

УДК 629.4.077-597.3:629.46

Э. И. ГАЛАЙ, А. А. ЮЛДАШОВ, Е. Э. ГАЛАЙ, П. К. РУДОВ

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь

ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОМПОЗИЦИОННЫХ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК С РАЗЛИЧНОЙ СТЕПЕНЬЮ ИЗНОСА

Приведены методика и результаты расчета эффективности тормозов при различных параметрах изношенной тормозной колодки. Установлено, что при любом износе композиционной колодки давление (удельное нажатие) во фрикционном узле превышает допускаемое значение при установке воздухораспределителя на груженный режим. Даже на среднем режиме возможно увеличение удельной тормозной силы сверх допускаемой нормы при нажатии неизношенных композиционных колодок. Коэффициент трения и тормозная сила зависят от диаметра колесной пары при прочих равных показателях. Температура в зоне фрикционного контакта также существенно влияет на коэффициент трения колодки. Поэтому для нормальной работы тормозного узла с композиционными колодками рекомендуется включать воздухораспределители на средний режим, и в настоящее время грузовые вагоны эксплуатируются с пониженным давлением в тормозных цилиндрах.

Ключевые слова: тормозная колодка, коэффициент трения, тормозная сила, износ, удельная тормозная сила, диаметр колеса.

Известно, что тормозная сила грузового вагона не должна превышать силы сцепления колес с рельсами. Она зависит не только от материала тормозной колодки, но и от степени её износа, поскольку площадь фактического контакта колодки и колеса может изменяться, в том числе в зависимости от шероховатости их поверхностей. Эмпирические формулы для расчета коэффициента трения не учитывают различие площади трения колодок по мере износа и фактической величины давления при той же силе нажатия для новой и изношенной колодок [1]. Поэтому существует необходимость анализа влияния величины износа колодок на эффективность торможения.

Во фрикционных тормозных узлах железнодорожного подвижного состава, как правило, имеет место трение скольжения без смазочного материала, поскольку даже при попадании влаги в зону фрикционного контакта, когда проявляется эффект граничной смазки, резкое возрастание температуры при торможении приводит к быстрому испарению влаги и переходу фрикционной пары на сухое трение. Поэтому при расчете тормозов учитывают эффект сухого внешнего трения. В этом случае в результате различных процессов – механических, тепловых – в зоне контакта поверхности колодки и колеса разделены тонкими адсорбционными слоями различной природы, поэтому, очевидно, более правильно говорить о граничном трении во фрикционных узлах тормозов.

Одним из тел трения является стальной обод колеса, а другим – чугун или композиционный материал тормозной колодки. Согласно наиболее рас-

пространенной в настоящее время молекулярно-механической теории И. В. Крагельского [2–5] сила трения F состоит из двух компонентов: молекулярного f_a и деформационного f_d . Соответственно, коэффициент трения f также состоит из двух частей

$$f = f_a = f_d.$$

Для шероховатых поверхностей при постоянной скорости скольжения [6]

$$f = \frac{\tau_0}{\delta} + \beta + k\alpha_g \sqrt{\frac{\alpha}{R}}, \quad (1)$$

где τ_0 , β – коэффициенты, зависящие от наличия плёнок на поверхностях колеса и тормозной колодки; δ – коэффициент, зависящий от силы нажатия и механических свойств материалов, из которых состоят трущиеся поверхности; k – коэффициент шероховатости; α_g – коэффициент гистерезисных потерь, изменяется от 0 до 1. При чисто упругом контакте $\alpha_g = 0$, при пластическом $\alpha_g = 1$; α – зазор между трущимися поверхностями, зависящий от силы нажатия и физико-механических свойств материалов; R – радиус площадки точечного контакта.

Контакт твердых тел (колодки и колеса) из-за наличия неровностей осуществляется в отдельных точках (пятнах), в области которых при скольжении тел друг по другу возникают силы, препятствующие их взаимному перемещению (силы трения) [3–5].

Рассматривая формулу (1), убеждаемся, что практически ни одну из величин, входящих в неё, невозможно однозначно задать при торможении подвижного состава, тем более что указанная формула записана для какой-то одной скорости трения.

В теории тормозов, в том числе в руководящих документах, коэффициент трения обозначается φ_k [4–7], в то время как в научной литературе принято обозначение f [2, 3, 5, 8–11], а в некоторых работах – μ [12, 13]. Коэффициент трения φ_k , как правило, является функцией скорости взаимного перемещения трущихся тел, то есть фактически скорости движения экипажа (локомотива или вагона), хотя в последнее время появились фрикционные элементы из композиционных материалов, обеспечивающие его постоянную величину при различных скоростях движения или даже увеличение при повышенной скорости [14].

