

УДК 629.4.017

Э. И. ГАЛАЙ, доктор технических наук, П. К. РУДОВ, кандидат технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

ГРАНИЦЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТИПОВЫХ РЫЧАЖНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНАХ

Проведен анализ соответствия наиболее распространенных типовых тормозных систем пассажирских вагонов с одним тормозным цилиндром предъявляемым нормам и требованиям безопасности. Определена область применения типовых рычажных передач на подвижном составе. На основании выполненных расчетов в соответствии с утвержденными Нормами для расчета и проектирования вагонов показано, что для каждого установленного нормативными документами передаточного числа тормозной рычажной передачи область их применения ограничена предельными значениями минимальной массы тары и максимальной массы брутто вагона. Минимальная масса тары рассчитана из условия безюзового торможения, а максимальная масса брутто – из условия обеспеченности вагона тормозными средствами по расчетному тормозному коэффициенту силы нажатия тормозных колодок. Анализ результатов расчета показал, что при использовании типовых рычажных передач невозможно обеспечить максимальную скорость движения 160 км/ч при соблюдении требований безопасности. Существенные ограничения имеются также для подвижного состава при максимальных скоростях движения до 140 км/ч. Даны рекомендации по совершенствованию методов расчета и конструкции тормозных систем.

В настоящее время на Белорусской железной дороге планируется повышение скоростей движения пассажирских поездов до 160 км/ч. Кроме того, наблюдается тенденция увеличения массы тары пассажирских вагонов. Это связано с тем, что в соответствии с современными требованиями практически все новые вагоны оборудуют установками кондиционирования воздуха, вакуумными туалетами, а в некоторых случаях для повышения максимальной населенности увеличивают базу и общую длину вагона.

Чтобы обеспечить движение с повышенными скоростями, подвижной состав должен отвечать определенным требованиям к колесным парам, тележкам и другим элементам конструкции, в том числе к тормозному оборудованию. Основная часть вагонов, выпускаемых вагоностроительными заводами стран СНГ, имеет конструкционную скорость движения 160 км/ч [1]. Большинство этих вагонов оборудовано колодочным тормозом с двухсторонним нажатием тормозных колодок на колесо и приводом от одного тормозного цилиндра диаметром 356 мм при отсутствии устройств противоюзного регулирования. Однако, как показывает практика, при строительстве вагонов с типовой тормозной системой часто конструкционную скорость приходится ограничивать 120 км/ч, исходя из требований безопасности, предъявляемых к тормозам подвижного состава.

Цель работы – анализ соответствия наиболее распространенных типовых тормозных систем предъявляемым нормам и определение границ их использования на пассажирском подвижном составе.

По передаточному числу типовые тормозные рычажные передачи пассажирских вагонов при одноцилиндровой тормозной системе, как при чужунных, так и при композиционных тормозных

колодках, делятся на три группы в зависимости от массы тары. Схема тормозной рычажной передачи приведена на рисунке 1.

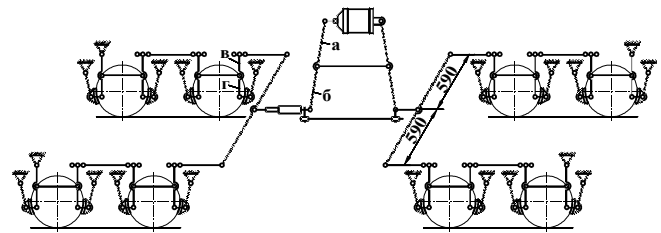


Рисунок 1 – Типовая схема тормозной рычажной передачи пассажирского вагона

В соответствии с Нормами [2] на стадии проектирования тормозной системы проверяют обеспеченность вагона тормозными средствами по расчетному коэффициенту силы нажатия тормозных колодок, а также производят проверку на отсутствие юза. Сначала определяют действительную силу нажатия на одну колодку, кН:

$$K = \frac{1}{m} \left(10^3 \frac{\pi d_{ц}^2}{4} p_{ц} \eta_{ц} - F_1 - F_2 \right) n \eta_{ц}, \quad (1)$$

