

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТЯГОВЫХ ПРИВОДАХ ЛОКОМОТИВОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ

У статті наведено деякі результати моделювання на ЕОМ динамічних процесів у тяговому приводі вантажних і пасажирських електровозів при реалізації граничних сил зчеплення і їх взаємодія з противоксовочною системою попередження боксування.

В статье приведены некоторые результаты моделирования на ЭОМ динамических процессов в тяговом приводе грузовых и пассажирских электровозов при реализации предельных сил сцепления и их взаимодействия с противобоксовочной системой предупреждения боксования.

The article represents some results of computer modelling of dynamic processes in the tractive drive of freight and passenger electric locomotives in realization of marginal friction forces and their interaction with anti-boxing system of boxing prevention.

В работе [1] дано обоснование выбора расчетных и математических моделей, а также алгоритма моделирования на ПЭВМ динамических процессов в тяговых приводах локомотивов с учетом взаимодействия указанных процессов с противобоксовочной системой для режимов тяги, выбега, реализации предельных сил сцепления, а также боксования и юза с целью выбора оптимальных параметров систем обнаружения предельных сил сцепления (СОПСС) и предупреждения боксования колесных пар локомотивов.

В данной статье приводятся некоторые результаты моделирования на ПЭВМ указанных динамических процессов для режимов тяги и реализации предельных сил сцепления применительно к грузовым электровозам с опорно-осевой подвеской ТЭД, а также к грузо-пассажирским электровозам с опорно-рамной подвеской ТЭД и опорно-осевой подвеской тяговых редукторов (рис. 1). При этом в соответствии с работами [1; 2], используется линеаризованная в малой окрестности равновесного режима $\dot{\phi}_{ks} = \dot{\phi}_*$ математическая модель следующего вида (уравнения (1)):

$$\begin{aligned}
 J_{\text{я}} \ddot{\phi}_{\text{я}} + b \dot{\Delta}_1 + b \dot{\Delta}_2 + c \Delta_1 + c \Delta_2 &= M, \\
 J_{\text{п}} \ddot{\phi}_{\text{п}} + (m_0 L_{0z} + m_{\text{я}} L_{\text{яз}}) \ddot{z}_{\text{к}} + \\
 &+ (m_0 L_{0x} + m_{\text{я}} L_{\text{яx}}) \ddot{x}_{\text{к}} - (u+1) b \dot{\Delta}_1 - \\
 &- (u+1) b \dot{\Delta}_2 - (u+1) c \Delta_1 - (u+1) c \Delta_2 + \\
 &+ l_* b_{\text{п}} \dot{\Delta}_{\text{п}} + l_* c_{\text{п}} \Delta_{\text{п}} = -M,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_{\text{к}} \ddot{\phi}_{\text{к1}} + u b \dot{\Delta}_1 + b_0 \dot{\Delta}_0 + u c \Delta_1 + c_0 \Delta_0 &= \\
 &= -M_{\text{с1}} (\dot{\phi}'_{\text{к1}}),
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_{\text{к}} \ddot{\phi}_{\text{к2}} + u b \dot{\Delta}_2 - b_0 \dot{\Delta}_0 + u c \Delta_2 - c_0 \Delta_0 &= \\
 &= -M_{\text{с2}} (\dot{\phi}'_{\text{к2}}),
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_{\text{к}} \ddot{z}_{\text{к}} + (m_0 L_{0z} + m_{\text{я}} L_{\text{яз}}) \ddot{\phi}_{\text{п}} + b_{\text{п}} \dot{\Delta}_{\text{п}} + \\
 + b_{\text{п}} \dot{\Delta}_{\text{п}} + b_1 \dot{z}_{\text{к}} + c_{\text{п}} \Delta_{\text{п}} + c_{\text{п}} \Delta_{\text{п}} + c_1 z_{\text{к}} &= 0,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_{\text{к}} \ddot{x}_{\text{к}} + (m_0 L_{0x} + m_{\text{я}} L_{\text{яx}}) \ddot{\phi}_{\text{п}} + b_{\text{х}} \dot{x}_{\text{к}} + \\
 + c_{\text{х}} x_{\text{к}} = \sum_{s=1}^2 F_{\text{сs}} (\dot{\phi}'_{\text{кс}}), \quad s=1,2.
 \end{aligned}$$

