

ГЕОТЕХНІЧНА І ГІРНИЧА МЕХАНІКА, МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК: 622; 622. 68; 625. 28

В.В. Говоруха, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.

Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова
НАН Украины, г. Днепропетровск, Украина,
e-mail: igtm-rail-trans@yandex.ru.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ, УСТОЙЧИВОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ШАХТНЫХ ВАГОНОВ СО СВОБОДНОЙ И ЖЕСТКОЙ НАСАДКОЙ КОЛЕС ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ С НЕРОВНОСТЯМИ

**V.V. Govorukha, Cand. Sci. (Tech.),
Senior Research Fellow**

N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics of National
Academy of Science of Ukraine, Dnipropetrovsk, Ukraine,
e-mail: igtm-rail-trans@yandex.ru.

STUDY OF BURDEN, STABILITY AND SAFETY OF MOVEMENT OF MINE CARS WITH LOOSE AND FIRM MOUNTING OF WHEELS MOVING ALONG A RAIL TRACK WITH BURRS

Цель. Исследование процесса взаимодействия шахтных вагонов со свободной и жесткой насадкой колес на осях колесных пар и рельсового пути, имеющего прямолинейные и криволинейные участки с вертикальными и горизонтальными неровностями, влияние которых формирует состояние нагруженности, устойчивости и безопасности движения транспортных средств.

Методика. Составлены математические модели движения транспортных средств со свободной и жесткой насадкой колес на осях колесных пар по рельсовому пути с различными неровностями с помощью уравнений Лагранжа второго рода и решены задачи получения показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения шахтных вагонов.

Результаты. Проведены теоретические исследования показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения шахтных вагонов по прямолинейным и криволинейным участкам рельсового пути с отступлениями от нормативных требований в эксплуатации по ширине колеи и неровностям в плане и профиле рельсовых нитей. В расчетных схемах использована жесткая и свободная насадка колес на осях колесных пар, а также разветвленная многомассовая система рельсового пути (рельсы, шпалы, крепления, основание) с упруго-диссипативными жесткими и шарнирными связями. Определено влияние параметров вертикальных и горизонтальных неровностей, а также уширение колеи на динамические процессы взаимодействия шахтных вагонов и рельсового пути. Установлена степень точности результатов исследований процесса взаимодействия при использовании различных расчетных схем и допущений для подвижных единиц и рельсового пути.

Научная новизна. Определены зависимости изменения нагруженности, устойчивости и безопасности движения шахтных вагонов от параметров горизонтальных и вертикальных неровностей рельсовых нитей в прямолинейных и криволинейных участках рельсового пути. Установлено явление резонанса, обусловленное близостью частот вынужденных колебаний и частот собственных колебаний вагонов, а также критические скорости в безопасном режиме движения. Определены правильные схемы и допущения подвижных единиц с учетом свободной и жесткой насадки колес на осях колесных пар.

Практическая значимость. Полученные результаты исследований могут быть использованы для подготовки нормативно-технической документации на строительство, текущее содержание и ремонт рельсового пути с учетом нормирования допусков на параметры ширины колеи, горизонтальных и вертикальных неровностей, а также обеспечения требуемых показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения поездов.

Ключевые слова: шахтный рельсовый путь, вагоны, нагруженность, устойчивость, безопасность движения, математическое моделирование

Введение. Протяженность действующих рельсовых путей основных выработок (без учета второсте-

пенных участков и шахтной поверхности) шахт Украины составляет более 1500 км, при этом более 60 % общего объема грузовых перевозок осуществляется шахтным рельсовым транспортом [1;2 и др.]. Это под-

тверждает мнение о том, что определяющим для обеспечения эффективной работы шахт является правильный выбор конструкции шахтного рельсового пути, стрелочных переводов и подвижного состава с рациональными конструктивными параметрами, а также качественным состоянием и текущим содержанием.

В последние десятилетия улучшению характеристик подвижного состава, включая локомотивы, вагоны и секционные поезда, уделено определенное внимание [1–6 и др.]. Это способствовало увеличению скорости движения поездов до 5,0–7,0 м/с, увеличению грузоподъемности, вместимости и массы транспортных средств в 2,0–3,0 раза. Однако за указанный период времени в путевом хозяйстве не произошло существенных изменений. Здесь появилось несоответствие несущей способности рельсового пути и стрелочных переводов действующим нагрузкам от подвижного состава.

Создавшееся положение привело к увеличению затрат на эксплуатацию, росту травматизма и нарушениям безопасности работ на шахтном рельсовом транспорте [3–5 и др.].

Приведенные данные определяют актуальность работ, направленных на повышение прочности, надежности и безопасности шахтного рельсового пути, стрелочных переводов, на устранение несоответствия их технического уровня существующему подвижному составу, а также необходимость разработки нормативно-технической документации для строительства, текущего содержания и эксплуатации.

Для подготовки к решению этих задач необходимо провести исследование взаимодействия рельсового пути и подвижного состава, определить нагруженность, устойчивость и безопасность движения подвижного состава по рельсовому пути.

Исследование процессов взаимодействия средств шахтного рельсового транспорта, выполненные Н.С. Поляковым, Е.Е. Новиковым А.Н. Выхребцем, Б.А. Кузнецовым, Л.П. Ладужиной, В.В. Мишиным, П.М. Деркачем, К.А. Зибаровым, С.О. Федоряченко и др., преимущественно, основаны на ранее известных методах механики железнодорожного транспорта, разработанных В.А. Лазаряном, Г.М. Шахуняцем, М.Ф. Вериге, А.Я. Коганом, Е.М. Бромбергом, В.Н. Даниловым, С.В. Вершинским, И.И. Челноковым, К.П. Королевым, О.П. Ершковым, В.Ф. Ушкаловым, Н.А. Радченко, В.К. Гаргом, Р.В. Дуккипати, Е.П. Блохиным, В.Д. Дановичем и др., где использованы расчетные схемы и допущения с учетом жесткого крепления колес на осях колесных пар, что соответствует конструкции железнодорожных вагонов.

