

ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ

В.О. Гутаревич, Государственное высшее учебное заведение "Донецкий национальный технический университет", Украина

Рассмотрены проблемы эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых дорог. Установлено, что во время движения подвижного состава возникают дополнительные динамические нагрузки, которые через подвеску монорельсового пути передаются на крепь горной выработки. Предложены решения для совершенствования подвески монорельсового пути, позволяющие снизить возникающие дополнительные динамические нагрузки.

Введение. Работа шахтных подвесных монорельсовых дорог характеризуется сложными условиями эксплуатации. Это обусловлено значительными уклонами и малыми радиусами закруглений пути, большой протяженностью и плохой устойчивостью горных выработок. При движении монорельсовой дороги возникают динамические процессы и дополнительные нагрузки, которые действуют на подвесной путь и через подвеску передаются на крепь горной выработки, снижая ее устойчивость. Поэтому исследование процессов, происходящих во время движения подвижного состава, является актуальной задачей.

Состояние вопроса. Современный формат подвесных монорельсовых дорог для угольных шахт рассмотрен в работе [1]. Оценка эксплуатационных параметров и совершенствование методик их расчета проведены в работах [2, 3]. Исследования [4, 5] посвящены особенностям формирования дополнительных нагрузок на крепь горных выработок с подвесными монорельсовыми дорогами. Обоснование параметров взаимодействия колеса с рельсами выполнено в работах [6-8]. Вертикальные и боковые колебания подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги исследованы в работах [9, 10].

Выделение нерешенной части проблемы. Тенденциями развития шахтного подвесного монорельсового транспорта является увеличение скорости движения подвижного состава с 1,5 м/с до 4,0 м/с, массы грузовой единицы – с 32 т до 40 т, а максимальных углов наклона монорельсового пути – с 18° до 45° . Все это приводит к росту динамических нагрузок, действующих на подвижной состав и монорельсовый путь.

Динамические колебания подвижного состава, который взаимодействует с рельсами, расположенными на почве горной выработки, исследованы достаточно глубоко. Однако подвесные монорельсовые дороги имеют существенные отличия, что не позволяет в полной мере использовать полученные результаты. Для совершенствования монорельсовых дорог необходимо учитывать динамические процессы, протекающие во время ее движения.

Цель статьи – обоснование параметров подвижного состава и монорельсового пути для совершенствования шахтной подвесной монорельсовой дороги.

Постановка задач. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи: разработать математическую модель взаимодействия подвижного состава и подвесного пути; определить максимальные амплитуды колебаний подвижного состава; дать рекомендации по снижению дополнительных динамических нагрузок на подвеску монорельсового пути.

Изложение основного материала. Шахтная подвесная монорельсовая дорога состоит из подвижных единиц, имеющих по две ходовые тележки и кузов для размещения грузов, который может быть заменен балкой или поддоном. Они образуют подвесную вагонетку и в общем случае представляют собой механическую систему тел, связанных между собой.

Рассмотрим динамическую систему подвесной вагонетки, каждая тележка которой с приведенной массой части монорельса имеет по две степени свободы и по две обобщенные координаты z_{i1} , z_{i2} , φ_{i1} , φ_{i2} , а кузов – пять степеней свободы и пять обобщенных координат z_k , y_k , φ_k , ψ_k , θ_k , соответственно (рис. 1).

