

В.В. Говоруха, С.Л. Ладик, А.В. Говоруха, В.К. Кизилов, Т.П. Собко

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИВОДОВ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ ГОРНОГО ТРАНСПОРТА

Выполнена оценка величины допустимого усилия замыкания острияков с помощью устройства, встроенного в привод стрелочного перевода на основе построенной математической модели процесса отжатия острияка от рамного рельса под воздействием динамических нагрузок, возникающих в процессе движения по нему подвижного состава.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИВОДІВ СТІЛОЧНИХ ПЕРЕВОДІВ ГІРНИЧОГО ТРАНСПОРТУ

Виконана оцінка величини допустимого зусилля замикання гостряків за допомогою пристрою, вбудованого в привід стрілочного переводу на основі побудованої математичної моделі процесу відтискання гостряка від рамної рейки під дією динамічних навантажень, що виникають у процесі руху по ньому рухомого складу.

RESEARCHES OF DYNAMIC PROCESSES OF DRIVES OF POINTER TRANSFERS OF MINING TRANSPORT

Estimation of size of possible effort of shorting of wits by the device, built-in in the drive of arrow transfer on the basis of the built mathematical model of process wrung out wit from a frame rail under act of the dynamic loadings arising up in the process of motion on him of mobile composition is implemented.

ВВЕДЕНИЕ

Надежность работы рельсового пути и стрелочных переводов шахт и рудников оказывает существенное влияние на технико-экономические показатели рельсового транспорта горных предприятий, безопасность и производительность труда рабочих. Необходимость повышения показателей надежности средств шахтного рельсового пути приобретает особое значение при удвоении величины осевых нагрузок от воздействия секционных поездов (ПС 4,5; ПС 3,5, ПС 7,0), большегрузных вагонов (ВГ-4,5; ВГ-9А; ВГ-10), вагонов с раз-

грузкой через дно и др.

Для эксплуатации существующего подвижного состава требуется высокое качество рельсового пути, создание новых и совершенствование серийно выпускаемых рельсов, шпал, скреплений стрелочных переводов, съездов, основания и т. д.

Актуальность разработки приводов стрелочных переводов вызвана необходимостью повышения уровня безопасности движения поездов, а также переходом рельсового транспорта на рельсы более тяжелых типов. Потребовалась разработка приводов стрелочных переводов повышенной мощности с учетом взаимодействия

элементов стрелочного перевода и привода в процессе работы.

Стрелочные переводы и их приводы, как составная часть рельсового пути, подвергаются нагрузкам, возникающим в процессе взаимодействия подвижного состава и рельсового пути. Именно эти нагрузки являются определяющими при выборе конструкции исполнительных механизмов автоматизированных систем управления стрелочными переводами.

Применение острижков шахтных стрелочных переводов, крестовин, рамных и путевых рельсов, шпал, брусьев требует учета параметров и условий их эксплуатации [1]. По данным [2], мгновенные значения усилий в острижке достигают 40 кН, а ускорений – более 50 м/с². Возникновение таких усилий вызывает отжатие острижков от рамных рельсов. По данным [3], это приводит к повышенному боковому износу рамного рельса, неприлеганию к нему острижка и повышает вероятность схода подвижного состава с рельсов.

Особенностью приводов стрелочных переводов горного рельсового транспорта, в числе прочих, является обязательная функция обеспечения взрезаемости стрелочного перевода при движении по нему подвижного состава в противоположном направлении. Это обусловлено отсутствием единой общешахтной системы сигнализации, централизации и блокировки, а также предполагает выполнение двух взаимоисключающих операций:

- прижатие острижка к рамному рельсу с усилием, обеспечивающим удержание острижка в примкнутом положении при воздействии на него реборд колес подвижного состава;

- возможность перемещения острижка из одного крайнего положения в противоположное в процессе взрезания стрелочного перевода.

Целью статьи является исследование процесса противодействия со стороны привода стрелочного перевода отжатию острижка от рамного рельса под воздействием динамических нагрузок, возникающих в процессе

движения по нему подвижного состава.

Это достигается за счет решения таких задач:

- построение математической модели процесса отжатия острижка от рамного рельса под воздействием динамических нагрузок;

- оценка величины предельно допустимого противодействия со стороны привода стрелочного перевода отжатию острижка от рамного рельса.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В [4] было выполнено исследование процесса отжатия острижка от рамного рельса под воздействием динамических нагрузок. При этом было установлена зависимость величины отжатия острижка от рамного рельса в процессе движения подвижного состава от величины вертикального нажатия колеса на рельс P и скорости движения состава V для разных типов рельсов.

