

УПРАВЛЕНИЕ ТРАЕКТОРИЕЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ВИБРАЦИОННЫХ МАШИНАХ

Р.Г. Закиров, А.В. Иршин

Рассмотрены возможности роторных инерционных виброприводов в управлении формой колебаний исполнительного органа вибрационных машин. Описаны математические модели и представлены результаты компьютерного моделирования регулируемых колебательных движений.

Ключевые слова: инерционный вибропривод; траектория колебательных движений; форма колебаний.

Траектория колебательного движения в вибрационных машинах имеет важное значение для интенсификации и повышения эффективности технологических процессов, в которых используется вибромашина, для оптимизации размеров вибровозбудителей, а также для снижения передаваемых вредных нагрузок и вибрации на опорные конструкции.

В существующих вибрационных машинах с одномассной колебательной системой для изменения траектории движения рабочего органа используют системы упругих элементов различной формы и жесткости. Получаемая с их помощью траектория колебательного движения может представлять собой прямую, направленную по вертикали или под углом к горизонту, окружность, эллипс и др. Однако эти вибрационные машины создаются с одной неизменной траекторией движения рабочего органа. Для изменения траектории в них потребуется изменение всей системы упругих элементов.

В вибрационных машинах с двух- и многомассной колебательной системой для изменения траектории движения рабочего органа используют синхронизацию нескольких вибровозбудителей, в результате которой создаются как простые траектории (прямые линии, эллипсы и окружности), так и сложные, многократно пересекающиеся траектории движения рабочих органов. При этом через центр масс рабочего органа постоянно проходят равнодействующие упругих и диссипативных сил, которые существенно влияют на траекторию движения. Однако эти вибрационные машины создаются с одной неизменной траекторией движения рабочего органа. Для изменения траектории в таких вибрационных машинах потребуется изменение количества вибровозбудителей и их взаимного расположения. При этом в каждом случае потребуется сложная настройка колебательной системы.

Опыт эксплуатации различных вибрационных машин позволяет рекомендовать создание машин с возможностью управления траекторией движения рабочих органов, без замены или переналадки вибрационной системы.

Для решения этой задачи были разработаны роторные инерционные виброприводы, генерирующие различные траектории колебательных движений с возможностью гибкого их изменения.

Обеспечивается возможность регулирования траектории движения рабочего органа в роторном инерционном виброприводе с параллельным расположением роторов [1], в котором учитываются колебания второго ротора, синхронизирующего с первым ротором посредством общего контртела (рис. 1). Роторы, выполненные в форме стержней 1 со сменными тарелками 2, прижимают к общему контртелу 3 осевой тарированной силой P_{OC} прижима и приводят во вращение с постоянной угловой скоростью ω_{BP} . При этом вращение тарелок 2 со стержнями 1 роторов сопровождается их поступательными круговыми движениями (поперечными автоколебаниями) по торцовой поверхности плоского контртела относительно точек на периферии тарелок 2. Центры тарелок 2 описывают круговую траекторию в направлении, противоположном их вращению.

Частотами колебаний центров масс обоих роторов управляют по соотношению:

$$\omega = \frac{P_{OC}}{2lm\omega_{BP}} \sqrt{\frac{P_{OC}^2}{4l^2m^2\omega_{BP}^2} + \frac{j}{m}}$$

