

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СЦЕПЛЕНИЯ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ

На основі результатів шахтного експерименту встановлено, що сила гальмування шахтного локомотива залежить від величини відносного ковзання. Отримано залежності коефіцієнта зчеплення коліс від відносного ковзання в процесі гальмування для різного стану рейок.

EXPERIMENTAL DEFINITION OF THE CHARACTERISTICS OF COUPLING OF THE MINE LOCOMOTIVE IN A MODE OF BRAKING

On the basis of results of mine experiment is established, that the force of braking of the mine locomotive depends on size of relative sliding. The dependences of factor of coupling of wheels on relative sliding are received during braking for a various condition of rails.

Сила трения может обеспечивать относительную неподвижность звеньев, образующих кинематическую пару, а также снижение её степеней свободы. К техническим механизмам, в которых присутствует сила трения, часто применяется понятие “фрикционная связь” [1,2]. Ходовая часть рельсовых транспортных средств также относится к механизмам, работающим благодаря фрикционному взаимодействию.

Сила сцепления колес шахтного локомотива с рельсами в процессе торможения зависит от условий фрикционных пар и не является величиной детерминированной. Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что под влиянием многочисленных факторов, которые имеют место во время торможения локомотива, она имеет статистический характер [3]. Эти факторы делятся на статические и динамические.

Статические факторы связаны с отклонением от расчетных значений, как общей массы локомотива, так и его отдельных узлов в процессе изготовления и при ремонте, неравномерностью распределения реакций между осями, колёсами и рельсами, различием величин сил внутреннего трения в узлах ходовой части локомотива. Факторы, вызывающие различного рода колебания звеньев рудничного локомотива, относятся к динамическим факторам. Они зависят от конструкции и параметров системы подвешивания ходовой части, существенно нелинейной характеристики фрикционной пары колесо-рельс, износа колеса и рельса, верхнего слоя рельсового пути и др.

При торможении локомотива все виды колебаний подрессоренных и неподдресоренных масс действуют одновременно. От колебаний подрессоренных масс зависит распределение реакций между колёсами и рельсами, что в свою очередь влияет на моменты сопротивления, приложенные к колёсным парам. Эти моменты являются внешней нагрузкой для звеньев привода и совместно с упруго-диссипативными характеристиками звеньев и тормозного устройства определяют характер их колебательного режима в процессе торможения. Таким образом, от принятой математической модели процесса взаимодействия колёс с рельсовым путём зависит на сколько точно можно прогнозировать чис-

ленные значения кинематических и силовых параметров звеньев привода и их характеристики.

В работе [4] на основе экспериментального определения параметров движения локомотива по реальному шахтному пути при разгоне получены характеристики фрикционной пары колесо-рельс в тяговом режиме при положительных значениях относительного скольжения.

В данной работе найдены зависимости коэффициента сцепления колёс от относительного скольжения в процессе торможения на основе экспериментальных данных. Экспериментальное определение параметров движения шахтного локомотива было проведено на шахте Терновская ГХК Павлоградуголь в рамках опытно-промышленных испытаний экспериментального образца электровоза Э10 по разработанной методике для выявления закономерностей движения шахтного локомотива при взаимодействии с верхним строением пути при торможении.

Для установления особенностей в проскальзывании колёс шахтного локомотива с рычажно-балансирной ходовой частью с упругими элементами, установленными в системе буксового подвешивания, были проведены эксперименты по измерению кинематических характеристик взаимодействия колёс шахтного электровоза Э10 с рельсами при торможении по прямолинейному участку пути со значительными несовершенствами в плане.

Измерение относительного скольжения проводили на шахтном локомотиве методом видеосъемки. На колесо и на рельс наносили полосы с частотой 200 и 100 линий на метр соответственно. При движении локомотива в режиме торможения производили видеосъемку колеса и рельса с частотой 48 кадр/с видеокамерой, установленной на раме локомотива.

В начальный момент торможения линейная скорость колеса составляла 5 м/с и колесо катилось свободно без проскальзывания. В конечный момент времени угловая скорость колеса равнялась нулю, а линейная была отлична от нуля, что соответствовало режиму юза. Это достигалось благодаря плавному изменению момента торможения дисковым тормозом с гидроприводом.

После обработки видеограммы определяли по нанесенным линиям на колесе и рельсе линейную и угловую скорость колеса в фиксированные моменты времени и вычисляли величину относительного скольжения по формуле

$$S_i = \frac{\dot{\phi}_i(t)r_i - \dot{y}_i(t)}{\dot{y}_i(t)} \quad (1)$$

где S_i – относительное скольжение i -го колеса; $\dot{\phi}_i(t)$ – угловая скорость i -го колеса; r_i – радиус круга катания i -го колеса; $\dot{y}_i(t)$ – линейная скорость i -го колеса, м/с.

