

3. Патент України №71356А, G01 R31/R34, Установка для моделирования навантаження электродвигунів при їх післяремонтних випробуваннях / Родькін Д.Й., Калінов А.П., Мастеровий В.Я., Величко Т.В., Богодист Ф.Є. – №20031212267; Заявлено 24.12.2003. Опубл. Бюл. № 11, 2004.

Отримано 10.01.2011

УДК 629.4.083:629.45

В.В.БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, Д.И.СКУРИХИН

Українська державна академія залізничного транспорту, г.Харьків

А.Н.КУЗНЕЦОВ, А.И.РУБАНЕНКО, кандидаты техн. наук

Харьковская национальная академия городского хозяйства

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ВАГОНА ПРИ ЕЕ ДВИЖЕНИИ С КОРОТКОЙ НЕРОВНОСТЬЮ НА ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ

Рассматривается задача динамического анализа колесной пары вагона при ее движении с короткой неровностью на поверхности катания колеса. Определены собственные частоты и формы колебаний колесной пары в плоскости действия вертикальной нагрузки. Проведен динамический анализ вынужденных колебаний неподрессоренных масс при регламентированных значениях глубины ползуна. Проанализированы амплитудно-временные зависимости перемещений колесной пары.

Розглядається задача динамічного аналізу колісної пари вагона при її русі з короткою нерівністю на поверхні кочення колеса. Визначено власні частоти і форми коливань колісної пари у площині дії вертикального навантаження. Проведено динамічний аналіз вимушених коливань мас, що невідресорені при регламентованих значеннях глибини повзуна. Проаналізовано амплітудно-часові залежності переміщень колісної пари.

The problem of the dynamic analysis of wheel pair the car is considered at its movement with short roughness on a surface of driving of a wheel. Own frequencies and forms of fluctuations of wheel pair in a plane of action of vertical loading are defined. The dynamic analysis of the compelled fluctuations unsprung weights is carried out at the regulated values of depth flat. Peak-time dependences of movings of wheel pair are analysed.

Ключевые слова: колесная пара, собственные частоты и формы колебаний, вынужденные колебания, короткие неровности, дифференциальное уравнение, конечно-элементная модель, последовательность импульсов, условная функция, демпфирование.

На современном этапе развития железнодорожного транспорта в условиях возрастания скоростей движения поездов и высоких требований к качеству и безопасности перевозок крайне актуальной является задача оперативного контроля технического состояния колесных пар вагонов в пути следования. Техническое состояние колесных пар наиболее достоверно определяется при движении в процессе взаимодействия их с рельсами. Короткие неровности поверхности катания колес вызывают ударные нагрузки, которые инициируют колебания неподрессоренных частей вагона и могут быть обнаружены как контактными (вибрационными), так и бесконтактными (акустическими)

методами контролю. Для обоснования и последующей разработки диагностической модели акустического метода контроля коротких неровностей колес, получения граничных (начальных) условий для акустического анализа было проведено численное моделирование собственных и вынужденных колебаний неподрессоренных масс пассажирского вагона.

Начальным этапом динамического анализа является определение частот и форм собственных колебаний, поскольку они характеризуют фундаментальные упруго-массовые свойства колесной пары и служат основой для последующих видов анализа.

Дифференциальное уравнение собственных колебаний колесной пары в матричной форме имеет вид:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0, \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[K]$ – матрица жесткостей; $\{u\}$ – вектор перемещений.

Решение уравнения (1) ищется в виде:

$$\{u\} = \{\varphi\} \sin \omega t, \quad (2)$$

где $\{\varphi\}$ – собственный вектор или форма колебаний; ω – круговая собственная частота.

Для решения задачи была разработана трехмерная конечно-элементная модель колесной пары типа РУ1Ш-957. Для максимальной адекватности модели в качестве конечных элементов сетки использовались тетраэдры с параболическим полем перемещений (элементов – 9013, узлов сетки – 17509). Задан материал – сталь (модуль Юнга – $2,1 \cdot 10^{11} \text{Н/м}^2$; коэф. Пуассона – 0,3; плотность – 7850кг/м^3). Анализ проведен в среде MSC Nastran 2007r1. При вычислении собственных частот и форм колебаний колесной пары вагона применялся метод Ланцоша, как наиболее эффективный для большинства конструкций [10].

В результате были проанализированы частоты и формы колебаний колесной пары в плоскости действия вертикальной нагрузки, т.к. остальные не возбуждаются. Из диапазона решений выбраны две первые основные формы собственных колебаний в вертикальной поперечной плоскости на частотах 72,4 и 181,6 Гц. Результаты, приведенные на рис.1, согласуются с исследованиями [2-5].

Вынужденные колебания неподрессоренных масс при движении с короткой неровностью являются неустановившимися, поэтому для моделирования данного процесса использовался линейный динамический анализ переходных процессов MSC Nastran 2007r1. В этом случае уравнение движения в матричной форме:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{P\}, \quad (3)$$

где $[C]$ – матрица конструкционного демпфирования; $\{P\}$ – вектор внешней нагрузки, зависящей от времени.

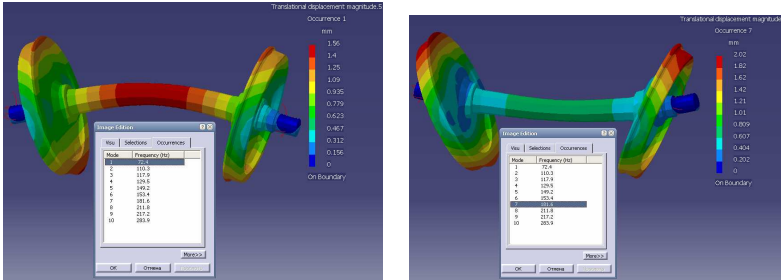


Рис.1 – Основные формы и частоты собственных колебаний колесной пары

При составлении системы уравнений вектор внешней нагрузки задан в виде динамической силы, действующей на площадках контакта колеса с рельсом. Рассматривался важный случай определения динамических сил в контакте колеса и рельса при наличии на поверхности катания колеса или рельса коротких изолированных неровностей значительной амплитуды, вызывающих высокочастотные ударные процессы в системе. При рассмотрении высокочастотных процессов в системе «экипаж – путь» достаточно ограничиться взаимодействием одиночного колеса с обрессоренной массой пути [8]. В данном случае «экипаж» совершает один вид колебаний – подпрыгивание, а соответствующая динамическая система имеет один вход и один выход – по динамической силе $Q_0(t)$. Для ее определения в контакте колеса и рельса при колебаниях подпрыгивания для случая системы с одним входом и одним выходом запишется в виде [8]:

$$F(Q_0) = W_Q^\xi(i\omega)F(\xi); \quad (4)$$

$$F(Q_0) = \int_{-\infty}^{\infty} Q_0(t) \exp\{-i\omega t\} dt; \quad (5)$$

$$F(\xi) = \int_{-\infty}^{\infty} \xi(vt) \exp\{-i\omega t\} dt, \quad (6)$$

где $W_Q^\xi(i\omega)$ – матрица частотных характеристик, связывающая вектор динамических сил в контакте колеса и рельса $Q_0(t)$ с вектором вертикальных смещений колесных центров; $F(Q_0)$ – спектр Фурье динами-

ческой силы в контакте колеса и рельса; $F(\xi)$ – траектория движения центра колеса; V, ω_0 – соответственно линейная и угловая скорость колеса; t – время.

При короткой и глубокой неровности на рельсе траектория движения центра колеса не повторяет неровности колеса (рельса) и имеет свою специфическую форму. Именно эту траекторию $\xi_1(vt)$ считают входным воздействием системы:

$$\xi_1(vt) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \geq t; \\ \frac{r\omega_0^2 t^2}{2} & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{\alpha}{2\omega_0}; \\ \frac{r(\alpha - \omega_0 t)}{2} & \text{при } \frac{\alpha}{2\omega_0} \leq t \leq \frac{\alpha}{\omega_0}; \\ 0 & \text{при } t \geq \frac{\alpha}{\omega_0}, \end{cases} \quad (7)$$

где r – радиус колеса; $\alpha = \arctan[l_0/(2r)] \approx l_0/r$ – центральный угол на колесе, образованный короткой неровностью, рад.

Ряд Фурье импульса, определяемого выражением (7) и входящего множителем в правую часть равенства (4):

$$\begin{aligned} F(\xi_1) &= \int_{-\infty}^{\infty} \xi_1(vt) \exp\{-i\omega t\} dt = \\ &= 2 \left(\frac{\omega_0 e_0}{2\omega^2} - \omega_0^2 r \frac{\sin \omega T}{\omega^3} \right) \exp\{-i\omega T\}, \end{aligned} \quad (8)$$

где $T = \alpha/(2\omega_0)$.

При движении по пути колеса с ползуном траектория движения колеса $\xi_3(vt)$ представляет собой последовательность коротких импульсов. Расстояние между соседними импульсами равно длине окружности колеса по кругу катания l . Длина короткой неровности типа ползун l_0 может быть определена по его глубине

$$l_0 = 2r\delta_0, \quad (9)$$

где δ_0 – глубина ползуна, м.

Основная частота колебаний в рассматриваемом случае соответствует периоду $T_0 = l_0/V$, т.е. $\omega_0 = V/r$.

Траектория движения центра тяжести по пути $\xi_3(vt)$ колеса с ползуном:

$$\xi_3(vt) = \sum_{j=-N}^N \xi_1[v(t) - jT_0]. \quad (10)$$

Спектр Фурье функции (10):

$$F(\xi_3) = \int_{-\infty}^{\infty} \xi_3(vt) \exp\{-i\omega t\} dt = \\ = \sum_{-N}^N \exp\{-i\omega j T_0\} \int_{-\infty}^{\infty} \xi_1(vt) \exp\{-i\omega t\} dt = F(\xi_1) \sum_{-N}^N \exp\{-i\omega j T_0\}. \quad (11)$$

Сумма, стоящая в правой части выражения (11), приводится к виду [9]:

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{-N}^N \exp\{-i\omega j T_0\} = \frac{2\pi}{T_0} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi n}{T_0}\right), \quad (12)$$

где $\delta(\omega)$ – дельта-функция.

Подставив в (11) выражение (9) и учитывая соотношение (12), окончательно выражение для спектра Фурье функции $\xi_3(vt)$:

$$F(\xi_3) = 2 \left[\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 \frac{l_0}{2} - r \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^3 \sin \omega T_0 \right] \exp\{-i\omega T_0\} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - n\omega_0). \quad (13)$$

Подставив (13) в формулу (4) и проведя операцию обратного преобразования Фурье, получим выражение, определяющее динамические силы в контакте колеса и рельса:

$$Q_o(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\xi_3) \exp\{-i\omega t\} d\omega = \\ = \frac{1}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left(l_0 - 2r \frac{\sin \omega_0 n T_0}{n} \right) |W_Q^\xi(in\omega_0)| \frac{1}{n^2} \times \\ \times \cos[n\omega_0(t - T_0) + \arg W_Q^\xi(in\omega_0)]. \quad (14)$$

В равенстве (14) опущен нулевой член суммы, так как при $n = 0$ один из множителей под знаком суммы обращается в нуль:

$$\lim_{n \rightarrow 0} \left(l_0 - 2r \frac{\sin \omega_0 n T_0}{n} \right) = l_0 - 2r\omega_0 T_0 = 0. \quad (15)$$

В выражении (14) можно пренебречь постоянным сдвигом фазы. Тогда получим:

$$Q_o(t) = \frac{1}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left(l_0 - 2r \frac{\sin n \frac{l_0}{2r}}{n} \right) \left| W_Q^\xi \left(in \frac{V}{r} \right) \right| \frac{1}{n^2} \times \\ \times \cos \left[n \frac{V}{r} (t - T_0) + \arg W_Q^\xi \left(in \frac{V}{r} \right) \right]. \quad (16)$$

Из результирующего выражения (16) видно, что доминирующее влияние на силу ударного взаимодействия $Q_o(t)$ оказывают скорость поезда V и размеры короткой неровности на поверхности катания колеса l_0 . Поскольку процесс $Q_o(t)$ высокочастотный, в равенстве (16) должно быть вычислено большое число гармоник, что очень трудоемко. Исходя из этого в последующих расчетах применялась упрощенная формула для расчета максимальной силы удара

$$Q_o = v_{y0} \sqrt{c_\kappa \frac{m_n \cdot m_p}{m_n + m_p}} = \frac{V}{r} l_0 \sqrt{c_\kappa \frac{m_n \cdot m_p}{m_n + m_p}}, \quad (17)$$

где m_n – масса неподрессоренных частей; m_p – масса рельсового пути, который принимает участие в ударном взаимодействии; c_κ – контактная жесткость в контакте колеса с рельсом.

Нами разработана упрощенная модель первичного колебания в виде последовательности прямоугольных импульсов [7]. Алгоритм формирования последовательности импульсов записан с помощью условной функции

$$y(x) = f \left\{ \begin{array}{l} c1 \leq x \leq c2 \\ d1 \\ d2 \end{array} \right\}, \quad (18)$$

где $c1, c2$ – значения переменной x , определяющие граничные условия; $d1$ – значение, принимаемое функцией при выполнении условия; $d2$ – значение, принимаемое функцией при невыполнении условия.

Получена кривая изменения вертикальной силы при движении колеса с короткой неровностью на поверхности катания $Q(t_j)$ в виде суммы одиночных импульсов, смещенных на длительность импульса и период их следования:

$$Q(t_j) = \sum_{N=0}^{N-1} F \left[\begin{array}{c} t_3 + T_0 \cdot N \leq t_j \leq t_3 + t_{y\partial} + T_0 \cdot N \\ Q_0 \\ Q_{cm} \end{array} \right], \quad (19)$$

где t_3 – сдвиг во времени относительно $t_j = 0$; N – количество импульсов в последовательности; $t_{y\partial}$, T_0 – длительность и период следования импульсов; Q_0 – сила удара колеса по рельсу; Q_{cm} – статическая нагрузка от колеса на рельс, кН.

В выражении (19) формируется массив значений Q_j , в котором для каждого j -го отсчета определено значение, откладываемое по оси ординат. Просуммировав одиночные импульсы, смещенные по оси времени на $T_0 \cdot N$, получим требуемую последовательность импульсов с варьируемыми значениями длительности и периода их следования.

Длительность удара в зависимости от глубины ползуна и скорости движения:

$$t_{y\partial} = \frac{l_0 \cdot T_0}{2\pi r} = \frac{2r\delta_0}{v}. \quad (20)$$

Согласно нормативному документу [1] установлены размеры коротких неровностей, на которые следует ориентироваться при задании скоростного режима следования поезда с обнаруженной короткой неровностью на поверхности катания колеса. В качестве примера приведены регламентированные глубины ползуна h_n , м:

$$0,001 < \delta_0 \leq 0,002 ; 0,002 < \delta_0 \leq 0,006 ; 0,006 < \delta_0 \leq 0,012 ; \delta_0 > 0,012 .$$

Приняты следующие значения: $r = 0,475$ м; $c_k = 10^5$ кН/м; $m_n = 2$ т; $m_p = 0,15$ т. Подставлены значения в условную функцию (19), при помощи математического пакета Mathcad 11 построены импульсные последовательности изменения вертикальной силы $Q_\partial(t_j)$ с варьируемыми размерами короткой неровности и скорости поезда. На рис.2, 3 для примера показаны некоторые результаты.

Рассчитанные таким способом возмущающие воздействия перенесены в качестве исходных данных для динамического анализа переходных процессов в MSC Nastran 2007r1. Демпфирование в этом случае задано в форме коэффициента конструкционного демпфирования $G = 0,1$. Для определения частоты преобразования ω коэффициента G к эквивалентному вязкому демпфированию выбрана первая основ-

ная частота собственных колебаний колесной пары $\omega = 2\pi f$, $\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 72,4 = 455$ рад/с. При этом матрица демпфирования в уравнении (3) имеет вид:

$$[C] = \frac{G}{\omega} [K]. \quad (21)$$

Применен метод прямого интегрирования для решения системы уравнений (3). Решение найдено в дискретных точках по времени с фиксированным шагом Δt . Согласно [6] шаг интегрирования выбран исходя из минимального периода колебаний колесной пары $T_2 = 1/181,6 = 0,0055$ с, $\Delta t = T_2 / 8$, $\Delta t \approx 7 \cdot 10^{-4}$ с.

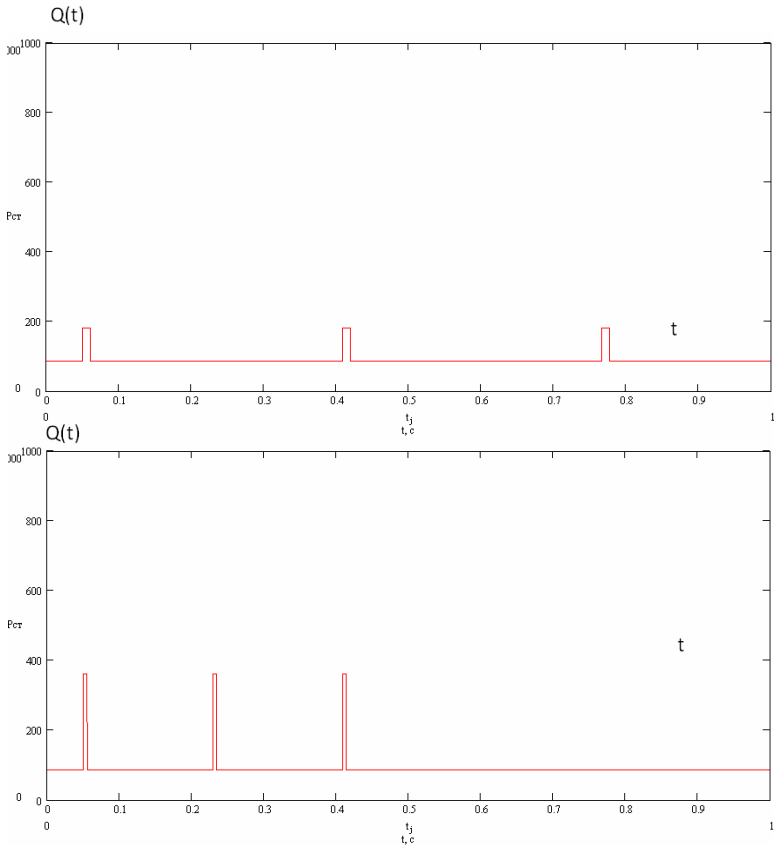


Рис.2 – Импульсные последовательности изменения вертикальной силы на колесе с ползуном глубиной 0,002 м при скоростях поезда 30 и 60 км/ч

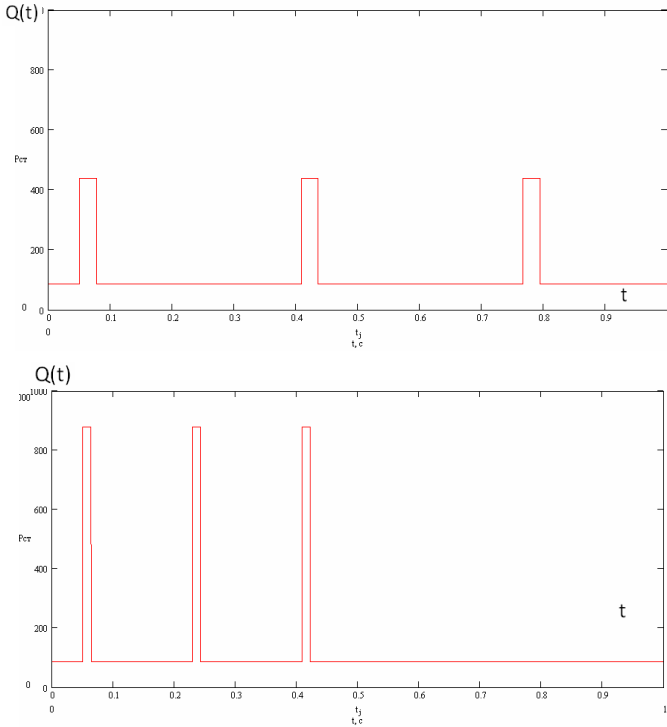
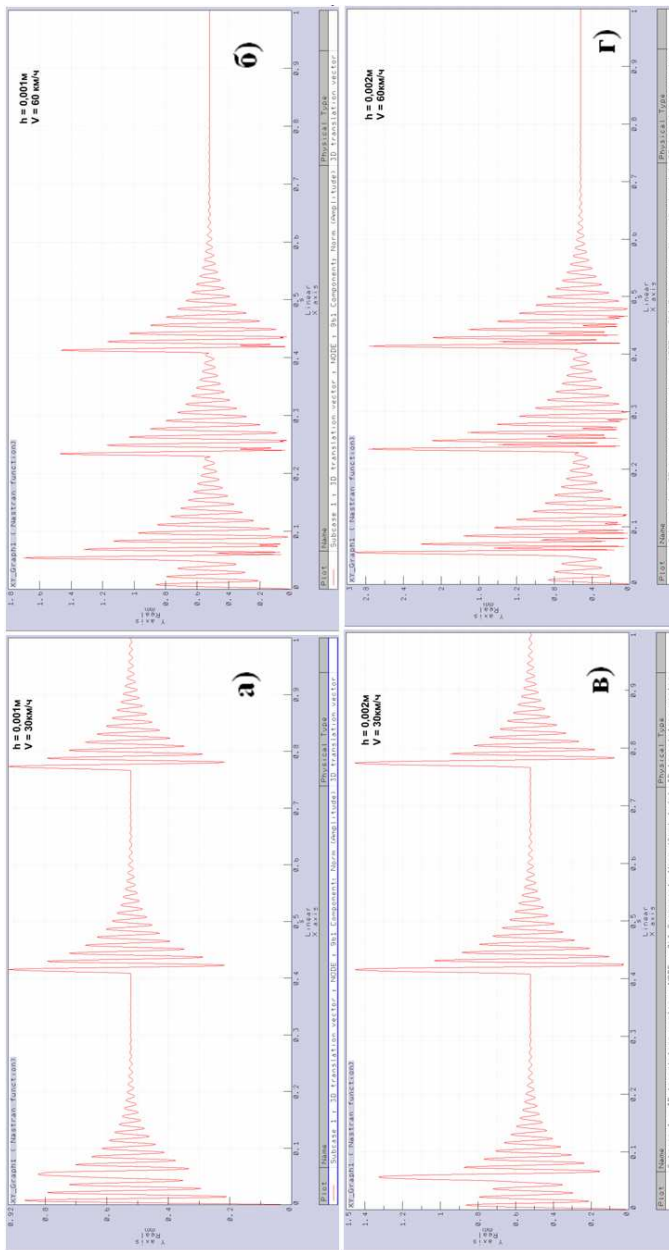


