

# АНАЛИЗ ФАКТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ МГНОВЕННОГО ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ОТ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Характер зависимости коэффициента трения от скорости движения, выявленный ранее, при новом рассмотрении проявляет иные черты. В ходе работы выполняется анализ параметров, от которых зависит его мгновенное значение, проводится сравнение с характеристикой для дискового тормоза.

**Ключевые слова:** вагон, тормозная система, тормозная колодка, коэффициент трения

EDN: FZYWW

Ранее в работе [1] было показано, что зависимость коэффициента трения колодки по поверхности колеса от начальной скорости торможения имеет вид, характерный для кривой Герси-Штрибека. Этот факт подтверждается целым рядом работ, например, [4;7]. Данный факт объясняется тем, что на поверхности трения при торможении композиционной колодкой образуется тонкая пленка расплавленного материала, что приводит к появлению гидродинамического трения. Однако, для чугунных колодок факт изменения коэффициента трения авторами объясняется тем, что колодка является более жесткой, в связи с чем «перелетает» через неровности колеса, изменяя мгновенное значение коэффициента до нуля, а с увеличением скорости движения (как следствие, и угловой скорости колеса) колодка больше времени проводит «в воздухе».

Данный факт, в свою очередь, не подтверждается исследованиями, проведенными независимыми командами ученых из России и иных стран (например, Индии [10]). Так, приведенные в работе [1] графики

(примеры — см. рис. 1,2) хоть и показывают снижение коэффициента трения в зависимости от начальной скорости торможения, однако заметно, что, следуя зависимости Герси-Штрибека, наблюдается гидродинамическое трение материалов, при котором происходят процессы, более характерные для подшипника скольжения: первоначальное падение коэффициента трения при торможении со скоростей 80 и 120 км/ч сменяется его относительно стабильным значением в диапазоне 70–35 км/ч в первом случае и 90–50 км/ч во втором и дальнейшим его ростом. В ряде случаев также возможно заметить тот факт, что на малых скоростях при остыании чугунной колодки данный параметр начинает снова снижаться.

Поскольку твердость цельнокатаного колеса согласно ГОСТ 10791-2011 составляет не менее 255 НВ, а твердость вагонных тормозных колодок типов С и Р согласно ГОСТ 33695-2015 составляет (197–255) НВ и (197–285) НВ соответственно, то с учетом усилия нажатия на колодку 2,5 тс можно



А.О. Петров

---

**Петров Антон Олегович**, аспирант кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Российского университета транспорта (РУТ (МИИТ)), ведущий инженер-проектировщик ООО «КСК», предприятие «Тормозные системы». Область научных интересов: тормозные системы, трибология, вагоностроение, технология конструкционных материалов, пневматика. Автор 12 научных работ. Имеет четыре патента на изобретения.

предположить, что при высоких температурах в зоне контакта происходит не «перепрыгивание», а срезание неровности колодкой либо внедрение материала неровности в материал колодки, как это происходит в случае с более мягкими композиционными. Данные выводы следуют, исходя из того, что размеры выпуклых неровностей на поверхности колеса чаще всего

относительно небольшие (кроме случаев с наварами и ползунами) и представляют из себя различные включения посторонних материалов. Анализ данных включений позволяет судить, что чаще всего это либо задранные частицы основного материала колеса, либо гораздо более твердые частицы песка (7 баллов по шкале Мооса, что примерно может соответствовать

