

УПРОЩЕННАЯ ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ИНЕРЦИОННОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ

Загривный Э.А.¹, Дубовик Д.В.¹, Иваник В.В.²

¹ ФГБОУ ВПО «Национальный минерально-сырьевой университет (НМСУ) «Горный», Санкт-Петербург, Россия (199106, Санкт-Петербург, В.О., 21 линия, 2), email: melantego@bk.ru

²ООО «Оператор коммерческого учета», Санкт – Петербург, Россия (190031, Санкт-Петербург, наб. Реки Фонтанки, 113А), email: vllaad@inbox.ru

Представлены расчетная схема, математическая модель электромеханической колебательной системы с инерционным вибровозбудителем и упрощенная имитационная модель электромеханической колебательной системы, выполненная в MATLAB/Simulink библиотеке. Проведена сравнительная оценка энергетической эффективности двух электромеханических колебательных систем. Проведена сравнительная оценка полной и упрощенной имитационных моделей выполненных в MATLAB/Simulink библиотеках. Представлены исследования величины и влияния на энергетические процессы в электромеханической колебательной системе вибрационного момента в квазиустановившихся режимах работы. Разработан способ стабилизации амплитуды колебаний платформы при работе в околорезонансном режиме. По разработанной методике с помощью имитационной модели построена регулировочная характеристика для стабилизации амплитуды колебаний платформы при изменении технологической нагрузки от номинальной до режима холостого хода при работе в околорезонансном режиме.

Ключевые слова: вибрационная установка, имитационная модель, инерционный вибровозбудитель, математическая модель, околорезонансная зона, резонанс, симметричный режим, электромеханическая колебательная система.

THE SIMPLIFIED SIMULATION MODEL ELECTROMECHANICAL VIBRATION SYSTEM WITH INDUCTION ELECTRIC DRIVE INERTIAL VIBRATION EXCITER

Zagrivniy E.A.¹, Dubovik D.V.¹, Ivanik V.V.²

¹ National Mineral University (University of Mines), St-Petersburg, Russia (199106, St-Petersburg, V.O., 21 line, 2), email: melantego@bk.ru

²OKU Ltd., St-Petersburg, Russia (190031, St-Petersburg, nab. Reki Fontanki St., 113A), email: vllaad@inbox.ru

Calculation model and mathematical model of electromechanical vibration system with inertial vibration exciter and simplified simulation model of electromechanical vibration system created in MATLAB/Simulink library are shown. The comparative evaluation of energy efficiency of two electromechanical vibration systems was performed. Comparative evaluation of complete and simplified imitational Simulink models was carried out. Research of value and influence on energetic processes in electromechanical oscillation system with vibration torque in quasi-steady state was shown. Method of platforms oscillations amplitude stabilization within near-resonant conditions was designed. By the creating method with the help of simulation model of plotting the control characteristic to stabilize the oscillation amplitude while changing the technological load from nominal to idle mode when working in near-resonance mode.

Key words: vibration machine, simulation model, inertial vibration exciter, mathematical model, near-resonant zone, resonance, balanced conditions, electromechanical vibration system.

Современные вибрационные установки, снабженные электроприводом инерционного вибровозбуждения, в настоящее время имеют малоэффективные алгоритмы управления и стационарную работу в зарезонансной зоне, в которой мощность двигателя и масса дебаланса завышены в несколько раз по сравнению с работой в зоне резонанса. Известно, что амплитуды колебаний в резонансных машинах и устройствах с дебалансным вибровозбудителем в режимах холостого хода и малых нагрузок достигают значительных величин, вызывая в силовых системах этих устройств недопустимо высокие разрушающие механические напряжения [1,2,5]. При этом частота вращения ротора может резко измениться. Это скачкообразное изменение частоты приводит к скачкообразному изменению амплитуды и частоты колебаний самого тела (**эффект Зоммерфельда**), в системе проявляется **динамическая неустойчивость** периодических режимов движения. Увеличение относительного демпфирования (0,1–0,3) сужает зоны неустойчивости, а дальнейшее увеличение до (0,4–0,6) приводит к полному исчезновению эффекта Зоммерфельда (рис.1) [4]. Это рождает мысль о возможности создания регулируемых систем электроприводов (СЭП), позволяющих осуществлять их работу с минимальными энергозатратами в околорезонансном режиме при стабилизации требуемых параметров колебаний в условиях вариации технологической нагрузки от номинальной до режима холостого хода.

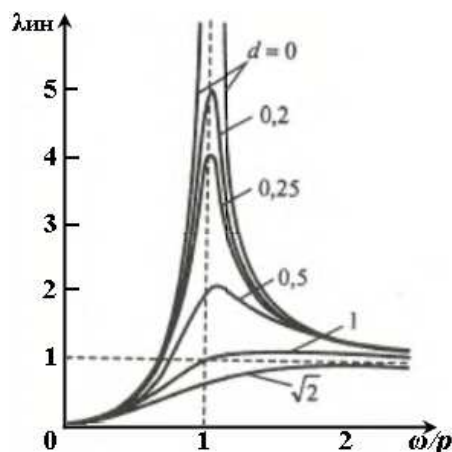


Рис. 1. АЧХ электромеханической колебательной системы с инерционным возбуждением

В зависимости от требований технологических режимов могут применяться следующие способы стабилизации амплитуды.