где m – число тормозных колодок, действующих от одного тормозного цилиндра, $m = 16$; $d_{ц}$ – диаметр тормозного цилиндра, $d_{ц} = 0,356$ м; $p_{ц}$ – давление воздуха в тормозном цилиндре, МПа; $\eta_{ц}$ – коэффициент полезного действия тормозного цилиндра, $\eta_{ц} = 0,98$; F_1 – усилие отпускной пружины тормозного цилиндра, кН; F_2 – усилие пружины авторегулятора рычажной передачи, приведенное к штоку тормозного цилиндра, кН; n – пе-

редаточное число рычажной передачи; η_n – коэффициент полезного действия рычажной передачи, для тормозных систем вагонов с одним цилиндром и двухсторонним нажатием колодок на колесо $\eta_n = 0,9$.

Усилия F_1 и F_2 рассчитывают следующим образом:

$$F_1 = P_{ц} + ж_{ц}l_{шт}; \quad (2)$$

$$F_2 = (P_p + ж_p l_p)k, \quad (3)$$

где $P_{ц}$ – усилие предварительного сжатия отпускной пружины, $P_{ц} = 1,59$ кН; $ж_{ц}$ – жесткость отпускной пружины, $ж_{ц} = 6,57$ кН/м; $l_{шт}$ – выход штока тормозного цилиндра, $l_{шт} = 0,14$ м; P_p – усилие предварительного сжатия пружины авторегулятора; $ж_p$ – жесткость пружины авторегулятора; l_p – величина сжатия пружины авторегулятора; k – коэффициент приведения (передаточное число привода авторегулятора).

Вновь строящиеся пассажирские вагоны оборудуют бескулисными авторегуляторами тормозной рычажной передачи РТП-675 и РТП-675М, имеющими следующие характеристики: $P_p = 1,69$ кН; $ж_p = 23,1$ кН/м; $l_p = 0,015$ м [3, 4]. Для передачи авторегулятору при торможении запаса энергии (за счет сжатия пружины), необходимого для последующего сокращения длины головной тяги, применяют стержневой привод, передаточное число которого

$$k = б/a, \quad (4)$$

где a , $б$ – размеры плеч горизонтального рычага (см. рисунок 1).

При проверке обеспеченности вагона тормозами давление в тормозных цилиндрах принимают равным 0,38 МПа, а при проверке отсутствия юза – 0,42 МПа. Кроме того, при проверке отсутствия юза не учитывают усилие пружины авторегулятора, т. е. принимают $F_2 = 0$.

Расчетную силу нажатия определяют исходя из действительной по зависимостям, приведенным в Правилах тяговых расчетов [5]:

– для стандартных чугунных колодок –

$$K_p = 2,22K \frac{1,6K + 100}{8K + 100}; \quad (5)$$

– для композиционных колодок –

$$K_p = 1,22K \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20}. \quad (6)$$

Считают, что вагон обеспечен тормозами, если соблюдается условие

$$\delta_p = \frac{mK_p}{Q_{бр}g} \geq [\delta_p] \quad (7)$$

где K_p – расчетная сила нажатия на тормозную колодку, кН; $Q_{бр}$ – масса брутто вагона, т; g – ускорение свободного падения, м/с²; $[\delta_p]$ – минимальное допускаемое по эффективности торможения значение расчетного коэффициента силы нажатия.

Максимальная длина тормозного пути поезда при экстренном торможении ограничивается из условия ограждения мест внезапно возникших препятствий в зависимости от типа поезда, максимально допускаемой скорости движения и крутизны руководящих спусков на перегонах. Тормозной путь пассажирского поезда при пневматическом торможении для скорости 120 км/ч и при электропневматическом торможении для скорости 140 км/ч не должен превышать 1200 м на перегонах с руководящими спусками до 6 ‰ и 1300 м на перегонах со спусками до 10 ‰, а для скорости 160 км/ч при электропневматическом торможении должен быть не более 1600 м на перегонах со спусками до 6 ‰ и не более 1700 м на перегонах со спусками до 10 ‰ включительно [6, 7].

