

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

*На правах рукописи*



**Чунин Виталий Владимирович**

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОЛЕС  
ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ МЕТОДАМИ МЕХАНИКИ РАЗРУШЕНИЯ**

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук  
Воронин Николай Николаевич

Москва – 2023

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 ОБЗОР ПОВРЕЖДАЕМОСТИ КОЛЕС КОЛЕСНЫХ ПАР И СПОСОБЫ ИХ КОНТРОЛЯ.....	11
1.1 Эксплуатационные виды повреждений колес .....	11
1.2 Обзор факторов приводящих к повреждению колес.....	15
1.3 Методы обнаружения дефектов колес .....	18
1.4 Выводы по разделу 1.....	21
2 ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ПРОЧНОСТИ КОЛЕС НА ЭТАПАХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА .....	23
2.1 Основные этапы жизненного цикла колес.....	23
2.2 Анализ методов оценки прочности колес и опыт его применения.....	26
2.3 Определение зависимости количества числа циклов нагружений до достижения критической длины трещины в колесах.....	32
2.4 Выводы по разделу 2.....	43
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РОСТА ТРЕЩИНЫ В КОЛЕСАХ С УЧЕТОМ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР .....	44
3.1 Оценка параметров развития трещины.....	44
3.2 Исследования металла колес по определению характеристик кинетической диаграммы усталостного разрушения.....	50
3.3 Математическое моделирование роста трещины в колесах .....	59
3.4 Выводы по разделу 3.....	74
4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖИВУЧЕСТИ КОЛЕС В ЭКСПЛУАТАЦИИ .....	75
4.1 Разработка математической модели вагона и пути для динамического моделирования.....	75
4.2 Математическое моделирование движения вагона с учетом упругости колесной пары.....	83

4.3 Определение живучести колес в эксплуатации с учетом влияния отрицательных температур .....	93
4.4 Выводы по разделу 4.....	99
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	101
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	104
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	105
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	115
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	116
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	117
ПРИЛОЖЕНИЕ Г .....	118
ПРИЛОЖЕНИЕ Д .....	119

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** В настоящее время работоспособность и безопасность в эксплуатации колесной пары, как одного из наиболее ответственного узла подвижного состава, которая в целом и ее составные элементы ось и колесо, обеспечивается в соответствии с ТР ТС 001/2011 [1] путем обязательного подтверждения соответствия продукции в форме сертификации.

При этом оценка соответствия продукции может осуществляться с учетом стандартов, в результате применения которых на добровольной основе обеспечивается соблюдение указанных в ТР ТС 001/2011 [1] требований, или с применением иных документов.

Поддерживающим стандартом для оценки параметров прочности и долговечности оси и колеса грузовых и пассажирских вагонных колесных пар и немоторных колесных пар моторвагонного подвижного состава, в том числе и высокоскоростного, является ГОСТ 4835-2013 [2].

Анализ условий эксплуатации и статистики отказов железнодорожных колес, изготовленных, например, по ГОСТ 10791-2011 [3], показывает, что критерии прочности, указанные в нормативных документах [2] и ГОСТ 33783-2016 [4] не могут полностью гарантировать их безотказность эксплуатации.

При проведении стендовых испытаний на усталость [2, 4] требования по оценке стадии развития трещины, а также влияния отрицательных температур отсутствуют. При недостаточной вязкости металла и высокой его чувствительности к концентраторам напряжений может начать распространяться усталостная трещина вплоть до критической ее длины, что опасно из-за возможности хрупкого разрушения колеса вследствие влияния сезонных факторов.

Также согласно утвержденной Правительством Российской Федерации «О Транспортной стратегии Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года» [5] ключевыми направлениями являются повышение безопасности при увеличении осевой нагрузки до 27 тс, снижении веса тары вагонов на 25 % и применении новых материалов и конструкций. В «Белой книге ОАО «РЖД» [6] несколько подразделов посвящены повышению уровня безопасности движения подвижного состава.

Разработчики колес на этапе проектирования не оценивают живучесть несущих элементов и конструкций, отсутствуют требования и соответственно методики по оценке стадии развития трещины для обеспечения безопасной эксплуатации.

Межремонтные пробеги вагона, как правило, устанавливают исходя из периода технического обслуживания деталей, узлов и не учитывают живучесть основных несущих элементов. Так, например, при увеличении осевой нагрузки, возрастает вероятность изломов в эксплуатации, которая влечет за собой сход вагона, повреждения железнодорожного пути, сбой в графике движения поездов, ущерб собственникам подвижного состава и т.д.

В настоящее время активно обсуждается вопрос о возможности эксплуатации литых колес в условиях российских железных дорог. Но учитывая, что технология производства литых колес не подразумевает проведение многостадийного горячего деформирования, а формирование колеса производится путем отливки металла под давлением в форму. Такая технология изготовления обуславливает ряд отличий в свойствах и качестве металла литых колес по сравнению с цельнокатаными колесами.

При этом опыт, накопленный за более чем 80 лет производства и эксплуатации цельнокатаных колес, позволяет констатировать, что имеющаяся совокупность свойств цельнокатаных колес обеспечивает эксплуатационную стойкость для российских климатических и географических условий. Тем не менее, применяемые на данный момент технические решения не исключают

случаев образования трещин в цельнокатаных колесах. Перечень контролируемых параметров для цельнокатаных колес, приведенный в нормативных документах [2–4] не является исчерпывающим, так как, совокупность данных параметров обеспечивает с определенной вероятностью безотказную работу колес на весь срок службы с выходом из эксплуатации по техническому состоянию – при достижении минимальной толщины обода.

В отношении литых колес имеются аналогичные данные об их базовых свойствах. Однако отсутствует информация о поведении литых колес в условиях эксплуатации российских железных дорог, а именно – при продолжительных низких температурах до  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при повышенной, по сравнению с американскими условиями, жесткости пути на железобетонном основании, а также при наличии многочисленных участков пути со сложным профилем и в условиях совмещенного движения грузовых и пассажирских поездов.

Без учета этих условий и анализа соответствующих рисков внедрение новой продукции, лишь на основании сопоставимости базовых свойств материалов при положительных температурах, представляется преждевременным и опасным шагом.

Так в статье [7] приведена оценка комплекса свойств литых колес, по результатам которой, сделан вывод о том, что использование на сети железных дорог литых колес в условиях температур менее  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  представляет серьезную опасность и без оценки степени их безопасности является недопустимым.

Таким образом, для исключения возможных рисков возникает необходимость в разработке единой методики оценки стадии развития трещины от динамических воздействий в эксплуатации, проведении исследований поведения металла колес при снижении температуры до  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , определение степени изменения свойств и параметров разрушения. По результатам, которых должны быть определены показатели, влияющие на безопасную работу колеса в эксплуатации, и получены их минимально допустимые значения, для российских условий эксплуатации.

В своей работе автор опирался на труды отечественных и зарубежных ученых В. П. Когаева [8–10], Н. А. Махутова [11–13], А. П. Шлюшенкова [14], Ю. Мураками [15], Де Броека [16], Пэриса [17].

**Степень ее разработанности.** В научно-технической литературе [18–25] и нормативной документации [1–4] не присутствует оценка работоспособности колес, с определением живучести и учетом влияния существенных отрицательных климатических температур характерных для географической зоны эксплуатации.

Имеющиеся в литературных источниках данные по влиянию отрицательных температур касаются только изменению свойств металлов колес по параметру вязкости разрушения и циклической вязкости разрушения [18], оцениваемой при построении кинетической диаграммы усталостного разрушения (КДУР).

Исследования по оценке живучести применительно к подвижному составу с позиции механики разрушения его элементов и конструкций выполнялись: В.В. Болотин, А.С. Гусев, П.И. Кудрявцев, Е.М. Морозов, Дж. Р. Ирвин, А.А. Гриффитс, А.А. Уэлс, Я.Б. Фридман, Ф. Эрдоган и другими.

Значительный вклад в развитие методов исследования динамики и прочности подвижного состава внесли ученые: П.С. Анисимов, И.М. Андреев, Ю.П. Бороненко, В.Н. Данилов, В.А. Косарев, В.С. Коссов, П. Мюллер, А.М. Орлова, Д.Ю. Погорелов, В.И. Сакало, А.Н. Савоськин, В.Н. Филиппов, В.Д. Цукерман, Е. Шперлинг и многие другие.

Практика эксплуатации железнодорожного транспорта показывает, что в эксплуатации на данный момент существует определенная вероятность возникновения отказов, таким образом, проведение исследований по оценке живучести, прочности и ресурса ответственных деталей, в том числе и железнодорожных колес, является актуальной задачей.

**Цель и задачи.** Целью исследования является обеспечение безопасности эксплуатации вагонов путем прогнозирования его пробега после возникновения

усталостной трещины в диске колеса до его излома, за счет определения научно обоснованных требований к межремонтным пробегам.

В рамках указанной цели были поставлены и решены следующие задачи исследования:

- анализ методов оценки прочности и живучести железнодорожных колес грузовых вагонов с позиции линейной механики разрушения;

- проведение испытаний литых и цельнокатаных колес по определению количества циклов нагружений до достижения критической длины трещины и исследований их металла по определению характеристик КДУР с учетом влияния отрицательных температур;

- разработка математической модели колеса для расчета коэффициентов интенсивности напряжений (КИН) на фронте трещины и проведение моделирования ее развития;

- разработка динамической модели вагона с упругой колесной парой для расчета эксплуатационных амплитуд напряжений в колесе;

- исследование живучести колес в зависимости от климатических температур и определение коэффициентов запаса по живучести, обеспечивающих безопасные межремонтные пробеги.

**Научная новизна.** Заключается в следующем:

- разработана математическая модель грузового вагона с упругой колесной парой для исследования распределения эксплуатационных амплитуд напряжений в колесах средствами виртуального моделирования;

- разработана виртуальная модель стенда для испытаний колес круговым циклическим изгибом и расчета коэффициентов интенсивности напряжений на фронте трещины при моделировании ее развития;

- получены зависимости количества циклов нагружений до достижения критической длины трещины по результатам стендовых испытаний цельнокатаных и литых колес;



- разработан алгоритм вероятностной оценки живучести колес с учетом влияния отрицательных температур.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Заключается в следующем:

- представленные методы позволяют на этапе проектирования прогнозировать период развития трещины в колесе с целью обеспечения его безопасной эксплуатации;

- разработанные методы определения напряженно-деформированного состояния колесной пары грузового вагона позволяют оценивать прочность, ресурс и живучесть различных конструкций осей и колес;

- полученные результаты могут быть использованы для установления требований к межремонтным пробегам колесных пар грузовых вагонов.

**Методология и методы исследования.** Работа выполнена с применением методов линейной механики разрушения и классической теории упругости. В работе использованы численные методы путем создания математических моделей с использованием программных комплексов «MSC.Software» и «Универсальный механизм», апробированных на сравнении с известными теоретическими результатами и экспериментальными данными.

**Положения, выносимые на защиту.** Выносятся следующие положения:

- результаты исследований параметров живучести цельнокатаных и литых колес колесной пары грузового вагона и параметров КДУР их металла;

- способ определения КИН на фронте трещины путем проведения трехмерного моделирования развития усталостной трещины в диске колеса;

- метод исследования эксплуатационного напряженно-деформированного состояния колеса грузового вагона средствами виртуального моделирования;

- методика расчета живучести колес, с учетом влияния отрицательных температур, обеспечивающих с заданной вероятностью безопасность эксплуатации.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Достоверность научных исследований и заключений основаны на корректном использовании апробированных численных методах, базирующихся на общепринятых теоретических подходах, а также применения аттестованного испытательного оборудования и поверенных средств измерений. Приведенные в работе модели верифицировались на соответствие экспериментальным данным, полученным на натуральных объектах исследований. Полученные результаты удовлетворительно соответствуют экспериментальным и теоретическим решениям.

**Апробация работы.** Основные положения диссертации докладывались и обсуждались:

- XXXI «Международной инновационной конференции молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения» МИКМУС-2019 по теме «Моделирование роста трещины в диске ходового колеса подвижного состава» 4-6 декабря 2019 в г. Москва, 2019 г;

- I Международной научной конференции аспирантов и молодых ученых «Железная дорога: путь в будущее» по теме «Оценка параметров живучести колес подвижного состава с позиции механики разрушения» 28 апреля 2022 в г. Москва, 2022 г.

**Публикации.** Основное содержание диссертационной работы опубликовано в 12 печатных трудах, из них 3 в журналах, входящих в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, рекомендованных ВАК России для публикации научных результатов диссертации, 2 в изданиях, входящих в международную систему цитирования Scopus, получено 2 патента на изобретение.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы и приложений. Объем диссертации составляет 118 страниц, включает 12 таблиц, 53 рисунка, список использованных источников из 80 наименований.

# 1 ОБЗОР ПОВРЕЖДАЕМОСТИ КОЛЕС КОЛЕСНЫХ ПАР И СПОСОБЫ ИХ КОНТРОЛЯ

## 1.1 Эксплуатационные виды повреждений колес

Для безопасной эксплуатации подвижного состава диагностика ходовых его частей является неотъемлемой частью. Системы автоматического контроля технического состояния основных элементов на данный момент не распространены и основным способом контроля остается визуальный осмотр. Часто осмотр происходит в неблагоприятных условиях, что в свою очередь может снижать вероятность выявления дефектов. Одним из недостатков данного метода является человеческий фактор. Не выявленные дефекты могут стать причиной образования трещины и при продолжении ее роста могут стать причиной излома. Количество выявляемых неисправностей при осмотре вагонов зачастую меньше чем на вагоноремонтных предприятиях.

На вагоноремонтных предприятиях во время проведения ремонта и технического обслуживания колесных пар грузовых вагонов магистральных железных дорог применяют «Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524 мм)» [26].

На примере цельнокатаных колес грузовых вагонов были рассмотрены основные неисправности согласно Классификатору неисправностей вагонных колес колесных пар [27] во время эксплуатации, которые приведены в таблице 1.1. В США, Европе и ряде других стран действуют подобные классификаторы неисправностей колес подвижного состава.

Таблица 1.1 – Обозначение неисправностей колес вагонов

Код неисправности	Наименование неисправности
1	2
<b>1 Износы</b>	
<b>111</b>	Равномерный прокат
<b>112</b>	Неравномерный прокат
<b>113</b>	Износ гребня
<b>114</b>	Вертикальный подрез гребня
<b>115</b>	Тонкий обод
<b>116</b>	Кольцевые выработки
<b>117</b>	Поражение поверхности катания колеса электрическим током (рифление)
<b>2 Термомеханические повреждения</b>	
<b>211</b>	Навар
<b>212</b>	Ползун
<b>3 Механические повреждения, вызывающие деформацию и нарушение сборки</b>	
<b>311</b>	Остроконечный накат гребня
<b>312</b>	Круговой наплыв на фаску
<b>313</b>	Местное уширение обода
<b>4 Нарушение сплошности металла эксплуатационного происхождения</b>	
<b>411</b>	Трещина в диске около обода колеса
<b>412</b>	Термические трещины на поверхности катания обода колеса
<b>5 Нарушение сплошности металла технологического происхождения</b>	
<b>511</b>	Продольные трещины, плены, расслоения и неметаллические включения в ободе колеса
<b>512</b>	Закат или складка металла в диске колеса
<b>513</b>	Поперечная трещина на поверхности катания обода колеса
<b>514</b>	Трещина в ступице колеса
<b>515</b>	Трещины в диске около ступицы колеса
<b>516</b>	Радиальная трещина колеса
<b>517</b>	Трещина гребня колеса
<b>6 Разрушение в виде выкрашивания металла и откола отдельных частей</b>	
<b>611</b>	Выщербины по светлым пятнам, ползунам, наварам
<b>612</b>	Выщербины по усталостным трещинам
<b>613</b>	Выщербины по термическим трещинам на поверхности катания обода колеса
<b>614</b>	Откол наружной боковой поверхности обода колеса
<b>615</b>	Откол кругового наплыва наружной боковой поверхности обода колеса
<b>616</b>	Откол гребня колеса

Продолжение таблицы 1.1

1	2
<b>7 Разрушение в виде излома</b>	
<b>711</b>	Излом колеса по трещине у ступицы
<b>712</b>	Излом колеса по трещине у обода
<b>713</b>	Излом гребня
<b>714</b>	Излом обода колеса в окружном направлении
<b>8 Нарушение геометрического параметра</b>	
<b>811</b>	Ширина обода колеса менее допустимой величины
<b>9 Нарушение отклонений формы и расположения поверхностей</b>	
<b>911</b>	Овальность и отклонение от концентричности по кругу катания колес более допустимых размеров

Таким образом, из анализа таблицы 1.1, следует, что природа возникновения неисправностей колес различная, но одной из наиболее опасных является нарушение сплошности металла в виде трещины эксплуатационного и технологического происхождения, которые в свою очередь могут приводить к разрушению колеса в виде излома и как следствие к сходу вагона.

Основными причинами возникновения трещин в диске колес являются:

- накопление циклической усталости в процессе эксплуатации;
- несоблюдения технологии изготовления колес;
- возросшие динамические нагрузки на колесную пару из-за наличия на поверхности катания колес недопустимых повреждений или движению по особо жесткому пути;
- наличие концентраторов напряжений в виде поверхностных или внутренних дефектов в диске колеса.

Выявление трещин в эксплуатации проводят с помощью внешнего осмотра и неразрушающих методов контроля (НК). Нарушение сроков проведения контроля может привести к развитию трещины до критической длины и как следствие излому колеса. Типичный вид трещины в диске колеса и излом колеса приведены на рисунке 1.1.

Согласно статистике отказов по результатам итогов работы вагонного хозяйства в 2021 г. (рисунок 1.2) наибольшее количество случаев связано с

неисправностями буксового узла 43 %, автотормозного оборудования 27 % и колесных пар 17 % [28]. При этом 39 цельнокатаных колес были забракованы по причине трещины в диске колеса с 2020 г. по 2021 г. (рисунок 1.3).



а)



б)

Рисунок 1.1 – Вид трещины в диске колеса (а) и излом колеса по трещине (б)

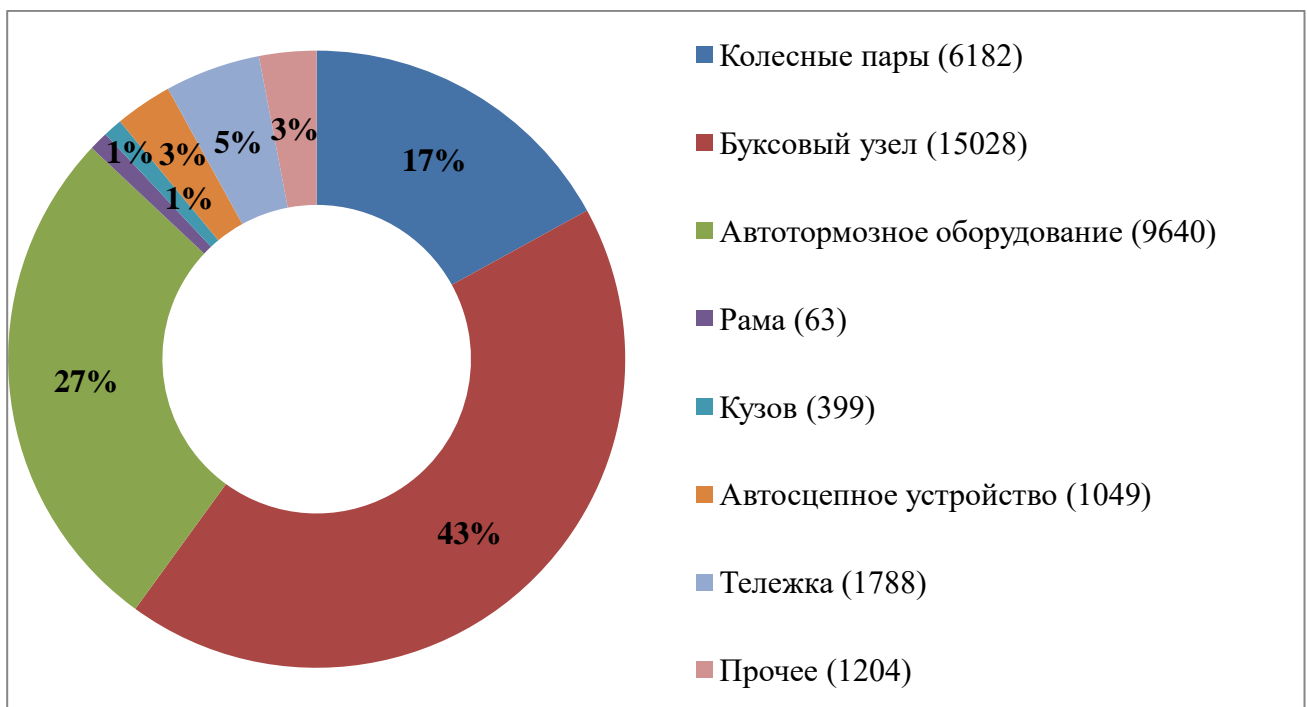
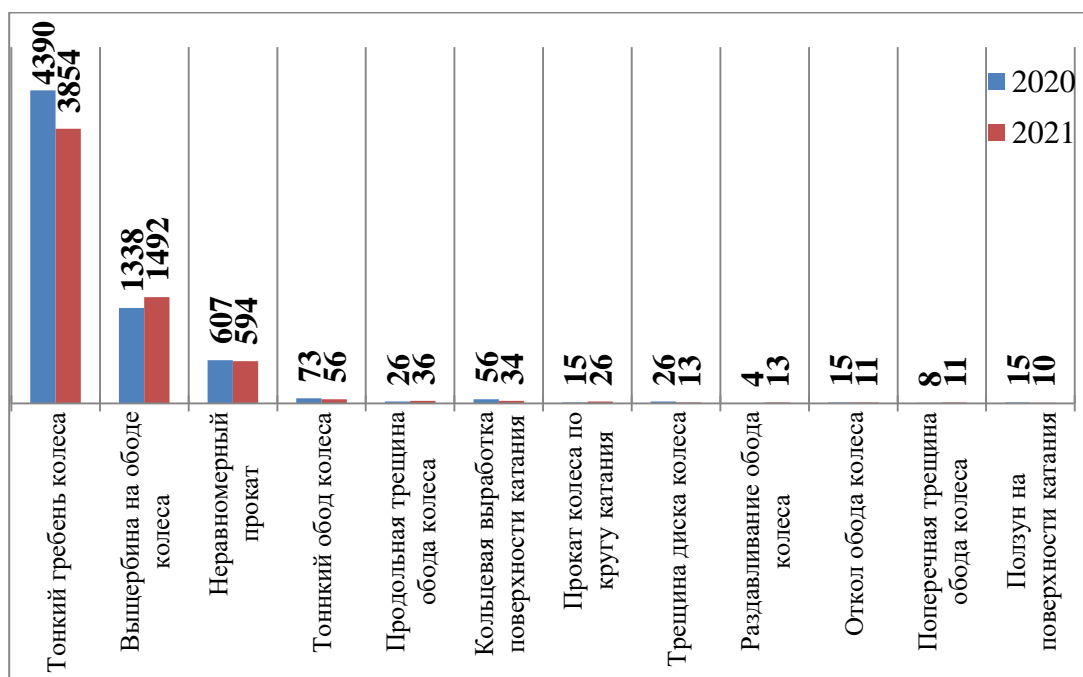


Рисунок 1.2 – Отказы узлов и деталей грузовых вагонов



**Рисунок 1.3 – Отказы колес колесных пар грузовых вагонов**

Таким образом, исходя из общего парка эксплуатируемых грузовых вагонов 1249,4 тыс. в 2021 г. вероятности возникновения трещины в дисковой части цельнокатаного колеса составляет порядка  $10^{-6}$ , что соответствует средней величине риска в соответствии с ГОСТ Р 51901.1-2002 [29] и ГОСТ Р 54505-2011 [30].

Следовательно, оценка развития трещин в колесах является актуальной задачей требующей дополнительные всесторонние как теоретические так экспериментальные исследования.

## **1.2 Обзор факторов приводящих к повреждению колес**

Наличие на поверхности катания колес дефектов (ползунов, наваров, неравномерный прокат) и увеличенная жесткость пути при низких отрицательных температурах приводит к повышению уровня динамического

воздействия на колесо. В работах [31–33] показано, что одной из причин образования усталостных трещин являются динамические перегрузки вследствие наличия дефектов на поверхности катания колес. Причем наибольший вклад оказывает возросшая вертикальная сила свыше 35 % по сравнению с колесом без дефектов.

При проезде подвижным составом рельсового стыка на колесах возникают повышенные уровни амплитуд напряжений вследствие возникновения удара, при этом вертикальная сила, действующая на колесо, возрастает в несколько раз. Так же при значительном снижении температуры эксплуатации происходит увеличение зазора в рельсовом стыке за счет температурного сужения металла, что может приводить к существенному увеличению ударного воздействия и при этом значение действующей силы может возрасти практически на порядок.

Высокая жесткость пути при снижении температуры, которая увеличивает воздействие неровностей пути и тем самым силы, действующие на колесо, могут послужить причиной ускоренного образования и развития трещины. К другой причине можно отнести наличие жидкости в трещине, которая при смене знака температур эксплуатации значительно сокращает живучесть колеса [34].

Существуют следующие основные причины снижения сопротивления усталости деталей и узлов подвижного состава при снижении температуры эксплуатации:

- увеличение динамического воздействия в результате выхода из строя демпфирующих узлов, а также действием напряжений вызванных изменением температуры;
- уменьшением пластической деформации и ростом чувствительности к концентраторам напряжений в деталях;
- действием повреждающего уровня динамических амплитуд напряжений приводящих к снижению изначального предела выносливости.

Данные причины оказывают существенное влияние на живучесть колеса, так как высокий уровень амплитуд напряжений в начальный момент приводит к



ее подрастанию, а затем к более высокой скорости ее роста. Таким образом при снижении температуры изменяется прочность, ресурс и живучесть и возрастает вероятность отказов [35–38].

Под опасным отказом понимается наличие трещины, при подрастании которой критерием предельного состояния является излом колеса.

Большим количеством экспериментов отмечено, что при снижении климатической температуры пластичность металла снижается, причем больше всего на поверхности и тем самым происходит его охрупчивание, которое опасно из-за более высокой чувствительности к концентраторам напряжений. И тогда при вязкохрупком переходе металл уже хуже сопротивляется ударным воздействиям. Это связано с снижением подвижности основных носителей пластической деформации – дислокаций, энергия активации которых падает ниже потенциального барьера пластического сдвига в данной структуре, и накапливаемая энергия сразу начинает переходить в дефекты – микропоры и трещины [39].

«Кинетика изменения накопленной энергии поврежденности для сталей показывает, что в процессе испытаний на усталость происходит рост запасенной энергии до некоторого критического значения, при котором возникает возможность разрушения материала. Теория прочности связывает разрушение с достижением внутренней энергией материала некоторого критического значения, называемого энергией активации разрушения.

В целом, при понижении температуры этот барьер будет достигаться позднее, а предел выносливости расти, что и подтверждается рядом экспериментальных исследований» [34].

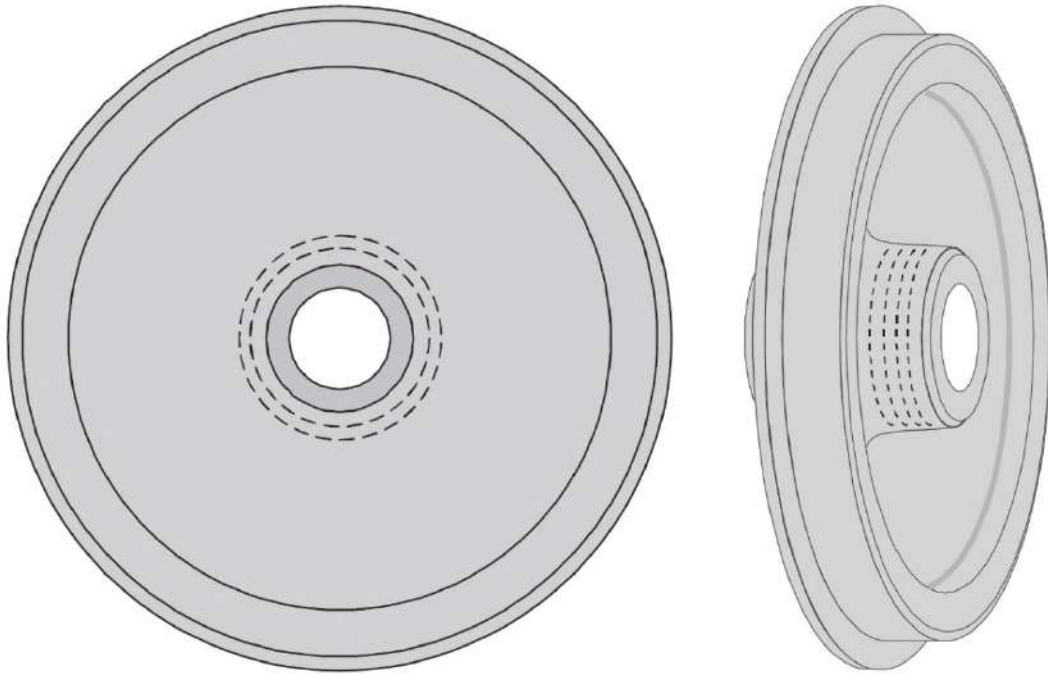
### 1.3 Методы обнаружения дефектов колес

При капитальном, среднем и текущем ремонте и при всех видах освидетельствования колесных пар их элементы подвергают визуальному и НК. Зону перехода от диска к ступице и диск колеса с внешней стороны (для колес с криволинейным диском) проверяют путем проведения визуального осмотра и НК вихретоковым методом по РД 32.150-2000 [40] и при необходимости подтверждения результатов вихретокового контроля магнитопорошковым методом по РД 32.159-2000 [41].

Одной из основных характеристик вихретокового дефектоскопа является порог чувствительности, определяющий минимальную глубину трещины, которая может быть обнаружена с заданной вероятностью. Перед проведением контроля проводят подготовку дефектоскопа в соответствии с руководством по эксплуатации и установку порога чувствительности при помощи стандартного образца предприятия с искусственными дефектами.

При контроле колес колесная пара устанавливается на специальный стенд, который обеспечивает ее вращение. При этом проводят визуальный контроль поверхности с целью выявления видимых глазом дефектов. Далее сканируют зоны колеса, в которых наиболее часто встречаются дефекты, в том числе и круговое сканирование зон перехода от диска к ступице с обеих сторон колеса с шагом 3–5 мм, которые показаны на рисунке 1.4 пунктирными линиями. При срабатывании индикатора дефектоскопа проводят повторное сканирование не менее трех раз и выделяют мелом места, в которых имеется повторное срабатывание индикатора. Очищаются отмеченные мелом места от краски и грязи для проведения повторного сканирования не менее трех раз и проводят дополнительный осмотр с применением лупы и лампы. Вихретоковый контроль зоны перехода от диска к ступице проводят дефектоскопами марок: ВД-12НФМ,

ВД-12НФ, ВД-15НФ, ВД-113.5, ВД-113. Оценку осуществляют в соответствии с требованиями РД 32.174-2001 [42], а результаты контроля оформляют в установленной форме.



