

Н. Е. НАУМЕНКО, И. Ю. ХИЖА, Е. Г. БОГОМАЗ (Институт технической механики НАНУ и НКАУ, Днепропетровск)

ТОРМОЖЕНИЕ ПАССАЖИРСКОГО СКОРОСТНОГО ПОЕЗДА С УЧЕТОМ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО РЕЛЬСОВОГО ТОРМОЗА

Проведено дослідження процесу гальмування швидкісного пасажирського поїзда при використанні пневматичних, електропневматичних та електромагнітних рейкових гальм. Визначено залежності гальмового шляху від швидкості руху в разі обладнання екіпажів колодковими або дисковими гальмами, а також у випадку застосування додатково до наявних гальмових засобів електромагнітних рейкових гальм.

Проведены исследования процесса торможения скоростного пассажирского поезда при использовании пневматических, электропневматических и электромагнитных рельсовых тормозов. Определены зависимости тормозного пути от скорости движения при оборудовании экипажей колодочными или дисковыми тормозами, а также в случае применения дополнительно к имеющимся тормозным средствам электромагнитных рельсовых тормозов.

The research of the braking process of high-speed passenger train with the use of compressed-air, electro-pneumatic and electromagnetic track brakes is carried out. The dependences of braking distance on motion speed for vehicles equipped by block or disk brakes as well as for a case of electromagnetic track brakes used in addition to existing braking means.

Наряду с вопросами экологии, связанными с безопасностью движения грузовых поездов, в состав которых включены вагоны, в частности вагоны-цистерны, транспортирующие опасные грузы, по-прежнему остаются важными и главными проблемы безопасности движения пассажирских поездов. Требования к повышению безопасности движения пассажирских поездов во многом определяют направление разработок по созданию локомотивов и вагонов перспективных конструкций и способов их защиты при сверхнормативных соударениях. Наиболее эффективными являются активные средства защиты, однако они не могут полностью защитить подвижной состав и пассажиров, т.к. могут иметь неисправности, а также вследствие воздействия человеческого фактора. Известны различные конструктивные элементы, выполняющие функции пассивной защиты подвижного состава в случае столкновения. Устройства пассивной защиты обеспечивают надежную работу, т.к. они не могут быть отключены и являются энергонезависимыми. Наибольшая эффективность защиты обеспечивается при распределении энергопоглощающих устройств по всему поезду. Однако такой способ защиты лучше всего применять для вновь разрабатываемого подвижного состава или при капитальном ремонте эксплуатационного парка вагонов. При соударениях со значительными скоростями невозможно полностью избежать поврежде-

ний сталкивающихся экипажей. Но благодаря использованию дополнительных высокоэнергоемких элементов может быть повышена защита пассажиров, поездной бригады и обслуживающего персонала при аварийных ситуациях, вызванных столкновением поездов или наездом поезда на неподвижную преграду. Развитие высокоскоростного движения требует реализации поглощающих устройств большой энергоемкости.

Кроме того, одной из важнейших задач при проектировании подвижного состава является создание тормозной системы, обладающей высокой эффективностью действия, т.е. способностью развивать значительные удельные силы и обеспечивать остановку движущихся с большой скоростью поездов на возможно кратчайших расстояниях. Для остановки поезда необходимо привести в действие тормоза, учитывая их эффективность. Под эффективностью тормозов подразумевается величина кинетической энергии, которая гасится тормозами за единицу времени в процессе торможения. Таким образом, тормозные силы и силы сопротивления движению гасят кинетическую энергию движущегося поезда. Эффективность действия колодочного, дискового и электрического тормозов ограничивается силой сцепления колес с рельсами. Для реализации скоростного движения необходимо повышать эффективность тормозов поезда. Наиболее распространенным

средством для получения тормозных сил является колодочный тормоз, при котором торможение осуществляется прижатием колодок к вращающимся колесам, благодаря чему возникают силы трения между колодкой и колесом. Трение тормозных колодок можно рассматривать как процесс превращения механической работы сил трения в тепло. Кинетическая энергия поезда, превращающаяся при этом в тепловую, зависит от тормозной силы и пути, пройденного поездом в заторможенном состоянии. Коэффициент трения тормозной колодки зависит от многих факторов: материала колодки, скорости движения, удельного давления колодки, материала колеса, состояния рельсов и др. Коэффициент трения показывает, какую часть от силы нажатия составляет сила трения.

Тормозные силы экипажей вычисляются с использованием зависимости [1], приведенной к удобному для расчета виду

$$B_{Ti} = c_1 K_{\max} \frac{(t - t_{bi})}{(c_2 + c_3(i-1))} \frac{|v| + c_4}{|v| + c_5},$$

$$c_2 = t_2; \quad c_3 = \frac{t_x - t_2}{N-1}, \quad (1)$$

где c_1, c_4, c_5 – постоянные коэффициенты; K_{\max} – максимальная сила нажатия колодок экипажа; t_{bi} – время распространения тормозной волны до i -го вагона; v – скорость поезда (м/с); t_1, t_x – времена наполнения тормозных цилиндров головного и хвостового вагонов; N – число экипажей в составе.

