



Иванов В.В., Панченко В.Н., Шепелин П.В.

ИЗНОС БАНДАЖЕЙ И РЕЛЬСОВ В КРИВЫХ И СПОСОБЫ ЕГО СНИЖЕНИЯ

Развитие железнодорожного транспорта предусматривает дальнейшее увеличение скоростей движения поездов, провозной и пропускной способности железных дорог. В связи с этим перед транспортной механикой возникают актуальные задачи в области движения поездов, взаимодействия подвижного состава и пути, прочности деталей и узлов подвижного состава, правильного использования железнодорожной техники, оказавшейся в экстремальных условиях работы.

Ключевые слова: износ бандажей, взаимодействие колеса и рельса, движение в кривых.

Проскальзывание гребня колеса относительно внутренней поверхности головки рельса при действии направляющей силы Y_n создает очаг поверхностного трения, неизбежно сопровождающийся износом контактирующих поверхностей. Интенсивность износа («подреза») гребня колеса зависит от энергии, затраченной на работу силы трения в контакте.

У экипажей различных типов энергия трения гребня о рельс определяется величиной, называемой фактором износа гребня:

$$\Phi = \frac{X}{R} \cdot Y_n \cdot \mu_{тр}, \quad (1)$$

где X – полюсное расстояние;

R – радиус кривой;

Y_n – направляющее усилие;

$\mu_{тр}$ – коэффициент трения в точке контакта гребня колеса и рельса;

$\frac{X}{R} = \alpha$ – угол набегания,

а так как направляющая сила в кривой зависит от угла набегания колесной пары, т.е. $Y_n \cong \alpha$, можно считать, что фактор износа примерно пропорционален квадрату угла набегания α . Этот угол имеет наибольшее значение при движении в кривой, следовательно, и подрез гребня в основном определяется этим режимом движения и сильно зависит от кривизны.

Фактор износа – условный показатель, он отражает лишь доминирующие физические явления, происходящие при скольжении гребня колеса по боковой грани рельса. Этот показатель удобен для сравнения экипажей при оценке интенсивности износов колес и рельсов в случае движения их в кривых различных радиусов. Износ гребней колесных пар и рельсов оказывает большое влияние на безопасность движения в кривой, так как изменяются очертания профилей колеса и рельса. Кроме того, сильное трение гребня колеса о боковую поверхность головки рельса повышает сопротивление движению поезда.

Фактор износа гребней можно было бы снизить, если бы удалось снизить коэффициент трения $\mu_{тр}$ в точке контакта гребня колеса и рельса.

Для снижения коэффициента трения необходимо вводить в зону контакта смазку. Применяют различные смазочные устройства, (лубрикаторы), различающиеся местом установки (путь или подвижной состав) и объектом, на который наносится смазка (рельс или гребень).

В отечественных условиях, где ведение поезда в кривых часто сопровождается применением больших объемов песка (для повышения сцепления), результативность этого наиболее эффективного способа защиты колес и рельсов снижается из-за прилипания частиц песка к смазанной поверхности рельса. Ведутся работы по созданию смазок, которые после нанесения образовывали бы пленку, неспособную удерживать частицы песка. Имеются и другие проблемы.

Тележка при вписывании в кривые может занимать два крайних положения: максимального перекоса и хордовую установку (установка высоких скоростей, а также промежуточное положение, называемое свободной установкой).

Полусное расстояние для положения максимального перекоса определяется из следующего выражения:

$$X = \frac{l}{2} + \frac{R \cdot \delta}{l},$$

где δ – суммарный зазор между гребнем и рельсом в кривых;

l – база тележки;

R – радиус кривой.

При динамическом вписывании определяются направляющие усилия, боковые силы и рамные усилия, а также отжатия рельсов в зависимости от скоростей движения и радиусов кривых.

Боковое усилие, опрокидывающее рельс, рассчитывается по следующей формуле:

$$Y'_{ni} = Y_i \pm H_i,$$

где Y'_i – боковое давление колеса i -й оси;

Y_{ni} – направляющее усилие i -й оси;

H_i – поперечная составляющая силы трения колеса по рельсу i -й оси.

