УДК 622.625.6:622.28.042.4 DOI: 10.21440/0536-1028-2021-5-99-108

Определение динамических усилий в подвесах пути шахтной подвесной монорельсовой дороги

Царенко С. Н.[1], Игнаткина Е. Л.[1]*, Костенко А. В.[1]
[1] Камчатский государственный технический университет, г. Петропавловск-Камчатский, Россия
e-mail: sel_post@mail.ru

Реферат

Введение. *В настоящее время шахтная подвесная монорельсовая дорога используется для доставки людей, оборудования и материалов. Этот вид вспомогательного транспорта является перспективным, так как обладает рядом преимуществ, которые позволяют использовать его в разветвленных выработках с достаточно большими углами наклона и малыми радиусами закруглений. Подвесной монорельсовый транспорт существенно отличается от напочвенного транспорта, поэтому результаты исследований режимов торможения, которые были получены ранее, нельзя использовать в полной мере.*

Целью работы *является определение динамических усилий в подвесах монорельсового пути, влияющих на крепь горной выработки в местах их крепления с учетом параметров подвижного состава во время торможения.*

Методология. *Для определения изменения усилий в подвесах и перемещения единой механической системы разработана математическая модель торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги с учетом места расположения подвижных единиц на секции монорельсового пути.*

Результаты. *Определены зависимости вертикального перемещения центра масс единой механической системы и ее угла отклонения относительно статического положения от времени торможения для случая, когда тормозная тележка после торможения находится на расстоянии 1 м от начала секции монорельсового пути. Получены графики зависимостей горизонтальных и вертикальных реакций упругих опор монорельсового пути от времени торможения. Установлено, что место расположения подвижных единиц на секции монорельсового пути, а также их массы и начальная скорость торможения оказывают влияние на значения реакций упругих опор и таким образом влияют на усилия, действующие на крепь горной выработки.*

Выводы. *Разработанную математическую модель торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги можно использовать для исследования влияния динамических усилий, которые возникают при торможении и действуют на крепь горной выработки, при этом необходимо учитывать массу, местоположение подвижных единиц, а также начальную скорость торможения.*

Ключевые слова: *подвесная монорельсовая дорога; торможение; единая механическая система; подвижные единицы; динамические усилия; подвес; секция монорельсового пути.*

Введение. Угольная промышленность России обладает значительными запасами угля и имеет возможности для эффективного их извлечения и использования в целях стабильного обеспечения внутренних потребностей в угольной продукции и развития экспортных поставок. Одной из важнейших задач, стоящих перед угольной промышленностью, является обеспечение оптимальной территориально-производственной и технологической структуры производственных мощностей по добыче и переработке угля и их сбалансированного развития (Распоряжение Правительства Российской Федерации от 13 июня 2020 г. № 1582-р «Об утверждении программы развития угольной промышленности России на период до 2035 года»).

Отдельного внимания заслуживает технологическая модернизация действующего производства, создание взаимосвязанных технологических комплексов по добыче и преобразованию угля в продукцию с высокой добавленной стоимостью, внедрение новых видов техники для горных работ.

Особое место при этом занимает и транспортное оборудование, которое служит не только для транспортировки угля, но и для перемещения оборудования и людей. При этом необходимо обеспечить требования эффективности и безопасности эксплуатации.

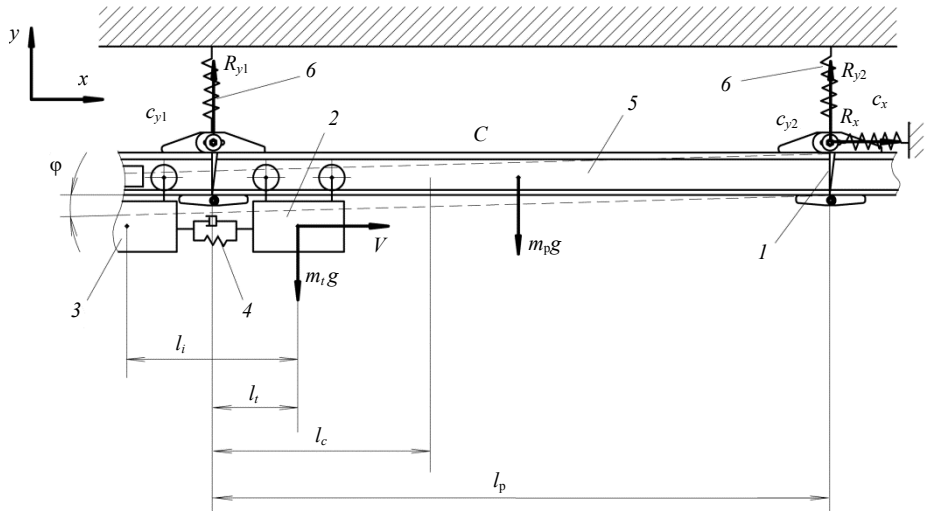

Рис. 1. Схема сил, действующих при торможении ПС на МП:
1 – стык секций; *2* – тормозная тележка; *3* – тяговая тележка; *4* – сцепка; *5* – секция МП; *6* – подвесы
Fig. 1. Diagram of forces acting on a monorail track when rolling stock brakes:
1 – butt joint; *2* – braking trolley; *3* – traction trolley; *4* – tram shackle; *5* – monorail section; *6* – suspension

