

П. А. Поляков, И. А. Яицков, А. А. Кузькин, А. В. Мизюкаев, Г. И. Галимова

ИЗМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА ДИСКОВО-КОЛОДОЧНОГО ТИПА ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ПРИЖАТИЯ ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ

Аннотация. Тормозное устройство осевого действия, к которому относится тормоз дисково-колодочного типа, постоянно совершенствуется. В эру цифровизации во всех отраслях не прекращаются попытки создать тормозное устройство с электромеханическим приводом. На данный момент предлагаемые конструкции электромеханических тормозов обладают рядом существенных недостатков, которые выявляются как в процессе проектирования, так и в процессе эксплуатации. Для решения этой задачи необходимо разработать промежуточную стадию тормозного устройства, работающего от «традиционных» приводов транспортного средства и изменяющего тормозные характеристики под изменяющиеся внешние условия. Для этого необходимо тормозное устройство оснастить блоком изменения тормозных характеристик при взаимодействии рабочих пар тормоза под дискретные внешние условия. В качестве основной изменяющейся тормозной характеристики был выбран тормозной момент. В результате проведенных исследований была разработана конструкция, которая позволяет изменять не только положение давления в системе «привод – колодка – диск», но и нормальную силу в паре тормоза.

Ключевые слова: торможение, тормозное устройство, механизм регулирования тормозного момента, нормальная сила, напряжение поверхности контакта.

Для цитирования: Изменение характеристик тормозного устройства дисково-колодочного типа путем совершенствования механизма прижатия тормозной колодки / П. А. Поляков, И. А. Яицков, А. А. Кузькин [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 4. – С. 188–198. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_4_188.

Введение

В работе [1] экспериментально исследовался тормозной момент барабанного тормоза при циклическом торможении. Определено влияние скорости вращения барабана и количество тормозных циклов на развиваемый тормозной момент и на температурное поле тормозного барабана. На поверхности трения тормоза температура зависела от начальной скорости вращения барабана и росла с каждым новым циклом взаимодействия рабочих пар трения. В статье [2] исследовались дискретные температурные поля как для сплошных, так и для вентилируемых дисков тормозов при единичном торможении. Модели конечных элементов строились для трёх типов дисков: сплошных, вентилируемых с 32 рёбрами и вентилируемых с 42 рёбрами. Для каждого из моделируемых дисков задавались разные материалы: серый чугун, сталь AISI 420 и сплав INCONEL 718. При моделировании оценка тепловой нагруженности проводилась с учетом температуры на рабочей поверхности диска и с учетом изменения температуры по толщине диска. Серый чугун показал самые низкие максимальные температуры благодаря высокой теплопроводности, а INCONEL 718 – самые высокие температуры из-за низкой теплопроводности. Несмотря на улучшенные охлаждающие свойства, вентилируемые диски показали более высокие максимальные температуры поверхности по сравнению с цельными дисками из-за меньшей теплоёмкости. В статье [3] систематически рассматриваются структура электромеханического тормоза, моделирование процесса взаимодействия рабочих поверхностей, оценка усилия прижатия колодки к поверхности диска и оценка управления процессом торможения. В статье [4] оценивалось влияние износа тормозных колодок на реакцию электромеханической дисковой тормозной системы с помощью модели, построенной в MATLAB/Simulink. Сравнение тормозных сил моделировалось для тормозных устройств без износа и с износом при перманентном и дискретных значениях коэффициента трения на основе построенной тепловой модели. Тормозная сила увеличивалась при дискретном значении коэффициента трения, изменяемого примерно на 0,06 %. Переменный коэффициент трения приводил к более высокому износу, чем постоянный коэффициент трения, примерно на 30 %. В статье [5] был проведен анализ патентов и

литературных источников, посвященных разработке приводов электромеханических тормозов. В результате анализа электромеханический тормоз структурировался на следующие подсистемы: подсистема фрикционного узла, подсистема обеспечения стояночного тормоза, подсистема компенсации зазора между рабочими парами трения, подсистема возврата в исходное положение и подсистема датчиков управления тормозным устройством. На основе базовой структуры обобщены алгоритм оценки для непрямого управления усилием зажима и алгоритм прямого управления усилием зажима привода. В рамках исследования [6] рассматривались типовые структуры электромеханических тормозов, проводилась оценка требуемого уровня активной безопасности. Для точного анализа основных факторов, влияющих на вероятностную метрику технических отказов в тормозных устройствах, дополнительно рассматривалась частота сбоев в работе приводов тормозных устройств. Были рассчитаны частоты отказов в работе критически важных компонентов электромеханических тормозов, в частности матрицы приводов тормозных устройств. Результаты показали, что неработоспособность матрицы приводов тормозных устройств составляла $9,244 \times 10^{-3}$ ошибок во времени. Показатели метрики вероятностных технических отказов систем электромеханического тормоза для каждой цели безопасности составляют 6,14, 5,89 и 6,03 сбоев во времени, что соответствовало требуемому уровню активной безопасности. В статье [7] приводится схема работы тормозного устройства, оснащенного системой адаптации к внешним изменяющимся условиям. В качестве параметра, который мог быть изменен при взаимодействии рабочих пар фрикционного узла, предложен центр давления в системе «привод – тормозная колодка – тормозной диск». В статьях [8] и [9] рассмотрены нестационарные процессы динамики как автомобиля, так и вагона подвижного состава. В связи с перемещениями кузова транспортного средства изменяются нормальные и касательные силы в контакте колеса с поверхностью. Следовательно, на транспортных средствах необходимо корректировать тормозной момент на колесах разных осей. Для автомобиля актуально также изменение тормозных моментов между колесами одной оси.

Проанализировав результаты прошедших исследований, можно сделать вывод, что исследования в области тормозных устройств являются достаточно насыщенными по содержанию. Применение электромеханических тормозных устройств в данный момент ограничено концептуальными моделями, базирующимися на легковой технике. Основная проблематика электромеханических тормозных устройств заключается в соотношении габаритных размеров электропривода и его мощности, а также в безотказной работе тормозных устройств с электромеханическим приводом ввиду постоянного изменения внешних условий. Для широкого применения, в том числе эксплуатации на коммерческих транспортных средствах и на подвижном составе, необходима переходная версия конструктивного решения, а именно тормозное устройство с традиционным приводом, но с встроенным адаптированным блоком управления тормозным моментом. Блок управления тормозным моментом должен изменять тормозной момент, полученный от привода тормозной системы, в зависимости от изменяемых внешних условий.

