

1. Фролов К.Ю. Визначення моменту інерції перерізу дебалансного вала керованого вібробуджувача // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Вип. 24. У 3-х томах. Т. 2 – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – С. 239 – 244. 2. Давиденко Ю.О., Фролов К.Ю., Фургас А.В., Горюн О.О. Дослідження залежності моменту опору перерізу дебалансного вала від глибини канавки під сферичну шпонку в програмі MAPLE 13 // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Вип. 29. – Полтава: ПолтНТУ, 2011. – С. 42 – 47. 3. Натансон И.П. Краткий курс высшей математики / И.П. Натансон. – М.: Наука, 1968. – 728 с. 4. Писаренко Г.С. та ін. Опір матеріалів: підручн. / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський; за ред. Г.С. Писаренка. – К.: Вища шк., 1993. – 655 с.

УДК 621.01

О.М. ЧЕРЕВКО, О.О. ХЕРОЇМ, П.О. ЧЕРЕВКО

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ВЛИЯНИЕ СДВИГА ФАЗ УПРАВЛЯЕМЫХ ДЕБАЛАНСНЫХ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ НА ГЛАВНЫЙ МОМЕНТ СИЛ ИНЕРЦИИ

© Черевко О.М., Хероїм О.О., Черевко П.О., 2011

Розглянуто питання, пов'язані з оцінюванням динамічних можливостей вібраційних машин з керованими тридебалансними вібробуджувачами за допомогою теорії приведення системи сил до найпростішого вигляду.

The problems, bound with an estimation of dynamic capabilities of vibrational machines with controllable unbalanced masses with the help of theory reduction system forces of simple form.

Постановка проблеми. Вибрационная техника широко используется в народном хозяйстве нашей страны. Это металлургия, строительство, добыча полезных ископаемых, транспортировка. Во всех случаях применения вибрации учитывается рациональность применения тех или иных вибрационных полей, а также их структура. Исследование влияния сдвига фаз управляемых дебалансных вибровозбудителей на структуру силового поля является важной задачей, которая актуализируется в связи с универсальностью такого привода для технологической машины [1, 2].

Анализ последних исследований и публикаций. Академик К.В. Фролов утверждает, что вибрационная технология – основа технологий будущего [3]. Достижения вибрационной техники, которые базируются на фундаментальных исследованиях теории нелинейных колебаний, отражены в работах П.М. Алабужева, И.И. Блехмана, И.И. Быховского, А.П. Бабичева, Я.Г. Пановко, В.О. Кононенко, Б.И. Крюкова, И.Ф. Гончаревича, Э.Э. Лавендела, В.М. Потураева, К.М. Рагульскиса, Л.И. Сердюка, А.П. Филипова, К.В. Фролова, В.М. Челомея, их коллег и учеников [4–7].

Не решенные ранее части общей проблемы, которым посвящена статья. Управляемые технологические вибромашины, которые появились в последнее время, имеют необыкновенные сочетания полезных свойств и дают возможность использовать вибрационную технику там, где еще совсем недавно это считалось нецелесообразным и малоперспективным. Использование в качестве привода такой машины двух однофазных трехдебалансных вибровозбудителей существенно расширяет спектр генерирования вибрационных полей переменной структуры.

Цель работы. Исследование влияния сдвига фаз в блоке генератора колебаний, состоящего из двух однофазных управляемых трехбалансных вибровозбудителей, на структуру силового поля.

Изложение основного материала. Существует ряд технологических процессов, в которых решающую роль играют вибрационные машины. Очень часто в качестве привода такой машины используется дебалансный вибровозбудитель. Он сравнительно дешевый, прост в изготовлении и обслуживании. Вместе с тем дебалансный вибровозбудитель имеет и существенные недостатки, наиболее значимые – большая энергоёмкость и невысокая надёжность этих устройств.

Рационально подобранные рабочие параметры этих механизмов существенно влияют на производительность и качество выпускаемой продукции. Практически все обрабатываемые материалы изменяют свои свойства в процессе обработки, поэтому энергия, подводимая к ним, должна изменяться во время работы вибрационной машины. Например, для эффективного уплотнения бетонной смеси необходима нестационарная энергия вибрационного поля, используемая для переукладки зерен крупного заполнителя в течение всего периода вибрационного разжижения смеси. В этом случае получается бетон более плотной структуры за меньшее время уплотнения.

Известны различные модификации вибрационного оборудования, где используются высоко- и среднечастотные режимы: симметричные с вертикальными и горизонтальными колебаниями, а также асимметричные низкочастотные. Применение в производстве любого из указанных методов обусловлено технологическими факторами, которые непосредственно влияют на качество изделия, однако для высокоэффективного воздействия необходимы низкочастотные колебания переменной амплитуды.

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

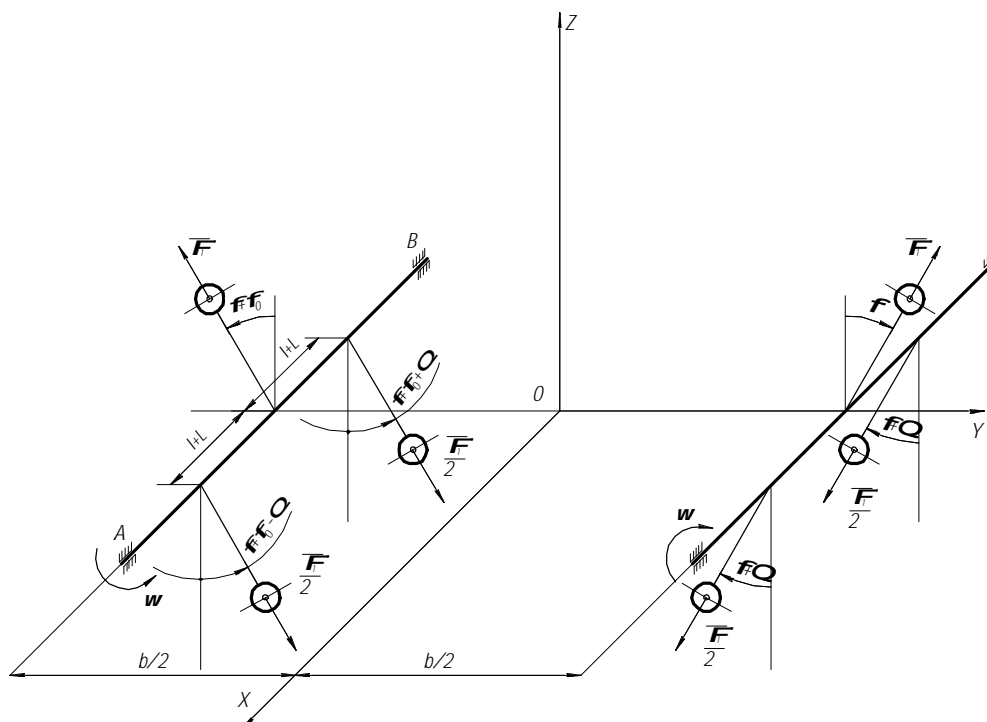


Рис. 1. Расчетная схема блока вибровозбудителей

Рассмотрим работу вибродвижущего блока, состоящего из двух трехдебалансных вибровозбудителей.

В рассматриваемой ниже схеме вибровозбудители могут синхронизироваться с вращением в противоположные стороны. Расчетная схема (рисунок) учитывает возможность установки первоначального угла сдвига фаз j_0 . Разворот трех подвижных дебалансов производится по часовой стрелке, а одного – против, смотря навстречу оси x .

Для определения возможностей блока вибровозбудителей приведем систему сил инерции к простейшему виду.

Определим главный вектор сил инерции \bar{F}_O :

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

Проекции главного вектора на оси координат определяются по таким формулам:

$$F_x = \sum F_{ix}; \quad F_y = \sum F_{iy}; \quad F_z = \sum F_{iz}; \quad \sum F_{ix} = 0;$$

$$\sum F_{iy} = \frac{\Phi_1}{2} \sin(j_0 + j - q) - \Phi_1 \sin(j_0 + j) + \Phi_1 \sin j + \frac{\Phi_1}{2} \sin(j + j_0 + q) -$$

$$- \frac{\Phi_1}{2} \sin(j + q) - \frac{\Phi_1}{2} \sin(j + q) = -2\Phi_1 \sin(j_0 + j) \times$$

$$\times \sin^2 \frac{q}{2} - 2\Phi_1 \cos\left(j + \frac{q}{2}\right) \sin \frac{q}{2} = -2\Phi_1 \sin \frac{q}{2} \left(\cos\left(j + \frac{q}{2}\right) + \sin(j_0 + j) \sin \frac{q}{2} \right).$$

$$\sum F_{iz} = -\frac{\Phi_1}{2} \cos(j + j_0 - q) + \Phi_1 \cos(j_0 + j) + \Phi_1 \cos j - \frac{\Phi_1}{2} \cos(j + j_0 + q) -$$

$$- \frac{\Phi_1}{2} \cos(j + q) - \frac{\Phi_1}{2} \cos(j + q) = 2\Phi_1 \cos(j_0 + j) \times$$

$$\times \sin^2 \frac{q}{2} + 2\Phi_1 \sin\left(j + \frac{q}{2}\right) \sin \frac{q}{2} = 2\Phi_1 \sin \frac{q}{2} \left(\sin\left(j + \frac{q}{2}\right) + \cos(j_0 + j) \sin \frac{q}{2} \right).$$

$$F_O = \sqrt{(\sum F_{ix})^2 + (\sum F_{iy})^2 + (\sum F_{iz})^2} .$$

$$F_O = 2\Phi_1 \sin \frac{q}{2} \left(\cos^2 \frac{q}{2} + 4 \sin \frac{q}{2} \cos\left(j + \frac{j_0}{2}\right) \sin\left(j + \frac{j_0}{2} + \frac{q}{2}\right) \right)^{1/2} .$$

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

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

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

$$\sum M_{ix} = \Phi_1 \frac{b}{4} \cos(j + j_0 - q) - \Phi_1 \frac{b}{2} \cos(j + j_0) + \Phi_1 \frac{b}{4} \cos(j + j_0 + q) - \Phi_1 \frac{b}{4} \cos(j + q) +$$

$$+ \Phi_1 \frac{b}{2} \cos j - \Phi_1 \frac{b}{4} \cos(j + q) = -\Phi_1 \frac{b}{2} \cos(j + j_0) + \Phi_1 \frac{b}{4} (\cos(j + j_0 - q) + \cos(j + j_0 + q)) +$$

$$+ \Phi_1 \frac{b}{2} (\cos j - \cos(j + q)) = -\Phi_1 \frac{b}{2} \cos(j + j_0) + \Phi_1 \frac{b}{2} \cos(j + j_0) \cos q - 2\Phi_1 \frac{b}{2} \sin\left(j + \frac{q}{2}\right) \times$$

$$\times \sin\left(-\frac{q}{2}\right) = -\Phi_1 \frac{b}{2} \cos(j + j_0) (1 - \cos q) + 2\Phi_1 \frac{b}{2} \sin\left(j + \frac{q}{2}\right) \sin \frac{q}{2} = 2\Phi_1 \frac{b}{2} \sin \frac{q}{2} \left(\sin\left(j + \frac{q}{2}\right) -$$

$$- \cos(j + j_0) \sin \frac{q}{2} \right) = \Phi_1 b \sin \frac{q}{2} \left(\sin\left(j + \frac{q}{2}\right) - \cos(j + j_0) \sin \frac{q}{2} \right);$$

$$\begin{aligned} \sum M_{iy} &= \frac{\Phi_1}{2}(l+L)\cos(j+j_0-q) - \frac{\Phi_1}{2}(l+L)\cos(j+j_0+q) = \frac{\Phi_1}{2}(l+L) \times \\ &\times (\cos(j+j_0-q) - \cos(j+j_0+q)) = -2\frac{\Phi_1}{2}(l+L)\sin\frac{j+j_0-q+j+j_0+q}{2} \times \\ &\times \sin\frac{j+j_0-q-j-j_0-q}{2} = -\Phi_1(l+L)\sin(j+j_0)\sin(-q) = \Phi_1(l+L)\sin(j+j_0)\sin q; \\ \sum M_{iz} &= \frac{\Phi_1}{2}(l+L)\sin(j+j_0-q) - \frac{\Phi_1}{2}(l+L)\sin(j+j_0+q) = \frac{\Phi_1}{2}(l+L) \times \\ &\times (\sin(j+j_0-q) - \sin(j+j_0+q)) = \frac{\Phi_1}{2}(l+L) \cdot 2\cos\frac{j+j_0-q+j+j_0+q}{2} \times \\ &\times \sin\frac{j+j_0-q-j-j_0-q}{2} = -\Phi_1(l+L)\cos(j+j_0)\sin q. \\ M_o &= \sqrt{(\sum M_{ix})^2 + (\sum M_{iy})^2 + (\sum M_{iz})^2} \\ M_o &= \left(\left(\Phi_1 b \sin \frac{q}{2} \left(\sin \left(j + \frac{q}{2} \right) - \sin \frac{q}{2} \cos(j+j_0) \right) \right)^2 + (\Phi_1(l+L)\sin(j+j_0)\sin q)^2 + \right. \\ &+ \left. (-\Phi_1(l+L)\cos(j+j_0)\sin q)^2 \right)^{1/2} = \Phi_1 \sin \frac{q}{2} \left(\left(b \left(\sin \left(j + \frac{q}{2} \right) - \sin \frac{q}{2} \cos(j+j_0) \right) \right)^2 + \right. \\ &+ \left. 4(l+L)^2 \cos^2 \frac{q}{2} \right)^{1/2}. \end{aligned}$$

Выводы. Как показали исследования, угол сдвига фаз существенно влияет на параметры управляемого вибрационного поля. Изменяя этот параметр, можно влиять на характер силового воздействия на обрабатываемую среду, выбирая самый оптимальный режим.

При определенных значениях угла сдвига фаз вибрационная машина может совершать как направленные колебания, так и угловые или винтовые.

При изменении угла поворота q подвижных дебалансов в пределах от 0 до 2π и направления винтовых канавок на дебалансном валу система сил инерции блока управляемых вибровозбудителей приводится к различным простым видам.

Можно с уверенностью сказать, что изменением угла поворота подвижных дебалансов, без жесткой синхронизации вибровозбудителей, можно получить любые вибрационные поля.

1. Сердюк Л.И. Основы теории, расчет и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями: автореф. дис. докт. техн. наук / Л.И. Сердюк; ХПИ. – Харьков, 1991. – 48 с. 2. Блехман И.И. Что может вибрация? О “вибрационной механике” и вибрационной технике / И.И. Блехман. – М.: Наука, 1988. – 208 с. 3. Диминтберг Ф.М. Вибрация в технике и человек / Ф.М. Диминтберг, К.В. Фролов. – М.: Знание, 1987. – 160 с. 4. Вибрации в технике: справочник. В 6 т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э.Э. Лавендела, 1981. – 509 с. 5. Гончаревич И.Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И.Ф. Гончаревич, К.В. Фролов. – М.: Наука, 1981. – 320 с. 6. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1971. – 192 с. 7. Бабичев А.П. Основы вибрационной технологии / А.П. Бабичев, И.А. Бабичев. – Ростов-н/Д.: ДГТУ, 1999. – 620 с.