

## ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ПОДВЕСКИ ШАХТНОГО МОНОРЕЛЬСОВОГО ПУТИ ДЛЯ ГОРНЫХ ВЫРАБОТОК

В.О. Гутаревич<sup>1</sup>, А.С. Михалев<sup>2</sup>, Я.А. Тынченко<sup>2,3</sup>, В.В. Кукарцев<sup>2,3,4</sup>, В.В. Гозбенко<sup>5,6</sup>

<sup>1</sup> Комплексный научно-исследовательский институт им. Х.И. Ибрагимова РАН,  
Грозный, Россия, e-mail: viktor.gutarevich@mail.ru

<sup>2</sup> Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия

<sup>3</sup> Сибирский государственный университет науки и технологий им. М.Ф. Решетнёва, Красноярск, Россия

<sup>4</sup> Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

<sup>5</sup> Иркутский государственный университет путей сообщения, Иркутск, Россия

<sup>6</sup> Ангарский государственный технический университет, Ангарск, Россия

**Аннотация:** Рассмотрена созданная математическая концепция вертикальных колебаний в монорельсовой инфраструктуре. Эта концепция дает возможность установить связь между характеристиками движущегося транспорта и динамическими нагрузками, которые воздействуют на его подвеску. При вертикальных колебаниях монорельса и действии гармонической возмущающей силы, вызванной движением подвески, системе подвеса монорельса можно представить в виде двухмассовой системы. В результате были получены уравнения для амплитуд колебаний элементов монорельса и определен коэффициент демпфирования подвески. Полученные результаты позволяют установить оптимальные параметры крепления монорельса, что дает возможность снизить динамические нагрузки, возникающие при эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых путей. Новая система подвески для монорельсовых путей дает возможность снижения динамических нагрузок, возникающих в процессе движения подвижного состава, на уровень от 30 до 40%. Эта инновационная технология может быть успешно внедрена для улучшения существующих подвесных монорельсовых систем, применяемых в шахтных условиях. Упругие элементы монорельсового пути могут быть размещены в точках крепления подвески к балке монорельса или к верхним опорам шахтной галереи. Важным аспектом оптимизации для достижения соответствия между собственными частотами компонентов монорельсовой системы и частотами воздействующих сил является изменение жесткости элементов монорельса. Необходимые для этого параметры могут быть определены предложенным в статье способом. Полученные результаты позволят установить обоснованные параметры монорельсового крепления шахтных подвесных монорельсовых путей. Предлагаемая монорельсовая подвеска дает возможность минимизировать динамические нагрузки, образующиеся при движении подвижного состава, и может быть использована для модернизации существующих шахтных подвесных монорельсов.

**Ключевые слова:** промышленность и инновации, монорельсовый путь, транспортная система, подвижной состав, транспортировка груза, колебания, динамические нагрузки, добыча ресурсов, устойчивая транспортировка.

**Для цитирования:** Гутаревич В. О., Михалев А. С., Тынченко Я. А., Кукарцев В. В., Гозбенко В. В. Оптимизация конструкции подвески шахтного монорельсового пути для горных выработок // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 11-1. – С. 72–87. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2023\_111\_0\_72.

---

## Reducing oscillations in suspension of mine monorail track

V.O. Gutarevich<sup>1</sup>, A.S. Mikhalev<sup>2</sup>, Ya.A. Tynchenko<sup>2,3</sup>, V.V. Kukartsev<sup>2,3,4</sup>, V.E. Gozbenko<sup>5,6</sup>

<sup>1</sup> Kh. Ibragimov Complex Institute, Russian Academy of Sciences,  
Grozny, Russia, e-mail: viktor.gutarevich@mail.ru

<sup>2</sup> Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia

<sup>3</sup> Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk, Russia

<sup>4</sup> Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

<sup>5</sup> Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russia

<sup>6</sup> Angarsk State Technical University, Angarsk, Russia

---

**Abstract:** This article describes the created mathematical concept of vertical oscillations in the monorail infrastructure. This concept makes it possible to establish a connection between the characteristics of the moving vehicle and the dynamic loads that affect its suspension. With vertical oscillations of the monorail and the action of the harmonic disturbing force caused by the movement of the suspension, the suspension system of the monorail can be represented as a two-mass system. As a result, the equations for the vibration amplitudes of the monorail elements were obtained and the damping coefficient of the suspension was determined. The obtained results make it possible to establish the optimal parameters of the monorail attachment, which gives the opportunity to reduce the dynamic loads that arise during the operation of mine suspended monorail tracks. The new suspension system for monorail tracks provides an opportunity to reduce dynamic loads arising during rolling stock movement to the level of 30% to 40%. This innovative technology can be successfully implemented to improve existing suspended monorail systems used in mine conditions. Elastic elements of the monorail track can be placed at the points of attachment of the suspension to the beam of the monorail or to the upper supports of the mine gallery. An important aspect of optimization is changing the stiffness of the monorail elements to achieve a match between the natural frequencies of the components of the monorail system and the frequencies of the acting forces. The necessary parameters for this can be determined by the method proposed in the article. The obtained results will allow to establish reasonable parameters of monorail fastening of mine suspended monorail tracks. The proposed monorail suspension allows to minimize the dynamic loads generated during the movement of the rolling stock, and can be used for the modernization of existing mine suspension monorails.

**Key words:** industrial and innovation, monorail track, transportation system, rolling stock, transportation, oscillations, dynamic loads, resources, sustainable transportation.

**For citation:** Gutarevich V. O., Mikhalev A. S., Tynchenko Ya. A., Kukartsev V. V., Gozbenko V. E. Reducing oscillations in suspension of mine monorail track. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2023;(11-1):72-87. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2023\_111\_0\_72.

---

### Введение

Подвесные монорельсы все чаще используются в горнодобывающей промышленности по всему миру. В настоящее время их применяют для оперативной доставки различных грузов весом

до 32 т, а также для доставки людей максимально близко к своим рабочим местам. Основным преимуществом подвесных монорельсов является их эффективная работа на путях с уклонами до 25°, при этом скорость движения может

достигать 3,5 м/с. Так как монорельсовый путь подвешен к кровле выработки, подвижной состав и грузы, перемещающиеся по монорельсу, дополнительно нагружают крепь выработки. Возникающие статические и динамические нагрузки [1, 2] вызывают деформацию подвески монорельса и вибрацию. Все это приводит к смещению горных пород и сокращает срок службы горных выработок.

Эксплуатация подвесных монорельсовых путей в шахтах сопровождается дополнительными нагрузками, которые воздействуют на шахтную инфраструктуру. При передвижении транспорта по подвесному монорельсу балки, которые поддерживают шахтные выработки, подвергаются не только статической гравитационной силе, но и динамическим воздействиям. Эти динамические силы вызывают колебания как в самом подвижном составе, так и в монорельсе, а также в шахтной инфраструктуре. Колебания в шахтной инфраструктуре могут привести к смещению окружающих горных пород, что ухудшает их стабильность и сужает поперечное сечение выработки, а в результате повышает риск аварий [3] и снижает эффективность и безопасность использования подвесных монорельсовых путей. Поэтому данная проблема стоит в центре внимания горнодобывающих предприятий.