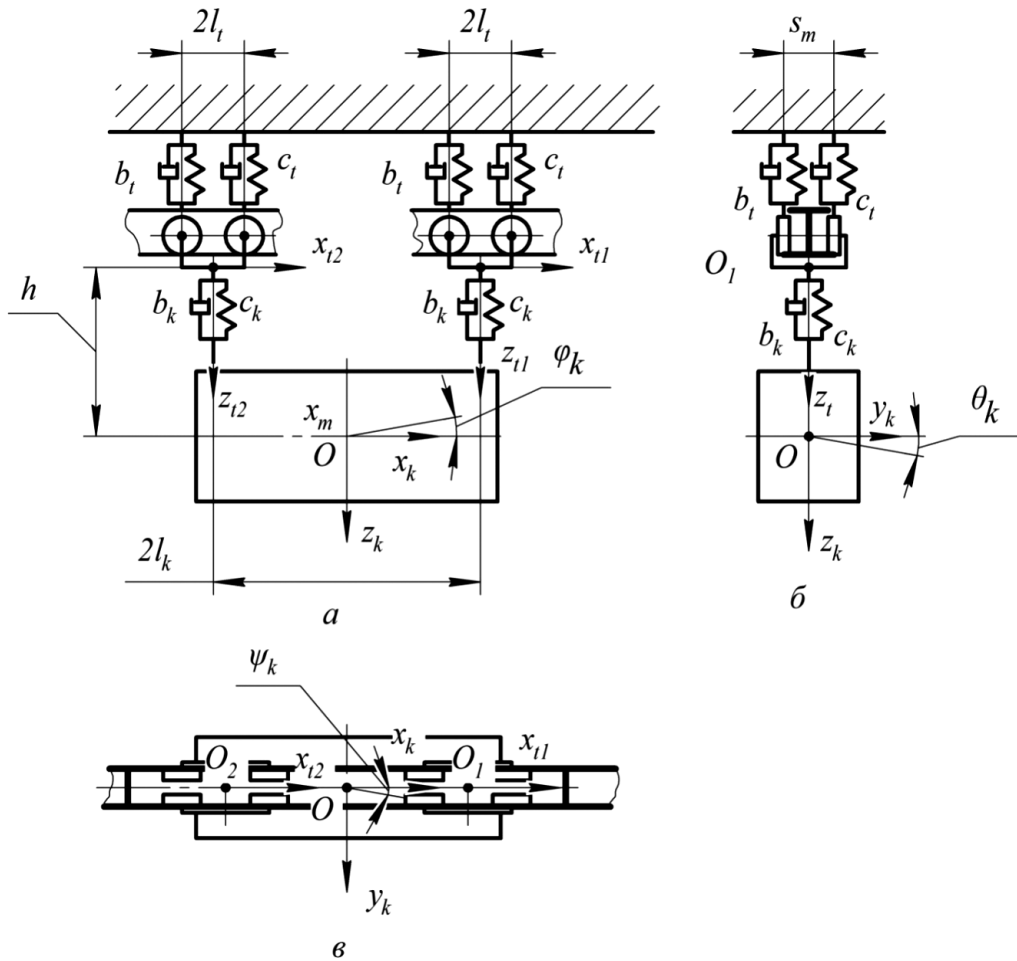


Рис. 1. Расчетная схема колебаний подвешенного экипажа:

a – вид сбоку монорельса; *б* – поперечный вид; *в* – вид сверху (здесь подвеска и верхняя полка монорельса условно не показаны)

Расстояния между осями крепления тележек к кузову обозначим как $2l_k$, между точками контакта ходовых колес тележек с монорельсом – $2l_t$, а высоту подвеса кузова – h . Считаем, что монорельс имеет относительно вертикальной стенки двугра вертикальные неровности поверхностей качения η_1, η_2 под колесами первой и η_3, η_4 – второй по ходу движения тележек.

Найдем силы инерции кузова

$$P_{iky} = -m_k \frac{d^2 y_k}{dt^2}; \quad P_{ikz} = -m_k \frac{d^2 z_k}{dt^2},$$

где m_k – приведенная масса кузова подвешенной вагонетки.

Определим моменты сил инерции кузова

$$M_{ikx} = -J_{kx} \frac{d^2 \theta_k}{dt^2}; \quad M_{iky} = -J_{ky} \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2}; \quad M_{ikz} = -J_{kz} \frac{d^2 \psi_k}{dt^2},$$

где J_{kx}, J_{ky}, J_{kz} – моменты инерции кузова подвешенной вагонетки относительно осей x, y, z , соответственно.

Аналогично найдем силы инерции и моменты сил инерции тележек

$$P_{it1z} = -m_{t1} \frac{d^2 z_{t1}}{dt^2}; \quad P_{it2z} = -m_{t2} \frac{d^2 z_{t2}}{dt^2},$$

$$M_{it1y} = -J_{t1} \frac{d^2 \varphi_{t1}}{dt^2}; \quad M_{it2y} = -J_{t2} \frac{d^2 \varphi_{t2}}{dt^2},$$

где m_{t1}, m_{t2} – приведенная масса первой и второй по ходу движения тележек;

J_{t1y}, J_{t2y} – моменты инерции первой и второй по ходу движения тележек относительно оси y , соответственно.

