

УДК 666.97.033.16

А. Н. ЧЕРЕВКО, П. А. ЧЕРЕВКО

Полтавский национальный технический университет им. Ю. Кондратюка

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА УПРАВЛЯЕМОГО ТРЕХДЕБАЛАНСНОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ И ЕГО ВОЗМОЖНОСТИ ПО СИНТЕЗУ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ПОЛЕЙ

Обсуждаются вопросы, связанные с оценкой динамических возможностей вибрационных машин с управляемыми трехдебалансными вибровозбудителями с помощью теории приведения системы сил к простейшему виду.

Управляемые вибрационные машины представляют собой качественно новое поколение вибрационной техники. Они позволяют осуществлять технологический процесс с переменными параметрами колебаний рабочего органа. Амплитуду и частоту колебаний можно изменять независимо друг от друга практически по любому закону. Поэтому главной особенностью управляемой вибрационной машины является возможность воздействовать на обрабатываемую среду переменным (нестационарным) вибрационным силовым полем.

Разработанные в Полтаве за последние 20 лет управляемые вибрационные машины позволяют изменять на ходу независимо друг от друга не только амплитуду и частоту колебаний, но и интенсивность колебаний, и структуру силового вибрационного поля (переходить из поступательных колебаний на винтовые и наоборот). Все это заметно интенсифицирует технологический процесс, снижает время виброобработки, увеличивает съем металла при обработке деталей в среде свободного абразива, повышает плотность и прочность бетонных изделий, что, в свою очередь, способствует повышению их морозостойкости.

В качестве привода вибрационной машины может использоваться управляемый вибровозбудитель с тремя дебалансами. В начальный момент времени, который совпадает с моментом пуска машины, он представляет собой динамически уравновешенную систему. Дальнейшая работа машины связана с перемещением подвижных дебалансов вдоль дебалансного вала по направлению винтовых канавок.

Рассмотрим несколько возможных случаев:

1) *направление поворота подвижных дебалансов совпадают* (против часовой стрелки, если смотреть навстречу оси x) (рисунки 1). Для определения возможностей вибровозбудителя приведем систему сил инерции к простейшему виду. Определим главный вектор сил инерции:

$$\vec{F}_O = F_x \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \vec{k} .$$

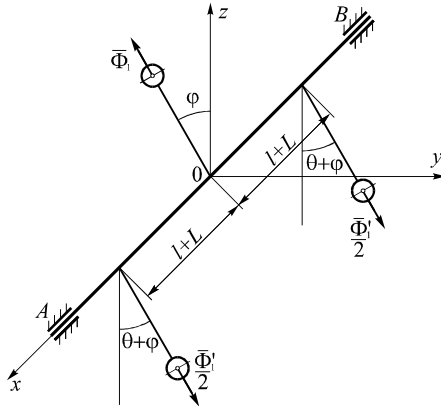


Рисунок 1

Проекции главного вектора на оси координат:

$$F_x = \sum F_{ix} = 0;$$

$$F_y = \sum F_{iy} = -\Phi_1 \sin \varphi + 2 \frac{\Phi_1'}{2} \sin(\theta + \varphi) = 2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2} \cos\left(\varphi + \frac{\theta}{2}\right);$$

$$F_z = \sum F_{iz} = \Phi_1 \cos \varphi - 2 \frac{\Phi_1'}{2} \cos(\theta + \varphi) = 2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2} \sin\left(\varphi + \frac{\theta}{2}\right).$$

Соответственно

$$F_O = \sqrt{\left(2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2} \cos\left(\varphi + \frac{\theta}{2}\right)\right)^2 + \left(2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2} \sin\left(\varphi + \frac{\theta}{2}\right)\right)^2} = 2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2}.$$

Определим главный момент сил инерции \bar{M}_O :

$$\bar{M}_O = M_x \bar{i} + M_y \bar{j} + M_z \bar{k};$$

$$M_x = \sum M_{ix} = 0; \quad M_y = \sum M_{iy} = 0; \quad M_z = \sum M_{iz} = 0.$$

Поэтому $\bar{M}_O = 0$, и система сил приводится к приложенной к центру приведения O равнодействующей $R = 2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2}$. Ее направляющие косинусы:

$$\cos(\bar{R}, \bar{i}) = \frac{F_x}{F_O} = 0;$$

$$\cos(\bar{R}, \bar{j}) = \frac{F_y}{F_O} = \frac{2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2} \cos\left(\varphi + \frac{\theta}{2}\right)}{2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2}} = \cos\left(\varphi + \frac{\theta}{2}\right);$$

$$\cos(\bar{R}, \bar{k}) = \frac{F_z}{F_O} = \frac{2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2} \sin\left(\varphi + \frac{\theta}{2}\right)}{2\Phi_1 \sin \frac{\theta}{2}} = \sin\left(\varphi + \frac{\theta}{2}\right);$$

2) направления поворота подвижных дебалансов противоположны (рисунок 2). Приведем систему сил к центру O .