В отличие от железнодорожного, в подземном рельсовом транспорте на двухосных, четырехосных вагонах и секционных поездах колеса имеют свободные повороты на осях колесных пар. Принятые допущения с жесткой насадкой колес для горного рельсового транспорта некорректны при существовании конструкций вагонов со свободной насадкой колес на осях колесных пар.

В выполненных ранее работах Е.Е. Новикова, Л.П. Ладужиной, А.Н. Выхребца, С.О. Федоряченко,

В.В. Процева и др. для исследования взаимодействия подвижных единиц и рельсового пути также принимались возмущения от вертикальных пологих и ступенчатых стыковых неровностей, но недостаточно полно проводились исследования с учетом горизонтальных неровностей, а также не учитывались в расчетных схемах многомассовые раздельные составляющие путевой структуры (рельсы, промежуточные рельсовые скрепления, шпалы и подшпальное основание).

Целью работы является исследование процесса взаимодействия шахтных вагонов со свободной и жесткой насадкой колес на осях колесных пар и рельсового пути, имеющего прямолинейные и криволинейные участки с вертикальными и горизонтальными неровностями с использованием многомассовой голономной системы рельсового пути и подвижных единиц, взаимосвязанных упруго-диссипативными, жесткими и шарнирными связями в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Основными задачами работы являются: оценка правильности выбора расчетных схем, допущений и методов исследований процессов взаимодействия подвижных единиц и рельсового пути; определение показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения шахтных вагонов.

Изложение основного материала исследования. Для исследования процесса взаимодействия приняты двухосные вагоны с жесткой и свободной насадкой колес на осях колесных пар. Рельсовый путь имеет прямолинейные и криволинейные участки с неровностями рельсовых нитей в горизонтальной и поперечной плоскостях.

Рельсовое транспортное средство представлено механической системой, состоящей из отдельных твердых тел, включая кузов, оси колесных пар, свободно или жестко насаженные колеса, соединенные упруго-диссипативными, жесткими или шарнирными связями. Рельсовый путь под каждым колесом подвижной единицы представлен цепочкой твердых тел в вертикальном и поперечном направлениях, соответствующих основным его элементам (рельсы, промежуточные скрепления, шпалы и подшпальное основание), соединенных между собой упруго-диссипативными связями. Учитывалось вязкое сопротивление, пропорциональное относительной скорости перемещения твердых тел, и сухое трение между телами. На рис. 1 показана расчетная схема транспортной системы для двухосного вагона со свободным вращением колес относительно оси колесных пар. В случае жесткой насадки колес на осях колесных пар принимается объединение в одно целое пары колес и оси колесной пары (рис. 1, узел А, узел Б).

Рассмотрены также варианты, когда рельсовый путь представлен одним твердым телом в вертикальном и поперечном направлениях, присоединенным к каждому колесу с помощью упруго-диссипативных связей [7; 8].

Для составления математических моделей, соответствующих процессу движения вагонов по рельсовому пути произвольного очертания в плане, использовалась одна неподвижная система координат $O\xi\eta\zeta$, а для каждого твердого тела исследуемой ме-

ханической системы – по две подвижные системы: естественная $Oxyz$ и неизменно связанная с твердым телом $Cx'y'z'$ (рис. 2), в соответствии с работами Н.А. Радченко, А.Я. Когана, М.Ф. Вериги и др.

Положение такой системы координат, применительно к рис. 2, описывается дуговой координатой вдоль оси пути S , углом χ между касательной к

оси пути и неподвижной осью $\tilde{O}\xi$, углом наклона ϑ_h поверхности пути в поперечной плоскости вследствие возвышения наружного рельса h . Сферическое движение определяется тремя углами: $\tilde{\psi} = \psi + \chi$; φ ; $\vartheta = \vartheta + \vartheta_h$, определяющими повороты главных центральных осей Cx', Cy', Cz' относительно неподвижной системы координат.

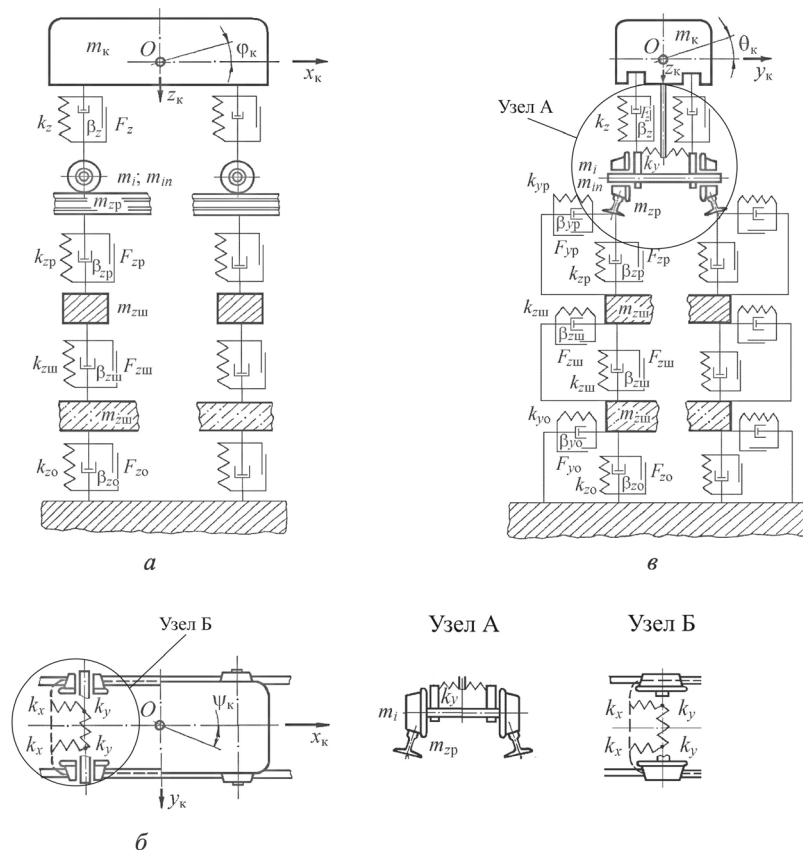


Рис. 1. Расчетная схема транспортной системы со свободным вращением колес относительно осей колесных пар: а – вид сбоку; б – вид сверху; в – вид с торца; узел А – главный вид колесной пары; узел Б – вид сверху колесной пары