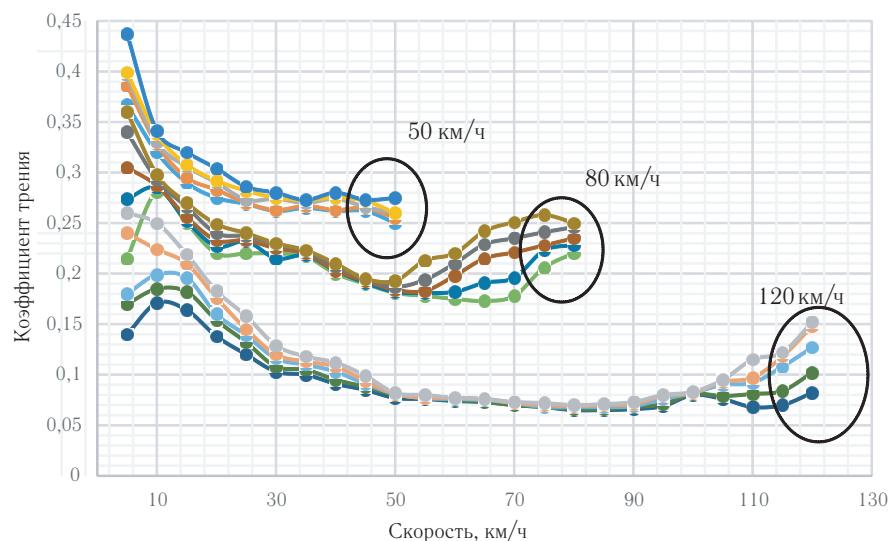


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения чугунных тормозных колодок от скорости движения с указанием начальных скоростей торможения при усилии нажатия 2,5 тс

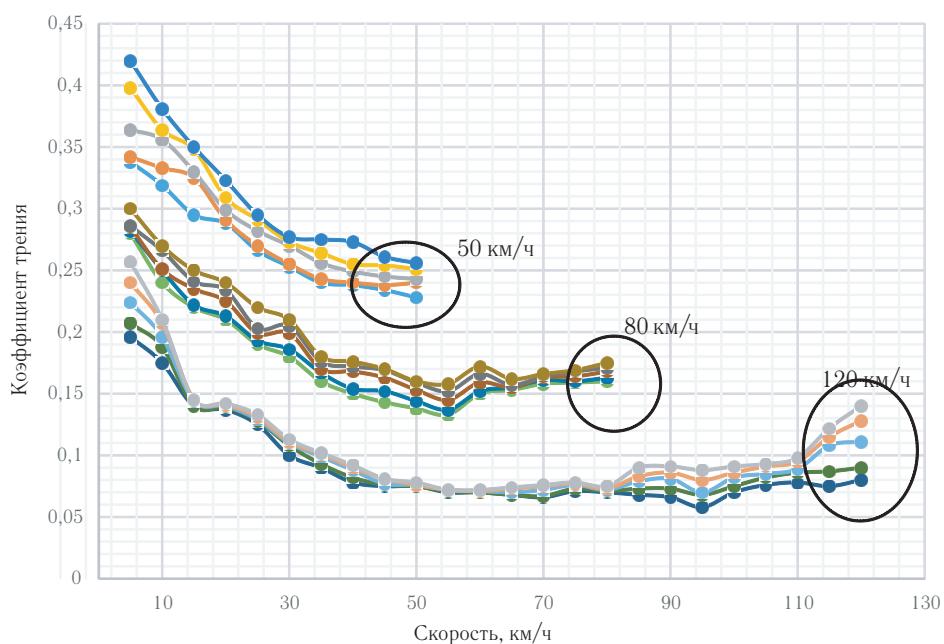


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения чугунных тормозных колодок от скорости движения с указанием начальных скоростей торможения при усилии нажатия 3,5 тс

# «АНАЛИЗ ФАКТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ МГНОВЕННОГО ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ОТ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА»

вать значению более 600 НВ), либо продукты износа колодки. Их площадь относительно общей площади контакта чаще всего несоизмеримо мала, что позволяет пренебречь вносимым им вкладом в процесс.

Более вероятным выглядит тот факт, что при высоких температурах на поверхности контакта происходит обезуглероживание поверхности колодки. Поскольку колодка прижимается к поверхности катания со значительным усилием, выходящий с ее поверхности углерод не может мгновенно покинуть зону контакта, в связи с чем между колодкой и колесом возникает тонкая пленка жидкого графита, которая, в свою очередь, снижает трение.

При анализе графика, представленного на рис. 1, и обращаясь к исследованию [3], очевидно следующее:

- при начальной скорости 50 км/ч: жидкостное трение отсутствует либо практически отсутствует, на промежутке 50–10 км/ч наблюдается смешанное трение, затем граничное;
- при начальной скорости 80 км/ч: жидкостное трение наблюдается на промежутке 80–55 км/ч, на промежутке 55–10 км/ч наблюдается смешанное трение, затем граничное;
- при начальной скорости 120 км/ч: жидкостное трение наблюдается на промежутке 120–100 км/ч, на промежутке 100–10 км/ч наблюдается смешанное трение, затем граничное.

