

ПОВЫШЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ФРИКЦИОННЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТОРМОЗОВ

Освещены некоторые проблемы повышения эффективности тормозов подвижного состава железных дорог.

В настоящее время при выборе параметров фрикционных пневматических тормозов, которые являются тормозами безопасности, исходят из требования, чтобы длина тормозного пути при полном служебном и автостопном торможениях не превышала величину, необходимую по условию расстановки сигналов для получения оптимальной пропускной способности перегонов при трехзначной сигнализации. Тормозные нормативы установлены с учетом движения пассажирского поезда со скоростью, не превышающей 120 км/ч, а грузового – 80 км/ч [1, 2]. Решающим фактором при выборе мощности тормоза является длина блок-участка. Этот критерий может стимулировать работы по увеличению эффективности тормозов или, наоборот, сдерживать их. Требования обеспечения безопасности движения, в случае возникновения экстремальных ситуаций, являются как бы вторичными, а мощность тормозов при экстренном торможении принимается такой же, как и при полном служебном.

Такой подход не способствует стремлению к созданию тормозных систем повышенной эффективности с максимальным использованием всех имеющихся резервов мощности, так как применяемые тормоза отвечают требованиям действующих нормативов [1]. Однако эти нормативы установлены исходя из достигнутой эффективности и не в полном объеме учитывают требования безопасности. В итоге сложилась такая ситуация, что тормоза отечественных грузовых вагонов при экстренном торможении обеспечивают остановку поезда на расстоянии в 1,6–1,8 раза большем, чем тормоза западноевропейских вагонов. Если оценивать эффективность тормозов по коэффициенту среднего использования запаса по сцеплению, то для пассажирских поездов он не превышает 0,67, а для грузовых – 0,55. Таким образом, имеется значительный резерв мощности тормозов по условиям сцепления.

Принятая концепция оценки потребной мощности тормозов в какой-то мере стала препятствием на пути совершенствования тормозной техники. Например, для грузовых вагонов можно достичь значительного увеличения эффективности фрикционных колодочных тормозов только при переходе на тележки с двухсторонним нажатием колодок на колесо. Для пассажирского и мотор-вагонного подвижного состава (МВПС) возможные

решения связаны со стремлением к максимальному использованию запаса по сцеплению путем автоматического регулирования тормозных нажатий при изменении скорости движения и населенности вагонов либо с применением современных противоюзных устройств.

Один из подходов к решению этой задачи заключается в оценке риска для транспортной системы, ее клиентов и окружающей среды при осуществлении (или отказе от внедрения) тех или иных мероприятий по повышению безопасности. Повышение мощности тормозов и сокращение длины тормозных путей при экстренном торможении приведет к снижению степени риска и повышению безопасности движения [4].

Как видим, проблема повышения эффективности фрикционных тормозов – комплексная. Она включает в себя ряд самостоятельных задач:

- изучение контактного взаимодействия колеса и рельса (а в более узком плане – вопросы выбора численных характеристик сцепления колес с рельсами);
- исследование газодинамических процессов перетекания сжатого воздуха в управляющей и силовой частях пневматических и электропневматических тормозных систем;
- оптимизация управляющих воздействий на тормозную систему при изменении ее параметров в процессе торможения;
- нестационарную тепловую задачу трения во фрикционном узле тормоза, решение которой позволяет идентифицировать ограничения по развитию тормозной силы в процессе торможения.

Решением большинства указанных задач занимались и занимаются многие отечественные и зарубежные ученые, что подчеркивает значимость и актуальность этой проблемы. Следует отметить преобладание исследований, проводимых в разные годы, устойчивость основных положений и гипотез по образованию и ограничению тормозной силы, протеканию газодинамических процессов и тепловому режиму фрикционной пары.

Известно, что величина расчетного коэффициента сцепления ψ_k определяет конечную эффективность наиболее распространенной тормозной системы в целом. Многочисленными эксперимен-

тами, проводившимися различными исследователями [3,5], установлена его зависимость от ряда случайных факторов. Однако при проектировании тормозных систем, основанных на сцеплении колеса и рельса, нельзя допускать вероятности перехода колесных пар на юз и возникновения угрозы безопасности движения. В то же время для подвижного состава, не оборудованного противоюзными устройствами, принятие расчетных значений коэффициента сцепления, которые полностью исключали бы возможность заклинивания колесных пар, неприемлемо по условию минимизации тормозного пути. Поскольку экономически и технически нецелесообразно обеспечивать 100 %-ную вероятность безюзового торможения, то на практике принимают значение этой вероятности $P = 0,995$.

