

УДК 622.625.6

В.О. Гутаревич, канд. техн. наук, доц.

Государственное высшее учебное заведение „Донецкий национальный технический университет“, г.Донецк, Украина, e-mail: gvodonntu@gmail.com

ПРОДОЛЬНАЯ ДИНАМИКА ШАХТНОЙ ПОДВЕСНОЙ МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ

V.O. Gutarevich, Cand. Sci. (Tech.), Assoc. Prof.

State Higher Educational Institution “Donetsk National Technical University”, Donetsk, Ukraine, e-mail: gvodonntu@gmail.com

LONGITUDINAL DYNAMICS OF MINE SUSPENDED MONORAIL

Цель. Установление взаимосвязи между параметрами подвесного состава и монорельсового пути для снижения продольных колебаний шахтной подвесной монорельсовой дороги, от которых зависит устойчивость и безопасность движения транспорта горных предприятий.

Методика. Разработаны математические модели движения подвесных экипажей по монорельсу как системы упругих тел, связанных между собой. Математические модели представлены системами дифференциальных уравнений, численное решение которых получено методом Рунге-Кутты с использованием пакета прикладных программ Mathcad.

Результаты. Проведены теоретические исследования процесса взаимодействия подвесного состава и монорельсового пути. Определены пределы изменения координат и скорости движения составных частей подвесной монорельсовой дороги. Найдено влияние упруго-диссипативных связей на параметры движения во время торможения подвесного состава. Исследовано движение подвесных экипажей, перевозящих по монорельсовому пути крупногабаритный груз. Установлено, что продольные динамические силы более чем в 1,6 раза могут превышать значение прикладываемых тормозных усилий. Возникающие во время торможения перевозимого груза отклонения относительно вертикали периодически изменяются в пределах от 0,05 до 0,67 рад. Для снижения колебаний достаточно увеличивать значение коэффициента демпфирования сцепок только тормозных тележек, что позволяет не усложнять конструкцию подвижного состава.

Научная новизна. Научное значение состоит в математическом описании продольной динамики шахтной подвесной монорельсовой дороги, установлении влияния параметров монорельсового пути на колебания подвесного состава, возникающих во время торможения.

Практическая значимость. Полученные результаты позволяют обоснованно устанавливать параметры подвижного состава при модернизации существующих и создании новых шахтных подвесных монорельсовых дорог.

Ключевые слова: модель, монорельсовая дорога, продольные колебания, экипаж, скорость, сцепка

Постановка проблемы. В процессе эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых дорог, помимо статических нагрузок, возникают дополнительные динамические нагрузки, приводящие к продольным колебаниям подвесного состава. Колебания вызываются различными нагрузками и воздействиями, возникающими в результате взаимодействия подвижного состава и монорельсового пути.

Выделение нерешенной проблемы. Постоянным фактором возбуждения колебаний являются подвижные нагрузки, которые зависят от:

- скорости движения, тягового и тормозного усилий подвесной монорельсовой дороги;
- силы ударов ходовых и приводных колес на стыках и неровностях монорельсового пути;
- деформаций и колебаний монорельса;
- сил инерции элементов, совершающих дополнительные периодические движения;
- центробежных сил, действующих во время движения по закруглениям монорельса и переходов профиля.

Возникающие во время движения подвесной монорельсовой дороги колебания подвижного состава приводят к дополнительным нагрузкам на путь, значительному износу колес и монорельса. Кроме того, указанные колебания отрицательно влияют на самочувствие машиниста и пассажиров. Поэтому для нормальной эксплуатации необходимо, чтобы амплитуда колебаний не превышала допустимых значений.

Анализ последних исследований и публикаций. В работах [1, 2] проведено математическое моделирование рельсовых транспортных средств. Исследования [3, 4] посвящены линейным и нелинейным колебаниям элементов конструкций. Свободные и вынужденные колебания упругих балок с подвижными нагрузками исследованы в работах [5–7]. Настоящая статья является продолжением указанных исследований.