Установим вертикальные составляющие сил, которые обусловлены действием реакций связей кузова с тележками, имеющими коэффициенты жесткости c_{ky}, c_{kz} и коэффициенты вязкого сопротивления b_{ky}, b_{kz}

$$P_1 = -c_{kz}(z_k - l_k \varphi_k - z_{t1}) - b_{kz} \frac{d}{dt}(z_k - l_k \varphi_k - z_{t1});$$

$$P_2 = -c_{kz}(z_k + l_k \varphi_k - z_{t2}) - b_{kz} \frac{d}{dt}(z_k + l_k \varphi_k - z_{t2}).$$

Аналогично найдем горизонтальные составляющие сил реакций связей кузова с тележками

$$T_{t1} = -c_{ky}(y_k + l_k \psi_k - h \theta_k - y_{t1}) - b_{ky} \frac{d}{dt}(y_k + l_k \psi_k - h \theta_k - y_{t1});$$

$$T_{t2} = -c_{ky}(y_k - l_k \psi_k - h \theta_k - y_{t2}) - b_{ky} \frac{d}{dt}(y_k - l_k \psi_k - h \theta_k - y_{t2}).$$

Определим силы, действующие в месте взаимодействия колес тележек с нижней полкой монорельса, находящихся с одной его стороны

$$P_{m1p} = -c_{tz}(z_{t1} - l_t \varphi_{t1} - \eta_1) - b_{tz} \frac{d}{dt}(z_{t1} - l_t \varphi_{t1} - \eta_1);$$

$$P_{m2p} = -c_{tz}(z_{t1} + l_t \varphi_{t1} - \eta_1) - b_{tz} \frac{d}{dt}(z_{t1} + l_t \varphi_{t1} - \eta_2);$$

$$P_{m3p} = -c_{tz}(z_{t2} - l_t \varphi_{t2} - \eta_2) - b_{tz} \frac{d}{dt}(z_{t2} - l_t \varphi_{t2} - \eta_3);$$

$$P_{m4p} = -c_{tz}(z_{t2} + l_t \varphi_{t2} - \eta_2) - b_{tz} \frac{d}{dt}(z_{t2} + l_t \varphi_{t2} - \eta_4),$$

где c_{tz} – коэффициент жесткости подвески монорельса;

b_{tz} – коэффициент вязкого сопротивления подвески монорельса.

Для колес, расположенных с другой стороны монорельса, силы в месте контакта будут равны:

$$P_{m1l} = P_{m1p}; P_{m2l} = P_{m2p}; P_{m3l} = P_{m3p}; P_{m4l} = P_{m4p}.$$

Составим уравнения равновесия для кузова

$$\sum Y = 0; T_{t1} + T_{t2} + P_{iky} = 0;$$

$$\sum Z = 0; P_1 + P_2 + P_{ikz} = 0;$$

$$\sum M_x = 0; -h(T_{t1} + T_{t2}) + M_{ikx} = 0;$$

$$\sum M_y = 0; l_k(P_2 - P_1) + M_{iky} = 0;$$

$$\sum M_z = 0; l_k(T_{t1} - T_{t2}) + M_{ikz} = 0.$$

Аналогично составим уравнения равновесия для первой по ходу движения тележки

$$\sum Z = 0; P_{m1p} + P_{m1l} + P_{m2p} + P_{m2l} - P_1 + P_{it1z} = 0;$$

$$\sum M_y = 0; M_{it1y} - l_t(P_{m1p} + P_{m1l} - P_{m2p} - P_{m2l}) = 0$$

и второй по ходу движения тележки

$$\sum Z = 0; P_{m3p} + P_{m3l} + P_{m4p} + P_{m4l} - P_2 + P_{it2z} = 0;$$

$$\sum M_y = 0; M_{it2y} - l_t(P_{m3p} + P_{m3l} - P_{m4p} - P_{m4l}) = 0.$$

Объединим координаты кузова и тележек в один общий вектор \bar{z} , имеющий согласно принятым девяти обобщенным координатам столько же компонент.

С учетом транспонирования этот вектор можно записать

$$\bar{z}^T = \{z_{t1}; z_{t2}; z_k; y_k; \varphi_{t1}; \varphi_{t2}; \varphi_k; \theta_k; \psi_k\}.$$

Используя уравнения равновесия кузова и тележек, подставив значения действующих сил и моментов, сведем систему дифференциальных уравнений к матричной форме [6]

$$[a]\ddot{\bar{z}} + [b]\dot{\bar{z}} + [c]\bar{z} = [b_\eta]\dot{\eta} + [c_\eta]\eta, \quad (1)$$

где $[a]$ – матрица, соответствующая действующим в системе приведенным массам и моментам инерции;

$$[a] = \begin{pmatrix} a_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{55} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{77} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{88} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{99} \end{pmatrix};$$

$$a_{11} = a_{22} = m_k; \quad a_{33} = J_{kx}; \quad a_{44} = J_{ky}; \quad a_{55} = J_{kz}; \quad a_{66} = m_{t1}; \quad a_{77} = J_{t1y}; \quad a_{88} = m_{t2}; \quad a_{99} = J_{t2y};$$

