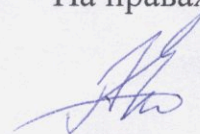


ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ ИМПЕРАТОРА НИКОЛАЯ II»
(МГУПС (МИИТ))

На правах рукописи

Ефимов Роман Александрович



ОЦЕНКА ТЕПЛОВЫХ НАГРУЖЕНИЙ 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

Научный руководитель:
доктор технических наук,
доцент А.В. Саврухин

Москва – 2017 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	14
1.1 Анализ конструкции, технологии изготовления и свойств цельнокатаных колес.....	14
1.2 Анализ неисправностей цельнокатаных колес вагонов в эксплуатации...	20
1.3 Анализ отказов цельнокатаных колес от тепловых воздействий при торможении.....	27
1.4 Обзор исследований в области изучения процессов колодочного торможения и тепловых процессов в цельнокатаном колесе при торможении .	36
1.5 Выводы по главе 1.....	44
2 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ И ДЕФОРМАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ МКЭ. РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦКК	47
2.1 Применение численных методов для расчетной оценки текущего состояния в элементах конструкции	47
2.2 Основные положения методики моделирования изменения теплового и напряженно-деформированного состояния.....	50
2.3 Общие положения программного комплекса SANAK.....	61
2.4 Компьютерное моделирование тепловых процессов в ЦКК различной конструкции на основе разработанных конечно-элементных моделей	67
2.5 Выводы по главе 2.....	78
3 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ УТОЧНЕННОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦКК ПРИ ТОРМОЖЕНИИ.....	80
3.1 Определение и обоснование основных факторов, влияющих на тепловое нагружение колес	80

3.2	Разработка основных положений методики моделирования тепловых процессов в цельнокатаном колесе при торможении.....	98
3.3	Моделирование тепловых процессов и оценка тепловых нагрузений колес при торможении.....	111
3.4	Оценка и обоснование влияния различных факторов на максимальный нагрев ЦКК.....	117
3.4.1	Влияние начальной скорости торможения на тепловые процессы в ЦКК	120
3.4.2	Влияние режима воздухораспределителя.....	121
3.4.3	Влияние уклона пути.....	124
3.4.4	Влияние толщины обода колеса.....	126
3.4.5	Влияние режима торможения (экстренное, полное служебное, ступенчатое).....	130
3.4.6	Влияние основного удельного сопротивления движению.....	132
3.4.7	Влияние типа тормозной колодки.....	137
3.5	Обобщенная оценка влияния различных факторов на максимальные значения температур при торможении.....	137
3.6	Выводы по главе 3.....	142
4	АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДИКИ УТОЧНЕННОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦКК ПРИ ТОРМОЖЕНИИ НА ОСНОВЕ ДИСКРЕТНОЙ ОЦЕНКИ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛА В ЗОНЕ КОНТАКТА КОЛЕСА И ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВЫХ И ТЕРМОДЕФОРМАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ В КОЛЕСЕ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ.....	144
4.1	Компьютерное моделирование тепловых процессов, структурных и фазовых превращений в ЦКК при реализации многократного торможения на основе разработанной методики.....	144
4.2	Сравнительный анализ термодформационных процессов в цельнокатаных колесах с различной формой диска.....	151
4.3	Выводы по главе 4.....	160

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	163
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	165
ПРИЛОЖЕНИЕ А ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЖЕНИЯ..	178
ПРИЛОЖЕНИЕ Б ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛОВЛОЖЕНИЙ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ЗНАЧЕНИЙ УКЛОНА ПУТИ.....	184
ПРИЛОЖЕНИЕ В РАСЧЕТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ТОРМОЗНОГО ПУТИ И ФАКТИЧЕСКОГО ВРЕМЕНИ ТОРМОЖЕНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РЕЖИМА ТОРМОЖЕНИЯ.....	193

ВВЕДЕНИЕ

Одним из важнейших направлений развития железнодорожного транспорта является решение задачи улучшения взаимодействия подвижного состава и пути с позиции обеспечения безопасности движения поездов и минимизации эксплуатационных расходов как на содержание пути, так и на эксплуатацию подвижного состава.

В современных условиях эксплуатации подвижного состава цельнокатаные колеса грузовых вагонов должны удовлетворять следующим необходимым требованиям: обладать достаточной твердостью и прочностью, обеспечивать лучшие ходовые качества и работоспособность, а также максимальную износостойкость в процессе эксплуатации.

Снижение износа в системе «колесо – рельс – колодка» значительно уменьшает эксплуатационные расходы и является одним из приоритетных направлений повышения эффективности работы железнодорожного транспорта и безопасности движения. Таким образом, проблема взаимодействия в системах «колесо – рельс» и «колесо – колодка» остается актуальной и важной в настоящее время [16, 17]. Решение этой задачи может быть достигнуто путем определения рациональной геометрии контактирующих деталей, материала с требуемыми свойствами, параметров движения с учетом профиля пути, и в том числе режимов торможения.

С учетом вышесказанного, необходимо установить основные причины износа колес и факторы, влияющие на их возникновение, и выработать практические рекомендации по оценке текущего состояния цельнокатаного колеса в процессе эксплуатации, что позволит своевременно произвести прогноз предотказного состояния и существенно снизить риск возникновения аварийной ситуации.

При наличии высоких вычислительных мощностей компьютеров, анализ влияния эксплуатационных и технологических воздействий на элементы конструкций подвижного состава без изготовления опытных образцов

целесообразно проводить путем разработки математических методов и конечно-элементных моделей высокой степени дискретизации. Кроме этого важную роль в вопросе оценки состояния колес играет установление значений параметров тепловложений, основанных на результатах моделирования процессов торможения. Применение методов компьютерного моделирования позволяет решать задачи термовязкоупругопластичности на основе использования конечно-элементных моделей, что снижает экономические затраты и сроки решения указанной проблемы [37].

Важным является вопрос определения наиболее рациональной геометрии цельнокатаных колес, в том числе и диска колеса, при которой обеспечивается более низкий уровень напряжений при тепловых и механических эксплуатационных нагрузениях, что приводит к повышению межремонтных пробегов и снижению вероятности возникновения и развития трещиноподобных дефектов. При решении этой задачи следует принимать во внимание опыт Европейских железных дорог, где уже длительное время эксплуатируются цельнокатаные колеса с криволинейным диском, в отличие от отечественных колес с коническим диском [49]. Следует при этом учитывать, что характер и уровень тепловых и механических воздействий на колесо при эксплуатации на Российских дорогах отличается от Европейских железных дорог. Поэтому опыт Европейских дорог не может быть однозначно перенесен на наши дороги без детального сравнительного анализа. При условии необходимости максимального сокращения затрат на такой анализ, необходимо ориентироваться на применение современных методов компьютерного моделирования [47]. При воздействии на колесо эксплуатационных тепловых нагрузений, связанных с различными режимами торможения и экстремальными механическими воздействиями, материал колеса в отдельных зонах работает в упругопластической области. Отличительной особенностью современных инструментальных методов оценки текущего состояния является выявление уже сформировавшегося дефекта (трещины, выщербины, износа и т.д.), что не позволяет в полном объеме провести

анализ кинетики нестационарных процессов, происходивших в объекте при технологических и эксплуатационных воздействиях. Это делает оценку текущего состояния элементов конструкций подвижного состава неполной, и снижает достоверность результатов при определении остаточного ресурса и оценке рисков. Поэтому компьютерное моделирование должно проводиться на основе решения нелинейных нестационарных задач теплопроводности и термовязкоупругопластичности [80].

В настоящее время актуальной задачей является разработка уточненной математической модели и методики анализа нагрева колеса в результате тепловых нагрузений при торможении и определения факторов, влияющих на значения максимальных температур и их распределение по сечению колеса при реализации различных режимов торможения.

Одним из основных факторов, определяющих эффективность при построении систем управления техническим состоянием элементов конструкций подвижного состава, является объективная оценка текущего состояния и остаточного ресурса, полученная на основе диагностирования рассматриваемых элементов в совокупности с анализом процессов, имевших место при технологических воздействиях и в процессе эксплуатации [80].

Применяемые сегодня системы диагностики не позволяют объективно оценить предысторию нагружения объекта и выявить такие состояния, которые, с одной стороны, характеризуются отсутствием выявляемого дефекта, а с другой, наличием сформировавшихся условий для его образования. Таким образом, применяемые системы диагностики и контроля, ориентированные на выявление уже сформировавшегося дефекта, позволяют делать заключение по устранению дефекта или выбраковке изделия и не обеспечивают в полном объеме оценку рисков и остаточного ресурса объекта. Главным недостатком является то, что они не позволяют проводить анализ нестационарных процессов, связанных с эксплуатационными или технологическими воздействиями, которые к моменту проведения контроля еще не привели к образованию выявляемого техническими

средствами дефекта, но изменили исходное состояние объекта после изготовления и сформировали условия для зарождения дефекта и отказа изделия [80].

Таким образом, построение систем интеллектуального управления текущим состоянием транспортных средств должно осуществляться на основе комплексного подхода, включающего инструментальные методы обследования и компьютерное моделирование нестационарных процессов, протекающих в элементах конструкций подвижного состава в процессе изготовления, эксплуатации, при ремонте и упрочнении [80].

Данный подход необходимо использовать, и при построении системы управления текущим состоянием цельнокатаного колеса (ЦКК) вагона. В настоящее время основными методами и средствами оценки текущего состояния являются проведение анализа геометрии элементов колеса, выявление внешних и внутренних дефектов, в том числе трещиноподобных. Существенным недостатком реализованной системы является то, что оценка текущего состояния осуществляется без учета влияния тепловых процессов, структурообразования и напряженно-деформированного состояния (НДС) в колесе, которые протекали в результате технологических воздействий при термической обработке в процессе изготовления, тепловых и механических воздействий в эксплуатации, при ремонте, восстановлении и упрочнении [80].

Актуальность работы:

В связи с тем, что по железным дорогам России осуществляется массовая перевозка большой номенклатуры грузов, в том числе и опасных, то разрушение обода колеса в результате воздействия высоких температур и формирования высоких напряжений может стать причиной крупной аварии или крушения поезда.

Цельнокатаное колесо является одним из наиболее ответственных частей грузового вагона, износ которого представляет собой сложный процесс взаимодействия системы «тормозная колодка – колесо – рельс». В настоящее время сохраняется высокий уровень повреждаемости цельнокатаных колес

грузовых вагонов по термомеханическим причинам и отцепки грузовых вагонов в ремонт по этим отказам в эксплуатации.

Основной причиной переточки колесных пар грузовых вагонов являются повреждения поверхности катания термомеханического происхождения (ползуны, навары, выщербины) [95].

В связи с этим проблема определения структурного состава и напряженно-деформированного состояния цельнокатаного колеса при реализации тепловых процессов в результате торможения является крайне актуальной.

Современные методы оценки текущего состояния цельнокатаного колеса ориентированы, прежде всего, на выявление уже сформировавшегося дефекта и не позволяют в полном объеме провести анализ нестационарных процессов в эксплуатации, оценку предыстории нагружений, осуществить мониторинг текущего состояния в течение всего жизненного цикла.

Наиболее полный и объективный анализ кинетики нестационарных процессов в цельнокатаном колесе можно проводить только на основе компьютерного моделирования последовательных технологических и эксплуатационных воздействий с учетом их взаимного влияния и предыстории нагружения. Данный подход позволяет не только оценить влияние каждого из факторов технологического или эксплуатационного воздействия на наиболее часто повреждаемые элементы конструкций, но и выявить периоды нагружений, оказывающие определяющее влияние на состояние объекта, его остаточный ресурс, произвести оценку надежности [80].

Объектом исследования является процесс взаимодействия тормозной колодки с цельнокатаным колесом при реализации различных режимов торможения.

Предметом исследования является повышение работоспособности цельнокатаных колес грузовых вагонов в эксплуатации на основе анализа тепловых процессов, возникающих в цельнокатаном колесе при различных режимах торможения.

Степень разработанности темы. Функционирование и развитие железнодорожного транспорта связано с вопросом обеспечения безопасности движения грузовых поездов. Исследованиями в области изучения процессов колодочного торможения и тепловых процессов в цельнокатаном колесе при торможении проводились научными коллективами АО «ВНИИЖТ», вузами МГУПС (МИИТ), ОмГУПС, ПГУПС, РГУПС, БГТУ и другими.

Значительный вклад внесли отечественные и зарубежные ученые С. Н. Киселев, А. С. Киселев, А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов, Г. Д. Кузьмина, П. С. Анисимов, И. А. Жаров, С. В. Захаров, А. А. Александров, А. Л. Озябкин, И.Н. Воронин, Д. П. Марков, В. И. Сакало, А. В. Сакало, Д. В. Титарев, Г. И. Петров, В. А. Карпычев, К. Джонсон, О.Л. Голубенко, Marek Sitarz, Johan Ahlstram, Birger Karlsson, Tore Vernersson, А. М. Орлова, Ю. И. Матяш, С. Б. Курцев, П.Т. Гребенюк и другие видные ученые и специалисты.

Настоящее диссертационное исследование является логическим развитием в современных условиях ранее выполненных научно-практических исследований в области оценки тепловых нагрузок цельнокатаных колес грузовых вагонов при торможении.

Цель работы – разработка методики оценки тепловых процессов и структурного состава цельнокатаного колеса в эксплуатации при реализации различных режимов торможения.

Основные задачи диссертационного исследования:

- анализ методик оценки тепловой нагруженности цельнокатаного колеса в эксплуатации в результате различных режимов торможения;
- определение и обоснование факторов, определяющих интенсивность тепловых нагрузок в цельнокатаное колесо при торможении;
- разработка рациональных конечно-элементных моделей цельнокатаных колес различных типов для компьютерного моделирования протекания тепловых процессов и анализа структурного состава цельнокатаного колеса при торможении;

– проведение уточненного анализа изменения теплового и структурного состояния цельнокатаного колеса при различных режимах торможения с учетом особенностей геометрии колеса и износа обода колеса в эксплуатации.

Методология и методы исследования, применяемые в диссертационной работе, включают:

– метод конечных элементов. Этот метод, основанный на решении дифференциальных уравнений с частными производными, получил широкое признание мирового научного сообщества при решении широкого спектра задач механики деформируемого твердого тела, теплообмена и ряда других и является основой множества программных комплексов, осуществляющих инженерный и научный анализ;

– метод оценки тепловыделения в контакте «колесо – тормозная колодка»;

– механика деформируемого твердого тела;

– перенос тепла и распределение температурных полей;

– применение современных языков программирования.

Научная новизна работы заключается в следующем:

– разработана методика компьютерного моделирования протекания тепловых процессов и структурного состава в цельнокатаном колесе при реализации различных режимов торможения в эксплуатации с учетом текущей скорости движения;

– впервые получены зависимости интенсивности тепловых нагрузок и распределения полей температур в колесе при различных режимах торможения с учетом скорости движения;

– определена степень влияния отдельных факторов на тепловые процессы в цельнокатаном колесе при торможении;

– исследовано влияние геометрии диска колеса на характер перемещений при длительном торможении на затяжном спуске.

Теоретическая и практическая значимость диссертационного исследования состоит в следующем:

- разработаны рациональные конечно-элементные модели цельнокатаных колес с различной геометрией диска для компьютерного моделирования тепловых процессов и анализа структурного состава цельнокатаных колес при торможении с учетом скорости движения;
- разработана методика численного определения значений тепловых нагрузок на цельнокатаное колесо при различных режимах и условиях торможения с учетом широкого спектра факторов: типа тормозной колодки, уклона пути, износа обода, скорости движения и других;
- проведен уточненный анализ изменения теплового и структурного состояния цельнокатаного колеса при различных режимах торможения с учетом особенностей геометрии колеса и утонения обода колеса в эксплуатации;
- выполнен анализ изменения структурных превращений в результате моделирования нескольких последовательных торможений на участке пути с различным профилем и получены значения изменения структурного состава в приповерхностном слое обода цельнокатаного колеса в зоне контакта с тормозной колодкой.

Положения диссертации, выносимые на защиту:

- методика определения значений тепловых нагрузок на цельнокатаное колесо при различных режимах торможения с учетом влияния широкого спектра факторов: начальная скорость торможения, тип тормозной колодки, уклон пути, скорость движения, износ обода колеса и других;
- рациональные трехмерные и осесимметричные конечно-элементные модели цельнокатаных колес с различной геометрией диска и износом обода для компьютерного моделирования тепловых процессов и изменения структурного состава при реализации различных условий торможения;
- результаты компьютерного моделирования тепловых процессов в цельнокатаном колесе при различных режимах торможения;

– результаты компьютерного моделирования изменения структурного состояния в колесе при реализации многократного последовательного торможения на участке следования поезда.

Степень достоверности и апробация результатов работы.

Результаты исследований, полученные в ходе выполнения диссертационной работы коррелируются с результатами по данной тематике, опубликованными в научных изданиях и расхождение с ними не превышает 12 %.

Основные положения диссертационной работы докладывались на X Международной научно-практической конференции студентов и молодых ученых «Trans-Mech-Art-Chem», тринадцатой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», научно-практических конференциях «Наука МИИТа – Транспорту» в 2011 – 2013 годах.

Результаты исследований докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры «Управление эксплуатационной работой и безопасностью на транспорте» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный университет путей сообщения Императора Николая II» (МГУПС (МИИТ)).

Основные результаты диссертации опубликованы в 10 печатных работах, имеющих теоретическую и практическую значимость, в том числе в 3 работах, опубликованных в научных изданиях, входящих в перечень рецензируемых научных изданий, в котором должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, рекомендованный ВАК Минобрнауки России.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

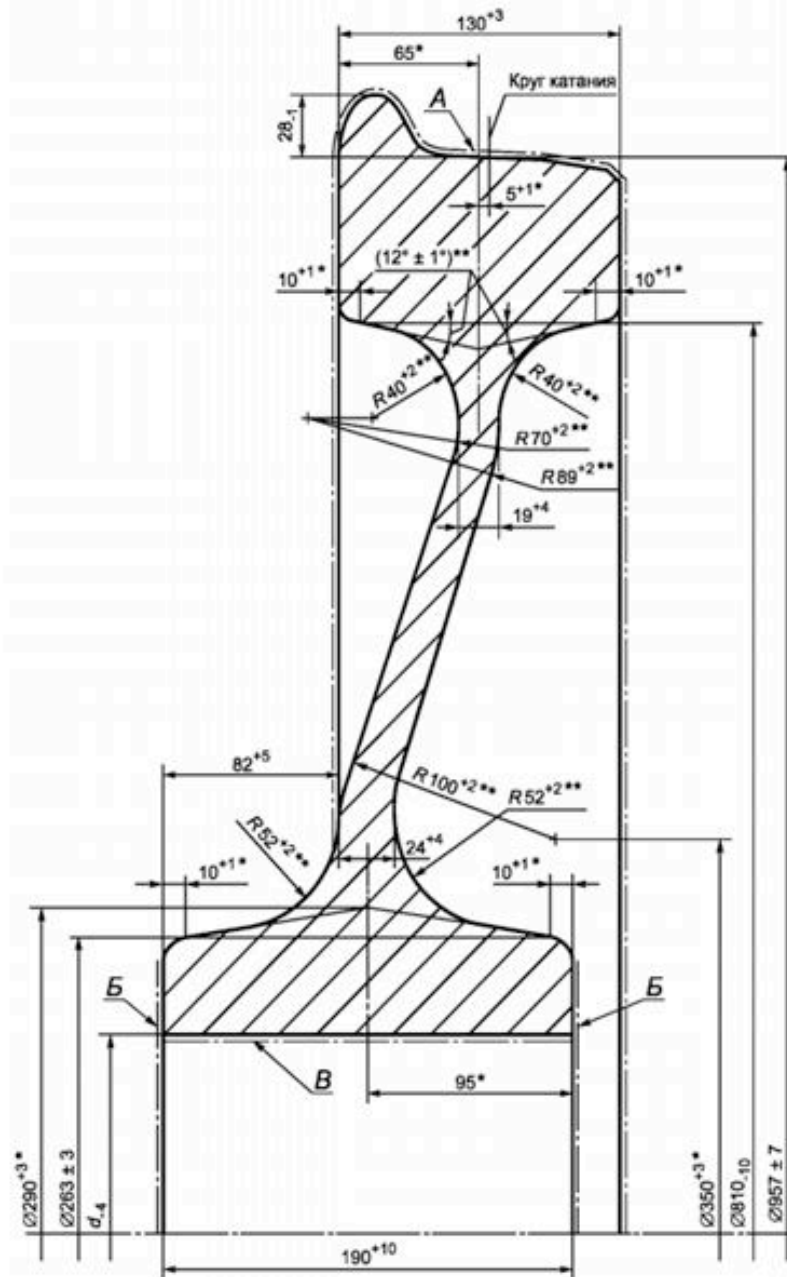
В области изучения процессов взаимодействия в системе «колодка – колесо – рельс» выполнено большое количество научно-исследовательских работ, что нашло отражение в публикациях [8, 19, 24, 29, 31, 35, 45, 46, 47, 49, 54, 57, 69, 80]. Решение задачи по определению напряженно-деформированного состояния колеса при торможении базируется на использовании метода конечных элементов (МКЭ), переносе тепла в теле за счет теплопроводности и конвекции и механике деформируемого твердого тела [61].

1.1 Анализ конструкции, технологии изготовления и свойств цельнокатаных колес

Колеса железнодорожного транспорта относятся к категории наиболее ответственных деталей подвижного состава, от надежности которых во многом зависит безопасность перевозочного процесса. На приобретение и содержание в работоспособном состоянии ЦКК затрачивается значительная часть средств бюджета железнодорожного транспорта.

В связи с тем, что в современных условиях рынка одной из основных задач железнодорожного транспорта является переход к высокоскоростному движению, значительным образом возрастает и степень ответственности колес с позиции обеспечения безопасности движения, таким образом, необходимо внести существенные коррективы в требования, предъявляемые к ЦКК.

Цельнокатаное колесо изготавливается из цельной заготовки методом деформирования в нагретом состоянии и включает ступицу, диск и обод (рисунок 1.1)



* - размеры для справок;

** - размеры обеспечиваются инструментом

Рисунок 1.1 - Колесо цельнокатаное с коническим (прямолинейным) диском диаметром по кругу катания 957 мм

При изготовлении ЦКК последовательно выполняются следующие технологические операции: разрезка слитков или блюмов, ковка, прошивка,

прокатка, противофлокенная обработка, термическая обработка, механическая обработка и устранение дисбаланса.

Стальные слитки для изготовления колес раскаивают на 6 – 7 заготовок, после чего подают в газовые печи для нагрева в течение 5,6 – 6,0 часов.

После нагрева производится предварительная осадка, затем осадка в кольце, разгонка металла пуансоном, формовка ступицы и прилегающей к ней части диска, обода и другой части диска. После этого выполняют выгибку диска, контроль и калибровку геометрических параметров формы колеса, далее осуществляют прошивку отверстия в ступице.

Для повышения качества выпускаемых стальных изделий на производстве осуществляется термическая обработка. Ее применение увеличивает износостойкость и усталостные характеристики цельнокатаных железнодорожных колес [59].

Основные эксплуатационные характеристики колеса: твердость, прочность, трещиностойкость, напряженно-деформированное состояние, хладноломкость, вязкость разрушения и ряд других, в значительной мере зависят от времени и параметров проведения термической обработки, включающей закалку и высокий отпуск.

Перед закалкой железнодорожные цельнокатаные колеса нагревают в кольцевых печах до температуры на уровне 820 – 840 °С в течение периода 80 – 110 мин.

Затем колесо укладывают на специальный стол. Он поворачивается в вертикальное положение и начинается процесс вращения колеса при помощи приводного ролика, которое сопровождается одновременным охлаждением обода колеса водой, имеющей температуру 20 – 35 °С в течение 120 – 240 с. Подача воды производится через несколько спрейеров, направленных на обод.

Затем колеса подвергают отпуску в течение 2,5 – 3,0 часов при температуре 470 – 520 °С. После термообработки колеса поступают на механическую обработку.

Механической обработке подлежат: поверхность катания, гребень, торцовая поверхность обода с внутренней стороны, торцы и отверстие ступицы.

Надежность и долговечность цельнокатаных колес в значительной мере зависят от величины и характера распределения остаточных напряжений, тепловых процессов, возникающих на поверхности катания, химического состава, структуры и свойств колесной стали, определяющих появление контактных разрушений и растрескивания металла [59].

Важным фактором при выборе стали может стать опасность появления термических повреждений вследствие воздействия тормозных колодок на поверхность катания или скольжения колеса по рельсу. В случае многократно повторяющегося торможения при относительно высоких скоростях движения стоит учитывать, что стали с высоким содержанием углерода более подвержены образованию термических трещин, чем стали с более низким содержанием углерода. Однако следует отметить, что стали с более высоким содержанием углерода обладают более высокой прочностью и износостойкостью [10].

Массовая доля химических элементов, входящих в состав колесной стали по ГОСТ 10791–2011 [9], представлена в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Химический состав стали колес по ГОСТ 10791-2011

Марка стали	Массовая доля химических элементов, %								
	C	Mn	Si	V	S	P	Cr	Ni	Cu
1	0,44-0,52	0,8-1,2	0,4-0,65	0,08-0,15	≤0,020	≤0,03	≤0,3	≤0,3	≤0,3
2	0,55-0,63	0,5-0,9	0,22-0,45	≤0,10	≤0,025	≤0,03	≤0,3	≤0,3	≤0,3
T	0,62-0,7	0,5-1,0	0,22-0,65	≤0,10	0,005-0,025	≤0,03	≤0,4	≤0,3	≤0,3
Л	0,48-0,54	0,8-1,2	0,45-0,65	0,08-0,15	≤0,020	≤0,03	≤0,25	≤0,25	≤0,25
Примечание – Массовая доля молибдена не должна превышать 0,08 %, ниобия – 0,05 %, титана – 0,03 %,									

Колеса грузовых вагонов в сравнении с пассажирскими работают в условиях более высоких напряжений в контакте колеса и рельса, поэтому сталь для таких колес должна обладать повышенной износостойкостью и контактной прочностью, что достигается увеличением содержания углерода до 0,55 – 0,63 % (марка 2 по ГОСТ 10791–2011 [9]).

Механические свойства термически обработанной стали имеют следующие значения: предел прочности 900 – 1100 МПа, относительное удлинение не менее 10 %, относительное сужение не менее 16 %, твердость не менее 248 НВ, ударная вязкость 0,2 МДж/м². Данные о механических свойствах стали ободов вагонных колес представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 - Механические свойства стали ободов вагонных колес по ГОСТ 10791-2011 [9]

Марка стали колеса	Временное сопротивление, МПа	Относительное удлинение, %	Относительное сужение, %	Твердость на глубине 30 мм, НВ
				не менее
1	882 – 1078	12	21	248
2	911 – 1107	8	14	255
Т	> 1020	9	16	> 320
Л	> 930	12	21	280-320

Стандартный обод цельнокатаного колеса имеет следующие геометрические характеристики: ширина обода - 130 мм, толщина - 70 мм. На расстоянии 70 мм от внутренней боковой грани поверхности обода находится так называемый круг катания, по которому при помощи толщиномера или абсолютного шаблона измеряют прокат, диаметр колеса и толщину обода.

Ступица колеса в холодном состоянии прочно запрессована на ось с натягом, равным 0,1 – 0,25 мм, что создает дополнительные напряжения в ступице. Переход от ступицы к ободу выполнен в форме диска. Он расположен под некоторым углом, что способствует повышению упругости и минимизации воздействия динамических сил на колесо в процессе эксплуатации [9].

Обработанный обод колеса должен иметь профиль поверхности в соответствии с рисунком 1.2.

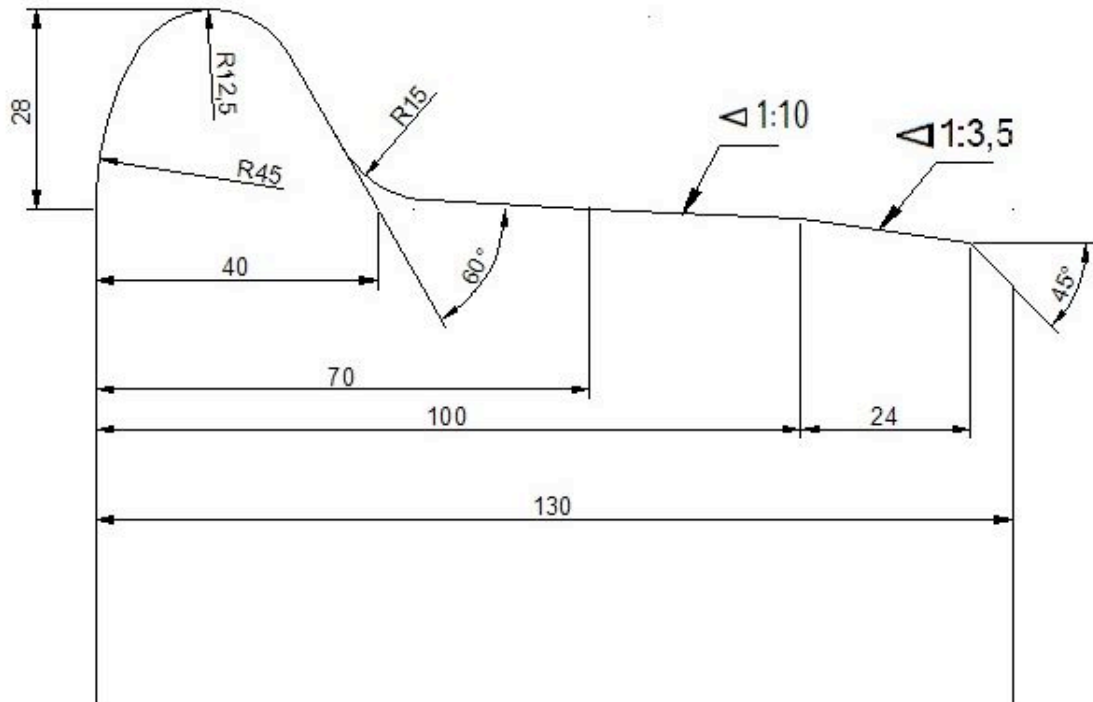


Рисунок 1.2 - Профиль стандартный по ГОСТ 10791-2011 с исходной толщиной гребня 33 мм

Поверхность катания обода колеса имеет сложную геометрическую форму и состоит из участков с различным уклоном профиля. Такая геометрия выполнена исходя из двух условий: первое – обеспечить рациональное взаимодействие колес и рельсов, второе – обеспечить устойчивое положение колесной пары в колее, определяющее направление следования подвижного состава [50]. Стандартный профиль колеса имеет гребень, коническую поверхность 1:10, 1:3,5 и фаску 6 мм под 45° . Гребень колеса имеет высоту 28 мм и толщину 33 мм и предназначен для направления движения колесной пары и предохранения ее от схода с рельсов.

Основными факторами, влияющими на срок службы цельнокатаного колеса, являются соотношение твердостей колеса и рельса, а также значения суммарных внутренних напряжений, которые возникают из-за воздействия в результате эксплуатации как нормальных статических и знакопеременных динамических нагрузок, действующих в радиальном и осевом направлениях, так и температурных напряжений, вызванных трением тормозных колодок об обод колеса в процессе торможения подвижного состава.

При достижении значений напряжений предела выносливости колесной стали в ЦКК происходит образование усталостных трещин, что приводит к преждевременному разрушению колеса.

С 2003 г. ЗАО «ОМК» произвела и поставила ОАО «РЖД» более 2,8 млн колес повышенной твердости (320 – 360 НВ). Существуют проекты технологии производства колес для грузовых вагонов с твердостью 360 – 390 НВ, однако при достижении указанной твердости не достигаются вязко-пластические характеристики в ободке и повышаются затраты из-за износа режущего инструмента в вагоноремонтных депо [70, 62]. При этом колеса повышенной твердости из стали марки Т более подвержены выщербинообразованию, чем колеса из стали марки 2 [3].

1.2 Анализ неисправностей цельнокатаных колес вагонов в эксплуатации

Основные неисправности колесных пар классифицируются в [50, 76].

Согласно [50] все неисправности колесных пар и их элементов классифицируются по трехзначной десятичной цифровой системе, образующей код неисправности.

Первая позиция образует классы (9 классов), вторая – группы по месту их возникновения (колеса, оси, колесные пары), третья – виды конкретных неисправностей [50].

Основные неисправности цельнокатаных колес в результате эксплуатационных нагрузений представлены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Неисправности цельнокатаных колес

№	Неисправность	Причины возникновения
1	2	3
1. Износы		
111	Равномерный прокат – равномерный круговой предельный износ колеса в плоскости круга катания [50].	Естественный износ металла, образующийся за счет деформации и истирания при фрикционном взаимодействии колеса с рельсом и с тормозной колодкой

Продолжение таблицы 1.3

1	2	3
112	Неравномерный прокат – неравномерный круговой износ колеса в плоскости круга катания, имеющий форму, отличную от круглой.	Неоднородность свойств металла на поверхности катания колеса, к которой привели значительные тепловые и механические воздействия в процессе торможения или из-за развития поверхностных дефектов.
113	Износ гребня – равномерный круговой износ гребня до предельно допустимых размеров [50].	Трение гребня колеса о боковую поверхность головки рельса, вызванное нарушениями нормального положения гребня относительно рельса.
114	Вертикальный подрез гребня – равномерный круговой износ, при котором угол наклона профиля боковой поверхности гребня приближается к 90°, а радиус перехода от гребня к уклону 1:20 уменьшается до 8-12 мм.	
115	Тонкий обод – неисправность вследствие износа, при которой толщина обода колеса менее допустимых размеров.	Нормальный естественный износ обода колес и многократное его обтачивание для восстановления необходимо профиля.
116	Кольцевые выработки - неравномерный по поверхности катания колеса круговой износ и деформация, образующие местные углубления.	Неоднородные термические воздействия на поверхностные слои металла обода колеса от тормозных колодок и башмаков по ширине зоны контакта.
117	Рифление - механическое повреждение поверхности металла вследствие прохождения электрического тока.	Неоднородные термические воздействия на поверхностные слои металла обода колеса от действия электрического тока определенной частоты в результате пробоя.
2. Термомеханические повреждения		
211	Навар – смещение металла на поверхности обода колеса с образованием чередующихся сдвигов металла U-образной формы [50].	Интенсивная пластическая деформация металла при кратковременном заклинивании или юзе колес в эксплуатации.

Продолжение таблицы 1.3

1	2	3
212	Ползун – локальный износ колеса, в результате которого на поверхности катания образуется площадка [50].	Скольжение колеса по рельсу, вызывающее местный износ и деформацию металла колеса из-за неисправностей тормозных приборов и устройств.
3. Механические повреждения, вызывающие деформацию		
311	Остроконечный накат гребня – накат металла гребня в сторону его вершины вследствие пластической деформации.	Эксплуатация колесной пары на участках пути с повышенным боковым износом рельсов, а также неудовлетворительная работа колесной пары.
312	Круговой наплыв на фаску – смещение металла обода в сторону фаски и образование наплыва, возвышающегося над наружной поверхностью обода.	Пластическая деформация поверхностных слоев обода, возникающая под действием нормальных и боковых усилий.
313	Местное уширение обода – механическое повреждение с образованием местного наплыва в зоне фаски обода колеса.	Пластическая деформация металла вследствие наличия местного внутреннего дефекта под действием циклических вертикальных нагрузок.
4. Нарушение сплошности металла эксплуатационного происхождения		
411	Трещина в диске около обода – нарушение сплошности металла из-за предельного накопления усталостных повреждений в диске колеса или наличия поверхностных и внутренних дефектов.	Предельное накопление усталостных повреждений в диске.
412	Термические трещины на поверхности катания – нарушение сплошности металла в виде параллельных наклонных трещин термоусталостного происхождения [50].	Циклический нагрев колеса в результате взаимодействия с тормозной колодкой при торможении и дальнейшее охлаждение.

Продолжение таблицы 1.3

1	2	3
6. Разрушение в виде выкрашивания металла и откола отдельных частей		
611	Выщербины по светлым пятнам, ползунам, наварам – местное разрушение в виде выкрашивания металла поверхности катания колеса [50].	Выкрашивание участков поверхности катания, образующееся в результате закалки металла при скольжении заклиненных колесных пар по рельсам.
612	Выщербины по усталостным трещинам.	Выщербины по усталостным трещинам вследствие истощения металлом запаса пластичности и накопления усталостных повреждений.
613	Выщербины по термическим трещинам на поверхности катания обода колеса.	Образование термических микротрещин на поверхности катания обода колеса в результате многократно повторяющихся нагревов и охлаждений при торможении, с дальнейшим ростом и объединением микротрещин под действием контактных нагрузок с последующим выкрашиванием металла.
614	Откол наружной боковой поверхности обода колеса – местное разрушение в виде откола металла у наружной грани в районе фаски обода колеса.	Развитие усталостных подповерхностных трещин от внутренних дефектов металлургического происхождения под действием эксплуатационных нагрузок.
615	Откол кругового наплыва наружной боковой поверхности обода колеса – разрушение металла в виде откола в ободке.	Усталостные процессы в месте наплыва и действие горочных замедлителей при роспуске вагонов на механизированных горках.
7. Разрушение в виде излома		
711	Излом колеса по трещине у ступицы – разрушение колеса в результате развития трещины в диске около ступицы.	Усталость колеса под действием циклических нагрузок и наличие концентраторов напряжений в диске.
712	Излом колеса по трещине у обода – разрушение колеса в результате развития трещины в диске около обода.	Развитие усталостной трещины из-за предельного накопления усталостных повреждений в диске.

Продолжение таблицы 1.3

1	2	3
713	Излом обода колеса в окружном направлении – откол части обода в результате развития внутренней кольцевой трещины в окружном направлении.	Развитие трещины в окружном направлении из-за эксплуатационных повреждений или металлургических дефектов в ободе колеса.
8. Нарушение геометрических параметров		
811	Ширина обода менее допустимой величины – изменение ширины обода в процессе ремонта и эксплуатации.	Многократные обточки внутренней поверхности обода колеса на станке или воздействие горючих замедлителей.
9. Нарушение отклонений формы и расположения поверхностей		
911	Овальность и отклонение от концентричности по кругу катания колес более допустимых размеров – изменение геометрических параметров колес.	Неравномерный износ по кругу катания колес и нарушение технологии ремонта.

Как видно из таблицы 1.3, в результате теплового и механического взаимодействия фрикционной пары «колесо – тормозная колодка» в процессе эксплуатации могут образоваться неисправности, такие как: равномерный прокат, неравномерный прокат, тонкий обод, кольцевые выработки, навар, ползун, термические трещины на поверхности катания, выщербины по термическим трещинам на поверхности катания.

Нередко встречаются на поверхности катания кольцевые выработки – углубления от воздействия тормозных колодок более допускаемых размеров (рисунок 1.3).

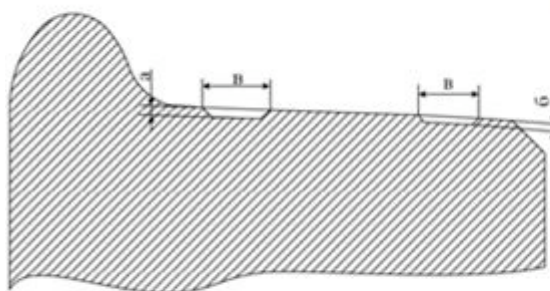


Рисунок 1.3 - Кольцевые выработки на поверхности катания колес

Кольцевая выработка допускается у основания гребня глубиной не более 1 мм и на уклоне 1:7 не более 2 мм или шириной не более 15 мм.

Смещение металла (навар) допускается высотой у колесных пар грузовых вагонов не более 1 мм (рисунок 1.4).

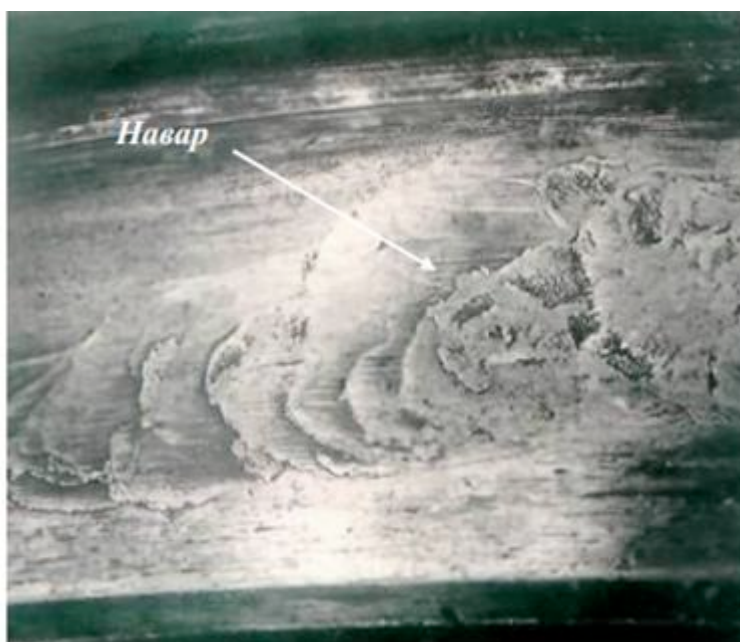


Рисунок 1.4 - Навар на поверхности катания

Образование ползунов на поверхности катания (рисунок 1.5) приводит к ударам по рельсу при каждом обороте колеса, что способствует образованию дефектов рельсов и развитию в ходовых частях вагонов.



Рисунок 1.5 - Ползун на поверхности катания

Согласно [74] при обнаружении в пути следования у вагона ползуна глубиной более 1 мм, но не более 2 мм такой вагон разрешается довести без отцепки от поезда до ближайшего пункта технического осмотра (ПТО) со скоростью не свыше 70 км/ч в грузовом поезде, если на данном ПТО имеются средства для замены колесных пар.

При увеличении глубины ползуна и в зависимости от типа колес (цельнокатаные, бандажированные) требуется соблюдение следующих мер, представленных на рисунке 1.6.

Глубина ползуна, мм	
Цельнокатаные	Бандажированные
от 2 до 6 мм	от 1 до 2 мм
допускается следование поезда до ближайшей станции со скоростью 15 км/ч	
от 6 до 12 мм	от 2 до 4 мм
допускается следование поезда до ближайшей станции со скоростью 10 км/ч, на ближайшей станции колесная пара должна быть заменена	
свыше 12 мм	свыше 4 мм
разрешается следование со скоростью 10 км/ч при условии вывешивания или исключения возможности вращения колесной пары	

Рисунок 1.6 - Требования при следовании состава с ползуном различной глубины

1.3 Анализ отказов цельнокатаных колес от тепловых воздействий при торможении

Анализ данных по отказам цельнокатаных колес в эксплуатации свидетельствует о том, что наибольшее количество дефектов приходится на выщербины поверхности катания (до 40 %) и дефекты тормозного происхождения (ползуны, навары – до 25 %) [3, 31].

Чаще всего выщербины они возникают на месте ползунов и располагаются симметрично на одной линии у обоих колес. В процессе торможения вагона или отцепя с помощью башмака при расформировании состава на сортировочной станции могут образоваться выщербины на одном колесе от проскальзывания колеса на башмаке.

Обращает на себя внимание тот факт, что доля повреждений колес выщербинами в общем количестве отказов с 1992 г. к 2009 г. (рисунок 1.7) увеличилась в 2 раза и остается стабильной в течение последних десяти лет. В

соответствии с «Классификатором неисправностей вагонных колесных пар и их элементов» [50] выделяют три вида выщербин: 611, 612, 613 (таблица 1.3).

Основные причины обточек колесных пар грузовых вагонов на сети железных дорог России в 1992 - 2009 гг.



Рисунок 1.7 - Основные причины обточек колесных пар грузовых вагонов на сети

железных дорог России в 1992-2009 гг.

Анализ данных Проектно-конструкторского бюро вагонного хозяйства ОАО «РЖД» и вагонных ремонтных депо по отцепкам грузовых вагонов в период с 2004 по 2013 гг. позволил выявить, что по неисправностям колесных пар в эксплуатации отцепку вагонов в ремонт осуществляют наиболее часто (26,3 % отцепок по неисправностям колесных пар в 2013 г.) [96]. Количество отцепок за этот период по ползунам и выщербинам по прежнему остается на высоком уровне (рисунок 1.8).

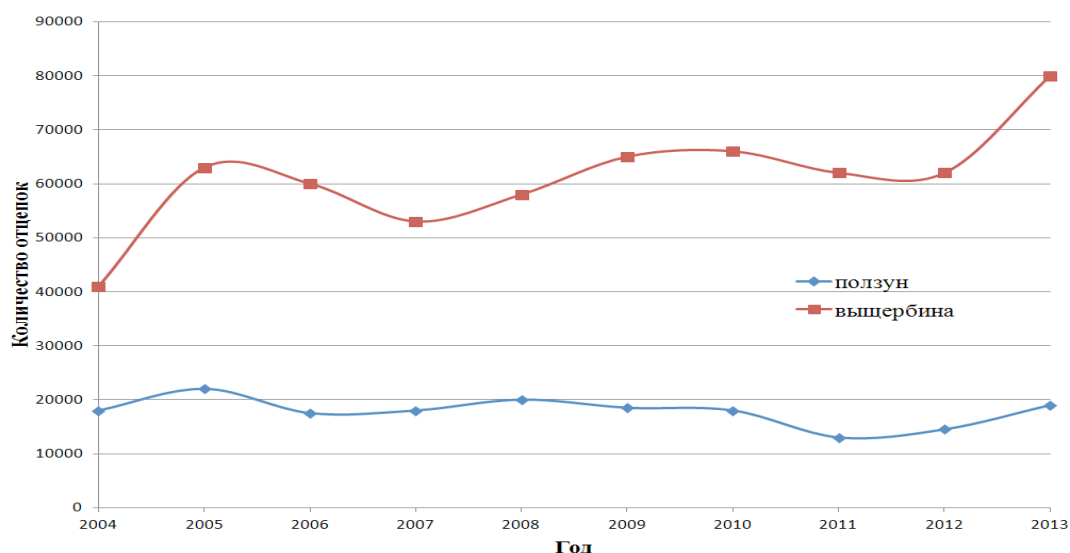


Рисунок 1.8 – Диаграмма отцепок в ТОП грузовых вагонов по наличию на поверхности катания колеса выщербин и ползунов браковочных размеров с 2004 по 2013 гг.

Выщербина 611 – по светлым пятнам, ползунам, наварам (рисунок 1.9) – выкрашивание твердых участков поверхности катания, образующихся в результате кратковременного скольжения заклиненных колесных пар по рельсам. Глубина обычно не превышает 2 мм.

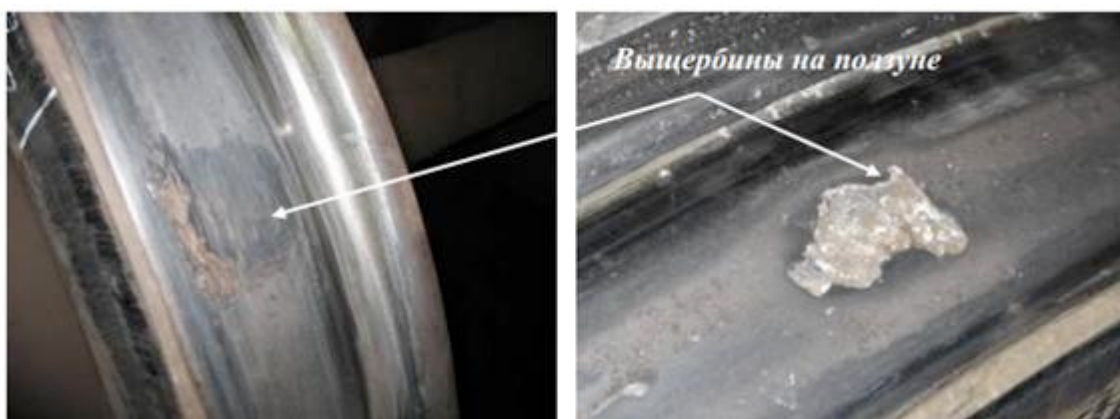


Рисунок 1.9 - Выщербины по светлым пятнам, ползунам, наварам

Выщербина 612 – по усталостным трещинам (рисунок 1.10) – усталостное разрушение поверхностных слоев под действием многократно повторяющихся контактных нагрузок. Глубина достигает значительных размеров. Наблюдаются трещины, идущие вглубь обода.

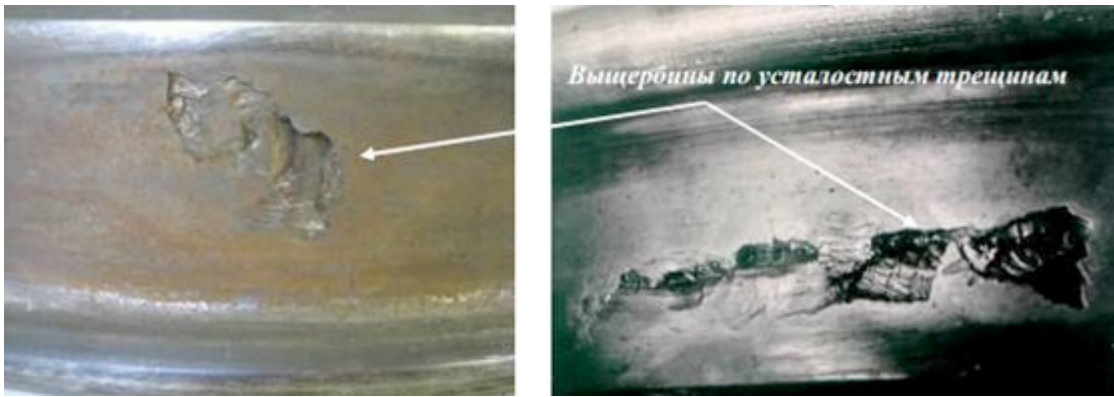


Рисунок 1.10 - Выщербины по усталостным трещинам

Выщербина 613 – по сетке термотрещин (рисунок 1.11) – выкрашивание участков поверхности катания, на которых имеются поперечные термотрещины, возникающие вследствие нагрева тормозными колодками.



Рисунок 1.11 - Выщербины по термическим трещинам

Все рассмотренные выщербины, включая термомеханические и термоусталостные, являются контактно-усталостными повреждениями, поскольку, несмотря на разные причины возникновения, разрушение поверхности происходит в результате многократного взаимодействия колеса с колодками и рельсом, хотя число циклов взаимодействия до наступления повреждений для разных видов выщербин может существенно различаться [31].

Одни светлые пятна и ползуны являются односторонними, другие – двухсторонними (рисунок 1.12). Двухсторонними их считают, если повреждения расположены на обоих колесах в тех местах, которыми колесная пара может одновременно скользить по рельсам. Эти виды повреждений имеют разные причины.