В уравнениях (1):

$$M_{\text{сs}} (\dot{\phi}'_{\text{кс}}) = 0,5 (\Pi_0 + \Delta \Pi) R \psi_0 k (\dot{\phi}'_{\text{кс}}),$$

$$F_{\text{сs}} = R^{-1} M_{\text{сs}} (\dot{\phi}'_{\text{кс}}),$$

$$\Delta \Pi = b_{\text{п}} (\dot{z}_{\text{к}} - \eta) + c_{\text{п}} (z_{\text{к}} - \eta),$$

$$\dot{\phi}'_{\text{кс}} = \dot{\phi}'_{\text{кс}} - \dot{x}_{\text{к}} / R,$$

$$\Delta_1 = \phi_{\text{я}} + u \phi_{\text{к1}} - (u+1) \phi_{\text{п}},$$

$$\Delta_2 = \phi_{\text{я}} + u \phi_{\text{к2}} - (u+1) \phi_{\text{п}},$$

$$\Delta_0 = \varphi_{k1} - \varphi_{k2},$$

$$\Delta_p = z_k + l_* \varphi_p,$$

$$\Delta_{\Pi} = z_k - \eta,$$

$$L_{0z} = L_0 \cos \varphi_{\Pi},$$

$$J_{p*} = J_p + m_{\text{я}} L_{\text{я}}^2 + m_{\text{я}} L_0^2,$$

$$L_{0x} = L_0 \sin \varphi_{\Pi},$$

$$L_{\text{яз}} = L_{\text{я}} \cos \varphi_{\Pi},$$

$$L_{\text{ях}} = L_{\text{я}} \sin \varphi_{\Pi},$$

где $\varphi_{\text{я}}$, φ_p , φ_{k1} , φ_{k2} – абсолютные углы поворота якоря ТЭД, редуктора, первого и второго колеса колесной пары соответственно;

z_k , x_k – абсолютные вертикальные и горизонтальные перемещения оси колесной пары соответственно;

$J_{\text{я}}$, J_p , J_{k1} , J_{k2} – моменты инерции якоря ТЭД относительно собственной оси вращения, корпуса блока «ТЭД–редуктор» относительно центральной оси, соответствующих колес оси локомотива с учетом связанных с ними зубчатых колес редуктора соответственно;

m_k , m_0 , $m_{\text{я}}$ – соответственно массы всего колесно-моторного блока, корпуса блока «ТЭД–редуктор», якоря ТЭД;

M – мгновенная величина момента ТЭД;

Π_0 , $\Delta\Pi$ – соответственно статическая и динамическая составляющие вертикальной нагрузки колесной пары на рельсы;

ψ_0 , $k(\dot{\varphi}'_{ks})$ – соответственно потенциальное значение коэффициента сцепления и безразмерная характеристика сцепления колес с рельсами как функция скорости проскальзывания колес $\dot{\varphi}'_{ks}$, определяемая согласно рекомендациям [1];

T_3 – электромагнитная постоянная цепи ТЭД, определяемая согласно [2];

R , l_* – радиус колес и базовый параметр редуктора соответственно;

L_0 , $J_{\text{я}}$, φ_{Π} – соответственно расстояние вдоль централи от оси колесной пары до центров тяжести корпуса блока «ТЭД–редуктор» и

якоря ТЭД, а также угол наклона централи указанного блока;

c , b , c_0 , b_0 , c_1 , b_1 , c_x , b_x , c_{Π} , b_{Π} , c_p , b_p – соответственно приведенные к оси якоря ТЭД угловая жесткость и коэффициент вязкого трения эквивалентной связи якоря ТЭД с зубчатым колесом редуктора, оси колесной пары, а также аналогичные линейные характеристики буксового рессорного подвешивания тележки, продольной связи колесной пары с тележкой, рельсового пути в вертикальной плоскости и узла подвески блока «ТЭД–редуктор» к раме тележки; u – передаточное число редуктора; η_s – обобщенная вертикальная неровность рельсового пути под s -колесом.