Рекомендуемые минимальные допускаемые по эффективности торможения значения расчетного коэффициента силы нажатия $[\delta_p]$, определяемые величиной допускаемой длины тормозного пути поезда при экстренном торможении, установлены следующие: для пассажирских вагонов, оборудованных чугунными колодками, при скоростях движения до 120 км/ч – 0,60; для вагонов, оборудованных композиционными колодками, при скоростях движения до 120 км/ч – 0,22, до 140 км/ч – 0,27, до 160 км/ч – 0,28 [2]. Зная расчетную силу нажатия на тормозную колодку, из формулы (7) можно определить максимальную массу брутто вагона, при которой обеспечивается требуемая тормозная эффективность.

Условие безюзового торможения при отсутствии на вагоне противоюзных устройств рекомендуется записывать в виде [2]

$$\delta_p \varphi_{кр} \leq 0,85[\psi_{кр}], \quad (8)$$

где $\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения колодок; 0,85 – расчетный коэффициент использования запаса по сцеплению, учитывающий разгрузку задних колесных пар при торможении; $[\psi_{кр}]$ – расчетный предельный коэффициент сцепления колес с рельсами.

Расчетный коэффициент трения колодок:
– стандартных чугунных –

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{v + 100}{5v + 100}; \quad (9)$$

– композиционных –

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{v + 150}{2v + 150}, \quad (10)$$

где v – скорость движения, км/ч.

Для железных дорог стран СНГ предельный коэффициент сцепления [2]

$$[\varphi_{кр}] = [0,17 - 0,0015(q_0 - 5)]\psi(v), \quad (11)$$

где q_0 – статическая осевая нагрузка, т; $\psi(v)$ – функция скорости, зависящая от типа подвижного состава. Для пассажирских вагонов

$$\psi(v) = \frac{v + 576}{4v + 576}. \quad (12)$$

Проверку отсутствия юза пассажирского вагона производят для тары при расчетной скорости движения 40 км/ч и максимальной конструкционной скорости (120, 140 или 160 км/ч). При неравномерном распределении массы вагона между те-

лежками проверку выполняют для менее нагруженной тележки. Считая массу тары вагона T равномерно распределенной между осями, т. е. $T = 4q_0$, условие (8) можно записать в виде

$$\frac{mK_p}{4q_0 g} \varphi_{кр} \leq 0,85[0,17 - 0,0015(q_0 - 5)]\psi(v). \quad (13)$$

Тогда минимальная статическая осевая нагрузка, при которой соблюдается условие отсутствия юза, может быть найдена из квадратного уравнения

$$0,0015q_0^2 - 0,1775q_0 + \frac{4K_p \varphi_{кр}}{0,85\psi(v)g} = 0. \quad (14)$$

Таким образом, используя указанные выше зависимости, для каждой группы вагонов в пределах предусмотренной массы тары можно рассчитать предельные значения минимальной и максимальной массы вагона, при которых соблюдаются требования норм безопасности. Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристика рычажных передач, сила нажатия на тормозную колодку и предельная масса пассажирских вагонов

Масса тары, т	Материал колодок	Переда-точное число	Сила нажатия на колодку, кН				Предельная масса вагона, т, при конструкционной скорости, км/ч*		
			при проверке эффективности		при проверке отсутствия юза		120	140	160
			действи-тельная	расчетная	действи-тельная	расчетная			
42–47	Чугун	8,25	15,12	18,87	17,85	20,98	37,0/51,3	–	–
	Композиция	3,56	6,00	6,73	7,70	8,46	37,5/49,9	38,3/40,7	39,1/39,2
48–52	Чугун	9,33	17,22	20,51	20,18	22,67	40,3/55,8	–	–
	Композиция	4,38	7,60	8,35	9,48	10,18	46,1/61,9	47,1/50,5	48,0/48,7
53–65	Чугун	12,0	22,41	24,20	25,96	26,51	48,0/65,8	–	–
	Композиция	5,33	9,45	10,15	11,53	12,09	56,1/75,2	57,3/61,3	58,5/59,1

* В числителе указаны минимальные значения массы тары вагона по условию отсутствия юза, в знаменателе – максимальные значения массы брутто вагона по эффективности торможения.