Выделение нерешенной ранее части общей проблемы. Продольные колебания подвижного состава, перемещающегося по рельсовому пути горной выработки, исследованы достаточно глубоко. Однако подвесные монорельсовые дороги имеют существенные отличия, что не позволяет в полной мере использовать полученные результаты. Для обоснованного опреде-

ления выгодного сочетания параметров подвижного состава необходимо учитывать динамические процессы, протекающие во время эксплуатации подвесных монорельсовых дорог.

Цель работы заключается в установлении взаимосвязи между параметрами подвижного состава и монорельсового пути для снижения продольных колебаний шахтной подвесной монорельсовой дороги.

Изложение основного материала. Во время движения подвижного состава в режиме тяги или торможения возникают как растягивающие, так и сжимающие силы, направленные вдоль монорельса и приводящие к продольным колебаниям подвесной монорельсовой дороги. Возникающие при этом динамические нагрузки передаются на монорельсовый путь через тележки и сцепки, позволяющие удерживать подвесные экипажи на определенном расстоянии друг от друга. Кроме того продольные нагрузки воспринимают элементы подвижного состава и перевозимый груз.

Расчетная схема подвесной монорельсовой дороги, как системы упругих тел, связанных между собой, приведена на рис.1. На этой схеме обозначено: m_1, m_9 – приведенные массы тормозных тележек; m_2, m_4, m_6 – массы ходовых тележек с приведенной массой частью сцепки; m_3, m_5, m_7 – приведенные массы подвесных элементов подвижного состава с учетом приведенной массы груза; m_8 – приведенная масса тягового устройства; h_c – расстояние между центрами масс тележек и подвесных элементов экипажа; $c_{c12}, c_{c24}, c_{c46}, b_{c12}, b_{c24}, b_{c46}$ – коэффициенты жесткости и коэффициенты демпфирования сцепок соответственно.

Первоначально рассмотрим колебания ПС продольной плоскости, когда монорельсовый путь жестко зафиксирован. Моменты инерции вращающихся колес ходовых тележек и тягового устройства не учитываем

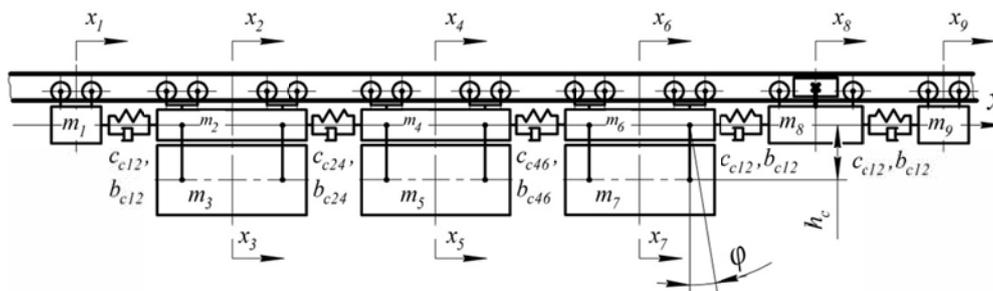


Рис. 1. Расчетная схема продольных колебаний подвижного состава

Уравнения колебаний, возникающих в момент пуска подвесной монорельсовой дороги, имеют аналогичный вид, но при этом необходимо тормозное усилие тормозных тележек считать равным нулю, а вместо тормозной силы тягового устройства требуется учитывать его тяговое усилие, но с обратным знаком. Требуемые значения указанных усилий и количество устройств, необходимых для их реализации, устанавливается функциональными возможностями шахтной подвесной монорельсовой дороги и ее тяговыми расчетами [8, 9].

ввиду их малости. Зазоры в соединениях подвесных экипажей считаем равными нулю. Диссипативные силы, действующие в сцепках, полагаем равными пропорционально скорости их деформации.