Исходя из данных наблюдений можно сделать вывод, что при усилии нажатия на колодку 2,5 тс на скорости 10 км/ч и ниже реализуется механизм граничного трения. То же наблюдается и на графике, представленном на рис. 2 при усилии нажатия на колодку 3,5 тс, однако скорость сдвигается от значения 10 до 15 км/ч, а остальные выводы выглядят справедливыми.

Для дальнейшего рассмотрения зависимости коэффициента трения от скорости следует обратиться к работе [3], где выведено следующее уравнение, описывающее кривые Герси-Штрибека:

$$f(v) = (f_0 + bv)^{-cv} + \frac{\eta v}{ph}, \quad (1)$$

где  $f$  – значение коэффициента трения;

$f_0$  – значение коэффициента трения покоя для пары трения;

$b$  – степень схватывания смазочного материала, с/м;

$v$  – скорость относительного перемещения трущихся тел, м/с;

$c$  – константа, характеризующая способность смазки адаптироваться к нагрузкам;

$\eta$  – вязкость смазочного материала, Н·с/м<sup>2</sup>;

$p$  – давление на поверхность трения, Н/м<sup>2</sup>;

$h$  – толщина граничного слоя, м.

Известно [11], что вязкость определяется уравнением Френкеля-Андраде:

$$\eta(T) = Ae^{kT}, \quad (2)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от дальности скачка молекулы вещества, частоты ее колебаний и температуры;

$k$  – постоянная Больцмана,

$k = 1,380649 \cdot 10^{-23}$  Дж/К;

$T$  – абсолютная температура, К.

Таким образом, очевидна зависимость коэффициента трения не только от скорости вращения колеса, но и от температуры поверхности контакта, причем обе зависимости являются показательными функциями. Принимая во внимание тот факт, что коэффициент трения покоя  $f_0$ , константа  $c$  в процессе торможения не изменяются, скорость  $v$  и соответствующие ей мгновенные значения коэффициента трения  $f$  известны, интерес для исследования представляют законы изменения степени схватывания  $b$ , толщины граничного слоя  $h$  и температуры  $T$  в процессе трения. При этом стоит понимать, что давление  $p$ , зависящее от величины нажатия на колодку, является переменной, поскольку первоначально уходит некоторое время на наполнение тормозного цилиндра воздухом и выбирание зазоров в элементах тормозной рычажной передачи (переходный процесс). В связи с тем, что время это должно составлять не более 15 с [2], хотя фактически это происходит за несколько более длительный промежуток времени – порядка 30 с [2], а весь процесс торможения, например, для грузового поезда со скорости 90 до 0 км/ч может занимать всего 70 с, промежуток даже в 15 с является довольно значительным. Следовательно, коэффициент трения является функцией многих переменных:

$$f = f(b, h, p, T, v). \quad (3)$$

Принимая изменение толщины граничного слоя в процессе трения пренебрежимо малым, получим:

$$f = f(b, p, T, v). \quad (4)$$

Поскольку определение величины давления  $p$  известной модели колодки на колесо не представляет сложности, для решения (4) необходимо выразить уравнения нахождения переменных  $b$  и  $T$ .

В работе [8] показано, что при торможении с максимальной скорости тепловой поток в колодку некоторое время увеличивается по параболической тра-

ектории (сопоставляя время, которое занимает рост теплового потока со временем применения тормоза, нетрудно видеть, что это и есть тот самый переходный процесс, описанный выше), затем наступает момент остановки, после которого по параболической же траектории происходит его снижение до 0 в момент остановки поезда. Для всего описанного характерна следующая зависимость приращения поверхностной температуры [8]:

$$\vartheta(0, F_{0,1}) - \vartheta_0 = \frac{q_{1,1} h_1}{\lambda_1} \theta_1(0, F_0). \quad (5)$$