Материалы и методы

На основе анализа можно сформулировать цель исследования, заключающуюся в регулировании тормозных свойств во времени для адаптации к внешним дискретным условиям.

Для обеспечения изменения тормозных свойств целесообразно использовать принцип смещения положения центра давления. В тормозном устройстве помимо механизма прижатия возможна встройка механизма регулирования тормозного момента. В качестве механизма регулирования рекомендуется применение электромеханического привода для обеспечения поворота прижимающих элементов. Для реализации процесса изменения тормозного момента во времени торможения была разработана трехмерная модель тормозного устройства с электромеханическим приводом для регулировки (рис. 1).

Согласно разработанной трехмерной модели тормозное устройство состоит из механизма прижатия, выполненного с помощью кулачкового механизма, механизма регулирования, реализующего изменение тормозного момента с помощью электромеханического привода и фрикционного узла. Механизм прижатия осуществляет передачу усилия от штока пневматической камеры через кулачки на левый и правый прижимающие элементы, которые обеспечивают прижатие внутренней колодки фрикционного узла. Для воздействия на внешнюю колодку кулачки надавливают на заднюю стенку суппорта и перемещают суппорт относительно скобы тормозного устройства. Прижимающие элементы имеют по три площадки контакта с внутренней колодкой тормоза, размещенные на элементе под углом 120° (рис. 2).

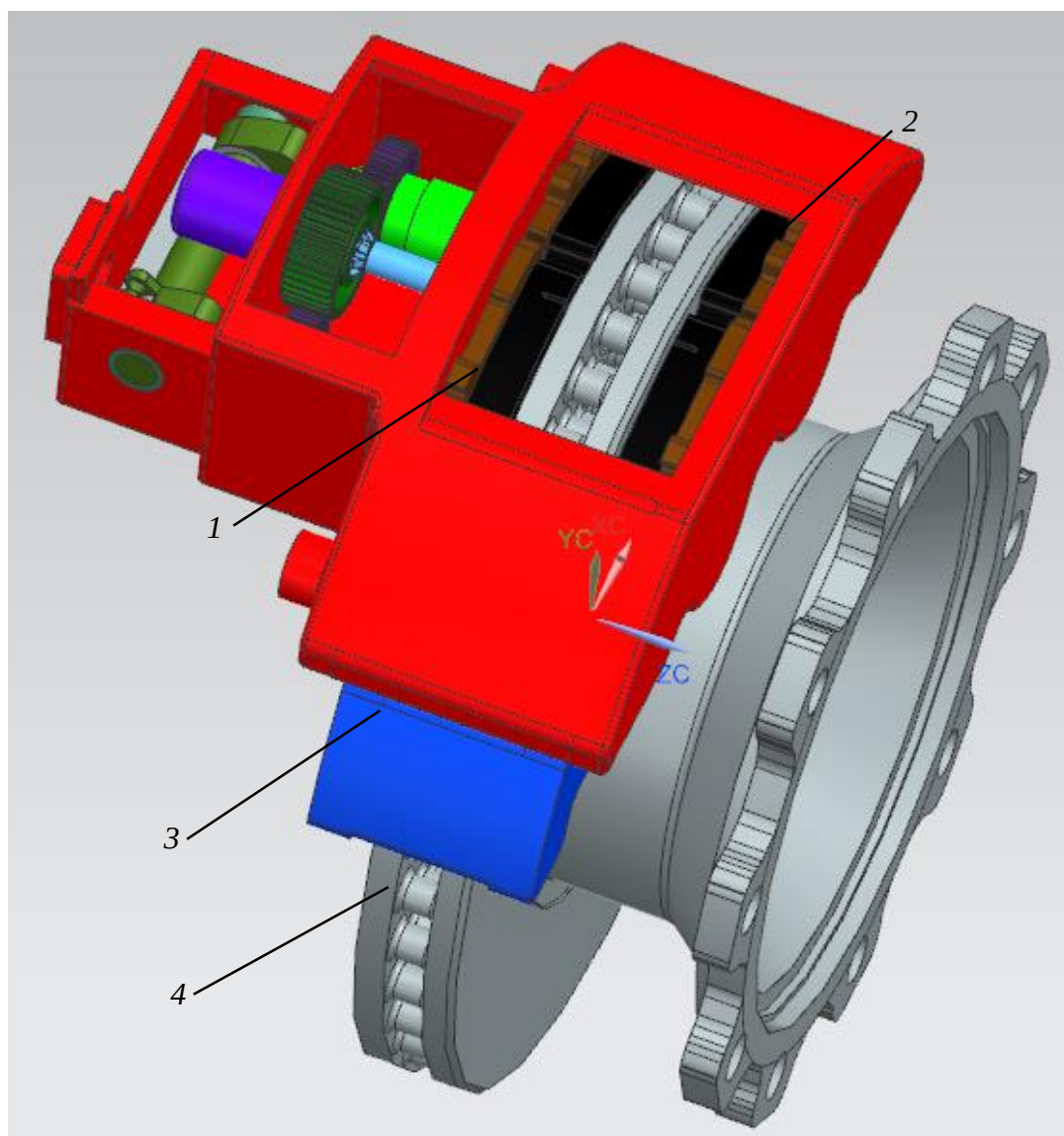


Рис. 1. Дисковый тормозной механизм колодочного типа с сегментными колодками:

1 – прижимающий элемент; 2 – тормозная колодка; 3 – фрикционная накладка;
4 – тормозной диск

Для обеспечения вращения необходим электродвигатель, который вращает шестерню для передачи вращения и изменения положения контактов прижимающих элементов.

Для математического моделирования процесса взаимодействия колодок с тормозным диском геометрия трехмерной модели импортировалась в Recurdyn.

