

УДК 629.4.027

Федоряченко С. А.**ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ШАХТНОЙ ВАГОНЕТКИ В УСЛОВИЯХ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЫХОДНЫХ ЗВЕНЬЕВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ С РЕЛЬСОВЫМ ПОЛОТНОМ**

Основным параметром, по которому оценивается безопасность эксплуатации рельсового транспортного средства, является коэффициент запаса устойчивости по вползанию на рельс (КУ), который определяется зависимостью [1]:

$$K_y = \frac{\operatorname{tg} \chi - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \chi} \left(\frac{P_g}{P_b} \right) > 1, \quad (1)$$

где χ – угол конусности реборды, град;

μ – коэффициент трения скольжения;

P_g – вертикальная нагрузка, воспринимаемая набегающим колесом, Н;

P_b – направляющая сила на набегающем колесе, Н.

Запас устойчивости при движении шахтного рельсового транспортного средства определяется его конструктивным исполнением, а также горно-геологическими условиями шахтной выработки. Характер возмущенного движения вагонетки зависит как от геометрических несовершенств рельсового пути, выходных звеньев вагонетки (малый радиус кривизны, превышение рельсовых нитей, угол конусности реборды и степень изношенности колесной пары, и т. д.), так и от факторов, определяющих ее динамическое поведение (изменяющиеся во времени величины нормального нагружения набегающего колеса и силы на сцепке, условия фрикционного взаимодействия колесо-рельс и т. д.).

Разгружение набегающего колеса подразумевает сход с рельсов транспортного средства. Поэтому при проектировании магистрального рельсового транспорта, к примеру, вводится ограничение, что максимальная величина разгружения не должна превышать 90 % [2].

Наиболее эффективный способ предотвратить динамическое разгружение при движении по неровностям – качественное и своевременное обслуживание путевой структуры. Однако, это зачастую невозможно из-за постоянно меняющегося состояния горных выработок.

Стадией, предшествующей сходу, является вползание реборды на головку рельса. При низком значении нормальной нагрузки, высоком значении горизонтальной поперечной силы, действующих на выходные звенья вагонетки, большом угле набегания вероятность схода с рельсов существенно возрастает.

Анализ безопасных режимов движения шахтного рельсового транспорта по критерию вползания колеса на рельс выполняется по соотношению вертикальной нагрузки к направляющей, приложенных к набегающему колесу (критерий Надаля) [3]. Это позволяет определять условия схода с использованием минимума исходных данных: угол конусности реборды, коэффициент трения скольжения колеса о рельс. Однако, такие упрощения задачи приводят к тому, что нельзя учесть возможность схода с рельсов под воздействием динамической составляющей, вызванной неровностями рельсового пути и достаточно сложно выполнять глубокий анализ полученных зависимостей, разрабатывать рекомендации по выбору конструктивных параметров шахтного транспортного средства. Поэтому важно решать эту задачу, используя точные расчетные схемы и составленные на их основе математические модели.

Целью работы является разработка рекомендаций по повышению запаса устойчивости шахтной вагонетки при движении по шахтному пути с геометрическими и физическими несовершенствами.

Увеличение запаса устойчивости возможно несколькими способами:

- 1) использование короткобазового подвижного состава;
- 2) увеличение радиуса кривизны пути;
- 3) введение дополнительной кинематической подвижности выходных звеньев ходовой части, что позволит уменьшить угол набегания реборды на рельс в кривых малого радиуса.

Первый вариант имеет ряд существенных недостатков. Уменьшение жесткой базы вагонетки негативно отражается на продольной устойчивости транспортного средства, поэтому для сохранения высоких характеристик продольной динамики требуется уменьшить габаритную длину вагонетки, что приводит к снижению грузоподъемности и производительности.

Второй вариант неприемлем потому, что увеличение радиуса кривизны ведет к росту стоимости сооружения и обслуживания выработки, и, как следствие, снижению экономических показателей добываемого полезного ископаемого. Так как направляющая сила зависит от кривизны пути и скорости движения (составляющие центростремительной силы), уменьшить ее значение не представляется возможным без снижения производительности и увеличения эксплуатационных расходов.

