

УДК 629.-592.:620.178.4

Е.Г. Макеева

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

Предложена методология проектирования дисковых тормозных систем базирующаяся на определении удельной тормозной силы пассажирского вагона по заданному значению тормозного пути. Изложенный алгоритм может быть использован для определения параметров кривошипно-шатунного механизма для вагонов высокоскоростного пассажирского движения. Приведены алгоритм и расчетные зависимости для определения параметров дисковой тормозной системы пассажирского вагона.

Задача создания конкурентоспособных конструкций транспортных средств, обеспечивающих надежность в эксплуатации и улучшенные показатели комфорта, выдвигает повышенные требования к конструкции основных узлов и, в частности, к тормозной системе.

Для создания в Украине пассажирского вагона, отвечающего требованиям международных стандартов, необходима разработка тормозов, более эффективных, чем применяемые на существующих пассажирских вагонах. В настоящее время на серийных пассажирских вагонах используются колодочные тормоза с приводом от одного тормозного цилиндра, расположенного в средней части рамы вагона, и рычажной передачи, обеспечивающей двухстороннее нажатие колодок на колеса (рис. 1).

Пара трения колодка-колесо при скоростях выше 160 км/ч не успевает отводить возникающее тепло, даже при чугунных тормозных колодках. Поэтому колодочные тормоза позволяют реализовать при композиционных колодках нормативный тормозной путь лишь при скорости движения в начале торможения до 120 км/ч, в то время как конструкционная скорость создаваемых вагонов установлена 160 и 200 км/ч.

На железных дорогах многих стран широкое распространение получили дисковые тормозные системы, которые обеспечивают более высокую тормозную эффективность по сравнению с колодочными.

Поскольку кинетическая энергия поезда прямо пропорциональна квадрату скорости движения, то для ее быстрого перевода в тепловую и механическую требуются мощные и эффективные тормозные средства. Это вызывает необходимость ее переноса с поверхности катания колеса на специальные, хорошо вентилируемые диски, устанавливаемые непосредственно на каждом колесе или оси колесной пары (рис. 2).

Такая конструкция обеспечивает ряд преимуществ, связанных с возможностью выбора улучшенных фрикционных характеристик пары трения, ее необходимой площади, быстрого отвода тепла, а также применения простейшей рычажной передачи с минимальными потерями и высоким быстродействием.

Дисковые тормоза (рис. 3 и 4) имеют существенные преимущества перед колодочными с точки зрения компактности тормозного оборудования и стабильности рабочих характеристик. При дисковом тормозе поверхность катания колес свободна от усиленного нагрева и износа. Вместе с тем тормозные диски испытывают большие тепловые нагрузки и их работоспособность, и надежность зависит от материала и конструктивного исполнения как дисков, так и тормозных накладок.