Для моделирования геометрия модели тормозного устройства дисково-колодочного типа была преобразована в твердотельную модель с 10 основными телами. Прижимающие элементы объединялись с шестернями в единое тело для облегчения моделирования. Для обеспечения фиксации тел было назначено 10 шарниров. Скоба устройства крепилась к базе с помощью фиксирующего шарнира Fixed_bracket_base. Суппорт имел перемещение относительно скобы устройства с помощью двух шарниров TraJoint1(2)_support_bracket. Для обеспечения перемещения внутренней и внешней колодок были созданы по два шарнира на каждую колодку TraJoint1(2)_outer(inner)_shoe_support. Для обеспечения вращения тормозного диска относительно базовой поверхности был задан шарнир RevJoint_disk_base в оси тормозного диска. Вращение оси кулачка относительно суппорта тормоза обеспечивал шарнир RevJoint_cam_support. Для одновременного перемещения и вращения относительно своих осей прижимающих элементов были заданы шарниры Cylindrical_left(right)_clamping_support. Для соединения твердых тел колодки и накладки между собой были созданы шарниры Fixed в 12 точках (рис. 3).

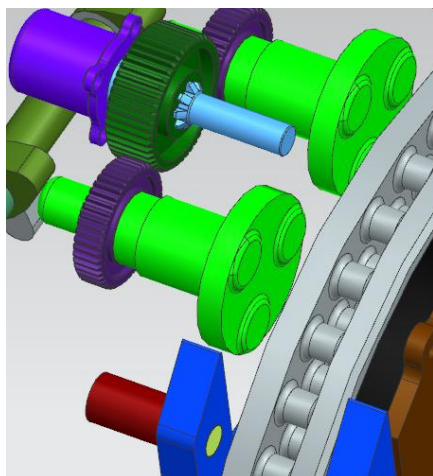


Рис. 2. Механизм регулирования тормозного момента

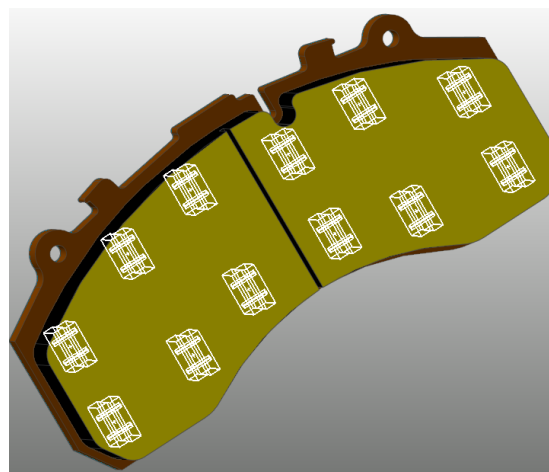


Рис. 3. Крепление накладки к колодке тормозного устройства

Для обеспечения взаимодействия контактов между поверхностями были созданы контакты между прижимающими элементами и кулачками (GeoSurContact_left(right)_clamping_cam), между суппортом и кулачками (GeoSurContact1(2)_cam_support). Для создания прижатия между внешней колодкой и тормозным диском были заданы контакты (GeoSurContact_outer_shoe_support, GeoSurContact_outer_overlay_disk). Для прижатия внутренней колодки к поверхности диска были созданы контакты (GeoSurContact_left(right)_clamping_inner_shoe, GeoSurContact_inner_overlay_disk). В качестве ограничений в перемещении тел относительно других тел были заданы контакты (GeoSurContact_left(right)_clamping_support, GeoSurContact_support_bracket). Для контактирующих металлических поверхностей были заданы следующие параметры: $c = 110\,000$ Н/мм; $f = 0,1$ [10]. Для контактирующих поверхностей накладки и диска при жесткости $c = 100\,000$ Н/мм задавался увеличенный коэффициент трения $f = 0,3$. Кроме того, соприкасающиеся поверхности колодки с диском были преобразованы в податливые тела (рис. 4).

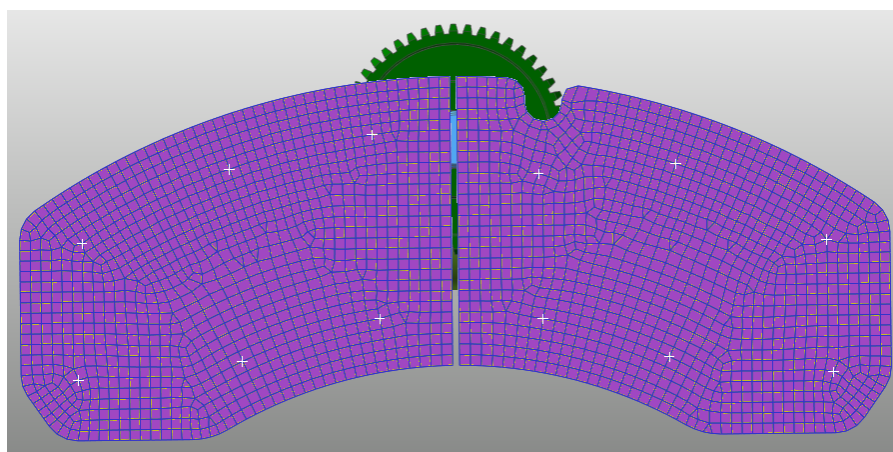


Рис. 4. Сетка поверхности накладки колодки тормозного устройства

При образовании сетки поверхности накладки внутренней колодки было образовано 2329 узлов, а для внешней колодки – 2655 узлов. Для поверхности взаимодействия были заданы следующие параметры: модуль Юнга $E = 110$ ГПа; коэффициент Пуассона $\mu = 0,25$ [11]. Белыми метками обозначены точки крепления накладки к колодке через фиксирующие шарниры.

Работа привода начиналась с 0,25 с до 0,5 с и заключалась в повороте кулачка на $26,5^\circ$ и последующем удержании в данном положении. Вращение прижимающих элементов производилось ступенчато:

- первая ступень изменения положения контактных площадок прижимающих элементов (с 0,75 с до 0,8 с на 30° и с 0,8 с до 0,85 с на 30° (рис. 5, а));
- вторая ступень (с 1,25 с до 1,3 с на 30° и с 1,3 с до 1,35 с на 30° (рис. 5, б)).