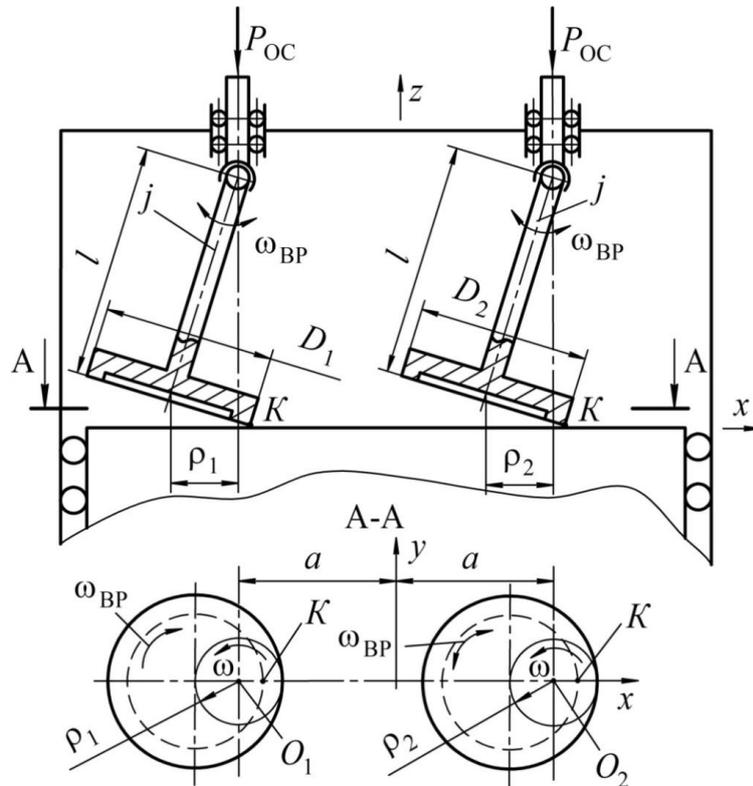


Рис. 1. Схема роторного инерционного вибропривода с параллельным расположением роторов

А их амплитудами по соотношению:

$$\rho_i = \frac{D_i\omega_{BP}}{2\omega},$$

где $i = 1; 2$ – индекс, относящийся к первому и второму роторам соответственно; l – длина роторов; m – масса роторов; D_i – диаметр тарелок роторов в зоне их сопряжения с контртелом; j – жесткость стержней роторов:

$$j = \frac{3\pi E_C d^4}{64l^4}$$

при жестком закреплении, и

$$j = 0$$

при шарнирном закреплении стержней роторов: E_C – модуль упругости материала стержней роторов; d – диаметр стержней роторов.

При этом может быть два варианта взаимного вращения роторов:

- 1) одностороннее направление вращения;
- 2) противоположное направление вращения.

Также в каждом из вариантов взаимного вращения роторов может быть равенство или различие диаметров их тарелок в зоне сопряжения с контртелом: а) $D_1 = D_2$; б) $D_1 \neq D_2$.

При одностороннем направлении вращения роторов рабочий орган вибропривода будет совершать движения по круговой траектории, описываемые дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} \ddot{x} = q(\rho_1 + \rho_2)\omega^2 \cos \omega t; \\ \ddot{y} = q(\rho_1 + \rho_2)\omega^2 \sin \omega t, \end{cases}$$

где q – соотношение масс колебательной системы:

$$q = \frac{M}{M + 2m};$$

M – масса вибропривода без массы роторов.

При противоположном направлении вращения роторов и равенстве диаметров их тарелок в зоне сопряжения с контртелом вибропривод будет совершать движение по прямолинейной траектории. Дифференциальное уравнение прямолинейного движения рабочего органа вибропривода имеет вид:

$$\ddot{y} = 2q\rho\omega^2 \sin \omega t.$$

Левая часть дифференциального уравнения представляет собой силу инерции суммарной массы колебательной системы, правая – действующую на колебательную систему, вынуждающую силу.

При противоположном направлении вращения роторов и различии диаметров их тарелок в зоне сопряжения с контртелом вибропривод будет совершать движение по эллиптической траектории, описываемое дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} \ddot{x} = q(\rho_1 - \rho_2)\omega^2 \cos \omega t; \\ \ddot{y} = q(\rho_1 + \rho_2)\omega^2 \sin \omega t. \end{cases}$$

Изменяется траектория колебательных движений путем изменения взаимного направления вращений роторов и путем изменения диаметров тарелок в зоне их сопряжения с плоским контртелом.

И при этом, варьируя значительным количеством исходных параметров, регулируют и даже авторегулируют частоту и амплитуду этих колебаний в широком диапазоне.

Более широкие возможности управления траекторией колебательных движений реализованы в роторном инерционном виброприводе с неуравновешенным ротором (рис. 2) [2]. Ротор, выполненный в виде гибкого стержня с радиальной жесткостью j , сопрягают торцевой поверхностью сменной тарелки 1 массы m_1 с неподвижным контртелом 3 осевой тарированной силой P_{OC} прижима и вращают с частотой ω_{BP} . Одновременно на ротор воздействует вращающаяся с той же частотой радиальная сила P_p , от вращающегося неуравновешенного тела 2 массы m_2 , жестко закрепленного на стержне ротора.