© *Е.Г. Макеева, 2013*

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

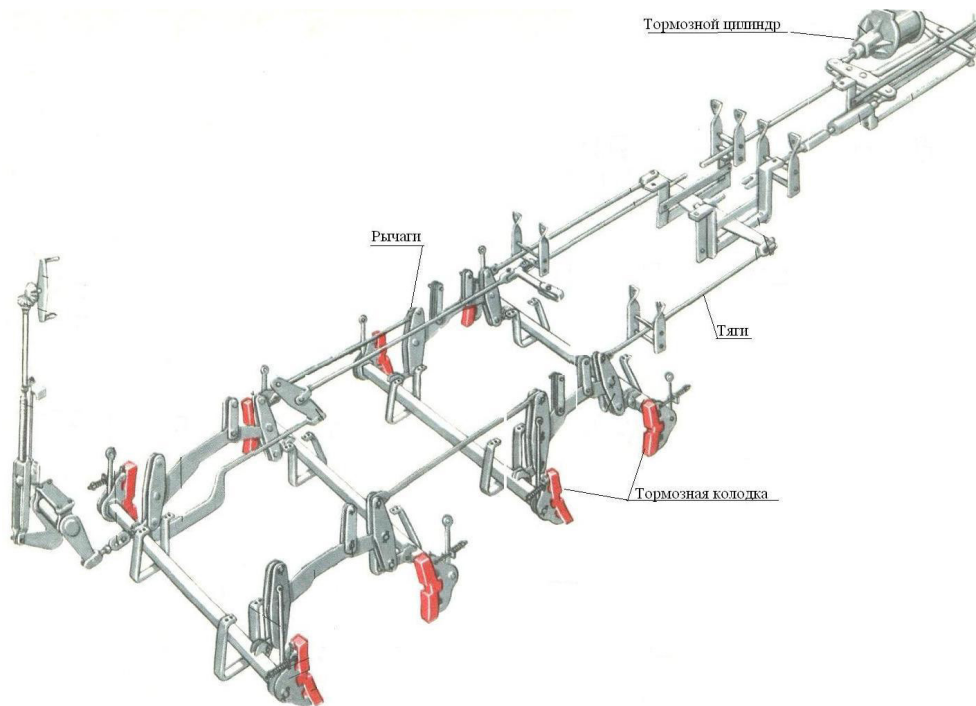


Рис. 1. Тормозная рычажная передача пассажирского вагона с колодочным тормозом

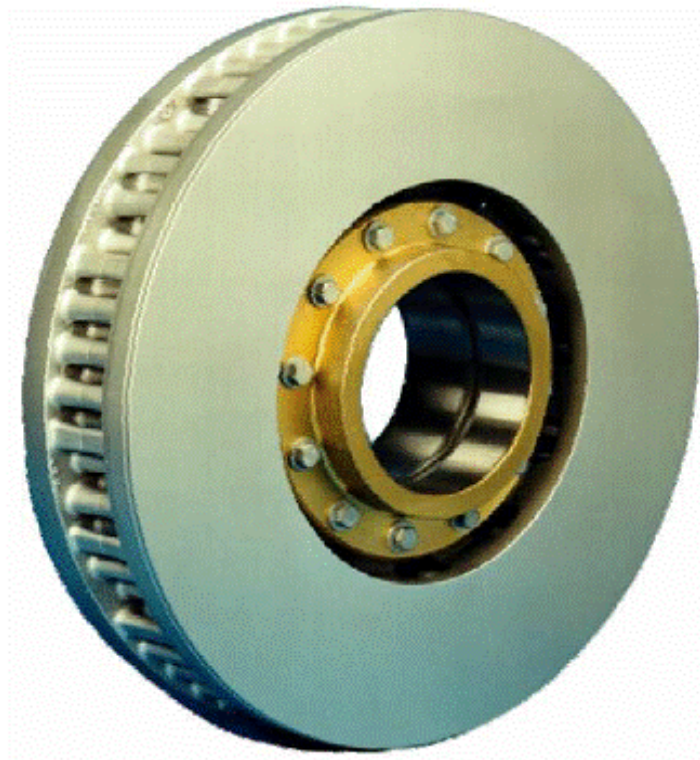


Рис. 2. Тормозной диск

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

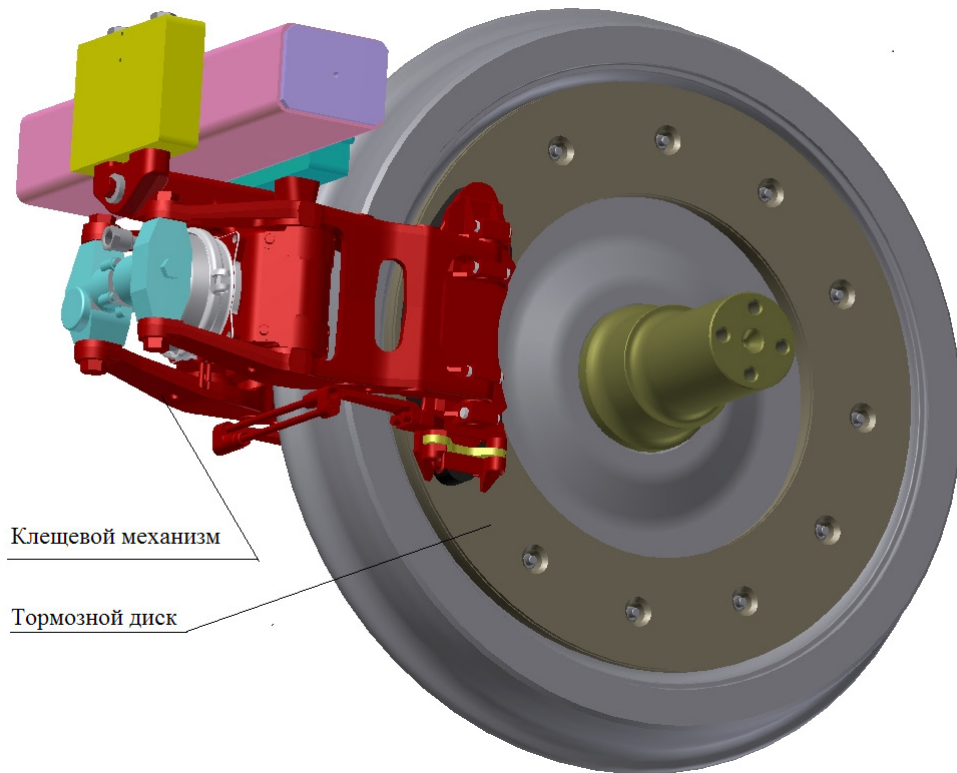


Рис. 3. Дисковый тормоз, установленный на ободе колеса

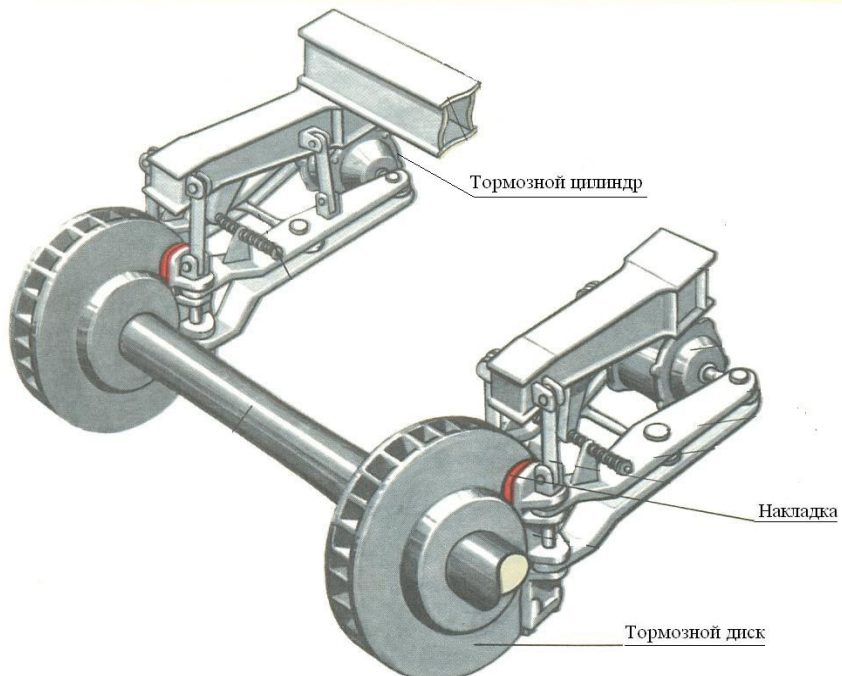


Рис. 4. Дисковый тормоз, установленный на оси колесной пары

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

При этом каждый вагон поезда, оборудованный указанными устройствами, «очищает» рельсы и улучшает условия торможения для последующего вагона.

Конструктивные особенности дисковых и колодочных тормозов определяют следующие основные отличительные признаки:

- тормозное воздействие осуществляется через диски, расположенные на оси колесной пары или диске колеса, посредством передачи усилий от клещевых механизмов через накладки;

- каждый клещевой механизм оборудован тормозным цилиндром со встроенным авторегулятором и кронштейнами для установки накладок;

- в отличие от колодочного тормоза, эффективность которого определяется по расчетному коэффициенту силы нажатия колодок на колеса (отношение суммарной расчетной силы нажатия колодок к весу вагона, при этом действительная сила нажатия колодок переводится в расчетную по формулам [2]), эффективность дискового тормоза определяется по действительной силе нажатия накладок на диски, приведенной к поверхности катания колеса:

- коэффициент трения между накладкой и диском является постоянной величиной и может изменяться в пределах от 0,3 до 0,4, не зависит от температуры и скорости (рис. 5), подтверждением являются результаты экспериментальных исследований (рис. 6).

Расчетные исследования для пассажирских вагонов, с одинаковой по тормозному пути эффективностью торможения (рис. 7), показали, что особенности реализации коэффициентов трения определяют характер изменения замедления пассажирского вагона (рис. 8), причем величина замедления при наличии дисковых тормозов с течением времени снижается, при колодочных – увеличивается (рис. 9).

В настоящее время в Украине для колодочных тормозных систем нормативная документация [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], которая регламентирует требования к пассажирским вагонам с колодочными тормозами для скоростей движения до 160 км/ч включительно.

Тормозная эффективность колодочных тормозов оценивается по величине тормозного коэффициента (расчетного коэффициента силы нажатия колодок), определяемого как отношение суммарной расчетной силы нажатия колодок на колеса к весу вагона. Для допустимых максимальных скоростей движения поездов установлено единое наименьшее тормозное нажатие в пересчете на чугунные колодки на каждые 100 тс веса поезда (табл. 1).

Кроме того, для скорости 160 км/ч тормозной коэффициент для пассажирского поезда с композиционными колодками при электропневматическом торможении должен быть не меньше 0,28, при пневматическом 0,3 [1]. Тормозные пути пассажирских поездов определяются по таблицам или номограммам в зависимости от величины тормозного коэффициента.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

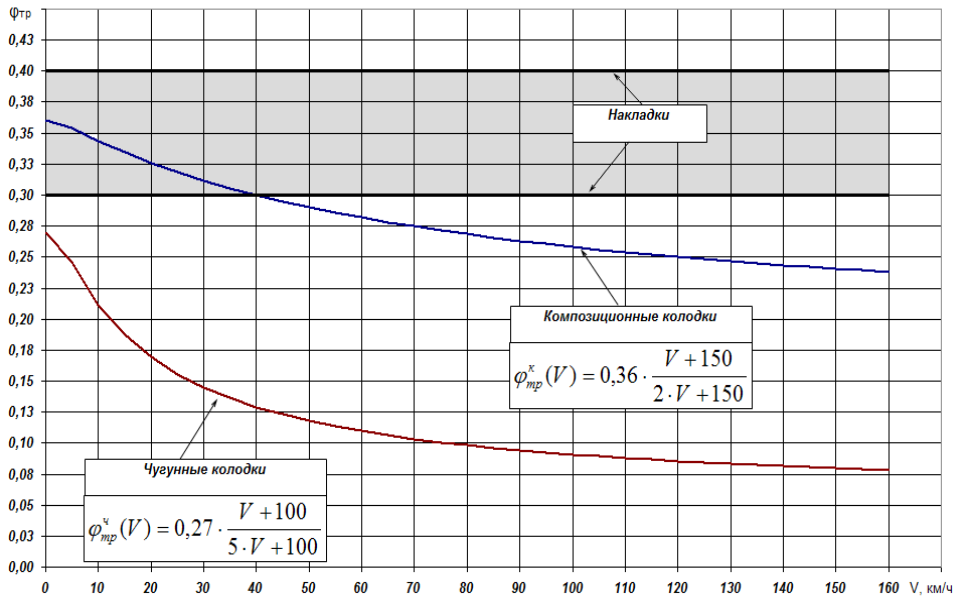


Рис. 5. Зависимость коэффициентов трения от скорости движения

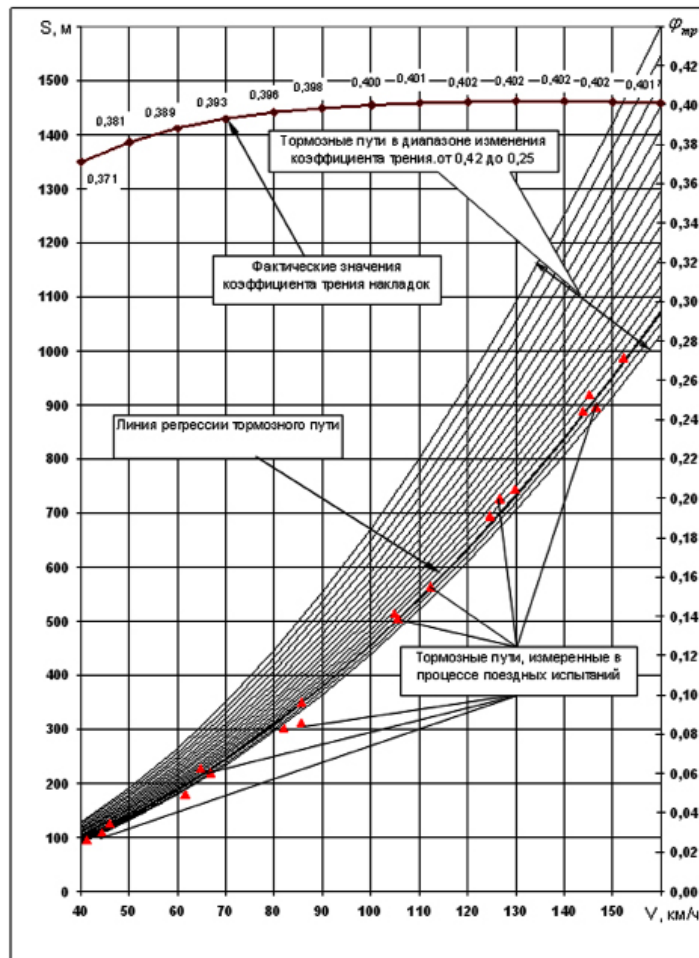


Рис. 6. Фактические значения коэффициентов трения пассажирского вагона с дисковым тормозом

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

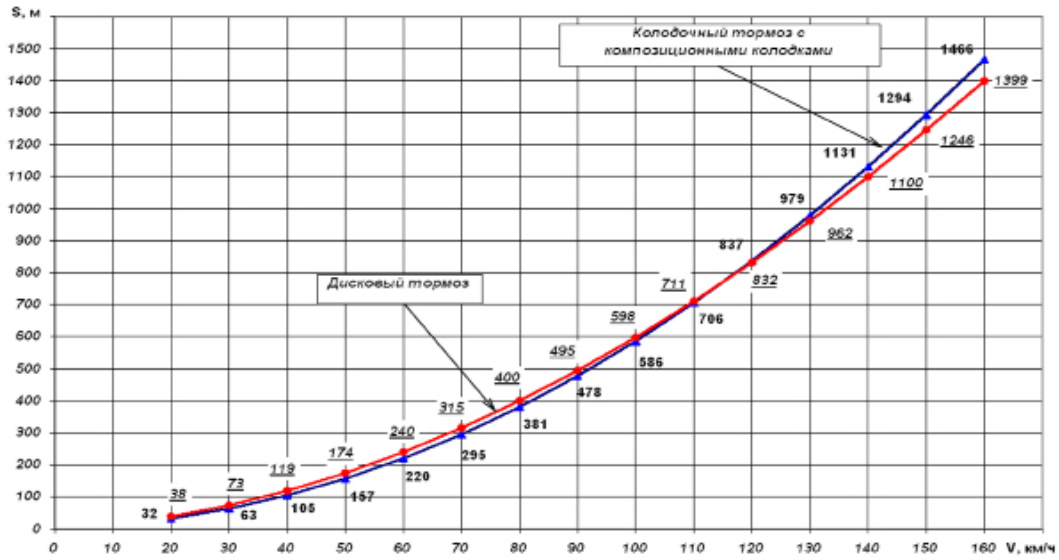


Рис. 7. Тормозные пути пассажирского вагона с дисковым и колодочным тормозами

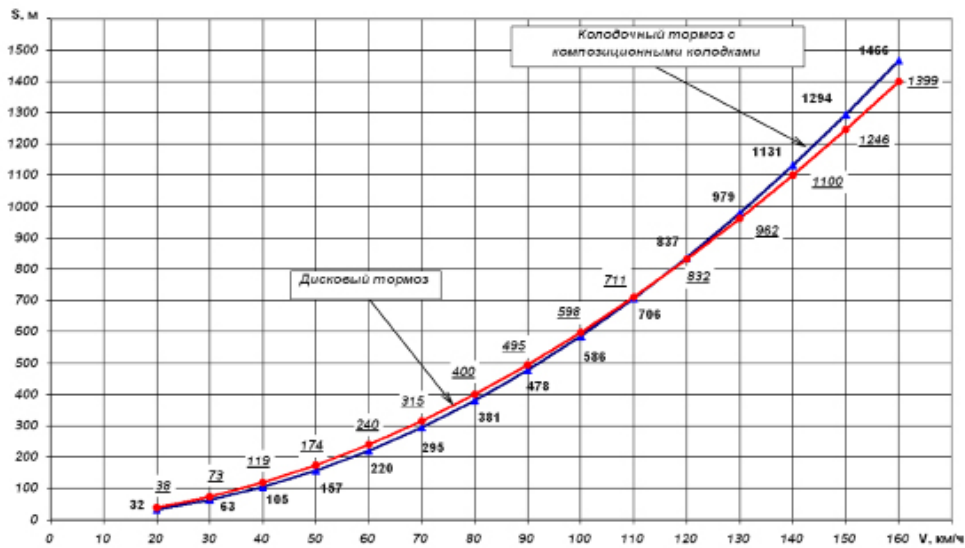


Рис. 8. Замедление пассажирского вагона с дисковым и колодочным тормозами

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

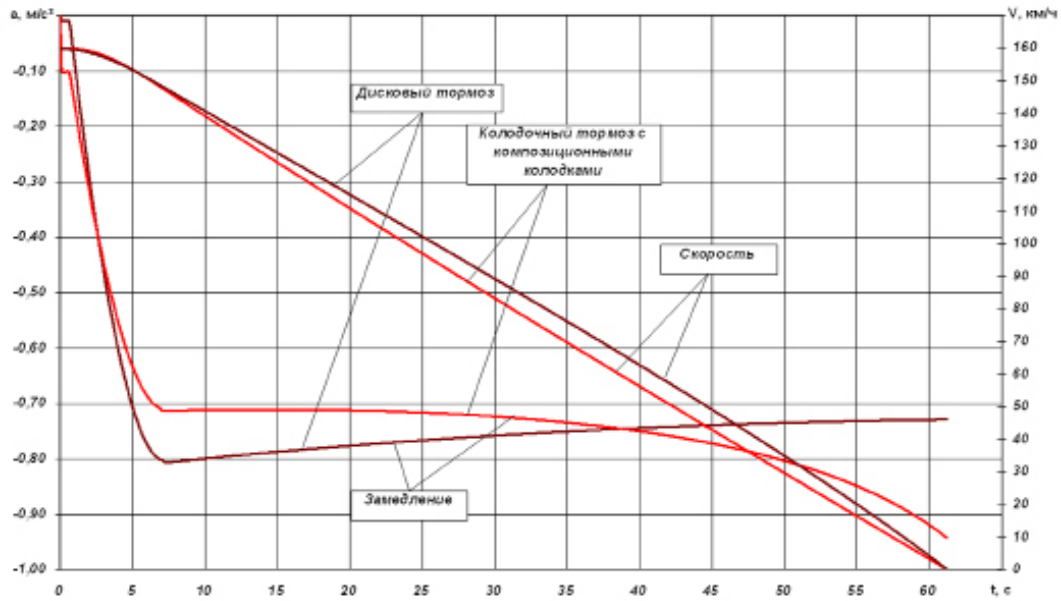


Рис. 9. Швидкість і гальмування пасажирського вагона з дисковими і колодочними гальмами для швидкості 160 км/ч

Таблиця 1. Єдине найменше гальмівне нажаття для пасажирських поїздів [3]

Максимальна швидкість руху, км/ч	Найменше гальмівне нажаття на 100 тс ваги поїзда	Розрахунковий коефіцієнт сили нажаття колодки в перерахунок на чугунні колодки
до 120 км/год включительно	60	0,6
от 120 км/год до 130 км/год включительно	68	0,68
от 130 км/год до 140 км/год включительно	78	0,78
от 140 км/год до 160 км/год включительно	80	0,80

Вибір параметрів рычажної передачі гальмівної системи для пасажирських вагонів з колодочним гальмом здійснюється в відповідності з Інструкцією [1] виходячи з вагових характеристик вагона, а також від типу гальмівної колодки (композиційна або чугунна). Так, наприклад, для пасажирських вагонів з тарою 53-65 тс передаточне число рычажної передачі приймається рівною 12 для чугунних колодок і 5,3 для композиційних [1].

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Очевидно, что тормозная эффективность пассажирских поездов с дисковыми тормозами должна удовлетворять указанным нормативным требованиям. Вместе с тем, отмеченные ранее существенные различия колодочных и дисковых тормозов не позволяют использовать существующие нормативы напрямую к дисковым тормозным системам и требуют пересчета (проецирования) их тормозных характеристик на колодочный тормоз.

Так как тормозная эффективность дискового тормоза позволяет реализовать высокоскоростное движение для скоростей 200-250 км/ч и более при совместном использовании магниторельсовых тормозов, то в качестве оценки тормозной эффективности целесообразно использовать тормозной путь, а для ее критерия - удельную тормозную силу.

Основной задачей при проектировании дисковой тормозной системы является выбор таких параметров клещевого механизма, которые удовлетворяют требованиям к тормозной эффективности пассажирского вагона.

Расчет дискового тормоза производится для подтверждения:

требуемой тормозной эффективности (тормозного пути) вагона в составе поезда;

безюзового торможения вагона (отсутствие юза колес при торможении);

допустимой температуры нагрева диска при торможении;

удержание вагона ручным тормозом на спуске нормированной крутизны.

Критерием обеспечения требуемой тормозной эффективности вагона является выполнение неравенства:

$$b_T = \frac{r_{mp}}{R_k} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n K_{di}}{Q+T} \cdot \varphi_{mp} \cdot 1000 > [b_T], \quad (1)$$

где, $[b_T]$ - минимал φ_{mp} - коэффициент трения диска и накладок, b_T - удельная тормозная сила, обеспечивающая максимально допустимую нормативной и конструкторской документацией скорость движения и тормозные пути;

K_{di} - действительная сила нажатия i -ой накладке на диск, тс;

Q - полезная нагрузка, тс;

T - тара вагона, тс;

r_{mp} - радиус трения тормозного диска, мм;

R_k - расчетный радиус колеса по кругу катания, мм;

φ_{mp} - коэффициент трения диска и накладок.

Выбор параметров клещевого механизма производится по тормозному пути, заданному технической документацией на проектируемый пассажирский вагон и может быть представлен в виде следующего алгоритма:

1. Определяется минимальная удельная тормозная сила дискового тормоза, при которой реализуется заданное значение тормозного пути пассажирского поезда по формуле:

$$b_{T,i+1} = \frac{1}{|S| - \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6}} \cdot \sum_n \frac{4.17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{1000 + \frac{\omega_{ox}}{b_{T,i}} + \frac{i_c}{b_{T,i}}}, \quad (2)$$

где, V_0 - скорость, км/ч;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

v_{n+1} и v_n - конечная и начальная скорость поезда в принятом расчетном интервале скоростей, км/ч;

$b_{T,i}$ - удельная тормозная сила i -ой итерации, т/тс;

ω_{ox} - удельное основное сопротивление, кгс/тс;

i_c - уклон, ‰, для площадки $i_c = 0$;

$|S|$ - принятое допустимое значение тормозного пути пассажирского поезда на площадке, м.

2. Определяется эффективная площадь тормозного цилиндра клещевого механизма по формуле:

$$F_{\text{ц}} = \left(\frac{R_k}{r_{mp}} \cdot \frac{|b_T| \cdot (Q + T) \cdot m}{n \cdot i \cdot \eta \cdot \varphi_{mp}} + K_{np} \right) \cdot \frac{10}{P_{\text{ц}}}, \quad (3)$$

где, Q - полезная

T - тара вагона, кН;

r_{mp} - радиус трения тормозного диска;

R_e - расчетный радиус колеса по кругу катания, для новых колес;

D_{δ} - давление в тормозном цилиндре при экстренном пневматическом торможении;

m - количество тормозных накладок, на которые действуют усилия от одного тормозного цилиндра, $m = 2$;

n - количество дисков, установленных на вагоне;

i - передаточное число рычажной передачи клещевых механизмов;

η - КПД клещевого механизма;

K_{np} - усилие возвратной пружины;

φ_{mp} - коэффициент трения накладки и диска;

$|b_T|$ - допустимое значение удельной тормозной силы, соответствующее заданному значению тормозного пути.

1 Из ближайшего значения типоразмерного ряда клещевых механизмов с учетом рассчитанной эффективной площади тормозного цилиндра выбирается тип тормозного цилиндра.

2 Производится уточненный расчет тормозного пути пассажирского поезда для выбранного типа тормозного цилиндра.

3 Если расчетное значение тормозного пути поезда больше заданного, то выбирается следующий по порядку тип тормозного цилиндра, и повторяется расчет тормозного пути.

4 Проверяется условие отсутствия юза. В случае не выполнения условия отсутствия юза оценивается процент превышения над допустимым коэффициентом сцепления колеса с рельсом и принимается решение о снижении удельной тормозной силы с использованием дополнительного магниторельсового тормоза.

5 Производится проверка на температуру нагрева диска при торможении, которая не должна превышать рабочую температуру 350 °С.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

6 Определяются тормозные пути на спусках 6 ‰ и 10 ‰ и сравниваются с нормированными значениями.

ВЫВОДЫ

Изложенные методические основы по проектированию дисковых тормозных систем для пассажирских вагонов, базирующиеся на обеспечении требуемого значения тормозного пути для максимальной скорости движения, позволяют наиболее эффективно получить такие параметры клещевого механизма, тормозная эффективность которых удовлетворяет высокоскоростному пассажирскому движению.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996 г.
- 2 ЦВ-ЦЛ-0013 Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів. Київ-2005. – 160 с.
- 3 ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015. Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України, Київ, Транспорт України 2002. -143 с.
- 4 ЦШ/0001. Інструкція з сигналізації на залізницях України, Київ, 1995 р.
- 5 В.Г. Иноземцев, П.Т.Гребенюк. Номы и методы расчета автотормозов. Изд-во «Транспорт», Москва, 1971 – 57 с.
- 6 Правила технічної експлуатації залізниць України. Київ, 2003
- 7 Гребенюк П., Долганов А., Скворцова А. Тяговые расчеты . М. «Транспорт», 1987 – 272 с.
- 8 Гребенюк П. Правила тормозных расчетов. М. «Интекст», 2004 – 112 с.