

МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕМАТИКИ ПРИВОДОВ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ

В.В. Говоруха, С. Л. Ладик, А. В. Говоруха, институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины

Изложен метод исследования кинематики приводов стрелочных переводов с учетом возникающих в остряке динамической нагруженности и напряжений. Установлены зависимости допустимого времени перемещения остряков от их размеров по условию безударного примыкания остряка к рамному рельсу.

Актуальность разработки средств управления стрелочными переводами 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. К сожалению, в научной и технической литературе данной тематике уделяется недостаточно внимания. Сегодняшний парк подвижного состава характеризуется рядом особенностей. Увеличена масса локомотива до 14 т вместо 7–10 т и применена сцепка локомотивов массой 28 т. Увеличена емкость вагонов до 10 м³ (грузоподъемностью до 30 т) для рудных шахт и до 7 м³ – для угольных. Созданы секционные поезда с вместимостью секций 1,5; 3,5 и 7,0 м³, большегрузные вагоны с донной разгрузкой. Грузоподъемность транспортных сосудов увеличена в два–три раза. В секционных поездах, кроме того, конструктивно увеличена нагрузка на колесную пару в два раза по сравнению с двухосными вагонами. Эксплуатационная скорость грузовых поездов увеличена до 5–7 м/с.

Работоспособность всех средств шахтного рельсового транспорта, включая элементы рельсового пути и подвижного состава, функционально взаимосвязана. Технический уровень развития каждого изделия определяет эффективность и производительность транспортной системы. Поэтому несущая способность элементов шахтного рельсового пути является определяющей при выборе весовых норм поездов, технических характеристик локомотивов и транспортных сосудов, производительности транспортных участков. Изменения конструкции локомотивов, транспортных сосудов, скорости движения или грузонапряженности участков влечет необходимость изменения конструкции рельсового пути и его составных изделий [1].

Изменения параметров и качественного состояния рельсового пути и подвижных элементов стрелочных переводов, происходящие при воздействии нагрузочных режимов подвижного состава, формируют отказы рельсового пути, стрелочных переводов и съездов [1].

В научной и технической литературе по данной тематике недостаточно уделяется внимания. Существующее научное обеспечение еще не достигло уровня для определения направления совершенствования конструкций элементов средств горного рельсового транспорта и не удовлетворяет постоянно растущие потребности горных предприятий. В связи с этим необходимо ускорить совершенствование существующих и создание новых элементов средств горного рельсового транспорта, которые позволили бы выбрать рациональные параметры и сформулировать требования к элементам рельсовых путей, подвижным единицам, а также системам рельсового транспорта шахт и рудников [1].

Одним из способов повышения работоспособности стрелочных переводов является обеспечение безударного контакта остряков с рамными рельсами в процессе изменения пути следования подвижного состава с одновременным обеспечением быстрого действия привода, достаточного для перемещения остряков из одного крайнего положения в противоположное без остановки движения поездов [1].

Серийно выпускаемые электроприводы стрелочных переводов для подземных условий работы обладают высоким быстродействием. Так, электродвигательные приводы типа ПМС-4 и ПМС-5 имеют время перемещения острия около 0,8 с, а электросолеоидные приводы типа ПСС и аналогичные – 0,3-0,5 с, что приводит к быстрому изнашиванию и разрушению острия и снижению безотказности и долговечности стрелочного перевода в целом.

Минимально допустимое по условиям безотказности время перевода стрелки может быть определено из условий динамики взаимодействия острия с рамным рельсом в момент завершения перемещения острия [1, 2].

Прилегание острия к рамному рельсу обычно сопровождается соударением при их соприкосновении, что свидетельствует о циклических ударных нагрузках в остриях, приводящих к возникновению усталостных явлений. В рамном рельсе эти явления проявляются значительно слабее, так как схема закрепления рамного рельса (во многих точках вдоль всей его длины) позволяет рассматривать рамный рельс, как балку бесконечно большой массы.