По итогу исследования информации, представленной выше, становится очевидным тот факт, что построение достоверной математической модели вычисления коэффициента трения для колодочного тормоза является в первую очередь задачей термодинамической, а не механической, поскольку температурный фактор является одним из наиболее значимых в процессе торможения. При этом, для получения достоверных значений требуется знать множество абсолютно случайных параметров, которые вносят довольно значительное влияние на значение коэффициента, как, например, степень изношенности тормозной колодки, степень изношенности поверхности катания колеса, наличие на поверхности катания различных дефектов, наличие дефектов в теле тормозной колодки, время полного применения тормоза на конкретном вагоне и т.д. Все это в совокупности приводит к тому, что решение данной задачи практического применения не имеет и может представлять собой сугубо научный интерес.

Имея в наличии столь значительное количество разнообразных непредсказуемых факторов, влия-

ющих на процесс, в рамках настоящего исследования представляется интересным рассмотреть аналогичные зависимости  $f(v)$  для дискового тормоза. Одним из важнейших декларируемых преимуществ такой системы является относительная стабильность коэффициента трения в широком диапазоне значений тормозного усилия, температур, влажности и начальной скорости торможения. Это обуславливается лучшим обдувом поверхностей трения, а также конструкцией тормозных накладок, в которой, как правило, присутствует куда большее количество канавок для отвода влаги и частиц, возникающих в процессе трения, чем у колодочного тормоза. Так, при исследовании коэффициента трения тормозных накладок производства ICER (входит в группу компаний KNORR-BREMSE) моделей ICER PROPAD P16 и ICER 203 на электропоезде ЭС1П-019, проведенном 05.02.2020 г.; ICER PROPAD P16, Becorit 984 (KNORR-BREMSE), UD102 (ООО «УралАТИ») в рамках комплексных испытаний, проведенных в 2019 г.; а также ряда собственных испытаний компании KNORR-BREMSE, были получены графики, представленные на рис. 3–17.

Очевидно, что подобный характер кривой обеспечивает более стабильную и, как следствие, более прогнозируемую работу тормоза во всем диапазоне нажатий. Таким образом, с технической точки зрения видится перспективным перевооружение всего вагонного парка системой дискового тормоза взамен колодочного. Это позволит повысить эффективность тормозной системы (особенно на скоростных поездах), уйти от многих дефектов колесных пар, вызванных трением и присущим ему нагревом [5;6], и, вероятно, повысит итоговую надежность системы за счет увеличения количества исполнительных механизмов.

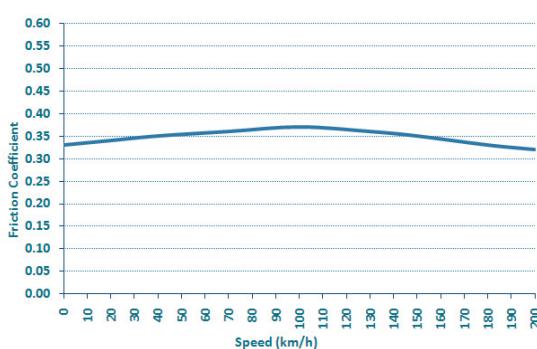


Рис. 3. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости при нажатии 20–55 Н/см<sup>2</sup> и предварительной температуре нагрева трущихся поверхностей до 50°C (ICER PROPAD P16)

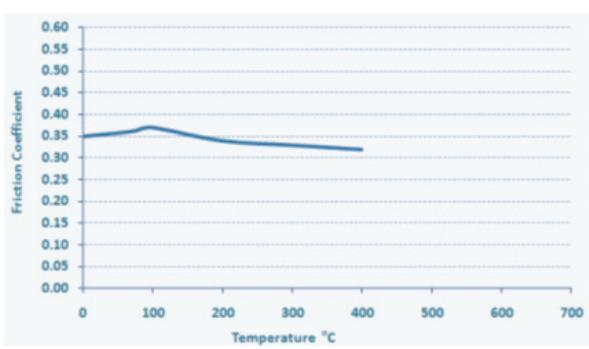


Рис. 4. Усредненная зависимость коэффициента трения от температуры при скорости движения 15 м/с и нажатии 20–55 Н/см<sup>2</sup> (ICER PROPAD P16)