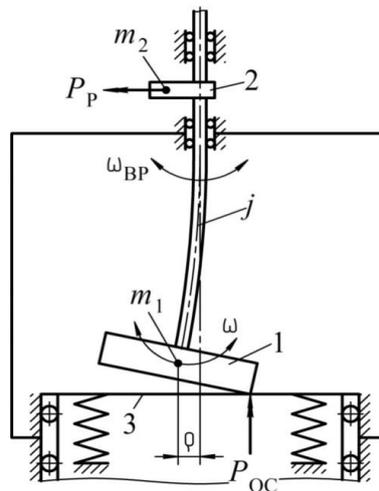


Рис. 2. Схема роторного инерционного вибропривода с неуравновешенным ротором

Ротор, обкатываясь периферией торца по поверхности контртела 3, совершает круговые высокочастотные колебания ω , которые, синхронизируясь с низкочастотными колебаниями с частотой ω_{BP} , обретают модулирующие свойства. При этом амплитудой рабочего органа вибропривода управляют по соотношению:

$$A = \sqrt{(r_1 n)^2 + (P_p k)^2 + 2r P_p n k \cos(\Delta\omega t)},$$

где r – радиус тарелки ротора; t – время; n – соотношение частот колебаний:

$$n = \frac{\omega_{BP}}{\omega};$$

$$k = \frac{1}{M\omega_{BP}^2};$$

$$\Delta\omega = \omega + \omega_{BP};$$

$$M = m_1 + m_2.$$

В этом выражении первое слагаемое под корнем $(r_1 n)^2$ – частотная составляющая или «высокочастотная составляющая», второе слагаемое $(P_p k)^2$ – составляющая, зависящая от массы, или «низкочастотная» составляющая, а третье слагаемое $2r P_p n k \cos(\Delta\omega t)$ – составляющая разности фаз колебаний $\Delta\omega t$. Используя зависимость, управляют величиной амплитуды A , изменяя параметры этих составляющих. Параметры колебаний неуравновешенной силы задают посредством изменения скорости вращения ω_{BP} и самой силы P_p . Параметрами колебаний вращаемого тела управляют посредством изменения осевой силы P_{OC} в соответствии с зависимостями, приведенными для роторного инерционного вибропривода с параллельным расположением роторов. В результате формой траектории колебательных перемещений управляют посредством изменения частоты и амплитуды колебаний вращаемого тела и неуравновешенной радиальной силы.

Проекции амплитуды A вибропривода на координатные оси представляют систему уравнений траектории движения:

$$\begin{cases} x(t) = r \sin(\omega_{BP}t) - \rho \sin(\omega t); \\ y(t) = r \sin(\omega_{BP}t) + \rho \cos(\omega t). \end{cases}$$

Модуляция вынужденных круговых колебаний неуравновешенной массы с частотой вращения ω_{BP} и поперечных круговых колебаний центра тяжести ротора с частотой ω , как показывают результаты исследования системы уравнений траектории движения при различных соотношениях n частот колебаний (рис. 3), приводит практически к любой форме траектории движения вибропривода.

