

УДК 534.1

**Антипов В.И., Асташев В.К.****О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин**

Рассматриваются два принципа возбуждения и стабилизации резонансных режимов работы вибрационных машин. Один из них основан на возбуждении автоколебаний с помощью цепи положительной обратной связи. В основу второго положен оригинальный способ параметрического возбуждения колебаний механических систем, позволяющий реализовать режимы многократного комбинационного резонанса. Приведены результаты исследования динамических характеристик вибрационных машин, работающих за счет возбуждения автоколебаний и многократного комбинационного параметрического резонанса. Использование динамических эффектов, заложенных в рассмотренных принципах построения резонансных машин, открывает новые возможности в вибротехнике.

Широкое применение в промышленности вибрационных технологий и машин определяет необходимость разработки новых способов и средств возбуждения колебаний, улучшающих динамические и эксплуатационные характеристики вибрационной машины [1,2].

В настоящее время в подавляющем большинстве вибрационные машины работают в режиме вынужденных колебаний в частотных диапазонах далеких от резонансной зоны. Это связано с тем, что в указанных диапазонах режим колебаний машины слабо чувствителен к изменению технологической нагрузки и практически не зависит от нелинейности ее колебательной системы. Но за это приходится платить нерациональным использованием энергии, так как в системе циркулирует большая реактивная мощность, необходимая для преодоления инерционных сил в зарезонансных и упругих сил в дорезонансных машинах.

Основным принципом создания энергосберегающих вибрационных машин является использование явления резонанса. В резонансных машинах упругие и инерционные силы взаимно уравновешиваются, а мощность привода расходуется только на преодоление диссипативных сил. Принципиально резонансная настройка позволяет на порядок снизить потребляемую мощность при одновременном улучшении конструктивных, динамических и эксплуатационных качеств машины. Но резонансные режимы рабочего органа вибрационной

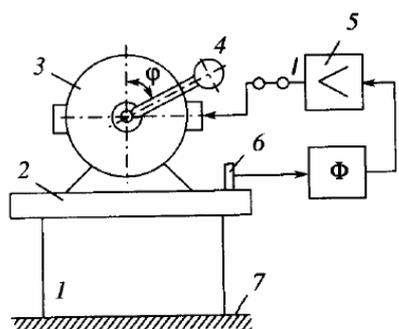
машины при вынужденных колебаниях практически нереализуемы из-за высокой чувствительности к изменению технологической нагрузки и параметров ее колебательной системы, а главное, из-за возможности срыва колебаний вследствие ее нелинейности. Именно нелинейность технологической нагрузки делает неэффективным применение традиционных средств автоматического поддержания резонансного состояния машин, работающих в режиме вынужденных колебаний. [3].

В статье рассматриваются два способа возбуждения и стабилизации резонансных режимов вибрационных машин. Один из них основан на принципе авторезонанса [4,5]. В основу второго положен оригинальный способ [6,7] параметрического возбуждения колебаний механических систем, позволяющий реализовать режимы многократного комбинационного резонанса.

1. 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 [8, 9]. и машин с дебалансными возбудителями колебаний, приводимыми во вращение синхронными двигателями переменного тока [3, 4].

На рис.1 показана схема вибромашины с дебалансным возбудителем колебаний. Колебательная система машины содержит платформу 2, связанную плоскими пружинами 1 с неподвижным основанием 7. Колебания платформы возбуждаются дебалансным возбудителем 4, приводимым во вращение синхронным двигателем 3. Для питания двигателя переменным электрическим током специальным образом организована цепь обратной связи. Датчик обратной связи 6, регистрирующий колебания платформы, через фазосдвигающий элемент  $\Phi$  связан с входом усилителя мощности 5, к выходу которого подключен синхронный двигатель возбудителя колебаний.

Сигнал с датчика с частотой колебаний платформы используется для формирования



формирования

Рис.1

переменного напряжения питания двигателя с той же частотой с помощью фазосдвигающего элемента и усилителя.

Характеристика усилителя подобрана таким образом, чтобы получить на выходе номинальное напряжение питания двигателя. Частота колебаний в такой замкнутой системе зависит от определяемого фазосдвигающим элементом сдвига фаз между напряжением питания двигателя и сигналом с датчика обратной связи. Изменение фазы дает возможность регулирования частоты колебаний платформы и позволяет реализовать амплитудно-частотную характеристику колебательной системы при любой нагрузке.