Тогда уравнения движения рассматриваемой системы в момент торможения будут

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + T_{q1}(t) + c_{c12}(x_1 - x_2) + b_{c12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= 0; \\
 m_2 \ddot{x}_2 + F_q(t) - c_{c12}(x_1 - x_2) - b_{c12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \\
 + c_{c24}(x_2 - x_4) + b_{c24}(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + \frac{m_3 g}{h_c}(x_2 - x_3) &= 0; \\
 \ddot{x}_3 - \frac{g}{h_c}(x_2 - x_3) &= 0; \\
 m_4 \ddot{x}_4 - c_{c24}(x_2 - x_4) - b_{c24}(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + \\
 + c_{c46}(x_4 - x_6) + b_{c46}(\dot{x}_4 - \dot{x}_6) + \frac{m_5 g}{h_c}(x_4 - x_5) &= 0; \\
 \ddot{x}_5 - \frac{g}{h_c}(x_4 - x_5) &= 0; \\
 m_6 \ddot{x}_6 - c_{c46}(x_4 - x_6) - b_{c46}(\dot{x}_4 - \dot{x}_6) + \\
 + c_{c12}(x_6 - x_8) + b_{c12}(\dot{x}_6 - \dot{x}_8) + \frac{m_7 g}{h_c}(x_6 - x_7) &= 0; \\
 \ddot{x}_7 - \frac{g}{h_c}(x_6 - x_7) &= 0; \\
 m_8 \ddot{x}_8 - c_{c12}(x_6 - x_8) - b_{c12}(\dot{x}_6 - \dot{x}_8) + \\
 + c_{c12}(x_8 - x_9) + b_{c12}(\dot{x}_8 - \dot{x}_9) + F_q(t) &= 0; \\
 m_9 \ddot{x}_9 - c_{c12}(x_8 - x_9) - b_{c12}(\dot{x}_8 - \dot{x}_9) + T_{q9}(t) &= 0,
 \end{aligned}$$

где x_1, x_2, \dots, x_9 – продольное перемещение соответствующих приведенных масс подвесной монорельсовой дороги; $F_q(t), T_{q1}(t), T_{q9}(t)$ – тормозные силы, создаваемые тяговым устройством и тормозными тележками соответственно.

Реализуемые значения тормозных усилий зависят от конструкции тормозных устройств и не являются постоянными величинами, а изменяются во времени t . Согласно [3,9] тормозное усилие, развиваемое i -м устройством монорельсовой дороги во время торможения, можно записать

$$T_{qi}(t) = T_{\max} (1 - e^{-\epsilon t}),$$

где T_{\max} – максимальное усилие, развиваемое тормозным устройством, пропорциональное коэффициенту

трения, усилию прижатия тормозных колодок к моно- рельсу, а также коэффициенту трения между колодками и монорельсом; ε – коэффициент, обратный постоянной времени тормозной системы, учитывающей ее быстродействие. Указанная постоянная времени, согласно „Правилам безопасности...“, ограничивается временем нарастания тормозного усилия, которое должно быть не более 0,4 с. Отсюда следует, что $\varepsilon = 2,5$.

После остановки, когда скорость движения моно- рельсовой дороги принимает нулевое значение, возникающие продольные усилия в сцепках уравниваются тормозными усилиями. В общем случае для тормозной тележки должно быть

$$T_{q1}(t) \geq c_1(x_2 - x_1) + b_{c1}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1).$$

Если для каждого тормозного устройства это условие выполняется, то после окончания торможе- ния возможны продольные затухающие колебания, обусловленные силами упругости сцепок. Если усло- вие не выполняется, то во время торможения воз- можны кратковременные остановки и дальнейшее движение.

Численное решение системы дифференциальных уравнений получено с использованием метода Рунге- Кутты и функции из пакета прикладных программ Mathcad

$$G := Rkadapt(X, 0, T_m, N, H),$$

где X – вектор начальных условий; $0, T_m$ – интервал вычислений; N – количество шагов интегрирования; H – вектор производных в явном виде.

В итоге получена матрица, состоящая из 18 столб- цов, первый столбец которой соответствует значениям текущего времени t , а остальные – значениям функций изменения координат и скоростей движения масс, входящих в рассматриваемую систему дифференциальных уравнений. Графики изменений координат составных частей подвижного состава приведены на рис. 2. Ука- занные зависимости построены для следующих пара- метров: $m_1 = m_6 = m_9 = 0,2\text{т.}; m_2 = 2,0\text{т.}; m_3 = m_5 = m_8 = 8,0\text{т.}; m_4 = 1,0\text{т.}; m_7 = 1,0\text{т.}; h_c = 1\text{ м}; c_c = 800\text{ кН/м}; b_c = 5\text{ кН}\cdot\text{с/м}$ и начальной скорости движения подвиж- ного состава, равной 4м/с.