Для оси, находящейся впереди центра поворота, берется H_i со знаком минус, а для оси, находящейся сзади центра поворота – со знаком плюс.

Рамные усилия находим по значениям направляющих усилий с учетом центробежной силы колесной пары:

$$Y_{pi} = Y_{ni} \mp 2H_i - C_{кп},$$

где $C_{кп}$ – центробежная сила колесной пары.

Отжатие рельса у направляющих колес определяется по формуле профессора К.П. Королева:

$$\bar{Y} = K_r (\alpha_k \cdot Y' + \frac{Y' - f \cdot P_H}{\beta_k}),$$

где K_r – коэффициент горизонтальной динамики, зависящий от скорости движения, для передней направляющей оси тележки и отсутствии поперечной упругости в

системе колесная пара – рама тележки $K_r = 1 + 0,006 \cdot V$, а при наличии поперечной упругости $K_r = 1 + 0,002 \cdot V$;

f – коэффициент трения колеса о рельс;

$\alpha_k \cdot Y'$ – величина отжатия рельса вследствие сжатия

шпалы накладкой;

$\frac{Y' - f \cdot P_H}{\beta_k}$ – величина отжатия рельса вследствие

его изгиба;

Y' – боковое усилие колеса на рельс, Н;

V – скорость движения, км/ч;

α_k и β_k – коэффициенты, зависящие от конструкции верхнего строения пути, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Тип рельса	Количество шпал на 1 км пути	Вид балласта	$\alpha_k \cdot 10^{-4}$	$\beta_k \cdot 10^3$
Р 75	1800	гравий	0,07	17,0
Р 65	1800	- “ -	0,08	15,0
Р 50	1800	- “ -	0,10	12,0
Р 43	1500	песок или гравий	0,24	10,5
Р 38	1500	- “ -	0,28	10,0

Движение в кривой считают удовлетворительным при следующих отжатиях рельсов (см. табл. 2).

Таблица 2

Тип рельсов	Р 75	Р 65	Р 50	Р 43	Р 38
Величина отжатия, $\bar{Y}$, мм (не более)	5,0	6,0	6,5	7,5	8,0

Безопасность движения в кривых по условию расшивки пути оценивают величиной отжатия наружного рельса.

Наибольшее воздействие на путь, как правило, оказывают набегающие колесные пары экипажа.

Для снижения другого распространенного вида износа – проката катания колеса – подбирают очертания его поперечного профиля руководствуясь следующим: новый стандартный профиль с постоянной конусностью 1:20 при набегании на рельс вступает с ним в контакт в двух точках: одна – на поверхности катания, другая – на боковой грани рельса.

В месте контакта боковой грани рельса с гребнем колеса из-за больших относительных скоростей скольжения и значительных давлений наблюдается более интенсивный износ гребня, чем поверхности катания колеса.

После небольшого пробега (10-20 тыс. км) может измениться характер контактирования колеса с рельсом: он превратится из двухточечного в односточный, при этом уменьшается действие направляющей силы Y_n и, как следствие, износ гребня.

В процессе контактирования изношенных колес и рельса происходит прилегание профилей по большей поверхности, при этом интенсивность износа уменьшается.

Формы износа колес и рельсов существенно зависят от первоначальных профилей и прочности материалов

контактируемой пары.

На основании этого профессор Г. Хейманн предложил изменить первоначальную форму профиля круга катания, придав ему сразу очертания, близкие к изношенным.

При движении в кривых участках пути гребень колеса набегаёт на наружный рельс. Направляющие усилия у набегающего колеса приложены между гребнем и головкой рельса.

При больших значениях этих сил колесо может приподняться над головкой рельса и касаться его только в одной точке, при этом гребень может вкатиться на поверхность катания рельса. Очевидно, что за этим последует сход колесной пары с рельсов, а, возможно, и крушение поезда.