Поэтому варьирование угла набегания является наиболее приемлемым вариантом повышения устойчивости движения в кривой. Дополнительный угол смещения колеса можно рассматривать как его самостоятельное подруливание к центру кривой, обеспечиваемый дополнительной кинематической подвижностью выходных звеньев при неизменных массогабаритных параметрах и удовлетворяет требованиям безопасной эксплуатации шахтных транспортных средств.

Определение КУ при движении по криволинейным участкам пути может выполняться как на основании статистических данных [4], так и с использованием результатов натурного обследования рельсового пути, на котором эксплуатируется вагонетка большую часть своего срока службы.

В данной работе предлагается определять показатель запаса устойчивости в соответствии с реальными характеристиками рельсового пути действующей выработки, что позволит рекомендовать значения безопасных, с точки зрения вползания колеса на рельс, скоростей движения и определить упруго-диссипативные параметры связи звеньев ходовой части.

В составленной обобщенной математической модели [5] дополнительная кинематическая угловая подвижность выходного звена при определении коэффициента запаса устойчивости учитывается в виде дополнительной величины конусности реборды. Таким образом, снижение угла набегания предполагает повышение запаса устойчивости по вползанию на рельс в криволинейных участках пути. Зависимость по определению КУ (1) запишется в виде:

$$K_y = \frac{\operatorname{tg}(\chi + \operatorname{SIGN}\xi_i) - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}(\chi + \operatorname{SIGN}\xi_i)} \left(\frac{P_\sigma}{P_\sigma(\xi_i)} \right) > 1, \quad (2)$$

где ξ_i – величина дополнительной угловой подвижности выходного звена ходовой части шахтной вагонетки ($i = 1..4$), рад;

$P_\sigma(\xi_i)$ – направляющая сила, как функция ξ_i , Н.

Значения сигнофункции углового смещения $\operatorname{SIGN}\xi_i$ принимают положительные значения для внешнего, переднего по ходу движения, набегающего колеса.

Горизонтальная поперечная (направляющая) сила, действующая со стороны рельса на реборду набегающего колеса с дополнительной подвижностью, определяется зависимостью:

$$P_{\bar{o}}(\xi_i) = \left(\frac{m_k}{4} + m_p \right) \frac{\dot{x}^2}{R_i} \sin(\chi + \text{SIGN} \xi_i) + \cos \rho P_{\bar{o}},$$

где ρ – угол конусности бандажа колеса, рад;

R_i – радиус кривизны пути под набегающим колесом, м;

μ – коэффициент трения скольжения;

$\cos \rho P_{\bar{o}}$ – осевая составляющая нормальной реакции рельса, Н;

m_k – масса кузова, кг; m_p – масса колеса (для традиционной конструкции колесной пары), кг.

Вертикальная динамическая нагрузка, воспринимаемая набегающим колесом при движении по неровностям рельсового пути, определяется зависимостью:

$$P_{\bar{o}} = \ddot{z}_i \left(\frac{m_k}{4} + m_p \right) + 9,8 \left(\frac{m_k}{4} + m_p \right),$$

где \ddot{z}_i – ускорение вертикального перемещения набегающего колеса, м/с².

Результаты моделирования силового взаимодействия колеса вагонетки и рельса приведены для средней скорости движения состава вагонеток ВГ-3,3-900 в шахтных условиях $V = 3$ м/с и максимальной $V = 5$ м/с; геометрия рельсового пути соответствует участку выработки шахты «Степная» ПАО «ДТЭК «Павлоградуголь», характеристика которого приведена в работе [6].

Анализ результатов моделирования изменения вертикальной динамической нагрузки для ходовой части с жесткой связью выходных звеньев (вариант исполнения с осью колесной пары) (рис. 1) и с разделенными массами (рис. 2) показал, что установка колес на одной оси приводит к ее росту из-за взаимного силового влияния выходных звеньев. При движении по неровностям пути силовое возмущение одного колеса передается через ось на другое. В результате динамическая нагрузка всей колесной пары возрастает.