Результаты численного решения показывают, что во время торможения подвесной монорельсовой доро- ги, приведенные массы тележек m_1, m_2, m_4, m_6, m_8 и m_9 имеют, практически, одинаковые мгновенные значения тормозного пути. Аналогично приведенные массы подвесных элементов подвижного состава m_3, m_5 и m_7 принимают довольно близкие мгновен- ные значения x_3, x_5 и x_7 .

Однако массы тележек и подвесных элементов по- движного состава за равные промежутки времени проходят разные отрезки тормозного пути. Причем, с увеличением тормозного усилия эта разница стано- вится ощутимее.

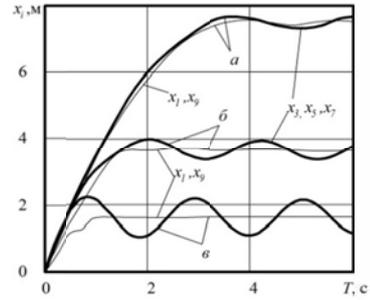


Рис. 2. Графические зависимости движения под- весной монорельсовой дороги во времени: а – $T_{q1}(t) = 30\text{ кН}; T_{q9}(t) = 0$; б – $T_{q1}(t) = T_{q9}(t) = 30\text{ кН}$; в – $T_{q1}(t) = T_{q9}(t) = Fq_2(t) = Fq_8(t) = 30\text{ кН}$

Для случая, когда тормозит одна тележка с усили- ем $T_{\max} = 30\text{ кН}$, разница составляет до 0,17 м. При этом место расположения тормозной тележки в начале или конце подвижного состава практически не влияет на указанное отклонение и тормозной путь.

Если в торможении участвуют две тележки, каждая из которых располагается в начале и конце подвижно- го состава, то разница достигает 0,37 м. Для случая, когда в торможении участвуют четыре тележки, уста- новленные попарно в начале и конце подвижного со- става, отклонение составляет до 0,65 м.

На рис. 3 приведены зависимости изменения ско- рости движения во время двумя тормозными тележка- ми с усилиями $T_{q1}(t) = T_{q9}(t) = 30\text{ кН}$.

На рис. 3, а видно, что движение разных частей подвижного состава носит колебательный характер, происходит с разными мгновенными скоростями. По- сле остановки тележек проекции векторов скорости могут периодически менять знак и принимать отрица- тельные значения. Причем амплитуды колебаний ско- ростей подвесной части V_3, V_5 и V_7 имеют небольшой сдвиг во времени. При увеличении коэффициента жесткости сцепки до $c_c = 8000\text{ кН/м}$ и более (рис. 3, б) этот сдвиг исчезает, и снижение скоростей движения происходит более равномерно. Однако при этом со- храняется колебательный характер их изменения.

Как показывают расчеты, существенное влияние на колебания скорости в начальный момент торможе- ния оказывает коэффициент демпфирования сцепок. По- вышение коэффициента до $b_c = 50\text{ кН}\cdot\text{с/м}$ приводит к снижению амплитуды колебаний скоростей. Для уменьшения колебаний составных частей подвесной монорельсовой дороги достаточно увеличивать значе- ние b_c только сцепок тормозных тележек, что позволя- ет существенно не усложнять конструкцию подвижного состава.

Приведенные выше зависимости изменения скоро- сти движения подвесной монорельсовой дороги во время торможения получены для $h_c = 1\text{ м}$. Указанное расстояние является предельным по условию вписы- вания подвижного состава в габаритные размеры гор- ной выработки.