Шахтная подвесная монорельсовая дорога (ШПМД) используется для доставки людей, оборудования и материалов. Этот вид вспомогательного транспорта является перспективным, так как обладает рядом преимуществ, которые позволяют использовать его в разветвленных выработках с достаточно большими углами наклона и малыми радиусами закруглений [1–4]. В работе [5] представлены разработки подвесных монорельсов с указанием их преимуществ и ограничения в использовании. Уделено внимание развитию монорельсовых дорог с аккумуляторными приводами.

Принцип действия монорельсовых дорог основан на перемещении грузов по подвешенному к кровле выработки при помощи подвесов монорельсовому пути (МП), выполненному из двутавровой балки. По нижним полкам МП перемещаются ходовые тележки с подвешенными к ним транспортными сосудами, специализированными контейнерами или пакетами для перевозки вспомогательных материалов, а также вагонетками для доставки людей. Перемещение составленных из них составов осуществляется с помощью канатной тяги или локомотивами специальной конструкции. Использование локомотивов позволяет обеспечить автономность передвижения состава. Во время торможения подвижного состава ШПМД возникают динамические нагрузки, действующие на МП и элементы подвесов. В работах [6–10] рассмотрено влияние поперечных и продольных нагрузок на МП во время движения и торможения подвижного состава (ПС). Исследования [11–14] направлены на выявление сил и ускорений, динамических воздействий аэродинамических сил ветра и вибраций, воздействующих на пасса-

жиров при движении и торможении подвесной монорельсовой дороги, для повышения безопасности и комфорта горняков на подземных горнодобывающих предприятиях. Результаты анализа влияния скорости на МП при экстренном торможении подвижного состава приведены в работе [15].

Однако представленные результаты не учитывают вес и расположение подвижных единиц на МП, а также упруго-шарнирную связь между его секциями.

Цель статьи заключается в определении динамических усилий в подвесах монорельсового пути, действующих на крепь горной выработки.

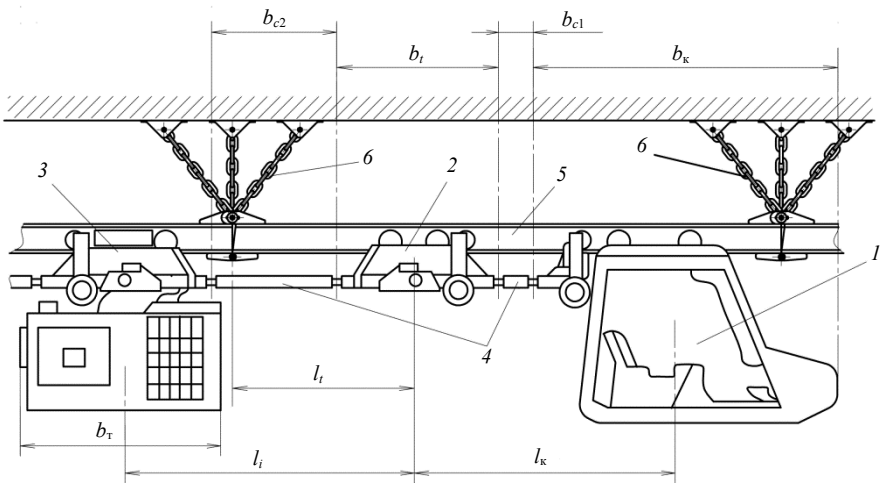

Рис. 2. Положение тележек ШПМД после остановки ПС:
1 – кабина машиниста; *2* – тормозная тележка; *3* – тяговая тележка; *4* – сцепное устройство; *5* – секция монорельсового пути; *6* – подвесы

Fig. 2. Position of mine suspension monorail trolleys after the rolling stock is stopped:
1 – driver's cab; *2* – braking trolley; *3* – traction trolley; *4* – coupling; *5* – monorail section; *6* – suspension

Методология проведения исследований. При построении расчетной схемы будем полагать, что торможение происходит мгновенно, т. е. после торможения состав и монорельс с подвесами образуют единую механическую систему (ЕМС), которая получает весь импульс со стороны ПС. Динамика процесса рассматривается в пределах одного пролета. Инерционное влияние соседних пролетов, а также ПС (или его части) учитывается с помощью коэффициентов приведения массы. Подвесы монорельса представим в виде упругих связей с коэффициентами поперечной жесткости c_{y1} и c_{y2}, и суммарным коэффициентом продольной жесткости $c_x = c_{x1} + c_{x2}$ (рис. 1). Коэффициенты жесткости для разных типов подвесов определены в работе [9].