Электропневматические тормоза (ЭПТ) позволяют повысить эффективность тормозных средств поезда и заметно сократить длину тормозного пути, что достигается благодаря одновременному действию тормозов в поезде и сокращению времени наполнения тормозных цилиндров. При этом значительно улучшается плавность торможения. Электропневматические тормоза принято делить на два типа: прямодействующие и автоматические. На пассажирском подвижном составе Украины применяется прямодействующий (неавтоматический) ЭПТ с одной пневматической тормозной магистралью, с приборами питания и управления, расположенными на локомотиве, и электровоздухораспределителями, установленными на каждом вагоне и соединенными электрическими проводами с приборами питания и управления. Одним из преимуществ электропневматических тормозов является резкое снижение продольных усилий, возникающих при тормо-

жении, особенно в грузовых поездах. Так, при неблагоприятных условиях торможения продольные усилия в тяжелых грузовых поездах при пневматическом торможении превышают 3 МН и приводят к повреждению подвижного состава и разрыву автосцепок [2]. В тех же условиях, в поездах, оборудованных электропневматическими тормозами, продольные усилия составляют 0,5 МН и в исключительных случаях не превышают 1 МН. В пассажирских поездах наибольший эффект от электропневматических тормозов получается при применении композиционных колодок и противоюзных устройств.

Подвижной состав, оборудованный электропневматическими тормозами с чугунными тормозными колодками, может эксплуатироваться по условиям необходимой эффективности торможения со скоростями движения до 120 км/ч. Повышение скоростей движения становится возможным при использовании системы регулирования силой нажатия чугунных тормозных колодок в зависимости от скорости (скоростное регулирование). Скоростное регулирование силы нажатия чугунных тормозных колодок позволяет увеличить скорости движения пассажирских поездов до 140 км/ч, а в отдельных случаях до 160 км/ч. Пассажирские поезда с электропневматическим тормозом и композиционными колодками, имеющими мало зависящий от скорости коэффициент трения, обращаются со скоростями до 140...160 км/ч без скоростного регулирования. Использование противоюзных устройств, предупреждающих заклинивание колесных пар при коэффициенте сцепления ниже допустимой величины, когда тормозная сила больше силы сцепления колес с рельсами, позволяет также увеличить силу нажатия тормозных колодок. Дальнейшее повышение скоростей движения пассажирских поездов при колодочных тормозах ограничено силой сцепления колес с рельсами, а также чрезмерным нагревом поверхности катания колеса при торможении, особенно при композиционных колодках.

Дисковые тормоза вследствие отсутствия воздействия на поверхности катания колес устраняют термическую нагрузку на колеса, особенно при торможениях на высоких скоростях, а также при длительных торможениях. Другим преимуществом дисковых тормозов является то, что их тормозная рычажная передача отличается небольшой массой, простотой конструкции и обслуживания, высоким к.п.д., меньшими вибрациями по сравнению с рычажной переда-

чей колодочного тормоза. При торможении вагона башмаки с накладками из композиционного материала прижимаются к тормозному диску с двух сторон. Кроме того, используемые в конструкции дискового тормоза тормозные накладки обеспечивают относительно постоянный коэффициент трения. Тормозная сила экипажа определяется выражением (1) при условии, что коэффициент трения $f_{тр} = c_1 \frac{|v| + c_4}{|v| + c_5}$ заменяется значением $f_{тр} = 0,349$ согласно исследованиям, приведенным в работе [3].

Для решения проблемы увеличения скоростей движения пассажирских поездов с целью обеспечения безопасности их движения железнодорожный подвижной состав, дополнительно к имеющимся тормозным средствам, оборудуется электромагнитными рельсовыми тормозами (ЭМРТ), действие которых не зависит от силы сцепления колеса с рельсом [3]. Независимость действия электромагнитного рельсового тормоза от колодочного, дискового и электрического тормозов позволяет использовать его в сочетании с любым из них и достигнуть при этом сокращения длины тормозного пути. Наибольшее распространение получили ЭМРТ фрикционного действия. ЭМРТ предназначены для работы в режиме экстренного торможения. Применение электромагнитных рельсовых тормозов, действие которых не зависит от условий сцепления колес с рельсами и работающих при экстренном торможении, в сочетании с обычными тормозными системами позволяет значительно повышать мощность тормозных систем и реализовать скорость движения поезда до 200...250 км/ч.