Следует отметить важную особенность такого способа возбуждения колебаний. В отличие от вынужденных колебаний, где сдвиг фазы между силой возбуждения и движением рабочего органа зависит от заданной частоты, при автоколебаниях именно заданный фазовый сдвиг определяет частоту колебаний. В нелинейных системах фазо-частотные характеристики имеют зоны двузначности, в которых одна из ветвей соответствует неустойчивым режимам. В автоколебательных системах следует рассматривать обратные – частотно-фазовые характеристики, которые для большего числа известных нелинейных систем оказываются однозначными. Поэтому изменение фазы в цепи обратной связи позволяет реализовать все ветви амплитудно-частотной характеристики нелинейной системы, в том числе и неустойчивые в режиме вынужденных колебаний.

Если фазовый сдвиг в цепи обратной связи выбран так, что разность фаз между колебаниями платформы и создаваемой дебалансом силой возбуждения соответствует резонансной, устройство обеспечит реализацию резонансных колебаний при любом изменении технологической нагрузки. Именно такая система возбуждения колебаний с резонансной настройкой фазы в цепи обратной связи и является авторезонансной. Отмеченная выше особенность делает авторезонансную систему устойчивой по отношению к существенным изменениям параметров машины и нелинейной технологической нагрузки. Авторезонансное возбуждение позволяет в десятки раз снизить мощность привода машины, существенно уменьшить ее металлоемкость и увеличить КПД. Естественной платой за очевидные достоинства авторезонансного возбуждения является усложнение вибрационной машины за счет введения системы автоматического управления и необходимости построения блока электрического питания привода машины.

**2.** В связи с этим возникает задача повышения стабильности резонансных машин при высокой добротности их колебательных систем без средств автоматического управления. Эту задачу могут решить новые типы возбудителей [7,8] параметрических колебаний, в которых реализуются многократные комбинационные резонансные режимы.

Важнейшая особенность комбинационного параметрического резонанса с точки зрения его применения в вибротехнике состоит в возможности расширения

резонансной зоны и увеличения амплитуды колебаний при увеличении демпфирования. Свойства комбинационного параметрического резонанса проанализируем на примере параметрического вибрационного устройства [9], схема которого приведена на рис. 2.

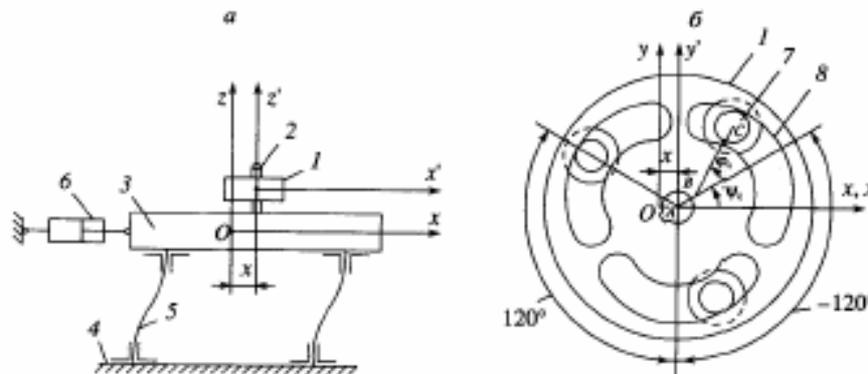


Рис.2

Устройство (рис.2,а) содержит уравновешенный ротор 1 массы  $m_0$ , закрепленный на приводном валу 2. Приводной вал установлен в подшипниках, жестко связанных с твердым телом (рабочим органом) 3 массы  $M_0$ . Рабочий орган крепится к неподвижному основанию 4 посредством листовых пружин 5 и имеет одну степень свободы – поступательное движение вдоль оси  $Ox$ , параллельной плоскости вращения ротора. Демпфер 6 моделирует технологическую нагрузку. Подвижная система координат  $Ax'y'z'$ , начало которой расположено в центре ротора а оси параллельны соответствующим осям неподвижной системы координат  $Oxyz$ , связана с рабочим органом.

