

РЕГУЛИРОВАНИЕ УГЛОВОГО ПОЛОЖЕНИЯ ДЕБАЛАНСА, ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ВОКРУГ ПОДВИЖНОЙ ОСИ

Введение. Задачей замкнутой системы управления регулируемым дебалансным вибровозбудителем [1] является поддержание заданного фазового сдвига вращающихся дебалансов, оси которых жестко связаны с подвижной платформой, с целью получения требуемой амплитуды вибрации. Достаточно сложная задача управления четырьмя взаимосвязанными электроприводами дебалансов может быть разделена на четыре однотипные задачи поддержания заданного фазового сдвига вращающегося дебаланса относительно колебаний подвижной платформы. Поэтому установление закона управления, обеспечивающего вращающемуся дебалансу заданный фазовый сдвиг относительно колебаний его оси, является актуальной задачей.

Цель. Разработка регулятора углового положения дебаланса, вращающегося вокруг оси, совершающей прямолинейные гармонические колебания, при равенстве периодов вращательного и колебательного движений.

Материалы и результаты исследований. В соответствии с указанной целью исследования произведены изменения в конструкции описанного в [1] лабораторного стенда. А именно, демонтирован один из двух двигателей, приводящих в движение дебалансы и дополнительно установлен кривошипно-шатунный механизм, задающий подвижной платформе возвратно-поступательное движение. Кинематическая схема измененного стенда приведена на рисунке 1, где r – радиус кривошипа, l – длина шатуна, $\varphi_{кр}$ – угол поворота кривошипа, $\varphi_{деб}$ – угол поворота дебаланса, $m_{деб}$ – масса дебаланса, ε – эксцентриситет, O_1, O_2 – оси вращения кривошипа и дебаланса. Особенностью стенда является возможность установки радиуса кривошипа r в диапазоне $0 \dots 2,5$ мм. Использование для приведения в движение кривошипа двигателя, мощность которого почти на два порядка превышает мощность приводного двигателя дебаланса позволяет считать движение подвижной платформы практически независимым от движения дебаланса.

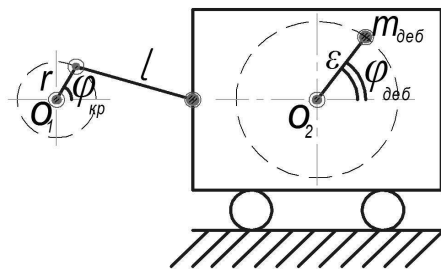


Рис. 1 – Кинематическая схема

При $l \gg r$ координата подвижной оси дебаланса O_2 с достаточной точностью определяется выражением $x = r \cdot \cos \varphi_{кр}$. Момент дебаланса, обусловленный движением его оси [2], определяется выражением

$$M_{деб} = m_{деб} \cdot e \cdot \ddot{x} \cdot \sin \varphi_{деб}. \quad (1)$$

В случае вращения кривошипа с постоянной угловой скоростью $\omega_{кр} = \dot{\varphi}_{кр} = const$ с учётом того, что $\ddot{x} = -r \cdot \omega_{кр}^2 \cdot \cos \omega_{кр} \cdot t$ выражение (1) запишется как

$$M_{деб} = -m_{деб} \cdot \omega_{кр}^2 \cdot e \cdot r \cdot \sin \varphi_{деб} \cdot \cos \varphi_{кр}. \quad (2)$$

При $\omega_{деб} = \omega_{кр} = \omega_c$ с учётом $\varphi_{деб} = \varphi_{кр} + \Delta\varphi$ из выражения (2) следует

$$M_{деб} = -\frac{1}{2} m_{деб} \cdot \omega_c^2 \cdot e \cdot r (\sin(2\omega_c t + \Delta\varphi) + \sin \Delta\varphi), \quad (3)$$

где ω_c – синхронная скорость вращения, $\Delta\varphi$ – рассогласование углового положения дебаланса и кривошипа. При этом, средний за период момент дебаланса

$$M_{деб.ср} = -\frac{1}{2} m_{деб} \cdot \omega_c^2 \cdot e \cdot r \cdot \sin \Delta\varphi. \quad (4)$$

В установившемся режиме из выражения (4) с учетом уравнения вращательного движения дебаланса [1] найдем радиус кривошипа

$$r = \frac{2 \cdot \left[(U_{дв.макс} - K\omega_c) \cdot \frac{K}{R} - T_e \cdot \omega_c \right]}{m_{деб} \cdot \omega_c^2 \cdot \varepsilon}, \quad (5)$$

где $U_{дв.макс}$ – максимально допустимое напряжение двигателя, K – конструктивный коэффициент двигателя, R – сопротивление якорной цепи, T_e – коэффициент вязкого трения. Графики, связывающие r и $f = 2\pi\omega_c$ при $U_{дв.макс} = 3,45V$, приведены на рисунке 2.

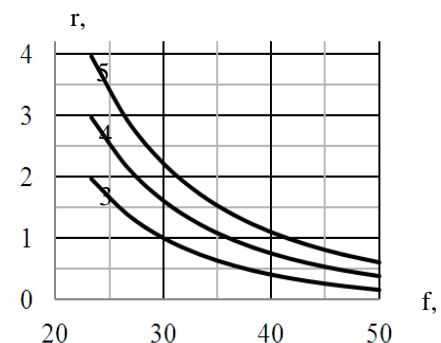


Рис. 2 – Связь радиуса кривошипа с частотой его вращения

Данные кривые при заданном $U_{дв.макс}$ являются границами, разделяющими две области, причем, ниже границы находится область, в которой замкнутой системой теоретически возможно регулирование $\Delta\varphi$ во всем диапазоне значений, а выше - область ограниченного диапазона регулирования.

