

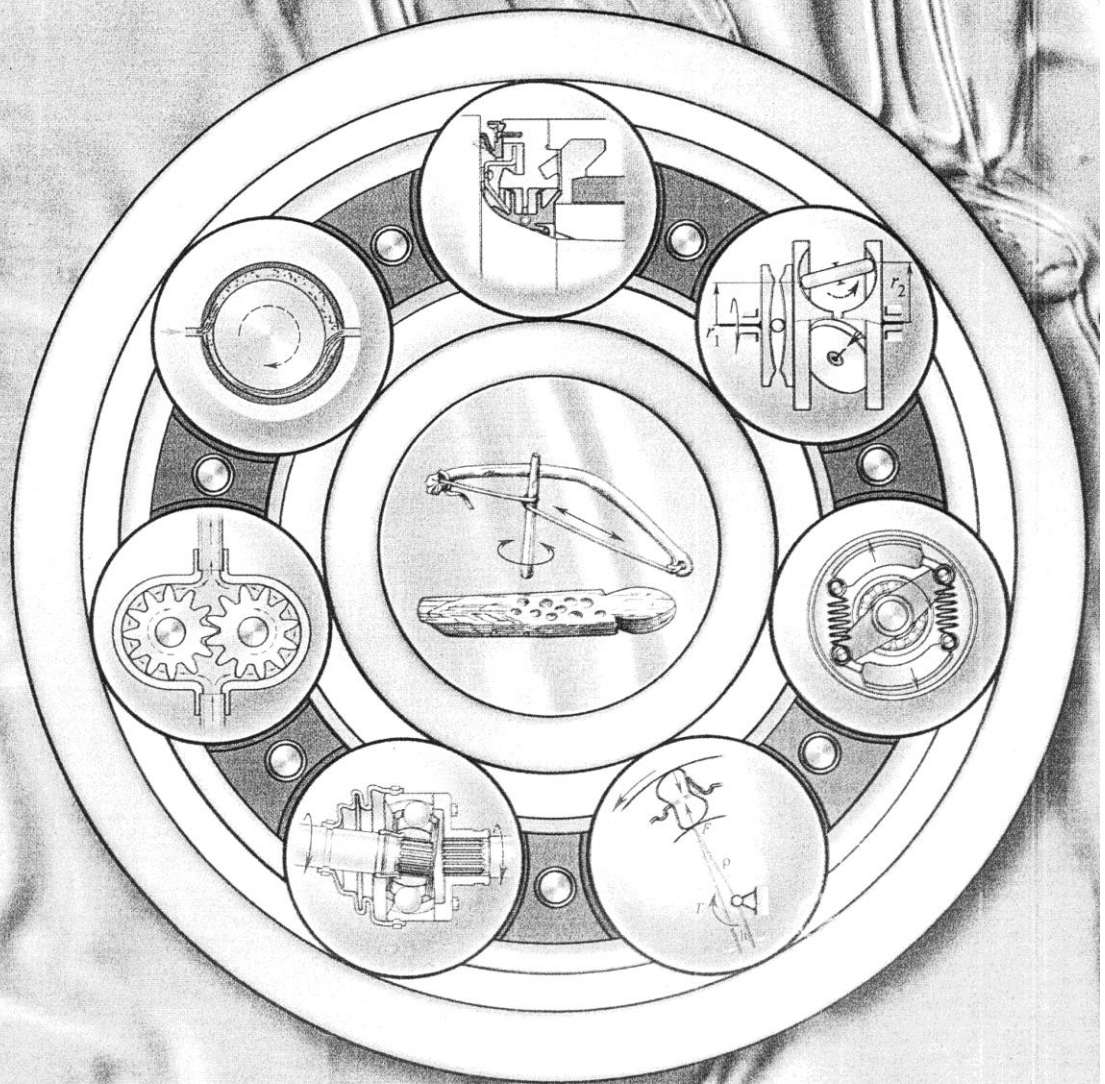


ISSN 1819-2092

ТРЕНИЕ И СМАЗКА В МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ

10 (октябрь)

2011





УДК 621.891+06

А.Л. Озябкин, канд. техн. наук (Ростовский государственный университет путей сообщения)

Теоретические основы динамического мониторинга фрикционных мобильных систем

Рассмотрены вопросы повышения требований безопасности движения и надежности элементов механических подсистем железнодорожного подвижного состава. Установлено, что в процессе трения элементов колеса и рельса формируются нелинейные связи, зависящие от большого числа нелинейно-взаимосвязанных факторов, динамических параметров механических подсистем, условий окружающей среды. Для исследования и динамического мониторинга мобильных фрикционных систем используются методы трибоспектральной идентификации и физико-математического моделирования трибосистем. Показано, что применение системы интегральных оценок амплитудно-фазочастотных характеристик позволяет идентифицировать и прогнозировать состояние фрикционного контакта, его триботермодинамику.

Questions of increase of safety requirements of movement and reliability of elements of mechanical subsystems of a railway rolling stock are considered. It is shown, that during friction of elements of a wheel and a rail the nonlinear communications dependent on the big number of nonlinear-interconnected factors, dynamic parameters of mechanical subsystems, conditions of an environment are formed. For research and dynamic monitoring of mobile frictional systems methods tribospectral identification and physical and mathematical modelling tribosystem are used. It is shown, that use of system of integrated estimations amplitude-phase-frequency characteristics allows to identify and predict a condition of frictional contact, it tribo-thermodynamics.

Ключевые слова: динамическая система трения, потеря устойчивости, запаздывающий аргумент, амплитудно-фазочастотная характеристика, интегральные оценки, трибоспектральная идентификация и прогнозирование, физико-математическое моделирование.

Keywords: dynamic system of friction, loss of the stability, late argument, amplitude-phase the characteristic, integrated estimations, tribospectral identification and forecasting, physical and mathematical modelling.

Практически все машины и механизмы являются фрикционными системами. Зубчатые передачи, подшипники качения, скольжения, тормоза, гасители колебаний, муфты сцепления определяют общую надежность, долговечность и безопасность эксплуатации, а также их основные технико-экономические показатели. Для повышения надежности фрикционных мобильных систем (ФМС) все чаще используют системы виброакустической диагностики, так как они позволяют без изменения конструкции технических систем обеспечивать наблюдение за изменением состояния диагностируемого объекта. Достаточно привести пример. Начиная с 1995 г. в США запрещена эксплуатация систем без виброакустической диагностики состояния. Компании National Instruments (США), Bentley Nevada (США), Brüel & Kjaer (Бельгия), ИМАШ РАН (Россия) и другие разрабатывают средства виброакустической диагностики состояния сложных технических систем с использованием системного подхода к созданию информационных моделей диагностики на базе отображения свойств фрикционных систем в координатах состояния, доступных измерению.

Вопросы динамического мониторинга ФМС рассмотрим на примере взаимодействия железнодорожного подвижного состава и пути, в частности его подсистемы колесо-рельс. Особенностью этой подсистемы является одновременное наличие фрикционной (контакт поверхности катания колеса с головкой рельса) и антифрикционной (контакт гребня колеса с боковой гранью головки рельса) существенно нелинейных связей. В ходе эксплуатации подвижного состава изменяется состояние указанных подсистем, что связано с эволюционными преобразованиями (процессов трения как функции более чем 50 нелинейно-взаимосвязанных факторов [1], таких как изменения динамических параметров механической подсистемы и условий окружающей среды, накопление усталостных трещин, развитие износа контактирующих пар и пр.). Эти изменения, как правило, могут приводить к потере устойчивости, отказам технических систем, снижению безопасности движения и, в самом неблагоприятном случае, к катастрофам. От динамического состояния рассматриваемой трибосистемы зависит возникновение таких негативных явлений, как боксование (проскальзывание тяговых колес относительно рельса при тяговом моменте), юз (проскальзывание колес подвижного состава при торможении), отрыв тяговых колес от рельса под действием изменяющихся во времени динамических нагрузок (потеря устойчивости движения), образование ползунов на колесах парах (вследствие термopовреждения активных микроробъемов поверхностей колеса и рельса при длительном торможении или движении с непогашенным ускорением),

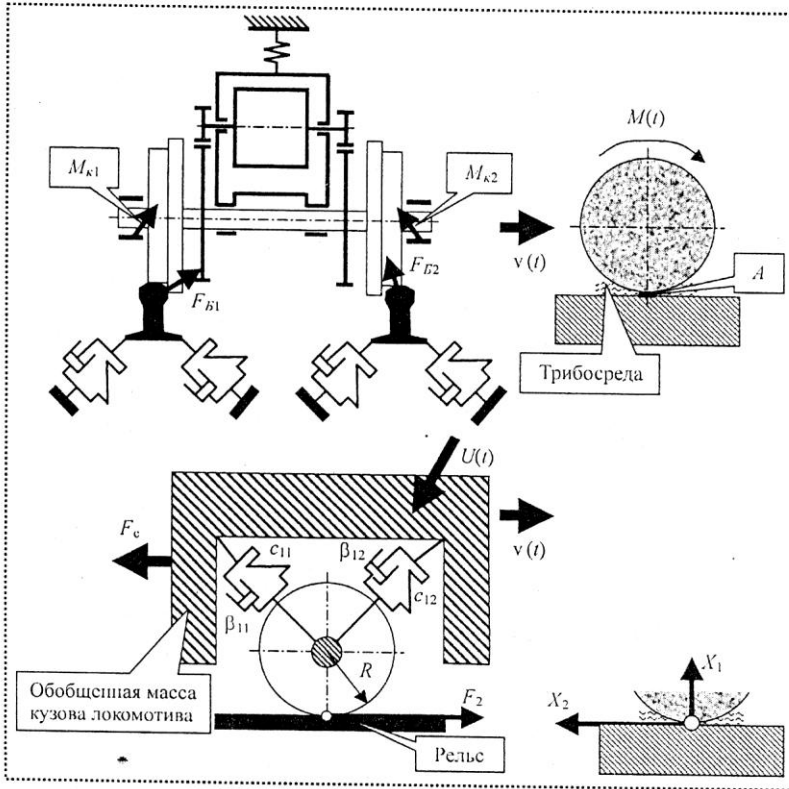


Рис. 1. Схема динамической подсистемы тягового подвижного состава, взаимодействующего с фрикционным узлом колесо—рельс

возникновение электромагнитных перегрузок в тяговом приводе локомотива при различных условиях сцепления колеса с рельсом. Актуальность динамического мониторинга указанных подсистем возрастает в связи с выработкой ресурса у значительной части прицепного и тягового подвижного состава.