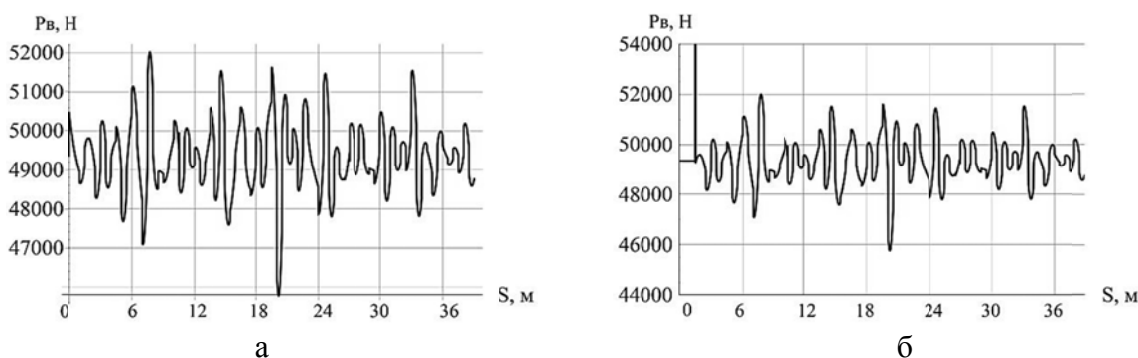


Рис. 1. Изменение вертикальной нагрузки на выходных звеньях ходовой части шахтной вагонетки существующей конструкции:

а – передняя колесная пара; б – задняя колесная пара; S – продольная координата пути, м

Разделение колесной пары на два кинематически независимых выходных звена исключает из ходовой части ось, что позволяет уменьшить неподрессоренную массу и снизить динамическую нагрузку.

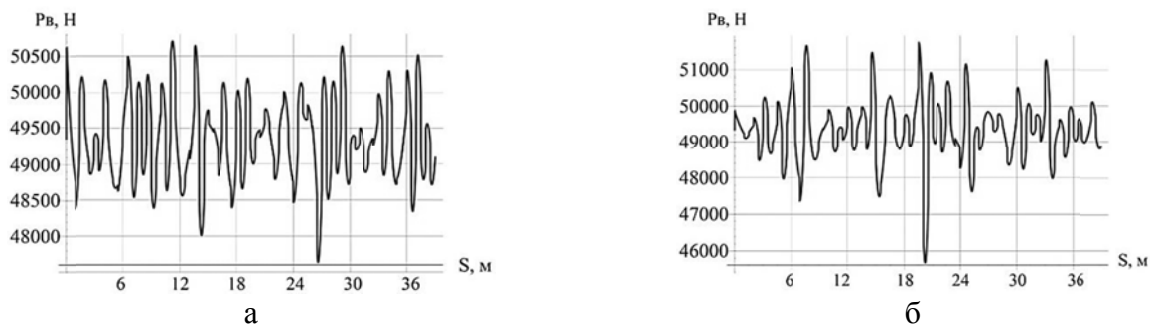


Рис. 2. Изменение вертикальной нагрузки ходовой части шахтной вагонетки с разделенными массами:

а – передняя ось; б – задняя ось

Как видно из (1), кроме вертикальной нагрузки, также направляющая сила определяет режим безопасного движения шахтного рельсового транспортного средства в криволинейном участке пути. И чем она выше, тем меньше запас устойчивости по вползанию на рельс.

Анализ зависимости направляющей силы для подвижно установленного набегающего колеса в кривой с переходным участком и закруглением постоянного радиуса $R = 20$ м при скорости движения $V = 3$ м/с (рис. 3, а), $V = 5$ м/с (рис. 3, б) показал, что на участках 3–6 м и 30–40 м, соответствующих переходным кривым, наибольшие нагрузки набегающее колесо испытывает при движении по участку переходной кривизны, в зоне входа в кривую постоянного радиуса и при выходе из него.

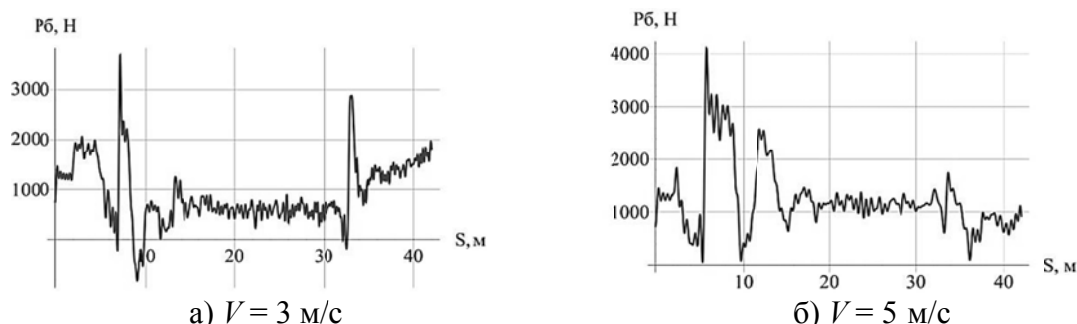


Рис. 3. Зависимость направляющей силы от скорости движения в кривой постоянного радиуса