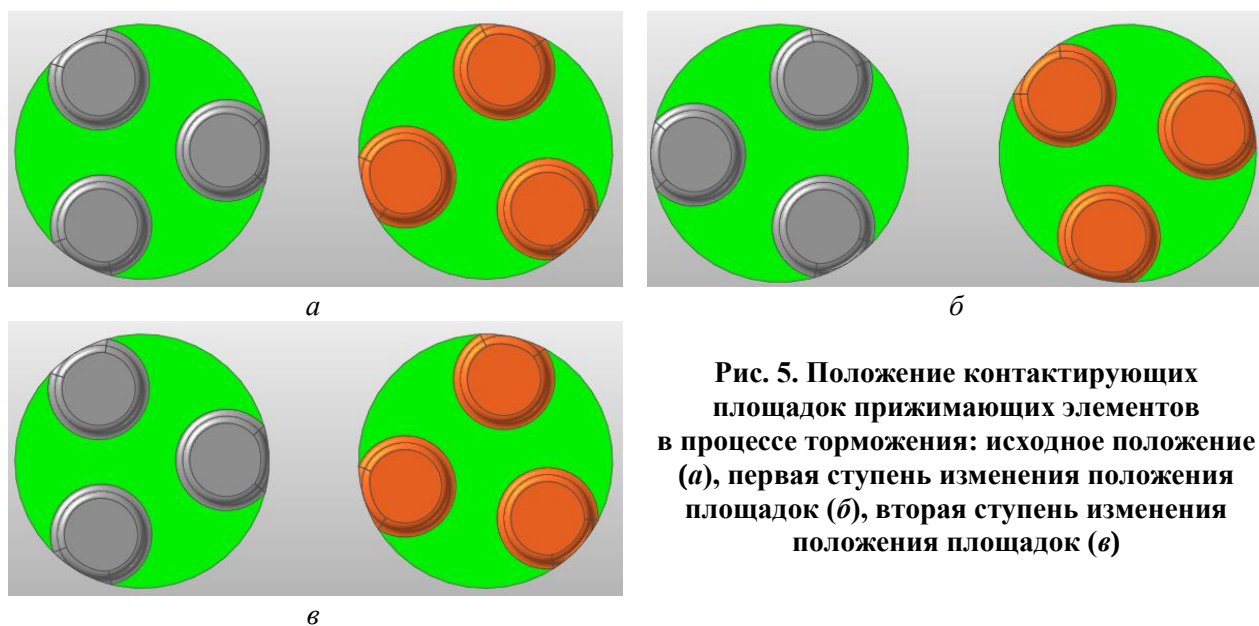


Рис. 5. Положение контактирующих площадок прижимающих элементов в процессе торможения: исходное положение (а), первая ступень изменения положения площадок (б), вторая ступень изменения положения площадок (в)

Результаты моделирования

После создания геометрии, формулирования законов относительного перемещения и математического описания контактирующих поверхностей был проведен динамический и кинематический анализ предложенной конструкции тормозного устройства дисково-колодочного типа.

В качестве основных параметров оценки изменения тормозного момента были использованы нормальная и тангенциальная силы в контакте внутренней и внешней накладок с поверхностями диска и напряжения в узлах сопряжения колодки и накладки.

На рис. 6 представлены результаты изменения нормальной и тангенциальной сил в контакте в зависимости от времени и кривой изменения положения прижимающих элементов. После начала вращения прижимающих элементов вокруг своей оси видна просадка нормальной силы (0,75 с), тогда как после завершения процесса вращения прижимающих элементов на 60° (0,85 с) наблюдался рост нормальной и тангенциальной сил.

При дальнейшем повороте на 60° наблюдалась просадка нормальной силы в начале поворота вокруг своей оси прижимающих элементов, а после завершения поворота прижимающего элемента наблюдались значения нормальных и тангенциальных сил, такие же, как и до начала вращения прижимающих элементов.

На основе полученной информации можно сделать вывод о том, что изменение положения точек контакта прижимающих элементов во взаимодействии с колодкой оказывает влияние на изменение величин прижимающих сил в контакте.

Две контактирующие площадки, оказывающие воздействие на верхний край колодки, приводят к увеличению нормальных сил в контакте, тогда как при одной давящей площадке на верхний край уменьшают нормальную силу в сопрягаемых поверхностях накладки и диска. Результаты моделирования представлены в табл. 1.

Таблица 1

Изменение нормальной нагрузки в контактирующих площадках фрикционного узла

Интервал времени, с	$N_{\max}$, Н	$N_{\min}$, Н	$N_{\text{ср}}$, Н	$N_{\text{ско}}$, Н	$N_{\max}$, Н	$N_{\min}$, Н	$N_{\text{ср}}$, Н	$N_{\text{ско}}$, Н
	Внутренняя колодка				Внешняя колодка			
0,5–0,75	56,07	54,14	55,137	55,139	26,15	25,61	25,932	25,932
0,85–1,25	56,91	55,37	55,977	55,978	27,07	26,17	26,396	26,397
1,35–1,65	56,28	54,52	55,489	55,49	26,41	25,94	26,15	26,151