Ротор (рис.2,б) имеет три периодически чередующиеся незамкнутые круговые беговые дорожки 8, центры кривизны которых смещены от оси вращения ротора на одинаковые расстояния  $AB = l$ . На беговых дорожках размещены тела качения (бегунки) 7 массы  $m$  каждый с возможностью обкатки. При этом на движение бегунков накладываются нестационарные связи за счет равномерного вращения ротора с угловой скоростью  $\omega$ . Положение беговых дорожек определяется углами  $\psi_k = \omega t + 2\pi kN^{-1}$  ( $k = 1, 2, 3$ ), где  $N = 3$  – число бегунков, а положение бегунков – углами  $\varphi_k$  ( $k = 1, 2, 3$ ). Перемещение  $x$  рабочего органа и углы  $\varphi_k$  положений бегунков принимаются за обобщенные координаты системы. Это устройство можно рассматривать как механизм с периодическим изменением во времени инерционных параметров колебательной системы. Периодическое изменение инерционных параметров обеспечивается наложением на движение бегунков нестационарных связей. Действительно, уравнения связи декартовых координат  $x_k, y_k$  центров бегунков с обобщенными координатами  $x, \varphi_k$  имеют вид:

$$\begin{aligned}x_k &= x + l \cos \psi_k + \rho \cos(\psi_k + \varphi_k), \\y_k &= l \sin \psi_k + \rho \sin(\psi_k + \varphi_k),\end{aligned}\quad (1)$$

где  $\rho = BC$ . Уравнениями (1), по существу, учитываются все наложенные на систему голономные связи. При периодическом движении правые части равенств (1) являются периодическими функциями времени периода  $\tau^* = 2\pi/\omega$ . Следовательно, связи, наложенные на движение колебательной системы, являются нестационарными. В этом случае кинетическая энергия системы записывается в виде

$$T = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n A_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j + \sum_{i=1}^n A_i \dot{q}_i^2 + A_0,$$

где инерционные величины  $A_{ij}, A_i, A_0$  оказываются периодическими функциями времени [9].

Вращающийся ротор с качающимися в поле центробежных сил бегунками образует инерционный элемент параметрического вибровозбудителя. Вместе с тем ротор инерционного элемента играет роль аккумулятора кинетической энергии, что дает возможность применения двигателя меньшей мощности, чем это было бы необходимо.

Будем исходить из дифференциальных уравнений движения [10], но с учетом влияния нелинейного демпфирования. Здесь используется оправдавшая себя на практике квадратичная зависимость демпфирования от амплитуды колебаний. Если ввести безразмерную координату  $\tilde{x} = x/l$  и безразмерное время  $\tau = p t$ , где  $p$  – собственная частота линейной части системы, то математическая модель системы описывается следующими нелинейными дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned}\ddot{\varphi}_k + 2(n_0 + h_0 \varphi_k^2) \dot{\varphi}_k + v^2 \tilde{\omega}^2 \sin \varphi_k &= v^2 [\tilde{x} \sin(\psi_k + \varphi_k)], \quad (k = 1, 2, \dots, N), \\ \ddot{\tilde{x}} + 2(n + h\tilde{x}^2) \dot{\tilde{x}} + p^2(1 + \beta \tilde{x}^2) \tilde{x} &= 2\varepsilon (Nv^2)^{-1} \sum_{k=1}^N [\dot{\varphi}_k \sin(\psi_k + \varphi_k) + \\ &+ (\tilde{\omega} + \dot{\varphi}_k)^2 \cos(\psi_k + \varphi_k)],\end{aligned}\quad (2)$$

где  $n_0, n$  – безразмерные коэффициенты линейного демпфирования;  $h_0, h$  – безразмерные коэффициенты нелинейного демпфирования;  $\beta$  – коэффициент нелинейности упругих восстанавливающих сил;  $\tilde{\omega} = \omega/p$  – безразмерная частота

возбуждения;  $\varepsilon = N m \rho^2 / (2 M i_B^2)$ ;  $M$  – общая масса системы,  $i_B$  – радиус инерции бегунка относительно центра кривизны беговой дорожки.

Итак, уравнения (2) описывают поведение  $N+1$  равноправных нелинейных осцилляторов и системы связи между ними. При этом  $N$  осцилляторов имеют одинаковые собственные частоты. В этих уравнениях множитель  $\varepsilon$  характеризует интенсивность параметрического возбуждения, а также осуществляет связь между осцилляторами. При  $\varepsilon = 0$  осцилляторы становятся несвязанными. Заметим, что уравнения (2) справедливы и для  $N \geq 3$ . В этом случае предполагается, что бегунки размещены на  $N$  беговых дорожках, расположенных в параллельных плоскостях.