**Рисунок 1.4 – НК доступной зоны колеса**

В соответствии с техническими характеристиками на применяемые при контроле дефектоскопы следует, что минимальные размеры выявляемых поверхностных искусственных дефектов на стандартных образцах предприятия составляют:

- ВД-12НФМ и ВД-12НФ глубиной  $3,0 \pm 0,1$  мм и шириной  $0,15 \pm 0,05$  мм;
- ВД-15НФ глубиной  $2,0 \pm 0,1$  мм и шириной 0,2 мм;
- ВД-113.5 и ВД-113 глубиной 0,6 мм и шириной  $0,10 \pm 0,05$  мм.

Исходя из приведенных технических характеристик, при вихретоковом контроле с определенной вероятностью 3 мм дефект может быть не выявлен, и без необходимости проведения дополнительного магнитопорошкового контроля, колесо будет допущено в эксплуатацию.

При производстве новых колес в соответствии с требованиями

ГОСТ 10791-2011 [3] проводят ультразвуковой контроль для выявления внутренних дефектов в колесе, при этом «не допускаются дефекты, амплитуда эхо-сигналов от которых равна или превышает амплитуду эхо-сигнала от эталонного плоскодонного отражателя, расположенного в том же месте относительно ультразвукового преобразователя, что и дефект, и имеющего диаметр 3 мм – для дисков и ступиц колес при условии, что число дефектов, выявленных в диске, составляют 10 и более, а расстояние между любыми двумя дефектами менее 50 мм». Таким образом, дефект размером 3 мм в диске колеса выбран как характерный размер начальной трещины, который может быть допущен в эксплуатацию.

При проведении технического контроля колесных пар и выпуска их в эксплуатацию и при приобретении дефекта с последующим развитием трещины в диске колеса, вагон с гарантированным запасом должен дойти до следующего ремонта. Первый ремонт после постройки грузового вагона согласно [43] наступает после пробега 210 тыс. км, а последующие в зависимости от вида ремонта (деповской или капитальный) выполняются через 110 и 160 тыс. км.

## 1.4 Выводы по разделу 1

1 Проведенный анализ нормативной документации показал отсутствие требований и, следовательно, методики оценки живучести колес с момента возникновения усталостной трещины до излома, а также учета влияния низких климатических температур, при которых изменяются механические свойства металла колес, и увеличивается жесткость пути. Также отсутствуют методики по определению нагруженности колес в эксплуатации для оценки их прочности, ресурса и живучести.

2 Проведенный обзор статистики отказов, видов и факторов, приводящих к повреждению колес, показал, что наиболее опасными являются трещиноподобные дефекты эксплуатационного или технологического происхождения, расположенные в местах наибольших амплитуд напряжений, которые в свою очередь могут приводить с вероятностью порядка  $10^{-6}$  к возникновению усталостной трещины.

3 Выявление трещин в эксплуатации проводят с помощью внешнего осмотра и неразрушающих методов контроля. Анализ методов обнаружения дефектов колес, при которых проводят неразрушающий контроль, показал, что 3-х мм трещиноподобный дефект в диске колеса с определенной вероятностью может быть не выявлен и допущен в эксплуатацию. Нарушение сроков проведения контроля может привести к излому колеса в результате развития трещины.

4 Проведенный анализ различных разрушений вагонных колес при длительной эксплуатации и при специальных натуральных экспериментальных исследованиях показал, что зарождение трещины в колесе обычно происходит от каких-либо поверхностных или внутренних дефектов.

5 Рассмотрение повреждений вагонных колес в эксплуатации и

проведенный обзор библиографического материала различных исследований по данному вопросу позволил сформулировать цель и задачи работы, которые приведены во введении.

## **2 ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ПРОЧНОСТИ КОЛЕС НА ЭТАПАХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА**

### **2.1 Основные этапы жизненного цикла колес**

В настоящее время модели накопления поврежденности достаточно широко применяются при оценке долговечности и прочности элементов различных металлоконструкций, в том числе и железнодорожной техники.

Необходимость разработки новых подходов к оценке таких сложных явлений, происходящих в материале деталей и узлов в процессе их эксплуатации, также вызвана тем, что широко известные теории прочности, базирующиеся в основном на предельном напряженном состоянии в некоторой точке, которых характеризуется лишь компонентами тензора напряжений, и не учитывают все свойства материала и тем более оценить ресурс элементов железнодорожной техники с учетом условий их эксплуатации.

Традиционно расчетная оценка ресурса по усталости высокоответственных элементов конструкций проводится, путем сопоставления кривой усталости с ее эксплуатационной нагруженностью, используя гипотезы суммирования повреждений линейной или скорректированной [8, 44]. Хотя на данный момент существуют и другие гипотезы накопления повреждений, но на данный момент не получили широкое распространение [45].

При многоцикловой усталости максимальные напряжениями цикла нагружения, не превышают предел текучести металла, и деформации происходят упруго и определяются по зависимости Гука. Чаще всего реальные материалы имеют сложную многокомпонентную структуру. При упругом деформировании достаточно большого объема в микрообъемах и отдельных слабых зернах,

вблизи дефектов происходит локальное пластическое деформирование, которое называют микропластическим. При многократном повторении происходит зарождение микроскопических трещин и постепенное их развитие и слияние в магистральную трещину, которая при продолжении нагружения имеет возможность к дальнейшему росту, что может привести к внезапному излому детали.

Малоцикловая усталость возникает при максимальных напряжениях цикла нагружения, превышающих предел текучести металла, и при этом возникает достаточно большой объем пластической деформации по сравнению с размерами структурных составляющих. Количество циклов нагружений до получения видимой трещины зависит, в основном, от величины пластической деформации детали в каждом цикле и от способности материала сопротивляться малоцикловому разрушению. Согласно деформационной теории усталости, разрушение наступает в момент исчерпания ресурса пластичности вследствие достаточно большой пластической деформации в каждом цикле или низкой пластичности самого материала изделия.

В процессе накопления повреждений в материале происходят необратимые изменения структуры вследствие движения размножения дислокаций, появления и соединения вакансий образования полос скольжения, развития микродефектов разрыхления, упрочнения и разупрочнения. Причиной всех этих процессов, в основном, являются такие внешние факторы, как влияние климатических условий и параметров нагружения.

Ресурс детали весьма чувствителен к концентраторам напряжений, которыми являются микродефекты, так как они чаще всего являются очагом зарождения трещины, и зачастую приводит к большому статистическому разбросу.

При приложении любой нагрузки возникают первичные разрушения материала, то есть развивается поврежденность, объем, степень и характер



которого в основном зависят от механических характеристик материала, числа циклов, значений и вида прилагаемых напряжений, рабочих температур.

Таким образом, графическое представление жизненного цикла детали приведено на рисунке 2.1

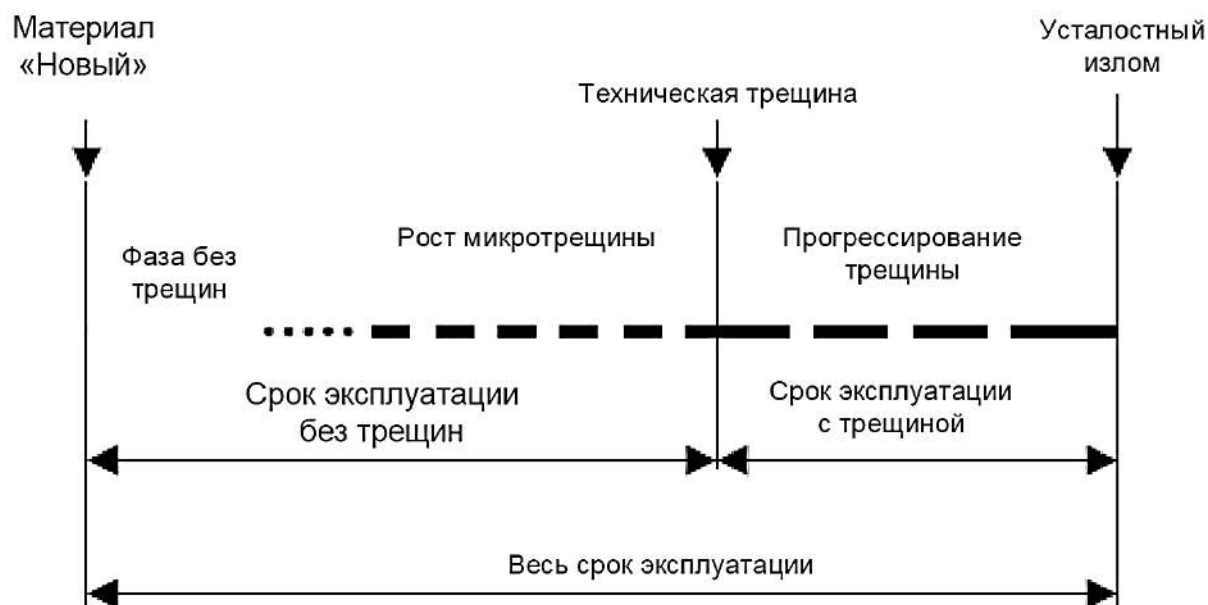


Рисунок 2.1 – Модель жизненного цикла

На первом этапе, во время увеличения срока эксплуатации, начинают образовываться микротрещины, которые нельзя обнаружить средствами НК и на этом периоде предполагается, что деталь не содержит трещин. При продолжении эксплуатации эти микротрещины сливаются в техническую трещину, которую в зависимости от метода контроля с определенной вероятностью можно обнаружить. При не выявлении такой трещины и продолжении эксплуатации трещина продолжает расти со скоростью, зависящей нелинейно от числа циклов нагружений, и начинается второй этап эксплуатации до тех пор, пока она не достигнет критической длины и не произойдет излом.

Таким образом, число циклов развития трещины от начальной до критической длины является долговечность (живучесть) детали. Следовательно, при оценке долговечности детали надо делать допущения, что в ее материале

присутствуют микроскопические дефекты с момента ее изготовления, так как НК имеет допуск на размер не обнаруживаемых дефектов.

## **2.2 Анализ методов оценки прочности колес и опыт его применения**

По нормативным документам зарубежных стран оценку прочности колес и осей колесных пар проводят независимо от типа подвижного состава, на котором предполагается использовать данную колесную пару.

Так, согласно проведенному сопоставлению методов испытаний колес немоторных колесных пар [46] в Европе действует ряд нормативных документов DIN EN 13979-1:2003 [47] и DIN EN 13260:2011-01 [48], DIN EN 13261:2011-01 [49] и DIN EN 13262:2011-06 [50]. В соответствии с которыми оценка сопротивления усталости производится на основе проведения стендовых испытаний на усталость методом кругового изгиба или близким к нему методом Bastenare.

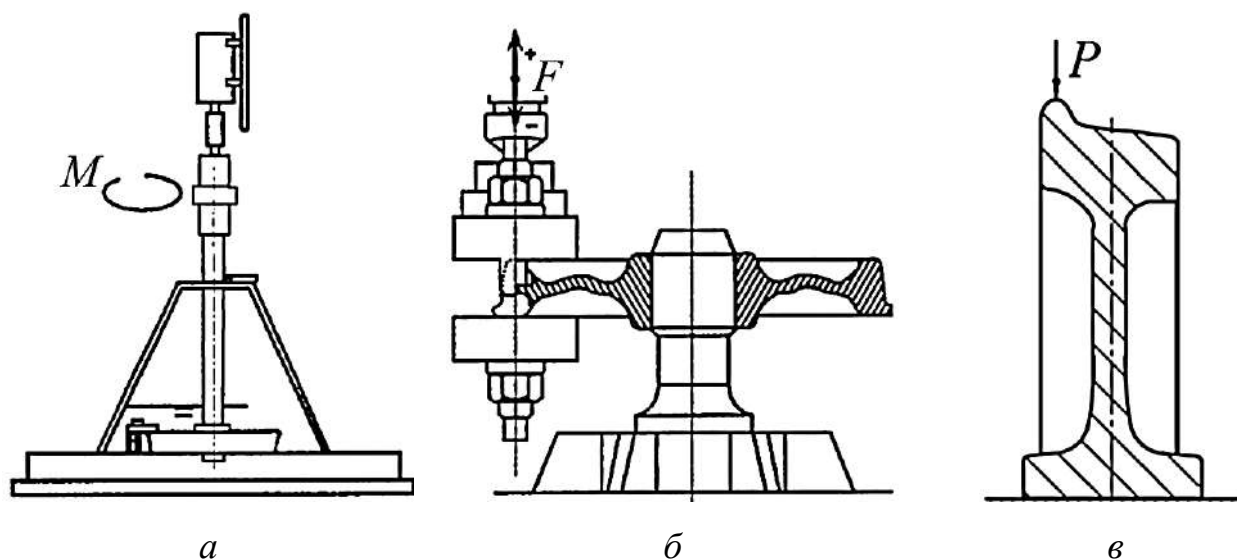
Американскими нормативными документами не предусмотрены испытания на усталость. Согласно AAR M-107/M-208 [51], где для передачи колес в эксплуатацию необходимо провести расчетную оценку, согласно требованиям, приведенным в стандартах AAR S-660 [52] и AAR S-669 [53], с последующей подконтрольной эксплуатацией партии колес.

В России существуют следующие основные методы оценки сопротивления усталости натурального колеса (вагонов локомотивной тяги и немоторной колесной пары моторвагонного подвижного состава), которые приведены в нормативных документах.

В ГОСТ 10791-2011 [3] изложен метод испытаний на усталость с приложением заданной циклической нагрузки к вершине гребня обода колеса с

коэффициентом асимметрии  $R=0,1$  на базе  $5 \cdot 10^6$  циклов нагружений. Результатом представленных испытаний является условный предел выносливости, так как доведение до зарождения трещины при этом не требуется.

В ГОСТ 4835-2013 [2] используется расчетно-экспериментальный метод определения показателей прочности, а именно расчетом определяется напряженно-деформированное состояние колеса от действия монтажных и максимально возможных эксплуатационных нагрузок при движении по прямым и кривым участкам пути. Далее, с учетом коэффициентов, учитывающих зависимость сопротивления усталости от суммарного среднего напряжения цикла в эксплуатации и при стендовых испытаниях, рассчитывается минимальный предел выносливости в амплитудах цикла механических напряжений для обеспечения требуемого коэффициента запаса. Предел выносливости определяют по результатам натуральных стендовых испытаний колес путем нагружения регулярным круговым изгибом симметричным циклом с коэффициентом асимметрии  $R=-1$  на базе  $20 \cdot 10^6$  циклов. Для построения фактической кривой усталости испытывают не менее четырех образцов, нагружая их разными амплитудами напряжений. Описанные выше схемы методов испытаний колес колесных пар приведены на рисунке 2.2.



*а - круговой изгиб; б - метод Bastenaire; в - метод по ГОСТ 10791-2011*

**Рисунок 2.2 – Схемы нагружения при испытаниях на усталость:**

В отличие от метода по стандарту [2], где нагружению подвергаются все радиальные сечения колеса, при испытаниях колеса по стандарту [3] и методом Bastenaire нагружается только одно радиальное сечение колеса. Тогда как излом или зарождение трещины может произойти или не произойти в зависимости от того какое радиальное сечение наихудшее или наилучшее подвергается испытаниям и, следовательно, такое нагружение не дает представление о прочности всей конструкции во всех радиальных сечениях. Кроме того, по стандарту [3] нагружение колеса происходит приложением заданной нормируемой силы. При этом амплитуда напряжений в колесе не контролируется. А она, при одной и той же нагрузке, может быть разной, в зависимости от формы дисковой части колеса. Прикладываемая сила нагружения определяется в зависимости от конструкционной скорости и осевой нагрузки железнодорожного подвижного состава в отличие от метода по стандарту [2], где уровень нагрузки устанавливается по напряжениям.

Именно испытаниями с нагружением по напряжениям можно оценить свойства конструкции колеса, подтвердить качество изготовления и технологию производства, определить возможность совершенствования конструкции для обеспечения прочности, в том числе снижением необрессоренной массы колеса и

динамических воздействий на путь.

В эксплуатации наибольшие напряжения в колесе возникают от действия изгибающего момента, создаваемого боковой и вертикальной силой. Поэтому метод в соответствии стандарт [2] где неуравновешенная масса, закрепленная на оси, при вращении с определенной частотой, создает центробежную силу, которая действуя на длине оси, как на плече, создает изгибающий момент и метод Bastenare предусматривают нагружения циклически повторяющимся изгибающим моментом, создаваемым нагружающим устройством, которое воспроизводит наихудший эксплуатационный режим.

Конструкции колес, которые эксплуатируются во все мире, имеют различия связанные с опытом их применения, практикой при проектировании, учетом конкретных условий эксплуатации и типом подвижного состава. Российские основные конструкции вагонных цельнокатаных колес приведены в стандарте [3], при согласовании в установленном порядке стандарт не запрещает использование колес имеющих другую конструкцию. Так, например, отличительной особенностью является форма диска конструкции колеса, защищенной патентом [54] и выполнена таким образом, что при движении в прямых и кривых участках пути нагружаются различные зоны колеса, а именно в кривых – приступичная, в прямых – приободная. Таким образом, при движении по различным участкам пути накопление усталостных повреждений не суммируется в одной зоне, а распределяется на две, и за счет этого повышается ресурс дисковой части колеса по усталости.

Сопоставление методов подтверждения характеристик прочности железнодорожных колес немоторных колесных пар, принятых в Российских и Европейских стандартах приведено в таблице 2.1.

Анализ таблицы 2.1 показывает, что в требования стандарта [2] по прочности были гармонизированы с [50], что позволило провести оценку прочности колес высокоскоростного подвижного состава зарубежных производителей и подтвердить безопасность их эксплуатации в России. Таким

образом, требования [3], на которые ссылается стандарт [2], недостаточны для оценки конструкционной прочности железнодорожных колес и их безопасности. Следует отметить, что метод испытаний по стандарту [3] не учитывает монтажные, технологические и эксплуатационные виды и величины нагружения.

**Таблица 2.1 - Сравнение методов по оценке прочности**

Показатели	ГОСТ 4835-2013	EN 13262:2011-06	ГОСТ 10791-2011
Метод испытаний	Циклически изменяющийся круговой изгиб		Циклическое нагружение в радиальном направлении сосредоточенной силой по гребню
Нормируемая амплитуда напряжений	Не менее 180 МПа	240 МПа	Нормируется прикладываемая сила, в зависимости от осевой нагрузки
База испытаний, циклы	$20 \cdot 10^6$	$10 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$
Сравнительная оценка методов испытаний	<ul style="list-style-type: none"> <li>- нагружению подвергаются все радиальные сечения (весь объем) диска колеса;</li> <li>- воспроизводит наихудший эксплуатационный режим нагружения;</li> <li>- колесо испытывается в сборе с технологической осью с воспроизведением монтажных и технологических нагрузок;</li> <li>- оценивается конструкционная прочность оси и колеса (возможно определить коэффициенты запаса сопротивления усталости с оценкой ресурса и подтверждением безопасности).</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- нагружению подвергается одно радиальное сечение диска колеса;</li> <li>- база испытаний недостаточна для построения кривой усталости, выбрана необоснованно;</li> <li>- испытываемый образец не доводится до разрушения (трещины), следовательно, по полученному результату нельзя определить предел выносливости, а значит и коэффициент запаса.</li> </ul>

В зависимости от конструкции дисковой части колеса действие на него вертикальных сил, могут создавать в нем напряжения сжатия, а действие боковых горизонтальных сил напряжения изгиба. Так как параметры сопротивления усталости от действия сил сжатия и изгиба имеют различные значения, разработаны и другие схемы нагружения при испытании колес [55]. Согласно которой на один конец оси фрагмента колесной пары монтируется

шаровой шарнир, который опирается на опорную плиту, на другой монтируется нагружающее устройство с неуравновешенной массой, приводимое электродвигателем во вращение. При проведении испытаний исследуемое колесо фрагмента колесной пары под действием сил инерции, создаваемых вращающейся неуравновешенной массой, перекачивается по внутренней поверхности кольца рельсоимитатора, которое закреплено соосно в держателе. Внутренний диаметр кольца рельсоимитатора больше диаметра круга катания колеса, а форма поперечного сечения выполнена подобной форме поверхности катания рельса.

Таким образом, изменяя частоту вращения неуравновешенной массы можно регулировать вертикальную силу, действующую на колесо, а изменяя высоту рельсоимитатора – регулировать боковую силу. За счет этого можно выставлять необходимое сочетание вертикальной и боковой силы на нужном уровне.

Нагрузки, действующие на колесную пару в эксплуатации и влияющие на ее НДС в составе колесной пары, зависят от ряда параметров подвижного состава. Для каждой колесной пары в подвижном составе могут быть отличия в осевой нагрузке, конструкционной скорости, коэффициентах динамики, статической осадке, высоты расположения центра тяжести и др., однако они не учитываются при определении предела выносливости методом, указанным в стандарте [3]. В котором оценка прочности производится путем нагружения сосредоточенной силой, при этом режим нагружения не отвечает эксплуатационному, а соотношение уровня прикладываемых амплитуд механических напряжений и базы нагружения не приведут к разрушению объектов испытаний. Следовательно, по полученному результату нельзя определить предел выносливости, а значит и коэффициент запаса. Это создает предпосылки для проникновения на Российский рынок недоброкачественной и опасной продукции для железнодорожного подвижного состава, которая не сможет обеспечить ресурс на весь период эксплуатации.

Таким образом, наиболее адекватным по подтверждению конструкционной прочности и безопасности является метод испытаний, основанный на циклически изменяющимся знакопеременном круговом изгибе.

### **2.3 Определение зависимости количества числа циклов нагружений до достижения критической длины трещины в колесах**

На данный момент существуют две основных, но принципиально различающихся технологии производства колес: многостадийная обработка давлением при кузнечно-прокатном цехе литой заготовки – цельнокатаное колесо, и литья жидкой стали в формы – литое колесо. Поэтому, колеса будут обладать разными наследственными физико-механическими свойствами. На данный момент широко используются на железных дорогах США литые колеса, тогда как в Европе и России – цельнокатаные. Все технологические и конструкторские ухищрения, предназначенные сгладить различия в природе металла литого и катаного колеса, дают лишь частичный результат и полностью неустранимы [7].

Для повышения сопротивления усталости колес стандарт [3] предусматривает упрочнение дисков колес дробью, обязательными требованиями стандарта американских железных дорог [51] является обработка дисков дробью, а в европейском стандарте [50] отсутствуют данные требования. Так же колеса различают с полнопрофильной обработкой поверхности диска, так и без обработки. Испытания на усталость показали, что использование механической и дробеструйной обработки может увеличить на 25 % и 50 % предел выносливости раза дисковой части колеса соответственно.

Так упрочнение колес дробью создает на поверхности дисков напряжения сжатия на глубину около одного миллиметра. При проведении механической



обработки также на поверхности образуются остаточные напряжения глубиной в десятки миллиметров. Термообработка так же влияет на остаточные напряжения, которые могут отличаться в полтора-два раза в зависимости от ее режима.

На данный момент наибольшее распространение получили литые колеса из двух марок сталей ААР В и ААР С. Согласно результатам лабораторных исследований [19] установлено, что предпочтительнее для дальнейших испытаний сталь марки ААР В имеющая лучшее сочетание твердости, ударной вязкости, прочности и трещиностойкости, которая и выбрана в данной работе для проведения стендовых испытаний. Испытания цельнокатаных колес проводились из стали марки 2, как наиболее распространенной на сети железных дорог РФ.

Для построения диаграммы зависимости количества циклов нагружений до достижений критической длины трещины были проведены стендовые испытания путем приложения циклически изменяющегося знакопеременного кругового изгиба [56] на литых колесах, изготовленных из стали марки ААР В (приложение А), как типового представителя литых колес имеющих нормированную форму диска и цельнокатаных колесах с конструкцией согласно рисунка А.1 [3] изготовленных из стали марки 2 (приложение Б). Химический состав сталей по анализу ковшевой пробы исследуемых колес приведен в таблице 2.2.

Данные исследования предусматривают построение зависимости количество циклов нагружений от момента зарождения трещины до разрушения или потере несущей способности колес при натурных стендовых испытаниях.

Так как нормативная документация не устанавливает амплитуду механических напряжений для определения скорости роста трещины, была принята амплитуда напряжений, соответствующая требованиям по пределу выносливости указанному в стандарте [2].

Таблица 2.2 – Химический состав сталей колес

Сталь марки	Массовая доля химических элементов, %								
	углерод	марганец	кремний	ванадий	сера	фосфор	хром	никель	медь
AAR B	0,57-0,67	0,60-0,90	0,15-1,00	≤0,1	0,005-0,040	≤0,030	≤0,25	≤0,25	≤0,35
Примечание – Массовая доля молибдена не должна превышать 0,10 %, титана – 0,03 %, ниобия – 0,05 %, алюминия – 0,060 %.									
2	0,55-0,63	0,50-0,90	0,22-0,45	≤0,1	≤0,025	≤0,030	≤0,30	≤0,30	≤0,30
Примечание – Массовая доля молибдена не должна превышать 0,08 %, титана – 0,03 %, ниобия – 0,05 %.									

Все средства измерений, применяемые при испытании, были поверены, а испытательное оборудование, аттестовано в установленном порядке.

Перед проведением стендовых испытаний проводился предварительный расчет на прочность колес с целью определения их напряженно-деформированного состояния. Это необходимо для установления наиболее нагруженных зон колес при эксплуатации и мест потенциально-возможного зарождения усталостных трещин.

Тарировка тензорезисторов проводилась на консольной балке равных деформаций с целью определения градуировочного коэффициента. Далее проводилось тензометрирование колес для фактического подтверждения зоны и величин максимальных амплитуд деформаций при испытаниях. Определение напряжений по замеренным деформациям в соответствии со стандартом [4] проводилось по обобщенной формуле Гука, в данном случае, главные напряжения совпадают с меридиональными и окружными напряжениями, которые определяются по следующим формулам:

$$\sigma_M = \frac{E}{(1-\mu^2)} (\varepsilon_M + \mu\varepsilon_O), \quad (2.1)$$

$$\sigma_O = \frac{E}{(1-\mu^2)} (\varepsilon_O + \mu\varepsilon_M), \quad (2.2)$$

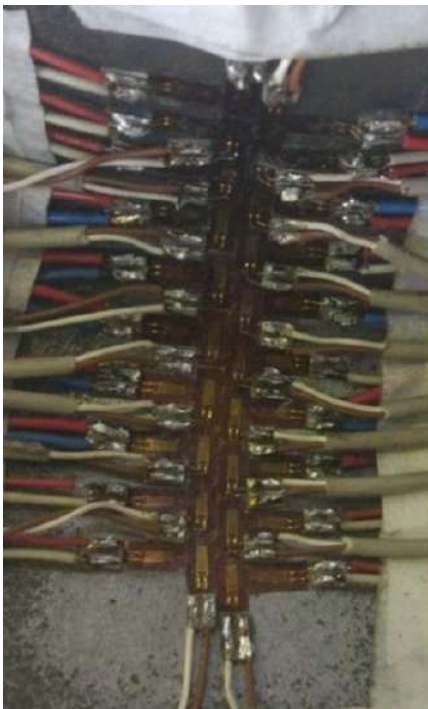
где  $\sigma_m$  и  $\sigma_o$  – амплитуды главных напряжений в меридиональном и окружном направлениях соответственно;

$E$  – модуль упругости;

$\mu$  – коэффициент Пуассона;

$\epsilon_m$  и  $\epsilon_o$  – деформации соответственно в меридиональном и окружном направлениях.

Таким образом, монтаж тензорезисторов производился цепочкой в меридиональном и окружном направлении в виде розеток на наиболее нагруженной стороне колес – внешней для литых и внутренней для цельнокатаных. Схема наклейки тензорезисторов приведена на рисунке 2.3.



*а*



*б*

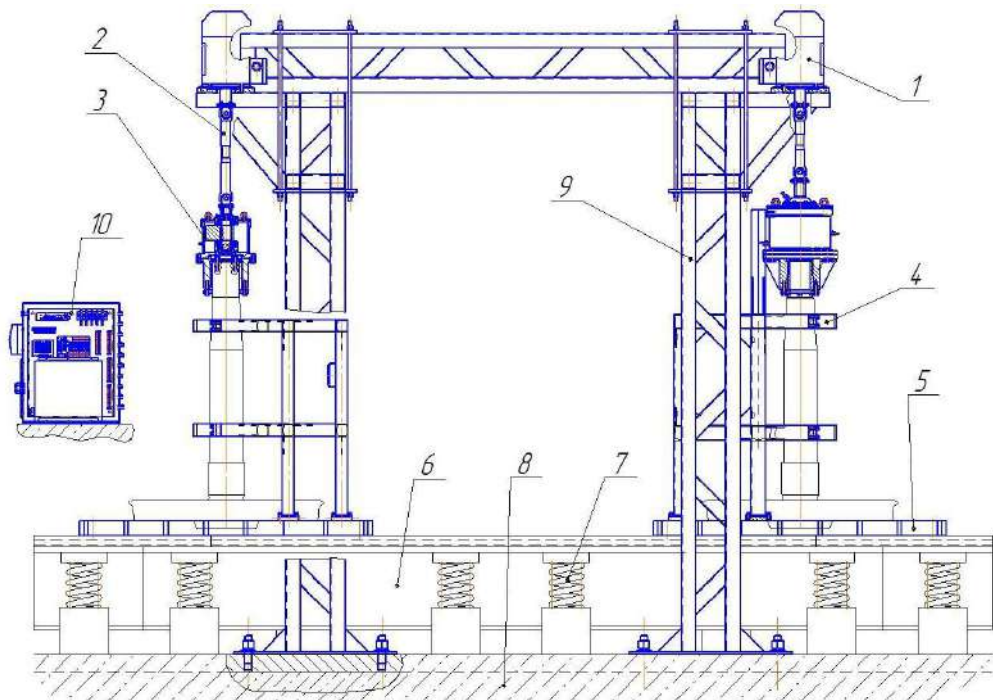
*а) на литом колесе; б) на цельнокатаном колесе*

**Рисунок 2.3 – Монтаж тензорезисторов**

Приведенная схема и место монтажа тензорезисторов подтверждаются результатами расчета и ранее проведенными испытаниями.

Испытания колес выполнялись на испытательном стенде УМ-1, предназначенном для воспроизведения в колесах циклически изменяющегося кругового изгиба, т.е. имитация наиболее нагруженного эксплуатационного режима. Принципиальная схема стенда приведена на рисунке 2.4, общий вид стенда с установленными в нем объектами испытаний на рисунке 2.5.

