

затяжек) только по прямым затратам превысит 700 тыс. грн.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ямщиков В.С., Сидоров Е.Е., Бауков Ю.Н. Физические основы акустического метода определения дефектов связи упругих слоев с основанием // ФТПРПИ. – 1979. - № 3. – С. 110-118.
2. Яланский А.А. и др. Теоретические и аппаратные разработки виброволнового контроля строительных конструкций и сооружений / Яланский А.А., Паламарчук Т.А., Сергиенко В.Н., Усаченко В.Б. // Материалы IV-ой междунар. конф. «Материалы для строительных конструкций». – Днепропетровск: Приднепровская гос. академия строительства и архитектуры, 1997. – С. 73.
3. Егоров П.В., Корнейчиков В.П. Выявление в массиве зон повышенных напряжений по локальному электромагнитному излучению // Методология измерения напряжений в массиве горных пород. – Новосибирск: Изд-во СО АН СССР, 1978. – С. 109-112.
4. Веселовский Г.С., Варивода З.В., Сергиенко В.Н. Опыт применения метода ЕИЭМПЗ для диагностики состояния подземных и наземных сооружений // Проблемы гидродинамики в горном деле и строительстве. Ч 1. – К.: Изд-во КПИ, 1996. – С. 91

УДК 625.1-622.6

В.В. Говоруха, С.Л. Ладик

УСТАНОВЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СРЕДСТВ УПРАВЛЕНИЯ СТРЕЛОЧНЫМИ ПЕРЕВОДАМИ ПОСРЕДСТВОМ УСТРОЙСТВА ВНЕШНЕГО ЗАМЫКАНИЯ СТРЕЛОК

У статті розглядаються питання обґрунтування необхідності створення комплексу технічних засобів управління стрілочним переводом з використанням пристрою зовнішнього замикання стрілок.

ABOUT NECESSITY OF CREATION OF DEVICE OF EXTERNAL SHORTING OF POINTERS

The questions of ground of necessity of creation of complex of hardwares of management by pointer translation with the use of device of the external shorting of pointers are examined in the article.

В области рельсового транспорта одним из основных объектов, обеспечивающих достижение целей безопасности и надежности движения, повышения безопасности труда является рельсовый путь и его взаимодействие с подвижными транспортными средствами в зависимости от параметров и характеристик конструкции и условий эксплуатации рельсового пути [1].

С возрастанием скоростей движения возрастает влияние подвижного состава на рамные рельсы в горизонтальной плоскости. Так, по данным [2], на скоростях движения около 130 км/ч мгновенные значения усилий в остряке при прохождении по нему колес достигают 40 кН, а ускорения превышают 50 м/с². Возникновение таких усилий вызовет отжатие рамного рельса от остряка. По данным [3] это приводит к повышению бокового износа рамного рельса и неприлеганию остряка к рамному рельсу, что повышает риск схода подвижного состава с рельсов.

Причиной такого отжатия является то, что остряки закреплены только в корне, а положение остряка остряка фиксируется внутренним замыкателем элект-

тропривода. При отжатии рамного рельса вследствие этого возрастает зазор между острием и рамным рельсом, уменьшается укрытие острия острия, что и приводит, в особенности при изношенных рамных рельсах и гребнях колес, к накатыванию гребня колеса на головку острия и повышению вероятности схода подвижного состава с рельсов. Такой сход, как правило, наблюдается при подходе состава к стрелочному переводу с перекосом тележек вагонов, а также – в режиме торможения при изношенных рамных рельсах, остриях и колесах.

По данным [4] величина такого отжатия может достигать 8 мм, что вполне достаточно для возникновения аварийной ситуации.

