: Nauka. 272 p.