Для определения коэффициента сцепления колеса с рельсом измеряли нагрузку на ось и силу торможения локомотива в процессе движения. Вертикальную нагрузку на ось определяли с помощью рессор с тензодатчиками, установленных между буксой и корпусом локомотива. Тормозное усилие

колеса измеряли в буксовом узле динамометром с тензодатчиком сопротивления. Сигнал от тензодатчиков при изменении нагрузки на ось и силы торможения поступал на усилитель ТОПАЗ-3 и регистрировался светолучевым осциллографом Н-004-М1. Определение коэффициента сцепления проводили при различном состоянии рельсового пути.

В рассматриваемой механической системе кинематическая связь в точке контакта колеса с рельсом в общем случае может быть описана выражением (1).

Если же колесо катится без скольжения, то между обобщёнными скоростями $\dot{y}_i(t)$ и $\dot{\phi}_i(t)$ возникает голономная связь, определяемая выражением

$$\dot{\phi}_i(t) = \frac{\dot{y}_i(t)}{r_i(t)} .$$

В результате проведенных исследований установлено, что сила торможения шахтного локомотива зависит от величины относительного скольжения колёс. Выполненные измерения и вычисления позволили получить экспериментальные зависимости коэффициента сцепления ψ от величины относительного скольжения при различном состоянии рельсового пути (посыпанные песком; покрытые песком, раздавленным в результате предшествующей поездки; мокрые, чистые; покрытые жидкой угольной грязью).

Полученные экспериментальные данные хорошо аппроксимируются гиперболическими зависимостями. Математическая модель динамики процесса взаимодействия колеса шахтного локомотива с рельсом может быть представлена в виде

$$\psi = k_1(th(k_2 S_i) - k_3 S_i + k_4 S_i^3),$$

где k_1, k_2, k_3, k_4 – числовые коэффициенты механической характеристики фрикционной пары.

Коэффициенты k_1, k_2, k_3, k_4 определялись методом наименьших квадратов для каждого из рассматриваемых случаев состояния рельсов при $0 < |S_i| < 0,2$. На рис.1 показаны экспериментально полученные значения коэффициента сцепления ψ для различных величин относительного скольжения S_i и полученная в результате аппроксимации зависимость $\psi(S_i)$ (рельсы посыпаны песком).