Линеаризированные выражения силовых функций, входящих в правые части уравнений, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} M &= -v u^{-2} \dot{\varphi}_2, \\ M_{cs}(\dot{\varphi}'_{ks}) &= 0,5 \left[\frac{\Delta\Pi}{\Pi_0} M_* + \alpha \left(\dot{\varphi}'_{ks} - \frac{\dot{x}_k}{R_s} \right) \right], \\ F_{cs}(\dot{\varphi}'_{ks}) &= \frac{1}{R} \sum_s M_{cs}(\dot{\varphi}'_{ks}), \quad s=1,2, \\ \alpha &= R \Pi_0 \psi_0 \alpha'. \end{aligned} \right\} (2)$$

где α' , α , v – соответственно крутизна безразмерной и полной характеристики сцепления колесной пары с рельсами, приведенная к оси колесной пары крутизна характеристики ТЭД в равновесном режиме $\dot{\varphi}'_{ks} = \dot{\varphi}_*$ или $\dot{\varphi}'_{ks} = \dot{\varphi}_*1$.

При моделировании динамических процессов в режимах тяги ($\alpha \neq 0$) крутизна восходящего участка характеристики сцепления $M_{cs}(\dot{\varphi}'_k)$ каждого колеса оси локомотива ($\alpha \neq 0$) вычислялась по формуле (см. выражение (1)), а в режимах реализации предельных сил сцепления, когда равновесная скорость скольжения колес $\dot{\varphi}'_*$ соответствует горизонтальному переходному участку кривой сцепления (см. рис. 1), ее крутизна принималась равной нулю ($\alpha = 0$).

Численные значения величин, входящих в формулу α , принимались согласно рекомендациям работы [2] для каждой фиксированной скорости движения локомотива V .

Возмущения со стороны пути учитывались в виде вертикальных неровностей рельсового пути под каждым колесом η_s и задавались двумя способами: в виде детерминированной функции

$\eta_s(t) = a_s \sin(\omega t - \beta_s)$, $s=1,2$, реализующей как симметричный ($a_1 = a_2 = a$, $\beta_1 = \beta_2 = \beta$), так и несимметричный ($a_1 \neq a_2$, $\beta_1 \neq \beta_2$) характер неровностей, и в виде случайного процесса посредством функции спектральной плотности неровностей $S_{\eta_s} \omega$ в частотном интервале $\omega = 2\pi f$, где $f = 1 \dots 200$ Гц.

Используя программный комплекс Matlab [6] и один из указанных способов задания возмущений со стороны пути, были получены (рис. 2, 3) и проанализированы амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) для всех обобщенных координат системы (1), $q_i = q_i(\omega)$, $i=1,2 \dots 6$, а также соответствующих обобщенных ускорений $\ddot{q}_i = \ddot{q}_i(\omega)$ и суммарного вертикального ускорения корпуса редуктора в точке крепления датчика виброускорения $z(\omega) = \ddot{z}_k + \ddot{\phi}_p l_*$ при различных значениях инерционных, упругих диссипативных и геометрических параметров тяговых переводов (см. рис. 1).