Решение задач по исследованию, диагностике и прогнозированию изменений состояния существенно нелинейных систем обуславливает использование специальных методов линеаризации, ограничений, значительно искажающих результаты математического моделирования, что в конечном счете ведет к созданию неадекватных моделей и их решений. Например, существующие математические модели фрикционных систем [2] моделируют нелинейности методами кусочно-линейной аппроксимации и отражают только некоторые их свойства без учета остальных особенностей. Данный подход нарушает целостность анализа ФМС, так как не учитывает взаимное влияние динамических процессов в механической подсистеме и во фрикционном контакте (ФК), не учитывает диссипативные потери трибосистемы, определяемые фазовыми соотношениями тангенциальных и нормальных составляющих фрикционного взаимодействия.

Для обеспечения надежности и безопасности ФМС, их заданных параметров необходимо выполнять неразрушающий контроль состояния уз-

лов трения с использованием средств динамического мониторинга и информационных технологий, базирующихся на статистической обработке информации о параметрах системы. Динамический мониторинг включает: предварительные теоретические и экспериментальные исследования, диагностику текущего состояния механической системы и ее подсистем без нарушения технологического цикла рабочих органов, выполняемых ФМС, краткосрочное или долгосрочное прогнозирование изменения этого состояния и, при необходимости, управление (регулирование) параметрами системы. Количество идентификационных параметров ограничивается заданной величиной вероятности прогнозирования критических состояний анализируемой трибосистемы.

Для раскрытия параметров фрикционного взаимодействия колеса с рельсом с учетом взаимного влияния тягового привода, механической подсистемы и ФК ограничимся упрощенной динамической системой, имеющей одну ведущую колесную пару (рис. 1). Контакт колеса с рельсом осуществляется в точке A . Динамические свойства контакта характеризуются формируемой трибологической средой, смещениями колесной пары в вертикальной X_1 и горизонтальной X_2 плоскостях и определяют скорость движения локомотива $v(t)$, устойчивость фазовой траектории $\{X, \dot{X} = v(t)\}^T$ обобщенных масс m_1 и m_3 в направлении упругих колебаний, а также динамическую характеристику в режиме предварительного смещения (момент сопротивления M_x).

Для определения динамических характеристик системы подвижной состав—путь с учетом процессов трения колеса с рельсом изобразим крутильную подсистему (рис. 2), обеспечивающую вращение колесных пар. Моменты инерции ротора тягового двигателя J_0 и колесной пары J_1 объединены упругодиссипативной связью с параметрами c_0 и β_0 . Колесную пару массой m_1 представим единым целым с тяговым приводом, присоединенным к моторной тележке

Динамическая модель подсистемы колесо—рельс

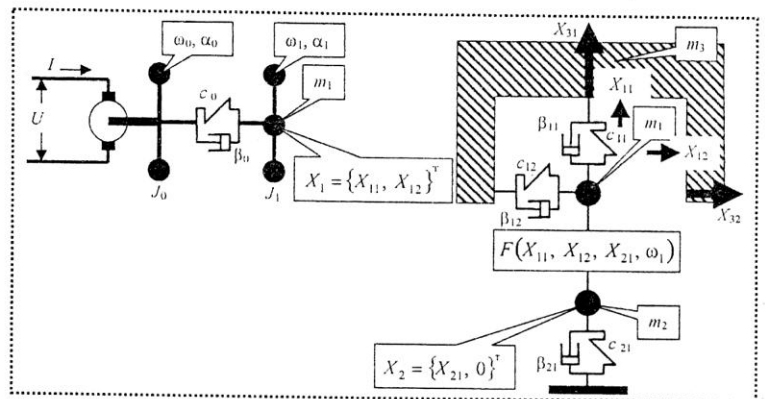


Рис. 2. Динамическая модель подсистемы колесо—рельс



локомотива с помощью ортогонально расположенных упругодиссипативных элементов с суммарными значениями коэффициентов жесткости c_{11} , c_{12} и вязкого сопротивления β_{11} , β_{12} . Колесная пара через фрикционную связь $F(X_1, X_2, \omega_1)$ взаимодействует с рельсом, имеющим приведенную массу m_2 , коэффициент вязкого трения β_{21} и жесткость c_{21} . Ограничимся случаем, когда кинематические возмущения со стороны пути отсутствуют и рельсошпальная решетка вместе с балластом имеют неизменные по пути характеристики, т.е. m_2 , β_{21} и c_{21} постоянны. Система дифференциальных уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} T_{эм} T_э \frac{d^2 \omega_0}{dt^2} + T_{эм} \frac{d\omega_0}{dt} + \omega_0 &= \omega_{0,0} - \\ &- C_k R \left[F_2 + T_э \frac{dF_2}{dt} \right]; \\ m_1 \ddot{X}_{11} + \beta_{11} (\dot{X}_{11} - \dot{X}_{31}) + c_{11} (X_{11} - X_{31}) &= \\ &= -F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1); \\ m_1 \ddot{X}_{12} + \beta_{12} (\dot{X}_{12} - \dot{X}_{32}) + c_{12} (X_{12} - X_{32}) &= \\ &= F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1); \\ m_2 \ddot{X}_{21} + \beta_{21} \dot{X}_{21} + c_{21} X_{21} &= \\ &= -F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1); \\ m_3 \ddot{X}_{31} - \beta_{11} (\dot{X}_{11} - \dot{X}_{31}) - \\ &- c_{11} (X_{11} - X_{31}) = -U_1; \\ m_3 \ddot{X}_{32} - \beta_{12} (\dot{X}_{12} - \dot{X}_{32}) - \\ &- c_{12} (X_{12} - X_{32}) = -U_2, \end{aligned} \right\} (1)$$

где $T_{эм}$, $T_э$ – электромеханическая и электрическая постоянные времени;

ω_0 – текущая частота вращения ротора двигателя;

$\omega_{0,0}$ – установившаяся частота вращения ротора двигателя на холостом ходу;

C_k – коэффициент приведения момента сопротивления к частоте вращения ротора двигателя;

R – радиус тягового колеса локомотива;

F_1 – нелинейная динамическая сила, зависящая от сближения колеса и рельса X_{11} и от скорости скольжения $v_{ск}(t)$;

F_2 – нелинейная динамическая сила, зависящая от скорости относительного скольжения $v_{ск}(t)$, свойств ФК и внешних динамических сил в контакте колесо–рельс:

$X = \{X_{11}, X_{12}, X_{21}, X_{31}, X_{32}\}^T$ – вектор упругих линейных деформаций подсистем; U_1 – неуправляемого силового шума, направленного навстречу деформациям X_{11} ФК и U_2 – неуправляемого силового шума, направленного в сторону деформаций X_{12} .