Объект испытаний представляет собой натурное колесо, сформированное прессовым способом по технологии изготовления серийных колесных пар с технологической осью, которая является серийной, но доработанной с обоих концов. С одной стороны, ось обрезается по предподступичной части, с другой стороны ось отрезается до общей высоты объекта испытаний 1745 мм и обрабатывается до необходимого диаметра под установку нагружающего устройства. Далее на объект испытаний монтируется нагружающее устройство, в корпусе которого расположен вал, который имеет возможность вращаться посредством подшипников, с установленной на нем неуравновешенной массой в виде сектора окружности. Объект испытаний устанавливают и центрируют в стенде и посредством прижимов крепят к установочной плите. Для непрерывного контроля радиальных перемещений нагружающего устройства во время проведения испытаний на нем монтируются три акселерометра расположенных под углом  $120^\circ$  относительно друг друга. Нагружение объекта испытаний производится за счет центробежной силы, возникающей при вращении неуравновешенной массы электродвигателем через карданный вал соединяющий вал нагружающего устройства с ротором электродвигателя. Под воздействием изгибающего момента в объекте испытаний возникают амплитуды напряжений и деформаций, путем изменения частоты вращения неуравновешенной массы, а по результатам тензометрических измерений устанавливаются требуемые величины амплитуды напряжений.



1 – электродвигатель; 2 – карданный вал; 3 – нагружающее устройство;  
 4 – предохранительное устройство; 5 – установочная плита; 6 – станина;  
 7 – пружины; 8 – фундамент; 9 – портал; 10 – шкаф СУ

**Рисунок 2.4 – Принципиальная схема стенда УМ-1**



а)



б)

а) литое колес; б) цельнокатаное колесо

**Рисунок 2.5 – Общий вид стенда с установленными в нем объектами испытаний**

Испытания проводились в помещении с нормальными условиями в соответствии с ГОСТ 15150-69 [57].

При испытании колес в момент зарождения усталостной трещины происходило увеличение амплитуды перемещений нагружающего устройства, которое фиксировалось показаниям установленных на образце акселерометров. Далее происходил рост усталостной трещины с фиксацией количества циклов нагружений с момента ее образования и соответствующей им длины трещины по поверхности диска.

Излом литого колеса, произошедшего в процессе испытаний, приведен на рисунке 2.6, который показывает, что трещина распространяется не в глубину диска колеса, а уходит в направлении отверстия ступицы, проходя ее насквозь, причем при достижении длины равной половине окружности происходит хрупкий долом колеса.



*а)*



*б)*

*а) вид с внутренней стороны колеса; б) вид с внешней стороны колеса*

**Рисунок 2.6 – Излом литого колеса при стендовых испытаниях**

Общий вид литого колеса с трещиной при различных циклах нагружений приведен на рисунке 2.7.



*а)*



*б)*



*в)*

*а) при 420 тыс. циклов нагружений; б) при 730 тыс. циклов нагружений;  
в) при 990 тыс. циклов нагружений*

**Рисунок 2.7 – Вид трещины в диске литого колеса**

Для ускорения образования усталостной трещины и локализации зоны зарождения трещины в диске цельнокатаных колес инициировался концентратор напряжений путем сверления сквозного отверстия диаметром 3 мм в зоне максимальных амплитуд напряжений.

Диаметр отверстия выбран равным размеру трещиноподобного дефекта, который с определенной вероятностью может быть не выявлен средствами НК и допущен в эксплуатацию.

Предварительные результаты математического моделирования показали отсутствие влияние формы начального концентратора на дальнейшее распространение трещины.

Аналогично как при испытании литых колес проводилась фиксация количества циклов нагружений и длины трещины при испытании цельнокатаных колес.

Общий вид цельнокатаного колеса с трещиной при различных циклах нагружений приведен на рисунке 2.8.

По полученным экспериментальным данным строятся экспериментальные кривые живучести колес – кинетика распространения трещины в колесах в зависимости от количества циклов нагружений, которые приведены на рисунке 2.9.

Из анализа рисунка 2.8 следует, что трещина распространяется в глубину дисковой части колеса, проходя ее насквозь, а по поверхности диска уходит в направлении обода колеса.

Во время роста трещины в цельнокатаных колесах из-за относительного перемещения ее берегов отмечается наличие на поверхности диска частиц от действия фореитинг-коррозии, причем такого процесса не наблюдается во время роста трещины на литых колесах.





*a)*



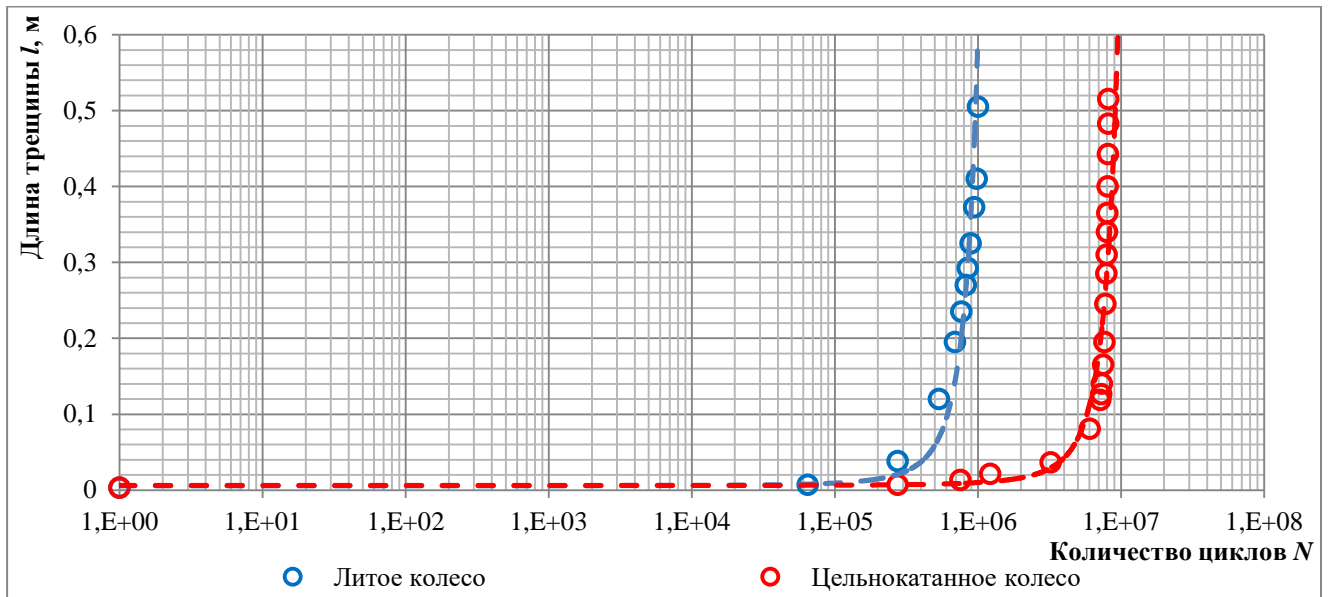
*б)*



*в)*

*a) при 0.9 млн. циклов нагружений; б) при 7,3 млн. циклов нагружений;  
в) при 8.1 млн. циклов нагружений*

**Рисунок 2.8 – Вид трещины в диске цельнокатаного колеса**



**Рисунок 2.9 – Диаграмма зависимости длины трещины от количества циклов нагружений колес**

Скорость роста трещины в определенной точке на кривой соответствует тангенсу угла наклона касательной, таким образом, при увеличении длины трещины ее скорость роста увеличивается, и полученная зависимость удовлетворительно аппроксимируется экспоненциальной функцией на диаграмме в полулогарифмических координатах.

Продолжительность роста трещины до критической длины зависит не только от структуры и свойств металла, но и от направления развития трещины и ее траектории, которое в том числе обусловлено влиянием сложнапряженного состояния, которое также зависит от геометрии дисковой части колеса.

## 2.4 Выводы по разделу 2

1 Проведенный анализ изломов железнодорожных колес, произошедших при эксплуатации и натурных испытаниях показал, что при их разрушениях в обоих случаях имеются два этапа: на первом – от какого-либо внутреннего концентратора напряжений зарождается и подрастает трещина до критических размеров, а далее происходит хрупкое разрушение по оставшейся части. От момента зарождения трещины до хрупкого разрушения оставшейся части колесо сохраняет свою работоспособность, поэтому нахождение гарантированного безопасного интервала его эксплуатации является важной задачей.

2 Проведенный анализ методов по оценке прочности вагонных колес показал, что нагружение основанное на циклически изменяющимся знакопеременном круговом изгибе является наиболее приближенным к эксплуатационному.

3 В результате проведения натурных испытаний на специальном лабораторном оборудовании обоснована необходимость прогнозирования срока эксплуатации колес с трещиной до его излома, во время которого происходит ее развитие с нелинейной скоростью, так как на этот срок приходится лишь небольшая часть всего срока эксплуатации.

4 По результатам стендовых испытаний получены экспериментальные зависимости количества циклов нагружений до достижения критической длины трещины. При этом количество циклов до разрушения цельнокатаных и литых колес составили 8,1 и 1,0 млн. циклов нагружений соответственно.

### 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РОСТА ТРЕЩИНЫ В КОЛЕСАХ С УЧЕТОМ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР

#### 3.1 Оценка параметров развития трещины

При наработке колеса количества циклов, с определенной амплитудой напряжений, происходит пересечение кривой усталости, с определенной вероятностью, начинает образовываться трещина с последующим ее ростом [58]. Оценка напряжений вблизи вершины трещины представляет особый интерес, так как здесь достигается максимальная концентрация напряжений.

Концепция линейной механики разрушения о чисто хрупких материалах гласит, что для распространения трещины скорость выделения упругой энергии должна быть, по крайней мере, равна скорости энергии, необходимой для образования новой поверхности трещины. Эта концепция была расширена, чтобы включить в нее ограниченное количество пластичности, неупругие деформации ограничиваются очень небольшой зоной у вершины трещины. Таким образом, основная концепция представляет собой энергетический баланс между энергией деформации в конструкции и работой, необходимой для создания новой поверхности трещины. Этот энергетический баланс можно выразить с помощью скорости выделения энергии  $G$  по формуле:

$$G = -\frac{dP}{dl}, \quad (3.1)$$

где  $P$  – энергия деформации;

$l$  – длина трещины.

Скорость выделения энергии зависит от геометрии, конструкции и

текущей нагрузки, и является не производной по времени, а скоростью изменения потенциальной энергии в зависимости от длины трещины.

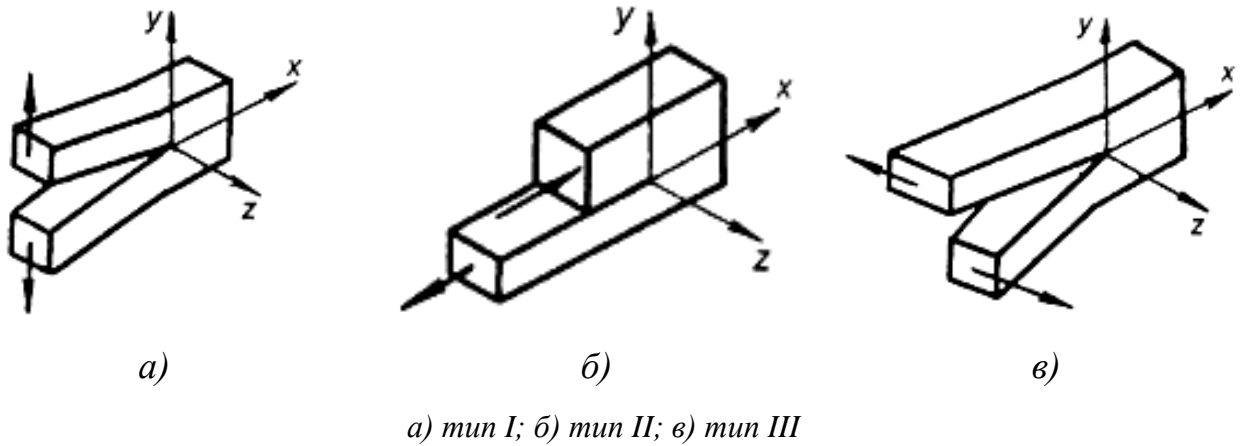
Важной особенностью выражения  $G = G_c$  является то, что его можно использовать в качестве критерия разрушения, то есть когда  $G$  достигает критического значения  $G_c$ , которое называется вязкостью разрушения материала и определяется экспериментально.

Поля напряжений и деформаций вблизи вершины трещины являются сингулярными для модели линейно-упругого материала.

Скорость упругого выделения энергии определяется одним параметром: силой сингулярности в поле упругих напряжений в вершине трещины. Это так называемый коэффициент интенсивности напряжений, который обычно обозначается  $K$ . Величина зависит от длины трещины, распределения и интенсивности приложенных нагрузок, геометрии конструкции. Распространение трещин происходит, когда любое сочетание этих факторов приводит к тому, что коэффициент интенсивности напряжения становится равным или превышает экспериментально определенное пороговое значение.

В линейной механике упругого тела раскрытие трещины при нагружении может быть осуществлено тремя путями (рисунок 3.1):

- тип I при действии сил в направлении нормали плоскости распространения трещины;
- тип II при действии сил перпендикулярно фронту трещины в параллельном направлении относительно плоскости ее распространения;
- тип III при действии сил параллельно фронту трещины в плоскости, совпадающей с плоскостью трещины.



**Рисунок 3.1 – Типы раскрытия трещин**

С каждым из этих типов раскрытия трещины принято связывать коэффициенты интенсивности напряжений:  $K_I$ ,  $K_{II}$  и  $K_{III}$ . Связь между скоростью выделения энергии и коэффициентами интенсивности напряжений определяется выражением:

$$G = \frac{K_I^2}{E'} + \frac{K_{II}^2}{E'} + \frac{1+\nu^2}{E} K_{III}^2, \quad (3.2)$$

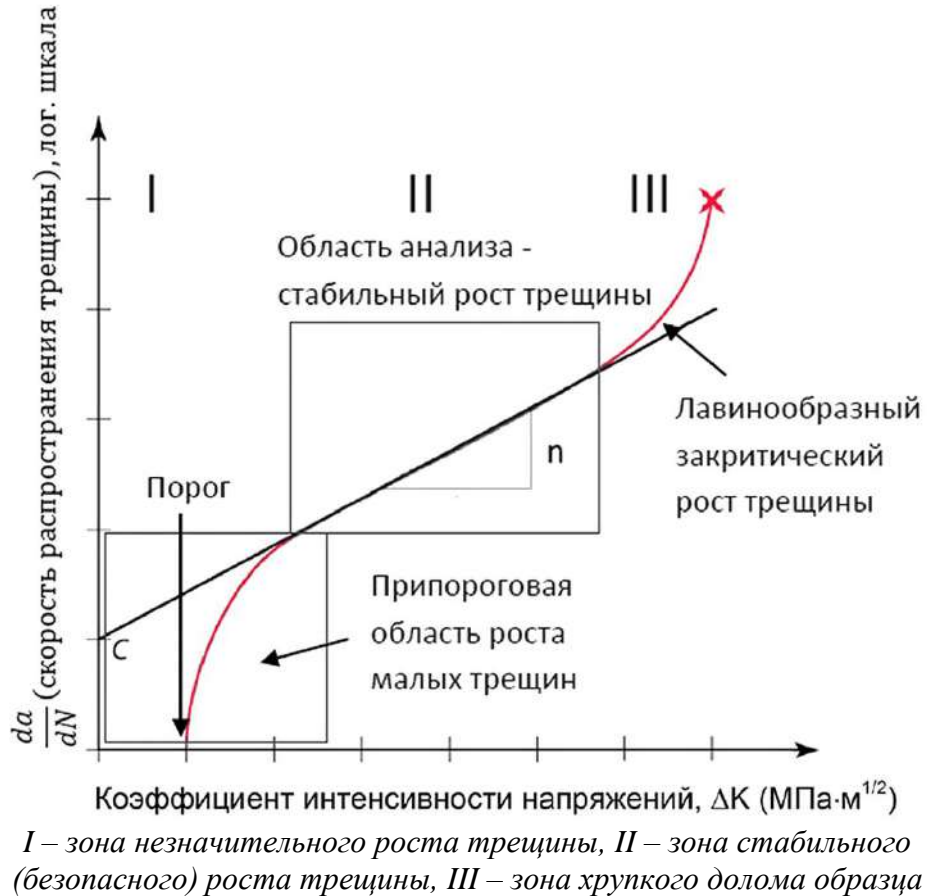
где  $E' = E$  - для плосконапряженного состояния;

$E' = \frac{E}{1-\nu^2}$  - для плоско-деформированного состояния;

$E$  – модуль Юнга;

$\nu$  – коэффициент Пуассона.

Количественная оценка усталостного разрушения приведена на рисунке 3.2 представляющая собой зависимость между размахом коэффициента интенсивности напряжений и скоростью роста трещины называемой кинетической диаграммой усталостного разрушения (КДУР) [16].



**Рисунок 3.2 – Кинетическая диаграмма усталостного разрушения**

На данной диаграмме можно выделить три области. В первой области скорость роста трещины не устойчива и неравномерна, тогда как при значениях КИН ниже порогового значения рост трещины прекращается. В центральной области согласно опытным данным для большой группы металлов в диапазоне скоростей от  $10^{-5}$  до  $10^{-2}$  мм/цикл зависимость роста длины трещины от количества циклов нагружений в полулогарифмических координатах, является степенным и удовлетворительно аппроксимируется уравнением Пэриса (формула 3.3) [16]. В третьей области скорость роста трещины возрастает по мере приближения КИН к циклической вязкости разрушения, после чего происходит, хрупки долом.

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^n, \quad (3.3)$$

где  $C$  и  $n$  – константы материала в данных условиях соответствующие ординате пересечения прямолинейного участка КДУР с осью и тангенсу угла наклона прямолинейного участка КДУР соответственно;

$\frac{dl}{dN}$  – скорость роста трещины;

$\Delta K$  – размах коэффициента интенсивности напряжений.

При значениях коэффициента асимметрии цикла  $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} > 0$  размах КИН вычисляется по формуле 3.4:

$$\Delta K = (1 - R)K_{max}. \quad (3.4)$$

Размах КИН характеризует распределение напряжений у вершины трещины, является основным параметром напряженного состояния и вычисляется по формуле 3.5:

$$\Delta K = \Delta\sigma\sqrt{\pi l} f, \quad (3.5)$$

где  $f$  – поправочная функция, зависящая от  $l$ ;

$\Delta\sigma$  – размах напряжений;

$l$  – длина трещины.

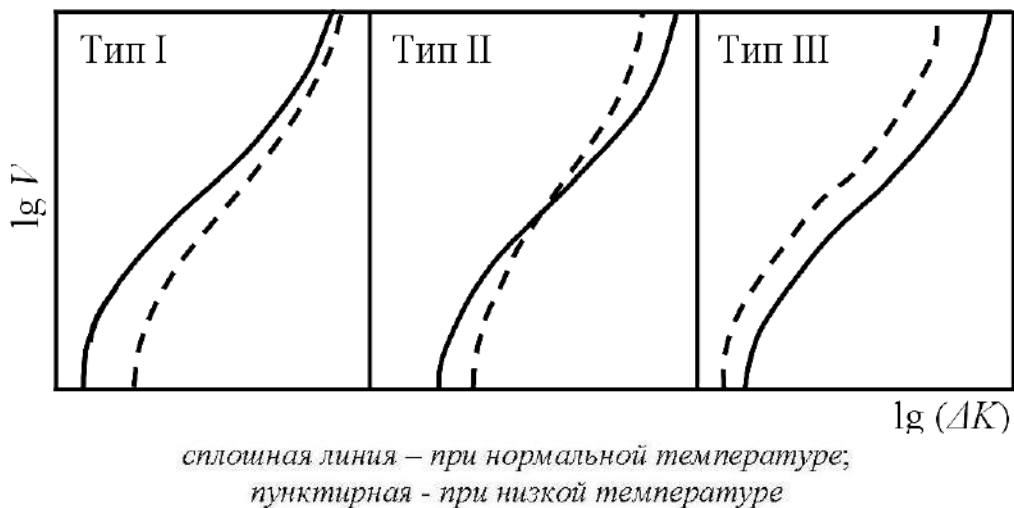
При отнулевом цикле  $R=0$  принимают  $\Delta K = K_{max}$ , согласно [16] при знакопеременных циклах  $R < 0$ , в момент цикла нагружения при котором возникают напряжения сжатия, трещина больше не является концентратором напряжений, и выражение для КИН теряет свой смысл. Опытные исследования показывают, что фаза закрытия трещины не всегда совпадает с фазой изменения знака напряжения. Смещение фаз зависит от значения относительного перемещения в вершине краев трещины, полученного в период действия напряжений растяжения и от пластических свойств металла. Эта величина –  $\delta$ ,



зависящая от свойств металла и  $\delta \approx 0$ . Согласно [16] обычно пренебрегают, незначительны сдвигом фаз приложенной силы и момента закрытия трещины, следовательно, принимают что  $\delta = 0$ . Тогда размах коэффициента интенсивности напряжений при  $R < 0$  будет равен максимальному его значению (формула 3.6).

$$\Delta K = K_{max}. \quad (3.6)$$

Существует три основных типа смещения КДУР полученных за счет изменения параметров КДУР при снижении температуры относительно нормальной температуры, которые приведены на рисунке 3.3.



**Рисунок 3.3 – Типы смещения кинетических диаграмм усталостного разрушения**

Из анализа данных диаграмм можно сделать вывод:

I тип – на всем протяжении диаграммы скорость роста трещины уменьшается с понижением температуры и в соответствии с этим увеличиваются значения  $\Delta K_{th}$  и  $\Delta K_{fc}$ ;

II тип – в первой части диаграммы скорость роста трещины с понижением температуры уменьшается, а во второй – увеличивается и в соответствии с этим увеличивается значение  $\Delta K_{th}$ , а значение  $\Delta K_{fc}$  уменьшается;

III тип – на всем протяжении диаграммы скорость роста трещины

увеличивается с понижением температуры и в соответствии с этим уменьшаются значения  $\Delta K_{th}$  и  $\Delta K_{fc}$ .

Таким образом, наиболее лучшим поведением металла для деталей, эксплуатируемых при низких отрицательных температурах, которое соответствует I типу смещения КДУР.

### **3.2 Исследования металла колес по определению характеристик кинетической диаграммы усталостного разрушения**

Для испытания металла колес по определению параметров кинетической диаграммы усталостного разрушения были изготовлены, в соответствии с ГОСТ 25.506-85 [59], масштабные образцы по типу 3 с надрезом по варианту 1б и размерами:  $t=20$  мм;  $b=40$  мм;  $H=48$  мм (приложение В). Образцы вырезались из диска колес согласно схеме вырезки, приведенной на рисунке 3.4, с расположением пропила в окружном направлении диска колеса, соответствующему направлению роста трещины при испытаниях.

Пропил шириной  $e=3$  мм с инициирующим надрезом, приведенный на рисунке 3.5, выполняли дисковой фрезой в соответствии с пунктами 2.3 и 2.5 МР 2-95 [60] при  $(l_o-h) \geq 1,5$  мм.

Для контроля за развитием трещины, в плоскостях вдоль выхода трещины на боковые грани образца их предварительно шлифовали (полировали).

Определение характеристики вязкости разрушения (живучести, трещиностойкости) при циклическом нагружении производили внецентренным растяжением образцов, в которых исходная трещина расположена в плоскости, перпендикулярной наибольшим растягивающим напряжениям (трещины нормального отрыва по типу I).

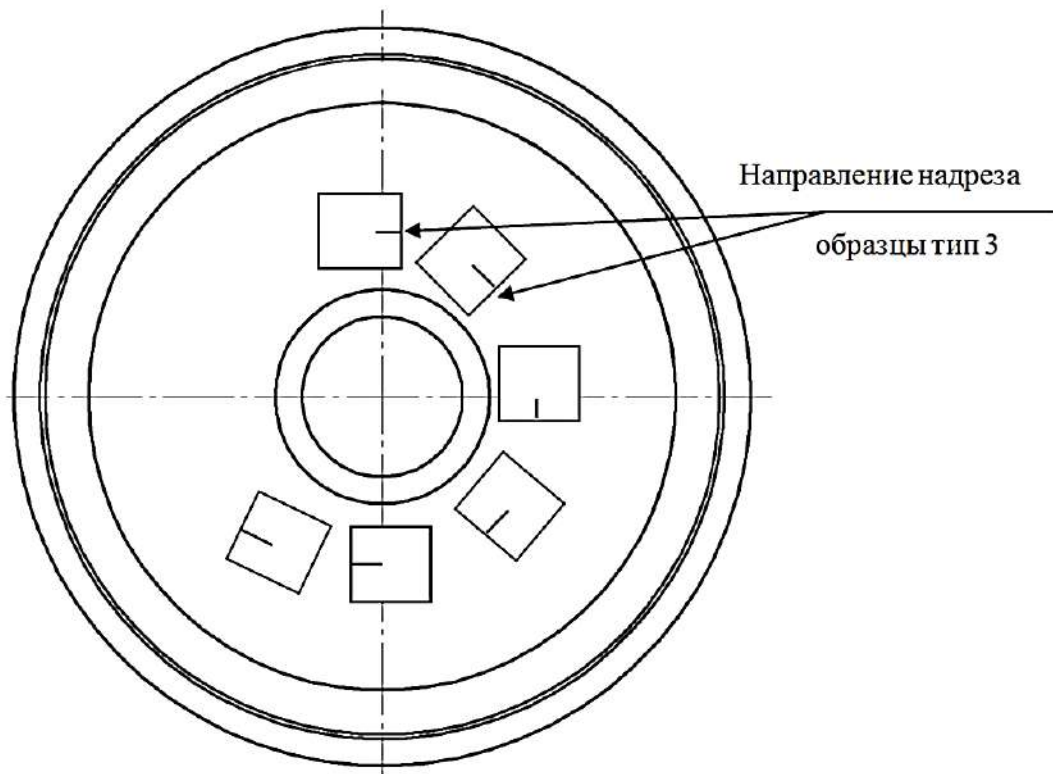


Рисунок 3.4 – Схема вырезки масштабных образцов из диска колеса

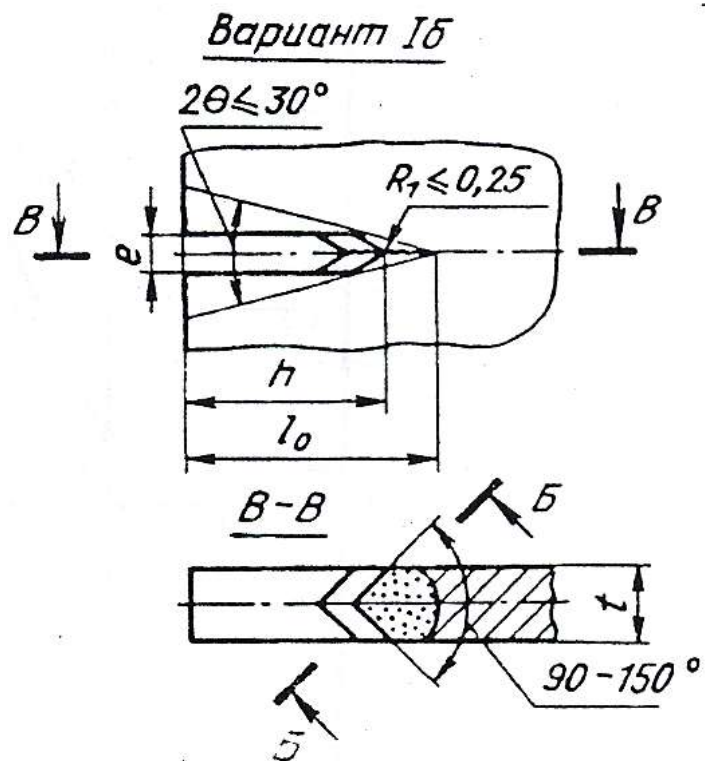


Рисунок 3.5 – Иницирующий надрез для образцов с краевой трещиной

Испытания выполняли на системе для измерения параметров испытаний Instron 8802, предназначенной для статических и малоцикловых испытаний образцов металлов на усталость и для определения характеристик вязкости разрушения металлов при статическом и циклическом нагружении.

Испытания выполнялись до разрушения образца при постоянном коэффициенте асимметрии цикла нагружений согласно пункту 2.6 стандарта [59]. Нагружение мягкое, заданное размахом нагрузок. Для устойчивой работы машины, в соответствии с требованиями пункта 3.4.1.1 [60], коэффициент асимметрии выбран равным  $R=0,1$ .

Общий вид системы для измерения параметров испытаний Instron 8802 с используемым образцом приведен на рисунках 3.6 и 3.7.



**Рисунок 3.6 – Вид системы для измерения параметров испытаний с образцом при комнатной температуре**



**Рисунок 3.7 – Испытываемый образец на рабочем столе системы для измерения параметров испытаний в климатической камере при минус 60°С**

Исходную усталостную трещину длиной  $(l_0 - h) \geq 1.5$  создавали по пропилю циклическим нагружением в соответствии с пунктом 2.6 [59]. Необходимое максимальное усилие испытательной машины рассчитывали по формуле 3.7.

$$P_{max} \geq 0.2(b-l)t(\sigma_{0.2} + \sigma_B), \quad (3.7)$$

где  $\sigma_{0.2}$ ,  $\sigma_B$  – условный предел текучести и прочности испытываемой стали.

Нагружая образец данным переменным усилием, инициировали возникновение усталостной трещины и подращивали ее до 1,5 мм.

Число циклов нагружения для создания исходной трещины не менее  $5 \cdot 10^4$ , если трещина не страгивалась, нагрузку плавно увеличивали на 10 %.

Испытание каждого образца, после образования исходной трещины, выполняли, не извлекая из приспособления системы для измерения параметров

испытаний. Во время остановки для смены режима прироста трещины сохраняли статическое усилие, равное  $0,75 \cdot P_{max}$ .

Поддерживая заданный размах циклической нагрузки постоянным  $\Delta P = P_{max} - P_{min} = const$ , увеличивали за счет роста числа циклов нагружения длину трещины с непрерывным контролем ее длины до долома образца.

После излома образца длину трещины измеряли по обе стороны образца, определяли среднее арифметическое от измеренных величин.