Поперечные силы, вызывающие отжатие рамного рельса от острия, возникают на скорости в результате контакта колес с боковой гранью рамного рельса и возникающих при этом сил трения. По [5] величина упругого отжатия определяется по формуле

$$y = \left(\alpha \times Y' + \frac{Y' - f \times P}{\beta} \right) \times k = \left(Y \times \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \times f \times P \right) \times (1 + \gamma \times V) \quad (1)$$

где $f=0,15$ – коэффициент трения; α и β – масштабные коэффициенты; $k = 1 + \gamma \times V$ – коэффициент динамики; V – скорость движения, км/ч; γ – масштабный коэффициент, который зависит от того, для которого по ходу колеса определяется k (для первого колеса $\gamma=0,006$, для всех других $\gamma=0$); P – вертикальное давление колеса на рельс; $Y'=Y+H$ – боковое усилие; Y – направляющая сила; $H=f \times P$ – поперечная составная сила трения колеса по рельсу.

График зависимости $y=f(Y, P, f, V)$ приведен на рис. 1

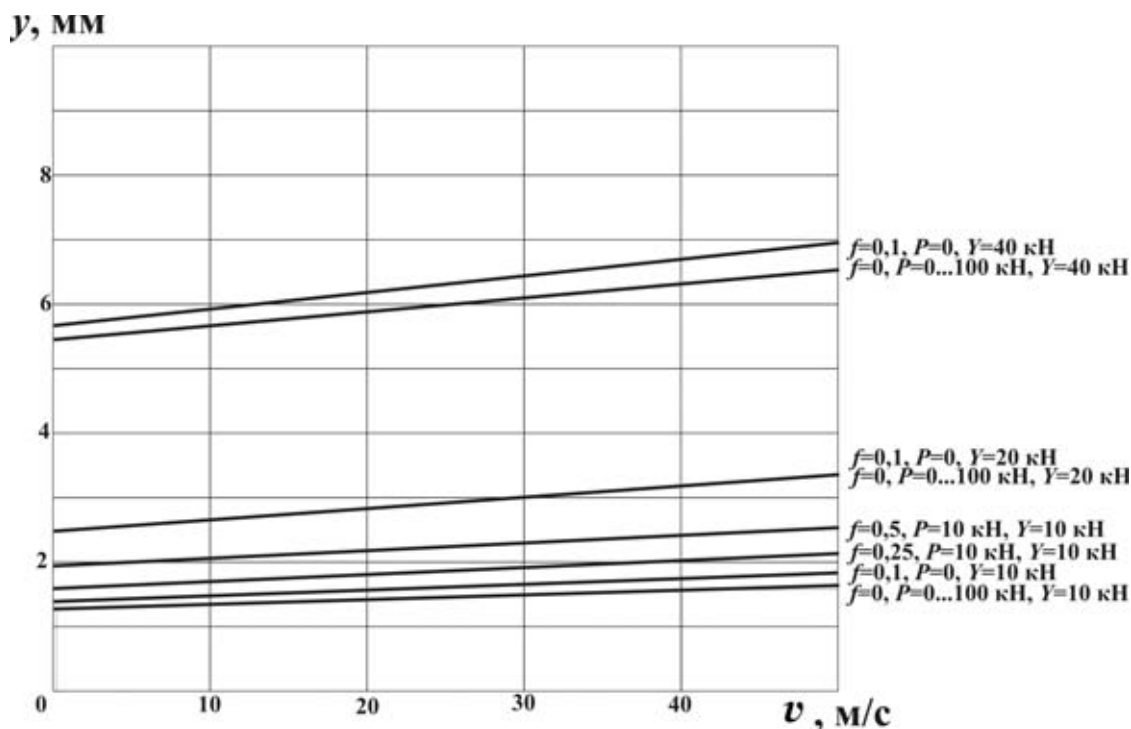


Рис. 1 – График зависимости $y=f(Y, P, f, V)$

Для определения величины направляющей силы Y рассмотрим рельс, который находится под действием этой силы (рис. 2).

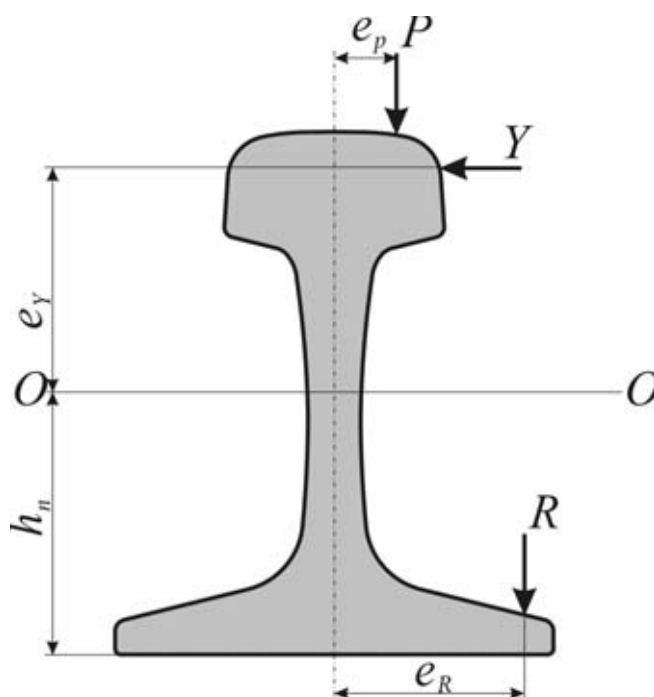


Рис. 2 – Схема действия внешних нагрузок на рельс

На рельс действует три силы:

P – сила вертикальной нагрузки;

Y – направляющая сила;

R – сила реакции упругой клеммы.

Крутящий момент от действия внешних сил P , Y , R , показанных на рис. 2, получим из выражения

$$M_o = Y \cdot l_y - P \cdot l_p - R \cdot l_p \quad (2)$$

Пренебрегая вертикальным изгибом рельса от действия силы P , учитываем только кручение рельса. Установим начало координат в центре тяжести поперечного сечения рельса (точка O). Ось абсцис направим вдоль рельса, ось ординат – вертикально вниз вдоль оси симметрии рельса, а ось аппликат – наружу рельсовой колеи. Обозначим крутящий момент в произвольном сечении рельса через M_k . Составляющая его часть M_1 вызовет кручение рельса в целом, а другая его часть M_2 приводит к изгибу головки и подошвы рельса.

Крутящий момент будет описан согласно выражения:

$$M_k = M_1 + M_2 = -J \frac{d\varphi}{dx} + M_2 \quad (3)$$

где $ж$ – жесткость рельса.

По формуле Сен-Венана жесткость рельсовой нити определяется из выражения [5]:

$$ж = \frac{F^4 G}{4f^2 I_p} \quad (4)$$

где F – площадь сечения рельса; G – модуль упругости материала рельса при сдвиге; I_p – полярный момент инерции рельса.

Момент M_2 может быть представлен в виде момента пары сил $Q \times h$, где Q – поперечная сила, которая возникает при изгибе рельса, а h – расстояние между центрами тяжести головки и подошвы (рис.3).

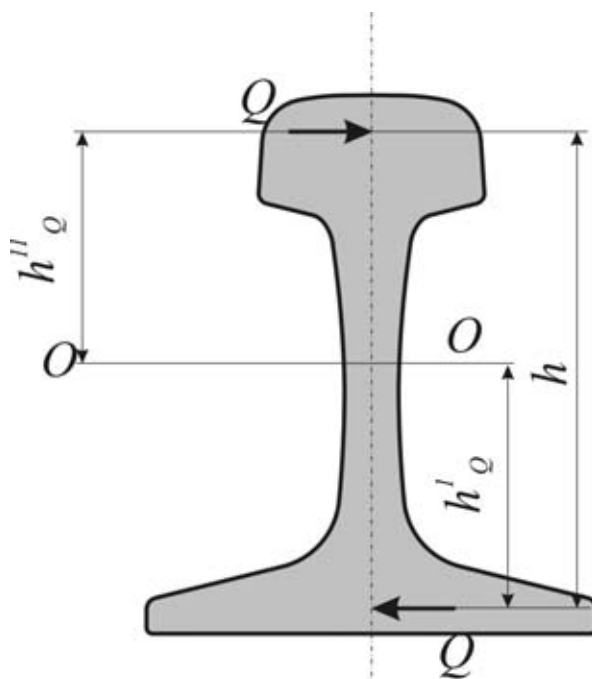


Рис. 3 – Схема действия крутящего момента M_2 на рельс

Общее уравнение крутящего момента получим из выражения:

$$M_2 = Qh = EI_{\Gamma} h \frac{d^3 2r}{dx^3} = EI_{\Pi} h \frac{d^3 z_{\Pi}}{dx^3} \quad (5)$$

где I_{Γ} и I_{Π} – моменты инерции головки и подошвы рельса соответственно; z_{Γ} и z_{Π} – текущие координаты z центров веса выгнутых головки и подошвы.

Определение текущих координат и расстояний между центрами тяжести приложенных сил определяем из выражения

$$\left. \begin{aligned} Z_r &= \varphi \cdot h_Q^1 \\ Z_n &= \varphi \cdot h_Q^4 \end{aligned} \right\} \cdot \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} h_Q^1 &= \frac{I_n}{I_r + I_n} h \\ h_Q^4 &= \frac{I_r}{I_r + I_n} h \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Согласно формуле (5) и с учетом выражений (6, 7) крутящий момент определяем из выражения

$$M_2 = Dh^2 \frac{d^3 \varphi}{dx^3}, \quad (8)$$

где

$$D = \frac{I_r \cdot I_n}{I_r + I_n} \cdot E \quad (9)$$

Крутящий момент в произвольном сечении рельса определяем из выражения

$$M_K = -ж \frac{d\varphi}{dx} + Dh^2 \frac{d^3 \varphi}{dx^3} \quad (10)$$

В формуле (10) неизвестны значения M_K и φ . Приравнявая величину крутящего момента к крутящему моменту внешних сил $M_K = M_0$, получим следующее выражение:

$$-ж \frac{d\varphi}{dx} + Dh^2 \frac{d^3 \varphi}{dx^3} = Yl_y + Pl_p - Rl_R \quad (11)$$

В этом уравнении Y и P – внешние силы, а реакция упругих клемм равна:

$$R = f(\varphi) = k_{жс} \cdot l_R \cdot \text{tg} \varphi \quad (12)$$

где $k_{ж}$ – жесткость упругой клеммы.

При этом формула (11) принимает вид

$$Dh^2 \frac{d^3 \varphi}{dx^3} - ж \frac{d\varphi}{dx} + k_{ж} l_R^2 \varphi - Yl_y - Pl_p = 0 \quad (13)$$

В данном уравнении неизвестны угол закручивания рельса φ и поперечная сила, действующая на головку рельса Y . Имеем линейное дифференциальное уравнение третьего порядка с правой частью. Решая его, получаем зависимость $\varphi=f(Y)$.

Постоянные интегрирования определяются из следующих условий:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \text{ при } x = \infty \varphi=0 \\ 2) \text{ при } x = 0 \frac{d\varphi}{dx} = 0 \\ 3) \text{ при } x = +0 -Ж \frac{d\varphi}{dx} + Dh^2 \frac{d^3\varphi}{dx^3} = \frac{Yl_y - Pl_p - Rl_R}{2} \end{array} \right\} \quad (14)$$

Решение этого уравнения можно найти по методике, изложенной в работах [5, 6].