# «АНАЛИЗ ФАКТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ МГНОВЕННОГО ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ОТ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА»

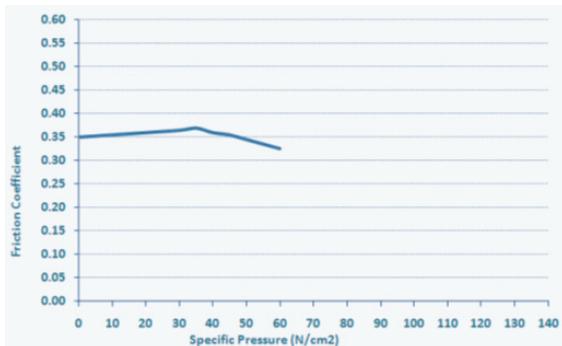


Рис. 5. Усредненная зависимость коэффициента трения от усилия нажатия при скорости движения 15 м/с и предварительной температуре нагрева трущихся поверхностей до 50°C (ICER PROPAD P16)

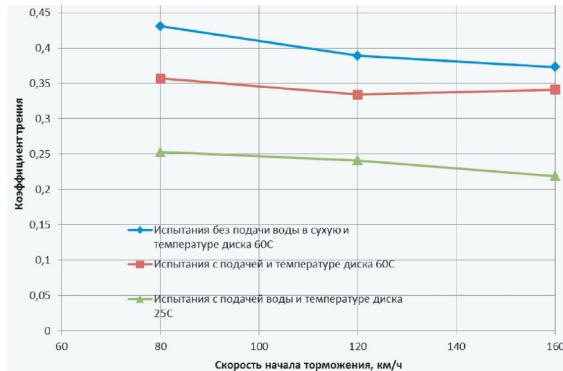


Рис. 6. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 16 кН и нагрузке на диск 5300 кгс (Becorit 984)

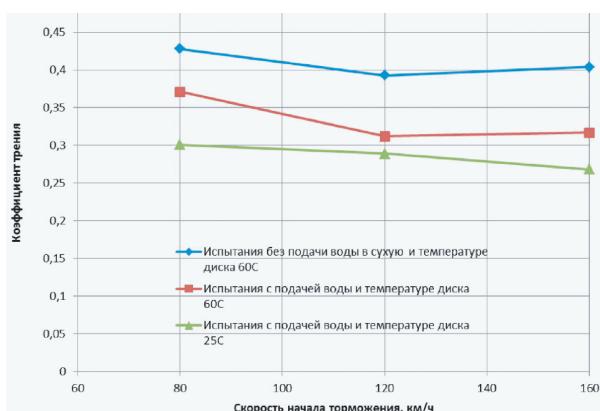


Рис. 7. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 38 кН и нагрузке на диск 5300 кгс (Becorit 984)

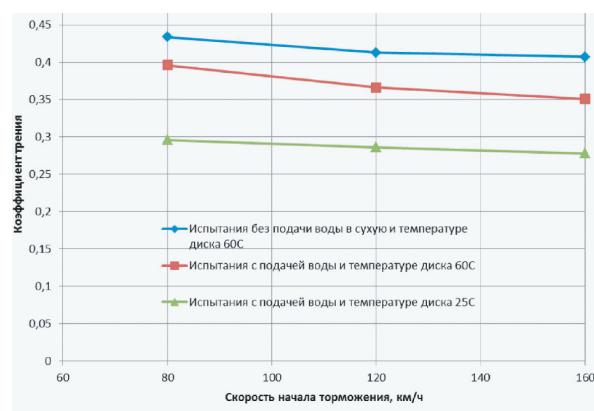


Рис. 8. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 16 кН и нагрузке на диск 2560 кгс (Becorit 984)

