

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ СЦЕПЛЕНИЯ НА ФАКТОР ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЛОКОМОТИВОВ

Приведен анализ влияния различных факторов (значение направляющего усилия, угла набегания колеса на рельс, применение песка) на показатель износа гребней колесных пар локомотивов.

Ключевые слова: изнашивание гребней колес, фактор износа, сцепление, сила трения, относительное проскальзывание.

Проблема изнашивания гребней колес подвижного состава и рельсов железных дорог имеет достаточную историю и появилась вместе с зарождением железнодорожного транспорта. Решением данной проблемы занимались на протяжении многих лет, как отдельные выдающиеся ученые, так и целые научно-исследовательские коллективы. За этот период накоплен огромный опыт как по моделированию взаимодействия пути и подвижного состава, так и по проектированию устройств, обеспечивающих снижение интенсивности износа гребней подвижного состава и рельсов. Анализ существующих вариантов возможного решения данной проблемы показывает, что одни из важных факторов, каким являются условия сцепления, до сих пор рассматривался как безусловно влияющий на износ бандажа и рельсов, но не лимитирующий [1, 2]. Такой подход был обусловлен общей тенденцией наращивания мощности тягового подвижного состава и увеличением массы поездов. При этом не принималось во внимание, при каком физико-химическом состоянии поверхностей рельсов и каким методом достигается увеличение реализуемого коэффициента сцепления.

Однако результаты многих исследований показывают, что значения весовых норм, установленные на ряде участков, зачастую не соответствуют реальным значениям физического коэффициента сцепления. Прохождение таких участков сопровождается использованием искусственных методов улучшения сцепления, наиболее распространенным из которых является подсыпка песка.

Существенное ухудшение сцепления наблюдается на кривых участках пути с малыми значениями радиуса кривых. То есть именно при тех условиях, которые являются наиболее неблагоприятными с точки зрения износа гребней из-за наличия больших значений направляющего усилия и угла набегания колеса на рельс. Применение песка в кривых в режиме

реализации предельных сил сцепления, характеризующемся увеличенным проскальзыванием, в сочетании с перечисленными выше факторами приводит к многократному возрастанию показателя износа.

Существующей практикой вождения поездов использование песка никак не лимитируется, а сам расход песка не контролируется. Зачастую подача песка используется машинистами, как превентивная мера, еще до появления буксования. Сами правила определения весовых норм предусматривают применение песка. Следовательно, преодоление расчетных подъемов с поездами нормированной массы в метеоусловиях, отличных от нормальных, всегда сопровождается подсыпкой песка.

Ввиду непрерывно изменяющихся реальных условий эксплуатации локомотивов, точный статистический анализ влияния условий сцепления на интенсивность износа гребней затруднителен. Однако опыт наблюдения за износом рельсов показывает на то, что наибольший их боковой износ приходится на участки со сложным планом и профилем пути, причем на тех участках, где не используется рекуперативное торможение, наблюдается существенное увеличение износа рельсов на подъемах по сравнению с износом на спусках.

Одним из наиболее негативных последствий применения песка является сведение практически до нуля эффективности смазывания гребней колес подвижного состава и рельсов. Как практика, так и расчеты показывают, что использование смазки гребней и боковых граней головки рельсов несколько ухудшают условия сцепления. Таким образом, существует противоречие, заключающееся в том, что преодоление участков со сложным профилем и, как правило, планом пути с использованием смазки гребней требует дополнительных мер улучшения сцепления, а именно – подачи песка.

Рассмотрим влияние условий сцепления на износ гребней с помощью наиболее часто ис-

пользуемого энергетического критерия. В качестве фактора износа примем работу сил трения, приходящуюся на единицу пройденного пути

$$\Phi = \frac{A}{L}, \quad (1)$$

где A – работа силы трения;
 L – величина пройденного пути.

Учитывая, что мощность потерь на трение равна произведению силы трения на скорость скольжения, после преобразований формулы (1) получим

$$\Phi = \varepsilon_{\Gamma} F_{\Gamma\Gamma}, \quad (2)$$

где ε_{Γ} – относительное скольжение в точке контакта гребня с рельсом;

$F_{\Gamma\Gamma}$ – сила трения в точке контакта.

$$\varepsilon_{\Gamma} = \frac{v_{\Gamma}}{v_0}, \quad (3)$$

где v_{Γ} – скорость скольжения гребня по рельсу;

v_0 – поступательная скорость центра колеса.

Сила трения в контакте

$$F_{\Gamma\Gamma} = fN, \quad (4)$$

где f – коэффициент трения;
 N – нормальное усилие в контакте.

По формуле (2) фактор износа гребня прямо пропорционален относительному скольжению ε_{Γ} , которое зависит от условий сцепления и может быть определено по значению относительного скольжения поверхности катания направляющего колеса $\varepsilon_{\text{К}}$ и геометрическим параметрам вписывания в кривую.

На рис. 2 приведена кинематическая схема взаимодействия колеса с рельсом. В точке A поверхность катания колеса контактирует с рельсом. При свободном качении без проскальзывания скорость точки A равна нулю, при наличии тягового момента точка A проскальзывает по поверхности рельса со скоростью $v_{\text{К}}$. При этом мгновенный центр скоростей колеса перемещается из точки A в точку A_0 . В точке M происходит контактирование гребня колеса с боковой гранью рельса с забегом, равным b . Величина забега определяется по формуле [3]

$$b = \frac{D_{\text{К}}}{2} \cdot \text{tg}\theta \cdot \text{tg}\alpha, \quad (5)$$

где $D_{\text{К}}$ – диаметр колеса;
 θ – угол наклона гребня;
 α – угол набегания колеса на рельс.

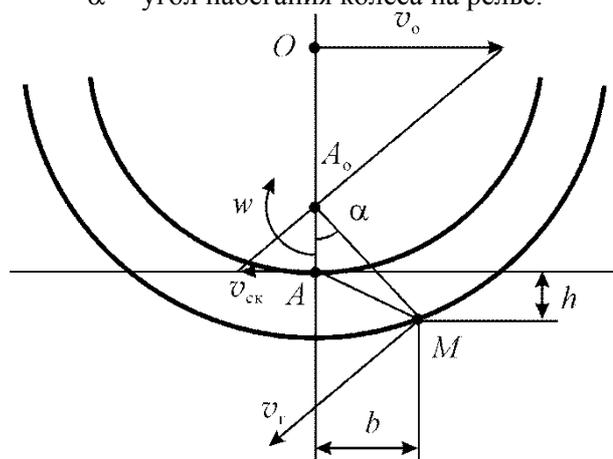


Рис. 1. Кинематическая схема взаимодействия колеса с рельсом

В соответствии со схемой на рис. 1 скорость скольжения гребня

$$v_{\Gamma} = \omega \cdot |A_0M|, \quad (6)$$

где ω – угловая скорость колеса, которую можно найти по формуле

$$\omega = \frac{v_0}{0,5D_{\text{К}} - C}, \quad (7)$$

где C – ордината мгновенного центра скоростей.

$$C = \frac{D_{\text{К}}\varepsilon_{\text{К}}}{2(1 + \varepsilon_{\text{К}})}, \quad (8)$$

где $\varepsilon_{\text{К}}$ – относительное скольжение поверхности катания колеса.

$$\varepsilon_{\text{К}} = \frac{v_{\text{К}}}{v_0}, \quad (9)$$

где $v_{\text{К}}$ – скорость скольжения поверхности катания в точке A .

При работе в зоне упругого скольжения (см. рис. 2) и относительных проскальзываниях, меньших критического $\varepsilon_{\text{ККР}}$ ($\varepsilon_{\text{К}} \approx 0,02$), формула (8) может быть преобразована к виду

$$C = 0,5D_{\text{К}}\varepsilon_{\text{К}}. \quad (10)$$

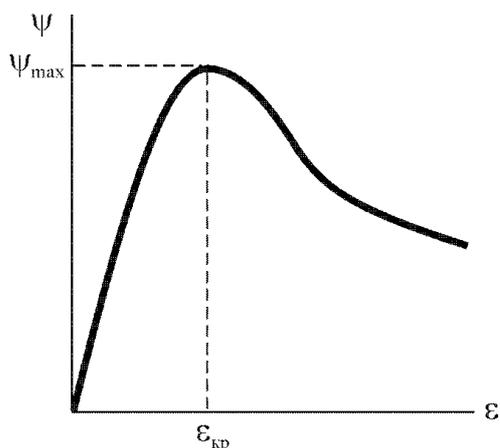


Рис. 2. Кривая сцепления

При тех же условиях формула (7) будет иметь вид

$$\omega = \frac{2v_0}{D_K} \quad (11)$$

Расстояние от мгновенного центра скоростей до точки контакта гребня колеса с рельсом будет равно

$$|A_0M| = \sqrt{b^2 + (c+h)^2}, \quad (12)$$

где h – глубина точки контактирования гребня с рельсом, которая определяется геометрией поверхностей пары колесо-рельс, а также величиной угла набегания.

Объединив формулы (2–6, 11, 12), получим выражение для фактора износа гребня

$$\Phi = \frac{2fN}{D_K} \sqrt{b^2 + (C+h)^2}. \quad (13)$$

Нормальное усилие N может быть выражено в функции от направляющего усилия

$$N = \frac{Y}{v \cdot \sin \theta}, \quad (14)$$

где $v = 1 - f \cdot \operatorname{ctg} \theta \cdot \sin \alpha$;

θ – угол наклона гребня колеса;

α – угол AA_0M (см. рис. 1).

Угол α будет увеличиваться с ростом углов набегания δ и наклона гребня θ , и уменьшаться с ростом относительного скольжения ε_K .

Используя формулу (13) исследуем характер и степень влияния сцепных свойств локомотивов на интенсивность износа гребней колесных пар в зоне упругого скольжения характеристики сцепления.

Найдем зависимость фактора износа от относительного проскальзывания ε .

Для удобства анализа будем рассматривать относительный показатель, приведенный к фактору износа при отсутствии проскальзывания

$$\Phi_{\text{отн}} = \frac{\Phi}{\Phi_0}, \quad (15)$$

где Φ_0 – базовый показатель износа при $\varepsilon = 0$.

Здесь необходимо отметить, что даже при отсутствии тягового усилия в кривой может наблюдаться проскальзывание наружного колеса из-за разницы путей, проходимых колесами одной пары по наружному и внутреннему рельсам, но, как правило, при выбеге проскальзывает внутреннее колесо [3].

Анализ зависимости фактора износа от проскальзывания будем проводить по формуле (13). Рассмотрим изменение относительного проскальзывания ε в пределах от нуля до 0,02. Такой интервал изменения ε соответствует нормальным условиям реализации силы тяги – без боксования. Угол набегания колеса на рельс δ будем рассматривать в пределах от нуля до 0,02. Коэффициент трения f и направляющее усилие Y будем считать независимыми от проскальзывания ε .

Таким образом, параметр Φ/Φ_0 по формуле (15) будет определяться соответствующим соотношением расстояний $|A_0M|$ по формуле (12).

В табл. 1 приведены результаты расчетов параметра Φ/Φ_0 для различных значений проскальзывания ε и угла набегания δ . Глубина контакта h была принята равной 10 мм.

Графически зависимости $\Phi/\Phi_0 = F(\varepsilon)$ для различных значений угла набегания представлены на рис. 3.