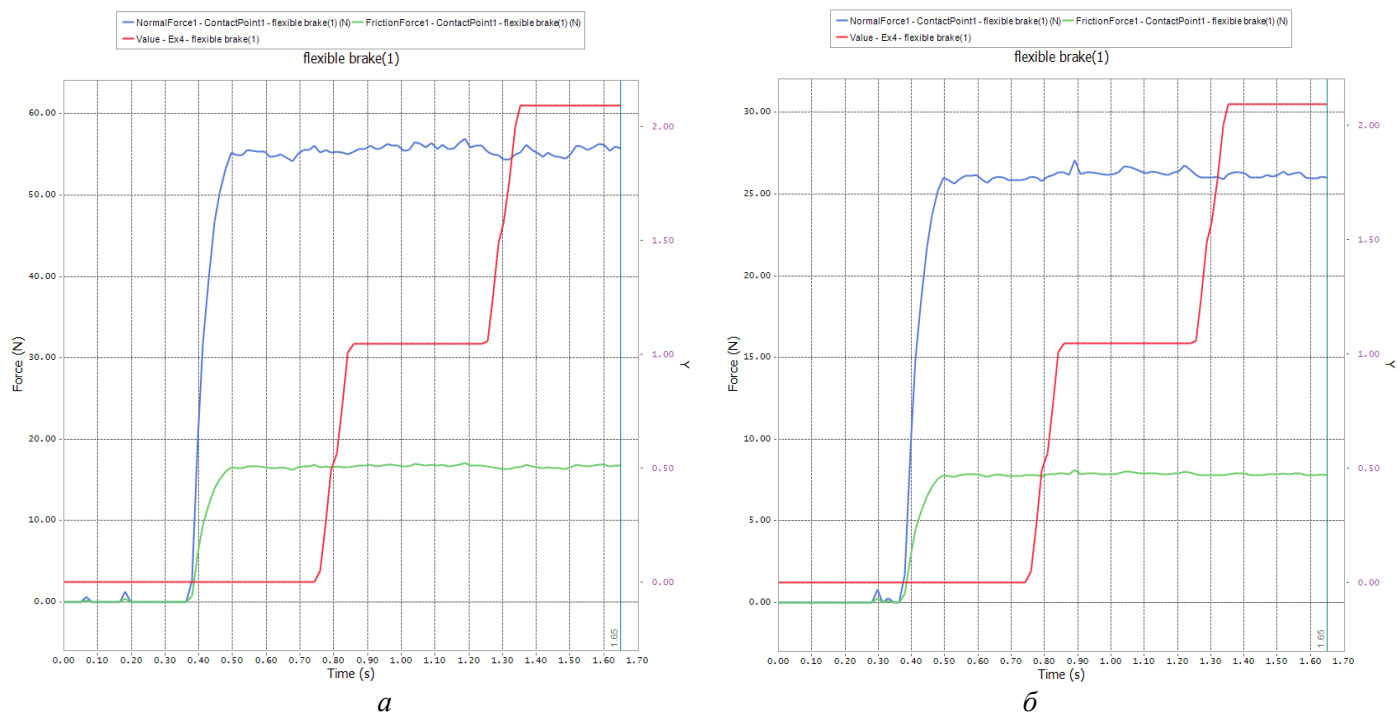


Рис. 6. Изменение нормальных и тангенциальных сил в контакте накладок внутренней (а) и внешней (б) колодок с поверхностями тормозного диска

После изменения положения контактирующих площадок прижимающих элементов (первая ступень) нормальная сила возрастала на 1,52 и 1,78 % для внутренней и внешней колодок соответственно. При изменении положения контактирующих площадок в рамках второй ступени нормальная сила снизилась на 0,87 и 0,94 % для внутренней и внешней колодок соответственно.

Для оценки радиуса взаимодействия контактирующих площадок использовалось напряжение на поверхностях накладок внешней и внутренней колодок тормоза.

Основные напряжения в контакте между накладкой и поверхностью диска сосредоточены в пятнах крепления накладок к колодкам (табл. 2), так как через них передается прижимающая сила со стороны привода тормоза.

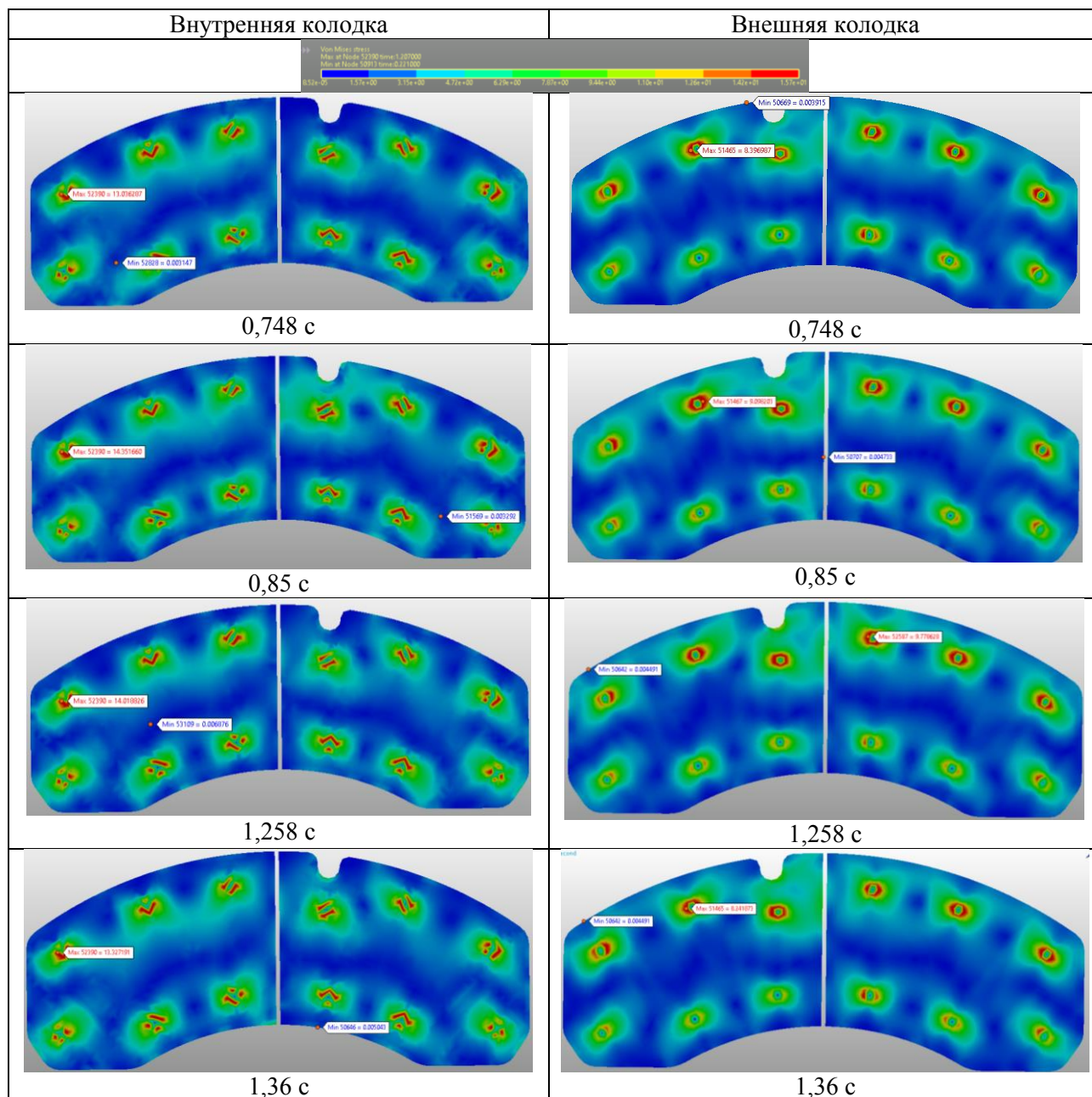
Согласно полученным результатам с начала работы прижимающего механизма до момента изменения положения контактных площадок прижимающих элементов максимальное значение напряжения на поверхности внутренней колодки составляло 13,04 МПа, тогда как после изменения положения в рамках первой ступени (0,85 с) напряжение возросло до 14,35 МПа. Следовательно, положение центра давления в паре «внутренняя колодка – тормозной диск» сместилось к верхнему краю колодки. После второй ступени изменения положения контактных площадок (с 1,25 до 1,35 с) напряжение на поверхности контакта внутренней колодки снизилось с 14,01 до 13,32 МПа.

Для внутренней колодки до начала изменения положения контактных площадок прижимающих элементов напряжение составляло 8,39 МПа, после вращения прижимающих элементов в рамках параметров первой ступени напряжение возросло 9,09 МПа. После работы механизма изменения положения контактных площадок прижимающих элементов во второй ступени напряжение было снижено с 9,77 до 8,24 МПа.

Основные параметры изменения напряжений на контактирующих поверхностях внутренней и внешней тормозных колодок за время взаимодействия сведены в табл. 3.

Таблица 2

**Изменение напряжений на контактирующих поверхностях накладок
внешней и внутренней тормозных колодок тормоза**



Для наглядности влияния работы механизма изменения тормозного момента приведены графики напряжений в узлах, расположенных в верхней и нижней частях накладок в местах соединения колодки и накладки через фиксирующий шарнир. Особенность выбора этих узлов состояла в их нахождении на одном радиусе. Для внешней колодки были выбраны узел под номером 52640, расположенный в верхнем секторе накладки, и узел 52662, размещенный в нижней части накладки. Для внутренней колодки выбирались узлы под номерами 52341 и 52352, расположенные в верхнем и нижнем секторах накладки соответственно.

Результаты изменения напряжений на поверхностях накладок тормозных колодок во время торможения представлены на рис. 7.

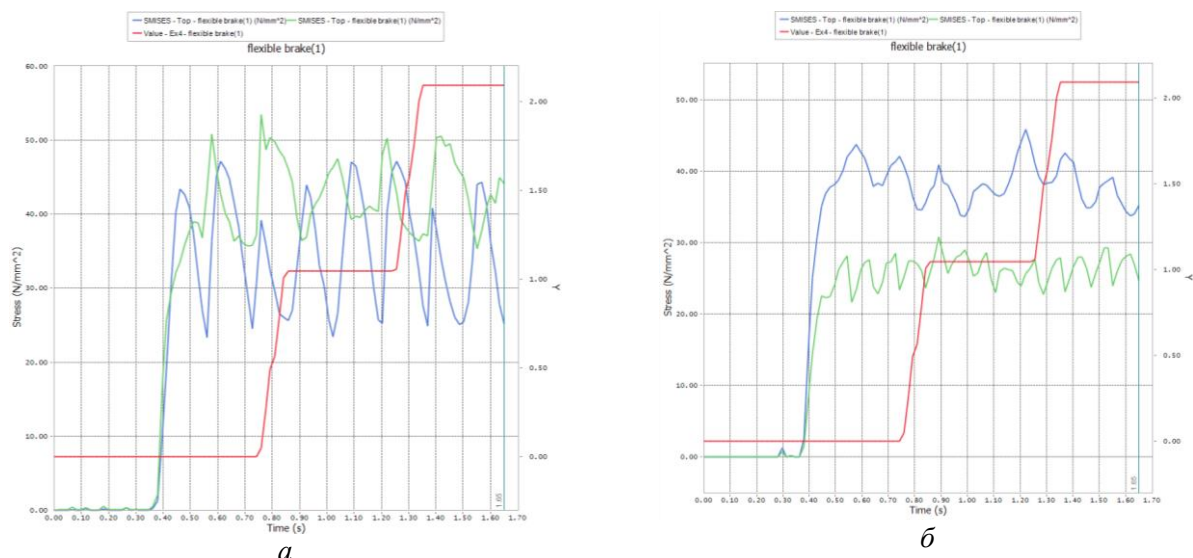


Рис. 7. Изменения напряжений на поверхностях накладок внутренней (а) и внешней (б) тормозных колодок во время торможения: для внутренней колодки напряжение в узле 52341 (синяя линия), напряжение в узле 52352 (зеленая линия); для внешней колодки напряжение в узле 52640 (синяя линия), напряжение в узле 52662 (зеленая линия)

Таблица 3

Изменение напряжений на верхнем и нижнем краях накладок внешней и внутренней тормозных колодок тормоза

Интервал времени, с	$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	$\sigma_{\text{ср}}$, МПа	$\sigma_{\text{ско}}$, МПа	$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	$\sigma_{\text{ср}}$, МПа	$\sigma_{\text{ско}}$, МПа
	Внутренняя колодка (узел 52341)				Внешняя колодка (узел 52640)			
0,5–0,75	47,19	23,39	35,8	36,6	43,75	25,01	38,3	38,5
0,85–1,25	47,17	23,43	36,32	37,17	45,87	33,64	38,4	38,54
1,35–1,65	44,29	24,9	32,31	32,96	42,55	33,74	37,38	37,48
Интервал времени, с	Внутренняя колодка (узел 52352)				Внешняя колодка (узел 52662)			
0,5–0,75	50,84	35,69	39,66	39,88	28,5	21,69	25,69	25,78
0,85–1,25	50,31	36,46	41,82	41,98	30,82	22,99	26,61	26,66
1,35–1,65	50,61	35,32	43,38	43,63	29,25	23,13	26,63	26,69

При первой ступени изменения положения контактных площадок прижимающих элементов напряжение на поверхности для верхних частей внутренней и внешней колодок увеличивалось на 1,6 и на 0,1 % соответственно. Для нижних частей накладок внутренней и внешней колодок напряжение на поверхностях показало рост на 5,2 и на 3,4 % соответственно. Несмотря на рост среднеквадратичных значений, тренд на снижение графиков напряжений на контактных поверхностях тормоза виден на рис. 7.