Проблемы развития шахтного подземного транспорта с использованием подвесных монорельсовых дорог затрагиваются в [4–6]. Установлено, что необходимо учитывать возможные аспекты: геологические условия текущих и будущих транспортных выработок; параметры перевозимых грузов; уровень безопасности, необходимый для проведения транспортных операций; конкурентоспособность прогнозируемых новых видов транспорта; минимизация воздействия на окружающую среду [7].

Авторами в работах [8, 9] исследовано влияние скорости подвижного состава на динамические нагрузки в подвеске шахтной подвесной монорельсовой дороги. Разработана математическая модель движения подвижного состава на подвесном монорельсе и экспериментально проверена ее адекватность. Испытания проводились на специальном стенде с использованием специальных датчиков регистрации усилия. В результате были определены фактические значения динамических нагрузок на монорельс, которые необходимо снизить для повышения эффективности монорельсового транспорта. Для устранения этой проблемы требуются дополнительные исследования и разработка специальных устройств подвески монорельса.

В работах [10, 11] представлено сравнение результатов численных расчетов с измерениями на испытательном стенде и результатов численного моделирования применительно к критериальным состояниям, которые не удалось проверить на испытательном стенде, а также проведен анализ нагрузок, воздействующих на экипаж при экстренном торможении. Исследования [12, 13] посвящены обоснованию эксплуатационных показателей шахтных подвесных монорельсовых локомотивов.

Кроме того, авторы рассматривают динамику тягового устройства шахтного подвесного монорельса. Проблемы создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с электровозами исследованы в работе [14]. Указано, что использование подвесных монорельсов с аккумуляторным питанием в подземных каменноугольных шахтах позволяет улучшить условия труда.

Результаты динамического анализа процесса движения ведомой монорельсовой тележки приведены в статье [15]. На основе метода жестко-гибкой связи предложена расчетная схема взаимодей-

ствия подвижного состава с монорельсом. В результате получают уравнения, описывающие закономерности движения монорельсового транспортного средства по монорельсу. Расчет и анализ подвешенного монорельсового транспортного средства выполнен в работе [16]. В данной работе с помощью эталонов был проведен подробный расчет габарита подвешенного автомобиля при различных условиях эксплуатации.

В статье [17] предлагается новый метод динамического моделирования движения подвешенной монорельсовой дороги с учетом действия тяги. Усовершенствованная модель динамического анализа сцепления монорельсового пути всесторонне учитывает влияние нелинейных характеристик, таких как деформация сдвига и кручения балки пути (проблема шума), точность расчета модели в этой статье высока, что значительно расширяет область применения расчетной модели. При этом во многом результаты данных исследований дополняются данными о работе рельсов под нагрузкой. В работе [18] показано, что различные способы стыковки и крепления рельс дают разные сроки безопасной эксплуатации. В частности, интенсивная эксплуатация может способствовать существенному износу, который будет приводить к появлению значительных вибраций.

Исследования [19] посвящены определению резонанса транспортной монорельсовой системы на основе модального анализа и динамики жестко-упругих звеньев. Авторами установлены частоты колебаний, которые образуются при движении подвешенного монорельса.

Численное решение уравнений колебаний подвешенного монорельса было получено в статье [20]. Частоты колебаний подвижного состава навесного монорельса определены в [21]. В данной работе предложено значение предела боковой основной частоты для различных проле-

тов однорельсовой транспортной системы разветвленного типа.

В [22, 23] изучались динамические характеристики монорельсового транспортного средства с одноосной тележкой в условиях движения по криволинейному пути. Выявлено влияние радиуса кривой, скорости движения и жесткости ведущих колес на динамическую реакцию на монорельс [24, 25].

Несмотря на большой объем выполненных работ, проведенные исследования не в полной мере решают вопросы, связанные с формированием динамических нагрузок при эксплуатации подвешенных монорельсовых дорог. В настоящее время не представляется возможным дать рекомендации по снижению этих нагрузок [26]. Кроме того, отсутствует методика расчета параметров подвески монорельса и средства снижения динамических нагрузок, что позволяет увеличить срок службы горной выработки [27, 28], повысить эффективность работы подвески монорельса в шахте [29, 30].

Целью данной работы является снижение влияния динамических нагрузок на шахтную крепь за счет использования упругих устройств подвески монорельса и обоснование их параметров.

Для достижения цели необходимо выполнить следующие задачи:

- создать схему для расчета поглощения ударов, которые воздействуют на подвеску;
- разработать математическую модель, которая описывает вертикальные колебания подвески монорельса;
- провести теоретические исследования, чтобы понять характер вертикальных колебаний монорельса и подвешенной части подвижного состава;
- сформулировать рекомендации по снижению динамических нагрузок на шахтную крепь;
- разработать специальное устройство, которое позволит внедрить рекомендации.

## Методы и материалы

Для решения поставленных задач было проведено моделирование процесса движения подвесного монорельса методом Лагранжа, разработана методика и определены необходимые параметры подвеса монорельса. На основании этого предлагается устройство, позволяющее реализовать эти параметры.

Источником колебаний элементов подвесного монорельса является движущийся по монорельсу подвижной состав, который закреплен в верхней части выработки шахты. Эти колебания обусловлены как действием динамических усилий, возникающих в точках соприкосновения тележек с монорельсом и передаваемых на подвешивание кузова подвижного состава, так и воздействием динамических эффектов в местах крепления монорельса, которые передаются на крепь выемки. Эти колебания не только снижают эффективность работы системы, но и увеличивают энергопотребление, способствуют дополнительному износу монорельса и угрожают безопасности движения.

Снижение интенсивности колебаний в узлах крепления монорельса и кузова можно достичь путем уменьшения динамических воздействий, изменения конструкции элементов подвески и использования дополнительных устройств.

Обобщенную модель надземного монорельса можно представить как систе-

му взаимосвязанных подсистем, каждая из которых состоит из множества компонентов. В различных задачах эти компоненты могут рассматриваться как отдельные объекты исследования, что позволяет более детально анализировать и оптимизировать работу системы в целом. При вертикальных колебаниях монорельса и действии гармонической возмущающей силы, вызванной движением подвески, систему подвеса монорельса можно представить в виде двухмассовой системы, показанной на рис. 1.

Обозначения расчетной схемы:  $m_1$  — масса подвеса;  $m_2$  — масса части монорельсового пути и подвижного состава, воздействующая на подвеску;  $C_1$  — коэффициент жесткости подвески монорельса;  $C_2$  — коэффициент жесткости упругих элементов (например, пружинных шайб);  $P_v \sin \omega t$  — вертикальная возмущающая сила, вызванная движением вагонов подвижного состава по монорельсу.

Для расчета вынужденных вертикальных колебаний подвески монорельса будем использовать дифференциальные уравнения, которые будут иметь вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + C_1 z_1 - C_2 (z_2 - z_1) = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 + C_2 (z_2 - z_1) = P_v \sin \omega t, \end{cases} \quad (1)$$

где  $z_1, z_2$  — вертикальные смещения центров масс  $m_1$  и  $m_2$  соответственно.