Рисунок 1.12 - Тип выщербин и оценка их распространенности

Все выщербины являются следствием эксплуатационных тепловых и механических воздействий на ЦКК [31] и являются, как следствие, результатом сложных нестационарных процессов, протекающих в ЦКК при комплексном термомеханическом воздействии. Следует отметить, что если механические воздействия на ЦКК приводят, главным образом, к протеканию деформационных процессов и накоплению пластических деформаций в приповерхностных слоях поверхности катания колеса, то тепловые воздействия, связанные с торможениями, могут приводить к сложным нестационарным процессам теплопереноса, структурным и фазовым превращениям, изменению напряженно-

деформированного состояния, сформированного на этапе термической обработки в результате закалки и последующего отпуска, накоплению пластической деформации как на поверхности катания, так и в зоне перехода от обода к диску для ЦКК с прямолинейным диском или в средней части диска у колес с криволинейным диском независимо от типа колес (Европейское, Российское).

На рисунке 1.13 показаны причины образования термомеханических повреждений колес.



Рисунок 1.13 - Причины образования термомеханических повреждений поверхности катания колес

Отличительной чертой выкрашивания по светлым пятнам является то, что оно начинается на границе между светлым пятном и остальной поверхностью. Светлые пятна возникают вследствие интенсивного нагрева металла на поверхности катания выше критической температуры структурных превращений при полном скольжении заторможенного колеса по рельсу и быстрого

охлаждения этого слоя в результате отвода тепла в колесо, когда скольжение прекращается [31].

Относительное проскальзывание колесной пары по рельсам, превышающее определенный уровень, также может вызывать образование светлых пятен на поверхности катания и выщербин, располагающихся цепочкой по кругу катания.

Твердость поверхности в зоне светлых пятен, особенно по его краю изнутри, в 1,5 – 2 раза выше, чем остальной поверхности катания. Более высокие значения твердости по сравнению с исходной вне светлого пятна являются результатом рабочего упрочнения (наклепа) поверхности в процессе взаимодействия колеса с рельсом [31].

Протекание тепловых процессов при торможении в приповерхностных слоях может приводить к существенному снижению механических характеристик металла колеса, что способствует увеличению интенсивности протекающих в результате механических нагрузений пластических деформаций в этих зонах и, как следствие, интенсивному формированию локальных дефектов усталостного характера.

Нестационарные термомодеформационные процессы, протекающие в ЦКК в процессе эксплуатации не могут быть проанализированы на современном этапе развития техники инструментальными методами [82]. Оценка их влияния на текущее состояние колеса может быть получена только на основе результатов компьютерного моделирования нелинейных нестационарных процессов теплопереноса, структурных и фазовых превращений, решения задач термовязкоупругопластичности с учетом изменения фазового и структурного состояния, а также всего комплекса свойств.

Диаграммы анизотермического распада аустенита в координатах «температура – время охлаждения» в интервале температур наименьшей устойчивости аустенита (700 – 800 °С) при начальных температурах охлаждения 900, 1100 в единой координатной сетке [82] представлены на рисунках 1.14, 1.15.

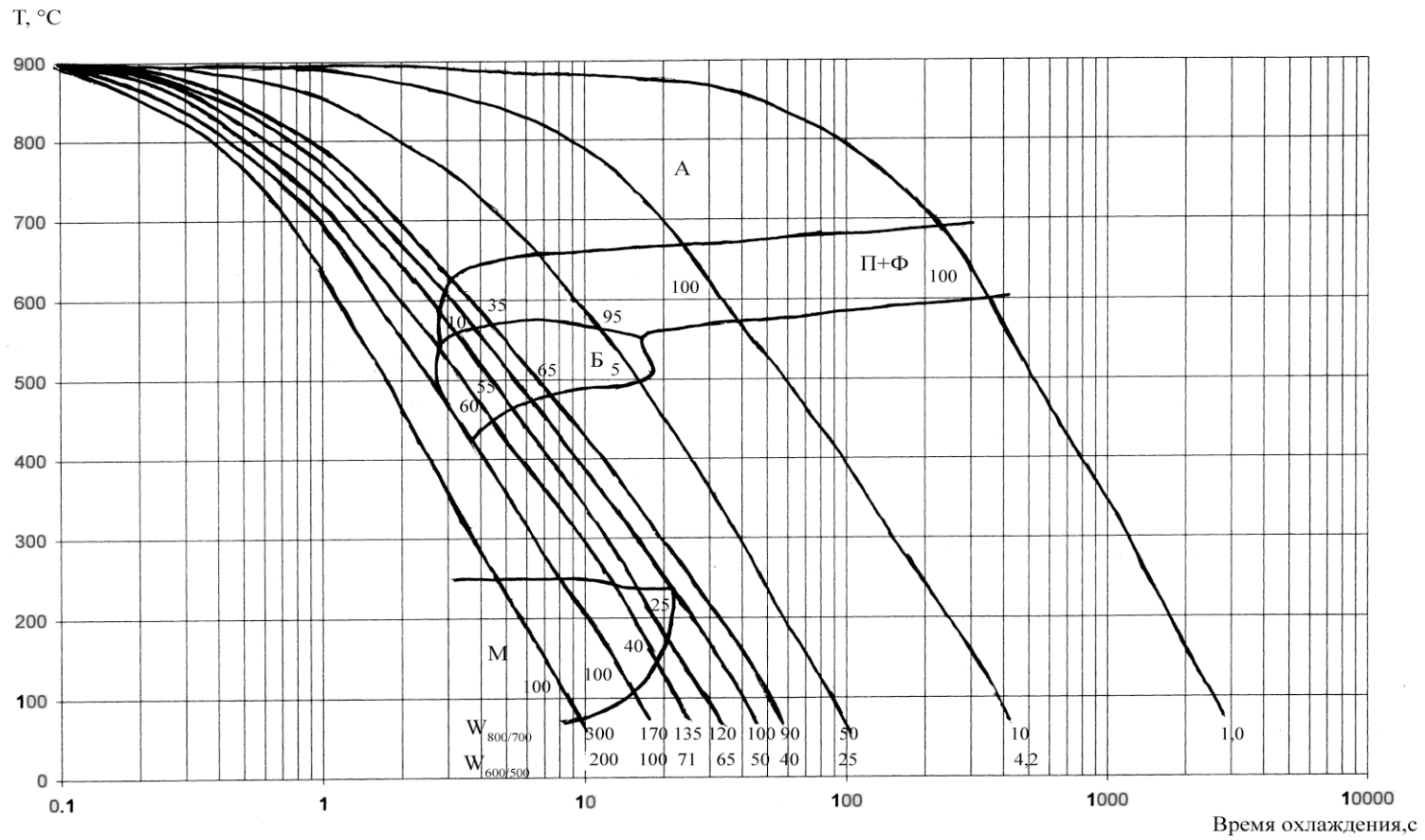


Рисунок 1.14 - Диаграмма анизотермического распада аустенита при начале охлаждения с температуры 900°C для колесной стали марки 2

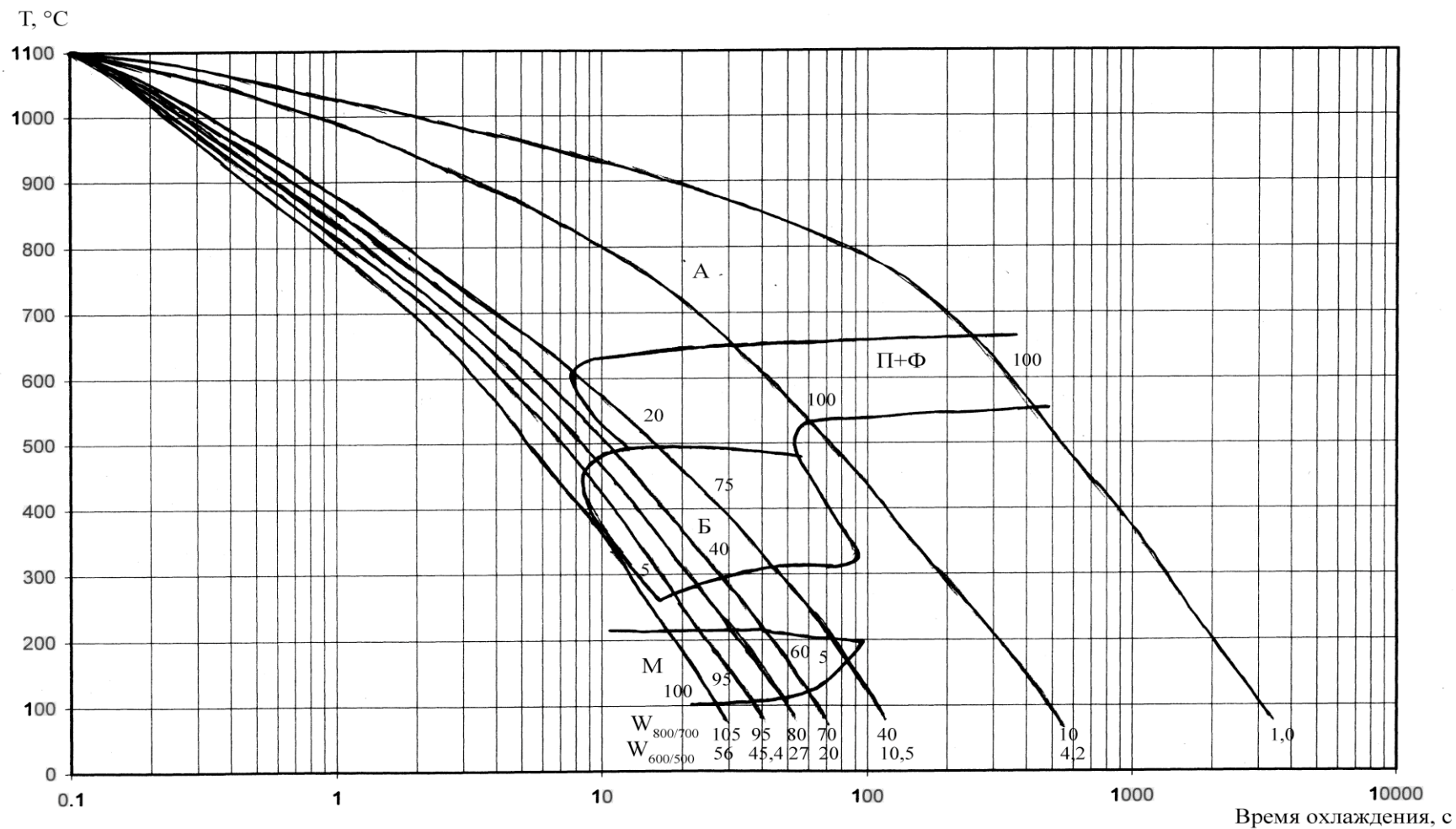


Рисунок 1.15 - Диаграмма анизотермического распада аустенита при начале охлаждения с температуры 1100 °С для колесной стали марки 2

В работе [61] на основе диаграмм анизотермического распада аустенита ($T_{\max} = 900, 1100$) построена обобщенная диаграмма анизотермического распада аустенита для колесной стали марки 2, которая использована при реализации компьютерного моделирования структурных превращений.

Уточненную оценку структурного и фазового состава колесной стали марки 2 на этапах охлаждения в любой точке тела независимо от начальной температуры и скорости охлаждения в критическом интервале можно проводить на основе использования представленных обобщенных диаграмм анизотермического распада аустенита в координатах «температура – время охлаждения» в интервале температур 700 – 800 °С, при начальных температурах охлаждения 900 и 1100 °С [82].

1.4 Обзор исследований в области изучения процессов колодочного торможения и тепловых процессов в цельнокатаном колесе при торможении

Основными направлениями развития железнодорожного транспорта в мире, которые позволят ему сохранять конкурентное преимущество перед другими видами транспорта, являются: снижение эксплуатационных расходов на содержание и ремонт подвижного состава и инфраструктуры, развитие высокоскоростного движения, применение длинносоставных и тяжеловесных поездов, повышение сохранности перевозимых грузов.

Достижение этих целей невозможно без глубокой проработки вопросов взаимодействия основных элементов подвижного состава и элементов железнодорожной инфраструктуры, в частности взаимодействия в системе «тормозная колодка – колесо – рельс». Одним из наиболее действенных методов решения этой задачи является применение современных вычислительных программ, моделирующих такое взаимодействие, схожее с реальными условиями эксплуатации. Компьютерное моделирование позволяет в полном объеме исследовать влияние параметров торможения на структурное и напряженно-деформированное состояние такого ответственного элемента подвижного состава, как цельнокатаное колесо грузового вагона (ЦКК), исследовать

термодеформационные процессы, изменение структурного состава и механических свойств ЦКК в эксплуатации.

Одной из основных задач при решении проблемы безопасности движения железнодорожного транспорта является поиск наиболее эффективных методов, позволяющих с большой точностью описывать нестационарные термодеформационные процессы и процессы структурообразования при движении поездов по реальным участкам пути с учетом предыстории нагружений.

Исследованиям и методам в области расчетной и экспериментальной оценки тепловых, деформационных и термодеформационных процессов и структурных превращений при технологических и эксплуатационных воздействиях, связанных с изготовлением, эксплуатацией и ремонтом ЦКК посвящены работы [39, 40, 44, 53, 49, 80].

Наиболее полные исследования по данному вопросу представлены в работах [39, 49]. Авторами этих работ проведен анализ НДС цельнокатаного колеса при различных режимах торможения с различной величиной износа обода колеса. Получено распределение температур, произведен расчет тепловложений в ЦКК при различных видах торможений, представлено распределение окружных, осевых и радиальных напряжений по сечению колеса, проведены исследования параметров технологических воздействий и их влияние на напряженно-деформированное состояние колес в процессе изготовления и во время работ по восстановлению ресурса ЦКК, проведен сравнительный анализ НДС ЦКК с различной формой диска при эксплуатации.

Композиционные колодки имеют стабильный коэффициент трения и высокую износостойкость в широком диапазоне скоростей, но вызывают термомеханические повреждения колес вследствие низкой теплопроводности [93]. В работах ученых Омского государственного университета путей сообщения [57, 58] рассмотрены физические основы динамики тепловых процессов при торможении грузовых вагонов. В качестве тормозной колодки рассматривалась композиционная тормозная колодка из асбестового материала ТИИР-300 с сетчато-проволочным или металлическим каркасом (состав композиции

ТИИР-300 по массе составляет: барит – 47,5 %, каучук – 20 %, асбест – 15 %, сажа – 15 %, сера – 2,5 %). При расчете учитывалось влияние момента инерции состава и угловой скорости движения. Коэффициент теплопроводности был принят постоянным и равным 3,3 Вт/(см·°С). Произведена оценка количества теплоты вводимого в ЦКК при экстренном и служебном режимах торможения 4-осного грузового полувагона. В анализе подробно рассматривался поверхностный слой толщиной 5 мм. Выявлена закономерность рассеяния тепловой энергии, выделяемой при теплопроводности, конвекции и тепловом излучении, а также отмечается то, что теплопроводность композиционной колодки достаточно низкая, поэтому в зоне контакта возникают высокие термические напряжения [6, 58].

В работах ученых Ростовского государственного университета путей сообщения [60, 64, 94] рассмотрены вопросы термомеханического повреждения колес при вписывании колесной пары в кривую. Отмечается, что структурные и фазовые превращения в поверхностных слоях поверхностей трения являются основой для зарождения и развития различных дефектов как колес, так и рельсов. Приведена методика прогнозирования термодинамического состояния фрикционного контакта на базе метода трибоспектральной идентификации триботехнических характеристик с использованием модели «гребень колеса – боковая поверхность рельса» и рассмотрены тепловые процессы при взаимодействии колеса с тормозным башмаком на сортировочной станции [65]. Согласно теории тепловой динамики, разработанной А. В. Чичинадзе [99] максимальная температура раскладывается на несколько составляющих:

$$v_{max} = v_V + v^* + v_{всп}, \quad (1.1)$$

где v_{max} – максимальная температура, °С;

v_V - объемная температура, °С;

v^* - средняя температура поверхности, °С;

$v_{всп}$ - температура вспышки, °С.

Отмечается, что существующими инструментальными средствами невозможно измерить температуру в зоне контакта трущихся поверхностей, которая постоянно подвергается непрерывным изменениям. Экспериментальными методами можно измерить объемную и менее точно – поверхностные температуры [94].

В работе [52] рассмотрен вариант решения задачи определения напряженно-деформированного состояния колесной пары при изменении режимов вертикальной и горизонтальной нагрузки при учете дополнительного напряженного состояния, создаваемого прессовой посадкой колеса на ось с натягом 0,2 мм. Выявлено, что вертикальная составляющая нагружения колесной пары не приводит к заметному росту напряжений и не вызывает появления опасных напряжений.

В работе [60] отмечается, что при возникновении на колесе дефекта, в том числе термомеханического происхождения, величина ударных нагрузок увеличивается в зависимости от скорости движения и размера дефекта. Рассмотрена проблема образования дефектов односторонних ползунов при технологии роспуска вагонов с использованием башмачного торможения. Тепло, выделяемое в зоне контакта «башмак – рельс», сильно нагревает полз башмака, что увеличивает тепловую нагрузку на контакт «колесо – полз» и может привести к изменению коэффициента трения.

Большой вклад в развитие методов оценки напряженно-деформированного состояния цельнокатаных колес в эксплуатации и определения температур в пятне контакта системы «колодка – колесо – рельс» внесли ученые ВНИИЖТ. В последние годы это направление представляют И. А. Жаров, С. В. Захаров, И. Н. Воронин, Д. П. Марков [19 – 29, 31, 32, 54, 55].

Основным направлением разработок научной школы Брянского государственного технического университета под названием «Динамика и прочность транспортных машин» является оценка ударных нагрузок, действующих на вагон, разработка и расчет устройств, снижающих эти нагрузки. В рамках этой научной школы сформировано два основных направления

исследований: «Исследование напряженно-деформированного состояния деталей машин с учетом их контактного взаимодействия» и «Компьютерное моделирование динамики механических систем». Яркими представителями в вопросах решения контактных и температурных задач в элементах конструкций вагонов и локомотивов являются В. И. Сакало, Д. В. Титарев, А. В. Сакало и другие [85 – 87, 89].

Этими учеными решены важнейшие для железнодорожного транспорта научно-технические задачи, связанные с исследованиями процессов изнашивания и накопления усталостных повреждений в элементах конструкций подвижного состава и его взаимодействия с верхним строением пути.

Проблемами контактного взаимодействия ходовых частей вагона и пути за последние 15 лет занимались ученые Г. И. Петров, С. М. Захаров, И. А. Жаров, Д. П. Марков, И. Г. Горячева [19 – 29, 31, 32, 68]. Большой интерес представляют работы зарубежных ученых К. Джонсона, О. Л. Голубенко [8, 13].

Развитие вычислительной техники привело к широкому распространению алгоритмов решения задач с использованием конечно-элементных расчетных схем. В этой сфере было произведено множество исследований, стоит отметить русских ученых, работавших в этом направлении: А. Ф. Смирнов, А. П. Филин, В. А. Постнова, В. И. Кузьменко и другие [5, 71, 72]. Из числа зарубежных ученых занимавшихся данным вопросом стоит выделить О. Зенкевича, Л. Сегерлинда, Р. Галлагер и другие [7, 33, 88].

Польскими учеными во главе с Марекком Ситарзом в работах [108, 109] проведены как аналитические исследования по нагружению колесных пар в эксплуатации с учетом применения различных вариантов конечно-элементного разбиения моделей колес с криволинейным диском, эксплуатирующихся в Европейских странах, так и стендовые испытания, имитирующие торможение колесной пары. В процессе испытаний термопара была размещена в ободу на расстоянии 9 мм от поверхности катания. Наименьшая погрешность результатов моделирования и испытаний получена при помощи программного обеспечения COSMOS и составила 5 %, расхождение со значениями моделирования

температур в программах Nastran и Ansys составило порядка 22 %. В результате испытаний колесо быстро нагрелось до температуры 550 °С, далее скорость повышения максимальной температуры уменьшилась и в момент окончания достигла порядка 650 °С.

Многими ведущими зарубежными учеными проводилась аналитическая оценка и моделирование тепловых нагрузений железнодорожных колес в эксплуатации [97, 98, 101, 107], моделирование остаточных напряжений при фазовых превращениях структурного состава [106]. Анализ процессов образования дефектов на поверхности катания колеса контактно-усталостного происхождения рассмотрены в работах [100, 102 – 105]. Шведский ученый Tore Vernersson в своих работах [110, 111] представил результаты моделирования, стендовых и натурных испытаний фрикционного взаимодействия в паре «колесо – колодка» при различных скоростях вращения колесной пары. В работе [112] рассмотрены вопросы изменения микроструктуры и деформаций при циклическом нагружении железнодорожных колес для марок стали с различным содержанием углерода.

А. В. Обрывалин в своей работе рассмотрел вопрос работоспособности цельнокатаных колес повышенной твердости (320 – 360 НВ). Отмечено, что внедрение указанных колес позволило увеличить средний пробег колесных пар более чем в 2,5 раза по сравнению с обычными цельнокатаными колесами [63] и сократить число отцепок грузовых вагонов по дефектам, связанным с деформированием и износом металла на поверхности катания от высокого уровня контактных давлений в паре «колесо – рельс» и действия сил трения качения и трения скольжения, однако, количество колесных пар, поступающих в ремонт по наличию термомеханических повреждений на поверхности катания колес, не уменьшилось и составляет 62 % от общего числа колесных пар, в том числе 28 % - по ползунам, 34 % - по выщербинам [63].

В работе [66] произведен тепловой расчет колес инновационных тележек моделей 18-9889 и 18-9890 при экстренном торможении вагона с осевой

нагрузкой 27 тс со скорости 100 км/ч и осевой нагрузкой 20 тс со скорости 140 км/ч. Значения максимальной температуры составили 987 и 849 или 714 и 576 °С соответственно. В процессе торможения учитывалось время наполнения тормозного цилиндра равное 10 секунд.

Под руководством профессора С.Н. Киселева в МИИТе была сформирована научная школа «Развитие методов решения задач нелинейной и нестационарной теплопроводности и термовязкоупругопластичности», которую представляют А. В. Саврухин, А. С. Киселев, А. Н. Неклюдов, Г. Д. Кузьмина и другие [37 – 49, 53, 61, 77 – 82].

А. В. Саврухиным в работе [82] проведено моделирование кинетики напряженно-деформированного состояния ЦКК в условиях тепловых нагружений, связанных с термообработкой в процессе изготовления цельнокатаного колеса на основе решения нелинейной и нестационарной задачи теплопроводности и термоупругопластичности, выполнена уточненная оценка теплового, структурного и напряженно-деформированного состояния всего объема колеса как при проведении термообработки, так и после завершения процесса. На этапе завершения процесса охлаждения при производстве закалки получены максимальные значения в ободке колеса, которые несущественно зависят от времени проведения закалки. В результате проведения компьютерного моделирования термообработки выявлено, что наибольших значений, близких к σ_T колесной стали в состоянии закалки, достигают окружные напряжения [82].

Проведенные исследования показали, что наиболее высокие температуры возникают в колесе при длительном торможении (1200 с) и постоянной скорости движения. При этом максимальные температуры на поверхности обода колеса зависят от степени изношенности колеса и изменяются по линейному закону [82].

Материал колеса работает в упругопластической области, а повторные циклы торможения приводят к работе материала в условиях не только многоциклового, но и малоциклового нагружения при повторных пластических

деформациях. Эти факторы необходимо учитывать при оценке прочности колеса в эксплуатации.

При нагреве, связанном с экстренным торможением, происходит искажение геометрии колеса и перемещение его в горизонтальном и радиальном направлениях. С уменьшением толщины обода с 70 мм до 22 мм горизонтальные перемещения гребней могут достигать на колесной паре значений 4 – 6 мм, что может существенно влиять на служебные характеристики колесной пары.

Сформулированы рекомендации по совершенствованию технологического процесса наплавки гребней колесных пар, дана качественная и количественная оценка структурообразования при наплавке колесной стали [53].

Для анализа структурных превращений А.Н. Неклюдовым разработана методика оценки тепловых процессов и структурного состава, основанная на использовании семейства обобщенных диаграмм анизотермического распада аустенита при охлаждении с различных максимальных температур, а также при анализе структурных превращений в ЦКК в процессе повторных нагревов использован принцип приращения структурных составляющих на текущем шаге решения с учетом температурных интервалов структурных превращений и структурного состава на предыдущем шаге решения [61].

Проведенные исследования под руководством д.т.н., профессора В. А. Карпычева В.А. показали, что значения скорости и осевой нагрузки определяют приоритетность факторов тепловых процессов в месте контакта колодки и колеса, определяющих выбор параметров автотормоза грузового вагона. Выделяемая на колодке мощность теплового потока при торможении, является менее значительным фактором, чем максимальная температура нагрева на поверхности катания колеса в результате фрикционного взаимодействия с тормозной колодкой [36].

В работе [2] П. С. Анисимов описал методику оценки объемной температуры нагрева элементов трущейся пары «тормозная колодка – колесо», согласно которой объемная избыточная температура обода колеса τ_0 вычисляется

по формуле:

$$\tau_0 = \frac{Q_0}{A\alpha F_0} \left(1 - e^{-\frac{\alpha F_0 t_i}{G_0 c}} \right), \quad (1.2)$$

где Q_0 - количество теплоты, передаваемое в обод колеса при торможении, ккал;

A - механический эквивалент тепловой работы, равный 427 кг·см/ккал;

α - коэффициент теплоотдачи в окружающую среду, ккал/м²с⁰С;

F_0 - площадь трущейся пары, отдающей тепло, м²;

e - основание натуральных логарифмов;

G_0 - вес обода колеса, кг;

c - теплоемкость, равная 0,11 ккал/кг⁰С;

t_i - интервал времени действительного торможения, с.

В настоящее время при наличии мощных компьютерных средств может быть поставлена и решена самая сложная задача о влиянии эксплуатационных воздействий на напряженно-деформированное состояние колеса с позиции обеспечения безопасности движения.

1.5 Выводы по главе 1

1) Колеса железнодорожного транспорта относятся к категории наиболее ответственных элементов подвижного состава, от надежности и безотказности которых во многом зависит безопасность перевозочного процесса. Поэтому актуальной задачей является оценка текущего состояния колеса в течение всего периода эксплуатации, определение и своевременное прогнозирование образования трещиноподобных дефектов, в частности, в результате высокого уровня термического нагружения при реализации процессов торможения.

2) Проведенный анализ данных по отказам цельнокатаных колес в эксплуатации свидетельствует о том, что наибольшее количество дефектов приходится на выщербины поверхности катания.

Доля повреждений выщербинами в общем количестве отказов остается на стабильно высоком уровне в последнее время. Все выщербины являются следствием эксплуатационных тепловых и механических воздействий на ЦКК, а

также результатом сложных нестационарных процессов, протекающих в ЦКК при комплексном термомеханическом воздействии.

3) Механические воздействия на ЦКК приводят, главным образом, к протеканию деформационных процессов и накоплению пластических деформаций в приповерхностных слоях поверхности катания колеса. Тепловые воздействия связанные с торможениями могут приводить к сложным нестационарным процессами теплопереноса, структурным и фазовым превращениям, изменению напряженно-деформированного состояния, сформированного на этапе термической обработки в результате закалки и последующего отпуска, накоплению пластической деформации как на поверхности катания, так и в зоне перехода от обода к диску для ЦКК с прямолинейным диском или в средней части диска у колес с криволинейным диском независимо от типа колеса.

4) Нестационарные термдеформационные процессы, протекающие в ЦКК в процессе эксплуатации не могут быть проанализированы на современном этапе развития техники инструментальными методами. Оценка их влияния на текущее состояние колеса, надежность, безотказность, ремонтпригодность может быть получена только на основе результатов компьютерного моделирования нелинейных нестационарных процессов теплопереноса, структурных и фазовых превращений, решения задач термовязкоупругопластичности с учетом изменения фазового и структурного состояния, а также всего комплекса свойств.

Для объективной оценки текущего состояния ЦКК требуется разработка методики анализа изменения теплового и структурного состояния колес при реализации различных режимов торможения с учетом широкого спектра факторов, определяющих процессы движения поезда, уточненной математической модели нагрева колеса.

5) На основании вышеизложенного сформулирована цель работы, которая заключается в разработке методики оценки тепловых процессов и структурного состава цельнокатаного колеса в эксплуатации при реализации различных режимов торможения, формировании списка эксплуатационных факторов, определяющих состояние колеса в эксплуатации, разработке рациональных

конечно-элементных моделей цельнокатаных колес различных типов для решения широкого спектра задач (тепловых и структурных) в системе «колесо – рельс».

Основные задачи диссертационного исследования:

- анализ методик оценки тепловой нагруженности цельнокатаного колеса в эксплуатации в результате различных режимов торможения;
- определение и обоснование факторов, определяющих интенсивность тепловых нагружений в цельнокатаное колесо при торможении;
- разработка рациональных конечно-элементных моделей цельнокатаных колес различных типов для компьютерного моделирования протекания тепловых процессов и анализа структурного состава цельнокатаного колеса при торможении;
- проведение уточненного анализа изменения теплового и структурного состояния цельнокатаного колеса при различных режимах торможения с учетом особенностей геометрии колеса и износа обода колеса в эксплуатации.

2 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ И ДЕФОРМАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ МКЭ. РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО- ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦКК

В термомеханических задачах на начальном этапе очень важно определить распределения температур по всему объему рассматриваемого объекта. Для этого необходимо вычислить количество тепла, подводимого к телу или теряемого им. Температурное поле оказывает существенное влияние на распределение напряжений, которые в свою очередь связаны с деформациями. Температурные напряжения возникают в каждом теле, в котором существует значительная разница температур и которое не может свободно расширяться во всех направлениях [88].

2.1 Применение численных методов для расчетной оценки текущего состояния в элементах конструкции

В настоящее время наиболее эффективно на этапе проектирования новых элементов конструкций для оценки процессов, происходящих при реализации технологических операций и в процессе эксплуатации использовать методы расчетного моделирования, которые позволяют получить полную информацию о напряженно-деформированном состоянии и найти рациональное решение.

Зачастую, при оценке нарушения целостности цельнокатаных колес, следует учитывать не только условия эксплуатации, при которых произошло данное событие, но и остаточный уровень напряжений, который сформировался в процессе изготовления колес, особенно подвергнутых термической обработке. Целесообразно анализ текущего состояния колеса начинать с оценки исходного напряженно-деформированного состояния, связанного с технологическими операциями изготовления, далее производить последующий учет наложения эксплуатационных факторов воздействия [82].

В ряде работ [38, 51, 67] обоснована целесообразность применения для решения задач теплопроводности и термоупругопластичности основных положений численных методов.

Как отмечалось в предыдущей главе, одним из наиболее распространенных и эффективных методов решения подобных задач является метод конечных элементов.

Под термином «метод конечных элементов» (МКЭ) подразумевается семейство вариационных методов минимизации функционалов.

Согласно основным положениям этого метода тело в исследуемой области дискретизируется на фиксированное конечное число подобластей (конечных элементов) и представляет собой совокупность большого количества конечных элементов, связанных между собой узловыми связями [88]. На каждом конечном элементе создается форма аппроксимации неизвестной функции в виде функций формы. При этом неизвестная функция в границах данного конечного элемента полностью описывается ее узловыми значениями. Минимизируя функционал, связанный с данной физической задачей на каждом из конечных элементов и суммируя вклады от отдельных элементов, получаем систему линейных алгебраических уравнений, неизвестными в которой являются узловые значения исследуемой функции [37].

Кусочно-непрерывные функции определяются значениями аппроксимируемой функции в конечном числе точек исследуемой области [33].

Поэтому при построении дискретной модели поступают следующим образом:

- в границах рассматриваемого тела описывается конечное число точек, называемых узлами;
- значение непрерывной функции в каждой узловой точке считается переменной, которая должна быть определена;
- область определения непрерывной функции разбивается на конечное число подобластей, называемых конечными элементами, которые имеют общие узловые точки;

– непрерывная функция аппроксимируется на каждом элементе полиномом, который задается с помощью узловых значений исследуемой функции [82].

Основные преимущества метода конечных элементов представлены на рисунке 2.1.



Рисунок 2.1 - Преимущества МКЭ

Несмотря на быстрое развитие вычислительной техники, решение задач методом конечных элементов для моделей сложной геометрии или состоящих из большого числа узлов и элементов требует большой вычислительной мощности и временных затрат, особенно если требуется решить деформационную задачу. Поэтому современные программные средства построены таким образом, чтобы применять параллельные методы обработки информации. Также, целесообразно сначала производить расчет на упрощенных моделях, а затем уменьшать размер элементов в исследуемой области.

При температурных эксплуатационных воздействиях высокой интенсивности в детали протекает комплекс связанных процессов: интенсивный нагрев и охлаждение металла, структурные и фазовые превращения, неизотермическое деформирование, насыщение газами и другие [37].

Главный недостаток метода конечных элементов заключается в необходимости составления вычислительных программ и применения вычислительной техники. Вычисления, которые требуется проводить при использовании метода конечных элементов, слишком громоздки для ручного счета даже в случае решения очень простых задач. Для решения сложных задач необходимо использование быстродействующих компьютеров, обладающих большой памятью [88].

2.2 Основные положения методики моделирования изменения теплового и напряженно-деформированного состояния

Исследование распределения температурных полей и структурного состава колеса является начальной стадией анализа всех процессов, происходящих при неравномерных нестационарных нагревах до высоких температур. Структурные превращения рассматриваются в случае нагрева стали выше температуры перлитно-аустенитного превращения (A_{C1}) и последующего охлаждения с определенной скоростью [88].

Считается, что численные методы, в том числе метод конечных элементов, позволяют определить температуру с точностью, близкой к точности определения теплофизических характеристик материала. При моделировании нестационарных процессов нагрева изменение температуры является одним из основных факторов, определяющих значения временных и остаточных напряжений и деформаций, целесообразно в программном комплексе на начальном этапе проводить расчет температурных полей [37], на основании которого проводить компьютерное моделирование термомодеформационных процессов и структурных превращений при сложных эксплуатационных воздействиях [82].

Количественная оценка теплоты, распространяющейся в теле вследствие теплопроводности, основана на законе Фурье [51, 67]. Количество теплоты dQ , проходящей через элемент поверхности dF за промежуток времени $d\tau$, пропорционально температурному градиенту $\frac{\partial T}{\partial n}$ [61]:

$$dQ = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial n} \cdot dF \cdot d\tau, \quad (2.1)$$

где λ - коэффициент теплопроводности.

Отношение количества теплоты, переданного посредством теплопроводности, к единице площади поверхности и к единице времени представляет плотность теплового потока или удельный тепловой поток

$$\vec{q} = \frac{dQ}{dF \cdot d\tau}. \quad (2.2)$$

Вектор

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial n} = -\lambda \cdot \text{grad}T \quad (2.3)$$

нормален к изотермической поверхности и направлен в сторону убывания температуры.

Из уравнения (2.1) определяется значение коэффициента теплопроводности по формуле:

$$\lambda = \frac{-dQ}{\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right) \cdot dF \cdot d\tau}. \quad (2.4)$$

Коэффициент теплопроводности определяется экспериментально на специальных лабораторных установках и существенным образом зависит от фазового и структурного состава вещества. Зависимость λ от температуры в зависимости от выбранного материала и от различных диапазонах изменения температуры может быть как возрастающей, так и убывающей функцией [82].

В реальных условиях эксплуатации в детали присутствуют зоны с различными теплофизическими свойствами, в связи с протеканием фазовых и структурных превращений, связанных с процессами выделения или поглощения теплоты. Этот важный аспект следует учитывать при решении задач

теплопереноса. Применение метода конечных элементов позволяет проводить уточненную оценку распределения температур и структурного состава в каждом узле конструкции.

Распределение температур при стационарных тепловых режимах подчиняется основному уравнению теплопроводности в сплошной среде [82]:

$$\lambda_{xx} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_{yy} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \lambda_{zz} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + Q = 0, \quad (2.5)$$

где λ_{xx} , λ_{yy} , λ_{zz} - коэффициенты теплопроводности в направлении осей X, Y, Z, кВт/м·К;

T – температура, °С;

Q – источник тепла внутри тела, если тепло подводится к телу, его размерность, кВт/м³.

Если температура известна на некоторой части границы, то

$$T = T_b(s), \quad (2.6)$$

где T_b - температура на границе, которая может быть функцией координат точек поверхности s [88].

При наличии на границе конвективного теплообмена, заданного коэффициентом теплообмена h (кВт/м²) и разницей температур поверхности тела и окружающей среды ($T - T_\infty$) или потока тепла q уравнение принимает вид [88]:

$$\lambda_{xx} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} l_x + \lambda_{yy} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} l_y + \lambda_{zz} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} l_z + h(T - T_\infty) + q = 0, \quad (2.7)$$

где l_x , l_y , l_z - направляющие косинусы вектора нормали к поверхности;

q – поток тепла, кВт/м².

Тепловой поток принято считать положительным, если тепло теряется телом. Если существует потеря тепла путем конвекции, то отсутствует отвод или приток тепла за счет теплового потока и наоборот [88]. Уравнение (2.7) применимо как к изотропным, так и к анизотропным телам.

Матрица теплопроводности конечного элемента представляется в виде [88]:

$$[k^{(e)}] = \int [B^{(e)}]^T [D^{(e)}] [B^{(e)}] dV + \int h [N^{(e)}]^T [N^{(e)}] ds, \quad (2.8)$$

где $[k^{(e)}]$ – матрица теплопроводности;

$[B^{(e)}]$ – матрица градиентов;

$[D^{(e)}]$ – матрица, содержащая значения коэффициентов теплопроводности;

$[N^{(e)}]$ – матрица, содержащая функции формы.

Матрица $[N^{(e)}]$ содержит функцию формы, причем:

$$T^{(e)} = [N^{(e)}] \cdot \{T\}. \quad (2.9)$$

Матрица $[D^{(e)}]$ содержит значения коэффициентов теплопроводности

$$[D^{(e)}] = \begin{bmatrix} \lambda_{xx}^{(e)} & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_{yy}^{(e)} & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_{zz}^{(e)} \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Матрица градиентов $[B^{(e)}]$ получается дифференцированием $[N^{(e)}]$ по соответствующим осям, тогда соотношение для определения $[B^{(e)}]$ имеет вид [82]:

$$\{g\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{Bmatrix} = [B^{(e)}] \cdot \{T\}. \quad (2.11)$$

Вектор-столбец, в котором учитываются значения теплопритоков и теплообмена за счет конвекции для элемента определяется формулой:

$$\{f^{(e)}\} = - \int_{V^{(e)}} [N^{(e)}]^T \cdot Q dV + \int_{s_1^{(e)}} [N^{(e)}]^T \cdot q dS - \int_{s_2^{(e)}} [N^{(e)}]^T \cdot T_{\infty} \cdot h dS. \quad (2.12)$$

Коэффициент теплоотдачи α в общем случае можно представить в виде [88]:

$$\alpha = \frac{dQ}{(T_w - T_f) \cdot dF \cdot d\tau} = \frac{q}{T_w - T_f}, \quad (2.13)$$

где T_w – температура поверхности;

T_f – температура окружающей среды.

При применении аналитических зависимостей для решения практических задач теплообмена стоит учитывать, что параметры этого процесса могут изменяться во времени. К одной из таких можно отнести задачу о расчете поля температур в цельнокатаном колесе при эксплуатационных воздействиях.

Уравнение нестационарной теплопроводности имеет вид [88]:

$$\lambda_{xx} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_{yy} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \lambda_{zz} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + Q = c\rho \cdot \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (2.14)$$

При использовании метода конечных элементов для решения уравнения (2.14) частная производная по времени рассматривается как функция пространственных координат в каждый фиксированный момент времени [82]. Заменяем Q на разность:

$$Q = Q - c\rho \cdot \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (2.15)$$

После принятой замены решение задачи теплопроводности получается минимизацией связанного с уравнением (2.14) функционала для каждой точки временного интервала. Перед каждой такой минимизацией коэффициенты теплопроводности и другие величины, зависящие от времени, должны быть пересчитаны заново [82]. Функционал, связанный с уравнением (2.14), имеет вид:

$$\begin{aligned} \chi = \int_V \frac{1}{2} \left[\lambda_{xx} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \lambda_{yy} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \lambda_{zz} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 - 2 \cdot (Q - c\rho \cdot \frac{\partial T}{\partial t}) \cdot T \right] dV \\ + \int_{S_1} qT dS + \int_{S_2} \frac{h}{2} [T^2 - 2 \cdot T \cdot T_\infty + T_\infty^2] dS. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Представление объемного интеграла по области в виде суммы интегралов,

каждый из которых вычисляется по отдельному элементу, позволяет рассматривать различные свойства материала для различных элементов [88].

Правильными значениями T являются те, при которых значения χ минимальны.

Вклад модифицированной величины Q в функционал (2.16) составляет:

$$\chi_Q = - \int_V T \left(Q - c\rho \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \right) dV. \quad (2.17)$$

Последнее соотношение должно быть переписано как:

$$\chi_Q = \sum_{e=1}^E \int_V T^{(e)} \left(c\rho^{(e)} \cdot \frac{\partial T^{(e)}}{\partial t} - Q^{(e)} \right) dV, \quad (2.18)$$

где E – общее число элементов.

Так как значения T вычисляются для каждого элемента, то полевая функция $T^{(e)}$ определяется формулой:

$$T^{(e)} = [N^{(e)}] \cdot \{T\}, \quad (2.19)$$

где $[N^{(e)}]$ - матрица функций формы.

В связи с тем, что $[N^{(e)}]$ является только функцией координат и не зависит от времени то, дифференцируя выражение (2.19) по времени, получаем:

$$\frac{\partial T^{(e)}}{\partial t} = [N^{(e)}] \cdot \frac{\partial \{T\}}{\partial t}. \quad (2.20)$$

Подстановка выражений (2.19) и (2.20) в (2.18) дает:

$$\chi_Q = \sum_{e=1}^E \int_V \left(c\rho \cdot [N^{(e)}] \cdot \{T\} \cdot [N^{(e)}] \cdot \frac{\partial \{T\}}{\partial t} - [N^{(e)}] \cdot \{T\} \cdot Q \right) dV. \quad (2.21)$$

Для минимизации суммы интегралов по $\{T\}$, производим дифференцирование по $\{T\}$ и получаем:

$$\frac{\partial \chi_Q}{\partial \{T\}} = \sum_{e=1}^E - \int_V [N^{(e)}]^T \cdot Q dV + \sum_{e=1}^E \int_V \left(c\rho \cdot [N^{(e)}]^T \cdot [N^{(e)}] dV \right) \frac{\partial \{T\}}{\partial t}. \quad (2.22)$$

Система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$[c] \cdot \frac{\partial \{T\}}{\partial t} + [K] \cdot \{T\} + \{F\} = 0, \quad (2.23)$$

где $[c]$ – матрица направляющих косинусов.

Вклад каждого элемента в матрицы $[C]$, $[K]$ и $\{F\}$ выражается формулами:

$$[c^{(e)}] = \sum_{e=1}^E [c^{(e)}]; \quad (2.24)$$

$$[k] = \sum_{e=1}^E [k^{(e)}]; \quad (2.25)$$

$$\{f\} = \sum_{e=1}^E \{f^{(e)}\}; \quad (2.26)$$

$$[c^{(e)}] = \int_V c\rho \cdot [N]^T \cdot [N] dV; \quad (2.27)$$

$$[k^{(e)}] = \int_V [B]^T \cdot [D] \cdot [B] dV + \int_{S_1} h \cdot [N] \cdot [N]^T dS; \quad (2.28)$$

$$\{f^{(e)}\} = - \int_V Q \cdot [N]^T dV + \int_{S_1} q \cdot [N]^T dS - \int_{S_2} h \cdot T_\infty \cdot [N]^T dS. \quad (2.29)$$

Значения интегралов, представленных в формулах (2.27) – (2.29) рассчитываются для каждого конкретного конечного элемента модели.

Решение совокупности линейных дифференциальных уравнений первого порядка, описанной в формуле (2.23) позволяет получить значения $\{T\}$ в каждой точке временного интервала.

Для анализа распределения температурных полей и изменения температуры во всем объеме исследуемого тела на временном отрезке необходимо решение нестационарной задачи теплопроводности с достаточно малыми шагами по времени [91]. Это позволяет обеспечить достаточную точность моделирования с

учетом зависимости характеристик материала и структурного состояния от температуры [82].

Использование пошагового метода расчета к тому же позволяет обеспечить взаимосвязь задач теплопроводности, структурообразования и напряженно-деформированного состояния. Для оптимизации временных затрат на решение поставленной задачи расчет напряженно-деформированного состояния исследуемого тела можно производить не на каждом шаге Δt , а по достижении заданного изменения температуры в элементах тела. Это особенно важно при решении задач термоупругопластичности больших объемов и высокой степени дискретизации модели на конечные элементы (КЭ) [82].

Для расчета температуры целесообразно использовать явную схему решения с мелкими шагами по времени. Такой подход представляется соответствующим физической сущности решаемых задач, поскольку исследуемые процессы сопровождаются непрерывным изменением температуры в широком диапазоне. Так как теплофизические свойства тел и их структурное состояние зависят от температуры и скорости ее изменения, для достижения достаточной точности моделирования, как при явной, так и при неявной схеме решения, необходимо решать задачу с использованием мелких шагов по времени. Явная схема является более рациональной с точки зрения сокращения вычислительных затрат, так как не требует составления и решения на каждом шаге системы уравнений высокого порядка [88].

Так как значения теплофизических характеристик сталей значительным образом зависят от структурного состава, а также в связи с тем, что в процессе фазовых переходов происходит выделение скрытой теплоты структурных превращений, задачи расчета температурных и структурных полей в деталях являются взаимосвязанными [37]. В случае учета воздействия напряжений на структурные превращения все три задачи определения температурного и напряженного состояний, а также структурного состава становятся взаимосвязанными.

Перемещения любой точки внутри конечного элемента выражаются через узловые значения следующим образом:

$$\{u\} = [N] \cdot \{\delta^{(e)}\}, \quad (2.30)$$

где $[N]$ – матрица функций формы;

$\{\delta^{(e)}\}$ – вектор перемещений узловых точек конечного элемента.

Вектор деформаций элемента можно выразить через узловые перемещения в следующем виде:

$$\{\varepsilon^{(e)}\} = [B] \cdot \{\delta^{(e)}\}, \quad (2.31)$$

где $[B]$ – матрица, получаемая дифференцированием матрицы функций формы.

Энергия деформации отдельного элемента может быть записана в следующем виде [33]:

$$\Lambda^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \frac{1}{2} (\{\delta^{(e)}\}^T \cdot [B^{(e)}]^T \cdot [D^{(e)}] \cdot [B^{(e)}] \cdot \{\delta^{(e)}\} - 2 \cdot \{\delta^{(e)}\}^T \cdot [B^{(e)}]^T \cdot [D^{(e)}] \cdot \{\varepsilon_0^{(e)}\} + \{\varepsilon_0^{(e)}\}^T \cdot [D^{(e)}] \cdot \{\varepsilon_0^{(e)}\}) \cdot dV, \quad (2.32)$$

где $\{\varepsilon_0^{(e)}\}$ – начальная деформация КЭ.

Работа внешних сил на внешней стороне поверхности имеет вид:

$$W_p^{(e)} = \int_{S^{(e)}} \{\delta\}^T \cdot [N^{(e)}]^T \cdot \begin{Bmatrix} p_x^{(e)} \\ p_y^{(e)} \\ p_z^{(e)} \end{Bmatrix} \cdot dS. \quad (2.33)$$

Работа сосредоточенных сил представлена в виде:

$$W_c = \{P\}^T \cdot \{\delta\}, \quad (2.34)$$

где $\{P\}$ – узловые силы.

Работа объемных сил задается формулой:

$$W_b^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \{\delta\}^T \cdot [N^{(e)}]^T \cdot \begin{Bmatrix} X^{(e)} \\ Y^{(e)} \\ Z^{(e)} \end{Bmatrix} \cdot dV, \quad (2.35)$$

где $X^{(e)}, Y^{(e)}, Z^{(e)}$ – объемные силы.

Дифференциальное уравнение потенциальной энергии для системы имеет вид [113]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \{\delta\}} = & \sum_{e=1}^E \left[\int_{V^{(e)}} [B^{(e)}]^T \cdot [D^{(e)}] \cdot [B^{(e)}] \cdot dV \cdot \{\delta\} - \int_{V^{(e)}} [B^{(e)}]^T \cdot [D^{(e)}] \cdot \{\varepsilon_0\} \cdot dV - \right. \\ & \left. - \int_{V^{(e)}} [N^{(e)}]^T \cdot \begin{Bmatrix} X^{(e)} \\ Y^{(e)} \\ Z^{(e)} \end{Bmatrix} \cdot dV - \int_{S^{(e)}} [N^{(e)}]^T \cdot \begin{Bmatrix} p_x^{(e)} \\ p_y^{(e)} \\ p_z^{(e)} \end{Bmatrix} \cdot dS \right] - \{P\} = 0. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Интегралы в формуле (2.36) определяют для каждого элемента вектор нагрузки и матрицу жесткости, которые можно объединить следующим образом [82]:

$$\frac{\partial \Pi^{(e)}}{\partial \{\delta\}} = [k^{(e)}] \cdot \{\delta^{(e)}\} + \{f^{(e)}\}, \quad (2.37)$$

где $[k^{(e)}]$ - матрица жесткости элемента;

$\{f^{(e)}\}$ - сумма нескольких интегралов.

$$[k^{(e)}] = \int_{V^{(e)}} [B^{(e)}]^T \cdot [D^{(e)}] \cdot [B^{(e)}] \cdot dV, \quad (2.38)$$

$[D^{(e)}]$ – матрица, описывающая механические свойства.

Сумма нескольких интегралов $\{f^{(e)}\}$ определяется по выражению:

$$\begin{aligned} \{f^{(e)}\} = & - \int_{V^{(e)}} [B^{(e)}]^T \cdot [D^{(e)}] \cdot \{\varepsilon_0\} \cdot dV - \int_{V^{(e)}} [N^{(e)}]^T \cdot \begin{Bmatrix} X^{(e)} \\ Y^{(e)} \\ Z^{(e)} \end{Bmatrix} \cdot dV - \\ & - \int_{S^{(e)}} [N^{(e)}]^T \cdot \begin{Bmatrix} p_x^{(e)} \\ p_y^{(e)} \\ p_z^{(e)} \end{Bmatrix} \cdot dS - \{P\}, \end{aligned} \quad (2.39)$$

где $\int_{V^{(e)}} [B^{(e)}]^T \cdot [D^{(e)}] \cdot \{\varepsilon_0\} \cdot dV$ - силы, возникающие от начальной деформации.

Глобальная матрица жесткости $[K]$ и глобальный вектор столбец $\{F\}$ в матричном уравнении [88]:

$$[K] \cdot \{\delta\} = \{P\}. \quad (2.40)$$

Определяются соотношениями:

$$[k] = \sum_{e=1}^E [k^{(e)}]; \quad (2.41)$$

$$\{F\} = - \sum_{e=1}^E \{f^{(e)}\}. \quad (2.42)$$

После вычисления вектора перемещений узлов в соответствии с (2.29) определяются значения деформаций каждого КЭ, а также напряжения по формуле [114]:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\}, \quad (2.43)$$

где $\{\sigma\}, \{\varepsilon\}$ - тензоры текущих значений напряжений и деформаций;

$\{\sigma_0\}, \{\varepsilon_0\}$ - тензоры начальных напряжений и деформаций.