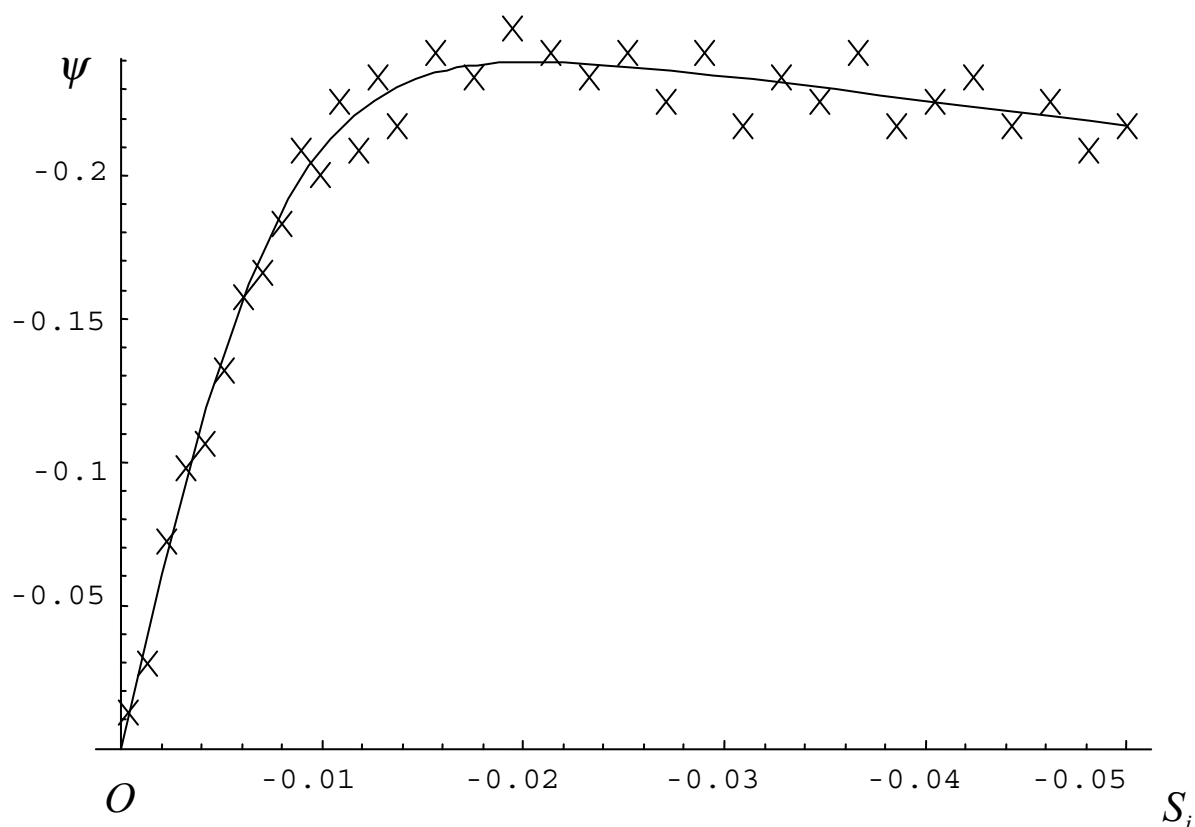


Рис.1. - Экспериментально полученные значения коэффициента сцепления ψ и аппроксимирующая зависимость $\psi(S_i)$ (рельсы посыпаны песком)

На рис.2 приведены полученные методом наименьших квадратов зависимости $\psi(S_i)$ для различного состояния рельсов (1 – покрыты жидкой угольной грязью, $\psi_{\max} = 0,079$ (максимальное абсолютное значение коэффициента сцепления ψ), $S_0 = -0,085$ (значение величины относительного скольжения при котором реализуется ψ_{\max}), $k_1 = 0,105$, $k_2 = 22,0$, $k_3 = 2,514$, $k_4 = 22,012$; 2 – мокрые, чистые, $\psi_{\max} = 0,132$, $S_0 = -0,048$, $k_1 = 0,160$, $k_2 = 43,1$, $k_3 = 3,064$, $k_4 = 25,543$; 3 – посыпаны песком, раздавленным в результате предшествующей поездки, $\psi_{\max} = 0,179$, $S_0 = -0,031$, $k_1 = 0,203$, $k_2 = 74,1$, $k_3 = 3,221$, $k_4 = 25,783$; 4 – посыпаны песком, $\psi_{\max} = 0,240$, $S_0 = -0,021$, $k_1 = 0,262$, $k_2 = 119,9$, $k_3 = 3,459$, $k_4 = 25,985$), что соответствует значениям ψ_{\max} , приведенным в [5].

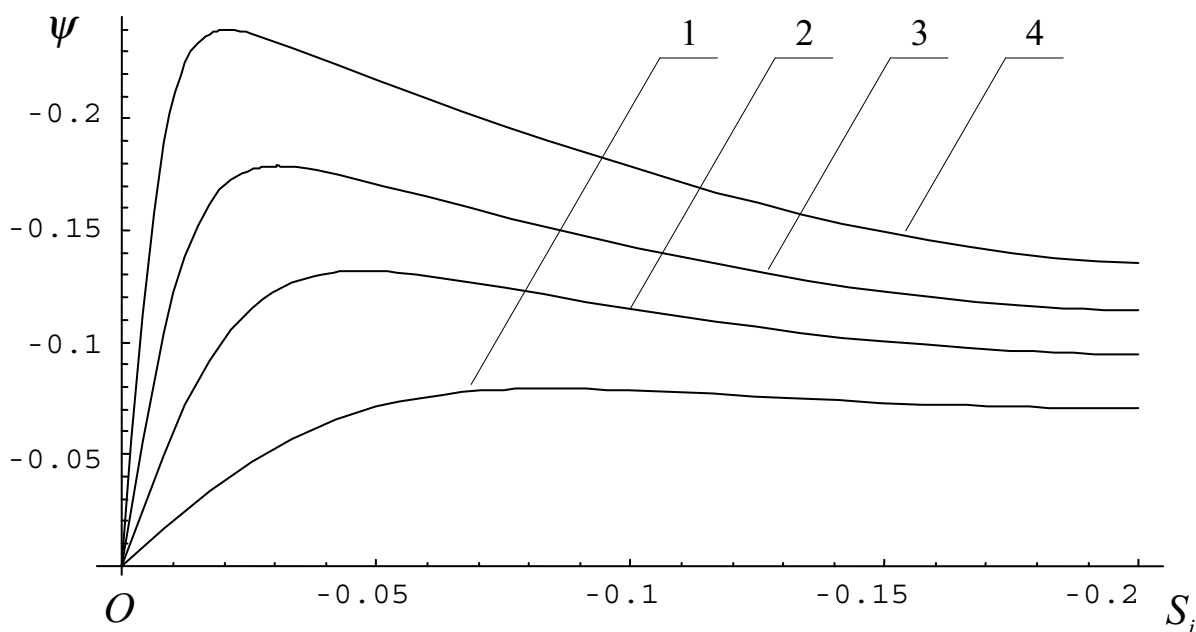


Рис.2. - Полученные методом наименьших квадратов зависимости $\psi(S_i)$ для различного состояния рельсов