Учитывая, что основными параметрами используемой нами системы обнаружения предельных сил сцепления и предупреждения боксования локомотивов [5] являются центральные частоты полосовых фильтров, выбираемые в зависимости от соответствующих собственных (резонансных) частот колебательной системы (см. рис. 1), в полученных АЧХ $\ddot{q}_i(\omega)$ основной интерес представляло наличие (или отсутствие) соответствующих резонансных пиков и соотношение между ними в графиках АЧХ для различных обобщенных координат, значения резонансных частот и характер последних при возможном изменении параметров системы рис. 1 в процессе эксплуатации. Величины же самих резонансных амплитуд на графиках $\ddot{q}_i(\omega)$, зависящих от точности задания возмущений со стороны пути и выбранных коэффициентов диссипации системы (b_i), не имеют особого значения. В подобной постановке задачи результаты исследований будут равнозначны вне зависимости от способа задания неровностей пути (в детерминированной или случайной форме). В последнем случае рационально воспользоваться рекомендациями работы [3], задавая спектральную плотность ускорений вертикальных неровностей пути $S_{\eta}(\omega)$ в виде белого шума

$$S_{\eta}(\omega) = 1,24 \cdot 10^{-6} V^3 = K_v = \text{const},$$

где V – скорость локомотива, м/с. Тогда согласно [3; 4] спектральная плотность обобщенных ускорений системы (1) $S_{\ddot{q}_i}(\omega)$, $i=1,2 \dots 6$ может быть найдена в виде

$$S_{\ddot{q}_i}(\omega) = |W_{q_j}(i\omega)|^2 S_{\eta}(\omega) = K_v |W_{q_j}(i\omega)|^2, (3)$$

где $|W_{q_j}(i\omega)|$ – модуль амплитудно-частотной характеристики каждой j -й обобщенной координаты;

K_v – некоторая константа (принимая в дальнейшем равной единице).

Таким образом, модуль АЧХ, спектральная плотность обобщенных ускорений отличаются друг от друга лишь масштабными коэффициентами по оси ординат и равнозначны по оси частот (ω) (идентичны значения резонансных частот и величины отношений резонансных амплитуд между собой).

При вычислении АЧХ интересующих выходных показателей системы (1) значения коэффициентов диссипации (b_i), характеризующих рассеивание энергии колебаний в различных элементах системы «экипаж–тяговый привод–рельсовый путь» (см. рис. 1), принимались согласно рекомендациям [4], регламентирующим коэффициенты рассеивания колебаний для парциальных систем в зависимости от материала деформируемых звеньев.

Результаты проведенных исследований позволяют обосновать выбор непрерывно регистрируемого динамического сигнала (с позиции его наибольшей информативности), который подается на вход УОПСС и обеспечивает функционирование системы предупреждения боксования в целом, а также выбор таких важнейших параметров УОПСС, как число параллельно работающих полосовых фильтров, значения их частот и требуемая ширина полосы пропускания ими (по частоте) входных сигналов и др.

Как следует из рис. 2, 3, характер АЧХ обобщенных координат $q_i = q_i(\omega)$ или обобщенных ускорений $\ddot{q}_i = \ddot{q}_i(\omega)$ системы рис. 1 в режимах тяги ($\alpha \neq 0$) и в режимах реализации предельных сил сцепления существенно отличаются для приводов как с двухсторонней, так и с односторонней передачей тягового момента. Для грузовых электровозов с жестким двухсторонним тяговым приводом (см. рис. 1, а), в котором отсутствуют эластичные элементы в связи якоря ТЭД с редуктором,

$c \geq (1,2...7) \cdot 10^6$ Нм/рад и угол наклона центра осевого редуктора к оси рельсового пути $\lambda_y = 20...30$ %, заметно отличаются (на 3...7 Гц или на 6...30 %) значения всех резонансных частот системы (см. рис. 1, а) при $\alpha \neq 0$ и $\alpha = 0$. При этом резонансная частота, соответствующая противофазным $\varphi_{k1} = -\varphi_{k2}$

угловым колебаниям привода, всегда на 6...10 % меньше, чем частота синфазных ($\varphi_{k1} = \varphi_{k2}$) угловых колебаний колес каждой оси локомотива (см. рис. 2, в) и проявляется при несимметричном характере вертикальных неровностей пути $\eta_1 \neq \eta_2$.

