

УДК 629.4.015:004.94

А.О. ШИМАНОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф.заведующий кафедрой «Техническая физика и теоретическая механика»¹

E-mail: tm.belsut@gmail.com

Е.Э. ГАЛАЙ, канд. техн. наук, доц.старший научный сотрудник отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Тормозные системы подвижного состава»¹

E-mail: galay_gomel@mail.ru

О.А. СУХАНОВАстарший преподаватель кафедры «Графика»¹

E-mail: ol_suhan@mail.ru

И.И. КАПЛЮКстарший преподаватель кафедры «Транспортно-технологические машины и оборудование»¹

E-mail: i.kapliuk@mail.ru

¹Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 01.08.2025.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИВНОГО ФРИКЦИОННОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

Рассматриваются математические и компьютерные модели, которые могут быть использованы при анализе долговечности элементов тормозных систем железнодорожного подвижного состава и систем «токоприемник — контактный провод». Представлена теоретическая модель, позволяющая оценивать значения температур, возникающих в элементах конструкции колодочного тормоза при длительном торможении. Выполнен конечно-элементный анализ пластических деформаций, возникающих в деталях дискового тормоза при его включении. Разработана связанная конечно-элементная модель взаимодействия токосъемной вставки и контактного провода, позволяющая определять температуры и механические напряжения в них при перемещении транспортного средства.

Ключевые слова: железнодорожный подвижной состав, контактное взаимодействие, трение, износ, напряженно-деформированное состояние, конечно-элементное моделирование

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-3-72-18-26>

Введение. В конструкциях локомотивов и вагонов имеется большое количество узлов, в которых реализуется контактное взаимодействие деталей конструкций: зубчатые передачи, подшипники, автосцепки, системы демпфирования колебаний. Особое место здесь занимают элементы, в которых в течение длительных интервалов времени реализуется трение скольжения, которое приводит к значительному нагреву соприкасающихся деталей и их износу. К их числу относятся контактные пары механических тормозов и систем «токоприемник — контактный провод».

Тормозная система обеспечивает контролируемое изменение скорости транспортного средства, его остановку и удержание в статичном положении длительное время и, таким образом, гарантирует безопасность транспортировки пассажиров и грузов. Опыт эксплуатации колодочных пнев-

матических тормозов железнодорожного подвижного состава показывает, что наряду со значительным износом тормозных колодок термическое воздействие на металл обода колеса в сочетании с последующими циклическими нагрузками во время движения становится причиной выкрашивания частиц перекаленного металла с поверхности колеса и образования выбоин (выщербин) [1].

В дисковых тормозах кинетическая энергия транспортного средства при торможении преобразуется в механическую энергию, которая, как и в колодочных, рассеивается в виде тепла и вибраций. Чтобы обеспечить охлаждение дисковых тормозов, в конструкциях дисков предусматривают специальные канавки [2, 3], наличие которых ведет к изменению напряженно-деформированного состояния деталей. Значительный нагрев, наблюдаемый при длительном взаимодействии

тормозной накладки с подвижным элементом, может сопровождаться появлением пластических деформаций. Как показывает опыт применения дисковых тормозов, при их работе нередки такие повреждения, как термические трещины накладки, термоупругое коробление тормозного диска, особенно в режиме длительного притормаживания, которые являются серьезной проблемой в обеспечении надежной и безопасной эксплуатации транспортного средства [4].

Необходимость совершенствования работы тормозных систем постоянно требует развития научных исследований в этой области. В работе [5] приведены результаты экспериментов по определению характера распределения температуры по поверхности колеса при торможении. В статье [6] экспериментально установлено, что увеличение времени торможения ведет к значительному возрастанию скорости износа, что связано с высокотемпературным окислением контактирующих поверхностей и увеличением температурных градиентов в области соприкосновения тормозной колодки и колеса. Расчетные методы оценки износа тормозных колодок и оценки тормозных путей при торможении локомотивов рассмотрены в [7]. В работе [8] разработана процедура конечно-элементного моделирования работы колодочного тормоза, позволяющая обеспечить соответствие размеров ячеек конечно-элементной модели и временного шага на основе реконструкции плотности неоднородного теплового потока. Конечно-элементная модель, позволяющая учесть температуру чугунной тормозной колодки при торможении грузового вагона, построенная на основе мониторинга условий эксплуатации пассажирских и грузовых вагонов, представлена в работе [9]. В статье [10] отмечается, что вследствие низкой теплопроводности композиционных тормозных колодок энергия торможения рассеивается главным образом колесами, которые нагреваются до более высокой температуры, чем в случае использования чугунных колодок. При этом пределы текучести и усталости при качении существенно снижаются с ростом температуры, что приводит к увеличению скорости износа и повреждению обода колеса. Модель, позволяющая учесть влияние температуры тормозной колодки на движение всего транспортного средства, описана в работе [11].

Обзоры исследований моделирования тепловой нагруженности дисковых тормозов и механизмов отказа и разрушения тормозных дисков представлены в статьях [12, 13], причем во всех рассмотренных авторами публикациях модели содержали какие-либо упрощения по сравнению с реальными условиями. В работе [14] рассмотрено изменение температуры и напряжений в элементах дискового тормоза при служебном и аварийном торможении и установлено, что между передним и задним краями следа наклад-

ки наблюдается разница напряжений до 6 МПа. В статье [15] в результате моделирования температурного поля и поля напряжений в тормозном диске с учетом вибрации установлено, что появление максимальной температуры тормозного диска всегда отстает от максимального эквивалентного напряжения. В работе [16] показано существенное влияние теплового расширения тормозных накладок на температуры в тормозных дисках и напряжения в них, отражено, что учет этих факторов может приводить к увеличению температуры в 2,5 раза, а напряжений — в 35 раз. В работах [17, 18] на основе конечно-элементного моделирования дисковых тормозов получены зависимости, позволяющие оценивать износ материалов при торможении для новых и изношенных тормозных накладок. В публикации [19] представлено исследование влияния различных факторов на напряженно-деформированное состояние вентилируемых дисковых тормозов, выполненное в ANSYS с использованием моделей связанных полей.

В обзоре [20] работ, посвященных нагреву железнодорожных тормозов, отмечается, что в настоящее время отсутствуют публикации, в которых комплексно учитываются различные факторы, влияющие на износ элементов тормозной системы, что связано со сложностью решаемой задачи и недостаточным количеством экспериментальных данных.