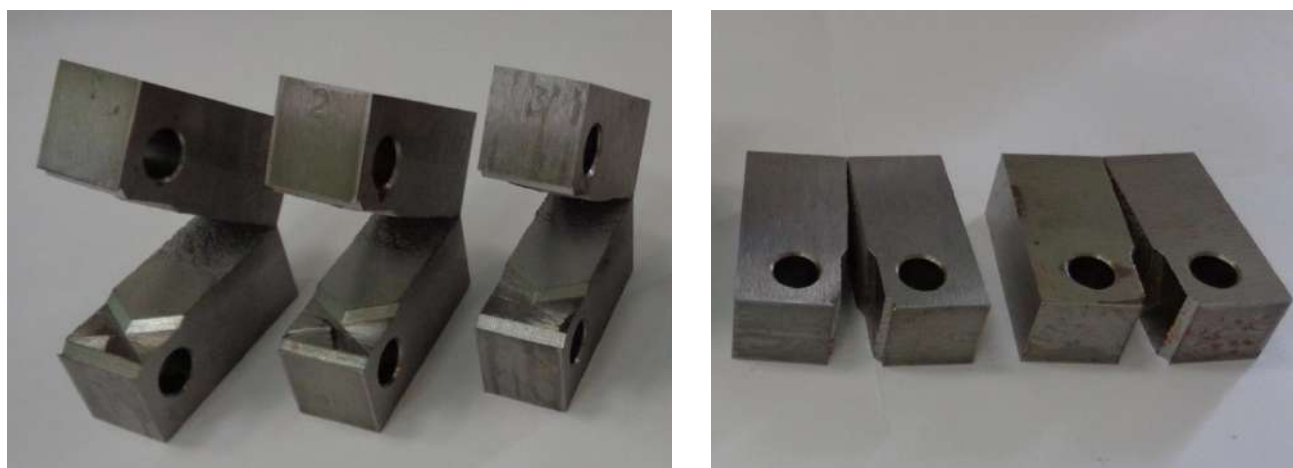
Внешний вид образцов до начала испытаний приведены на рисунке 3.8 и после разрушения на рисунках 3.9 и 3.10.

На рисунках 3.9 и 3.10 видно, что разрушение образцов при циклическом нагружении с отличающимися  $P_{max}$  происходит при различной длине усталостной трещины, таким образом, что чем больше  $P_{max}$ , тем меньше длина трещины  $l_{кр}$ .

Образцы для каждой марки стали испытывали в климатической камере при температуре минус 60 °С.



Рисунок 3.8 – Вид образцов до испытаний



а)

б)

*а) при комнатной температуре б) при температуре минус 60 °С*

**Рисунок 3.9 – Вид образцов после испытаний для стали марки 2**



а)

б)

*а) при комнатной температуре б) при температуре минус 60 °С*

**Рисунок 3.10 – Вид образцов после испытаний для стали марки ААР В**

Результаты измерений прироста длины трещины  $\Delta l_i$  в зависимости от числа циклов нагружений  $N_i$  при постоянном размахе нагрузок  $\Delta P$  непрерывно фиксировались.

На основании полученных экспериментальных данных по увеличению длины трещин при заданном размахе нагружения за каждый цикл  $\Delta P_m$  значение скорости роста трещин  $V_{im}$ , соответствующей средней длине трещины, определяли в соответствии с рекомендациями [60] по формуле 3.8:

$$V_{im} = \frac{l_{i+1,m} - l_{im}}{N_{i+1,m} - N_{im}} = \frac{\Delta l_{im}}{\Delta N_{im}}, \quad (3.8)$$

где  $l_{i+1,m}$  и  $l_{im}$  – длина трещины, замеренная на  $i+1$  и  $i$  интервале  $m$ -ного этапа испытания соответственно;

$N_{i+1}$  и  $N_i$  – число циклов нагружений с начала  $m$ -ного этапа испытаний.

В отдельных случаях определение скорости роста трещины выполняли путем графического дифференцирования графика роста трещины, вычерченного на миллиметровой бумаге с масштабом, соответствующим погрешности измерений. Скорость роста трещины при длине трещины  $l_i$  соответствовала тангенсу угла наклона касательной в точке с координатами  $(l_i, N_i)$ .

Для каждой скорости роста трещины при известной ее длине и нагрузке по формулам, соответствующим [60] определялось непрерывно изменяющееся значение размаха коэффициента интенсивности напряжений цикла  $\Delta K$ .

При выполнении расчетов коэффициента интенсивности напряжений цикла  $K_{max}$  учитывали асимметрию цикла нагружения и полную длину трещины, включающую исходный пропил глубиной 3 мм и подрост трещины в процессе нагружения. При постоянном размахе нагрузок  $\Delta P = P_{max} - P_{min} = const$  с ростом длины трещины  $K_{max}$  непрерывно возрастает вследствие увеличения значения поправочной функции  $y$ , увеличивающейся с ростом относительной длины трещины  $\lambda = l/b$ .

Расчет коэффициента интенсивности напряжений для стандартного компактного образца (тип 3) на внецентренное растяжение выполняли по формуле 3.9, предложенной в Методических рекомендациях [61].

$$K = \frac{F \sqrt{\lambda}}{t \sqrt{b}} Y, \quad (3.9)$$

где  $F$  – максимальная нагрузка в конкретном цикле нагружения;



$t=1/2b$  – толщина образца;

$b$  – ширина образца;

$\lambda=l/b$  – относительная длина трещины;

$l$  – длина трещины;

$Y$  – поправочная функция.

Значение порогового коэффициента интенсивности напряжений  $K_{th}$ , приводящее к страгиванию трещины, в данной серии экспериментов получено по факту минимального прироста длины трещины за 100 тысяч циклов нагружений.

Отношение максимальной скорости роста трещины к минимальной при заданном значении  $\Delta K$  согласно [60] не превышала 3,5, за исключением зон вблизи порогового  $K_{th}$  и значения соответствующего циклической вязкости разрушения  $K_{fc}$ .

Результаты расчета порогового значения коэффициента интенсивности напряжений, циклической вязкости разрушения, значения степени показателя  $n$  и постоянной  $C$  аппроксимации средней части КДУР по уравнению Пэриса приведены в таблицах 3.1 и 3.2.

**Таблица 3.1 – Характеристики трещиностойкости металла литого колеса из стали ААР В**

Материал	Сталь ААР В						
	№ образца	$P_p,$ кН	$K_{IC},$ МПа $\sqrt{м}$	$K_{th},$ МПа $\sqrt{м}$	$K_{fc},$ МПа $\sqrt{м}$	$C,$ м/цикл	$n$
Результаты испытаний при температуре + 20 °С	1	Установочные (пробные) испытания					
	2	-	-	13,8	48,2	-	-
	3	-	-	13,6	59,6	$1,25 \cdot 10^{-12}$	3,4
	4	-	-	12,9	57,2	$1,25 \cdot 10^{-12}$	3,4
	5	31,5	66,1	15,4	-		
Результаты испытаний при температуре – 60 °С	6	-	-	17,2	34,5	-	-
	7	22,1	41,9	17,1	37,7	$1,0 \cdot 10^{-11}$	3,0

**Таблица 3.2 – Характеристики трещиностойкости металла цельнокатаного колеса из стали 2**

Материал	Сталь 2						
	№ образца	$P_p,$ кН	$K_{IC},$ МПа $\sqrt{м}$	$K_{th},$ МПа $\sqrt{м}$	$K_{fc},$ МПа $\sqrt{м}$	$C,$ м/цикл	$n$
Результаты испытаний при температуре + 20 °С	1	30,5	64,23	-	-	-	-
	2	-	-	14,0	61,7	-	-
	3	-	-	18,0	62,0	$1,0 \cdot 10^{-11}$	3,0
	4	-	-	19,0	65,0	$1,0 \cdot 10^{-11}$	3,0
	5	-	-	17,7	61,3	$1,0 \cdot 10^{-11}$	3,0
Результаты испытаний при температуре – 60 °С	6	28,2	53,43	-	-	-	-
	7	-	-	19,0	35,5	$1,0 \cdot 10^{-11}$	3,0

Анализ результатов показывает, что данные стали склонны к низкотемпературному охрупчиванию - долом усталостной трещины (нелинейный участок КДУР) наступает тем раньше, чем ниже температура, и полученные значения изменения характеристик КДУР соответствует II типу смещения при отрицательных температурах. Следовательно, зарождение трещины в колесах будет происходить при положительных температурах, а интенсивный рост и излом при низких отрицательных температурах.

### 3.3 Математическое моделирование роста трещины в колесах

Железнодорожные колеса во время эксплуатации также как и при проведении натурных стендовых испытаний нагружаются в условиях сложного напряженного состояния, то есть колеса подвергаются нагружению смешанного типа. Смешанным нагружением принято называть ситуации, когда трещина развивается не в направлении ее исходной ориентации, направление и траектория ее роста, как правило, заранее не известна. Для решения этой задачи был использован метод конечных элементов (МКЭ) в котором кинетика развития трещины моделируется на основе данных о НДС и положений линейной механики разрушения.

Для оценки живучести конструкций с усталостной трещиной существуют различные критерии и для них обычно необходимы данные о напряженно-деформированном состоянии в окрестности трещины. Больше всего приведено критериев на основе линейной механики разрушения, основанные на коэффициентах интенсивности напряжений в ее вершине и  $J$ -интегралом предложенным независимо Черепановым и Райсом [64 и 65]:

$$J = \int_C (Wdy - T \frac{du}{dx} ds), \quad (3.10)$$

где  $C$  – контур охватывающий вершину трещины;

$ds$  – элемент длины контура;

$x, y$  – прямоугольные координаты, перпендикулярные фронту трещины;

$T$  – вектор напряжений;

$u$  – вектор перемещений, вычисляемый на контуре  $C$ ;

$W$  – плотность энергии деформации в точках контура  $C$ .

В линейной упругой постановке, когда пластическими энергиями пренебрегают,  $J$ -интеграл является скоростью высвобождения энергии и имеет связь с коэффициентом интенсивности напряжений для плоско-деформированном состоянии:

$$J = \frac{K^2(1-\nu^2)}{E}, \quad (3.11)$$

Процесс создания объемной КЭ модели колеса включает исследования влияния размера конечного элемента и количества элементов на результаты вычислений. Расчеты были проведены в соответствии с тем, что за сходимость результатов принимался шаг, на котором изменение эквивалентных напряжений происходит менее чем на 3 МПа при последовательном уменьшении размера КЭ. Данный подход не противоречит рекомендациям стандарта США [53].

Вокруг фронта трещины, вдоль ее длины, строится сингулярная концентричная сетка, которая создается из плоской сетки, путем выдавливания вдоль фронта трещины. Вектор смещения в каждом узле фронта трещины автоматически определяется как перпендикулярный к касательной фронту трещины, так и нормали к поверхности трещины в каждом узле фронта трещины. В первом и последнем узле фронта трещины, где предполагается наличие свободной поверхности, направление сдвига проецируется на касательную к свободной поверхности. Далее с использованием аналитических функций для поля напряжений вблизи вершины трещины вычисляются значения  $K_I$ ,  $K_{II}$  и  $K_{III}$ .

Коэффициенты интенсивности напряжений определяются в локальной системе вершин трещины. При развитии усталостной трещины последовательность нагрузок повторяется несколько раз. После каждой последовательности происходит приращение трещины с заданным шагом и выполняется подсчет циклов. Обновленная система координат трещины

рассчитывается при каждом приращении, и расчеты выполняются в этой системе, при этом происходит повторное создание сетки вокруг фронта трещины. Таким образом, допускаются произвольные повороты и деформации, трещины могут расти на всем протяжении конструкции и достигать ее внешних границ.

Структура анализа выглядит следующим образом. Устанавливается период нагрузки, обычно составляет один полный цикл нагружения. В течение данного периода рассчитываются локальные значения изменения скорости выделения энергии  $\Delta G$  для каждого узла. Также определяется предполагаемое направление роста трещины, соответствующее наибольшей скорости выделения энергии. В конце периода производится рост трещины и расчет количества циклов, используя полученное изменение скорости выделения энергии через закон Пэриса. Затем начинается следующий период и все повторяется. Процедура расчета количества циклов состоит в том, чтобы использовать в анализе один полный цикл нагружения, а затем с использованием закона Пэриса рассчитывать реальное количество циклов нагружений.

Связь между скоростью выделения энергии и коэффициентами интенсивности напряжения для изотропного линейно-упругого материала рассчитывается из следующих выражений:

$$G_I = (1 - \nu^2) \frac{K_I^2}{E}, \quad (3.12)$$

$$G_{II} = (1 - \nu^2) \frac{K_{II}^2}{E}, \quad (3.13)$$

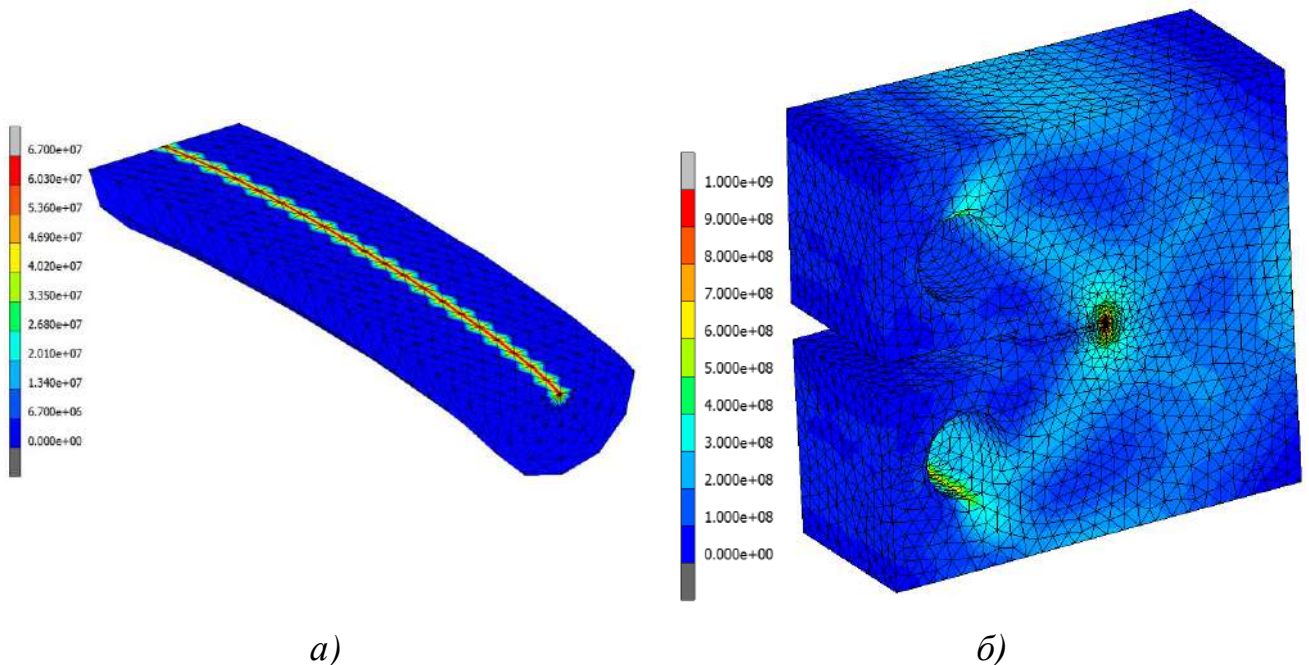
$$G_{III} = (1 - \nu^2) \frac{K_{III}^2}{E}. \quad (3.14)$$

В случае роста трещины смешанного типа общее значение КИН вычисляется по следующему выражению:

$$K = \sqrt{K_I^2 + K_{II}^2 + K_{III}^2}. \quad (3.15)$$

Результат определения КИН на фронте трещины зависит от сгущения сетки и конечного размера элемента вблизи вершины. В механике разрушения выделяют три области распределения напряжений перед вершиной трещины. Первая – действие линейной теории упругости, вторая – напряженное состояние определяют по асимптотическим формулам, третья – область разрушения, напряжения необходимо определять в точной математической постановке [65, 66]. Для расчета КИН с применением асимптотических формул на фронте трещины строится регулярная сетка, моделирующая сингулярность напряжений.

Для обеспечения точности расчетных значений КИН на фронте трещины необходимое сгущение концентричной сетки, то есть уменьшения размера КЭ выбиралось на модели стандартного образца тип 3 [59] (рисунок 3.11) посредством сопоставления значений полученных МКЭ с известным расчетным значением по аналитическим формулам.



а) распределение КИН по фронту трещины; б) распределение эквивалентных напряжений

**Рисунок 3.11 – Конечно-элементная модель стандартного образца с трещиной**

В соответствии с [58] по значению приложенной силы  $F$  к образцу вычисляют величину КИН по формуле 3.9, где поправочная функция при длине трещины  $0.45b \leq l \leq 0.55b$  определяется по формуле 3.16:

$$Y = 13.74 \left( 1 - 3.38 \left( \frac{l}{b} \right) + 5.572 \left( \frac{l}{b} \right)^2 \right). \quad (3.16)$$

При длине трещины  $l=0,02$  м и приложенной силе с амплитудой  $F=25$  кН и коэффициентом асимметрии цикла  $R=0,1$  получаем значение поправочной функции  $Y=9.66$ , и значение КИН равно  $K=67.1$  МПа  $\sqrt{м}$ .

В модели стандартного образца в месте зарождения трещины вносился концентратор и при приложении циклического нагружения аналогичного, как и при экспериментальном исследовании металла колес, происходил рост получившейся трещины. В таблице 3.3 приведены расчетные значения КИН в зависимости от размера конечных-элементов концентричной сетки на фронте трещины.

**Таблица – 3.3 Расчетные значения КИН на стандартном образце**

Размер КЭ, м	КИН, МПа $\sqrt{м}$	Относительная погрешность, %
0.0005	67.0	0.15
0.001	66.7	0.60
0.002	66.0	1.79
0.004	65.8	2.83

Таким образом, получены необходимые требования к размерам КЭ сетки для расчета КИН в узлах на фронте трещины при моделировании.

Для создания цифровой модели роста трещины в колесах проводилось математическое моделирование развития трещины под действием циклической нагрузки основано на законах механики разрушения с использованием параметров КДУР стандартного образца исследуемых колес [67].

На рисунке 3.12 приведена расчетная модель колеса с фрагментом оси для оценки напряженно-деформированного состояния, возникающего при проведении натурных испытаний, описанных в разделе 2.

В расчетной конечно-элементной модели имитация нагружения круговым изгибом достигается за счет изменения сил  $F_1$  и  $F_2$  во времени по зависимостям (3.17 и 3.18), что имитирует режимы нагружения при проведении стендовых испытаний.

$$F_1 = F \cdot \sin(\omega \cdot t); \quad (3.17)$$

$$F_2 = F \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (3.18)$$

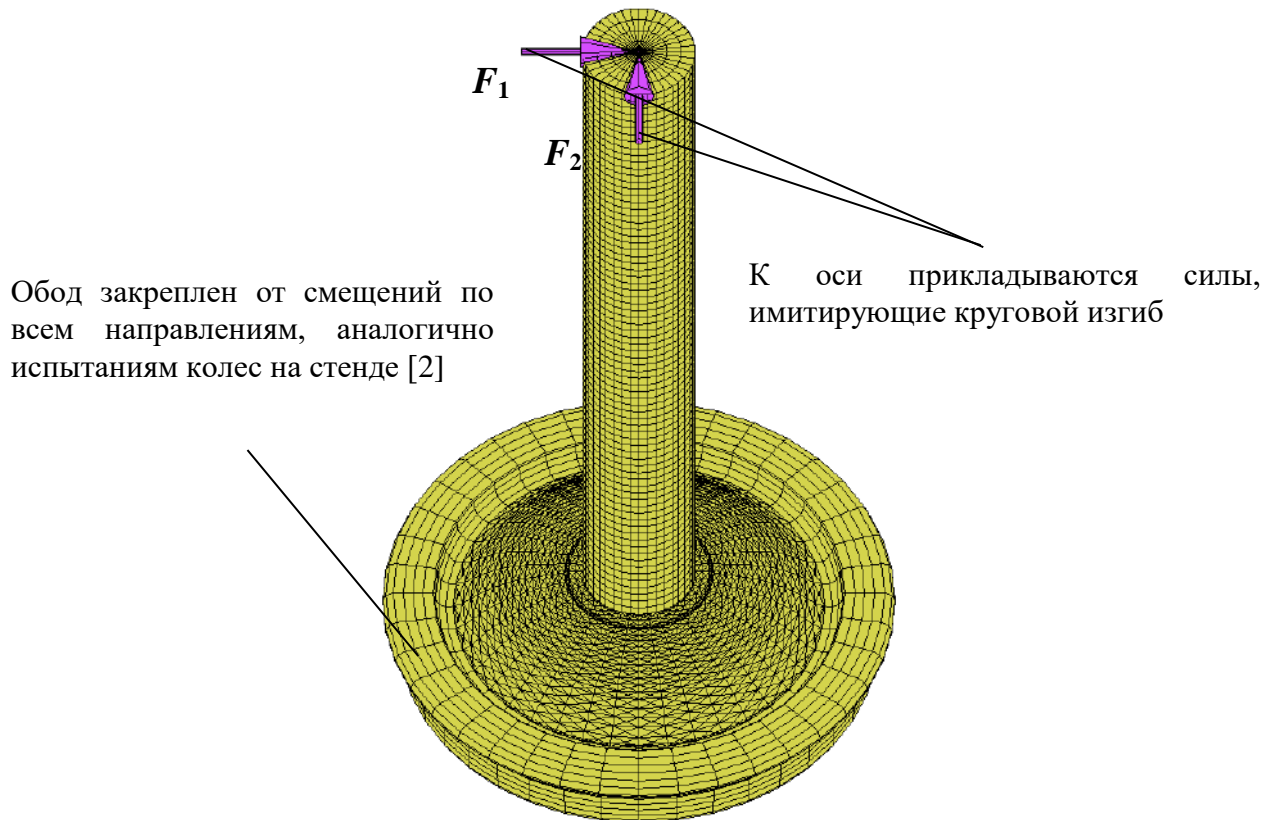
где  $F$  – максимальное усилие;

$\omega$  – угол, на который перемещается усилие за шаг по времени;

$t$  – шаг по времени в расчетной модели.

Сила  $F$  подбирается таким образом, чтобы в наиболее нагруженных зонах колес амплитуда цикла механических напряжений соответствовала нормативному пределу выносливости [2].





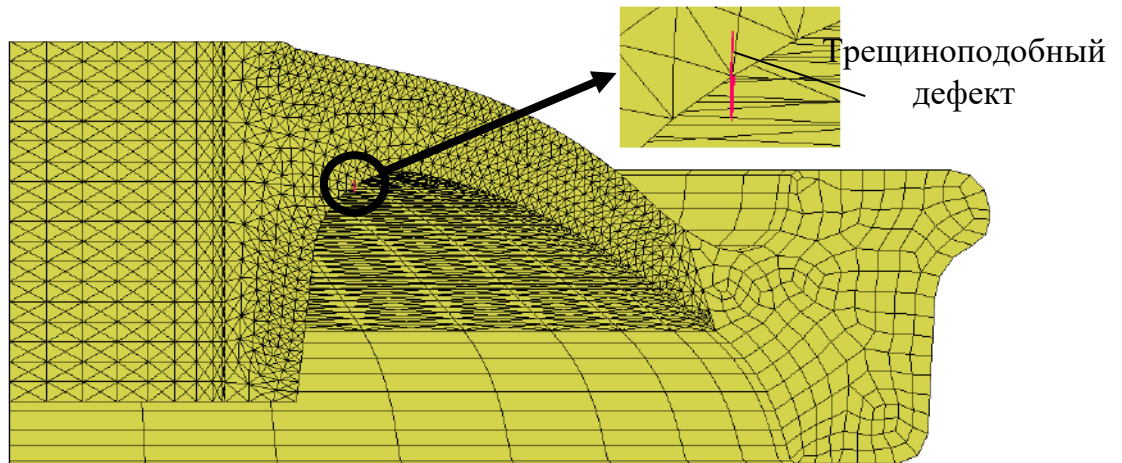
**Рисунок 3.12 – Расчетная схема колес**

Расчетные КЭ модели диска колес построены из четырехузловых Tetra (4)-элементов, а обода из восьмиузловых Hex (8)-элементов (рисунки 3.13 и 3.14).

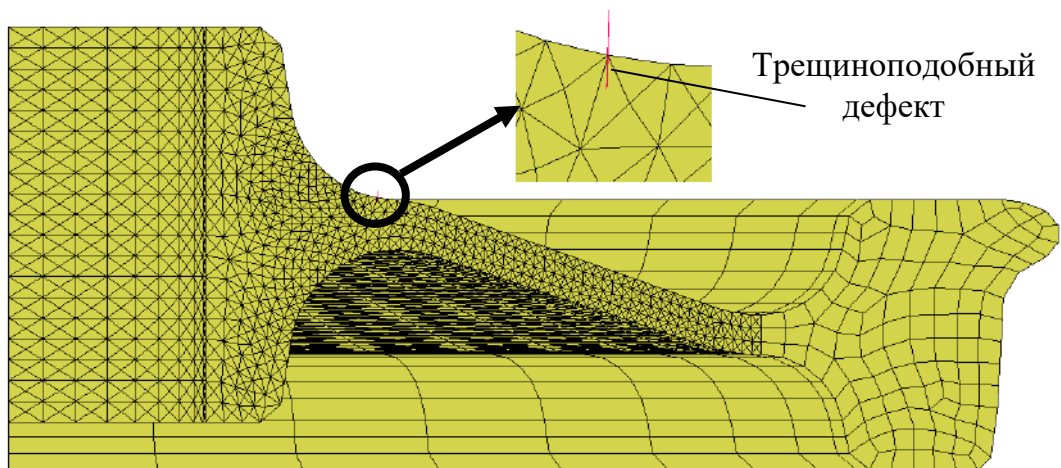
Модели литого и цельнокатаного колес с фрагментами оси состоят из 432246, 329904 КЭ и 212964, 102957 узлов соответственно.

Для расчета принимались следующие свойства материала:

- плотность  $7850 \text{ кг/м}^3$ ;
- модуль Юнга  $2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ ;
- коэффициент Пуассона 0,3.



**Рисунок 3.13 – Расчетная модель литого колеса**



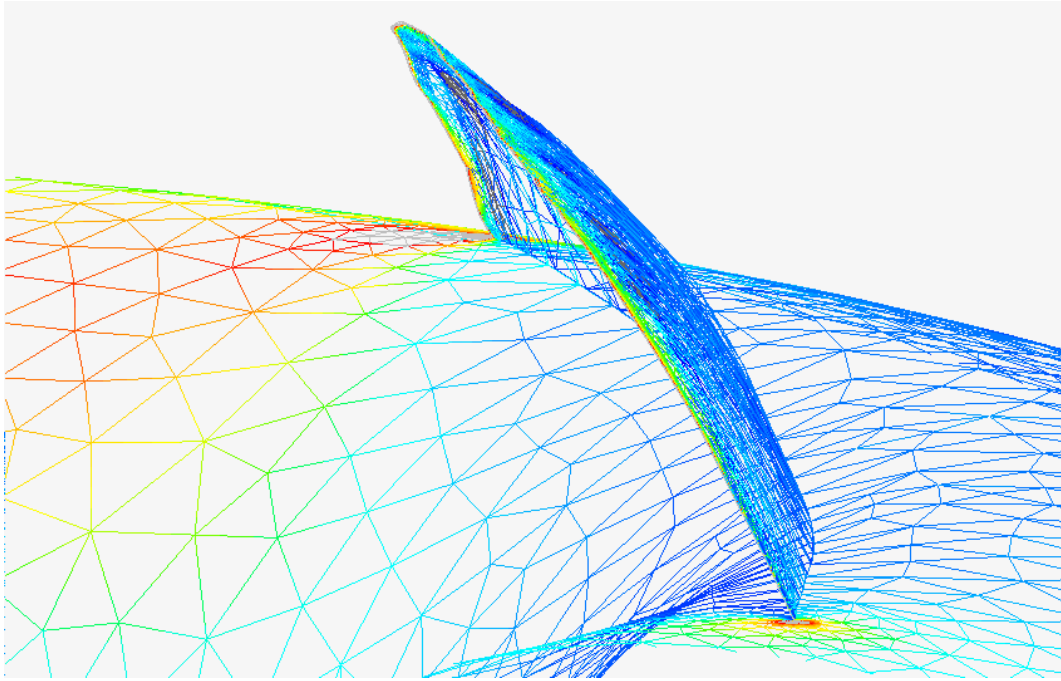
**Рисунок 3.14 – Расчетная модель цельнокатаного колеса**

На диске колеса в зоне максимальных амплитуд механических напряжений моделировался трещиноподобный концентратор в виде плоскости половины окружности диаметра 3 мм. На литом колесе с внешней стороны на радиусе 175 мм, а на цельнокатаном колесе с внутренней стороны на радиусе 180 мм. Предварительные результаты моделирования показали, что форма начального концентратора не оказывает влияние на дальнейшее распространение трещины. На границе пересечения плоскости с моделью колеса образовывается фронт трещины, вдоль которого строится концентричная КЭ сетка и связывается с элементами дисковой части колеса, и таким образом сетка становится непрерывной. При нагружении колеса круговым изгибом моделировался рост

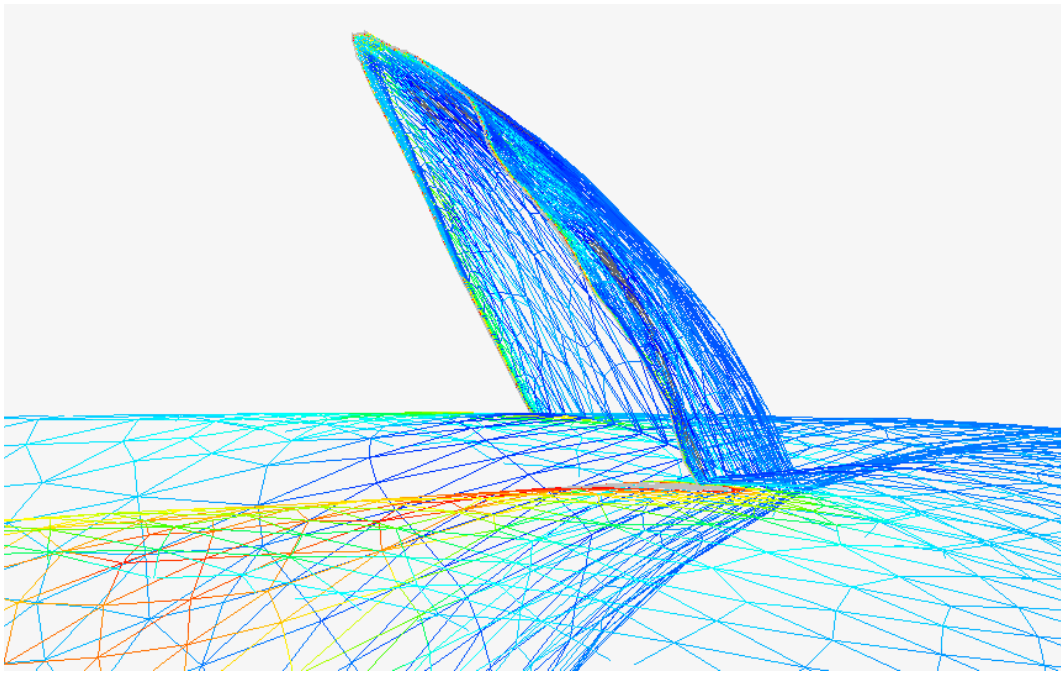
трещины, основанный на зависимости Пэриса (3.3). При моделировании, определяется направление и траектории роста по максимальным главным напряжениям, и вычисляются значения КИН всех трех типов раскрытия и общее значение КИН по зависимости (3.15) в каждом узле и с заданным шагом, перестраивается фронт трещины. Шаг выбирается так, чтобы траектория роста трещины в модели соответствовала полученной траектории при стендовых испытаниях [68].