Для случая прилегания острия к рамному рельсу имеем многократные нагружения одного знака, т. е. имеет место пульсирующий цикл нагружения. Наиболее опасным является так называемый симметричный цикл. Именно для такого цикла в характеристиках материалов приводятся допустимые значения напряжений ($[\sigma_{-1}]$). Для пульсирующего цикла допустимое значение напряжений $[\sigma_n] > [\sigma_{-1}]$.

Целью данной статьи является исследование динамических напряжений в материале острия в процессе его перемещения из одного крайнего положения в противоположенное.

Это достигается за счет решения таких задач:

– построение математической модели возникновения динамических напряжений в материале острия в процессе его перемещения из одного крайнего положения в противоположенное;

– определение на основании построенной математической модели минимально допустимого времени перемещения острия из одного крайнего положения в противоположенное по критерию накопления в его материале усталостных явлений.

Обычно при перемещении острия его контакт с рамным рельсом сопровождается ударом. При этом соблюдаются законы сохранения импульса и момента импульса, но может не выполняться закон сохранения механической энергии. Предполагается, что за время удара действием внешних сил можно пренебречь, тогда полный импульс тел при ударе сохраняется. Часть энергии обычно уходит на нагрев тел. Процесс соударения острия с рамным рельсом стрелочного перевода сопровождается переходом кинетической энергии острия в тепловую энергию, внутреннюю энергию деформации острия, акустическую и др. При ударе происходит деформация острия и рамного рельса и распространение по ним упругих волн, передающих взаимодействие от сталкивающихся границ по всему телу. В первом приближении можно считать, что деформации подвергается только остриек, а рамный рельс представляет собой абсолютно твердое тело. Такую систему можно считать замкнутой, т.к. импульс внешних сил за время соударения мал по сравнению с импульсом острия (импульс рамного рельса можно приравнять к нулю). Необходимое условие рассмотрения процесса – все деформации при ударе существенно меньше, чем размеры острия и рамного рельса.

Предположим, что в момент удара вся накопленная при перемещении острия кинетическая энергия переходит во внутреннюю энергию деформации острия.

При взаимодействии острия с рамным рельсом в его конструкции возникают динамические напряжения. Связь между динамическим и статическим напряжениями устанавливается выражением

$$\sigma_d = k_d \cdot \sigma_{ст}. \quad (1)$$

где k_d – коэффициент динамичности.

Схема нагружения остряка в момент его соприкосновения с рамным рельсом приведена на рис. 1.

В зависимости от качества изготовления деталей и выполнения операции по сборке узла рельса рамного с остряком, точкой соприкосновения остряка с рамным рельсом может быть любая точка по длине строжки остряка, однако наибольшими напряжения в материале остряка будут только в месте контакта острия остряка с рамным рельсом. Здесь точка приложения усилия перемещения остряка строго фиксирована относительно концов остряка и представляет собой точку крепления к остряку стрелочной тяги.