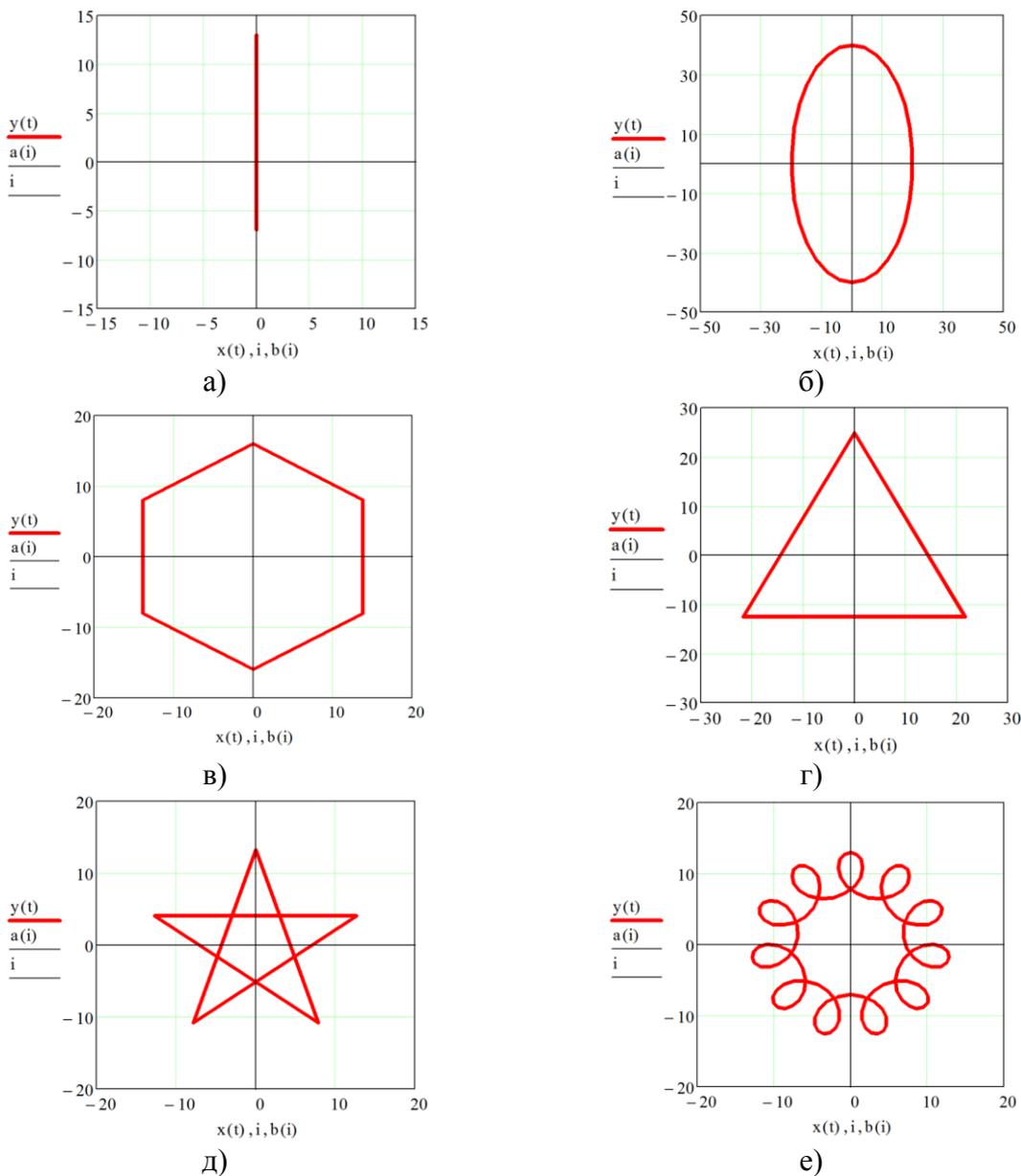


Рис. 3. Траектории колебательных движений: а) при $\omega_{BP} = 30$ рад/с; $n = 10$; б) при $\omega_{BP} = 60$ рад/с; $n = 1$; в) при $\omega_{BP} = 50$ рад/с; $n = 5$; г) при $\omega_{BP} = 40$ рад/с; $n = 2$; д) при $\omega_{BP} = 40$ рад/с; $n = 9$; е) при $\omega_{BP} = 60$ рад/с; $n = 10$

Таким образом, использование в различных вибрационных машинах роторных инерционных виброприводов с возможностью гибкого управления параметрами и формой траектории колебательных движений позволит своевременно реагировать на различного рода нюансы, возникающие при эксплуатации вибрационных машин.

Библиографический список

1. Пат. 2347627 Российская Федерация, МПК⁸ В 06 В 1/16. Способ возбуждения колебаний и устройство для его осуществления / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров, Б.А. Решетников и др. – № 2007136688/28; заявл. 04.10.2007; опубл. 27.02.2009. – Бюл. № 6.
2. Пат. 2533743 Российская Федерация, МПК⁷ В06 В 1/00. Способ возбуждения колебаний / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров, А.В. Иршин и др. – № 2013121307/28; заявл. 07.05.2013; опубл. 20.11.2014.

[К содержанию](#)