В пассажирских поездах, предназначенных для скоростей движения до 120 км/ч, применяют как чугунные, так и композиционные тормозные колодки. В поездах с более высокими скоростями применяют композиционные колодки.

Как видно из таблицы 1, относительная разность между расчетными силами нажатия тормозных колодок, определенными в соответствии с принятыми методиками оценки обеспеченности вагона тормозами и проверки отсутствия юза, составляет 9–20 %. Причем в большей степени различаются расчетные силы нажатия композиционных колодок. Это приводит к тому, что при действующих нормативах и типовой тормозной системе с одним тормозным цилиндром практически невозможно обеспечить скорость движения пассажирских вагонов более 120 км/ч, что должно быть установлено на стадии проектирования.

При конструкционной скорости движения 160 км/ч минимальное допускаемое значение массы тары вагона, определенное из условия отсут-

ствия юза, незначительно меньше (от 0,1 до 0,7 т) максимального допускаемого значения массы брутто вагона, определенного из условия его обеспеченности тормозными средствами. Кроме того, наибольшая допускаемая масса брутто вагонов для группы с массой тары 42–47 т меньше минимального значения массы тары в этой группе, а для группы с массой тары 48–52 т масса брутто не должна превышать 48,7 т.

Для этих групп вагонов небольшое расхождение между предельными массами имеется также при конструкционной скорости 140 км/ч (2,4 и 3,4 т соответственно). Причем для группы с массой тары 42–47 т наибольшая масса брутто меньше 42 т, а для группы 48–52 т она составляет 50,5 т. Для вагонов с массой тары 53–65 т разность между предельными значениями массы брутто и тары составляет 4 т, причем в ограниченных пределах (57,3–61,3 т). То есть практически исключается возможность строительства таких вагонов.

Приведенные результаты получены расчетным путем с использованием методик, предусмотренных Нормами для расчета и проектирования вагонов [2]. Следует отметить, что в эксплуатации тормозная эффективность пассажирских вагонов, оборудованных как стандартными чугунными, так и композиционными тормозными колодками, в большинстве случаев оказывается ниже расчетных значений [8–11]. Это было установлено как опытными поездками, так и по результатам расшифровки скоростемерных лент и записей кассет регистрации комплексного локомотивного устройства безопасности КЛУБ-У. Если снижение реальной тормозной эффективности по сравнению с расчетной благоприятно сказывается на создании беззубовых ситуаций, то для безопасности движения создает серьезные проблемы.

Одной из причин расхождения фактической и расчетной эффективности торможения является несоответствие реального коэффициента трения тормозных колодок различных типов (чугунных и композиционных) и его расчетного значения, вызванное в основном нарушением технологии изготовления тормозных колодок. Кроме того, для композиционных колодок Нормами [2] предлагается определять расчетный коэффициент трения по эмпирической зависимости (10), которая была получена на основе экспериментальных исследований тормозных колодок из ранее применявшихся, в том числе на пассажирских вагонах, материалов 6КВ-10, 5-6-60, 8-1-66 (ТИИР-300) и др. В 70-е годы прошлого столетия на пассажирских вагонах начали применять тормозные колодки из композиции 328-303 (ТИИР-303) с повышенной теплопроводностью, коэффициент трения которых в большей степени зависит от скорости движения. Тогда же во ВНИИЖТе были получены эмпирические зависимости коэффициента трения новой композиции [12]. В справочнике [13] для этих колодок приведена следующая формула для расчетного коэффициента трения:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{v + 150}{2,6v + 150}. \quad (15)$$

С учетом этой зависимости построены номограммы для определения длины тормозного пути, которые предлагается использовать при оценке тормозной эффективности в эксплуатации [14]. Однако при проектировании пассажирских вагонов до сих пор используется устаревшая зависимость, выражаемая формулой (10).

