

1. Карпов Ю.Г. Имитационное моделирование систем. Введение в моделирование на AnyLogic 5 // БХВ Петербург. – СПб., 2005. – С.8.
2. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ. – М.: Изд. дом «Вильямс», 2007. – 270 с.
3. Torrens P.M., and I. Benenson. 2005. Geographic Automata Systems // International Journal of Geographical Information Science 19 (4). – P.385-412.
4. Benenson I., Torrens P.M. 2004. Geosimulation: Automata-Based Modeling of Urban Phenomena. – London: John Wiley & Sons.

Получено 25.09.2009

УДК 621.81

В.П.ШПАЧУК, д-р техн. наук,
А.И.РУБАНЕНКО, А.Н.КУЗНЕЦОВ, кандидаты техн. наук, В.Н.ЗИНЧЕНКО
Харьковская национальная академия городского хозяйства

РАСЧЕТ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ МОТОРНОЙ БАЛКИ ТЕЛЕЖКИ ТРАМВАЙНОГО ВАГОНА

Рассматривается задача расчёта и анализа параметров вынужденных колебаний моторной балки тележки трамвайного вагона. Определены формы вынужденных колебаний моторной балки, возникающих в процессе эксплуатации из-за неуравновешенности ротора мотора трамвайного вагона и неровностей рельсового пути. Исследована зависимость амплитуд вынужденных колебаний от геометрических характеристик рельсового пути и скорости движения вагона.

Розглядається задача розрахунку та аналізу параметрів вимушених коливань моторної балки візка трамвайного вагону. Визначено форми вимушених коливань моторної балки, що виникають в процесі експлуатації через невірноваженість ротора мотора трамвайного вагону і нерівності рейкової колії. Досліджено залежність амплітуд вимушених коливань від геометричних характеристик рейкової колії і швидкості руху вагона.

The problem of calculation and the analysis of parameters of forced oscillations of a motor beam of the cart of the tram car is considered. Forms of forced oscillations of the motor beam arising during operation because of an unbalance of a rotor of the motor of the tram car and irregularities of a rail track are defined. The dependence of the amplitudes of forced oscillations of the geometrical characteristics of a rail track and speed of movement of the car is investigated.

Ключевые слова: трамвайная тележка, моторная балка, рельсовый путь, упругая опора, вынужденные колебания, кинематическое возбуждение, резонанс, амплитуды колебаний.

Надежность эксплуатации трамвайных вагонов в значительной степени зависит от технического состояния его основных несущих механических узлов. Основными причинами поломок механического оборудования трамвайного вагона, в частности, его тележки, являются отказы, вызываемые усталостными разрушениями в несущих элементах конструкции: в балках подвески тяговых двигателей моторных балок; продольных балках; элементах подвески узлов, агрегатов и кон-

струкций [1-3]. Поэтому к состоянию узлов тележки предъявляются повышенные требования, что предусматривает создание режимов эксплуатации с минимально возможным уровнем вибраций. Для обеспечения эксплуатационной надёжности трамвайных тележек необходимо еще на стадии их проектирования выбирать параметры несущих элементов конструкции с учётом действия основных силовых факторов. Конечным результатом любого анализа надёжности являются рекомендации по внедрению мероприятий, направленных на совершенствование конструкции или изменение эксплуатационных условий. Для этого необходимо иметь четкое представление не только о возможных состояниях системы, но и о причинах, приводящих к нарушениям ее работоспособности.

Исследование колебаний моторной балки трамвая Т-3 проведены в работе [1]. Свободные колебания механической системы в виде многопролетной балки на упругих опорах, моделирующей рельсовый путь трамвая при ударном нагружении, рассмотрены в работе [2].

Однако, известные работы либо основаны на методах натурального эксперимента, либо не учитывают вопросы влияния кинематического возбуждения со стороны системы амортизаторов тележки, в результате чего исключается возможность анализа влияния конструктивных и механических параметров соленоида, тягового двигателя и вагона на динамику моторной балки.