В процессе вкатывания колесо проходит некоторое расстояние, называемое путем вкатывания. Вкатываться на головку рельса могут только набегающие колеса в кривой – это наружные колеса, которые катятся по наружному рельсу.

Основным активным фактором, вызывающим вползание гребня колеса на головку рельса, является боковая сила в точке набегания. Эта сила зависит от характеристик набегания и явлений, происходящих в месте контакта гребня и головки рельса.

Одной из таких характеристик является угол набегания гребня, который зависит не только от геометрических размеров пути, но и ходовых частей подвижного состава, а также от упругих отжатий головки рельса в точке набегания.

Для предотвращения вползания гребня колеса на головку рельса отношение $\frac{Y'}{P_H}$ должно удовлетворять неравенству: $\frac{Y'}{P_H} \leq \frac{tg\gamma - f}{f \cdot tg\gamma - 1}$,

где f – коэффициент трения колеса о рельс;

γ – угол наклона гребня колеса к горизонту;

Y' – боковое усилие колеса на рельс;

P_H – вертикальная нагрузка набегающего колеса на наружный рельс.

В таблице 3 приведены критерии безопасности в функции коэффициента трения f и угла наклона гребня γ .

Таблица 3

угол γ	80°	70°	60°
коэффициент трения f			
0,20	2,67	1,54	1,13
0,25	2,24	1,48	1,03
0,30	2,00	1,34	0,95

Для подвижного состава железных дорог РФ при угле наклона гребня $\gamma = 70^\circ$ и $f = 0,25$ критерий безопасности соответствует следующему соотношению:

$$\frac{Y'}{P_H} \leq 1,48.$$

В связи с развитием скоростного движения на основании ряда экспериментальных исследований, проведенных ВНИИЖТом, предложен так называемый согласующий профиль, имеющий на трех участках разную конусность 1:7; 1:20; 1:100. Такой профиль позволит повысить на 30% коэффициент запаса устойчивости против вкатывания гребня колеса на рельс, увеличить длину волны виляния при извилистом движении колесной пары, снизить интенсивность нарастания проката.

Вопросы динамики в кривых остаются актуальными: имеет место большой боковой износ рельсов и гребней колес, контактные повреждения рельсов и расстройки пути, поставка рельсов с повышенной твердостью, увеличение количества участков с ограничением скорости движения (чрезмерное возвышение наружного рельса при малых скоростях, при котором экипаж прижимается к внутреннему рельсу), содержание и несоответствующее состояние переходных кривых, продолжительное контактирование гребня с боковой гранью головки рельса из-за чрезмерного перекося осей колесных пар. Этому способствует ряд факторов, определяющих состояние оборудования экипажной части:

- перекося продольной оси рамы тележки относительно оси колеса;

- неоптимальность структурных схем тележек, заключающаяся в наличии количества избыточных связей, соответствующих числу размеров, требующих точного соблюдения.

Особое внимание следует уделить выбору рациональной величины момента трения в опорах рамы кузова на тележки.

Многочисленными исследованиями установлено, что значительная динамическая добавка к боковым силам имеет место при увеличении момента трения при повороте тележек относительно кузова в кривых участках пути.

Литература

1. Панченко В.Н., Шепелин П.В., Балакин А.Ю. / Влияние износа буксовых пазов и челюстей на расположение площадок контакта при геометрическом вписывании колесных пар маневровых тепловозов. // Материалы V международной научно-практической конференции посвященной 175 со дня начала эксплуатации железнодорожного транспорта в России «Наука и образование транспорту», Самара 2012. – С. 4-5.
2. Панченко В.Н. Балакин А.Ю., Донец С.Ю., Шепелин П.В. Гаврилов С.В. / Прогнозирование износа колесных пар подвижного состава. // Материалы III всероссийской научно-практической конференции посвященной 130 летию транспортного образования в Пензенской области «Наука и образование транспорту», Самара – Пенза 2010. – С. 4-5.