Так как, в конечном счете, эффективность торможения определяется длиной тормозного пути, то наибольшая предельная масса брутто вагонов окажется меньше приведенной в таблице 1. Следует также обратить внимание, что в последней группе таблицы (53–65 т) масса тары различается

более чем на 18 % при сохранении того же передаточного числа и соответственно силы нажатия на колодку. Поэтому для вагонов с повышенной массой с целью увеличения тормозной эффективности необходимо увеличивать передаточное число тормозной рычажной передачи или устанавливать тормозные цилиндры большего диаметра.

Пассажирские купейные вагоны модели 61-779 совместной постройки Крюковского вагоностроительного и Гомельского вагоноремонтного заводов имеют увеличенную до 19 м базу, повышенную до 60,3 т массу тары и максимальную населенность 40 человек. Таким образом, масса брутто этих вагонов превысила 64 т, и при использовании стандартных чугунных колодок вагон не был обеспечен тормозами согласно действующим нормам. Для обеспечения нормативной тормозной эффективности было предложено устанавливать на этих вагонах чугунные колодки с повышенным содержанием фосфора, которые имеют более высокий и стабильный коэффициент трения. Испытания показали, что после замены колодок тормозной путь сократился до установленных норм. Расчетный коэффициент трения фосфористых колодок определяют по зависимости (9), как для стандартных чугунных, а для определения расчетной силы нажатия используют формулу

$$K_p = 1,85K \frac{1,6K + 100}{5,2K + 100}. \quad (16)$$

Поэтому при тех же действительных силах нажатия (см. таблицу 1), их расчетные значения равны 26,01 кН при проверке эффективности и 28,93 кН – при проверке на отсутствие юза. Минимальная допускаемая масса тары составит 53,0 т, а наибольшая масса брутто – 70,7 т, что на 4,9 т больше, чем при стандартных чугунных колодках. Однако следует предположить, что снижение реальной эффективности потребует для вагонов с такой массой увеличения передаточного числа, даже при установке чугунных колодок с повышенным содержанием фосфора. Необходимо также иметь в виду, что при увеличении массы вагонов повышается тепловая нагруженность фрикционной пары трения, которая контролируется по средней мощности, приходящейся на одну колодку при экстренном торможении. Для чугунных тормозных колодок эта мощность превышает рекомендуемое значение, являющееся справочной величиной.

Не до конца исследовано влияние типа устанавливаемых тормозных колодок на коэффициент сцепления колес с рельсами, вызванное различным воздействием чугунных и композиционных колодок на состояние поверхности катания колеса. Известно, что заклинивание колесных пар чаще происходит в случае применения композиционных колодок. Однако Нормами [2] это снижение не

учитывается ни эмпирической зависимостью для расчетного коэффициента сцепления, ни уменьшением расчетного коэффициента использования запаса по сцеплению в условиях безюзового торможения (8).

Для организации движения пассажирских поездов с максимальной скоростью движения 160 км/ч необходимо создавать подвижной состав с новыми тормозными системами. Например, на дорогах Укрзалізнични при скоростях движения до 160 км/ч используется подвижной состав, оборудованный дисковыми тормозами и противоюзными устройствами западноевропейского производства. С подобными тормозными системами отечественного производства выпускаются вагоны на Тверском вагоностроительном заводе. Возможно также применение тормозных систем с комбинированными колодочно-дисковыми тормозами.

Повысить эффективность торможения вагонов, оборудованных чугунными колодками, можно за счет устройств скоростного регулирования тормозных нажатий. Причем скорость движения таких вагонов, определяемая длиной тормозного пути, может быть установлена более 120 км/ч. Разработанное в БелГУТе устройство скоростного регулирования для электропоездов, внедренное в мотор-вагонном депо Минск, показало его высокую эффективность [15]. Предлагается к внедрению аналогичное устройство, адаптированное к тормозным системам пассажирских вагонов [16].

Для вагонов с повышенной массой тары целесообразно рассмотреть вопрос использования секционных тормозных колодок, что позволит снизить тепловую нагруженность фрикционных элементов.

