

Ю. И. Матяш, П. Б. Сергеев, А. Д. Родченко

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ИННОВАЦИОННЫМ ГРУЗОВЫМ ВАГОНАМ

Аннотация. Для серийных грузовых вагонов в отечественной практике используется традиционная тормозная рычажная передача (ТРП) с односторонним нажатием композиционных тормозных колодок на колеса. Она обладает определенными недостатками. В статье отмечается, что в последнее время на сети железных дорог проводятся работы по совершенствованию перевозочного процесса путем использования инновационных грузовых вагонов (с осевой нагрузкой 25 тс и более и скорости до 120 км/ч), а также внедрением так называемых длинноставных поездов. В целях обеспечения безопасности движения и нормативных длин тормозных путей грузовых поездов с инновационными полувагонами предложена новая компоновка тормозной рычажной передачи грузового вагона с двусторонним нажатием тормозных колодок и одним тормозным цилиндром, действующим на одну тележку, а также подобраны величины плеч рычагов, удовлетворяющие условию обеспеченности поезда тормозными средствами. По результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований видно, что фактический тормозной коэффициент грузового поезда с инновационными вагонами получился больше требуемого, следовательно, поезд обеспечен тормозными средствами.

Ключевые слова: тормоза, грузовой вагон, тормозной коэффициент, тормозная рычажная передача.

Для цитирования: Матяш, Ю. И. Совершенствование механической части тормозной системы применительно к инновационным грузовым вагонам / Ю. И. Матяш, П. Б. Сергеев, А. Д. Родченко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 4. – С. 209–217. – DOI 10.46973/0201-727X_2024_4_209.

Введение

Для серийных грузовых вагонов в отечественной практике используется традиционная тормозная рычажная передача с односторонним нажатием композиционных тормозных колодок на колеса [1, 2].

К основным недостаткам тормозной рычажной передачи с односторонним нажатием композиционных тормозных колодок на колеса относятся [3, 4]:

- вследствие наличия вертикальных, продольных и горизонтальных рычагов происходят изломы элементов рычажной передачи (триангелей, подвесок втулок и валиков);
- значительные размеры рычагов вызывают большое смещение колодки за грань колеса (> 10 мм), что затрудняет обеспечение требуемых усилий на тормозные колодки, и при этом не обеспечивается равномерность усилий нажатия колодок по тележкам, что приводит к снижению эффективности работы колодки. Для обеспечения большей надежности механической передачи вагона, начиная с 2005 года, по заданию Департамента вагонного хозяйства ОАО «РЖД» сотрудники ОАО «ВНИИЖТ» разработали систему с потележечным торможением [5]. Впоследствии на ряде предприятий («Уралвагонзавод», «Тихвинский вагоностроительный завод» и др.) применяют раздельное (потележечное) торможение, схема действия показана на рис. 1.

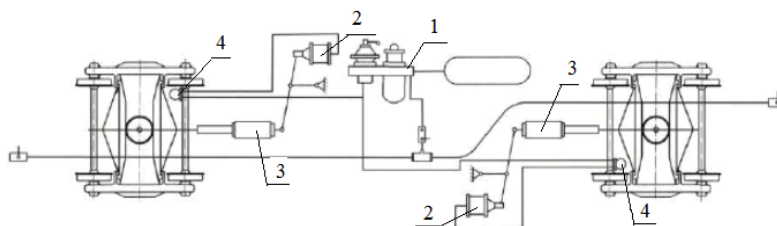


Рис. 1. Схема системы тормозов вагона с раздельным торможением и новым тормозным оборудованием:

1 – воздухораспределитель (ВР); 2 – тормозной цилиндр (ТЦ); 3 – регулятор ТРП; 4 – авторежим

Для надежной работы все элементы потележечной системы торможения располагают на раме грузового вагона.

Системы с потележечным торможением по сравнению с традиционной тормозной рычажной передачей имеют ряд преимуществ:

- высокий коэффициент силовых потерь на трение рычажной передачи за счет снижения числа шарниров в соединениях элементов;
- повышенная жесткость деталей и элементов передачи за счет уменьшения длины;
- более равномерное нажатие колодок на разных тележках;
- упрощённая регулировка рычажной передачи;
- улучшенная надежность работы из-за автономного воздействия тормозных цилиндров на тележках.

Наряду с этим следует отметить, что в последнее время на железных дорогах РФ выполняются работы по совершенствованию перевозочного процесса путем использования инновационных грузовых вагонов (с нагрузкой на одну ось 25 тс и более, для скорости до 120 км/ч), а также увеличения длины грузовых составов.

Однако очевидно, что при реализации указанных технических процессов проблемы, которые связаны с безопасностью движения длинносоставных грузовых поездов, серьезно усложняются, так как разрабатываемые тормозные системы вагонов должны обеспечить плавное снижение скорости этих составов и нормативную длину тормозного пути.

Для справки, в табл. 1. приведены примеры нормируемых значений тормозного пути для различных типов поездов в зависимости от скорости их движения и профиля пути [6–7].

Таблица 1

**Нормируемые значения тормозного пути для различных типов поездов
в зависимости от скорости движения поезда**

Тип поезда	Скорость в момент начала торможения V , км/ч	Нормируемый тормозной путь, м	
		$i_c \leq 6 \text{ ‰}$	$6 \text{ ‰} < i_c < 10 \text{ ‰}$
Грузовой	Менее 80	1000	1200
	80 – 90	1300	1500
	90 – 100	1600	2000
Пассажирский	Менее 100	1000	1200
	100 – 140	1200	1300
	140 – 160	1600	1700

Постановка задачи

Для обеспечения безопасности движения длинносоставных поездов, использующих инновационные вагоны, целесообразно сравнить нормативные значения тормозных путей для стандартного грузового состава и длинносоставного поезда (включающего 90 единиц инновационных вагонов, с осевой нагрузкой 25 тонн). С этой целью можно использовать выражения для оценки кинетической энергии ($E_{\text{тор}}$), возникающей при торможении сравниваемых типов грузовых составов.

$$E_{\text{тор}} = \frac{mV^2}{2} n,$$

где m – масса груженого вагона;
 V – скорость движения грузового вагона;
 n – количество вагонов в составе.

После подстановки численных значений видно, что значение кинетической энергии ($E_{\text{тор}}$) для длинносоставного поезда более чем в три раза превышает аналогичное значение для стандартного грузового подвижного состава.

Как видно, существующая система тормозной рычажной передачи с односторонним нажатием колодок грузового вагона не обеспечивает потребного тормозного коэффициента поезда.

Известно, что двухстороннее нажатие эффективно используется как на локомотивах, так и на пассажирских вагонах.

На рис. 2 представлено возможное технологическое решение по созданию тележки с двусторонним нажатием колодок на колесо. Оно состоит из системы тяг и рычагов, триангелей, траверс, башмаков с колодками, а также двух тормозных цилиндров, расположенных на наддрессорной балке.

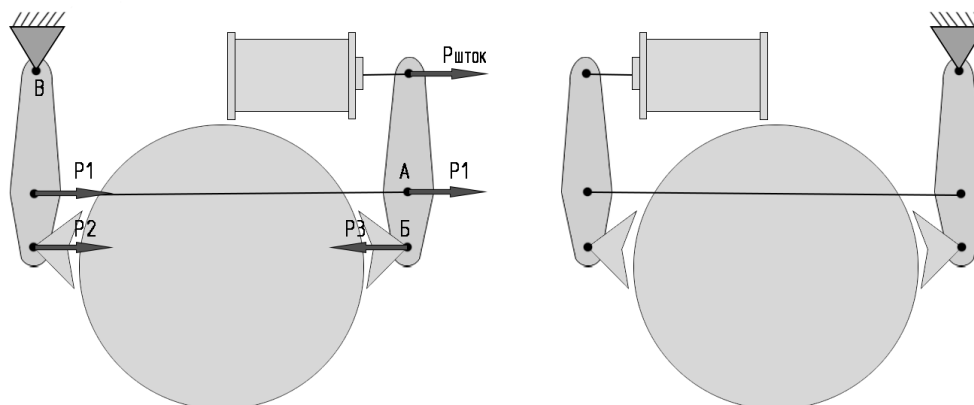


Рис. 2. Возможное технологическое решение по созданию тележки с двусторонним нажатием колодок на колесо

Действие тормозов тележки с двусторонним нажатием колодок на колесо происходит по известному принципу. При подаче воздуха под давлением в ТЦ, сначала под действием $P_{\text{шток}}$ прижимается первая колодка с силой P_3 , а затем в затяжке рычагов возникает сила P_1 , которая, передаваясь на второй рычаг, вызывает прижатие второй колодки с силой P_2 .

Предлагаемая система тормозной рычажной передачи

Принцип действия предлагаемой компоновки механического оборудования одной тележки с двусторонним нажатием и одним тормозным цилиндром заключается в следующем (рис. 3): тормозной цилиндр со встроенным авторегулятором наполняется воздухом, рычаг ab поворачивается относительно точки A , прижимая первую колодку. Точка B останавливается, и рычаг ab под действием силы $P_{\text{шт}}$, вращаясь относительно нее, при помощи продольной тяги тянет рычаг bc с силой P_2 , поворачивая его вокруг точки C и прижимая вторую колодку. Точка D останавливается, и по нижней продольной тяге появляется сила P_4 , которая передается на правую колесную пару, где вертикальный рычаг bc , вращаясь вокруг точки E , прижимает третью колодку. Точка F останавливается, и продольная тяга движется вправо под действием, появившейся силы P_6 . Эта сила поворачивает соответствующий рычаг ab относительно точки G и прижимает четвертую колодку.

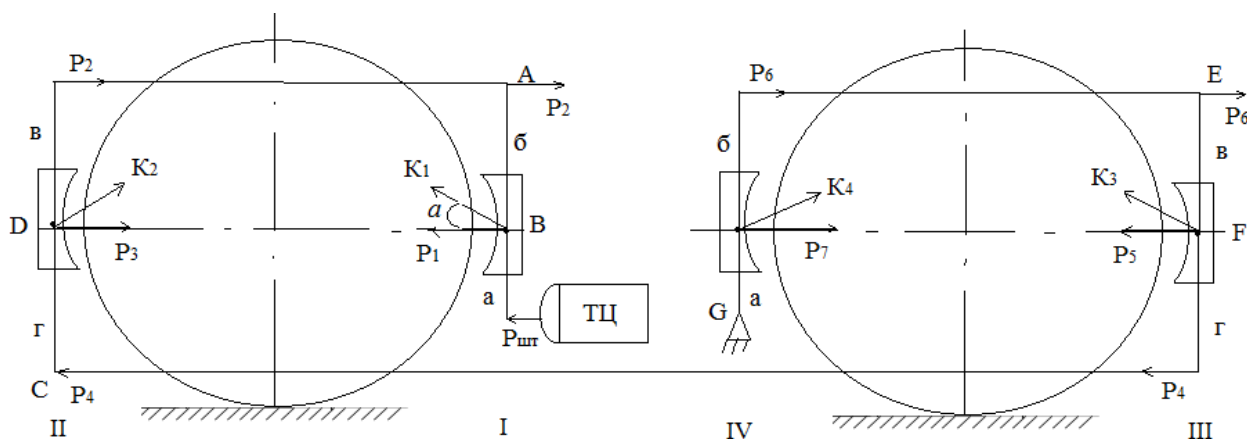


Рис. 3. Предлагаемая компоновка ТРП грузового вагона с нажатием колодок на колесо с двух сторон и одним тормозным цилиндром

Расчет предлагаемой компоновки тормозной рычажной передачи

Для того чтобы рассчитать данную компоновку тормозной рычажной передачи одной тележки грузового вагона с одним ТЦ и двусторонним нажатием колодок, для начала определим усилие $P_{\text{шт}}$,

которое появляется на штоке поршня при наполнении ТЦ сжатым воздухом [8].

Сила, реализуемая штоком ТЦ с площадью поршня F , (см^2) при диаметре $d_{\text{т.ц}}$:

$$P_{\text{шт}} = F \cdot P_{\text{т.ц}} \cdot \eta_{\text{т.ц}} - P_{\text{р}} - P_{\text{пр}} = 995 \cdot 2,77 \cdot 0,98 - 224,4 - 159 = 2249,37 \text{ кгс},$$

$$F = \frac{\pi d_{\text{т.ц}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 35,6^2}{4} = 995 \text{ см}^2,$$

здесь $\eta_{\text{т.ц}}$ – коэффициент полезного действия тормозного цилиндра, $\eta_{\text{т.ц}} = 0,98$; $P_{\text{т.ц}} = 2,5 - 2,8$ – давление сжатого воздуха в ТЦ, $\text{кгс}/\text{см}^2$; $P_{\text{пр}}$ – усилие отпускной пружины тормозного цилиндра, кгс ;

$P_{\text{р}}$ – усилие пружины ТРП, кгс ,

$$P_{\text{пр}} = P_0 + \mathcal{J}l = 159 + 6,54 \cdot 10 = 224,4 \text{ кгс},$$

здесь $P_0 = 80 \text{ кгс}$ – предварительное натяжение пружины в ТЦ; $\mathcal{J} = 6,54 \text{ кгс}/\text{см}$ – жесткость отпускной пружины; l – ход поршня ТЦ, см ,

$$P_{\text{р}} = k(N_{\text{р}} + \mathcal{J}_{\text{р}}l_{\text{р}}) \frac{\bar{b}}{a} = 0,32(180 + 15 \cdot 1,5) \frac{355}{145} = 159 \text{ кгс},$$

здесь $k = 0,32$ – коэффициент (учитывает тип привода ТРП); $N_{\text{р}} = 180 \text{ кгс}$ – реактивное усилие пружины; a , \bar{b} – длина плеч ведущего рычага, мм ; $\mathcal{J}_{\text{р}} = 15 \text{ кгс}/\text{см}$ – жесткость пружины регулятора; $l_{\text{р}} = 1,5 \text{ см}$ – величина сжатия пружины автоматического регулятора.

Общее передаточное число ТРП всего вагона определится как:

$$n_{\text{общ}} = (n_1 + n_2 + \dots + n_i) \cos \alpha = 4 \cdot \frac{a}{\bar{b}} \cdot \frac{\bar{b} + z}{z} = 4 \cdot \frac{145}{355} \cdot \frac{400 + 160}{160} \cos 10^\circ = 5,63,$$

где n_1, n_2, \dots, n_i – передаточные числа к i -й колодке;

α – угол подвески колодки к колесу для отхода колодки от него под собственным весом при отпуске тормоза, который для вагонов составляет 10° .

Рассмотрев равновесие рычагов, входящих в механическую систему тормозной рычажной передачи и передающих усилие от ТЦ на колодки, приравняем к нулю суммы моментов сил относительно точек поворота этих рычагов, найдем усилия, действующие в системе предлагаемой компоновки тормозной рычажной передачи вагона с одним тормозным цилиндром.

Примем: $a = 145 \text{ мм}$; $\bar{b} = 355 \text{ мм}$; $\bar{b} + z = 400 \text{ мм}$; $z = 160 \text{ мм}$; $P_{\text{шт}} = 2249,37 \text{ кгс}$.

Последовательно рассмотрим равновесное положение рычагов относительно ключевых точек:

Суммарный момент относительно точки A :

$$\sum M(A) = 0 \Rightarrow P_{\text{шт}}(a + \bar{b}) = P_1 \bar{b} \Rightarrow P_1 = 3168 \text{ кгс}. \quad (1)$$

Суммарный момент сил относительно точки B :

$$\sum M(B) = 0 \Rightarrow P_{\text{шт}} a = P_2 \bar{b} \Rightarrow P_2 = 919 \text{ кгс}. \quad (2)$$

Суммарный момент относительно точки C :

$$\sum M(C) = 0 \Rightarrow P_2(\bar{b} + z) = P_3 z \Rightarrow P_3 = 3216,5 \text{ кгс}, \quad (3)$$

Суммарный момент сил относительно точки D :

$$\sum M(D) = 0 \Rightarrow P_2 \bar{b} = P_4 z \Rightarrow P_4 = 2297,5 \text{ кгс},$$

Суммарный момент относительно точки E :

$$\sum M(E) = 0 \Rightarrow P_4(\epsilon + z) = P_5\epsilon \Rightarrow P_5 = 3216,5 \text{ кгс},$$

Суммарный момент сил относительно точки F :

$$\sum M(F) = 0 \Rightarrow P_4z = P_6\epsilon \Rightarrow P_6 = 919 \text{ кгс},$$

Суммарный момент относительно точки G :

$$\sum M(G) = 0 \Rightarrow P_6(a + \delta) = P_7a \Rightarrow P_7 = 3169 \text{ кгс},$$

$$\begin{cases} K_1 = P_1 \cdot \cos 10^\circ = 3120 \text{ кгс}; \\ K_2 = P_3 \cdot \cos 10^\circ = 3168 \text{ кгс}; \\ K_3 = P_5 \cdot \cos 10^\circ = 3168 \text{ кгс}; \\ K_4 = P_7 \cdot \cos 10^\circ = 3121 \text{ кгс}. \end{cases}$$

Суммарное нажатие от одного тормозного цилиндра на тележке равно:

$$\sum K = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 = 12577 \text{ кгс}.$$

Суммарное нажатие тормозных колодок всего четырехосного вагона равно:

$$\sum K_B = 12577 \cdot 2 = 25154 \text{ кгс}.$$

Тогда фактический тормозной коэффициент поезда условного восьмидесятиванного состава из груженых вагонов с расчетной массой 25 тонн на ось будет равен:

$$v_p^{(\Phi)} = \frac{\sum K_B}{Q_p} = \frac{25154 \cdot 80}{80 \cdot 100 \cdot 1000} = 0,25,$$

где $v_p^{(m)}$ – требуемый тормозной коэффициент поезда, $v_p^{(m)} = 0,28 - 0,33$.

Как видно, фактический тормозной коэффициент поезда получился меньше требуемого. Поезд считается обеспеченным тормозными средствами, когда выполняется условие:

$$v_p^{(\Phi)} \geq v_p^{(m)}.$$

Далее найдем длины плеч рычагов ТРП a и z (рис. 3) при сохранении длин плеч рычагов b и v , при которых тормозная эффективность состава будет обеспечена. Для этого вычислим необходимое суммарное нажатие колодок в условном составе, состоящем из восьмидесяти вагонов с нагрузкой 25 тонн на ось, движущегося на уклонах до 20 ‰:

$$v_p^{(\Phi)} = \frac{\sum K_c}{Q_p}.$$

Q'_p – вес всех вагонов в составе, $Q'_p = 8000$ тс.

$$v_p^{(\Phi)} = \frac{\sum K_B}{Q_p} = \frac{x \cdot 80}{80 \cdot 100 \cdot 1000} = 0,33 \Rightarrow x = 33000 \text{ кгс},$$

тогда, поделив полученное значение на восемь, получим требуемое усилие на одну пару колодок 4125 кгс.

Исходя из формулы (1) получим:

$$\frac{2249,37(a+b)}{b} = 4125 \text{ кгс} \Rightarrow a = 297 \text{ мм},$$

исходя из формулы (2) получим:

$$P_{ум} a = P_2 b \Rightarrow P_2 = 1881,9 \text{ кгс},$$

исходя из формулы (3) получим:

$$\frac{1881,9(\vartheta + \varepsilon)}{\varepsilon} = 4125 \text{ кгс} \Rightarrow \varepsilon = 336 \text{ мм},$$

тогда:

$$\sum M(C) = 0 \Rightarrow P_2(\vartheta + \varepsilon) = P_3 \varepsilon \Rightarrow P_3 = 4122 \text{ кгс},$$

$$\sum M(D) = 0 \Rightarrow P_2 \vartheta = P_4 \varepsilon \Rightarrow P_4 = 4131 \text{ кгс},$$

$$\sum M(E) = 0 \Rightarrow P_4(\vartheta + \varepsilon) = P_5 \varepsilon \Rightarrow P_5 = 4122 \text{ кгс},$$

$$\sum M(F) = 0 \Rightarrow P_4 \varepsilon = P_6 \vartheta \Rightarrow P_6 = 1881,9 \text{ кгс},$$

$$\sum M(G) = 0 \Rightarrow P_6(a+b) = P_7 a \Rightarrow P_7 = 3169 \text{ кгс},$$

$$\begin{cases} K_1 = P_1 \cdot \cos 10^\circ = 4068,2 \text{ кгс}; \\ K_2 = P_3 \cdot \cos 10^\circ = 4059,4 \text{ кгс}; \\ K_3 = P_5 \cdot \cos 10^\circ = 4059,4 \text{ кгс}; \\ K_4 = P_7 \cdot \cos 10^\circ = 4068,2 \text{ кгс}. \end{cases}$$

И тогда:

$$v_p^{(\Phi)} = \frac{\sum K_c}{Q_p} = \frac{32510,4 \cdot 80}{80 \cdot 100 \cdot 1000} = 0,325.$$

Как видно, фактический тормозной коэффициент грузового поезда с инновационными вагонами получился больше требуемого, следовательно, поезд обеспечен тормозными средствами.

В табл. 2 приводится техническая характеристика предлагаемой системы ТРП [9].

Таблица 2

Техническая характеристика тормозной системы

Передаточное число тормозной рычажной передачи	7,2
Давление воздуха в ТЦ, кгс/см ²	2,7
Нажатие тормозных колодок на ось колесной пары, тс	
действительное	6,8
расчетное	6,3
Расчетный тормозной коэффициент	0,325
Установочный выход штока, мм	65
Допустимый выход штока, мм	90
Масса, кг	260

Тормозная рычажная передача грузового вагона выполнена потележечно, с двухсторонним нажатием колодок от одного малогабаритного тормозного цилиндра с встроенным автоматическим регулятором выхода штока. Тормозной цилиндр установлен на кронштейне хребтовой балки вагона.

Шарнирные соединения рычажной передачи выполнены в виде валиков с закаленной поверхностью и запрессованных в отверстия сопрягаемых деталей втулок из высокомарганцовистой стали.

Выполнялись исследования по определению величин нажатия тормозных колодок на колесо при предлагаемой компоновке ТРП вагона, которые оказывают влияние на тормозную эффективность.

Измерялись фактические нажатия тормозных колодок на колесо при различных значениях давления в ТЦ, расстояние от колодки до колеса. Силы нажатия тормозных колодок, величины выхода штока тормозного цилиндра и давление воздуха в ТЦ измерялись при помощи датчиков передвижной установки СИТОВ. Результаты испытаний по определению нажатия тормозных колодок на колесо в зависимости от величины давления в тормозном цилиндре приведены на рис. 4.



Рис. 4. Диаграмма зависимости силы нажатия тормозных колодок на колесо от величины давления в тормозном цилиндре (установочный выход штока ТЦ 65 мм)

Измерения сил нажатия тормозных колодок показали, что при выходе штока в пределах нормы и нормальном зазоре между колодкой и колесом (5–8 мм) разность в нажатии тормозных колодок в одной рычажной передаче, действующей на тележку от одного тормозного цилиндра, составляет не более 5 %.

При проведении испытаний не произошло ни одного случая заклинивания в шарнирных соединениях ТРП. Примененный малогабаритный тормозной цилиндр со встроенным автоматическим регулятором выхода штока позволил автоматически устанавливать величину выхода штока поршня в пределах, обеспечивающих нормальность и постоянство зазоров между тормозными колодками и поверхностью катания колесных пар по мере их износа. Предложенная компоновка ТРП подтвердила свою эффективность и высокий (0,95) коэффициент полезного действия.

Выводы

Таким образом, предложена схема работы тормозной рычажной передачи четырехосного вагона с двусторонним нажатием тормозных колодок и одним тормозным цилиндром на каждой тележке, и подобраны величины плеч рычагов, удовлетворяющие условию обеспеченности грузового поезда тормозными средствами.

Список литературы

- 1 **Афонин, Г. С.** Устройство и эксплуатация тормозного оборудования подвижного состава / Г. С. Афонин, В. Н. Барщенков, Н. В. Кондратьев. – Москва : Академия, 2006. – 304 с. – ISBN 978-5-0054-1163-1.
- 2 **Венцевич, Л. Е.** Тормоза подвижного состава железных дорог / Л. Е. Венцевич. – Москва : ГОУ «УМЦ ЖДТ», 2010. – 559 с. – ISBN 978-5-89035-701-4.

References

- 1 **Afonin, G. S.** Installation and operation of rolling stock braking equipment / G. S. Afonin, V. N. Barschenkov, N. V. Kondratyev. – Moscow : Akademiya, 2006. – 304 p. – ISBN 978-5-0054-1163-1.
- 2 **Ventsevich, L. E.** Brakes of railway rolling stock / L. E. Ventsevich. – Moscow : State Educational Institution «UMTs ZhDT», 2010. – 559 p. – ISBN 978-5-89035-701-4.

3 **Крылов, В. И.** Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава / В. И. Крылов. – Москва : Транспорт, 1989. – 487 с.

4 **Гундорова, Е. П.** Технические средства железных дорог : учебник для техникумов и колледжей ж.д. транспорта / Е. П. Гундорова. – Москва : Маршрут, 2003. – 496 с. – ISBN 5-89035-078-1.

5 **Асадченко, В. Р.** Автоматические тормоза подвижного состава / В. Р. Асадченко. – Москва : Маршрут, 2006. – 392 с. – ISBN 5-89035-275-X.

6 Вагоны : учебник для вузов ж.-д. транспорта / Л. А. Шадур, И. И. Челноков, Л. Н. Никольский [и др.]. – Москва : Транспорт, 1980. – 439 с.

7 **Крылов, В. И.** Справочник по тормозам / В. И. Крылов, П. Н. Астахов, П. Т. Гребенюк. – Москва : Транспорт, 1975. – 185 с.

8 **Иноземцев, В. Г.** Правила тяговых расчетов для поездной работы / В. Г. Иноземцев. – Москва : Транспорт, 1985. – 122 с.

9 **Балон, Л. В.** Эффективность тормозной рычажной передачи грузопассажирского электровоза ДС3 / Л. В. Балон, И. А. Яицков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2003. – № 1. – С. 26–31. – ISSN 0201-727X.

3 **Krylov, V. I.** Braking equipment of railway rolling stock / V. I. Krylov. – Moscow : Transport, 1989. – 487 p.

4 **Gundorova, E. P.** Technical means of railways : a textbook for technical schools and colleges of railway transport / E. P. Gundorova. – Moscow : Marshrut, 2003. – 496 p. – ISBN 5-89035-078-1.

5 **Asadchenko, V. R.** Automatic brakes of rolling stock / V. R. Asadchenko. – Moscow : Marshrut, 2006. – 392 p. – ISBN 5-89035-275-X.

6 Wagons : A textbook for high schools of railway transport / L. A. Shadur, I. I. Chelnokov, L. N. Nikolsky [at al.]. – Moscow : Transport, 1980. – 439 p.

7 **Krylov, V. I.** Handbook of brakes / V. I. Krylov, P. N. Astakhov, P. T. Grebenyuk. – Moscow : Transport, 1975. – 185 p.

8 **Inozemtsev, V. G.** Rules of traction calculations for train operation / V. G. Inozemtsev. – Moscow : Transport, 1985. – 122 p.

9 **Balon, L. V.** Efficiency of the brake lever transmission of the DS3 freight and passenger electric locomotive / L. V. Balon, I. A. Yaitskov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2003. – No. 1. – P. 26–31. – ISSN 0201-727X.

Yu. I. Matyash, P. B. Sergeev, A. D. Rodchenko

IMPROVEMENT OF THE MECHANICAL PART OF THE BRAKING SYSTEM AS APPLIED TO INNOVATIVE FREIGHT CARS

Abstract. In domestic practice, a traditional brake lever transmission (BLT) with one-sided pressing of composite brake shoes on the wheels is used for serial freight cars. It has certain disadvantages. The article notes that recently, work has been carried out on the railway network to improve the transportation process by using innovative freight cars (with an axle load of 25 tf or more and a speed of up to 120 km/h), as well as by introducing so-called long-component trains. In order to ensure traffic safety and standard lengths of braking paths of freight trains with innovative gondola cars, a new layout of the brake lever transmission of a freight car with two-sided pressing of brake shoes and one brake cylinder acting on one bogie is proposed, and the values of the lever arms are selected that satisfy the condition of providing the train with braking means. Based on the results of the theoretical and experimental studies, it is clear that the actual braking coefficient of a freight train with innovative cars turned out to be greater than required, therefore, the train is provided with braking means.

Keywords: brakes, freight car, braking coefficient, brake lever transmission.

For citation: *Matyash, Yu. I.* Improvement of the mechanical part of the braking system as applied to innovative freight cars / Yu. I. Matyash, P. B. Sergeev, A. D. Rodchenko // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2024. – No. 4. – P. 209–217. – DOI 10.46973/0201-727X_2024_4_209.

Сведения об авторах**Матяш Юрий Иванович**

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС),
кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство»,
доктор технических наук, профессор,
e-mail: matiash41@mail.ru

Родченко Александр Дмитриевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС),
кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: Rodchenko_57@mail.ru

Сергеев Павел Борисович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС),
кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: sergeevpb78@mail.ru

Information about the authors**Matyash Yuriy Ivanovich**

Omsk State Transport University (OSTU),
Chair «Carriages and Carriage Facilities»,
Doctor of Engineering Sciences, Professor,
e-mail: matiash41@mail.ru

Rodchenko Aleksandr Dmitrievich

Omsk State Transport University (OSTU),
Chair «Carriages and Carriage Facilities»,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: Rodchenko_57@mail.ru

Sergeev Pavel Borisovich

Omsk State Transport University (OSTU),
Chair «Carriages and Carriage Facilities»,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: sergeevpb78@mail.ru