

ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА В КРИВЫХ МАЛОГО РАДИУСА

Таран И.А., Новицкий А.В., Литвин В.В. (НГУ, г.Днепропетровск, Украина)

On the basis of results of mathematical design of motion of the mechanical system a «rail way is a rail brake - locomotive» in theory the efficiency of application of the magnitorelsovih systems for the increase of stability of crew in track is grounded.

Вступление. Обеспечение роста производительности подземных предприятий связано с совершенствованием конструкций подвижного состава рельсового транспорта, в первую очередь, шахтных локомотивов. Одной из причин, снижающих производительность и надежность работы локомотивной откатки в подземных условиях, является частый сход локомотивов с рельсов, особенно при движении в кривых малого радиуса. Анализ производственной ситуации свидетельствует, что затраты времени на устранение последствий сходов составляют в среднем 0,5–1 час, а частота достигает в среднем 4,8 сходов в сутки. Таким образом, задача повышения устойчивости движения локомотивов в колее является актуальной. Ее решение напрямую связано с повышением производительности и безопасности локомотивного транспорта подземных горнодобывающих предприятий.

Состояние вопроса. Вопросы повышения устойчивости движения рельсовых транспортных средств рассматривались в работах [1, 2, 3]. В работе [1] подробно изучен механизм взаимодействия колеса с боковой поверхностью головки рельса для магистрального локомотива и определены условия, при которых возможно всползание колеса на рельс. В работах [2, 3] получены зависимости коэффициента устойчивости колеса против схода с рельсов от значений осевых и боковых сил, действующих на колесную пару грузового вагона. Однако предлагаемые авторами технические решения, позволяющие повысить устойчивость рельсового транспортного средства, не реализованы либо в силу сложности, либо низкой эффективности. В условиях эксплуатации шахтного рельсового транспорта проблемы потери устойчивости усугубляются наличием закруглений с радиусом менее 12м и неудовлетворительным состоянием рельсового пути. Одним из возможных вариантов повышения устойчивости в колее является применение устройств, обеспечивающих связь локомотива с рельсовым путем за счет сил магнитного притяжения [4]. Известные конструкции магнитных систем можно условно разделить на две группы: устройства в виде структурированных колес шахтного локомотива, позволяющих повысить тягово-тормозные характеристики шахтного электровоза за счет магнитного сцепления между колесом и рельсом, и рельсовые магнитные тормоза.

Развитием идеи применения на локомотивах рельсовых магнитных тормозов стали магниторельсовые системы (МРС), позволяющие передавать часть магнитной силы на колесные пары. Экспериментальные исследования, проведенные в Национальном горном университете [4], показали их высокую работоспособность в режиме торможения, однако теоретические исследования влияния МРС на устойчивость движения локомотива в колее отсутствуют.

Целью работы является установление закономерностей формирования и перераспределения усилий в механической системе «локомотив – рельсовый тормоз – рельсовый путь» и определение зависимостей коэффициента устойчивости от скорости движения и степени разгрузки рельсового магнитного тормоза.

Магниторельсовая система (рис. 1а) представляет собой устройство, содержащее тормозной блок, выполненный в виде двух секций, связанных между собой возвратно-поступательной в продольном направлении кинематической парой. Секции шарнирно соединены с нижними концами жестких тяг, верхние концы этих тяг закреплены на балке, опирающейся на буксы. Секционирование магнита и возможность возвратно-поступательного перемещения секций относительно друг друга обеспечивает постоянство высоты подвеса каждой из них независимо от положения жесткой балки, а следовательно, плотность прилегания каждой секции к рельсу.