Тормозная сила фрикционных тормозов во многом зависит от значения коэффициента трения. В частности, удельная тормозная сила $b_T(v)$, реализуемая при торможении при скорости v , определяется выражением

$$b_T(v) = 10^6 nK \varphi_k q_0^{-1}, \quad (2)$$

где n – число тормозных колодок, действующих на оси колесной пары; K – их сила нажатия, кН; φ_k – коэффициент трения; q_0 – осевая нагрузка, т.

Кроме того, удельная тормозная сила $b_T(v)$ не должна превышать значение, допускаемое при безбюзовом торможении,

$$[b_T(v)] = 10^3 g q_0 \psi_k(v) k_c k_{\text{тепл}},$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; $\psi_k(v)$ – коэффициент сцепления для данной единицы подвижного состава при скорости v ; k_c – коэффициент запаса по сцеплению; $k_{\text{тепл}}$ – коэффициент, который вводится для учета тепловой нагрузки фрикционного узла при торможении.

Очевидно, что $[b_i(v)] \geq b_T(v)$.

На процесс трения оказывает влияние действующая сила нажатия K , которая распределяется по площади фрикционного контакта и создает механические напряжения в микровыступах, образующих рельеф поверхностей, который определяет ее шероховатость. Здесь возникают упруго-пластические деформации, образуется «третье тело» в виде пленок и наростов, повышается температура в зоне контакта. Трение является граничным, поскольку деформации сосредоточены в тонком поверхностном слое композиционного материала или чугуна колодки и в теле стального бандажа.

Многочисленные исследования [2, 15] показывают, что в тормозных колодках коэффициент трения покоя ϕ_c при неподвижной зоне трения, как правило, всегда значительно больше коэффициента кинетического трения (чугунные колодки). В то же время для композиционных материалов, применяемых в тормозных узлах, ϕ_c незначительно превышает ϕ_k , а в некоторых случаях оказывается даже меньше. В частности, данный факт имеет место для колодки EV5 «Диафрикт К4» производства Чехии, где при скорости 40–60 км/ч и силе нажатия $K = 20$ кН получается $\phi_c = 0,22$, $\phi_k = 0,33$ [14]. Это создает определенные сложности в эксплуатации, например, при оснащении локомотива композиционными колодками, остановке поезда на уклоне и последующем трогании, когда тормозная сила локомотива оказывается недостаточной для удержания поезда с отпущенными тормозами (рисунок 1). Такая ситуация имела место на Белорусской железной дороге при следовании грузового поезда с локомотивом БКГ-1 китайского производства с односторонним нажатием тормозных колодок на колесо.

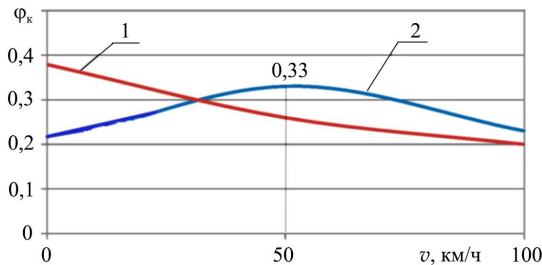


Рисунок 1 – Зависимости коэффициента трения от скорости $\phi_k(v)$:

- 1 – для композиционных колодок из материалов ТИИР;
- 2 – из бронзографитового материала EV5 Диафрикт К4

Если величины n , K , q_0 всегда имеют определенное значение для данного экипажа, то коэффициент трения φ_k и коэффициент сцепления ψ_k зависят от множества факторов, в том числе случайных, которые сложно описать количественно с помощью элементарных формул. Поэтому для вычисления коэффициента трения φ_k применяют экспериментальные зависимости, полученные при многочисленных испытаниях различных железнодорожных экипажей для изменения скорости от v_{\max} до остановки $v = 0$ в случае различной силы нажатия K тормозных колодок. Коэффициент сцепления ψ_k зависит от скорости движения, давления в зоне касания колеса и рельса (осевой нагрузки), а также ряда случайных явлений, которые учесть практически невозможно (погодные условия, загрязнение рельсов и колес, диаметр колеса и др.).

