

УДК 629.4.072.2

## Сравнение длины тормозных путей грузового поезда с однострубным и двухтрубным питанием тормозной системы

Д. В. Осипов, П. Ю. Иванов, А. А. Хамнаева, К. Е. Пронин

Иркутский государственный университет путей сообщения, Россия, 664074, Иркутск, ул. Чернышевского, 15

**Для цитирования:** Осипов Д. В., Иванов П. Ю., Хамнаева А. А., Пронин К. Е. Сравнение длины тормозных путей грузового поезда с однострубным и двухтрубным питанием тормозной системы // Известия Петербургского государственного университета путей сообщения. СПб.: ПГУПС, 2024. Т. 21, вып. 1. С. 156–168. DOI: 10.20295/1815-588X-2024-01-156-168

### Аннотация

**Цель:** выполнить сравнительный анализ длины тормозного пути грузового поезда с однострубным и двухтрубным питанием тормозной системы. На основании проведенных лабораторных исследований выявить влияние скорости и величины наполнения тормозных цилиндров на расчетный тормозной путь грузового подвижного состава при применении тормозных систем с двухтрубным и однострубным питанием запасного резервуара. Данные исследования направлены на повышение технической скорости и безопасности движения грузовых поездов, а также на повышение эффективности работы тормозной системы при циклических торможениях с целью снижения ее истощимости. **Методы:** анализ скорости наполнения тормозных цилиндров с целью определения времени подготовки тормозов к действию в зависимости от способа организации питания тормозной системы; сравнение длины подготовительного и действительного тормозного пути по методу интервалов скорости, предложенному в правилах тяговых расчетов. Также было принято, что состав осуществлял торможение до полной остановки на прямом горизонтальном участке пути, с наличием утечек воздуха из тормозных цилиндров по всему составу. **Результаты:** выявлено, что двухтрубная тормозная система позволяет развивать значительно больший тормозной эффект, чем однострубная тормозная система при аналогичном техническом состоянии пневматической системы поезда. Как следствие, при новом способе организации питания запасного резервуара наблюдается значительное сокращение времени подготовки тормозов к действию, а также сокращение длины полного тормозного пути. **Практическая значимость:** доказано, что применение новой тормозной системы позволит повысить эффективность работы тормозной системы, что приводит к сокращению тормозного пути. Это, в свою очередь, позволит повысить безопасность и скорость движения поездов по участкам, а также повысит среднюю массу поездов.

**Ключевые слова:** действительный тормозной путь, подготовительный тормозной путь, однострубная тормозная система, двухтрубная тормозная система, метод интервалов скорости, действительное нажатие на тормозную колодку, чугунная тормозная колодка, композиционная тормозная колодка.

### Введение

На сегодняшний день предприятиям железнодорожного транспорта по требованиям решения правительства необходимо к 2025 году увеличить погрузки на 40 %, а также в 4 раза увеличить объем контейнер-

ных транзитных перевозок [1]. Возможными направлениями решения данной задачи могут являться:

- повышение массы и длины грузовых поездов;

- уменьшение интервалов между поездами попутного следования;
- повышение скорости следования.

Как известно, средний вес грузового поезда с 1991 по 2023 год вырос более чем на 30 %. При этом на отдельных направлениях масса поезда может достигать 9 тыс. тонн, а соединенных поездов — до 14,2 тыс. тонн. Отсюда возникает недостаточный эффект от работы тормозных средств поезда. Решение этой задачи является важным направлением развития железнодорожного транспорта [2]. При этом данные мероприятия приводят к снижению участковой и технической скоростей движения, а также безопасности перевозочного процесса. Это происходит за счет увеличения длины тормозного пути составов с повышенной массой, а также увеличения времени протекания пневматических процессов при зарядке и отпуске в связи с увеличением объемов тормозной системы [3]. Также в связи с ростом энергопотребления для обеспечения тяги поездов понижается и энергообеспеченность полигонов, особенно актуальна данная проблема для Восточного полигона [4].

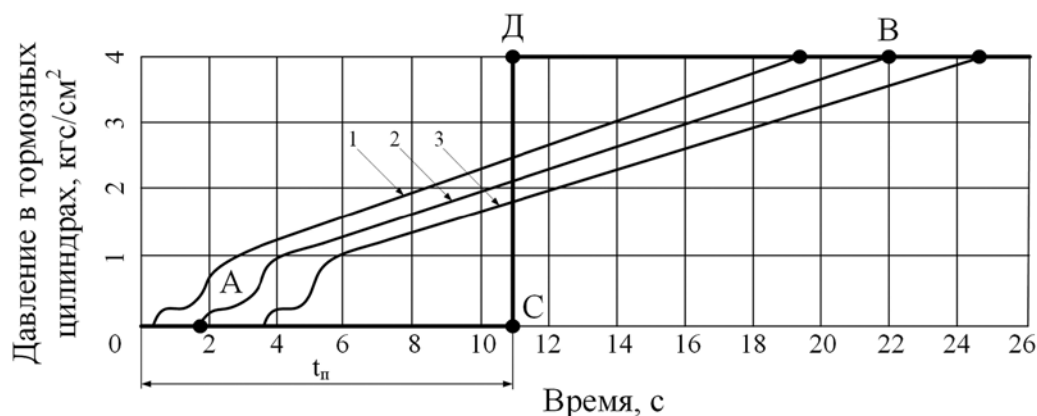
Совершенствование тормозных приборов и устройств — основное направление в развитии тормозных систем. За счет их модернизации можно добиться увеличения скорости распространения тормозной волны, повышения эффективности торможения и снижения фрикционных элементов (тормозных колодок и накладок) за счет использования инновационных композитных материалов. В последнее время все чаще используются вихретоковые тормоза [3, 5–6]. Однако для повышения безопасности движения поездов целесообразнее сохранить фрикционный тормоз. А решение вышеуказанных проблем возможно за счет модернизации суще-

ствующей однотрубной тормозной системы путем обеспечения двухтрубного питания. Данное решение позволит снизить расход электроэнергии на тягу [7]. Также по результатам ранее проведенного математического компьютерного моделирования и испытаний на стенде [8, 9] доказано, что тормозная система с двухтрубным питанием позволяет значительно сократить подготовительный тормозной путь за счет повышения эффективности работы пневматического тормоза. Далее необходимо провести сравнительный расчет тормозного пути поезда в зависимости от способа организации питания тормозной системы на основе полученных ранее экспериментальных данных по скорости и величине достигнутого давления сжатого воздуха в тормозном цилиндре для однотрубной и двухтрубной тормозных систем.

#### **Расчет длины тормозного пути подвижного состава, оборудованного однотрубной и двухтрубной тормозными системами**

Как известно из правил тяговых расчетов (далее — ПТР) [10], полный тормозной путь поезда состоит из действительного и подготовительного тормозных путей. На сегодняшний день для упрощенного расчета подготовительного тормозного пути принято считать, что с момента перевода органа управления крана машиниста в одно из тормозных положений проходит определенный период времени, который называется временем подготовки тормозов к действию, после чего тормозная сила достигает максимального значения (рис. 1) [11].

На основании принятой методики графически определим время подготовки тормозов к действию по диаграммам зависимости процесса нарастания давления в тормозном



АВ — действительная кривая наполнения тормозного цилиндра;

СД — условный процесс подготовки тормозов к действию

**Рис. 1.** Диаграмма наполнения тормозных цилиндров в грузовом поезде в зависимости от времени: 1 — головной вагон; 2 — средний вагон; 3 — хвостовой вагон

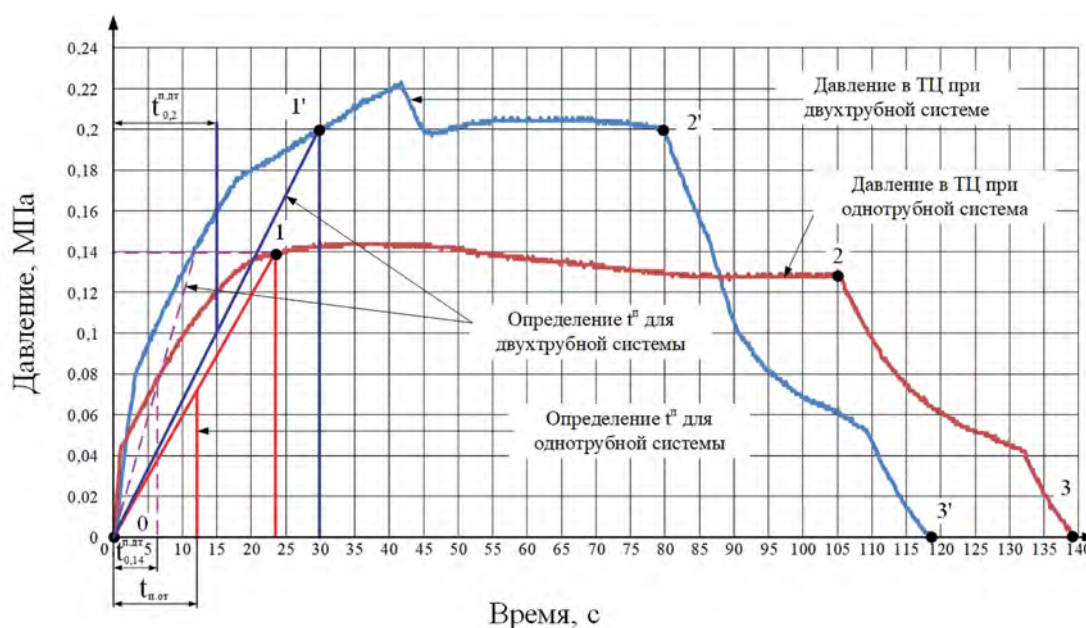
цилиндре для однотрубной и двухтрубной тормозных систем, полученных экспериментальным путем (рис. 2). Исследования проводились на лабораторном стенде, состоящем из тормозного оборудования локомотива и двух вагонов. Давление в тормозном цилиндре приведено для первого вагона. Методика проведения эксперимента и результаты исследований приведены в работе [9]. Расчеты для действительного тормозного пути будем проводить для грузового груженого поезда, состоящего из 78 четырехосных полувагонов со средней массой каждого вагона 91 тонна, при наличии потележечного торможения и авторегулятора тормозной рычажной передачи (ТРП). Поезд движется по прямому горизонтальному участку пути и осуществляет полное служебное торможение с начальной скоростью 90 км/ч. В качестве расчетного локомотива примем электровоз серии ЗЭС5К. Для проведения сравнительного анализа длины тормозного пути поезда в зависимости от способа организации питания тормозной системы воспользуемся методом интервалов скорости, согласно ПТР [10]. Так как расчет произво-

дится для горизонтального участка пути, то тормозное нажатие на колодки локомотива в расчет не принимаем [12].

По графику зависимости давления в тормозном цилиндре от времени видно, что процесс подготовки тормозов к действию для однотрубной тормозной системы занял 12 секунд. В том случае, если для двухтрубной тормозной системы рассматривать время заполнения тормозного цилиндра до давления 0,14 МПа, то время подготовки тормозов к действию  $t_{0,14}^{п.дт} = 6$  секунд, что в 2 раза быстрее, чем для системы с однотрубным питанием. Если при двухтрубной системе заполнять тормозной цилиндр до давления 0,2 МПа, то время подготовки тормозов к действию  $t_{0,2}^{п.дт} = 15$  секунд. Тормозной путь, пройденный поездом до момента получения первого тормозного эффекта, определим по выражению:

$$S_{п} = 0,278v_0t_{п}, \quad (1)$$

где  $v_0$  — начальная скорость поезда, с которой осуществляется торможение, 90 км/ч;



0–1, 0–1’ — торможение; 1–2, 1’–2’ — перекрыша с питанием; 2–3, 2’–3’ — отпуск для однотрубной и двухтрубной тормозной системы соответственно;  $t_{п.от, дт}$  — время подготовки тормозов к действию для однотрубной и двухтрубной тормозной системы соответственно

**Рис. 2.** Определение времени подготовки тормозов к действию

$t_{п}$  — время подготовки тормозов к действию.

В результате проведенных расчетов длина подготовительного тормозного пути для однотрубной тормозной системы  $S_{п} = 300,24$  м, для двухтрубной при величине заполнения тормозного цилиндра до 0,14 МПа  $S_{0,14}^{п} = 150,12$  м, а для давления 0,2 МПа  $S_{0,2}^{п} = 375,3$  м.

Действительный тормозной путь определяется по выражению:

$$S_{д} = \sum \frac{500(v_{н}^2 - v_{к}^2)}{\zeta(1000\mathcal{G}_p\phi_{кр} + w_{ок} + w_c)}, \quad (2)$$

где  $v_{н}$  — скорость движения поезда в начальный период времени для расчетного интервала, км/ч;  
 $v_{к}$  — конечная скорость в расчетном интервале, км/ч;

$\zeta$  — коэффициент, учитывающий замедление поезда под действием удельной замедляющей силы, км/ч<sup>2</sup>;

$\phi_{кр}$  — расчетный коэффициент трения в системе «колодка–колесо»;

$w_{ок}$  — основное удельное сопротивление движению поезда в режиме выбега локомотива, Н/т;

$w_c$  — удельное сопротивление от спрямленного уклона, Н/т;

$\mathcal{G}_p$  — расчетный тормозной коэффициент поезда.

$$\mathcal{G}_p = \frac{\sum K_p}{(Q + P_y)}, \quad (3)$$

где  $Q$  — масса состава, т;

$P_y$  — учетная масса локомотива;

$K_p$  — расчетная сила прижатия тормозной колодки к колесу.

– для чугунных колодок:

$$K_p = 2,22K \frac{1,6K + 100}{8,0K + 100}. \quad (4)$$

– для композиционных колодок:

$$K_p = 1,22K \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20}. \quad (5)$$

где  $K$  — действительная сила прижатия тормозной колодки к колесу, кН.

Расчетный коэффициент трения:

– для чугунных колодок:

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{v + 100}{5v + 100}. \quad (6)$$

– для колодок, изготовленных из композиционных материалов:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{v + 150}{2v + 150}. \quad (7)$$

где  $v$  — скорость движения поезда.

Основное удельное сопротивление движению состава в режиме выбега локомотива для четырехосных полувагонов с буксовыми узлами на роликовых подшипниках:

$$w_{ок} = 5,2 + \frac{35,4 + 0,785v + 0,027v^2}{q_0}, \quad (8)$$

где  $q_0$  — осевая нагрузка вагона, т.

Удельное сопротивление от спрямленного уклона:

$$w_c = 9,8i_c, \quad (9)$$

где  $i_c$  — величина уклона,‰.

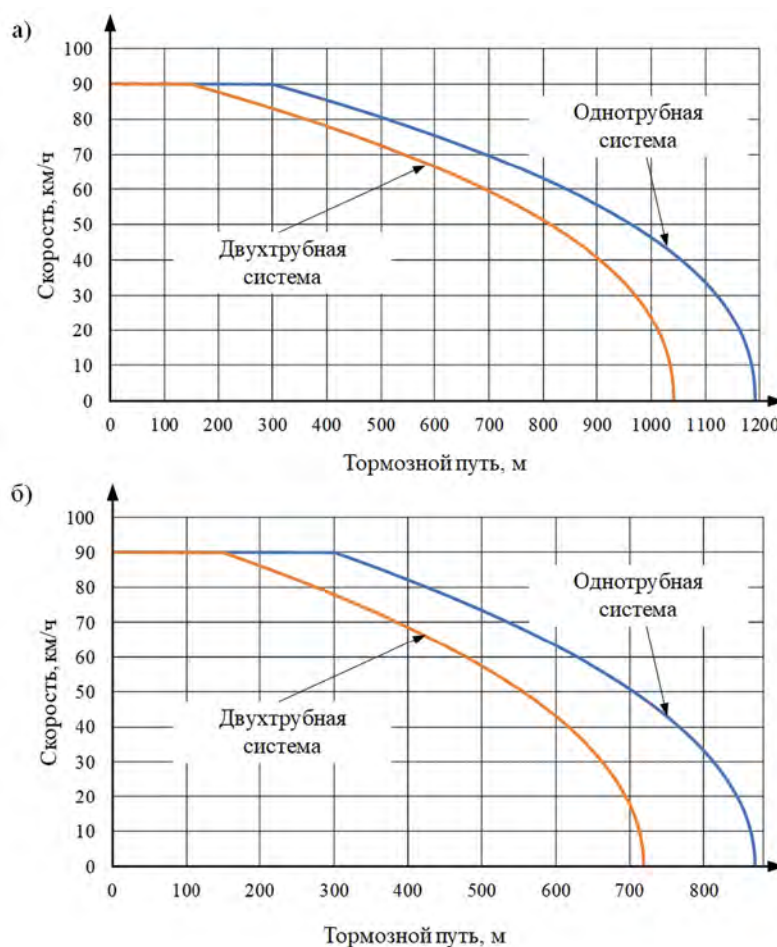
По данным выражениям был рассчитан действительный тормозной путь поезда и построены графики зависимости полного тормозного пути от времени для составов, обо-

рудованных композиционными и чугунными колодками для однострубного и двухтрубного способа организации питания тормозной системы (рис. 3, а, б) при осевом нажатии тормозной колодки с силой 70 кН.

При проведении экспериментального исследования и сравнения эффективности работы однострубной и двухтрубной тормозной системы ступень разрядки тормозной магистрали для двух типов тормозных систем не менялась. Однако, как мы можем видеть по рис. 2, величина заполнения тормозного цилиндра для двухтрубной тормозной системы больше, чем для однострубной. Следовательно, необходимо провести сравнительный расчет длины действительного тормозного пути, при новой величине силы прижатия колодок к колесу в зависимости от установившегося уровня давления сжатого воздуха в тормозном цилиндре [13–15].

Стоит отметить, что режим загрузки воздухораспределителя установлен на средний режим, следовательно, давление в ТЦ при полном служебном торможении должно быть 0,3 МПа. По графику (рис. 2) видно, что вследствие утечек из тормозного цилиндра для тормозной системы с однострубным питанием давление в нем не достигло целевого значения, находясь при этом ниже уровня заполнения для порожнего режима загрузки (0,2 МПа). Двухтрубная тормозная система позволила сохранить минимально необходимое значение величины давления в ТЦ для осуществления торможения. Также наблюдается снижение величины установившегося давления ТЦ в режиме перекрыши для однострубной тормозной системы вследствие утечек.

Определим действительную силу нажатия на колодку для однострубной и двухтрубной тормозных систем по выражению [15]:



**Рис. 3.** График зависимости полного тормозного пути от скорости движения для однотрубной и двухтрубной тормозной системы для состава:

а) оборудованного чугунными колодками; б) оборудованного композиционными колодками

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

где  $m$  — количество тормозных колодок, воздействующих на ось, 2;

$d_{ц}^2$  — диаметр поршня тормозного цилиндра, 0,254 м;

$p_{ц}$  — расчетная величина давления воздуха в тормозном цилиндре: при однотрубном способе питания тормозной системы — 130 кПа, а при двухтрубном — 200 кПа;

$\eta_{ц}$  — коэффициент полезного действия тормозного цилиндра, 0,98;

$F_1$  — сила, с которой действует на сжатие внутренняя отпускная пружина тормозного цилиндра, кН;

$F_2$  — сила, с которой действует на сжатие пружина авторегулятора рычажной передачи, приведенная к штоку тормозного цилиндра, кН;

$n$  — передаточное число рычажной передачи;

$\eta_{п}$  — коэффициент полезного действия тормозной рычажной передачи, 0,95.

Усилие отпускной пружины тормозного цилиндра:

$$F_1 = P_0 + Ж_{ц} l_{шт},$$

$$F_1 = 0,8 + 2,3 \cdot 0,075 = 0,97 \text{ кН.} \quad (11)$$

где  $P_0$  — усилие предварительного сжатия пружины тормозного цилиндра, 0,8 кН;  
 $Ж_{ц}$  — жесткость отпусковой пружины тормозного цилиндра, 2,3 кН/м;  
 $l_{шт}$  — величина расчетной длины выхода штока тормозного цилиндра, 0,075 м.

Усилие пружины авторегулятора:

$$F_2 = (P_p + Ж_p l_p) n_p. \quad (12)$$

где  $P_p$  — сила предварительного сжатия пружины авторегулятора, 1,68 кН;  
 $Ж_p$  — жесткость пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи, 2,35 кН/м;  
 $l_p$  — величина сжатия пружины авторегулятора при торможении, 0,015 м;  
 $n_p$  — передаточное число привода авторегулятора.

Для расчета коэффициента передачи привода авторегулятора ТРП примем, что для четырехосного вагона с потележечным торможением и односторонним нажатием колодки на колесо используется авторегулятор рычажного типа (рис. 4).

Передаточный коэффициент тормозной рычажной передачи зависит от соотношения длин ведущих плеч к длинам ведомых плеч, коэффициента полезного действия и количества колодок, на которые передается усилие от тормозного цилиндра [14]:

$$n = \left( \frac{l_a \cdot l_d + l_c}{l_b \cdot l_d} \right) + \left( \frac{l_a \cdot l_c \cdot l_e + l_f}{l_b \cdot l_d \cdot l_f} \right) \cdot \cos(\alpha) \cdot m, \quad (13)$$

$$n = \left( \frac{0,145 \cdot 0,160 + 0,400}{0,355 \cdot 0,160} \right) \cdot \left( \frac{0,145 \cdot 0,4 \cdot 0,160 + 0,400}{0,355 \cdot 0,16 \cdot 0,160} \right) \cdot \cos(10^\circ) \cdot 2 = 3,94.$$

где  $l_a$  — длина плеча  $a$  тормозной рычажной передачи, 0,145 м;  
 $l_b$  — длина плеча  $b$  тормозной рычажной передачи, 0,355 м;  
 $l_c = l_f$  — длина плеча  $c$  тормозной рычажной передачи, 0,400 м;  
 $l_d = l_e$  — длина плеча  $d$  тормозной рычажной передачи, 0,160 м;  
 $m$  — количество пар тормозных колодок, воспринимающих усилие от одного тормозного цилиндра, 2;  
 $\cos(\alpha)$  — угол наклона тормозных колодок,  $10^\circ$ .

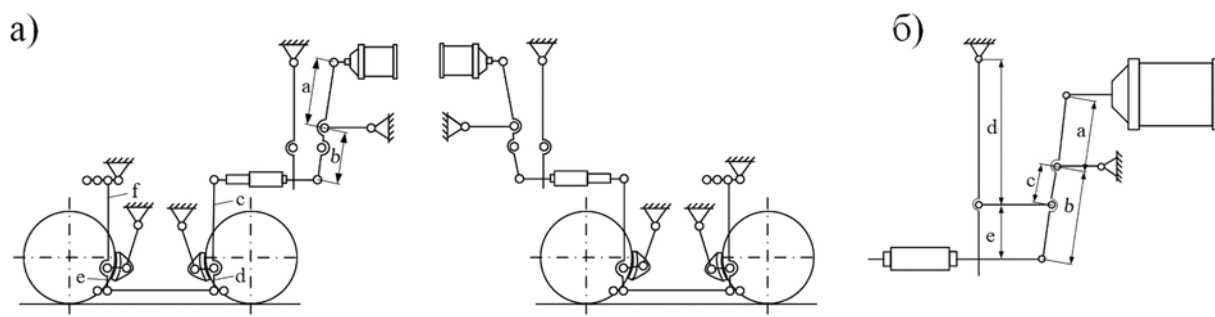


Рис. 4. Схема расчета передаточных отношений: а) тормозной рычажной передачи; б) привода авторегулятора тормозной рычажной передачи

В свою очередь, передаточное отношение авторегулятора зависит только от соотношения длин ведомых и ведущих плеч:

$$n_p = \frac{l_b}{l_a} - \frac{l_c}{l_a} \cdot \frac{l_d + l_e}{l_d}, \quad (14)$$

$$n_p = \frac{0,355}{0,145} - \frac{0,160}{0,145} \cdot \frac{0,500 + 0,200}{0,500} = 0,9.$$

где  $l_a$  — длина плеча  $a$  тормозной рычажной передачи, 0,145 м;

$l_b$  — длина плеча  $b$  тормозной рычажной передачи, 0,355 м;

$l_c$  — длина плеча  $c$  тормозной рычажной передачи, 0,160 м;

$l_d$  — длина плеча  $d$  тормозной рычажной передачи, 0,500 м;

$l_e$  — длина плеча  $e$  тормозной рычажной передачи, 0,200 м;

Усилие пружины авторегулятора по выражению (12) составит:

$$F_2 = (1,68 + 2,35 \cdot 0,015) \cdot 0,9 = 1,55 \text{ кН.}$$

Тогда нажатие на ось составит:

– для однотрубной системы:

$$K_{от} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot 0,254^2}{4} \cdot 130 \cdot 0,98 - 0,97 - 1,55 \right) \cdot 3,94 \cdot 0,95 = 7,35 \text{ кН.}$$

– для двухтрубной системы:

$$K_{дт} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot 0,254^2}{4} \cdot 200 \cdot 0,98 - 0,97 - 1,55 \right) \cdot 3,94 \cdot 0,95 = 27,72 \text{ кН.}$$

Полученные действительные силы нажатия колодок на колесо необходимо привести к расчетным посредством выражения (5):

– для однотрубной тормозной системы:

$$K_p^{от} = 1,22 \cdot 7,35 \cdot \frac{0,1 \cdot 7,35 + 20}{0,4 \cdot 7,35 + 20} = 8,11.$$

– для тормозной системы с двухтрубным питанием:

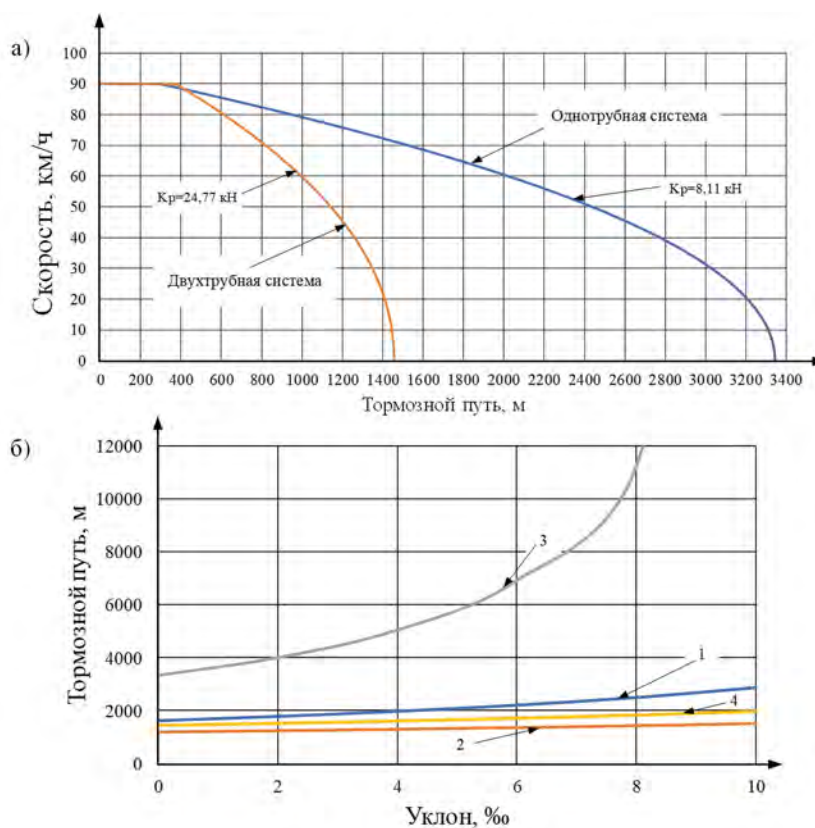
$$K_p^{од} = 1,22 \cdot 27,72 \cdot \frac{0,1 \cdot 27,72 + 20}{0,4 \cdot 27,72 + 20} = 24,77.$$

Далее по выражениям (2–9) был рассчитан действительный тормозной путь в зависимости от полученных значений нажатия колодок на ось, в результате расчета построены графики зависимости длины полного тормозного пути от скорости (рис. 5, а). При двухтрубной тормозной системе подготовительный тормозной путь несколько увеличился в связи с увеличением максимального давления в тормозном цилиндре. На рис. 5, б приведен график зависимости длины тормозного пути поезда для двух способов питания тормозной системы в зависимости от величины уклона согласно правилам технического обслуживания тормозного оборудования и управления тормозами железнодорожного подвижного состава [16].

Как уже говорилось ранее, расчет длины тормозного пути осуществлялся при заведомо неисправной тормозной системе. Данная неисправность была вызвана неудовлетворительной плотностью тормозной системы в связи с наличием в тормозных цилиндрах значительных утечек сжатого воздуха. Следовательно, давление сжатого воздуха в тормозном цилиндре не достигало требуемого значения, а запасной резервуар в процессе торможения истощался.

Это вызвало снижение расчетной величины нажатия тормозной колодки более чем





- 1 — тормозной путь поезда, согласно правилам управления тормозами;  
 2 — тормозной путь поезда при однотрубной тормозной системе без утечек;  
 3 — тормозной путь поезда при однотрубной тормозной системе с утечками;  
 4 — тормозной путь поезда при двухтрубной тормозной системе с утечками

**Рис. 5.** Полный тормозной путь грузового поезда, оборудованного однотрубной и двухтрубной тормозной системами в зависимости: а) от скорости движения; б) величины уклона

в 6 раз, с 49,92 кН для заведомо исправной системы до значения 8,11 кН, что привело также к увеличению полного тормозного пути для композиционных колодок с 869,19 до 3343,32 м. При исправной тормозной системе для прямого горизонтального участка пути при скорости движения 90 км/ч и расчетном тормозном коэффициенте  $\mathcal{G}_p = 0,21$  в пересчете на чугунные тормозные колодки тормозной путь поезда не должен превышать 1609 м [10].

Согласно правилам управления тормозами [16] для грузовых груженых поездов,

движущихся со скоростью 90 км/ч, расстояние ограждения мест внезапно возникших препятствий составляет 1500 м. Анализируя график, приведенный на рис. 5, б, видно, что при наличии утечек в тормозной системе с однотрубным питанием грузовой поезд даже при движении на прямом горизонтальном участке пути не сможет вовремя остановиться. Также становится небезопасным следование таких поездов на горно-перевальных участках профиля пути с уклонами свыше 6‰, особенно в зимнее время года, так как тормозной путь составит более

5 блок-участков. Помимо этого, также известны случаи «потери тормозов» в поездах вследствие истощимости. В большинстве случаев поезд останавливается только благодаря наличию контруклона.

### Заключение

Как мы можем видеть, тормозная система со сниженной эффективностью при однострубном питании не позволяет поезду остановиться в заданных пределах, следовательно, при некотором сочетании условий не может быть обеспечен требуемый уровень безопасности движения.

Решением данной проблемы будет являться модернизация тормозной системы с однострубным питанием путем обеспечения дополнительным питанием запасного резервуара через вторую трубу. По полученным в результате расчетов графикам мы можем видеть, что при такой же неисправности полный тормозной путь состава, оснащенного двухтрубным питанием, составляет 1456,21 м при композиционных тормозных колодках. То есть тормозной путь более чем на 50% увеличен у состава с однострубной тормозной системой. При организации двухтрубного питания тормозной путь в зависимости от величины уклона с неисправной тормозной системой длиннее на 20–30%, чем при однострубной тормозной системе без утечек, но при этом не превышает значений, установленных правилами управления тормозами. Таким образом можно сказать, что пневматическая автоматическая тормозная система с двухтрубным питанием позволяет значительно повысить безопасность движения грузовых поездов вне зависимости от профиля пути, особенно при условии наличия утечек.

### Библиографический список

1. Повышение веса поездов [Электронный ресурс]. URL: <https://company.rzd.ru/ru/9401/page/78314?accessible=true&id=157643>.
2. Иноземцев В. Е., Евсеев Д. Г., Куликов М. Ю. и др. Концепция альтернативной тормозной системы для подвижного состава // Транспортное машиностроение. 2022. № 10 (10). С. 42–48. DOI: 10.30987/2782-5957-2022-10-42-48. EDN UFKWXM.
3. Иванов П. Ю., Дульский Е. Ю., Хамнаева А. А. и др. Теоретические исследования особенностей моделирования процесса фрикционного торможения поездов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2020. № 4 (68). С. 150–158. DOI: 10.26731/1813-9108.2020.4 (68).150-158. EDN ZPBFRRK.
4. Reliability analysis of power equipment of traction rolling stock within the Eastern region / A. M. Khudonogov, I. A. Khudonogov, E. Y. Dulskiy // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: International Conference on Transport and Infrastructure of the Siberian Region, SibTrans 2019, Moscow, 21–24 May 2019. Vol. 760. M.: Institute of Physics Publishing, 2020. P. 012018. DOI: 10.1088/1757-899X/760/1/012018. EDN SONODF.
5. Козлов М. В. Организация обеспечения безопасности движения и автоматические тормоза / М. В. Козлов, Б. В. Смагин. М.: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет транспорта», 2020. 96 с. ISBN: 978-5-7473-1045-2. EDN TNEATY.
6. Абляимов О. С. Анализ эффективности тормозных систем скоростного подвижного состава / О. С. Абляимов, Ж. Д. Ходжиев, Б. И. Гайратов // Надежность функционирования и информационная безопасность инфокоммуникационных, телекоммуникационных и радиотехнических сетей и систем: Материалы всероссийской научно-технической кон-

ференции, Омск, 25 октября 2019 года. Омск: Омский государственный университет путей сообщения, 2019. С. 234–241. EDN NXSQME.

7. Иванов П. Ю. Снижение энергопотребления электровоза при управлении пневматическими тормозами грузового поезда / П. Ю. Иванов, А. А. Хамнаева, А. М. Худогогов // Разработка и эксплуатация электротехнических комплексов и систем энергетики и наземного транспорта : Материалы III Международной научно-практической конференции, Омск, 6 декабря 2018 года. Омск : Омский государственный университет путей сообщения, 2018. С. 143–151. EDN PBPJT.

8. Иванов П. Ю. Сравнительный анализ тормозных систем подвижного состава с однотрубным и двухтрубным питанием / П. Ю. Иванов, Е. Ю. Дульский, А. А. Хамнаева и др. // Вестник РГУПС. 2020. № 3. С. 35–42. DOI: 10.46973/0201-727X-2020-3-35.

9. Осипов Д. В., Иванов П. Ю., Дульский Е. Ю. и др. Двухтрубная тормозная система на железнодорожном подвижном составе // Транспорт Российской Федерации. 2022. № 4–5 (101–102). С. 38–41. EDN ZGBZCC.

10. Правила тяговых расчетов для поездной работы, 2016. 510 с.

11. Буйносов А. П. Совершенствование метода расчета длины тормозного пути железнодорожного подвижного состава / А. П. Буйносов, Е. В. Федоров // Известия Транссиба. 2018. № 1 (33). С. 13–22. EDN XQXUXB.

12. Багашов С. И. Некоторые особенности расчета тормозной силы поезда / С. И. Багашов, А. А. Андреев // Проблемы безопасности российского общества. 2016. № 1. С. 131–136. EDN VVWJEN.

13. Асадченко В. Р. Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава: учебное пособие для вузов ж.-д. транспорта. М.: Маршрут, 2004. 120 с.

14. Асадченко В. Р. Автоматические тормоза подвижного состава: учебное пособие для вузов ж.-д. транспорта. М.: Маршрут, 2006. 392 с.

15. Крылов В. И. Автоматические тормоза подвижного состава: учебник для учащихся техникумов ж.-д. трансп. / В. И. Крылов, В. В. Крылов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1983. 360 с.

16. Правила технического обслуживания тормозного оборудования и управления тормозами железнодорожного подвижного состава. 2014.

Дата поступления: 08.12.2023

Решение о публикации: 13.02.2024

#### **Контактная информация:**

ОСИПОВ Дмитрий Валерьевич — аспирант;  
osipovdnor@mail.ru

ИВАНОВ Павел Юрьевич — канд. техн. наук,  
доцент; ivanov@mail.ru

ХАМНАЕВА Алена Александровна — ассистент  
кафедры УКиИГ; alenalend95@mail.ru

ПРОНИН Константин Евгеньевич — аспирант;  
prontom.irk@mail.ru

## Comparison of the length of the braking tracks of a freight train with single-pipe and double-tube power supply of the braking system

D. V. Osipov, P. Yu. Ivanov, A. A. Khamnaeva, K. E. Pronin

Irkutsk State Transport University, 15, Chernyshevsky str., Irkutsk, 664074, Russia

**For citation:** *Osipov D. V., Ivanov P. Yu., Khamnaeva A. A., Pronin K. E.* Comparison of the length of the braking tracks of a freight train with single-pipe and double-pipe power supply of the braking system // Proceedings of Petersburg Transport University, 2024. Vol. 21, iss. 1. P. 156–168. (In Russian) DOI: 10.20295/1815-588X-2024-01-156-16

### Abstract

**Objective:** to perform a comparative analysis of the length of the braking distance of a freight train with a single-pipe and two-pipe brake system supply. Based on the laboratory studies carried out, to identify the effect of the speed and amount of filling of brake cylinders on the calculated braking distance of freight rolling stock when using brake systems with two-pipe and single-pipe supply of a spare tank. These studies are aimed at improving the technical speed and safety of freight trains, as well as improving the efficiency of the braking system during cyclic braking, in order to reduce its depletion. **Methods:** analysis of the filling rate of the brake cylinders, in order to determine the time of preparation of the brakes for action, depending on the method of organizing the power supply of the brake system; comparison of the length of the preparatory and actual braking distance according to the method of speed intervals proposed in the Rules of traction calculations. It was also assumed that the train was braking to a complete stop on a straight horizontal section of the track, with air leaks from the brake cylinders throughout the train. **Results:** it was revealed that a two-pipe braking system allows to develop a significantly greater braking effect than a single-pipe braking system with a similar technical condition of the pneumatic train system. As a result, with the new method of powering the reserve tank, there is a significant reduction in the time required to prepare the brakes for action, as well as a reduction in the length of the full braking distance. **Practical significance:** it has been proven that the use of a new braking system will improve the efficiency of the braking system, which leads to a reduction in braking distance. This, in turn, will improve the safety and speed of trains along the sections, as well as increase the average weight of trains.

**Keywords:** valid braking distance, preparatory braking distance, single-pipe braking system, two-braking system, speed interval method, valid pressing brake pad, cast iron brake pad, composite brake pad.

### References

1. Povyshenie vesa poezdov [Jelektronnyj resurs]. URL: <https://company.rzd.ru/ru/9401/page/78314?accessible=true&id=157643>. (In Russian)
2. Inozemcev V. E., Evseev D. G., Kulikov M. Ju. i dr. Konceptija al'ternativnoj tormoznoj sistemy dlja podvizhnogo sostava // Transportnoe mashinostroenie. 2022. № 10 (10). S. 42–48. DOI: 10.30987/2782–5957–2022–10–42–48. EDN UFKWXM. (In Russian)
3. Ivanov P. Ju., Dul'skij E. Ju., Hamnaeva A. A. i dr. Teoreticheskie issledovanija osobennostej modelirovaniya processa frikcionnogo tormozhenija poezdov // Sovremennye tehnologii. Sistemnyj analiz. Modelirovanie. 2020. № 4 (68). S. 150–158. DOI: 10.26731/1813–9108.2020.4(68).150–158. EDN ZPBFRK. (In Russian)
4. Reliability analysis of power equipment of traction rolling stock within the Eastern region / A. M. Khudonogov, I. A. Khudonogov, E. Y. Dul'skiy, et al. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: International Conference on Transport and Infrastructure of the Siberian Region, SibTrans 2019, Moscow, 21–24 May 2019. Vol. 760. Moscow: Institute of Physics Publishing, 2020. P. 012018. DOI: 10.1088/1757–899X/760/1/012018. EDN SONODF.

5. Kozlov M. V. Organizacija obespechenija bezopasnosti dvizhenija i avtomaticheskie tormoza. M.: Federal'noe gosudarstvennoe avtonomnoe obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego obrazovanija "Rossijskij universitet transporta", 2020. 96 s. ISBN: 978-5-7473-1045-2. EDN TNEATY. (In Russian)
6. Abljalimov O. S. Analiz jeffektivnosti tormoznyh sistem skorostnogo podvizhnogo sostava // Nadezhnost' funkcionirovanija i informacionnaja bezopasnost' infokommunikacionnyh, telekommunikacionnyh i radiotekhnicheskikh setej i sistem: Materialy vsrossijskoj nauchno-tehnicheskoy konferencii, Omsk, 25 oktjabrja 2019 goda. Omsk: Omskij gosudarstvennyj universitet putej soobshhenija, 2019. S. 234–241. EDN NXSQME. (In Russian)
7. Ivanov P. Ju. Snizhenie jenergopotreblenija jelektrovoza pri upravlenii pnevmaticheskimi tormozami gruzovogo poezda // Razrabotka i jekspluatacija jelektrotehnicheskikh kompleksov i sistem jenergetiki i nazemnogo transporta: Materialy III Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, Omsk, 6 dekabrja 2018 goda. Omsk: Omskij gosudarstvennyj universitet putej soobshhenija, 2018. S. 143–151. EDN PPBPJT. (In Russian)
8. Ivanov P. Ju. Sravnitel'nyj analiz tormoznyh sistem podvizhnogo sostava s odnotrubnym i dvuhtrubnym pitaniem / P. Ju. Ivanov, E. Ju. Dul'skij, A. A. Hamnaeva i dr. // Vestnik RGUPS. 2020. № 3. S. 35–42. DOI: 10.46973/0201-727X-2020-3-35. (In Russian)
9. Osipov D. V., Ivanov P. Ju., Dul'skij E. Ju. i dr. Dvuhtrubnaja tormoznaja sistema na zheleznodorozhnom podvizhnom sostave // Transport Rossijskoj Federacii. 2022. № 4–5 (101–102). S. 38–41. EDN ZGBZCC. (In Russian)
10. Pravila tjagovyh raschetov dlja poezdnoj raboty, 2016. 510 s. (In Russian)
1. Bujnosov A. P. Sovershenstvovanie metoda rascheta dliny tormoznogo puti zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava // Izvestija Transsiba. 2018. № 1 (33). S. 13–22. EDN XQXUXB. (In Russian)
12. Batashov S. I. Nekotorye osobennosti rascheta tormoznoj sily poezda / S. I. Batashov, A. A. Andreev // Problemy bezopasnosti rossijskogo obshhestva. 2016. № 1. S. 131–136. EDN VVWJEH. (In Russian)
13. Asadchenko V. R. Raschet pnevmaticheskikh tormozov zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava: uchebnoe posobie dlja vuzov zh.-d. transporta. M.: Marshrut, 2004. 120 s. (In Russian)
14. Asadchenko V. R. Avtomaticheskie tormoza podvizhnogo sostava: uchebnoe posobie dlja vuzov zh.-d. transporta. M.: Marshrut, 2006. 392 s. (In Russian)
15. Krylov V. I. Avtomaticheskie tormoza podvizhnogo sostava: uchebnik dlja uchashhihsja tehnikumov zh.-d. transp. / V. I. Krylov, V. V. Krylov. 4-e izd., pererab. i dop. M.: Transport, 1983. 360 s. (In Russian)
16. Pravila tehničeskogo obsluzhivanija tormoznogo oborudovanija i upravlenija tormozami zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. 2014. (In Russian)

Received: 08.12.2023

Accepted: 13.02.2024

**Author's information:**

Dmitry V. OSIPOV — Postgraduate Student;  
osipovdnor@mail.ru

Pavel Yu. IVANOV — PhD of technical sciences, Associate Professor; ivanov@mail.ru

Alyona A. KHAMNAEVA — Assistant at the UKiIG department; alenalend95@mail.ru

Konstantin E. PRONIN — Postgraduate Student;  
prontom.irk@mail.ru