Помимо тормозной системы, интенсивное фрикционное взаимодействие происходит между токоприемной вставкой пантографа и контактным проводом. Большинство публикаций, посвященных этой проблеме, рассматривают динамические модели, не учитывающие местные деформации контактирующих тел [21, 22]. Анализ факторов, влияющих на износ вставки, который представлен в работе [23], показал, что здесь существенную роль играет значение силы тока и дугообразование. В соответствии с исследованиями [24, 25], при значениях силы тока, превышающих 100 А, изменяется морфология поверхности токоприемной вставки и в ней образуются микротрещины. В работе [26] с помощью программного обеспечения COMSOL Multiphysics создана конечно-элементная модель взаимодействия токоприемной вставки с контактным проводом и получены распределения температуры, плотности энергии электромагнитного поля и плотности тока в области контакта. В статье [27] представлены результаты расчета напряжений, возникающих при взаимодействии токоприемной вставки и контактного провода. В последние годы появились публикации, посвященные анализу динамических напряжений в контактном проводе и его долговечности [28–30].

В работе [31] представлена разработанная Л.А. Сосновским с коллегами теория о повреждаемости механотермодинамической системы, которая позволяет на основе информации о воз-

действиях механической, термодинамической и иной природы оценивать долговечность такой системы. Она предполагает определение опасных объемов, в которых напряжения могут превышать предел усталости материала. Для нахождения таких объемов в случае интенсивного фрикционного взаимодействия требуется иметь информацию о напряжениях и температурах, возникающих в контактирующих элементах конструкций. *Целью представленной работы* является разработка математических и компьютерных моделей, которые в дальнейшем позволят при определении долговечности элементов конструкций комплексно учитывать процессы различной физической природы, сопровождающие функционирование соответствующих конструкций железнодорожного подвижного состава.

Определение температур, возникающих при работе колодочного тормоза. Торможение вагонов в составе поезда осуществляется при повышении силы нажатия колодок до постоянной величины, причем тормозная сила зависит от силы нажатия колодок, а следовательно, загрузки вагона. При торможении полногрузных вагонов с максимальной скорости температура в деталях фрикционного узла достигает 250 °С, на поверхности трения — 400 °С, а на фактических пятнах контакта — 500 °С. Такой режим считается средним тепловым режимом. В критических ситуациях температура может достигать значений, при которых наряду с изменением механических свойств материалов могут происходить химические или структурные преобразования [32].

При анализе торможения вагонов сложно установить фактические условия, при которых работает фрикционный узел. Поэтому при разработке математической модели нагрева его элементов при торможении следует принимать во внимание разброс характеристик, связанный с изменением скорости движения, загрязненности колес и наружной температуры, а также особенностей нагрева изношенных и новых колес. В качестве параметров, подлежащих определению, рассматриваются конечная температура колеса и колодки.

Тепловая нагруженность фрикционного узла зависит, в первую очередь, от удельной тормозной силы, развиваемой в зоне фрикционного контакта. Выполненный анализ показал, что при экстренном торможении композиционными колодками конвективная теплоотдача не оказывает существенного влияния на его температурный режим. Новая тормозная композиционная колодка имеет толщину 65⁺⁵ мм, а предельно изношенная — 10 мм. В этом случае число Фурье, которое показывает, насколько быстро тепло распространяется по объекту по сравнению с изменением температуры снаружи, мало ($Fo < 0,01$). Поэтому теплоотдачей с тыловой стороны колодки можно пренебречь [33]. Учитывая данные обстоятельства, для

оценки возникающих при торможении температур можно использовать модели контактирующих колеса и композиционной тормозной колодки как неограниченных пластин.

Полагая, что одномерный нагрев вызывается вначале возрастающим, а затем убывающим тепловым потоком, изменение температур колодки и колеса можно описать уравнением вида

$$\frac{\partial \vartheta_i}{\partial t} = a_i \frac{\partial^2 \vartheta_i}{\partial z_i^2}, \quad (1)$$

где ϑ_i — температура (индекс $i = 1$ здесь и далее соответствует тормозной колодке, $i = 2$ — колесу); t — время, с; a_i — коэффициент температуропроводности, м²/с; z_i — глубина прогрева колодки и колеса, м.

Граничные условия записываются в виде

$$-\lambda_i \frac{\partial \vartheta_i(0,t)}{\partial z_i} = q_i; \quad \frac{\partial \vartheta_i(h_i,t)}{\partial z_i} = 0, \quad (2)$$

где λ_i — коэффициент теплопроводности: для композиционной колодки $\lambda_1 = 0,8 \dots 4$ Вт/(м·К), колесной стали — $\lambda_2 = 43$ Вт/(м·К); q_i — тепловой поток, Вт; h_i — толщина колодки и обода колеса, м.

Начальные условия:

$$\vartheta_i(z_i, 0) = \vartheta_0. \quad (3)$$

Коэффициент распределения тепловых потоков в соответствии с [34] определяется соотношением

$$\alpha_p = \frac{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 C_1 \rho_1}}{K_{вз} \sqrt{\lambda_1 C_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 C_2 \rho_2}}, \quad (4)$$

где $K_{вз}$ — коэффициент взаимного перекрытия поверхностей колодки и колеса; C_i — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ_i — плотность материала, кг/м³.

В качестве примера на рисунке 1 приведена зависимость температуры обода колеса от времени экстренного торможения грузового поезда.

Представленная методика теплового расчета колодочного тормоза позволяет оценить предельные значения температур, возникающих на поверхностях трения при торможении поезда.

Моделирование контактного взаимодействия тормозного диска с накладкой. Для ана-

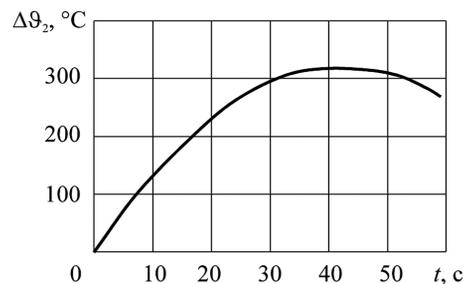


Рисунок 1 — Зависимость температуры обода колеса от времени экстренного торможения грузового поезда
Figure 1 — Dependence of the wheel rim temperature on the time of freight train emergency braking

лиза процессов, происходящих при включении дискового тормоза, использована геометрическая модель, в которой тормозной диск составлен из двух прямых круговых цилиндров с наружными диаметрами 150 и 140 мм и длинами образующих 20 и 50 мм соответственно. Внутренний диаметр принят равным 100 мм (рисунок 2). Накладка имеет форму сектора с наружным и внутренним радиусами 75 и 55 мм соответственно и центральным углом 12°. При таком значении угла удается существенно снизить время расчетов при сохранении картины распределения напряжений по объему материала [35].