При расчетах железнодорожных тормозов [6, 7, 13, 16, 17] используются эмпирические формулы, устанавливающие зависимость коэффициента трения φ_k от силы нажатия тормозного элемента K и скорости v движения поезда, а также формулы для определения коэффициента сцепления ψ_k ,

$$\varphi_k = \alpha\varphi(K)\varphi(v), \quad (3)$$

где $\varphi(K) = \frac{\beta K + \gamma}{\delta K + \gamma}$; $\varphi(v) = \frac{fv + e}{cv + e}$; α , β , γ , δ , f , c , e – эмпирические коэффициенты, зависящие от материала колодки.

Коэффициент сцепления позволяет определить ограничение тормозной силы экипажа

$$\psi_k = \psi(q)\psi(v), \quad (4)$$

где $\psi(q) = 0,17 - 0,0015(q_0 - 5)$; $\psi(v) = \frac{v + 576}{4v + 605}$ – для грузовых вагонов с

буксовым и смешанным рессорным подвешиванием; $\psi(v) = \frac{v + 81}{2,5v + 85,3}$ – для

грузовых вагонов на тележках с центральным рессорным подвешиванием.

В формулах (3), (4) скорость v задается в км/ч.

Эмпирические формулы, принятые для расчета коэффициента трения, не учитывают площадь трущихся тел, хотя сила нажатия K и давление во фрикционном контакте рассчитаны для стандартных тормозных колодок, имеющих площади: чугунные $S_{\text{нч}} = 0,0305 \text{ м}^2$, композиционные $S_{\text{нк}} = 0,029 \text{ м}^2$.

В композиционной колодке имеется паз шириной 2–3 см, разделяющий её на две части. В последнее время появились композиционные колодки несколько меньших размеров и колодки с одной или двумя чугунными вставками [7, 17]. Локомотивные композиционные колодки производства КНР имеют большую ширину 86 ± 2 мм, их длина 311 ± 5 мм. На локомотивах применяют одностороннее нажатие и колодки с повышенным коэффициентом трения, практически постоянным при данной силе нажатия, мало зависящим от скорости.

Поскольку площадь фактического контакта может изменяться, в том числе в зависимости от шероховатости поверхности колодки и колеса, то целесообразно представить силу нажатия K как произведение величины давления или удельного нажатия колодки на колесо на площадь трения:

$$K = 10^3 p S_n, \quad (5)$$

где p – удельное нажатие (давление) во фрикционном узле, МПа; S_n – номинальная, полная геометрическая площадь контакта колодки, м².

Функция, представляющая зависимость коэффициента трения от удельного нажатия колодки на колесо [11],

$$\varphi(p) = \frac{\beta_1 p + \gamma}{\delta_1 p + \gamma},$$

где $\beta_1 = 10^3 \beta S_n$; $\delta_1 = 10^3 \delta S_n$.

Тогда формула для расчета коэффициента трения приобретает вид

$$\varphi_k = \alpha \frac{10^3 \beta p S_n + \gamma}{10^3 \delta p S_n + \gamma} \varphi(v).$$

Удельная тормозная сила (2), развиваемая на оси колесной пары при известном давлении p и площади $S_{нк}$ композиционных колодок с различной степенью износа при постоянной силе нажатия K тормозной колодки, зависит от передаточного числа рычажной передачи и величины давления в тормозном цилиндре.

При допустимой силе нажатия композиционной тормозной колодки по тепловому режиму фрикционного узла $K = 26,1$ кН в случае $S_{нк} = 0,029$ м² обеспечивается величина давления $[p] = 0,9$ МПа [7, 17].

На среднем режиме воздухораспределителя, как работают в настоящее время тормоза в грузовых поездах, сила нажатия колодки составляет 16–18 кН при расчетном давлении в тормозном цилиндре $p_{ци} = 0,28$ МПа в рабочей камере 295.000 и $p_{ци} = 0,3 \dots 0,34$ МПа – в рабочей камере 295М-002. Передаточное число тормозной рычажной передачи для композиционных колодок в зависимости от конструкции вагона и пневматической системы может быть $n_p = 4 \dots 10$. Композиционные колодки ТИИР различных модификаций имеют в сечениях разную площадь трения $S_{нк}$. По мере износа колодки площадь контактной поверхности изменяется от 170–180 (для новой) и до 280–290 см² для полностью изношенной. При этом в значительной мере изменяется фактическое давление при той же силе нажатия K .

Сечение типовой тормозной колодки выбрано исходя из профиля обода нового цельнокатаного колеса грузового вагона, однако при износе колеса профиль несколько меняется, также изнашивается тормозная колодка, а площадь поверхности трения по мере износа колодки возрастает (рисунок 2).