1. При требовании неизменности амплитуды колебаний и скорости вращения дебалансного вибровозбудителя колебаний $A = const$, $\omega = const$ и изменении технологических нагрузок в широких пределах:

- применение электропривода инерционного вибровозбудителя с регулируемым плечом дебаланса [9];
- авторезонансный электропривод возвратно-вращательного движения маятникового вибровозбудителя (разработан и защищен патентом РФ в Национальном минерально-сырьевом университете «Горный» на кафедре Электротехники, электроэнергетики, электромеханики) [10].

2. При требовании неизменности амплитуды $A = const$, допустимости изменения скорости вращения дебалансного вибровозбудителя колебаний $\omega = var$ и изменении технологической нагрузки в широких пределах: при снижении технологической нагрузки. К таким установкам

относятся виброгрохоты, вибрационные щековые дробилки (ВЩД) и многие другие установки.

В работе принят последний способ стабилизации амплитуды симметричных колебаний платформы – стабилизация снижением скорости вращения инерционного вибровозбудителя при снижении технологической нагрузки (сопротивления среды) в соответствии с регулировочной характеристикой.

При составлении математической модели электромеханической колебательной системы (ЭМС) с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения (рис. 2) приняты следующие допущения [6]: упругие элементы линейны; электромагнитные переходные процессы в электроприводе не учитываются [3,7,9]; силы трения в подшипниках при движении платформы отсутствуют; потери энергии в электроприводе определяются КПД электродвигателя; колебания платформы m_1 – симметричны; технологическая нагрузка представлена эквивалентным коэффициентом вязкого трения μ [6,7].

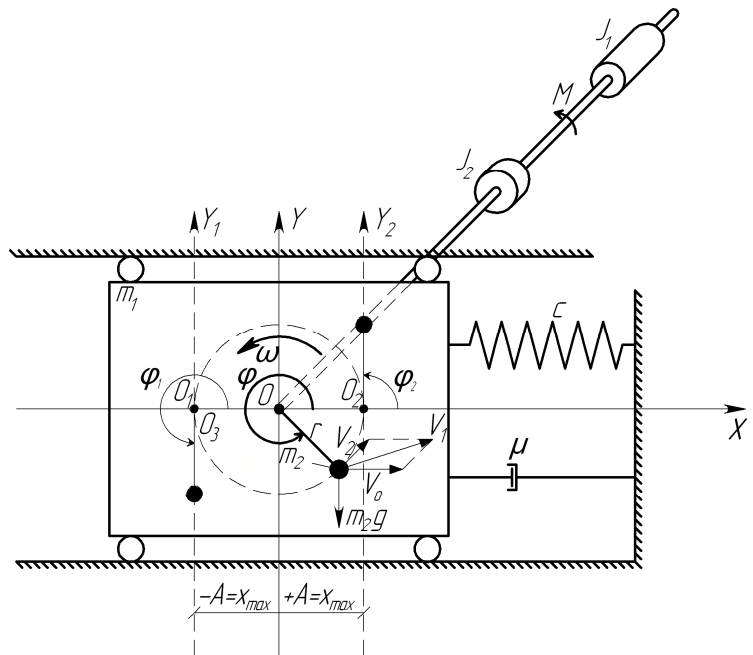


Рис. 2. Расчетная динамическая схема колебательной ЭМС

Принимая за обобщенные координаты $q_1=x$ и $q_2=\varphi$, уравнения Лагранжа 2-го рода примут вид [1,6,7,9]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} + \frac{\partial \Pi}{\partial x} = 0 ; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = Q_{\varphi} , \end{cases} \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; D – диссипативная функция (функция сопротивления среды) принимается пропорциональной скорости (вязкое трение).

Выполняя операции дифференцирования, уравнения движения ЭМС примут вид [6,9]:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2) \ddot{x} + \mu \dot{x} + cx = m_2 r (\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cdot \cos \varphi) = F_x ; \\ (J_1 + J_2 + m_2 r^2) \ddot{\varphi} + m_2 r (\dot{x} \cos \varphi + g \sin \varphi) = \beta (\omega_0 - \omega), \end{cases} \quad (2)$$

где c – коэффициент жесткости упругого элемента (Н/м); μ – эквивалентный коэффициент сил сопротивления (Н·с/м); m_1 – масса платформы (кг); m_2 – масса инерционного вибровозбудителя (кг); J_1 – момент инерции ротора электродвигателя (кг·м²); J_2 – момент инерции лепестковой муфты (кг·м²); r – расстояние от оси подвеса до m_2 ; $\beta \cdot (\omega_0 - \omega)$ – электромагнитный момент двигателя (Н·м), $\beta = \frac{2 \cdot M_k}{s_k \cdot \omega_0}$ – коэффициент жесткости механической характеристики, $M_k = k_{м.к} \cdot M_n$ – критический момент электродвигателя (Н·м), s_k – критическое скольжение [3,7,9].