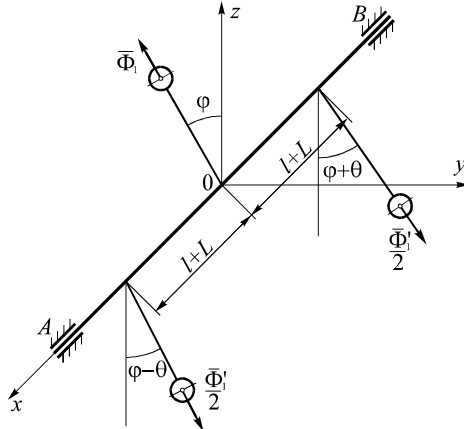


Рисунок 2

Главный вектор системы сил \bar{F}_O имеет следующие проекции на оси координат:

$$\begin{aligned} F_x &= \sum F_{ix} = 0; \\ F_y &= \sum F_{iy} = -\Phi_1 \sin \varphi + \frac{\Phi_1'}{2} \sin(\varphi + \theta) + \frac{\Phi_1'}{2} \sin(\varphi - \theta) = \\ &= -\Phi_1 \sin \varphi + \Phi_1' \sin \varphi \sin \theta = -2\Phi_1 \sin \varphi \sin^2 \frac{\theta}{2}; \\ \sum F_{iz} &= \Phi_1 \cos \varphi - \frac{\Phi_1'}{2} \cos(\theta + \varphi) - \frac{\Phi_1'}{2} \cos(\varphi - \theta) = \\ &= \Phi_1 \cos \varphi - \Phi_1' \cos \varphi \cos \theta = 2\Phi_1 \cos \varphi \sin^2 \frac{\theta}{2}. \end{aligned}$$

Следовательно,

$$F_O = \sqrt{\left(-2\Phi_1 \sin \varphi \sin^2 \frac{\theta}{2}\right)^2 + \left(2\Phi_1 \cos \varphi \sin^2 \frac{\theta}{2}\right)^2} = 2\Phi_1 \sin^2 \frac{\theta}{2}.$$

Проекции главного момента \bar{M}_O на оси координат:

$$\sum M_{ix} = 0;$$

$$\sum M_{iy} = \frac{\Phi'_1}{2}(l+L)\cos(\varphi+\theta) - \frac{\Phi'_1}{2}(l+L)\cos(\varphi-\theta) = -\Phi_1(l+L)\sin\varphi\sin\theta;$$

$$\sum M_{iz} = \frac{\Phi'_1}{2}(l+L)\sin(\varphi+\theta) - \frac{\Phi'_1}{2}(l+L)\sin(\varphi-\theta) = \Phi_1(l+L)\cos\varphi\sin\theta.$$

Тогда главный момент M_O системы сил

$$M_O = \sqrt{(-\Phi_1(l+L)\sin\varphi\sin\theta)^2 + (\Phi_1(l+L)\cos\varphi\sin\theta)^2} = \Phi_1(l+L)\sin\theta.$$

Для оценки возможностей вибровозбудителя по синтезу вибрационных полей определим наименьший главный момент системы сил:

$$M_g = \frac{M_x F_x + M_y F_y + M_z F_z}{F_O};$$

$$M_g = \frac{-2\Phi_1 \sin\varphi \sin^2 \frac{\theta}{2} (-\Phi_1(l+L)\sin\varphi\sin\theta)}{2\Phi_1 \sin^2 \frac{\theta}{2}} + \frac{2\Phi_1 \cos\varphi \sin^2 \frac{\theta}{2} (\Phi_1(l+L)\cos\varphi\sin\theta)}{2\Phi_1 \sin^2 \frac{\theta}{2}} = \Phi_1(l+L)\sin\theta.$$

Таким образом, система сил может приводиться к динамическому винту с параметром:

$$p = \frac{M_g}{F_O} = \frac{\Phi_1(l+L)\sin\theta}{2\Phi_1 \sin^2 \frac{\theta}{2}} = (l+L) \operatorname{ctg} \frac{\theta}{2}.$$

Определим уравнение центральной винтовой оси:

$$\frac{M_x - (yF_z - zF_y)}{F_x} = p; \left(2\Phi_1 y \cos\varphi \sin^2 \frac{\theta}{2} - z \left(-2\Phi_1 \sin\varphi \sin^2 \frac{\theta}{2} \right) \right) = 0;$$

$$2\Phi_1 \sin^2 \frac{\theta}{2} (y \cos\varphi + z \sin\varphi) = 0.$$

Исследуем, при каких условиях полученное произведение равно нулю:

$$1) \sin \frac{\theta}{2} = 0, \text{ тогда } \frac{\theta}{2} = 0 \text{ или } \frac{\theta}{2} = \pi; \theta = 0.$$