Таким образом, задача выбора критических сил нажатия тормоза противоречива. Ее классическое решение, с принятием детерминированных значений коэффициента сцепления ψ_k и последующей проверкой на отсутствие юза, в любом случае сопряжено с непрогнозируемыми потерями уровня безопасности движения за счет снижения тормозной эффективности при переходе колесных пар на юз (и увеличения вероятности схода с рельсов) или за счет недостатка тормозной силы. Это противоречие особенно проявляется при увеличении скоростей движения поездов, поэтому для высокоскоростного подвижного состава разработаны тормозные системы, не зависящие от условий сцепления колес с рельсами (магнитные и вихретоковые рельсовые тормоза).

Другое направление разработок связано с повышением уровня использования запаса по сцеплению за счет применения противоюзных устройств.

Оба эти варианта решений реализованы на пассажирских вагонах WLab германских железных дорог с тележками GP200, на электропоездах TGV, ICE. Противоюзные регуляторы со сбрасывающим клапаном усл. № 182 московского завода «Трансмаш» устанавливаются на электропоездах Демидовского ВСЗ, пассажирских вагонах серии 61-838 Тверского ВСЗ.

Отметим, что эффективность устройств по сокращению тормозного пути достаточно высока, поэтому можно говорить об оптимальном использовании запаса по сцеплению при действии противоюзных электронных регуляторов последнего поколения. Например, при совместном действии магниторельсового и дискового тормозов с противоюзным регулированием вагонов на тележках GP200 при торможении со скорости 200 км/ч тормозной путь не превышает 1000 м. Такая же длина тормозного пути обеспечивается при торможении

дисковым тормозом со скорости 160 км/ч [6].

В то же время перспектива оснащения противоюзными устройствами подвижного состава массовых видов, в том числе находящегося в эксплуатации, весьма проблематична по экономическим причинам. Кроме того, при одноцилиндровых тормозных системах эффект от применения противоюзных устройств снижается из-за необходимости растормаживания всех колесных пар вагона при заклинивании хотя бы одной из них. В результате сброса давления в тормозном цилиндре происходит снижение тормозной силы всего вагона на $(0,2-0,3) B_{Tmax}$. Это объясняется значительной инерционностью пневматической и механической частей тормоза при одно- или двухцилиндровых системах. Наибольший эффект от применения противоюзных регуляторов достигается в случае применения тормозных блоков «силовой цилиндр-фрикционный элемент», в которых каждый цилиндр обслуживает одну тормозную колодку или пару накладок дискового тормоза. С другой стороны, необходимо учитывать и неблагоприятные условия взаимодействия колес с рельсами, возникающие при использовании современных адаптивных регуляторов скольжения колес в процессе торможения. Всякий ввод колесных пар в состояние, близкое к юзу, например, при проскальзываниях 5–7 %, вызывает повышенный износ поверхностей катания колес и рельсов. Кроме того, поддержание заданного уровня проскальзывания требует повышенного расхода воздуха, что создает дополнительные проблемы, связанные с обеспечением неистощимости тормоза. Влияние указанных факторов неизмеримо возрастает в случае применения экстремальных противоюзных регуляторов на массовых видах подвижного состава.

Серьезные проблемы возникают при внедрении рельсовых тормозов из-за удорожания тормозного оборудования на каждой единице подвижного состава, недостаточной надежности магниторельсового тормоза и сложности регулирования тормозной силы при снижении скорости. Отмеченные недостатки электромагнитного рельсового тормоза стали причиной демонтажа его с вагонов электропоезда ЭР200 [7].

Токовихревой тормоз применяется на высокоскоростном подвижном составе на дорогах Западной Европы и Японии, а в странах СНГ за последние годы работа в этом направлении практически прекратилась. Поэтому для массовых видов пассажирского подвижного состава, рассчитанного на скорости до 120–140 км/ч, актуальной остается проблема значительного повышения максимальной мощности тормоза, которая может быть востребована, например, в критической ситуации.

Для оценки целесообразности увеличения мощности тормозов электропоездов в мотор-вагонном депо Минск-Сев. нами был проведен анализ частоты и причин применения экстренных торможений за 1992–1998 гг. Установлено, что в среднем на один электропоезд приходится примерно 9-10 экстренных торможений в год, в том числе 4 – 5 – по предотвращению наезда. На практике во многих случаях нормативной мощности штатного тормоза оказывалось недостаточно, несмотря на своевременно принятые машинистом меры к остановке поезда.