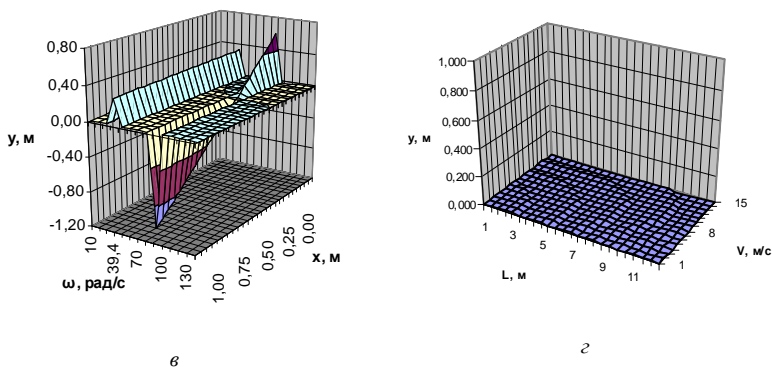
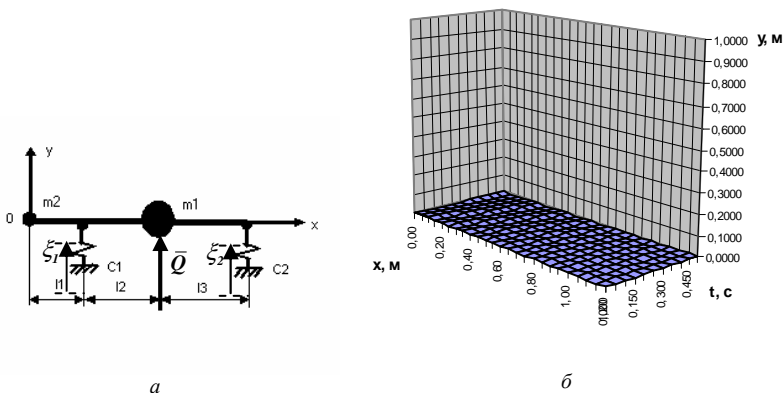
В этой связи научный и практический интерес представляет задача определения амплитуд и форм вынужденных колебаний балки тягового двигателя, возникающих в процессе эксплуатации из-за неуравновешенности ротора мотора трамвайного вагона и неровностей рельсового пути.

Расчётная механическая схема моторной балки приведена на рисунке, а. Здесь m_1, m_2 – массы, соответственно, тягового двигателя и соленоида; c_1, c_2 – жесткости, соответственно, левой и правой упругих опор подвески балки; l_1, l_2, l_3 – геометрические параметры балки. Воздействие от неуравновешенности ротора мотора представляется в виде силы \bar{Q} , приложенной к массе m_1 и изменяющейся по гармоническому закону с частотой вращения ротора. Кинематическое воздействие от неровностей рельсового пути моделируется вертикальным смещением упругих опор ξ_1, ξ_2 по гармоническому закону с частотой, определяемой длиной рельса и скоростью движения вагона.

Дифференциальное уравнение вынужденных поперечных колебаний балки имеет вид [3, 4]:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -c_1(y - \xi_1) \delta(x - l_1) + (Q - m_1 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}) \delta(x - l_1 - l_2), \quad (1)$$

где E – модуль упругости материала; I ; F – момент инерции и площадь поперечного сечения балки соответственно; ρ – плотность материала балки; $\delta(x)$ – дельта-функция. В уравнении (1) учтено наличие промежуточной опоры с координатой $x = l_1$ и массы тягового двигателя с координатой $x = l_1 + l_2$.



Расчётная схема (а), прогибы моторной балки (б-з) при вынужденных колебаниях

Граничные условия рассматриваемой задачи записываются в форме:

$$\left\{ \begin{array}{l} EI \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} \Big|_{x=0} = m_2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \Big|_{x=0} ; \quad EI \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} \Big|_{x=l} = c_2 (y - \xi_2) \Big|_{x=l} ; \\ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \Big|_{x=0} = 0 ; \quad \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \Big|_{x=l} = 0, \end{array} \right. \quad (2)$$

где $l = l_1 + l_2 + l_3$.

Общее решение при установившихся вынужденных колебаниях в силу линейности уравнений представлено как суперпозиция решений для каждого вида воздействия с соответствующими граничными условиями.

Формы вынужденных колебаний балки определены как уравнения форм свободных колебаний с правой частью [4].

Проведены численные расчеты с учётом следующих механических характеристик моторной балки трамвайного вагона серии Т-3 производства ЧКД-Прага [1]: $m_1 = 320$ кг; $m_2 = 70$ кг; $c_1 = 4,5 \cdot 10^5$ Н/м; $c_2 = 2,2 \cdot 10^5$ Н/м; $l_1 = 0,111$ м; $l_2 = 0,399$ м; $l_3 = 0,687$ м; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $I = 7,51 \cdot 10^{-6}$ м⁴; $\rho = 7,85 \cdot 10^3$ кг/м³; $F = 4,65 \cdot 10^{-3}$ м²; $Q = H \sin \omega_B t$; $H = 185$ Н; $\omega_B = 136$ рад/с. Кинематическое воздействие со стороны рельсового пути моделировалось функцией [3]

$$\xi = A \sin^2 \frac{\pi x}{L} = \frac{A}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi V}{L} t \right) \right] = a \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi V}{L} t \right) \right], \quad (3)$$

где V – скорость движения вагона; L – длина участка рельса между стыками.

Анализ численных результатов показал, что при движении вагона с учетом указанных воздействий для моторной балки реализуются первая или вторая формы колебаний, соответствующие преимущественно вертикальному движению и вращению балки как твердого тела вокруг оси, проходящей через ее центр масс.