Для характеристики трибосистемы в режиме предварительного смещения введем безразмерное время $t = T_0 \tau$, характеризующее время запаздывания тангенциальных колебаний колесной пары относительно вертикальных смещений. Тогда

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 \omega_0}{d\tau^2} &= \omega_{0,0}(\tau) - \frac{1}{\sqrt{T_э/T_{эм}}} \frac{d\omega_0}{d\tau} - \omega_0(\tau) - c_k R \times \\ &\times \left[\frac{F_2}{\sqrt{\sqrt{T_{эм} T_э}}} + \frac{1}{\sqrt{T_{эм}/T_э}} \frac{dF_2}{d\tau} \right]; \\ \frac{d^2 X_{11}}{d\tau^2} &= \frac{1}{T_{11}} \left[\frac{F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)}{c_{11}} + \right. \\ &+ 2\xi_{11} \left(\frac{dX_{31}}{d\tau} - \frac{dX_{11}}{d\tau} \right) + X_{31} - X_{11} \left. \right]; \\ \varepsilon_1 \frac{d^2 X_{12}}{d\tau^2} &= \frac{F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)}{T_{11} c_{12}} + \\ &+ 2\xi_{12} \sqrt{\varepsilon_1} \left(\frac{dX_{32}}{d\tau} - \frac{dX_{12}}{d\tau} \right) + X_{32} - X_{12}; \\ \varepsilon_2 \frac{d^2 X_{21}}{d\tau^2} &= \frac{-F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)}{T_{11} c_{21}} - \\ &- 2\xi_{21} \sqrt{\varepsilon_2} \frac{dX_{21}}{d\tau} - X_{21}; \\ \varepsilon_3 \frac{d^2 X_{31}}{d\tau^2} &= \frac{-U_1}{T_{11} c_{11}} + 2\xi_{31} \sqrt{\varepsilon_3} \left(\frac{dX_{11}}{d\tau} - \frac{dX_{31}}{d\tau} \right) + \\ &+ X_{11} - X_{31}; \\ \varepsilon_4 \frac{d^2 X_{32}}{d\tau^2} &= \frac{-U_2}{T_{11} c_{12}} + 2\xi_{32} \sqrt{\varepsilon_4} \left(\frac{dX_{12}}{d\tau} - \frac{dX_{32}}{d\tau} \right) + \\ &+ X_{12} - X_{32}. \end{aligned} \right\} (2)$$

Рассмотрев системы (1) и (2) в вариациях относительно стационарной траектории $X_i^*(\tau)$ после замены $X_i(t) = X_i^*(\tau) + x_i(t)$, получим возмущенные дифференциальные уравнения в двух ортогональных направлениях фрикционного взаимодействия

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{X}_{11} + \beta_{11} (\dot{X}_{11} - \dot{X}_{31}) + c_{11} (X_{11} - X_{31}) &= \\ &= \varphi_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1); \\ m_1 \ddot{X}_{12} + \beta_{12} (\dot{X}_{12} - \dot{X}_{32}) + c_{12} (X_{12} - X_{32}) &= \\ &= \varphi_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}), \end{aligned} \right\} (3)$$

где $\varphi_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}) = F_1(X_{11}^* + X_{11}, X_{12}^* + X_{12}, X_{21}^* + X_{21}) - F_1(X_{11}^*, X_{12}^*, X_{21}^*)$

и $\varphi_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}) = F_2(X_{11}^* + X_{11}, X_{12}^* + X_{12}, X_{21}^* + X_{21}) - F_2(X_{11}^*, X_{12}^*, X_{21}^*)$

– новые нелинейные функции, обладающие свойством $\varphi_1(0, 0, 0) \equiv 0$ и $\varphi_2(0, 0, 0) \equiv 0$.

Уравнения "медленных" движений задают стационарные траектории $X_i^*(\tau)$, которые на малых временных отрезках можно рассматривать как точки равновесия, относительно которых анализируется в вариациях система "бы-

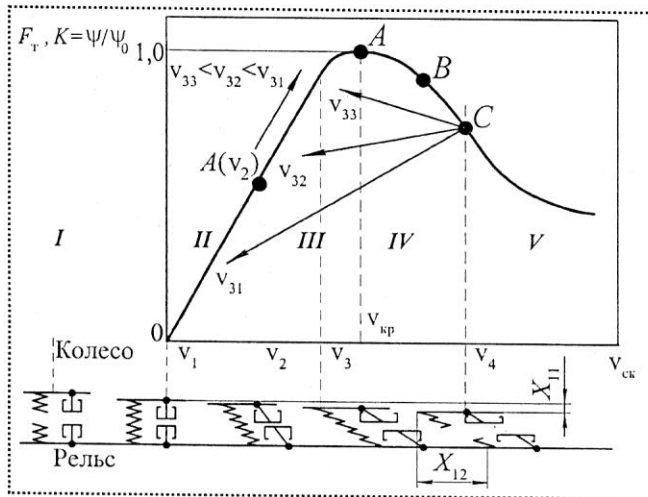


Рис. 3. Схема формирования активных фрикционных связей при реализации сцепления колеса с рельсом

стрых" движений. Если определены траектории $X_i^*(\tau)$, то в их окрестностях необходимо рассматривать свойства "быстрых" движений (3). В данном случае за счет динамической связи, формируемой в узле трения, дифференциальные уравнения имеют матрицы скоростных и упругих коэффициентов, которые не являются симметричными:

$$m_z \frac{d^2 z}{dt^2} + [\beta_z^{(c)} + \beta_z^{(k)}] \frac{dz}{dt} + [c_z^{(c)} + c_z^{(k)}] z = 0,$$

где $\beta_z^{(c)}$, $c_z^{(c)}$ и $\beta_z^{(k)}$, $c_z^{(k)}$ – симметричная и кососимметричная части матриц в вариациях координат.

Симметричная составляющая матрицы жесткости $c_z^{(c)}$ формирует потенциальные силы, направленные в сторону равновесия системы, а кососимметричная часть $c_z^{(k)}$ – циркуляционные силы, которые совместно с потенциальными силами принципиально влияют на устойчивость точки равновесия динамической связи. Симметричная составляющая матрицы скоростных коэффициентов $\beta_z^{(c)}$ может преобразовываться из положительно определенной в отрицательно определенную, в этом случае точка равновесия трибосистемы становится неустойчивой. Что касается кососимметричной составляющей матрицы $\beta_z^{(k)}$, то она, как показано в работе [3], характеризует формирование гироскопических сил. Циркуляционные силы в динамической системе трения всегда формируются естественным образом и определяют один из механизмов потери устойчивости. Второй механизм связан с существованием запаздывающих аргументов, потенциально влияющих на преобразование положительно определенной матрицы скоростных коэффициентов в отрицательно определенную. Механизмы такой потери устойчивости трибосистемы ранее не анализировались.

По мере увеличения скорости проскальзывания колеса относительно рельса изменяются силы, действующие на колесо в тангенциальном направлении. Эту зависимость

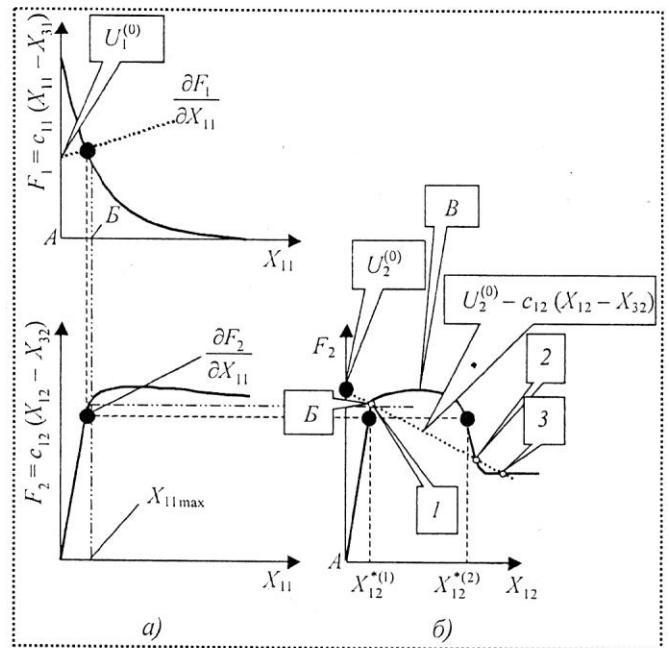


Рис. 4. Зависимости нелинейных функций F_1 и F_2 от функции сближения колеса и рельса X_{11} (а) и функции F_2 от тангенциального смещения X_{12} (б)

принято называть характеристикой сцепления (рис. 3). Оценку сцепления колеса с рельсом определяют экспериментально для каждой конкретной ФМС, например тяговой подвижной состав–путь, и выражают безразмерной характеристикой сцепления $K = \psi/\psi_0$, равной отношению текущего к максимально допустимому значению коэффициента сцепления, зависящему от линейной скорости движения. Такой подход не позволяет осуществлять решение задач динамического мониторинга.

В начальной точке $A(v_2)$ градиент силы тяги по скорости скольжения положителен, число формируемых фрикционных связей превалирует над числом разорванных – наблюдается устойчивый режим тяги I (рис. 4). При максимальном коэффициенте сцепления (точка A) указанный градиент равен нулю, при этом количество формируемых и разрываемых фрикционных связей одинаково, наблюдается неустойчивость фрикционных связей и тяговой мощности локомотива. Незначительное изменение условий окружающей среды может сместить градиент сил в область отрицательных значений – переход к режимам развития автоколебаний (точка B на рис. 3 и точка 2 на рис. 4) и установившегося относительного скольжения колеса относительно рельса, т.е. боксования (точка C на рис. 3 и точка 3 на рис. 4). Расположение точки равновесия на приведенных характеристиках зависит от упругой и диссипативной реакций, обусловленных связью, формируемой в ФК. Частная производная нелинейной функции $\partial F_1/\partial X_{11}$ представляет собой контактную жесткость в нормальном направлении к точке равновесия, $\partial F_2/\partial X_{11}$ – контактную жесткость в тангенциальном направлении к точке равновесия, $\partial F_2/\partial X_{12}$ – коэффициент сцепления колеса с рельсом. Очевидно, что



под влиянием изменяющихся внешних воздействий U_1 и U_2 на ФК колеса с рельсом соответствующим образом реагирует стационарная траектория $X_i^*(\tau)$, регистрируемая вибрационными последовательностями данных, а это вызывает изменение линеаризованных коэффициентов системы дифференциальных уравнений со стороны ФК:

ских характеристик ФМС на стадии их проектирования, стендовых и лабораторных исследований, при макетных и доводочных испытаниях является метод физико-математического моделирования [4].