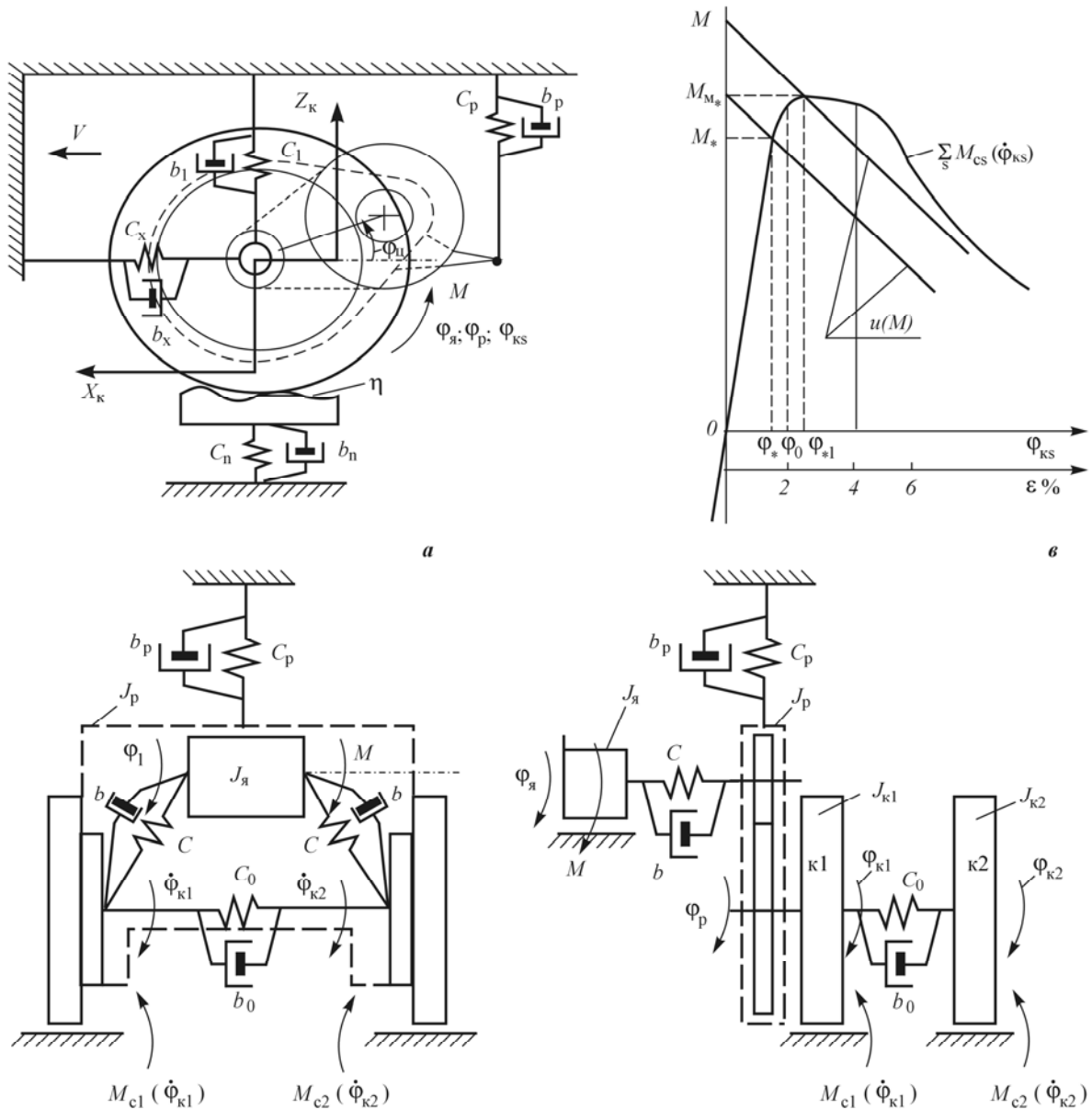


Рис. 1. Расчетная схема для моделирования динамических процессов в системе «ТЭД–тяговый редуктор–колесная пара–рельсовый путь»:

- а – привод с осевой подвеской ТЭД и двухсторонней передачей момента;
- б – привод с рамной подвеской ТЭД и осевым редуктором с односторонней передачей момента

Из рис. 2, 3 также следует, что наибольшей информативностью отличаются сигналы: суммарное вертикальное ускорение точки корпуса блока «ТЭД–редуктор» \ddot{z} и угловое ускорение колеса ($\ddot{\varphi}_{k1}$). Поэтому с учетом технологично-

сти и надежности в эксплуатации целесообразно использовать в качестве входного сигнала для УОПСС вертикальное ускорение точки корпуса блока «ТЭД-редуктор» (см. рис. 2, а, 3, а) для локомотивов как с опорно-осевой подвеской ТЭД, так и с опорно-рамной их подвес-

кой при наличии осевых редукторов. В последнем случае, когда осевые редукторы отсутствуют (например, привод тепловозов ТЭП60-

ТЭП70), рационально использовать датчики угловых ускорений (угловых скоростей) одного из колес оси локомотива (см. рис. 2, в и 3, в).

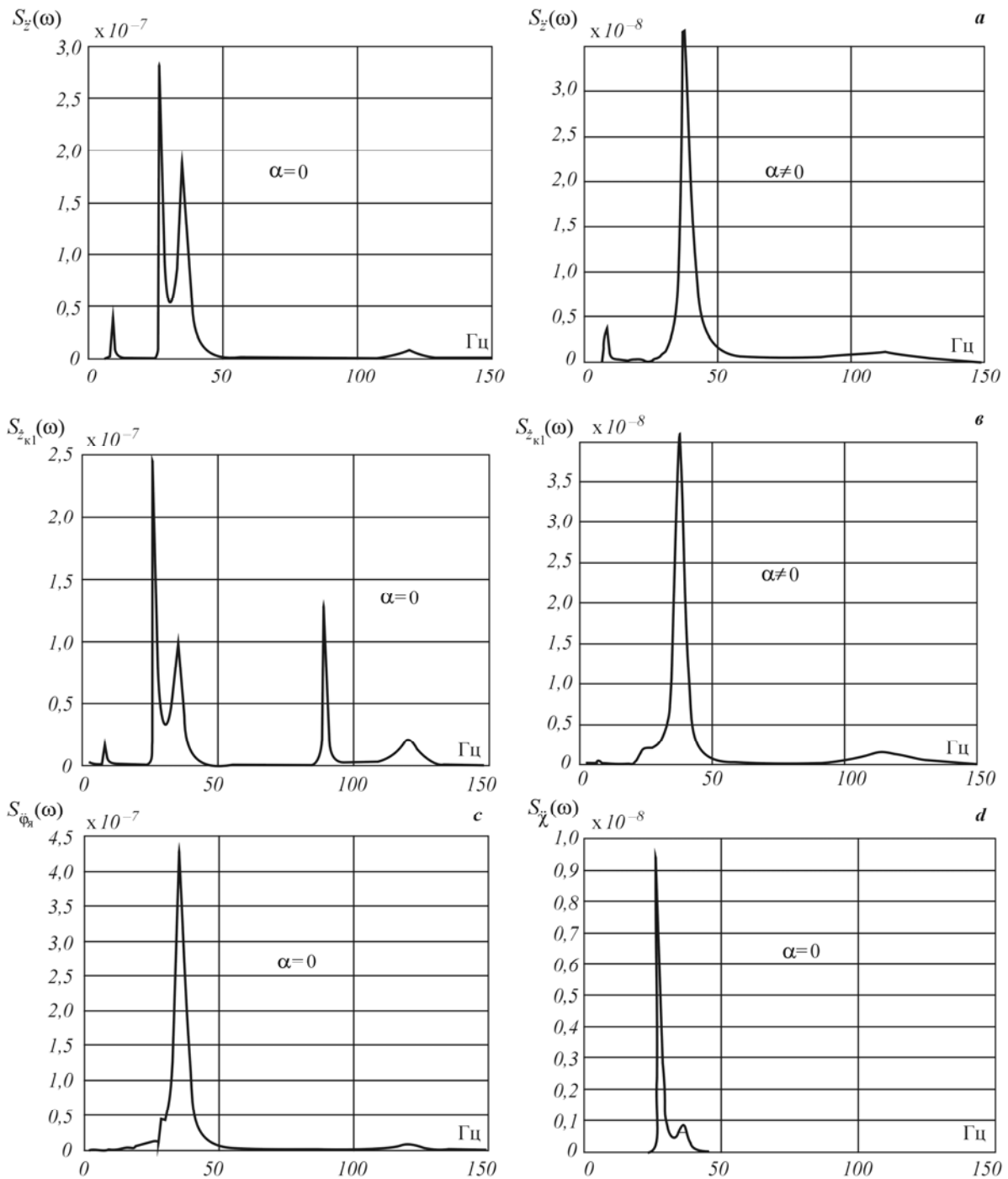


Рис. 2. Нормирование АЧХ ускорений элементов тягового привода с двухсторонней передачей момента в режимах тяги ($\alpha \neq 0$) и при реализации предельных сил сцепления ($\alpha = 0$):

a – суммарного вертикального ускорения точки тягового редуктора; *в* – углового ускорения колеса;