На рисунке, б показано изменение во времени и по длине моторной балки ее прогибов при следующих параметрах кинематического воздействия:

$$\xi_1 = \xi_2 = a \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi V}{L} t \right) \right], \quad a = 0,001 \text{ м; } 2\pi V / L = 20 \text{ рад/с.}$$

Как показали исследования, вне резонансных режимов в диапазоне частот кинематического воздействия 10-120 рад/с, который опреде-

ляется различными значениями длины участка рельса L и скоростью движения вагона V , реализуются формы движения, соответствующие в основном вращению балки как твердого тела. Наибольшие перемещения возникают на краях моторной балки, в частности, в месте расположения массы соленоида m_2 , который является элементом тормозной системы трамвая. Это приводит к значительным инерционным нагрузкам и, как следствие, динамическим напряжениям, вызывающим усталостные повреждения балки, что подтверждается натурными испытаниями [1].

На рисунке, ϵ показано изменение суммарной амплитуды прогибов точек моторной балки от всех видов воздействия при изменении частоты кинематического возмущения. Резкие возрастания амплитуд соответствуют первым двум резонансным режимам, возникающим при совпадении частот возмущающего воздействия и собственных частот балки $\omega_1 = 39,424$ рад/с; $\omega_2 = 90,155$ рад/с, определенных в работе [5]. При резонансных режимах реализуются первая и вторая формы колебаний соответственно.

На рисунке, ζ приведен график зависимости перемещения левого конца моторной балки от длины участка рельса и скорости движения вагона при кинематическом воздействии на левую опору балки с амплитудой $a = 0,001$ м. Как видно из рисунка, при движении трамвая возможны опасные (резонансные) режимы колебаний моторной балки, возникающие при относительно небольшой длине участков рельса (от 1 до 3 м) и скоростях движения от 6 до 15 м/с. Эти режимы возникают при совпадении частоты кинематического воздействия, равной $2\pi V / L$, с частотами собственных колебаний ω_1, ω_2 .

Таким образом, решение поставленной задачи даёт возможность проведения широкого спектра исследований по изучению влияния механических и геометрических параметров моторной балки и её упругих опор, а также параметров возмущающего воздействия на колебания, прогибы и напряжённо-деформированное состояние самой балки и возникающие при этом механические напряжения.

1. Исследование нагруженности балок подвески тяговых двигателей трамвайных вагонов Т-3 в режимах тяги и торможения. – М.: ВНИИЦ, 1983. – 83 с.

2. Шпачук В.П., Далека В.Х., Коваленко А.В. Стикова динаміка трамвая. – Харків, 2008. – 205 с.

3. Ефремов И.С., Гущо-Малков Б.П. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. – М.: Транспорт, 1970. – 480 с.

4. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560 с.

5.Шпачук В.П., Рубаненко А.И., Кузнецов А.Н., Рябов А.Н. К анализу собственных частот и форм колебаний балки тягового двигателя трамвайного вагона // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып.58.– К.: Техніка, 2004. – С.213-217.

Получено 27.10.2009

УДК 656.13 : 658

А.Н.ГОРЯИНОВ, канд. техн. наук

Харьковская национальная академия городского хозяйства

ПОТЕНЦИАЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ СИСТЕМ ДОСТАВКИ ВОДЫ В ГОРОДЕ

Рассмотрены особенности систем доставки воды в группах транспортных технологий. Выделены проблемные вопросы реализации систем доставки воды. Предложен подход к определению потенциала системы доставки, основанный на базовых значениях потенциала системы. Представлены показатели затрат потребителей рассматриваемой системы.

Розглянуто особливості систем доставки води в групах транспортних технологій. Виділено проблемні питання реалізації систем доставки води. Запропоновано підхід до визначення потенціалу системи доставки, що заснований на базових значеннях потенціалу системи. Представлено показники витрат споживачів розглянутої системи.

The features of water delivery systems in groups of transport technologies are considered. The problems of realization of water delivery systems are chosen. The approach to definition of a potential of a delivery system based on base significance of a system potential is offered. The parameters of the consumers costs of a considered system are represented.

Ключевые слова: система доставки, потенциал, затраты системы.

Развитие рыночных отношений в различных аспектах экономической деятельности приводит к появлению новых и совершенствованию существующих форм обслуживания потребителей. Одним из интенсивно меняющихся рынков является доставка воды населению. Сейчас существуют различные такие системы, которые конкурируют между собой. Уже стало нормой для обычного потребителя иметь возможность приобретения питьевой воды различными способами (розничная сеть, системы доставки воды транспортом, системы централизованной подачи воды по водным коммуникациям). В то же время, для получения необходимого эффекта от предоставляемых транспортных услуг требуется решение комплекса задач (согласно [1]). Учитывая это, а также принимая во внимание, что системы доставки и реализации воды населению являются достаточно новыми системами в сравнении с другими известными системами работы транспорта, актуальным является проведение научных исследований в этом направлении.

Анализ информационных источников позволяет говорить о том,