Характеристики стали, из которой изготовлены элементы модели, — модуль упругости 200 ГПа, коэффициент Пуассона 0,3. Для описания пластического деформирования использована билинейная зависимость с пределом текучести 250 МПа и касательным модулем 960 МПа.

В конечно-элементной модели, созданной в среде пакета ANSYS/LS-DYNA, использованы 8-узловые объемные элементы SOLID 164, позволяющие учесть упругопластические свойства материала, и 4-узловые оболочечные элементы SHELL 163, предназначенные для приложения внешних нагрузок. Для сохранения непрерывности распределения контактных напряжений по поверхности соприкосновения характерная длина ребра элемента модели принята равной 0,6 мм. Общее количество элементов модели составило около 270 000.

При анализе начальной фазы работы тормоза предполагалось, что накладка перемещается вдоль оси z (навстречу диску), тормозной диск вращался вокруг этой же оси. Задавалась зависимость сближения тормозной накладки с диском после включения тормоза до образования контакта. Угловая скорость вращения тормозного диска изменялась в диапазоне от 0 до 3 рад/с.

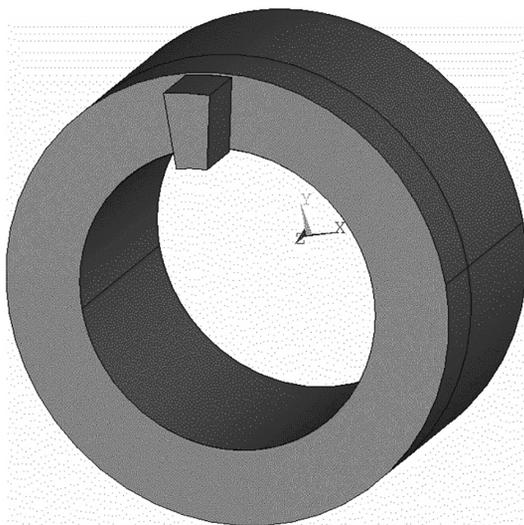


Рисунок 2 — Геометрическая модель тормозного диска с накладкой
Figure 2 — Geometric model of a brake disc with a lining

В ходе расчетов были получены напряжения и деформации в элементах тормоза при его включении. Результаты определения эквивалентных по Мизесу пластических деформаций при вращении диска представлены на рисунке 3. Такие деформации наблюдаются только со стороны того ребра накладки, которое первым набегает на очередной участок диска, причем максимальные их значения при вращении диска увеличиваются более чем в 1000 раз по сравнению со случаем внедрения накладки в неподвижный диск. Такой результат может свидетельствовать об уносе частиц диска с его поверхности и его износе.

Картина распределения касательных напряжений в плоскости xz приведена на рисунке 4. Результаты расчетов показали, что значения напряжений во вращающемся тормозном диске превышают аналогичные напряжения при движении без вращения более чем в 2 раза. Это связано с увеличением напряжений на участке билинейной зависимости, соответствующей пластическому течению материала.

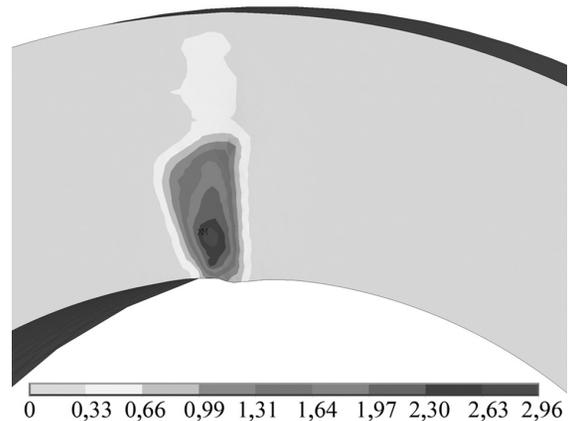


Рисунок 3 — Распределение эквивалентных по Мизесу относительных пластических деформаций тормозного диска в области контакта ($\times 10^{-3}$) при вращении тормозного диска
Figure 3 — Distribution of von Mises equivalent relative plastic deformations of the brake disc in the contact area ($\times 10^{-3}$) during rotation of the brake disc

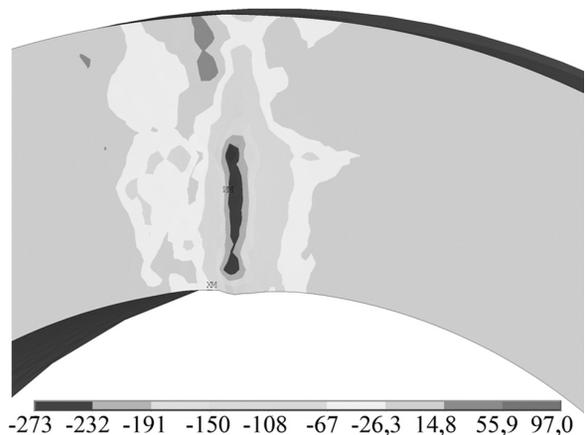


Рисунок 4 — Распределение касательных напряжений (МПа) в тормозном диске в области площадки контакта
Figure 4 — Distribution of tangential stresses (MPa) in the brake disc in the contact area

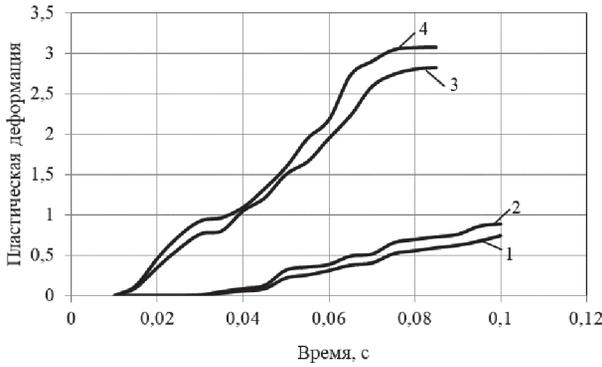


Рисунок 5 — Наибольшие пластические деформации при различных угловых скоростях вращения ω тормозного диска:
 1 — накладка при $\omega = 0,5$ рад/с; 2 — диск при $\omega = 0,5$ рад/с;
 3 — накладка при $\omega = 2$ рад/с; 4 — диск при $\omega = 2$ рад/с
Figure 5 — The greatest plastic deformations at different angular speeds of rotation ω of the brake disc:
 1 — lining at $\omega = 0.5$ rad/s; 2 — disc at $\omega = 0.5$ rad/s; 3 — lining at $\omega = 2$ rad/s; 4 — disc at $\omega = 2$ rad/s

Сравнение зависимостей от времени наибольших пластических деформаций (рисунок 5) показало, что в тормозном диске такие деформации больше, чем в накладке, на 8–16 %. При увеличении скорости вращения тормозного диска область с пластическими деформациями расширяется как у тормозного диска, так и у накладки.