Если оценивать подкоренное выражение с целью определения результирующего знака суммы, то по данным [5] для рельсовой колеи обычно имеют место корни r_1 и $r_{2,3}$ вида

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_1 = \gamma \\ r_{2,3} = \alpha \pm i\beta \end{array} \right. \quad (15)$$

Тогда уравнение (13) имеет общее решение

$$\varphi = c_1 l^{-\gamma x} + l^{\alpha x} (c_2 \cos \beta x + c_3 \sin \beta x) \quad (16)$$

Частное решение уравнения (13) имеет вид

$$\varphi^* = A = \frac{Yl_y + Pl_p}{k_{жс} l_R^2} \quad (17)$$

Отсюда решение уравнения (13) имеет вид

$$\varphi = c_1 l^{-\gamma x} + l^{\alpha x} (c_1 \cos \beta x + c_3 \sin \beta x) + \frac{Yl_y + Pl_p}{k_{жс} l_R^2} \quad (18)$$

Для точки приложения усилия Y , то есть при $x=0$, значение направляющей силы

$$Y = \frac{k_{жс} l_R^2}{l_y} \varphi - \left(\frac{k_{жс} l_R^2 (c_1 + c_2)}{l_y} + \frac{Pl_p}{l_y} \right) \quad (19)$$

Таким образом, Y линейно зависит от угла закручивания φ .

Запишем уравнения изгиба рельса. При поперечной нагрузке на головку рельса Y максимальный изгиб составит [7]

$$\delta_{cm} = \frac{Yl^3}{48EI} \quad (20)$$

где l – расстояние между осями брусьев.

Имея ввиду, что $\delta_{ct} \approx h \cdot \varphi$, преобразуем уравнение (19) с учетом (20):

$$Y = \frac{48EI_x h (k_{ж} l_R^2 (c_1 + c_2) + Pl_p)}{l^3 k_{ж} l_R^2 - 48EI_y h l_y} \quad (21)$$

После всех вышеизложенных преобразований зависимость величины отжатия рамного рельса от скорости движения подвижного состава (1) примет вид:

$$y = \left(\frac{48EI_x h (k_{ж} l_R^2 (c_1 + c_2) + Pl_p)}{l^3 k_{ж} l_R^2 - 48EI_y h l_y} \right) \times \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \times f \times P \times (1 + \gamma \times V) \quad (22)$$

На рис. 4 приведена построенная на основе (22) зависимость величин отжатия рамного рельса от скорости движения состава для разных типов рельсов.

Проведенное моделирование показывает, что при минимально допустимой толщине реборды колеса $\delta_k = 26$ мм максимально допустимый зазор между рамным рельсом и острым концом не должен превышать $\Delta_z = \delta_k / 2 = 13$ мм. Этот зазор прямо зависит от двух факторов: скорости движения по стрелочному переводу и горизонтальных поперечных нагрузок на элементы стрелочного перевода.

В приведенной модели процесса не учтено то, что рельс представляет собой брус на упругом основании. Реальные величины отжатия будут меньшими. По разным оценкам [2–4] такое отжатие достигает 4...8 мм. В любом случае такой величины зазора может оказаться достаточно, чтобы реборда колеса вагона попала между острым концом и рамным рельсом. Предотвратить возникновение подобной ситуации возможно только применением устройства внешнего замыкания стрелок.

Известен ряд конструкций внешних замыкателей. Один из таких замыкателей разработан ИГТМ НАН Украины. Данное конструктивное решение защищено декларационным патентом на изобретение № 49750 А ([8]).

Выводы.

Как видно из результатов математического моделирования, для исключения попадания реборды колеса в зазор между острым концом и рамным рельсом необходимо обеспечивать механическое примыкание острого конца к рамному рельсу, т.е. необходимо обеспечить стрелочный перевод внешним замыкателем.