Многие авторитетные исследователи вибрационной механики сходятся во мнении, что электромагнитный момент электропривода инерционного возбудителя может быть представлен линейной частью статической механической характеристики электродвигателя [1,4,7].

Правая часть первого уравнения (2) представляет собой сложную нелинейную функцию возбуждения колебаний

$$F_x = m_2 \cdot r \cdot (\dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cdot \cos \varphi). \quad (3)$$

С позиции теории колебаний рассматриваемая система с таким возбуждением в резонансных режимах не может быть устойчивой при малых коэффициентах диссипации. С ростом диссипации (технологической нагрузки) зона неустойчивости Зоммерфельда сужается, вплоть до полного её исчезновения [4], что позволяет использовать в околорезонансной зоне номинальный режим с максимальным эквивалентным коэффициентом сил сопротивления.

Существенное влияние на равномерность вращения дебалансного возбудителя оказывает суммарный момент инерции $J_\Sigma = (J_1 + J_2 + m_2 \cdot r^2)$ роторной части. При моделировании установлено, что при доведении суммарного момента инерции до 0,7–0,9 кг·м² путём, например, увеличения J_2 лепестковой муфты отклонение от средней скорости вращения инерционного возбудителя за период не превышает 0,2 рад/сек, которая в первом приближении может быть принята постоянной (рис.3, а) [5].

Принимая $\varphi = \omega t$, электромеханическую колебательную систему (2) в первом приближении можно представить в виде:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2) \ddot{x} + \mu \dot{x} + cx = m_2 r \omega^2 \sin \omega t; \\ J_\Sigma \ddot{\varphi} + m_2 r \ddot{x} \cos \omega t = \beta (\omega_0 - \omega). \end{cases} \quad (4)$$

Выражение (4) может применяться для нахождения динамических параметров системы первого приближения при построении имитационной модели исследуемой системы (членом $g \cdot \sin \varphi$ ввиду его малости можно пренебречь) [2].

Для блок-схемы имитационной модели (ИМ) систему уравнений (4) целесообразно представить в виде:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\frac{\mu\dot{x}}{m_1 + m_2} - \frac{cx}{m_1 + m_2} + \frac{m_2 r \omega^2 \sin \omega t}{m_1 + m_2}; \\ \ddot{\varphi} = \frac{\beta(\omega_0 - \omega)}{J_\Sigma} - \frac{m_2 r \ddot{x} \cos \omega t}{J_\Sigma}. \end{cases} \quad (5)$$

Целью работы является повышение эффективности работы вибрационных установок с симметричным инерционным возбуждением путём снижения энергозатрат, обеспечением работы в околорезонансном режиме при стабилизации амплитуды колебаний.

Идея работы заключается в обеспечении работы вибрационных установок в околорезонансном режиме при стабилизации амплитуды колебаний платформы размещением точки номинального режима на линейной части механической характеристики частотно-управляемого асинхронного электропривода с $\omega_0 = (0,95 - 0,97)p$, (ω_0 – скорость вращения электромагнитного поля электродвигателя, p – собственная частота ЭМС) при относительном коэффициенте диссипации системы $2n/p = 0,4 - 0,5$, а при снижении технологической нагрузки от $2n/p = 0,4 - 0,5$ до $2n/p = 0,2 - 0,1$ - ω_0 снижается в соответствии с регулировочной характеристикой, где $\omega_0 = (0,85 - 0,95)p$, построенной с **помощью упрощенной имитационной модели ЭМС**, составленной по (2), при условии стабилизации амплитуды во всех режимах работы – от номинального до режима холостого хода.

Моделирование производится путем решения дифференциальных уравнений и логических выражений (имитационное моделирование) ЭМС с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения при работе в симметричном режиме на персональном компьютере в приложении Simulink, входящего в пакет прикладных программ MATLAB. При моделировании с использованием Simulink реализуется принцип визуального программирования, в соответствии с которым из библиотеки стандартных блоков создается модель системы и осуществляется расчет. Процесс построения модели в Simulink представляет последовательность выбора необходимых блоков из соответствующих библиотек и соединение их связями [3,8].

При моделировании приняты расчетные номинальные динамические и технологические параметры разомкнутых систем ЭМС 1 (околорезонансный режим) и ЭМС 2 (зарезонансный режим) (таблица 1).