Решение системы уравнений будет иметь следующий вид:

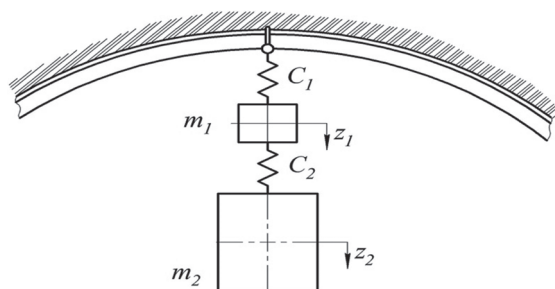


Рис. 1. Расчетная схема поглощения ударов подвеской

Fig. 1. Calculation scheme of shock absorption by the suspension

$$\begin{cases} z_1 = A_1 \sin \omega t \\ z_2 = A_2 \sin \omega t \end{cases},$$

где  $A_1, A_2$  – амплитуды вынужденных колебаний центров тяжести соответствующих масс  $m_1$  и  $m_2$ .

Поэтому множество (1) можно представить следующим образом:

$$\begin{cases} A_1(m_1\omega^2 + C_1 + C_2) - A_2C_2 = 0 \\ -A_1C_2 + A_2(C_2 - m_2\omega^2) = P_v \end{cases}.$$

Решением системы уравнений будет:

$$A_1 = \frac{P_v C_2}{m_2(m_1 + m_2) \left[ \left( \frac{C_1}{m_1 + m_2} - \omega^2 \right) \left( \frac{C_2}{m_2} - \omega^2 \right) - \frac{\omega^4 m_2}{m_1 + m_2} \right]};$$

$$A_2 = \frac{P_v (C_1 + C_2 - m_1\omega^2)}{m_2(m_1 + m_2) \left[ \left( \frac{C_1}{m_1 + m_2} - \omega^2 \right) \left( \frac{C_2}{m_2} - \omega^2 \right) - \frac{\omega^4 m_2}{m_1 + m_2} \right]}.$$

Учтем пропорциональность амплитуды возмущающих сил квадрату частоты. Тогда получится, что  $P_v = m_e r_e \omega^2$ , где  $m_e r_e$  – статический момент приведенной неуравновешенной массы  $m_e$ . Данный момент эквивалентен по действию радиусу приведения  $r_e$ .

Тогда после преобразований имеем следующее решение:

$$A_1 = \frac{m_e r_e C_e \xi_e^2}{\mu_e (m_1 + m_2) \left[ (1 - \mu_e) - \xi_e^2 \left( \frac{C_e}{\mu_e} + 1 \right) + \frac{C_e}{\mu_e} \xi_e^4 \right]}, \quad (2)$$

где  $C_e = \frac{C_2}{C_1}$ ;  $\mu_e = \frac{m_2}{m_1 + m_2}$ ;  $\xi_e = \frac{k_e}{\omega}$ ;  $k_e^2 = \frac{C_1}{m_1 + m_2}$ .

Коэффициент уменьшения вертикальных амплитуд колебаний, воздействующих на крепь выработки, характеризуется коэффициентом демпфирования, который равен  $W_{kv} = A_0/A_1$ , где  $A_0$  – амплитуда колебаний подвески, не имеющей упругих элементов, при  $C_e = \infty$ .

Амплитуда  $A_0$  определяется как:

$$A_0 = \lim_{C_e \rightarrow \infty} A_1 = \frac{m_e r_e}{(m_1 + m_2)(\xi_e^2 - 1)}. \quad (3)$$

Следовательно,

$$W_{kv} = 1 - \frac{\mu_e (\xi_e^2 - 1 + \mu_e)}{C_e \xi_e^2 (\xi_e^2 - 1)}. \quad (4)$$

Входные параметры, при которых  $|W_{kv}| > 1$ , необходимо подобрать в уравнении (4) для уменьшения амплитуды колебаний подвеса. Увеличение модуля коэффициента демпфирования  $W_{kv}$  вызывает уменьшение амплитуды колебаний точки крепления

подвески к крепи горных выработок и, как следствие, уменьшение динамических нагрузок на крепь.

### Результаты

С использованием зависимостей, приведенных в предыдущем разделе, строятся графические зависимости  $W_{kv} = W_{kv} \cdot f(C_e)$  для различных сочетаний динамических параметров монорельса. Зависимость коэффициента демпфирования  $W_{kv}$  от отношения коэффициентов жесткости  $C_e = C_2/C_1$  представлена на рис. 2. На рис. 2 показана зависимость коэффициента демпфирования подвески от коэффициента жесткости при различных значениях коэффициента отношения масс. Из графиков видно, что значение приведенного коэффициента меньше единицы. Увеличение  $C_e$  приводит к многократному уменьшению коэффициента демпфирования. Значение  $W_{kv}$  стремится к единице. Если же  $\xi_e > 1$ , то  $W_{kv}$  возрастает, принимая значения меньше единицы практически во всем диапазоне.

В первом случае (рис. 2, а), когда  $\xi_e < 1$  и  $C_e = 1$ , с увеличением отношения  $\mu_e = m_2/(m_1+m_2)$  от 0,2 до 1,0 значение  $W_{kv}$  увеличивается в 6 раз, а во втором случае (рис. 2, б) при  $\xi_e > 1$  — уменьшается в 5 раз. При этом коэффициент затухания  $|W_{kv}| > 4$ , что позволяет в той

же пропорции уменьшить амплитуду колебаний точки крепления подвески к крепи выработки.

Одно и то же значение  $C_e$  приводит к следующим последствиям. Коэффициент демпфирования  $W_{kv}$  в первом случае больше, чем во втором, для всех вариантов. Уменьшение амплитуды во втором случае (рис. 2, б) происходит не во всем диапазоне изменения  $C_e$ , а только для значений:

$$C_e < \frac{\mu_e (\xi_e^2 - 1 + \mu_e)}{2\xi_e^2 (\xi_e^2 - 1)}.$$

Как следует из этого рисунка, низкая эффективность поглощения наблюдается при  $\mu_e \leq 0,2$ . Такое значение  $\mu_e$  возникает, когда масса подвески монорельса превышает массу подвижного состава, что на практике встречается редко.

Диапазон изменения  $\mu_e$  от 0,50 до 0,99 характерен для существующих шахтных подвесных монорельсовых путей. Более высокие значения этого коэффициента относятся к загруженному складу, а самые низкие — к порожнему.

Рассмотрим влияние  $\mu_e$  и  $\xi_e$  на коэффициент затухания  $W_{kv}$ . Зависимости  $W_{kv} = f(\mu_e)$  и  $W_{kv} = f(\xi_e)$ , полученные при  $C_e = 0,5$ , представлены на рис. 3. Указанное значение  $C_e$  характерно для соотношения, когда коэффициент жесткости

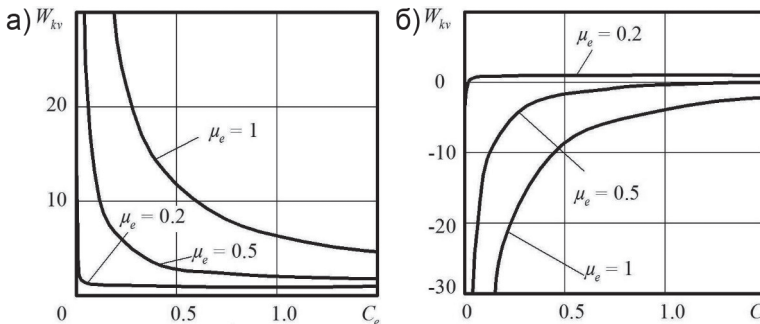


Рис. 2. Графики функций коэффициента демпфирования подвески  $W_{kv} = W_{kv} f(C_e)$  при различных значениях приведенного коэффициента  $\xi_e$ :  $\xi_e = 0,9$  (а);  $\xi_e = 1,1$  (б)

Fig. 2. Graphs of the functions of the suspension damping coefficient  $W_{kv} = W_{kv} f(C_e)$  at different values of the coefficient  $\xi_e$ :  $\xi_e = 0.9$  (a);  $\xi_e = 1.1$  (b)

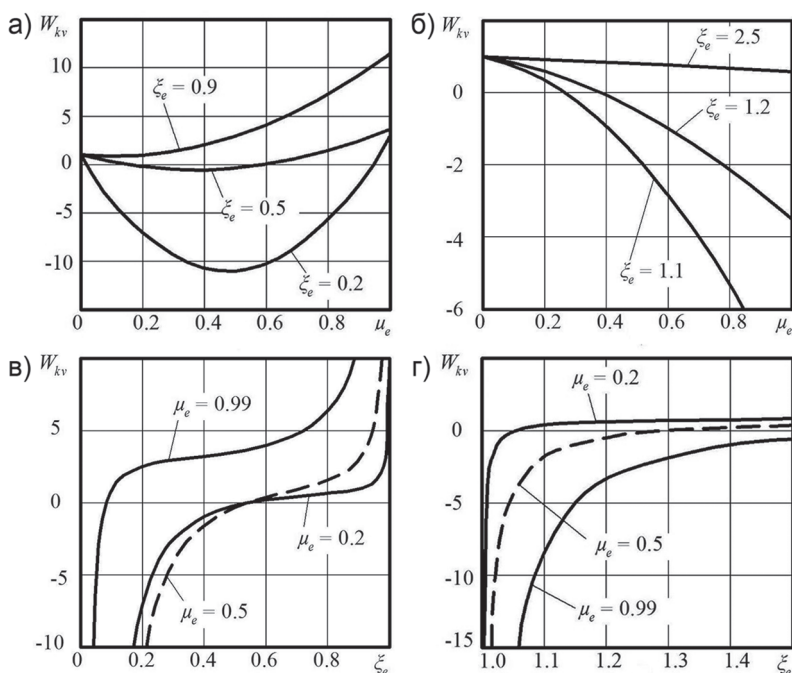


Рис. 3. Графики функций коэффициента демпфирования подвески:  $W_{kv} = (\mu_e)$  в зависимости от коэффициента отношения масс (а, б);  $W_{kv} = (\xi_e)$  (в, г)

Fig. 3. Graphs of suspension damping coefficient functions:  $W_{kv} = (\mu_e)$  depending on the mass ratio coefficient (а, б);  $W_{kv} = (\xi_e)$  (в, г)

пружинных шайб (упругих элементов) в два раза меньше, чем коэффициент жесткости монорельсового подвеса, что достаточно легко реализуется с помощью устройств, упомянутых выше в этой главе.

Графики, представленные на рис. 3, а и 3, б, относятся к случаям, когда собственная частота подвески ( $k_e$ ) меньше частоты воздействующей силы ( $\omega$ ), что приводит к значению  $\xi_e < 1$ . С другой стороны, рис. 3, в и 3, г соответствуют случаям, когда  $k_e > \omega$  и  $\xi_e > 1$ .

Если собственная частота  $k_e$  меньше частоты воздействующей силы  $\omega$ , то при увеличении коэффициента  $\mu_e$  от 0 до 1 (как изображено на рис. 3, а), коэффициент демпфирования сначала уменьшается, а затем, достигнув минимального значения, начинает расти. При этом коэффициент затухания достигает наименьших значений при  $\mu_e < 0,5$ . Поэтому в

данном случае эффективность поглощения обеспечивается при  $\mu_e \geq 0,5$ .

Если  $k_e > \omega$ , то при увеличении  $\mu_e$  от 0 до 1 (рис. 3, б) коэффициент демпфирования уменьшается во всем диапазоне. При этом эффективность поглощения различна для разных значений  $\xi_e$ .

При  $\xi_e \leq 1,2$  модуль коэффициента демпфирования достигает 3,5 и более, а при  $\xi_e \geq 2,5$  — не превышает 1, коэффициент  $\mu_e$  существенно не влияет на эффективность поглощения.

При изменении значения  $\xi_e$  в диапазоне от 0 до 1 (как показано на рис. 3, в), коэффициент затухания меняется с разной интенсивностью. В интервале от 0,3 до 0,8 изменение  $\xi_e$  оказывает незначительное воздействие на эффективность поглощения. Однако, при дальнейшем увеличении  $\xi_e$ , когда  $\xi_e > 1$  (как показано на рис. 3, г), модуль коэффициента демпфирования значительно уменьша-



ется и при  $\xi_e \geq 1,2$  стремится к значению менее 1.

Для определения параметров подвески монорельсового пути можно рекомендовать следующий метод.

1. Из проекта выбираем массы  $m_1$  для подвески, а  $m_2$  рассчитываем для определения коэффициента  $\mu_e$ .

2. Производим расчет амплитуды колебаний подвески монорельса без применения дополнительных упругих элементов.

3. Находим собственную частоту колебаний подвески, обозначенную как  $k_e$ .

4. Определяем отношение  $\xi_e$ , которое представляет собой соотношение собственной частоты колебаний подвески ( $k_e$ ) и частоты воздействующих возмущений ( $\omega$ ) на подвеску.

5. Задаем предельную амплитуду колебаний монорельсового пути, ограничивая ее значением 15 мм.

6. Учитывая результаты пунктов 1 и 5, определяем необходимый коэффициент амортизации.

7. Если  $\xi_e < 1$  и  $k_v > 1$ , то, основываясь на формуле (4), вычисляем соответствующий коэффициент.

$$C_e = \frac{\mu_e (\xi_e^2 - 1 + \mu_e)}{(W_{kv} - 1) \xi_e^2 (1 - \xi_e^2)}.$$

Если  $\xi_e > 1$ , то формула примет вид:

$$C_e = \frac{\mu_e (\xi_e^2 - 1 + \mu_e)}{(|W_{kv}| + 1) \xi_e^2 (\xi_e^2 - 1)}.$$

8. На основании полученного значения  $C_e$  и коэффициента жесткости подвески  $C_1$ , определяемого конструкцией подвески монорельса, определяем коэффициент жесткости  $C_2$ , относящийся к упругим элементам (тарельчатым шайбам), как  $C_2 = C_1 C_e$ .

9. По полученному значению  $C_2$  и максимально допустимой нагрузке на монорельсовый путь подбирают тарельчатые шайбы, задают их параметры, за-

дают коэффициент жесткости и полный ход сжатия. Подбирают материал амортизирующей вставки и определяют ее размеры.

10. Для значений коэффициента жесткости и полного хода сжатия тарельчатых пружин, учитываемых в п. 9, повторяем расчет и указываем  $C_e, A_1, A_2$  и  $W_{kv}$ .