Таким образом, выполненный анализ напряженно-деформированного состояния динамической контактной пары «тормозной диск — накладка» при включении тормоза демонстрирует существенное влияние начальной угловой скорости вращения тормозного диска на возникающие в нем пластические деформации. Наличие таких деформаций может свидетельствовать об износе поверхностей контактирующих элементов тормозной системы.

Анализ взаимодействия токосъемной вставки с контактным проводом. Задача по разработке токосъемных вставок, способных осуществлять надежный съем электроэнергии при любых условиях эксплуатации, особенно при высоких скоростях и больших снимаемых токах, в настоящий момент не решена. В статье [36] приведены примеры форм существующих токосъемных вставок, которые находят применение для различных условий эксплуатации (рисунок 6). Для определения наиболее рациональной формы такой вставки требуется иметь представление не только о ее электрических характеристиках, но и о долговечности, которая в значительной мере определяется возникающими в конструкции механическими напряжениями.

С целью анализа напряженно-деформированного состояния токосъемной вставки выполнено конечно-элементное моделирование стационарного контактного взаимодействия провода с накладкой тяжелого токосъемника под действием прижимающей силы 140 Н. Модель включает отрезки провода, графитовой накладки и стальной под-

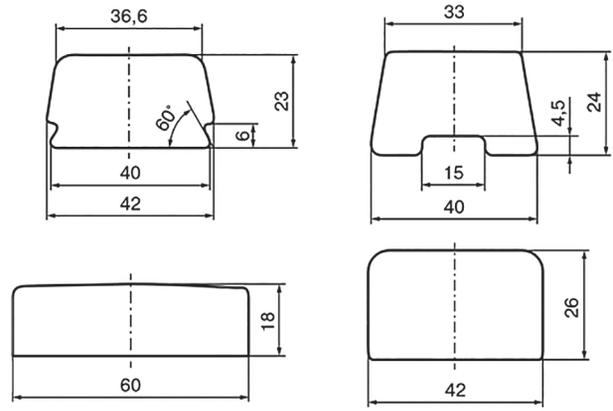


Рисунок 6 — Примеры профилей токосъемных вставок
Figure 6 — Examples of current collector insert profiles

кладки. При построении модели принималось, что контактный провод имеет круглое сечение с радиусом 0,65 см, а длина его участка равна 10 см. Модель угольной вставки с подкладкой представляла собой два прямоугольных параллелепипеда размерами 10×0,7×3 см и 10×0,2×3 см. Механические характеристики материалов приняты следующими: провод из меди — модуль Юнга $E_1 = 100$ ГПа, коэффициент Пуассона $\nu_1 = 0,2$; угольная вставка — $E_2 = 10$ ГПа, $\nu_1 = 0,24$; материал подкладки — $E_3 = 200$ ГПа, $\nu_1 = 0,2$.

С учетом симметрии рассматриваемой конструкции и приложенных нагрузок в качестве расчетной модели в среде ANSYS принята половина данной системы (рисунок 7). В области контакта характерный размер ребра конечного элемента принят равным 20 мкм. В модели использованы элементы SOLID186, TARGE170, CONTA174. Общее количество элементов составило около 400 000.

В качестве граничных условий приняты продольные силы 500 Н и вертикальные силы 35 Н, приложенные к торцевым сечениям рассматриваемого участка провода, запрет перемещения

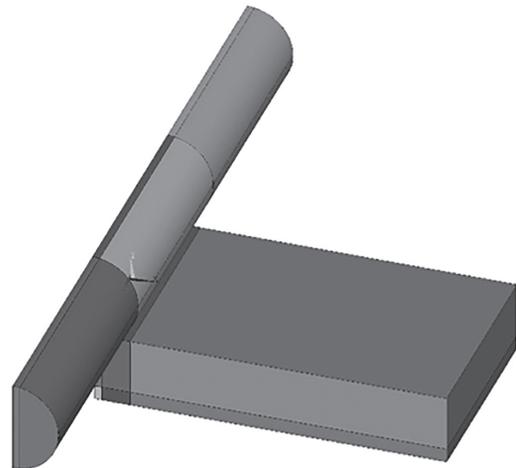


Рисунок 7 — Геометрическая модель провода и токоприемной вставки
Figure 7 — Geometric model of the wire and current collector insert

нижней грани подкладки, а также отсутствие перемещений удаленного сечения провода по направлению вдоль оси провода.

Расчет для случая накладки в форме прямоугольного параллелепипеда показал (рисунок 8), что наибольшие эквивалентные напряжения наблюдаются в угловых точках накладке и составляют 62 МПа. Таким образом, при наличии незакругленных ребер возможно выкрашивание графита. Чтобы его избежать, целесообразно выполнить закругление угловых ребер накладке.

При разработке модели, позволяющей принять во внимание тепловые процессы, провод был удлинен до 20 см. В дополнение к представленным выше исходным данным учитывалось, что плотности материалов провода и вставки составляют 5529 и 1760 кг/м³, коэффициенты их теплового расширения — $16,7 \cdot 10^{-6}$ и $7,9 \cdot 10^{-6}$ 1/К, теплопроводности — 380 и 150 Вт/(м·К), удельной теплоемкости — 383 и 708 Дж/(кг·К). Начальный коэффициент трения в контакте принят равным 0,06, коэффициент теплопередачи — 70 Вт/(м²·К). Общее количество элементов новой модели составило более 85 000.