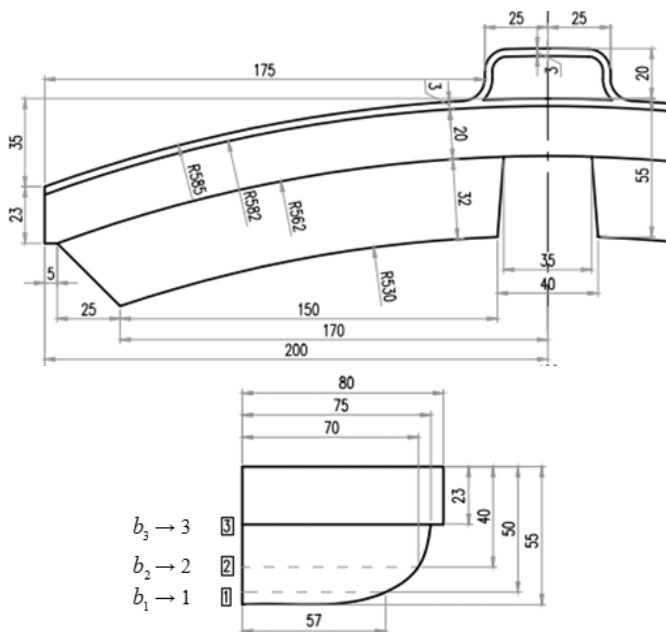


Рисунок 2 – Параметры композиционной тормозной колодки

Площадь трения новой неизношенной колодки (в сечении 1)

$$S_{н1} = 2L_1b_1 = 2 \cdot 15 \cdot 5,7 = 171 \text{ см}^2 = 0,0171 \text{ м}^2;$$

– при износе в сечениях 2 и 3:

$$S_{н2} = 2L_2b_2 = 2 \cdot 17,5 \cdot 7,0 = 245 \text{ см}^2 = 0,0245 \text{ м}^2;$$

$$S_{н3} = 2L_3b_3 = 2 \cdot 18,0 \cdot 8 = 288 \text{ см}^2 = 0,0288 \text{ м}^2.$$

Фактически из-за наличия паза в теле колодки длина трущейся части также изменяется. Кроме того, у новой колодки радиус поверхности трения составляет 530 мм, и площадь трения меняется в зависимости от диаметра колеса, который варьируется в пределах от 964 до 854 мм – для грузовых вагонов и 870 мм – для пассажирских.

Оценим удельную тормозную силу, которую реализует тормозная колодка: новая и после износа разной степени. При этом не учитываем износ поверхности катания колес, что также влияет на величину площади поверхностного контакта. Очевидно, следует принять невыгодные условия работы фрикционного узла и максимально допускаемую осевую нагрузку, при которой могут работать тормоза.

Сила нажатия $K = 26,1$ кН в процессе торможения как правило не меняется, поскольку зависит от давления в тормозном цилиндре и передаточного

числа рычажной передачи. Из уравнения (5) определим величину удельного нажатия (давления) во фрикционном узле при изменении площади трения колодки по мере износа:

$$p_1 = \frac{K}{10^3 S_{н1}} = \frac{26,1}{10^3 \cdot 0,0171} = 1,53 \text{ МПа}; \quad p_2 = \frac{K}{10^3 S_{н2}} = \frac{26,1}{10^3 \cdot 0,0245} = 1,065 \text{ МПа};$$

$$p_3 = \frac{K}{10^3 S_{н3}} = \frac{26,1}{10^3 \cdot 0,0288} = 0,906 \text{ МПа}.$$

Таким образом, при максимальном износе колодки площадь трения $S_{н \max} = 0,029 \text{ м}^2$ и допускаемое давление $p_{\max} = 0,9 \text{ МПа}$. Именно такое значение давления принимают за максимальное при расчетах системы с композиционными колодками на скорости до 120 км/ч [17, 18].

Практически при любом износе колодки давление (удельное нажатие) во фрикционном узле превышает допускаемое значение в случае установки воздухораспределителя на груженный режим. Очевидно поэтому тормоза с композиционными колодками типа ТИИР, как правило, работают на среднем режиме воздухораспределителя, когда обеспечивается сила нажатия тормозной колодки $K = 16\text{--}18 \text{ кН}$ и давление во фрикционном узле при максимальном износе колодки составляет

$$p_3^c = \frac{18}{10^3 \cdot 0,0288} \approx 0,63 \text{ МПа}.$$

Таким образом, даже на среднем режиме возможно увеличение удельной тормозной силы при нажатии неизношенной композиционной колодки, которое приводит к ненормальной работе фрикционного узла, особенно при частых торможениях, когда отмечается повышение температуры обода колесной пары.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Günay, M.** An investigation on braking systems used in railway vehicles / M. Günay, M. E. Korkmaz, R. Özmen // Engineering Science and Technology, an International Journal. – 2020. – Vol. 23, is. 2. – P. 421–431.