Вычисление значений КИН контурным  $J$ -интегралом не дает точного решения в узлах, граничащих с поверхностью из-за особенностей построения контура обхода. Во время проведения стендовых испытаний было отмечено, что при прорастании трещины насквозь диска скорость ее роста значительно увеличивается и практически сразу происходит излом колеса. Это в свою очередь показывает, что в данный момент происходит значительное увеличение значений КИН, таким образом, учитывая незначительный вклад в живучесть колеса, данный этап роста трещины в модели не учитывается.

Общий вид трещины в дисковой части колеса во время ее роста при моделировании приведен на рисунках 3.15 и 3.16.



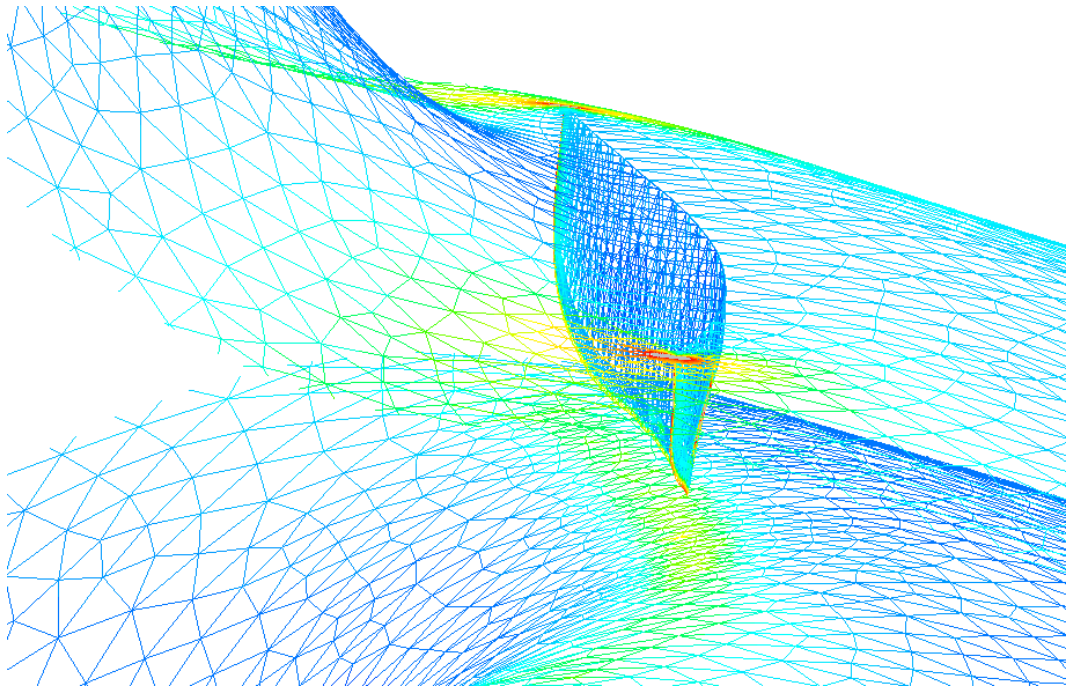
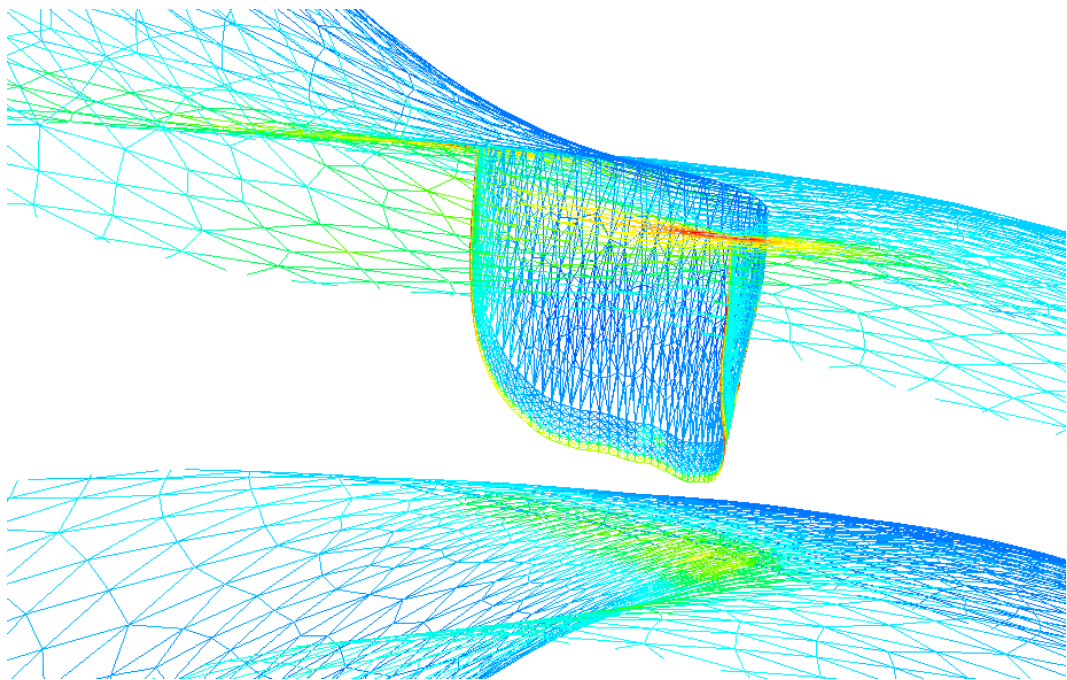
*a*



*б*

*a) ракурс сверху; б) ракурс сбоку*

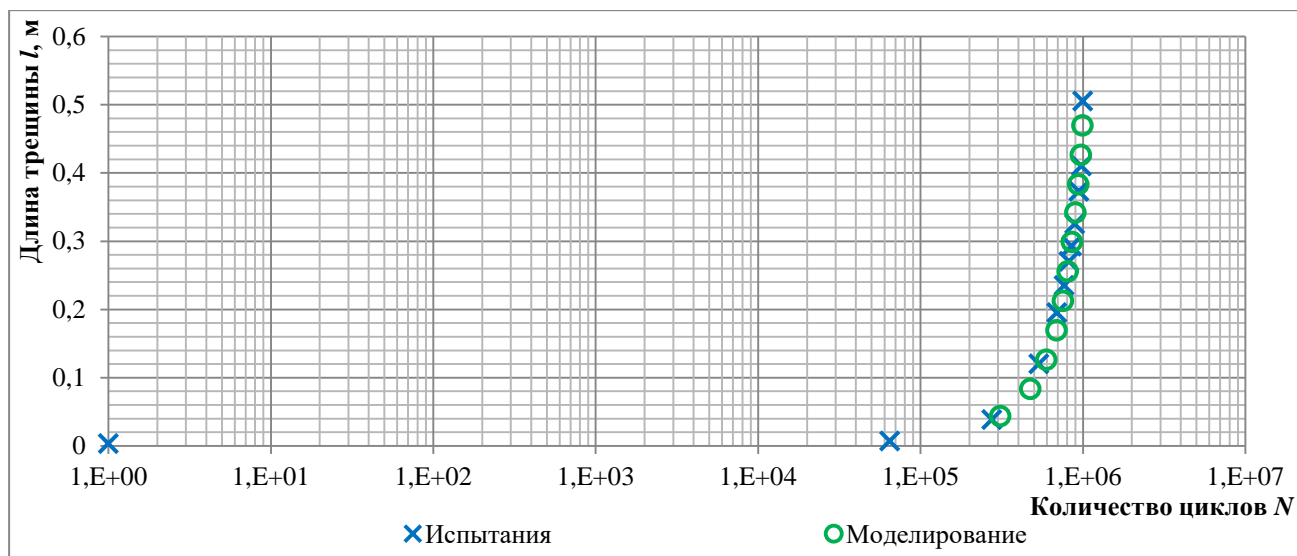
**Рисунок 3.15 – Вид трещины в модели литого колеса**

*a**б*

*a) ракурс сверху; б) ракурс сбоку*

**Рисунок 3.16 – Вид трещины в модели цельнокатаного колеса**

Сопоставление полученных зависимостей по результатам моделирования с расчетными зависимостями по результатам испытаний приведены на рисунках 3.17 и 3.18, из анализа которых следует удовлетворительное их соответствие.



**Рисунок 3.17 – Диаграмма зависимости количества циклов нагружений до достижения критической длины трещины литого колеса**



**Рисунок 3.18 – Диаграмма зависимости количества циклов нагружений до достижения критической длины трещины цельнокатаного колеса**

Таким образом, используя полученные при проведении натуральных стендовых испытаний зависимости длины трещины от количества циклов нагружений колес (рисунок 2.9) изменение скорости роста трещины может быть

найден  $\frac{dl}{dN}$  в зависимости от ее длины. Далее используя характеристики металла колеса  $C$  и  $n$  (таблицы 3.1 и 3.2) при температуре  $+20^\circ\text{C}$ , сопоставимой с температурой при проведении испытаний, по уравнению (3.3) получаем зависимости значения КИН от длины трещины при ее росте.

Данные расчетные зависимости по экспериментальным данным методом наименьших квадратов удовлетворительно аппроксимируются кубическими зависимостями  $K=f(l)$ , по уравнениям 3.19 и 3.20 для литого и цельнокатаного колеса соответственно:

$$K = 3535.7l^3 - 2670.6l^2 + 645.9l; \quad (3.19)$$

$$K = 1902.3l^3 - 1260.2l^2 + 319.9l. \quad (3.20)$$

Сопоставление полученных зависимостей значения КИН от длины трещины по результатам моделирования с расчетными зависимостями по результатам испытаний приведены на рисунках 3.19 и 3.20 из анализа которых следует удовлетворительное их соответствие.

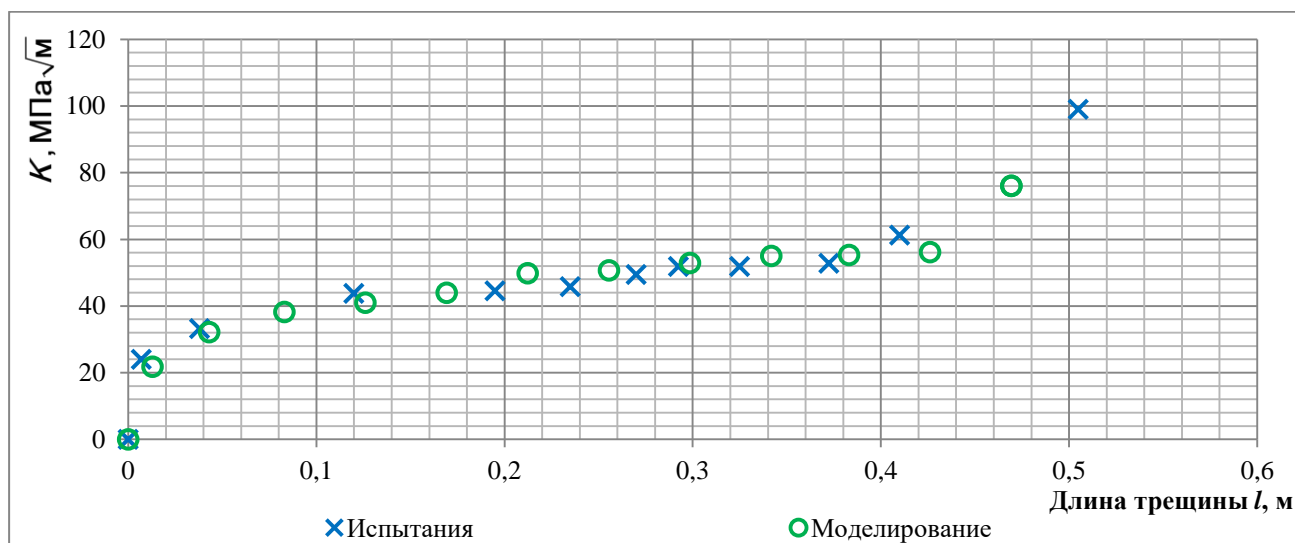
Анализируя полученные при испытаниях и при моделировании зависимости [69], приведенные на рисунках 3.19 и 3.20, в колесах можно выделить три области:

- первый участок с замедляющимся интенсивным ростом значения  $K$  от длины, при котором происходит рост трещины с большей скоростью по поверхности, чем в толщину диска или в ступицу для литого колеса;

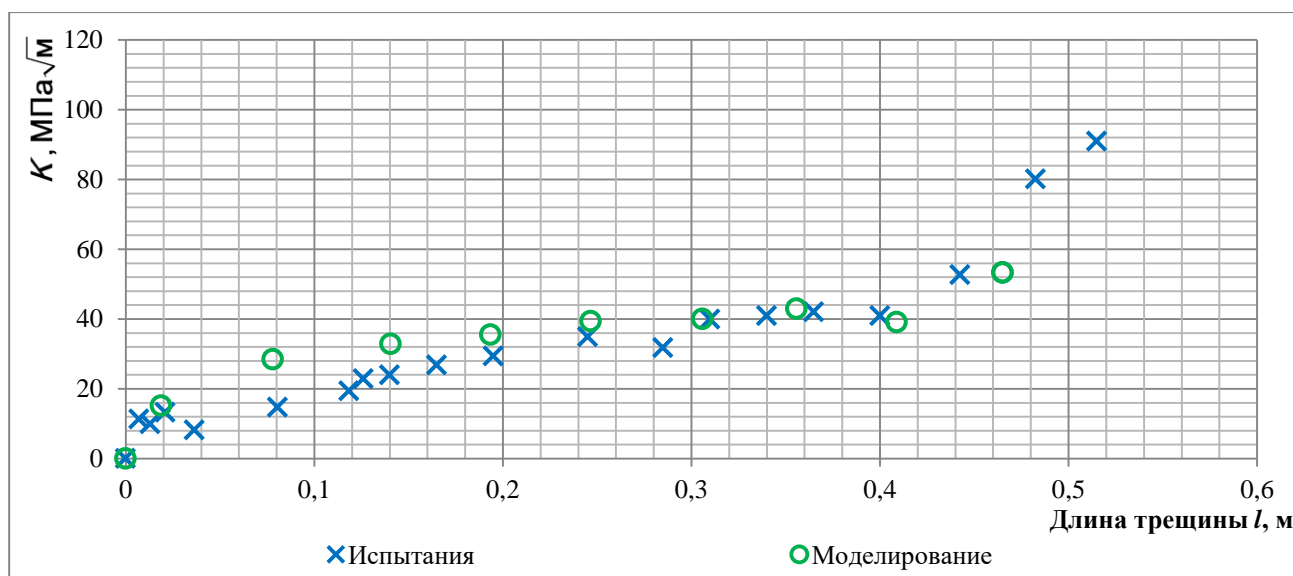
- второй участок с умеренным ростом значения  $K$ , когда трещина, проросла достаточно много по длине на поверхности диска и распространяется с большей скоростью в толщину диска или в ступицу для литого колеса подходя к противоположной поверхности диска или отверстия ступицы для литого колеса;

- третий участок начинается в момент, когда трещина становится сквозной, выходит с противоположной стороны диска или выходит из ступицы со стороны

отверстия для литого колеса, с постоянно увеличивающимся интенсивным ростом значения  $K$  и далее происходит излом колеса.



**Рисунок 3.19 – Диаграмма зависимости КИН от длины трещины литого колеса**



**Рисунок 3.20 – Диаграмма зависимости КИН от длины трещины цельнокатаного колеса**

Смешанный тип нагружения колеса приводит к изменению направления роста трещины от плоскости и отличным от нуля значениям  $K_{II}$  и  $K_{III}$ .

Согласно цифровой модели роста трещины в колесах значения  $K_I$  практически на порядок превосходят  $K_{II}$  и  $K_{III}$  на всем протяжении роста



трещины. Таким образом, обоснована необходимость оценки момента страгивания трещины и момента излома колес по значениям  $K_I$  соответствующему I типу раскрытия. Также во время моделирования отмечается, что максимальные значения  $K_I$ ,  $K_{II}$  и  $K_{III}$  за полный период нагружения возникают в различное время цикла, это приводит к тому, что максимальное значение  $K$  за цикл имеет практически сопоставимые значения, что и максимальное значение  $K_I$ .

Полученные при этом результаты удовлетворительно аппроксимируются методом наименьших квадратов кубическими зависимостями  $K_I=f(l)$ , по уравнениям 3.21 и 3.22 для литого и цельнокатаного колеса соответственно.

$$K_I = 3049.3l^3 - 2395.1l^2 + 607.9l \quad (3.21)$$

$$K_I = 2127.2l^3 - 1721.1l^2 + 452.9l \quad (3.22)$$

Таким образом, живучесть колеса определяется путем сопоставления значений  $K_I$  получаемых от действующих в эксплуатации амплитуд напряжений с пороговым  $K_{th}$  и значением циклической вязкости разрушения  $K_{fc}$ , полученных при испытании стандартных образцов при различных температурах.

Проведение испытаний по определению зависимости количества циклов нагружений до достижения критической длины трещины при отрицательных температурах (минус 60 °С) является очень трудоемким, энергозатратным и дорогостоящим. Снижение циклической вязкости разрушения  $K_{fc}$  колеса при понижении температуры до минус 60 °С приводит, к уменьшению критической длины трещины и, следовательно, к уменьшению количества циклов нагружений до разрушения натурального колеса.

Таким образом, используя полученную цифровую модель развития трещины в колесах и значения параметров КДУР при температуре минус 60 °С можно оценить изменение живучести при понижении температуры.

### 3.4 Выводы по разделу 3

1 По результатам проведенных лабораторных исследований на образцах определены характеристики КДУР металла литого и цельнокатаного колес при различных температурах. Изменение характеристик КДУР при отрицательных температурах соответствует II типу смещения, таким образом, зарождение трещины в колесе будет происходить при положительных температурах, а интенсивный ее рост и излом колеса при низких отрицательных температурах. При этом циклическая вязкость разрушения стали катаного колеса при температуре  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$  выше, чем для стали литого, но при снижении температуры до  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  значения становятся соизмеримыми.

2 По результатам проведенных испытаний рассчитаны зависимости изменения максимальных значений  $K$  от длины трещины в литых и цельнокатаных колесах необходимые для оценки скорости роста трещины в эксплуатации.

3 Разработаны математические модели развития трещины от начального дефекта в диске литого и цельнокатаного колеса, согласно которым обоснована необходимость оценки момента страгивания трещины и излома колес по значениям  $K_I$  соответствующему I типу раскрытия.

## **4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖИВУЧЕСТИ КОЛЕС В ЭКСПЛУАТАЦИИ**

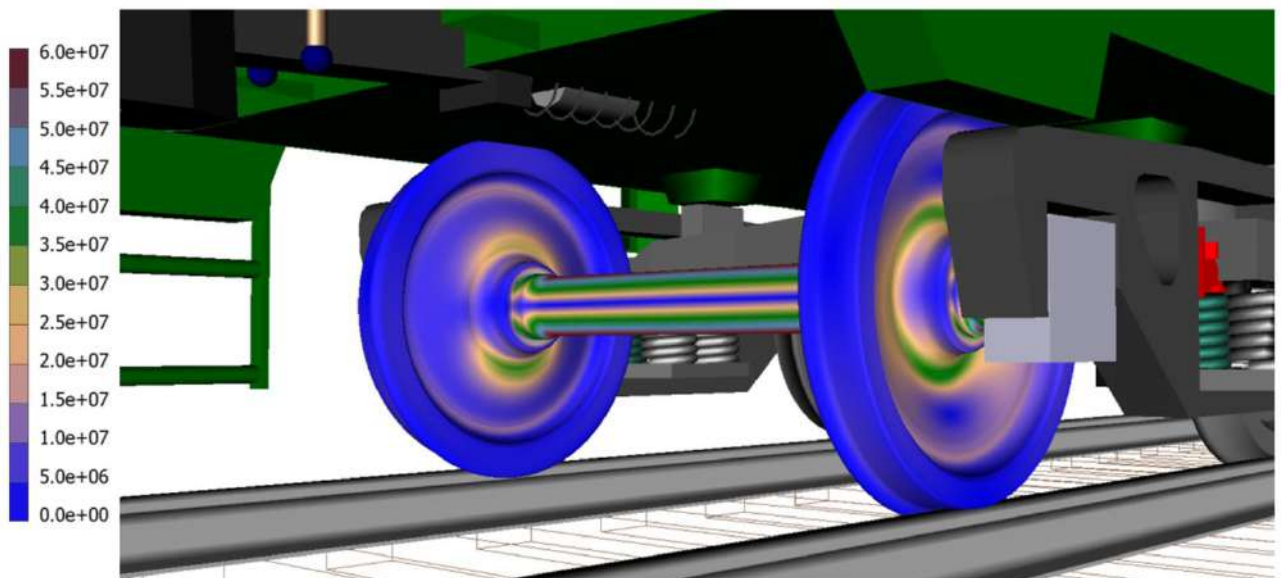
### **4.1 Разработка математической модели вагона и пути для динамического моделирования**

Для оценки НДС основных несущих конструкций вагона во время эксплуатации в настоящее время используют метод тензометрирования по ГОСТ 33211-2014 [70]. Определение напряжений (деформации) возникающих в осях и колесах колесной пары является сложной и дорогостоящей задачей за счет ее постоянного вращения и перемещений относительно рамы тележки. Существуют измерительные комплексы, позволяющие определять силовое воздействие на путь и тем самым оценить нагрузку на колесную пару во время движения вагона, такие как тензометрические колесные пары. Современное программное обеспечение позволяет создавать математическую модель тензометрической колесной пары [71] и проводить моделирование динамики железнодорожных экипажей с учетом упругости колесных пар в полной пространственной постановке для определения ее напряженно-деформированного состояния. При этом данную оценку, возможно, проводить еще и на этапе проектирования конструкций колес и осей.

В качестве объекта моделирования был выбран наиболее нагруженный по сравнению с пассажирскими вагонами тип вагона грузового парка наиболее распространенного на сети железных дорог России эксплуатируемого в различных климатических условиях эксплуатации – полувагон на двухосных тележках модели 18-100. В данной работе проводится анализ нагруженности колес грузовых полувагонов в период эксплуатации при различной их загрузке, скорости движения и участков пути.

Динамическая модель представляет собой систему твердых тел и упругой колесной пары, на рисунке 4.1 приведена динамическая модель вагона с упругой колесной парой с цельнокатаным колесом и плоскоконическим диском, на которой показано распределение эквивалентных напряжений от статической нагрузки груженого вагона.

Для оценки адекватности цифровой модели и определения необходимых параметров проводилось цифровое моделирование ее динамики с последующим сопоставлением динамических характеристик по результатам ходовых динамико-прочностных испытаний [72].



**Рисунок 4.1 – Распределение эквивалентных напряжений в упругой колесной паре модели вагона**

Модель вагона состоит из системы абсолютно твердых тел, связанных посредством шарниров и силовых элементов и упругой колесной парой, связанной посредством интерфейсных узлов. Контактное взаимодействие осуществляется посредством силовых элементов, описывающих контакт отдельных точек одного тела с поверхностью другого. Данный силовой элемент позволяет моделировать зазоры между контактирующими элементами, вход и выход из контакта, режимы скольжения и сцепления силы трения, а также

автоколебательные процессы. Система трехэлементной тележки описывает взаимодействие клина с фрикционной планкой, процесс перераспределения сил трения при гашении вертикальных и поперечных колебаний.

Все заданные в модели параметры, такие как инерционные, жесткостные, упруго-диссипативные и геометрические соответствуют экипажу грузового вагона в порожнем и груженом состоянии.

Упругая колесная пара может совершать произвольные пространственные перемещения как абсолютно твердое тело, при этом перемещения ее точек за счет упругих деформаций полагаются малыми. Уравнения движения колесной пары выводятся с применением модального подхода. Упругие перемещения конечно-элементных узлов аппроксимируются множеством статических и собственных форм, рассчитанных в соответствии с методом Крэйга-Бэмптона [73].

Упругие перемещения узлов представляются произведением модальной матрицы на матрицу-столбец модальных координат:

$$x = \sum_{j=1}^n h_j w_j = Hw, \quad (4.1)$$

где  $x$  – матрица-столбец узловых степеней свободы размера  $N \cdot 1$ ;

$N$  – число степеней свободы КЭ модели;

$h_j$  – формы упругого тела;

$w_j$  – модальные координаты;

$H$  – модальная матрица размера  $N \cdot n$ ;

$n$  – число используемых форм.

Таким образом, выполняется замена и значительное уменьшение числа используемых координат. Узловые координаты, число  $N$  которых может составлять несколько сотен тысяч, заменяются модальными координатами число  $n$  которых значительно меньше, обычно не превосходят сотни.

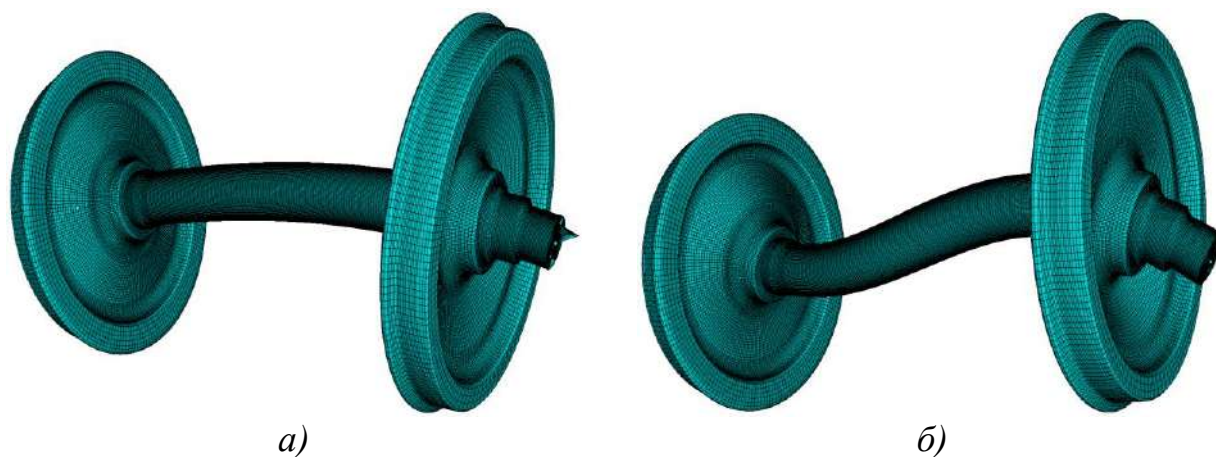
Если в точке  $K$  расположен узел, тогда упругие перемещения представляются в виде следующего произведения:

$$d_k = H_k w, \quad (4.2)$$

где  $H_k$  – часть модальной матрицы, соответствующая узлу  $K$ .

В соответствии с методом Крэйга-Бэмптона вначале выбираются внешние интерфейсные узлы, в шарнирных точках и точках присоединения силовых элементов. Далее вычисляются статические формы от единичных смещений и поворотов в интерфейсных узлах и собственных форм при закреплении интерфейсных узлов. Число используемых собственных форм зависит от частотного диапазона, в котором оценивается динамика упругого тела, а также от конкретной конструкции колеса и выбирается с учетом наибольшей сходимости полученных напряжений с расчетными напряжениями, полученными с помощью МКЭ. Применение данного метода приводит к достаточно точным результатам при использовании относительно небольшого числа форм.

Интерфейсные узлы выбраны на концах оси, пример статической и собственной формы рассчитанных в соответствии с методом Крэйга-Бэмптона упругой колесной пары с увеличенным масштабом деформаций приведены на рисунке 4.2.



а) статическая, от единичного поворота в интерфейсном узле, вдоль горизонтальной оси;  
 б) собственная, при закреплении интерфейсных узлов, соответствующая частоте 209 Гц

**Рисунок 4.2 – Упругие формы колесной пары**

При моделировании качения упругой колесной пары сила в контакте колесо-рельс является подвижной. Точка ее приложения по профилю колеса меняется с течением времени и не совпадает ни с одним КЭ узлом. При расчете сил в контакте колесо-рельс предполагается, что профиль колеса не деформируется. Однако ориентация и положение узлов на поверхности катания колеса рассчитываются с учетом упругих их перемещений с применением методом наименьших квадратов.

Для оценки соответствия результатов расчета максимальных напряжений от статической нагрузки груженого вагона в цельнокатаном колесе методом Крэйга-Бэмптона и МКЭ полученные главные и эквивалентные напряжения приведены в таблице 4.1. Анализ полученных значений напряжений показал удовлетворительную сходимость результатов, что позволяет применение данного метода для динамического моделирования.

**Таблица 4.1 - Сравнительная оценка максимальных напряжений в колесе**

Напряжения		Максимальная величина по МКЭ, МПа	Максимальная величина по методу Крэйга-Бэмптона, МПа
Главные	$\sigma_1$	37,6	36,8
	$\sigma_2$	25,4	25,2
	$\sigma_3$	7,5	6,5
Эквивалентные	$\sigma_{\text{ЭКВ}}$	26,5	26,4

Математическое моделирование движения вагона в части установления случайных воздействий от неровностей железнодорожных рельсов проводилось в виду устаревшего и давно не актуализированного РД 32.68-96 [74] в соответствии с ПНСТ 511-2020 [75]. Использование при моделировании движения грузового вагона неровностей, учитывающих параметры реальных участков пути, существенно для получения корректных значений показателей динамических качеств. Так руководящий документ [74] устанавливает способы описания возмущений от неровностей железнодорожного пути. Однако способ получения конкретных массивов данных, которые можно было бы использовать в качестве расчетных возмущений от пути для оценки показателей динамических качеств вагона, отсутствует. В Российских и Европейских нормативных документах встречаются следующие способы представления неровностей рельсовой колеи:

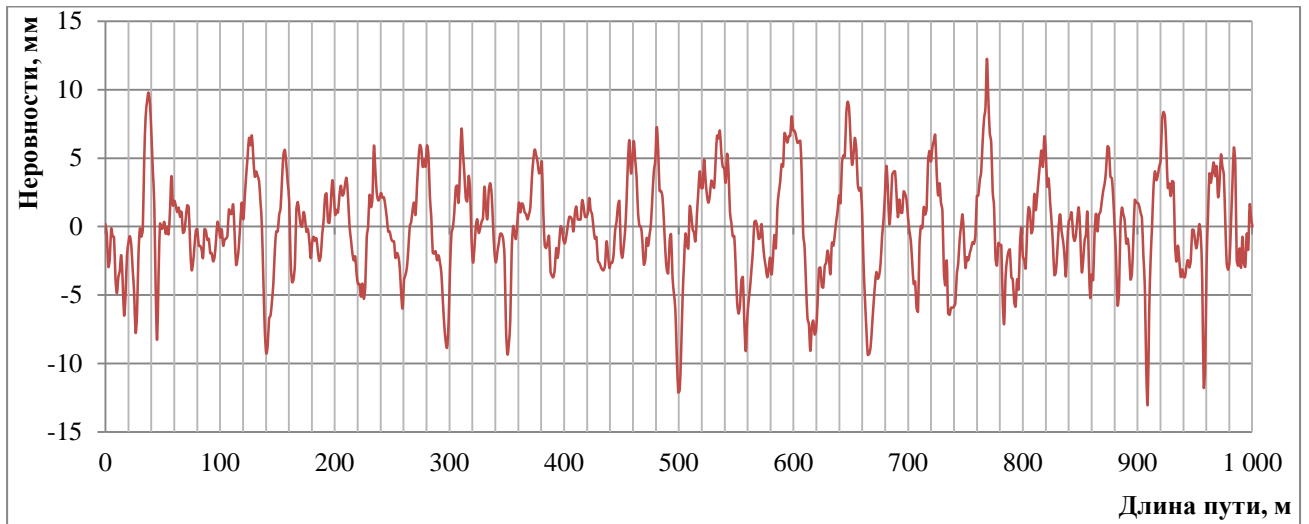
- использование детерминированных неровностей;
- формирование возмущений по спектральным плотностям;
- использование записей вагона-путеизмерителя.