Величина S_0 по абсолютной величине уменьшается с увеличением ψ_{\max} и составляет 2 – 8,5 %. Зона падения коэффициента сцепления $\psi - S_0 < |S_i| < 0,2$. При $|S_i| > 0,2$ коэффициент сцепления колес с рельсами стабилизируется и по абсолютной величине приблизительно равен для каждого из четырех случаев соответственно 0,07; 0,09; 0,11; 0,13.

Значения коэффициента сцепления ψ в зависимости от величины относительного скольжения S_i отличаются от экспериментальных не более, чем на 10 % с достоверностью 0,95.

Для определения зависимости $\psi(S_i)$ при другом состоянии рельсов коэффициенты k_1, k_2, k_3, k_4 можно рассматривать как функции ψ_{\max} и искать их в виде

$$\begin{aligned} k_1 &= a_1 \psi_{\max} + b_1; \\ k_2 &= a_2 \psi_{\max}^2 + b_2 \psi_{\max} + c_2; \\ k_3 &= a_3 \psi_{\max}^2 + b_3 \psi_{\max} + c_3; \\ k_4 &= a_4 \psi_{\max}^2 + b_4 \psi_{\max} + c_4. \end{aligned}$$

Коэффициенты a_i, b_i, c_i определяются методом наименьших квадратов исходя из полученных выше коэффициентов k_1, k_2, k_3, k_4 для различных значений ψ_{\max} .

Полученные экспериментальные данные и их аппроксимация позволяют аналитически представлять зависимости коэффициента сцепления от относительного скольжения для различного состояния рельсового пути при выборе рациональных параметров и разработке новых конструкций тормозных систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исаев И.П., Лужнов Ю.М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. – М.: Машиностроение, 1985, - 238с.
2. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Транспорт, 1986, - 559с.
3. Ушкалов В.Ф., Резьников Л.М., Редько С.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей. – Киев: Наук. Думка, 1982, - 360с.
4. Зиборов К.А., Сердюк А.А., Дерюгин О.В. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива при кинематических и силовых несовершенствах. // Вибрации в технике и технологиях. – 2000. – № 4 (16). – С. 60 – 63.
5. Кузнецов Б.А., Ренгевич А.А., Шорин В.Г. и др. Транспорт на горных предприятиях. – М.: Недра, 1969, - 655с.

УДК 622.673.1:681.514.54

С.Р. Ильин, Б.С. Послед

ПОСТРОЕНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕСТ НАЕЗДА ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ НА УСТУПЫ В СТЫКАХ ПРОВОДНИКОВ ЖЕСТКОЙ АРМИРОВКИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТВОЛОВ

У статті проводиться постановка тестової задачі і побудова тестової математичної моделі динамічної взаємодії шахтної піднімальної судини з дефектами профілю провідників жорсткого армування. Дана модель призначена для використання в системі автоматизованої діагностики при локалізації місць та видів дефектів провідників по глибині стволу шляхом програмної обробки даних контролю плавності руху піднімальної посудини, зареєстрованих спеціалізованою мікропроцесорною динамометричною апаратурою.

CONSTRUCTION OF DIAGNOSTIC MODEL FOR THE AUTOMATED DEFINITION OF PLACES OF A TRIPPING-OVER OF CAGES ON BENCHES IN JOINTS OF CONDUCTORS STIFF REINFORCEMENT OF SHAFTS

In the article the statement of the test problem and construction of test mathematical model of dynamic interplay of a mine cage with defects of a profile of conductors rigid stiff reinforcement is carried out. The given model is intended for usage in a system of the automated diagnostic at localization of places and kinds of defects of conductors on depth of a fulcrum by programmatic data processing of the control of smoothness of motion of a cage registered by specialized microprocessor dynamometric instrumentation.

В настоящее время срок эксплуатации основного количества вертикальных стволов рудных и угольных шахт Украины превысил 30-40 лет. Их оборудование эксплуатируется в состоянии повышенного износа, превышающего 50-60%, значительных отклонений механических и геометрических параметров от проектных значений. Обеспечение необходимого уровня его эксплуатационной безопасности требует проведения систематического мониторинга технического состояния