Условием динамической эквивалентности исходной и приведенной систем является соответствие дифференци-

$$\begin{bmatrix} m_1 p^2 + \beta_{11} p + c_{11} & 0 & 0 & -\beta_{11} p - c_{11} & 0 \\ 0 & m_1 p^2 + \beta_{12} p + c_{12} & 0 & 0 & -\beta_{12} p - c_{12} \\ 0 & 0 & m_2 p^2 + \beta_{21} p + c_{21} & 0 & 0 \\ -\beta_{11} p - c_{11} & 0 & 0 & m_3 p^2 + \beta_{11} p + c_{11} & 0 \\ 0 & -\beta_{12} p - c_{12} & 0 & 0 & m_3 p^2 + \beta_{12} p + c_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{11} \\ X_{12} \\ \dot{X}_{21} \\ X_{31} \\ X_{32} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1) \\ F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1) \\ -F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1) \\ -U_1(p) \\ -U_2(p) \end{bmatrix}, \quad (4)$$

рассматриваемое в вариациях относительно этих точек равновесия, а также характеристического полинома $\Delta(p)$ и смещения корней в комплексной плоскости:

$$\Delta(p) = [m_2 p^2 + \beta_{21} p + c_{21}] \{ ([m_1 p^2 + \beta_{11} p + c_{11}] \times [m_3 p^2 + \beta_{11} p + c_{11}] + [-\beta_{11} p - c_{11}]^2) \times [m_1 p^2 + \beta_{12} p + c_{12}] \times [m_3 p^2 + \beta_{12} p + c_{12}] + [-\beta_{12} p - c_{12}]^2 \} = a_0 p^{12} + a_1 p^{11} + \dots + a_{11} p + a_{12} = 0.$$

Аналитически эти последовательности являются решением дифференциальных уравнений. Таким образом, текущие характеристики ФК при изменении точки равновесия вызывают изменение коэффициентов дифференциальных уравнений в вариациях и распределение корней характеристического полинома в комплексной плоскости. Изменение параметров уравнений в вариациях несет информацию о свойствах ФК. Поскольку наблюдаемыми являются вибрационные последовательности, то в их изменении отображаются свойства ФК как в случае устойчивого, так и в случае нестабильного взаимодействия.

Для исследования, диагностики и прогнозирования триботехнических характеристик, реализуемых в ФК, создания базы данных идентификационных параметров, однозначно характеризующих динамические процессы при решении задач динамического мониторинга, необходимо учитывать влияние на выходные характеристики узла трения нелинейно-взаимосвязанных основных и второстепенных факторов, а также двойственность упругодиссипативной природы процессов трения. Точным и эффективным способом проверки проектных решений, оптимизации, прогнозирования выходных триботехниче-

ских уравнений движения механической подсистемы до и после приведения. Структура дифференциальных уравнений одинакова, поэтому рассматриваются только некоторые, например первое и второе, дифференциальные уравнения (1). Согласно первой теореме подобия [5] дифференциальные уравнения движения объекта и модели (индексы (о) и (м) соответственно)

$$\left. \begin{aligned} T_{\text{ЭМ}}^{(o)} T_{\text{Э}}^{(o)} \frac{d^2 \omega_0^{(o)}}{dt^{(o)2}} + T_{\text{ЭМ}}^{(o)} \frac{d\omega_0^{(o)}}{dt^{(o)}} + \omega_0^{(o)} &= \omega_{0,0}^{(o)} - \\ - C_k^{(o)} R^{(o)} \left[F_2^{(o)} + T_{\text{Э}}^{(o)} \frac{dF_2^{(o)}}{dt^{(o)}} \right]; \\ m_1^{(o)} \ddot{X}_{11}^{(o)} + \beta_{11}^{(o)} (\dot{X}_{11}^{(o)} - \dot{X}_{31}^{(o)}) + c_{11}^{(o)} (X_{11}^{(o)} - X_{31}^{(o)}) &= \\ = F_1^{(o)} (X_{11}^{(o)}, X_{12}^{(o)}, X_{21}^{(o)}, \omega_1^{(o)}); \end{aligned} \right\} (5)$$

$$\left. \begin{aligned} T_{\text{ЭМ}}^{(m)} T_{\text{Э}}^{(m)} \frac{d^2 \omega_0^{(m)}}{dt^{(m)2}} + T_{\text{ЭМ}}^{(m)} \frac{d\omega_0^{(m)}}{dt^{(m)}} + \omega_0^{(m)} &= \\ = \omega_{0,0}^{(m)} - C_k^{(m)} R^{(m)} \left[F_2^{(m)} + T_{\text{Э}}^{(m)} \frac{dF_2^{(m)}}{dt^{(m)}} \right]; \\ m_1^{(m)} \ddot{X}_{11}^{(m)} + \beta_{11}^{(m)} (\dot{X}_{11}^{(m)} - \dot{X}_{31}^{(m)}) + c_{11}^{(m)} \times \\ \times (X_{11}^{(m)} - X_{31}^{(m)}) &= F_1^{(m)} (X_{11}^{(m)}, X_{12}^{(m)}, X_{21}^{(m)}, \omega_1^{(m)}) \end{aligned} \right\}$$

должны иметь идентичный вид.



Отношения всех характеризующих уравнение (1) величин представляются с помощью следующих констант подобия:

$$C_T = \frac{T_{ЭМ}^{(o)}}{T_{ЭМ}^{(M)}} = \frac{T_3^{(o)}}{T_3^{(M)}} = \frac{t^{(o)}}{t^{(M)}}; C_\omega = \frac{\omega_0^{(o)}}{\omega_0^{(M)}} = \frac{\omega_1^{(o)}}{\omega_1^{(M)}} = \frac{\omega_{0,0}^{(o)}}{\omega_{0,0}^{(M)}};$$

$$C_{C_k} = \frac{C_k^{(o)}}{C_k^{(M)}}; C_m = \frac{m_1^{(o)}}{m_1^{(M)}}; C_\beta = \frac{\beta_{11}^{(o)}}{\beta_{11}^{(M)}};$$

$$C_c = \frac{c_{11}^{(o)}}{c_{11}^{(M)}}; C_F = \frac{F_1^{(o)}}{F_1^{(M)}} = \frac{F_2^{(o)}}{F_2^{(M)}}; C_l = \frac{R^{(o)}}{R^{(M)}} =$$

$$= \frac{X_{11}^{(o)}}{X_{11}^{(M)}} = \frac{X_{12}^{(o)}}{X_{12}^{(M)}} = \frac{X_{21}^{(o)}}{X_{21}^{(M)}} = \frac{X_{31}^{(o)}}{X_{31}^{(M)}},$$

где константы подобия: C_T – времени, C_ω – частоты колебаний, C_{C_k} – коэффициента приведения момента сопротивления к частоте вращения, C_m – массы, C_β – коэффициента демпфирования, C_c – коэффициента жесткости, C_F – внешних сил, C_l – геометрических размеров.

Полученные константы подобия вводятся в дифференциальное уравнение (5) для модели

$$\left. \begin{aligned} & \frac{C_T^2 C_\omega}{C_T^2} T_{ЭМ}^{(M)} T_3^{(M)} \frac{d^2 \omega_0^{(M)}}{dt^{(M)2}} + \frac{C_T C_\omega}{C_T} T_{ЭМ}^{(M)} \frac{d\omega_0^{(M)}}{dt^{(M)}} + \\ & + C_\omega \omega_0^{(M)} = C_\omega \omega_{0,0}^{(M)} - C_{C_k} C_l C_k^{(M)} R^{(M)} \times \\ & \times \left[C_F F_2^{(M)} + \frac{C_T C_F}{C_T} T_3^{(M)} \frac{dF_2^{(M)}}{dt^{(M)}} \right]; \\ & \frac{C_m C_l}{C_T^2} m_1^{(M)} \ddot{X}_{11}^{(M)} + \frac{C_\beta C_l}{C_T} \beta_{11}^{(M)} (\dot{X}_{11}^{(M)} - \dot{X}_{31}^{(M)}) + \\ & + C_c C_l c_{11}^{(M)} (X_{11}^{(M)} - X_{31}^{(M)}) = \\ & = C_F F_1^{(M)} (X_{11}^{(M)}, X_{12}^{(M)}, X_{21}^{(M)}, \omega_1^{(M)}). \end{aligned} \right\} (6)$$

Условие тождественности дифференциальных уравнений (5) и (6) приводит к следующим критериям подобия:

$$\frac{C_T^2 C_\omega}{C_T^2 C_\omega} = \frac{C_T C_\omega}{C_T C_\omega} = \frac{C_\omega}{C_\omega} = \frac{C_{C_k} C_l}{C_\omega} = \frac{C_m C_l}{C_T^2 C_F} =$$

$$= \frac{C_\beta C_l}{C_T C_F} = \frac{C_c C_l}{C_F} = \frac{C_F}{C_F} = 1.$$

В качестве условия динамического подобия принимается равенство частот и форм колебаний модели и объекта, т.е. $C_\omega = 1$ [4].