При реализации второй ступени изменения положения контактных площадок прижимающих элементов напряжение на поверхностях для верхних частей накладок внутренней и внешней колодок уменьшилось на 11,3 и на 2,7 % соответственно, тогда как для нижних частей накладок внутренней и внешней колодок был достигнут рост на 3,9 и на 0,1 % соответственно.

Исходя из полученных результатов изменений напряжений, можно увидеть смещение положения центра давления в радиальном направлении тормозного диска в сторону увеличенной зоны напряжения на поверхностях контакта.

Заключение

На основе результатов исследования можно сделать вывод о том, что изменение контактирующих поверхностей прижимающих элементов оказывает влияние не только на положение центра давления в паре «тормозная колодка – тормозной диск», но и на величину нормальных и тангенциальных сил в контакте накладок и диска. Полученные результаты математического моделирования процесса взаимодействия контактных поверхностей фрикционного узла тормозного устройства с изменением положения контактирующих поверхностей прижимающих элементов показали изменение нормальных

и тангенциальных сил во времени. При воздействии четырех контактирующих площадок прижимающих элементов на верхнюю часть (первая ступень изменения положения) колодки происходит увеличение нормальных сил на 1,52 и 1,78 % для внутренней и внешней колодок соответственно, тогда как при воздействии двух контактирующих площадок прижимающих элементов на верхнюю часть колодки (вторая ступень изменения положения) нормальные силы уменьшаются на 0,87 и 0,94 % для внутренней и внешней колодок соответственно. В качестве параметров оценки смещения положения центра давления было предложено напряжение на поверхностях накладок тормозных колодок при взаимодействии с диском. Для первой ступени изменения положения контактов прижимающих элементов было получено увеличение напряжений на поверхностях накладок на 1,6 % для внутренней колодки и на 0,1 % для внешней колодки тормоза. Для нижних частей накладок внутренней и внешней колодок было зафиксировано снижение напряжения на поверхностях, что в комплексе позволяет утверждать о смещении центра давления в верхнюю часть колодки в радиальном направлении. Для второй ступени изменения положения контактов прижимающих элементов напряжение на поверхностях накладок снижалось на 11,3 % для внутренней колодки и на 2,7 % для внешней колодки тормоза. Для нижних частей накладок внутренней и внешней колодок был зафиксирован рост напряжения на поверхностях на 3,9 и 0,1 % для внутренней и внешней колодок соответственно. Это свидетельствует о смещении центра давления в нижнюю часть колодки в радиальном направлении. Развивая данное направление изменения конструкции тормозного устройства, можно увеличить эффект изменения тормозного момента для силового устройства дисково-колодочного типа.

Список литературы

- 1 Singh, R. K. In-situ braking torque and temperature analysis of two-wheeler drum brake in friction braking / R. K. Singh, C. Sarkar // J Mech Sci Technol. – 2023. – Vol. 37. – P. 2069–2077. – DOI 10.1007/s12206-023-0342-8.
- 2 Numerical investigation of material and structural influence on transient temperature behavior in disc brakes during single-stop braking / C. N. Minh, Q. D. Van, T. N. Dinh [et al.] // International Journal of Heat and Technology. – 2024. – Vol. 42. – No. 4. – P. 1337–1348. – DOI 10.18280/ijht.420424.
- 3 Electromechanical braking systems and control technology : A survey and practice / H. Jing, Q. Lin, M. Liu [et al.] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2024. – Vol. 239 (10-11). – P. 4551–4573. – DOI 10.1177/09544070241271826
- 4 Farag, M. M. Modeling and Simulation of an Electromechanical Brake System / M. M. Farag, A.-K. M. Jamal, F. Haider // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering, The Fifth Scientific Conference for Engineering and Postgraduate Research (PEC 2020). – 2020. – Vol. 1105. – 13 p. – DOI 10.1088/1757-899X/1105/1/012051.
- 5 A Review of Electro-Mechanical Brake (EMB) System: Structure, Control and Application / C. Li, G. Zhuo, C. Tang [et al.] // Sustainability. – 2023. – Vol. 15. – 38 p. – DOI 10.3390/su15054514.
- 6 Electro-Mechanical Brake System Architectural Design and Analysis Based on Functional Safety of Vehicles / J. Peng, T. Wu, L. Chu [et al.] // Actuators. – 2024. – Vol. 13. – 23 p. – DOI 10.3390/act13090346.
- 7 Перспективы развития систем адаптации тормозных устройств / И. А. Яицков,

References

- 1 Singh, R. K. In-situ braking torque and temperature analysis of two-wheeler drum brake in friction braking / R. K. Singh, C. Sarkar // J Mech Sci Technol. – 2023. – Vol. 37. – P. 2069–2077. – DOI 10.1007/s12206-023-0342-8.
- 2 Numerical investigation of material and structural influence on transient temperature behavior in disc brakes during single-stop braking / C. N. Minh, Q. D. Van, T. N. Dinh [et al.] // International Journal of Heat and Technology. – 2024. – Vol. 42. – No. 4. – P. 1337–1348. – DOI 10.18280/ijht.420424.
- 3 Electromechanical braking systems and control technology : A survey and practice / H. Jing, Q. Lin, M. Liu [et al.] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2024. – Vol. 239 (10-11). – P. 4551–4573. – DOI 10.1177/09544070241271826.
- 4 Farag, M. M. Modeling and Simulation of an Electromechanical Brake System / M. M. Farag, A.-K. M. Jamal, F. Haider // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering, The Fifth Scientific Conference for Engineering and Postgraduate Research (PEC 2020). – 2020. – Vol. 1105. – 13 p. – DOI 10.1088/1757-899X/1105/1/012051.
- 5 A Review of Electro-Mechanical Brake (EMB) System: Structure, Control and Application / C. Li, G. Zhuo, C. Tang [et al.] // Sustainability. – 2023. – Vol. 15. – 38 p. – DOI 10.3390/su15054514.
- 6 Electro-Mechanical Brake System Architectural Design and Analysis Based on Functional Safety of Vehicles / J. Peng, T. Wu, L. Chu [et al.] // Actuators. – 2024. – Vol. 13. – 23 p. – DOI 10.3390/act13090346.
- 7 Prospects for the development of braking device adaptation systems / I. A. Yaitskov, P. A. Polyakov,

П. А. Поляков, Н. А. Задаянчук [и др.] // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2024. – № 3 (86). – С. 64–70.