К недостаткам первого способа относят невозможность учета всех встречающихся в реальности сочетаний длин и амплитуд неровностей. Второй способ не дает представления о фазах неровностей. Использование третьего подхода позволяет учесть оба этих параметра, и данный способ предложен в стандарте [75].

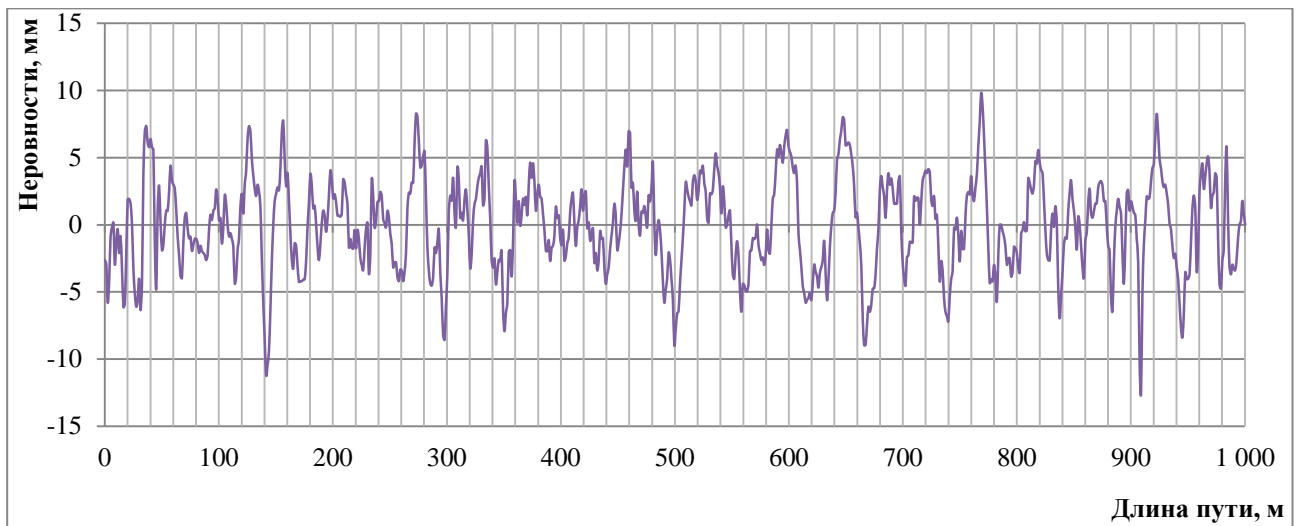
Расчетные неровности являются общей характеристикой состоящей из геометрических неровностей рельса, кругов катания колес и неравномерность характеристик пути по его длине.

Осциллограммы вертикальных и горизонтальных неровностей для скоростей от 90 км/ч до 140 км/ч приведены на рисунках 4.3 – 4.6.

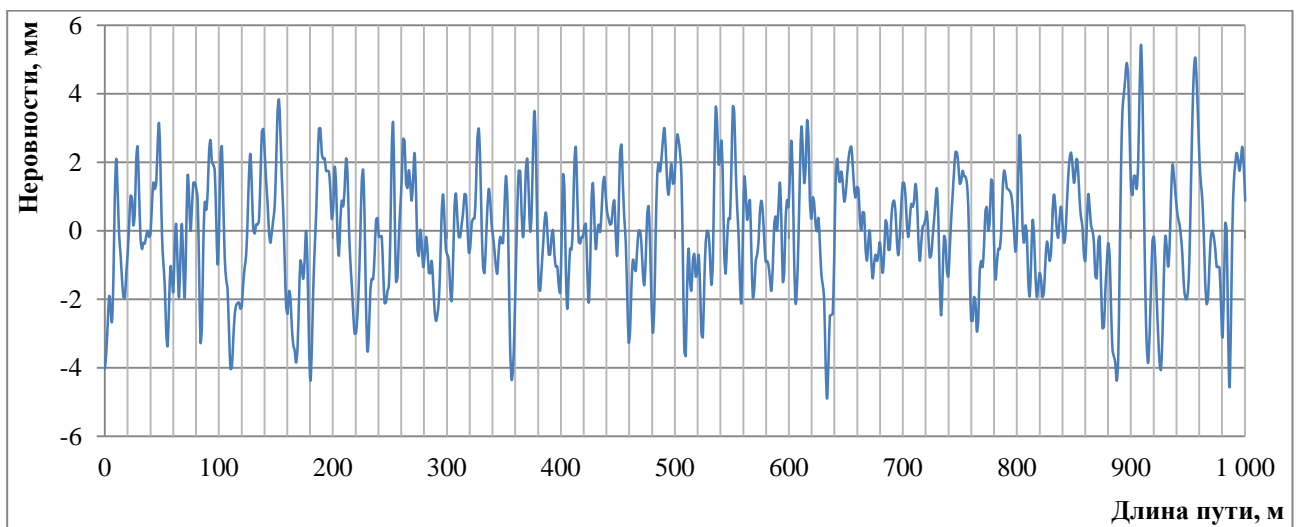




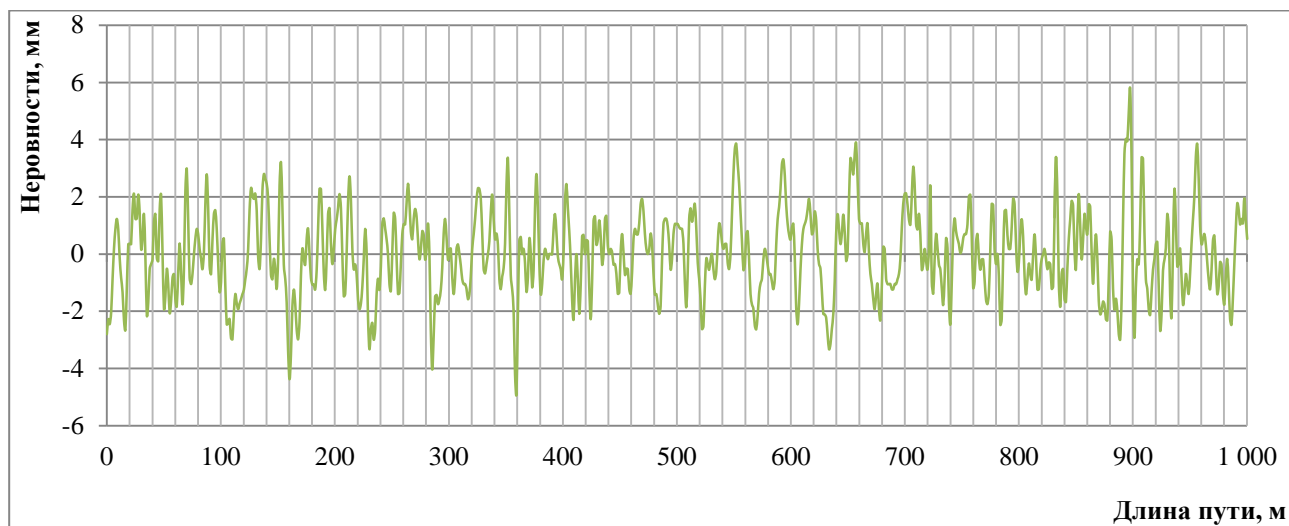
**Рисунок 4.3 – Вертикальные расчетные неровности левой рельсовой нити**



**Рисунок 4.4 – Вертикальные расчетные неровности правой рельсовой нити**



**Рисунок 4.5 – Горизонтальные расчетные неровности левой рельсовой нити**



**Рисунок 4.6 – Горизонтальные расчетные неровности правой рельсовой нити**

В соответствии с [75] для других скоростей движения указанные вертикальные и горизонтальные расчетные неровности применяют с масштабным коэффициентом, приведенным в таблице 4.2.

**Таблица 4.2 – Масштабные коэффициенты неровностей**

Скорость движения, км/ч	Масштабный коэффициент
от 90 до 140 включительно	1,0
от 81 до 90 включительно	1,3
от 61 до 80 включительно	1,5
от 26 до 60 включительно	1,6

В модели используется инерционные рельсы, представляющие собой твердые тела, имеющие по три степени свободы – две поступательные относительно поперечной и вертикальной оси, и одну вращательную вокруг продольной оси. Твердые тела – рельсы соединены с основанием силовыми элементами типа сайлент-блок, моделирующими подрельсовое основание.

## 4.2 Математическое моделирование движения вагона с учетом упругости колесной пары

Сопоставление динамических показателей математической модели вагона проводилось по максимальным значениям, полученным при проведении ходовых динамико-прочностных испытаний, рамных сил и коэффициентов вертикальной динамики необрессореных частей экипажа, которые взаимосвязаны с действующими в эксплуатации на колесо боковыми и вертикальными силами соответственно. Только под действием максимального уровня сил на колесо в нем возникают максимальные напряжения и в начальный момент роста трещины значения КИН на ее фронте превосходят пороговое значение, и происходит приращение ее длины, на данный этап приходится большая часть живучести колеса, тогда как меньший уровень сил не вызывает подрастание трещины.

Перед проведением испытаний экипажная часть грузового вагона была осмотрена и обмерена, по результатам которых установлено, что все размеры и зазоры соответствуют требуемым, а поверхности катания колес колесных пар находились в хорошем состоянии, при этом прокат и подрез отсутствовали.

Для измерения горизонтальных (рамных) сил и коэффициентов вертикальной динамики, а также прочностных показателей на боковых рамах и надрессорных балках тележек вагона, были наклеены тензорезисторы (рисунок 4.7), схема размещения которых соответствует указанной в ГОСТ 33788-2016 [76] и приведена в приложениях Г и Д.



**Рисунок 4.7 – Подготовка тележки вагона и наклейка тензорезисторов**

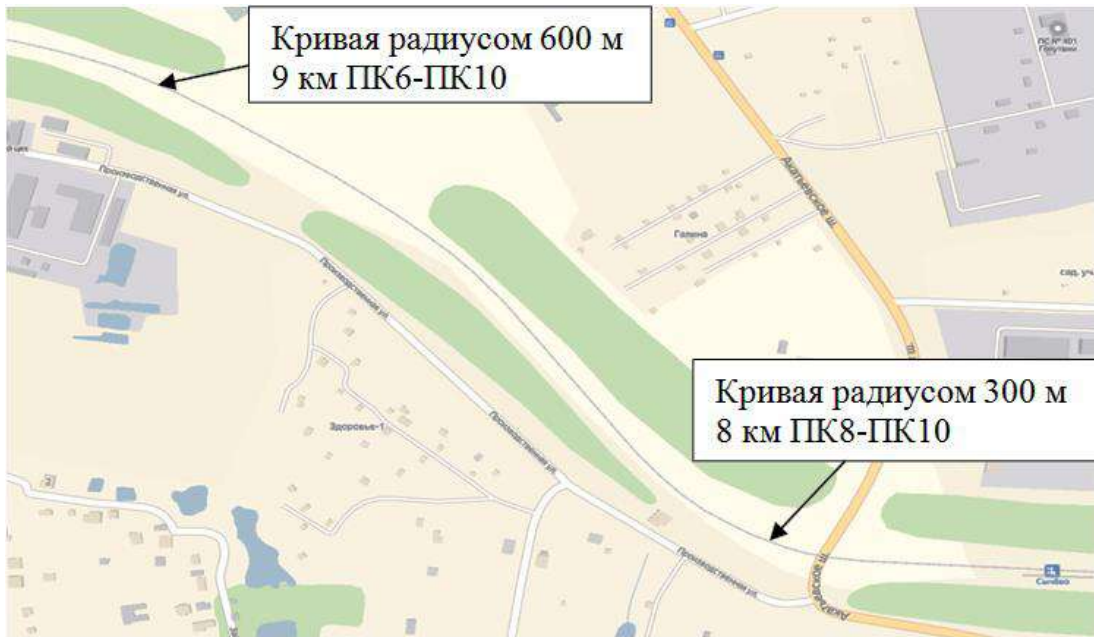
Вибропреобразователи для измерения вертикальных и поперечных горизонтальных ускорений устанавливались на кузове в районе пятника над каждой тележкой.

Для определения коэффициентов перехода от напряжений в боковых рамах тележек грузовых вагонов к рамным силам, была осуществлена тарировка боковых рам.

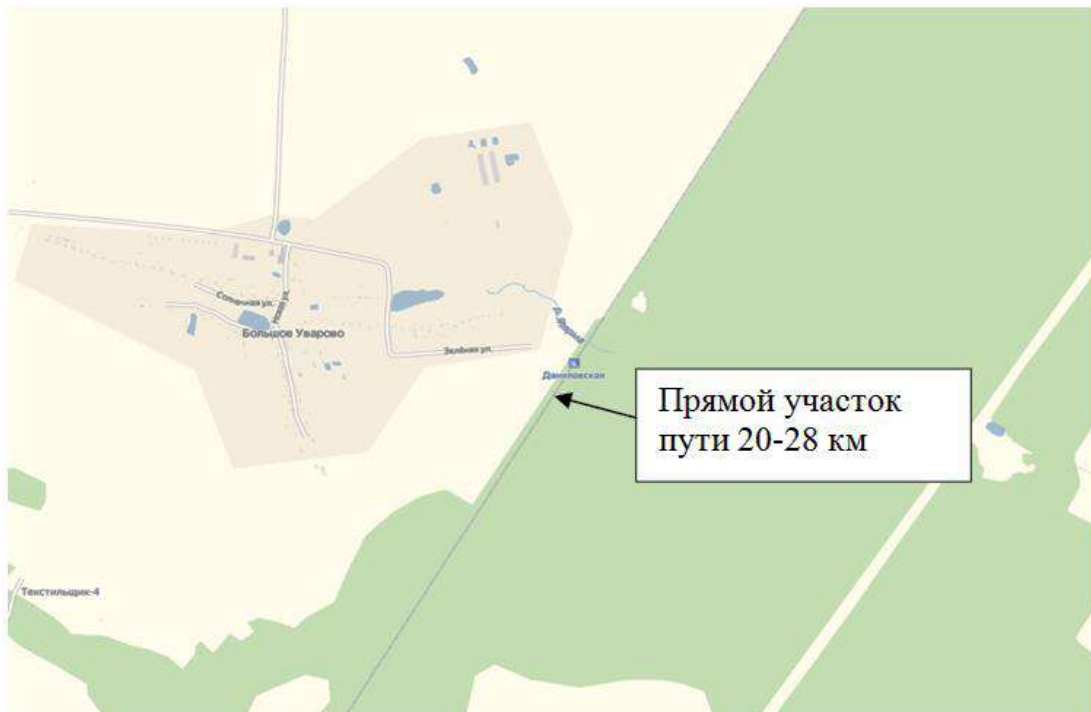
Тарировка тензометрических схем для измерения горизонтальных рамных сил на вагонах выполнялась при помощи силового специального тарировочного устройства посредством приложения к боковой раме тележки в горизонтальной плоскости железнодорожного пути, направленной перпендикулярно к оси пути, нормированной силы. Сдвигая боковую раму тележки перпендикулярно оси пути в сторону от центра пути, или раздвигая две боковые рамы с помощью тензометрической тяги, получали силу на измерительной схеме рамных сил, которая соответствовала силе, возникающей на измерительной тяге.

Испытания вагона на двухосных трехэлементных тележках 18-100 соответствующих [77] с буксовыми цилиндрическими роликовыми подшипниками с цельнокатаными колесами с плоскоконическим диском в порожнем и груженом состоянии проводились на фиксированных участках пути

Голутвин – Озёры Московской железной дороги: в прямых участках пути до скорости 90 км/ч, в кривых радиусом 300 м и 600 м (рисунки 4.8-4.9).



**Рисунок 4.8 – Кривые радиусом 300 и 600 метров**



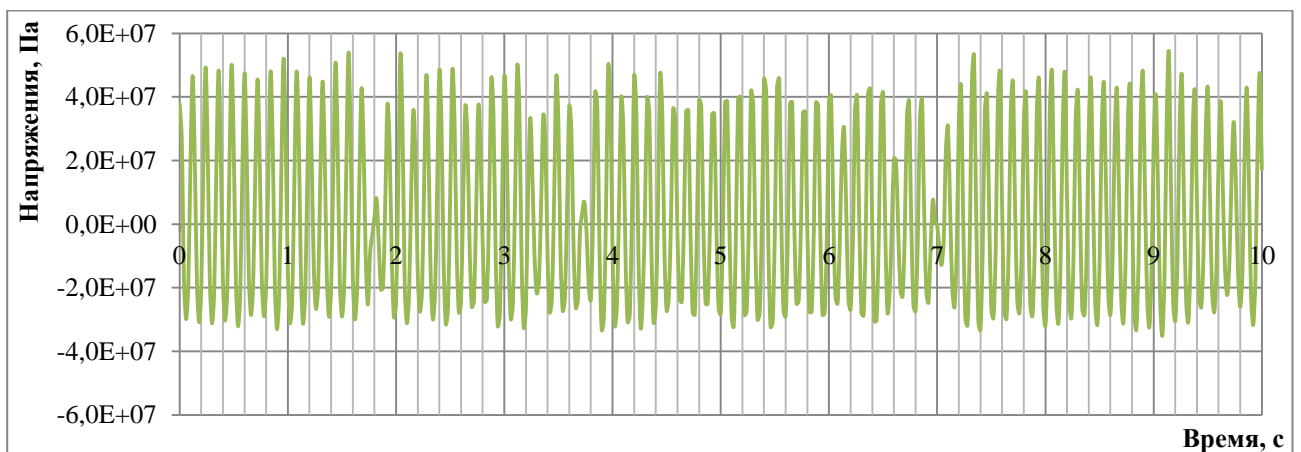
**Рисунок 4.9 – Прямой участок пути**

Опытные участки пути Голутвин – Озеры Московской железной дороги аттестованы для проведения ходовых динамических и по воздействию на путь испытаний.

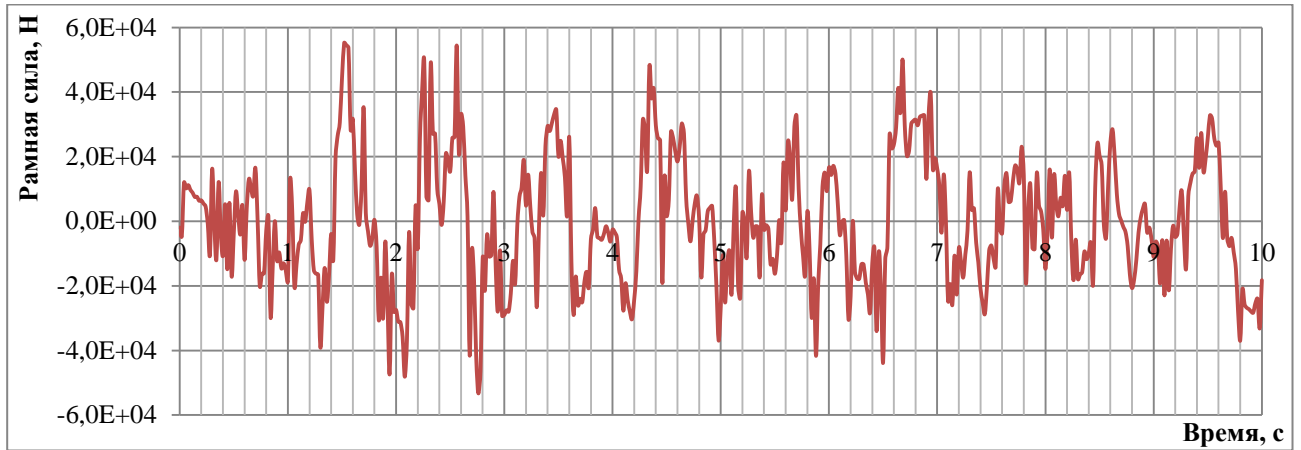
В ходе проведенных испытаний определялись рамные силы, вертикальные и горизонтальные ускорения кузова, коэффициенты вертикальной динамики обрессоренных и необрессоренных частей экипажа, коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса.

Коэффициенты динамики необрессоренных частей экипажа рассчитывались по напряжениям в боковинах тележек через коэффициенты, определенные в результате тарировок, коэффициенты динамики обрессоренных частей экипажа – по напряжениям в надрессорных балках тележек.

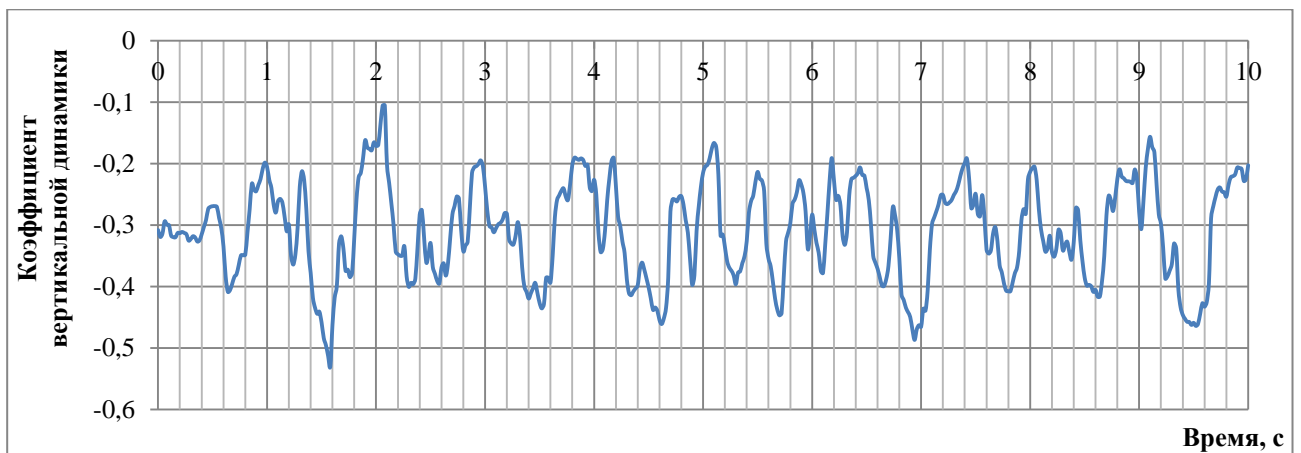
Аналогично проведенным испытаниям проводилось моделирование движения грузового вагона с упругой колесной парой с цельнокатаным колесом и плоскоконическим диском. Изменение главных напряжений в цельнокатаном колесе с плоскоконическим диском, рамной силы и коэффициента вертикальной динамики необрессоренных частей от времени при движении по прямому участку пути со скоростью 90 км/ч в грузе приведены на рисунках 4.10-4.12 соответственно.



**Рисунок 4.10- Изменение главных напряжений в цельнокатаном колесе при моделировании**



**Рисунок 4.11- Изменение рамной силы при моделировании**



**Рисунок 4.12- Изменение коэффициента вертикальной динамики при моделировании**

Максимальные значения динамических показателей вагона в порожнем и груженом состоянии при движении в прямых и кривых участках пути радиусом 600 м и 300 м и их сравнение с результатами моделирования приведены в таблицах 4.3 и 4.4 соответственно.

Таким образом, проанализировав таблицы 4.3 и 4.4 можно сделать вывод, что математическая модель вагона и рельсового пути адекватно описывает движение вагона в эксплуатации в груженом и порожнем состоянии при движении в прямых и кривых участках пути, и имеет удовлетворительную сходимость по динамическим показателям.

**Таблица 4.3 – Максимальные значения динамических показателей при движении порожнего вагона**

Показатель	Результаты ходовых испытаний	Результаты моделирования
Прямой участок со скоростью 90 км/ч		
Рамные силы $U_P$ , кН	19,0	20,2
Коэффициент вертикальной динамики необрессоренных частей экипажа $K_D$	0,79	0,84
Кривой участок радиусом 600 м со скоростью 90 км/ч		
Рамные силы $U_P$ , кН	21,2	24,9
Коэффициент вертикальной динамики необрессоренных частей экипажа $K_D$	0,98	0,99
Кривой участок радиусом 300 м со скоростью 70 км/ч		
Рамные силы $U_P$ , кН	17,3	21,1
Коэффициент вертикальной динамики необрессоренных частей экипажа $K_D$	0,90	0,88

**Таблица 4.4 – Максимальные значения динамических показателей при движении груженого вагона**

Показатель	Результаты ходовых испытаний	Результаты моделирования
Прямой участок со скоростью 90 км/ч		
Рамные силы $U_P$ , кН	59,9	55,2
Коэффициент вертикальной динамики необрессоренных частей экипажа $K_D$	0,57	0,53
Кривой участок радиусом 600 м со скоростью 90 км/ч		
Рамные силы $U_P$ , кН	62,0	67,8
Коэффициент вертикальной динамики необрессоренных частей экипажа $K_D$	0,61	0,66
Кривой участок радиусом 300 м со скоростью 70 км/ч		
Рамные силы $U_P$ , кН	64,5	69,5
Коэффициент вертикальной динамики необрессоренных частей экипажа $K_D$	0,81	0,77



Полученная динамическая модель вагона позволять определять НДС других конструкций колес и осей при использовании соответствующих упругих колесных пар.

Таким образом, определение амплитуд напряжений в литом колесе с криволинейной формой диска при моделировании движения вагона производится путем замены данной упругой колесной пары на упругую колесную пару, разработанную аналогичным образом, с литыми колесами с криволинейной формой диска.

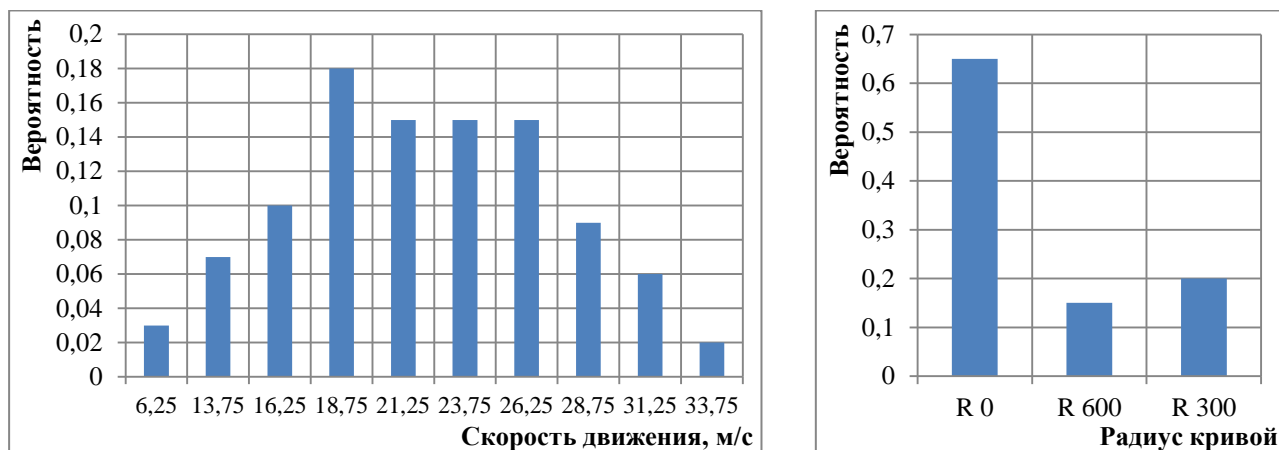
Определения динамических амплитуд напряжений в цельнокатаном и литом колесе колесных пар в соответствии с требованиями [70] осуществлялось путем проведения динамического моделирования на следующих участках пути:

- прямой, протяженностью не менее 1000 м со скоростями движения от 20 км/ч до конструкторской, с шагом от 10 до 20 км/ч;

- кривой, радиуса от 300 до 400 м со скоростями движения от 10 км/ч до скорости соответствующей непогашенному ускорению  $0,7 \text{ м/с}^2$ , с шагом от 10 до 20 км/ч;

- кривой радиуса от, 600 до 800 м со скоростями движения от 10 км/ч до скорости соответствующей непогашенному ускорению  $0,7 \text{ м/с}^2$ , с шагом от 10 до 20 км/ч.

Динамическое моделирование проводилось с вероятностью реализации участка пути и распределения скоростей движений, приведенных на рисунке 4.13, с распределением режима движения груженым – 0,6 и порожним – 0,4, при равной вероятности движения как вперед, так и назад.