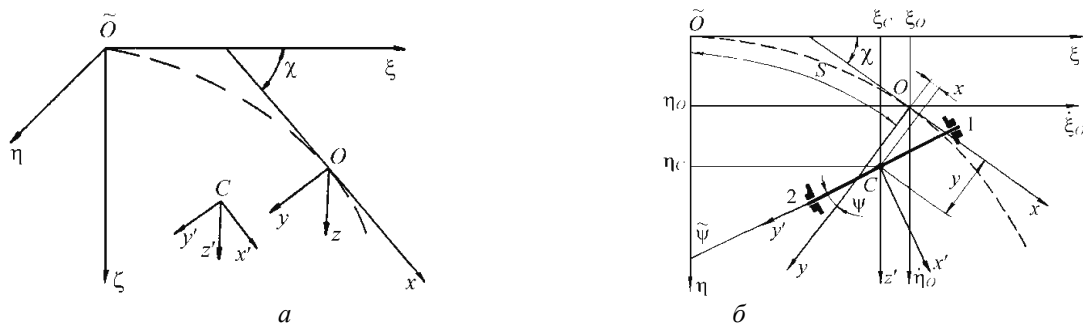


Рис. 2. Системы координат движения вагона: а – общая система координат; б – схема движения колесной пары

Линейные перемещения кузова вагона обозначены через x_k, y_k, z_k , а угловые – через $\psi_k, \varphi_k, \vartheta_k$. Поступательные перемещения x, y, z описывают, соответственно, подергивания, боковой отход и подпрыгивания, а углы поворота ψ, φ, ϑ – виляние, галоширование и боковую качку.

В качестве обобщенных координат q_V принимались линейные в поперечном и вертикальном направлениях y, z и угловые перемещения ϑ, φ, ψ твердых тел, соответствующие вагону (кузов и его ходовые части), и линейные перемещения x, y и z твердых тел, соответствующие рельсовому пути.

Математические модели процесса движения исследуемых вагонов получены с помощью уравнений Лагранжа второго рода. В общем виде уравнения движения вагонов по рельсовому пути представлены в виде

$$D_v + P_v + \Phi_v = Q_v, \quad v = (1, 2, \dots, n),$$

где D_v, P_v, Φ_v – дифференциальные операторы, соответствующие уравнениям Лагранжа второго рода

$$D_v = \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_v} - \frac{\partial T}{\partial q_v}; \quad P_v = \frac{\partial \Pi}{\partial q_v}; \quad \Phi_v = \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_v},$$

где Q_v – обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам q_v ; T, Π, Φ – кинетическая и потенциальная энергии, функция рассеяния.

При принятых исходных предположках выражения D_v, P_v, Φ_v можно представить в виде

$$D_v = f(m, I, q_v, \ddot{q}_v);$$

$$P_v = f_1(k, q_v) + P_h(q_v);$$

$$\Phi_v = f_2(\beta, \dot{q}_v) + f_3(F, \dot{q}_v),$$

где m, I – инерционные характеристики (массы и моменты инерции) твердых тел системы; k и β – коэффициенты жесткости упругих и вязкости диссипативных элементов, соответственно, вагона, рельсов, шпал и основания; F – силы сухого трения в связях между твердыми телами, соответственно, вагона, рельсов, шпал и основания; $P_h(q_v)$ – составляющая потенциальной энергии, обусловленная изменением высоты центров тяжести твердых тел при перемещениях q_v .

Обобщенные силы Q_v определялись как функции сил взаимодействия между колесами и рельсами P_{nj}, F_{ynj}, X_{nj} в вертикальном, поперечном и продольном направлениях (здесь n – номер колесной пары; $j = 1, 2$ – номер колеса n -ой колесной пары).

Отметим отличительные особенности определения сил P_{nj}, F_{ynj}, X_{nj} для случаев свободной и жесткой насадки колес на оси колесных пар.

Силы P_{nj} , действующие на колеса в вертикальном направлении, в общих случаях вычислялись одинаково и представляли собой сумму статических и динамических сил, определяемых через динамические прогибы и их производные по времени, через коэффициенты жесткости и вязкости (или сил сухого трения) элементов рессорного подвешивания.

Силы взаимодействия колес с рельсами в поперечном направлении F_{ynj} определялись как сумма сил псевдоскольжения в поперечном направлении y_{nj} и сил бокового давления гребней колес на голов-

ки рельса $W_{nj} = -P_{nj} \frac{dr_{nj}}{dy_{nj}}$, где r_{nj} – приращения радиусов колес при их поперечном перемещении относительно рельсов y_{nj} .

Касательные силы взаимодействия колес с рельсами (силы псевдоскольжения) F_{nj} находились, исходя из гипотезы крипа, с учетом нелинейной зависимости их от безразмерных характеристик проскальзывания, из выражения

$$F_{nj} = -f_{nj} \epsilon_{nj} \left[\left(\frac{f_{nj} \xi_{nj}}{k_f P_{nj}} \right)^2 + 1 \right]^{-1/2},$$

где f_{nj} – коэффициенты псевдоскольжения, определяемые в соответствии с работами Н.А. Радченко; k_f – коэффициент трения между колесами и рельсами.