8 Изменение нормальных реакций по колесам высокоподвижных колесных транспортных средств при наезде на препятствие в процессе торможения / П. А. Поляков, И. А. Яицков, И. П. Талипова [и др.] // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2025. – № 4. – С. 370–383. – DOI 10.24412/2071-6168-2025-4-370-371.

9 Яицков, И. А. Влияние продольной динамики пассажирского вагона на его тормозные свойства / И. А. Яицков, П. А. Поляков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4 (88). – С. 75–88. – DOI 10.46973/0201-727X2022475.

10 Ding, H. Identification of Contact Stiffness between Brake Disc and Brake Pads Using Modal Frequency Analysis / H. Ding, Q. Zhu, H. Lyu // J. Eng. Technol. Sci. – 2020. – Vol. 52. – No. 4. – P. 468–480. – DOI 10.5614/j.eng.technol.sci.2020.52.4.2.

11 Pan, G. Impact Analysis of Brake Pad Backplate Structure and Friction Lining Material on Disc-Brake Noise / G. Pan, L. Chen // Advances in Materials Science and Engineering. – 2018. – 9 p. – DOI 10.1155/2018/7093978.

N. A. Zadayanchuk [et al.] // Progressive technologies and systems of mechanical engineering. – 2024. – № 3 (86). – P. 64–70.

8 Change of normal reactions on wheels of highly mobile wheeled vehicles when hitting an obstacle during braking / P. A. Polyakov, I. A. Yaitskov, I. P. Talipova [et al.] // Izvestiya of the Tula State University. Technical sciences. – 2025. – No. 4. – P. 370–383. – DOI 10.24412/2071-6168-2025-4-370-371.

9 Yaitskov, I. A. The influence of the longitudinal dynamics of a passenger car on its braking properties / I. A. Yaitskov, P. A. Polyakov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2022. – No. 4 (88). – P. 75–88. – DOI 10.46973/0201-727X2022475.

10 Ding, H. Identification of Contact Stiffness between Brake Disc and Brake Pads Using Modal Frequency Analysis / H. Ding, Q. Zhu, H. Lyu // J. Eng. Technol. Sci. – 2020. – Vol. 52. – No. 4. – P. 468–480. – DOI 10.5614/j.eng.technol.sci.2020.52.4.2.

11 Pan, G. Impact Analysis of Brake Pad Backplate Structure and Friction Lining Material on Disc-Brake Noise / G. Pan, L. Chen // Advances in Materials Science and Engineering. – 2018. – 9 p. – DOI 10.1155/2018/7093978.

P. A. Polyakov, I. A. Yaitskov, A. A. Kuzkin, A. V. Mizyukaev, G. I. Galimova

CHANGING THE CHARACTERISTICS OF A DISC-TYPE BRAKE DEVICE BY IMPROVING THE MECHANISM OF PRESSING THE BRAKE PAD

Abstract. The axial-acting braking device, which includes a disc-shoe type brake, is constantly being improved. In the era of digitalization, attempts to create an electromechanical braking device have not stopped in all industries. At the moment, the proposed designs of electromechanical brakes have a number of significant drawbacks that are identified both during the design process and during operation. To solve this problem, it is necessary to develop an intermediate stage of a braking device powered by "traditional" vehicle drives and changing braking characteristics to suit changing external conditions. To do this, the braking device must be equipped with a block for changing braking characteristics when working pairs of brakes interact under discrete external conditions. The braking torque was chosen as the main variable braking characteristic. As a result of the research, a design has been developed that allows you to change not only the pressure position in the drive-pad-disc system, but also the normal force in the brake pair.

Keywords: braking, braking device, braking torque control mechanism, normal force, contact surface tension.

For citation: Changing the characteristics of a disc-type brake device by improving the mechanism of pressing the brake pad / P. A. Polyakov, I. A. Yaitskov, A. A. Kuzkin [et al.] // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 4. – P. 188–198. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_4_188.

Сведения об авторах

Поляков Павел Александрович
Набережночелнинский институт
Казанского федерального университета
(НЧИ КФУ),

Information about the authors

Polyakov Pavel Alexandrovich
Naberezhnye Chelny Institute of Kazan
Federal University (NCHI KFU),

кафедра «Механика и конструирование»,
доктор технических наук, доцент,
заведующий кафедрой,
e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Яицков Иван Анатольевич

Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство»,
доктор технических наук, профессор,
декан электромеханического факультета,
e-mail: yia@rgups.ru

Кузькин Антон Алексеевич

Набережночелнинский институт
Казанского федерального университета
(НЧИ КФУ),
аспирант,
e-mail: AntonKuzkin039@yandex.ru

Мизюкаев Анатолий Вячеславович

Набережночелнинский институт
Казанского федерального университета
(НЧИ КФУ),
аспирант,
e-mail: mizyukaev2000@gmail.com

Галимова Гульназ Ильгизовна

Набережночелнинский институт
Казанского федерального университета
(НЧИ КФУ),
кафедра «Механика и конструирование»,
старший преподаватель,
e-mail: plosatik1208@mail.ru

Chair “Mechanics and Design
Engineering”,
Doctor of Engineering Sciences,
Associate Professor, Head of the Chair,
e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Yaitskov Ivan Anatolyevich

Rostov State Transport University (RSTU),
Chair “Cars and Car Facilities”,
Doctor of Engineering Sciences, Professor,
Dean of the Electromechanical
Department,
e-mail: yia@rgups.ru

Kuzkin Anton Alekseevich

Naberezhnye Chelny Institute of Kazan
Federal University (NChI KFU),
Postgraduate Student,
e-mail: AntonKuzkin039@yandex.ru

Mizyukaev Anatoly Vyacheslavovich

Naberezhnye Chelny Institute of Kazan
Federal University (NChI KFU),
Postgraduate Student,
e-mail: mizyukaev2000@gmail.com

Galimova Gulnaz Ilgizovna

Naberezhnye Chelny Institute of Kazan
Federal University (NChI KFU),
Chair “Mechanics and Design
Engineering”,
Senior Lecturer,
e-mail: plosatik1208@mail.ru