Для расчета плотности теплового потока, вызванного кулоновым трением, коэффициент рассеивания энергии принят равным 1. Весовой коэффициент распределения тепла между токоприемной вставкой и проводом принят равным 0,5. В качестве начальной принята температура 22 °С, и считалось, что при ней тела не имеют тепловых деформаций.

На рисунке 9 показана диаграмма распределения температуры в момент 0,5 с после начала движения токоприемника относительно провода со скоростью 1 м/с. Повышение температуры вставки в зоне контакта составило около 14°, что соответствует реализующимся на практике значениям. Заметное увеличение температуры провода наблюдается только вблизи области контакта. На рисунке 10 приведена соответствующая данному моменту картина распределения эквивалентных напряжений.

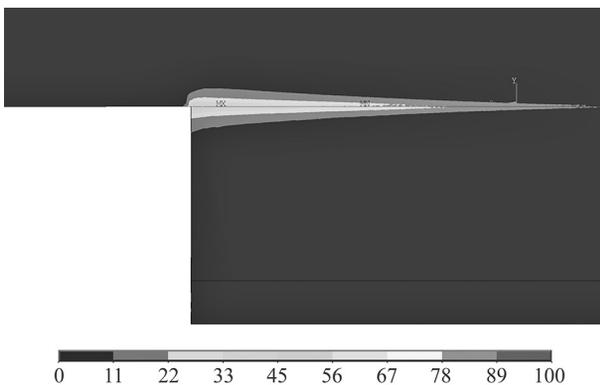


Рисунок 8 — Распределение эквивалентных напряжений в проводе и накладке
Figure 8 — Distribution of equivalent stresses in the wire and lining

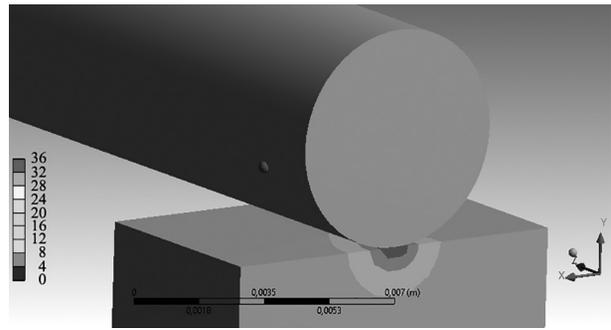


Рисунок 9 — Распределение температур в области контакта токоприемника и контактного провода
Figure 9 — Temperature distribution in the contact area of the pantograph and the contact wire

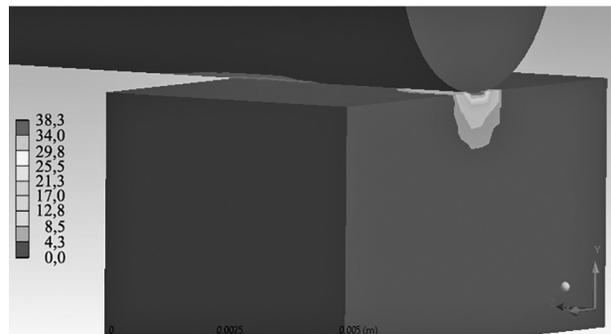


Рисунок 10 — Эквивалентные по Мизесу напряжения в контактирующих телах
Figure 10 — Von Mises equivalent stresses in the contacting bodies

Разработанные модели контактного взаимодействия дают возможность оценки долговечности токоприемной вставки и контактного провода и позволяют осуществить оптимизацию конструкции.

Заключение. В работе представлены модели узлов железнодорожного подвижного состава, в которых реализуются значительные силы трения скольжения, вызывающие появление износа и определяющие долговечность конструкций.

Несмотря на быстрое развитие средств вычислительной техники и программного обеспечения, решение задач о динамическом контактом взаимодействии тел по-прежнему представляет собой трудоемкий и длительный процесс. Поэтому существует необходимость в разработке новых моделей, позволяющих учесть основные особенности рассматриваемых систем и пренебречь малозначимыми факторами.

В статье рассмотрен инженерный подход к оценке температур, возникающих при работе колодочного тормоза, который позволяет оперативно определять верхнюю границу таких температур при движении по пути с заданным профилем. Также представлены конечно-элементные модели, позволяющие оценивать напряжения в деталях дисковых тормозов и систем «токоприемник — контактный провод» при нестационарных режимах движения.

Полученные результаты могут быть использованы при определении долговечности конструк-

ций железнодорожного транспорта, работающих в условиях динамического контактного взаимодействия. В частности, на основе знания напряжений и температур, возникающих при эксплуатации, это позволяет сделать механотермодинамическая теория, предложенная Л.А. Сосновским, 90-летие которого отмечается в текущем году.