Тормозную силу B_t каждого башмака можно определить известными методами пересчета по полученной длине тормозного пути [4] с помощью непосредственного ее измерения тензодинамометром и расчетом по формуле

$$B_t = F\varphi_3,$$

где F – сила притяжения башмака ЭМРТ к рельсу; φ_3 – коэффициент трения башмака о рельс, значение которого зависит от скорости движения, удельного давления, материала магнитопровода и межполюсной вставки.

Для стальных башмаков коэффициент трения может быть определен по формуле

$$\varphi_3 = 0,032 \frac{15 - q}{14,9 - q} \cdot \frac{417 - v}{29 + v}, \quad (2)$$

где q – давление на рельс башмака ЭМРТ (обычно принимается 120...125 Н/см²); v – скорость движения, км/ч.

Формула (2) получена в диапазоне скоростей движения от 10 до 160 км/ч и при удельных давлениях от 90 до 140 Н/см². При скоростях движения менее 10 км/ч и от 160 до 200 км/ч может быть использован график зависимости коэффициента трения от скорости движения, приведенный в работе [4].

В результате натурных испытаний подвижного состава, оборудованного ЭМРТ, получены действительные значения тормозной силы, и выведены формулы для определения тормозной силы ЭМРТ B_t , измеряемой в ньютонах, [4]:

$$B_t = 1,564 \cdot 10^4 e^{-0,0183 v}; \quad (3)$$

$$B_t = 1,212 \cdot 10^4 e^{-0,005 v}, \quad (4)$$

где v – скорость движения экипажа, км/ч.

Формулы (3) и (4) применимы соответственно в диапазоне скоростей движения от 0 до 20 км/ч и от 20 до 200 км/ч.

Использование электромагнитных рельсовых тормозов позволяет значительно сократить тормозной путь.

Исследуем экстренное торможение скоростного пассажирского поезда, составленного из локомотива, 7 пассажирских вагонов и вагона для перевозки легковых автомобилей, и определим его тормозной путь в зависимости от вида применяемого торможения. Предполагаем, что экипажи состава оборудованы колодочными или дисковыми тормозами, и используются пневматические или электропневматические тормоза. Пассажирские вагоны, кроме того, оборудованы ЭМРТ. В расчетах приняты следующие значения параметров торможения [1, 3]: $c_1 = 0,18$; $c_4 = 41,7$; $c_5 = 20,85$ – для композиционных колодок; $c_1 = 0,054$; $c_4 = 27,8$; $c_5 = 5,56$ – для чугунных колодок; $K_{max} = 0,045$ МН – значение максимальной силы нажатия композиционных колодок вагона на ось, в случае использования чугунных колодок значение K_{max} составляет 0,1 МН, для дисковых тормозов – 0,076 МН; скорость поезда v варьировалась от 20 до 160 км/ч с шагом 20 км/ч; время наполнения тормозных цилиндров головного и хвостового вагонов t_r, t_x одинаковое и составляет соответственно при пневматическом торможении 7 и 3,5 с при электропневматическом; число экипажей в составе $N = 9$ (с учетом локомотива).

Масса локомотива составляет 160 т, масса вагона для перевозки легковых автомобилей – 41 т, масса вагона первого класса – 60 т, масса вагона второго класса – 57 т, масса вагона-бара – 58 т, продольная жесткость для всех конструкций железнодорожных экипажей одинакова и равна 52 МН/м. Локомотив оборудован чугунными колодками, вагоны – чугунными или композиционными. Длина локомотива по осям автосцепок равна 33 м, длины пассажирского вагона и вагона для перевозки автомобилей одинаковы и составляют 25,54 м.

На рис. 1 приведены зависимости тормозного пути S поезда от скорости движения при его экстренном пневматическом и электропневматическом торможениях колодочными тормозами и совместном торможении электропневматическом колодочными тормозами и ЭМРТ.

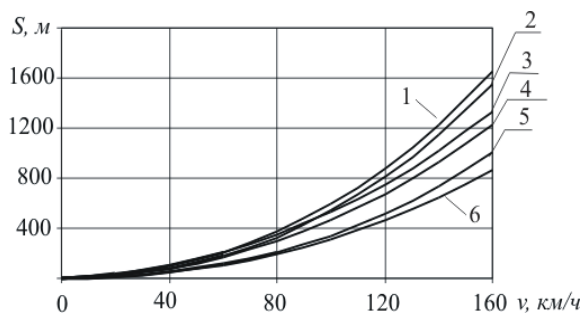


Рис. 1. Зависимость тормозного пути от скорости движения поезда при оборудовании вагонов колодочными тормозами

Линии 1 и 2 соответствуют зависимостям тормозного пути от скорости движения при пневматическом колодочном торможении в случае оборудования вагонов поезда чугунными (линия 1) и композиционными (линия 2) тормозными колодками. Аналогичные зависимости показаны линиями 3 и 4, а также линиями 5 и 6 при применении электропневматического и, соответственно, электропневматического торможения с использованием ЭМРТ.