В ходе движения различных видов подвижного состава по монорельсовому маршруту возможно изменение частоты воздействующих сил в пределах от  $\omega_1$  до  $\omega_2$ . Из-за этого предложенный метод, который учитывает воздействие сил постоянной частоты  $\omega$ , имеет свои ограничения. Установим данные ограничения и проанализируем общий случай, при котором выполняется условие  $\omega_1 \leq \omega \leq \omega_2$ . При этом собственные частоты, как и частоты подвеса без тарельчатых шайб ( $k_0$ ), должны удовлетворять условиям  $k_2 < k_0 < k_1$ . Кроме того, расчетная амплитуда колебаний подвеса ( $A_{1\omega}$ ) не должна превышать предельных значений амплитуды колебаний  $A_1 d$ .

Если  $\omega_1 \leq k_1 \leq \omega_2$  и  $\omega_1 \leq k_2 \leq \omega_2$ , то применение тарельчатых шайб нецелесообразно, так как возможен резонанс. Эффективное демпфирование требует  $k_1 > \omega_2$  или  $k_2 < \omega_1$ .

Собственная частота:  $k_2^2 = C_1 C_e / m_2$ .

Исходя из этого,  $C_1 = k_2^2 m_2 / C_e$ .

И тогда, выполнив подстановку в  $k_e^2 = C_1 / (m_1 + m_2)$ , мы получим:

$$k_e^2 = k_2^2 \frac{\mu_e}{C_e}. \quad (5)$$

На основании (2), (5) имеем

$$A_1 = \frac{m_e r_e \xi_2^2 \xi_\omega^2}{(m_1 + m_2) \left( (1 - \mu_e) \xi_\omega^4 - \xi_\omega^2 (\xi_v^2 + \xi_2^2) + \xi_v^2 \xi_2^2 \right)}$$

где  $\xi_2 = k_2 / \omega_i$ ;  $\xi_v = k_e / \omega_i$ ;  $\xi_\omega = \omega / \omega_i$ ;  $\omega_i$  — эффективная частота возмущения из диапазона от  $\omega_1$  до  $\omega_2$ .

Аналогично (3), при отсутствии тальчатых шайб амплитуда колебаний подвеса будет

$$A_0 = \lim_{\xi_2 \rightarrow \infty} A_1 = \frac{m_e \Gamma_e \xi_{\omega}^2}{(m_1 + m_2)(\xi_v^2 - \xi_{\omega}^2)}.$$

### Обсуждение

Исследуем полученные зависимости амплитуд колебаний  $A_1$  и  $A_0$  от параметров подвеса. На рис. 4, а и 4, б построены графики модулей функций  $A_1 = f(\xi_{\omega})$  и  $A_0 = f(\xi_{\omega})$  при следующих значениях коэффициентов:  $\mu_e = 0,5$ ;  $\xi_2 = 0,6$ .

Изображение на рис. 4, а показывает, что графики зависимости  $A_1$  от  $\xi_{\omega}$  имеют два перерыва и три момента расхождения. Когда  $\xi_{\omega}$  увеличивается с  $\xi_{\omega 0}$  до  $\xi_{\omega 1}$ , амплитуда  $A_1$  значительно увели-

чивается, и когда она приближается к первой точке разрыва функции на асимптоте  $\xi_{\omega 1}$ , то стремится к бесконечности. При продолжении увеличения от  $\xi_{\omega}$  до асимптоты  $\xi_{\omega 2}$   $A_1$  уменьшается до минимума, а затем снова растет. На этот раз  $A_1$  опять стремится к бесконечности, когда приближается ко второй точке разрыва функции. После второго изменения направления функции амплитуды уменьшаются и стремятся к нулю.

Изменение амплитуды  $A_1$  происходит аналогично, когда коэффициент  $\mu_e$  находится в диапазоне от 0,5 до 0,9, как показано на рис. 4, в. Если  $\mu_e \leq 0,8$ , то при  $\xi_{\omega} \geq 3,5$  амплитуды  $A_1$  практически сходятся к нулю. Результаты расчетов показывают, что при  $\mu_e > 0,8$  минимальные значения амплитуд  $A_1$  достигаются

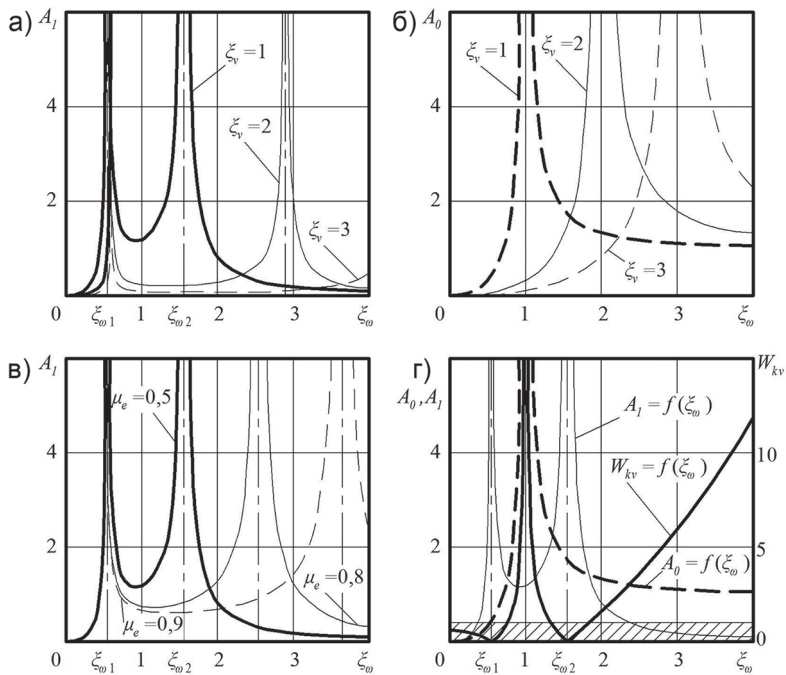


Рис. 4. Графики функций: амплитуды колебаний  $A_1 = f(\xi_{\omega})$  для разных значений приведенного коэффициента  $\xi_{\omega}$  (а); амплитуды колебаний  $A_0 = f(\xi_{\omega})$  для разных значений приведенного коэффициента  $\xi_v$  (б); амплитуды колебаний  $A_1 = f(\xi_{\omega})$  для разных значений массового коэффициента  $\mu_e$  (в); амплитуды колебаний  $W_{kv} = f(\xi_{\omega})$  (г)

Fig. 4. Graphs of functions: amplitudes of oscillations  $A_1 = f(\xi_{\omega})$  for different values of the reduced coefficient  $\xi_{\omega}$  (a); amplitudes of oscillations  $A_0 = f(\xi_{\omega})$  for different values of the reduced coefficient  $\xi_v$  (b); vibration amplitudes  $A_1 = f(\xi_{\omega})$  for different values of the mass coefficient  $\mu_e$  (v); amplitudes of oscillation  $W_{kv} = f(\xi_{\omega})$  (g)

при  $\xi_{\omega} \geq 6$ . Характер изменения амплитуд  $A_0$  в зависимости от отношения частот  $\xi_{\omega}$  представлен на рис. 4, б. Из данного графика видно, что кривая  $A_0 = f(\xi_{\omega})$  имеет один разрыв и две ветви. Если  $\xi_v = 1$ , то увеличение  $\xi_{\omega}$  от 0 до 1 приводит к резкому увеличению амплитуды  $A_0$ , а при  $\xi_{\omega} = 1$   $A_0$  стремятся принять бесконечно большое значение. При дальнейшем увеличении  $\xi_{\omega}$  эта амплитуда уменьшается, приближаясь к единице. При других значениях  $\xi_v$  наблюдается аналогичный рост и уменьшение амплитуд  $A_0$ , но они стремятся достичь своего максимума при  $\xi_v = \xi_{\omega}$ .