Исследуется комбинационный параметрический резонанс, когда колебания возбуждаются на частотах  $\omega_1, \omega_2$ , связанных с частотой возбуждения  $\tilde{\omega}$  соотношением

$$\tilde{\omega} = \omega_1 + \omega_2, \quad (3)$$

причем  $\omega_1 \approx v\tilde{\omega}$ ,  $\omega_2 \approx 1$ .

Решая задачу в первом приближении методом Бубнова-Галеркина, будем считать, что колебания близки к моногармоническим

$$\varphi_k = a_k \cos(\omega_1 \tau + \theta_k), \quad x = a \cos(\omega_2 \tau + \theta), \quad (k = 1, 2, \dots, N). \quad (4)$$

Для отыскания решения используется вариационный принцип Гамильтона-Остроградского, записываемый в форме

$$\int_{t_1}^{t_1 + \tau^*} \sum_{i=1}^n \left( \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} - Q_i \right) \delta q_i dt = 0, \quad (5)$$

где  $q_i$  – обобщенные координаты,  $Q_i$  – обобщенные силы,  $\tau^*$  – период (почти период) движения системы, сравниваемого с искомым. При этом в уравнениях движения (2) тригонометрические функции углов  $\varphi_k$  заменяются двумя членами их разложения в ряд.

Подставляя (4) в (5), приходим к системе нелинейных алгебраических уравнений относительно неизвестных амплитуд  $a_k, a$ , фаз  $\theta_k, \theta$  и частот генерации  $\omega_1, \omega_2$ . Решение полученной системы уравнений с добавлением

соотношения (3) находилось численно методом итераций в модификации Зейделя.

Результаты численного моделирования представлены на рис. 3 в виде зависимостей амплитуд  $a, a_0$  (рис. 3а,б) и частот генерации  $\omega_1, \omega_2$  (рис. 3в) от частоты параметрического возбуждения  $\tilde{\omega}$ . Кривые 1 соответствуют комбинационному резонансу, когда  $\varepsilon = 0,02$ ,  $\nu = 0,25$ ,  $n_0 = n = 0,02$ ,  $h_0 = h = 0,02$ ,  $\beta = 0$ . Значениям  $n = 0,12$ ,  $h = 0,04$  при неизменных значениях остальных параметров соответствуют кривые 2. Как видно из рис.3,а,б в случае малых гистерезисных потерь в линейной упругой системе резонансные кривые 1 для амплитуд  $a$  и  $a_0$  в окрестности частоты возбуждения  $\tilde{\omega} = 1,33$ , соответствующей точной настройке на комбинационный резонанс ( $\tilde{\omega} = 1 + \nu\tilde{\omega}$ ), представляют собой плавные кривые. Расширение резонансной области вследствие шестикратного увеличения линейного демпфирования связано с увеличением амплитуды  $a_0$  качаний бегунков при  $\tilde{\omega} > 1,4$ .

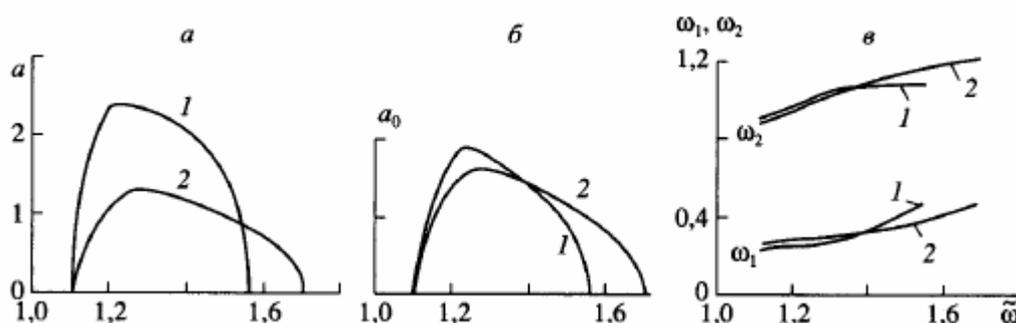


Рис.3

Эффект расширения резонансной зоны параметрически возбуждаемой вибромашины может быть реализован на практике, так как инерционный элемент не подвержен действию технологической нагрузки и коэффициент демпфирования  $n_0$  может быть сделан весьма малым. Для простого параметрического резонанса наличие демпфирования всегда уменьшает резонансную область. При шестикратном увеличении линейного и двукратном увеличении нелинейного демпфирования амплитуда  $a$  колебаний рабочего органа в окрестности  $\tilde{\omega} = 1,33$  уменьшается в 1,8 раза. В то время как для линейной системы при резонансе вынужденных колебаний ( $\tilde{\omega} = 1$ ) и соответствующих уровнях демпфирования амплитуда колебаний рабочего органа уменьшается в шесть раз.