При оборудовании вагонов дисковыми тормозами графики зависимости тормозного пути от скорости движения поезда и вида применяемого торможения показаны на рис. 2. Линия 1 соответствует применению пневматического торможения, линия 2 – электропневматического, линия 3 – электропневматического торможения дисковыми тормозами и ЭМРТ.

Анализ проведенных результатов показал, что при экстренном торможении поезда со скорости 160 км/ч в случае использования элек-

тропневматического торможения колодочными тормозами тормозной путь составляет 1552 м и 1230 м, соответственно, для чугунных и композиционных колодок, в случае применения электропневматического торможения дисковыми тормозами тормозной путь равен 695 м.

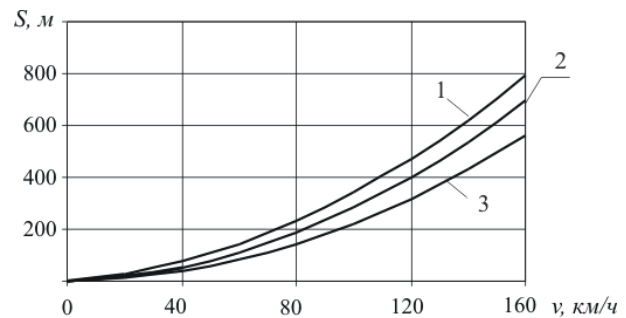


Рис. 2. Зависимость тормозного пути от скорости движения поезда при оборудовании вагонов дисковыми тормозами

Если же торможение осуществляется с учетом работы ЭМРТ, то тормозные пути, соответственно, составляют 1001, 859 и 564 м. Расчеты показали, что при скоростях до 100 км/ч длина тормозного пути за счет применения ЭМРТ совместно с дисковыми или колодочными тормозами при экстренном торможении сокращается на 40...50 % по сравнению с длиной тормозного пути при действии только дисковых или колодочных тормозов, а при скоростях от 100 до 160 км/ч – примерно на 30...35 %. Эти данные согласуются с результатами, приведенными в работах [3, 4].

Рассмотрен случай аварийного экстренного торможения, применяемого, например, при расположении на железнодорожном переезде постороннего предмета (автомобиля, трактора и т.д.), и определен тормозной путь поезда при сбросе скорости со 160 до 40 км/ч, т.к. столкновение поезда со скоростью 40 км/ч с преградой массой до 100 т не вызывает ускорений, превышающих 5g [5, 6]. В табл. 1 приведены значения тормозного пути для различных видов тормозов. Наименьшее значение тормозного пути получено при совместном торможении электропневматическими дисковыми и электромагнитными рельсовыми тормозами.

Таким образом, в случае экстренного торможения пассажирского поезда применение дополнительно к колодочным или дисковым тормозам электромагнитных рельсовых тормозов позволяет значительно сократить тормозной путь.

Тормозной путь пассажирского поезда при сбросе скорости со 160 до 40 км/ч

Тормозной путь, м					
Дисковое торможение					
пневматическое		электропневматическое		электропневматическое и ЭМРТ	
756		659		537	
Колодочное торможение					
пневматическое		электропневматическое		электропневматическое и ЭМРТ	
Вид колодок					
чугун.	композиц.	чугун.	композиц.	чугун.	композиц.
1590	1265	1495	1171	963	820

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гребенюк, П. Т. Динамика торможения тяжелых поездов [Текст] / П. Т. Гребенюк. – М.: Транспорт, 1977. – 180 с.
2. Казаринов, В. М. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов [Текст] / В. М. Казаринов, В. Г. Иноземцев, В. Ф. Ясенцев. – М.: Транспорт, 1968. – 399 с.
3. Водяников, Ю. Я. Исследования дисковой тормозной системы пассажирского вагона [Текст] / Ю. Я. Водяников, С. В. Кукин, А. В. Гречко // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. – 2007. – Вып 4. – С. 113-120.
4. Балон, Л. В. Электромагнитные рельсовые тормоза [Текст] / Л. В. Балон. – М.: Транспорт, 1979. – 104 с.
5. Бороненко, Ю. П. Особенности динамики высокоскоростного электропоезда «Сокол» [Текст] / Ю. П. Бороненко, В. С. Лесничий, А. М. Орлова // Транспорт : сб. науч. пр. – 2002. – Вып. 9. – С. 44-48.
6. Оценка эффективности использования элементов защиты конструкций локомотивов и вагонов пассажирских поездов при аварийных соударениях [Текст] / Н. Е. Науменко и др. // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2005. – Вып. 8. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2005. – С. 79-85.

Поступила в редколлегию 23.03.2009.

Принята к печати 31.03.2009.