Список литературы

1. Эффективность композиционных тормозных колодок с различной степенью износа / Э.И. Галай, А.А. Юлдашев, Е.Э. Галай, П.К. Рудов // Механика. Исследования и инновации. — 2022. — Вып. 15. — С. 75–82.
2. Manjunath, T.V. Structural and thermal analysis of rotor disc of disc brake / T.V. Manjunath, P.M. Suresh // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. — 2013. — Vol. 2, iss. 12. — P. 7741–7749.
3. Biradar, D. Experimental analysis and investigation for thermal behavior of ventilated disc brake rotor: a review / D. Biradar, M.R. Chopade, S.B. Barve // International Journal for Scientific Research & Development. — 2014. — Vol. 2, iss. 7. — P. 390–395.
4. Sergienko, V.P. Noise and vibration in friction systems / V.P. Sergienko, S.N. Bukharov. — Cham: Springer, 2014. — 251 p. — DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-11334-0>.
5. Landström, E.V. Analysis and testing of tread braked railway wheel – effects of hot spots on wheel performance / E.V. Landström, T. Vernersson, R. Lundén // International Journal of Fatigue. — 2024. — Vol. 180. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2023.108116>.
6. The evolution of friction and wear behavior of train brake friction pairs during sustained drag braking on long steep slopes / Q. Zhang, Z. Yu, H. Liu [et al.] // Wear. — 2025. — Vol. 564–565. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2024.205724>.
7. Khamidov, O.R. Heat calculation of pads during locomotive braking / O.R. Khamidov, I.S. Kamalov, O.T. Kasimov // AIP Conference Proc. — 2023. — Vol. 2612, iss. 1. — DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0125346>.
8. Numerical study on local wheel temperature induced by wheel flat during tread braking / Y. Luo, G. Tao, C. Tan [et al.] // International Journal of Thermal Sciences. — 2025. — Vol. 218. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2025.110176>.
9. Somà, A. Simulation of the thermal behavior of cast iron brake block during braking maneuvers / A. Somà, M. Aimar, N. Zampieri // Applied Sciences. — 2021. — Vol. 11, iss. 11. — DOI: <https://doi.org/10.3390/app11115010>.
10. Megna, G. Tread-braked wheels: review and recent findings / G. Megna, A. Bracciali // Machines. — 2025. — Vol. 13, iss. 7. — DOI: <https://doi.org/10.3390/machines13070579>.
11. Magelli, M. Integration of brake block thermal equations within a railway vehicle multibody model: a multiphysics approach / M. Magelli, N. Zampieri, Q. Wu // International Journal of Rail Transportation. — 2025. — Vol. 13, iss. 1. — P. 69–84. — DOI: <https://doi.org/10.1080/23248378.2023.2301618>.
12. Review on the mechanism of failure mode based on mechanical performance analysis of brake disc / D. Li, D. Sun, H. Xi, J. Dai // Advances in Mechanical Engineering. — 2024. — Vol. 16, iss. 12. — DOI: <https://doi.org/10.1177/16878132241298368>.
13. Deressa, K.T. Thermal load simulations in railway disc brake: A systematic review of modelling temperature, stress and fatigue / K.T. Deressa, D.A. Ambie // Archives of Computational Methods in Engineering. — 2022. — Vol. 29, iss. 4. — P. 2271–2283. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s11831-021-09662-y>.
14. Deressa, K.T. Non-axisymmetric modeling of a moving heat source for thermal stress and fatigue analysis of railway vehicle disc brakes / K.T. Deressa, D.A. Ambie // Urban Rail Transit. — 2024. — Vol. 10, iss. 1. — P. 42–64. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s40864-023-00207-z>.
15. Xue, H. Vibration-thermal-mechanical coupling characteristics analysis of the brake disc in high-speed trains / H. Xue, H. Ren // Heat Transfer Research. — 2025. — Vol. 56, iss. 11. — P. 1–20. — DOI: <https://doi.org/10.1615/HeatTransRes.2025056316>.
16. Influence of thermal expansion and wear on the temperatures and stresses in railway disc brakes / Y. Zhang, W.Z. Liu, S. Stichel, J. Yang // International Communications in Heat and Mass Transfer. — 2024. — Vol. 158. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107858>.
17. Grzes, P. Numerical calculations of thermal stresses in a railway disk brake at the coupling of temperature, coefficient of friction, velocity, and wear / P. Grzes, M. Kuciej, A. Yevtushenko // Journal of Thermal Stresses. — 2024. — Vol. 47, iss. 10. — P. 1297–1329. — DOI: <https://doi.org/10.1080/01495739.2024.2330424>.
18. Моделирование распределения тепловых полей на поверхностях трения композиционных тормозных накладок дисковых тормозов железнодорожного подвижного состава / С.В. Трескин, Д.О. Емельянов, П.Ю. Иванов, Е.Ю. Дульский // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2023. — № 4(80). — С. 134–147. — DOI: [https://doi.org/10.26731/1813-9108.2023.4\(80\).134-147](https://doi.org/10.26731/1813-9108.2023.4(80).134-147).
19. Friction heating and stress-strain state of ventilated disc brakes / K. Holenko, O. Dykha, O. Babak, S. Posonskiy // Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics. — 2023. — Vol. 8, no. 1. — P. 43–52. — DOI: <https://doi.org/10.14254/jsdtl.2023.8-1.3>.
20. Wasilewski, P. Frictional heating in railway brakes: A review of numerical models / P. Wasilewski // Archives of Computational Methods in Engineering. — 2020. — Vol. 27, iss. 1. — P. 45–58. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s11831-018-9302-3>.
21. Review of pantograph and catenary interaction / W. Zhang, D. Zou, M. Tan [et al.] // Frontiers of Mechanical Engineering. — 2018. — Vol. 13, iss. 2. — P. 311–322. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s11465-018-0494-x>.
22. Ilunga, M. Finite-element-analysis-based feasibility study for optimizing pantograph performance using aluminum metal matrix composites / M. Ilunga, A. Agarwal // Processes. — 2024. — Vol. 12, iss. 3. — DOI: <https://doi.org/10.3390/pr12030445>.
23. Contact strip of pantograph heuristic wear model and its application / N. Zhou, X. Zhi, Y. Cheng [et al.] // Tribology International. — 2024. — Vol. 194. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2024.109546>.
24. A study on the pantograph slide wear model based on energy dissipation / Y. Dong, B. Li, Z. Chen [et al.] // Applied Sciences. — 2025. — Vol. 15, iss. 12. — DOI: <https://doi.org/10.3390/app15126748>.
25. Friction and wear of pantograph and catenary / G. Wu, G. Gao, W. Wei, Z. Yang // The Electrical Contact of the Pantograph-Catenary System: Theory and Application. — Singapore: Springer, 2019. — Chapter. — P. 71–107. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-13-6589-8_3.
26. Walters, S. On modelling and control of pantograph catenary systems / S. Walters, A. Rachid, A. Mpanda // PACIFIC 2011 – International Conference on Pantograph-Catenary Interaction Framework for Intelligent Control, Conference Proceedings, Amiens, 8 Dec. 2011. — Amiens, 2011. — P. 54–63.
27. Shimanovsky, A. Modeling of the pantograph-catenary wire contact interaction / A. Shimanovsky, V. Yakubovich, I. Kapliuk // Procedia Engineering. — 2016. — Vol. 134. — P. 284–290. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.01.009>.
28. Sunar, Ö. Experimental investigation on the arc damage and fatigue crack initiation risk of copper-silver contact wires / Ö. Sunar, D. Fletcher // IEEE Transactions on Power Delivery. — 2022. — Vol. 38, iss. 2. — P. 777–784. — DOI: <https://doi.org/10.1109/TPWRD.2022.3198734>.
29. Sunar, Ö. Investigation of contact force and stress relationship in overhead line contact wires with finite element method / Ö. Sunar // Railway Engineering. — 2023. — Iss. 18. — P. 98–108. — DOI: <https://doi.org/10.47072/demiryolu.1295172>.
30. Sunar, Ö. A new small sample test configuration for fatigue life estimation of overhead contact wires / Ö. Sunar, D. Fletcher // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. — 2023. — Vol. 237, iss. 4. — P. 438–444. — DOI: <https://doi.org/10.1177/09544097221116531>.
31. Сосновский, Л.А. Новый раздел физики // Л.А. Сосновский, С.С. Щербakov, М.А. Журавков // Вестн. Бел. гос. ун-та транспорта: Наука и транспорт. — 2015. — № 1(30). — С. 64–93.
32. Галай, Э.И. Тепловой расчет фрикционных узлов тормоза грузовых вагонов / Э.И. Галай, П.К. Рудов, Е.Э. Галай // Механика. Исследования и инновации. — 2018. — Вып. 11. — С. 31–40.