Как видно из рис. 3, а, при $V = 3$ м/с на участке входа в кривую постоянного радиуса набегающее колесо испытывает максимальное динамическое догружение ($P_б = 3500$ Н) в осевом направлении, а затем полное разгружение. Этот процесс описывает отбивание набегающего колеса к центру кривизны криволинейного участка пути. Учитывая мгновенный характер роста динамической составляющей, она мало влияет на запас устойчивости. При большей скорости $V = 5$ м/с наблюдается аналогичная ситуация, но с большими нагрузками соответственно. Снижение динамической составляющей осевого нагружения возможно путем использования упруго-диссипативной связи «колесо-кузов».

Поэтому упругие и упруго-диссипативные характеристики связи выходных звеньев ходовой части должны быть выбраны из условия максимального снижения динамической составляющей направляющей силы.

На участках переходных кривых могут возникать как положительные углы набегания, так и отрицательные, вызванные перекосом набегающего колеса внутри переходной кривой. Анализ зависимости углового смещения набегающего колеса (рис. 4) показал, что с введением дополнительной кинематической подвижности направляющая сила (рис. 3) вызывает изменение угла установки и набегания наружного колеса на рельс.

В условиях движения на участках переходной кривизны пути параметр ξ в зависимости от интенсивности направляющей силы возрастает до момента ограничения на перемещение (принято $\xi \leq 0,031$ рад.) (рис. 4). Из зависимости на рис. 3 видно, что наибольшая направляющая сила возникает именно в переходной кривой. Соответственно, угловое смещение набегающего колеса также достигает максимальных значений.

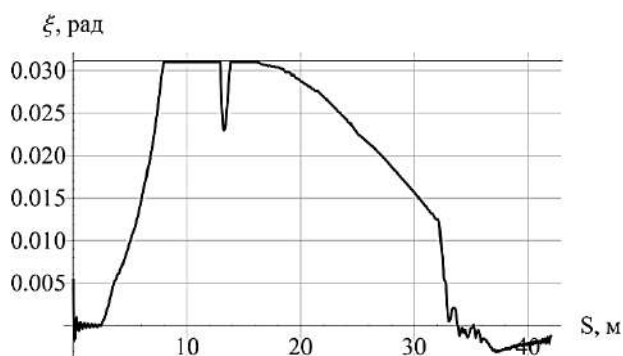


Рис. 4. График изменения углового сдвига набегающего колеса с дополнительной кинематической подвижностью

Проведенный анализ силового взаимодействия выходных звеньев вагонетки и рельсового пути позволяет оценить конструкцию ходовой части с дополнительной кинематической подвижностью по критерию безопасности.

Рассмотрим изменение коэффициента запаса устойчивости по вползанию на рельс при движении в криволинейном участке пути как транспортного средства с жестко установленным набегающим колесом, так и с дополнительной подвижностью (рис. 5, 6).

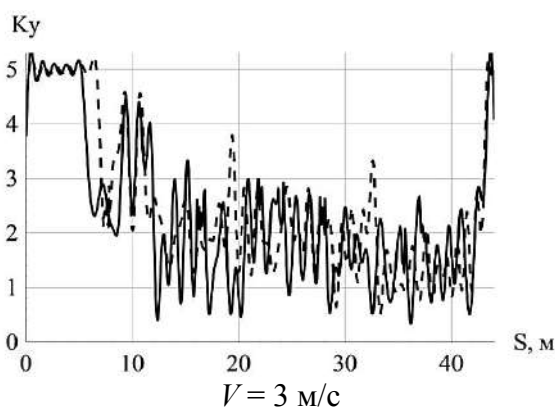


Рис. 5. Зависимость коэффициента запаса устойчивости при движении в кривой:
-- набегающее колесо с дополнительной кинематической подвижностью;
— жестко установленное в вертикальной плоскости набегающее колесо

