

Помещения, в которых расположены рабочие места пользователей системы, должны соответствовать санитарным правилам и нормам РК СанПиН № 1.01.004.01 и ОРТМ АРМ 01-2001.

Выводы:

1. Предложенная классификация диагностических средств обобщает накопленный опыт их разработки и внедрения в различных сферах производства.
2. На основе анализа известных систем и конструкций, применяемых в сфере безразборной диагностики состояния элементов подвижного состава, выявлены их существенные недостатки, снижающие надежность определения критических параметров и обеспечения безопасности движения подвижного состава.
3. Предлагается принципиально новая - автоматизированная система диагностического контроля подшипников локомотивов, включающая контроль за состоянием как букс, так и менее доступных узлов и агрегатов (моторно-якорные, моторно-осевые подшипники и пр.).

ЛИТЕРАТУРА

1. Акчурина А.Г. Основы проектирования и эксплуатации техники. Алматы; Лем, 2009, 634 с.
2. Акчурина А.Г., Нартов М.А. Диспетчерские навигационные системы для автотранспорта РК //Алматы., Вестник КазАТК, 2009, №4 (59), с. 107-112.
3. Акчурина А.Г. и др. Техническая диагностика сельскохозяйственных машин. Алма-Ата, Кайнар, 1984, 247 с.
4. Акчурина А.Г., Нартов М.А. Краткая хронология создания и особенности формирования системы космического мониторинга транспортных средств //Алматы., Поиск, 2009, №4 (1), с. 149-154.

УКД 629.45

**Солоненко Владимир Гельевич – д.т.н., профессор (Алматы, КазАТК)
Тулбаев Сакен Коптлеуович – управляющий директор по вагонному хозяйству
(Астана, ТОО «Камкор-Менеджмент»)**

**ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РЕЛЬСОВЫЕ НИТИ ПРИ
ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ЭКИПАЖА**

Методы расчета сил, действующих на путь при прохождении подвижного состава, изложены в работах многих отечественных и зарубежных ученых [1]. Реальная конструкция, с точки зрения расчетной механической системы, содержит односторонние нелинейные кинематические связи, переменные массы и имеет другие особенности.

В целом, схема взаимодействия пути и подвижного состава может быть представлена как механическая система со многими степенями свободы. Однако, решение такой системы весьма затруднительно. При динамическом взаимодействии подвижного состава и пути развиваются инерционные силы, которые оказывают значительное влияние на уровень сил в системе «экипаж – путь». Одновременно при движении колеса по рельсу в пути возникают и волновые процессы. Поэтому появляется необходимость оценивать условия взаимодействия экипажа и пути с помощью методов волновой теории. Наиболее полной расчетной схемой является представление железнодорожного пути как трехмерного неоднородного тела, находящегося под воздействием динамической нагрузки, в котором при определенных условиях протекают волновые процессы. Аналитические расчеты проводить по такой схеме весьма сложно. Очень часто для упрощения

пространственная конструкция заменяется двухмерной системой взаимодействующих слоев балок, характеристики которых для каждого отдельного слоя постоянны. Дальнейшее упрощение заключается в том, что пространственная конструкция пути рассматривается как весомая (инерционная) балка, лежащая на весомом пространственном нелинейном основании, которое распределяет давление рельса вдоль и поперек пути и способно рассеивать энергию.

Расчетная схема значительно упрощается, если в расчет вводится только один слой. Решение задачи сводится к рассмотрению колебаний бесконечно длинной балки, лежащей на упругом основании с упругими и неупругими характеристиками и работающей в пространственных условиях под воздействием подвижной нагрузки. При этом отдельно рассматривается взаимодействие пути и всего экипажа: пути и двухосной тележки, пути и одиночного колеса. Наибольшую трудность при решении задач по данной схеме составляет определение расчетных характеристик пути, которые не постоянны по его длине. С целью упрощения, очень часто рассматривается линейное нераспределяющее основание с характеристиками, неизменными на всем протяжении пути. Наиболее простой является схема, когда пространственная конструкция пути заменяется условной пружиной, реологические характеристики которой эквивалентны распределенным характеристикам реальной конструкции пути. Реальная система заменяется системой дискретных материальных точек одинаковой массы, соединенных между собой пружинами.

В настоящее время при исследовании сил взаимодействия пути и подвижного состава наиболее часто применяется и более полно исследована одиночная вертикальная силовая система, состоящая из масс, упруго связанных между собой. Степень детализации такой системы зависит от поставленной задачи и технических возможностей ее решения [2].