Составляющие сил псевдоскольжения X_{nj}, Y_{nj} в продольном и поперечном направлениях определялись из выражений

$$X_{nj} = F_{nj} \frac{\epsilon_{xnj}}{\epsilon_{nj}}; \quad Y_{nj} = F_{nj} \frac{\epsilon_{ynj}}{\epsilon_{nj}},$$

где $\epsilon_{nj}, \epsilon_{xnj}, \epsilon_{ynj}$ – безразмерные характеристики проскальзывания колес и их составляющие в продольном и поперечном направлениях; $\epsilon_{nj} = (\epsilon_{xnj}^2 + \epsilon_{ynj}^2)^{1/2}$.

Составляющие безразмерных характеристик проскальзывания ϵ_{ynj} для жесткой и свободной насадок колес определялись из выражения

$$\epsilon_{ynj} = \frac{1}{v} \dot{y}_{nj}^* - \Psi_{nj},$$

а составляющая безразмерной характеристики ϵ_{xnj} – из выражений

$$\epsilon_{xnj} = (-1)^{j+1} \left[\frac{d_1}{v} (\dot{\psi}_{nj} + \dot{\chi}_{nj}) + (-1)^j \frac{\Delta r_{nj}}{r} \right]$$

для жесткой насадки колес и

$$\epsilon_{xnj} = (-1)^{j+1} \left[\frac{d_1}{v} (\dot{\psi}_{nj} + \dot{\chi}_{nj}) + (-1)^j \frac{\Delta r_{nj}}{r} + (-1)^j \frac{r \dot{\phi}_{nj}}{v} \right]$$

для свободной насадки колес.

Здесь v – скорость равномерного движения транспортного средства; \dot{y}_{nj}^* – относительная скорость перемещения точек контакта колес и головок рельсов; $2d_1$ – расстояние между средними кругами катания колес колесной пары; r – радиус среднего круга катания колес;

$\dot{\chi}_{nj}$ – угловая скорость, обусловленная кривизной пути, под j -ым колесом n -ой колесной пары.

Горизонтальные неровности задавались в виде синусоиды или косинусоиды, а вертикальные неровности (включая стыковые) – в виде косинусоиды, ограниченной протяженностью в пределах одного ее периода, или сложной неровности [8].

Анализ расчетных схем исследуемой рельсовой транспортной системы проведен по показателям, характеризующим нагруженность отдельных частей вагонов и рельсового пути в вертикальном и поперечном направлениях, а также по показателям устойчивости и безопасности движения, включая коэффициенты устойчивости от обезгруживания колес $k_{i\dot{a}\dot{a}\dot{c}}$, устойчивости от сдвига рельсошпальной решетки $k_{\dot{n}\dot{a}}$, и от вкатывания колес на рельсы $k_{\dot{a}\dot{e}}$. С этой целью использованы максимальные значения сил, действующих на колеса, рессорные комплекты и рельсовые нити в вертикальном и поперечном направлениях (соответственно, $P_{nj}, Q_{ynj}, F_{znj}, F_{ynj}$ и Q_{znpj}, Q_{ynjp}), а также поперечных сил Q_{yn} , действующих на колесные пары.

Рассмотрены результаты исследований с учетом использования представленных схем вагонов и рельсового пути при движении по прямолинейному и криволинейному участкам пути с неровностями в вертикальной и поперечной плоскостях. Детальные исходные данные и расчетные характеристики транспортной системы приведены в работе автора [8].

По результатам исследования собственных колебаний транспортной системы вагона типа ВГ-4,5-750 со свободным вращением колес на осях колесных пар установлено, что движение на прямолинейных участках сопровождается быстро затухающими колебаниями, то есть движение является устойчивым. На криволинейных участках, для вагонеток со свободно вращающимися на осях колесами, имеют место весьма интенсивные медленно затухающие колебания.

Движение двухосного вагона с жестко насаженными на оси колесами на прямолинейном участке пути характеризуется интенсивными нарастающими

колебаниями, т. е. движение вагона неустойчиво и, следовательно, возможны большие перемещения и силы взаимодействия между вагоном и элементами рельсового пути. На кривой ($R=30,0$ м) движение этого вагона также сопровождается колебаниями, которые с течением времени затухают, приближаясь к показателям стационарного режима движения.

Установлено, что при жесткой насадке колес на ось (по сравнению со свободной насадкой колес) имеет место значительно большее относительное проскальзывание, которое при различных направлениях поперечных сил псевдоскольжения, действующих на колесные пары на кривой, способствует их относительному поперечному перемещению в разные стороны от оси. Поэтому в расчетных схемах получены различные результаты. С жесткой насадкой колес колесные пары устанавливаются в хордальное положение, а при свободной насадке колес – в положение, приближающееся к состоянию наибольшего перекоса.

Из полученных данных следует, что качество движения вагонов по рельсовому пути для обеих анализируемых расчетных схем, со свободной и жесткой насадкой колес на оси колесных пар, по условиям устойчивости и установившихся режимов движения может быть различным. Поэтому при выборе расчетных схем и допущений необходимо учитывать конструктивные особенности, обусловленные креплением колес на осях колесных пар. Этот вывод является существенным, поскольку в предшествующих исследованиях колеса и оси колесных пар представлялись одним твердым телом.

Результаты проведенных исследований позволяют оценить динамические характеристики двухосного вагона при вынужденных колебаниях, обусловленных периодическими неровностями пути.

На рис. 3 и 4 показаны характерные зависимости наибольших вертикальных и поперечных сил от длины вертикальных неровностей для прямолинейных и криволинейных участков пути соответственно.

На рисунках видно, что наиболее опасными являются вертикальные неровности, протяженностью $l_n = 1,0 - 4,0$ м и глубиной $A_n \geq 0,01$ м.