В этом случае $F_O = 0$, $M_O = 0$; система находится в динамическом равновесии;

$$2) y \cos\varphi + z \sin\varphi = 0; y = -z \operatorname{tg}\varphi;$$

$$\frac{M_y - (zF_x - xF_z)}{F_y} = p;$$

$$\frac{-\Phi_1(l+L)\sin\varphi\sin\theta + 2\Phi_1x\cos\varphi\sin^2\frac{\theta}{2}}{-2\Phi_1\sin\varphi\sin^2\frac{\theta}{2}} = (l+L)\operatorname{ctg}\frac{\theta}{2};$$

$$x\cos\varphi\sin\frac{\theta}{2} - (l+L)\sin\varphi\cos\frac{\theta}{2} = -(l+L)\sin\varphi\cos\frac{\theta}{2}; x\cos\varphi\sin\frac{\theta}{2} = 0;$$

$$\frac{M_z - (xF_y - yF_x)}{F_z} = p;$$

$$\frac{\Phi_1(l+L)\cos\varphi\sin\theta + 2\Phi_1x\sin\varphi\sin^2\frac{\theta}{2}}{2\Phi_1\cos\varphi\sin^2\frac{\theta}{2}} = (l+L)\operatorname{ctg}\frac{\theta}{2}.$$

$$\text{Тогда } x\sin\varphi\sin\frac{\theta}{2} + (l+L)\cos\varphi\cos\frac{\theta}{2} = (l+L)\cos\varphi\cos\frac{\theta}{2}; x\sin\varphi\sin\frac{\theta}{2} = 0.$$

Таким образом, получена следующая система уравнений:

$$\begin{cases} x\sin\varphi\sin\frac{\theta}{2} = 0; \\ x\cos\varphi\sin\frac{\theta}{2} = 0. \end{cases}$$

Решим эту систему:

а) $x = 0$;

б) $\sin\frac{\theta}{2} = 0$; $\theta = 0$; $F_O = 0$, $M_O = 0$ – система находится в динамическом равновесии, поэтому этот корень не подходит;

в) если $\sin\varphi = 0$, то необходимо, чтобы и $\sin\frac{\theta}{2} = 0$, а это невозможно;

г) если $\cos\varphi = 0$, то дополнительно должно быть и $\sin\frac{\theta}{2} = 0$, а это, как показано выше, в данной задаче невозможно.

Поэтому принимаем $x = 0$. Система сил инерции не приводится к динамическому винту, если $M_g = 0$. Таким образом, должно быть: $\Phi_1(l+L)\sin\theta = 0$. Уравнение выполняется при $\sin\theta = 0$, соответственно $\theta = 0, \pi$.

При $\theta = 0$ система сил находится в динамическом равновесии, а при $\theta = \pi$: $F_O = 2\Phi_1 \sin^2 \frac{\theta}{2} = 2\Phi_1$, $M_O = \Phi_1(l+L)\sin \theta = 0$ и система сил приводится к равнодействующей, приложенной в старом центре приведения. Проекция равнодействующей на оси координат имеют вид:

$$F_x = 0 ; F_y = -2\Phi_1 \sin \varphi \sin^2 \frac{\theta}{2} = -2\Phi_1 \sin \varphi ;$$

$$F_z = 2\Phi_1 \cos \varphi \sin^2 \frac{\theta}{2} = 2\Phi_1 \cos \varphi .$$

Случай приведения системы сил к паре сил невозможен, так как:

$$F_O = 2\Phi_1 \sin^2 \frac{\theta}{2} = 0 \text{ при } \theta = 0 , \text{ но в этом случае } M_O = \Phi_1(l+L)\sin \theta = 0 .$$

Выводы. При изменении угла поворота θ подвижных дебалансов в пределах от 0 до 2π рад система сил инерции приводится к различным простым видам:

- а) $\theta = 0$, система сил находится в динамическом равновесии;
- б) $0 < \theta < \pi$, система сил приводится к правому динамическому винту с параметром $(l+L)\operatorname{ctg} \frac{\theta}{2}$;
- в) $\theta = \pi$, система сил приводится к равнодействующей $R = 2\Phi_1$, приложенной в старом центре приведения;
- г) $\pi < \theta < 2\pi$, система сил приводится к левому динамическому винту с параметром $(l+L)\operatorname{ctg} \frac{\theta}{2}$. На первый взгляд может показаться, что изменение угла поворота подвижных дебалансов в этих пределах ничем не отличается от пункта б. Однако это не так, поскольку в процессе работы технологической машины происходит изменение направления динамического винта;
- д) $\theta = 2\pi$, система сил находится в динамическом равновесии.

A. N. CHEREVKO, P. A. CHEREVKO

**CONTROLLED THREE-UNBALANCE VIBRATION GENERATOR
DYNAMIC PROPERTIES
AND ITS NONSTATIONARY VIBRATION FIELD SYNTHESIS CAPABILITY**

The questions connected to the estimation of dynamic resources of vibromachines with controlled three-unbalance vibration generators are being discussed with the help of the theory for force system reduction to the elementary aspect.

Получено 26.05.2008