с – якоря ТЭД; *d* – горизонтального ускорения оси колесной пары

Для тяговых приводов с упругой связью якоря ТЭД с редуктором (см. рис. 1, в), когда ее торсионная жесткость, приведенная к валу якоря, в 15...20 раз меньше, чем для варианта (см. рис. 1, а), а также угол наклона централи редуктор $\alpha_{ц} = 0$, характерно (см. рис. 3) прак-

тически отсутствие взаимосвязи между вертикальными и горизонтальными колебаниями оси колесной пары и угловыми колебаниями привода в рассматриваемых режимах и соответственно более слабое влияние на изменение резонансных частот, отвечающих максимуму вер-

тикальных и горизонтальных колебаний колесной пары, при переходе от режима $\alpha \neq 0$ к режиму $\alpha = 0$.

Поэтому при выборе центральных частот полосовых фильтров УОПСС для типов приводов, изображенных на рис. 1, а, надо ориентироваться на собственные частоты системы рис. 1, отвечающие по формам колебаний максимуму горизонтальных колебаний оси колес-

ной пары, а также синфазных и противофазных угловых колебаний привода. Для типов приводов, изображенных на рис. 1, в, следует ориентироваться в основном на собственные частоты их угловых колебаний. При этом, как показали результаты моделирования, указанные частоты при наличии новых и предельно изношенных бандажей будут отличаться не более чем на 0,5...1 %.