Рис.3 – Импульсные последовательности изменения вертикальной силы на колесах с ползуном глубиной 0,012 м при скоростях поезда 30 и 60 км/ч

На рис.4 приведены результаты динамического анализа в виде графиков зависимостей перемещений u средней части оси колесной пары от времени t при движении вагона на скоростях 30 и 60 км/ч с различными размерами неровностей поверхности катания колес. Сделаны следующие выводы:

а) при возмущениях рассматриваемого типа колесная пара колеблется на первой собственной частоте $f = 72,4$ Гц (рис.4, а-з);

б) при размерах неровности $0,001 < \delta_0 \leq 0,012$ м в промежутках между ударами на скорости 30 км/ч колебания затухают полностью и состояние системы приближается к статическому отклику (рис.4, а, в, д, ж). На скорости 60 км/ч процесс не устанавливается до следующего удара (рис.4, б, г, е, з).



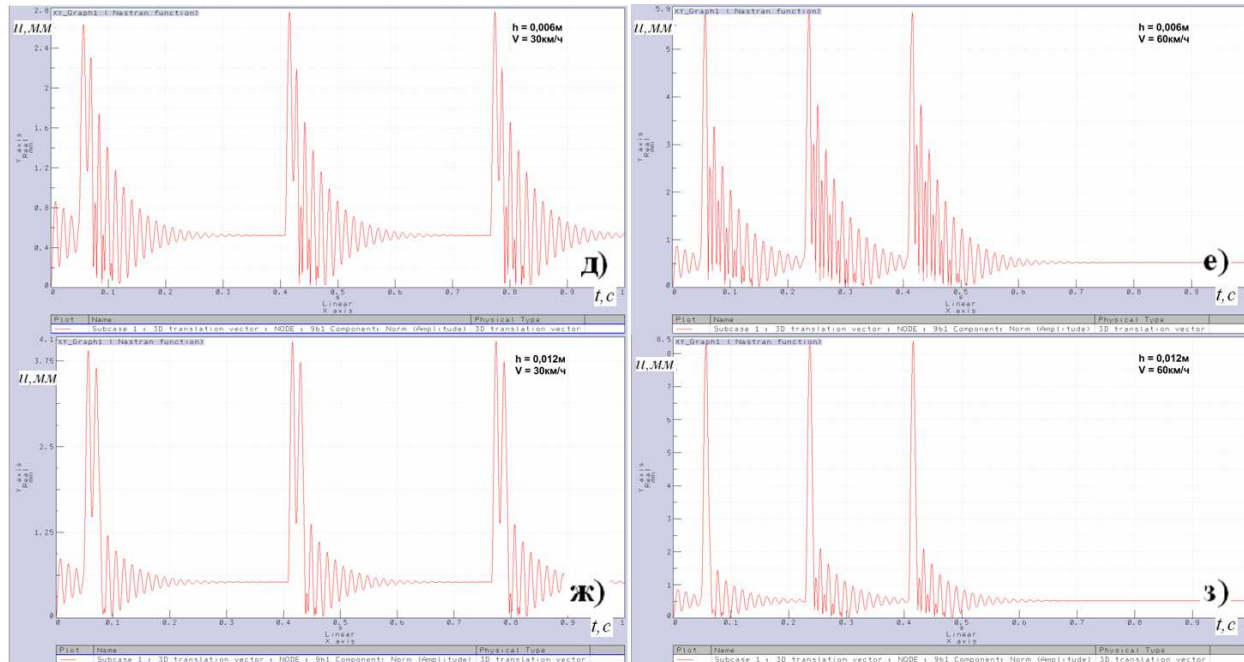


Рис.4 – Амплитудно-временные зависимости виброперемещений средней части оси колесной пары

Полученные результаты будут использованы при построении диагностической модели акустического метода контроля и в качестве граничных условий при моделировании поля звукоизлучения колесной пары в подвагонном пространстве.

1. Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар [Текст] : ЦВ-ЦЛ-0062. – затв. «Укрзалізниця» 01.04.05. – вид. офіц. – К.: ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2006. – 102 с.
2. Образцов В.Л. Автоматизация технической диагностики колес при движении поезда [Текст] / Образцов В.Л., Малышев В.П. – М.: Транспорт, 1978. – 48 с.
3. Кривошеев В.Н. Анализ неровностей на поверхностях катания колес, выявленных методом силового контроля [Текст] // Исследование неровностей колес пассажирских вагонов: Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. Вып. № 608. – М.: Транспорт, 1979. – С.60-74.