Список литературы

1 Вагоны пассажирские и грузовые колеи 1520 мм : отраслевой каталог / сост. В. И. Цыганкова, Т. Н. Зайцева. – М. : Желдориздат, 2004. – 192 с.
2 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). Введ. 01.07.96 / ГосНИИВ – ВНИИЖТ. – М., 1996. – 319 с.

3 Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов / П. С. Анисимов [и др.]. – М. : Маршрут, 2005. – 248 с.

4 Эффективность тормозных средств пассажирских вагонов с авторегуляторами выхода штока / А. В. Казаринов [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. – 2007. – № 2. – С. 31–36.

5 Правила тяговых расчетов для поездной работы : [утв. М-вом путей сообщ. СССР 15.08.80]. – М. : Транспорт, 1985. – 287 с.

6 Стандарт организации СТП 09150.17.038-2006. Правила эксплуатации тормозов подвижного состава на Белорусской железной дороге. – Введ. 12.03.07. – Мн. : Бел. ж. д., 2007. – 294 с.

7 Инструкция по сигнализации на Белорусской железной дороге : [утв. Бел. ж. д. 04.12.02]. – Мн., 2002. – 128 с.

8 Эффективность тормозных средств / А. В. Казаринов [и др.] // Железнодорожный транспорт. – 1990. – № 8. – С. 33–36.

9 Галай, Э. И. Проблемы торможения пассажирского состава / Э. И. Галай, П. К. Рудов // Локомотив. – 2003. – № 4. – С. 30–32.

10 Галай, Э. И. Эффективность торможения пассажирских поездов – фактическая и по нормативам / Э. И. Галай, П. К. Рудов // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – 2006. – Вип. 11. – С. 116–119.

11 Галай, Э. И. Тормозная эффективность пассажирских поездов / Э. И. Галай, П. К. Рудов // Трибофатика = Tribofatigue : тр. VI Междунар. симп. по трибофатике МСТФ 2010, Минск, 25 окт.–1 нояб. 2010 г. В 2 ч. Ч. 2 / редкол. : М. А. Журавков (пред.) [и др.]. – Минск : БГУ, 2010. – С. 53–56.

12 Вуколов, Л. А. Определение действительных значений коэффициентов трения колодок из материала 328-303 / Л. А. Вуколов // Автотормоза скоростных и тяжеловесных поездов : тр. ВНИИЖТа, вып. 604; под ред. П. Т. Гребенюка и В. Ф. Ясенцева. – М. : Транспорт, 1979. – С. 84–88.

13 Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава : справ. / В. И. Крылов [и др.]. – М. : Транспорт, 1989. – 487 с.

14 Гребенюк, П. Т. Правила тормозных расчетов / П. Т. Гребенюк // Труды ВНИИЖТ. – М. : Интекст, 2004. – 112 с.

15 Эффективный тормоз для электропоездов / Э. И. Галай [и др.] // Локомотив. – 2005. – № 4. – С. 22–26.

16 Галай, Э. И. Модернизация тормозных систем пассажирских и пригородных вагонов с чугунными тормозными колодками / Э. И. Галай, П. К. Рудов // Железнодорожный транспорт Украины. – 2009. – № 3. – С. 33–35.

Получено 10.03.2011

E. I. Galay, P. K. Rudov. Limitations in standard lever transfers on passenger wagons.

The analysis of compliance of the most widespread standard one-cylinder brake systems for passenger railroad cars with the existing norms and safety requirements is carried out. The field of application of standard lever transfers on rolling stock is determined. On the basis of calculations executed in accordance with the approved Norms for calculating and designing railroad cars it is shown that the area of application for every approved gear number of brake lever transfer is limited by extremes of the minimal weight of the railroad car and its maximum gross weight. The minimal weight is calculated on condition of non-skidding braking while the maximum gross weight – on condition that the railroad car is equipped with brake means in accordance with the calculated brake factor of the pressing force of the brake shoes. The analysis has shown that standard lever transfers do not allow to provide the maximum speed of 160 km/h at compliance with safety requirements. There are essential limitations at maximum speeds up to 140 km/h as well. Recommendations on perfecting the methods of calculation and design of brake systems are given.