На рис. 4, з показана зависимость абсолютного значения коэффициента амортизации  $W_{kv}$  от коэффициента частоты  $\xi_{\omega}$ . Как упоминалось ранее, коэффициент  $W_{kv}$  представляет собой отношение амплитуд  $A_0$  и  $A_1$ . Из этого рисунка видно, что эффективная амортизация возможна при  $W_{kv} > 1$ , поэтому значения функции  $W_{kv} = f(\xi_{\omega})$  целесообразно выбирать из незаштрихованной зоны.

Из вышеизложенного следует, что для уменьшения амплитуды колебаний подвески целесообразно закреплять монорельсовый путь с помощью упругодемпфирующего устройства (рис. 5).

Проведенные исследования позволили разработать конструкцию подвески монорельсового пути (патент RU

2611660С1), параметры которой были найдены по предложенной выше методике. За базовый вариант был принят монорельс I-155 производства компании SMT SCHARF AG.

Устройство для амортизации, которое использует упругие элементы, включает в себя пружинные шайбы и плоские диски, размещенные внутри втулки и закрепленные с помощью стопорного кольца. Эти втулки соединены с нижней частью подвески, которая крепится к балкам арочной опоры с использованием крепежных болтов или хомутов. В пространстве между корпусом и опорным профилем находится амортизирующая вставка из упругого материала, а также металлический ограничитель сжатия, высота которого соответствует половине исходной толщины вставки до ее деформации.

Для пружинных шайб коэффициент жесткости будет определяться математической зависимостью:

$$C_{s2} = E_n F \frac{\delta}{4(t_s - h)(h + \delta)},$$

где  $\delta$  — ход сжатия для пружинных шайб;  $E_n$  — модуль упругости (для упругого материала, из которого изготовлен вкладыш);  $F$  — площадь поперечного сечения вставки;  $t_s$  — толщина вставки, значение которой  $t_s \geq 2\delta$ ;  $h$  — высота ограничителя сжатия.

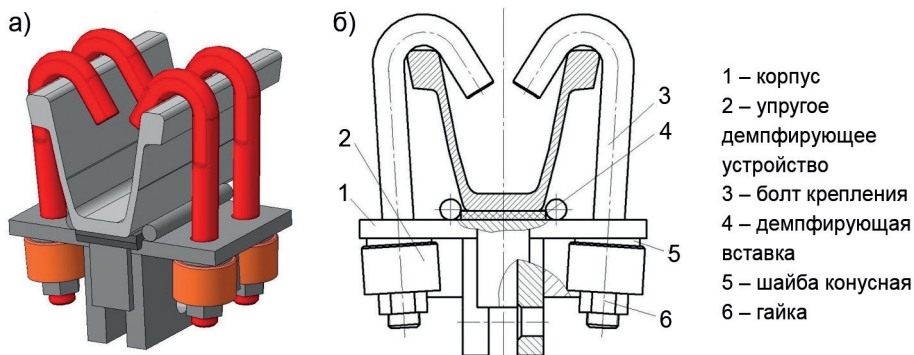


Рис. 5. Подвеска монорельсового пути: общий вид (а); принципиальная схема (б)

Fig. 5. Monorail track suspension: general view (a); schematic diagram (b)

Круглозвенная цепь, поддерживающая монорельсовый путь, соединена с проушинами подвески с помощью шплинта. Вертикальные колебания монорельса, возникающие при эксплуатации шахтного подвесного монорельса, поглощаются пружинными шайбами и демпфирующими вставками, обеспечивающими энергопоглощение ударов и периодических колебаний.

Как показывает анализ расчетов для монорельса I-155, применение подвески позволяет уменьшить амплитуду максимальных колебаний подвески в 2–3 раза и снизить динамические нагрузки на подвижной состав и опору на 30–40%. При этом предложенная конструкция подвески может быть использована при создании новых шахтных подвесных монорельсовых дорог, а также при модернизации существующих.

Важно понимать, что уменьшение амплитуды вертикальных колебаний в монорельсовом транспорте имеет большое значение. Один из ключевых факторов для достижения этой цели — это правильное сочетание жесткости подвески движущегося состава и конструкции пролета монорельсового пути. Для обеспечения требуемой жесткости монорельсового пути можно использовать упругие опоры, которые интегрируются в систему подвески монорельсового пути.

Упругие опоры имеют важное значение, так как они помогают снизить прямую динамическую нагрузку и обеспечивают более равномерное распределение нагрузки на двухпролетной (или трехопорной) конструкции монорельсовой секции. Это также позволяет уменьшить перемещение верхней опоры и осадку кровли шахты, что в конечном итоге снижает эксплуатационные расходы и продлевает срок службы монорельса.

Такие улучшения в системе подвески и опоры монорельса также способ-

ствуют повышению устойчивости горных выработок, где используется подвесной монорельс. Это, в свою очередь, способствует безопасности и эффективности горных работ. Таким образом, согласование жесткости подвески и упругих опор играет важную роль в обеспечении эффективной работы монорельсовых систем и их долгосрочной надежности.

## **Выводы**

Разработанная математическая модель для анализа вертикальных колебаний монорельсовых путей представляет собой значительный шаг в понимании динамического поведения таких систем. Она позволяет устанавливать важные связи между параметрами подвижного состава и динамическими нагрузками на подвеску. Путем применения этой модели удалось вывести уравнения, которые описывают амплитуды колебаний различных элементов монорельса, а также определить коэффициент демпфирования подвески.

Анализ этих результатов приводит к выводу о целесообразности использования систем подвески, включающих упругие элементы, для уменьшения амплитуд колебаний в подвесных монорельсовых шахтах. Эти упругие элементы могут быть установлены на различных участках подвижного состава и монорельсового пути. Например, на подвижном составе они могут размещаться между ходовой частью и кузовом, между рамой и колесами ходовой части, а также между осью колеса и ободом колеса.

Изменение соотношения между собственными частотами компонентов монорельсовых систем и частотами возмущающих сил может быть достигнуто путем регулирования жесткости элементов монорельса. Необходимые параметры для этой оптимизации могут быть вычислены с использованием предло-

женного метода. Важно отметить, что для обеспечения необходимой жесткости монорельсового пути эффективно используются упругие опоры в системе подвески. Эти упругие опоры способствуют снижению нагрузок и повышению устойчивости всей монорельсовой системы, что приводит к увеличению ее срока службы и снижению эксплуатационных расходов. Полученные результаты позволят установить обоснованные

параметры монорельсового крепления шахтных подвесных монорельсовых путей. Предлагаемая монорельсовая подвеска позволяет уменьшить амплитуду максимальных колебаний подвески в 2–3 раза, динамические нагрузки, образующиеся при движении подвижного состава, – на 30–40%, и может быть использована для модернизации существующих шахтных подвесных монорельсов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bao Y., Yue X., Li Y. A dynamic analysis scheme for the suspended monorail vehicle – curved bridge coupling system // *Advances in Structural Engineering*. 2020, vol. 23. DOI: 10.1177/1369433219900302.

2. Yue X., Tang P., Zhang Y., Li Y. Random dynamic analysis of vertical train – bridge systems under small probability by surrogate model and subset simulation with splitting // *Railway Engineering Science*. 2020, vol. 28, pp. 305 – 315. DOI: 10.1007/s40534-020-00219-6.

3. Куликова Е. Ю., Баловцев С. В., Скопинцева О. В. Комплексная оценка геотехнических рисков в шахтном и подземном строительстве // *Устойчивое развитие горных территорий*. – 2023. – Т. 15. – № 1. – С. 7–16. DOI: 10.21177/1998-4502-2023-15-1-7-16.

4. Pieczora E., Tokarczyk J. Development of mine underground transportation with use of suspended monorails // *Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering*. 2017, vol. 4, no. 532. DOI: 10.7494/miag.2017.4.532.96.

5. Tokarczyk J., Dudek M. Methods for computer aiding the configuration and assessment of auxiliary mine transportation means // *Management Systems in Production Engineering*. 2020, vol. 28, pp. 268 – 275. DOI: 10.2478/mspe-2020-0038.

6. Арефьев Е. М., Рябко К. А. Влияние условий эксплуатации шахтных монорельсовых локомотивов на долговечность полимерных ободьев приводных колес // *Горные науки и технологии*. – 2023. – Т. 8. – № 1. – С. 59–67. DOI: 10.17073/2500-0632-2022-11-34.

7. Клюев Р. В., Босиков И. И., Майер А. В., Гаврина О. А. Комплексный анализ применения эффективных технологий для повышения устойчивого развития природно-технической системы // *Устойчивое развитие горных территорий*. – 2020. – Т. 12. – № 2. – С. 283–290. DOI: 10.21177/1998-4502-2020-12-2-283-290.

Литературу с п. 8 по п. 10 смотри в REFERENCES.

11. Рябко К. А., Гутаревич В. О. Обоснование технико-экономических показателей шахтных монорельсовых локомотивов // *Горные науки и технологии*. – 2021. – Т. 6. – № 2. – С. 136–143. DOI: 10.17073/2500-0632-2021-2-136-143.

12. Гутаревич В. О., Кондратенко М. П. Динамика тягового устройства шахтной подвесной монорельсовой дороги // *Устойчивое развитие горных территорий*. – 2020. – Т. 12. – № 3. – С. 410–417. DOI: 10.21177/1998-4502-2020-12-3-410-417.

Литературу с п. 13 по п. 26 смотри в REFERENCES.

27. Скопинцева О. В. Профилактический ремонт горных выработок как метод предупреждения отказов системы управления газовыделением // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. – 2021. – № 2-1. – С. 54–63. DOI: 10.25018/0236-1493-2021-21-0-54-63.

28. Кузнецов Ю. Н., Стадник Д. А., Стадник Н. М., Шадыжева Э. Б. Методические основы синтеза моделей развития горных работ для управления процессом воспроизводства

очистного фронта угольных шахт // Устойчивое развитие горных территорий. – 2022. – Т. 14. – № 4. – С. 685–694. DOI: 10.21177/1998-4502-2022-14-4-685-694.

29. Choi C. Modeling and analysis technique of the hoisting system in the monorail crane. *Fusion Engineering and Design*. 2022, vol. 182, article 113240. DOI: 10.1016/j.fusengdes.2022.113240.

30. Martyshev N. V., Malozyomov B. V., Khalikov I. H., Kukartsev V. A., Kukartsev V. V., Tynchenko V. S., Tynchenko Y. A., Qi M. Review of methods for improving the energy efficiency of electrified ground transport. *Energies*. 2023, vol. 16, article 729. DOI: 10.3390/en16020729. **PLoS**

## REFERENCES

1. Bao Y., Yue X., Li Y. A dynamic analysis scheme for the suspended monorail vehicle – curved bridge coupling system. *Advances in Structural Engineering*. 2020, vol. 23. DOI: 10.1177/1369433219900302.

2. Yue X., Tang P., Zhang Y., Li Y. Random dynamic analysis of vertical train – bridge systems under small probability by surrogate model and subset simulation with splitting. *Railway Engineering Science*. 2020, vol. 28, pp. 305 – 315. DOI: 10.1007/s40534-020-00219-6.

3. Kulikova E. Yu., Balovtsev S. V., Skopintseva O. V. Complex estimation of geotechnical risks in mine and underground construction. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2023, vol. 15, no. 1, pp. 7 – 16. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2023-15-1-7-16.

4. Pieczora E., Tokarczyk J. Development of mine underground transportation with use of suspended monorails. *Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering*. 2017, vol. 4, no. 532. DOI: 10.7494/miag.2017.4.532.96.

5. Tokarczyk J., Dudek M. Methods for computer aiding the configuration and assessment of auxiliary mine transportation means. *Management Systems in Production Engineering*. 2020, vol. 28, pp. 268 – 275. DOI: 10.2478/mspe-2020-0038.

6. Arefiev E. M., Ryabko K. A. Effect of operating conditions of mine monorail locomotives on the durability of drive wheel polymeric rims. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2023, vol. 8, no. 1, pp. 59 – 67. [In Russ]. DOI: 10.17073/2500-0632-2022-11-34.

7. Klyuev R. V., Bosikov I. I., Mayer A. V., Gavrina O. A. Comprehensive analysis of the effective technologies application to increase sustainable development of the natural-technical system. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2020, vol. 12, no. 2, pp. 283 – 290. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2020-12-2-283-290.

8. 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, article 1528. DOI: 10.3390/en14061528.

9. Gutarevich V. O., Martyshev N. V., Klyuev R. V., Kukartsev V. A., Kukartsev V. V., Iushkova L. V., Korpacheva L. N. Reducing oscillations in suspension of mine monorail track. *Applied Sciences*. 2023, vol. 13, no. 8, article 4671. DOI: 10.3390/app13084671.

10. Herbuś K., Szewerda K., Świder J. Virtual prototyping of the suspended monorail in the aspect of increasing the permissible travel speed in hard coal mines. *Eksploracja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 2020, vol. 22, no. 4, pp. 610 – 619. DOI: 10.17531/ein.2020.4.4.

11. Ryabko K. A., Gutarevich V. O. Substantiation of performance indicators of mine monorail locomotives. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2021, vol. 6, no. 2, pp. 136 – 143. [In Russ]. DOI: 10.17073/2500-0632-2021-2-136-143.

12. Gutarevich V. O., Kondratenko M. P. Dynamics of traction device of mine suspended monorel road. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2020, vol. 12, no. 3, pp. 410 – 417. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2020-12-3-410-417.

13. Budniok T., Konsek R., Krakowczyk B., Tor A., Zasadni W., Żyrek L. An innovative CA 190 monorail battery locomotive powered by a VOLTER lithium battery. *Mining – Informat-*

ics, *Automation and Electrical Engineering*. 2021, vol. 2, no. 546, pp. 69–74. DOI: 10.7494/miag.2021.2.546.63.

14. Bao Y., Xiang H., Li Y. A dynamic analysis scheme for the suspended monorail vehicle-curved bridge coupling system. *Advances in Structural Engineering*. 2020, vol. 23, no. 8, pp. 1728–1738. DOI: 10.1177/1369433219900302.

15. Efremenkov E. A., Shanin S. A., Martyushev N. V. Development of an algorithm for computing the force and stress parameters of a cycloid reducer. *Mathematics*. 2023, vol. 11, no. 4, article 993. DOI: 10.3390/math11040993.

16. Zhan S., Chen B., Zou J. Calculation and analysis of gauges for suspension-type monorail vehicle. *Journal of Physics*. 2021, vol. 1910, pp. 1–8.

17. Yelemessov K., Baskanbayeva D., Skeebe V. Y., Gozbenko V. E., Karlina A. I. Change in the properties of rail during operation. *Metals*. 2023, vol. 13, article 1043. DOI: 10.3390/met13061043.

18. Xu X., Lu H., Hua X., Chen Q. An investigation on dynamic characteristics of the straddle-type monorail system under spatial alignment. *Machines*. 2022, vol. 10, article 724. DOI: 10.3390/machines10090724.

19. Rezanov V. A., Martyushev N. V., Kukartsev V. V., Tynchenko V. S., Kukartsev V. A., Grinek A. V., Skeebe V. Y., Lyosin A. V., Karlina A. I. Study of methods by electric resistance welding of rails. *Metals*. 2022, vol. 12, article 2135. DOI: 10.3390/met12122135.

20. He Q., Cai C., Zhu S., Wang K., Zhai W. An improved dynamic model of suspended monorail train bridge system considering a tire model with patch contact. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020, vol. 144, article 106865. DOI: 10.1016/j.ymsp.2020.106865.

21. Jiang Y., Wu P., Zeng J. Researches on the resonance of a new type of suspended monorail vehicle-bridge coupling system based on modal analysis and rigid-flexible coupling dynamics. *Vehicle System Dynamics*. 2019, vol. 59, pp. 1–20. DOI: 10.1080/00423114.2019.1668029.

22. Shen W., Dai H., Zeng, J., Wei L., Luo R. Calculation and testing approaches of the kinematic envelope for suspended monorail vehicles. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F. *Journal of Rail and Rapid Transit*. 2023, 095440972211508. DOI: 10.1177/09544097221150822.

23. Gao Q., Cui K., Li Z., Li Y. Numerical investigation of the dynamic performance and riding comfort of a straddle-type monorail subjected to moving trains. *Applied Sciences*. 2020, vol. 10, article 5258. DOI: 10.3390/app10155258.

24. Guo F., Ji Y., Liao Q., Liu B., Li C., Wei S., Xiang P. The limit of the lateral fundamental frequency and comfort analysis of a straddle-type monorail tour transit system. *Applied Sciences*. 2022, vol. 12, article 10434. DOI: 10.3390/app122010434.

25. Xin L., Du Z., Zhou J., Yang Z., Xu Z. Study on dynamic response of straddle-type monorail vehicle with single-axle bogie under curve condition. *Mechanics*. 2021, vol. 27, pp. 122–129. DOI: 10.5755/j02.mech.25319.

26. Karlina A. I., Kondrat'ev V. V., Kolosov A. D., Balanovskiy A. E., Ivanov N. A. Production of new nanostructures for modification of steels and cast irons. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019, vol. 560, no. 1, article 012183. DOI: 10.1088/1757-899X/560/1/012183.

27. Skopintseva O. V. Preventive repair of mining works as a method for preventing failures in the gas control system. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021, no. 2-1, pp. 54–63. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2021-21-0-54-63.

28. Kuznetsov Yu. N., Stadnik D. A., Stadnik N. M., Shadyzheva E. B. Methodological bases for synthesis operation models for control of the reproduction process of the advancing faces of coal mines. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2022, vol. 14, no. 4, pp. 685–694. DOI: [In Russ]. 10.21177/1998-4502-2022-14-4-685-694.

29. Choi C. Modeling and analysis technique of the hoisting system in the monorail crane. *Fusion Engineering and Design*. 2022, vol. 182, article 113240. DOI: 10.1016/j.fusengdes.2022.113240.

30. Martyushev N. V., Malozyomov B. V., Khalikov I. H., Kukartsev V. A., Kukartsev V. V., Tynchenko V. S., Tynchenko Y. A., Qi M. Review of methods for improving the energy efficiency of electrified ground transport. *Energies*. 2023, vol. 16, article 729. DOI: 10.3390/en16020729.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

*Гутаревич Виктор Олегович* — научный отдел,  
Комплексный научно-исследовательский  
институт им. Х.И. Ибрагимова РАН,  
e-mail: viktor.gutarevich@mail.ru,

*Михалев Антон Сергеевич*<sup>1</sup> — преподаватель,  
Институт космических и информационных  
технологий, e-mail: asmikhalev@yandex.ru,  
ORCID ID: 0000-0002-8986-5953,

*Тынченко Ядвига Александровна*<sup>1,2</sup>,  
e-mail: t080801@yandex.ru,

*Кукарцев Владислав Викторович*<sup>1,2</sup> — канд. техн. наук,  
доцент, Московский государственный технический  
университет им. Н.Э. Баумана, e-mail: vlad\_saa\_2000@mail.ru,

*Гозбенко Валерий Ерофеевич* — д-р техн. наук,  
профессор, профессор, e-mail: vgozbenko@yandex.ru,  
Иркутский государственный университет путей сообщения,  
Ангарский государственный технический университет,

<sup>1</sup> Сибирский федеральный университет,

<sup>2</sup> Сибирский государственный университет  
науки и технологий им. М.Ф. Решетнёва.

**Для контактов:** Гутаревич В.О., e-mail: viktor.gutarevich@mail.ru.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

*V.O. Gutarevich*, Scientific Department,  
Kh. Ibragimov Complex Institute, Russian Academy  
of Sciences, 364906 Grozny, Russia,  
e-mail: viktor.gutarevich@mail.ru,

*A.S. Mikhalev*<sup>1</sup>, Lecturer, Institute of Space  
and Information Technologies, e-mail: asmikhalev@yandex.ru,  
ORCID ID: 0000-0002-8986-5953,

*Ya.A. Tynchenko*<sup>1,2</sup>, e-mail: t080801@yandex.ru,

*V.V. Kukartsev*<sup>1,2</sup>, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,  
Bauman Moscow State Technical University,  
105005, Moscow, Russia, e-mail: vlad\_saa\_2000@mail.ru,

*V.E. Gozbenko*, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor,  
e-mail: vgozbenko@yandex.ru,

Irkutsk State Transport University, 664074, Irkutsk, Russia,  
Angarsk State Technical University, 665835, Angarsk, Russia,

<sup>1</sup> Siberian Federal University, 660041, Krasnoyarsk, Russia,

<sup>2</sup> Reshetnev Siberian State University of Science and Technology,  
660037, Krasnoyarsk, Russia.

**Corresponding author:** V.O. Gutarevich, e-mail: viktor.gutarevich@mail.ru.

Получена редакцией 06.07.2023; получена после рецензии 26.09.2023; принята к печати 10.10.2023.

Received by the editors 06.07.2023; received after the review 26.09.2023; accepted for printing 10.10.2023.