По полученным значениям приращений перемещений вычисляются приращения деформаций, после чего определяются напряжения в каждом КЭ модели:

$$\{\Delta\varepsilon\}_i = [B] \cdot \{\Delta\delta\}_i; \quad (2.44)$$

$$\{\Delta\sigma\}_i = [D] \cdot \{\Delta\varepsilon\}_i; \quad (2.45)$$

$$\{\sigma\} = \{\sigma\} + \{\Delta\sigma\}_i. \quad (2.46)$$

При разработке современных программных комплексов часто пользуются «методом прямой жесткости», который предполагает построение глобальной матрицы жесткости используя сокращенную форму матриц элементов $[N^{(e)}]$ при получении уравнений для элемента. Это позволяет исключить необходимость хранения больших матриц элементов, содержащих всего несколько отличных от нуля коэффициентов. При использовании этого метода сначала рассматривается $[N^{(e)}]$ для конкретного элемента. Все глобальные степени свободы, которые не относятся к этому элементу, исключаются из рассмотрения [82].

Строкам и столбцам сокращенной матрицы элемента приписываются номера глобальной степени свободы. Порядок расположения степеней свободы соответствует обходу элемента против часовой стрелки, начиная с i -го узла.

Главные оси инерции должны быть параллельны координатным осям. Матрицы элемента должны быть составлены относительно главных осей инерции, которые могут быть различным образом ориентированы относительно глобальной системы координат [88].

2.3 Общие положения программного комплекса SANAK

Для реализации методики решения широкого спектра тепловых, деформационных и термодформационных задач как в стационарной, так и в нестационарной постановке, учеными МИИТа А. В. Саврухиным, А. Н. Неклюдовым разработано программное обеспечение SANAK, позволяющее производить анализ структурных, тепловых и деформационных процессов в пространственных и осесимметричных элементах конструкций.

В основу программного комплекса заложены принципы и алгоритмы основных положений метода конечных элементов. Структура построения программного комплекса SANAK сформулирована на основе анализа ряда современных программных комплексов, ориентированных на решение широкого спектра задач (таблица 2.1) в плоской, осесимметричной и пространственной постановке.

Таблица 2.1 - Спектр задач, решаемых программным комплексом SANAK

Спектр решаемых задач	Тепловая. Деформационная. Термодформационная. Структурная.
-----------------------	---

Продолжение таблицы 2.1

Банк исходных данных	<p>Теплопроводность структурных составляющих (аустенит, феррито-перлит, бейнит, мартенсит, сорбит, троостит).</p> <p>Объемная теплоемкость структурных составляющих.</p> <p>Предел текучести структурных составляющих (аустенит, феррито-перлит, бейнит, мартенсит, сорбит, троостит).</p> <p>Модуль упругости, коэффициент Пуассона.</p> <p>Данные по виду и типу граничных условий.</p> <p>Данные по диаграммам анизотермического распада (критические скорости охлаждения, температурные интервалы превращения) в зависимости от максимальной температуры нагрева.</p>
Результаты	<p>Значения температур в каждой узловой точке.</p> <p>Значения структурного состава в каждом КЭ.</p> <p>Временные перемещения узлов.</p> <p>Деформации КЭ.</p> <p>Напряжения в КЭ.</p> <p>Остаточные перемещения узлов.</p> <p>Деформации КЭ.</p> <p>Напряжения в КЭ.</p>
Форма представления данных	<p>Файлы исходных данных и результатов расчетов.</p> <p>Изолинии распределения результатов расчетов.</p> <p>Объемные трехмерные графические модели исходных рассчитываемых объектов.</p> <p>Объемные трехмерные графические модели с учетом временных и остаточных деформаций и перемещений</p>

На рисунке 2.2 представлена структурная схема программного комплекса SANAK.

Несмотря на широкое развитие программных комплексов, основанных на МКЭ, зарубежные программные комплексы являясь универсальными программными продуктами, не обеспечивают решения всех проблем, связанных с анализом тепловых и деформационных процессов в элементах конструкций подвижного состава на всех этапах жизненного цикла конструкции с учетом

специфики нагружения, а также не позволяют проводить уточненную оценку структурного состава в изделии и учитывать соответствующие изменения свойств в зависимости от температур [61].

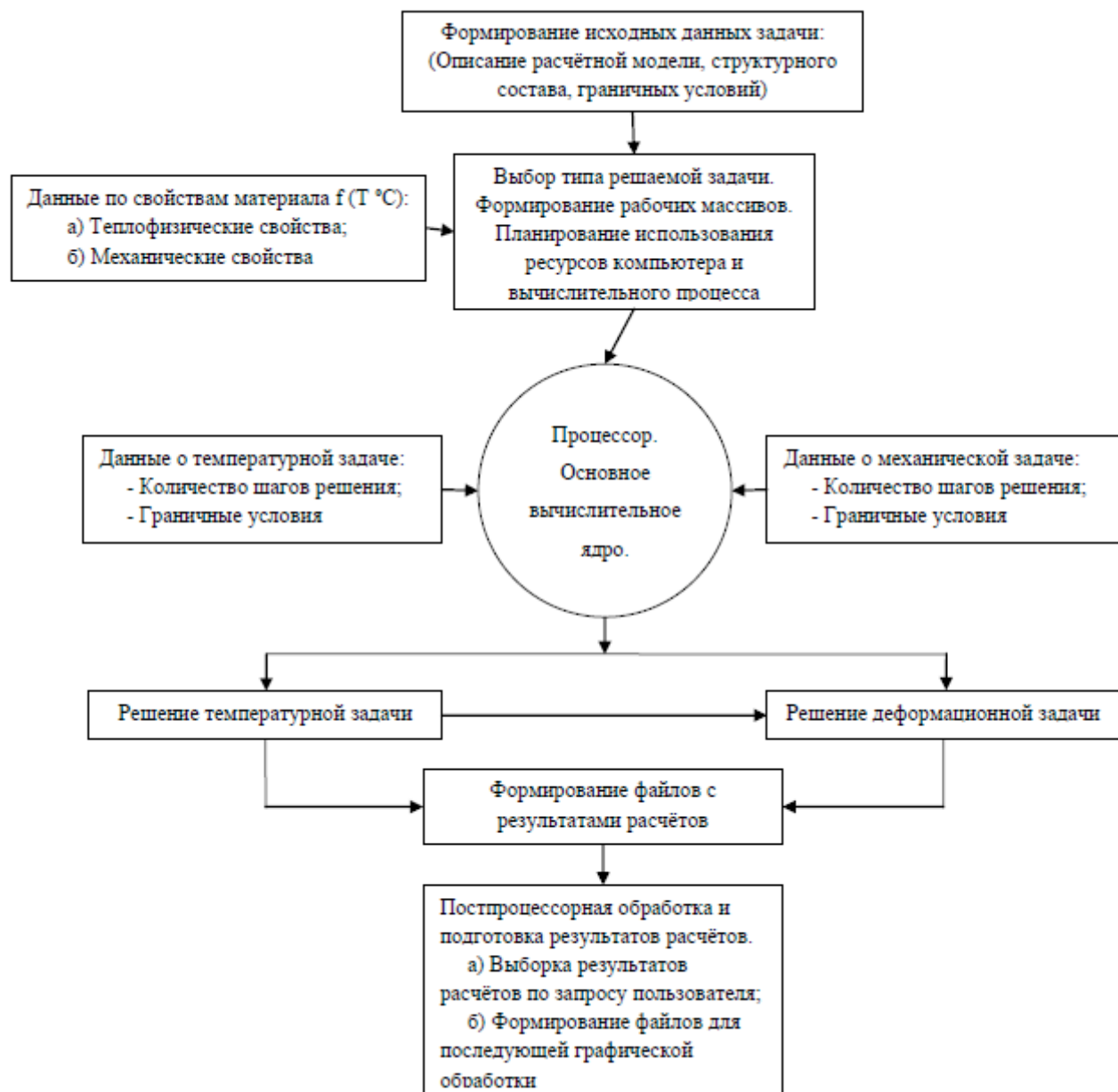


Рисунок 2.2 - Структурная схема программного комплекса SANAK

Программный комплекс SANAK позволяет решать широкий спектр задач: тепловые стационарные, тепловые нестационарные в линейной и нелинейной постановках (используются 8-, 12-, 16- и 20-узловые изопараметрические конечные элементы), деформационные, термдеформационные в нестационарной,

нелинейной постановке (используются 8-узловые изопараметрические конечные элементы). Программный комплекс прошел тщательное тестирование, а также верификацию путем сопоставления результатов решения задач с известными аналитическими и численными решениями.

Программный комплекс SANAK позволяет решать температурную и деформационную задачи с разными шагами по временному интервалу.

Одной из основных особенностей комплекса, которая принципиально отличает его от широкого круга аналогичных программных продуктов, представленных на мировом рынке, является возможность проводить оценку изменения структурного состава стали на любом из этапов теплового нагружения с учетом реальной диаграммы распада аустенита при охлаждении и процессов структурообразования при нагревах.

Таким образом, программный комплекс позволяет проводить анализ теплового, структурного и напряженно-деформированного состояния объекта с учетом взаимосвязи и взаимозависимости этих процессов, а также оценку состояния в течение нескольких последовательных нагружений. Это обеспечивает возможность осуществлять оценку состояния объекта в течение жизненного цикла, последовательно накладывая тепловые и деформационные нагружения термической обработки при изготовлении, в процессе эксплуатации, а также при ремонте и восстановлении.

На начальном этапе происходит разработка конечно-элементной модели цельнокатаного колеса, задаются координаты узлов. Каждый конечный элемент описывается требуемым количеством узлов. Важной является задача рационального определения и описания граничных условий. Для сокращения объемов вводимой информации в исходных данных модели при описании координат, узлов и граничных условий используется механизм задания повторителей, обеспечивающий описание объектов, имеющих общие параметры посредством указания ссылок на них.

Для оценки качества и соответствия геометрической формы описанной модели реальному объекту разработан графический модуль, обеспечивающий

возможность анализа объекта в трех основных плоскостях, а также пространственное представление модели [82].

Результаты расчетов записываются в файлы, как в текстовом, так и в двоичном формате. Текстовые файлы носят информационный характер. Вторые необходимы для последующей работы постпроцессора по подготовке данных для графической обработки другими программами, а также возможности проведения расчетов по оценке напряженно-деформированного состояния от других тепловых и силовых воздействий с учетом накопленных остаточных деформаций и напряжений. Данный подход позволяет проводить оценку напряженно-деформированного состояния цельнокатаного колеса с учетом влияния остаточных напряжений от предыдущего нагружения (тепловое, силовое) на напряженно-деформированное состояние от текущего нагружения [82].

При моделировании и оценке тепловых и деформационных процессов в каждом узле или конечном элементе рассматриваемой модели учитывается состав и свойства структурных составляющих, соответствующие предыстории изменения параметров теплофизических процессов, а также температуре и характеристикам термического цикла в каждом рассматриваемом узле в данный момент времени. Для реализации этой физической модели при формировании банка данных используется информация о диаграммах анизотермического распада аустенита соответствующего материала [61], построенных для случая охлаждения с различных максимальных температур в широком диапазоне скоростей охлаждения [82].

В начале решения температурной и структурной задач вводятся исходные данные, определяющие геометрию модели, теплофизические свойства материалов, параметры источников теплоты и теплоотдачи в различные среды [82], а также данные об исходном структурном составе рассматриваемой детали.

Решение задачи разбито на шаги. Граничные условия и параметры источников теплоты остаются постоянными в пределах одного шага и уточняются в соответствии с исходными данными вначале каждого последующего шага решения. Моделирование структурных превращений и изменения свойств

материала производится с учетом текущего значения температур в каждом рассматриваемом элементе. Результаты решения в виде температурных или структурных полей выводятся на внешнюю память компьютера через заданные промежутки времени или при изменении теплосодержания какого-либо элемента модели на заданную величину. Эти поля используются затем при решении деформационной задачи [82].

Программный комплекс SANAK позволяет задавать и корректировать граничные условия на каждом шаге решения задачи, а для неизотермических задач – вводятся данные о температурных или структурных полях и свойствах материала в элементах для моментов времени, соответствующих началу и концу шага решения [37].

Представленные на схеме, изображенной на рисунке 2.3, четыре части являются общими практически для всех программ метода конечных элементов общего назначения. Как минимум на стадии «ввод» от пользователя не требуется никакой другой информации, кроме данных о материале конструкции, описания геометрии конечно-элементной модели (включая условия закрепления) и условий нагружения. Для более сложных программ, к которым относится SANAK, ввод данных осуществляется, в том числе, с использованием хранимых в файлах данных о характеристиках материала. Исходные данные в программном комплексе SANAK содержат полную информацию (теплофизические, механические характеристики) о свойствах каждой из возможных структурных составляющих для рассматриваемой марки стали во всем температурном диапазоне, до перехода материала в жидкую фазу.

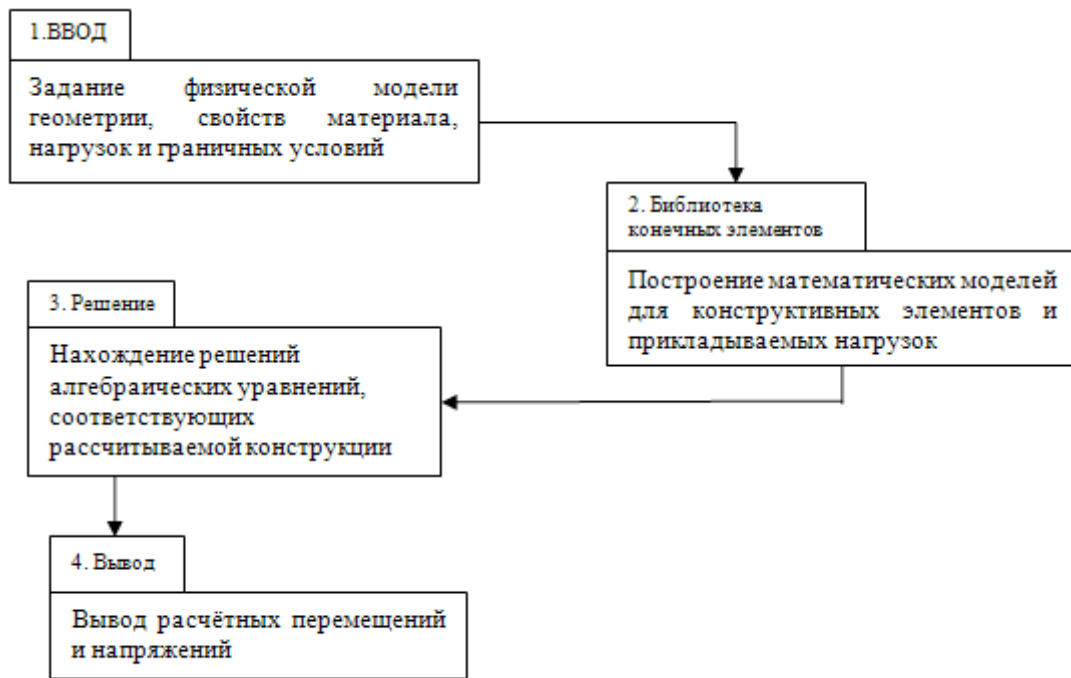


Рисунок 2.3 - Схема вычислительных программ при анализе конструкций

2.4 Компьютерное моделирование тепловых процессов в ЦКК различной конструкции на основе разработанных конечно-элементных моделей

В последние десятилетия наиболее полно вопрос тепловых нагружений цельнокатаных и бандажированных колес в процессе технологических и эксплуатационных нагружений рассматривали такие отечественные ученые, как С. Н. Киселев, Алексей С. Киселев, Александр С. Киселев, А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов, Г. Д. Кузьмина, С. М. Захаров, И. А. Жаров и другие.

Ряд важных физических задач, в том числе и задача теплопроводности и теплопереноса, как в двумерной, так и трехмерной постановке, может быть решен с использованием широкого спектра конечных элементов. Если трехмерное тело обладает геометрической симметрией относительно одной оси (как правило z), то это тело называется осесимметричным. Поле температур тоже должно быть осесимметричным.

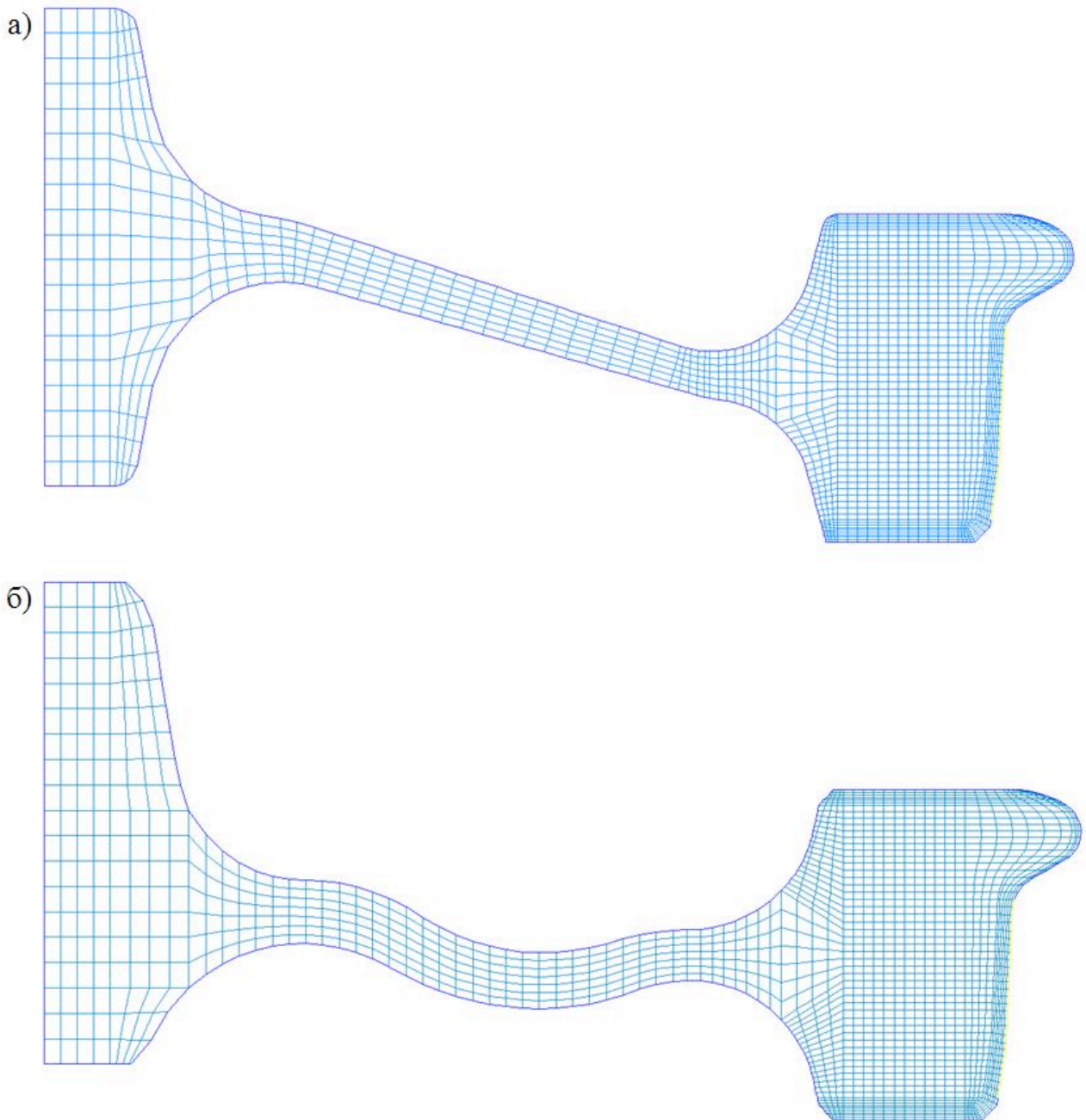
Осесимметричная задача представляет собой частный случай пространственной. Однако удобно рассматривать ее как самостоятельную задачу, используя при выкладках несомненное сходство, с математической точки зрения, с плоской задачей.

Так как цельнокатаное колесо является телом, образованным вращением контура вокруг оси симметрии, то целесообразно решать задачу распределения тепла при торможении в осесимметричной постановке.

В работах [39, 49] рассмотрены технологические факторы, влияющие на напряженно-деформированное состояние цельнокатаных колес при изготовлении, также приведены расчеты и построены эпюры распределения температур и напряжений в результате штатного, длительного и экстренного торможений и в процессе восстановления и плазменного укрепления гребней бандажей колес локомотива.

Для анализа тепловых процессов в ЦКК при торможении и сравнения полученных расчетных данных автором разработано семейство осесимметричных конечно-элементных моделей высокой степени дискретизации, некоторые из которых представлены на рисунке 2.4. Размеры соответствуют указанным в ГОСТ 10791-2011 [9]. Модель состоит из 2000 узлов, количество четырехузловых элементов – 1864 и соответствует новому колесу с толщиной обода 70 мм.

Контур модели (синяя линия) показывает зону теплоотвода в окружающую среду. На поверхности катания, в зоне взаимодействия обода колеса с тормозной колодкой, на протяжении ширины колодки находится зона теплопритоков (желтая линия).

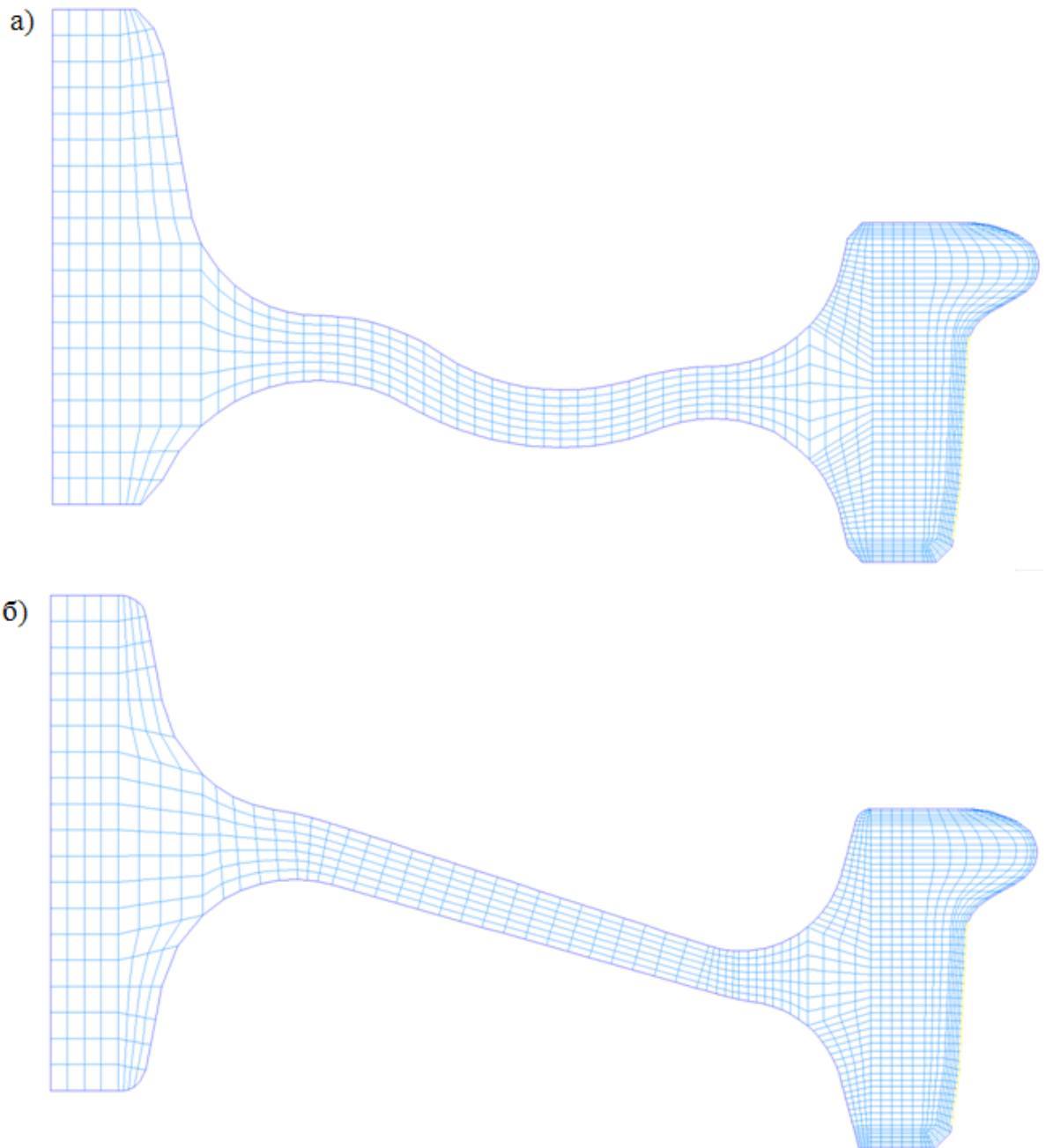


а) с прямолинейным диском; б) с криволинейным диском

Рисунок 2.4 - Осесимметричные модели цельнокатаных колес (толщина обода 70 мм)

Контур модели (синяя линия) показывает зону теплоотвода в окружающую среду. На поверхности катания, в зоне взаимодействия обода колеса с тормозной колодкой, на протяжении ширины колодки находится зона теплопритоков (желтая линия).

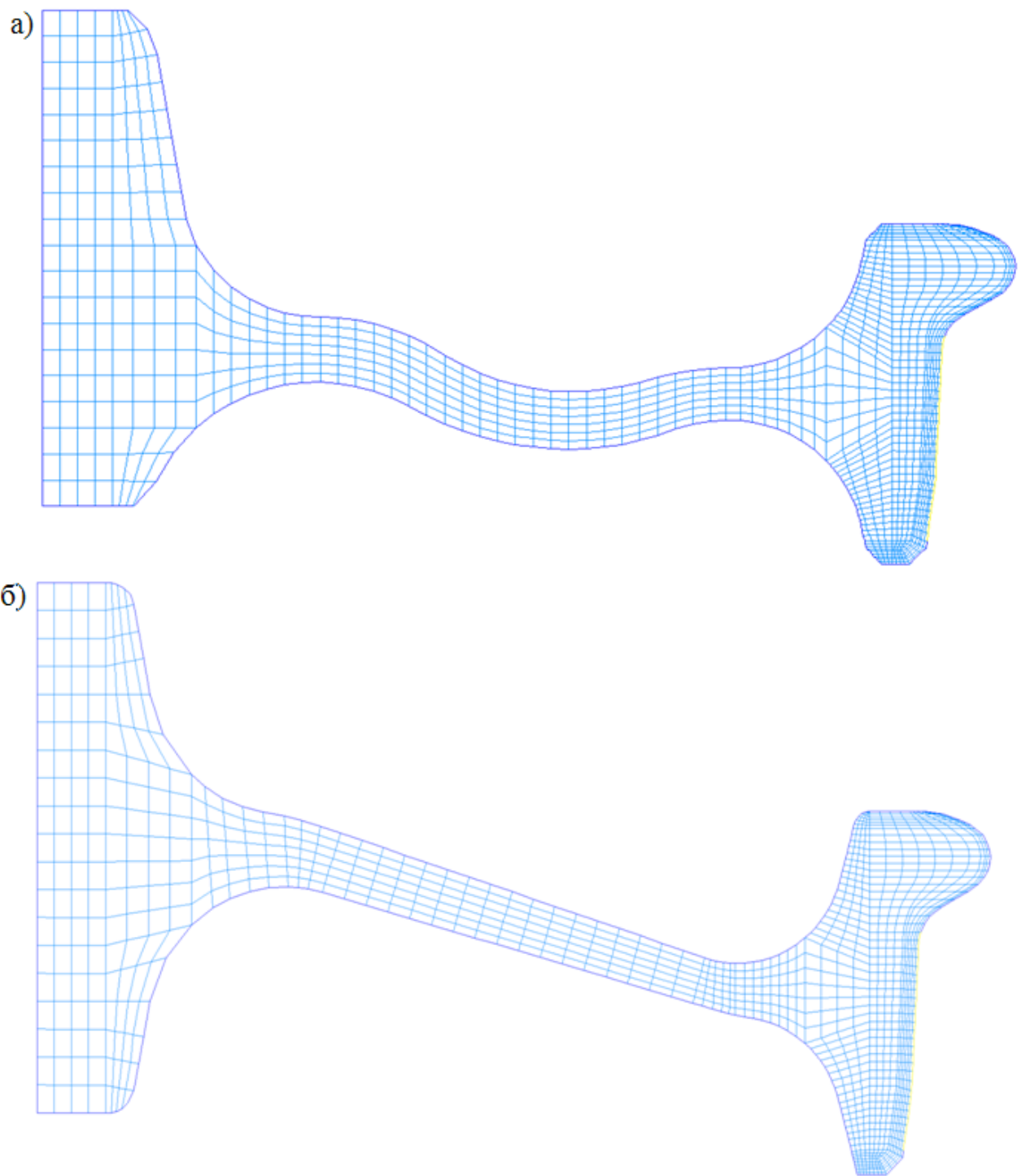
Также автором разработан ряд моделей с изношенным ободом (рисунки 2.5, 2.6) колеса (40 мм и 22 мм) с различной формой диска.



а) с прямолинейным диском; б) с криволинейным диском

Рисунок 2.5 - Осесимметричные модели цельнокатаных колес (толщина обода 40 мм)

Модели с ободом 22 мм состоят из 1304 узлов и 1180 конечных элементов.



а) с прямолинейным диском; б) с криволинейным диском

Рисунок 2.6 - Осесимметричные модели цельнокатаных колес (толщина обода 22 мм)

Также автором разработаны объемные конечно-элементные модели ЦКК с прямолинейным диском. Модель колеса (рисунок 2.7) с толщиной обода 22 мм состоит из 24776 узлов и 21240 восьмиузловых объемных конечных элементов, модель (рисунок 2.8) с толщиной обода 70 мм состоит из 38000 узлов и 33552 восьмиузловых объемных конечных элементов [15].

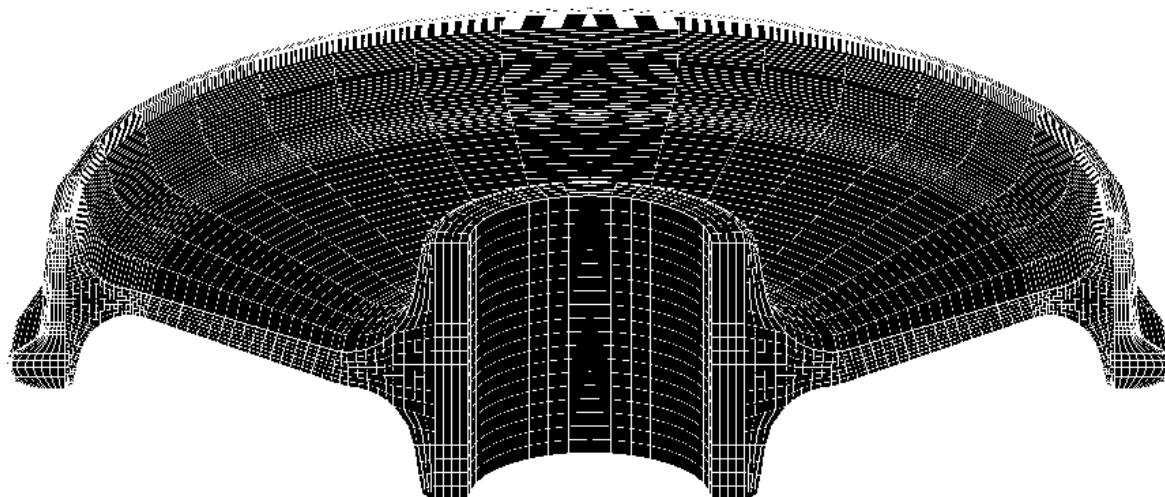


Рисунок 2.7 - Конечно-элементная модель ЦКК с прямолинейным диском (толщина обода 22 мм)

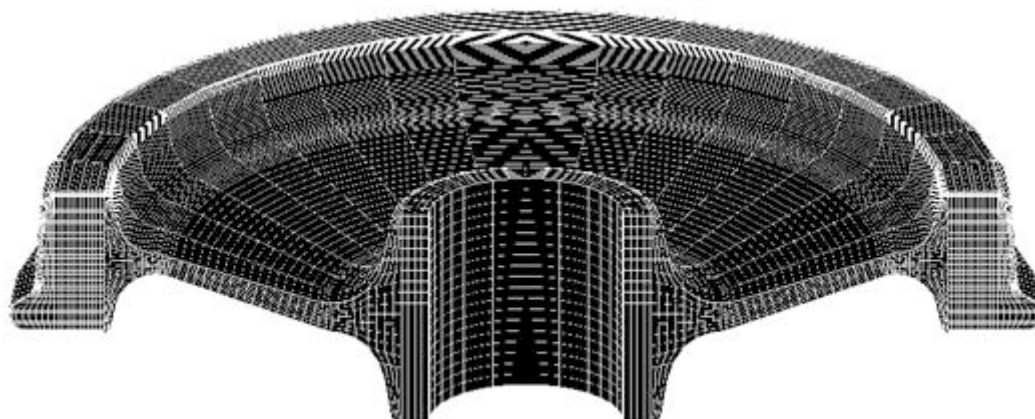


Рисунок 2.8 - Конечно-элементная модель ЦКК с прямолинейным диском (толщина обода 70 мм)

Для верификации получаемых результатов значения времени торможения и коэффициентов тепловложений были приняты такими же, как указаны в методике [49]. Полученные в результате моделирования значения максимальных

температур сведены в таблицу 2.2 и проведен сравнительный анализ с результатами, проведенными учеными МИИТа и изложенными в [32].

Результаты распределения температур в ЦКК при экстренном торможении для грузового вагона с толщиной обода 22 и 70 мм с композиционной колодкой приведены на рисунках 2.9, 2.10.

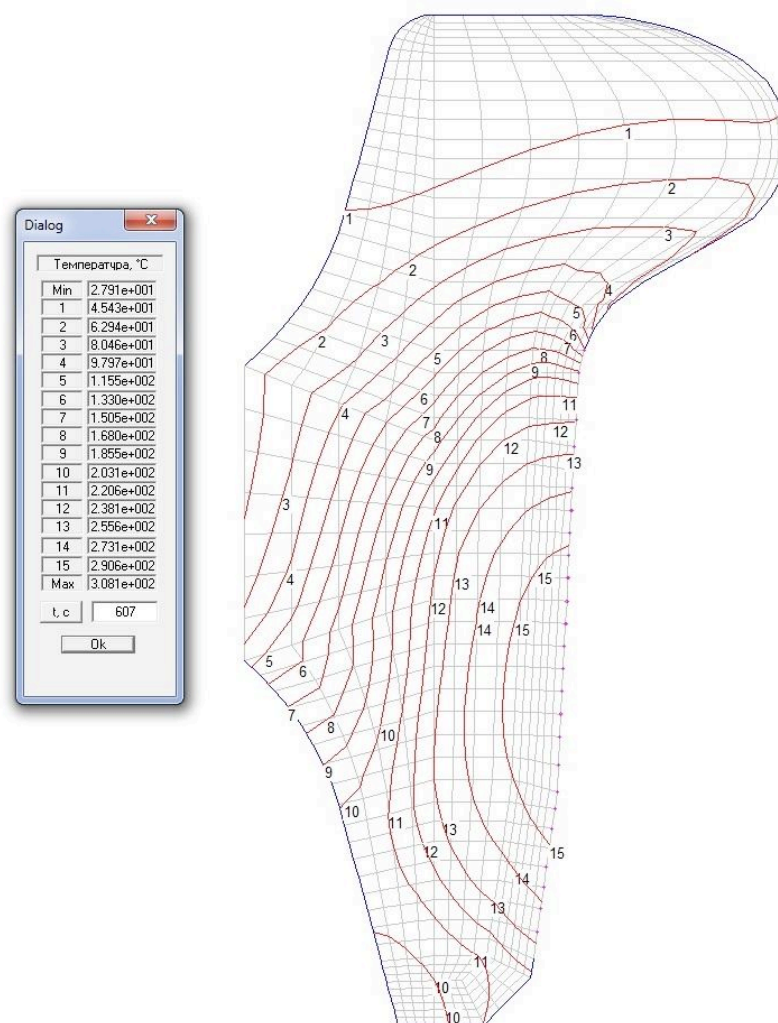


Рисунок 2.9 - Распределение температур (толщина обода 22 мм, в момент окончания экстренного торможения, композиционная колодка)

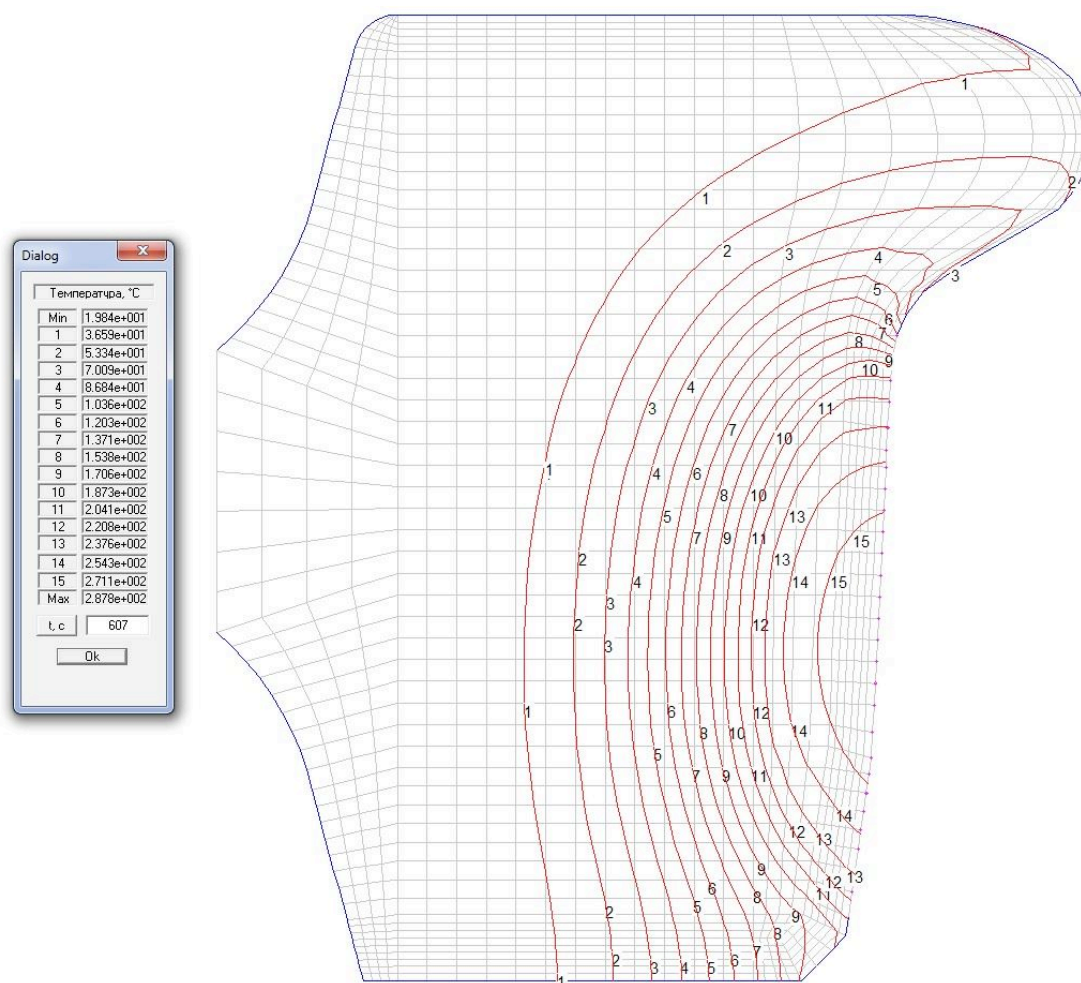


Рисунок 2.10 - Распределение температур (обод 70 мм, в момент окончания экстренного торможения, композиционная колодка)

В таблице 2.2 представлены результаты анализа температур в момент окончания торможения ЦКК с различной толщиной обода при экстренном и длительном режимах торможения с различными тормозными колодками.

Таблица 2.2 - Максимальные значения температур при экстренном и длительном торможении при использовании композиционной колодки

Тип вагона	Грузовой вагон, композиционная колодка				
	Экстренное торможение		Длительное торможение		
Тип колодки					
Толщина обода, мм	22	70	22	70	
Температура поверхности, °C	на	308	288	427	348
Температура методике [32]	по	320	310	443	331
Разница, %		-3,75	-7,1	- 3,62	+ 5,14

Верификация значений, рассчитанных автором, со значениями, указанными в [32], показывает хорошую сходимость и не превышает 8 %, что подтверждает корректность разработанных конечно-элементных моделей и описание граничных условий.

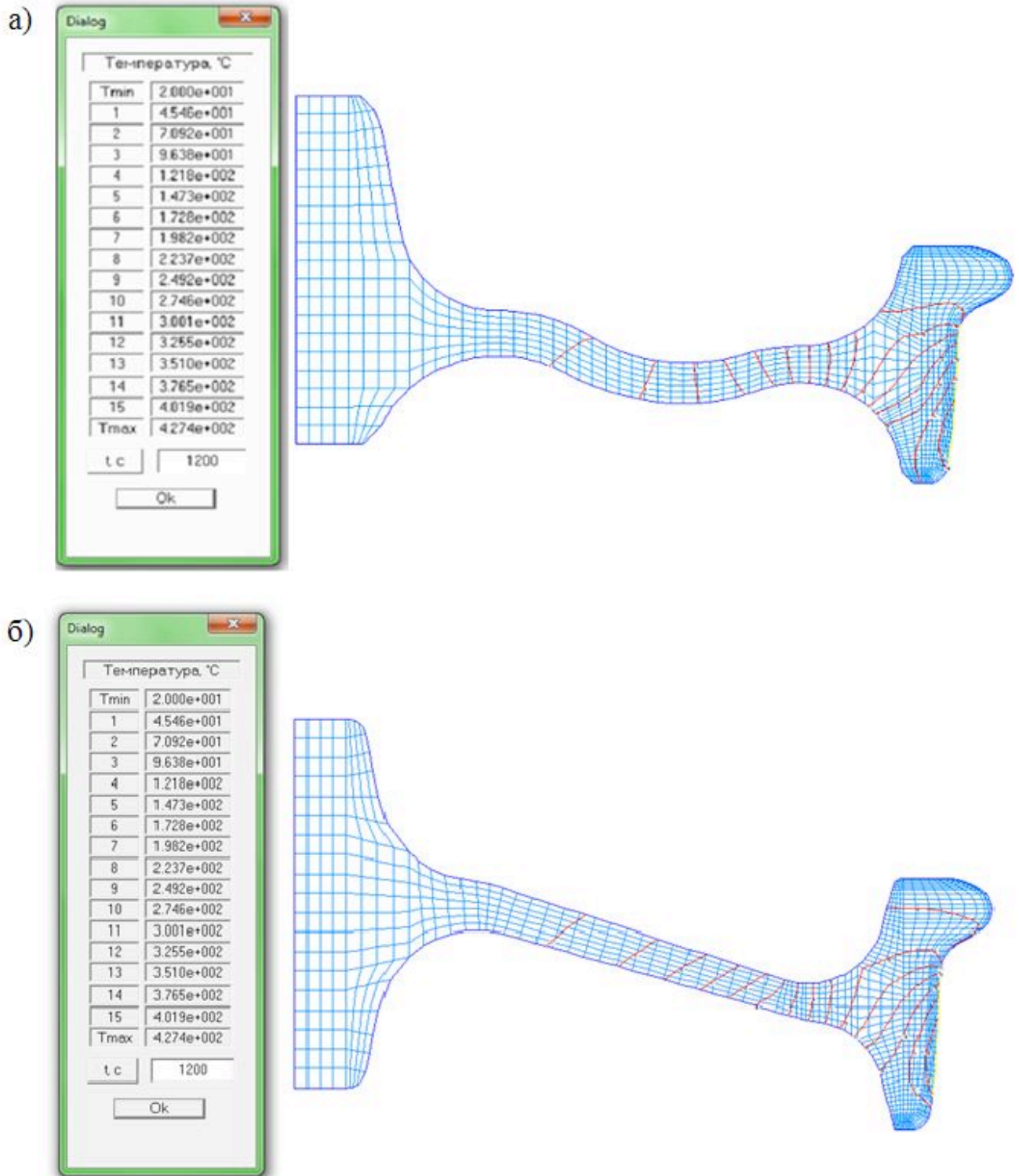
Следует отметить существенные отличия в уровне и распределении температур в зависимости от ряда факторов.

При штатном режиме экстренного торможения в достаточно узком слое у поверхности катания металл колеса грузового вагона нагревается от композиционных колодок до температуры 310 °С при высоком градиенте температур.

Важным является тот факт, что максимальная температура на поверхности катания при реализации экстренного торможения практически не зависит от толщины обода колеса. Характерным является также то, что во всех рассмотренных случаях при нагреве не достигается температура аустенитного превращения.

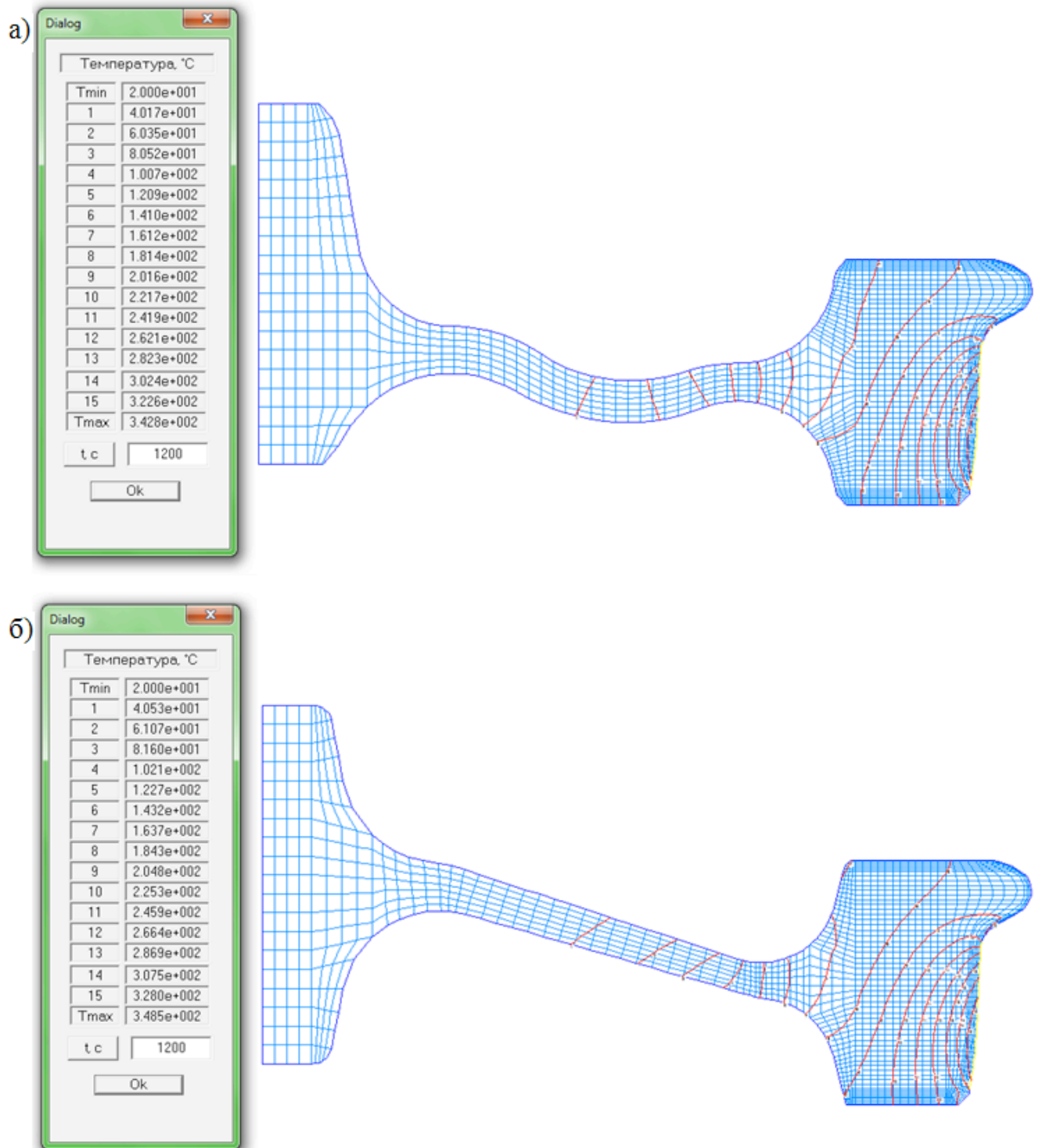
Исследования проводились для колес с исходной толщиной обода 70 мм и при максимально допустимой степени изнашивания (22 мм).

На рисунках 2.11, 2.12 приводятся эпюры температур для колес с различной формой диска в момент окончания длительного торможения и использовании композиционных колодок.



а) с криволинейным диском; б) с прямолинейным диском

Рисунок 2.11 - Распределение температур в ЦКК с толщиной обода 22 мм в момент окончания длительного торможения



а) с криволинейным диском; б) с прямолинейным диском

Рисунок 2.12 - Распределение температур в ЦКК с толщиной обода 70 мм в момент окончания длительного торможения

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что распределение температур в ЦКК при различных режимах торможения значительным образом не зависит от формы диска (прямолинейная или криволинейная – S-образная форма).

Поэтому далее будем считать, что распределение температурных полей в колесе с S-образной формой диска схоже с рассматриваемыми [49].

2.5 Выводы по главе 2

1) Наиболее универсальным численным методом моделирования на данный момент является метод конечных элементов. Программные комплексы на основе МКЭ позволяют осуществить уточненную оценку теплового и напряженно-деформированного состояния конструкции при реализации эксплуатационных и технологических тепловых и силовых нагрузений конструкции, с учетом неоднородности металла по микроструктуре и механическим характеристикам.

2) Цельнокатаное колесо является телом вращения вокруг оси симметрии, поэтому допустимо анализ кинетики тепловых процессов производить на основе использования осесимметричных моделей.

3) Разработаны конечно-элементные модели высокой степени дискретизации цельнокатаного колеса с прямолинейным и криволинейным дисками, а также с различной степенью износа в эксплуатации (толщина обода – 70 мм (неизношенное колесо), 40 мм, 22 мм (максимально допустимая толщина обода ЦКК грузового вагона)). Для данных моделей описаны граничные условия (свойства стали марки 2 по ГОСТ 10791—2011, зоны теплоотвода, а также зоны приложения тепловой нагрузки (теплопритоков) на поверхности катания колеса на ширину тормозной колодки 0,08 м).

4) Согласно полученным результатам можно сделать вывод, что распределение температур по всему объему колеса практически не зависит от формы диска, потому что максимальные температуры концентрируются в ободе колеса и в диск практически не распространяются.

5) Максимальные температуры в паре «колесо – колодка» формируются в колесе на поверхности катания в зоне фрикционного взаимодействия с колодкой и при экстренном торможении существенным образом не зависят от толщины обода колеса.

6) Выполнен сравнительный анализ изменения температур при различных режимах торможения по методикам, указанным в работах [49], и компьютерное моделирование на основе использования разработанных конечно-элементных моделей. Сопоставление данных по характеру распределения тепловых полей, полученных в результате моделирования, с экспериментальными данными показывает их хорошее соответствие, различие в результатах не превышает 8 %.

7) Установлено, что характер распределения и значения максимальных температур в ЦКК при различных режимах торможения практически не зависят от формы диска колеса (прямолинейная или криволинейная – S-образная форма).

8) На основе верификации результатов компьютерного моделирования и экспериментальных данных можно сделать вывод о том, что разработанное семейство конечно-элементных моделей позволяет адекватно моделировать изменение тепловых процессов в колесе с различной геометрией диска и при реализации различных режимов торможения, что обеспечивает возможность проведения объективной оценки теплового состояния реальных цельнокатаных колес.

3 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ УТОЧНЕННОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦКК ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

3.1 Определение и обоснование основных факторов, влияющих на тепловое нагружение колес

Расчет параметров тепловложений в колесо при торможении представляет собой сложный процесс, учитывающий влияние большого количества факторов, оказывающих влияние на торможение подвижного состава. Для определения действительного коэффициента тепловложений, в первую очередь, была рассмотрена методика определения времени торможения и действительного тормозного пути.

Современное развитие науки о торможении получила в трудах российских ученых В. Ф. Егорченко, В. М. Казаринова, В. Г. Иноземцева, Д. Э. Карминского, П. Т. Гребенюка, В. А. Карпычева, Б. Л. Карвацкого, М. И. Глушко, В. Р. Асадченко, А. Ф. Горина, Н. П. Петрова и другие.

Основные параметры теплового нагружения колес в эксплуатации определяются режимами торможения, массой и скоростью движения подвижного состава.

Для оценки эффективности торможения используются:

- Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог № ЦТ-ЦВ-ЦЛ-ВНИИЖТ/277 [92];
- Правила тяговых расчетов [11].

Одним из важных параметров при расчете тормозного пути состава является основное удельное сопротивление движению поездов (ω). В процессе движения между движущимся поездом и окружающей средой возникают силовые взаимодействия, порождающие силы сопротивления движению, которые являются внешними по отношению к поезду. К ним можно отнести сопротивление, обусловленное трением осевых шеек в подшипниках, сопротивление перекачиванию и скольжению колес по рельсам, сопротивление, зависящее от конструкции и состояния пути, воздушное сопротивление. Эти силы

являются составными элементами постоянно действующего основного удельного сопротивления [11].

Расчетные формулы для определения ω , кгс/т, подвижного состава получены на основе результатов экспериментальных исследований, проведенных в среднеэксплуатационных условиях в температурном диапазоне от минус 10 до плюс 20 °С и при скоростях ветра, не превышающих 5 м/с [75].

В таблице 3.1 сведены формулы расчета основного удельного сопротивления для грузовых вагонов и локомотивов.

Как видно из таблицы 3.1, коэффициенты в формулах расчета основного удельного сопротивления существенно различаются в зависимости от типа подшипников в буксовом узле, типа подвижного состава, а также вида пути (звеньевой или бесстыковой). Для грузовых вагонов формулы также различаются в зависимости от загрузки вагона, которая также влияет на режим включения воздухораспределителя (порожний, средний, груженный).

Таблица 3.1 - Формулы расчета основного удельного сопротивления движению

№ п/п	Тип подвижной единицы	Нагрузка на ось, q_0	Формула	
			На звеньевом пути	На бесстыковом пути
Грузовые вагоны				
1.	четырёхосных вагонов на подшипниках скольжения и шестiosных вагонов на роликовых подшипниках	$q_0 > 6\text{тс}$	$\omega_0'' = 0,7 + \frac{8 + 0,1V + 0,0025V^2}{q_0}$	$\omega_0'' = 0,7 + \frac{8 + 0,08V + 0,002V^2}{q_0}$
2.	четырёхосных вагонов на роликовых подшипниках и вагонов рефрижераторных поездов	$q_0 > 6\text{тс}$	$\omega_0'' = 0,7 + \frac{3 + 0,1V + 0,0025V^2}{q_0}$	$\omega_0'' = 0,7 + \frac{3 + 0,09V + 0,002V^2}{q_0}$
3.	восьмиосных вагонов на роликовых подшипниках		$\omega_0'' = 0,7 + \frac{6 + 0,038V + 0,0021V^2}{q_0}$	$\omega_0'' = 0,7 + \frac{6 + 0,026V + 0,0017V^2}{q_0}$
4.	порожних четырёхосных вагонов на подшипниках скольжения	$q_0 \leq 6\text{тс}$	$\omega_0'' = 1,5 + 0,045V + 0,00027V^2$	$\omega_0'' = 1,5 + 0,042V + 0,00018V^2$
5.	порожних четырёхосных и шестiosных вагонов на роликовых подшипниках	$q_0 \leq 6\text{тс}$	$\omega_0'' = 1,0 + 0,044V + 0,00024V^2$	$\omega_0'' = 1,0 + 0,042V + 0,00016V^2$
Локомотивы				
6.	Электровозов и тепловозов в режиме тяги ω_0' и на холостом ходу ω_x	-	$\omega_0' = 1,9 + 0,01V + 0,0003V^2$ $\omega_x = 2,4 + 0,011V + 0,00035V^2$	$\omega_0' = 1,9 + 0,008V + 0,00025V^2$ $\omega_x = 2,4 + 0,009V + 0,00035V^2$

В том случае, когда в состав поезда входят вагоны разных категорий, определяют основное средневзвешенное удельное сопротивление вагонного состава [11]:

$$\omega_0'' = \sum_{i=1}^k \omega_0''(i) \cdot \alpha_i, \quad (3.1)$$

где α_i – весовой коэффициент вагона i -го типа.

$$\alpha_i = \frac{n_i \cdot m_i}{Q}, \quad (3.2)$$

где n_i – количество вагонов i -го типа;

m_i – масса брутто вагонов i -го типа, т;

Q – масса состава, т.

При учете основного удельного сопротивления локомотива:

$$\omega_{ох} = \frac{\omega_x \cdot P + \omega_0'' \cdot Q}{P + Q}, \quad (3.3)$$

где P – масса локомотива, Q – масса состава.

В таблице 3.2 приведены значения основного удельного сопротивления для грузовых четырехосных вагонов с роликовыми подшипниками на бесстыковом пути для значений средних скоростей в интервалах торможения по 10 км/ч [75].

Таблица 3.2 – Значения ω_0'' , кгс/т, для четырехосных грузовых вагонов

q_0 , тс	V , км/ч											
	5	15	25	35	45	55	65	75	85	95	105	115
6	1,28	1,50	1,78	2,13	2,55	3,03	3,58	4,20	4,88	5,63	6,45	7,33
7	1,20	1,39	1,63	1,93	2,29	2,70	3,17	3,70	4,29	4,93	5,63	6,39
8	1,14	1,30	1,51	1,78	2,09	2,45	2,86	3,33	3,84	4,40	5,01	5,68
9	1,09	1,23	1,42	1,66	1,93	2,26	2,62	3,03	3,49	3,99	4,53	5,12
10	1,05	1,18	1,35	1,56	1,81	2,10	2,43	2,80	3,21	3,66	4,15	4,68
11	1,02	1,14	1,29	1,48	1,71	1,97	2,27	2,61	2,98	3,39	3,84	4,32
12	0,99	1,10	1,24	1,42	1,63	1,87	2,14	2,45	2,79	3,17	3,58	4,02
13	0,97	1,07	1,20	1,36	1,55	1,78	2,03	2,32	2,63	2,98	3,35	3,76
14	0,95	1,04	1,16	1,31	1,49	1,70	1,94	2,20	2,49	2,81	3,16	3,54
15	0,93	1,02	1,13	1,27	1,44	1,63	1,85	2,10	2,37	2,67	3,00	3,35
16	0,92	1,00	1,11	1,24	1,39	1,58	1,78	2,01	2,27	2,55	2,86	3,19
17	0,91	0,98	1,08	1,21	1,35	1,52	1,72	1,94	2,18	2,44	2,73	3,04
18	0,89	0,97	1,06	1,18	1,32	1,48	1,66	1,87	2,09	2,34	2,62	2,91
19	0,88	0,95	1,04	1,15	1,28	1,44	1,61	1,81	2,02	2,26	2,52	2,79
20	0,88	0,94	1,03	1,13	1,26	1,40	1,57	1,75	1,96	2,18	2,43	2,69
21	0,87	0,93	1,01	1,11	1,23	1,37	1,52	1,70	1,90	2,11	2,34	2,60
22	0,86	0,92	1,00	1,09	1,20	1,34	1,49	1,65	1,84	2,05	2,27	2,51
23	0,85	0,91	0,98	1,07	1,18	1,31	1,45	1,61	1,79	1,99	2,20	2,43

Вместе с тем имеются дополнительные сопротивления, появляющиеся только при некоторых условиях движения: сопротивление от кривизны пути, от ветра, от температуры окружающей среды и другие.

Дополнительное удельное сопротивление движению от уклона пути численно принимается равным значению промилле (‰) действительного или спрямляемого участка пути, т.е.

$$\omega_i = \pm i, \quad (3.4)$$

где ω_i - удельное замедляющее или ускоряющее усилие, вызванное весом поезда по уклону при движении по уклону пути, кгс/т;

i - величина приведенного уклона пути, ‰ (при спуске берется со знаком минус, а при подъеме – со знаком плюс).

Для практических расчетов с допустимой точностью принято считать, что каждая 1 ‰ уклона пути дает ускоряющее усилие 1 кг на 1 т веса поезда [2].

Дополнительное удельное сопротивление движению от кривой на эксплуатируемых железных дорогах для всех видов подвижного состава определяется по формулам [11]:

а) при длине поезда менее или равной длине кривой:

$$\omega_r = \frac{700}{R}, \quad (3.5)$$

где R – радиус кривой, м

б) при длине поезда $l_{\text{п}}$ более длины кривой:

$$\omega_r = \frac{700 s_{\text{кр}}}{R l_{\text{п}}}. \quad (3.6)$$

Для расчетов, требующих повышенной точности формула имеет вид

$$\omega_r = \frac{200}{R} + 1,5 \left[\frac{V^2}{13R} - 0,0061h \right], \quad (3.7)$$

где h - возвышение наружного рельса, мм;

V – скорость движения, м/с.

В расчете тормозного пути примем допущение, что торможение происходит на прямых участках пути и дополнительное удельное сопротивление от движения в кривой не учитывается.

При низких температурах окружающей среды происходит повышение плотности воздуха и увеличение воздушного сопротивления подвижного состава.

В правилах тяговых расчетов представлены усредненные нормативы повышения сопротивления движению грузовых и пассажирских поездов при температуре наружного воздуха ниже минус 25 °С [75].

Это повышение учитывается коэффициентом K_{nm} в зависимости от скорости движения поезда (таблица 3.3). Для определения удельного сопротивления движению необходимо значения ω_{ox} умножить на K_{nm} .

Таблица 3.3 - Коэффициент K_{nm} , учитывающий низкую температуру наружного воздуха

V, км/ч	Грузовые вагоны при $t_{нв}$, °С						Пассажирские вагоны при $t_{нв}$, °С					
	-30	-35	-40	-45	-50	-60	-30	-35	-40	-45	-50	-60
20	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
40	1,03	1,03	1,04	1,04	1,05	1,06	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04
60	1,05	1,06	1,07	1,07	1,08	1,09	1,03	1,04	1,04	1,05	1,06	1,07
80	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09
100	1,09	1,10	1,12	1,13	1,14	1,15	1,05	1,06	1,07	1,09	1,10	1,11
120	1,11	1,12	1,13	1,15	1,16	1,17	1,06	1,07	1,09	1,10	1,11	1,12
140	-	-	-	-	-	-	1,07	1,08	1,09	1,11	1,12	1,13
160	-	-	-	-	-	-	1,07	1,09	1,10	1,12	1,13	1,15

В расчетах будет рассмотрен процесс торможения подвижного состава при положительных значениях температур окружающей среды, так как большой интерес представляет определение максимальной температуры нагрева колеса в эксплуатации, а при низких температурах окружающей среды колесо нагреется значительно меньше.

Дополнительное удельное сопротивление движению, вызванное действием встречного или бокового ветра, учитывают коэффициентом K_e в зависимости от скорости движения (таблица 3.4). Правила тяговых расчетов устанавливают

порядок, согласно которому для графика движения поездов это дополнительное сопротивление должно учитываться при скоростях ветра до 12 км/ч [75].

Таблица 3.4 - Коэффициент K_v , учитывающий встречный и боковой ветер

V_v , км/ч	Скорость поезда V , км/ч								
	10	20	40	60	80	100	120	140	160
6	1,12	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03
8	1,19	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06
10	1,31	1,28	1,24	1,2	1,16	1,14	1,12	1,1	1,09
12	1,42	1,39	1,32	1,27	1,23	1,19	1,15	1,14	1,12

При проектировании сортировочных устройств также рассматривается дополнительное удельное сопротивление движению от воздушной среды и ветра определяемое по формулам:

– для одиночных вагонов:

$$\pm \omega_{\text{ср}} = \frac{17,8 \cdot c_x S}{(273 + t) \cdot q} v_{\text{от}}^2 ; \quad (3.8)$$

– для отцепов:

$$\pm \omega_{\text{ср}} = 17,8 \cdot v_{\text{от}}^2 \cdot (c_x S + \sum_2^n c_{\text{xxj}} S_j) / ((273 + t) \sum_1^n q_j), \quad (3.9)$$

где c_x - коэффициент воздушного сопротивления одиночного вагона или первого вагона в отцепе;

c_{xxj} - коэффициент воздушного сопротивления вагонов в отцепе (кроме первого вагона);

S, S_j - площадь поперечного сечения вагонов соответственно одиночного или первого вагона в отцепе и последующих вагонов в отцепе, м^2 ;

q - масса вагона, тс;

$\sum_1^n q_j$ - масса отцепа из n вагонов, тс;

t - температура воздуха, °С;

$v_{от}$ - относительная скорость отцепа, м/с, с учетом направления ветра [73].

Коэффициенты воздушного сопротивления C_x и C_{xvj} выбираются в зависимости от рода вагона и результирующего угла между результирующим вектором относительной скорости и направлением движения отцепа по таблицам, представленным в [73].

Относительную скорость движения с учетом направления ветра $v_{от}$, м/с, и угол α° вычисляют по формулам:

$$v_{от}^2 = v^2 + v_B^2 \pm 2v \cdot v_B \cos\beta, \quad (3.10)$$

где v - средняя скорость скатываемого отцепа на участке, м/с;

v_B - скорость ветра, м/с, принимаемая постоянной на всем протяжении скатывания отцепа, м/с;

β – угол между направлением ветра и осью участка пути, по которому движется отцеп.

В формулах (3.8), (3.9) знак плюс принимается при встречном ветре, знак минус - при попутном, а в (3.10) - наоборот.

Таким образом, с повышением скоростей движения и массы поезда снижается коэффициент влияния дополнительного сопротивления от воздушной среды и ветра, поэтому за основу принят расчет, приведенный в таблице 3.4.

Как отмечалось выше, большую роль в расчетах играет режим, на который установлен воздухораспределитель. Это регламентировано в инструкции по эксплуатации тормозов подвижного состава [92].

В соответствии с [92] у грузовых вагонов, не оборудованных авторежимом воздухораспределитель необходимо включать на определенный режим в зависимости от осевой нагрузки, указанной в таблице 3.5.

Таблица 3.5 - Осевая нагрузка для выбора режима воздухораспределителя

Режим воздухораспределителя	Вид тормозной колодки	
	чугунные	композиционные
порожний	до 3 тс	до 6 тс включительно
средний	от 3 до 6 тс	более 6 тс
груженный	более 6 тс	- вагоны-хопперы для перевозки цемента, находящиеся в груженом состоянии; - на основании опытных поездок на конкретных участках при осевой нагрузке не менее 20 тс; - в зимний период на участках с затяжными спусками, при загрузке нетто более 10 тс на ось.

У вагонов, оборудованных авторежимом или имеющих на кузове трафарет «Однорежимный», необходимо включать воздухораспределитель при чугунных колодках на груженный режим, при композиционных колодках – на средний режим или на груженный режим в случаях, указанных выше. Включение на этих вагонах воздухораспределителей на порожний режим запрещается [92].

Важную роль при рассмотрении взаимодействия тормозной колодки и колеса играет действительная сила нажатия на тормозную колодку в зависимости от конструкции подвижного состава и давления в тормозных цилиндрах, которая определяется по формуле [30]:

$$K = \frac{1}{m} \cdot \left(\frac{\pi d^2}{4} \cdot p_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{ц}} - P_{\text{пр}} - P_{\text{р}} \right) \cdot n \cdot \eta_{\text{п}}, \quad (3.11)$$

где m - число тормозных колодок, на которые действует усилие от одного тормозного цилиндра;

d - диаметр тормозного цилиндра, мм;

$p_{\text{ц}}$ - расчетное давление воздуха в тормозном цилиндре, МПа;

$\eta_{\text{ц}}$ - коэффициент потерь усилия КПД тормозного цилиндра;

$P_{\text{пр}}$ - усилие опускной пружины тормозного цилиндра при торможении, кН;

$P_{\text{р}}$ - усилие возвратной пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи, приведенное к штоку тормозного цилиндра, кН;

n - передаточное число рычажной передачи от одного тормозного цилиндра, определяемое из соотношения длин ведущих и ведомых плеч рычагов;

$\eta_{\text{п}}$ - коэффициент потерь усилия на трение в шарнирах, называемый КПД рычажной передачи.

КПД тормозного цилиндра принимается равным 0,98; КПД рычажной передачи зависит от конструкции. У четырехосных грузовых вагонов с односторонним нажатием колодок этот коэффициент принимают 0,95, вагонов-хопперов – 0,8, у четырехосных пассажирских и рефрижераторных вагонов с двусторонним нажатием – 0,9, у восьмиосных вагонов с одним цилиндром – 0,8. КПД тормозного цилиндра составляет 0,98, КПД ручного и стояночного тормоза составляет - 0,5 – 0,7 от КПД автоматического в зависимости от конструкции червяка, винта и зубчатой передачи [2].

Запрещается устанавливать композиционные колодки на вагоны, рычажная передача которых переставлена под чугунные колодки и, наоборот, за исключением колесных пар пассажирских вагонов с редукторами, где могут применяться чугунные колодки до скорости движения 120 км/ч. Шести- и восьмиосные грузовые вагоны разрешается эксплуатировать только с композиционными колодками [92].

Тормозные расчеты по действительным силам нажатия удобно выполнять, если все вагоны в поезде имеют одинаковую силу нажатия на тормозные колодки [1]. Поэтому в дальнейших расчетах будет принято данное допущение.

Значения действительных сил нажатия на колодку для различных типов грузовых вагонов и режимов воздухораспределителей согласно [92] представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 - Действительная сила нажатия K_d на тормозную колодку грузовых вагонов

Тип вагона	Тормозные колодки	Сила нажатия на колодку, при включении воздухораспределителя на режим, тс		
		груженный	средний	порожний
Четырехосные полувагоны и вагоны для перевозки цемента	Чугунные	3,8	2,3	1,26
	Композиционные	2,4	1,48	0,82
Четырехосные платформы, крытые, цистерны	Чугунные	3,82	2,34	1,28
	Композиционные	2,5	1,54	0,85
Шестиосные полувагоны	Чугунные	2,6	1,6	0,9
	Композиционные	1,7	1,0	0,6
Восьмиосные полувагоны	Чугунные	3,5	2,18	1,24
	Композиционные	2,2	1,35	0,75
Восьмиосные цистерны	Чугунные	3,7	2,3	1,3
	Композиционные	2,5	1,5	0,86
Рефрижераторные	Чугунные	2,1	1,3	0,75
	Композиционные	1,16	0,74	0,43

В эксплуатации силы нажатия тормозных колодок на оси подвижного состава значительно отличаются друг от друга, поэтому при тормозных расчетах пользуются методом приведения. Суть метода заключается в определении такого коэффициента трения тормозных колодок $\varphi_{кр}$, отличающегося от φ_k чтобы тормозная сила B_T в любом месте расчета была одинаковая, равная истинному значению:

$$B_T = K_d \cdot \varphi_k = K_p \cdot \varphi_{кр}. \quad (3.12)$$

Сила трения между колесом и колодкой оказывается в несколько раз меньше силы нажатия колодки на колесо. Отношение φ_k в механике называется «коэффициентом трения» [2].

Для стандартных чугунных колодок действительный коэффициент трения

определяют по формуле:

$$\varphi_k = 0,6 \cdot \frac{16K + 100}{80K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (3.13)$$

где K – сила нажатия на тормозную колодку, тс.

Для тормозных колодок с повышенными фрикционными качествами действительный коэффициент трения колодок о колесо определяют по формулам:

– для чугунных тормозных колодок с повышенным содержанием фосфора:

$$\varphi_k = 0,5 \cdot \frac{16K + 100}{52K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (3.14)$$

– для композиционных колодок:

$$\varphi_k = 0,44 \cdot \frac{K + 20}{4K + 20} \cdot \frac{V + 150}{2V + 150} \quad (3.15)$$

где K - сила нажатия на тормозную колодку, тс;

V – средняя скорость движения в i -м интервале торможения км/ч.

Основными факторами, влияющими на величину коэффициентов трения являются скорость движения, удельная сила нажатия колодки на колесо и материал колодки. Стоит отметить, что с уменьшением скорости движения коэффициент трения увеличивается (таблицы 3.7, 3.8).

Таблица 3.7 - Действительный коэффициент трения φ_k чугунных колодок

Сила нажатия K , тс	Скорость движения V , км/ч												
	10	20	30	40	50	60	80	100	120	140	160	180	200
0,5	0,278	0,278	0,241	0,216	0,198	0,185	0,167	0,154	0,145	0,139	0,134	0,130	0,126
1	0,284	0,232	0,201	0,180	0,166	0,155	0,139	0,129	0,122	0,116	0,112	0,108	0,105
1,5	0,248	0,203	0,176	0,158	0,145	0,135	0,122	0,113	0,106	0,101	0,098	0,095	0,092
2	0,223	0,183	0,158	0,142	0,131	0,122	0,110	0,102	0,096	0,091	0,088	0,085	0,083
2,5	0,205	0,168	0,146	0,131	0,120	0,112	0,101	0,093	0,088	0,084	0,081	0,078	0,076
3	0,192	0,157	0,136	0,122	0,112	0,104	0,094	0,087	0,082	0,078	0,075	0,073	0,071
3,5	0,181	0,148	0,128	0,115	0,106	0,099	0,089	0,082	0,077	0,074	0,071	0,069	0,067
4	0,172	0,141	0,122	0,109	0,100	0,094	0,084	0,078	0,074	0,070	0,068	0,066	0,064
4,5	0,165	0,135	0,117	0,105	0,096	0,090	0,081	0,075	0,071	0,067	0,065	0,063	0,061
5	0,158	0,130	0,112	0,101	0,093	0,086	0,078	0,072	0,068	0,065	0,062	0,060	0,059
6	0,149	0,122	0,105	0,095	0,087	0,081	0,073	0,068	0,064	0,061	0,059	0,057	0,055
7	0,141	0,116	0,100	0,090	0,083	0,077	0,069	0,064	0,061	0,058	0,056	0,054	0,053
8	0,136	0,111	0,096	0,086	0,079	0,074	0,067	0,062	0,058	0,055	0,053	0,052	0,050
9	0,131	0,107	0,093	0,083	0,077	0,071	0,064	0,060	0,056	0,054	0,052	0,050	0,049

Таблица 3.8 - Действительный коэффициент трения φ_k композиционных колодок

Сила нажатия K , тс	Скорость движения V , км/ч									
	10	20	30	40	60	80	100	120	160	200
0,5	0,386	0,367	0,351	0,339	0,319	0,304	0,293	0,284	0,270	0,261
1	0,362	0,344	0,330	0,318	0,299	0,286	0,275	0,267	0,254	0,245
1,5	0,342	0,326	0,312	0,301	0,283	0,270	0,260	0,252	0,240	0,232
2	0,325	0,309	0,296	0,286	0,269	0,256	0,247	0,239	0,228	0,220
2,5	0,311	0,295	0,283	0,273	0,257	0,245	0,236	0,228	0,218	0,210
3	0,298	0,283	0,271	0,261	0,246	0,235	0,226	0,219	0,209	0,201
3,5	0,286	0,272	0,261	0,251	0,237	0,226	0,217	0,211	0,201	0,194
4	0,276	0,262	0,251	0,242	0,228	0,218	0,210	0,203	0,193	0,187

Тормозная сила колодки выражается произведением коэффициента трения φ_k на силу нажатия K . Для исключения зависимости φ_k от K , коэффициент трения определяют при одном условно выбранном параметре. Этот коэффициент трения приобретает значение расчетного $\varphi_{кр}$.

Отсюда получается расчетное тормозное нажатие:

$$K_p = \frac{\varphi_k}{\varphi_{кр}} \cdot K_d \quad (3.16)$$

Принимают, что у тормозных колодок одного типа коэффициент трения, независимо от нажатия, равен некоторому расчетному значению, полученному по формулам (3.13) и (3.14), при $K_d = 2,7$ тс для чугунных стандартных и фосфористых тормозных колодок и близкому в эксплуатации к силе нажатия чугунной тормозной колодки четырехосного грузового вагона при среднем режиме торможения.

По формуле (3.15) при $K_d = 1,6$ тс для композиционных тормозных колодок получаем:

– для чугунных стандартных тормозных колодок:

$$\varphi_{кр} = 0,27 \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (3.17)$$

– для чугунных тормозных колодок с содержанием фосфора 1 – 1,4 %:

$$\varphi_{кр} = 0,3 \cdot \frac{V+100}{5V+100}; \quad (3.18)$$

– для композиционных тормозных колодок:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \cdot \frac{V+150}{2V+150}. \quad (3.19)$$

Подставив значения φ_k , используя формулы (3.13) – (3.15) и из формул (3.17) – (3.19) получают следующие выражения для определения K_p :

– для чугунных стандартных тормозных колодок:

$$K_p = 2,22 \cdot \frac{16K_d + 100}{80K_d + 100} \cdot K_d; \quad (3.20)$$

– для чугунных тормозных колодок с содержанием фосфора 1 – 1,4 %:

$$K_p = 1,67 \cdot \frac{16K_d + 100}{52K_d + 100} \cdot K_d; \quad (3.21)$$

– для композиционных тормозных колодок:

$$K_p = 1,22 \cdot \frac{K_d + 20}{4K_d + 20} \cdot K_d. \quad (3.22)$$

Отношение суммарного расчетного тормозного нажатия тормозных колодок вагона к его весу брутто называют расчетным коэффициентом силы нажатия тормозных колодок δ_p , который в зависимости от типа колодок грузового вагона находится по следующим формулам:

1) при композиционных тормозных колодках:

– для груженого и среднего режимов воздухораспределителя:

$$\delta_p = \frac{mK_p}{T + Q}; \quad (3.23)$$

– для порожнего режима:

$$\delta_p = \frac{mK_{рк}}{T}, \quad (3.24)$$

где $K_{рк}$ – расчетное нажатие на одну композиционную тормозную колодку;

2) при чугунных тормозных колодках:

– для груженого режима воздухораспределителя:

$$\delta_p = \frac{mK_{рч}}{T + Q}, \quad (3.25)$$

где Q - вес груза (грузоподъемность вагона);

– для порожнего режима воздухораспределителя:

$$\delta_p = \frac{mK_{рч}}{T}, \quad (3.26)$$

где m - число тормозных колодок вагона;

T - вес тары вагона (таблица 3.9);

$K_{рч}$ - расчетное нажатие на одну чугунную тормозную колодку.

Таблица 3.9 - Учетная масса грузовых вагонов

Тип вагонов	Масса тары, т	Учетная масса вагонов с грузом, т
Четырехосные полувагоны и платформы	20-26	85
Крытые вагоны грузоподъемностью 60-63 т	21-23	84
Крытые для перевозки скота	24-25	55
Хоппер-дозаторы	23	83
Цистерны емкость 60 м ³	23-26	84
Шестиосные полувагоны	32	125
Шестиосные цистерны	36	125
Восьмиосные полувагоны	44-45	170
Восьмиосные цистерны	48	168

Расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок δ_p для всех типов вагонов можно определить также по расчетным нажатиям тормозных колодок колесной пары или по нажатию одной тормозной колодки вагона:

$$\delta_p = \frac{mK_p}{q_0} = \frac{K_p}{P_k}, \quad (3.27)$$

где m - число тормозных колодок колесной пары;

q_0 - статическая нагрузка от колесной пары на рельс,

P_k - нагрузка от колеса на рельс, приведенная к одной тормозной колодке,

$$P_k = \frac{q_0}{m}. \quad (3.28)$$

Отношение суммарного расчетного тормозного нажатия поезда к его весу называют коэффициентом расчетного тормозного нажатия поезда (тормозным коэффициентом):

$$\vartheta_p = \frac{\sum_1^m K_p}{P_{\text{л}} + \sum Q_{\text{в}}}, \quad (3.29)$$

где $P_{\text{л}}$ - учетный вес локомотива;

$Q_{\text{в}}$ - вес состава поезда.

Значение ϑ_p является показателем возможности безопасной эксплуатации вагона, поскольку оно регламентирует единое наименьшее тормозное нажатие на 100 т массы (или 1000 кН веса), т.е. $1000 \vartheta_p$. Нормативы различны для поездов, сформированных из груженых и порожних вагонов, поэтому коэффициенты δ_p и ϑ_p необходимо определять для вагонов с чугунными колодками на груженом и порожнем режимах торможения, а с композиционными, кроме того, и на среднем режиме. Это связано с тем, что при композиционных колодках у груженых вагонов необходимая тормозная эффективность может быть достигнута в основном на среднем режиме, однако допускается применение и груженого режима торможения, если это обеспечивается другими расчетными характеристиками [75].

Расчетный тормозной коэффициент состава принимают равным его полному значению, если рассчитывают тормозные пути при экстренном режиме торможения, которые используются при определении расстояний для ограждения мест производства работ и внезапно возникших препятствий. Если учитывают применение полного служебного торможения, расчетный тормозной коэффициент принимают 0,8 его полного расчетного значения.

При остановках на станциях и отдельных пунктах, предусмотренных графиком движения, значение расчетного тормозного коэффициента принимают равным 0,5 его полного расчетного значения. При регулировочных торможениях, применяемых для поддержания заданной скорости движения, значения

расчетного тормозного коэффициента принимают в зависимости от степени пневматического торможения по таблице 3.10.

Таблица 3.10 - Расчетный тормозной коэффициент при регулировочном торможении

Показатели	Грузовые поезда			Пассажирские поезда		
	Ступени служебного торможения			Ступени служебного торможения		
	I	II	III	I	II	III
Расчетный тормозной коэффициент, % от полного значения				35	60	85
груженный режим	30	50	70			
порожний режим	50	65	80			

Тормозную силу принято определять как сумму действительных сил нажатия тормозных колодок, умноженную на действительный коэффициент трения тормозных колодок $\varphi_{кр}$:

$$B_T = 1000 \sum K \cdot \varphi_{кр} \quad (3.30)$$

Удельная тормозная сила, кгс/т, определяется по формуле:

$$b_T = 1000 \frac{\sum K}{Q} \cdot \varphi_{кр} = 1000 \cdot \vartheta \cdot \varphi_{кр} \quad (3.31)$$

Значение удельной тормозной силы определяют при наибольшей скорости в начале торможения.

Если в поезде находятся вагоны, имеющие разные типы колодок (чугунные, композиционные), необходимо приводить силу нажатия разнотипных колодок к единой эквивалентной силе исходя из равенства тормозных путей при тех и других колодках.

Согласно данным, представленным в [75], при скоростях движения до 50 км/ч эффективность действия композиционных и чугунных колодок при торможении примерно одинакова, т.е. расчетная сила нажатия на ось чугунных

колодок пассажирского вагона 10 тс (9 тс, 8 тс) соответствует силе нажатия композиционных колодок 4,5 тс (4,0 тс, 3,5 тс). С увеличением скорости эффективность композиционных колодок повышается, и при скорости 160 км/ч сила нажатия композиционных колодок 4,5 тс эквивалентна 13 тс при чугунных колодках [75].

При использовании груженого режима воздухораспределителей приведенную силу нажатия композиционных колодок принимают равной 8,5 тс.

3.2 Разработка основных положений методики моделирования тепловых процессов в цельнокатаном колесе при торможении

В условиях эксплуатации колеса вагонов могут подвергаться различным воздействия (тепловым, механическим и технологическим), которые приводят к сложному напряженно-деформированному состоянию. Тепловые воздействия на колесо происходят в результате фрикционного взаимодействия колеса с тормозными колодками при различных режимах торможения, механические - с передачей нагрузки от вагона на путь.

Правильная оценка тепловых и деформационных процессов в ЦКК при различных режимах торможения в основном зависит от правильного расчета тепловложения, обусловленного трением между колесом и тормозной колодкой [56]. Приведенные ниже расчеты относятся к различным режимам торможения при использовании чугунных или композиционных тормозных колодок [49].

Для расчетной оценки температурных полей, деформаций и напряжений в колесах вагонов при торможении необходимо определить количество теплоты, вводимое на поверхности контакта тормозной колодки с ободом колеса при различных условиях торможения [49].

Основные положения методики анализа параметров тепловых воздействий на ЦКК при торможении основываются на общепринятых подходах, изложенных в работах ряда ученых [19, 22, 45, 49].

В зависимости от конкретных задач при тормозных расчетах поездов используют следующие методы решения дифференциальных уравнений движения:

- 1) аналитический метод расчета по интервалам скорости (метод суммирования);
- 2) аналитический метод расчета интегрированием уравнения движения поезда при установившемся торможении;
- 3) метод расчета численным интегрированием по интервалам времени;
- 4) графический метод;
- 5) метод расчета по номограммам;
- 6) численное интегрирование системы дифференциальных уравнений.

Для определения тормозного пути и времени как экстренного, так и служебных видов торможений в данной работе целесообразно применять метод суммированием [11].

Для определения действительного времени торможения состава необходимо знать такие параметры торможения, как основное удельное сопротивление движению, режим воздухораспределителя, коэффициент трения тормозных колодок, коэффициент тормозного нажатия состава, удельную силу торможения и другие.

Действительный тормозной путь вычисляют в результате суммирования тормозных путей, определяемых по интервалам скорости, при условии постоянства тормозной силы, удельного сопротивления движению и уклона в принятом интервале скоростей [11]:

$$S_{\text{д}} = \sum \frac{500 \cdot [V_{\text{н}}^2 - V_{\text{к}}^2]}{\xi \cdot (b_{\text{т}} + \omega_{\text{ox}} + \omega_i)}, \quad (3.32)$$

где $V_{\text{н}}$ и $V_{\text{к}}$ - начальная и конечная скорости поезда в рассматриваемом интервале скоростей движения;

ξ - замедление поезда под действием удельной замедляющей силы;

$b_{\text{т}}$ - удельная тормозная сила при средней скорости в каждом интервале, кгс/т;

ω_{ox} - удельное сопротивление движению поезда при средней скорости в каждом интервале, кгс/т;

ω_i - удельное замедляющее или ускоряющее усилие, вызванное весом поезда при движении по уклону железнодорожного пути, кгс/т.

Значение ξ (замедление поезда под действием замедляющей силы, равной 1 Н/т с учетом инерции вращающихся масс) принимают для грузовых и пассажирских поездов равным 120.

При определении тормозного пути на спусках свыше 20 ‰ следует учитывать приращение скорости поезда при расчете как подготовительного, так и действительного тормозного пути, т.е. увеличивать начальную скорость в первом расчетном интервале на 5 км/ч.

Ускорение a_i определяется зависимостью [2]:

$$a_i = \frac{V_H^2 - V_K^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot \Delta S_d} \quad (3.33)$$

Общее время торможения складывается из фактического времени торможения t_ϕ и подготовительного t_π :

$$t_{\text{общ}} = t_\phi + t_\pi.$$

В течение подготовительного времени t_π тормоза не работают и поезд проходит подготовительный путь S_π . По истечении этого времени, после наполнения тормозных цилиндров, тормоза мгновенно срабатывают и поезд проследует остальную часть тормозного пути при полной силе нажатия тормозных колодок. Стоит отметить неоднородность по времени наполнения тормозных цилиндров головных и хвостовых вагонов, что отмечается в работе [12].

Для определения количества выделившейся теплоты учитывалась только составляющая t_ϕ , которая определяется формулой:

$$t_\phi = \sum \frac{V_H - V_K}{3,6 \cdot a_i} \quad (3.35)$$

В качестве примера расчетной оценки интенсивности выделения тепла в паре «колодка – колесо» автором рассмотрен вариант экстренного торможения грузового поезда (таблица 3.11, таблица 3.12), массой 4892 т (состоящего из 50 четырехосных полувагонов и двухсекционного локомотива ВЛ80к – учетный вес 192 тс, количество автотормозных осей - 8), со скорости 120 км/ч на площадке ($i=0$) бесстыкового пути. Значение ξ принято равным 120. Сила нажатия (K_d) для четырехосного полувагона принималась при груженом режиме воздухораспределителя (см. таблица 3.6).

Значения действительного тормозного пути, полученного по методике суммирования по интервалам скоростей, составили 1054 м при композиционных колодках и 1894 м - при чугунных [80].

Подготовительный путь для состава от 200 до 300 осей с начальной скорости 120 км/ч на площадке пути (с уклоном $i=0$ ‰) составит 334 м. Таким образом, полный тормозной путь при композиционных колодках составил 1388 м, в пересчете на чугунные – 2228 м. По номограммам (рисунки 2.6, 2.19), представленным в работе [75] тормозной путь грузового поезда при экстренном торможении на площадке составляет: при композиционных колодках $\vartheta_p = 0,204 - S \approx 1390$ м, при чугунных $\vartheta_p = 0,297 - S \approx 2100$ м. Таким образом, погрешность расчетных значений тормозного пути в сравнении со значениями по номограммам не превышает 6 %, что свидетельствует о хорошей сходимости результатов [80].

По методике А. П. Анисимова [2] количество тепла, равное количеству работы трения определяется по формуле:

$$Q_i = \frac{K_{d(max)} \varphi_k \Delta S_d}{t_i} m \xi, \quad (3.36)$$

где $K_{d(max)}$ - максимальная действительная сила нажатия тормозной колодки на колесо;

φ_k - коэффициент трения;

ΔS_d - действительный тормозной путь в i -м интервале скоростей движения;

m – количество тормозных колодок;

ξ - коэффициент разделения тепловых потоков между колесом и колодкой;

t_i - время действительного торможения в i -м интервале скоростей движения.

Данная формула позволяет произвести аналитический анализ избыточной объемной температур при фрикционном взаимодействии. Однако для определения граничных условий и компьютерного моделирования тепловых процессов необходимо определить интенсивность тепловложений на поверхности контакта обода колеса с колодкой.

На основании допущений и полученных значений фактического времени торможения, тепловыделение в контакте тормозной колодки с ободом колеса определяется следующим образом. Расчет теплоты, выделяющейся при торможении, производится из условия, что 90 % кинетической энергии вагона при торможении преобразуется в тепловую энергию в восьми колесах 4-осного грузового вагона [49].

Кинетическая энергия состава при торможении [80] определяется по формуле:

$$\Omega = \frac{m \cdot V^2}{2}, \quad (3.37)$$

где m - масса поезда, т;

V - начальная скорость торможения, м/с.

Таблица 3.11 - Расчетные данные действительного тормозного пути при использовании чугунных тормозных колодок

V_n	V_k	φ_k	K_δ	$\varphi_{кр}$	K_p	ω_o	ω_x	ω_{ox}	ΣK	Q	ϑ	$b_m, \text{кгс/м}$	t_ϕ	S_δ
120	110	0,076	3,8	0,086	3,358	2,394	8,06375	2,616157	1455	4892	0,297	25,580	10,6398	339,8824
110	100	0,078	3,8	0,089	3,358	2,168	7,20375	2,365724	1455	4892	0,297	26,341	10,4504	304,8033
100	90	0,081	3,8	0,092	3,358	1,960	6,41375	2,134391	1455	4892	0,297	27,235	10,21465	269,5533
90	80	0,084	3,8	0,095	3,358	1,768	5,69375	1,922159	1455	4892	0,297	28,299	9,926714	234,3808
80	70	0,088	3,8	0,099	3,358	1,594	5,04375	1,729027	1455	4892	0,297	29,587	9,579611	199,5752
70	60	0,093	3,8	0,105	3,358	1,436	4,46375	1,554996	1455	4892	0,297	31,179	9,164856	165,4766
60	50	0,099	3,8	0,112	3,358	1,296	3,95375	1,400065	1455	4892	0,297	33,194	8,671923	132,4877
50	40	0,107	3,8	0,120	3,358	1,172	3,51375	1,264235	1455	4892	0,297	35,830	8,087484	101,0936
40	30	0,117	3,8	0,133	3,358	1,066	3,14375	1,147506	1455	4892	0,297	39,424	7,394286	71,88889
30	20	0,133	3,8	0,150	3,358	0,977	2,84375	1,049877	1455	4892	0,297	44,616	6,56945	45,62118
20	10	0,157	3,8	0,177	3,358	0,904	2,61375	0,971349	1455	4892	0,297	52,774	5,581836	23,25765
10	0	0,201	3,8	0,227	3,358	0,849	2,45375	0,911922	1455	4892	0,297	67,459	4,387801	6,094167
												Сумма	100,7	1894,11

Таблица 3.12 - Расчетные данные действительного тормозного пути при использовании композиционных тормозных колодок

V_n	V_k	φ_k	K_d	$\varphi_{кр}$	K_p	ω_o	ω_x	ω_{ox}	ΣK	Q	ϑ	$b_m, \text{кгс/м}$	t_ϕ	S_d
120	110	0,232	2,4	0,251	2,216	2,394	8,064	2,616	998	4892	0,204	51,232	5,571173	177,968
110	100	0,236	2,4	0,255	2,216	2,168	7,204	2,366	998	4892	0,204	52,038	5,514327	160,8345
100	90	0,240	2,4	0,259	2,216	1,960	6,414	2,134	998	4892	0,204	52,938	5,447344	143,7494
90	80	0,245	2,4	0,264	2,216	1,768	5,694	1,922	998	4892	0,204	53,951	5,369288	126,7749
80	70	0,250	2,4	0,270	2,216	1,594	5,044	1,729	998	4892	0,204	55,099	5,279079	109,9808
70	60	0,256	2,4	0,276	2,216	1,436	4,464	1,555	998	4892	0,204	56,411	5,175452	93,44567
60	50	0,263	2,4	0,284	2,216	1,296	3,954	1,400	998	4892	0,204	57,925	5,056913	77,2584
50	40	0,271	2,4	0,293	2,216	1,172	3,514	1,264	998	4892	0,204	59,691	4,921672	61,5209
40	30	0,280	2,4	0,303	2,216	1,066	3,144	1,148	998	4892	0,204	61,778	4,767561	46,35129
30	20	0,291	2,4	0,315	2,216	0,977	2,844	1,050	998	4892	0,204	64,282	4,591922	31,88834
20	10	0,305	2,4	0,330	2,216	0,904	2,614	0,971	998	4892	0,204	67,343	4,391444	18,29768
10	0	0,323	2,4	0,349	2,216	0,849	2,454	0,912	998	4892	0,204	71,170	4,161952	5,78049
												Сумма	60,2	1053,85

Средняя мощность за время торможения:

$$q = \frac{\Omega}{t}, \quad (3.38)$$

где t - фактическое время торможения, с.

Средняя мощность выделяемого тепла за время торможения при использовании композиционных и чугунных колодок определяется формулами:

$$q_k = \frac{\Omega}{t_k}; \quad (3.39)$$

$$q_{\text{ч}} = \frac{\Omega}{t_{\text{ч}}}, \quad (3.40)$$

где t_k , $t_{\text{ч}}$ - время торможения для соответствующего типа тормозных колодок (композиционные, чугунные).

При расчете тепловложений автором рассматривается фактическое время торможения, которое составляет 60 с при использовании композиционных колодок и 101 с - при чугунных (см. таблица 3.11, таблица 3.12). Начальная скорость принимается равной $V = 120 \frac{\text{км}}{\text{ч}} = 33,33 \text{ м/с}$ [80].

Тогда кинетическая энергия состава при торможении будет равна:

$$\Omega = \frac{4892 \cdot 10^3 \cdot 33,33^2}{2} = 2717234,249 \text{ кДж}. \quad (3.41)$$

Средняя мощность за время торможения при использовании композиционных и чугунных колодок составляет:

$$q_k = \frac{2717234,249}{60} = 45287,238 \text{ кВт}; \quad (3.42)$$

$$q_{\text{ч}} = \frac{2717234,249}{101} = 26903,31 \text{ кВт}. \quad (3.43)$$

Мощность теплового потока на каждом из колес составляет:

$$q_k^1 = \frac{q_k}{m_{\text{л}} + m_{\text{в}} \cdot n} = \frac{45287,238}{16 + 8 \cdot 50} = 108,86 \text{ кВт}; \quad (3.44)$$

$$q_{\text{ч}}^1 = \frac{q_{\text{ч}}}{m_{\text{л}} + m_{\text{в}} \cdot n} = \frac{26903,31}{16 + 8 \cdot 50} = 64,67 \text{ кВт}. \quad (3.45)$$

При КПД $\eta = 0,95$ для композиционной колодки и $\eta = 0,8$ для чугунной:

$$q_k^2 = q_k^1 \cdot \eta = 108,86 \cdot 0,95 = 103,417 \text{ кВт}; \quad (3.46)$$

$$q_{\text{ч}}^2 = q_{\text{ч}}^1 \cdot \eta = 64,67 \cdot 0,8 = 51,736 \text{ кВт}. \quad (3.47)$$

Для определения суммарной площади воздействия теплового потока на поверхность катания колеса автором учитывалась ширина тормозной колодки и геометрические параметры колеса (с учетом текущего износа). Согласно [11] ширина чугунной тормозной колодки составляет 0,08 м. Согласно ТУ 2571-028-00149386-2000 [90] черт. 25610-Н ширина композиционной колодки также равна 0,08 м. Площадь поверхности введения тепла на поверхности катания колеса составляет $S = 2\pi r \cdot h$, где r – радиус колеса (0,475 м), h – ширина тормозной колодки, м. Площадь поверхности составляет $S = 0,239 \text{ м}^2$ [84].

Средняя мощность:

$$q_k^{2\text{ср}} = \frac{q_k^1 \cdot \eta}{S} = \frac{103,417}{0,239} = 432,71 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} = 43,27 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}; \quad (3.48)$$

$$q_{\text{ч}}^{2\text{ср}} = \frac{q_{\text{ч}}^1 \cdot \eta}{S} = \frac{51,736}{0,239} = 216,468 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} = 21,65 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}. \quad (3.49)$$

Так как значение массы локомотива, по сравнению с массой всего состава невелико, а также рассматривается состав из вагонов с одинаковыми геометрическими и весовыми характеристиками, допустимо осуществлять расчет интенсивности тепловых потоков применительно к одиночному вагону.

В этом случае кинетическая энергия вагона:

$$\Omega = \frac{m \cdot V^2}{2} = \frac{94 \cdot 10^3 \cdot 33,33^2}{2} = 52211,778 \text{ кДж}. \quad (3.50)$$

Расчетное время экстренного торможения принимается в зависимости от материала тормозных колодок: 60 с при композиционных и 101 с – при чугунных.

$$q_k = \frac{\Omega}{t} = \frac{52211,778}{60} = 870,196 \text{ кВт}; \quad (3.51)$$

$$q_{\text{ч}} = \frac{\Omega}{t} = \frac{52211,778}{101} = 516,948 \text{ кВт}. \quad (3.52)$$

На каждом из восьми колес четырехосного вагона выделяется мощность:

$$q_k^1 = \frac{q_k}{8} = \frac{870,196}{8} = 108,775 \text{ кВт}; \quad (3.53)$$

$$q_{\text{ч}}^1 = \frac{q_{\text{ч}}}{8} = \frac{516,948}{8} = 64,62 \text{ кВт}. \quad (3.54)$$

При КПД $\eta=0,95$ для композиционной колодки и $\eta=0,8$ для чугунной получаем:

$$q_k^2 = q_k^1 \cdot \eta = 108,775 \cdot 0,95 = 103,336 \text{ кВт}; \quad (3.55)$$

$$q_{\text{ч}}^2 = q_{\text{ч}}^1 \cdot \eta = 64,62 \cdot 0,8 = 51,696 \text{ кВт}. \quad (3.56)$$

Удельная мощность, выделяемая на единице поверхности площадки в контакте колесо-колодка составляет:

$$q_k^{2\text{ср}} = \frac{q_k^1 \cdot \eta}{S} = \frac{103,336}{0,239} = 432,368 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} = 43,24 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}; \quad (3.57)$$

$$q_{\text{ч}}^{2\text{ср}} = \frac{q_{\text{ч}}^1 \cdot \eta}{S} = \frac{51,696}{0,239} = 216,301 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} = 21,63 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}. \quad (3.58)$$

Сравнивая результаты, полученные по формулам (3.48) – (3.49) и (3.57) – (3.58), можно сделать вывод, что погрешность не превышает 1 % и в дальнейшем расчет тепловложений в колесо допустимо производить применительно к одному вагону (при допущении, что состав состоит из однотипных вагонов).

Полученные в результате расчета значения средних тепловложений в колесо $q^{2\text{ср}}$ и t_i являются исходными данными для анализа тепловых процессов в ЦКК при торможении.

Следует отметить, что при анализе тепловых воздействий на колесо в расчетах по методике, указанной в [49] мощность тепловых нагрузок ранее принималась постоянной на всем отрезке торможения – от начала торможения до его окончания. Однако, такой подход можно считать приближенным, так как в процессе торможения интенсивность выделяемого тепла в паре «колесо – колодка» зависит от скорости вращения колеса (скорости движения состава) и различается во времени, что отражено в методике А. П. Анисимова. Так как при расчете действительного тормозного пути и фактического времени торможения были сначала посчитаны данные значения для интервалов скоростей, через 10 км,

автором предлагается подсчет мощности тепловложений вести в заданных интервалах [80].

Отличительной особенностью разработанной методики является дифференцированная оценка интенсивности тепловых нагрузок на колесо в зависимости от текущей скорости движения.

В разработанной методике при расчете действительного тормозного пути, фактического времени торможения и мощности тепловых потоков рассматриваются интервалы скоростей, через 10 км/ч.

В этом случае:

$$\Omega_i = \frac{m \cdot (V_i^2 - V_{i+1}^2)}{2}; \quad (3.59)$$

$$q_i = \frac{\Omega_i}{t_i}, \quad (3.60)$$

где Ω_i - кинетическая энергия в заданном интервале скоростей торможения, кДж;

m – масса поезда, т;

t_i - время торможения в заданном интервале скоростей торможения, с;

V_i, V_{i+1} - соответственно начальная и конечная скорости торможения в заданном интервале, м/с;

Реализация данного подхода представлена на примере результатов расчета тепловложений при торможении вагона по варианту рассмотренному выше (таблица 3.13).

Таблица 3.13 - Коэффициенты мощности тепловыделений в контакте тормозной колодки с ободом колеса по интервалам скорости

Интервал скорости	Ω_i , кДж	t_{ik} , с	q_{ik} , кВт/см ²	$t_{iч}$, с	$q_{iч}$, кВт/см ²
1	2	3	4	5	6
120-110	8341,049	5,5	74,39	10,6	32,8
110-100	7615,741	5,5	68,62	10,4	30,49
100-90	6890,432	5,4	62,85	10,2	28,22

Продолжение таблицы 3.13

1	2	3	4	5	6
90-80	6165,123	5,3	57,05	9,9	25,99
80-70	5439,815	5,3	51,2	9,6	23,76
70-60	4714,506	5,2	45,26	9,2	21,52
60-50	3989,198	5,1	39,2	8,7	19,25
50-40	3263,889	4,9	32,95	8,1	16,89
40-30	2538,58	4,8	26,46	7,4	14,36
30-20	1813,272	4,6	19,62	6,6	11,55
20-10	1087,963	4,4	12,31	5,6	8,16
10-0	362,6543	4,2	4,33	4,4	3,46
Сумма	52222,22	60,2	-	100,7	-

Суммарная кинетическая энергия, посчитанная по интервалам скоростей, совпадает с кинетической энергией, посчитанной по формуле (3.50).

На рисунке 3.1 изображена диаграмма изменения мощности тепловложений в зависимости от текущей скорости грузового вагона при торможении, полученная по интервалам скоростей торможения, составляющим 10 км/ч [80].

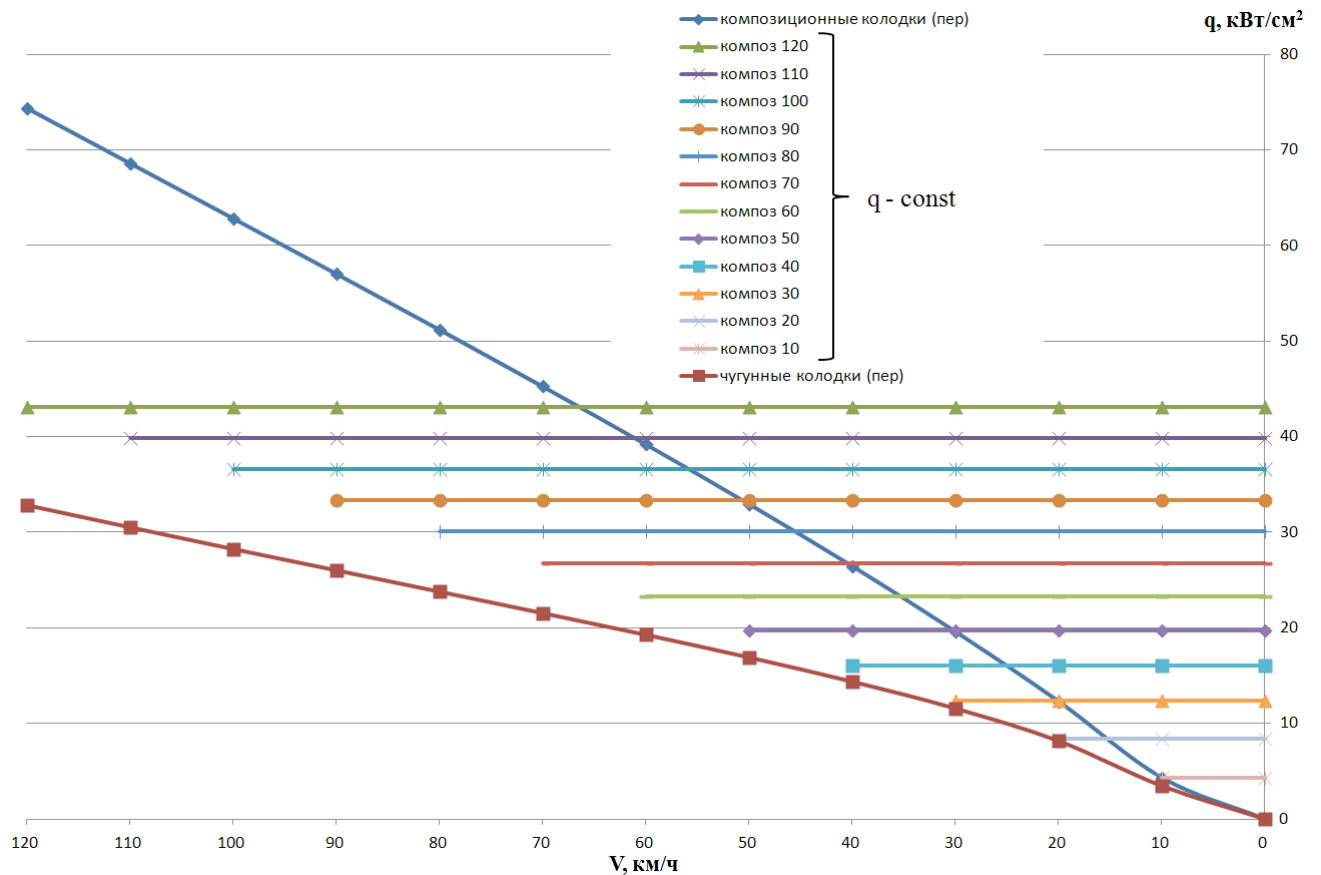


Рисунок 3.1 - Изменение значений мощности тепловложений в ЦКК с учетом скорости в момент начала торможения вагона в зависимости от типа тормозной колодки

В таблице 3.14 приведены данные изменения значений коэффициента мощности тепловложений в ЦКК в зависимости от скорости торможения, рассчитанные по применяемой методике [80].

Таблица 3.14 – Средневзвешенные значения коэффициентов мощности тепловложений при торможении до полной остановки

Начальная скорость торможения, км/ч	Значения среднего коэффициента мощности тепловложений, Вт/см ²	
	Композиционные колодки	Чугунные колодки
1	2	3
120-0	43,07	21,7
110-0	39,88	20,39

Продолжение таблицы 3.14

1	2	3
100-0	36,65	19,07
90-0	33,39	17,72
80-0	30,07	16,34
70-0	26,7	14,91
60-0	23,26	13,42
50-0	19,73	11,85
40-0	16,09	10,14
30-0	12,34	8,26
20-0	8,43	6,09
10-0	4,33	3,46

3.3 Моделирование тепловых процессов и оценка тепловых нагрузений колес при торможении

При определении фактического времени торможения состава и количества тепла, выделяющегося при торможении, в методике учитываются следующие параметры:

- начальная и конечная скорости поезда в расчетном интервале V_n и V_k км/ч;
- основное удельное сопротивление движению $\omega_{ох}$, кгс/т;
- уклон пути i , ‰;
- режим воздухораспределителя (груженный, средний, порожний);
- осевая нагрузка q_0 , т;
- расчетный коэффициент трения тормозных колодок φ_k ;
- сила нажатия тормозных колодок, действительная K_0 и расчетная K_p , тс;
- тип тормозных колодок (чугунные, композиционные);
- количество тормозных колодок на одно колесо;
- расчетный коэффициент тормозного нажатия поезда ϑ_p , тс/т;
- вес состава, т;

– тип торможения (экстренное, полное служебное, ступень торможения).

Рассматривается влияние указанных параметров (некоторые из них объединены из-за того, что они взаимозависимы при расчете тормозного пути) на количество тепла, выделяющегося при торможении, и на максимальные значения температур в ободу колеса.

Как отмечалось в работах других авторов [2, 49], в основе процесса торможения лежит преобразование кинетической энергии поезда в тепловую. Распределение тепла между колесом и колодкой при их взаимодействии, значительным образом зависит от материала из которого изготовлена тормозная колодка. При композиционных тормозных колодках 95 % выделяемого при торможении тепла поступает в колесо, а при чугунных тормозных колодках коэффициент разделения тепловых потоков принимается равным 0,8 для колеса и 0,2 для тормозной колодки при одностороннем торможении и соответственно – 0,6 и 0,4 при двухстороннем торможении [49]. Представленные значения коэффициентов разделения тепловых потоков использовались в исследованиях тепловых процессов в ЦКК при торможении.

В качестве исходного примера, с которым будет производиться сравнение, при изменении параметров торможения принят вариант расчета тормозного пути и времени торможения, представленный в таблице 3.12 для экстренного торможения со скорости 120 км/ч состава из 50 груженых полувагонов на роликовых подшипниках и двухсекционного локомотива с учетным весом 192 т на площадке ($i=0$) бесстыкового пути. Значение ξ принято равным 120.

На рисунке 3.2 представлено распределение максимальных температур на поверхности катания колеса для двух вариантов расчета: 1 – постоянный коэффициент тепловложений на всем интервале торможения; 2 – дифференцированный коэффициент тепловложений, рассчитанный на каждом интервале (по 10 км/ч) снижения скорости движения по разработанной методике. В отличие от [2] производился уточненный расчет коэффициента тепловложений

для каждого узла зоны теплопритоков (см. таблица 3.13) в зависимости от размера конечных элементов, с шагом по времени, равным 0,1 с.

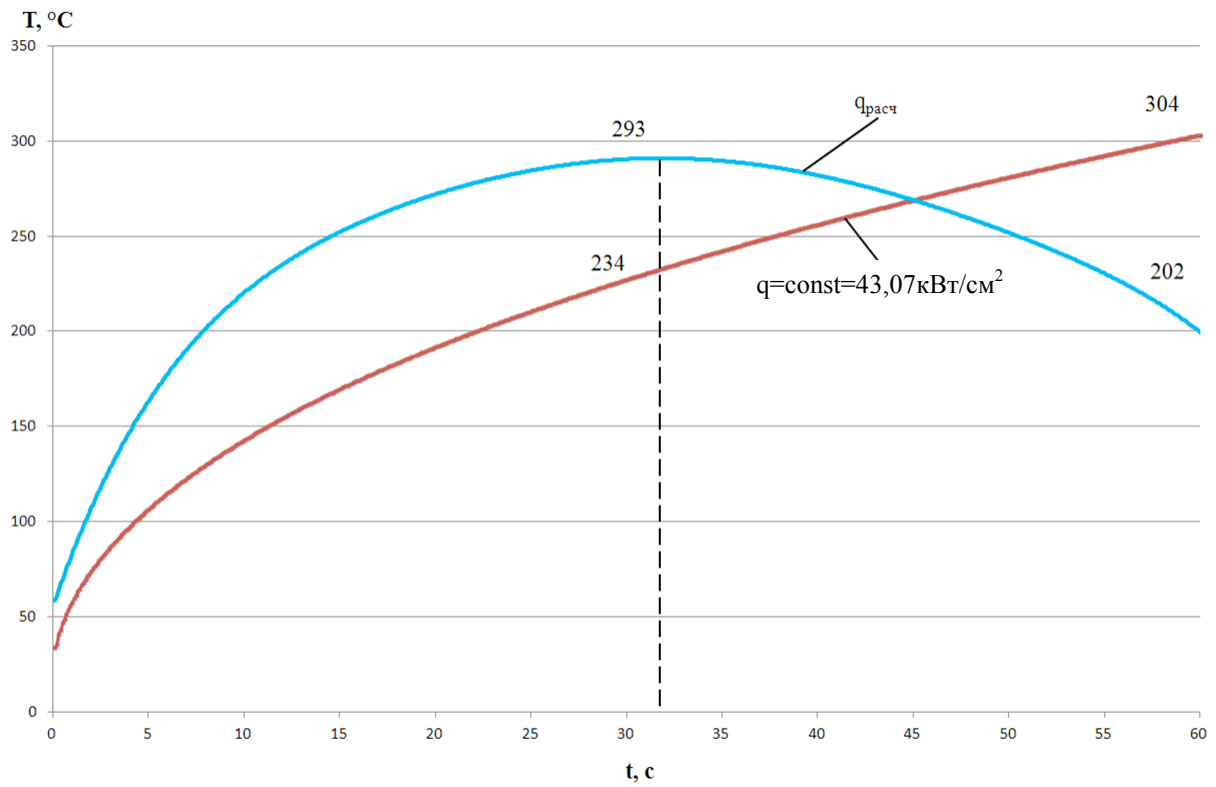
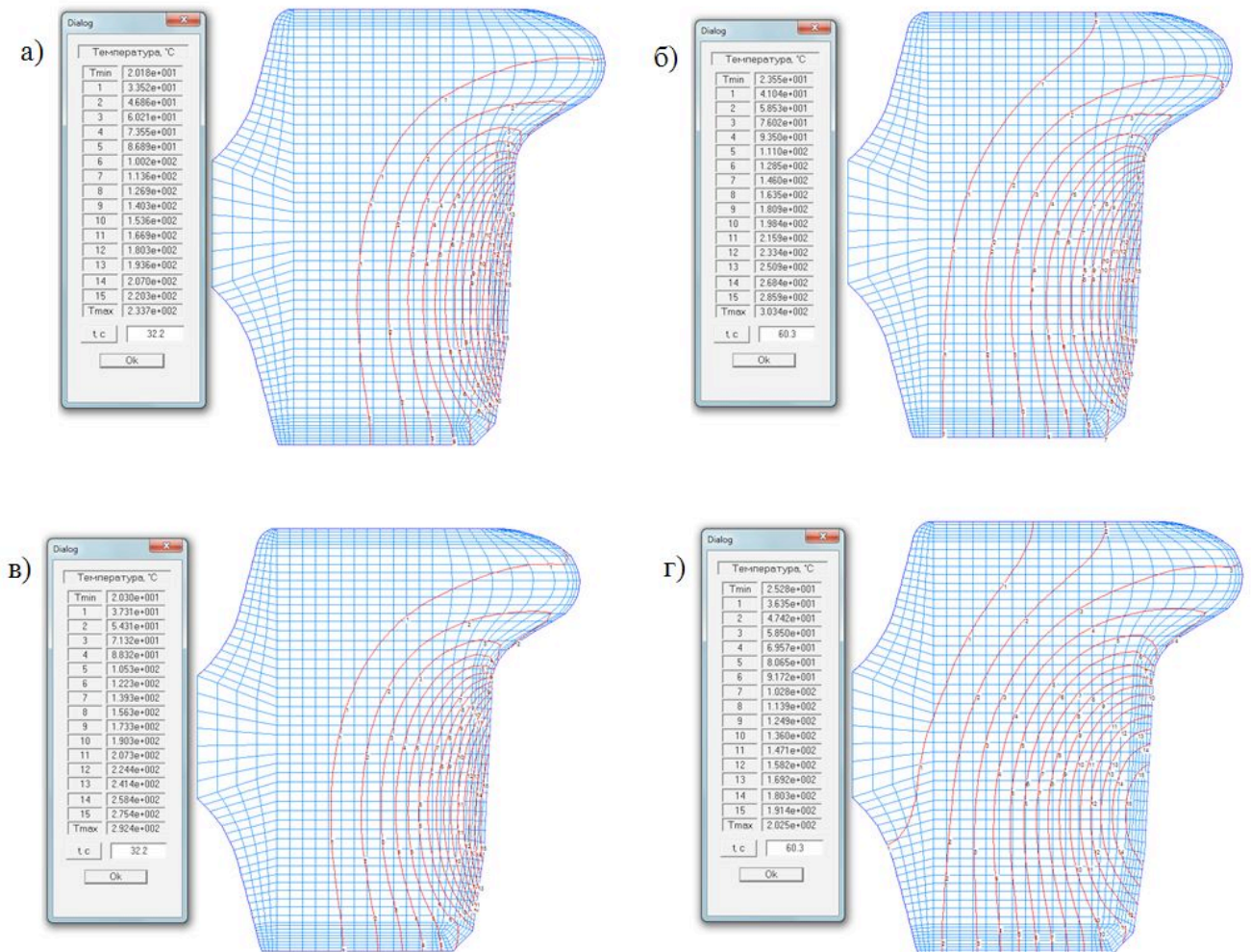


Рисунок 3.2 - График распределения температур на поверхности катания колеса при постоянном коэффициенте тепловложений и коэффициенте тепловложений, рассчитанном на каждом интервале (по 10 км/ч) снижения скорости движения

Как видно из рисунка 3.2, максимальная температура при расчете по разработанной методике получается не в момент окончания торможения, а гораздо раньше, поэтому сравним распределение температур в глубь колеса для двух моментов времени – в момент максимального нагрева по варианту 2 – 32,3 с и в момент окончания торможения – 60,3 с (рисунок 3.3).



а и б – для варианта 1, время 32,3 и 60,3 секунд соответственно;

в и г – для варианта 2, время 32,3 и 60,3 секунд соответственно

Рисунок 3.3 - Распределение температур в ободе колеса при экстренном торможении со 120 км/ч

Как видно из рисунка 3.3, в момент времени 32,3 секунды повышение температуры на 30 °C и более произошло до расстояния 52 мм в глубь обода при переменных коэффициентах мощности тепловложений по разработанной методике, в то время как при постоянном коэффициенте мощности тепловложений - на 49 мм.

В момент окончания торможения при расчетном коэффициенте температура значительно ниже максимальной, с 32,3 секунд идет незначительное охлаждение и перераспределение теплоты в глубь обода. Таким образом, в момент окончания

торможения при переменных значениях коэффициента мощности тепловложений по разработанной методике значительное повышение температуры (30 °С и более) произошло до расстояния 72 мм в глубь обода, а при постоянном – на 64 мм.

На рисунках 3.4 и 3.5 представлен характер распределения температур и градиентов температур в момент окончания торможения в глубь обода по линии из центра зоны взаимодействия колеса и колодки.

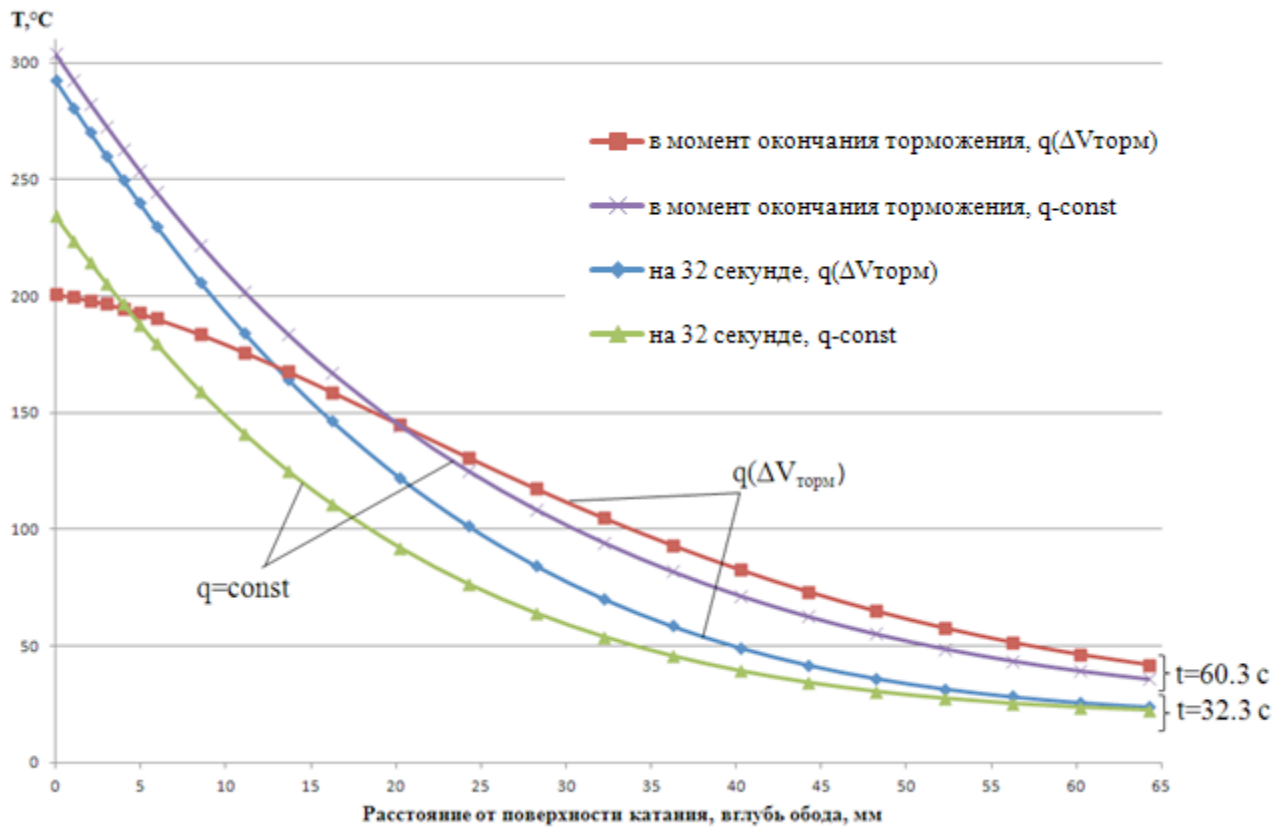


Рисунок 3.4 - Графики распределения температур по сечению обода на расстояние до 65 мм от поверхности катания

Как видно на рисунке 3.4, в момент окончания торможения температура по разработанной методике перераспределяется более интенсивно в глубь обода колеса, а в приповерхностном слое происходит выравнивание температур и значения составляют около 200 °С, что практически на 100 °С ниже, чем по расчету с постоянными значениями мощности тепловложений. Хотя, если рассматривать весь период торможения, то значения максимальных температур различаются незначительно, порядка 10 °С, в разные промежутки времени. Это

имеет принципиальное значение при решении термомодеформационных задач, т.к. значительное повышение температуры в приповерхностных слоях и, как следствие, снижение прочностных характеристик стали, в сочетании с механическим нагружением в результате реализации контактного взаимодействия колеса с рельсом, приводит к формированию и накоплению пластических деформаций высокого уровня на поверхности катания колеса, что ведет к ускоренному исчерпанию запаса пластичности материала и последующему усталостному разрушению.

На рисунке 3.5 видно, что в момент окончания экстренного торможения градиент температур, при расчете по разным методикам, существенным образом различается. Так, при коэффициенте тепловложений, определенном по интервалам скоростей торможения, градиент температур в приповерхностном слое ниже аналогичного, чем при постоянном коэффициенте тепловложений, практически в 5 раз.

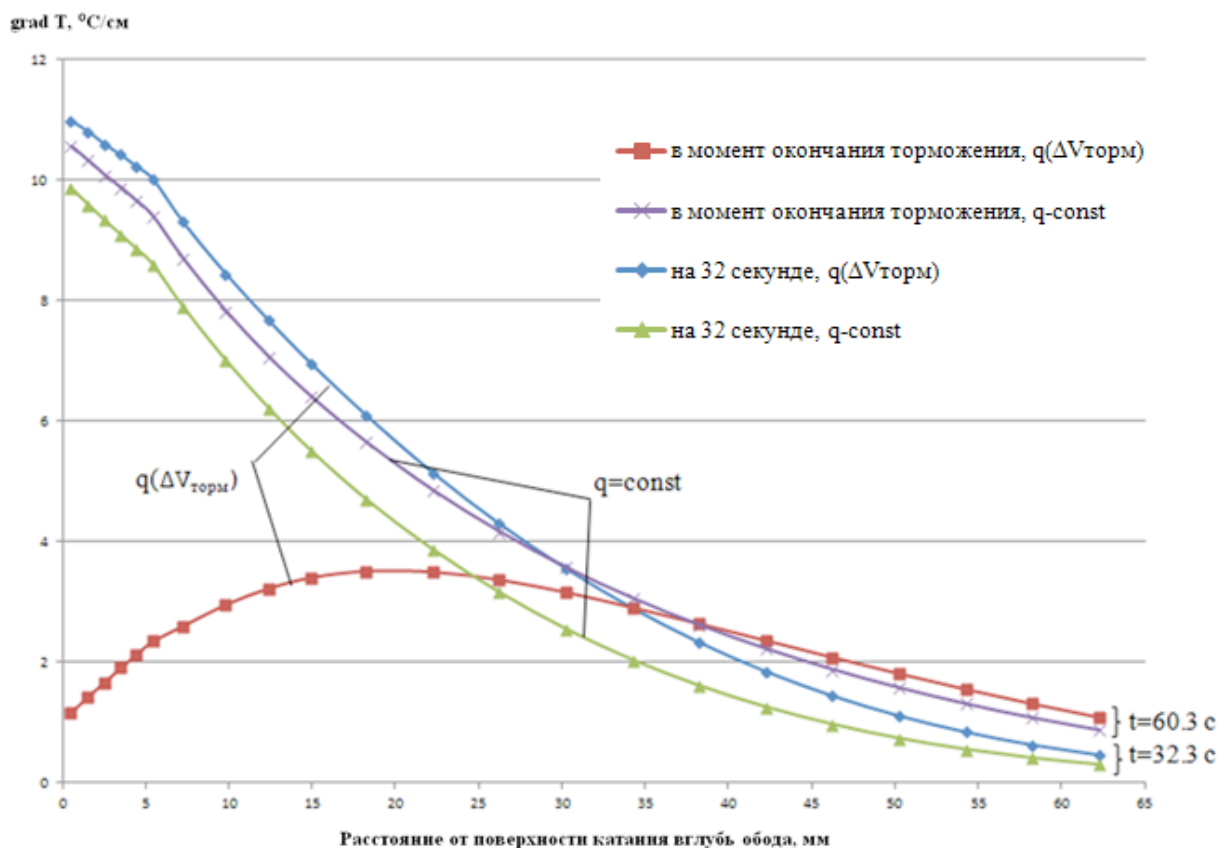


Рисунок 3.5 - Графики распределения градиента температур по сечению обода на расстоянии до 65 мм от поверхности катания

3.4 Оценка и обоснование влияния различных факторов на максимальный нагрев ЦКК

На рисунке 3.6 представлены кривые изменения значений максимальных температур на поверхности катания колеса при экстренном торможении и вариантов расчета коэффициента мощности тепловложений: *постоянного* (3.57), (3.58) в течение всего торможения ($43,07 \text{ Вт/см}^2$ – композиционная колодка, $21,63 \text{ Вт/см}^2$ – чугунная колодка), а также дифференцированной оценки интенсивности тепловложений в колесо с учетом текущей скорости движения по разработанной методике с интервалами скоростей, равными 10 км/ч (см. таблицу 3.13) для различного типа тормозных колодок [80].

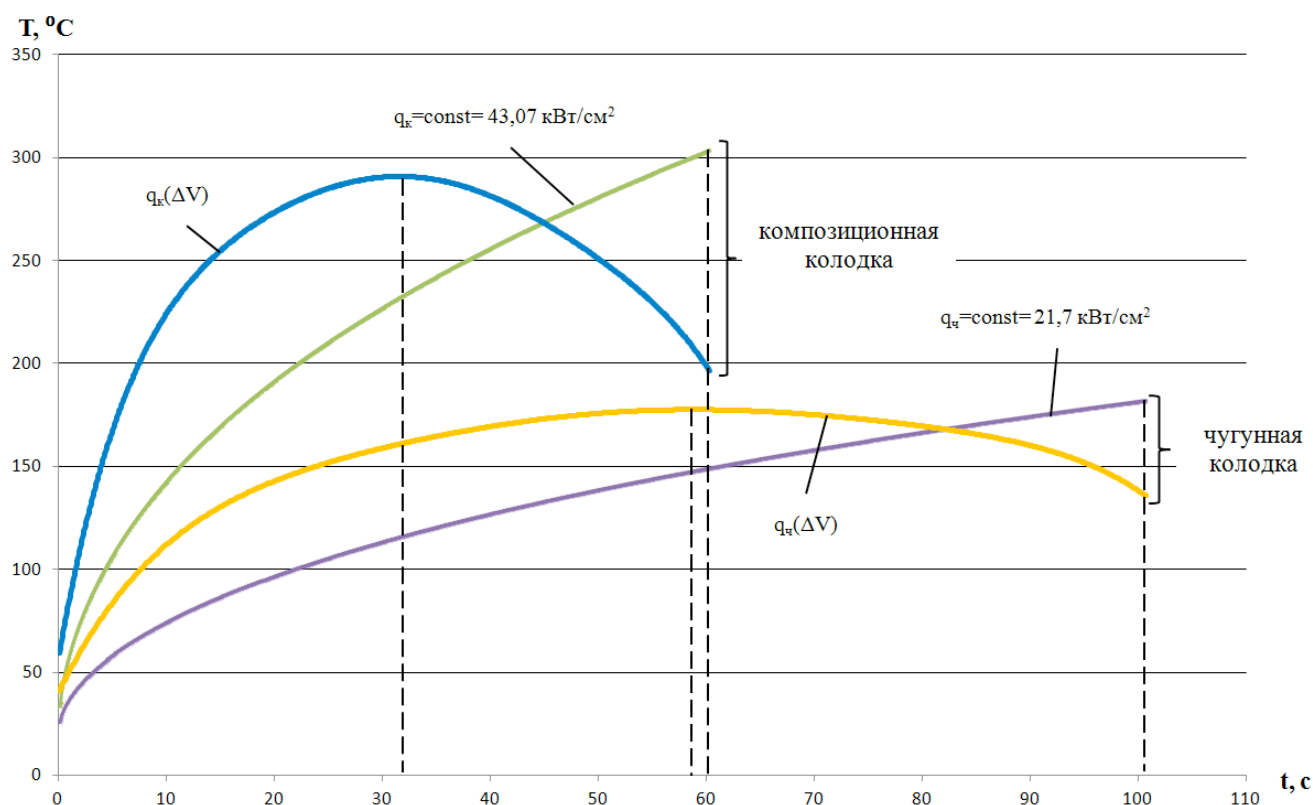


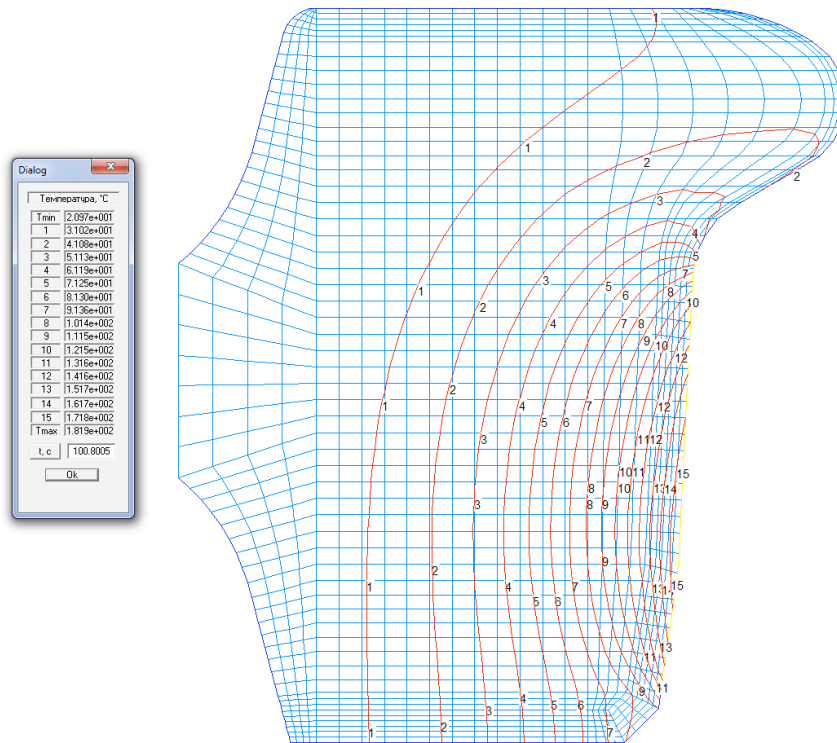
Рисунок 3.6 - Распределение значений максимальных температур на поверхности катания колеса при различных коэффициента мощности тепловложений и типах тормозных колодок

Анализ приведенных кривых свидетельствует о том, что использование постоянного значения коэффициента мощности тепловложений в течение всего

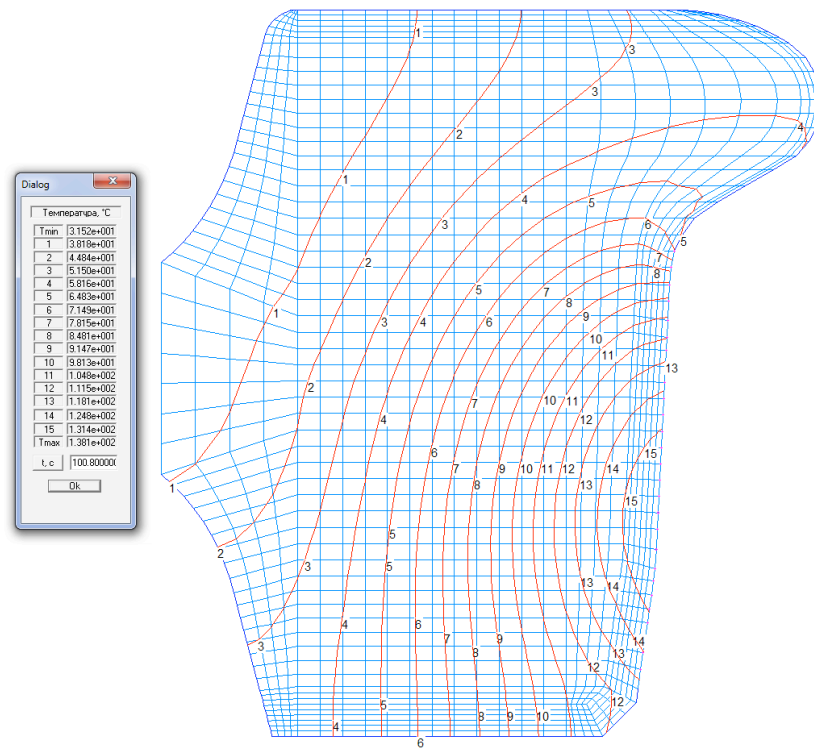
периода торможения обеспечивает рост максимальных температур на всем отрезке торможения с максимальными значениями в конце торможения (202 °С при композиционных колодках, 138 °С – при чугунных колодках). При моделировании процессов тепловых нагрузений ЦКК, используя дифференцированную оценку мощности тепловложений в зависимости от текущей скорости движения, значения максимальных температур получены не в конце торможения, как в случае с постоянными коэффициентами тепловложений в течение всего периода взаимодействия с тормозной колодкой, а по истечении порядка 60 % времени после начала торможения. Это объясняется тем, что с уменьшением скорости движения интенсивность теплового потока, выделяемого в колесо, снижается и при наличии интенсивного теплопереноса в обод колеса температура на поверхности катания незначительно снижается. Это принципиально важный результат, который имеет определяющее значение при моделировании последовательных циклов снижения скорости (притормаживании) до требуемой скорости, а не до полной остановки. Эта ситуация наиболее часто встречается в эксплуатации, особенно при следовании поезда по спуску.

На рисунке 3.7 представлено распределение температур в сечении обода колеса в момент окончания экстренного торможения при использовании чугунной тормозной колодки.

a)



б)



а) постоянная мощность б) мощность, зависящая от скорости движения

Рисунок 3.7 - Распределение температур в ободу колеса в момент окончания экстренного торможения при использовании чугунных колодок с коэффициентом мощности тепловложений

3.4.1 Влияние начальной скорости торможения на тепловые процессы в ЦКК

Для оценки влияния начальной скорости поезда при торможении на максимальные значения температур на поверхности катания колеса проведено компьютерное моделирование экстренного торможения для четырех начальных скоростей: 120, 90, 60 и 30 км/ч на участке бесстыкового пути с уклоном ($i \neq 0$). Значение ξ принималось равным 120, сила нажатия (K_d) для четырехосного полувагона принималась при груженом режиме воздухораспределителя, тормозные колодки - композиционные. Значения коэффициента теплопритоков определялись по методике, изложенной в работе [2]. Результаты компьютерного моделирования представлены на рисунке 3.8.

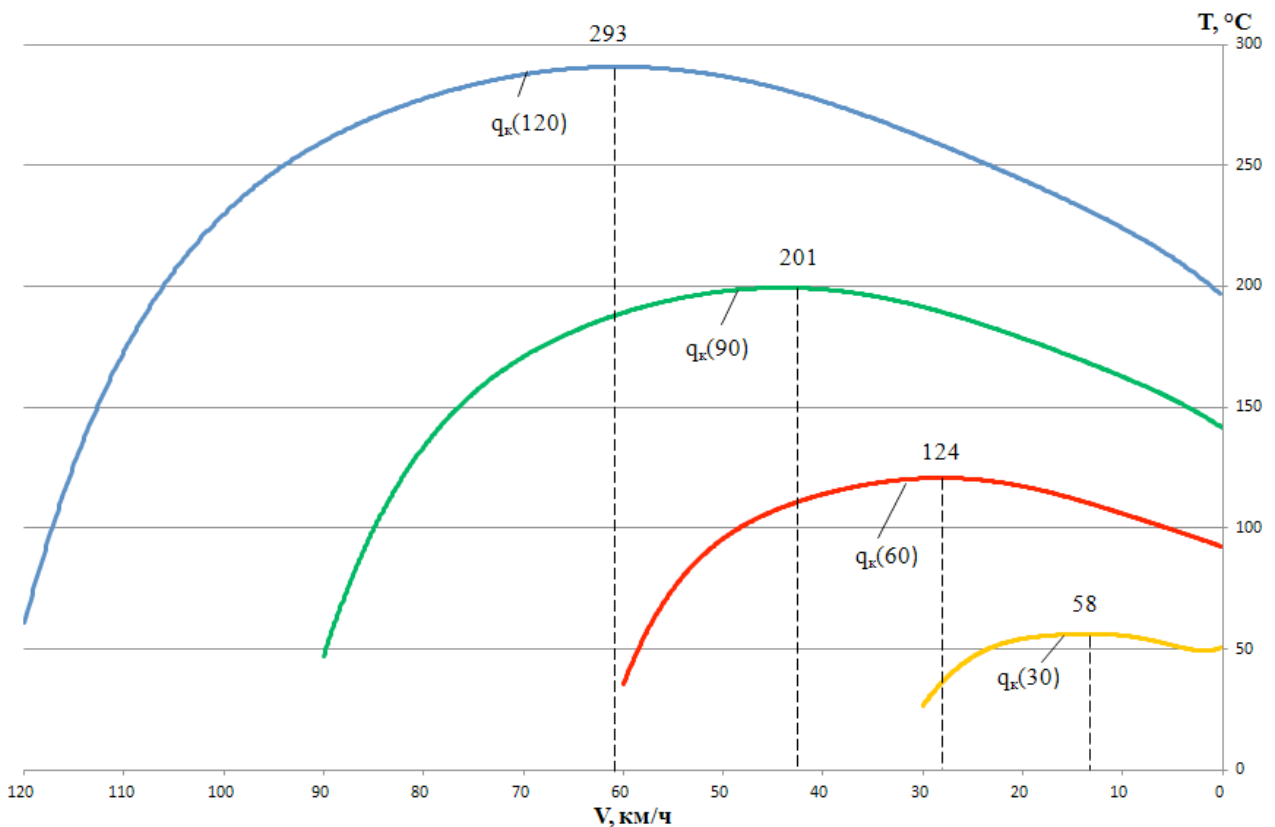


Рисунок 3.8 – График изменения максимальных значений температур на поверхности катания обода колеса при торможении с начальных скоростей 120, 90, 60 и 30 км/ч

Анализ представленных результатов свидетельствует о том, что максимальные значения температур существенно и практически прямо пропорционально зависят от начальной скорости при торможении. Пропорциональная зависимость максимальных температур определяется отсутствием фазовых превращений в рассматриваемом диапазоне температур и, как следствие, постоянством теплофизических характеристик структурного состава обода колеса. Аналогичные результаты были получены и для других режимов торможения: служебного, длительного и т.д.

3.4.2 Влияние режима воздухораспределителя

Для моделирования процесса торможения порожнего подвижного состава рассмотрен полувагон 12-132 с массой тары 24 тс. Согласно данным, указанным в таблице 3.6, значение действительного тормозного нажатия при композиционных колодках для четырехосного полувагона на порожнем режиме составляет $K_d=0,82$ тс. Результаты расчета действительного тормозного пути сведены в таблице 3.15 и таблице 3.16.

Таблица 3.15 – Определение действительного тормозного пути (порожний режим)

V_n	φ_k	$\varphi_{кр}$	K_p	ω_o	ω_x	$\omega_{ох}$	ΣK	Q	ϑ	b_m	t_ϕ	S_ϕ
120	0,274	0,251	0,895	7,33	8,06	7,43	470	1392	0,338	84,74	3,25	103,97
110	0,279	0,255	0,895	6,45	7,20	6,55	470	1392	0,338	86,08	3,24	94,46
100	0,284	0,259	0,895	5,63	6,41	5,74	470	1392	0,338	87,57	3,22	84,85
90	0,289	0,264	0,895	4,88	5,69	5,00	470	1392	0,338	89,24	3,18	75,17
80	0,295	0,270	0,895	4,20	5,04	4,32	470	1392	0,338	91,14	3,14	65,48
70	0,302	0,276	0,895	3,58	4,46	3,70	470	1392	0,338	93,31	3,09	55,83
60	0,310	0,284	0,895	3,03	3,95	3,16	470	1392	0,338	95,81	3,03	46,31
50	0,320	0,293	0,895	2,55	3,51	2,68	470	1392	0,338	98,73	2,96	36,98
40	0,331	0,303	0,895	2,13	3,14	2,27	470	1392	0,338	102,19	2,87	27,92
30	0,344	0,315	0,895	1,78	2,84	1,93	470	1392	0,338	106,33	2,77	19,24
20	0,361	0,330	0,895	1,50	2,61	1,65	470	1392	0,338	111,39	2,65	11,06
10	0,381	0,349	0,895	1,28	2,45	1,44	470	1392	0,338	117,72	2,52	3,50
											35,9	624,75

$$S=S_{\text{д}}+S_{\text{т}}=625+334=959 \text{ м.}$$

При загрузке вагона и осевой нагрузке 15 тс, $K_{\text{д}}=1,48$ (средний режим).

Таблица 3.16 – Определение действительного тормозного пути (средний режим)

$V_{\text{н}}$	$\varphi_{\text{к}}$	$\varphi_{\text{кр}}$	$K_{\text{р}}$	$\omega_{\text{о}}$	$\omega_{\text{х}}$	$\omega_{\text{ох}}$	ΣK	Q	ϑ	$b_{\text{м}}$	$t_{\text{ф}}$	$S_{\text{д}}$
120	0,254	0,251	1,496	3,35	8,06	3,64	711	3192	0,223	55,88	5,04	161,01
110	0,258	0,255	1,496	3,00	7,20	3,25	711	3192	0,223	56,76	5,00	145,80
100	0,263	0,259	1,496	2,67	6,41	2,90	711	3192	0,223	57,74	4,95	130,55
90	0,268	0,264	1,496	2,37	5,69	2,57	711	3192	0,223	58,85	4,88	115,32
80	0,273	0,270	1,496	2,10	5,04	2,28	711	3192	0,223	60,10	4,81	100,20
70	0,280	0,276	1,496	1,85	4,46	2,01	711	3192	0,223	61,53	4,72	85,25
60	0,287	0,284	1,496	1,63	3,95	1,77	711	3192	0,223	63,18	4,62	70,56
50	0,296	0,293	1,496	1,44	3,51	1,56	711	3192	0,223	65,11	4,50	56,24
40	0,307	0,303	1,496	1,27	3,14	1,39	711	3192	0,223	67,39	4,36	42,41
30	0,319	0,315	1,496	1,13	2,84	1,24	711	3192	0,223	70,12	4,20	29,20
20	0,334	0,330	1,496	1,02	2,61	1,12	711	3192	0,223	73,46	4,02	16,76
10	0,353	0,349	1,496	0,93	2,45	1,02	711	3192	0,223	77,63	3,81	5,30
											54,9	958,59

$$S=S_{\text{д}}+S_{\text{т}}=959+334=1293 \text{ м.}$$

По номограмме (см. рисунок 2.19), представленной в [11], при $\vartheta_{\text{р}} = 0,338$ тормозной путь с начальной скорости 120 км/ч составляет 970 м, при $\vartheta_{\text{р}} = 0,223$ тормозной путь со 120 км/ч составляет – 1285 м.

В таблице 3.17 представлены значения времени торможения и мощности тепловложений для трех режимов воздухораспределителя по интервалам скоростей движения при торможении.

Таблица 3.17 - Значения мощности и времени тепловложений в зависимости от режима воздухораспределителя

Интервал скорости	Время торможения, с			Мощность тепловложений, кВт/см ²		
	порожний	средний	груженный	порожний	средний	груженный
120-110	3,3	5,0	5,5	32,51	52,48	74,39
110-100	3,2	5,0	5,5	29,83	48,32	68,62
100-90	3,2	5,0	5,4	27,19	44,17	62,85
90-80	3,2	4,9	5,3	24,57	40,03	57,05
80-70	3,1	4,8	5,3	21,96	35,87	51,2
70-60	3,1	4,7	5,2	19,34	31,67	45,26
60-50	3,0	4,6	5,1	16,7	27,39	39,2
50-40	3,0	4,5	4,9	14,0	23,01	32,95
40-30	2,9	4,4	4,8	11,21	18,46	26,46
30-20	2,8	4,2	4,6	8,3	13,68	19,62
20-10	2,6	4,0	4,4	5,2	8,58	12,31
10-0	2,5	3,8	4,2	1,83	3,02	4,33
Сумма	35,9	54,9	60,2	-	-	-

На рисунке 3.9 представлен график изменения значений максимальных температур на поверхности катания колеса при трех режимах воздухораспределителя при экстренном торможении с начальной скорости 120 км/ч.

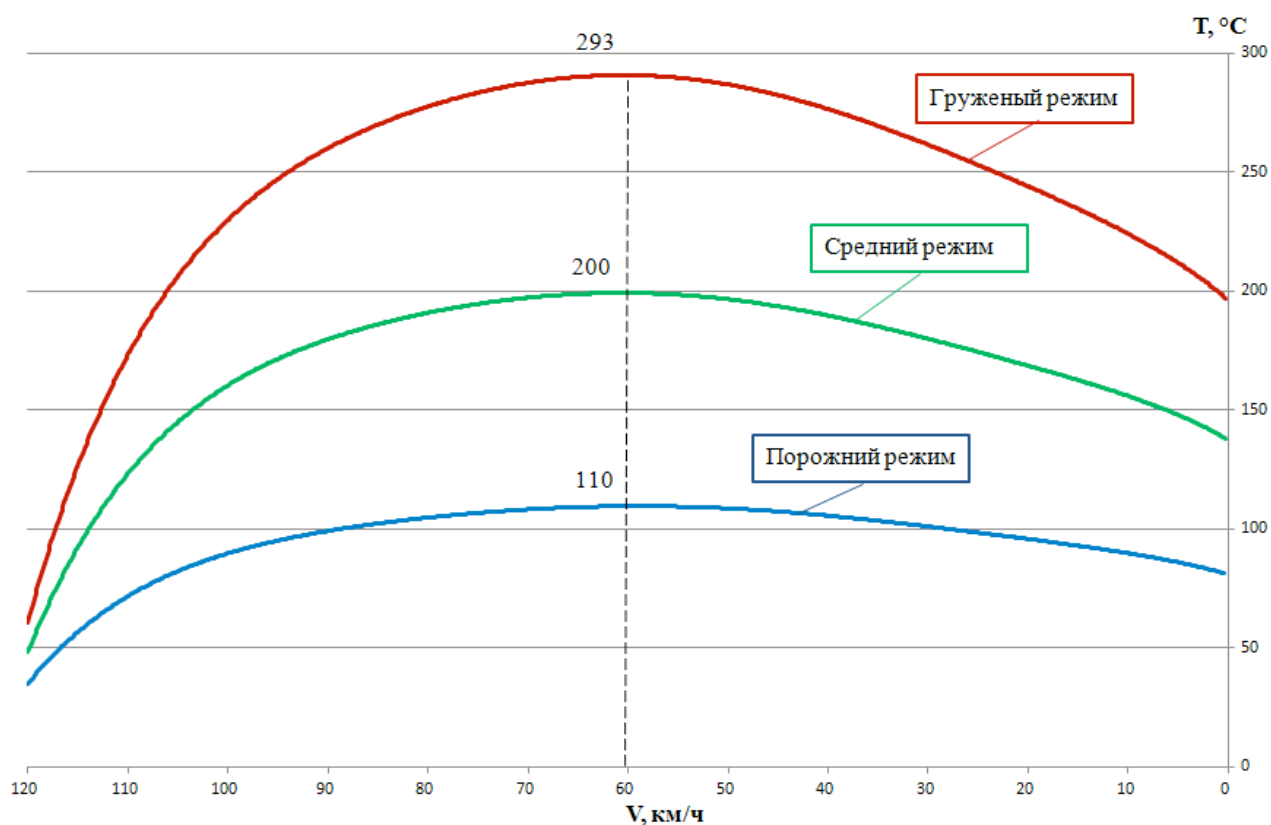


Рисунок 3.9 – График изменения максимальных значений температур при различных режимах загрузки вагона и режимах воздухораспределителя

Таким образом, в зависимости от режима воздухораспределителя, а соответственно от загрузки вагона и силы нажатия тормозных колодок, температура нагрева значительно варьируется, причем при полной загрузке колесо нагревается гораздо интенсивнее.

3.4.3 Влияние уклона пути

Рассмотрим влияние профиля (уклона) пути на интенсивность нагрева колес при торможении.

Полное опробование автотормозов перед затяжными спусками крутизной 0,018 и более производится с выдержкой в заторможенном состоянии в течение 10 мин и проверкой перед проведением опробования целостности тормозной магистрали всего поезда.

Согласно [92] затяжными спусками считаются уклоны пути крутизной $8 \leq i < 10 \text{ ‰}$ протяженностью $l \geq 8$ км, $10 \leq i < 14 \text{ ‰}$ протяженностью

$l \geq 6$ км, $14 \leq i < 17$ ‰ протяженностью $l \geq 5$ км, $17 \leq i < 20$ ‰ протяженностью $l \geq 4$ км и $i \geq 20$ ‰ протяженностью $l \geq 2$ км.

Для оценки влияния профиля (уклона) пути на нагрев колес при торможении выполнено моделирование для уклонов в диапазоне от минус 20 до плюс 20 ‰ с шагом 5 ‰. При моделировании уклона пути в расчете учитывалось изменение как кинетической, так и потенциальной энергии поезда:

$$E = E_k + E_p. \quad (3.61)$$

При движении по наклонной плоскости вниз – работа положительна, при движении вверх – отрицательна.

Расчетные данные представлены в Приложении Б.

Результаты моделирования представлены на рисунке 3.10.

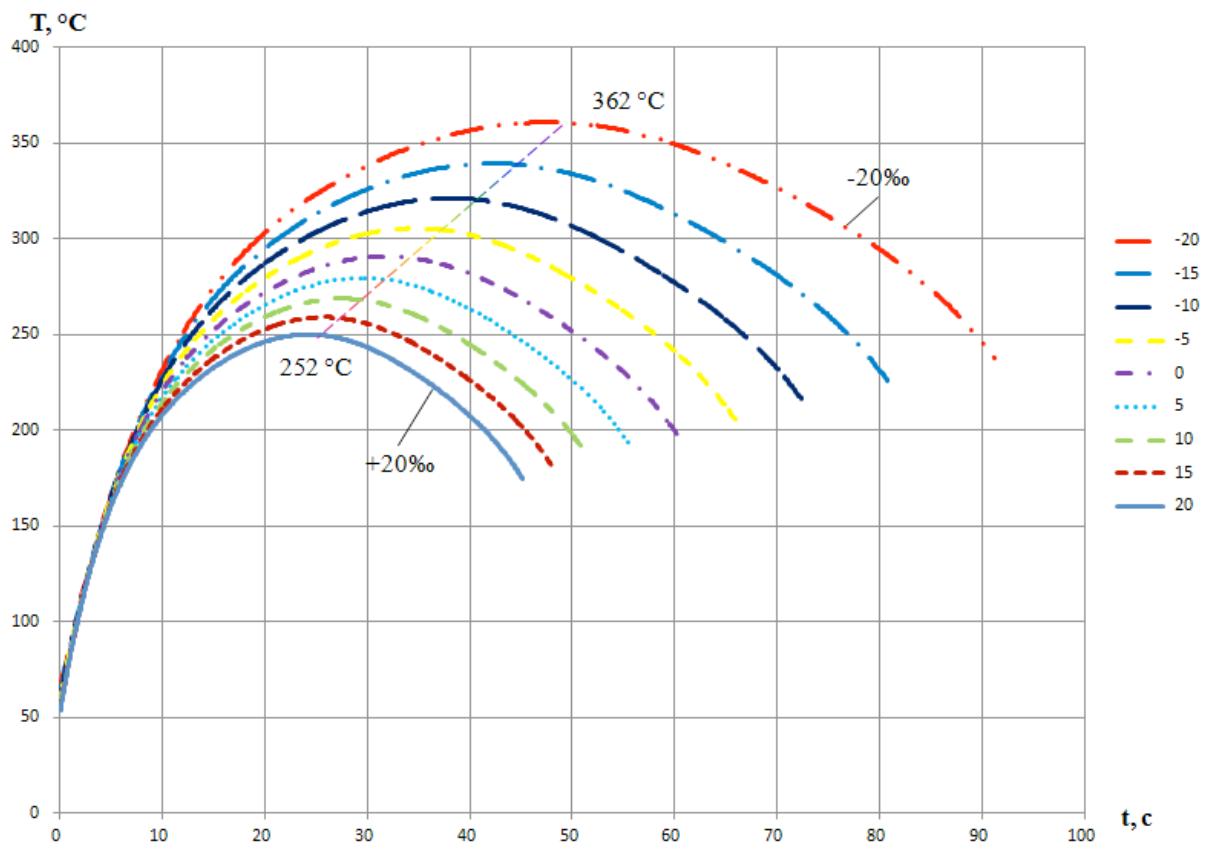


Рисунок 3.10 – График изменения значений максимальных температур на поверхности катания обода колеса при экстренном торможении на пути с различной величиной руководящего уклона

Анализ результатов свидетельствует о том, что уклон пути оказывает существенное влияние на значения максимальных температур (362 °С при торможении на спуске с уклоном 20 ‰, 252 °С – при торможении на подъеме с уклоном 20 ‰).

3.4.4 Влияние толщины обода колеса

В процессе эксплуатации колесо изнашивается. Для оценки влияния толщины обода на значения максимальных температур при торможении рассмотрены следующие варианты: новое (неизношенное) колесо с толщиной обода 70 мм, с толщиной обода – 40 мм и 22 мм.

При расчете тепловложений принималось во внимание, что в результате износа уменьшается радиус колеса - площадь пары трения «колесо – колодка» уменьшается пропорционально радиусу, т.к. $S = 2\pi r \cdot h$.

Так для нового колеса площадь поверхности составляет $S = 0,239 \text{ м}^2$.

При толщине обода 40 мм – $S = 0,224 \text{ м}^2$.

При толщине обода 22 мм – $S = 0,215 \text{ м}^2$.

Износ тормозной колодки не учитывался, ширина тормозной колодки принималась равной 0,08 м.

В таблице 3.18 представлены значения коэффициента тепловложений для рассматриваемых толщин обода колеса.

Таблица 3.18 - Значения мощности тепловложений в зависимости от износа колеса

Интервал скорости	$\Omega_{\text{т}}, \text{кДж}$	$t_{\text{тк}}, \text{с}$	$q_{\text{тк}}, \text{кВт/см}^2$		
			70 мм	40 мм	22 мм
120-110	8341,049	5,5	74,39	79,37	82,69
110-100	7615,741	5,5	68,62	73,22	76,28
100-90	6890,432	5,4	62,85	67,06	69,86
90-80	6165,123	5,3	57,05	60,87	63,42
80-70	5439,815	5,3	51,2	54,63	56,91

Продолжение таблицы 3.18

70-60	4714,506	5,2	45,26	48,29	50,31
60-50	3989,198	5,1	39,2	41,82	43,57
50-40	3263,889	4,9	32,95	35,16	36,63
40-30	2538,58	4,8	26,46	28,23	29,41
30-20	1813,272	4,6	19,62	20,93	21,81
20-10	1087,963	4,4	12,31	13,13	13,68
10-0	362,6543	4,2	4,33	4,62	4,81
Сумма	52222,22	60,2	-	-	-

Результаты компьютерного моделирования тепловых процессов и изменения значений максимальных температур цельнокатаных колес с различным износом обода в результате экстренного торможения представлены на рисунках 3.11 - 3.14.

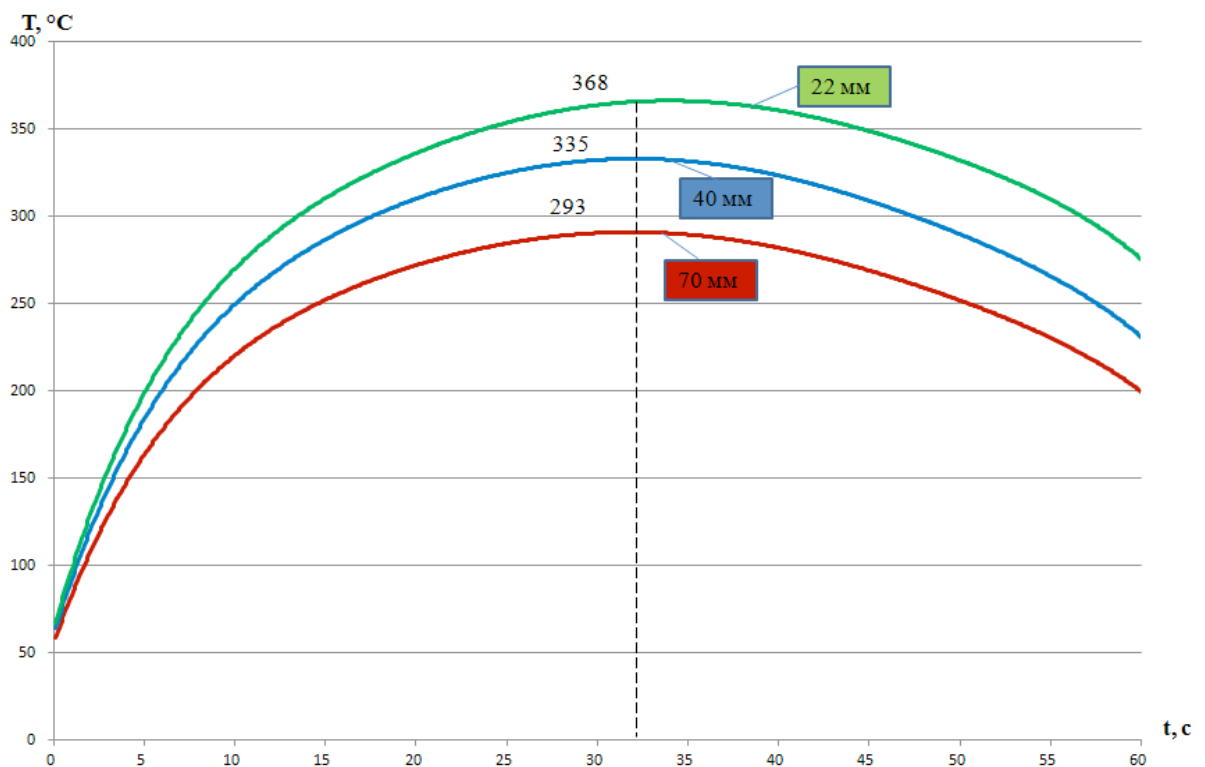
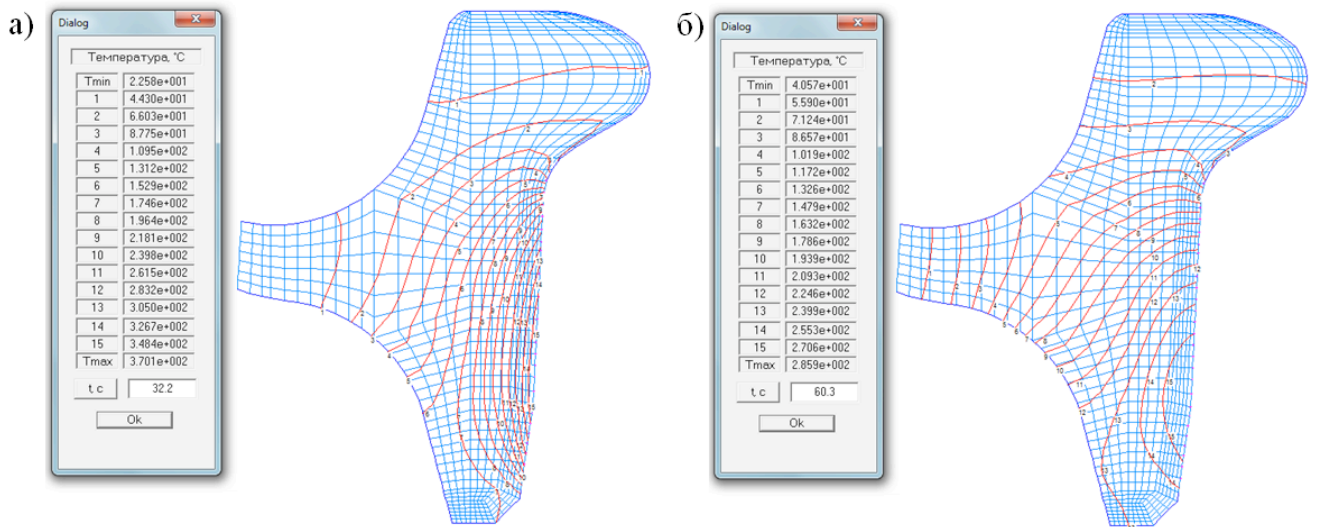
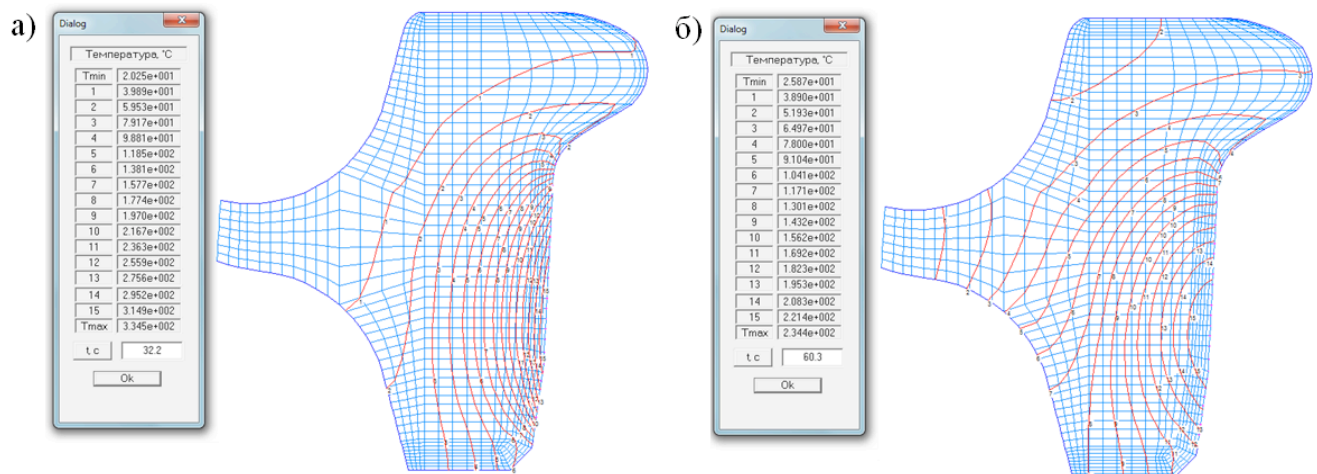


Рисунок 3.11 – График изменения значений максимальных температур на поверхности катания ЦКК с различной толщиной обода в момент окончания экстренного торможения



а) в момент максимальной температуры в ободе колеса; б) в момент окончания торможения

Рисунок 3.12 - Изолинии распределения температур в цельнокатаном колесе с толщиной обода 22 мм при экстренном торможении



а) в момент максимальной температуры; б) в момент окончания торможения

Рисунок 3.13 - Изолинии температур в ЦКК с толщиной обода 40 мм при экстренном торможении

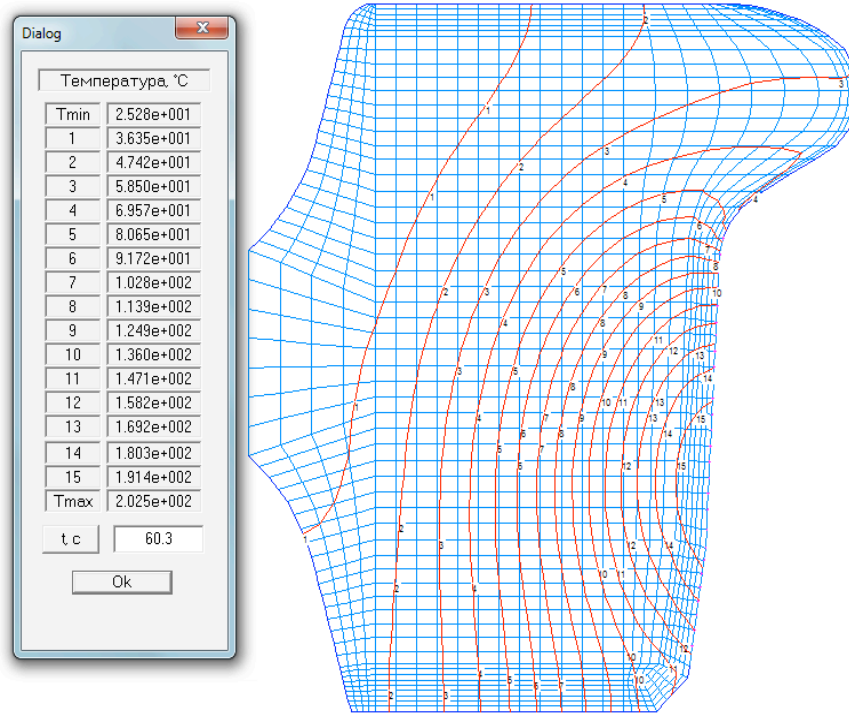


Рисунок 3.14 - Изолинии температур в ЦКК с толщиной обода 70 мм в момент окончания экстренного торможения

Моделирование производилось с учетом значений мощности тепловложений, указанных в таблице 3.18. Как видно из рисунков 3.12 – 3.14, при новом ободе (70 мм) распределение температур сосредоточено в ободе колеса. При износе колеса до 40 мм – зона перехода от обода в диск нагревается до 50 °C, а при износе до 22 мм – в зоне перехода от обода в диск происходит нагрев почти до 100 °C, причем значения температур в момент окончания торможения составили 203, 235 и 206 °C для ЦКК с толщиной обода 70, 40 и 22 мм соответственно. Значения максимальных температур при торможении значительным образом зависят от толщины обода ЦКК. Так, при толщине 70 мм температура составила 293 °C, при ЦКК с ободом 40 мм – 335 °C, а при ЦКК с ободом 22 мм – 368 °C, что на 26 % больше в сравнении с ЦКК с ободом 70 мм.

3.4.5 Влияние режима торможения (экстренное, полное служебное, ступенчатое)

Рассматривают два основных вида торможения: служебное и экстренное. Служебное торможение при котором темп снижения давления сжатого воздуха в тормозной магистрали составляет $0,2 - 0,4$ кгс/см² в одну секунду, применяется для регулирования скорости движения поезда (ступенчатое и регулировочное торможение) или для остановки поезда в определенных местах (полное служебное торможение). При полном служебном торможении, тормозная магистраль разряжается на $1,5 - 1,7$ кгс/см².

Экстренное торможение применяется для немедленной остановки поезда, если дальнейшее движение связано с нарушением условий безопасности движения или угрозой жизни пассажиров.

Расчетный тормозной коэффициент состава принимают равным его полному значению, если рассчитывают тормозные пути экстренного торможения, которые используются при определении расстояний для ограждения мест производства работ и внезапно возникших препятствий. Если учитывают применение полного служебного торможения, расчетный тормозной коэффициент принимают $0,8$ от его полного расчетного значения.

Первую ступень торможения выполнять снижением давления в уравнительном резервуаре: в груженных поездах – на $0,6 - 0,7$ кгс/см², на крутых затяжных спусках – на $0,7 - 0,9$ кгс/см² в зависимости от крутизны спуска, порожних – на $0,4 - 0,5$ кгс/см².

На равнинном профиле пути со спусками до $0,008$ при следовании на зеленый огонь светофора или по свободному перегону разрешается первая ступень торможения (кроме проверки действия автотормозов) $0,3 - 0,5$ кгс/см² [75].

При движении поезда на запланированную остановку торможение начинать первой ступенью, после снижения скорости на $25 - 50$ % от начальной, при необходимости, торможение усилить.

Вторую ступень, при необходимости, выполнять по истечении не менее 5 секунд после прекращения выпуска воздуха из магистрали через кран машиниста.

При регулировочных торможениях, применяемых для поддержания заданной скорости движения, значения расчетного тормозного коэффициента принимают в зависимости от ступени пневматического торможения по таблице 3.19.

Таблица 3.19 - Расчетный тормозной коэффициент при регулировочном торможении

Расчетный тормозной коэффициент, % от полного значения	Грузовые поезда			Пассажирские поезда		
	I	II	III	I	II	III
					35	60
груженный режим	30	50	70			
порожний режим	50	65	80			

Приведенные выше примеры были рассчитаны для экстренного торможения. Тепловложения в колесо для служебных видов торможения рассчитаны из условия, что нормативный тормозной коэффициент при полном служебном торможении составляет 0,8 от расчетного, а при ступенях торможения – 0,3; 0,5; 0,7 соответственно при I, II и III ступенях для груженого режима [75].

При полном служебном торможении (нормативный тормозной коэффициент составил $\vartheta_p=0,163$), данные по величине тормозного пути приведены в Приложении В.

Результаты компьютерного моделирования изменения максимальных температур на поверхности катания ЦКК при различных режимах торможения представлены на рисунке 3.15.

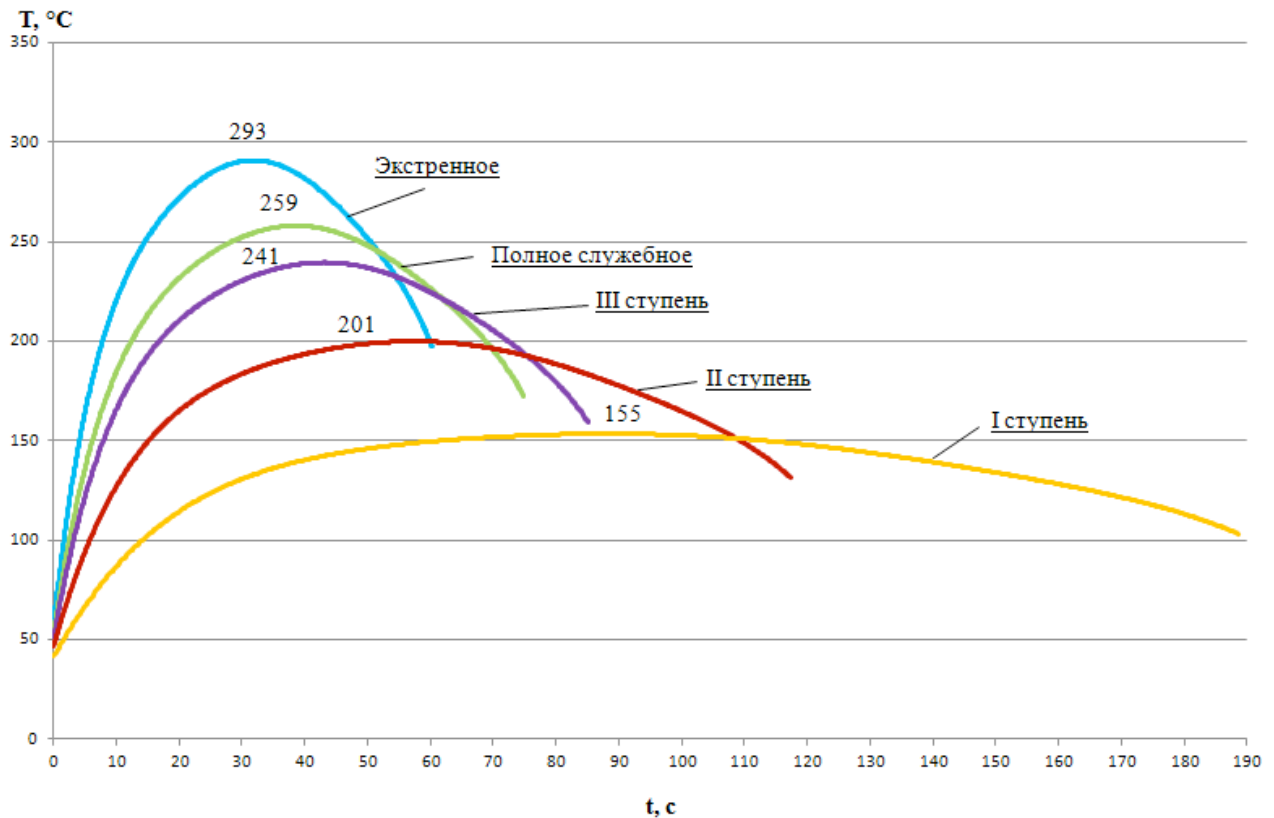


Рисунок 3.15 – График изменения максимальных температур на поверхности катания ЦКК при различных режимах торможения

Как видно из рисунка 3.15, при экстренном торможении температура нагрева колеса существенно выше, что связано с большей эффективностью торможения (выше нормативный тормозной коэффициент, меньше время торможения, выше мощность тепловложений).

3.4.6 Влияние основного удельного сопротивления движению

Расчетные формулы для определения основного удельного сопротивления движению, кгс/т, подвижного состава выведены на основе результатов экспериментальных исследований, проведенных в среднеэксплуатационных условиях при температуре наружного воздуха в диапазоне от минус 10 до плюс 20 °C и скоростях ветра, не превышающих 5 м/с [11].

В таблице 3.1 представлены формулы расчета основного удельного сопротивления для различных типов подвижного состава.

Как видно из таблицы 3.1 коэффициенты в формулах расчета основного удельного сопротивления существенно различаются в зависимости ходовых характеристик подвижного состава, типа подшипников в буксовом узле, типа пути (звеньевой, бесстыковой). Для грузовых вагонов формулы также различаются в зависимости от загрузки вагона, которая определяет осевую нагрузку и режим включения воздухораспределителя (порожний, средний, груженный).

Рассмотрено 4 варианта: 1 - груженный режим (рассчитанный для бесстыкового пути); 2 - для звеньевого пути и порожнего режима; 3 - для звеньевого пути и груженого режима; 4 - для бесстыкового пути и порожнего режима. Формулы представлены в таблице 3.1.

Данные сведены в Приложении А.

Очевидно, что разница значений действительного тормозного пути и времени торможения существенно не меняется от типа пути (бесстыковой или звеньевой).

3.4.6.1 Влияние сопротивления движению при низкой температуре окружающей среды

Следствием низких температур является повышение плотности воздуха и соответствующее увеличение воздушного сопротивления движению подвижного состава, что необходимо учитывать при нормировании поездной работы.

В правилах тяговых расчетов представлены усредненные нормативы повышения сопротивления движению грузовых и пассажирских поездов при температуре наружного воздуха ниже – 25 °С.

Это повышение учитывается коэффициентом K_{nm} в зависимости от скорости движения поезда (таблица 3.20). Для определения удельного сопротивления движению необходимо значения ω_x умножить на K_{nm} .

Таблица 3.20 - Коэффициент K_{nm} , учитывающий низкую температуру наружного воздуха

V, км/ч	Грузовые вагоны при $t_{нв}, ^\circ\text{C}$						Пассажирские вагоны при $t_{нв}, ^\circ\text{C}$					
	-30	-35	-40	-45	-50	-60	-30	-35	-40	-45	-50	-60
20	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
40	1,03	1,03	1,04	1,04	1,05	1,06	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04
60	1,05	1,06	1,07	1,07	1,08	1,09	1,03	1,04	1,04	1,05	1,06	1,07
80	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09
100	1,09	1,10	1,12	1,13	1,14	1,15	1,05	1,06	1,07	1,09	1,10	1,11
120	1,11	1,12	1,13	1,15	1,16	1,17	1,06	1,07	1,09	1,10	1,11	1,12
140	-	-	-	-	-	-	1,07	1,08	1,09	1,11	1,12	1,13
160	-	-	-	-	-	-	1,07	1,09	1,10	1,12	1,13	1,15

3.4.6.2 Влияние ветровой нагрузки на сопротивление движению и торможение подвижного состава

Дополнительное удельное сопротивление движению, вызванное действием встречного или бокового ветра, учитывают коэффициентом K_g (таблица 3.21) в зависимости от скорости движения. Правила тяговых расчетов [11] устанавливают порядок, согласно которому для графика движения поездов это дополнительное сопротивление должно учитываться при скоростях ветра до 12 км/ч.

Таблица 3.21 Коэффициент K_g , учитывающий встречный и боковой ветер

V_g , км/ч	Скорость поезда V , км/ч								
	10	20	40	60	80	100	120	140	160
6	1,12	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03
8	1,19	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06
10	1,31	1,28	1,24	1,2	1,16	1,14	1,12	1,1	1,09
12	1,42	1,39	1,32	1,27	1,23	1,19	1,15	1,14	1,12

Выполнено компьютерное моделирование варианта при максимальной начальной скорости торможения 120 км/ч с учетом следующих граничных условий: 1- температура окружающего воздуха минус 30 °С, 2 – температура окружающего воздуха минус 60 °С, 3 – скорость ветра 6 м/с, 4 – скорость ветра 12 км/ч, 5 - температура окружающего воздуха минус 60 °С и скорость ветра 12 км/ч.

Результаты расчетов значений максимальных температур нагрева, в зависимости от рассмотренных критериев, приведены в таблице 3.22.

Таблица 3.22 - Максимальные температуры на поверхности ЦКК с учетом типа пути, сильного бокового ветра, низких температур

Путь	звеньевой		бесстыковой		Температура и скорость ветра				
	груже ный	порож ний	порож ний	груже ный	-30 °С	-60 °С	6 м/с	12 м/с	-60 °С и 12 м/с
Режим воздухораспреде лителя									
Tmax	293	111	111	293	295	295	295	295	296

Анализ полученных результатов показывает, что влияние типа пути (звеньевой или бесстыковой) и поправочных коэффициентов, учитывающих тяжелые условия эксплуатации (низкая температура, сильный ветер) несущественно и максимальные температуры изменяются не более чем на 3°С.

Поэтому при анализе кинетики тепловых процессов в ЦКК при торможении эти параметры можно не учитывать.

3.4.6.3 Влияние температуры окружающей среды

С целью определения влияния температуры окружающей среды на тепловые процессы в ЦКК было выполнено компьютерное моделирование процессов торможения при различной температуре окружающей среды (20, 30, 40 и 60 °С). Результаты представлены на рисунке 3.16.

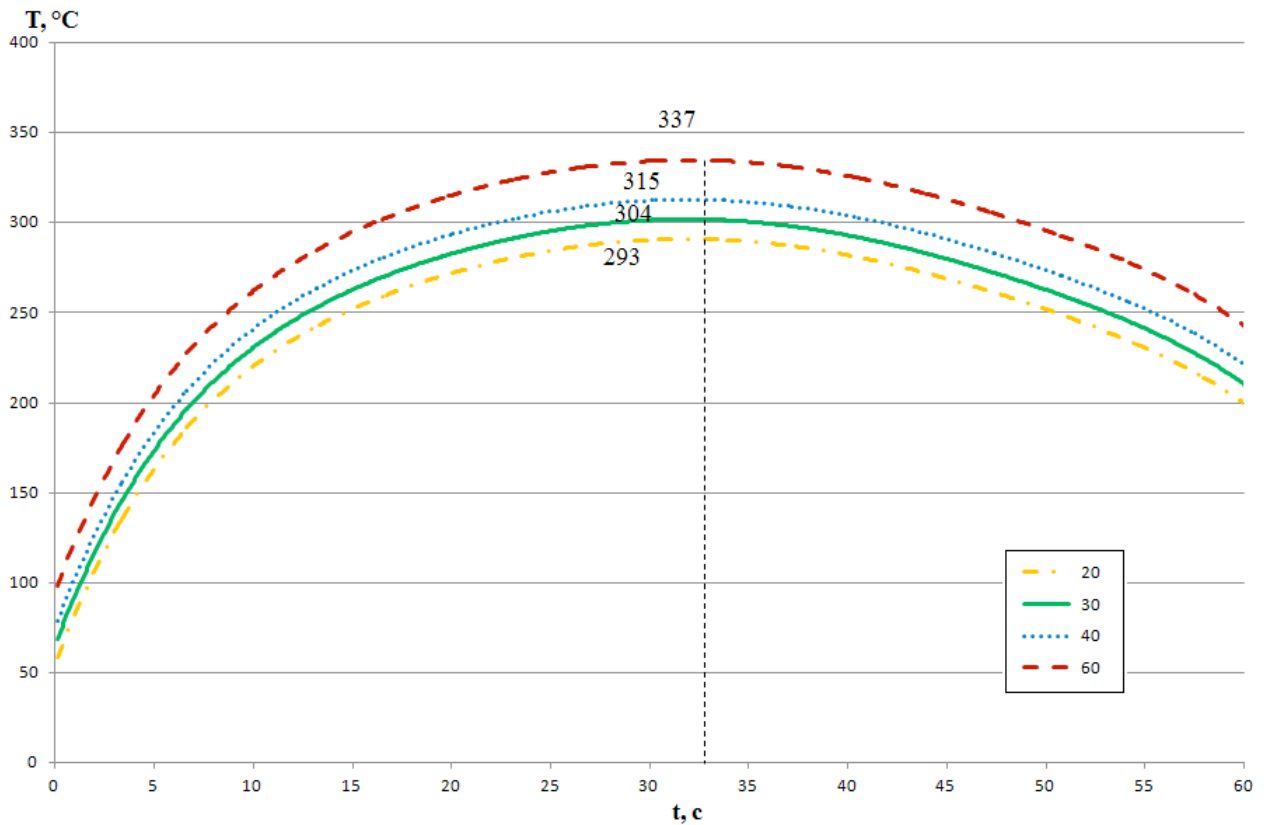


Рисунок 3.16 – График изменения максимальных значений температур на поверхности катания колеса при различной температуре окружающей среды

Анализ результатов, представленных на рисунке 3.16, свидетельствует о том, что температура окружающей среды незначительно влияет на максимальные значения температуры на поверхности катания ЦКК, т.е. повышение температуры окружающей среды на 10 °C приводит к увеличению максимальной температуры нагрева на 11 °C. В рассмотренном интервале температур окружающей среды от плюс 20 °C до плюс 60 °C, максимальная температура нагрева менялась от 293 до 337 °C соответственно.

Таким образом, температура окружающей среды оказывает влияние на значения максимальных температур при торможении, увеличивая или уменьшая последние на значения, практически равные разнице температур в начале торможения.

3.4.7 Влияние типа тормозной колодки

Моделирование производилось по данным, указанным в таблицах 3.13, 3.14. Графики распределения температур представлены на рисунках 3.3, 3.17.

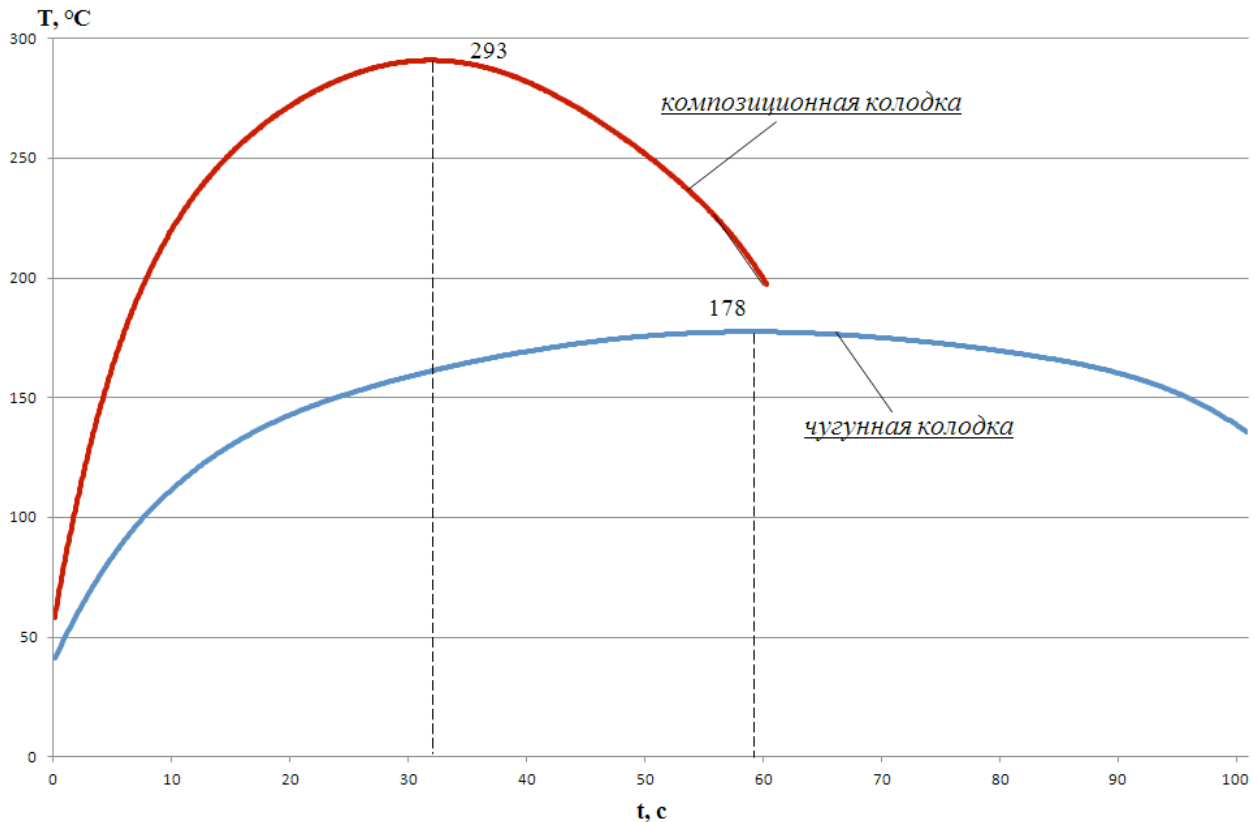


Рисунок 3.17 - Распределение температур при различных типах тормозных колодок (чугунная и композиционная)

3.5 Обобщенная оценка влияния различных факторов на максимальные значения температур при торможении

В ходе проведенных исследований выполнено компьютерное моделирование тепловых процессов в ЦКК при торможении с учетом широкого спектра параметров. Представлен анализ значений максимальных температур при экстренном торможении при следующих изменениях параметров, влияющих на

мощность тепловложения в колесо при торможении:

- различные типы тормозных колодок (при чугунных – 178 °С, при композиционных – 293 °С);
- при различной начальной максимальной скорости торможения (при скорости 120 км/ч – 293 °С, при скорости 90 км/ч – 201 °С, 60 км/ч – 124 °С, с 30 км/ч – 58 °С);
- при различном режиме воздухораспределителя и загрузке вагона (груженный – 293, средний – 200, порожний – 110);
- в зависимости от уклона пути (таблица 3.23).

Таблица 3.23 – Значения максимальных температур нагрева ЦКК при торможении на железнодорожном пути разного уклона

‰	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20
$T_{\max}, ^\circ\text{C}$	362	341	323	307	293	281	270	261	252
$T_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$	243	231	219	210	202	195	189	184	178
$t_{\max}, \text{с}$	50,6	44,4	39,6	35,7	32,3	29,8	27,5	25,6	23,9
$t_{\text{к}}, \text{с}$	91	80,6	72,3	65,6	60,1	55,4	51,4	47,9	44,9

Как видно из таблицы 3.23, максимальная температура изменяется в пределах от 252 до 362 °С;

- от износа колеса (новое колесо – 293 °С, износ до 40 мм – 335 °С, износ до 22 мм – 368 °С);
- от вида торможения (таблица 3.24);

Таблица 3.24 – Значения максимальных температур нагрева ЦКК при различных режимах торможения

	Экстренное	Полное служебное	I ступень	II ступень	III ступень
$T_{\max}, ^\circ\text{C}$	293	259	155	201	241
$T_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$	202	176	106	135	163
$t_{\max}, \text{с}$	32,3	40,2	83,2	52,4	45,5
$t_{\text{к}}, \text{с}$	60,1	74,8	188,4	117,1	84,9

- от типа пути и поправочных коэффициентов сопротивления движению, при сильном ветре и низкой температуре различается на 2 °С и этим можно пренебречь в дальнейших расчетах;

- от температуры окружающей среды в диапазоне температур от 20 до плюс 60 °С, температура нагрева составит от 293 до 337 °С.

Для оценки влияния рассмотренных параметров на результаты компьютерного моделирования в таблице 3.25 и на рисунке 3.18 представлены обобщенные данные с оценкой (в процентах) влияния каждого из параметров на тепловые процессы при торможении в момент достижения максимальной температуры в ободе колеса.

Таблица 3.25 – Оценка влияния параметров торможения, элементов подвижного состава, инфраструктуры, а также скорости движения на нагрев цельнокатаного колеса в результате торможения

№	Параметр	Разница max температур	% от суммарного влияния
1	Тип тормозной колодки	115	12,78
2	Начальная скорость торможения	235	26,11
3	Режим воздухораспределителя	183	20,33
4	Уклон пути	110	12,22
5	Износ колеса (масса обода)	75	8,33
6	Режим торможения	138	15,33
7	Температура окружающей среды	44	4,89

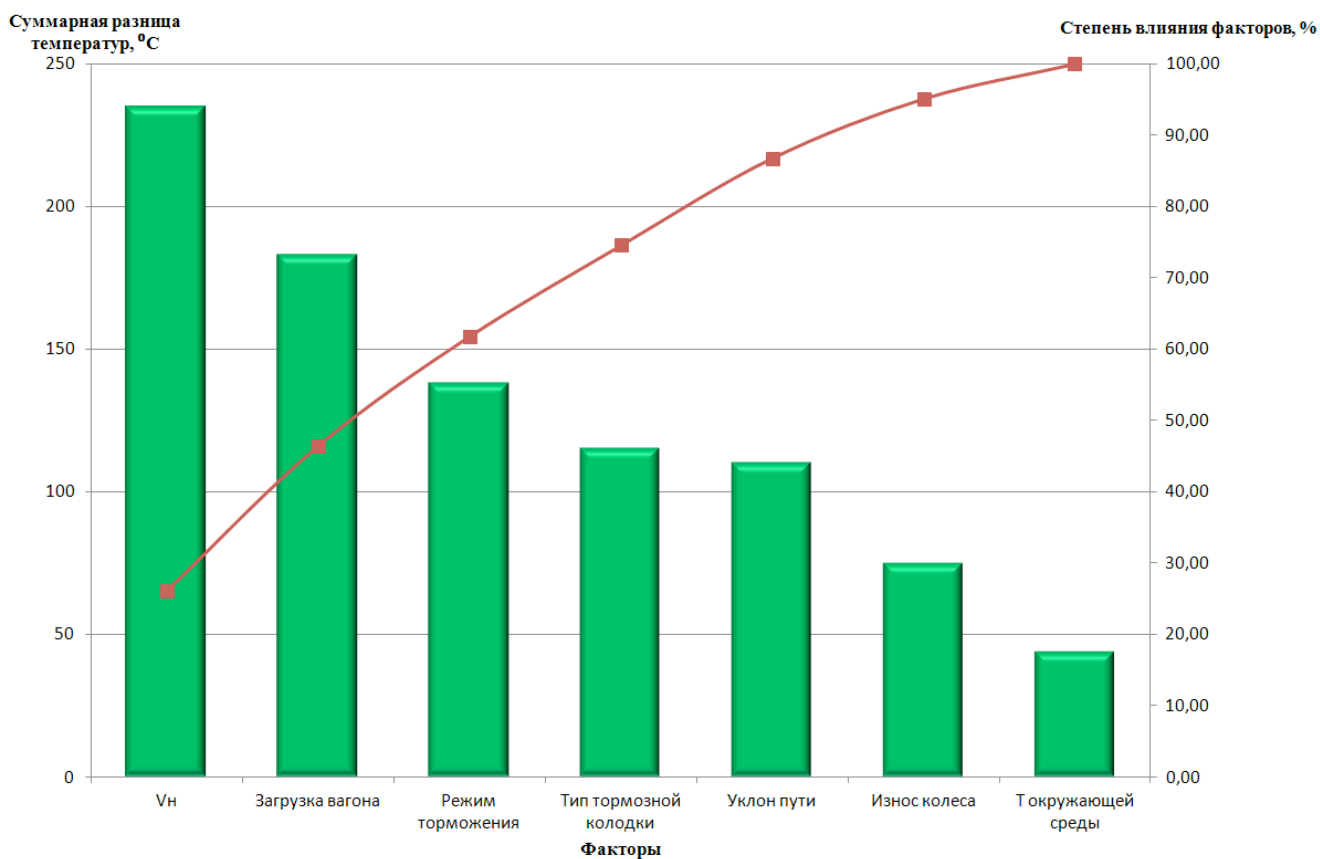


Рисунок 3.18 - Диаграмма влияния параметров торможения на нагрев колеса в эксплуатации

Для более полного анализа приведены значения разницы максимальных температур в момент окончания торможения (таблица 3.26), и построена диаграмма Паретто, представленная на рисунке 3.19.

Таблица 3.26 – Оценка влияния основных факторов, оказывающих влияние на нагрев ЦКК в эксплуатации (на момент окончания торможения)

№	Параметр	Разница max температур	% от суммарного влияния
1	Начальная скорость торможения	152	24,72
2	Загруженность вагона (режим воздухораспределителя)	119	19,35
3	Режим торможения	96	15,61
4	Износ колеса	76	12,36
5	Уклон пути	65	10,56
6	Тип тормозной колодки	64	10,41
7	Температура окружающей среды	43	6,99

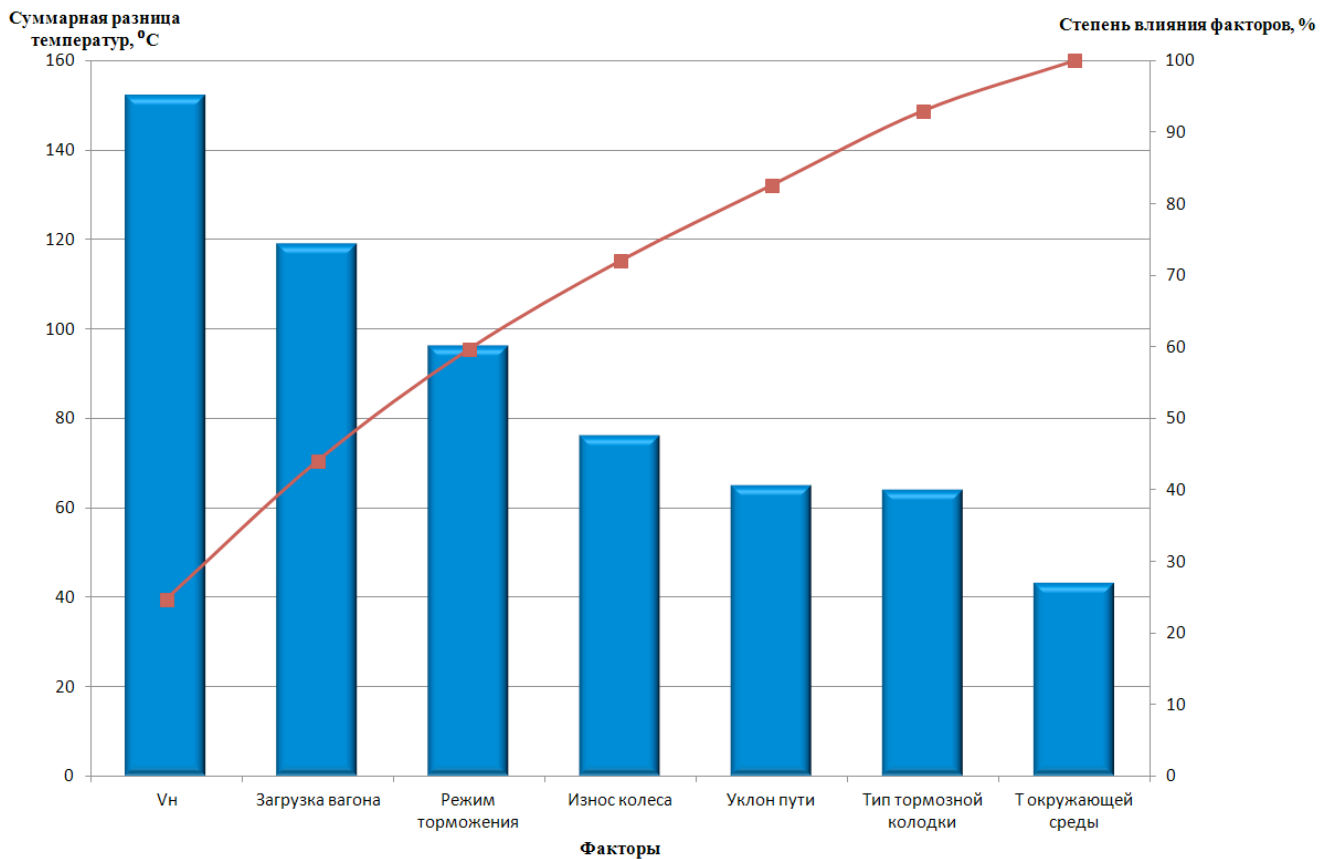


Рисунок 3.19 - Диаграмма Парето распределения степени влияния факторов на нагрев ЦКК в момент окончания торможения

Анализ таблицы 3.26 и диаграммы Парето, представленной на рисунке 3.19, свидетельствует о том, что при анализе тепловых процессов в ЦКК при торможении наибольшее влияние оказывают следующие параметры: загрузка вагона, от которой в свою очередь зависит, на какой режим будет включен воздухораспределитель; вид торможения (экстренное, полное служебное, ступенчатое); тип тормозной колодки; уклон пути; износ колеса, а соответственно и масса обода. Эти параметры в сумме составляют более 80% от общего влияния на максимальную температуру нагрева, а переменные параметры – температура окружающей среды и тип пути (основное удельное сопротивление движению с учетом низких температур и сильного бокового ветра) – не оказывают существенного влияния на результаты моделирования и могут не учитываться

при анализе тепловых процессов и оценке текущего состояния колеса в результате торможения.

3.6 Выводы по главе 3

1) Установлено, что в результате фрикционного взаимодействия в системе «колодка - колесо» происходит преобразование кинетической энергии движения подвижного состава в тепловую энергию, которая распределяется между колодкой и колесом, причем большая часть теплоты уходит в колесо. В зависимости от материала тормозных колодок это отношение меняется (при чугунных колодках принято считать, что в колодку уходит 20 % теплоты, при композиционных – порядка 5 %).

2) Установлено, что для расчета интенсивности тепловложений в результате торможения состава основными параметрами являются действительный тормозной путь и фактическое время торможения, которые существенным образом зависят от параметров торможения, таких как основное удельное сопротивление движению, загруженность вагона (осевая нагрузка), режим на который установлен воздухораспределитель, материал тормозной колодки и другие. Также большую роль играет начальная скорость торможения, уклон пути, вид торможения (ступень, полное штатное, экстренное). При определении распределения температур по сечению колеса при торможении важную роль играет определение степени износ обода колеса в эксплуатации.

3) Предложено учитывать изменение кинетической энергии для получения более достоверных данных, а соответственно и коэффициент тепловложений, в интервалах скоростей торможения через 10 км/ч, а не принимать его постоянным на всем периоде торможения. Также это позволит производить расчет процесса снижения скорости ступенью торможения не до полной остановки.

4) Разработана и обоснована методика уточненного анализа тепловых процессов в ЦКК при торможении на основе дискретной оценки выделения тепла в зоне контакта колеса и тормозной колодки с учетом скорости движения на текущем отрезке движения.

5) Установлено, что при использовании разработанной методики уточненного анализа тепловых процессов в ЦКК при торможении на основе дискретной оценки выделения тепла в зоне контакта колеса и тормозной колодки с учетом скорости движения на текущем отрезке движения значения максимальных температур на поверхности катания колеса получаются не в конце торможения, а в средней части этого участка. Это объясняется тем, что с уменьшением скорости движения вагона интенсивность теплового потока, выделяемого в колесо, снижается при наличии процессов интенсивного теплопереноса в обод колеса с поверхности катания.

6) Проведенное на основе разработанных методик компьютерное моделирование тепловых процессов в ЦКК при торможении позволяет проводить оценку влияния отдельных факторов при торможении на изменения максимальных температур в ободе колеса и их распределение в результате торможения. Выявлено, что при анализе тепловых процессов в ЦКК при торможении наибольшее влияние на значения максимальных температур при заданных значениях допусков оказывают следующие параметры: загрузка вагона, режим воздухораспределителя; вид торможения (экстренное, полное служебное, ступенчатое); тип тормозной колодки; уклон пути; износ колеса. Суммарный вклад этих параметров составляет порядка 93 % от общего влияния на максимальную температуру нагрева, а переменные параметры – температура окружающей среды и тип пути (основное удельное сопротивление движению с учетом низких температур и сильного бокового ветра) – не оказывают существенного влияния на результаты моделирования и могут не учитываться при анализе тепловых процессов и оценке текущего состояния колеса в результате торможения.

4 АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДИКИ УТОЧНЕННОГО АНАЛИЗА ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦКК ПРИ ТОРМОЖЕНИИ НА ОСНОВЕ ДИСКРЕТНОЙ ОЦЕНКИ ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛА В ЗОНЕ КОНТАКТА КОЛЕСА И ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВЫХ И ТЕРМОДЕФОРМАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ В КОЛЕСЕ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

4.1 Компьютерное моделирование тепловых процессов, структурных и фазовых превращений в ЦКК при реализации многократного торможения на основе разработанной методики

Нестационарные термодформационные процессы, протекающие в ЦКК в процессе эксплуатации не могут быть в полной мере проанализированы только при помощи инструментальных методов. Оценка их влияния на текущее состояние колеса может быть получена только на основе результатов компьютерного моделирования нелинейных нестационарных процессов теплопереноса, структурных и фазовых превращений, решения задач термовязкоупругопластичности с учетом изменения фазового и структурного состояния, а также всего комплекса свойств [79].

Для обеспечения энергоэффективных режимов вождения поездов на каждом участке железнодорожного пути разрабатываются режимные карты вождения поездов, в которых указаны информация о порядке ведения поезда, начале включения и отключения контроллера машиниста, характеристика профиля пути и рекомендации по регулировочному торможению для подтормаживания поезда на спусках и снижению скорости перед сигналами и остановками.

Однако в эксплуатационных условиях при ведении поезда могут возникнуть ситуации, требующие применения дополнительного торможения для снижения скорости или остановки перед сигналом, препятствием или при обнаружении неисправности подвижного состава, угрожающей безопасности движения.

Применение разработанной методики для оценки теплового и структурного состояния рассмотрено на примере движения грузового поезда с

последовательной реализацией трехкратного торможения на рассматриваемом участке. Рассмотрено торможение четырехосного полувагона в груженом состоянии, оборудованного композиционными колодками, находящегося в голове поезда, тем самым добавлено время взаимодействия с колодкой, связанное с разностью по времени наполнения тормозного цилиндра головного и хвостового вагонов. Состав поезда состоит из 71 условного полувагона с осевыми нагрузками, равными 23,5 тс.

С целью предупреждения истощения автотормозов в поезде при следовании по спуску, на котором выполняются повторные торможения, необходимо выдерживать между торможениями время не менее одной минуты для подзарядки тормозной магистрали поезда [92].

Для моделирования движения по участку выбраны экстремальные условия – толщина обода колеса 22 мм, температура окружающего воздуха – 20 °С. Тепловложения в ЦКК на каждом из этапов движения поезда с реализацией торможения, рассчитанные по разработанной методике уточненного анализа тепловых процессов в ЦКК при торможении на основе дискретной оценки выделения тепла в зоне контакта колеса и тормозной колодки составили:

1) Первый этап торможения происходит на участке пути с отрицательным уклоном, равным 20 ‰ со скорости 90 км/ч, при этом учитывалось преобразование как кинетической, так и потенциальной энергии движущегося состава. Применено экстренное торможение при обнаружении препятствия по пути следования.

2) Второй этап торможения соответствует участку пути с отрицательным уклоном, равным 5 ‰. Полное штатное торможение со скорости 90 км/ч.

3) Третий этап торможения соответствует участку пути с отрицательным уклоном, равным 10 ‰. Моделируется штатное торможение со скорости 90 км/ч.

Для компьютерного моделирования использована конечно-элементная осесимметричная модель, представленная на рисунке 2.6.

Тепловая нагрузка распределялась на поверхности катания колеса; ширина зоны теплопритоков соответствует ширине композиционной тормозной колодки 80 мм. В модели обод колеса разбит на 827 узлов и 504 четырехузловых элементов, причем в приповерхностном слое обода высота элементов составляет 1 мм, для точного определения структурного состава приповерхностным слоев при интенсивном взаимодействии колеса с тормозной колодкой.

На рисунке 4.1 представлено распределение температур по сечению обода колеса в момент окончания первого торможения. Анализ изолиний температур свидетельствует о том, что тепловое воздействие в столь короткий период времени приводит к высокому градиенту температур в приповерхностных слоях. Причем, в точках на поверхности катания в зоне воздействия тормозной колодки максимальные температуры превышают значения 727 °С (см. рисунок 4.1), что свидетельствует о протекании фазовых и структурных превращений, связанных с переходом феррито-цементитных смесей в аустенит, т.е. начала протекания процесса аустенизации стали в зоне контакта колеса с тормозной колодкой [79].

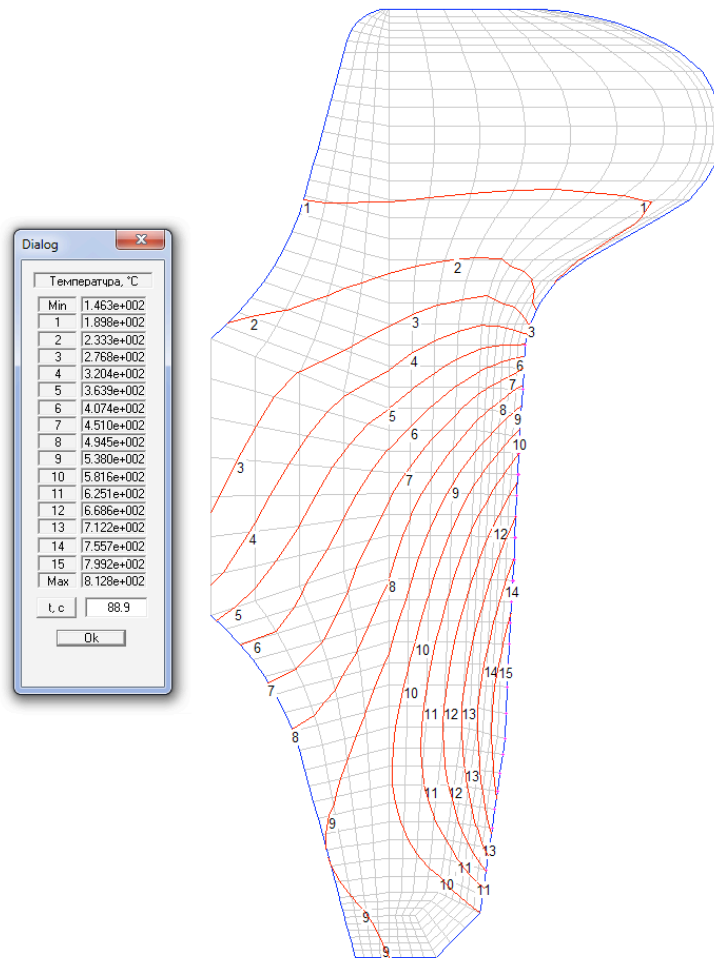


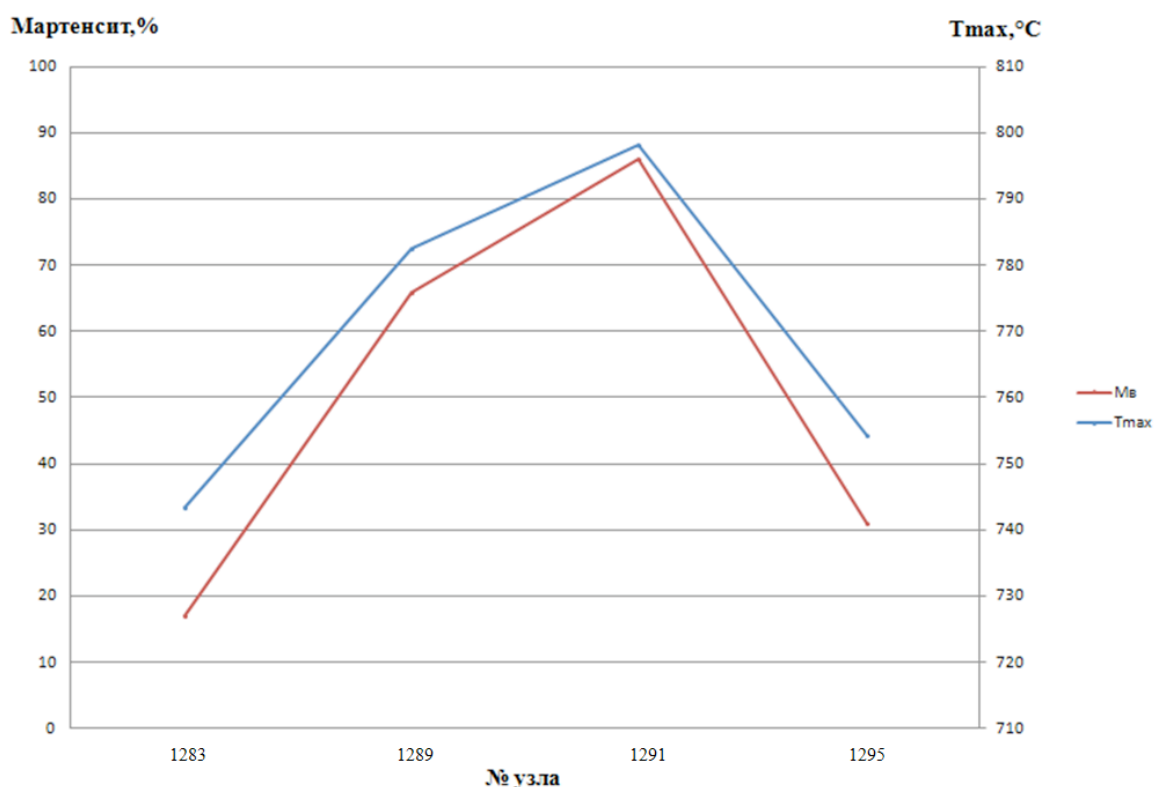
Рисунок 4.1 - Распределение температур в сечении обода ЦКК в момент окончания первого торможения

После завершения торможения нагретая область поверхности колеса подвергается интенсивному охлаждению за счет теплоотвода в обод и диск колеса. Результаты компьютерного моделирования свидетельствуют о том, что на поверхности катания в зоне контакта колеса с тормозной колодкой скорости охлаждения превысили критические, что привело к образованию мартенсита на поверхности катания колеса, процентное содержание которого зависит от максимальной температуры нагрева и интенсивности охлаждения (рисунок 4.2).

Максимальные значения температур получены в узле с номером 1291, который находится на поверхности катания колеса в средней части зоны контакта колеса с тормозной колодкой. После охлаждения колеса в этой зоне максимальное количество мартенсита составило 86 %, оставшиеся 14 % приходятся на перлит.

Анализ полученных результатов показывает, что максимальные значения температур в точках на поверхности катания колеса в момент окончания второго торможения не превысили 300 °С, а третьего торможения - 400 °С. Таким образом, повторной аустенизации стали в этих зонах не происходило. Однако нагрев до этих температур обеспечил возможность распада мартенсита, сформировавшегося после первого торможения.

На рисунке 4.3 представлена диаграмма изменения структурного состава в узле с номером 1291 (находится в центральной части зоне контакта колеса с тормозной колодкой) в процессе движения грузового вагона по рассматриваемому участку. В результате нагрева при первом торможении наблюдается переход феррито-цементитной смеси (исходной структуры) в аустенит (до 85 %). При последующем охлаждении образовавшийся аустенит переходит в мартенсит [14].



T_{max} – кривая распределения температур; M_B – кривая, определяющая процент содержания структуры мартенсита в узлах на поверхности катания колеса в зоне взаимодействия с тормозной колодкой

Рисунок 4.2 - Распределения мартенсита и максимальных температур в точках на поверхности катания (толщина обода колеса 22 мм)

Повторный нагрев (второе торможение) приводит к распаду мартенсита на феррито-цементитные смеси высокой степени дисперсности - троостит. При третьем тепловом воздействии фазовых и структурных изменений не наблюдается. Следует отметить, что в результате первого торможения на поверхности колеса образуется смесь мартенсита с феррито-цементитной смесью (исходного структурного состава колеса), которая характеризуется повышенной твердостью и хрупкостью, пониженной пластичностью, что создает благоприятные условия при движении колеса и наличии динамических воздействий для образования микротрещин [79].

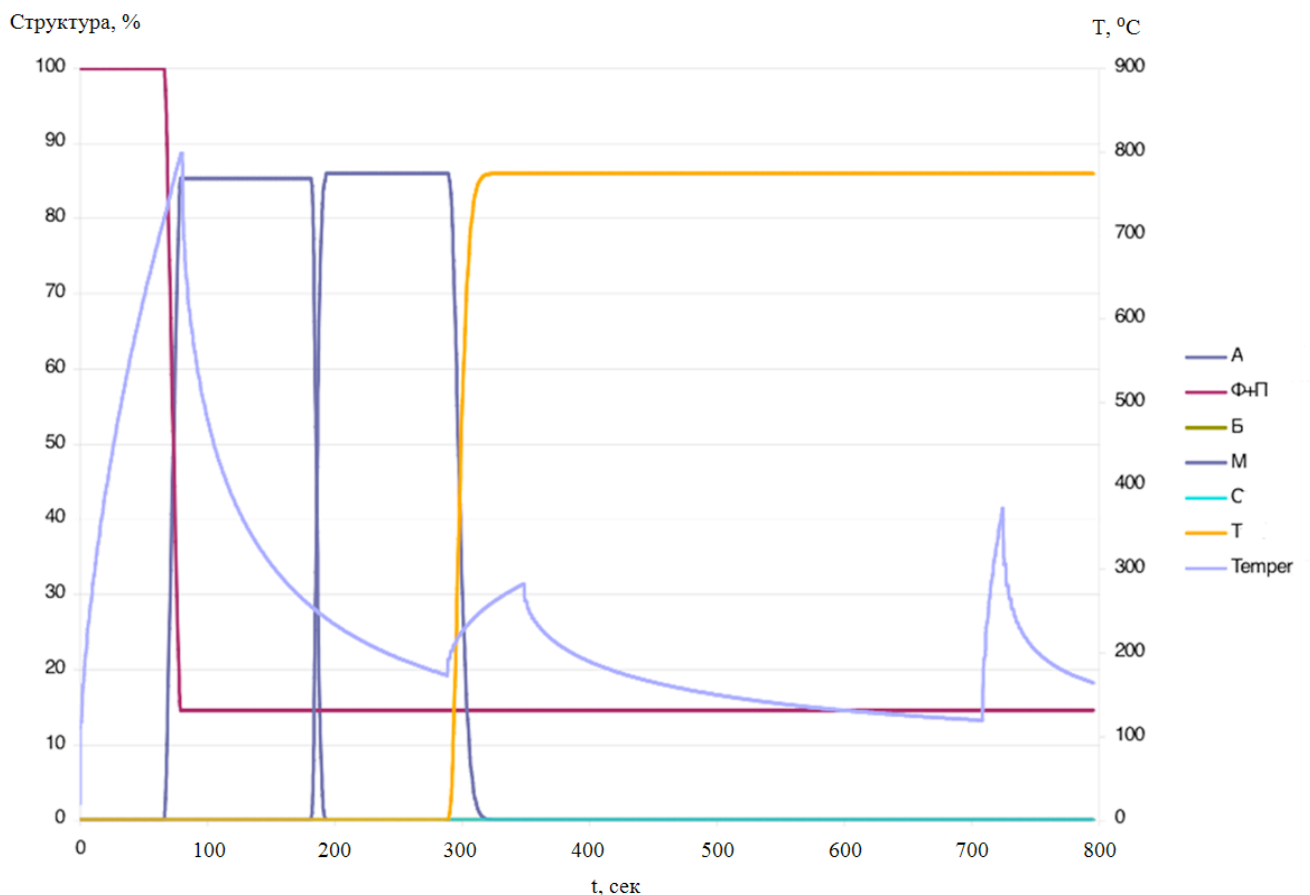


Рисунок 4.3 – Диаграмма изменения структурного состава в узле с номером 1291 в процессе движения грузового вагона по рассматриваемому участку

Таким образом, механические характеристики колеса на поверхности катания к моменту завершения всех трех тепловых воздействий не будут существенно отличаться от первоначальных значений. Однако временное

формирование мартенситной структуры в процессе торможения и механические воздействия при движении могут явиться достаточным условием для образования микротрещин на поверхности катания колеса, которые, в свою очередь, при определенных условиях могут приводить к выкрашиванию металла - образованию выщербин.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что компьютерное моделирование в отличие от инструментальных методов позволяет получать достоверную информацию об изменении структурного и напряженно-деформированного состояния объекта в результате технологических и эксплуатационных воздействий на любом этапе жизненного цикла, проводить оценку остаточного ресурса и надежности с учетом предыстории нагружения и анализа процессов, имевших место.

Поэтому разработка и применение новых методов компьютерного моделирования и анализа нестационарных процессов, которые имеют место в элементах конструкций подвижного состава при различных видах эксплуатационных и технологических воздействий в течение всего жизненного цикла в сочетании с методами неразрушающего контроля позволят обеспечить проведение объективной оценки текущего состояния объекта, выявление условий, которые могут способствовать образованию дефекта с последующим разрушением объекта в короткие межремонтные сроки. Интеллектуальное управление техническим состоянием транспортных средств на основе результатов компьютерного моделирования позволяет осуществлять определение оптимальных сроков и видов ремонта по текущему состоянию с оценкой надежности и ресурса в эксплуатации на основе результатов диагностики сформировавшихся дефектов и объективной оценки напряженно-деформированного состояния с анализом накопления остаточных деформаций, и изменения структурного состава и формирования условий для зарождения трещиноподобных дефектов.

4.2 Сравнительный анализ термодформационных процессов в цельнокатаных колесах с различной формой диска

В процессе эксплуатации ЦКК подвергаются значительным тепловым воздействиям в результате фрикционного взаимодействия при торможении торможения (в системе «тормозная колодка – колесо») и механическим нагружениям».

Автором выполнен ряд исследований в области оценки влияния параметров торможения на тепловые и деформационные процессы с учетом геометрии диска колеса. Современные технические средства и методы не позволяют осуществлять анализ распределения тепловых процессов по всему объему колеса в период реализации торможения и проводить прямые измерения деформаций элементов ЦКК в момент окончания торможения грузового вагона [83].

В данной работе представлен анализ влияния геометрии диска колеса на максимальные значения перемещений обода в момент окончания длительного торможения.

Для проведения расчетов был принят случай длительного режима торможения на затяжном спуске $i = 30 \%$ при скорости 60 км/ч и времени действия тормозных колодок на обод колеса 1200 с (расчет производился с шагом по времени, равным 0,5 с).

Для расчета взаимодействия тормозной колодки с ободом колеса была выбрана тормозная вагонная композиционная колодка с сетчато-проволочным каркасом для железнодорожных вагонов 25610-Н ТИИР 300 ТУ 2571-028-00149386-2000 [90], которая имеет габаритные размеры 330x80x65x510 (длина дуги/ширина/толщина/радиус кривизны). Схема взаимодействия указана на рисунке 4.4. Исходя из этого моделирование теплопритоков в обод колеса было реализовано на конечные элементы предполагаемого взаимодействия [18].

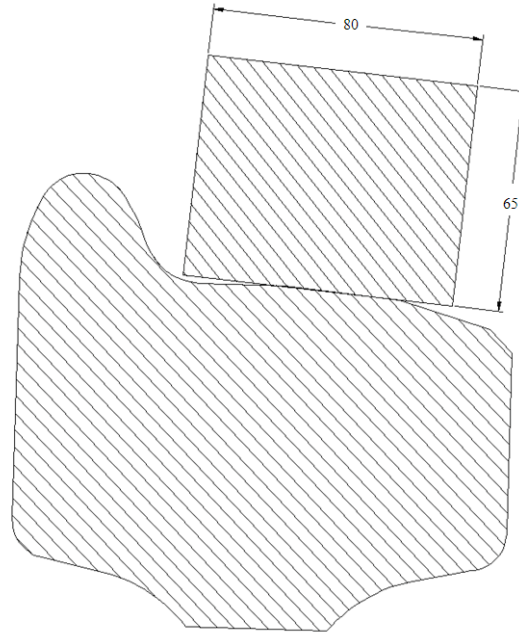


Рисунок 4.4 - Схема взаимодействия обода колеса с композиционной тормозной колодкой по чертежу 25610-Н

Компьютерное моделирование осуществлялось на основе использования разработанных объемных конечно-элементных моделей цельнокатаных колес диаметром 950 мм с прямолинейной и криволинейной формами диска по размерам, указанным в ГОСТ 10791-2011 [9], и на рисунке 2.4. Особенности взаимодействия в системе «колесо-рельс», а также износ колеса в процессе эксплуатации не учитывались (толщина обода 70 мм) [83].

При определении уровня тепловых нагрузок на колесо грузового вагона при длительном торможении для компьютерного моделирования принимались следующие условия:

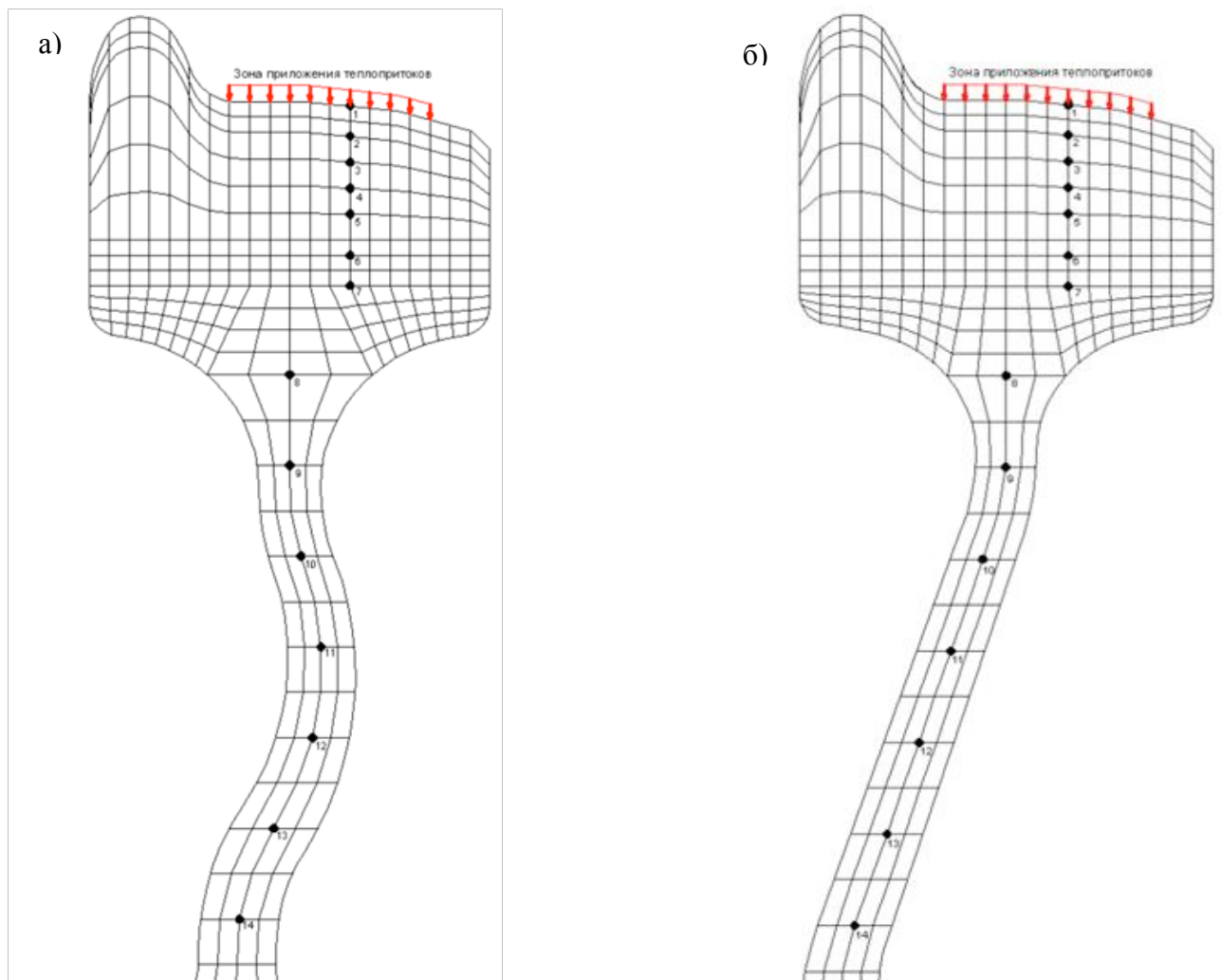
- при использовании композиционных тормозных колодок 90 – 95 % выделяемого при торможении тепла в паре «колодка – колесо» передается в обод колеса [18];

- при условии использования композиционных колодок для грузовых вагонов с грузовым авторежимом, включенном на средний режим, расчетное значение коэффициента силы нажатия тормозных колодок принималось равным $\vartheta_p = 0,22$ [49];

– расчет параметров тепловложений в колесо производился по материалам, изложенным в работах [2, 34] при условии длительного торможения на затяжном спуске $i=30\%$, постоянной скорости движения поезда, равной 60 км/ч и времени действия тормозных колодок на обод колеса 1200 с. Относительная удельная мощность тепловыделения $q_1^{*cp} = 17,7 \text{ Вт/см}^2$ [83].

Для проведения анализа влияния геометрии диска на величину перемещений обода колеса использовались разработанные автором объемные конечно-элементные модели ЦКК с криволинейным и прямолинейным дисками.

Схемы приложения тепловых нагрузок при компьютерном моделировании представлены на рисунке 4.5.



а) с криволинейной формой диска, б) с прямолинейной формой диска

Рисунок 4.5 - Схемы приложения тепловых нагрузок при компьютерном моделировании на ЦКК

Характер распределения температур на ЦКК с различной геометрией диска наглядно изображен на рисунках 4.6, 4.7. В зависимости от температуры, границы тепловых полей на моделях отображаются разными цветами от синего (минимальная температура) до красного (максимальная).

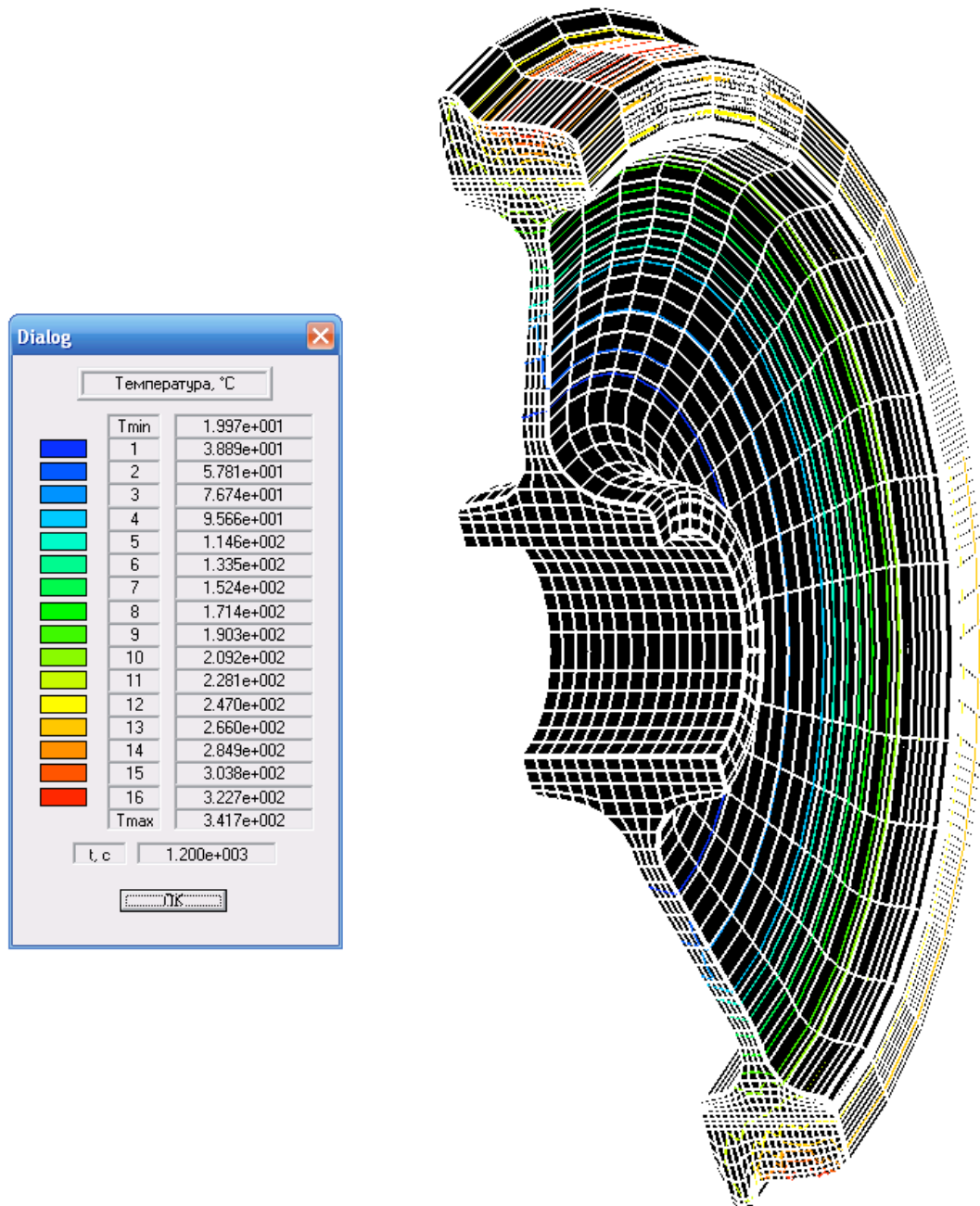


Рисунок 4.6 - Распределение температур в объемной конечно-элементной модели цельнокатаного колеса с прямолинейным диском в момент окончания длительного торможения. Толщина обода 70 мм

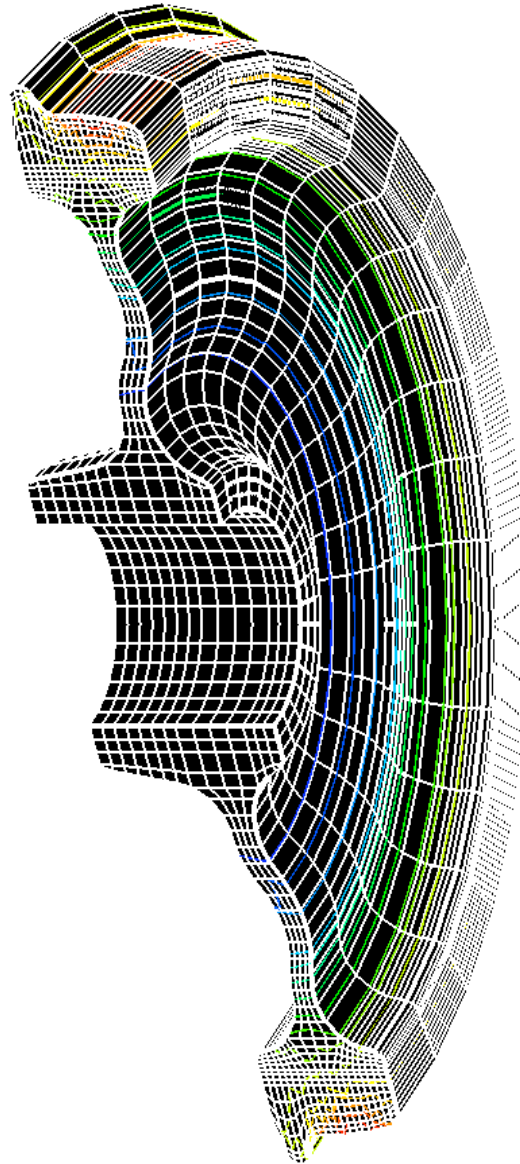
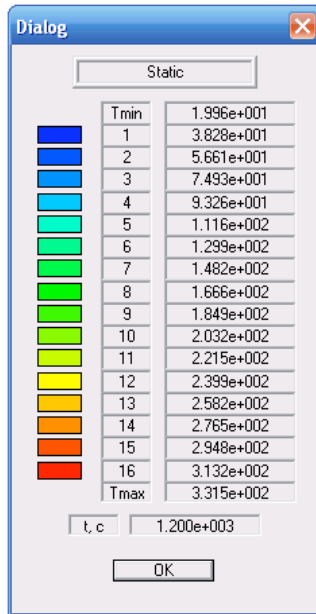


Рисунок 4.7 - Распределение температур в объемной конечно-элементной модели цельнокатаного колеса с криволинейным диском в момент окончания длительного торможения

Суммарная площадь охлаждаемой поверхности при движении цельнокатаных колес рассмотренных конструкций, практически одинаковая. В результате проведенного автором компьютерного моделирования установлено, что в ЦКК с криволинейной формой диска значение максимальной температуры составило 331 °С, а в ЦКК с криволинейной – 341 °С. Таким образом, разница максимальных температур не превышает 3 %, это позволяет сделать вывод, что при реализации длительного режима торможения различная геометрия формы

диска колеса не оказывает существенного влияния на распределение температур в цельнокатаном колесе при торможении [83].

Тепловые процессы в цельнокатаном колесе и неравномерный нагрев отдельных элементов (обод, диск) в результате торможения являются причиной деформационных процессов в колесе. При анализе результатов компьютерного моделирования на объемных конечно-элементных моделях половины колеса, разработанных автором установлено, что наибольший уровень деформаций отмечается в диске колеса, что является следствием процессов теплового расширения ЦКК.

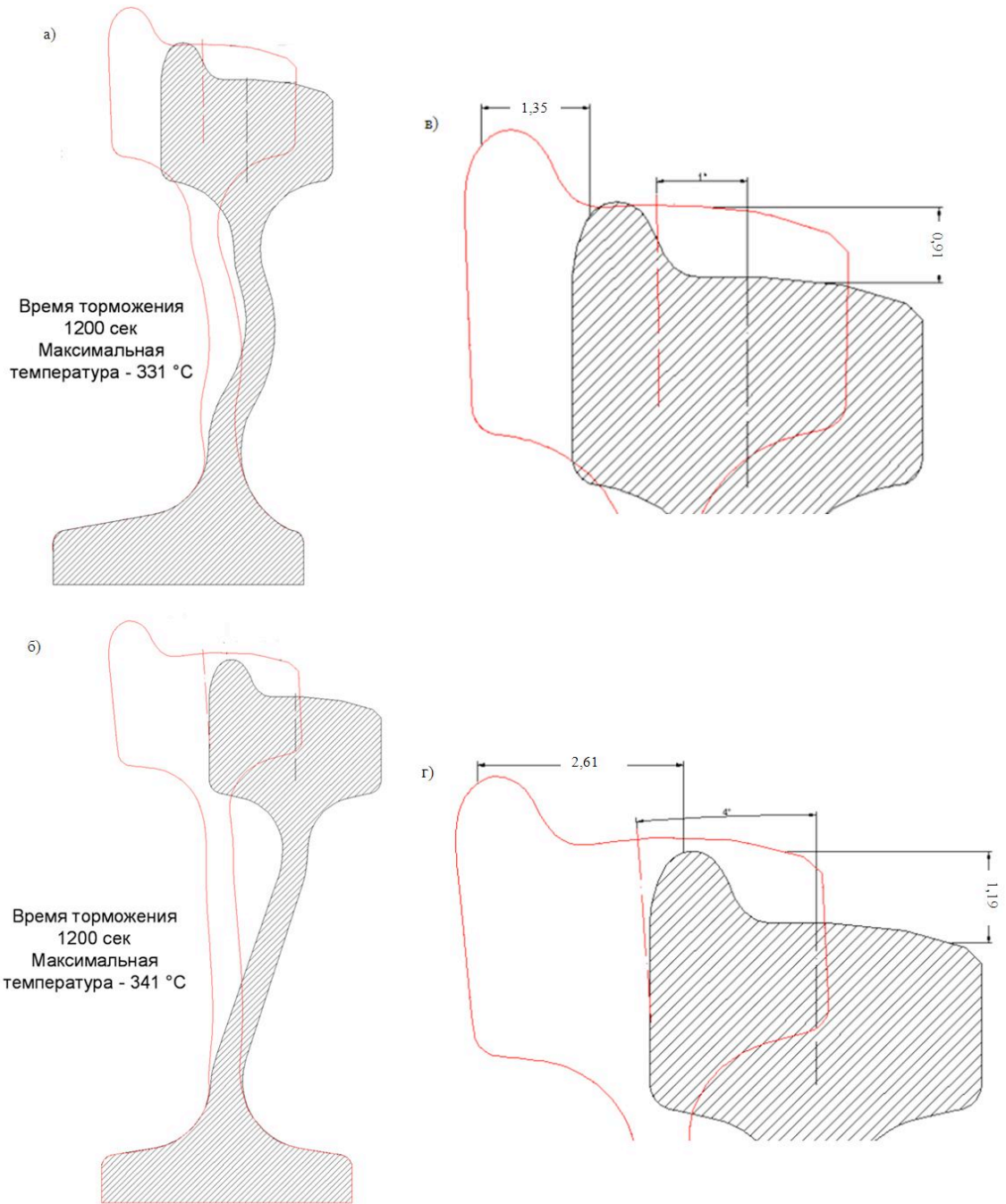
Анализ результатов расчетов позволил оценить характер и направление перемещений в результате тепловых процессов при длительном торможении. Установлено, что тепловые процессы за счет высокого уровня напряжений в диске приводят к смещению обода колеса в радиальном (увеличение радиуса колеса) и осевом направлениях (к центру оси колесной пары) как показано на рисунке 4.8, а, б. Следует отметить, что для визуализации характера перемещений их значения, представленные на рисунке 4.8 увеличены в 30 раз. Оценка полученных результатов показывает, что характер и значения перемещений в колесе при длительном торможении существенным образом зависят от конструкции и геометрических параметров ЦКК. Максимальные перемещения колеса с прямолинейным диском в осевом направлении в сторону середины оси колесной пары составило 2,61 мм (рисунок 4.8, г), а ЦКК с криволинейным диском – 1,35 мм (рисунок 4.8, в). Таким образом, суммарное смещение двух колес одной колесной пары составляет: для ЦКК с прямолинейным диском – 5,22 мм, а с криволинейным диском – 2,7 мм [83]. В момент окончания длительного торможения деформации цельнокатаного колеса с прямолинейным диском в радиальном направлении составили 1,19 мм, а для колеса с криволинейным диском – 0,91 мм [83].

Таким образом, установлено, что протекание тепловых и деформационных процессов в ЦКК в момент окончания длительного торможения приводят к смещению обода колеса к центру оси колесной пары и увеличению диаметра

колеса. Максимальные значения перемещений обода существенным образом зависят от конструкции диска колеса. Суммарные перемещения обода колеса с прямолинейным диском превосходят аналогичные перемещения обода колеса с криволинейным диском.

Перемещения в осевом направлении обода колеса приводит к тому, что расстояние между внутренними поверхностями гребней колес колесной пары уменьшается с 1440 мм на 2,7 и 5,2 мм для колес с криволинейным и прямолинейным дисками соответственно. В сочетании с уширением колеи, особенно в кривых участках пути это оказывает негативное влияние на безопасность движения поездов [83].

Результаты расчетов распределения компонентов радиальных, осевых и окружных напряжений в цельнокатаных колесах с различной геометрией диска в момент окончания длительного торможения на затяжном спуске в течение 1200 секунд представлены на рисунке 4.9.



а) ЦКК с криволинейной формой диска; б) ЦКК с прямолинейной формой диска; в) в ободе (колесо с криволинейным диском), в мм; г) в ободе (колесо с прямолинейным диском), в мм

Рисунок 4.8 - Деформации цельнокатаных колес в результате тепловых нагрузений при длительном режиме торможения, увеличенные в 30 раз

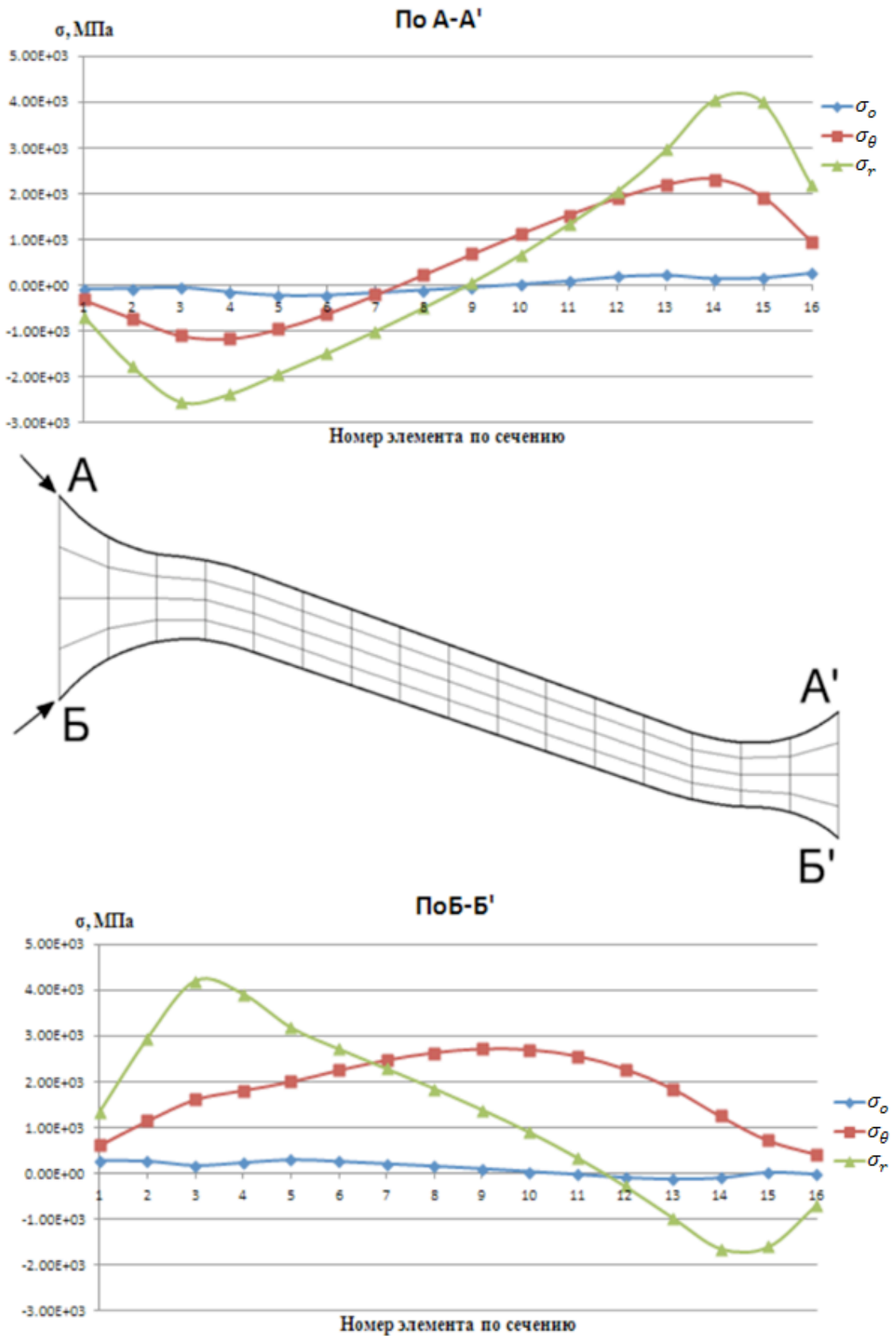


Рисунок 4.9 – Распределение напряжений в прямолинейном диске колеса в момент окончания длительного торможения

Максимальные растягивающие радиальные напряжения в момент окончания длительного торможения в прямолинейном диске колеса грузового вагона формируются в зонах верхнего внутреннего радиуса сопряжения диска с ободом и нижнего наружного радиуса сопряжения диска со ступицей и находятся на уровне плюс 415 МПа, причем в этих зонах возникает трехосное растяжение. Осевые растягивающие напряжения не превышают 50 МПа. Максимальные окружные напряжения образуются в центральной части внешней стороны диска колеса и достигают плюс 280 МПа. Полученные результаты хорошо коррелируют с данными разрушений цельнокатаных колес. В эксплуатации, как правило, трещина зарождается на внутренней стороне зоны перехода от обода к диску с последующим развитием в окружном направлении и отколом обода колеса [81].

Стоит отметить тот факт, что приободная зона колеса в условиях ремонта колесных пар проверяется поверхностной волной при установке волнового преобразователя на внутренней поверхности диска колеса. Такая схема контроля не обеспечивает обнаружение приповерхностных дефектов, поскольку поверхностная волна не распространяется на большую глубину [4].

4.3 Выводы по главе 4

1) Результаты компьютерного моделирования повторяющихся этапов торможения при движении поезда показали, что при сочетании наиболее неблагоприятных факторов: толщина обода, уклон пути, масса поезда, максимальные температуры нагрева поверхности колеса могут превышать значения фазовых и структурных превращений, приводить к переходу феррито-цементитных смесей на поверхности катания в аустенит. По окончании торможения вследствие интенсивного охлаждения поверхностных слоев в результате теплоотвода в обод и диск колеса возможно образование закалочных структур. При реализации последующих торможений, как показали результаты моделирования, нагрев поверхностных слоев колеса обеспечивает распад закалочных структур на феррито-цементитные смеси различной степени дисперсности. Таким образом, в процессе движения поезда в результате этапов

торможения возможно кратковременное образование закалочных структур с последующим возвратом к исходному структурному составу.

2) Формирование мартенситной структуры на одном из этапов торможения в сочетании с механическими воздействиями при движении является достаточным условием для образования микротрещин на поверхности катания колеса, которые, в свою очередь, при определенных условиях могут приводить к выкрашиванию металла - образованию выщербин.

3) Полученные результаты свидетельствуют о том, что компьютерное моделирование в отличие от инструментальных методов позволяет получать достоверную информацию об изменении структурного и напряженно-деформированного состояния объекта в результате технологических и эксплуатационных воздействий на любом этапе жизненного цикла с учетом предыстории нагружения и анализа процессов, имевших место.

4) Установлено, что максимальные значения температур в ЦКК в результате торможения концентрируются, в основном, в ободе. Однако при длительном торможении на затяжных спусках создаются условия для повышения температур значительной части диска. Результаты проведенных исследований распределения температур в колесах с прямолинейным и криволинейным дисками показали, что конструкция диска колеса не оказывает существенного влияния на максимальные значения и распределение температурных полей.

5) Результаты компьютерного моделирования свидетельствуют о том, что деформационные процессы в ЦКК в момент окончания длительного торможения приводят к смещению обода колеса к центру оси колесной пары и увеличению диаметра колеса. Максимальные значения перемещений существенным образом различаются в зависимости от конструкции диска колеса.

6) Установлено, что перемещения в осевом направлении обода колеса приводят к тому, что расстояние между внутренними поверхностями гребней колес колесной пары уменьшается с 1440 мм на 2,7 мм (криволинейный диск) и 5,22 мм (прямолинейный диск), что в сочетании с уширением колеи в кривых участках пути оказывает негативное влияние на безопасность движения поездов.

7) Анализ напряженно-деформированного состояния колеса с прямолинейной формой диска показал, что наибольшие растягивающие напряжения формируются в зоне перехода от обода к диску и характеризуются высоким уровнем радиальных и окружных напряжений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Обоснована актуальность разработки методики определения текущего теплового, напряженно-деформированного состояния и структурного состава цельнокатаного колеса при реализации различных режимов торможения.

2) Разработаны рациональные конечно-элементные модели цельнокатаного колеса с прямолинейным и криволинейным дисками, а также с различной степенью износа в эксплуатации, которые позволяют проводить компьютерное моделирование тепловых и термомодеформационных процессов, а также структурных превращений в ЦКК в эксплуатации.

3) Установлено, что тепловые воздействия, связанные с процессом торможения, приводят к сложным нестационарным процессам теплопереноса, структурным и фазовым превращениям, изменению напряженно-деформированного состояния, сформированного на этапе термической обработки в результате закалки и последующего отпуска.

4) Разработана методика дифференцированного определения интенсивности тепловыделений в паре «колесо – колодка» по интервалам скоростей торможения поезда. При реализации данного подхода значения максимальных температур на поверхности катания колеса получаются не в конце торможения, а на протяжении участка торможения.

5) Установлено, что наибольшее влияние на максимальные значения и распределение температур оказывают следующие параметры: начальная скорость торможения, загруженность вагона, режим торможения (экстренное, полное служебное, ступенчатое), износ колеса в эксплуатации, большое влияние также оказывают тип тормозной колодки и уклон пути.

6) В результате исследования распределения температур в колесах с прямолинейным и криволинейным дисками можно сделать вывод, что конструкция диска колеса не оказывает существенного влияния на максимальные значения и распределение температурных полей.

7) Установлено, что при длительном торможении на затяжных спусках повышается температура в значительной части диска, что является основой для возникновения двухосных растягивающих напряжений.

8) Деформационные процессы в ЦКК в момент окончания длительного торможения приводят к смещению обода колеса к центру колесной пары и увеличению диаметра колеса. Перемещения в осевом направлении обода колеса приводят к тому, что расстояние между внутренними поверхностями гребней колесной пары уменьшается с 1440 мм на 5,22 мм (прямолинейный диск).

9) В результате компьютерного моделирования установлена возможность образования закалочных структур в процессе торможения грузового поезда, что в сочетании с механическими воздействиями в процессе движения является достаточным условием для образования микротрещин на поверхности катания колеса.

10) Разработанная методика позволяет осуществить переход от периодической проверки текущего состояния цельнокатаного колеса инструментальными методами к комплексному подходу на основе применения компьютерного моделирования и методов неразрушающего контроля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Андропов, А. Н. Совершенствование тормозных средств грузовых поездов постоянного формирования: дисс. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Андропов Александр Николаевич. - Екатеринбург, 2008. – 172 с.

2 Анисимов, П. С. Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов : учебное пособие для вузов ж.-д. транспорта / П. С. Анисимов, В. А. Юдин, А. Н. Шамаков, С. Н. Коржин ; под ред. П. С. Анисимова. – М. : Маршрут, 2005. – 248 с.

3 Брюнчуков, Г. И. Влияние микроструктуры на контактно-усталостную стойкость колесных сталеи / Г. И. Брюнчуков, Ю. В. Ронжина, А. С. Разумов // Железнодорожный транспорт. – 2016. – № 12. – С. 57-59.

4 Васенев, Ю. Г. Проблемы дефектоскопии колесных пар / Ю. Г. Васенев, В. И. Мельник // Вагоны и вагонное хозяйство. 2011 – № 2. – С. 35-38.

5 Власенко, Ю. Е. Контактная задача для упругопластического многослойного пакета с учетом отставания слоев [текст] / Е. Ю. Власенко, В. И. Кузьменко, Г. А. Фень // Механика твердого тела. – 1978. – № 5. – С. 68-73.

6 Вуколов, Л. А. Сравнительные фрикционные характеристики металлокерамических и полимерных композиционных тормозных колодок / Л. А. Вуколов, В. А. Жаров // Вестник ВНИИЖТ. – 1999. – №4. – С. 19-24.

7 Галагер, Р. Метод конечных элементов. Основы. М. : Мир, 1984. – 429 с.

8 Голубенко, О. Л. Сцепление колеса с рельсом : монография / Киев : ВПОЛ, 1993. – 448 с.

9 ГОСТ 10791-2011 Колеса цельнокатаные. Технические условия. М. : Издательство стандартов, 2011. – 34 с.

10 ГОСТ Р 54093-2010 Колеса железнодорожного подвижного состава. Методы определения остаточных напряжений. М. : Издательство стандартов, 2010. – 16 с.

11 Гребенюк П. Т., Долганов А. Н., Скворцова А. И. Тяговые расчеты : Справочник / Под ред. П. Т. Гребенюка. – М. : Транспорт, 1987. – 272 с.

- 12 Гребенюк, П. Т. Нестационарные процессы торможения / Труды ВНИИЖТ. – М. : Интекс, 2006. – 96 с.
- 13 Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия. – М. : Мир – 1989. – 510 с.
- 14 Ефимов, Р. А. Анализ кинетики тепловых процессов и структурных превращений в цельнокатаных колесах в процессе эксплуатации / Р. А. Ефимов, Д. О. Миронов, М. В. Когут // Труды Тринадцатой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов». – М. : Изд-во МГУПС (МИИТ). – 2012. – С. VII-2 – VII-3.
- 15 Ефимов, Р. А. Оценка влияния теплового нагружения цельнокатаных колес при торможении на безопасность движения / Р. А. Ефимов // Труды научно-практической конференции «Наука МИИТа – Транспорту». – М. : Изд-во МГУПС (МИИТ). – 2012. – С. IV-3 – IV-4.
- 16 Ефимов, Р. А. Моделирование контактного взаимодействия в системе «колесо – рельс» / Р. А. Ефимов // Труды научно-практической конференции «Наука МИИТа – Транспорту». – М. : Изд-во МГУПС (МИИТ). – 2013. – IV-77.
- 17 Ефимов, Р. А. Оценка ресурса цельнокатаного колеса на основе анализа текущего состояния / Р. А. Ефимов // Труды научно-практической конференции «Наука МИИТа – Транспорту» Часть 2. – М. : Изд-во МГУПС (МИИТ). – 2011. – С. IV-53 – IV-54.
- 18 Ефимов, Р. А. Сравнительный анализ деформаций цельнокатаных колес с различной формой диска в результате длительного торможения / Р. А. Ефимов / Труды X Международной научно-практической конференции «Trans-Mech-Art-Chem». – М. : Изд-во МГУПС (МИИТ). – 2014. – С. I-116 – I-118.
- 19 Жаров, А. И. Температуры на пятнах контакта системы «колодка – колесо – рельс» при торможении экипажа / А. И. Жаров, С. Б. Курцев // Вестник ВНИИЖТ. – 2008. – №3. – С. 34-39.
- 20 Жаров, И. А. Зависимости коэффициента сцепления пары «колесо – рельс» от параметров контакта / И. А. Жаров, О. Г. Сааме, С. Б. Курцев, И. Н. Воронин // Трение и износ. – 2002. – № 6. – С. 611-618.

21 Жаров, И. А. Зависимость коэффициента сцепления пары колесо-рельс от параметров контакта / И. А. Жаров, О. Г. Сааме, С. В. Кудрявцев, И. Н. Воронин // Трение и износ. – 2002. – № 6. – С. 611-618.

22 Жаров, И. А. Методика расчета приповерхностных температур системы «колодка-колесо» в режиме экстренного торможения / И. А. Жаров // Трение и износ. – 2003. – №4. – С.383-390.

23 Жаров, И. А. Обоснование требований к устройствам автоматического регулирования тормозной силы в зависимости от загрузки для моторвагонного подвижного состава / И. А. Жаров, Д. В. Горский // Вестник ВНИИЖТ. – 2012. – №5. – С. 49-55.

24 Жаров, И. А. Приближенный расчет поверхностных температур системы «колодки – колесо – рельс» / И. А. Жаров, И. Н. Воронин, С. Б. Курцев // Трение и износ. – 2003. – №2. – С. 144-152.

25 Жаров, И. А. Проверка адекватности моделей трения и изнашивания на пятнах контакта колес и рельсов / И. А. Жаров // Трение и износ. – 2001. – № 5. – С. 487-495.

26 Жаров, И. А. Расчет параметров начального периода торможения / И. А. Жаров, С. Б. Курцев, А. А. Кренделев // Железнодорожный транспорт на современном этапе развития. – 2013. – С. 93-99.

27 Жаров, И. А. Расчет температур на пятне контакта колеса с рельсом при юзе и боксовании / И. А. Жаров // Трение и износ. – 2003. – №3. – С. 248-259.

28 Жаров, И. А. Расчет температурных полей вблизи пятен контакта пары «колесо – рельс» при качении со скольжением / И. А. Жаров, И. Н. Воронин // Трение и износ. – 2002. – № 1. – С. 27-34.

29 Жаров, И. А. Учет формы колеса и теплоотвода в воздух при расчете приповерхностных температур системы «колодка – колесо – рельс» / И. А. Жаров // Трение и износ. – 2003. – №5. – С. 477-485.

30 Закерничная, Н. В. Совершенствование методики расчета тормозных сил в грузовом поезде : дисс. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Закерничная Наталья Викторовна. - Омск, 2003.- 179 с.

- 31 Захаров, С. М. Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов / Под ред. С. М. Захарова. – М. : Интекст, 2004. – 160 с.
- 32 Захаров, С. М. Оценка стабильности критериев состояния тележек грузовых вагонов / И. А. Жаров, С. М. Захаров, М. А. Марков // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – №5. – С. 42-48.
- 33 Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике. – М. : Мир, 1976. – 542 с.
- 34 Иноземцев, В. Г. Автоматические тормоза : учебник для вузов железнодорожного транспорта / В. Г. Иноземцев, В. М. Казаринов. – М. , 1981. – 464 с.
- 35 Карпычев, В. А. К вопросу оценки и контроля тормозных нажатий колодок на колеса в зависимости от положений рычагов при регулировании рычажной передачи тележки 18-100 / В. А. Карпычев, Г. Б. Никитин, П. А. Андреев // Вестник ВНИИЖТ. – 2012. – №5. – С. 43-48.
- 36 Карпычев, В. А. Разработка метода системного анализа автотормоза грузового подвижного состава : дисс. ... докт. техн. наук : 05.22.07 / Карпычев Владимир Александрович. – М. , 2001. – 316 с.
- 37 Киселев, А. С. Разработка методов анализа и проектирования сварочной технологии на основе компьютерного моделирования термомодеформированного и структурного состояния сварных конструкций : дисс. ... докт. техн. наук : 05.03.06 / Киселев Алексей Сергеевич. – М. , 1999. – 309 с.
- 38 Киселев, С. Н. Анализ напряженно-деформированного состояния в круговых швах рам тележек вагонов метро / С. Н. Киселев, А. С. Киселев, А. В. Саврухин, В. В. Смирнов // Сварочное производство. – 1993. – № 4. – С. 19-20.
- 39 Киселев, С. Н. Бандажированные колеса локомотивов : монография / Под общ. ред. С. Н. Киселева. – Казань : Издательство «Печать-Сервис-XXI век», 2010. – 276 с. илл.

40 Киселев, С. Н. Влияние подогрева при наплавке цельнокатаных колес вагонов на остаточные напряжения и деформации / С. Н. Киселев, А. В. Саврухин, Г. Д. Кузьмина, А. С. Киселев // Сварочное производство. – 1995. – №12. – С. 3-7.

41 Киселев, С. Н. Контроль остаточных напряжений в цельнокатаных колесах, возникающих в процессе изготовления и эксплуатации, на основе компьютерного моделирования / С. Н. Киселев, А. С. Киселев, И. Л. Пашолок, А. В. Саврухин // Контроль. Диагностика. – 1999. – №4. – С. 3-13.

42 Киселев, С. Н. Напряженно-деформированное состояние и ресурс восстановленных наплавкой колес подвижного состава при малоцикловых эксплуатационных воздействиях / С. Н. Киселев, А. С. Киселев, Р. И. Зайнетдинов и др. // Труды конференции «Восстановление и упрочнение деталей – современный эффективный способ повышения надежности машин». – М., 1997. – С. 12-13.

43 Киселев, С. Н. Напряженно-деформированное состояние колес вагонов с различной формой диска при термических воздействиях, связанных с торможением / С. Н. Киселев, А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов, Г. Д. Кузьмина, А. С. Киселев // Тяжелое машиностроение. – 2008. – № 3. – С. 34-37.

44 Киселев, С. Н. Напряженно-деформированное состояние колес подвижного состава при малоцикловых технологических и эксплуатационных воздействиях / С. Н. Киселев, А. С. Киселев, В. Г. Иноземцев, А. В. Саврухин // Труды Второй межд. конференции «Актуальные проблемы железнодорожного транспорта». – М., 1996. – С. 92-93.

45 Киселев, С. Н. Оценка ресурса цельнокатаного колеса при малоцикловом термоупругопластическом деформировании с учетом режимов торможения вагона / С. Н. Киселев, В. Г. Иноземцев, Р. И. Зайнетдинов, А. С. Киселев // Вестник ВНИИЖТ. – 1995. – №4. – С. 40-43.

46 Киселев, С. Н. Решение нелинейных задач нестационарной термоупругопластичности применительно к сварке и наплавке конструктивных элементов / С. Н. Киселев, А. С. Киселев, Г. Д. Кузьмина // Прикладная физика. – 1994. – №3. – С. 8-11.

47 Киселев, С. Н. Сравнительный анализ напряженно-деформированного состояния цельнокатаных колес вагонов с различной формой диска при эксплуатационных нагрузках / С. Н. Киселев, А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов, А. С. Киселев // Тяжелое машиностроение. – 2007. – № 11. – С.26-30.

48 Киселев, С. Н. Термическое упрочнение ободьев цельнокатаных колес: новая технология / С. Н. Киселев, А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов, Г. Д. Кузьмина, А. С. Киселев // Транспорт Российской Федерации. – 2009. – № 5. – С. 64-66.

49 Киселев, С. Н. Цельнокатаные железнодорожные колеса. Изготовление, эксплуатация, восстановление, обеспечение надежности : монография / Под общ. ред. С. Н. Киселева. – Казань : Издательство «Печать-Сервис-XXI век», 2009. – 265 с. илл.

50 Классификатор неисправностей вагонных колесных пар и их элементов 1.20.001-2007, утвержденный вице-президентом ОАО «РЖД» В. А. Гапановичем 7 декабря 2007 г. – М. : Транспорт, 2007. – 100 с.

51 Коздоба, Л. А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности – М. : Наука, 1975. – 228 с.

52 Кротов, В. П. Напряженно-деформированное состояние колесной пары вагона при повышении режимов нагружения / В. П. Кротов, С. В. Кротов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – № 2. – 2010. – С. 36-39.

53 Кузьмина, Г. Д. Совершенствование и обоснование технологии восстановления наплавкой гребней цельнокатаных колес вагонов на основе моделирования тепловых процессов и структурных превращений : дисс. ... канд. техн. наук : 05.03.06 / Кузьмина Галина Дмитриевна. – М. , 1995. – 167 с.

54 Марков, Д. П. Контактно-усталостные повреждения колес и рельсов / Д. П. Марков // Трение и износ. – т. 23. – 2001. – №4. – С. 437-447.

55 Марков, Д. П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте / Д. П. Марков // тр. ВНИИЖТ. – М. : Интекст, 2007. – 408 с.

56 Мартьянова, И. А. Совершенствование методов контроля тепловых процессов и напряженного состояния при изготовлении цельнокатаных колес на основе сочетания инструментальных методов и компьютерного моделирования : дисс. ... канд. техн. наук : 05.02.11 / Мартьянова Ирина Александровна. – М. , 2003. – 145 с.

57 Матяш, Ю. И. Динамика тепловых процессов при различных режимах торможения грузовых вагонов / Ю. И. Матяш, Ю. М. Сосновский, А. В. Колтышкин, Д. В. Колосов // Транспорт. Транспортные и технологические машины. – 2014. – № 2 – С. 29-33.

58 Матяш, Ю. И. Физические основы динамики тепловых процессов при различных режимах торможения / Ю. И. Матяш, Ю. М. Сосновский, Д. В. Колосов, А. В. Колтышкин // Межвуз. тем. сб. науч. тр. «Совершенствование технологии ремонта и технического обслуживания вагонов». – Омск. – 2014 – С. 29-33.

59 Миронов, П. Ф. Термическое упрочнение и напряженное состояние цельнокатаных железнодорожных колес : дисс. ... канд. техн. наук : 05.16.01 / Миронов Павел Федорович. – Днепропетровск, 1984. – 196 с.

60 Морозкин, И. С. Термомеханические повреждения колес вагонов и методы их устранения / И. С. Морозкин, О. А. Розман, А. Е. Родин, А. А. Александров // Вестник РГУПС. – № 2. – 2008 – С. 5-14.

61 Неклюдов, А. Н. Оценка кинетики тепловых процессов и структурообразования при восстановлении наплавкой колес вагонов с разной степенью их изношенности : дисс. ... канд. техн. наук : 05.03.06 / Неклюдов Алексей Николаевич. – М. , 2004. – 279 с.

62 Никитин, С. В. Цельнокатаные колеса повышенного качества и твердости: реализации и будущее / С. В. Никитин // Техника железных дорог. – 2011. – № 2. – С. 19-20.

63 Обрывалин, А. В. Обеспечение работоспособности цельнокатаных колес повышенной твердости, поступающих в ремонт с термомеханическими

повреждениями : дисс. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Обрывалин Алексей Викторович. – Омск, 2010. – 145 с.

64 Озябкин А. Л. Выбор информационных каналов для динамического мониторинга аномальных термодинамических процессов в контакте «колесо – рельс» / А. Л. Озябкин, А. А. Александров // Вестник РГУПС. – № 4. – 2010. – С. 9-20.

65 Озябкин, А. Л. Предупреждения термомеханических повреждений трибосистемы «колесо – рельс» при движении юзом / А. Л. Озябкин, А. А. Александров, К. И. Щепановский, А. Л. Выщепан // Вестник донского государственного технического университета. – № 11. – 2011. – С. 1405-1416.

66 Орлова, А. М. Тепловой расчет колес инновационных тележек моделей 18-9889 и 18-9890 / А. М. Орлова, Е. А. Рудакова, А. В. Саидова, И. В. Турутин // Вагоны и вагонное хозяйство. – № 2. – 2012. – С. 30-31.

67 Павлович, А. А. Алгоритм расчета нестационарных температурных полей в массивных деталях / А. А. Павлович, А. С. Куркин // Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – № 2. – С. 102-106.

68 Петров, Г. И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути : дисс. ... докт. техн. наук : 05.22.07 / Петров Геннадий Иванович. – М. , 2001. – 347 с.

69 Петрушина, А.А. Расчетная оценка рисков колесных пар вагонов / А. А. Петрушина, Р. А. Ефимов / Труды научно-практической конференции «Наука МИИТа – Транспорт» Часть 2. – М. : Изд-во МГУПС (МИИТ). – 2011. – С. IV-55 – IV-56.

70 Подвижному составу – новые колеса // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2011. – № 3. – С. 38-39.

71 Постнов, В. А. Динамические матрицы жесткости балочных элементов и их использование в методе конечных элементов при расчете вынужденных колебаний стержневых систем / В. А. Постнов // Вестник гражданских инженеров. – 2005. – №1. – С. 42-48.

72 Постнов, В. А. Использование метода конечных элементов для определения структурных повреждений / В. А. Постнов // Вестник гражданских инженеров. – 2004. – №1. – С. 70-76.

73 Правила и нормы проектирования сортировочных устройств на железных дорогах колеи 1520 мм. – М. , 2003. – 84 с.

74 Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации. Утверждены приказом Минтранса России от 21 декабря 2010 г. № 286.

75 Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М. : Транспорт, 1985. – 287 с.

76 Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524мм), согласованный комиссией по железнодорожному транспорту полномочных специалистов вагонного хозяйства железнодорожных администраций (Протокол от 4-6 сентября 2012 г.). – М. , 2012. – 279 с.

77 Саврухин, А. В. Гарантии безопасности и состояние ПС / А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов, А. В. Терехов. // Мир транспорта. – 2011. – № 5. – С. 142-146.

78 Саврухин, А. В. Компьютерная диагностика формирования структурного состава при закалке цельнокатаного колеса / А. В. Саврухин, С. Н. Киселев, А. Н. Неклюдов, Г. Д. Кузьмина, А. С. Киселев // Контроль. Диагностика. – 2008. – № 6. – С. 45-49.

79 Саврухин, А. В. Моделирование кинетики состояния колеса / А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов, Р.А. Ефимов // Мир транспорта. – 2012. – № 5. – С. 42-47.

80 Саврухин, А. В. Моделирование тепловых нагрузений цельнокатаных колес / А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов, Р. А. Ефимов // Мир транспорта. – 2014. – № 5. – С. 22-37.

81 Саврухин, А. В. Оценка влияния тепловых процессов при торможении на безопасность эксплуатации цельнокатаных колес / А. В. Саврухин,

А. В. Терехов, Р. А. Ефимов, А. А. Петрушина // Труды Одиннадцатой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов». – М. : Изд-во МГУПС (МИИТ). – 2010. – С. I-18 – I-19.

82 Саврухин, А. В. Совершенствование конструкций массивных несущих деталей подвижного состава на основе анализа напряженно-деформированного состояния при эксплуатационных и технологических воздействиях: дисс. ... докт. техн. наук : 05.22.07 / Саврухин Андрей Викторович. – М. , 2005. – 349 с.

83 Саврухин, А. В. Тепловые и деформационные процессы в ЦКК при длительном торможении / А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов, Р. А. Ефимов // Мир транспорта. – 2015. – № 2. – С. 44-50.

84 Сакало, А. В. Влияние температурных напряжений на накопление контактно-усталостных повреждений в колесе локомотива / А. В. Сакало, В. И. Сакало, С. Б. Томашевский // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – № 4. – С. 71-76.

85 Сакало, А. В. Моделирование накопления контактно-усталостных повреждений в колее вагона с использованием конечно-элементных фрагментов на упругом основании / А. В. Сакало // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2011. – № 4. – С. 44-49.

86 Сакало, В. И. Коэффициент внедрения поверхностей в быстром алгоритме решения контактных задач для колеса и рельса / В. И. Сакало, А. В. Сакало // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2015. – № 1. – С. 46-51.

87 Сакало, В. И. Моделирование температурных полей в деталях дискового тормоза / М. А. Моисеенко, В. И. Сакало // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2009. – № 2. – С. 57-64.

88 Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов. – М. : «МИР», 1979. – 392 с.

89 Титарев, Д. В. Моделирование нестационарных температурных полей и напряжений в дисках железнодорожных тормозов / Д. В. Титарев //

Информационные технологии моделирования и управления. – 2007. – № 3 (37). – С. 331-338.

90 ТУ 2571-028-00149386-2000. Колодки тормозные композиционные с сетчато-проволочным каркасом для железнодорожных вагонов.

91 Фролов, К. В. Расчет термонапряжений и прочности роторов и корпусов турбин / К. В. Фролов, Ю. Л. Израилев, Н. А. Махутов и др. – М. : Машиностроение, 1988. – 239 с.

92 ЦТ-ЦВ-ЦЛ-ВНИИЖТ/277 Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог. – М. : Трансинфо, 2010. - 160 с.

93 Шакина, А. В. Новые тормозные колодки повышенной износостойкости / А. В. Шакина, В. С. Фадеев, О. В. Штанов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2014. – № 4. – С. 42-44.

94 Шаповалов, В. В. Тепловой расчет фрикционного контакта при возможности термомеханического повреждения / В. В. Шаповалов, А. А. Александров, Р. Г. Ялышев // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2011. – № 4. – С. 103-110.

95 Шелейко, Т. В. Авторежим, который продлевает срок службы колесных пар / Т. В. Шелейко // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2012. – № 1. – С. 29-30.

96 Ядуванкин, В. В. Как снизить интенсивность образования термомеханических дефектов на поверхности катания колес / В. В. Ядуванкин, А. А. Ражковский, А. В. Обрывалин, Н. А. Кваскова // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2014. – № 1. – С. 46 – 47.

97 Ahlstram, J. Analytical 1D model for analysis of the thermally affected zone formed during railway wheel skid / Johan Ahlstram, Birger Karlsson // Wear. – 1999. – S. 15-24.

98 Ahlstram, J. Microstructural evaluation and interpretation of the mechanically and thermally affected zone under railway wheel flats / Johan Ahlstram, Birger Karlsson // Wear. – 1999. – S. 1-14.

99 Chichinadze, A. V. Fundamentals of tribology (friction, wear and lubrication): manual for engineering Universities / A. V. Chichinadze, E. D. Brown, N. A. Bushe [et. al.] ; Ed. by A. V. Chichinadze. – 2-nd ed. – Moscow : Mechanical Engineering, 2001. – 664 p.

100 Ekberg, A. Anisotropy and rolling contact fatigue of railway wheels / Anders Ekberg, Peter Sotkovszki // International journal of fatigue. – 23 (2001). – S. 29-43.

101 Ekberg, A. Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading – an overview / Anders Ekberg, Elena Kabo // Wear. – 2005. – S. 1288-1300.

102 Enblom, R. Simulation of railway wheel profile development due to wear – influence of disk braking and contact environment / Roger Enblom, Mats Berg // Wear. – 2005. – S. 1055-1063.

103 Grosse, M. Strain measurements at railway wheels / M. Grosse, P. Ottlinger // Materials science and engineering. – 2006. – S. 88-92.

104 Guagliano, M. Experimental and numerical analysis of sub-surface cracks in railway wheels / M. Guagliano, L. Vergani // Engineering fracture mechanics. – 72 (2005). – S. 255-269.

105 Kabo, E. Material defects in rolling contact fatigue of railway wheels – the influence of defect size / Elena Kabo, Anders Ekberg // Wear. – 2005. – S. 1194-1200.

106 Lingamanaik, Siva N. Thermo-mechanical modeling of residual stresses induced by martensitic phase transformation and cooling during quenching of railway wheels / Siva N. Lingamanaik, Chen K. Bernard // Journal of Materials processing technology. – 211 (2011). – S. 1547-1552.

107 Meizoso, Martin A. Life prediction of thermally cracked railway wheels: growth estimation of cracks with arbitrary shape / A. Martin Meizoso, J. Gil. Sevilland // Theoretical and applied fracture mechanics. – 1988. – S. 123-139.

108 Sitarz, M. Metody numeryczne w projektowaniu kol kolejowych zestawow kolowych. Monografia / M. Sitarz, A. Sladkowski, K. Chruzik, Wydawnictwo Politechniki Slaskiej NR 60, Gliwice 2003, s. 128.

- 109 Sitarz, M.: Railway wheelsets. Monografia / M. Sitarz, Wydawnictwo Politechniki Slaskiej NR 59, Gliwice 2003, s. 101.
- 110 Vernersson, T. Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels. Part 1: brake rig experiments / T. Vernersson // *Wear.* – 1999. – S. 96-105.
- 111 Vernersson, T. Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels. Part 2: modeling and field measurements / T. Vernersson // *Wear.* – 1999. – S. 106-116.
- 112 Whalter, F. Local cyclic deformation behavior and microstructure of railway wheel materials / F. Whalter, D. Eifler // *Materials science and engineering.* – 2004. – S. 481-485.
- 113 Zienkiewicz, O. C. The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics: 7th edition / O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, D. D. Fox. – Elsevier. – 2014. – 624 s.
- 114 Zienkiewicz, O. C. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals: 7th edition / O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, J. Z. Zhu – Elsevier. – 2013. – 714 s.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЖЕНИЯ

Таблица А.1 - Параметры торможения для четырехосных вагонов на роликовых подшипниках на бестыковом пути (осевая нагрузка более 6 тс), по формуле из таблицы 3.1.

V_n	φ_k	K_d	$\varphi_{кр}$	K_p	ω_o	ω_x	ω_{ox}	ΣK	Q	ϑ	t_ϕ	S_o	V_n
120	0,232	2,4	0,251	2,216	2,72	8,06	2,93	998	4892	0,204	51,23	5,54	176,93
110	0,236	2,4	0,255	2,216	2,45	7,20	2,63	998	4892	0,204	52,04	5,49	160,05
100	0,240	2,4	0,259	2,216	2,19	6,41	2,36	998	4892	0,204	52,94	5,43	143,17
90	0,245	2,4	0,264	2,216	1,96	5,69	2,10	998	4892	0,204	53,95	5,35	126,36
80	0,250	2,4	0,270	2,216	1,75	5,04	1,87	998	4892	0,204	55,10	5,27	109,70
70	0,256	2,4	0,276	2,216	1,55	4,46	1,67	998	4892	0,204	56,41	5,17	93,26
60	0,263	2,4	0,284	2,216	1,38	3,95	1,48	998	4892	0,204	57,92	5,05	77,15
50	0,271	2,4	0,293	2,216	1,23	3,51	1,32	998	4892	0,204	59,69	4,92	61,46
40	0,280	2,4	0,303	2,216	1,11	3,14	1,19	998	4892	0,204	61,78	4,76	46,32
30	0,291	2,4	0,315	2,216	1,00	2,84	1,07	998	4892	0,204	64,28	4,59	31,88
20	0,305	2,4	0,330	2,216	0,92	2,61	0,98	998	4892	0,204	67,34	4,39	18,29
10	0,323	2,4	0,349	2,216	0,85	2,45	0,91	998	4892	0,204	71,17	4,16	5,78
												60,1	1050,35

Таблица А.2 - Параметры тепловложений для четырехосных вагонов на роликовых подшипниках на бестычковом пути (осевая нагрузка более 6 тс), по формуле из таблицы 3.1

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_{k, \text{кДж}}$	$S\partial, \text{м}$	q^{2cp}
120	5,5	0	5,6	8341,0	176,93	74,83
110	5,5	5,5	11,1	7615,7	160,05	68,96
100	5,4	11,0	16,6	6890,4	143,17	63,10
90	5,4	16,5	21,9	6165,1	126,36	57,24
80	5,3	21,8	27,2	5439,8	109,70	51,33
70	5,2	27,1	32,3	4714,5	93,26	45,35
60	5,0	32,2	37,4	3989,2	77,15	39,25
50	4,9	37,3	42,3	3263,9	61,46	32,98
40	4,8	42,2	47,1	2538,6	46,32	26,47
30	4,6	47,0	51,7	1813,3	31,88	19,63
20	4,4	51,6	56,0	1088,0	18,29	12,31
10	4,2	55,9	60,2	362,7	5,78	4,33
		60,1			1050,35	

Таблица А.3 - Параметры торможения для порожних четырехосных вагонов на роликовых подшипниках на звеньевом пути (осевая нагрузка ≤ 6 тс), по формуле из таблицы 3.1

V_H	φ_K	K_0	$\varphi_{кр}$	K_p	ω_0	ω_x	ω_{ox}	ΣK	Q	ϑ	t_ϕ	S_0
120	0,274	0,82	0,251	0,895	9,23	8,06	9,07	470	1392	0,338	3,20	102,15
110	0,279	0,82	0,255	0,895	8,27	7,20	8,12	470	1392	0,338	3,18	92,89
100	0,284	0,82	0,259	0,895	7,35	6,41	7,22	470	1392	0,338	3,17	83,52
90	0,289	0,82	0,264	0,895	6,47	5,69	6,37	470	1392	0,338	3,14	74,09
80	0,295	0,82	0,270	0,895	5,65	5,04	5,57	470	1392	0,338	3,10	64,63
70	0,302	0,82	0,276	0,895	4,87	4,46	4,82	470	1392	0,338	3,06	55,20
60	0,310	0,82	0,284	0,895	4,15	3,95	4,12	470	1392	0,338	3,00	45,86
50	0,320	0,82	0,293	0,895	3,47	3,51	3,47	470	1392	0,338	2,94	36,69
40	0,331	0,82	0,303	0,895	2,83	3,14	2,88	470	1392	0,338	2,86	27,76
30	0,344	0,82	0,315	0,895	2,25	2,84	2,33	470	1392	0,338	2,76	19,17
20	0,361	0,82	0,330	0,895	1,71	2,61	1,84	470	1392	0,338	2,65	11,04
10	0,381	0,82	0,349	0,895	1,23	2,45	1,40	470	1392	0,338	2,52	3,50
											35,6	616,51

Таблица А.4 - Параметры тепловложений для порожних четырехосных вагонов на роликовых подшипниках на звеньевом пути (осевая нагрузка ≤ 6 тс), по формуле из таблицы 3.1

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_{k, \text{кДж}}$	$S\partial, \text{м}$	q^{2cp}
120	3,2	0	3,3	2129,6	102,15	33,09
110	3,2	3,2	6,5	1944,4	92,89	30,33
100	3,2	6,4	9,6	1759,3	83,52	27,62
90	3,1	9,5	12,8	1574,1	74,09	24,92
80	3,1	12,7	15,9	1388,9	64,63	22,25
70	3,1	15,8	18,9	1203,7	55,20	19,56
60	3,0	18,8	21,9	1018,5	45,86	16,86
50	2,9	21,8	24,9	833,3	36,69	14,11
40	2,9	24,8	27,7	648,1	27,76	11,28
30	2,8	27,6	30,5	463,0	19,17	8,33
20	2,6	30,4	33,1	277,8	11,04	5,21
10	2,5	33,0	35,7	92,6	3,50	1,83
		35,6			616,51	

Таблица А.5 - Параметры торможения для порожних четырехосных вагонов на роликовых подшипниках на бесстыковом пути (осевая нагрузка ≤ 6 тс), по формуле из таблицы 3.1

V_H	φ_K	K_0	$\varphi_{кр}$	K_p	ω_0	ω_x	ω_{ox}	ΣK	Q	ϑ	t_ϕ	S_0
120	0,274	0,82	0,251	0,895	7,95	8,06	7,96	470	1392	0,338	3,24	103,37
110	0,279	0,82	0,255	0,895	7,17	7,20	7,18	470	1392	0,338	3,22	93,83
100	0,284	0,82	0,259	0,895	6,43	6,41	6,43	470	1392	0,338	3,19	84,22
90	0,289	0,82	0,264	0,895	5,73	5,69	5,72	470	1392	0,338	3,16	74,59
80	0,295	0,82	0,270	0,895	5,05	5,04	5,05	470	1392	0,338	3,12	64,98
70	0,302	0,82	0,276	0,895	4,41	4,46	4,41	470	1392	0,338	3,07	55,43
60	0,310	0,82	0,284	0,895	3,79	3,95	3,82	470	1392	0,338	3,01	46,00
50	0,320	0,82	0,293	0,895	3,21	3,51	3,26	470	1392	0,338	2,94	36,77
40	0,331	0,82	0,303	0,895	2,67	3,14	2,73	470	1392	0,338	2,86	27,80
30	0,344	0,82	0,315	0,895	2,15	2,84	2,25	470	1392	0,338	2,76	19,19
20	0,361	0,82	0,330	0,895	1,67	2,61	1,80	470	1392	0,338	2,65	11,04
10	0,381	0,82	0,349	0,895	1,21	2,45	1,39	470	1392	0,338	2,52	3,50
											35,7	620,72

Таблица А.6 - Параметры тепловложений для порожних четырехосных вагонов на роликовых подшипниках на бесстыковом пути (осевая нагрузка ≤ 6 тс), по формуле из таблицы 3.1

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_{k, \text{кДж}}$	$S\partial, \text{м}$	q^{2cp}
120	3,2	0	3,3	2129,6	103,37	32,70
110	3,2	3,2	6,6	1944,4	93,83	30,03
100	3,2	6,5	9,7	1759,3	84,22	27,39
90	3,2	9,6	12,9	1574,1	74,59	24,76
80	3,1	12,8	16,0	1388,9	64,98	22,13
70	3,1	15,9	19,1	1203,7	55,43	19,48
60	3,0	19,0	22,1	1018,5	46,00	16,81
50	2,9	22,0	25,0	833,3	36,77	14,08
40	2,9	24,9	27,9	648,1	27,80	11,26
30	2,8	27,8	30,7	463,0	19,19	8,33
20	2,7	30,6	33,3	277,8	11,04	5,21
10	2,5	33,2	35,8	92,6	3,50	1,83
		35,7			620,72	

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛОВЛОЖЕНИЙ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ЗНАЧЕНИЙ УКЛОНА ПУТИ

Таблица Б.1 – Для уклона пути - 20 ‰ ($S_{д}=1628.9$ м, $h=-32.57$ м)

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_k, \text{кДж}$	$S\delta, \text{м}$	$h, \text{м}$	$E_p, \text{кДж}$	q^{2cp}
120	8,9	0	9,0	8341,0	283,12	-5,66	5218,8	76,02
110	8,7	8,9	17,7	7615,7	254,33	-5,09	4688,1	70,11
100	8,6	17,6	26,2	6890,4	225,72	-4,51	4160,7	64,19
90	8,4	26,1	34,6	6165,1	197,45	-3,95	3639,6	58,25
80	8,1	34,5	42,7	5439,8	169,71	-3,39	3128,2	52,26
70	7,9	42,6	50,6	4714,5	142,67	-2,85	2629,8	46,18
60	7,6	50,5	58,3	3989,2	116,55	-2,33	2148,4	39,97
50	7,3	58,2	65,6	3263,9	91,56	-1,83	1687,8	33,59
40	7,0	65,5	72,6	2538,6	67,95	-1,36	1252,5	26,95
30	6,6	72,5	79,2	1813,3	45,96	-0,92	847,1	19,97
20	6,2	79,1	85,4	1088,0	25,87	-0,52	476,9	12,52
10	5,8	85,3	91,2	362,7	8,00	-0,16	147,5	4,40
		91,1			1628,90	-32,57		

Таблица Б.2 – Для уклона пути - 15 ‰ ($S_d=1433.09$ м, $h=-21,49$ м)

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_{k, \text{кДж}}$	$S\partial, \text{м}$	$h, \text{м}$	$E_{p, \text{кДж}}$	q^{2cp}
120	7,7	0	7,8	8341,0	246,68	-3,70	3410,6	75,61
110	7,6	7,7	15,4	7615,7	222,06	-3,33	3070,2	69,74
100	7,5	15,3	22,9	6890,4	197,56	-2,96	2731,4	63,86
90	7,3	22,8	30,3	6165,1	173,30	-2,60	2396,0	57,95
80	7,2	30,2	37,4	5439,8	149,42	-2,24	2065,9	52,00
70	7,0	37,3	44,4	4714,5	126,07	-1,89	1743,0	45,95
60	6,8	44,3	51,2	3989,2	103,40	-1,55	1429,6	39,78
50	6,5	51,1	57,7	3263,9	81,60	-1,22	1128,2	33,43
40	6,3	57,6	64,0	2538,6	60,86	-0,91	841,4	26,83
30	6,0	63,9	69,9	1813,3	41,39	-0,62	572,3	19,89
20	5,6	69,8	75,6	1088,0	23,45	-0,35	324,2	12,47
10	5,3	75,5	80,8	362,7	7,30	-0,11	100,9	4,38
		80,7			1433,09	-21,49		

Таблица Б.3 – Для уклона пути - 10 ‰ ($S_d=1279.48$ м, $h=-12,79$ м)

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_k, \text{кДж}$	$S\partial, \text{м}$	$h, \text{м}$	$E_p, \text{кДж}$	q^{2cp}
120	6,8	0	6,9	8341,0	218,55	-2,19	2014,6	75,21
110	6,8	6,8	13,7	7615,7	197,06	-1,97	1816,4	69,37
100	6,7	13,6	20,4	6890,4	175,64	-1,76	1619,0	63,52
90	6,5	20,3	26,9	6165,1	154,41	-1,54	1423,3	57,65
80	6,4	26,8	33,3	5439,8	133,47	-1,33	1230,3	51,73
70	6,3	33,2	39,6	4714,5	112,93	-1,13	1040,9	45,72
60	6,1	39,5	45,6	3989,2	92,92	-0,93	856,5	39,59
50	5,9	45,5	51,5	3263,9	73,59	-0,74	678,4	33,27
40	5,7	51,4	57,2	2538,6	55,11	-0,55	508,0	26,70
30	5,4	57,1	62,6	1813,3	37,65	-0,38	347,1	19,80
20	5,1	62,5	67,8	1088,0	21,44	-0,21	197,6	12,42
10	4,8	67,7	72,6	362,7	6,71	-0,07	61,9	4,36
		72,5			1279,48	-12,79		

Таблица Б.4 – Для уклона пути - 5 ‰ ($S_{\text{д}}=1155.72$ м, $h=-5,78$ м).

V	$t(V)$	$t_{\text{н}}$	$t_{\text{к}}$	$E_{\text{к, кДж}}$	$S\delta, \text{ м}$	$h, \text{ м}$	$E_{\text{р, кДж}}$	$q^{\text{ср}}$
120	6,1	0	6,2	8341,0	196,18	-0,98	904,2	74,80
110	6,1	6,1	12,3	7615,7	177,11	-0,89	816,3	68,99
100	6,0	12,2	18,3	6890,4	158,10	-0,79	728,7	63,19
90	5,9	18,2	24,2	6165,1	139,23	-0,70	641,7	57,35
80	5,8	24,1	30,0	5439,8	120,59	-0,60	555,8	51,47
70	5,7	29,9	35,7	4714,5	102,27	-0,51	471,4	45,49
60	5,5	35,6	41,2	3989,2	84,37	-0,42	388,9	39,39
50	5,4	41,1	46,5	3263,9	67,02	-0,34	308,9	33,11
40	5,2	46,4	51,7	2538,6	50,35	-0,25	232,1	26,58
30	5,0	51,6	56,7	1813,3	34,53	-0,17	159,2	19,71
20	4,7	56,6	61,4	1088,0	19,74	-0,10	91,0	12,36
10	4,5	61,3	65,9	362,7	6,21	-0,03	28,6	4,35
		65,8			1155,72	-5,78		

Таблица Б.5 – Для уклона пути 0 ‰ ($S_d=1053.85$ м, $h=0$ м)

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_k, \text{кДж}$	$S\partial, \text{м}$	$h, \text{м}$	$E_p, \text{кДж}$	q^{2cp}
120	5,6	0	5,7	8341,0	177,97	0,00	0,0	74,39
110	5,5	5,6	11,2	7615,7	160,83	0,00	0,0	68,62
100	5,4	11,1	16,6	6890,4	143,75	0,00	0,0	62,85
90	5,4	16,5	22,0	6165,1	126,77	0,00	0,0	57,05
80	5,3	21,9	27,3	5439,8	109,98	0,00	0,0	51,20
70	5,2	27,2	32,5	4714,5	93,45	0,00	0,0	45,26
60	5,1	32,4	37,5	3989,2	77,26	0,00	0,0	39,20
50	4,9	37,4	42,4	3263,9	61,52	0,00	0,0	32,95
40	4,8	42,3	47,2	2538,6	46,35	0,00	0,0	26,46
30	4,6	47,1	51,8	1813,3	31,89	0,00	0,0	19,62
20	4,4	51,7	56,2	1088,0	18,30	0,00	0,0	12,31
10	4,2	56,1	60,3	362,7	5,78	0,00	0,0	4,33
		60,2			1053,85	0,00		

Таблица Б.6 – Для уклона пути 5 ‰ ($S_d=968.53$ м, $h=4.84$ м)

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_k, \text{кДж}$	$S\partial, \text{м}$	$h, \text{м}$	$E_p, \text{кДж}$	q^{cp}
120	5,1	0	5,2	8341,0	162,85	0,81	-750,6	73,98
110	5,1	5,1	10,2	7615,7	147,30	0,74	-678,9	68,25
100	5,0	10,1	15,2	6890,4	131,78	0,66	-607,4	62,51
90	4,9	15,1	20,2	6165,1	116,36	0,58	-536,3	56,75
80	4,9	20,1	25,0	5439,8	101,09	0,51	-465,9	50,93
70	4,8	24,9	29,8	4714,5	86,03	0,43	-396,5	45,03
60	4,7	29,7	34,5	3989,2	71,25	0,36	-328,4	39,00
50	4,5	34,4	39,0	3263,9	56,86	0,28	-262,1	32,79
40	4,4	38,9	43,4	2538,6	42,94	0,21	-197,9	26,33
30	4,3	43,3	47,7	1813,3	29,62	0,15	-136,5	19,53
20	4,1	47,6	51,8	1088,0	17,05	0,09	-78,6	12,26
10	3,9	51,7	55,7	362,7	5,41	0,03	-24,9	4,31
		55,6			968,53	4,84		

Таблица Б.7 – Для уклона пути 10 ‰ ($S_d=896.02$ м, $h=8.96$ м)

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_k, \text{кДж}$	$S\partial, \text{м}$	$h, \text{м}$	$E_p, \text{кДж}$	q^{2cp}
120	4,7	0	4,8	8341,0	150,09	1,50	-1383,5	73,57
110	4,7	4,7	9,5	7615,7	135,86	1,36	-1252,3	67,88
100	4,6	9,4	14,1	6890,4	121,66	1,22	-1121,4	62,17
90	4,6	14,0	18,6	6165,1	107,53	1,08	-991,2	56,45
80	4,5	18,5	23,1	5439,8	93,52	0,94	-862,1	50,67
70	4,4	23,0	27,5	4714,5	79,70	0,80	-734,6	44,80
60	4,3	27,4	31,9	3989,2	66,11	0,66	-609,4	38,81
50	4,2	31,8	36,1	3263,9	52,85	0,53	-487,2	32,63
40	4,1	36,0	40,2	2538,6	40,00	0,40	-368,7	26,21
30	4,0	40,1	44,2	1813,3	27,66	0,28	-254,9	19,44
20	3,8	44,1	48,0	1088,0	15,96	0,16	-147,1	12,20
10	3,7	47,9	51,7	362,7	5,08	0,05	-46,8	4,29
		51,6			896,02	8,96		

Таблица Б.8 – Для уклона пути 15 ‰ ($S_d=833.63$ м, $h=12.5$ м)

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_k, \text{кДж}$	$S\partial, \text{м}$	$h, \text{м}$	$E_p, \text{кДж}$	q^{cp}
120	4,4	0	4,5	8341,0	139,19	2,09	-1924,5	73,17
110	4,3	4,4	8,8	7615,7	126,07	1,89	-1743,1	67,50
100	4,3	8,7	13,1	6890,4	112,98	1,69	-1562,0	61,84
90	4,2	13,0	17,3	6165,1	99,94	1,50	-1381,8	56,15
80	4,2	17,2	21,5	5439,8	87,01	1,31	-1203,0	50,40
70	4,1	21,4	25,6	4714,5	74,24	1,11	-1026,4	44,57
60	4,0	25,5	29,6	3989,2	61,67	0,92	-852,6	38,61
50	3,9	29,5	33,6	3263,9	49,37	0,74	-682,6	32,47
40	3,8	33,5	37,4	2538,6	37,43	0,56	-517,5	26,08
30	3,7	37,3	41,2	1813,3	25,93	0,39	-358,6	19,35
20	3,6	41,1	44,8	1088,0	15,00	0,23	-207,4	12,15
10	3,4	44,7	48,2	362,7	4,78	0,07	-66,2	4,28
		48,1			833,63	12,50		

Таблица Б.9 – Для уклона пути 20 ‰ ($S_d=779.37$ м, $h=15.59$ м)

V	$t(V)$	t_n	t_k	$E_k, \text{кДж}$	$S_0, \text{м}$	$h, \text{м}$	$E_p, \text{кДж}$	q^{2cp}
120	4,1	0	4,2	8341,0	129,77	2,59	-2392,0	72,76
110	4,0	4,1	8,2	7615,7	117,60	2,35	-2167,7	67,13
100	4,0	8,1	12,2	6890,4	105,45	2,11	-1943,8	61,50
90	4,0	12,1	16,1	6165,1	93,36	1,87	-1720,8	55,85
80	3,9	16,0	20,0	5439,8	81,35	1,63	-1499,5	50,14
70	3,8	19,9	23,9	4714,5	69,47	1,39	-1280,6	44,34
60	3,8	23,8	27,7	3989,2	57,78	1,16	-1065,0	38,42
50	3,7	27,6	31,4	3263,9	46,32	0,93	-853,8	32,31
40	3,6	31,3	35,0	2538,6	35,17	0,70	-648,3	25,96
30	3,5	34,9	38,5	1813,3	24,41	0,49	-450,0	19,27
20	3,4	38,4	41,9	1088,0	14,15	0,28	-260,9	12,10
10	3,3	41,8	45,2	362,7	4,52	0,09	-83,4	4,26
		45,1			779,37	15,58		

ПРИЛОЖЕНИЕ В

РАСЧЕТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ТОРМОЗНОГО ПУТИ И ФАКТИЧЕСКОГО ВРЕМЕНИ ТОРМОЖЕНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РЕЖИМА ТОРМОЖЕНИЯ

Таблица В.1 - При полном служебном торможении (нормативный тормозной коэффициент составил $\vartheta_p=0,163$).

V_n	φ_k	K_∂	$\varphi_{кр}$	K_p	ω_o	ω_x	ω_{ox}	ΣK	Q	ϑ	b_m	t_ϕ	S_∂
120	0,232	2,4	0,251	2,216	2,39	8,06	2,62	998	4892	0,163	40,99	6,88	219,79
110	0,236	2,4	0,255	2,216	2,17	7,20	2,37	998	4892	0,163	41,63	6,82	198,88
100	0,240	2,4	0,259	2,216	1,96	6,41	2,13	998	4892	0,163	42,35	6,74	177,96
90	0,245	2,4	0,264	2,216	1,77	5,69	1,92	998	4892	0,163	43,16	6,65	157,12
80	0,250	2,4	0,270	2,216	1,59	5,04	1,73	998	4892	0,163	44,08	6,55	136,44
70	0,256	2,4	0,276	2,216	1,44	4,46	1,55	998	4892	0,163	45,13	6,43	116,03
60	0,263	2,4	0,284	2,216	1,30	3,95	1,40	998	4892	0,163	46,34	6,28	96,01
50	0,271	2,4	0,293	2,216	1,17	3,51	1,26	998	4892	0,163	47,75	6,12	76,50
40	0,280	2,4	0,303	2,216	1,07	3,14	1,15	998	4892	0,163	49,42	5,93	57,68
30	0,291	2,4	0,315	2,216	0,98	2,84	1,05	998	4892	0,163	51,43	5,72	39,70
20	0,305	2,4	0,330	2,216	0,90	2,61	0,97	998	4892	0,163	53,87	5,47	22,79
10	0,323	2,4	0,349	2,216	0,85	2,45	0,91	998	4892	0,163	56,94	5,19	7,20
												74,8	1306,10

$$S=S_d+S_T=1307+334=1641 \text{ м.}$$

Таблица В.2 - При первой ступени (нормативный тормозной коэффициент составил $\vartheta_p=0,061$).

V_H	φ_K	K_O	φ_{Kp}	K_p	ω_O	ω_X	ω_{OX}	ΣK	Q	ϑ	b_m	t_ϕ	S_O
120	0,232	2,4	0,251	2,216	2,39	8,06	2,62	998	4892	0,061	15,37	16,68	532,82
110	0,236	2,4	0,255	2,216	2,17	7,20	2,37	998	4892	0,061	15,61	16,69	486,73
100	0,240	2,4	0,259	2,216	1,96	6,41	2,13	998	4892	0,061	15,88	16,65	439,43
90	0,245	2,4	0,264	2,216	1,77	5,69	1,92	998	4892	0,061	16,19	16,57	391,18
80	0,250	2,4	0,270	2,216	1,59	5,04	1,73	998	4892	0,061	16,53	16,43	342,30
70	0,256	2,4	0,276	2,216	1,44	4,46	1,55	998	4892	0,061	16,92	16,24	293,14
60	0,263	2,4	0,284	2,216	1,30	3,95	1,40	998	4892	0,061	17,38	15,98	244,09
50	0,271	2,4	0,293	2,216	1,17	3,51	1,26	998	4892	0,061	17,91	15,65	195,60
40	0,280	2,4	0,303	2,216	1,07	3,14	1,15	998	4892	0,061	18,53	15,24	148,20
30	0,291	2,4	0,315	2,216	0,98	2,84	1,05	998	4892	0,061	19,28	14,75	102,45
20	0,305	2,4	0,330	2,216	0,90	2,61	0,97	998	4892	0,061	20,20	14,17	59,03
10	0,323	2,4	0,349	2,216	0,85	2,45	0,91	998	4892	0,061	21,35	13,48	18,72
												188,5	3253,69

$$S=S_D+S_T=3254+334=3588 \text{ м.}$$

Таблица В.3 - При второй ступени (нормативный тормозной коэффициент составил $\vartheta_p=0,102$).

V_H	φ_K	K_O	φ_{KP}	K_P	ω_O	ω_X	ω_{OX}	ΣK	Q	ϑ	b_m	t_ϕ	S_δ
120	0,232	2,4	0,251	2,216	2,39	8,06	2,62	998	4892	0,102	25,62	10,63	339,44
110	0,236	2,4	0,255	2,216	2,17	7,20	2,37	998	4892	0,102	26,02	10,57	308,26
100	0,240	2,4	0,259	2,216	1,96	6,41	2,13	998	4892	0,102	26,47	10,49	276,77
90	0,245	2,4	0,264	2,216	1,77	5,69	1,92	998	4892	0,102	26,98	10,38	245,12
80	0,250	2,4	0,270	2,216	1,59	5,04	1,73	998	4892	0,102	27,55	10,25	213,47
70	0,256	2,4	0,276	2,216	1,44	4,46	1,55	998	4892	0,102	28,21	10,08	182,01
60	0,263	2,4	0,284	2,216	1,30	3,95	1,40	998	4892	0,102	28,96	9,88	150,95
50	0,271	2,4	0,293	2,216	1,17	3,51	1,26	998	4892	0,102	29,85	9,64	120,54
40	0,280	2,4	0,303	2,216	1,07	3,14	1,15	998	4892	0,102	30,89	9,36	91,04
30	0,291	2,4	0,315	2,216	0,98	2,84	1,05	998	4892	0,102	32,14	9,04	62,77
20	0,305	2,4	0,330	2,216	0,90	2,61	0,97	998	4892	0,102	33,67	8,66	36,08
10	0,323	2,4	0,349	2,216	0,85	2,45	0,91	998	4892	0,102	35,58	8,22	11,42
												117,2	2037,88

$$S=S_D+S_T=2038+334=2372 \text{ м.}$$

Таблица В.4 - При третьей ступени (нормативный тормозной коэффициент составил $\vartheta_p=0,143$).

V_n	φ_k	K_d	$\varphi_{кр}$	K_p	ω_o	ω_x	ω_{ox}	ΣK	Q	ϑ	b_m	t_ϕ	S_d
120	0,232	2,4	0,251	2,216	2,39	8,06	2,62	998	4892	0,143	35,86	7,80	249,05
110	0,236	2,4	0,255	2,216	2,17	7,20	2,37	998	4892	0,143	36,43	7,73	225,56
100	0,240	2,4	0,259	2,216	1,96	6,41	2,13	998	4892	0,143	37,06	7,65	202,00
90	0,245	2,4	0,264	2,216	1,77	5,69	1,92	998	4892	0,143	37,77	7,56	178,48
80	0,250	2,4	0,270	2,216	1,59	5,04	1,73	998	4892	0,143	38,57	7,44	155,09
70	0,256	2,4	0,276	2,216	1,44	4,46	1,55	998	4892	0,143	39,49	7,31	131,98
60	0,263	2,4	0,284	2,216	1,30	3,95	1,40	998	4892	0,143	40,55	7,15	109,26
50	0,271	2,4	0,293	2,216	1,17	3,51	1,26	998	4892	0,143	41,78	6,97	87,11
40	0,280	2,4	0,303	2,216	1,07	3,14	1,15	998	4892	0,143	43,24	6,76	65,70
30	0,291	2,4	0,315	2,216	0,98	2,84	1,05	998	4892	0,143	45,00	6,52	45,24
20	0,305	2,4	0,330	2,216	0,90	2,61	0,97	998	4892	0,143	47,14	6,24	25,98
10	0,323	2,4	0,349	2,216	0,85	2,45	0,91	998	4892	0,143	49,82	5,91	8,21
												85,0	1483,68

$$S=S_d+S_T=1484+334=1818 \text{ м.}$$