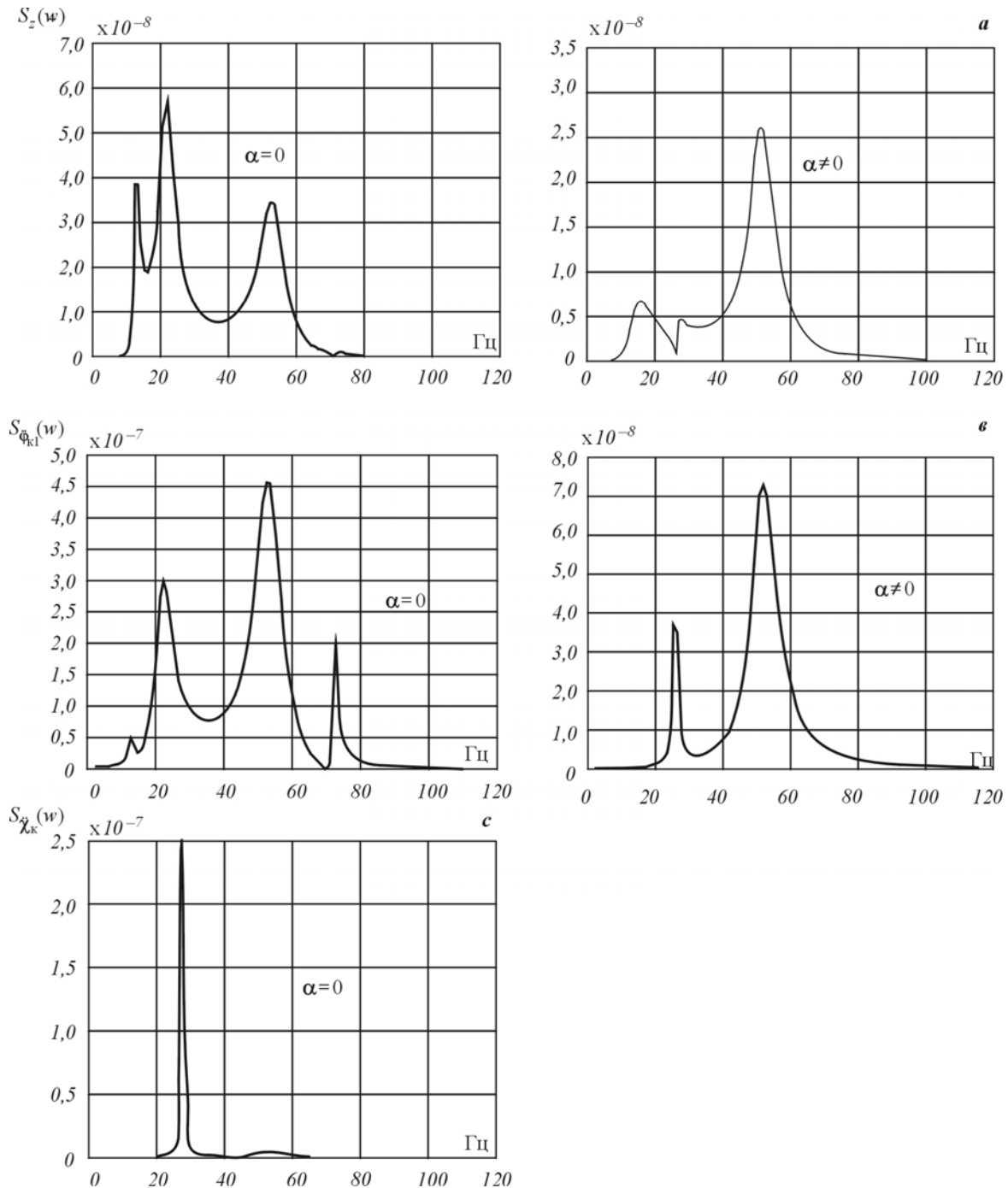


Рис. 2. Нормирование АЧХ ускорений элементов тягового привода с односторонней передачей момента в режимах тяги ($\alpha \neq 0$) и режимах реализации предельных сил сцепления ($\alpha = 0$):

а – суммарного вертикального ускорения точки редуктора; в – углового ускорения колеса; с – горизонтальной оси колесной пары

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кийко А. И., Павленко А. П. Моделирование динамических процессов в системе «тяговый электродвигатель–колесная пара–рельсовый путь–противобоксочная система» // Сб. науч. тр. Национальной горной академии Украины. – Д., 2002. – Т. 3, № 13. – С. 47–51.
2. Павленко А. П. Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов. – М.: Машиностроение, 1991. – 192 с.
3. Ушкалов В. Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств // В. Ф. Ушпалов, А. М. Резников и др. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
4. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.
5. Павленко А. П. Микропроцессорная система предупреждения боксования и юза локомотивов / А. П. Павленко, А. А. Павленко, В. А. Павленко и др. // Вісн. Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ, 2002. – № 6 (52). – С. 39–42.
6. Matlab // The Language of Technical Computing, Version 5.3.0. January 1999.

Поступила в редколлегию 23.06.04.