Таблица 1. Динамические и технологические номинальные параметры электромеханических систем

№ п./п.	Параметры электромеханической колебательной системы в зависимости от частоты:	ЭМС 1	ЭМС 2
1.	Собственная частота ЭМС p , c^{-1}	157 (25 Гц)	98,9 (15,7Гц)
2.	Номинальная частота вращения инерционного вибровоз-	150	150

	будителя ω , c^{-1}		
3.	Амплитуда перемещения x , м	0,005	0,005
4.	Принятая работа сил сопротивления среды за период (в резонансном режиме) $W=100$, Дж		
5.	$\sin\alpha$, где α – угол отставание вынужденных колебаний от возмущающей силы.	0,96	0,4
6.	Коэффициент эквивалентного вязкого трения μ , Н·с/м	8600	8600
7.	Коэффициент жесткости упругого элемента c , Н/м	3360000	2270000
8.	Возмущающая сила F , Н	6600	15000
9.	Радиус инерционного вибровозбудителя r , м	0,1	0,1
10.	Масса инерционного возбудителя m_2 , кг	3	7,5
11.	Работа за период внешних сил W , Дж	104	250
12.	Мощность внешних сил P , Вт	2488	5970
13.	Кратность потребляемой мощности в зарезонансных режимах	1,04	2,4

Проведена сравнительная оценка энергетической эффективности двух ЭМС (таблица 1). Существенным различием околорезонансного режима является необходимость снижать скорость вращения вибровозбудителя при снижении технологической нагрузки при неизменной амплитуде. Однако усложнение ЭМС оправдано существенным снижением потребляемой электроэнергии.

Блок-схема *упрощенной имитационной модели* (УИМ) ЭМС с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения при работе в симметричном режиме по уравнениям (5) реализована с помощью стандартных блоков в приложении Simulink Matlab (рис.3,а) и включает в себя следующие структуры:

Структура I – моделирует движения инерционного возбудителя с АД (нижняя строчка системы уравнений (4)) где, $J_{sum} = \left(J_1 + J_2 + m_2 \cdot r^2 \right)$ – суммарный момент инерции роторной части.

Структура II – уравнение перемещения твердого тела (платформы) системы (верхняя строчка системы уравнений (4)).

Структура III – формирование электромагнитного момента асинхронного частотно-управляемого электродвигателя, где $\omega_0=150$ – частота вращения электромагнитного поля статора, β – коэффициент жесткости механической характеристики с номинальным скольжением равным $s = 1 \%$.

Структура IV – моделирование сил сопротивления среды, где $h=\mu$ – коэффициент вязкого трения.

Структура V – блок **Scope** (осциллограф), выводит графики исследуемых сигналов в функции времени, позволяет наблюдать за изменениями сигналов в процессе моделирования, отображает влияние динамических параметров ЭМС на динамические процессы.

Структура VI – задание режимов работы сил сопротивления среды (технологической нагрузки) (Load_Step), (рис.3,а). Предназначен для исследования и разработки алгоритмов

управления и стабилизации амплитуды колебаний при малых коэффициентах диссипации. Производит 20 %-ный линейно-ступенчатый сброс и увеличение силы сопротивления движению платформы, каждые 30 секунд машинного времени, что позволяет выполнять переход нагрузки с одной на другую по линейной функции, при этом в расчете не возникают бесконечные переходные процессы как при скачкообразном сбросе нагрузки [3,8].

Блок универсален как для симметрично-нагруженных, так и несимметрично-нагруженных ЭМС с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения.

На осциллограммах (рис. 3,б) представлены процессы в ЭМС 1 при работе в околорезонансной зоне ($p=157 \text{ с}^{-1}$, $\omega=150 \text{ с}^{-1}$). Здесь на рис. 3,б-1 – ступенчато изменяемая технологическая нагрузка от номинальной (от 100 %) до режима холостого хода (до 20 %) путём соответственного изменения эквивалентного коэффициента μ вязкого трения. На рис. 3,б-2 – электромагнитный момент электродвигателя, соответствующий технологической нагрузке рис.3,б-1. На рис.3,б-3 – амплитуда колебаний платформы заданной величины, полученная изменением частоты вращения электромагнитного поля ω_0 электродвигателя рис.3,б-4. Скорость перемещения платформы (рис.3,б-5) изменяется незначительно при изменении технологической нагрузки от номинальной (от 100 %) до режима холостого хода (до 20 %).

При снижении технологической нагрузки μ_n (рис. 3,б-1) увеличивается скорость и амплитуда колебаний платформы. Для стабилизации амплитуды колебаний платформы необходимо снижать скорость ω_0 (снижать частоту напряжения преобразователя частоты) в соответствии с регулировочной характеристикой, под которой понимается зависимость угловой скорости вращения электромагнитного поля электродвигателя ω_0 от электромагнитного момента электродвигателя при заданном значении амплитуды колебаний платформы во всём диапазоне изменения технологической нагрузки от номинальной до режима холостого хода.