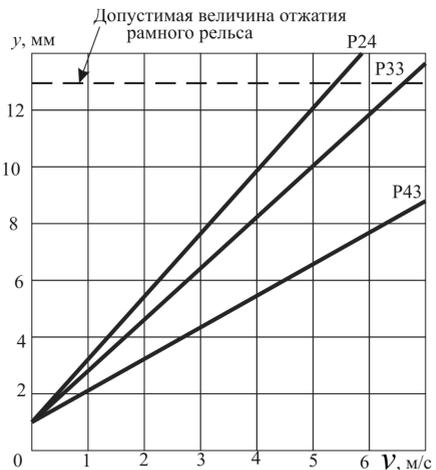


Рис. 1. Зависимость величины отжатия рамного рельса от скорости движения состава для разных типов рельсов

Величина отжатия острижка от рамного рельса может достигнуть $\delta_k = 14$ мм (рис. 1), что является недопустимым и требует создания средств, ограничивающих

возможную величину отжатия остряка $\delta_{к доп} \leq 4$ мм, с учетом того, что реальные величины отжатия будут меньшими. По разным оценкам [5, 6], такое отжатие достигает 4 – 8 мм. В любом случае, такой величины зазора может оказаться достаточно, чтобы реборда колеса вагона попала между остряком и рамным рельсом.

Таковыми средствами являются устройства замыкания остряков (внешние или внутренние). Работа внешних замыкателей стрелок рассмотрена в [7]. В конструкции внешних устройств замыкания остряков неизвестны кинематические схемы взрезных внешних замыкателей.

Для внутренних замыкателей характерно нагружение, приведенное на рис. 2.

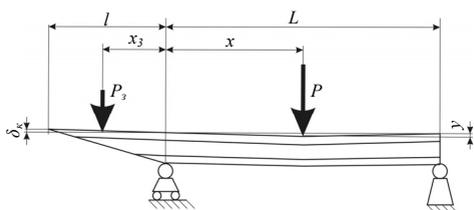


Рис. 2. К отжатию остряка от рамного рельса

Максимальная величина прогиба y соответствует расстоянию от опоры $x = L/2$ [8]. При этом величина отжатия описывается выражением

$$P = \frac{(l^3 k_{жс} l_R^2 - 48EI_y hl)}{48EI_x hl_p \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) (1 + \mathcal{W}) + \alpha \cdot f \cdot (1 + \mathcal{W}) (l^3 k_{жс} l_R^2 - 48EI_y hl)} y - \frac{48EI_x h k_{жс} l_R^2 (c_1 + c_2) \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right)}{48EI_x hl_p \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f \cdot (l^3 k_{жс} l_R^2 - 48EI_y hl)}$$

Если $\gamma = 0,006$, то $1 + \mathcal{W} \approx 1$. Отсюда

$$y = \left(\frac{48EI_x h (k_{жс} l_R^2 (c_1 + c_2) + Pl_p)}{l^3 k_{жс} l_R^2 - 48EI_y hl_y} \right) \times \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f \cdot P \quad (1)$$

где E – модуль Юнга;

I_x, I_y – момент инерции остряка;

h – расстояние между центрами тяжести головки и подошвы остряка;

$k_{жс}$ – жесткость клеммы;

l_R – плечо воздействия усилия клеммы на рельс;

c_1, c_2, α и β – масштабные коэффициенты;

l – жесткая база вагона;

V – скорость движения, км/ч;

f – коэффициент трения;

P – вертикальное нажатие колеса на рельс;

γ – масштабный коэффициент, который зависит от того, которого по ходу колеса определяется K (для первого колеса $\gamma = 0,006$, для других $\gamma = 0$).

По выражению (1) были рассчитаны зависимости для рельсов различных типов (рис. 1), однако наибольшая величина усилий характерна для рельсов более тяжелых (в данном случае – Р43). Именно для них и выполнены дальнейшие расчеты.

$$P = \frac{(l^3 k_{\text{жс}} l_R^2 - 48EI_y hl)}{48EI_x hl_p \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f(l^3 k_{\text{жс}} l_R^2 - 48EI_y hl)} y - \frac{48EI_x h k_{\text{жс}} l_R^2 (c_1 + c_2) \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right)}{48EI_x hl_p \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f(l^3 k_{\text{жс}} l_R^2 - 48EI_y hl)}.$$

Приравнявая $y = \delta_{\kappa \text{ доп}} \leq 4$ мм, получим

$$P = \frac{(l^3 k_{\text{жс}} l_R^2 - 48EI_y hl)}{48EI_x hl_p \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f(l^3 k_{\text{жс}} l_R^2 - 48EI_y hl)} \delta_{\kappa \text{ доп}} - \frac{48EI_x h k_{\text{жс}} l_R^2 (c_1 + c_2) \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right)}{48EI_x hl_p \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f(l^3 k_{\text{жс}} l_R^2 - 48EI_y hl)}$$

или

$$P_{\kappa \text{ доп}} \leq \frac{(l^3 k_{\text{жс}} l_R^2 - 48EI_y hl)}{12EI_x hl_p \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f(l^3 k_{\text{жс}} l_R^2 - 48EI_y hl)} - \frac{48EI_x h k_{\text{жс}} l_R^2 (c_1 + c_2) \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right)}{48EI_x hl_p \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f(l^3 k_{\text{жс}} l_R^2 - 48EI_y hl)}.$$

Динамическое равновесие усилий $P_{\kappa \text{ доп}}$ (рис. 2) описывается выражением

$$Px_3 = P_{\kappa \text{ доп}} \cdot x.$$

Отсюда

$$P_{\kappa \text{ доп}} = Px_3 / x.$$

Учитывая, что P приобретает наибольшее значение при $x \approx L/2$, где L – длина остряка,

$$P_{\kappa \text{ доп}} = 2Px_3 / L.$$

Величина x_3 может колебаться в пре-

делах от 0 до l , где l – длина строжки остряка.