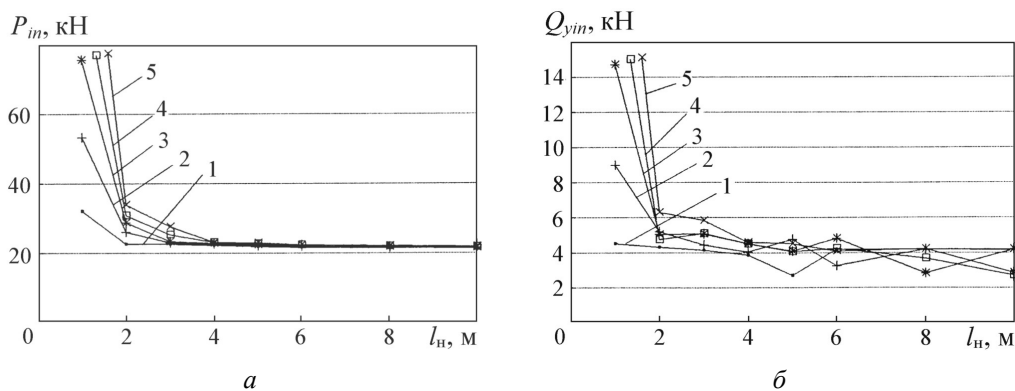


Рис. 3. Зависимости наибольших вертикальных и поперечных сил взаимодействия колес и рельсов от длины вертикальных неровностей прямолинейного участка пути: а – вертикальные силы; б – поперечные силы; 1, 2, 3, 4, 5 – глубина вертикальной неровности 0,005; 0,010; 0,015; 0,020; 0,025 м соответственно

На рис. 5 и 6 показаны характерные зависимости максимальных значений вертикальных и поперечных нагрузок и коэффициентов устойчивости $k_{обез}$ и $k_{сд\max}$ от параметров горизонтальных неровностей прямолинейного пути при скорости движения 5 м/с.

На рисунках видно, что наличие горизонтальных неровностей, длиной 1,0–10,0 м и глубиной более 0,01 м, на прямолинейных и криволинейных участках пути приводит к значительному увеличению показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения, а при длине неровностей около 5,0 м имеет место явление резонанса, при котором все показатели соответствуют максимальным критическим значениям.

В этом случае частота вынужденных колебаний, равная ≈ 1 герцу, близка к частотам собственных колебаний бокового отбоя и боковой качки кузова

вагона, равным $\approx 1,1$ герца. Возможность появления резонанса имеет место также в случае движения вагона со скоростью 3,0 м/с по пути с горизонтальными и вертикальными неровностями $l_H = l'_H = 3,0$ м, т.е. в случае, когда $v/l_H \approx \nu$ (ν – частота собственных колебаний вагона). Частота вынужденных колебаний вагона по прямой ($v=3,0$ м/с) и по кривой $R=30,0$ м ($v=4,0$ м/с), при $l_H = l'_H = 3,0$ м, составляет, соответственно, 1,0 и 1,33 Гц, а частота собственных колебаний – 1,1 и 1,4 Гц, т.е. их различие минимально. При этом не обеспечивается безопасность движения даже при небольших значениях глубины неровностей A'_H , а наиболее локальные экстремумы показателей режимов движения двухосного вагона приближаются к резонансным.

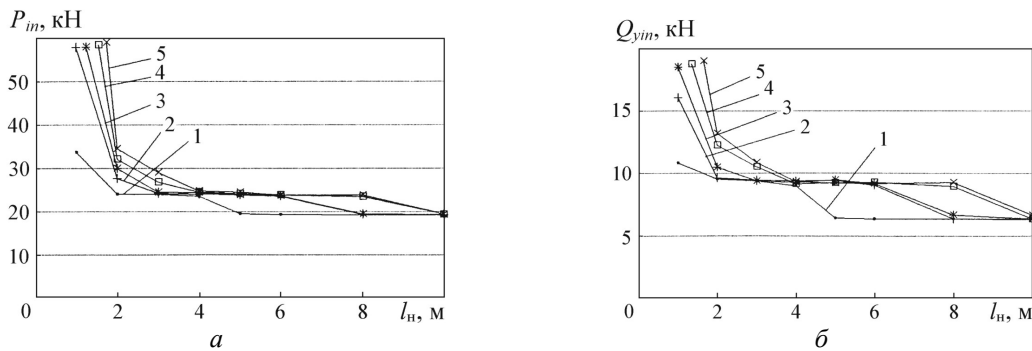


Рис. 4. Зависимости наибольших вертикальных и поперечных сил взаимодействия колес и рельсов от длины вертикальных неровностей криволинейного участка пути: а – вертикальные силы; б – поперечные силы; 1, 2, 3, 4, 5 – глубина вертикальной неровности 0,005; 0,010; 0,015; 0,020; 0,025 м соответственно