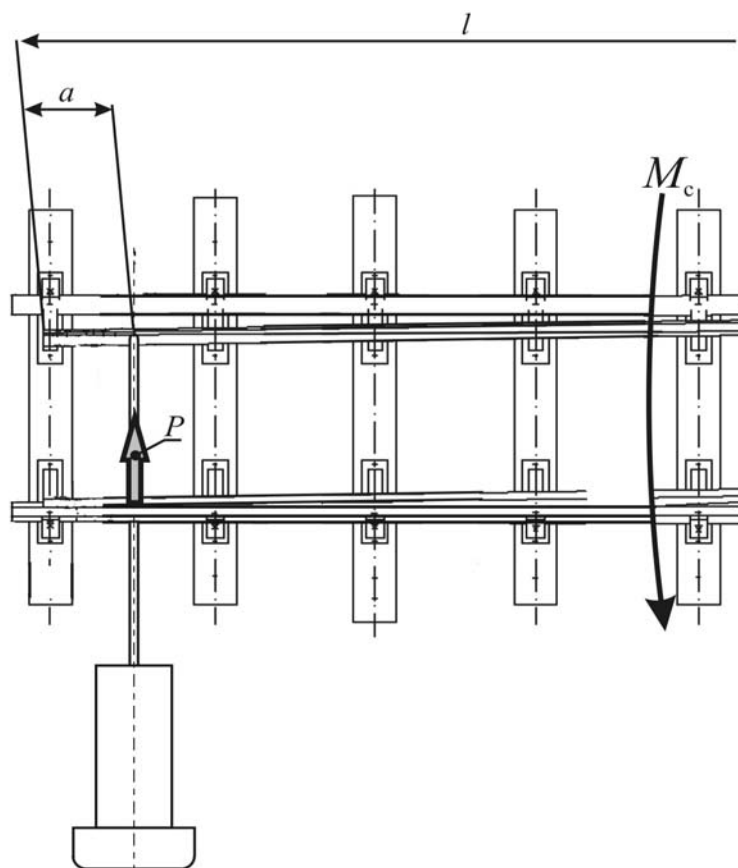


Рис. 1. – Расчетная схема определения напряжений в остряке при его соприкосновения с рамным рельсом

Если остряк под действием силы P поворачивается относительно точки его зацебления в корне остряка с угловой скоростью ω , то запасенная остряком кинетическая энергия U составит:

$$U = \frac{I \cdot \omega^2}{2}, \quad (2)$$

где I – момент инерции остряка относительно его корня.

Если представить остряк в виде длинного стержня, момент инерции dl произвольно выбранного участка длиной dl и массой dq , отстоящего от корня остряка на расстоянии x , будет равен произведению массы dq на расстояние x .

Следовательно полный момент инерции остряка можно описать формулой

$$I = \int_0^l dq \cdot dx = \frac{Q \cdot l}{2}. \quad (3)$$

Угловая скорость поворота остряка прямо пропорциональна скорости перемещения шибера привода V и обратно пропорциональна расстоянию от точки крепления стрелочной тяги к остряку до его корня $(l - a)$. С учетом того, что $l \gg a$, можно принять $(l - a) \approx l$. Кинетическая энергия остряка в момент соударения его с рамным рельсом составит:

$$U = \frac{Q \cdot v^2}{4l^2}. \quad (4)$$

Пусть ход шибера привода стрелочного перевода – H , тогда линейная скорость шибера может быть представлена, как отношение хода шибера H ко времени перемещения шибера из одного крайнего положения в другое t .

Тогда время перемещения остряка определится согласно выражения

$$t = \frac{H}{2\sqrt{l}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{U_k}}, \quad (5)$$

где U_k – внутренняя энергия деформации остряка при ударе.
Внутренняя энергия деформации [3] описывается формулой:

$$U = \frac{1}{2} \int_x \frac{M_x^2 \cdot dx}{E \cdot J_x} + \frac{1}{2} \int_x \frac{P^2 \cdot dx}{E \cdot F} = \frac{1}{2} \int_x \frac{M_x \cdot x \cdot dx \cdot \sigma}{E} + \frac{1}{2} \int_x \frac{P \cdot dx \cdot \sigma}{E}. \quad (6)$$

Если величина момента силы вращения остряка $M_x = P \cdot x$ в (6), то величина внутренней энергии деформации остряка при ударе соответствует выражению:

$$U = \frac{P \cdot \sigma}{2E} \left(\frac{l^3}{3} + l \right). \quad (7)$$

Потенциальная энергия деформации определяется величиной силы перемещения остряка P и его геометрическими характеристиками: длиной l и напряжениями, возникающими в материале остряка при деформации. Если в формулу (7) величину напряжения σ рассматривать, как допустимое напряжение в материале остряка при циклическом нагружении ($[\sigma_n]$), то допустимая потенциальная энергия деформации может быть определена из равенства:

$$[U] = \frac{P \cdot [\sigma_n]}{2E} \left(\frac{l^3}{3} + l \right). \quad (8)$$

Следовательно минимально допустимое время перемещения остряка по условию деформации при соударении остряка с рамным рельсом представляет собой зависимость:

$$[t] = \frac{H}{2 \cdot \sqrt{l}} \sqrt{\frac{6E \cdot Q}{P[\sigma_n](l^3 + 3l)}}. \quad (9)$$

Величина $[\sigma_n]$ может быть определена по [5].