Проблема повышения диссипативной мощности фрикционных тормозов с пневмомеханическим силовым приводом требует предварительного выбора и обоснования рациональных критериев для оценки их эффективности, которые обеспечили бы проведение анализа и решение поисковой задачи по выявлению резервов мощности тормозной системы. К числу наиболее наглядных и объективных критериев относится тормозной путь. Нормативами по тормозам [8] регламентирована длина тормозного пути при торможении со скоростей 120–140 км/ч на спуске до 6 ‰ – не более 1200 м, а при повышении скоростей до 160 км/ч – не более 1600 м. Расчеты показывают, что тормозная система, например, электропоездов серии ЭР9 при экстренном торможении со скорости 130 км/ч обеспечивает остановку поезда без пассажиров на расстоянии 880 м и с пассажирами – до 1100 м, т.е. соответствует нормативам. По требованиям МСЖД и ОСЖД нормативная длина тормозного пути значительно меньше – не более 1000 м при торможении со скорости 160 км/ч.

В практике эксплуатации длина тормозных путей по разным причинам может оказаться выше. Так, для поезда «Аврора», оборудованного композиционными тормозными колодками, нормативная длина тормозного пути (1600 м) обеспечивается только при торможении со скорости до 140 км/ч.

При экстренном торможении достигается сокращение длины тормозного пути в отдельных случаях на 15 %. Однако это происходит не за счет увеличения мощности тормоза (максимальное давление в тормозных цилиндрах при полном служебном и экстренном торможениях одинаково), а за счет увеличения скорости распространения тормозной волны и уменьшения времени наполнения ТЦ.

Для существующих тормозных систем характерно далеко не полное использование запаса по сцеплению, даже если оценивать его по расчетному коэффициенту сцепления ψ_k , заложенному в нормативных документах [1, 2] или рассчитанному по эмпирическим формулам [2, 3]. Например, среднее значение сцепления для пассажирских поездов с чугунными колодками составляет 0,45, а с композиционными – 0,67 [3].

Величина критической мощности колодочных и дисковых тормозов, которая определяет эффективность торможения, ограничивается несколькими факторами. Наиболее значительными из них являются: условия сцепления колес с рельсами (условие безюзового торможения); характер теплового режима фрикционной пары;

замедление поезда при торможении; экономическая целесообразность. Каждый из перечисленных факторов устанавливает свои ограничения по выбору мощности тормозных систем. Рассмотрим подробнее их влияние.

Ограничения тормозной силы по сцеплению $b_t(v) \leq [b_t(v)]$ определяются величиной коэффициента сцепления и характером его изменения в процессе торможения, а также при изменении статической нагрузки от колесной пары на рельсы $\psi_k = \psi(v, q_0)$. При расчетах фрикционных колодочных и дисковых тормозов без противоюзных устройств принимают детерминированные значения коэффициента сцепления, регламентированные для различных видов подвижного состава [1, 2].

Другое ограничение диссипативной мощности фрикционных тормозов обусловлено тепловыми процессами, происходящими в узле трения.

Предельные значения силы нажатия фрикционных элементов устанавливают по критерию рационального теплового режима узлов трения колодка–колесо и накладка–диск. Они нормируются по величине удельного давления $p_y \leq [p_y]$ в зоне фрикционного контакта и по средней мощности диссипации энергии за период торможения $N \leq [N]$ (таблица 1).

Таблица 1 – Нормируемые параметры диссипативного режима фрикционного узла тормоза

Тип и материал фрикционного элемента	Удельное давление $[p_y]$, МПа	Средняя мощность диссипации энергии $[N]$, кВт
Колодки: чугунные	1,3 [1, 2]	35 [2]
композиционные	0,9 [1, 2]	70 [2]

Согласно [2] средняя мощность остановочного торможения на площадке, приходящаяся на одну тормозную колодку вагона, может быть определена по формуле

$$N = \frac{q_0 v_n^3}{183,1 s_t n}, \quad (1)$$

где q_0 – осевая нагрузка, т; v_n – скорость начала торможения, км/ч; s_t – тормозной путь, м; n – количество колодок, действующих на колесную пару.

Более общая формула, позволяющая учесть вид подвижного состава и профиль пути, может быть получена из уравнения движения тормозящейся колесной пары

$$\frac{q_0 v_n^2}{2} (1 + \gamma) = s_t (B_t + w_0 \pm w_i), \quad (2)$$

где γ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей; B_t – тормозная сила, реализуемая на колесной паре; w_0 – основное сопротивление движению; w_i – сопротивление от уклона.

Энергия, погашенная тормозной колодкой за период торможения, $\mathcal{E} = B_t s_t$, или

$$\mathcal{E} = \frac{q_0}{2n} [v_n^2 (1 + \gamma) - s_t (\bar{w}_0 \pm w_i)]. \quad (3)$$

Средняя мощность диссипации, кВт, реализуемая на

одной колодке при $t_T = 2s_T/v_n$,

$$N = \frac{q_0 v_n}{7,2n} \left[\frac{v_n^2}{25,9s_T} (1 + \gamma) - 10^{-3} (\bar{w}_0 \pm w_i) \right], \quad (4)$$

где \bar{w}_0 – интегральное среднее значение удельного основного сопротивления, Н/т.