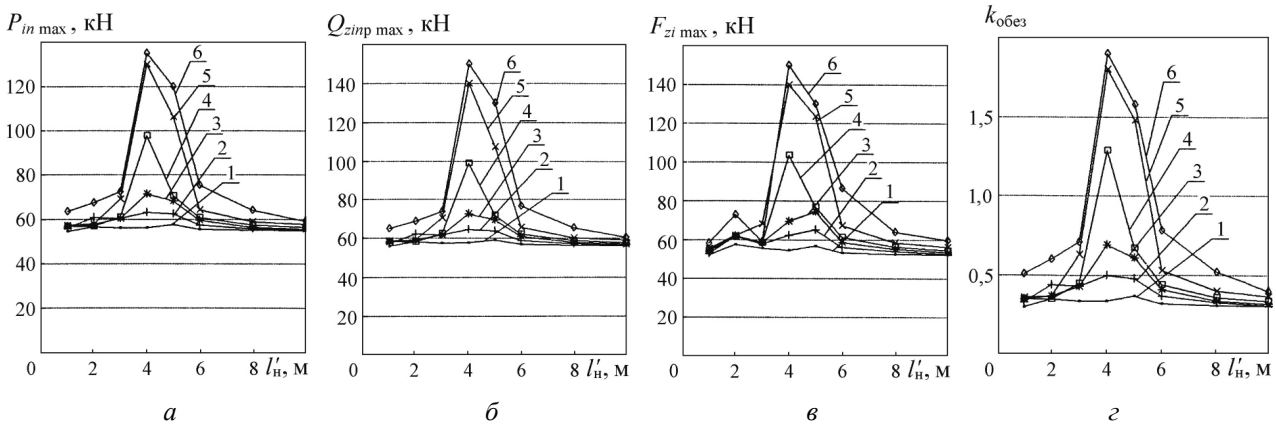


Рис. 5. Зависимости наибольших значений вертикальных нагрузок и коэффициентов обезгруживания колес от длины горизонтальных неровностей криволинейного пути: а – нагрузки на колеса; б – на рельсы; в – на упругие элементы вагонетки; г – коэффициенты обезгруживания колес; 1, 2, 3, 4, 5, 6 – глубина горизонтальной неровности 0,005; 0,010; 0,015; 0,020; 0,030; 0,060 м соответственно

Аналогичные результаты получены также для двухосного вагона ВГ3,3-900 и четырехосного рудничного вагона. Их движение в эксплуатационном диапазоне скоростей (0–7,0 м/с) устойчиво как на прямолинейных, так и криволинейных участках пути.

Сравнительная оценка показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения вагонов со свободной и жесткой насадкой колес при вынужденных

колебаниях, обусловленных периодическими неровностями пути, показывает, что разница достигает 35–66% по показателям нагруженности и 35–61% по показателям устойчивости и безопасности движения поездов. Следовательно, расчетные схемы и допущения при исследовании взаимодействия подвижных единиц и вагонов должны соответствовать конструктивным особенностям средств рельсового транспорта.

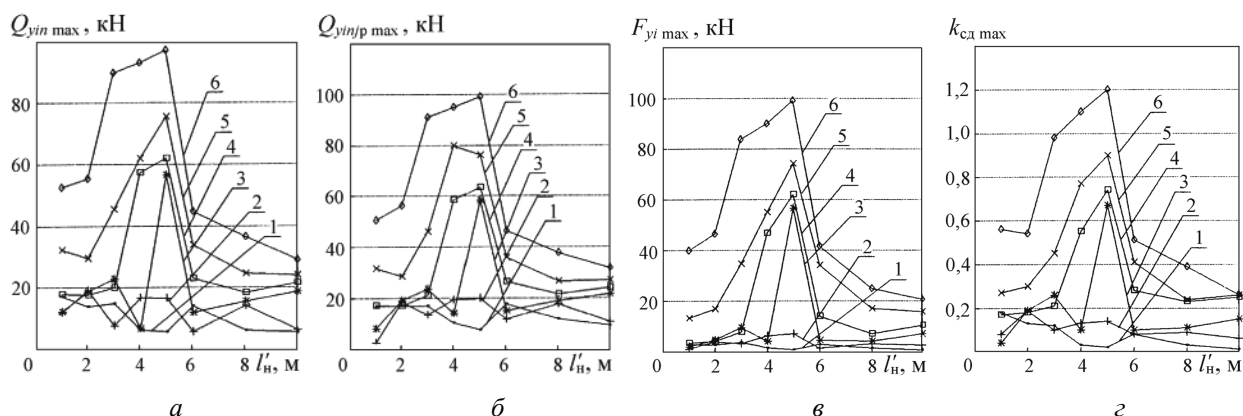


Рис. 6. Зависимости наибольших значений поперечных нагрузок и коэффициента устойчивости при сдвиге пути от длины горизонтальных неровностей прямолинейного пути: а – нагрузки на колеса; б – на рельсы; в – на упругие элементы вагонетки; з – коэффициенты устойчивости от сдвига пути; 1, 2, 3, 4, 5, 6 – глубина горизонтальной неровности 0,005; 0,010; 0,015; 0,020; 0,030; 0,060 м соответственно

Установлено также, что увеличение ширины колеи рельсового пути более, чем на 0,025–0,035 м значительно ухудшает показатели нагруженности и безопасности движения.

Выводы.

1. Исследованы процессы взаимодействия шахтных вагонов со свободной и жесткой насадкой колес на осях колесных пар и рельсового пути, имеющего прямолинейные и криволинейные участки с вертикальными и горизонтальными неровностями.

2. Определены характерные зависимости изменения показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения шахтных вагонов от параметров горизонтальных и вертикальных неровностей рельсовых нитей на прямолинейных и криволинейных участках пути.

3. По показателям нагруженности и устойчивости движения двухосного вагона наиболее опасными являются вертикальные неровности рельсовых нитей, протяженностью 1,0–4,0 м и глубиной более 0,01 м, на прямолинейных и криволинейных участках пути.

4. Наличие горизонтальных неровностей (длиной 1,0–10,0 м и глубиной более 0,01 м) на прямолинейных и криволинейных участках пути приводит к значительному увеличению показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения, а при длине неровностей около 5,0 м имеет место явление резонанса, при котором все показатели соответствуют максимальным критическим значениям.

5. Установлено явление резонанса, обусловленное близостью частот вынужденных колебаний и частот собственных колебаний двухосных вагонов с определенными критическими скоростями движения, где соотношения скоростей к длине горизонтальных неровностей соответствуют частоте собственных колебаний вагона.

6. Разница в показателях нагруженности, устойчивости и безопасности движения вагона при расчетных схемах и допущениях с жесткой и свободной насадкой колес составляет 35–66 %. Поэтому расчетные схемы, допущения и математические модели должны

соответствовать конструктивным особенностям средств рельсового транспорта.

7. Результаты исследований могут быть использованы для создания средств шахтного рельсового транспорта и подготовки нормативно-технической документации на строительство, текущее содержание и ремонт рельсового пути по критериям допусков ширины колеи, неровностей и скоростей движения вагонов.

Список литературы / References

1. Будишевский В.А. Обоснование менеджмента качества шахтных локомотивов / В.А. Будишевский, С.А. Мельников // Уголь Украины. – 2005. – №4. – С. 15–17.
Budishevskiy, V.A. and Melnikov, S.A. (2005), “Substantiation of mine car quality control”, *Ugol Ukrainy*, no.4, pp. 15–17.
2. Мельников С.А. Совершенствование действующих и создание новых шахтных локомотивов / С.А. Мельников, В.А. Будишевский, В.И. Бережинский // Уголь Украины. – 2009. – №5. – С. 12–15.
Melnikov, S.A., Budishevskiy, V.A. and Berezhinskiy, V.I. (2009), “Improvement of existing and creation of new mine locomotives”, *Ugol Ukrainy*, no.5, pp. 12–15.
3. Дебелый В.Л. Модернизация шахтных локомотивов в целях их надежности и безаварийности / В.Л. Дебелый // Уголь Украины. – 2009. – №4. – С. 4–6.
Debelyu, V.L. (2009), “Modernization of mine locomotives for fail-safety improvement”, *Ugol Ukrainy*, no.4, pp. 4–6.
4. Бережинский В.И. Новые разработки для повышения безопасности работ на шахтном транспорте и подъеме // В.И. Бережинский, С.В. Бабаков // Уголь Украины. – 2012. – № 6. – С. 17–20.
Berezhinskiy, V.I. and Babakov, S.V. (2012), “New developments aiming improvement of the mine transport and lifting of operation safety”, *Ugol Ukrainy*, no.6, pp. 17–20.
5. Оценка профессионального риска травмирования шахтеров / О.И. Иванов // Уголь Украины. – 1999. – № 11. – С. 46–47.

Ivanov, O.I. (1999), "Evaluation of miner's occupational risk", *Ugol Ukrainy*, no.11, pp. 46–47.

6. Федоряченко С.О. Математична модель шахтної вагонетки / С.О. Федоряченко // Форум гірників–2012: Матеріали міжнарод. конф.; 3–6 жовтня 2012 р., Національний гірничий університет – Дніпропетровськ, 2012. – Т.4 – С. 108–114.

Fedoryachenko, S.O. (2012), "Mathematical model of a mine car", Proc. of the Int. Conf. "Forum of mining engineers", Vol. 4, October 3–6, 2012, *National Mining University, Dnipropetrovsk, Ukraine*, pp. 108–114.

7. Говоруха В.В. Механіка взаємодії вагонів со свободной и жесткой насадкой колес и рельсового пути с горизонтальными и вертикальными плавными и ступенчатыми неровностями / В.В. Говоруха // Форум гірників –2012: Матеріали міжнарод. конф.; 3–6 жовтня 2012 р., Національний гірничий університет – Дніпропетровськ, 2012. – Т.2. – С. 221–235.

Govorukha, V.V. (2012), "Mechanics of the interaction between the mine cars with loose and firm mounting of wheels and the rail track with horizontal and vertical smooth and stepped burrs", Proc. of the Int. Conf. "Forum of mining engineers", Vol. 2, October 3–6, 2012, *National Mining University, Dnipropetrovsk, Ukraine*, pp. 221–235.

8. Говоруха В.В. Механіка взаємодії вагонів со свободной и жесткой насадкой колес и рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств: Моногр. / Говоруха В.В. – Днепропетровск: Лира, 2006. – 448 с.

Govorukha, V.V. (2006), *Mekhanika vzaimodeystviya relsovogo puti, podvizhnykh transportnykh sredstv i smezhnykh ustroystv* [Mechanics of the Interaction Between the Rail Track, Transport Vehicles and Adjacent Equipment], Monograph, Lira, Dnepropetrovsk, Ukraine.

9. Коган А.Я. Динамика пути и его взаимодействия с подвижным составом / Коган А.Я. – М.: Транспорт, 1997. – 327 с.

Kogan, A.Ya. (1997), *Dinamika puti i ego vzaimodeystvia s podvizhnym sostavom* [Dynamics of Rail Track and Its Interaction with the Rolling Stock], Transport, Moscow, Russia.

Мета. Дослідження процесу взаємодії шахтних вагонів із вільною й жорсткою насадкою коліс на осях колісних пар та рейкової колії, що має прямолінійні та криволінійні ділянки з вертикальними й горизонтальними нелінійностями, вплив яких формує стан навантаженості, стійкості та безпеки руху транспортних засобів.

Методика. Складено математичні моделі руху транспортних засобів із вільною й жорсткою насадкою коліс на осях колісних пар по рейковій колії з різними нелінійностями за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду та вирішено завдання отримання показників навантаженості, стійкості й безпеки руху шахтних вагонів.

Результати. Проведено теоретичні дослідження показників навантаженості, стійкості та безпеки руху шахтних вагонів на прямолінійних і криволінійних ділянках рейкової колії з відступами від нормативних вимог в експлуатації за шириною колії та нелінійностями в плані й профілі рейкових ниток. У розрахун-

кових схемах використана жорстка та вільна насадка коліс на осях колісних пар, а також розгалужена багатомасова система рейкової колії (рейки, шпали, скріплення, основа) з пружно-дисипативними жорсткими й шарнірними з'єднаннями.

Визначено вплив параметрів вертикальних і горизонтальних нелінійностей, а також розширення колії на динамічні процеси взаємодії шахтних вагонів і рейкової колії. Встановлена ступінь точності результатів досліджень процесу взаємодії при використанні різних розрахункових схем і допущень для рухомих одиниць і рейкової колії.