Положение центра масс представленной на рис. 1 механической системы (R_{y1}, R_{y2} – вертикальные реакции упругих опор; R_x – горизонтальная реакция упругих опор; V – скорость ПС в момент торможения; $m_т$ – приведенная масса тормозной тележки; $l_т$ – расстояние, определяющее положение тормозной тележки; φ – угол поворота системы) при отсчете от начала секции определяется зависимостью:

$$l_c = \left[m_р \frac{l}{2} + \frac{1}{2} m_р l + m_т l_т + m_к \left(l_т + l_к \right) + \sum_{i=1}^{n} k_i m_i \left(l_т - l_i \right) \right] M^{-1};$$

$$M = 2m_р + m_т + m_к + \sum_{i=1}^{n} k_i m_i,$$

где l_c – расстояние, определяющее положение центра масс ЕМС; M – масса системы; $m_р$, l – масса и длина секции монорельса; $m_т$, $l_т$ – масса тормозной тележки и расстояние до нее; $m_к$ – масса кабины машиниста; $l_к$ – расстояние между тормозной тележкой и кабиной машиниста; m_i – масса i-й тележки; l_i – расстояние от i-й до тормозной тележки; k_i – коэффициент приведения массы.

Коэффициент приведения массы определяется системой:

$$k_i = \begin{cases} 1; & l_т - l_i \geq 0; \\ 1 - \dfrac{l_i - l_т}{l}; & -l < l_т - l_i < 0; \\ 0; & l_т - l_i \leq -l. \end{cases}$$

Кинетическая энергия рассматриваемой ЕМС:

$$T = \frac{M\dot{x}_c^2}{2} + \frac{M\dot{y}_c^2}{2} + \frac{J_c\varphi^2}{2},$$

где $\dot{x}_c$, $\dot{y}_c$ – проекции вектора скорости центра масс C (рис. 1) на координатные оси.

Момент инерции системы J_c относительно центра масс определяется по формуле:

$$J_c = \frac{m_р l^2}{12} + m_р\left(\frac{1}{2}l_c^2 + \left(\frac{1}{2}l - l_c\right)^2 + \frac{1}{2}\left(l - l_c\right)^2\right) +$$

$$+ m_т\left(l_c - l_т\right)^2 + m_к\left(l_c - l_т - l_к\right)^2 + \sum_{i=1}^{n} k_i m_i\left(l_c - l_т + l_i\right)^2.$$

На основе уравнения Лагранжа 2-го рода получим систему уравнений движения ЕМС:

$$\begin{cases} M\ddot{x}_c + c_x x_c = 0; \\ M\ddot{y}_c + c_{y1}\left(y_c + \varphi l_c\right) + c_{y2}\left(y_c - \varphi\left(l - l_c\right)\right) = Mg; \\ M\ddot{\varphi} + c_{y1}\left(y_c + \varphi l_c\right)l_c - c_{y2}\left(y_c - \varphi\left(l - l_c\right)\right)\left(l - l_c\right) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Будем рассматривать движение ЕМС относительно положения статического равновесия, поэтому постоянную нагрузку, которая численно равна произведению Mg, при решении системы уравнений (1) не будем принимать во внимание.

Решение 1-го уравнения системы (1) имеет вид:

$$x_c(t) = C\sin\left(\omega_1 t + \mu_1\right), \quad (2)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_x}{M}}; \qquad V_0 = \frac{M_{сост}}{M}V; \qquad M_{сост} = m_т + m_к + \sum_{i=1}^{n} m_i,$$

где $C = V_0/\omega_1$, $\mu_1 = 0$ – амплитуда и фаза продольных колебаний; ω_1 – частота продольных колебаний ЕМС; V_0 – начальная скорость, которая определяется исходя из допущения, что рассматриваемая ЕМС получит полный импульс ПС; $M_{сост}$ – масса ПС; V – скорость ПС в момент торможения.