$[b]$, $[c]$ – матрицы, имеющие одинаковую структуру, соответствующие действующим в системе силам вязкого сопротивления и жесткости;

$$[b] = \begin{pmatrix} b_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{16} & 0 & b_{18} & 0 \\ 0 & b_{22} & b_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{32} & b_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{44} & 0 & b_{46} & 0 & b_{48} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{55} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_{61} & 0 & 0 & b_{64} & 0 & b_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{77} & 0 & 0 \\ b_{81} & 0 & 0 & b_{84} & 0 & 0 & 0 & b_{88} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{99} \end{pmatrix};$$

$$b_{11} = 4b_{kz}; \quad b_{16} = -2b_{kz}; \quad b_{18} = -2b_{kz}; \quad b_{22} = 4b_{ky}; \quad b_{23} = -4b_{ky}h; \quad b_{32} = -4b_{ky}h; \quad b_{33} = 4(b_{kz}b^2 + b_{ky}h^2);$$

$$b_{44} = 4b_{kz}l_k^2; \quad b_{46} = -2b_{kz}l_k; \quad b_{48} = -2b_{kz}l_k; \quad b_{55} = 4b_{ky}l_k^2; \quad b_{61} = -2b_{kz}; \quad b_{64} = 2b_{kz}l_k;$$

$$b_{66} = 2(2b_{tz} + b_{kz}); \quad b_{77} = 4b_{tz}l_t^2; \quad b_{81} = -2b_{kz}; \quad b_{84} = -2b_{kz}l_k; \quad b_{88} = 2(2b_{tz} + b_{kz}); \quad b_{99} = 4b_{tz}l_t^2;$$

$[b_\eta]$, $[c_\eta]$ – матрицы, полученные в результате преобразования вектора внешнего возмущения;

$$[b_\eta] = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \bar{b}_{61} & \bar{b}_{62} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{b}_{71} & \bar{b}_{72} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{b}_{83} & \bar{b}_{84} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\bar{b}_{93} & \bar{b}_{94} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$\bar{b}_{61} = \bar{b}_{62} = \bar{b}_{83} = \bar{b}_{84} = 2b_{mz}; \quad \bar{b}_{71} = \bar{b}_{72} = \bar{b}_{93} = \bar{b}_{94} = 2b_{mz}l_m;$$

$[\eta^T]$ – матрица вектора внешнего возмущения $\eta^T = \{\eta_1; \eta_2; \eta_3; \eta_4; 0; 0; 0; 0; 0\}$.

Матрицы $[c]$ имеют аналогичный вид, как у матриц $[b]$, но только с учетом значений соответствующих коэффициентов вязкого сопротивления, где вместо коэффициентов b_{ij} принимается c_{ij} .

На основании (1) система уравнений, описывающих колебания системы в скалярной форме может быть представлена

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{z}_k + b_{11}\dot{z}_k + b_{16}\dot{z}_{t1} + b_{18}\dot{z}_{t2} + c_{11}z_k + c_{16}z_{t1} + c_{18}z_{t2} = 0; \\ a_{22}\ddot{y}_k + b_{22}\dot{y}_k + b_{23}\dot{\theta}_k + c_{22}y_k + c_{23}\theta_k = 0; \\ a_{33}\ddot{\theta}_k + b_{32}\dot{y}_k + b_{33}\dot{\theta}_k + c_{32}y_k + c_{33}\theta_k = 0; \\ a_{44}\ddot{\phi}_k + b_{44}\dot{\phi}_k + b_{46}\dot{z}_{t1} + b_{48}\dot{z}_{t2} + c_{44}\phi_k + c_{46}z_{t1} + c_{48}z_{t2} = 0; \\ a_{55}\ddot{\psi}_k + b_{55}\dot{\psi}_k + c_{55}\psi_k = 0; \\ a_{66}\ddot{z}_{t1} + b_{61}\dot{z}_k + b_{64}\dot{\phi}_k + b_{66}\dot{z}_{t1} + c_{61}z_k + c_{64}\phi_k + c_{66}z_{t1} = \bar{b}_{61}\dot{\eta}_1 + \bar{b}_{62}\dot{\eta}_2 + \bar{c}_{61}\eta_1 + \bar{c}_{62}\eta_2; \\ a_{77}\ddot{\phi}_{t1} + b_{77}\dot{\phi}_{t1} + c_{77}\phi_{t1} = -\bar{b}_{71}\dot{\eta}_1 + \bar{b}_{72}\dot{\eta}_2 - \bar{c}_{71}\eta_1 + \bar{c}_{72}\eta_2; \\ a_{88}\ddot{z}_{t2} + b_{81}\dot{z}_k + b_{84}\dot{\phi}_k + b_{88}\dot{z}_{t2} + c_{81}z_k + c_{84}\phi_k + c_{88}z_{t2} = \bar{b}_{83}\dot{\eta}_3 + \bar{b}_{83}\dot{\eta}_3 + \bar{c}_{83}\eta_3 + \bar{c}_{84}\eta_4; \\ a_{99}\ddot{\phi}_{t2} + b_{99}\dot{\phi}_{t1} + c_{99}\phi_{t2} = -\bar{b}_{93}\dot{\eta}_3 + \bar{b}_{94}\dot{\eta}_4 - \bar{c}_{93}\eta_3 + \bar{c}_{94}\eta_4. \end{cases} \quad (2)$$