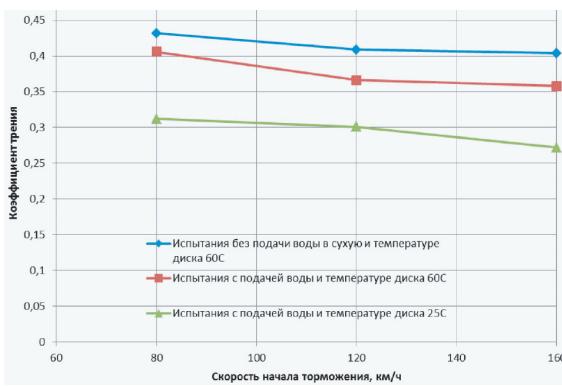


Рис. 9. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 38 кН и нагрузке на диск 2560 кгс (Becorit 984)

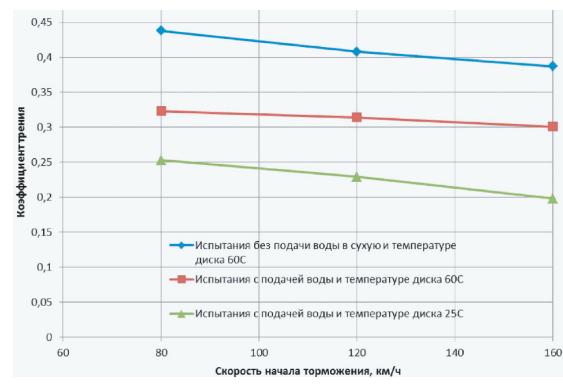


Рис. 10. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 16 кН и нагрузке на диск 5300 кгс (ICER PROPAD P16)

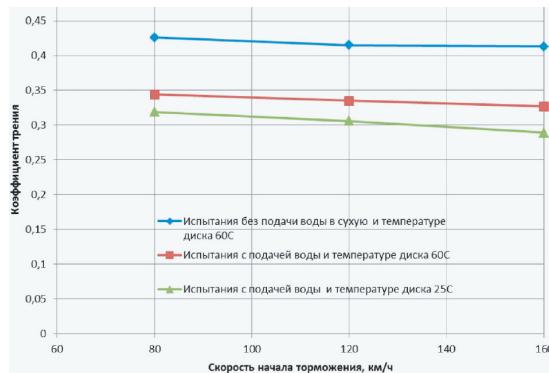


Рис. 11. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 38 кН и нагрузке на диск 5300 кгс (ICER PROPAD P16)

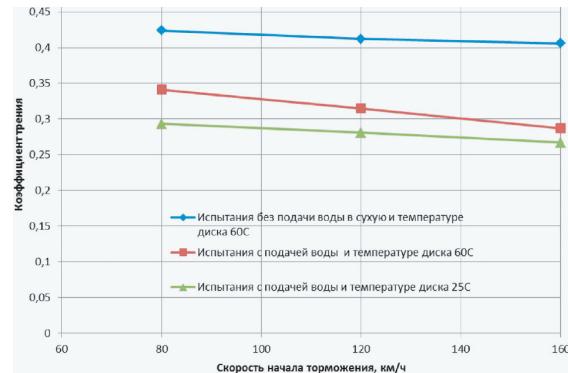


Рис. 12. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 16 кН и нагрузке на диск 2560 кгс (ICER PROPAD P16)

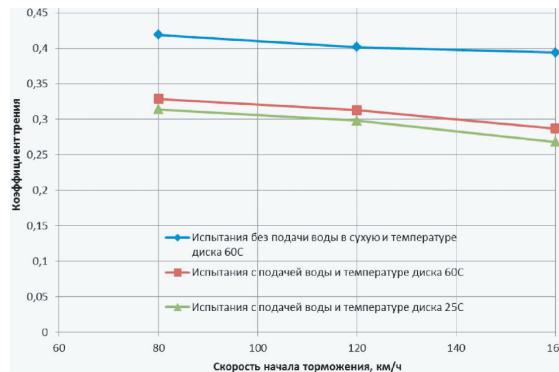


Рис. 13. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 38 кН и нагрузке на диск 2560 кгс (ICER PROPAD P16)

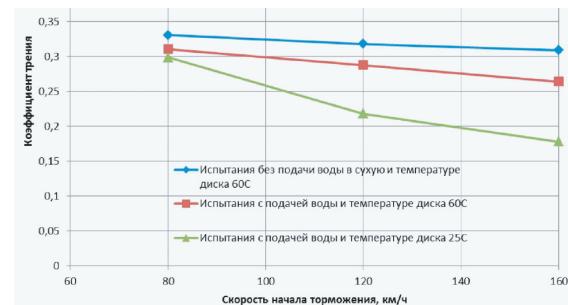


Рис. 14. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 16 кН и нагрузке на диск 5300 кгс (UD 102)