Из 2-го и 3-го уравнений системы (1) получим выражение для угла поворота и уравнение поперечных перемещений центра масс:

$$\varphi = -\frac{M\ddot{y} + \left(c_{y1} + c_{y2}\right)y}{c_{y1}l_c - c_{y2}\left(l - l_c\right)}; \tag{3}$$

$$\frac{d^4 y_c}{dt^4} + \alpha\frac{d^2 y_c}{dt^2} + \beta y_c = 0, \tag{4}$$

где

$$\alpha = \frac{1}{MJ_c}\left(J_c\left(c_{y1} + c_{y2}\right) + Mc_{y1}l_c^2 + Mc_{y2}\left(l - l_c\right)^2\right); \qquad \beta = \frac{c_{y1}c_{y2}l^2}{MJ_c}.$$

Уравнение (4) является бигармоническим уравнением, и его решение имеет вид:

$$y_c\left(t\right) = A_2\sin\omega_2 t + B_2\cos\omega_2 t + A_3\sin\omega_3 t + B_3\cos\omega_3 t, \tag{5}$$

где $A_{2,3}$, $B_{2,3}$ – произвольные постоянные, определяемые из начальных условий; ω_2 – 2-я собственная частота колебаний системы (угловые колебания ЕМС); ω_3 – 3-я собственная частота колебаний системы (продольные колебания ЕМС),

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{1}{2}\left(\alpha - \sqrt{\alpha^2 - 4\beta}\right)}; \qquad \omega_3 = \sqrt{\frac{1}{2}\left(\alpha + \sqrt{\alpha^2 - 4\beta}\right)}.$$

Подставив зависимость (5) в формулу (3), получим выражение для угла поворота φ (рис. 1):

$$\varphi\left(t\right) = \frac{M}{c_{y1}l_c - c_{y2}\left(l - l_c\right)}\left(A_2\left(\omega_2^2 - \frac{c_{y1} + c_{y2}}{M}\right)\sin\omega_2 t + B_2\left(\omega_2^2 - \frac{c_{y1} + c_{y2}}{M}\right)\cos\omega_2 t + \right.$$
$$\left. + A_3\left(\omega_3^2 - \frac{c_{y1} + c_{y2}}{M}\right)\sin\omega_3 t + B_3\left(\omega_3^2 - \frac{c_{y1} + c_{y2}}{M}\right)\cos\omega_3 t\right). \tag{6}$$

Наиболее распространенной при эксплуатации ШПМД будет ситуация, когда ЕМС имеет начальные отклонения от положения статического равновесия и начальную скорость:

$$y(0) = y_0; \qquad \varphi(0) = \varphi_0; \qquad \dot{y}(0) = -V_0\varphi_0; \qquad \dot{\varphi}(0) = 0. \tag{7}$$

Исходя из условий (7), выражения для произвольных постоянных $A_{2,3}$ и $B_{2,3}$ получим в виде:

$$A_2 = -\frac{V_0\varphi_0}{\omega_2\left(\omega_2^2 - \omega_3^2\right)}\left(\frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} - \omega_3^2\right); \qquad A_3 = \frac{V_0\varphi_0}{\omega_3\left(\omega_2^2 - \omega_3^2\right)}\left(\frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} - \omega_2^2\right);$$
$$B_2 = \frac{c_{y1}l_c - c_{y2}\left(l - l_c\right)}{M\left(\omega_2^2 - \omega_3^2\right)}\varphi_0 + \frac{y_0}{\omega_2^2 - \omega_3^2}\left(\frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} - \omega_3^2\right); \tag{8}$$

$$B_3 = -\frac{c_{y1}l_c - c_{y2}\left(l - l_c\right)}{M\left(\omega_2^2 - \omega_3^2\right)}\varphi_0 - \frac{y_0}{\omega_2^2 - \omega_3^2}\left(\frac{c_{y1} + c_{y2}}{M} - \omega_2^2\right).$$

Горизонтальные и вертикальные реакции упругих опор определяются зависимостями:

$$\begin{gathered} R_{x1} = -c_{x1}x_c; \qquad R_{y1} = -c_{y1}\left(y_c + \varphi l_c + y_{st} + \varphi_{st}l_c\right); \\ R_{x2} = -c_{x2}x_c; \qquad R_{y2} = -c_{y1}\left(y_c - \varphi\left(l - l_c\right) + y_{st} - \varphi_{st}\left(l - l_c\right)\right), \end{gathered} \tag{9}$$

где y_{st} – статический прогиб центра масс; φ_{st} – статический угол поворота:

$$y_{st} = Mg\frac{c_{y1}l_c^2 + c_{y2}\left(l - l_c\right)^2}{c_{y1}c_{y2}l^2}; \qquad \varphi_{st} = Mg\frac{c_{y2}\left(l - l_c\right) - c_{y1}l_c}{c_{y1}c_{y2}l^2}.$$

Расчетные зависимости (5) и (6) с учетом выражений (8) позволяют исследовать динамику процесса торможения подвижного состава ШПМД с разными начальными условиями и положениями в пределах секции МП, а зависимости (9) следует использовать для определения динамических нагрузок, действующих на крепь.