Для стрелочных переводов горных предприятий $x_3 \approx 0,5l$ [1, 6]. Следовательно

$$P_{\kappa \text{ доп}} = Pl / L.$$

Дальнейшие расчеты выполнены для стрелочного перевода типа ПОР разработки ИГТМ НАН Украины [6]. Для него $l = 0,5$ м, $L = 4,5$ м.

Таким образом, $P_{\kappa \text{ доп}} \approx 0,1P$.

По данным, например [9], нагрузка на колесо вагонетки может достигать

$P_{max} = 100$ кН (10 т). Следовательно, усилие замыкания остряка не должно превышать $P_{к доп.} = 10$ кН (1 т).

График зависимости усилия замыкания остряка от нагрузки на колесо вагонетки приведен на рис. 3.

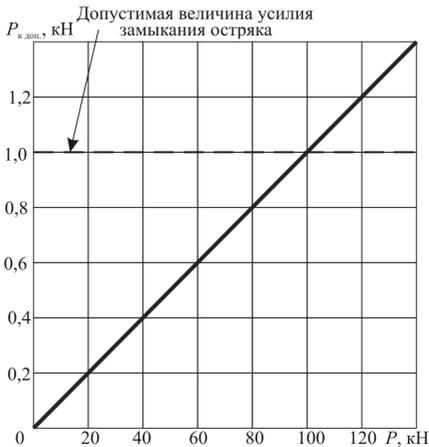


Рис. 3. График зависимости усилия замыкания остряка от нагрузки на колесо вагонетки

ВЫВОДЫ

Построенная математическая модель процесса отжатия остряка от рамного рельса под воздействием динамических нагрузок, возникающих в процессе движения по нему подвижного состава, позволяет оценить величину допустимого усилия замыкания остряков с помощью устройства, встроенного в привод стрелочного перевода.

Изложенная выше оценка величины предельно допустимого противодействия со стороны привода стрелочного перевода отжатия остряка от рамного рельса, которое не должно превышать 10 кН (1 т), позволяет осуществлять проектирование и конструирование приводов стрелочных переводов таким образом, чтобы исключить влияние процесса взреза стрелочного перевода на безотказность рельсового пути.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Говоруха В.В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров / В.В. Говоруха. – К.: Наукова думка, 1992. – 200 с.

2. Пат. 49750 А. UA, E01B7/00. Стрілочний перевідний пристрій / В.В. Говоруха, М.Д. Костюк, С.Л. Ладик, В.І. Зінченко; заявник і патентовласник Науково-конструкторське технологічне бюро олійного господарства Укрзалізниці (НКТБЦП УЗ) – 2002054139; заявл. 21.05.02; опубл. 16.09.02, Бюл. № 9. – 8 с.: ил.

3. Динамика и прочность шахтных транспортных сосудов / [Е.Е. Новиков, Е. Ф. Земляной, В.В. Говоруха и др.]. – К.: Наукова думка, 1983. – 152 с.

4. Исследование нагруженности остряков и рамных рельсов стрелочных переводов / В.В. Говоруха, С.Л. Ладик, А.В. Говоруха // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2012. – Т. 3. – С. 149 – 154.

5. Говоруха В.В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств: монография / В.В. Говоруха. – Д.: Лира, 2006. – 448 с.

6. Говоруха В.В. Создание автоматизированных систем управления стрелочными переводами рельсового транспорт: монография / В.В. Говоруха, С.Л. Ладик. – Д.: Овантаж, 2005. – 230 с.

7. Говоруха В.В. Исследование нагруженности элементов стрелочных переводов при работе внешних замыкателей стрілок / В.В. Говоруха, С.Л. Ладик, А.В. Говоруха // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Львівський нац. транспортний ун-т. – 2011 – № 19. – С. 73 – 82.

8. Справочник по сопротивлению материалов / Ю.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

9. Вагонетки шахтные [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.t-ex.ru/catalogue/gorno-shakhtnoe-oborudovanie/vagonetki-shakhtnye/>. – Загл. с экрана.

ОБ АВТОРАХ

Говоруха Владимир Васильевич – к.т.н., старший научный сотрудник, заведующий лабораторией Института геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины.

Ладик Сергей Леонидович – младший научный сотрудник Института геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины.

Говоруха Андрей Владимирович – младший научный сотрудник Института геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины.

Кизилов Валентин Кондратьевич – главный технолог лаборатории Института геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины.

Собко Тамара Петровна – главный конструктор лаборатории Института геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины.