

А. М. АФАНАСОВ (ДИИТ)

ФАКТОР ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ ПРИ БОКСОВАНИИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ В КРИВОЙ

Наводиться методика оцінювання показника зносу гребенів при боксуванні колісної пари локомотива в кривій ділянці колії.

Приводится методика оценки показателя износа гребней при боксовании колесной пары локомотива в кривом участке пути.

The paper suggests a technique of estimation of wheel flange wear in locomotive wheelset skidding in negotiations of curves.

Проблема сверхнормативного износа гребней колес подвижного состава и боковых граней рельсов остается одной из наиболее острых на железнодорожном транспорте. Несмотря на давность проблемы и большой объем теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в данной области, остается нерешенным ряд вопросов, одним из которых является взаимосвязь интенсивности износа гребней и условий сцепления.

Традиционно снижение сцепных качеств локомотивов и боксование колесных пар связывается с ростом проката. Результирующее скольжение поверхности катания при боксовании увеличивается, по сравнению с нормальными условиями, в сотни раз. Не менее существенна при боксовании и степень увеличения скольжения гребня. Учитывая, что при боксовании практически всегда применяется песок, на порядок повышающий интенсивность износа [1], ухудшение условий сцепления в кривых может быть одним из определяющих факторов в формировании износа гребней.

Особенность изнашивания гребней колесной пары при боксовании заключается, прежде всего, в нестационарности самого режима боксования. Весь процесс боксования в условиях эксплуатации локомотива можно разделить на две зоны. В первой зоне за счет положительного избыточного момента происходит нарастание скорости скольжения колесной пары. Во второй зоне происходит снижение скорости скольжения за счет уменьшения тягового момента или увеличения момента сцепления. В реальных условиях процесс боксования может протекать при различных сочетаниях величин моментов тяги и сцепления. На рис. 1 приведены характеристики данных моментов для случая, когда боксование вызвано начальным

разбалансом тягового момента M и момента сцепления $M_{сц}$ и развивается при неизменном положении характеристики сцепления. Здесь необходимо отметить, что зачастую в реальных условиях снижение момента сцепления бывает кратковременным, провоцирующим боксование (разгрузка колесной пары, наезд на масляное пятно), а дальнейшее его развитие определяется различием в жесткости характеристик тяги и сцепления. Однако анализ процесса такого характера требует наличия большого количества исходных условий и является предметом отдельного исследования.

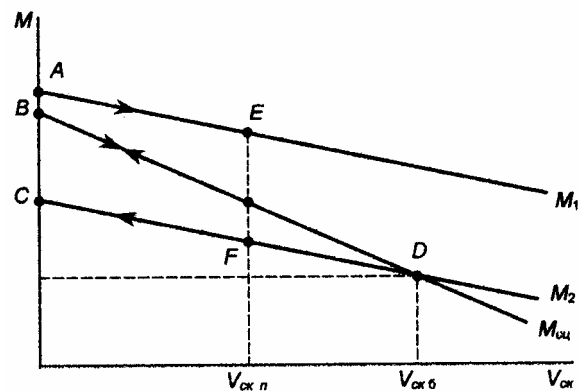


Рис. 1

Процеси боксовання, розвиваючіея при неизменном положенні характеристики сцеплення, також мають місце в експлуатації і більш прості в аналізі.

Касаючись характеристик, приведених на рис. 1, відзначимо, що зона упругого скольження характеристики сцеплення не показана з метою упрощення рисунка. Таке упрощення не впливає на результат рішення задачі, заключаючоїся в визначенні показателя износа гребней колес при боксованні. Будемо вважати точку B вершиною характеристики сцеплення, а вертикальний відрізок OB – зоною упругого скольження.

Прекращение боксования возможно за счет увеличения момента сцепления или снижения тягового момента. В эксплуатации используют оба способа, в том числе одновременно.

В данном случае будем рассматривать прекращение боксования путем снижения тягового момента при неизменном положении характеристики сцепления. Такое снижение момента достигается путем перехода на более низкую позицию контроллера локомотива, которой будет соответствовать характеристика M_2 (см. рис. 1). В случае перехода на характеристику M_2 при скоростях скольжения $V_{\text{ск.п}}$, меньшей $V_{\text{ск.б}}$, небалансный момент на колесе будет отрицательным и боксование прекратится в точке C характеристики M_2 . В случае перехода при скоростях скольжения, больших $V_{\text{ск.б}}$, боксование не прекратится.

Для описания процесса развития боксования воспользуемся дифференциальным уравнением для вращательного движения

$$M_1 - M_{\text{сц}} = J \frac{dw}{dt}, \quad (1)$$

где M_1 – тяговой момент на колесе, соответствующий данной позиции контроллера локомотива и зависящий от суммы скоростей поступательного движения V_0 и скольжения $V_{\text{ск}}$; $M_{\text{сц}}$ – момент сцепления, зависящий от скорости скольжения $V_{\text{ск}}$; J – приведенный момент инерции колесно-моторного блока; w – угловая скорость колеса; t – текущее время.

Выполнив замену

$$\frac{dw}{dt} = \frac{1}{R_{\text{к}}} \cdot \frac{dV_{\text{ск}}}{dt},$$

где $R_{\text{к}}$ – радиус колеса; $V_{\text{ск}}$ – скорость скольжения в контакте колеса с рельсом, получим формулу (1) в более удобном для анализа виде

$$M_1 - M_{\text{сц}} = \frac{J}{R_{\text{к}}} \cdot \frac{dV_{\text{ск}}}{dt}. \quad (2)$$

Наиболее простое решение уравнения (2) может быть получено при представлении характеристик M_1 , M_2 и $M_{\text{сц}}$ в виде прямых линий. В этом случае получим уравнения зависимостей моментов от скорости скольжения в виде:

$$M_1 = A - K_1 V_{\text{ск}}; \quad (3)$$

$$M_2 = C - K_2 V_{\text{ск}}; \quad (4)$$

$$M_{\text{сц}} = B - K_3 V_{\text{ск}}, \quad (5)$$

где K_1 , K_2 , K_3 – соответствующие угловые коэффициенты прямых.

Подставив выражения (3) и (5) в (1), после замены $J/R_{\text{к}} = J_R$ и преобразований, получим

$$(A - B) + (K_3 - K_1) V_{\text{ск}} = J_R \cdot \frac{dV_{\text{ск}}}{dt}. \quad (6)$$

Общее решение данного дифференциального уравнения имеем в виде

$$\ln[A - B + (K_3 - K_1) V_{\text{ск}}] = \frac{K_3 - K_1}{J_R} t + C_1, \quad (7)$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

Из начальных условий ($t = 0; V_{\text{ск}}(0) = 0$) найдем

$$C_1 = \ln(A - B).$$

Тогда частное решение уравнения (6)

$$V_{\text{ск}} = \frac{A - B}{K_3 - K_1} \left(e^{\frac{K_3 - K_1}{J_R} t} - 1 \right). \quad (8)$$

Зависимость $V_{\text{ск}}(t)$ при принятых допущениях представляет собой экспоненту.

Процесс прекращения боксования будет описываться аналогичным дифференциальному уравнению (1) выражением

$$M_2 - M_{\text{сц}} = J \frac{dw}{dt}, \quad (9)$$

Подставив в него зависимости по формулам (4) и (5), получим

$$(C - B) + (K_3 - K_2) V_{\text{ск}} = J_R \cdot \frac{dV_{\text{ск}}}{dt}. \quad (10)$$

Общее решение данного дифференциального уравнения

$$\ln[C - B + (K_3 - K_2) V_{\text{ск}}] = \frac{K_3 - K_2}{J_R} t + C_2, \quad (11)$$

где C_2 – постоянная интегрирования.

Из начальных условий ($t = 0; V_{\text{ск}}(0) = V_{\text{ск.п}}$) найдем

$$C_2 = \ln[C - B + (K_3 - K_2) V_{\text{ск.п}}], \quad (12)$$

где $V_{\text{ск.п}}$ – скорость перехода на позицию, соответствующую характеристике M_2 .

После подстановки C_2 в формулу (11) и ряда преобразований получим частное решение уравнения (10)

$$V_{\text{ск}} = \left(\frac{C-B}{K_3-K_2} + V_{\text{ск.п}} \right) \times \left(e^{\frac{K_3-K_2}{J_R} t} - \frac{1}{1 + \frac{K_3-K_2}{C-B} V_{\text{ск.п}}} \right). \quad (13)$$

Нетрудно убедиться, что

$$\frac{C-B}{K_3-K_2} = -V_{\text{ск.б}}, \quad (14)$$

где $V_{\text{ск.б}}$ – скорость скольжения в точке пересечения характеристик M_2 и $M_{\text{сц}}$ (точка D на рис. 1).

Тогда после преобразований выражения (13) получим

$$V_{\text{ск}} = V_{\text{ск.б}} - (V_{\text{ск.б}} - V_{\text{ск.п}}) e^{\frac{K_3-K_2}{J_R} t}. \quad (15)$$

Из формулы (15) видно, что при условии $V_{\text{ск.п}} > V_{\text{ск.б}}$ процесс боксования развивается (скорость скольжения нарастает).

Условие прекращения боксования при переходе на более низкую позицию

$$V_{\text{ск.п}} < V_{\text{ск.б}}. \quad (16)$$

Фактор износа бандажей колесной пары может быть определен как суммарная работа сил трения за цикл боксования. Под циклом боксования будем понимать процесс развития и прекращения боксования по контуру $AEFCA$ (см. рис. 1). Фактор износа бандажей представим в виде

$$\Phi = \int_0^{t_1} \frac{M_{\text{сц}}}{R_{\text{к}}} V_{\text{ск1}} dt + \int_0^{t_2} \frac{M_{\text{сц}}}{R_{\text{к}}} V_{\text{ск2}} dt, \quad (17)$$

где $V_{\text{ск1}}$, $V_{\text{ск2}}$ – скорости скольжения при развитии и прекращении боксования соответственно; t_1 , t_2 – длительности процессов развития и прекращения боксования соответственно.

Функции $V_{\text{ск1}}$ и $V_{\text{ск2}}$ определены выше и описываются формулами (8) и (13) соответственно.

Отметим, что скорости скольжения поверхностей катания и гребня не одинаковые, однако, при боксовании колесной пары эта разница в процентном отношении незначительна и ею в данном слу-

чае можно пренебречь. Сами зависимости (8) и (13) получены из допущения, что характеристики тяги и сцепления линейные. При необходимости эта же задача может быть решена для любых других характеристик численными методами.

Время t_1 определяется чувствительностью датчика боксования, реакцией машиниста или быстродействием системы автоматического регулирования. Время t_2 может быть найдено по формуле (15) при условии, что скорость скольжения $V_{\text{ск}}$ равна нулю

$$t_2 = \frac{J_R}{K_3-K_2} \cdot \ln \left(\frac{V_{\text{ск.б}}}{V_{\text{ск.б}} - V_{\text{ск.п}}} \right). \quad (18)$$

Скорость скольжения при переходе $V_{\text{ск.п}}$ может быть найдена по формуле (8) при условии $t = t_1$.

Фактор износа гребня направляющего колеса при боксовании колесной пары в кривой является одной из двух составляющих общего фактора износа бандажей Φ

$$\Phi = \Phi_{\text{к}} + \Phi_{\text{г}}, \quad (19)$$

где $\Phi_{\text{к}}$ – фактор износа поверхностей катания внутреннего и наружного колес; $\Phi_{\text{г}}$ – фактор износа гребня наружного (направляющего) колеса.

Составляющие в выражении (19) являются величинами, пропорциональными соответствующим моментам сцепления, которые, в свою очередь, пропорциональны нормальным усилиям в контактах.

Часть момента сцепления, обусловленная трением поверхностей катания колесной пары:

$$M_{\text{сц.к}} = f_{\text{к}} \cdot P \cdot R_{\text{к}}, \quad (20)$$

где $f_{\text{к}}$ – коэффициент трения на поверхности катания; P – нагрузка от колесной пары на рельс.

Часть момента сцепления, обусловленная трением гребня наружного колеса о боковую часть рельса:

$$M_{\text{сц.г}} = f_{\text{г}} N (R_{\text{к}} + h), \quad (21)$$

где $f_{\text{г}}$ – коэффициент трения гребня о рельс; N – сила нормального давления гребня на рельс, пропорциональная направляющему усилию; h – глубина точки контакта гребня с рельсом, $h \ll R_{\text{к}}$.

Здесь необходимо отметить, что величины $M_{\text{сц.к}}$ и $M_{\text{сц.г}}$ находятся в зависимости друг от друга. При существенном забеге гребня наружного колеса в кривой за счет вертикальной состав-

ляющей силы трения происходит незначительная разгрузка контакта поверхности катания [2].

Учитывая пропорциональность факторов износа моментам сцепления и пренебрегая h , получим часть фактора износа, приходящуюся на гребень наружного колеса:

$$\Phi_{\Gamma} = \Phi \frac{f_k N}{f_k P + f_{\Gamma} N}. \quad (22)$$

В случае, если коэффициенты трения f_k и f_{Γ} равны, формула (22) приобретет вид

$$\Phi_{\Gamma} = \Phi \frac{N}{P + N}. \quad (23)$$

На рис. 2 приведены кривые, качественно отражающие характер изменения скорости скольжения колеса при цикле боксования.

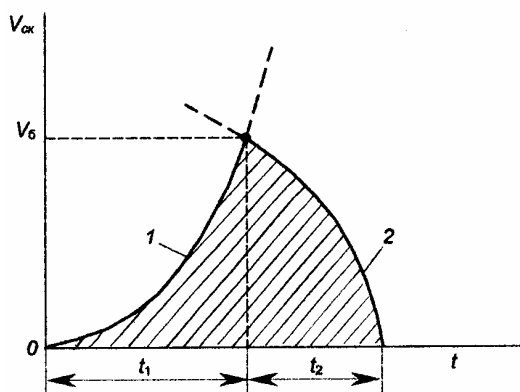


Рис. 2

Кривая 1 характеризует изменение скорости скольжения при развитии, а кривая 2 – при прекращении боксования. В соответствии с формулами (8) и (15) обе кривые – экспоненты.

Площадь фигуры, ограниченной линиями 1, 2 и осью времени, представляет собой результирующее скольжение поверхности катания или гребня (при боксовании приблизительно равны), которое может быть принято в качестве упрощенного критерия оценки износа. Тогда упрощенный фактор износа будет иметь размерность длины и выглядеть как

$$S_{\Gamma\sigma_0} = \int_0^{t_1} V_{ск1} dt + \int_0^{t_2} V_{ск2} dt. \quad (24)$$

На практике удобней всего будет использовать относительный показатель износа, представляющий собой отношение результирующего скольжения гребня при боксованиях колесной пары к результирующему скольжению гребня в кривой $S_{\Gamma,н}$, при условии нормальных условий реализа-

ции силы тяги без боксования. Последний показатель может быть найден в виде

$$S_{\Gamma,н} = \varepsilon_{\Gamma,н} S_{\kappa}, \quad (25)$$

где $\varepsilon_{\Gamma,н}$ – относительное скольжение гребня, зависящее от тягового усилия, глубины контактирования и угла набегания; S_{κ} – длина кривой.

Для общего случая относительный показатель износа гребня при боксовании может быть выражен как

$$\Phi_{\Gamma}^* = \frac{S_{\Gamma\sigma}}{\varepsilon_{\Gamma,н} \cdot S_{\kappa}}. \quad (26)$$

В случае применения песка значение Φ_{Γ}^* по формуле (26) должно быть умножено на коэффициент, учитывающий увеличение интенсивности износа гребня.

Предварительные расчеты по формуле (26) показывают, что боксование в кривом участке пути со средней скоростью скольжения 10 м/с в течение 5 с приводит к пятикратному увеличению результирующего скольжения гребня по сравнению с движением по участку длиной 500 м с нормальным относительным скольжением, равным 0,02. В случае использования песка этот показатель возрастает на порядок. Таким образом, можно сделать вывод, что боксование колесных пар локомотивов является одним из решающих факторов, определяющих износ гребней.

Анализ характера кривых на рис. 2 показывает, что существенное снижение результирующего скольжения гребня при боксовании может быть достигнуто за счет уменьшения времени срабатывания противобуксовочной защиты t_1 . Отметим, что результирующее скольжение уменьшается в большей степени, нежели увеличивается быстроедействие защиты.

Предложенная методика оценки показателя износа гребней при боксовании колесных пар в кривых может быть использована при выборе рациональных масс и режимов вождения поездов, а также при разработке требований к противобуксовочной устойчивости и защите локомотивов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Неглинский В. В. Износ ободьев колесных пар // Локомотив. – 1997. – № 2. – С. 27–28.
2. Минов А. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической тягой. – М.: Транспорт, 1965. – 266 с.

Поступила в редколлегию 01.02.04.