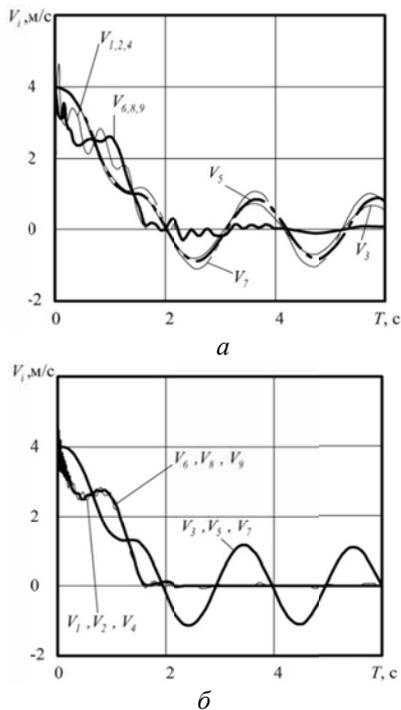


Рис. 3. Зависимости изменения скорости движения подвесной монорельсовой дороги во время торможения при: а - $c_c = 800$ кН/м; б - $c_c = 8000$ кН/м

Усилия, создаваемые разными тормозными тележками, могут существенно отличаться. Кроме того, во время эксплуатации возможно применение различных

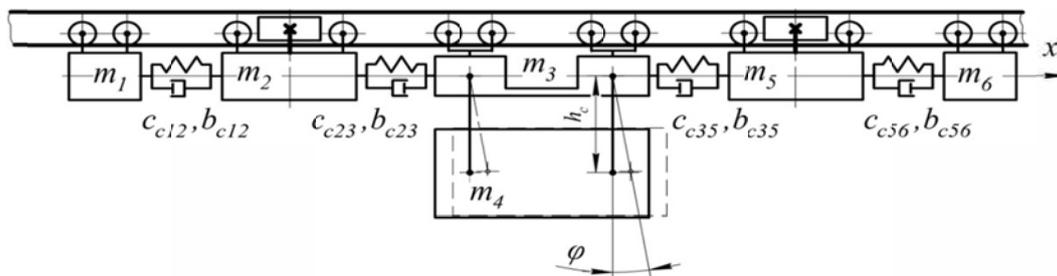


Рис. 4. Расчетная схема продольных колебаний крупногабаритного груза, перевозимого подвесной монорельсовой дорогой

При составлении дифференциальных уравнений учтено, что каждое тяговое устройство располагается между тормозной и ходовой тележками. Для случая, когда тяговые устройства располагаются рядом, уравнения имеют аналогичный вид, но включают дополнительные слагаемые, учитывающие реализацию тяговых или тормозных усилий.

Численное решение уравнений получено с использованием пакета прикладных программ Mathcad и приведено на рис. 5. Здесь приняты следующие значения входящих параметров: $m_1 = m_6 = 0,2$ т.; $m_2 = m_5 = 2,0$ т.; $m_3 = 3,0$ т.; $F_{q2}(t) = F_{q5}(t) = 0$; $T_{q1}(t) = T_{q6}(t) = 30$ кН; $h_c = 1$ м; $c_c = 8000$ кН/м; $b_c = 5$ кН·с/м и $V = 4$ м/с.

компоновочных схем подвесной монорельсовой дороги. Все это может влиять на продольные колебания подвижного состава. Рассмотрим случай, когда монорельсовой дорогой перевозится крупногабаритный груз, например – секция механизированной крепи массой до 32 т. Компоновочная схема подвижного состава для этого случая приведена на рис. 4.

На этой схеме обозначено: m_1, m_6 – приведенные массы тормозных тележек; m_2, m_5 – приведенные массы тяговых устройств; m_3 – приведенная масса грузоподъемной балки; m_4 – приведенная масса груза, подвешиваемого под грузоподъемной балкой. Остальные обозначения приняты аналогично схеме, приведенной на рис. 1.

Тогда уравнения движения продольных колебаний крупногабаритного груза, перевозимого подвесной монорельсовой дорогой, будут

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + T_{q1}(t) + c_{c12}(x_1 - x_2) + b_{c12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_{c12}(x_1 - x_2) - b_{c12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \\ + c_{c23}(x_2 - x_3) + b_{c23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + F_{q2}(t) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_{c23}(x_2 - x_3) - b_{c23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \\ + c_{c35}(x_3 - x_5) + b_{c35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) + \frac{m_4 g}{h_c}(x_3 - x_4) = 0 \\ \ddot{x}_4 - \frac{g}{h_c}(x_3 - x_4) = 0 \\ m_5 \ddot{x}_5 - c_{c35}(x_3 - x_5) - b_{c35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) + \\ + c_{c56}(x_5 - x_6) + b_{c56}(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) + F_{q5}(t) = 0 \\ m_6 \ddot{x}_6 - c_{c56}(x_5 - x_6) - b_{c56}(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) + T_{q6}(t) = 0 \end{cases}$$