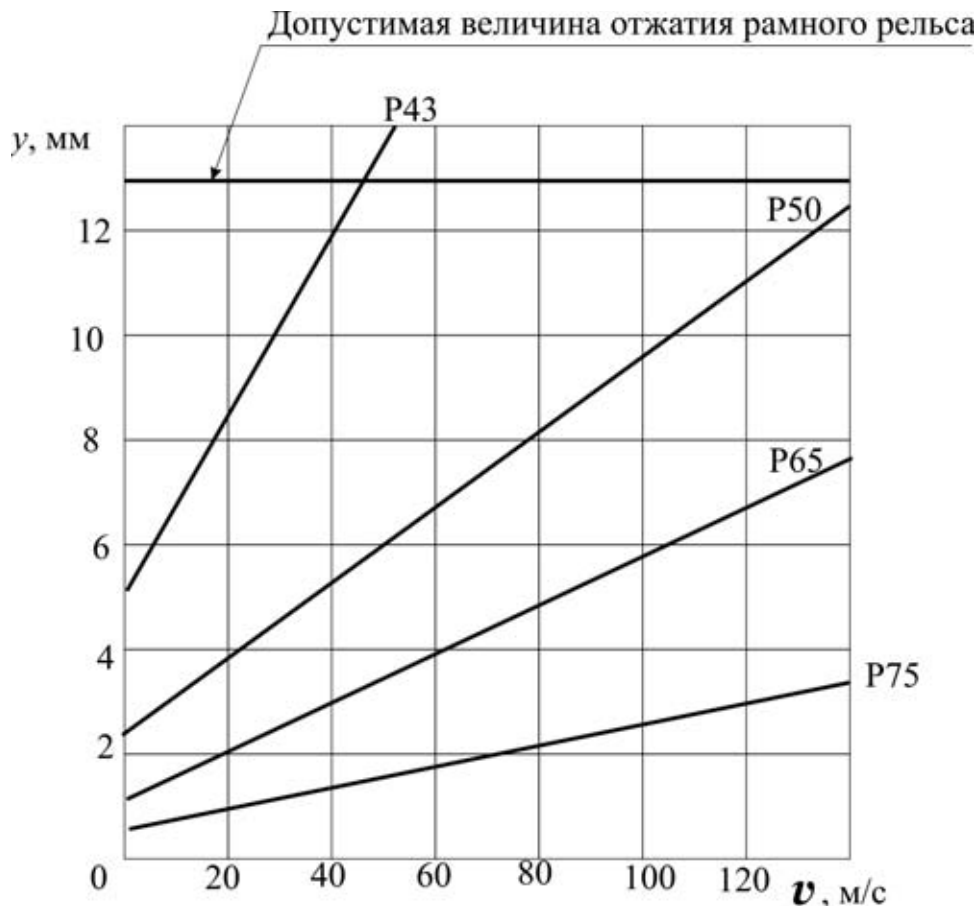


Рис. 4 – Зависимость величины отжатия рамного рельса y от скорости движения состава v для разных типов рельсов

Изложенная математическая модель процесса отжатия рамного рельса позволяет оценить требуемое усилие замыкания стрелки в соответствии с выражением (21), и, тем самым, определить основные конструктивные параметры устройства внешнего замыкания стрелок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Говоруха В.В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров. - Киев: Наук. думка, 1992.- 200 с.
2. Переходной механизм стрелочного перевода в корпусе типа «полая шпала» // Железные дороги мира. 1995. №7. – С. 48-52.
3. Донец В.Г. Испытаны стрелочные замыкатели / В.Г. Донец, А.М. Тейтель // Путь и путевое хозяйство. – 1998. – № 9. – С. 23-24.
4. Šanc V/ Ovládání štíhlých výhybev UIC 60/NŽT. – 1997. – №3 – Р. 83-86.
5. Шахуняц Г. М. Железнодорожный путь. М.:Трансжелдориздат, 1961, – 615 с
6. Анго А. Математика для электрорадиоинженеров. М.: Наука, 1967. – 780 с.
7. Справочник по сопротивлению материалов / Ю.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. - К.: «Наукова думка», 1975. – 704 с.
8. Декларацийний патент на винахід: № 49750 А. Україна (UA). Кл. В7/00. Стрілочний переводний пристрій / Говоруха В.В., Костюк М.Д., Ладік С.Л., Зінченко В.І. – Бюл. № 9. – 16.09.2002.