Наукова новизна. Визначено залежності зміни навантаженості, стійкості та безпеки руху шахтних вагонів від параметрів горизонтальних і вертикальних нелінійностей рейкових ниток на прямолінійних і криволінійних ділянках рейкової колії. Встановлено явище резонансу, обумовлене близькістю частот вимушених коливань і частот власних коливань вагонів, а також критичні швидкості у безпечному режимі руху. Обумовлені правильні схеми та допущення рухомих одиниць з урахуванням вільної і жорсткої насадки коліс на осях колісних пар.

Практична значимість. Отримані результати досліджень можуть бути використані для підготовки нормативно-технічної документації на будівництво, поточне утримання та ремонт рейкової колії з урахуванням нормування допусків на параметри ширини колії, горизонтальних і вертикальних нелінійностей, а також забезпечення необхідних показників навантаженості, стійкості й безпеки руху потягів.

Ключові слова: шахтна рейкова колія, вагони, навантаженість, стійкість та безпека руху, математичне моделювання

Purpose. To study the interaction of the mine cars with loose and firm mounting of wheels and the rail track with straight and curved sections and vertical and horizontal burrs affecting the state of burden, stability and safety of transport vehicles.

Methodology. We have designed the mathematical model of the movement of the vehicles with loose and firm mounting of wheels on axles of wheelpairs along the track with different burrs using the Lagrange equations of the second kind and have solved the problem of obtaining indicators of burden, stability and safety of mine cars.

Findings. We have carried out the theoretical studies of indicators of burden, stability and safety of mine cars movement along straight and curved sections of track which have deviations from regulatory requirements to the width of the track and horizontal and vertical burrs. The calculation model considers vehicles with loose and firm mounting of wheels and various rail track sections (rails, rail sleepers, fasteners, base) with the elastic-dissipative rigid and knuckle joints.

We have determined the influence of the parameters of the vertical and horizontal burrs, as well as the broadening of the rail track on the dynamic processes of interaction between mine cars and the track. The accuracy degree of the interaction process research results for dif-

ferent design models and assumptions for the mobile units and the track has been evaluated.

Originality. We have determined the relations between the parameters of horizontal and vertical burrs in rails and the changes in burden, stability and movement safety of the mine cars at straight and curved sections of the rail track. We have discovered the resonance phenomenon caused by the proximity of the frequency of forced and natural vibrations of cars and determined critical speed for the safe mode of movement. We have determined the right scheme and allowance for moving units with loose and firm mounting of wheels on axles of wheelpairs.

Practical value. The obtained results of the research can be used to develop technical standards for construction, maintaining and repair of the rail track taking into account valuation of allowances for the rail track width, horizontal and vertical irregularities, and providing the required burden, stability, and movement safety parameters.

Keywords: *mine track, mine car, burden, stability, safety, mathematical modeling*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.П. Надутим. Дата надходження рукопису 05.12.12.

УДК 629.3.027.5

М.О. Науменко

Державний вищий навчальний заклад „Український державний хіміко-технологічний університет“, м. Дніпропетровськ, Україна, e-mail: maria_naumenko@mail.ru

АВАРІЙНА ОПОРА З ЕКОЛОГІЧНОГО ТЕРМОПЛАСТИЧНОГО ПОЛІМЕРНОГО КОМПОЗИТУ ДЛЯ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОЛІСНОГО РУШІЯ ВАНТАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

М.О. Naumenko

State Higher Educational Institution “Ukrainian State University of Chemical Technology”, Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: maria_naumenko@mail.ru

THE EMERGENCY SUPPORT MADE OF THERMOPLASTIC POLYMER COMPOSITE FOR SAFE OPERATION OF PNEUMATIC-TIRED WHEEL OF CARGO VEHICLE

Purpose. To develop the means of creation of thermoplastic polymer composites with long-term constructional properties for safe operation of tire products.

Methodology. To achieve the goal we have used the empirical research methods (standard and model physical and mechanical test of the composites under long-term static and dynamic compression loads) in the laboratories of the Ukrainian State University of Chemical Technology and VAT “Dniproshina” (Ukraine) and have conducted the microscopic laboratory research in the National technical University of France (Sent-Etienne).

Results. We have considered the functional appropriateness to retrofit the traditional pneumatic-tired wheel with a special emergency support to ensure the safety of cargo vehicles in case of pneumatic tires damage. According to modern requirements of resource saving and environment protection in creating new products or additional items to already existing ones, the wheel running gear should retain acceptable level of its operational properties in the state of emergency rolling and reparability of damaged tires and have unlimited capacity for recycling. The research in the field of materials engineering allowed us to use the specially designed thermoplastic polymer composite for the emergency support development instead of traditional rubber, which is unacceptable for this purpose. A special list of constructional and technological properties allows us to avoid many problems of production, exploitation and processing, but require such constructional solutions of emergency support which let us to avoid using reinforcing elements.

Originality. For the first time a test model has been suggested and a list of parameters and level of long-term constructional properties have been defined for the material of emergency support of wheel running gear of cargo vehicle under compressive load. We have defined the mechanism of combined mechanical and physical contact between fibrous filler and polymer matrix, which gives us the possibility to make predictable changes of long-term constructional properties of thermoplastic composite.

Practical value. The design of the thermoplastic polymer composite produced from fresh and secondary raw materials has been tested for its technological appropriateness for development of the emergency support for upgrading the cargo vehicle wheel running gear with pneumatic tire 365/80R20 140K.

Keywords: *safe movement, emergency support of wheel running gear, thermoplastic polymer composite*

An introduction, indicating article’s scientific problem and analysis of the recent research and pub-

lications. It seems to be unwise to assess damages from possible loss of human life and health in the traffic accidents caused by the sudden damage of pneumatic tires since this can be avoided by upgrading the traditional