33. Балакин, В.А. Тепловой режим фрикционного тормоза электропоезда при скоростном регулировании силы нажатия колодок / В.А. Балакин, Э.И. Галай // Трение и износ. — 1997. — № 5. — С. 636–642.
34. Богданович, П.Н. Трение, смазка и износ в машинах: учебник для вузов / П.Н. Богданович, В.Я. Прушак, С.П. Богданович. — Минск: Тэхналогія, 2011. — 527 с.
35. Шимановский, А.О. Изменение напряженно-деформированного состояния элементов дискового тормоза при торможении / А.О. Шимановский, О.А. Суханова // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2020. — № 4(68). — С. 58–64. — DOI: [https://doi.org/10.26731/1813-9108.2020.4\(68\).58-64](https://doi.org/10.26731/1813-9108.2020.4(68).58-64).
36. Токоосъемные вставки для токоприемников железнодорожного транспорта / И.С. Гершман, Н.В. Миронос, М.А. Мельник, Е.И. Гершман // Вестник ВНИИЖТ. — 2012. — № 4. — С. 3–10.

SHIMANOVSKY Alexandr O., D. Sc. in Eng., Prof.

Head of the Department “Technical Physics and Engineering Mechanics”¹

E-mail: tm.belsut@gmail.com

GALAI Elena E., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Senior Researcher of the Industry Research Laboratory “Rolling Stock Braking Systems”¹

E-mail: galay_gomel@mail.ru

SUKHANOVA Volha A.

Senior Lecturer of the Department “Graphics”¹

E-mail: ol_suhan@mail.ru

KAPLIUK Inha I.

Senior Lecturer of the Department “Transport and Technological Machinery and Equipment”¹

E-mail: i.kapliuk@mail.ru

¹Belarusian State University of Transport, Gomel, Republic of Belarus

Received August 1, 2025.

MODELING OF RAILWAY ROLLING STOCK STRUCTURAL ELEMENTS OPERATING UNDER CONDITIONS OF INTENSIVE FRICTIONAL INTERACTION

The use of mathematical and computer models to analyze the durability of components in railway rolling stock brake systems and “pantograph — contact wire” systems is considered. A theoretical model is presented that enables temperatures generated in block brake components during prolonged braking to be evaluated. Finite element analysis is performed to estimate plastic deformations in disc brake components when the brake is applied. A coupled finite element model of the interaction between the current collector insert and the contact wire is developed to allow determination of the temperatures and mechanical stresses in them when the vehicle is in motion.

Keywords: railway rolling stock, contact interaction, friction, wear, stress-strain state, finite element modeling

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-3-72-18-26>

References

- Galai E.I., Yuldashov A.A., Galai E.E., Rudov P.K. Effektivnost kompozitsionnykh tormoznykh kolodok s razlichnoy stepenyu iznosa [Effectiveness of composite brake pads with varying degrees of wear]. *Mechanics. Researches and innovations*, 2022, iss. 15, pp. 75–82 (in Russ.).
- Manjunath T.V., Suresh P.M. Structural and thermal analysis of rotor disc of disc brake. *International journal of innovative research in science, engineering and technology*, 2013, vol. 2, iss. 12, pp. 7741–7749.
- Biradar D., Chopade M.R., Barve S.B. Experimental analysis and investigation for thermal behavior of ventilated disc brake rotor: a review. *International journal for scientific research & development*, 2014, vol. 2, iss. 7, pp. 390–395.
- Sergienko V.P., Bukharov S.N. *Noise and vibration in friction systems*. Cham, Springer, 2014. 251 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-11334-0>.
- Landström E.V., Vernersson T., Lundén R. Analysis and testing of tread braked railway wheel – effects of hot spots on wheel performance. *International journal of fatigue*, 2024, vol. 180. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2023.108116>.
- Zhang Q., et al. The evolution of friction and wear behavior of train brake friction pairs during sustained drag braking on long steep slopes. *Wear*, 2025, vol. 564–565. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2024.205724>.
- Khamidov O.R., Kamalov I.S., Kasimov O.T. Heat calculation of pads during locomotive braking. *AIP conference*