Для построения регулировочной характеристики (рис. 4) с точками $A1, A2, A3, A4, A5$, в которых значение амплитуд равно заданному, а электромагнитный момент соответствует уровню технологической нагрузки, положения точек $\omega_{02}, \omega_{03}, \omega_{04}, \omega_{0xx}$ определяются **с помощью имитационной модели ЭМС** путём изменения (снижения) **вручную** указанных скоростей до уровня, на котором амплитуды имеют заданное значение (рис. 3,б-3). Полученная характеристика (рис. 4) позволит получать эффективные алгоритмы стабилизации амплитуды колебаний платформы в околорезонансной зоне при изменении технологической нагрузки от номинальной до режима холостого хода.

Увеличение суммарного момента инерции J_Σ позволяет принять постоянной скорость вращения инерционного возбудителя в моделях первого приближения, поэтому упрощенная имитационная модель дает возможность получать средние значения величин скорости вра-

щения инерционного возбудителя φ' рад/сек, моментов M Н·м, сил F Н, т.е. тех величин, используемых при проектировании вибрационных установок.

Проведенный сравнительный анализ работ имитационных моделей (таблица 2) показывает, что применение модели первого приближения для расчета основных динамических параметров так же эффективно, как применение полной имитационной модели, погрешность расчета составляет не более 5 %, а быстродействие и скорость расчета увеличивается в 2–3 раза.

Таблица 2. Сравнительная оценка результатов анализа по ИМ при разомкнутой САУ

Имитационная модель ЭМС с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения (расчетные данные полной модели)			
№ п./п.	Параметры электромеханической колебательной системы в зависимости от частоты:	ЭМС 1	ЭМС 2
1.	Собственная частота ЭМС p , с ⁻¹	157 (25 Гц)	98,9 (15,7Гц)
2.	Электромагнитный момент электродвигателя, Н·м	16,5	37
3.	Амплитуда перемещения x , м	0,005	0,005
4.	Принятая работа сил сопротивления среды за период (в резонансном режиме) $W=100$, Дж		
5.	Возмущающая сила F , Н	6400	14700
Имитационной модели первого приближения ЭМС с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения (рис. 3,а)			
№ п./п.	Параметры электромеханической колебательной системы в зависимости от частоты:	ЭМС 1	ЭМС 2
1.	Собственная частота ЭМС p , с ⁻¹	157 (25 Гц)	98,9 (15,7Гц)
2.	Электромагнитный момент электродвигателя, Н·м	17	39
3.	Амплитуда перемещения x , м	0,005	0,005
4.	Принятая работа сил сопротивления среды за период (в резонансном режиме) $W=100$, Дж		
5.	Возмущающая сила F , Н	6600	15500