Значение \bar{w}_0 определяем как среднее значение функции $w_0(v)$:

$$\bar{w}_0(v_n, 0) = -\frac{1}{v_n} \int_{v_n}^0 w_0(v) dv, \quad (5)$$

где $w_0(v) = a + bv + cv^2$ – зависимость основного удельного сопротивления от скорости в общем виде.

После интегрирования получим

$$\bar{w}_0 = a + \frac{b}{2} v_n + \frac{c}{3} v_n^2. \quad (6)$$

Для пассажирского подвижного состава с двумя тормозными колодками на колесо и относительно невысокой осевой нагрузкой в случае экстренного торможения со скоростями, не превышающих 130 км/ч, ограничения по тепловому режиму существенного значения не имеют, поскольку силы нажатия, допускаемые по сцеплению, значительно меньше допускаемых по условию $p_y \leq [p_y]$. Однако в случае реализации повышенных тормозных нажатий при более полном использовании запаса по сцеплению необходима проверка тепловой нагрузки элементов фрикционной пары.

Для пассажирского подвижного состава магистрального и пригородного транспорта среднее замедление за весь период торможения обычно принимают в пределах 1,2–1,3 м/с². Перед остановкой поезда при малых скоростях движения тормозная сила фрикционных тормозов резко возрастает, что вызвано нелинейной зависимостью коэффициента трения от скорости. Однако величина замедления не должна превышать 2 м/с² [9]. Фактически средние реализуемые значения замедления при экстренном торможении пассажирских вагонов и моторвагонного подвижного состава не превышают 0,7–0,8 м/с², достигая к моменту остановки при скоростях ниже 20 км/ч значений j от 1 до 1,6 м/с².

Требования экономической целесообразности являются решающими при выборе варианта повышения мощности тормозных систем для массовых видов подвижного состава. Однако сложность оценки принимаемых решений по экономическому критерию приводит к тому, что рациональный вариант при проектировании тормозов выбирают методом экспертных оценок. При этом стремление минимизировать капиталовложения и

эксплуатационные расходы часто входит в противоречие с требованиями обеспечения безопасности движения. Характерным примером является применение схемы тормозной рычажной передачи с одной колодкой на колесо для грузовых вагонов. До последнего времени считалось, что перспективный рефрижераторный подвижной состав и контейнеровозы, рассчитанные на максимальную скорость до 140 км/ч и осевые нагрузки до 22 т, могут проектироваться с тележками, имеющими центральное рессорное подвешивание и одностороннее нажатие композиционных тормозных колодок на колесо, с расчетным коэффициентом тормозного нажатия $v_p = 0,22 \dots 0,25$. В действительности оказалось, что мощность таких тормозных систем недостаточна для остановки поезда даже при нормативной длине тормозного пути 1600 м. Поэтому платформы-контейнеровозы во время испытаний в 1998 г. на направлении Находка – Брест были установлены на тележки КВЗ-И2, которые обеспечивают конструкционную скорость 120 км/ч [9].

Кроме того, сложность сравнения выбранных вариантов тормозной системы по экономическим показателям усугубляется отсутствием достаточно обоснованных, доведенных до числовых значений методик расчета эффекта от повышения безопасности движения.

Список литературы

- 1 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. 319 с.
- 2 Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов. М.: ВНИИЖТ, 1996. 74 с.
- 3 Казаринов В. М., Иноземцев В. Г., Ясенцев В. Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов. М.: Транспорт, 1968. 400 с.
- 4 Управление эксплуатационной работой и качеством перевозок на железнодорожном транспорте/ Под ред. П. С. Грунтова. М.: Транспорт, 1994. 543 с.
- 5 Буато М. Сцепление при торможении // Железные дороги мира. – № 5. – 1987. – С. 22 – 30.
- 6 Saumweber E., Winkle G. A new generation of railway wheel slip control systems using microprocessors // Electriche Bahnen, Vol. 79, 1981, № 9.
- 7 Бесценная О. В., Гуткин Л. В., Коровин И. М. и др. Модернизация экстренного тормоза электропоезда ЭР200 // Вестник ВНИИЖТа. – 1991. – № 1. – С. 33 – 35.
- 8 Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава на Белорусской железной дороге. № Т-В-Л-18. Минск, 1995. 167 с.
- 9 Кузьмич А. Д. и др. Вагоны. М.: Машиностроение, 1978. 376 с.

Получено 26.10.2001

Ed. I. Galay. Increase of critical power of friction pneumatic brake.

Efficiency increase problems of railway rolling stock brake system are considered in this article.