Подвесной монорельсовый путь для горных предприятий, имеющий подвеску в месте стыков, может быть аппроксимирован

$$\eta(t) = \frac{1}{2}\eta_0(|\sin \omega_\tau t + \delta_m| + |\sin \omega_\tau t - \delta_m| - 2\delta_m) + \eta_m|\sin \omega_\tau t|,$$

где η_0 – наибольший прогиб секции монорельса;

ω_τ – частота возмущения от неровностей рельса с длиной волны L_τ , равная

$$\omega_\tau = 2\pi \frac{V_n}{L_\tau};$$

V_n – скорость движения монорельсовой дороги;

δ_m – длина стыка монорельсового пути;

η_m – высота неровности стыка соседних отрезков монорельсового пути.

Обычно для монорельсового пути длина неровности волны соответствует длине секции монорельса L . Если считать, что в месте контакта первой по ходу движения колесной пары $\eta_1 = \eta(t)$, то в месте контакта второй по ходу движения колесной пары этой тележки, установленной на расстоянии $2l_t$, перемещение с учетом запаздывания будет

$$\eta_2 = \eta_1 \sin \omega_\tau \left(t - \frac{2l_t}{V_n} \right).$$

Аналогично для второй по ходу движения тележки, расположенной на расстоянии $2l_k$:

$$\eta_3 = \eta_1 \sin \omega_\tau \left(t - \frac{2l_k}{V_n} \right) \text{ и } \eta_4 = \eta_1 \sin \omega_\tau \left(t - \frac{2(l_t + l_k)}{V_n} \right).$$

Во время движения тележек вдоль пролета монорельсового пути его коэффициент жесткости периодически изменяется. Ближе к стыку этот коэффициент определяется жесткостью подвески, а между подвесками – изгибной жесткостью балки, из которой она изготовлена. Жесткость подвески зависит от параметров применяемой круглозвенной цепи и способа ее крепления в горной выработке.

С учетом этого, изменение коэффициента жесткости c_t по длине пролета монорельсового пути может быть представлено в виде периодической функции, период повторения которой соответствует длине секции L

$$c_t = c_m \left(1 - \frac{1}{2} k_{m1} (|\sin \omega_\tau t + \delta_m| + |\sin \omega_\tau t - \delta_m| - 2\delta_m) - k_{m2} |\sin \omega_\tau t| \right),$$

где c_m – коэффициент жесткости подвески монорельсового пути;

k_{m1} – коэффициент, учитывающий снижение жесткости монорельса между подвесками;

k_{m2} – коэффициент, учитывающий изменение жесткости монорельса в зоне стыка.

Решение системы (2) с учетом периодических возмущений и изменения жесткости монорельсового пути получено с помощью метода Рунге-Кутты. Зависимости вертикальных колебаний кузова z_k , первой z_{t1} и второй z_{t2} по ходу движения тележек, а также углы поворота кузова φ_k , первой φ_{t1} и второй φ_{t2} тележек приведены на рис. 2.