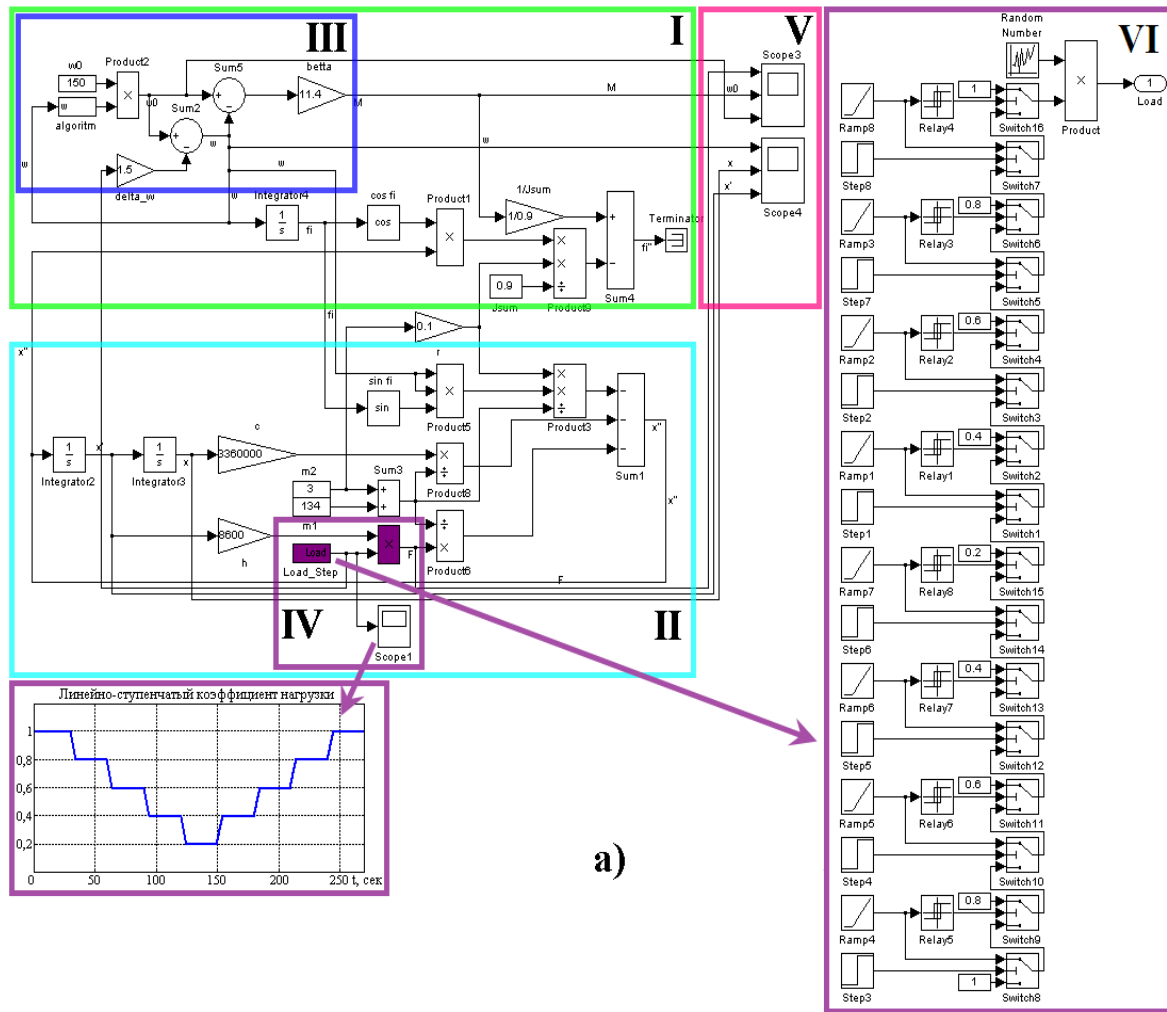
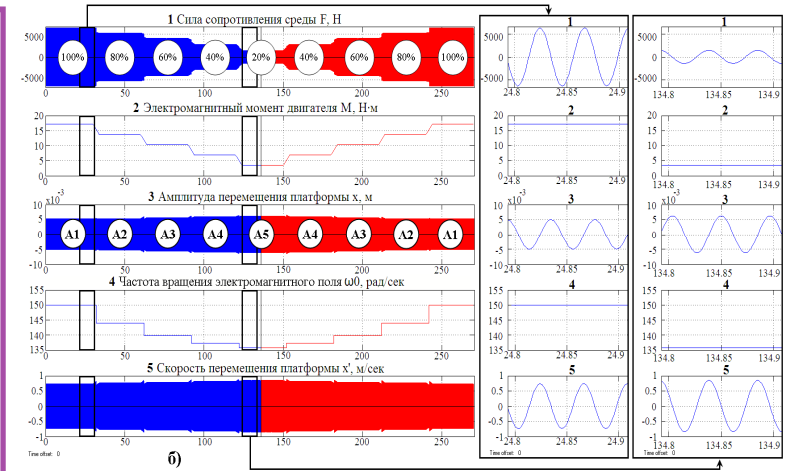
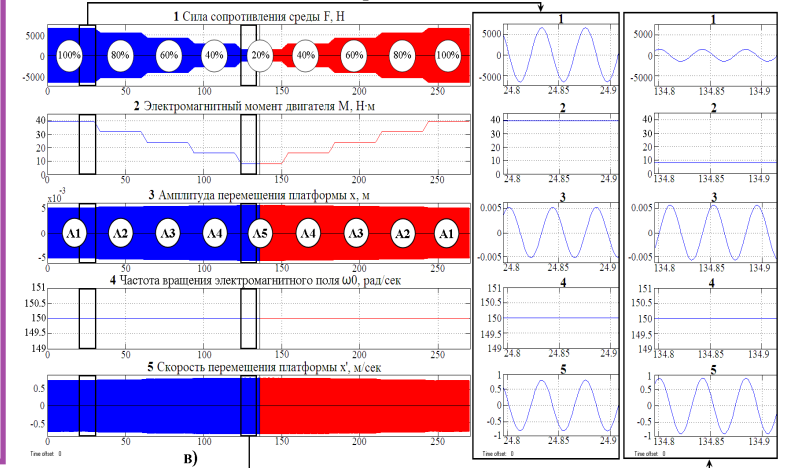


Рис. 3. а) Блок-схема имитационной модели первого приближения ЭМС с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения



б) Осциллограммы процессов в ЭМС 1 при работе в околорезонансной зоне ($p=157 \text{ c}^{-1}, \omega=150 \text{ c}^{-1}$)



в) Осциллограммы процессов в ЭМС 2 при работе в резонансной зоне ($p=98,9 \text{ c}^{-1}, \omega=150 \text{ c}^{-1}$)

При работе ЭМС в зарезонансной зоне (рис. 3,в) не требуется автоматизированных систем управления электроприводом, так как в этом случае амплитуда перемещения платформы мало чувствительна к изменению технологической нагрузки (относительного коэффициента демпфирования). Однако кратность потребляемой мощности в зарезонансном режиме в 2,4 раза выше по отношению к мощности, потребляемой в резонансном режиме (таблица 1).