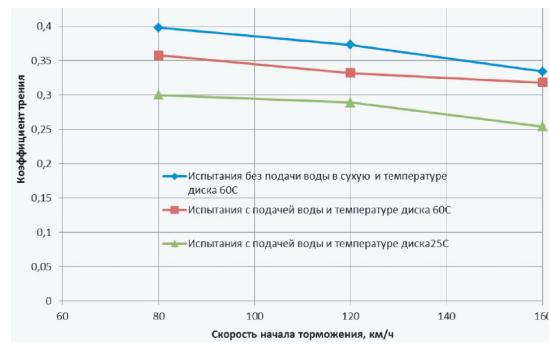


Рис. 15. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 38 кН и нагрузке на диск 5300 кгс (UD 102)

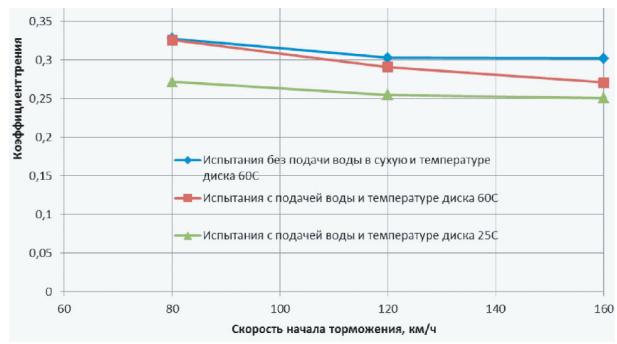
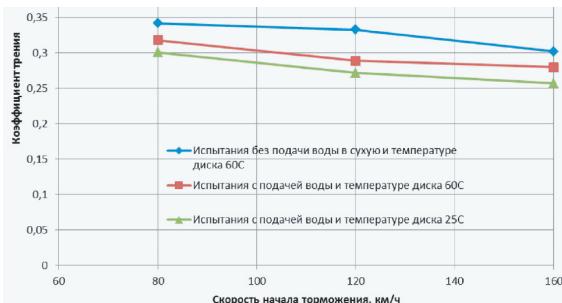


Рис. 16. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 16 кН и нагрузке на диск 2560 кгс (UD 102)

# «АНАЛИЗ ФАКТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ МГНОВЕННОГО ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ОТ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА»



**Рис. 17. Усредненная зависимость коэффициента трения от скорости начала торможения при усилии нажатия 38 кН и нагрузке на диск 2560 кгс (UD 102)**

Перечисленные выше факты выглядят крайне привлекательными для разработки современных контейнерных вагонов-платформ, поскольку данный тип перевозок переживает бурный рост — за 2023 год было перевезено более 7,4 млн ДФЭ (двадцатифутовый эквивалент) [12], что на 12,3% больше, чем в 2021 году и практически в два раза больше, чем в 2017 году. Имея в виду эти факты, видится логичным перспективное повышение скорости движения контейнерных поездов с целью увеличения общего грузопотока. В качестве одного из характерных примеров можно рассмотреть патент №2680029 [9], в котором представлена такая система для грузовой тележки жесткой штампосварной незамкнутой конструкции.

С другой же стороны, повсеместное внедрение новой системы существенно усложнит конструкцию отдельных вагонов, потребует затрат на НИОКР по переводу каждой отдельной модели вагонов, увеличит их стоимость, а также вызовет необходимость проведения технического перевооружения ремонтных и эксплуатационных депо, а также ряда вагоноремонтных заводов. Также остается неисследованным вопрос касаемо установки дискового тормоза на типовой грузовой тележке литой конструкции, имеющей, в числе прочих недостатков, нежесткую раму.