Например, для исследования сил взаимодействия в контакте колеса и рельса, возникающего в зоне коротких неровностей, часто применяется одиночная вертикальная система с шестью степенями свободы (рисунок 1).

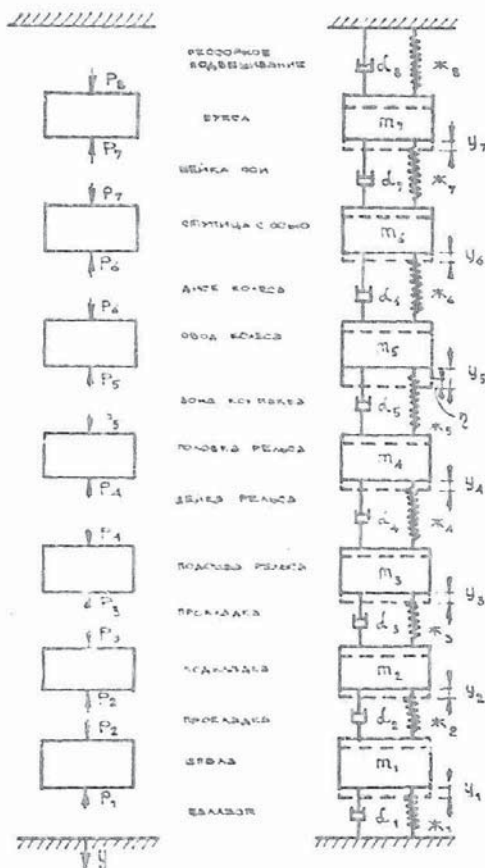


Рисунок 1 –
Линейчатая расчетная
схема

Силовая система состоит из масс, упруго связанных между собой. В качестве масс учитываются: шпалы, подошва рельса, головка рельса, обод колеса, ступица с осью, букса.

Путевая подкладка, в связи с относительно малой ее массой, не учитывается.

Кинематическими связями являются: балласт, резиновые прокладки скреплений, шейка рельса, зона контакта, диск колеса, шейка оси.

Уровень сил и характер взаимодействия колеса и элементов рельсовых нитей зависит от величин участвующих во взаимодействии масс, параметров кинематических упругих связей и сил трения. Математическая модель для линейной расчетной схемы, представленной на рисунке 1, может быть получена из рассмотрения уравнений Лагранжа второго рода.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial \dot{y}_i} \right) - \frac{dT}{\partial \dot{y}_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial y_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial y_i},$$

где $T = \sum_{i=1}^{n=6} m_i \dot{y}_i^2$ – кинематическая энергия системы; $\Pi = \sum_{i=1}^{n=6} \frac{\mathcal{J}_i y_i^2}{2}$ – потенциальная

энергия системы; $\Phi = \sum_{i=1}^{n=6} \frac{\alpha_i y_i^2}{2}$ – энергия рассеивания (диссипативная функция); y_i –

обобщенная координата; \dot{y}_i – обобщенная скорость; $\frac{\partial \Pi}{\partial y_i} = Q_{ip}$, $j = 1, 2, 3 \dots n$ – обобщенные

силы, соответствующие силам сопротивления R_i ; $\frac{dT}{\partial \dot{y}_i} = 0$; $\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_i} = \sum_{i=1}^{n=6} m_i \dot{y}_i$;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial \dot{y}_i} \right) = \sum_{i=1}^{n=6} m_i \ddot{y}_i.$$

Уравнения Лагранжа для первой степени свободы рассматриваемой системы имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} \right) - \frac{dT}{\partial \dot{y}_1} &= - \frac{\partial \Pi}{\partial y_1} - \frac{\partial \Phi}{\partial y_1}; & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial \dot{y}_1} \right) &= m_1 \ddot{y}_1; & \frac{dT}{\partial \dot{y}_1} &= 0; \\ - \frac{\partial \Pi}{\partial y_1} &= -\mathcal{J}_1 y_{10} - \mathcal{J}_1 y_1 + \mathcal{J}_{2,3} (y_{30} - y_{10}) + \mathcal{J}_{2,3} (y_3 - y_1) + Q_1; \\ - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{y}_1} &= -\alpha_1 y_1 + \alpha_{2,3} (\dot{y}_3 - \dot{y}_1). \end{aligned}$$

Подставляя значения частных производных в уравнения Лагранжа, получаем дифференциальное уравнение первой степени свободы рассматриваемой системы

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 &= \mathcal{J}_{2,3} (\dot{y}_{30} - y_{10}) + \mathcal{J}_{2,3} (y_3 - y_1) - \mathcal{J}_1 y_{10} - \mathcal{J}_1 y_1 - \\ &- \alpha_1 \dot{y}_1 + m_1 g + \alpha_{2,3} (\dot{y}_3 - \dot{y}_1). \end{aligned}$$

Аналогично получаем дифференциальные уравнения всех остальных свобод рассматриваемой механической системы:

$$\begin{aligned}
 m_3 \ddot{y}_3 &= \mathcal{K}_4(\dot{y}_{40} - y_{30}) + \mathcal{K}_4(y_4 - y_3) - \mathcal{K}_3(y_{30} - y_{10}) - \\
 &\quad - \mathcal{K}_3(y_3 - y_1) + \alpha_4(\dot{y}_4 - \dot{y}_3) - \alpha_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_1) + m_3 g; \\
 m_4 \ddot{y}_4 &= \mathcal{K}_5(\dot{y}_{50} - y_{40}) + \mathcal{K}_5(y_5 - y_4 - \eta) - \mathcal{K}_4(y_{40} - y_{30}) - \\
 &\quad - \mathcal{K}_4(y_4 - y_3) + \alpha_5(\dot{y}_5 - \dot{y}_4 - \eta) - \alpha_4(\dot{y}_4 - \dot{y}_3) + m_4 g; \\
 m_5 \ddot{y}_5 &= \mathcal{K}_6(\dot{y}_{60} - y_{50}) + \mathcal{K}_6(y_6 - y_5) - \mathcal{K}_5(y_{50} - y_{40}) - \mathcal{K}_5 \cdot \\
 &\quad \cdot (y_5 - y_4 - \eta) + \alpha_6(\dot{y}_6 - \dot{y}_5) - \alpha_5(\dot{y}_5 - \dot{y}_4 - \eta) + m_5 g; \\
 m_6 \ddot{y}_6 &= \mathcal{K}_7(y_7 - y_6) - \mathcal{K}_6(y_6 - y_5) + \alpha_7(\dot{y}_7 - \dot{y}_6) - \alpha_6(\dot{y}_6 - \dot{y}_5).
 \end{aligned}$$

Однако, возросшие требования практики ставят перед исследователями ряд задач, решить которые с помощью простейших схем расчета затруднительно.

Например, на колебания кузова вагона оказывают влияние длинные неровности пути, удары колес в стыках, практически, не влияют на колебания кузова.

Сравнительная оценка экипажей с различной базой позволяет правильно выбрать ее наивыгоднейшую величину. Плоская расчетная схема тележки для электровоза ВЛ-40 приведена на рисунке 2. Расчетная схема учитывает: вертикальные колебания кузова, колебания подпрыгивания и галоприворачивания тележки, подпрыгивания колесных пар. Такое допущение следует считать возможным, так как при этом сохраняются одинаковые условия для сравнения различных вариантов экипажной части.

При изучении динамики взаимодействия пути и экипажей при движении их по длинным неровностям (например, по большим мостам) могут использоваться плоские расчетные схемы с большей степенью детализации.

Расчетная схема «локомотив – путь» применительно к движению электровоза ВЛ-80 (одна секция) с постоянной скоростью представлена на рисунке 3.

Деформации упругих элементов системы могут быть выражены через обобщенные координаты. За положительное направление координат принято перемещение вниз, углы поворота – по часовой стрелке.

Энергия рассматриваемой системы:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{1}{2} [m_k \dot{Z}^2 + J \dot{\phi}^2 + m_T (\dot{Z}_{T1}^2 + \dot{Z}_{T2}^2) + J_T (\dot{\phi}_{T1}^2 + \dot{\phi}_{T2}^2) + m_1 (\dot{Z}_1^2 + \dot{Z}_2^2)]; \\
 \Pi &= \frac{1}{2} \mathcal{K}_k (\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \Delta_4^2) + \frac{1}{2} \mathcal{K}_T (\Delta_5^2 + \Delta_6^2 + \Delta_7^2 + \Delta_8^2) + \frac{1}{2} \mathcal{K}_n (\Delta_9^2 + \Delta_{10}^2).
 \end{aligned}$$

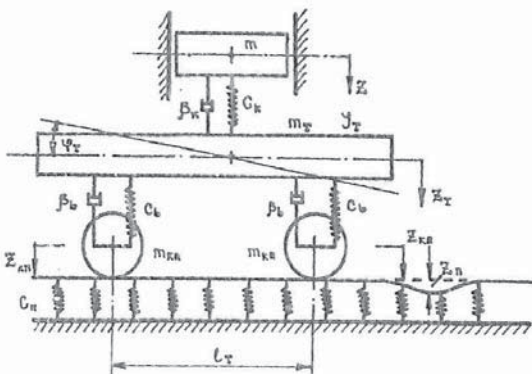


Рисунок 2 – Плоская расчетная схема тележки

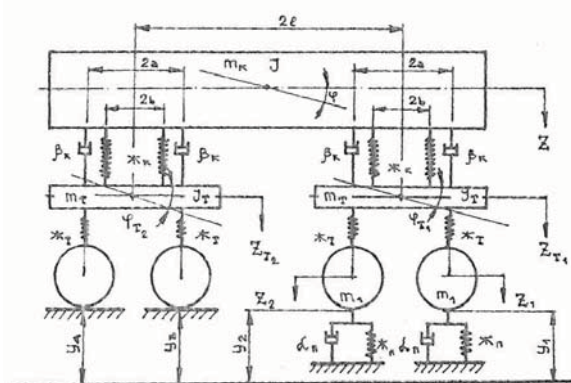


Рисунок 3 – Плоская расчетная схема «локомотив – путь»

Обобщенные силы сопротивления колебаниям определяются как коэффициенты перед вариациями обобщенных координат в выражении возможной работы и составляют:

$$\begin{aligned} Q_Z &= -4\beta_k \dot{Z} + 2\beta_k \dot{Z}_{T1} + 2\beta_k \dot{Z}_{T2}; \quad Q_\varphi = -4\beta_k (\alpha^2 + l^2) \dot{\varphi} + 2\beta_k l \dot{Z}_{T1} - 2\beta_k l \dot{Z}_{T2} + \\ &\quad + 2\beta_k \alpha^2 \dot{\varphi}_{T1} + 2\beta_k \alpha^2 \dot{\varphi}_{T2}; \\ Q_{ZT1} &= 2\beta_k \dot{Z} + 2\beta_k l \dot{\varphi} - 2\beta_k \dot{Z}_{T1}; \quad Q_{ZT2} = 2\beta_k \dot{Z} - 2\beta_k l \dot{\varphi} - 2\beta_k \dot{Z}_{T2}; \\ Q_{\varphi T1} &= 2\beta_k \alpha^2 \dot{\varphi} - 2\beta_k \alpha^2 \dot{\varphi}_{T1}; \quad Q_{\varphi T2} = 2\beta_k \alpha^2 \dot{\varphi} - 2\beta_k \alpha^2 \dot{\varphi}_{T2}; \\ Q_{Z1} &= -\beta_n \dot{Z}_1 + \beta_n J_1; \quad Q_{Z2} = -\beta_n \dot{Z}_2 + \beta_n J_2; \end{aligned}$$