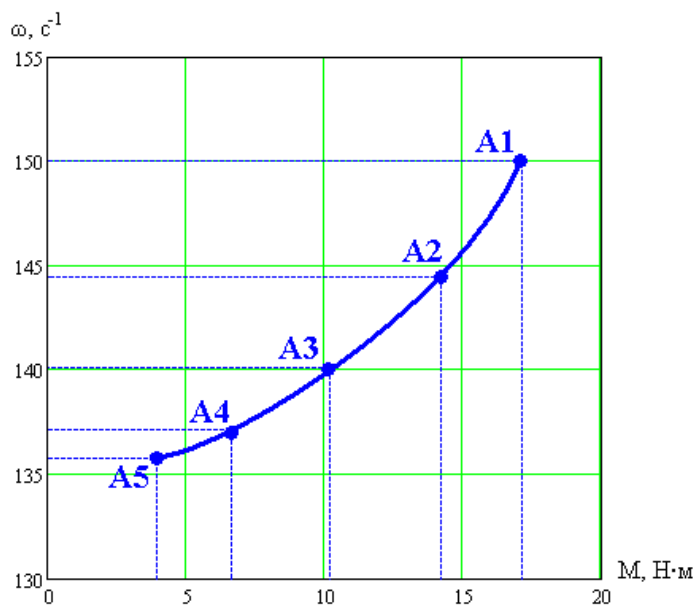


Рис. 4. Регулировочная характеристика

Представляет практический интерес исследование величины и влияние на энергетические процессы в ЭМС вибрационного момента $M_v = m_2 r (\ddot{x} \cos \varphi + g \sin \varphi)$ (влияние движения платформы на вращательное движение электропривода инерционного возбудителя). Для этой цели проводится решение уравнения движения электропривода $J_{\Sigma} \ddot{\varphi} + M_v = M_d$ на ИМ, где M_d – электромагнитный момент электродвигателя, (Н·м) (рис. 5). Из рассмотрения осциллограммы решения уравнения движения электропривода можно сделать вывод об отсутствии влияния вибрационного момента в режиме квазеустановившихся колебаний платформы на величину электромагнитного момента двигателя электропривода. Это позволяет исключить из рассмотрения режимов работы электромеханической системы вибрационный момент.

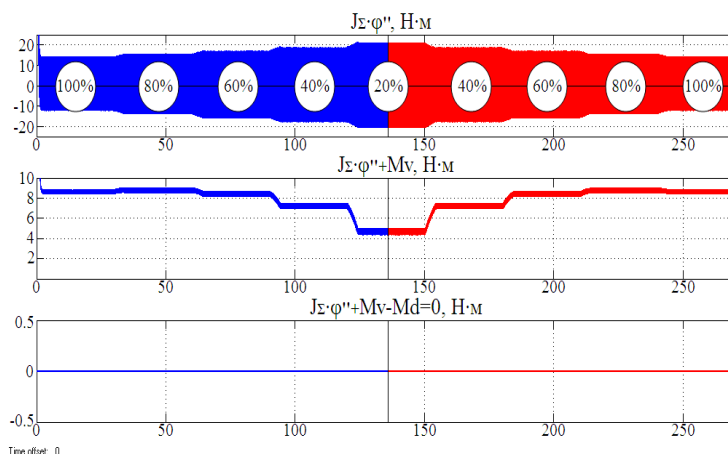


Рис. 5. Осциллограммы процессов движения электропривода инерционного возбудителя в ЭМС

Имитационная модель первого приближения ЭМС с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения позволяет:

1. Корректировать динамические параметры исследуемых колебательных систем для получения заданных кинематических и энергетических характеристик этих систем с погрешностью не более 5 %.

2. Проводить сравнительный анализ эффективности работы электромеханических колебательных систем в околорезонансной, резонансной и в зарезонансной зонах:
 - а) при условии равенства выполняемых работ;
 - б) при равных амплитудах перемещения платформы;
 - в) при различных и равных собственных частотах систем;
 - г) при различных видах сил сопротивления среды (сил вязкого, сухого трений, случайной величины).
3. Строить регулировочные характеристики для работы в околорезонансных режимах при условии стабилизации амплитуды колебаний платформы на заданном уровне.
4. Исследовать режимы работы электромеханической колебательной системы с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения:
 - а) симметричный режим (заданные значения работ выполняются при движении платформы в одну и другую сторону – грохоты, вибростенды и т.д.);
 - б) несимметричный режим (работы выполняются на рабочем ходе платформы за половину периода – вибрационные щековые дробилки, вибротранспорт и др.).
5. Проводить анализ эффективности работы разомкнутых и замкнутых систем электроприводов инерционных вибровозбудителей.
6. Разрабатывать эффективные алгоритмы стабилизации амплитуды перемещения платформы электромеханической колебательной системы с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения при вариациях технологической нагрузки от номинальной до нагрузки холостого хода при работе в околорезонансной зоне.