## Выводы

1. Расчет мгновенного значения коэффициента трения для колодочного тормоза является задачей, в первую очередь, термодинамической и лишь во вторую механической.
2. Расчет мгновенного значения коэффициента трения для колодочного тормоза имеет значительную погрешность, поскольку присутствует целый ряд абсолютно случайных факторов, связанных с износом трущихся частей.
3. Дисковый тормоз обладает значительно более стабильным коэффициентом трения, однако повсеместное его внедрение на текущем этапе нецелесообразно.
4. Выглядит интересным проведение НИОКР по внедрению системы дискового тормоза на современных типовых грузовых тележках, а также на тележках перспективных конструкций, применяющихся при перевозке крупнотоннажных контейнеров.



## Литература

1. Петров, А. О. Анализ эмпирических зависимостей коэффициента трения от скорости движения подвижного состава / А. О. Петров. - Текст : непосредственный // Сборник статей X международной научно-практической конференции «Актуальные исследования и инновации в науке и технике», Москва, 18 марта 2023 года. - Москва : Международный научно-издательский центр «Твоя наука», 2023. - С. 99-109.
2. Галай, Э. И. Композиционные тормозные колодки со вставками из специального чугуна / Э. И. Галай, П. К. Рудов, Е. Э. Галай. - Текст : непосредственный // Механика. Исследования и инновации. - 2019. - №12. - С. 41-47.
3. Дамдинов, Б. Б. Исследования коэффициента трения. Вывод аналитического уравнения диаграммы Герси-Штрибека / Б. Б. Дамдинов, Ч. М. Митыпов. - Текст : непосредственный // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: Техника и технологии. - 2022. - Т. 15, № 7. - С. 835-849.
4. Марков, Д. П. Моделирование взаимодействия тормозных колодок с колесами подвижного состава на машинах трения / Д. П. Марков, И. Н. Воронин, В. И. Маршев. - Текст : непосредственный // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. - 2012. - № 2. - С. 42-45.
5. Ефимов, Р. А. Оценка тепловых нагрузений цельнокатаного колеса вагона при торможении : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ефимов Роман Александрович; Место защиты: Моск. гос. ун-т путей сообщ. (МИИТ). - Москва, 2017. - 196 с. - Текст : непосредственный.

6. Петров, А. О. Перспективы развития механической части тормозов вагонов с учетом влияния тепловых процессов на повреждаемость колесных пар / А. О. Петров. - Текст : непосредственный // Железная дорога: путь в будущее: сборник материалов I Международной научной конференции аспирантов и молодых ученых, Москва, 28-29 апреля 2022 года. - Москва : Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта, 2022. - С. 110-113.
7. Работоспособность чугунных тормозных колодок из фосфористого чугуна на электропоездах / И. А. Жаров, И. Н. Воронин, С. Б. Курцев, А. А. Кренделев. - Текст : непосредственный // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. - 2013. - № 3. - С. 55-60.
8. Галай, Э. И. Тепловой расчет фрикционных узлов тормоза грузовых вагонов / Э. И. Галай, П. К. Рудов, Е. Э. Галай. - Текст : непосредственный // Механика. Исследования и инновации. - 2018. - № 11. - С. 31-40.
9. Патент № 2680029 C1 Российская Федерация, МПК B61F 3/08, B61H 5/00, F16D 55/225. Тормозная система тележки грузового вагона : № 2017135525 : заявл. 05.10.2017 : опубл. 14.02.2019 / Гущин П. А., Ковин Д. В., Петров А. О., Подлесников Я. Д. ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет транспорта (МИИТ)» РУТ(МИИТ). - 8 с.: ил. - Текст : непосредственный.
10. Vineesh, K. Analyses of Temperatures in Locomotive Wheels Fitted with Cast iron and Composite Brake Blocks/ Vineesh, K., Vakkalagadda, M., Srivastava, D., Misra, A., Racherla, V. // Indian National Conference on Applied Mechanics. - IIT, Delhi, India, 13-15 July 2015.
11. Andrade E.N. da C. A Theory of the Viscosity of Liquids - Part 1 // Phil. Mag. 1934. V. 17. P. 497.
12. Контейнерные перевозки. Грузовые перевозки [сайт]. - URL: <https://cargo.rzd.ru/gu/11702> (дата обращения: 10.06.2023 г.). - Текст : электронный.