Полученные критерии подобия $\frac{C_T^2 C_\omega}{C_T^2 C_\omega} = \frac{C_T C_\omega}{C_T C_\omega} =$
 $= \frac{C_\omega}{C_\omega} = \frac{C_{C_k} C_l}{C_\omega} = \frac{C_F}{C_F} = 1$ без доказательства идентичны. Для вывода остальных критериев подобия попарно объединим

критерии подобия $\frac{C_m C_l}{C_T^2 C_F} = 1$ и $\frac{C_c C_l}{C_F} = 1$ с последующей подстановкой $C_\omega = \sqrt{\frac{C_c}{C_m}}$. Получим новые критерии подобия:

$$\frac{C_c C_l}{C_F} \frac{C_T^2 C_F}{C_m C_l} = \frac{C_c C_T^2}{C_m} = C_\omega^2 C_T^2 = 1;$$

$$\frac{C_\beta C_l}{C_T C_F} \frac{C_T^2 C_F}{C_m C_l} = \frac{C_\beta C_T}{C_m} = C_\omega C_T = 1.$$

Таким образом, динамическое подобие тягового подвижного состава и его модели возможно при совпадении основных частот $C_\omega = 1$ и форм колебаний $C_l = 1$ масс механической подсистемы, а также при равенстве масштабных коэффициентов подобия масс и жесткостей упругих элементов линейного сжатия–растяжения, $C_m = C_c$. При этом модельный эксперимент проводится в реальном масштабе времени $C_T = 1$, так как, во-первых, $C_\omega = 1$; во-вторых, при проведении модельных исследований ФМС следует изготавливать модельные пары трения из тех же материалов, что и реальные поверхности. Соответственно, временные интервалы релаксации связей ФК в реальных и модельных условиях равны, что обеспечивается равенством $C_T = 1$. Аналогичные условия равенства можно получить, рассматривая трех-, четырех-, ..., n -массные системы, т.е. принятое условие обеспечивает динамическое подобие модели и объекта механических систем для любой n -массной системы.

Основным критерием достоверности модельного эксперимента следует считать реализацию в условиях модели одинакового с натурным образом вида изнашивания поверхностных слоев и равной интенсивности износа контактирующих тел. Суммарная энергия колебаний механической системы распределена по спектру генерируемых ею частот и представляет внешнее силовое поле колебаний напряжений в тангенциальном и нормальном направлениях по отношению к активным объемам контактирующих поверхностей. В установившемся режиме работы механической системы параметры данного силового поля постоянны. В результате взаимного перемещения микронеровностей контактирующих поверхностей на ФК возникают вынужденные колебания напряжений. Спектр их частот очень широк, поэтому практически всегда он перекрывает спектр частот возмущающих колебаний, генерируемых механической системой. Для реализации условий динамического подобия процессов на поверхности ФК и характерного вида изнашивания при моделировании условий трения необходимо выполнение следующих условий [4]:

- процессы трения реализуются в реальном масштабе времени, т.е. $C_T = 1$;
- собственные частоты колебаний активных микрообъемов при трении обеспечивают реализацию идентичных равновесных шероховатостей натурального образца и его модели, т.е. $C_\omega = 1$;
- для обеспечения равновесной шероховатости ее геометрические характеристики, например высота и радиус



закругления микронеровностей, должны быть одинаковы, т.е. $C_h = C_r = 1$;

- соотношения амплитуд деформаций контактирующих микро- и макронеровностей ФК и связей механических систем должны быть равны единице, т.е. $C_A = 1$;

- для обеспечения равенства амплитуд деформации поверхностных слоев контактирующих тел необходимо обеспечить равенство скоростей их относительного скольжения, т.е. $C_{v_{ск}} = 1$;

- процесс изменения геометрических характеристик поверхностей контакта идет до тех пор, пока на пятнах фактического касания не выравнивается контактное давление q , т.е. $C_q = q_n/q_m = 1$;

- идентичность контактных давлений для объекта и модели определяет равенство констант подобия нормальной нагрузки (силы) и площади контакта, т.е. $Q = F/S$ и $C_q = C_F/C_l^2 = 1$, следовательно, т.е. $C_N = C_F = C_S = C_l^2$;

- так как масса прямо пропорциональна силе N , т.е. $m = N/g$ (g – ускорение силы тяжести), то при равенстве константы подобия ускорения силы тяжести $C_g = 1$ получаем, что константа подобия массы соответствует константе подобия силы, т.е. $C_m = C_N = C_l^2$;

- на основе сделанных ранее выводов при моделировании механической подсистемы можно заключить, что для динамического подобия ФК необходимо обеспечить следующие соотношения констант подобия: $C_k = C_n = C_T = C_h = C_r = C_A = C_{v_{ск}} = C_q = 1$;

$C_S = C_F = C_N = C_m = C_c = C_\beta = C_l^2, C_f = C_c C_l = C_l^3$;

- при одинаковых динамических условиях на фактической площади касания модельного образца и реального объекта равным сближениям поверхностей трения соответствуют константы подобия коэффициента трения $C_f = 1$ и удельного линейного износа $C_l = 1$;

- непосредственно ФК на уровне взаимодействия микронеровностей моделирования не требует, поскольку формирование его триботермодинамических характеристик является самоорганизующимся процессом; необходимые условия для его реализации определены указанными ранее динамическими условиями подобия.

Физическое подобие узла трения колесо–рельс, являющегося составной частью ФМС подвижной состав–путь, рассматривается на примере массы колеса m_1 и приведенной к точке контакта массы рельса m_2 , совершающих сложное взаимное перемещение и являющихся составными частями механической системы (рис. 5, а). При этом поверхности взаимного контакта представляют систему низшего уровня, компонентами которого являются микронеровности (рис. 5, б), которые можно охарактеризовать массой их активного микрообъема m_i и жесткостью заделки c_i . При взаимном перемещении поверхностей трения под действием нормальной составляющей силы F_N возникает сила трения F_T , пропорциональная скорости их относительного скольжения $v_{ск}$. В результате фрикционного взаимодействия работа сил трения в единицу времени расходуется на диссипативные потери, в том числе на нагрев поверхностей трения.

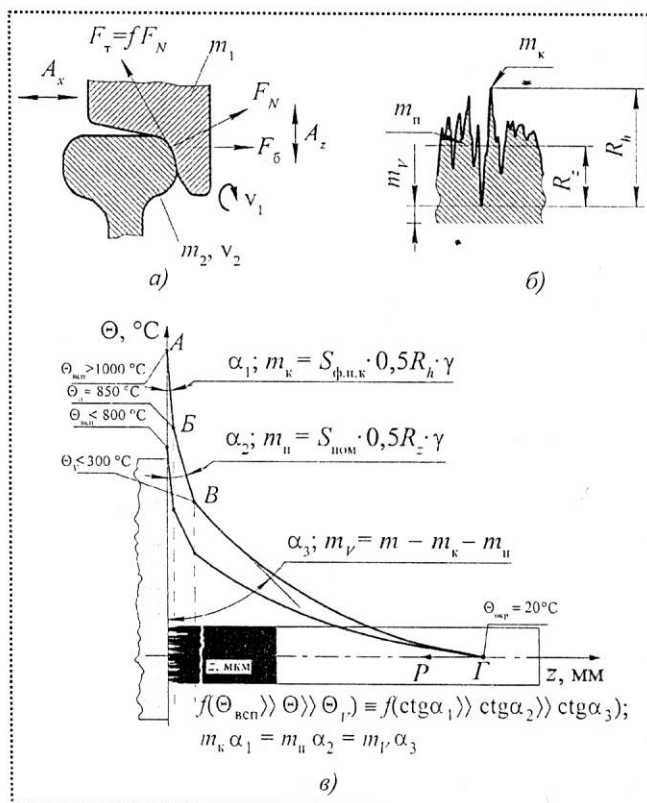


Рис. 5. Модельное представление ФМС колесо–рельс:

F_N – нагрузка; F_T – сила трения; F_B – боковое усилие; f – коэффициент трения; m_1 – масса колеса; m_2 – приведенная масса рельса; h, r – высота и радиус микронеровности; Θ – температура; $\Theta_{всп}$ – максимальная температура, реализуемая на наибольшей высоте профиля R_h ; m_V – объемная масса; m_n – поверхностная масса; m_k – масса контактирующих микронеровностей поверхности; R_z – высота неровности профиля по 10 точкам; $S_{ном}$ – номинальная площадь поверхности; $S_{ф.п.к}$ – фактическая площадь касания поверхностей трения; γ – плотность материала, $кг/м^3$; A_x и A_z – макро- и микроперемещения колеса относительно рельса

В точках соприкосновения активных микрообъемов возникает максимальная температура вспышки $\Theta_{всп}$, пропорциональная фактической площади касания. В отличие от тепловой модели А.В. Чичинадзе [6], выдвигается гипотеза [7, 8] равенства произведений масс активных микрообъемов m на показатель асимптоты α градиента объемной температуры по линейному размеру (рис. 5, в) при изменении фактической площади касания S , стремящейся к нулю:

$$m_k \alpha_1 = m_n \alpha_2 = m_V \alpha_3 \text{ при } \lim_{S \rightarrow 0} \Theta = \infty,$$

где измеренная температура пропорциональна массе активных микрообъемов на фактической площади касания m_k либо поверхностной массе материала m_n , заключенного между выступами и впадинами активных микрообъемов, либо массе основного материала m_V , соприкасающихся поверхностей. При этом максимальная температура в контакте $\Theta_{всп}$ определяется тремя зонами состояния [7]:

- зона I (АБ) асимптотического изменения объемной температуры от максимальных значений (температура



вспышки) до максимальной поверхностной; значения данной температуры могут достигать температуры плавления контактирующих материалов и превышать ее;

- зона II (БВ) перехода объемной температуры от максимальной поверхностной к максимальной объемной в сплошном теле;

- зона III (ВГ) асимптотического перехода от максимальной температуры в сплошном теле до ее низших значений.