- proceedings, 2023, vol. 2612, iss. 1. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0125346>.
8. Luo Y., et al. Numerical study on local wheel temperature induced by wheel flat during tread braking. *International journal of thermal sciences*, 2025, vol. 218. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2025.110176>.
 9. Somà A., Aimar M., Zampieri N. Simulation of the thermal behavior of cast iron brake block during braking maneuvers. *Applied sciences*, 2021, vol. 11, iss. 11. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11115010>.
 10. Megna G., Bracciali A. Tread-braked wheels: review and recent findings. *Machines*, 2025, vol. 13, iss. 7. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines13070579>.
 11. Magelli M., Zampieri N., Wu Q. Integration of brake block thermal equations within a railway vehicle multibody model: a multiphysics approach. *International journal of rail transportation*, 2025, vol. 13, iss. 1, pp. 69–84. DOI: <https://doi.org/10.1080/23248378.2023.2301618>.
 12. Li D., Sun D., Xi H., Dai J. Review on the mechanism of failure mode based on mechanical performance analysis of brake disc. *Advances in mechanical engineering*, 2024, vol. 16, iss. 12. DOI: <https://doi.org/10.1177/16878132241298368>.
 13. Deressa K.T., Ambie D.A. Thermal load simulations in railway disc brake: a systematic review of modelling temperature, stress and fatigue. *Archives of computational methods in engineering*, 2022, vol. 29, iss. 4, pp. 2271–2283. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11831-021-09662-y>.
 14. Deressa K.T., Ambie D.A. Non-axisymmetric modeling of a moving heat source for thermal stress and fatigue analysis of railway vehicle disc brakes. *Urban rail transit*, 2024, vol. 10, iss. 1, pp. 42–64. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40864-023-00207-z>.
 15. Xue H., Ren H. Vibration-thermal-mechanical coupling characteristics analysis of the brake disc in high-speed trains. *Heat transfer research*, 2025, vol. 56, iss. 11, pp. 1–20. DOI: <https://doi.org/10.1615/HeatTransRes.2025056316>.
 16. Zhang Y., Liu W.Z., Stichel S., Yang J. Influence of thermal expansion and wear on the temperatures and stresses in railway disc brakes. *International communications in heat and mass transfer*, 2024, vol. 158. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107858>.
 17. Grzes P., Kuciej M., Yevtushenko A. Numerical calculations of thermal stresses in a railway disk brake at the coupling of temperature, coefficient of friction, velocity, and wear. *Journal of thermal stresses*, 2024, vol. 47, iss. 10, pp. 1297–1329. DOI: <https://doi.org/10.1080/01495739.2024.2330424>.
 18. Treskin S.V., Emel'yanov D.O., Ivanov P.Yu., Dul'skii E.Yu. Modelirovanie raspredeleniya teplovykh poley na poverkhnostnyakh treniya kompozitsionnykh tormoznykh nakladok diskovykh tormozov zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Modeling of thermal fields distribution on the friction surfaces of composite brake linings of railway rolling stock disk brakes]. *Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2023, no. 4(80), pp. 134–147. DOI: [https://doi.org/10.26731/1813-9108.2023.4\(80\).134-147](https://doi.org/10.26731/1813-9108.2023.4(80).134-147) (in Russ.).
 19. Holenko K., Dykha O., Babak O., Posonskiy S. Friction heating and stress-strain state of ventilated disc brakes. *Journal of sustainable development of transport and logistics*, 2023, vol. 8, no. 1, pp. 43–52. DOI: <https://doi.org/10.14254/jsdtl.2023.8-1.3>.
 20. Wasilewski P. Frictional heating in railway brakes: a review of numerical models. *Archives of computational methods in engineering*, 2020, vol. 27, iss. 1, pp. 45–58. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11831-018-9302-3>.
 21. Zhang W., et al. Review of pantograph and catenary interaction. *Frontiers of mechanical engineering*, 2018, vol. 13, iss. 2, pp. 311–322. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11465-018-0494-x>.
 22. Ilunga M., Agarwal A. Finite-element-analysis-based feasibility study for optimizing pantograph performance using aluminum metal matrix composites. *Processes*, 2024, vol. 12, iss. 3. DOI: <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/pr12030445>.
 23. Zhou N., et al. Contact strip of pantograph heuristic wear model and its application. *Tribology international*, 2024, vol. 194. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2024.109546>.
 24. Dong Y., et al. A study on the pantograph slide wear model based on energy dissipation. *Applied sciences*, 2025, vol. 15, iss. 12. DOI: <https://doi.org/10.3390/app15126748>.
 25. Wu G., Gao G., Wei W., Yang Z. Friction and wear of pantograph and catenary. *The electrical contact of the pantograph-catenary system: theory and application*, 2019, pp. 71–107. DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-13-6589-8_3.
 26. Walters S., Rachid A., Mpanda A. On modelling and control of pantograph catenary systems. *Proc. PACIFIC 2011 – International Conference on Pantograph-Catenary Interaction Framework for Intelligent Control*. Amiens, 2011, pp. 54–63.
 27. Shimanovsky A., Yakubovich V., Kapliuk I. Modeling of the pantograph-catenary wire contact interaction. *Procedia engineering*, 2016, vol. 134, pp. 284–290. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.01.009>.
 28. Sunar Ö., Fletcher D. Experimental investigation on the arc damage and fatigue crack initiation risk of copper-silver contact wires. *IEEE transactions on power delivery*, 2022, vol. 38, iss. 2, pp. 777–784. DOI: <https://doi.org/10.1109/tpwr.2022.3198734>.
 29. Sunar Ö. Investigation of contact force and stress relationship in overhead line contact wires with finite element method. *Railway engineering*, 2023, iss. 18, pp. 98–108. DOI: <https://doi.org/10.47072/demiryolu.1295172>.
 30. Sunar Ö., Fletcher D. A new small sample test configuration for fatigue life estimation of overhead contact wires. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of rail and rapid transit*, 2023, vol. 237, iss. 4, pp. 438–444. DOI: <https://doi.org/10.1177/09544097221116531>.
 31. Sosnovsky L.A., Sherbakov S.S., Zhuravkov M.A. Novyy razdel fiziki [New section of physics]. *Bulletin of BSUT: science and transport*, 2015, no. 1(30), pp. 64–93 (in Russ.).
 32. Galai E.I., Rudov P.K., Galai E.E. Teplovoy rezhim friktsionnogo tormoza elektropoezda pri skorostnom regulirovanii sily nazhatiya kolodok [Thermal calculation of frictional brake nodes for freight cars]. *Mechanics. Researches and innovations*, 2018, iss. 11, pp. 31–40 (in Russ.).
 33. Balakin V.A., Galai E.I. Teplovoy rezhim friktsionnogo tormoza elektropoezda pri skorostnom regulirovanii sily nazhatiya kolodok [Thermal mode of electric train friction brake at speed control of shoe pressure force]. *Friction and wear*, 1997, no. 5, pp. 636–642 (in Russ.).
 34. Bogdanovich P.N., Prushak V.Ya., Bogdanovich S.P. *Trenie, smazka i iznos v mashinakh* [Friction, lubrication, and wear in machines]. Minsk, Tekhnologiya Publ., 2011. 527 p. (in Russ.).
 35. Shimanovskii A.O., Sukhanova V.A. Izmenenie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya elementov diskovogo tormoza pri tormozhenii [Change in stress-strain state of disc brake elements during braking]. *Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2020, no. 4(68), pp. 58–64. — DOI: [https://doi.org/10.26731/18139108.2020.4\(68\).58-64](https://doi.org/10.26731/18139108.2020.4(68).58-64) (in Russ.).
 36. Gershman I.S., Mironov N.V., Melnik M.A., Gershman E.I. Tokosemnye vstavki dlya tokopriemnikov zheleznodorozhnogo transporta [Current-collecting inserts for current collection of railway transport]. *Russian railway science journal*, 2012, no. 4, pp. 3–10 (in Russ.).