Таким образом, при комбинационном параметрическом резонансе использование только тригонометрических нелинейностей, обусловленных особенностями кинематики вращающегося инерционного элемента, дает возможность существенно повысить стабильность резонансного режима

колебаний, причем эта нелинейность естественным образом входит в уравнения движения вибромашины. В рассматриваемом случае имеет место многократный резонанс, когда резонансному соотношению (3) удовлетворяет одновременно несколько собственных частот. Соотношение (3) выполняется во всех точках резонансной зоны, что означает синхронизацию динамической системы на комбинационных частотах.

Другим важным принципом снижения энергопотребления является использование эффекта самосинхронизации вибровозбудителей. Движение вибромашины с протяженным рабочим органом, возбуждаемое одним мощным вибровозбудителем, носит характер интенсивных упругих (паразитных) колебаний. Возбуждение паразитных колебаний повышает энергопотребление, искажает форму заданного движения рабочего органа вибромашины. Чтобы исключить паразитные колебания, можно использовать вместо одного мощного несколько маломощных самосинхронизирующихся вибровозбудителей. В результате под действием этих вибровозбудителей даже очень гибкая балка будет совершать колебания почти как абсолютно жесткая.

Рассматриваемые параметрические вибровозбудители удовлетворяют принципу самосинхронизации, т.е. самопроизвольной согласованной работе двух или нескольких вибровозбудителей на одном рабочем органе. Здесь имеет место самосинхронизация нового типа, при которой одновременно проявляется синхронизация колеблющихся объектов (качающихся бегунков) и синхронизация вращающихся тел (роторов инерционных элементов) [11, 12]. Самосинхронизацию параметрических вибровозбудителей можно рассматривать как свойство приспособляемости отдельных объектов «технического коллектива» к ритму работы коллектива в целом.

На базе резонансных вибровозбудителей могут быть разработаны и созданы новые энергосберегающие вибрационные машины и технологии для использования в горнорудной, металлургической, металлообрабатывающей, химической, пищевой отраслях промышленности, промышленности строительных материалов, в агропромышленном комплексе, сельском хозяйстве и при переработке отходов этих производств.

*Работа выполнена при поддержке Российского Фонда Фундаментальных Исследований (Проект 05-08-50183)*

## Литература

1. *Цыфанский С.Л., Бересневич В.И., Окс А.Б.* Нелинейные и параметрические колебания вибрационных машин технологического назначения. Рига: Зинатне, 1991. 232 с.
2. *Astashev V.K., Babitsky V.I.* Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications – Springer. 2007. 330 p.
3. *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.
4. *Асташев В.К., Бабицкий В.И., Соколов И.Я.* Авторезонансное вибровозбуждение синхронным электродвигателем // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1990. №4. С. 41-46.
5. *Асташев В.К.* Авторезонансные системы возбуждения вибрационных машин // Наука производству. 1998. №10. С. 30-34.
6. *Антипов В. И.* Вибровозбудитель. Патент РФ № 2072660 // Бюлл. изобр., 1997, №3.
7. *Антипов В. И.* Вибровозбудитель. Патент РФ № 2072661 // Бюлл. Изобр., 1997, №3.
8. *Асташев В.К., Герц М.Е.* Возбуждение и стабилизация резонансных колебаний ультразвуковых стержневых систем // Акустический журнал. 1976. т. 22. № 2. С. 192 – 200.
9. *Асташев В.К., Бабицкий В.И.* Методы повышения эффективности ультразвуковых станков // Станки и инструменты. 1982. №3. С.25-27.
10. *Антипов В. И.* Использование комбинационного параметрического резонанса для усовершенствования вибрационных машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1998. №4. С.16-21.
11. *Антипов В.И.* Динамика вибромашины с комбинационным параметрическим возбуждением // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001. №2. С.16-20.

*Поступила: 5 декабря 2007 г.*