В данном уравнении все геометрические характеристики, кроме длины остряка l для данного конкретного типа острякового рельса, можно считать величинами постоянными. Вели-

чины H и P определены конструктивными особенностями используемого привода стрелочного перевода. Таким образом, $[t] = f(l)$. На рис. 2 приведен график зависимости $[t] = f(l)$ для условий: $H=0,12$ м; $P=100$ кг; $[\sigma_n]=16$ кг/мм² [4].

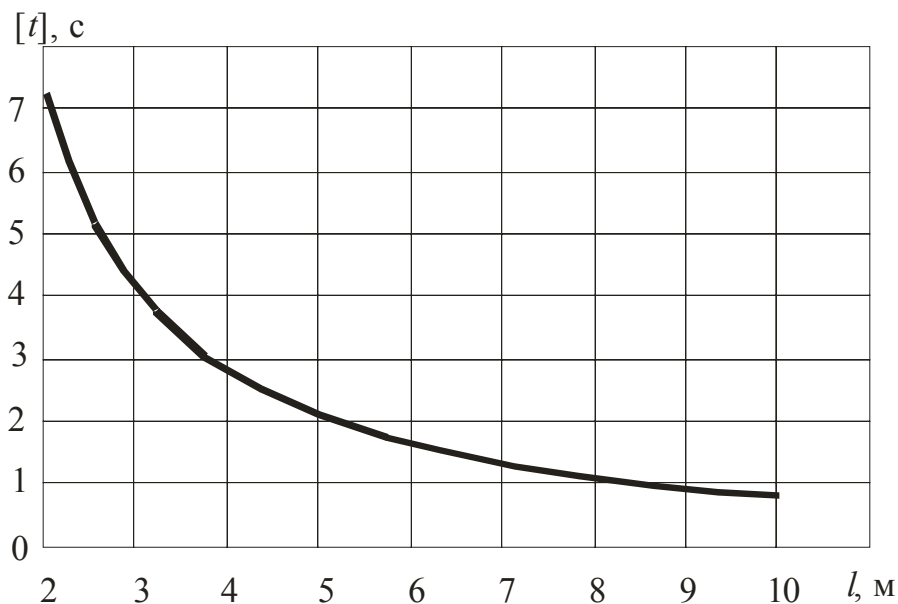


Рис. 2. – График зависимости минимально допустимого времени перемещения остряка $[t]$ от его длины l

Следовательно, минимально допустимое время перемещения остряков шахтных стрелочных переводов должно составлять 1,5-2,5 секунды.

Выводы. Допустимое по условиям обеспечения требуемой работоспособности стрелочного перевода время перемещения остряков обратно пропорционально длине остряков. Для остряков длиной 3,5...4,5 м минимально допустимое время перемещения не может быть менее 1,5-2,5 с.

Изложенная выше оценка допустимого времени перемещения остряков позволяет осуществлять проектирование и конструирование приводов стрелочных переводов таким образом, чтобы исключить влияние процесса взаимодействия остряка с рамным рельсом на безотказность стрелочных переводов.

Литература

1. Говоруха В.В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров. - Киев: Наук. думка, 1992.- 200 с.
2. Справочник по шахтному транспорту. Под ред. Г. Я. Пейсаховича и И. П. Ремизова. М.: Недра, 1977. 624 с.
3. Справочник по сопротивлению материалов / Ю.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наук. думка, 1975. – 704 с.
4. Говоруха В. В., Ладик С. Л. Создание автоматизированных систем управления стрелочными переводами рельсового транспорта: Монография. – Дн-вск: Издательство ООО «Производственно-коммерческая фирма «Овантаж», 2005. - 230 с.: ил.
5. ГОСТ 25.504-82. Методы расчета характеристик сопротивления усталости [Электронный ресурс]. – Режим доступа: . – Загл. с экрана.