Учитывая существенную нелинейность самого вибровозбудителя, а также нестационарность технологической нагрузки виброагрегатов и сложность её математического описания, для регулирования углового положения дебаланса предложено использовать релейную систему управления, преимуществом которой является сочетание предельной точности, максимального быстродействия и инвариантности к параметрическим и координатным возмущениям [3]. Структурная схема предлагаемой системы управления приведена на рисунке 3, где РП - регулятор положения, РС - регулятор скорости, ДБ - дебаланс с двигателем, ДР - датчик рассогласования, $\omega_{кр}$ - скорость вращения кривошипа, ω_3 - заданная скорость вращения дебаланса, $\Delta\varphi_3$ - заданное рассогласование углового положения, δ_ω - ошибка по скорости дебаланса, δ_φ - ошибка по положению дебаланса, ω_k - коррекция заданной скорости вращения дебаланса, $U_{дв}$ - напряжение двигателя, $\omega_{деб}$ - скорость вращения дебаланса, $\varphi_{деб}$ - угол поворота дебаланса, $\varphi_{кр}$ - угол поворота кривошипа, $\Delta\varphi$ - рассогласование углового положения.

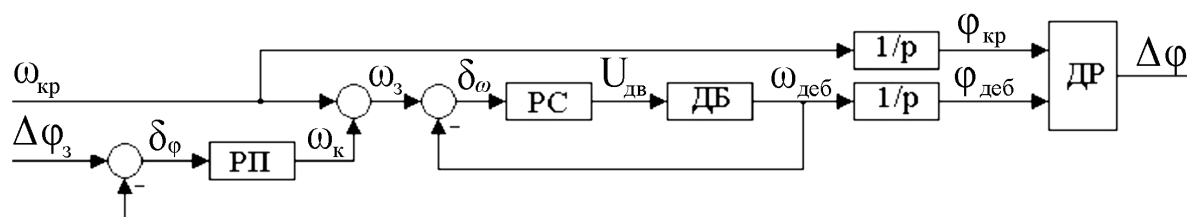


Рисунок 3 – Структурная схема системы управления

Регуляторы скорости и положения соответственно описываются следующими существенно нелинейными

зависимостями

$$U_{дв}(\delta_\omega) = \begin{cases} 5 & \text{если } \delta_\omega > 0 \\ 0 & \text{если } \delta_\omega = 0, \\ -5 & \text{если } \delta_\omega < 0 \end{cases}, \quad \omega_k(\delta_\varphi) = \begin{cases} 6\pi & \text{если } \delta_\varphi > \frac{1}{3} \\ \frac{18x}{\pi} & \text{если } |\delta_\varphi| < \frac{1}{3} \\ -6\pi & \text{если } \delta_\varphi < -\frac{1}{3} \end{cases}.$$

Результаты математического моделирования при $r = 1$ мм и $\omega_{кр} = 80\pi$ приведены на рисунке 4.

Выводы:

1. Полученная зависимость (4) позволяет установить область допустимых значений амплитуды и частоты колебаний оси дебаланса, в которой при заданном ограничении напряжения питания двигателя возможно регулирование рассогласования углового положения дебаланса и кривошипа в диапазоне $-180...180$ градусов.

2. Применение разрывного управления обеспечивает регулирование углового положения дебаланса, вращающегося вокруг подвижной оси. При этом, необходимым условием существования скользящего режима является расположение точки, значения координат которой равны амплитуде и частоте колебаний оси дебаланса, ниже кривой, определяемой выражением (5).

3. Существенная нелинейность системы, проявляющаяся во влиянии задания и начальных условий на качество переходного процесса, требует дальнейших исследований и особых подходов в направлении поиска условий устойчивости системы с целью обеспечения работоспособности регулируемого дебалансного вибровозбудителя в условиях действия различного рода дестабилизирующих факторов.

Литература

1. Осадчий В.В. Регульований електропривод дебалансного вібровбудувача / Осадчий В.В. Батраченко І.В., Микитюк Д.В. // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – Кременчук: КрНУ. – 2012. – Вип. 3/2012 (19). – С. 194-197.

2. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем – М.: Наука, 1971. – 894 с.

3. Садовой А.В., Сухинин Б.В., Сохина Ю.В., Дерез А.Л. Релейные системы оптимального управления электроприводами. – Днепропетровск: «ДГТУ», 2011. – 337 с.

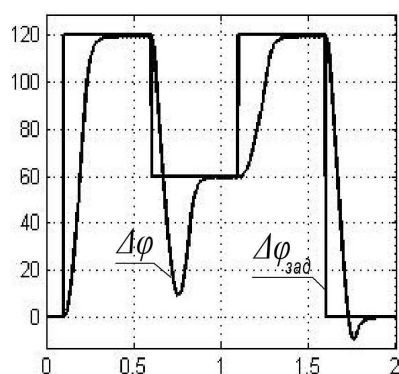


Рис. 4 – Результаты моделирования