Температуры областей I и II теплового состояния трущихся тел зависят от параметров шероховатостей контактирующих тел при их взаимном смещении и определяют триботехнические характеристики фрикционных систем. Значения объемных температур в области III, т.е. ее градиентное изменение, можно установить на основе существующих математических моделей. Теоретический расчет или экспериментальное исследование прямыми методами теплового состояния области I в настоящее время являются проблемными, так как определяется текущими значениями шероховатостей контактирующих поверхностей и фактической площади касания, которые меняются на порядок и более при относительном скольжении трущихся тел.

Получена функциональная зависимость интенсивности изнашивания I для процессов трения и изнашивания узла трения колесо–рельс:

$$I = f \left(\frac{kl}{v}, \frac{ql^2}{N}, \frac{\Delta\Theta\sigma l^3}{Nv}, \frac{tv}{l}, \frac{HB \cdot l^2}{N}, \frac{El^2}{N}, \frac{mv^2}{Nl}, \frac{\beta v}{N}, \frac{Jv^2}{Nl^3}, \frac{A}{l}, \frac{L}{l}, \frac{F}{N}, \frac{\Delta mv}{N}, \frac{\gamma v^2 l^2}{N}, \frac{v_N l}{Nv}, \frac{\delta}{l^2}, \frac{S_{xy} l^3}{N^2 v}, W_{xy}, \frac{\tau l^2}{N}, \frac{v_{ск}}{v}, \frac{W}{Nl}, \frac{S}{l^2}, \frac{h}{l}, \frac{l_0 l^2}{Nv}, \frac{\Phi}{Nv}, \frac{Uv^2 l^2}{N}, \frac{\Theta\sigma l^2}{Nv}, \frac{S_1 l_1^2}{l_1^2 S_2}, \frac{A_c l^2}{N} \right),$$

- где k – частота собственных колебаний, c^{-1} ;
 l – геометрический масштаб, м;
 v – скорость качения, м/с;
 q – давление в контакте, Па;
 N – нормальная нагрузка колеса на рельс, Н;
 $\Delta\Theta$ – температурный градиент, К/м;
 σ – коэффициент теплопередачи, Вт/(К·м²);
 t – время трения, с;
 HB – твердость материалов, Па;
 E – модуль упругости, Па;
 m – масса, кг;
 β – коэффициент вязкого демпфирования, (Н·с)/м;
 J – момент инерции, кг·м²;
 A – амплитуда деформации связей, м;
 L – путь трения, м;
 F – сила тяги локомотива, Н;
 Δm – массовый расход брикета модификатора трения, кг/с;

- γ – плотность материала, кг/м³;
- v_N – скорость нарастания усилия прижатия модификатора трения к бандажу колесной пары, Н/с;
- δ – размер частиц песка, используемого в модификаторе трения, м²;
- S_{xy} – спектральная плотность мощности амплитудного сигнала силы трения, приходящаяся на единицу площади касания, Н²/(Гц·м²);
- W_{xy} – комплексный коэффициент передачи двух сигналов;
- τ – напряжение (тангенциальное), Па;
- $v_{ск}$ – скорость скольжения, м/с;
- W – работа сил трения, Дж;
- S – фактическая площадь касания, м²;
- h – среднее арифметическое отклонение профиля поверхности Rz , мм;
- I_o – интенсивность охлаждения, Вт/м²;
- Φ – тепловой поток, Дж/с;
- U – удельный массовый износ, кг/м³;
- Θ – температура тормозной колодки, К;
- A_c – сопротивление пленок оксидов срезам, Па.

При решении конкретных задач по исследованию фрикционных систем и обеспечению заданных триботехнических характеристик необходимо из общего количества величин (как было указано, их более пятидесяти) выделить минимальное число параметров, однозначно характеризующих исследуемый процесс. Таким образом, аналогично стандартным критериям Ньютона, гомохронности, Фруда, Био и т.д., с учетом априорной информации были выведены новые критерии:

1) фрикционных свойств брикета модификатора трения, обеспечивающего стабильность коэффициента сцепления:

$$\pi_{ф.с} = \frac{F\Delta m}{\gamma v_N \delta L} = idem;$$

2) подобия наличия смазочного материала на боковой поверхности головки рельса, характеризующий минимальную интенсивность изнашивания трибосистемы колесо–рельс:

$$\pi_{см} = \beta k / (qL) = idem;$$

3) идентичности тормозного пути

$$\pi_L = N / (SP) = idem;$$

4) идентичности реализации тормозного усилия, характеризующий постоянную величину тормозного усилия:

$$\pi_S = \frac{SA_c}{v_N K_{вз} t} = idem;$$

5) идентичности охлаждения тормозного механизма

$$\pi_{\Theta} = \Theta\sigma / I_o = idem;$$

6) идентичности упругодиссипативных характеристик связей фрикционной системы, однозначно определяющий соотношение трибоспектральных характеристик:

$$\pi_W = W_{xy} \tau / \sigma = idem;$$



7) экспериментальной триботермодинамики, позволяющий определить значение температуры вспышки Θ активных микрообъемов на фактической площади касания:

$$\pi_{\Theta} = \Theta \frac{q^v_{ск} \sigma W \gamma Sh}{\alpha m \beta k I_o \Phi} = idem,$$

где m – масса контактная m_k , поверхностная m_n или объемная m_v , кг (см. рис. 5).

Для решения поставленных задач динамического мониторинга модельных испытаний по оценке общей динамики железнодорожного подвижного состава (подпрыгивания, галопирования, боковой качки, вписывания в криволинейный участок пути, движения на затяжных подъемах или спусках, неисправностей тяговых двигателей), верхнего строения пути, а также влияния модификации поверхностей трения колесо–рельс на тяговые характеристики подвижного состава, величины демпфирования верхнего строения пути на значение и стабильность коэффициента сцепления использован стенд, представленный на рис. 6.

Задачи по динамическому мониторингу мобильных фрикционных систем эффективно и корректно решаются методами трибоспектральной идентификации [4, 9], в которых излагаются следующие принципы построения информационного пространства для отображения изменяющихся свойств ФК:

- на основе авторегрессионных моделей вибрационных последовательностей наблюдение за эволюционными преобразованиями корней характеристического полинома на комплексной плоскости и построение на их основе информационных моделей изменяющихся свойств ФК [10];

- в отличие от коэффициента трения, предложенного в 1699 г. Кулоном и Амонтоном (отношение средних значений сил трения и нормального давления), от существующих подходов при определении устойчивости нелинейных систем [11], взамен релейных характеристик, условно моделирующих фрикционные звенья [12], используются параметры комплексного коэффициента трения [1, 4, 9, 13] (частотная передаточная функция [14] всей трибосистемы), достоверно отражающего упругодиссипативные свойства ФК, находящегося в механической системе:

$$W(i\omega) = \frac{S_{x_{12}}(i\omega)S_{x_{11}}(-i\omega)}{|S_{x_{11}}(i\omega)|^2} = \frac{S_{x_{12}x_{11}}(i\omega)}{S_{x_{11}x_{11}}(\omega)} = A(\omega)e^{i\varphi(\omega)} = P(\omega) + iQ(\omega),$$

где $S_{x_{11}x_{11}}(\omega)$ – автоспектральная функция нормального воздействия на ФК с учетом неуправляемого силового шума, возмущающего стационарные движения системы;

$S_{x_{12}x_{11}}(i\omega)$ – взаимная спектральная функция тангенциального и нормального взаимодействия, учитывающая неуправляемый силовой шум, свойства трибосреды ФК и внешние условия, действующие на систему;

$A(\omega) = |W(i\omega)| = \sqrt{P^2(\omega) + Q^2(\omega)}$ – амплитудно-частотная характеристика;

$\varphi(\omega) = \arctg(Q(\omega)/P(\omega))$ – фазочастотная характеристика;

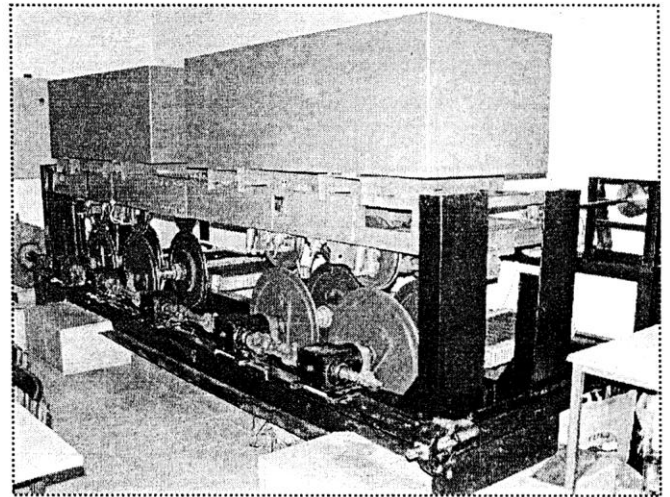


Рис. 6. Катковый стенд для исследования общей динамики подвижного состава и верхнего строения пути

$P(\omega) = \text{Re}\{W(i\omega)\} = A(\omega) \cdot \cos[\varphi(\omega)]$ – вещественная частотная характеристика упругоинерционных свойств системы;

$Q(\omega) = \text{Im}\{W(i\omega)\} = A(\omega) \cdot \sin[\varphi(\omega)]$ – мнимая частотная характеристика диссипативных потерь в трибосистеме;

ω – частота периодического сигнала.