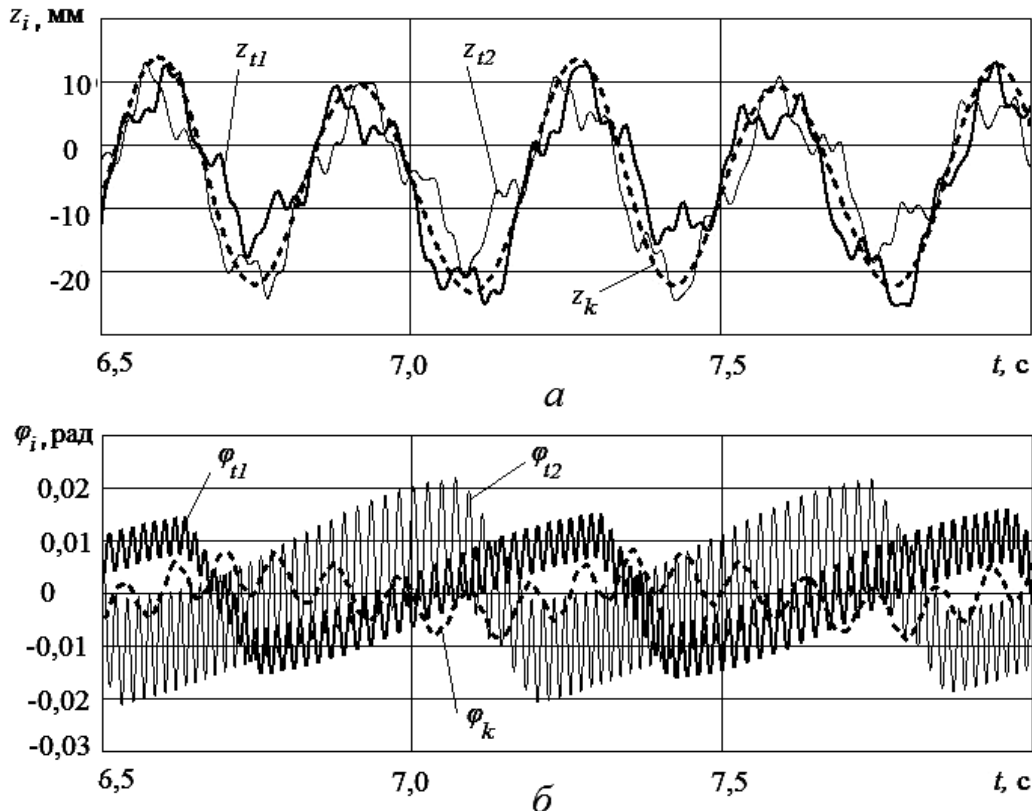


Рис. 2. Колебания кузова и тележек (при $m_k = 40$ т, $m_t = 1$ т) в вертикальной плоскости:
а – линейные перемещения; б – угловые

Из этого рисунка видны признаки наложений на колебания низкой частоты с большой амплитудой колебаний высокой частоты с малыми амплитудами. Анализ показывает, что высокочастотные гармоники колебаний являются следствием наложения колебаний тележек относительно монорельсового пути на колебания кузова. Полученные решения показывают, что после переходного процесса устанавливаются колебания постоянной амплитуды с частотой возмущения.

Значения наибольших амплитуд колебаний кузова и тележек в зависимости от скорости движения вагонетки приведены в табл. 1. Здесь амплитуды, указанные в числителе, получены для $m_k = 1$ т, а в знаменателе – $m_k = 8$ т.

Таблица 1. Амплитуды колебаний кузова и тележек для различных скоростей движения

Параметр, размерность	Скорость движения, м/с				
	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
z_{t1} , мм	<u>23,8</u>	<u>23,8</u>	<u>24,2</u>	<u>23,2</u>	<u>23,2</u>
	23,7	20,0	22,4	24,0	25,1
z_{t2} , мм	<u>25,1</u>	<u>20,8</u>	<u>23,7</u>	<u>24,9</u>	<u>24,4</u>
	24,2	22,5	22,1	23,1	24,6
z_k , мм	<u>13,1</u>	<u>12,5</u>	<u>13,6</u>	<u>13,3</u>	<u>13,1</u>
	13,0	12,6	12,6	11,8	13,9
$\varphi_{t1} \cdot 10^{-3}$, рад	<u>32,0</u>	<u>32,0</u>	<u>37,0</u>	<u>36,0</u>	<u>32,0</u>
	32,0	32,0	37,0	36,0	32,0
$\varphi_{t2} \cdot 10^{-3}$, рад	<u>38,0</u>	<u>38,0</u>	<u>38,0</u>	<u>43,0</u>	<u>41,0</u>
	38,0	38,0	38,0	43,0	41,0
$\varphi_k \cdot 10^{-3}$, рад	<u>15,9</u>	<u>15,0</u>	<u>15,8</u>	<u>15,8</u>	<u>16,6</u>
	15,3	15,1	15,1	15,1	15,8

Из табл. 1 видно, что в рассматриваемом диапазоне скоростей движения амплитуды колебаний принимают довольно высокие значения. Для кузова массой 1 т линейные перемещения z_{t1} изменяются от 23,2 до 24,2 мм, z_{t2} – от 20,8 до 25,1 мм, z_k – от 12,5 до 13,6 мм. Угловые перемещения φ_{t1} варьируются от 0,032 до 0,037 рад, φ_{t2} – от 0,038 до 0,043 рад и z_k – от 0,015 до 0,017 рад. Увеличение массы кузова до 8 т практически не приводит к существенному изменению угловых перемещений.