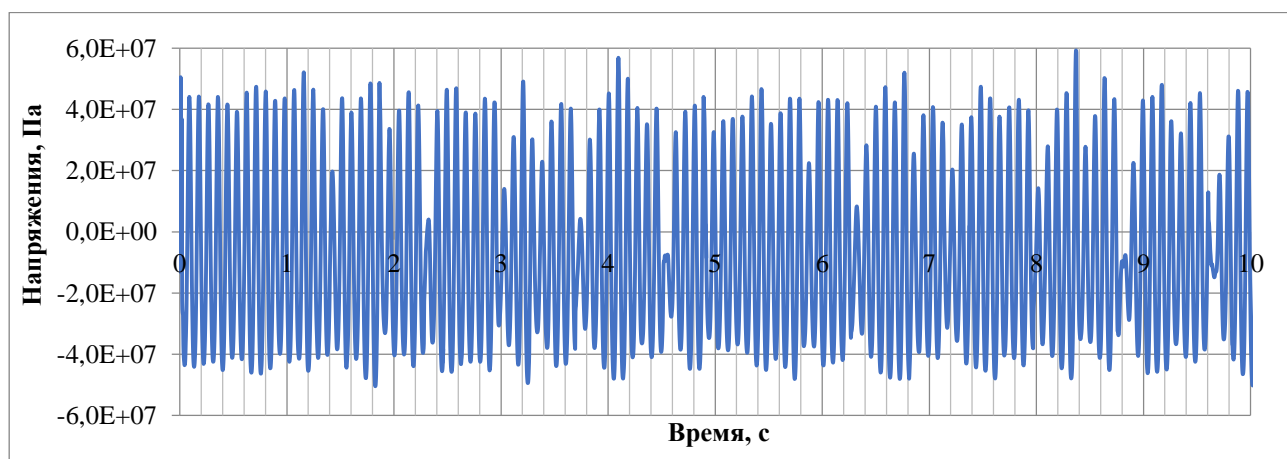
а)

б)

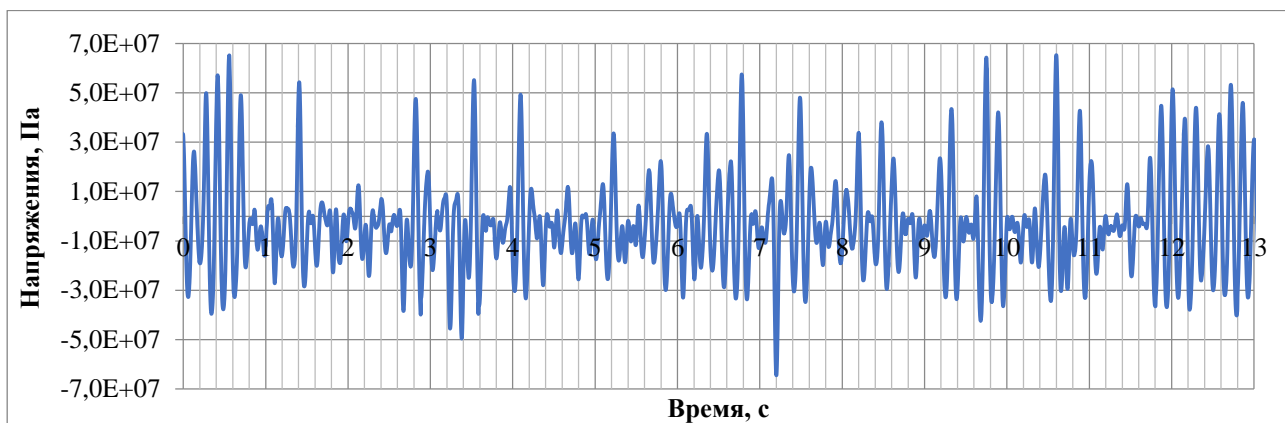
а) распределение скоростей движения; б) распределение участков пути

**Рисунок 4.13 – Гистограммы распределения параметров при моделировании**

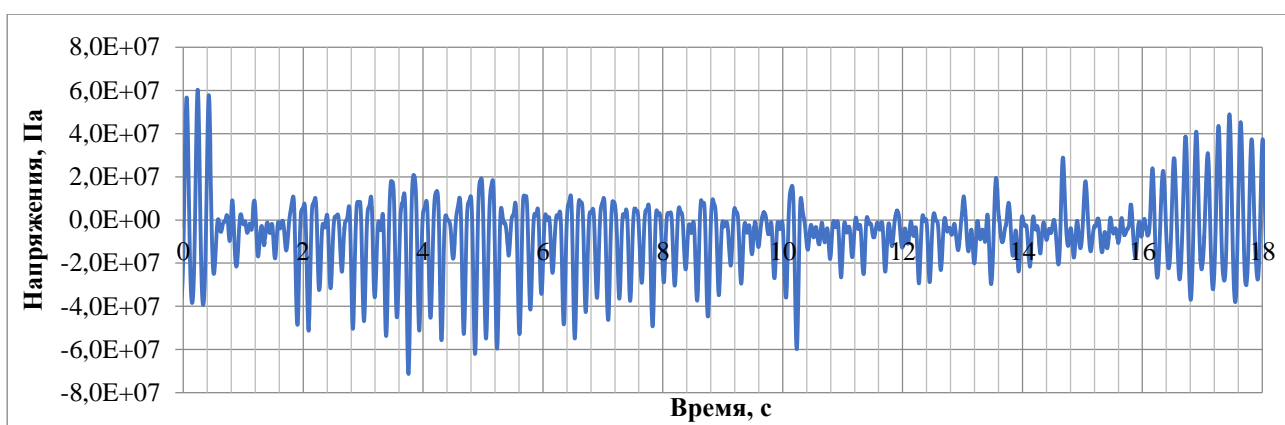
По результатам моделирования были получены диаграммы изменения динамических напряжений в колесах при различных режимах движения и различных скоростях, пример которых для цельнокатаного колеса приведен на рисунках 4.14-4.16.



**Рисунок 4.14 – Диаграмма изменения главных напряжений при движении по прямому участку пути со скоростью 121,5 км/ч**



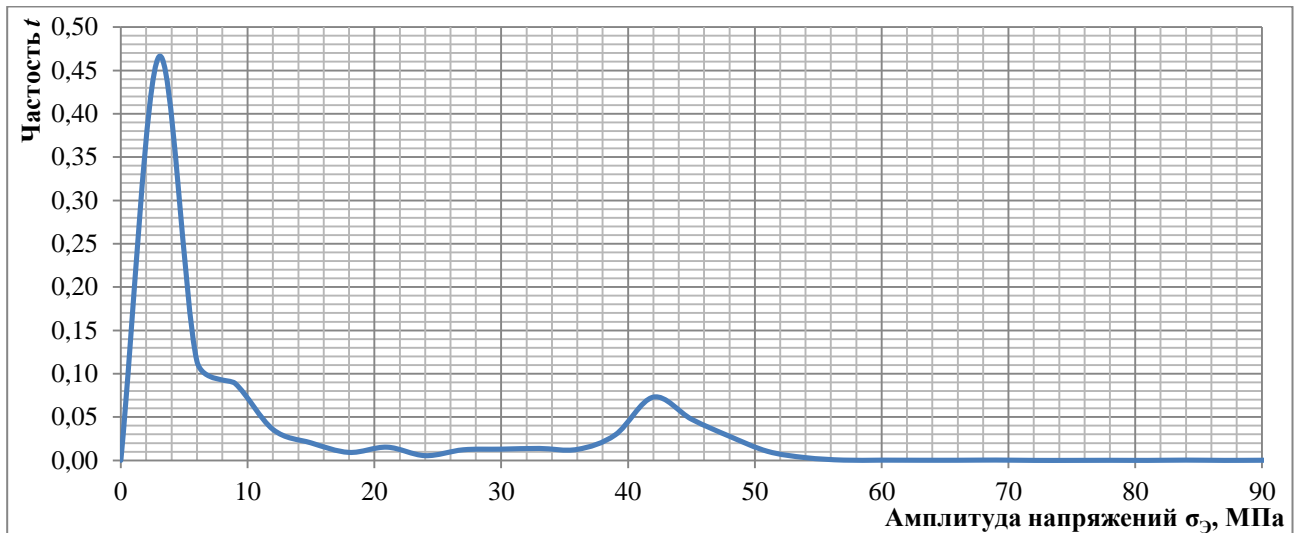
**Рисунок 4.15 – Диаграмма изменения главных напряжений при движении по кривому участку пути радиуса 600 м со скоростью 76,5 км/ч**



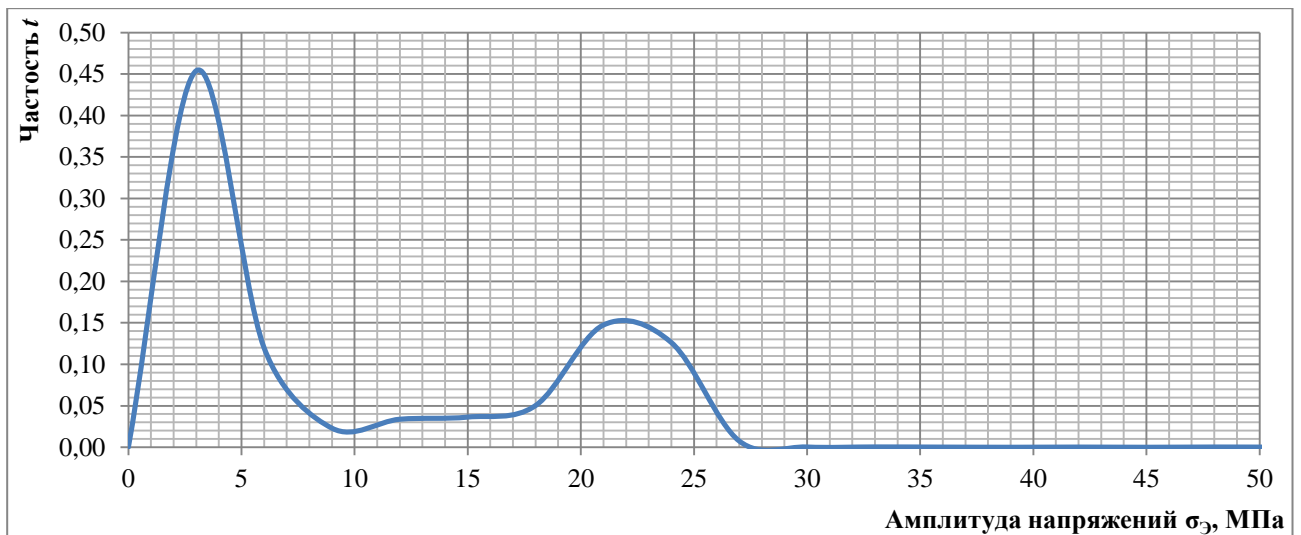
**Рисунок 4.16 – Диаграмма изменения главных напряжений при движении по кривому участку пути радиуса 300 м со скоростью 59,4 км/ч**

После чего для схематизации результатов моделирования и определения распределения амплитуд динамических напряжений от частоты их возникновения в соответствии с требованиями [70] они были обработаны методом «дождя» по ГОСТ 25.101-83 [78]. Данный метод схематизации устанавливает правила выделения цикла регулярного нагружения из исследуемого процесса нагружения и является предпочтительным, поскольку учитывает как основные, так и наложенные циклы.

Для формирования суммарных диаграмм амплитуд динамических напряжений, полученные диаграммы были просуммированы с учетом их вероятности реализации и приведены на рисунках 4.17 и 4.18.



**Рисунок 4.17 – Диаграмма распределения динамических амплитуд напряжений в цельнокатаном колесе**



**Рисунок 4.18 – Диаграмма распределения динамических амплитуд напряжений в литом колесе**

Анализ рисунков 4.17 и 4.18 показывает, что распределения амплитуд напряжений имеет два экстремума, один из которых соответствует средним значениям амплитуд напряжений при движении в прямых, другой в кривых участках пути. Остальные значения соответствуют переходным и случайным процессам самоустановки колесной пары от воздействия неровностей пути.

### 4.3 Определение живучести колес в эксплуатации с учетом влияния отрицательных температур

Подход по оценке стадии живучести вызывает необходимость изучения статистических закономерностей развития усталостных трещин. Процесс развития усталостных трещин следует рассматривать как случайную функцию числа циклов нагружения. Для статистических закономерностей характеристик усталостных трещин на основе многочисленных исследований выявлены следующие закономерности. Экспериментальные функции распределения количества циклов нагружений  $N$  по параметру длины трещины  $l$  удовлетворительно соответствуют логонормальному закону. Распределение характеристик КДУР не противоречат гипотезе нормального распределения [14].

Полученные распределения зависят от множества факторов, в том числе технологии, конструкции и условия эксплуатации. Их определение связано с проведением соответствующих испытаний для получения средних значений характеристик и их дисперсий, которые могут быть использованы в вероятностных расчетах для оценки роста трещины с заданной вероятностью.

Расчетные методы определения вероятностных характеристик параметров циклической трещиностойкости пока отсутствуют. Для приближенной оценки могут быть использованы корреляционные связи характеристик с основными механическими свойствами металла [14]. Таким образом, в соответствии с [4], принимаем коэффициент вариации механических характеристик для литого колеса  $v_{л}=0,09$ , для цельнокатаного  $v_{ц}=0,06$ , а коэффициент вариации амплитуд динамических напряжений для колес  $v_{а}=0,15$ . Коэффициенты вариации характеризуют рассеяние соответствующих величин: чем коэффициенты меньше, тем стабильнее результаты в обеспечении технологий проектирования, изготовления и условий эксплуатации.

При принятой вероятности разрушения  $10^{-6}$ , что соответствует средней величине риска в соответствии с [29, 30], определяются соответствующий квантиль  $U_p$  по таблицам нормального распределения и пересчитываются соответствующие характеристики  $P$  [79, 80] по уравнению 4.3.

$$P = \bar{P}(1 - U_p \nu_i). \quad (4.3)$$

При проведении стендовых испытаний также как и при движении вагона в эксплуатации колеса подвергаются нагружению смешанного типа, таким образом, расчет  $K$  для определения скорости роста трещины проводится по расчетной зависимости  $K=f(l)$  учитывая все три типа раскрытия трещины, полученной по экспериментальным данным, по формулам 3.19 и 3.20 для литого и цельнокатаного колеса соответственно.

При действии амплитуд динамических напряжений оценка возможности приращения длины трещины и определения момента излома колес определяется по зависимости  $K_I=f(l)$  по формулам 3.21 и 3.22 для литого и цельнокатаного колеса соответственно при сравнении с полученными значениями  $K_{th}$  и  $K_{fc}$  при испытании стандартных образцов.

При этом рассматривается наихудший вариант, при котором трещина начинает распространяться в колесе во время эксплуатации вагона при положительных температурах, а дальнейший ее рост и излом колеса происходит при значительных отрицательных температурах.

Влияние асимметрии цикла нагружения при натурных стендовых испытаниях  $R=-1$  и при испытании образцов  $R=0,1$  во время роста трещины учтено путем оценки размаха КИН при асимметрии  $R>0$  по формуле (3.4) при  $R<0$  по формуле (3.6).

Таким образом, для полученного порогового  $K_{th}$  и значения циклической вязкости разрушения  $K_{fc}$  определяется их размах  $\Delta K_{th}$  и  $\Delta K_{fc}$  по формуле 3.4.

Аналогично используя полученные зависимости  $K=f(l)$  и  $K_I=f(l)$  по формуле 3.6 определяется зависимости  $\Delta K=f(l)$  и  $\Delta K_I=f(l)$ .

Исходя из уравнение Пэриса с использованием зависимостей  $\Delta K=f(l)$  полученных по результатам испытаний при амплитуде напряжений  $\sigma_{II}$ , и учитывая положения линейной механики разрушения, для расчета приращения длины трещины  $dl_i$  от действия эксплуатационных амплитуд напряжений  $\sigma_{Э_i}$  с частотой их возникновения  $t_i$  получаем:

$$dl_i = c \left( f(l) \frac{\sigma_{Э_i}}{\sigma_{II}} \right)^n t_i dN, \quad (4.4)$$

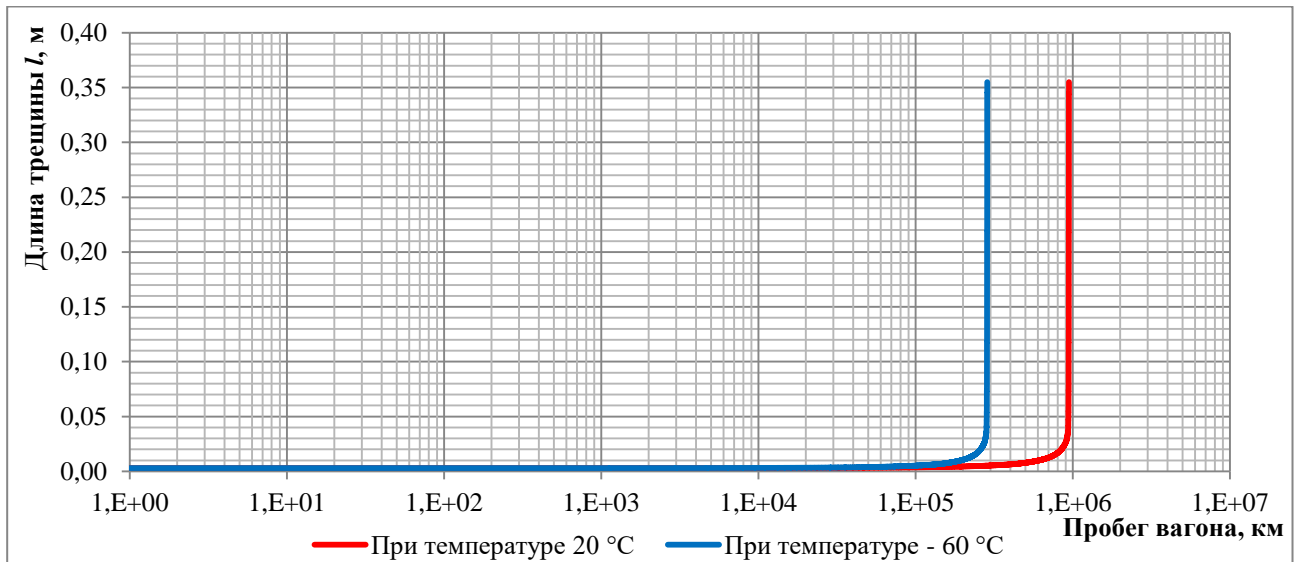
где  $\sigma_{Э_i}$  и  $t_i$  – амплитуда динамических напряжений и ее частота при моделировании движения вагона в эксплуатации;

$\sigma_{II}$  – амплитуда напряжений при проведении стендовых испытаний.

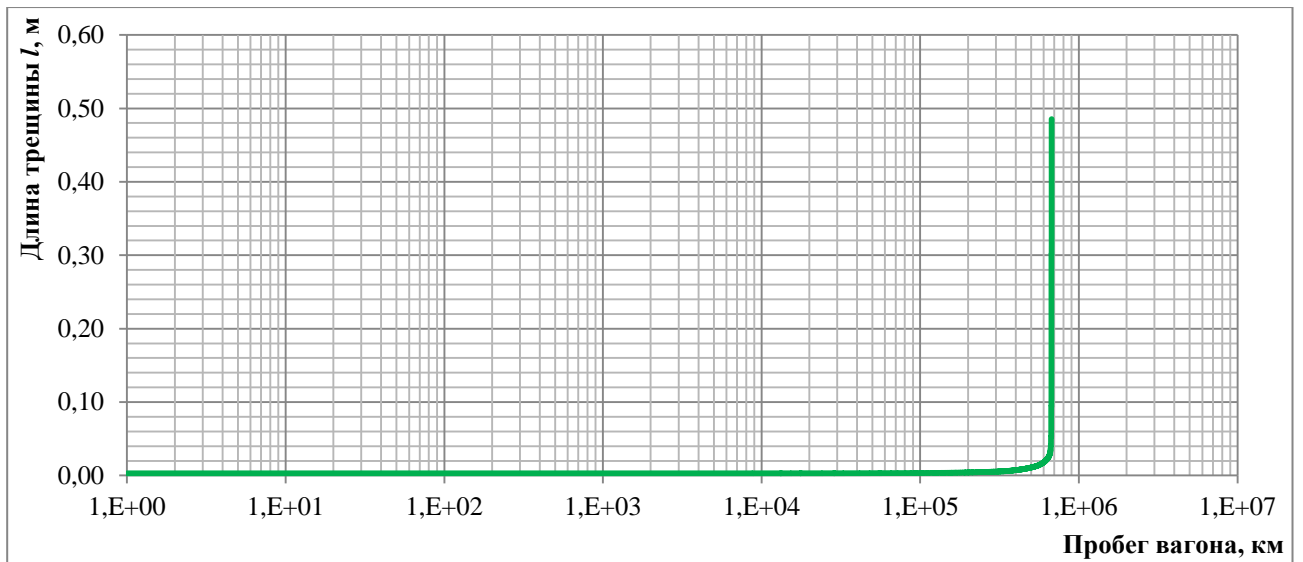
Прогнозирование живучести производится следующим образом. Устанавливается период нагрузки, который составляет один полный цикл действия динамических амплитуд напряжений. Задаваясь приращением количества циклов  $dN$  в течение данного периода рассчитываются приращение длины трещины  $dl_i$  от действия каждого уровня эксплуатационных амплитуд напряжений  $\sigma_{Э_i}$  и совместно рассчитывается  $\Delta K_I$ . Далее производится оценка роста трещины:

- при  $\Delta K_I < \Delta K_{th}$  длина трещины  $l_i = l_{i-1}$ , а количество циклов  $N_i = N_{i-1} + t_i dN$ ;
- при  $\Delta K_I > \Delta K_{th}$  длина трещины  $l_i = l_{i-1} + dl_i$ , а количество циклов  $N_i = N_{i-1} + t_i dN$ .

Затем начинается следующий период и все повторяется, по полученным значениям строятся графики роста трещины от числа циклов нагружений для литого и цельнокатаного колеса, которые, при пересчете в километры пробега вагона, приведены на рисунках 4.19 и 4.20 соответственно.



**Рисунок 4.19 – Диаграмма зависимости длины трещины в литом колесе от пробега вагона**



**Рисунок 4.20 – Диаграмма зависимости длины трещины в цельнокатаном колесе от пробега вагона**

В начале диаграмм скорость роста трещины низкая, что соответствует тангенсу касательной угла наклона кривой, в связи с тем, что приращение длины трещины вызывает действие только наибольших амплитуд динамических напряжений, при которых  $\Delta K_I > \Delta K_{th}$ , которые имеют маленькую частоту. С ростом трещины уровень амплитуд динамических напряжений, вызывающих



приращение трещины снижается, а их частота увеличивается, что приводит к увеличению скорости ее роста.

В конце диаграммы все амплитуды динамических напряжений вызывают прирост трещины, причем значения  $\Delta K_I$  превышает циклическую вязкость разрушения  $\Delta K_{fc}$  и происходит хрупкий долом колеса. Получившиеся значения пробега вагона при достижении критической длины трещины приведены в таблице 4.5.

**Таблица 4.5 – Живучесть колес в эксплуатации**

Колесо	Параметр	При температуре 20 °С	При температуре -60 °С
Литое	Критическая длина трещины, м	0,345	0,074
	Пробег, тыс. км	944,2	283,8
Цельнокатаное	Критическая длина трещины, м	0,301	0,092
	Пробег, тыс. км	671,8	669,6

Из таблицы 4.5 следует что, пробег литого колеса при температуре 20 °С больше, чем у цельнокатаного в связи с тем, что литое имеет большую толщину диска и как следствие более низкий уровень эксплуатационных амплитуд напряжений. А также и из-за конструктивных особенностей дисковой части, при которой трещина распространяется в сторону отверстия ступицы, что увеличивает преодолеваемый трещиной путь до момента прорастания ее насквозь. Значительное уменьшение пробега литого колеса до излома при снижении температуры обусловлено изменением параметров материала  $C$  и  $n$ , в то время как в цельнокатаном колесе эти параметры при температуре 20 °С и минус 60 °С не изменяются.

Как правило, межремонтные пробеги выбираются исходя из периода технического обслуживания деталей и узлов, без учета живучести наиболее ответственных элементов и, например, увеличение осевой нагрузки или

конструкционной скорости может приводить к более высокой вероятности излома колес в эксплуатации.

В соответствии с приложением к распоряжению [43] и «Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524 мм)» [26] для грузовых вагонов установлены нормативные межремонтные пробеги: первый ремонт после постройки грузового вагона наступает после пробега 210 тыс. км, а е деповского и капитального выполняются через 110 и 160 тыс. км соответственно. С учетом данных межремонтных пробегов были рассчитаны коэффициенты запаса по живучести, которые приведены в таблице 4.6.

**Таблица 4.6 – Коэффициенты запаса по живучести**

Колесо	Межремонтный пробег, тыс. км	Коэффициент запаса по живучести	
		При температуре 20 °С	При температуре -60 °С
Литое	110	8,58	2,58
	160	5,90	1,77
	210	4,50	1,35
Цельнокатаное	110	6,11	6,09
	160	4,20	4,19
	210	3,20	3,19

В расчете принималось, что физико-механические характеристики материала за срок службы не изменяются, коррозии и другим агрессивным средам не подвергаются. С учетом ограниченного числа экспериментальных данных, а также вероятности увеличения их разброса вследствие невозможности учета всех влияющих факторов, а также возможности наличия дефектов по кругу катания колеса, увеличению жесткости пути и рельсовых стыков с понижением температуры для обеспечения безопасности эксплуатации колес, предоставляется целесообразным принять минимально допустимый коэффициент запаса по живучести  $[n_{ж}] = 2$ , рассчитываемый по формуле 4.5.

$$\frac{L_R}{L_N} \geq [n_{ж}], \quad (4.5)$$

где  $L_R$  – расчетный пробег развития трещины от начального дефекта до разрушения колеса при предельных температурах в эксплуатации;

$L_N$  – установленный нормативный межремонтный пробег.

Таким образом, безопасность эксплуатации грузового вагона с литыми колесами будет обеспечиваться на межремонтном пробеге 110 тыс. км при этом коэффициент запаса по живучести составит 2,58, с цельнокатаными колесами – 210 тыс. км при этом коэффициент запаса по живучести составит 3,19.

#### 4.4 Выводы по разделу 4

1 Для численных исследований была разработана динамическая модель грузового вагона с упругой колесной парой и модель пути с инерционными рельсами. С целью получения реальных динамических параметров была подготовлена тележка вагона со специальной аппаратурой и проведены ходовые динамико-прочностные испытания грузового полувагона при движении по участкам пути Голутвин – Озеры Московской железной дороги. По результатам, которых получено, что математическая модель вагона и рельсового пути адекватно описывает движение вагона в эксплуатации в груженом и порожнем состоянии при движении в прямых и кривых участках пути, и имеет удовлетворительную сходимость по динамическим показателям.

2 С целью получения суммарных диаграмм распределения амплитуд динамических напряжений в колесах с учетом частоты их возникновения проведено динамическое моделирование модели вагона, которое показало, что

уровень максимальных амплитуд напряжений в эксплуатации в литом колесе на 45 % ниже, чем в цельнокатаном.

3 По результатам расчета получены суммарные диаграммы зависимости длины трещины в цельнокатаном и литом колесе в зависимости от пробега вагона, согласно которым при снижении температуры до  $-60^{\circ}\text{C}$  живучесть литого колеса уменьшается на 70 %, а у цельнокатаного колеса остается практически неизменным и составляет около одного процента.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с задачами диссертационного исследования получены следующие результаты.

1 Анализ нормативной, научно-технической документации показал отсутствие требований и, следовательно, методики оценки живучести колес, а также учета низких климатических температур, при которых изменяются механические свойства металла колес, и увеличивается жесткость пути. Для обеспечения безопасной эксплуатации установлена необходимость прогнозирования пробега вагона после возникновения трещины в колесе, особенно при увеличении осевой нагрузки до 27 тс, снижении веса тары вагонов на 25 % и применении новых материалов и конструкций.

2 Проведенные исследования показали, что наиболее опасными являются дефекты металла колес, расположенные в зоне максимальных амплитуд эксплуатационных напряжений, которые с определенной вероятностью могут быть не выявлены проведением НК, что приведет к росту трещины, минуя этап накопления усталостных повреждений и ускоренному разрушению.

3 Проведенные экспериментальные испытания стандартных образцов, вырезанных из колес, изготовленных по различным технологическим процессам и, из разных марок сталей для литого колеса из стали марки ААР В, а для цельнокатаного из стали марки 2 показали, что характеристики циклической вязкости разрушения металлов различаются: для стали цельнокатаного колеса при температуре 20 °С выше, чем для стали литого, но при снижении температуры до - 60 °С значения становятся соизмеримыми.

4 Проведенный анализ методов по оценке прочности вагонных колес показал, что при проведении испытаний методом кругового изгиба их нагружение является наиболее приближенным к эксплуатационному. По

результатам, которых получены экспериментальные кривые живучести, при этом количество циклов до разрушения цельнокатаных и литых колес составили 8,1 и 1,0 млн. циклов нагружений соответственно.

5 Разработана виртуальная модель стенда для испытаний колес круговым циклическим изгибом для численного моделирования развития трещины в диске литого и цельнокатаного колес от начального дефекта для расчета значений КИН, согласно которым обоснована необходимость оценки момента страгивания трещины и излома колес по значениям  $K_I$  на фронте трещины соответствующему I типу раскрытия.

6 Разработана динамическая модель грузового вагона с упругой колесной парой, с инерционными, жесткостными, упруго-диссипативными и геометрическими параметрами, соответствующими экипажу грузового вагона. По результатам ходовых динамико-прочностных испытаний модель имеет удовлетворительную сходимость по динамическим показателям и адекватно описывает движение вагона в эксплуатации. Предложенная методика позволять определять НДС колесной пары грузового вагона, оценивать прочность, ресурс и живучесть различных конструкций осей и колес, и может быть применена на этапе проектирования для прогнозирования периода развития трещины в колесе с целью обеспечения его безопасной эксплуатации.

7 По результатам моделирования получены суммарные диаграммы распределения амплитуд динамических напряжений от частоты их возникновения в литом и цельнокатаном колесах. Живучесть литого и цельнокатаного колес в эксплуатации, то есть рост трещины от начального дефекта до излома при температуре 20 °С составила 944,2 тыс. км и 671,8 тыс. км, а при температуре - 60 °С – 283,8 тыс. км и 669,6 тыс. км соответственно.

8 Для безопасной эксплуатации грузовых вагонов предлагается установить минимальный допускаемый коэффициент запаса по живучести колес равный 2,0. Таким образом, безопасность эксплуатации грузового вагона с литыми колесами

будет обеспечиваться на межремонтном пробеге 110 тыс. км при этом коэффициент запаса по живучести составит 2,58, с цельнокатаными колесами – 210 тыс. км при этом коэффициент запаса по живучести составит 3,19.

9 Полученные результаты могут быть использованы для установления требований к межремонтным пробегам колесных пар грузовых вагонов.

10 Дальнейшие перспективы исследований могут быть связаны с вопросом уточнения требований к порогу чувствительности методов НК применяемых при обнаружении дефектов колес.

**СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ**

КЭ – конечный элемент;

МКЭ – метод конечных элементов;

НК – неразрушающий контроль;

КДУР – кинетическая диаграмма усталостного разрушения;

КИН – коэффициент интенсивности напряжений;

НДС – напряженно-деформированное состояние.



**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1 О безопасности железнодорожного подвижного состава: технический регламент Таможенного союза: ТР ТС 001/2011. – URL: <http://www.eurasiancommission.org/ru/act/techreg/deptexreg/tr/Documents/TR%20Podvignoisostev%20PID.pdf> (дата обращения: 01.04.2022).

2 ГОСТ 4835-2013. Колесные пары железнодорожных вагонов. Технические условия: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 июля 2014 / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Москва: Стандартинформ, 2014. – 66 с.

3 ГОСТ 10791-2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 января 2012 / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Москва: Стандартинформ, 2011. – 28 с.

4 ГОСТ 33783-2016. Колесные пары железнодорожного подвижного состава. Методы определения показателей прочности: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 мая 2017 / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Москва: Стандартинформ, 2016. – 58 с.

5 О Транспортной стратегии Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года. – URL: <http://publication.pravo.gov.ru/Document/View/0001202112030006> (дата обращения: 28.10.2022).

6 Стратегия научно-технического развития холдинга «Российские железные дороги» на период до 2025 года и перспективу до 2030 года («Белая книга»). – URL: [http://cipi.samgtu.ru/sites/cipi.samgtu.ru/files/belaya\\_kniga.pdf](http://cipi.samgtu.ru/sites/cipi.samgtu.ru/files/belaya_kniga.pdf) (дата обращения: 08.02.2022).