4. Кудрявцев Н.Н. Оценка эксплуатационной нагруженности колесных пар пассажирских вагонов инерционными силами и их нормирование [Текст] / Кудрявцев Н.Н., Бакланов Б.В. // Исследование неровностей колес пассажирских вагонов: Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. Вып. № 608. – М.: Транспорт, 1979. – С.88-101.
5. Кудрявцев Н.Н. Влияние коротких неровностей колес и рельсов на динамические силы и ускорения ходовых частей вагонов [Текст] / Кудрявцев Н.Н., Белоусов В.Н., Сасковец В.М. // Влияние неровностей поверхностей катания колес на работу ходовых частей пассажирских вагонов: Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. Вып. № 610. – М.: Транспорт, 1981. – С.4-22.
6. Рычков С.П. MSC.visualNASTRAN для Windows [Текст]. – М.: ИТ Пресс, 2004. – 552 с.
7. Антипенский Р.П. Моделирование источников сигналов с дискретной модуляцией [Текст] / Антипенский Р.П. // Современная электроника. – 2007. – №8. – С.64-69.
8. Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] : / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
9. Леннинг Дж.Х. Случайные процессы в задачах автоматического управления [Текст] : / Дж.Х. Леннинг, Р.Г. Беттин. – М.: Изд-во иностранной литературы, 1958. – 388 с.
10. Дж. Голуб Ч.Ван Лоун. Матричные вычисления [Текст]. – М.: Мир, 1999. – 548 с.

Получено 18.12.2010

УДК.656.11.021.24.159.942

Н.І.КУЛЬБАШНА, О.П.ДОЦЕНКО

Харківська національна академія міського господарства

ОЦІНКА ТРАНСПОРТНИХ КОНФЛІКТІВ НА ЗУПИНОЧНИХ ПУНКТАХ В УМОВАХ КОНКУРЕНЦІЇ ПАСАЖИРОПЕРЕВІЗНИКІВ

Розглядаються основні види транспортних конфліктів на зупиночних пунктах між різними пасажироперевізниками, пропонується методика їх оцінки.

Рассматриваются основные виды транспортных конфликтов на остановочных пунктах между разными пассажироперевозчиками, предлагаются методы их оценки.

The articles deals with the basic types of transport conflicts on terminals between different passenger carriers and the methods of their estimation are offered.