В табл. 2 приведены значения амплитуд колебаний кузова и тележек с учетом демпфирования. Масса кузова принималась равной 8 т, а скорость движения – 2,0 м/с.

Таблица 2. Амплитуды колебаний кузова и тележек для различных значений коэффициента демпфирования подвески монорельса

Параметр, размерность	Коэффициенты демпфирования b_t, b_k , кН · с / м				
	0	0,05	0,2	1,0	2,0
z_{t1} , мм	20,0	<u>18,2</u>	<u>15,8</u>	<u>15,0</u>	<u>14,2</u>
		18,7	17,7	16,4	16,1
z_{t2} , мм	22,5	<u>20,8</u>	<u>18,9</u>	<u>16,9</u>	<u>15,6</u>
		22,5	21,6	19,1	19,0
z_k , мм	12,6	<u>12,5</u>	<u>12,4</u>	<u>11,9</u>	<u>11,6</u>
		12,6	12,6	12,7	12,5
$\varphi_{t1} \cdot 10^{-3}$, рад	32,0	<u>29,0</u>	<u>25,0</u>	<u>23,0</u>	<u>22,0</u>
		32,0	32,0	32,0	32,0
$\varphi_{t2} \cdot 10^{-3}$, рад	38,0	<u>31,0</u>	<u>26,0</u>	<u>24,0</u>	<u>23,0</u>
		38,0	38,0	38,0	38,0
$\varphi_k \cdot 10^{-3}$, рад	15,1	<u>15,0</u>	<u>14,6</u>	<u>13,1</u>	<u>12,0</u>
		15,1	15,1	15,1	14,9

Указанные в числителе амплитуды получены для $b_t = 0,05...2,0$; $b_k = 0$, а в знаменателе – $b_t = 0$; $b_k = 0,05...2,0$. Первый случай соответствует упруго-демпфирующей подвеске монорельса и жесткой подвеске кузова (без подрессоривания и демпфирования), а второй – жесткой подвеске монорельса и подрессориванию кузова.

Анализ табл. 2 показывает, что увеличение коэффициентов демпфирования приводит к снижению амплитуд колебаний. Однако их влияние неравнозначно. Для первого случая, когда b_t принимает значения от 0 до 2,0 кН·с/м, амплитуды линейных перемещений уменьшаются на 9...31%, а угловые – на 21...40%. Для второго случая происходит снижение амплитуд линейных перемещений на 1...16%, а угловые перемещения остаются практически без изменений.

Отсюда следует, что для снижения амплитуды колебаний тележек и кузова целесообразно изменять коэффициент демпфирования подвески монорельсового пути. Для этого может быть рекомендовано использование подвесных устройств для монорельсовой дороги, разработанных в ДонНТУ и защищенных патентами UA72688 и UA79713. Кроме этого, может быть применено упруго-демпфирующее устройство для подвески монорельса, показанное на рис. 3.