Движение экипажа по вертикальным неровностям пути описываются следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \ddot{Z} &= -\frac{4\beta_k}{m_k} \dot{Z} + \frac{2\beta_k}{m_k} (\dot{Z}_{T1} + \dot{Z}_{T2}) - \frac{4\mathcal{J}_k}{m_k} Z + \frac{2\mathcal{J}_k}{m_k} (Z_{T1} + Z_{T2}); \\ \ddot{\varphi} &= -\frac{4\beta_k (\alpha^2 - b^2)}{J} \dot{\varphi} + \frac{2\beta_k \alpha^2}{J} (\dot{\varphi}_{T1} + \dot{\varphi}_{T2}) + \frac{2\beta_k l_k}{J} (\dot{Z}_{T1} - \dot{Z}_{T2}) + \\ &\quad + \frac{2\mathcal{J}_k l}{J} (Z_{T1} - Z_{T2}) + \frac{2\beta^2 \mathcal{J}_k}{J} (\varphi_{T1} + \varphi_{T2}) - \frac{2\mathcal{J}_k (l^2 + b^2)}{J} \varphi; \\ \ddot{Z}_{T1} &= -\frac{2\beta_k}{m_T} \dot{Z}_{T1} + \frac{2\beta_k}{m_T} \dot{Z} + \frac{2\beta_k}{m_T} \dot{\varphi} - \frac{2(\mathcal{J}_k + \mathcal{J}_T)}{m_T} Z_{T1} + \frac{2\mathcal{J}_k}{m_T} Z + \\ &\quad + \frac{2\mathcal{J}_k l}{m_T} \varphi + \frac{\mathcal{J}_T}{m_T} (Z_1 + Z_2); \\ \ddot{Z}_{T2} &= -\frac{2\beta_k}{m_T} \dot{Z}_{T2} + \frac{2\beta_k}{m_T} \dot{Z} - \frac{2\beta_k l}{m_T} \dot{\varphi} - \frac{2(\mathcal{J}_k + \mathcal{J}_T)}{m_T} Z_{T2} + \frac{2\mathcal{J}_k}{m_T} Z - \\ &\quad - \frac{2\mathcal{J}_k}{m_T} \varphi + \frac{\mathcal{J}_T}{m_T} (y_3 + y_4); \\ \ddot{\varphi}_{T1} &= -\frac{2\beta_k \alpha^2}{J_T} \dot{\varphi}_{T1} + \frac{2\beta_k \alpha^2}{J_T} \dot{\varphi} - \frac{2(\mathcal{J}_k b^2 + \mathcal{J}_T \alpha^2)}{J_T} \varphi_{T1} + \\ &\quad + \frac{2\mathcal{J}_k b^2}{J_T} \varphi + \frac{\mathcal{J}_T a}{J_T} (Z_1 - Z_2); \\ \ddot{\varphi}_{T2} &= -\frac{2\beta_k \alpha^2}{J_T} \dot{\varphi}_{T2} + \frac{2\beta_k \alpha^2}{J_T} \dot{\varphi} - \frac{2(\mathcal{J}_k b^2 + \mathcal{J}_T \alpha^2)}{J_T} \varphi_{T2} + \\ &\quad + \frac{2\mathcal{J}_k b^2}{J_T} \varphi + \frac{\mathcal{J}_T a}{J_T} (y_3 - y_4); \\ \ddot{Z}_{T1} &= -\frac{\beta_n}{m_1} \dot{Z}_1 + \frac{\beta_n}{m_1} J_1 - \frac{\mathcal{J}_T + \mathcal{J}_n}{m_1} Z_1 + \frac{\mathcal{J}_T}{m_1} Z_{T1} + \\ &\quad + \frac{\mathcal{J}_T a}{m_1} \varphi_{T1} + \frac{\mathcal{J}_n}{m_1} y_1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_{T2} = & -\frac{\beta_n}{m_1} \dot{Z}_2 + \frac{\beta_n}{m_1} \dot{y}_1 - \frac{\varepsilon_{\tau} + \varepsilon_n}{m_1} Z_2 + \frac{\varepsilon_{\tau}}{m_1} Z_{T1} - \\ & + \frac{\varepsilon_{\tau}}{m_1} \varphi_{T1} + \frac{\varepsilon_n}{m_1} y_2; \end{aligned}$$

Выводы:

Получена система дифференциальных уравнений описывающих движение экипажа по вертикальным неровностям пути. Дальнейшая детализация плоских расчетных схем, количество принятых степеней свободы зависит от целей, которые решаются при исследовании колебаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона. М., Транспорт, 1978, 352 с.
2. Спиридонов Б.Д. Основы теории колебаний вагона на рессорном подвешивании. Гомель, Издательство БелИЖТ, 1972, 175 с.

УКД 629.45

Тулбаев Сакен Коптлеуович – управляющий директор по вагонному хозяйству (Астана, ТОО «Камкор-Менеджмент»)

К ВОПРОСУ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ДВИЖЕНИЯ ЭКИПАЖА ПО ПУТИ, ИМЕЮЩЕМУ ВЕРТИКАЛЬНЫЕ НЕРОВНОСТИ

Для изучения влияния на уровень контактных напряжений вертикальных сил, скорости движения экипажей и технического состояния пути необходимо знать значения динамических сил взаимодействия колеса и рельса.

Современные математические модели учитывают большое количество эксплуатационных факторов: геометрические неровности на поверхности катания колеса и рельса, упругие неровности пути и другие.

В программах для ЭВМ, разработанных во ВНИИЖТе под руководством доктора технических наук А.Я. Когана, приведены наиболее характерные по форме неровности рельсовых нитей [1]. Характеристика верхнего строения пути этой дороги идентична верхнему строению ряда направлений рассматриваемых участков железных дорог: ширина колеи 1067 мм, рельсы Р50, 1840 деревянных шпал на км, балласт щебеночный. Поэтому, в расчетах по определению вертикальных сил использованы программы ВНИИЖТа. В расчетах предусмотрены два технических состояния пути: с износом рельсов от 7мм (удовлетворительное состояние) и с износом рельсов от 7 до 10мм (неудовлетворительное состояние). Каждому состоянию пути соответствовал свой спектр параметров, характеризующих неровности пути. Расчеты проводили для наиболее распространенных типов подвижного состава: грозового вагона «GREMIERS-T₂» на двухосных тележках «Т₂», с одинарным рессорным подвешиванием, осевой нагрузкой до 180кН, для скорости движения 20, 40, 60 и 80км/ч. Задачу решали при значениях расчетных параметров системы, приведенных в таблице 1.