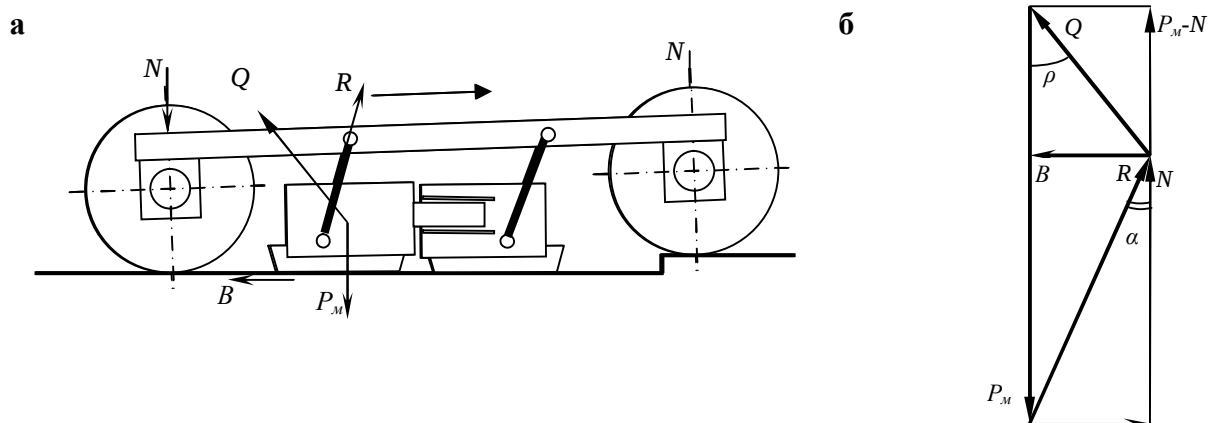


Рис. 1. Магниторельсовая система шахтного локомотива: а – принципиальная схема; б – схема сил, действующих на тормозную секцию

При взаимодействии тормозного блока с рельсом возникает сила магнитного притяжения P_m (рис. 1б). Действие связей заменим силами реакций связей: R – реакция тяги, Q – реакция рельса. Реакция R направлена вдоль тяги, реакция Q отклонена на угол трения ρ . Проекция реакции тяги на нормаль к поверхности рельса N представляет собой силу догружения осей, горизонтальная проекция реакции Q – силу торможения.

Тормозная сила B и сила догружения N связаны соотношением:

$$N = B \operatorname{ctg} \alpha.$$

Главной причиной схода локомотива с рельсов является потеря устойчивости против всползания на рельс вследствие перераспределения сил, действующих на колесо при прохождении кривой малого радиуса [2]. На рис. 2 представлена расчетная схема.

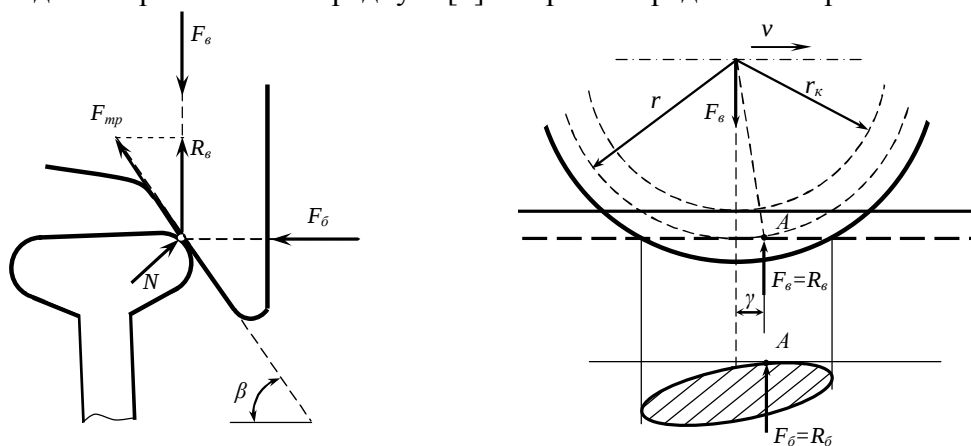


Рис.2. Схема расчета устойчивости колес против всползания на рельс

Передние колеса локомотива при движении по кривым малого радиуса набегают гребнями на боковые грани головок рельсов. При этом гребень колеса воздействует на рельс с силой F_{δ} , которая представляет собой горизонтальную составляющую динамического давления колеса на головку рельса. Место контакта гребня с головкой рельса находится впереди от вертикального радиуса колеса на величину $\gamma = r_k \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta$. Если вертикальная составляющая реакции рельса R_{δ} больше нормальной нагрузки на колесо F_{δ} , то гребень колеса не будет скользить по боковой поверхности рельса. Мгновенный центр вращения переместится в точку K , при дальнейшем движении гребень накатится на головку рельса. Исходя из условия равновесия сил получим:

$$\left(\frac{F_{\delta}}{F_{\delta}} \right)_{\text{крит}} = \frac{1 + f \cdot \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta - f}. \quad (1)$$

Для того, чтобы исключить всползание колеса на рельс, должно выполняться условие:

$$k_y = \left(\frac{F_{\delta}}{R_{\delta}} \right) = \left(\frac{F_{\delta}}{F_{\delta}} \right) \frac{\operatorname{tg} \beta - f}{1 + f \cdot \operatorname{tg} \beta} > 1. \quad (2)$$

Анализируя выражения (1) и (2), ряд авторов предлагает коэффициент устойчивости повышать либо увеличением угла β , либо снижением коэффициента трения f путем лубрикации поверхности рельсов. Несмотря на теоретическую обоснованность, оба предложения практически нереализуемы. Установка контррельсов, воспринимающих на себя часть боковой силы F_{δ} , сопряжена со значительными затратами. Наиболее эффективным и малозатратным решением может стать оборудование локомотива МРС, передающей часть магнитной силы на оси. В этом случае можно добиться повышения нормальной нагрузки на колесо F_{δ} . Доля магнитной силы, передающейся на оси локомотива, определяется величиной угла наклона тяги подъёмного механизма МРС [5].

С целью определения значений сил, воздействующих на колесо, была составлена система дифференциальных уравнений, описывающая процесс взаимодействия механической системы «локомотив – рельсовый тормоз – рельсовый путь»:

$$\begin{aligned} m_k (\ddot{y}_k - \dot{\chi}(\dot{S}_k - y_k \dot{\chi})) + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (c_{yin} \Delta y_{in} + \beta_{yin} \dot{\Delta y}_{in}) - m_k g \theta_h &= 0 \\ m_k \left(\ddot{z}_k - \frac{\ddot{h}}{2} \right) + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (c_{zin} \Delta z_{ni} + \beta_{zin} \dot{\Delta z}_{in}) &= 0 \\ I_{zk} (\ddot{\psi}_k + \ddot{\chi}_k) + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 c_y l (-1)^i \Delta y_{in} + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 c_x b (-1)^n \Delta x_{in} &= 0 \\ I_{yk} \ddot{\phi}_k + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (c_z l \Delta z_{in} + \beta_z l \dot{\Delta z}_{in}) &= 0 \\ I_{xk} (\ddot{\theta}_{xk} + \ddot{\theta}_h) + m_k g H_1 (\theta_{h1} - \theta_{h2}) + \beta_{\theta} \sum_{i=1}^2 \dot{\theta}_k + c_{\theta} \sum_{i=1}^2 \theta_k &= Q_{\theta k} \\ m_i \left(\ddot{z}_i - \frac{1}{2} \ddot{h} \right) + 4m_{0z} \ddot{z}_i + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (c_z \Delta z_{in} + \beta_z \dot{\Delta z}_{in}) + (c_{0z} \Delta z_{in} + \beta_{0z} \dot{\Delta z}_{in}) &= 0 \\ m_i (\ddot{y}_i - \dot{\chi}^2 y_i + \dot{\chi} \dot{S}_i) + m_{in} g \theta_h - \sum_{j=1}^2 (c_y \Delta y_{in} + \beta_y \dot{\Delta y}_{in}) &= Q_{yin} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{yi} \left[\ddot{\phi}_i - \frac{1}{2a} (\ddot{z}_{hi1} - \ddot{z}_{hi2}) + 4m_{0z} a^2 \ddot{\phi}_i \right] + a \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^n (c_z \Delta z_{in} + \beta_z \dot{\Delta z}_{in}) - \\
& - \left(c_{0z} a \sum_{n=1}^2 (\Delta z_{0i1} - \Delta z_{0i2}) + \beta_{0z} a \sum_{n=1}^2 (\Delta \dot{z}_{0i1} - \Delta \dot{z}_{0i2}) \right) = 0 \\
& I_{xi} (\ddot{\theta}_i + \ddot{\theta}_h) + 4m_{0z} d^2 \ddot{\theta}_i + d \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^n (c_z \Delta z_{in} + \beta_z \dot{\Delta z}_{in}) - \\
& - \left(c_{0z} d \sum_{n=1}^2 (\Delta z_{0i1} - \Delta z_{0i2}) + \beta_{0z} d \sum_{n=1}^2 (\Delta \dot{z}_{0i1} - \Delta \dot{z}_{0i2}) \right) = Q_{\theta i} \\
& m_{jp} \left(\ddot{z}_{jp} - \frac{\ddot{h}}{2} - \frac{1}{2} \sum_{p=1}^2 \ddot{z}_{hjp} \right) + 4m_{0z} \ddot{z}_{oz} + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (c_z \Delta z_{in} + \beta_z \dot{\Delta z}_{in}) = 0 \\
& m_{jp} (\ddot{x}_{jp} - y_{jp} \dot{\chi}^2) + F_{xjp} \operatorname{sgn} \Delta \dot{x}_{jp} + F_{xj} \operatorname{sgn} \Delta \dot{x}_j + \\
& + \sum_{j=1}^2 \sum_{p=1}^2 (c_x \Delta x_{jp} + (c'_x - c_x) (\Delta x_{jp} - \delta \operatorname{sgn} \Delta x_{jp}) \sigma_{jp}) = Q_{mx} \\
& m_{jp} (\ddot{y}_{jp} - x_{jp} \dot{\chi}^2 - \dot{\chi}^2 y_{jp}) + F_{yjp} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{jp} + \sum_{j=1}^2 \sum_{p=1}^2 c_x \Delta y_{jp} = Q_{my} \\
& I_{zm} \sum_{j=1}^2 \ddot{\psi}_j + \sum_{j=1}^2 \beta_{\psi} \Delta \dot{\psi}_j + \sum_{j=1}^2 c_{\psi} \Delta \psi_j = 0 \\
& I_{ym} \sum_{j=1}^2 \sum_{p=1}^2 \left(\ddot{\phi}_{jp} - \frac{1}{2a} (\ddot{z}_{hi1} - \ddot{z}_{hi2}) \right) + 4m_{0z} \ddot{\phi}_{oz} + \sum_{j=1}^2 \sum_{p=1}^2 \beta_{\phi} \Delta \dot{\phi}_{jp} + \sum_{j=1}^2 \sum_{p=1}^2 c_{\phi} \Delta \phi_{jp} = 0 \\
& m_{0y} \ddot{y}_{0yin} + c_{0y} y_{0yin} + \beta_{0y} \dot{y}_{0in} = Q_{yin}
\end{aligned} \tag{3}$$

где m_k , m_i , m_{jp} , I_{xk} , I_{yk} , I_{zk} , I_{yi} , I_{zi} , I_{ym} , I_{zm} – масса и моменты инерции относительно главных центральных осей кузова, колесной пары и секции рельсового тормоза локомотива соответственно, кг, кг·м²; Δz_{in} – перемещение упругих элементов; c_y , c_z – коэффициенты жесткости упругих элементов буксового рессорного подвешивания в поперечном и вертикальном направлениях, Н/м; c_{jz} – коэффициенты жесткости упругих элементов поступательной пары вертикальном направлении, Н/м; c_{0y} , c_{0z} – коэффициенты жесткости рельсового пути в поперечном и вертикальном направлениях, Н/м; $2a$ – база локомотива, м; H – высота центра тяжести кузова над упругими элементами рессорного подвешивания, м; F_{jp}^{mp} – сила сухого трения в поступательной паре рельсового тормоза, Н; $\Delta \dot{x}_{jp}$ – относительная скорость поступательного перемещения p -й секции рельсового тормоза в продольном направлении, м/с; $\Delta \dot{\phi}_{jp}$ – относительная скорость угловых перемещений p -й секции рельсового тормоза вокруг оси Oy , рад/с.

Решение системы (3) выполнено численно с помощью разработанной авторами программы TRANS2D–dizloko. Численные параметры принимались для дизелевоза Д10. Радиус кривой задавался в диапазоне $R=8-20$ м. В ходе решения системы дифференциальных уравнений (3) определялись суммарные боковые и вертикальные силы, воздействующие на каждое колесо первой и второй колесных пар (рис.3).

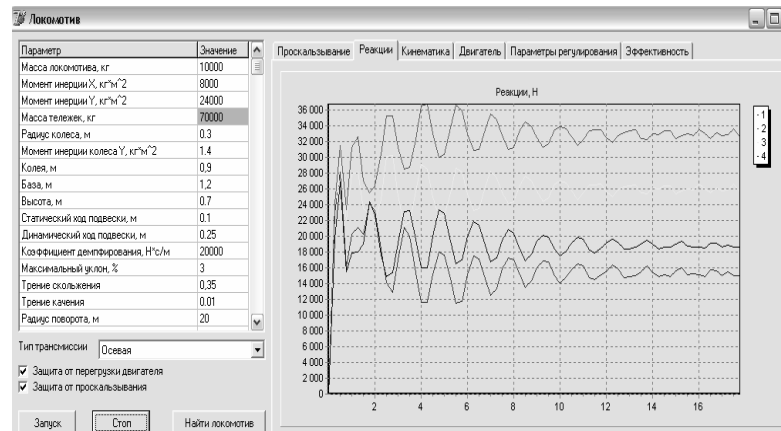


Рис.3. Диалоговое окно программы TRANS2D–dizloko с примером результатов расчета

На основании полученных результатов определялись силы давления колес на рельсы в вертикальном и продольном направлениях:

$$F_{\sigma(1,2)} = 2(F_{\sigma.cm} + F_{\sigma.on}) \left[\frac{b - a_{1,2}}{l} \left(1 - k_{\sigma\sigma} \mp \frac{b}{l} k_{\sigma\sigma k} \right) \right] \pm F_p \frac{r}{l} + m_{nk} \frac{b - a}{l},$$

$$F_{\sigma} = F_p + fP_2$$

где $F_{\sigma.cm}$ – статическая нагрузка на ось колесной пары от силы тяжести кузова локомотива; $F_{\sigma.on}$ – дополнительная нагрузка от действия МРС; a, b, l – геометрические параметры колесной пары, r – радиус колеса, $k_{\sigma\sigma}, k_{\sigma\sigma k}$ – коэффициенты динамичности в вертикальном и боковом направлении; F_p – поперечная сила от кузова локомотива, m_{nk} – масса колесной пары.

Результаты расчетов представлены на рис.4. Увеличение угла наклона тяг приводит к разгрузке рельсового тормоза, что снижает реализуемую им тормозную силу (кривая 3), однако часть силы прижатия, передающаяся на оси, повышает эффективность торможения колесно-колодочным тормозом за счет увеличения нормальной нагрузки на колесо (кривая 4), поэтому суммарная сила торможения, реализуемая локомотивом, растет (кривая 2). Поскольку при увеличении угла наклона тяг сила разгрузки тормозного блока уменьшается, соответственно уменьшается и $F_{\sigma.on}$, что ведет к уменьшению значения коэффициента устойчивости (кривая 1). Графики зависимости изменения коэффициента устойчивости от скорости движения при прохождении кривой представлены на рис.5. Из графика видно, что в диапазоне эксплуатационных скоростей движения при углах наклона тяг МРС $\alpha=5-15^\circ$ гарантируется устойчивое движение локомотива в колее. При увеличении α до 20° (в случае необходимости повышения тормозной силы рельсового тормоза) нужно ограничивать скорость движения не более 3,5 м/с. Для локомотива, не оборудованного МРС, возможность схода возникает при скорости $v=2$ м/с.