2 **Крагельский, И. В.** Трение и износ / И. В. Крагельский. – М. : Машиностроение, 1968. – 480 с.

3 **Богданович, П. Н.** Трение и износ в машинах / П. Н. Богданович. – Минск : Технология, 2011. – 527 с.

4 **Галай, Э. И.** Тармазы цягнікоў / Э. И. Галай. – Гомель : БелДУТ, 1999. – 100 с.

5 **Галай, Э. И.** Тормоза локомотивов и вагонов: проблемы и перспективы : учеб. пособие : в 2 ч. / Э. И. Галай. – Ч. 1 : Повышение эффективности фрикционных тормозов. – Гомель : БелИИЖТ, 1992. – 71 с. ; ч. 2 : Фрикционные узлы тормозов. – Гомель : БелИИЖТ, 1993. – 69 с.

6 **Казаринов, В. М.** Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов / В. М. Казаринов, В. Г. Иноземцев, В. Ф. Ясенцев. – М. : Транспорт, 1968. – 399 с.

7 **Галай, Э. И.** Тормозные системы железнодорожного транспорта. Расчет пневматических тормозов : учеб. пособие / Э. И. Галай. – Гомель : БелГУТ, 2014. – 271 с.

8 Фрикционные композиты на основе полимеров / А. К. Погосян [и др.]. – Минск : Информтрибо, 1992. – 218 с.

9 Балакин, В. А. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко. – Гомель : ИММС НАНБ, 1999. – 220 с.

10 The Car and Locomotive Cyclopedia of American Practices. Section 8 Freight Car Brakes. – Omaha, NE : Simmons-Boardman Publishing Corp., 1997. – P. 839–916.

11 Podemski, J. Hamulce / J. Podemski, R. Marczewski. – Warszawa : Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1984. – 241 s.

12 Kalinkowski, A. Wagony kolejowe i hamulce / A. Kalinkowski, A. Orlik. – Warszawa : Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1981. – 267 s.

13 Orlik, A. Hamulce pociągów kolejowych : podstawy konstrukcji i działania / A. Orlik. – Warszawa : Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1978. – 326 s.

14 Вуколов, Л. А. Металлокерамические тормозные колодки для тягового подвижного состава / Л. А. Вуколов, С. А. Сапожников, В. Я. Берент // Вестник ВНИИЖТ. – 2009. – № 5. – С. 13–15.

15 Павлюков, А. Э. Тормозные оборудование грузовых вагонов: анализ повреждаемости и факторов, влияющих на создание тормозной силы / А. Э. Павлюков, О. В. Черепов, П. И. Шалупина // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2017. – № 4 (36). – С. 4–11.

16 Галай, Э. И. Тепловой расчет фрикционных узлов тормоза грузовых вагонов / Э. И. Галай, Е. Э. Галай, П. К. Рудов // Механика. Исследования и инновации. – 2018. – Вып. 11. – С. 31–40.

17 Правила тяговых расчетов для поездной работы : утв. распоряжением ОАО «РЖД» № 867р от 12.05.2016 г. – М. : ОАО «РЖД», 2016. – 515 с.

18 Галай, Э. И. Испытания и тепловой расчет колодочных тормозов железнодорожного подвижного состава / Э. И. Галай, В. А. Балакин // Трение и износ. – 1999. – Т. 20, № 5. – С. 480–488.

E. I. GALAI, A. A. YULDASHOV, E. E. GALAI, P. K. RUDOV
Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus

EFFECTIVENESS OF COMPOSITE BRAKE PADS WITH VARYING DEGREES OF WEAR

The technique and the calculation results of the brakes efficiency for various parameters of a worn brake pad are presented. It is established that at any composite pad wear, the pressure (specific pressure) in the friction unit exceeds the permissible value when the air distributor is set to the loaded mode. Even in the average mode, it is possible to increase the specific braking force in excess of the allowable rate when pressing unworn composite pads. The friction coefficient and the braking force depend on the diameter of the wheelset at other equal parameters. The temperature in the friction contact zone also significantly affects the friction coefficient of the pad. Therefore, for the normal operation of the brake unit with composite pads, it is recommended to turn on the air distributors in the medium mode, and at present time freight cars are operated with the reduced pressure in the brake cylinders.

Keywords: brake pad, coefficient of friction, braking force, wear, specific braking force, wheel diameter.

Получено 02.07.2022