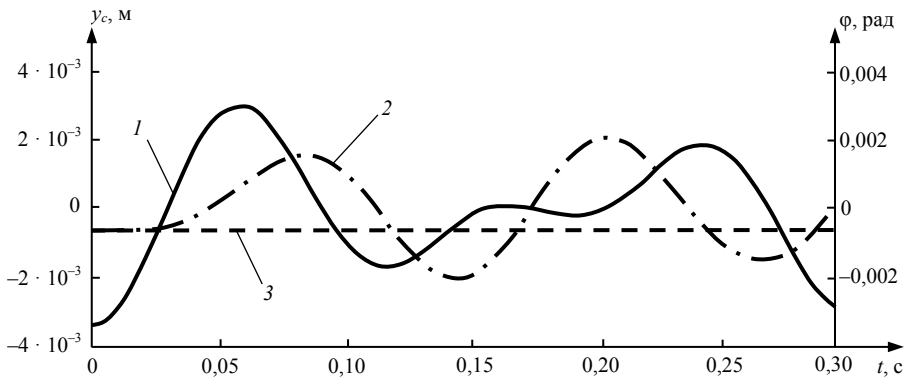

Рис. 3. Вертикальное перемещение центра масс ЕМС y_c и угол отклонения системы φ относительно статического положения в зависимости от времени торможения t:
1 – вертикальное перемещение центра масс; *2* – отклонение системы при торможении; *3* – статическое положение

Fig. 3. Vertical displacement of the single mechanical system center of mass y_c and the angle of deviation of the system φ relative to the static position, depending on the braking time t:
1 – vertical displacement of the mass center; *2* – system’s deviation during braking; *3* – static position

В качестве примера рассмотрим процесс торможения ШПМД со следующими параметрами: масса и длина секции МП $m_р$ = 72 кг; $l_р$ = 3 м; масса и длина кабины машиниста $m_к$ = 490 кг, $b_к$ = 2,22 м; масса и длина тяговой тележки m_i = 700 кг, b_i = 1,09 м; масса и длина тормозной тележки $m_т$ = 200 кг, $b_т$ = 1,05 м; длина сцепки между тормозной тележкой и кабиной машиниста b_{c1} = 0,3 м; длина сцепки между тормозной и тяговой тележкой b_{c2} = 1 м. Жесткость подвесов примем согласно [9]: $c_{y1} = c_{y2}$ = 2000 кН/м; $c_{x1} = c_{x2}$ = 2000 кН/м.

На одной секции МП, исходя из длины секции и размеров тележек, может максимально поместиться только две тележки – тормозная и тяговая или тормозная и кабина машиниста.

Значения возникающих при торможении ПС ШПМД нагрузок, воздействующих на элементы МП, изменяются в зависимости от места расположения подвижных единиц на секции МП в момент торможения.

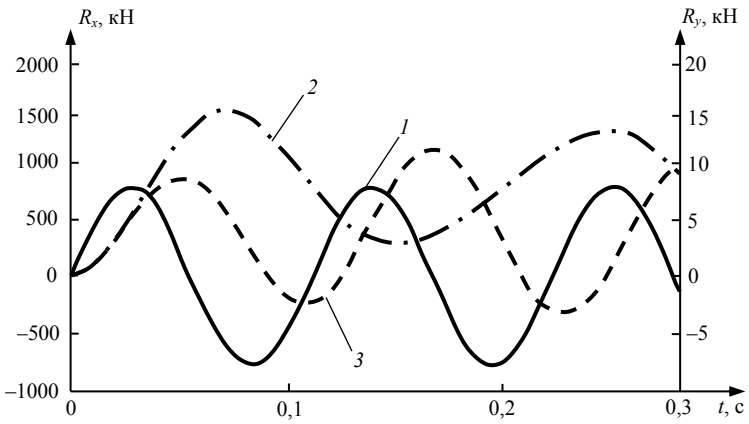

Рис. 4. Зависимости продольной R_x и вертикальной R_y реакций, возникающих в подвесах МП в зависимости от времени торможения:
1 – горизонтальная составляющая усилия; *2* – вертикальная составляющая усилия в 1-м подвесе; *3* – вертикальная составляющая усилия во 2-м подвесе

Fig. 4. Dependences of the longitudinal R_x and vertical R_y reactions arising in the suspension of a monorail track, depending on the braking time:
1 – horizontal force component; *2* – vertical force component in the 1st suspension; *3* – vertical force component in the 2nd suspension

Скорость ПС до торможения принимаем $V_{\text{торм}}$ = 3,5 м/с. Рассмотрим случай, когда после остановки тормозная тележка занимает положение l_t = 1 м (рис. 2, где $b_{\text{к}}$ – длина кабины машиниста; b_t – длина тяговой тележки).

Результаты. Для рассматриваемого случая получим следующие параметры ЕМС: масса M = 1 261 000 кг; частота поперечных колебаний ω_1 = 44,3 с$^{-1}$; частота угловых колебаний ω_2 = 62,35 с$^{-1}$; частота продольных колебаний ω_3 = 56,33 с$^{-1}$.

Для случая с наибольшим динамическим эффектом имеем:

$$y(0) = y_{st}; \qquad \varphi(0) = -\varphi_{st}; \qquad \dot{y}(0) = 0; \qquad \dot{\varphi}(0) = 0.$$

На рис. 3 приведены графики зависимостей вертикального перемещения центра масс ЕМС и угла отклонения системы относительно статического положения от времени торможения.

Из рис. 3 видно, что наибольшее значение вертикального перемещения y_c достигается через 0,06 с после начала торможения, т. е. практически в самом начале, и составляет 0,0035 м. При этом наибольшее значение угла отклонения системы наблюдается через 0,15 с после остановки подвижного состава и составляет 0,002 рад (0,11 град).

Графики зависимостей горизонтальных R_x и вертикальных R_y реакций упругих опор от времени торможения показаны на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что максимальное значение вертикальной реакции 1-го подвеса R_{y1} составляет 16 кН. При этом значение этой же реакции в статическом положении R_{y1st} составит 8 кН. Таким образом, динамический коэффициент K_y бу-

дет составлять 2, что совпадает с известными в литературе результатами аналогичных динамических задач.

Усилия, возникающие в подвесах МП, воздействуют на саму крепь в точках крепления. Величина воздействия зависит от конструкции подвеса, которая определяет величину коэффициента жесткости подвеса [9]. Представленная в этой статье математическая модель позволяет учитывать воздействие ПС на МП и дает возможность исследовать влияние динамических усилий при торможении подвижного состава ШПМД на крепь горной выработки с учетом местоположения подвижных единиц после остановки, а также их массы и начальной скорости торможения. Это, в свою очередь, позволяет определять необходимую конструкцию и жесткость подвеса МП с целью снижения динамических воздействий на крепь при торможении.

Выводы. С использованием полученной в работе математической модели торможения подвижного состава ШПМД установлено следующее. Усилия при продольных колебаниях ШПМД на порядок превышают усилия при поперечных колебаниях. Из чего вытекает необходимость использования нескольких тормозных тележек в ПС для перераспределения продольных усилий.

Динамический коэффициент реакции подвеса при поперечных колебаниях ШПМД $K_y = 2$, что соответствует результатам известных динамических задач для случая внезапного приложения нагрузки.

Использование модели позволяет исследовать влияние динамических усилий при торможении подвижного состава ШПМД на крепь горной выработки с учетом массы и местоположения подвижных единиц после остановки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ульянов В. В., Ремезов А. В. Каким должен быть в угольных шахтах вспомогательный транспорт // Сб. матер. Междунар. науч.-практ. конф. (25–26 мая 2016 года). Том II. Кемерово: ЗапСибНЦ, 2016. С. 40–70.

2. Шахтный подвесной локомотив типа DLZ130F. URL: https://www.ferrit.cz/ru/products/podvesnoj-transport/lokomotivy-dizelnye/dlz130f (дата обращения: 21.04.2021).

3. Monorail SCHARF DZK 1800/2200 Technical data URL: https://www.smtscharf.com/wp-content/uploads/2021/03/DZK-1800_2200-GB-1.pdf (дата обращения: 21.04.2021).

4. Szewerda K., Tokarczyk J., Wieczorek A. Impact of increased travel speed of a transportation set on the dynamic parameters of a mine suspended monorail // Energies. 2021. Vol. 14. No. 6. P. 1528.

5. Pieczora E., Tokarczyk J. Development of mine underground transportation with use of suspended monorails // Mining-Informatics, Automation and Electrical Engineering. 2017. Vol. 55. P. 96–106.

6. Гутаревич В. О., Игнаткина Е. Л. Исследование режима торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги с учетом зазоров в сцепках // Известия вузов. Горный журнал. 2020. № 5. С. 108–115.

7. Поляков Н. С., Новиков Е. Е. Динамика шахтного рельсового транспорта. Киев: Наукова думка, 1973. 200 с.

8. Гутаревич В. О., Игнаткина Е. Л. Поперечные колебания монорельса во время торможения подвесной монорельсовой дороги // Техническая эксплуатация водного транспорта: проблемы и пути развития: матер. Междунар. науч.-техн. конф. (23–25 октября 2019 г.). Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2020. С. 180–183.

9. Игнаткина Е. Л. Динамические характеристики подвесного пути шахтной монорельсовой дороги // Вестник Донецкого национального технического университета. 2016. № 6(6). С. 3–6.

10. Расцветаев В. А. Дополнительные нагрузки от действия подвесных монорельсовых дорог на арочное крепление выработок в условиях шахт Западного Донбасса // Геотехническая механика. 2014. № 117. С. 53–59.

11. Tokarczyk J. A., Rotkegel M., Pytlik A., Niedworok A. Research on the impact of forces and acceleration during the riding and braking of a suspended monorail // Archives of Mining Sciences. 2020. Vol. 65. No. 2. P. 399–414. DOI: 10.24425/ams.2020.133199

12. Szewerda K., Tokarczyk J., Božek P., Michalak D., Drwięga A. Vibrations diagnostics and analysis in operator's and passenger cabins of a suspended monorail // Acta Montanistica Slovaca. 2020. Vol. 25. No. 2. P. 150–158. DOI: 10.46544/AMS.v25i2.2

13. Bao Y., Zhai W., Cai Ch., Zhu Sh., Li Y. Dynamic interaction analysis of suspended monorail vehicle and bridge subject to crosswinds // Mechanical Systems and Signal Processing. 2021. Vol. 156. P. 107707. DOI: 10.1016/j.ymssp.2021.107707

14. Блохин Д. И., Закоршменный И. М., Кубрин С. С., Харитонов И. Л., Холмянский М. Л. Моделирование взаимодействия анкерной крепи подвесной монорельсовой дороги с массивом горных пород // ГИАБ. 2020. №. 9. С. 25–39. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-9-0-25-39

15. Szewerda K., Tokarczyk J., Pytlik A. Suspended monorail emergency braking trolley computational model verification based on bench tests // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Publishing, 2019. Vol. 261. No. 1. P. 012052.

Поступила в редакцию 29 апреля 2021 года

Сведения об авторах:

Царенко Сергей Николаевич – доктор физико-математических наук, доцент, доцент кафедры технологических машин и оборудования Камчатского национального технического университета. E-mail: tzarenko@rambler.ru; https://orcid.org/0000-0003-2483-6809

Игнаткина Евгения Леонидовна – старший преподаватель кафедры технологических машин и оборудования Камчатского национального технического университета. E-mail: sel_post@mail.ru; https://orcid.org/0000-0002-0925-3931

Костенко Андрей Викторович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технологических машин и оборудования Камчатского национального технического университета. E-mail: andr13kost@list.ru; https://orcid.org/0000-0002-9695-5009

DOI: 10.21440/0536-1028-2021-5-99-108

Determining the dynamic forces in suspensions of a track of a mine suspended monorail

Sergei N. Tsarenko[1], Evgenia L. Ignatkina[1], Andrei V. Kostenko[1]
[1] Kamchatka State Technical University, Petropavlovsk-Kamchatsky, Russia.

Abstract

Introduction. *The mine suspended monorail is currently used to transport people, equipment and materials. This type of transport holds promise due to a number of advantages that allow it to be used in branching workings with sufficiently large slope angles and small curve radii. Suspended monorail transport significantly differs from ground transport, therefore, the earlier results of research on braking modes, cannot be used in full.*

The research aim *is to determine the dynamic forces in the suspension of the monorail track, affecting the support of the mine working in the points of their attachment, taking into account the parameters of the rolling stock during braking.*

Methods of research. *A mathematical model of rolling stock braking of a mine suspended monorail has been developed, taking into account the location of the railway vehicles on the monorail track section.*

Results. *Dependences of the single mechanical system mass center vertical displacement and its angle of deviation relative to the static position on the braking time are determined for the case when after braking the brake bogie is at a distance of 1 m from the beginning of the monorail track section. Dependences of the horizontal and vertical reactions of monorail track elastic supports on the braking time are obtained. It was found that the location of the railway vehicles on the monorail track section, as well as their masses and the initial braking speed, affect the values of the elastic support reactions and, thus, affect the forces acting on the support of the mine working.*

Conclusions. *The developed mathematical model of mine suspension monorail braking can be used to study the influence of dynamic forces that arise during braking and act on a mine working support. However, the mass and location of moving units, as well as the initial braking speed, should be taken into account.*

Keywords: *suspended monorail; braking; unified mechanical system; railway vehicles; dynamic efforts; suspension; section of monorail road.*

REFERENCES

1. Ulianov V. V., Remezov A. V. What should support service vehicles be like in coal mines? In: *Proceedings of the International Research-to-Practice Conference, 25–26 May 2016*. Vol. 2. Kemerovo: ZapSibNTs Publishing; 2016. p. 40–70. (In Russ.)

2. *DLZ130F suspended mining locomotive*. Available from: https://www.ferrit.cz/ru/products/podvesnoj-transport/lokomotivy-dizelnye/dlz130f [Accessed 21st April 2021].

3. *Monorail SCHARF DZK 1800/2200 Technical data*. Available from: https://www.smtscharf.com/wp-content/uploads/2021/03/DZK-1800_2200-GB-1.pdf [Accessed 21st April 2021].

4. Szewerda K., Tokarczyk J., Wieczorek A. Impact of increased travel speed of a transportation set on the dynamic parameters of a mine suspended monorail. *Energies*. 2021; 14(6): 1528.

5. Pieczora E., Tokarczyk J. Development of mine underground transportation with use of suspended monorails. *Mining-Informatics, Automation and Electrical Engineering*. 2017; 55: 96–106.

6. Gutarevich V. O., Ignatkina E. L. Study of the braking regime of rolling stock mining suspended monorail taking into account clearances in the coupling. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2020; 5: 108–115. (In Russ.)

7. Poliakov N. S., Novikov E. E. *The dynamics miner ail transport*. Kiev: Naukova dumka Publishing; 1973. (In Russ.)

8. Gutarevich V. O., Ignatkina E. L. Monorail transverse vibrations during the braking of the suspended monorail road. In: *Technical maintenance of water transportation: problems and paths of development: Proceedings of the International Research-to-Practice Conference, 23–25 October 2019*. Petropavlovsk-Kamchatsky: KamchatSTU Publishing; 2020. p. 180–183. (In Russ.)

9. Ignatkina E. L. The dynamic characteristics of mine suspended monorail. *Vestnik Donetskogo natsionalnogo tekhnicheskogo universiteta = Bulletin of Donetsk National Technical University*. 2016; 6(6): 3–6. (In Russ.)

10. Rastsvetaev V. A. Superimposed load from the action of the suspended monorail rail on arched support of excavations in the conditions of the West Donbass mines. *Geotekhnicheskaia mekhanika = Geotechnical Mechanics*. 2014; 117: 53–59. (In Russ.)

11. Tokarczyk J. A., Rotkegel M., Pytlik A., Niedworok A. Research on the impact of forces and acceleration during the riding and braking of a suspended monorail. *Archives of Mining Sciences*. 2020; 65(2): 399–414. Available from: doi: 10.24425/ams.2020.133199

12. Szewerda K., Tokarczyk J., Božek P., Michalak D., Drwięga A. Vibrations diagnostics and analysis in operator's and passenger cabins of a suspended monorail. *Acta Montanistica Slovaca*. 2020; 25(2): 150–158. Available from: doi: 10.46544/AMS.v25i2.2

13. Bao Y., Zhai W., Cai Ch., Zhu Sh., Li Y. Dynamic interaction analysis of suspended monorail vehicle and bridge subject to crosswinds. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2021; 156: 107707. Available from: doi: 10.1016/j.ymssp.2021.107707

14. Blokhin D. I., Zakorshmennyi I. M., Kubrin S. S., Kharitonov I. L., Kholmianskii M. L. Modeling interaction of suspended monorail rock bolt support and rock mass. *Gornyi informatsionno-analiticheskii biulleten (nauchno-tekhnicheskii zhurnal) = Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)*. 2020; 9: 25–39. Available from: doi: 10.25018/0236-1493-2020-9-0-25-39 (In Russ.)

15. Szewerda K., Tokarczyk J., Pytlik A. Suspended monorail emergency braking trolley computational model verification based on bench tests. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Publishing*. 2019; 261(1): 012052.

Received 29 April 2021

Information about authors:

Sergey N. Tsarenko – DSc (Physico-mathematical sciences), Associate Professor, associate professor of the Department Technological Machines and Equipment, Kamchatka National Technical University. E-mail: tzarenko@rambler.ru; https://orcid.org/0000-0003-2483-6809
Evgenia L. Ignatkina – senior lecturer, Department Technological Machines and Equipment, Kamchatka National Technical University. E-mail: sel_post@mail.ru; https://orcid.org/0000-0002-0925-3931
Andrei V. Kostenko – PhD (Engineering), Associate Professor, Head of the Department of Technological Machines and Equipment, Kamchatka National Technical University. E-mail: andr13kost@list.ru; https://orcid.org/0000-0002-9695-5009

Для цитирования: Царенко С. Н., Игнаткина Е. Л., Костенко А. В. Определение динамических усилий в подвесах пути шахтной подвесной монорельсовой дороги // Известия вузов. Горный журнал. 2021. № 5. С. 99–108. DOI: 10.21440/0536-1028-2021-5-99-108
For citation: Tsarenko S. N., Ignatkina E. L., Kostenko A. V. Determining the dynamic forces in suspensions of a track of a mine suspended monorail. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2021; 5: 99–108 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2021-5-99-108