Таблица 1

Зависимости параметра Φ/Φ_0 от относительного проскальзывания ε

ε	Φ/Φ_0				
	$\delta = 0$	$\delta = 0,005$	$\delta = 0,01$	$\delta = 0,015$	$\delta = 0,02$
0	1	1	1	1	1
0,005	1,3	1,19	1,09	1,05	1,03
0,01	1,6	1,38	1,19	1,1	1,07
0,015	1,9	1,59	1,31	1,16	1,11
0,02	2,2	1,81	1,43	1,24	1,15

Из рис. 3 видно, что наибольшая степень возрастания фактора износа гребня при переходе от выбега на режим тяги соответствует ми-

нимальному углу набегания $\delta = 0$. То есть – тому условию, при котором абсолютное значение фактора износа минимальное. При малых значениях δ , как известно невелико и направляющее усилие Y .

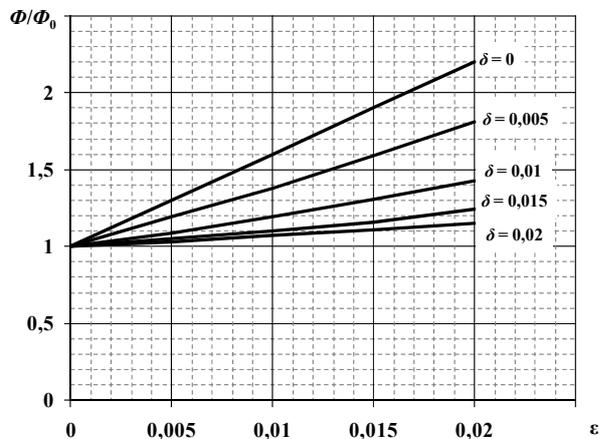


Рис. 3. Зависимость параметра Φ/Φ_0 от относительного скольжения

При больших углах набегания δ , при которых абсолютное значение фактора износа максимально, увеличение проскальзывания от нуля до наибольшего значения 0,02 приводит к увеличению параметра Φ всего лишь на 15 %.

Таким образом, само по себе высокое тяговое усилие, реализуемое локомотивом без бук-

сования, то есть при $\delta \leq 0,02$, не может быть причиной сверхнормативного износа гребней колесных пар, которое наблюдается на участках сети железных дорог со сложным планом и профилем пути.

Как показали исследования, к многократному увеличению фактора износа гребней колесной пары приводит её буксование при подаче песка, как превентивная мера.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бабичков, А. М. Тяга поездов и тяговые расчеты [Текст] / А. М. Бабичков, П. А. Гурский, А. П. Новиков. – М. : Транспорт, 1971. – 280 с.
2. Бовэ, Е. Г. О допустимой чувствительности реле буксования [Текст] / Е. Г. Бовэ // Электрическая и тепловая тяга. – 1963. – № 6. – С. 38–41.
3. Минов, Д. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей [Текст] / Д. К. Минов. – М. : Транспорт, 1956. – 268 с.

Поступила в редколлегию 12.12.2011.
Принята к печати 15.12.2011.

А. М. АФАНАСОВ, А. И. КИЙКО, С. В. АРПУЛЬ

АНАЛІЗ ВПЛИВУ УМОВ ЗЧЕПЛЕННЯ НА ФАКТОР ЗНОСУ ГРЕБЕНІВ КОЛІСНИХ ПАР ЛОКОМОТИВІВ

Наведено аналіз впливу різних факторів (значення спрямованого зусилля, кута набігання колеса на рейку, застосування піску) на показник зносу гребенів колісних пар локомотивів.

Ключові слова: зношення гребенів коліс, фактор зношення, зчеплення, сила тертя, відносно проковзування

A. M. AFANASOV, A. I. KYIKO, S. ARPUL'

ANALYSIS OF INFLUENCING OF TERMS OF COUPLING ON THE FACTOR OF WEAR OF COMBS OF THE WHEEL PAIRS OF LOCOMOTIVES

An analysis over of influence of different factors (value of directing effort, corner of running-on of wheel on a rail, application of sand) is brought on the index of wear of combs of wheelpairs of locomotives.

Keywords: wear of combs of wheels, factor of wear, coupling, force of friction, relative slipping