Приведенные на рис. 5, а графические зависимости построены для подвижного состава, перевозящего грузы массой m_4 от 12 до 32 т. Эти графики указывают на неравномерный характер перемещения составных частей подвижного состава вдоль продольной оси монорельса во время торможения. Если массы m_1, m_2, m_3, m_5, m_6 , относящиеся к тележкам, имеют одинаковые соответствующие мгновенные значения x_1, x_2, x_3, x_5, x_6 , то мгновенные значения x_4 подвешенной массы m_4 отличаются от них. После остановки состава масса m_4 может совершать затухающие колебания, раскачиваясь вокруг точек подвеса относительно вертикали на угол φ (рис. 5, б), равный от -0,05 до 0,65 рад.

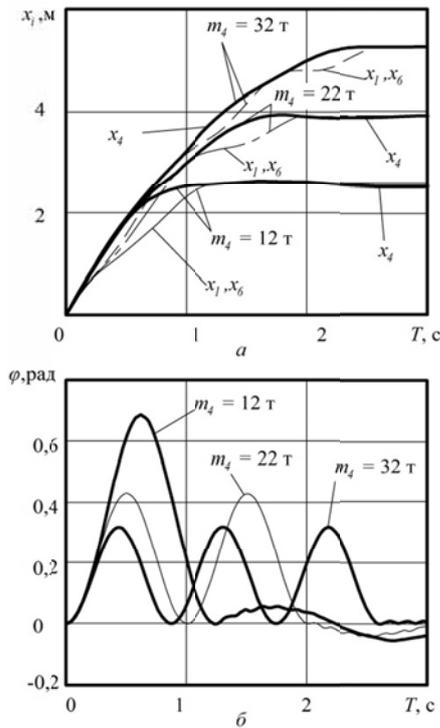


Рис. 5. Зависимости изменения координат составных частей подвесной монорельсовой дороги во время торможения: а – $x_i = f(t)$; б – $\varphi = f(t)$

С увеличением массы m_4 амплитуда этих колебаний снижается. Так при $m_4 = 22$ т. наибольший угол φ составляет 0,42рад, а при $m_4 = 12$ т. – не более 0,32рад.

Неравномерность перемещений составных частей подвесной монорельсовой дороги приводит к продольным деформациям сцепок. В зависимости от режима работы и значения масс подвижного состава они испытывают напряжения растяжения или сжатия. Функции продольных динамических сил, которые возникают в результате деформации сцепок, запишем в следующем виде

$$\begin{aligned}
 F_{p12}(t) &= c_{c12}(x_2 - x_1) + b_{c12}(x_2 - x_1); \\
 F_{p23}(t) &= c_{c23}(x_3 - x_2) + b_{c23}(x_3 - x_2); \\
 F_{p35}(t) &= c_{c35}(x_5 - x_3) + b_{c35}(x_5 - x_3); \\
 F_{p56}(t) &= c_{c56}(x_6 - x_5) + b_{c56}(x_6 - x_5).
 \end{aligned}$$

При обозначении функций продольных сил приняты индексы, в соответствии с индексами масс, соединенных между собой сцепками. Графики изменения этих сил во время торможения состава с массой перевозимого груза 32т. и одинаковыми сцепками приведены на рис. 6.

На рис. 6, а видно, что наибольшего значения 49,7кН достигают продольные силы $F_{p23}(t)$ и $F_{p35}(t)$. Первая возникает в сцепке между тележками с массами m_2 и m_3 , а вторая – в сцепке между тележками с массами m_3 и m_5 . При этом действующие силы в сцепках превышают значение прикладываемого тормозного усилия

тормозных тележек в 1,6 раза. С увеличением коэффициентов демпфирования до 50 кН·с/м (рис. 6, б), действующие наибольшие продольные силы составляют 41,3 кН, что в 1,4 раза больше тормозного усилия.

Действие сил $F_{p12}(t)$ и $F_{p23}(t)$ приводит к деформации растяжения сцепок, а $F_{p35}(t)$ и $F_{p56}(t)$ – к их сжатию. Поскольку рассматриваемая подвесная монорельсовая дорога имеет одинаковые тормозные тележки и тяговые устройства, расположенные в начале и конце состава, то соответствующие продольные силы принимают равные по модулю мгновенные значения, но с различными знаками.

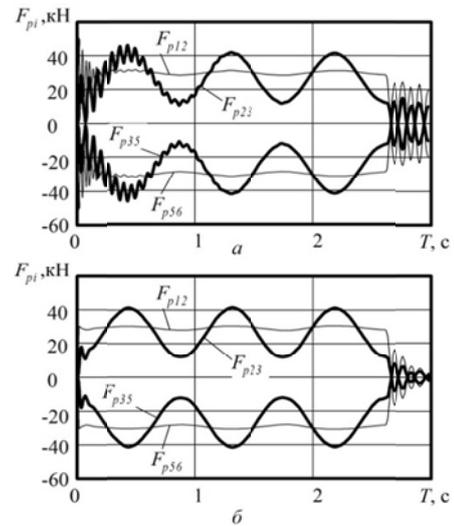


Рис. 6. Зависимости изменения функций продольных сил, действующих в сцепках, во время торможения при: а – $b_c = 5$ кН·с/м; б – $b_c = 50$ кН·с/м

Выводы и перспективы развития направления.

Полученные результаты исследования являются основой для разработки пространственной динамической модели шахтной подвесной монорельсовой дороги, необходимой для обоснованного выбора ее параметров.

В дальнейшем планируется провести экспериментальные исследования колебаний подвижного состава монорельсовой дороги, обусловленные извилистым движением подвижного состава и действием возмущений от подвесного монорельсового пути.

Список литературы / References

1. Применение компьютерного моделирования при проектировании механических систем шахтного рельсового транспорта / К.А. Зиборов, В.В. Против, С.Е. Блохин, С.А. Федоряченко // Научный вестник НГУ. – 2013. – № 6. – С. 55–59.
 Ziborov, K.A., Protsiv, V.V., Blokhin, S.Ye. and Fedoriachenko, S.O. (2013), “Applicability of computer simulation while designing mechanical systems of mining rolling stock”, *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, Dnepropetrovsk, Issue 6, pp. 55–59.
2. Ковалев Р.В. Моделирование электромеханической системы тепловозов / Р.В. Ковалев, Г.А. Федяева,

В.Н. Федяев // Сборник трудов ДИИТ. – 2007. – № 14. – С. 123–127.

Kovalev, R.V., Fedyayeva, G.A. and Fedyayev, V.N. (2007), “Simulation of electro-mechanical locomotive system”, *Sbornik Trudov DIIT*, Dnepropetrovsk, no. 14, pp. 123–127.

3. Popp, K. and Schiehlen, W. (2010), “Ground vehicle dynamics”, *Springer-Verlag*, Berlin.

4. Lee, Ch.H., Kawatani, M., Kim, Ch.W., Nishimura, N. and Kobayashi, Y. (2006), “Dynamic response of a mono-rail steel bridge under a moving train”, *Journal of Sound and Vibration*, no. 294(3), pp. 562-579.

5. Bauchau, O.A. (2011), “Flexible multibody dynamics”, *Springer*, London, New-York.

6. Museros, P., Moliner, E. and Martinez-Rodrigo, M.D. (2013), “Free vibrations of simply-supported beam bridges under moving loads: Maximum resonance, cancellation and resonant vertical acceleration”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 332, Issue 2, pp. 326–345.

7. Ziegler, F. (1998), “Mechanics of solids and fluids”, *Springer-Verlag*, New-York, Vienna.

8. Гутаревич В.О. Обоснование параметров прижимных устройств подвесных монорельсовых локомотивов / В.О. Гутаревич, В.А. Будишевский // Наукові праці ДонНТУ. Серія: „Гірничо-електромеханічна“. – 2010. – Вип. 19(175). – С. 55–64.