Выводы

1. Разработана методика построения регулировочной характеристики – зависимости скорости вращения электромагнитного поля ω_0 от электромагнитного момента электродвигателя при вариациях технологической нагрузки с помощью имитационной модели ЭМС с электроприводом инерционного вибровозбуждения первого приближения.
2. Разработанная имитационная модель ЭМС в приложении Simulink MATLAB позволяет корректировать до расчетных значений параметры ЭМС, полученные по моделям первого приближения, и выполнять анализ различных режимов работы, также позволяет строить регулировочные характеристики для работы в околорезонансных режимах при условии стабилизации амплитуды колебаний платформы на заданном уровне.
3. Разработана методика определения основных динамических параметров электромеханической колебательной системы с частотно-управляемым асинхронным электроприводом инерционного возбуждения с заданными работой за цикл и амплитудой колебаний платфор-

мы для работы в околорезонансной зоне с использованием математической модели первого приближения.

4. Установлено, что при увеличении суммарного момента инерции до 0,7–0,9 кг·м² путём увеличения J_2 лепестковой муфты изменение скорости вращения инерционного возбудителя за период не превышает 0,2 рад/сек, которая в первом приближении может быть принята неизменной величиной.

5. Сравнительный анализ режимов работы (таблица 1) показал, что работа в околорезонансной зоне (в пределах (0,85-0,97) ω/p приблизительно 8 % от зоны резонанса) является близким к оптимальному по энергопотреблению (кратность по отношению к потреблению в резонансном режиме – 1,04).

6. Работа в зарезонансной зоне (в пределах (1,41-1,56) ω/p) сопровождается увеличенным электропотреблением в 2,0–2,5 раза соответственно по сравнению с режимом работы в околорезонансной зоне.

7. Продолжить разработку эффективных алгоритмов управления асинхронным электроприводом нерегулируемого дебаланса с целью стабилизации амплитуды колебаний платформы в режимах работы с низкой технологической нагрузкой (коэффициентом диссипации).

8. Модель первого приближения позволяет получать средние значения величин скорости вращения инерционного возбудителя φ' рад/сек, моментов M Н·м, сил F Н, т.е. тех величин, используемых при проектировании вибрационных установок.

9. Сравнительный анализ работ имитационных моделей (таблица 2) показал, что применение модели первого приближения для расчета основных динамических параметров так же эффективно, как применение полной имитационной модели, погрешность расчета составляет не более 5 %, а быстродействие и скорость расчета увеличиваются в 2–3 раза.

Список литературы

1. Блехман И. И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
2. Блехман И. И., Индейцев Д. А., Фрадков А. Л. Медленные движения в системах с инерционным возбуждением колебаний. Институт проблем машиноведения РАН и НПК «Механобр-техника» [Электронный ресурс] / И. И. Блехман // СПб.: Режим доступа: http://www.ipme.ru/ipme/labs/ccs/alf/bif_pmmn07.pdf, свободный. – Загл. с экрана.
3. Герман-Галкин С. Г. Matlab & Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК. – СПб.: КОРОНА-Век, 2008.

4. Гордеев Б. А., Ковригин Д. А., Леонтьева А. В. К задаче вращения ротора двигателя ограниченной мощности на упругом основании НФ ИМАШ РАН [Электронный ресурс] / Б. А. Гордеев // Режим доступа: http://kovriguineda.narod.ru/One_motor.html, свободный. – Загл. с экрана, 2011.
5. Загривный Э.А., Дубовик Д.В. Анализ режимов работы электромеханической колебательной системы с инерционным возбуждением // Научно-аналитический журнал «Научная перспектива». – 2014. - №1 (47). – с. 103-108. [Электронный ресурс] / Э. А. Загривный, Д.В. Дубовик // СПб.: Режим доступа: <http://www.naupers.ru/files/Naupers%201-2014.zip>, свободный. – Архив сборника.
6. Ильин М.М., Колесников К.С., Саратов Ю.С. Теория колебаний: учеб. для вузов / под общ. ред. К. С. Колесникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 272с.
7. Тимошенко С. П., Колебания в инженерном деле. – М.: Главная ред. физ.-мат. лит., изд-во «Наука», 1967.
8. Черных И.В. "Simulink: Инструмент моделирования динамических систем" [Электронный ресурс] / И. В. Черных // Режим доступа: <http://matlab.exponenta.ru/simulink/default.php>, свободный. – Загл. с экрана.
9. Шестаков В. М., Епишкин А. Е. Динамика автоматизированных электромеханических систем вибрационных установок / под общ. ред. проф. В.М. Шестакова. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2005. – 94с.
10. Патент РФ № 2410826, Способ возбуждения и регулирования авторезонансных колебаний в электроприводе возвратно-вращательного движения / Э.А. Загривный, Ю.А. Гаврилов // Бюл. №3, 27.01.2011.

Рецензенты:

Проскуряков Р.М., д.т.н., профессор кафедры «электротехника, электроэнергетика, электромеханика», Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», г. Санкт-Петербург.

Шклярский Я.Э., д.т.н., профессор кафедры «электротехника, электроэнергетика, электромеханика», Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», г. Санкт-Петербург.