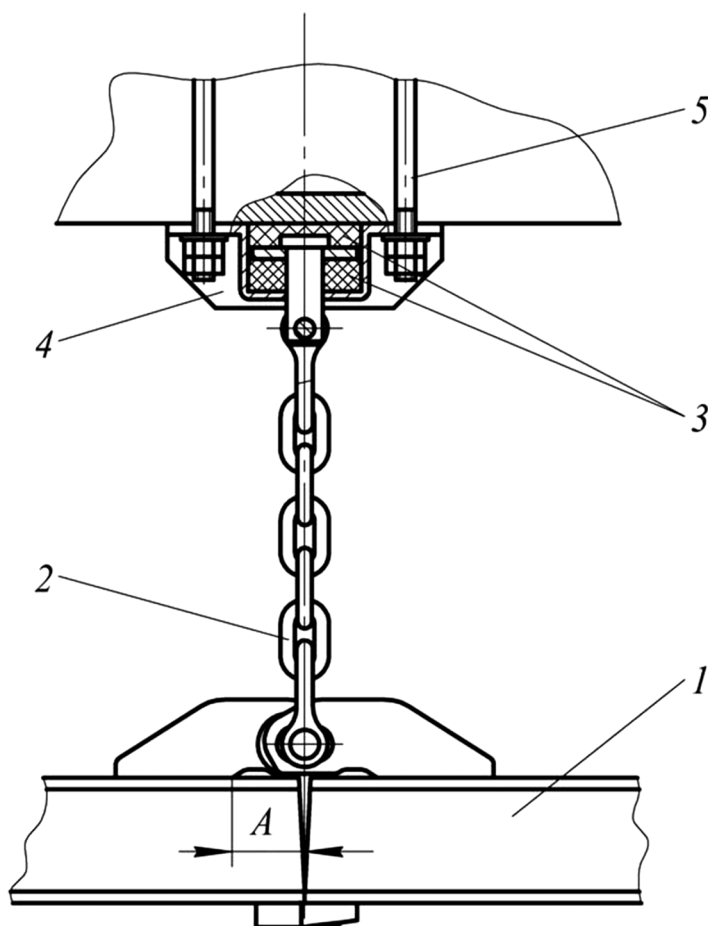


Рис. 3. Устройство подвески монорельсового пути: 1 – стык монорельса; 2 – цепь подвески; 3 – энергопоглощающий материал; 4 – зажим; 5 – хомут крепи горной выработки

Указанное устройство позволяет изменять жесткость стыков путем введения участка изгиба монорельса длиной A и использования поглощающего материала. За счет дополнительного изгиба коэффициент жесткости стыка может быть равен

$$c_s = \frac{3EJ}{A^2(L - A)},$$

где E – модуль упругости материала монорельса;

J – момент инерции поперечного сечения монорельса.

Подобные устройства позволяют снижать непосредственную динамическую нагрузку, обеспечивают более равномерную передачу нагрузки на трехопорную подвеску монорельса, уменьшают перемещение верхняка крепи и осадку кровли горной выработки. Это приводит к сокращению эксплуатационных расходов и увеличению срока службы монорельсового пути, а также повышению устойчивости горной выработки, в которой осуществляется эксплуатация шахтной подвесной монорельсовой дороги.

Выводы. На основании проведенных исследований получены зависимости, устанавливающие взаимосвязь между параметрами подвески монорельсового пути и подвижного состава. Разработана математическая модель движения подвижного состава, учитывающая периодические возмущения от неровностей монорельса и изменения жесткости вдоль пролета пути. Показано, что варьируя значения коэффициента демпфирования подвески монорельсового пути, возможно влиять на амплитуды колебаний тележек и кузова. Предложено применение подвесных устройств, которые позволяют улучшить демпфирующие свойства монорельса и снизить дополнительные динамические нагрузки, возникающие во время движения шахтной подвесной монорельсовой дороги.

Список литературы

1. Ногих В.Р. Современный формат подвесных монорельсовых транспортных систем / В.Р. Ногих // Уголь. – 2006. – №4. – С. 34-36.
2. Ширин Л.Н. Оценка эксплуатационных параметров подвесных монорельсовых дорог / Л.Н. Ширин, Л.Н. Посулько, В.А. Расцветаев // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ, 2008. – Вип. 76. – С. 91-96.
3. Ширин Л.Н. Совершенствование методики расчета эксплуатационных параметров подвесной монорельсовой дороги при доставке грузов в сложных горно-геологических условиях / Л.Н. Ширин, В.А. Расцветаев // Науковий вісник НГУ. – 2007. – №10. – С. 17–20.
4. Расцветаев В.А. Особенности формирования дополнительных нагрузок на арочную крепь участковых выработок с подвесными монорельсовыми дорогами / В.А. Расцветаев // Науковий вісник НГУ. – 2011. – № 4. – С. 35-38.
5. Кузнецов Е.В. Метод выбора параметров сталеполлимерных анкеров для подвески монорельсовых дорог большой грузоподъемности в выработках / Е.В. Кузнецов // Вестник КузГТУ. – 2005. – №4. – С. 27-28.
6. Вершинский С.В. Динамика вагона / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов; ред. С.В. Вершинский. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
7. Титов А.А. Анализ вариантов взаимодействия системы колесо-вагонетка при наезде на стык рельсов / А.А. Титов, В.Ф. Ганкевич, А.Н. Коцупей // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 3. – С. 68-71.
8. Коцупей А.Н. Обоснование параметров периодического взаимодействия колеса вагонетки со стыками протяженного рельсового пути / А.Н. Коцупей, А.А. Титов, В.Ф. Ганкевич // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 1. – С. 65-68
9. Гутаревич В.О. Вертикальные колебания подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги / В.О. Гутаревич // Наукові праці ДонНТУ. Серія: гірничо-електромеханічна. – 2013. – №2(26)'2013. – С. 97-107.
10. Гутаревич В.О. Боковые колебания подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги / В.О. Гутаревич // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – М.: Горная книга. – 2014. – №6. – С. 264-270.