Gutarevych, V.O. and Budishevsky, V.A. (2010), “Justification of the settings of a clamping suspended monorail locomotive”, *Naukovi Pratsi DonNTU. Serii: “Hirnycho-elektromekhanichna”*, no. 19(175), pp. 55–64.

9. Проектування та конструювання транспортних і підіймальних машин та комплексів / [Будишевський В.О., Маценко В.М., Дворніков В.І. та ін.] – Донецьк: Изд-во „Вебер“, 2009. – 599 с.

Budishesvky, V.O., Matsenko, V.M. and Dvornikov, V.I. (2009), *Proektuvannia ta konstruiuvannia transportnykh i pidiiimalnykh mashyn ta kompleksiv* [Design and Construction of Transport and Hoisting Machines and Complexes], Veber, Donetsk, Ukraine.

Мета. Встановлення взаємозв’язку між параметрами підвісного складу та монорейкового шляху для зниження поздовжніх коливань шахтної підвісної монорейкової дороги, від яких залежить стійкість і безпека руху транспорту гірничих підприємств.

Методика. Розроблені математичні моделі руху підвісних екіпажів уздовж монорейки як системи пружних тіл, пов’язаних між собою. Математичні моделі представлені системами диференціальних рівнянь, чисельне рішення яких отримано методом Рунге-Кутти з використанням пакета прикладних програм Mathcad.

Результати. Проведені теоретичні дослідження процесу взаємодії підвісного складу з монорейкою. Визначені межі зміни координат і швидкості руху складових частин підвісної монорейкової дороги. Знайдений вплив пружно-дисипативних зв’язків на параметри руху під час гальмування підвісного складу. Досліджено рух підвісних екіпажів, що перевозять монорейковою дорогою великогабаритний вантаж. Встановлено, що діючі

поздовжні динамічні сили в 1,6 рази можуть перевищувати значення гальмівних зусиль. Відхилення вантажу відносно вертикалі під час гальмування періодично змінюється в межах від 0,05 до 0,67 рад. Для зниження коливань досить збільшувати значення коефіцієнта демпфірування тільки зчеплення гальмівних візків, що дозволяє не ускладнювати конструкцію рухомого складу.

Наукова новизна. Наукове значення полягає в математичному описі поздовжньої динаміки шахтної підвісної монорейкової дороги, встановлення впливу параметрів монорейкового шляху на коливання підвісного складу, що виникають під час гальмування.

Практична значимість. Отримані результати дозволяють обґрунтовано встановлювати параметри рухомого складу при модернізації існуючих і створенні нових шахтних підвісних монорейкових доріг.

Ключові слова: модель, монорейкова дорога, поздовжні коливання, екіпаж, швидкість, зчепка

Purpose. To establish the relationship between the parameters of the train set and suspended monorail and to reduce the longitudinal vibrations of the shaft suspended monorail affecting the stability and safety of traffic at mining enterprises.

Methodology. The mathematical model of the motion of suspended monorail crews considered as a system of elastic bodies interconnected. The mathematical models are systems of differential equations, numerical solution of which is obtained by the Runge-Kutta method using the software package Mathcad.

Findings. Theoretical studies of the interaction of train set and suspended monorail have been carried out. The variation limit of the coordinates and velocity components of the suspended monorail have been determined. We have found out the influence of elastic-dissipative links on the parameters of motion during the suspended train set braking. The motion of suspended carriages with bulky cargo has been analyzed. We have found that the longitudinal dynamic forces can exceed the applied braking forces by more than 1.6 times. The deviation of cargo from the vertical that periodically arises during braking is in the limits from 0.05 to 0.61 rad. To reduce the oscillations it is sufficient to increase the value of the damping coefficient only for braking cars avoiding the train set design complicating.

Originality. The article presents the mathematical description of the longitudinal dynamics of mine suspended monorail and establishes the influence of the suspended monorail parameters on the fluctuations of the train set that occur during braking.

Practical value. The results allow us to determine reasonable parameters for modernization of the existing and design of new mine suspended monorails and improve their operation safety.

Keywords: model, monorail, longitudinal oscillations, crew, speed, coupler

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.П. Кондрахіним. Дата надходження рукопису 12.02.14.