Зависимость осцилляций КУ для двух вариантов конструктивного исполнения ходовой части показывает, что наиболее опасным по критерию вползания реборды колеса на рельс являются участки переходных кривых (5–10 м, 40–44 м), где наблюдаются наибольшие осцилляции. Движение в кривой постоянного радиуса вызывает высоко- и низкочастотные осцилляции. Последние превалируют и являются лимитирующими при оценке критерия. Разброс значений происходит в безопасной для шахтных условий зоне 40 % диапазона безопасных значений. При неустановившемся движении ходовая часть с дополнительной кинематической подвижностью набегающего колеса имеет более высокий запас КУ (на 10 % по сравнению с жестко установленным набегающим колесом).

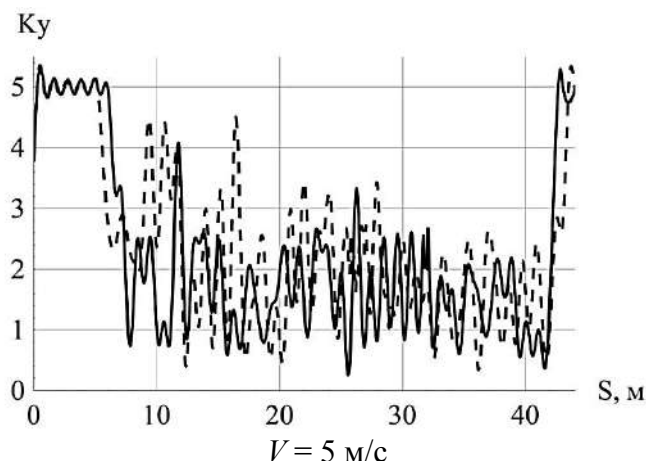


Рис. 6. Зависимость коэффициента запаса устойчивости при движении в кривой:
-- набегающее колесо с дополнительной кинематической подвижностью;
— жестко установленное в вертикальной плоскости набегающее колесо

С ростом скорости движения до 5 м/с (граничные значения для шахтных условий) подвижная установка набегающего колеса обеспечивает тот критический запас устойчивости, который в неблагоприятных условиях эксплуатации позволит избежать схода с рельсов с последующим возможным развитием аварийной ситуации.

Таким образом, введение дополнительной кинематической подвижности в ходовую часть шахтной вагонетки позволяет повысить запас устойчивости, что в критической ситуации может предотвратить аварийную ситуацию.

ВЫВОДЫ

Выполнено моделирование поведения шахтной вагонетки с дополнительной кинематической подвижностью набегающего колеса для условий шахты «Степная» ПАО «ДТЭК «Павлоградуголь». По результатам силового анализа определен коэффициент запаса устойчивости по вползанию на рельс для двух типов конструкции ходовой части: жестко установленного набегающего колеса и с дополнительной кинематической подвижностью для вагонетки ВГ-3,3-900. Анализ полученных зависимостей показал, что ходовая часть с подвижно установленным набегающим колесом обеспечивает на 10 % больший запас устойчивости по сравнению с традиционной конструкцией.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вериго М. Ф. *Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст]* / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган; под ред. М. Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
2. Association of American Railroads Recommendations 1993, «Chapter 11», «Manual of Standards and recommended practices», AAR, Washington.
3. Wagner S. *Derailed Risk Assessment*. – Queensland: James Goldston Faculty of Engineering and Physical Systems, Central Queensland University, 2004. – 175 p.
4. Ромен Ю. С. *К вопросу о движении колесной пары в рельсовой колее* / Ю. С. Ромен // Вестник ВНИИЖТ. – 2008. – № 3. – С. 9–12.
5. Зиборов К. А. *Математическая модель шахтной вагонетки с дополнительной кинематической подвижностью звеньев ходовой части* / К. А. Зиборов, С. А. Федоряченко // Вестник Криворожского технического университета. – 2012. – № 32. – С. 149 – 154.
6. Процив В. В. *О формировании кинематических и динамических параметров выходных звеньев шахтных транспортных средств в переходном режиме движения* / В. В. Процив, К. А. Зиборов, С. А. Федоряченко // Научный вестник НГУ. – 2013. – № 4. – С. 18.