Преимущества такого подхода являются: неразрушающий контроль трибосистем в реальном времени, решающий задачи исследования, диагностики и прогнозирования их состояний, а также оперативного реагирования на изменяющиеся условия трибосистемы систем автоматического управления или регулирования путем параллельной регистрации выходных триботехнических характеристик и амплитудно-фазочастотных характеристик в широком частотном диапазоне; отсутствие этапа линеаризации сигналов и трибоспектров; неограниченный частотный диапазон виброколебаний и сохранение в анализируемом трибоспектре динамики изменения состояний подвижного состава.

Основные недостатки данного метода спектрального оценивания заключаются в искажающем воздействии просачивания по боковым лепесткам из-за неизбежного взвешивания в них конечных последовательностей данных, а также в возможном наличии разрывов второго рода в анализируемых данных. Если значения начальных и конечных отсчетов конечного сигнала сильно различаются, при периодическом повторении на стыках сегментов возникают скачки, из-за которых спектр сигнала сильно расширяется. Однако обработка с помощью весовой функции окна [14] позволяет ослабить указанные недостатки за счет некоторого ухудшения спектрального разрешения. Умножение сигнала на весовую функцию соответствует свертке спектров сигнала и весовой функции. Это приводит к тому, что пики, содержащиеся в спектре сигнала, несколько расширяются. Для получения статистически устойчивой спектральной оценки имеющиеся данные разбиваются на перекрывающиеся сегменты с последующим усредне-

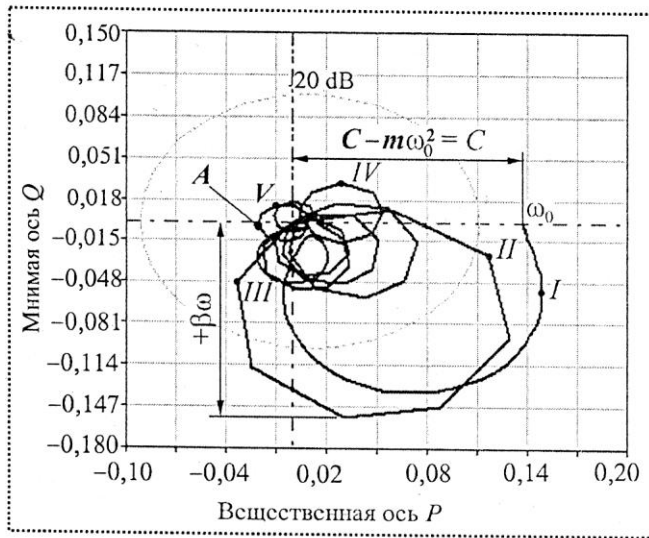


Рис. 7. Интерпретация амплитудно-фазочастотных характеристик с точки зрения упругодиссипативных свойств трибосистемы: m – массы активных микрообъемов, участвующих в трении; β – эквивалентный коэффициент демпфирования; C – коэффициент упругих свойств трибосистемы

нием выборочных спектров, полученных по каждому такому сегменту. Число сегментов зависит от требуемой степени гладкости спектральной оценки и требуемого спектрального разрешения. Снижение уровня боковых лепестков позволяет обнаружить слабые компоненты сигнала в спектре. Разрешение, обеспечиваемое классическими методами, не может превышать величину, обратную длине записи данных, и не зависит от характеристик анализируемых данных. Устойчивые результаты (малые спектральные флуктуации) и достаточно высокая точность (малое смещение относительно истинных спектральных значений на всех частотах) достижимы только тогда, когда произведение $T_e B_e \gg 1$, где T_e – полный интервал записи данных, а B_e – эффективное разрешение по частоте.

Для обеспечения заданных функциональных характеристик мобильных трибосистем и оперативного реагирования систем автоматического управления или регулирования на изменяющиеся внешние условия динамики на базе анализа амплитудно-фазочастотных характеристик (рис. 7) предложена новая система интегральных оценок, позволяющая оценить соотношение упругоинерционных и диссипативных сил фрикционного взаимодействия, устойчивость и условия необратимости в контактной области:

- интегральная оценка квадрата модуля когерентности

$$I_C = \int_0^{\omega_N} C_{X_{12}, X_{11}}(\omega) d\omega,$$

удовлетворяющая условию $0 \leq I_C \leq 1$. Если $I_C \rightarrow 1$, то колебания в динамической системе трения определяется единственным источником силовых воздействий. В противном случае их число возрастает, причем не имеет значения,

связаны причины формирования силового шума с эффектами взаимодействия на поверхностях контактирующих тел или они являются результатом преобразования воздействий в трибосреде;

- интегральная оценка диссипативной составляющей трения, определяющая диссипативные свойства подсистемы машины и процесса трения как динамической связи:

$$I_Q = K \int_0^{\omega_N} |Q(\omega)| d\omega,$$

где K – коэффициент пропорциональности;

- интегральная оценка степени диссипации ФМС, характеризующей упругодиссипативные свойства подсистемы машины и процесса трения как динамической связи:

$$I_\gamma = \int_0^{\omega_N} |Q(\omega)| d\omega / \int_0^{\omega_N} |P(\omega)| d\omega.$$

Для фрикционных систем параметр I_γ аналогичен степени демпфирования γ линейной механической системы, описываемой дифференциальным уравнением

$$m\ddot{y} + \beta\dot{y} + Cy = x \text{ или } \ddot{y} + 2n\dot{y} + k^2 y = x/m, \quad \gamma = n/k,$$

где x – входное воздействие;

y – выходной отклик системы;

$k = \sqrt{C/m}$ – частота собственных колебаний;

$n = \beta/(2m)$ – частота затухающих колебаний;

- интегральная оценка приведенных к выходу энергетических потерь фрикционной системы

$$I_f = K \int_0^{\omega_N} \frac{S_{X_{12}, X_{12}}(\omega)}{|S_{X_{11}, X_{11}}(\omega) - |S_{X_{12}, X_{11}}(i\omega)||} d\omega,$$

где $S_{X_{11}, X_{11}}(\omega)$ и $S_{X_{12}, X_{12}}(\omega)$ – оценки спектральной плотности мощности входных и выходных вибропоследовательностей непараметрическим методом Уэлча;

$S_{X_{12}, X_{11}}(\omega)$ – взаимный спектр сигналов;

K – коэффициент пропорциональности.

Относительную величину потери стабильности можно рассчитать по амплитудно-фазочастотным характеристикам и величинам запаса устойчивости по амплитуде и фазе.

Потеря устойчивости по амплитуде

$$\gamma_L = 20 \lg(-P(\omega))/120,$$

где $P(\omega)$ – вещественная частотная характеристика, если $P(\omega) < -1$.

Потери устойчивости по фазе: например, максимальный фазовый угол составляет -180° , величина фазового сдвига составляет -220° . Тогда значение потери устойчивости по фазе равно 40° , а относительный показатель потери устойчивости – 0,22.

Обобщая сформулированные положения, необходимо отметить, что по сравнению с традиционными статическими характеристиками наблюдение за динамикой фрикционных систем позволяет получить новую неиспользуемую ранее систему параметров как во всем частотном диапазо-

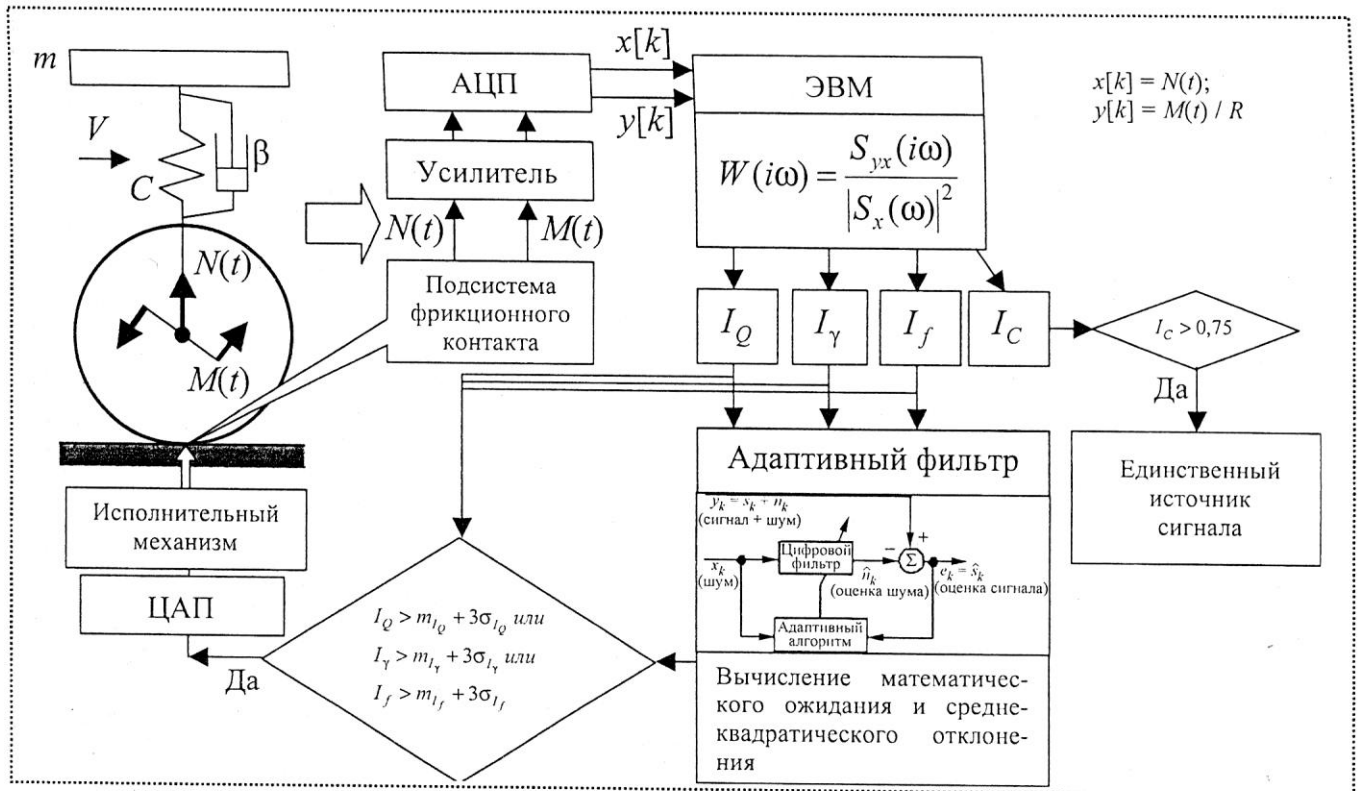


Рис. 8. Алгоритм трибоспектральной идентификации ФМС в эксплуатации на примере условной механической системы

не трибоспектров, так и на требуемом количестве интервалов частот, которые существенно дополняют известные свойства фрикционных систем. Они позволяют выявить нерассматриваемые ранее механизмы потери устойчивости и сформулировать новое направление при построении систем динамического мониторинга состояний фрикционных систем непосредственно в процессе их функционирования. Каждый частотный интервал охватывает те или иные собственные частоты механической подсистемы и характерные частоты колебаний активных микро- и макрообъемов взаимодействующих поверхностей трения. В соответствии с методикой трибоспектральной идентификации триботермодинамических процессов предложен алгоритм идентификации и прогнозирования реальных ФМС, приведенный на рис. 8.

Возле исследуемого ФК устанавливают датчики, сигнал с которых поступает в усилитель, а аналогово-цифровой преобразователь преобразует его в цифровую форму с заданной частотой дискретизации. Частота дискретизации определяется заданной степенью достоверности идентификации: чем выше частота дискретизации и разрешающая способность измерительных устройств, тем выше вероятность идентификации как в низко-, так и высокочастотной области исследований. В мобильном (стационарном, бортовом) компьютере осуществляется вычисление комплексного коэффициента трения, интегральных оценок диссипации I_Q , степени диссипации I_γ , энергетических потерь I_f и квадрата модуля коэффициента когерентности I_c на заданном количестве частотных диапазонов (от 4 до 20) либо по

додекактантным полосам частот. Интегральные оценки усредняются адаптивным фильтром (от 50 до 200 коэффициентов) с получением сглаженной интегральной оценки. Блоком сравнения текущие интегральные оценки сравниваются со сглаженными оценками. Если текущие значения превышают математическое ожидание усредненной оценки интегральных характеристик с учетом заданного среднеквадратического отклонения, то компьютер посылает через цифроаналоговый преобразователь исполнительному механизму команды на изменение динамических свойств фрикционного взаимодействия.

Как показывает опыт эксплуатации сложных машин и механизмов, диагностический контроль ФМС без возможности анализа их устойчивости в реальном времени и прогнозирования в ряде случаев не обеспечивает заданный уровень надежности. Существующие методы анализа устойчивости динамических систем ориентированы на линеаризованные модели, в которых отображаются вариации потенциальных и циркуляционных сил фрикционного взаимодействия, принципиально влияющие на устойчивость точки равновесия динамической связи. Однако при линеаризации динамических процессов, особенно ФМС, неизбежно теряются данные о фазовых превращениях трибосистемы, в которых заключена информация о диссипативных потерях энергии системы и преобразовании симметричной матрицы скоростных коэффициентов из положительно определенной в отрицательно определенную, когда точка равновесия трибосистемы становится неустойчивой.



Предложен комплексный подход к анализу вибрационных последовательностей трибосистем, регистрируемых первичными преобразователями в двух ортогональных плоскостях фрикционного взаимодействия с учетом их взаимного влияния с механическими подсистемами, позволяющий оценить триботермодинамику фрикционной системы и выполнять краткосрочный либо долгосрочный прогноз динамического поведения трибосистемы. Кроме того, он позволяет эффективно управлять триботехническими свойствами фрикционного взаимодействия либо параметрами механической подсистемы.

Разработана новая система оценок динамического состояния трибосистем в целях эффективного диагностирования, прогнозирования и управления трибосистемой для предотвращения потери устойчивости движения и контактирования. В качестве идентификационных каналов трибоспектральной идентификации по мониторингу ФМС и прогнозированию критических режимов движения наиболее информативными и коррелируемыми с динамическими свойствами трибосистемы являются оценки запаса устойчивости по амплитуде и фазе амплитудно-фазочастотных характеристик, а также косвенные оценки качества — интегральные оценки: квадрата модуля когерентности, диссипации трибосистемы по времени испытаний, степени диссипации и приведенных к выходу энергетических потерь как для всего частотного диапазона от нуля до частоты Найквиста, так и по характерным диапазонам частот.

Решение задачи исследования фрикционных систем заключается в построении математической модели механической подсистемы, которую можно условно считать квазилинейной системой, и вводе в нее физической модели ФК, полученной методами натурного эксперимента с применением основных закономерностей физико-математического моделирования, использующего разномасштабное моделирование при сохранении динамических свойств механической подсистемы и подсистемы ФК, вида изнашивания при натуральных и модельных испытаниях.

Разработаны новые критерии подобию при решении прикладных задач: наличия смазочного материала на боковой поверхности головки рельса, установления упруго-диссипативных характеристик связей фрикционной системы, реализации тормозного усилия, определения тормозного пути, охлаждения тормозного механизма, фрикционных свойств модификаторов трения и триботермодинамических характеристик ФК, использование которых значительно упрощает экспериментальные исследования, повышают достоверность исследований с получением математических моделей методами планирования физического эксперимента.

Автор выражает благодарность научным консультантам д-ру техн. наук, проф., заслуженному деятелю науки РФ

В.В. Шаповалову и д-ру техн. наук, проф., заслуженному деятелю науки РФ В.Л. Заковоротному за руководство при выполнении научных исследований.

Библиографический список

1. Шаповалов В.В. Комплексное моделирование динамически нагруженных узлов трения машин // Трение и износ. 1985. № 3.
2. Шамберов В.Н. Обзор аналитических исследований влияния сухого трения в элементах автоматических систем на их устойчивость // Сб. тр. 9-й сессии Междунар. научной школы "Фундаментальные и прикладные проблемы надежности и диагностики машин и механизмов". СПб.: ИПМаш РАН, 2009.
3. Thomson W., Tait P. Treatise on Natural Philosophy. Part I. Cambridge University Press, 1879.
4. Пат. 2343450 РФ, МПК G 01 N 3/56. Способ испытаний узлов трения / Шаповалов В.В., Озябкин А.Л. и др.; заявл. 10.01.2009; приоритет 24.04.2008, № 2006121024/28 (022825).
5. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Моделирование трения и изнашивания в машинах. М.: Машиностроение, 1982.
6. Основы трибологии (трение, износ, смазка): учебник для вузов / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше и др.; под ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.
7. Морозкин И.С., Розман О.А., Родин А.Е., Александров А.А. Термомеханические повреждения колес вагонов и методы их устранения // Вестник РГУПС. 2008. № 2.
8. Озябкин А.Л., Александров А.А. Выбор информационных каналов для динамического мониторинга аномальных термодинамических процессов в контакте "колесо-рельс" // Вестник РГУПС. 2010. № 4.
9. Амплитудно-фазочастотный анализ критических состояний фрикционных систем: монография / В.В. Шаповалов, А.В. Челохьян, И.В. Колесников и др. М.: ГОУ "Учебно-метод. центр по образованию на ж.д. транспорте", 2009. 383 с.
10. Марчак М. Динамический мониторинг трибосопряжений: дис. ... д-ра техн. наук. Ростов н/Д, 1996. 466 с.
11. Колесников В.И., Заковоротный В.Л., Шаповалов В.В. Транспортная триботехника (трибомеханика): учеб. пособие. Т. II. Ростов н/Д: РГУПС, 2006. 478 с.
12. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1972. 768 с.
13. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. М.: Наука, 1964. 438 с.
14. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов. СПб.: Питер, 2003. 604 с.

Контактные координаты автора

Озябкин Андрей Львович — e-mail: ozyabkin@mail.ru