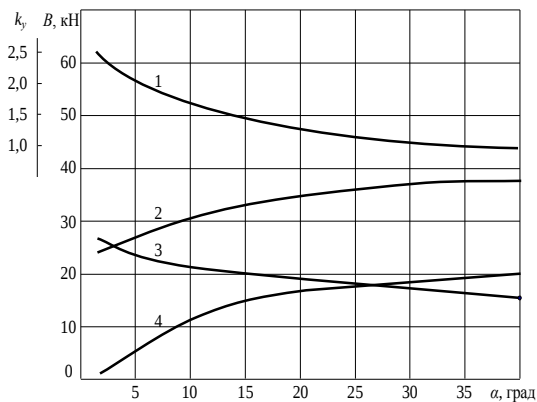


Рис. 4. График зависимости тормозной силы локомотива и коэффициента устойчивости против всползания колеса на рельс от угла наклона тяг МРС: 1 – k_y ; 2 – суммарная тормозная сила от действия колесно-колодочного тормоза и РМТ; 3 – тормозная сила от действия РМТ; 4 – тормозная сила от действия колесно-колодочного тормоза с учетом догружения осей

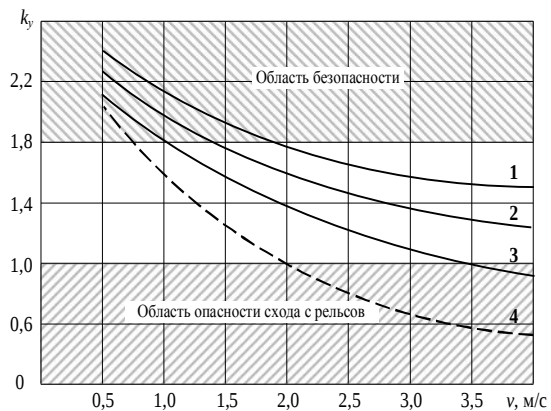


Рис. 5. График зависимости коэффициента устойчивости против всползания колеса на рельс от скорости движения для значений угла наклона тяги: 1 – 5°; 2 – 15°; 3 – 20°. Пунктирная линия – для локомотива, не оборудованного МРС.

Выводы. На основании результатов математического моделирования процесса движения шахтного локомотива теоретически обоснована эффективность применения магниторельсовых систем для повышения устойчивости экипажа в колее при прохождении кривых малого радиуса. Получены зависимости тормозной силы локомотива и коэффициента устойчивости против всползания колеса на рельс от скорости движения и угла наклона тяг МРС, позволяющие оценить и прогнозировать динамические показатели локомотива в реальных условиях эксплуатации.

Список литературы: 1. Ромен Ю.С. О движении ж.-д. экипажей в кривых участках пути. – Вестник ВНИИЖТ, 1964, №6, с. 16-20. 2. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава / Под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с. 3. Динамика установившегося движения локомотивов в кривых / Под ред. С.М. Куценко. – Харьков: Вища школа, 1975. – 132 с. 4. В.А. Салов. Повышение тягово-тормозных качеств шахтных локомотивов посредством магниторельсовых устройств нагружения букс // Науковий вісник НГУ. – 2000. – №2. – С.58-60. 5. А.с. 1418438 СССР, МКИ В 61 С 15/04, ил. Устройство для увеличения нагрузки на оси рельсового транспортного средства/ В.А. Салов (СССР). – Опубл. 07.09.88, Бюл. № 33.

Сдано в редакцию 30.01.07