7 Гетманова, М.Е. Оценка комплекса свойств железнодорожных литых колес класса В на соответствие требованиям ГОСТ 10791 / М.Е. Гетманова, Д.С. Илюхин, А.Н. Никулин, А.В. Саврухин, Г.А. Филиппов // Техника железных дорог. – 2019. – № 1. – С. 56-61.

8 Когаев, В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков – Москва: Машиностроение, 1985. – 224 с.

9 Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин. / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов – Москва: Высшая школа, 1991. – 319 с.

10 Серенсен, С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович – Москва: Машиностроение, 1975. – 488 с.

11 Махутов, Н.А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность / Н.А. Махутов. – Москва: Машиностроение, 1981. – 272 с.

12 Сосновский, А.А. О полной кривой усталости / А.А. Сосновский, Н.А. Махутов // Заводская лаборатория. – 1995. – № 1. – С. 33-34.

13 Махутов, Н.А. Сопротивление элементов конструкций хрупкому разрушению / Н.А. Махутов – Москва: Машиностроение, 1973. – 200 с.

14 Шлюшенков, А.П. Механика разрушения и расчеты на прочность и долговечность элементов машин и конструкций с трещинами / А.П. Шлюшенков – Брянск: БГТУ, 1996. – 232 с.

15 Мураками, Ю. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений / Ю. Мураками, Ю. Ито, Н. Хасебэ, Р. Юуки, М. Тоя. – Москва: Мир, 1990. – 448 с.

16 Броек, Д. Основы механики разрушения / Д. Броек – Москва: Высшая школа, 1980. – 368 с.

17 Paris, P. A critical analysis of crack propagation laws / P. Paris, F. Erdogan // Journ Basic Eng. – 1963. – № 4. – P. 528–534.

18 Осташ, О.П. Структурная механика разрушения и эксплуатационная надежность железнодорожных колес / О.П. Осташ, А.И. Бабаченко, И.М. Андрейко, В.В. Кулык, А.А. Кононенко // *Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии.* – 2009. – С. 246-253.

19 Гетманова, М.Е. Литые и катаные колеса: сравнение свойств и возможностей использования / М.Е. Гетманова, А.Н. Никулин, Г.А. Филиппов // *Вагоны и вагонное хозяйство.* – 2017. – № 3. – С. 36-44.

20 Гетманова, М.Е. Влияние неоднородности структуры и неметаллических включений на вязкость разрушения колесной стали / М.Е. Гетманова, А.С. Гриншпон, А.В. Сухов, Г.А. Филиппов, А.А. Яндимиров. // *Сталь.* – 2007. – № 9. – С. 96-99.

21 Кузнецов, Н.В. Аналитическая оценка характеристик литых колес / Н.В. Кузнецов, В.Н. Белоусов, А.В. Сухов, А.С. Разумов // *Вагоны и вагонное хозяйство.* – 2017. – №1. – С. 41-43.

22 Узлов, И.Г. Ужесточение требований к ударной характеристике металла железнодорожных колес / И.Г. Узлов, Л.А. Моисеева, А.А. Дерюгин, Л.З. Чуприна, В.Н. Зелинская, А.А. Дубровский // *Металлургическая и горнорудная промышленность.* – 2002. – № 1. – С. 49-51.

23 Ghidini, A. Superlos® Innovative steel by Lucchini RS for high-speed wheel application / A. Ghidini, M. Diener, A. Gianni, J. Schneider // *LRS-TECHNO. Series 5.* – P. 318.

24 Ghidini, A. Lucchini RS Tool Steel Solutions / A. Ghidini, G. Di Mario, L. Poli, F. Rizzani // *LRS-TECHNO. Series 6.* – P. 255.

25 Губенко, С.И. Влияние качества стали на усталостную прочность цельнокатаных колес / С.И. Губенко, И.И. Иванов, Д.П. Кононов // *Заводская лаборатория. Диагностика материалов.* – 2018. – № 3. – С. 52-60.

26 Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных

дорог колеи 1520 (1524 мм): РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017. – Москва: ВНИИЖТ, 2017. – 242 с.

27 Классификатор неисправностей вагонных колесных пар и их элементов 1.20.001-2007. – Москва: Транспорт, 2007. – 100 с.

28 Протокол заседания Комитета НП «ОПЖТ» по грузовому подвижному составу. – URL: [https://opzt.ru/wp-content/uploads/2020/09/protokol-ot-11.03.2022-1\\_22-kgps.pdf](https://opzt.ru/wp-content/uploads/2020/09/protokol-ot-11.03.2022-1_22-kgps.pdf) (дата обращения: 30.11.2022).

29 ГОСТ Р 51901.1-2002. Менеджмент риска. Анализ риска технологических систем: государственный стандарт Российской Федерации: издание официальное: дата введения 01 сентября 2003 / Технический комитет по стандартизации ТК 10. – Москва: ИПК Издательство стандартов, 2002. – 28 с.

30 ГОСТ Р 54505-2011. Безопасность функциональная. Управления рисками на железнодорожном транспорте: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: дата введения 01 августа 2012 / Техническими комитетами по стандартизации ТК 58. – Москва: Стандартиформ, 2012. – 40 с.

31 Гальперин, В.Е. Динамические напряжения в дисках колес грузовых вагонов / В.Е. Гальперин, Н.А. Еганов // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1984. – № 7. – С. 39-41.

32 Кудрявцев, Н.Н. Динамические напряжения в дисках колес пассажирских вагонов / Н.Н. Кудрявцев, Е.П. Литовченко, А.П. Бомбардиров // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1981. – № 5. – С. 30-34.

33 Парышев, Ю.М. О причинах разрушения вагонных колес в эксплуатации / Ю.М. Парышев // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1985. – № 1. – С. 25-29.

34 Григорьев, А.В. Надежность и ресурс технических систем в экстремальных условиях эксплуатации Арктики и Субарктики. Железнодорожный транспорт / А.В. Григорьев, В.В. Лепов. – Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2018. – 112 с.

35 Григорьев, А.В. Оценка ресурса элементов железнодорожной техники, эксплуатирующийся в условиях низких климатических температур / А.В. Григорьев, В.В. Лепов, В.Н. Тагров // Наука и образование. – 2014. – №1. – С. 79-85.

36 Григорьев, А.В. Прогнозирование накопления повреждений и ресурса локомотивных колес в условиях холодного климата / А.В. Григорьев, В.В. Лепов // Известия Самарского НЦ РАН. – 2015. – №2. – С. 757-760.

37 Григорьев, А.В. Оценка ресурса железнодорожной техники, эксплуатируемой в экстремальных условиях Севера / А.В. Григорьев, В.В. Лепов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2015. – №12. – С. 42-48.

38 Ларионов, В.П. Хладостойкость материалов и элементов конструкций: результаты и перспективы / В.П. Ларионов, В.Р. Кузьмин, О.И. Слепцов [и др.] – Новосибирск: Наука, 2005. – 290 с.

39 Волохов, Г.М. Научные основы обеспечения безопасной эксплуатации железнодорожного транспорта в условиях Арктики и континентального шельфа / Г.М. Волохов, Э.С. Оганьян, А.С. Гасюк, Д.А. Князев, М.В. Тимаков, В.В. Чунин, Н.А. Махутов, Д.О. Резников, В.В. Москвичев, А.В. Григорьев // Сб. работ лауреатов междунар. конкурса научных, научно-технических и инновационных разработок, направленных на развитие и освоение Арктики и континентального шельфа. – 2021. – С. 150-156.

40 Вихретоковый метод неразрушающего контроля деталей вагонов. Руководящий документ: РД 32.150-2000. – Москва: МПС, 2000. – 98 с.

41 Магнитопорошковый метод неразрушающего контроля деталей вагонов. Общие положения. Руководящий документ: РД 32.159-2000. – Москва: МПС, 2000. – 120 с.

42 Неразрушающий контроль деталей вагонов. Общие положения: РД 32.174-2001. – Москва: МПС, 2001. – 56 с.

43 Приложение к распоряжению ОАО «РЖД» от 29.12.2012 № 2759р. Положение о системе технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов,

допущенных в обращение на железнодорожные пути общего пользования в международном сообщении – Москва: ВНИИЖТ, 2012. – 16 с.

44 Коллинз, Дж. Поведение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / Дж. Коллинз. – Москва: Мир, 1984. – 624 с.

45 Головин, С.А. Микропластичность и усталость металлов / С.А. Головин, А. Пушкар. – Москва: Металлургия, 1980. – 240 с.

46 Волохов, Г.М. Сопоставление методов испытаний колес немоторных колесных пар железнодорожного подвижного состава / Г.М. Волохов, Э.С. Оганян, Д.А. Князев, В.В. Чунин, М.В. Тимаков // Вестник научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава. – 2018. – № 101. – С. 37-45.

47 EN 13979-1:2003+A2. Railway applications – Wheelsets and bogies – Monoblock wheels – Technical approval procedure – Part 1: Forged and rolled wheels. – European committee for standardization, 2011. – 50 p.

48 EN 13260:2011-01. Railway applications – Wheelsets and bogies - Wheelsets - Product requirements. – European committee for standardization, 2011. – 38 p.

49 EN 13261:2011-01. Railway applications – Wheelsets and bogies - Axles - Product requirements. – European committee for standardization, 2011. – 59 p.

50 EN 13262:2004+A2. Railway applications – Wheelsets and bogies – Wheels – Product requirements. – European committee for standardization, 2011. – 47 p.

51 Specification M-107/M-208. Wheels, Carbon Steel [Text]. – AAR Manual of Standards and Recommended Practices. Wheels and Axles, 2011 – P. 21–60.

52 Standard S-660. Wheel Designs, Locomotive and Freight Car – Analytic Evaluation. – AAR Manual of Standards and Recommended Practices. Wheels and Axles, 2009. – P. 103–108.

53 Standard S-669. Analytic Evolution of Locomotive Wheel Designs. – AAR Manual of Standards and Recommended Practices. Wheels and Axles, 2011. – P. 125–142.

54 Патент № 206193 Российская Федерация, МПК<sup>51</sup> G01M 17/00. Цельнокатаное колесо рельсового транспортного средства: №2021110297: заявл. 13.04.2021: опубл. 30.08.2021 / Е.Ю. Качесов, П.В. Ваулин, Г.И. Михайлов, Г.М. Волохов, Д.А. Князев, М.А. Морозов, В.В. Чунин, А.А. Бубнов; заявитель Открытое акционерное общество «Российские железные дороги». – 6 с.

55 Патент № 2706908 Российская Федерация, МПК<sup>51</sup> G01M 17/10. Стенд для испытания колес и осей колесных пар и способ восстановления внутреннего диаметра кольца рельсоимитатора: №2019105856: заявл. 01.03.2019: опубл. 21.11.2019 / Е.В. Кочетков, Т.В. Трепачева, В.В. Чунин; заявитель Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава». – 7 с.

56 Волохов, Г.М. Сравнительная оценка скорости роста трещины в дисках литых и цельнокатаных колес / Г.М. Волохов, Э.С. Оганьян, Д.А. Князев, В.В. Чунин, М.В. Тимаков, А.А. Бубнов // Вестник научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава. – 2020. – № 103. – С. 41-53.

57 ГОСТ 15150-69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения, и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 января 1971 / Государственный комитет СССР по стандартам. – Москва: Стандартиформ, 2010. – 72 с.

58 ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 июля 1983 / Государственный комитет СССР по стандартам. – Москва: Стандартиформ, 2005. – 55 с.

59 ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 января 1986 / Государственный комитет СССР по стандартам. – Москва: Стандартиформ, 2005. – 38 с.

60 МР 2-95. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при циклическом нагружении // Механика катастроф. – Москва: МИБСТС, 1995. – С. 83-180.

61 Пестриков, В.М. Механика разрушения твердых тел: курс лекций / В.М. Пестриков, Е.М. Морозов. – Санкт-Петербург: Профессия, 2002. – 320 с.

62 Хеллан, К. Введение в механику разрушения / К. Хеллан. – Москва: Мир, 1988. – 364 с.

63 Черепанов, Г.П. Механика хрупкого разрушения / Г.П. Черепанов. – Москва: Наука, 1974. – 640 с.

64 Rice, I.R. A path independent integral and the approximate analysis of strain concentrations by notches and cracks / I.R. Rice // Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. Ser. E. Journal of Applied Mechanics. – 1968. – № 35. – P. 379–386.

65 Партон, В.З. Механика разрушения: От теории к практике / В.З. Партон. – Москва: Наука, 1990. – 240 с.

66 Николаева, Е.А. Основы механики разрушения: учебное пособие / Е.А. Николаева. – Пермь: Изд-во Перм. гос. тех. ун-та, 2010. – 103 с.

67 Chunin, V.V. The simulation of crack growth in rolling stock running wheel disk / V.V. Chunin, D.A. Knyazev, M.V. Timakov // IOP Publishing. – 2020. – № 747. – P. 012015.

68 Волохов, Г.М. Моделирование роста трещины в диске ходового колеса немоторных колесных пар железнодорожного подвижного состава / Г.М. Волохов, Э.С. Оганьян, Д.А. Князев, В.В. Чунин, М.В. Тимаков // Вестник



научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава. – 2018. – № 101. – С. 37-45.

69 Чунин, В.В. Оценка параметров живучести колес подвижного состава с позиции механики разрушения / В.В. Чунин, Д.А. Князев, М.В. Тимаков // Актуальные проблемы железнодорожной науки глазами молодых исследователей: сб. материалов круглого стола, посвященного Дню железнодорожника. – Москва: ВНИИЖТ, 2022. – С. 162–167.

70 ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 июля 2013 / Межгосударственный технический комитет МТК 524. – Москва: Стандартинформ, 2020. – 58 с.

71 Акашев, М.Г. Создание модели тензометрической колесной пары с применением программного комплекса «Универсальный механизм» / М.Г. Акашев, А.Н. Савоськин, В.В. Чунин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 4 (76). – С. 81-91.

72 Волохов, Г.М. Моделирование динамики подвижного состава с учетом упругости колесной пары как способ прогнозирования ресурса и живучести ее элементов / Г.М. Волохов, Н.Н. Воронин, Д.А. Князев, В.В. Чунин // Известия Транссиба. – 2022. – № 4 (52). – С. 2-12.

73 Craig, R.R. Coupling of substructures for dynamic analysis / R.R. Craig, M.C. Vamptan // AIAA Journal. – 1968. – Vol. 6. № 7. – P. 1313–1319.

74 Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов: РД 32.68-96. – Москва: ВНИИЖТ, 1997. – 20 с.

75 ПНСТ 511-2020. Вагоны грузовые. Расчетные неровности железнодорожного пути для оценки показателей динамических качеств грузовых вагонов расчетными методами: предварительный национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: дата введения 01 июня 2021 /

Технический комитет по стандартизации ТК 045. – Москва: Стандартинформ, 2021. – 24 с.

76 ГОСТ 33788-2016. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и динамические качества методами: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 мая 2017 / Межгосударственный технический комитетом по стандартизации МТК 524. – Москва: Стандартинформ, 2016. – 46 с.

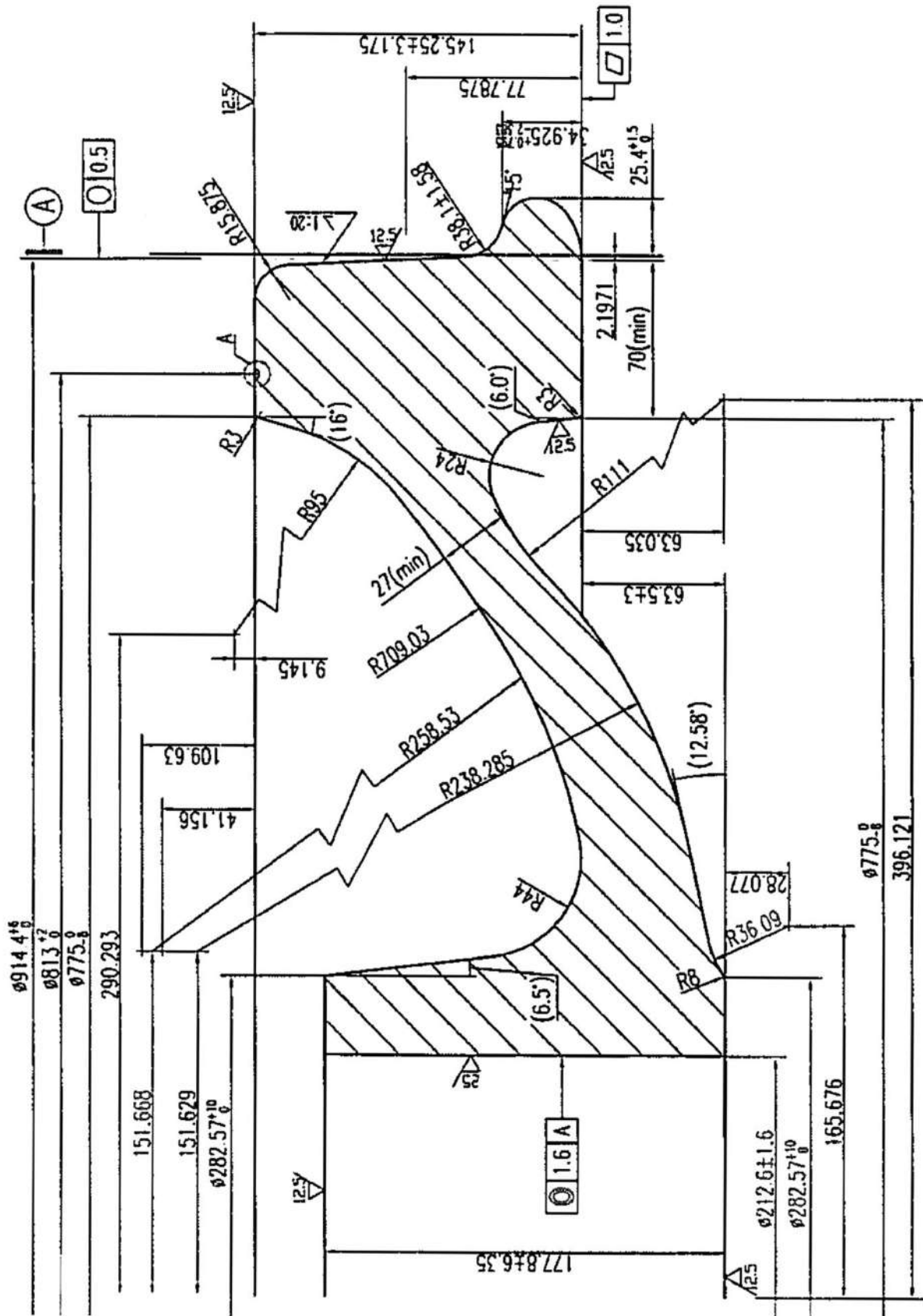
77 ГОСТ 9246-2013. Тележки двухосные трехэлементные грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 июля 2014 / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Москва: Стандартинформ, 2014. – 46 с.

78 ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статического представления результатов: межгосударственный стандарт: издание официальное: дата введения 01 июля 2084 / Государственный комитет СССР по стандартам. – Москва: Стандартинформ, 2005. – 25 с.

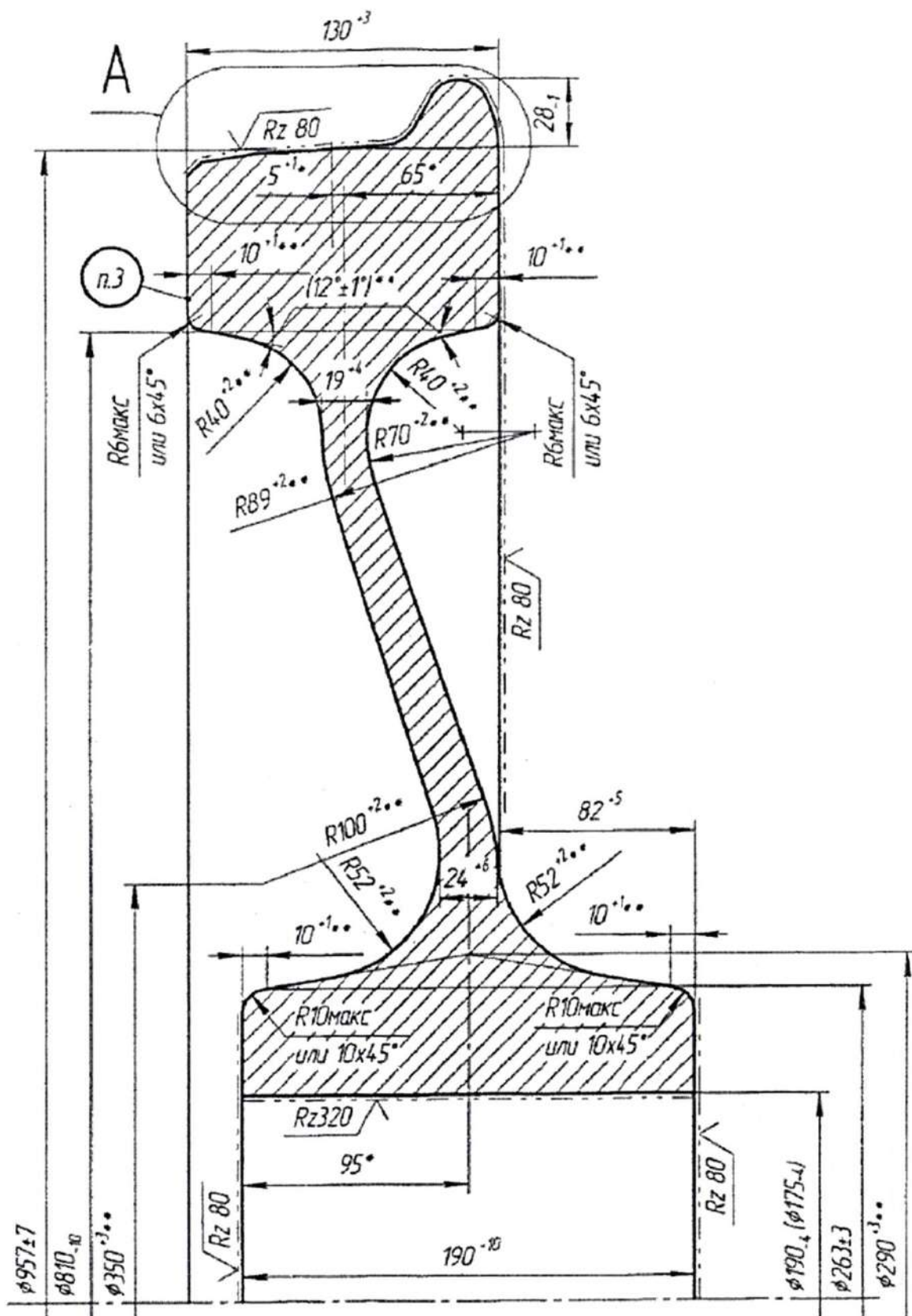
79 Volokhov, G.M. One of possible approaches to estimating the service life of a wheel set axel of high-speed rolling stock / G.M. Volokhov, A.A. Lunin, D.A. Knyzev, V.V. Chunin, M.V. Timakov // AIP Conference Proceeding. – 2021. – № 2389. – 6 p.

80 Волохов, Г.М. Оценка прочности и установление назначенного срока службы колесной пары скоростной вагон-платформы / Г.М. Волохов, Э.С. Оганьян, Г.И. Гаджиметов, Д.А. Князев, В.В. Чунин, М.В. Тимаков // Надежность. – 2021. – № 4. – С. 26-30.

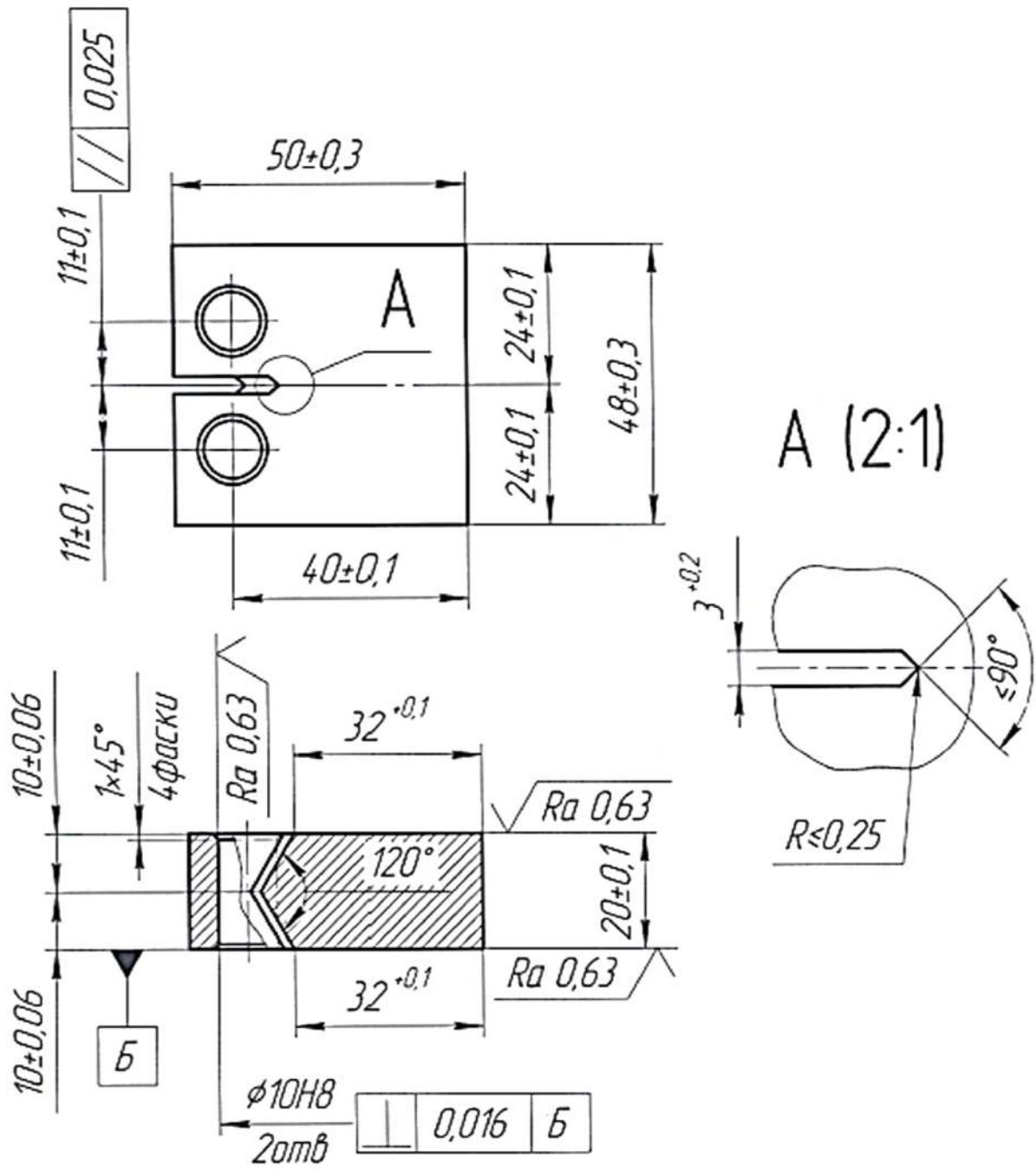
ПРИЛОЖЕНИЕ А



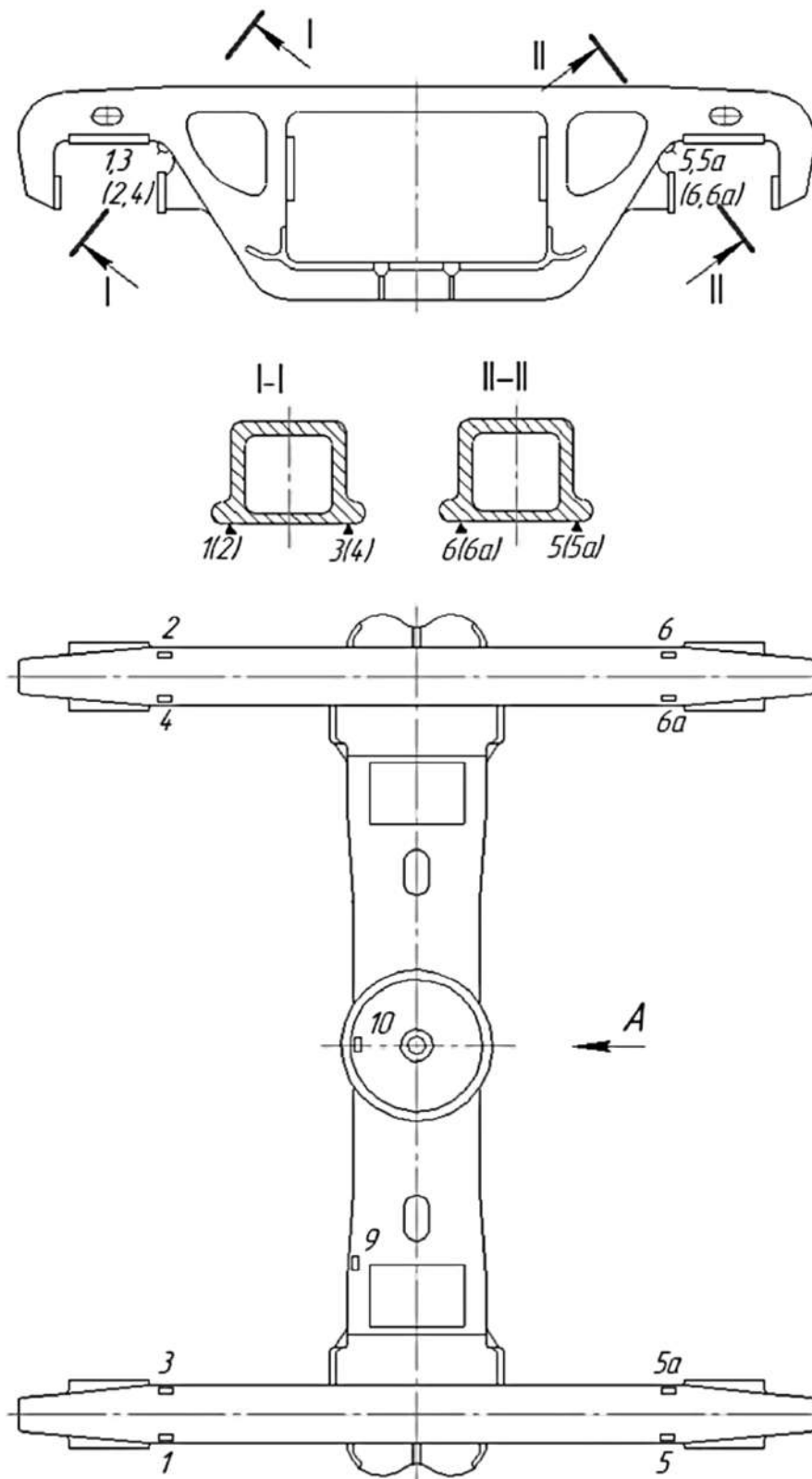
## ПРИЛОЖЕНИЕ Б



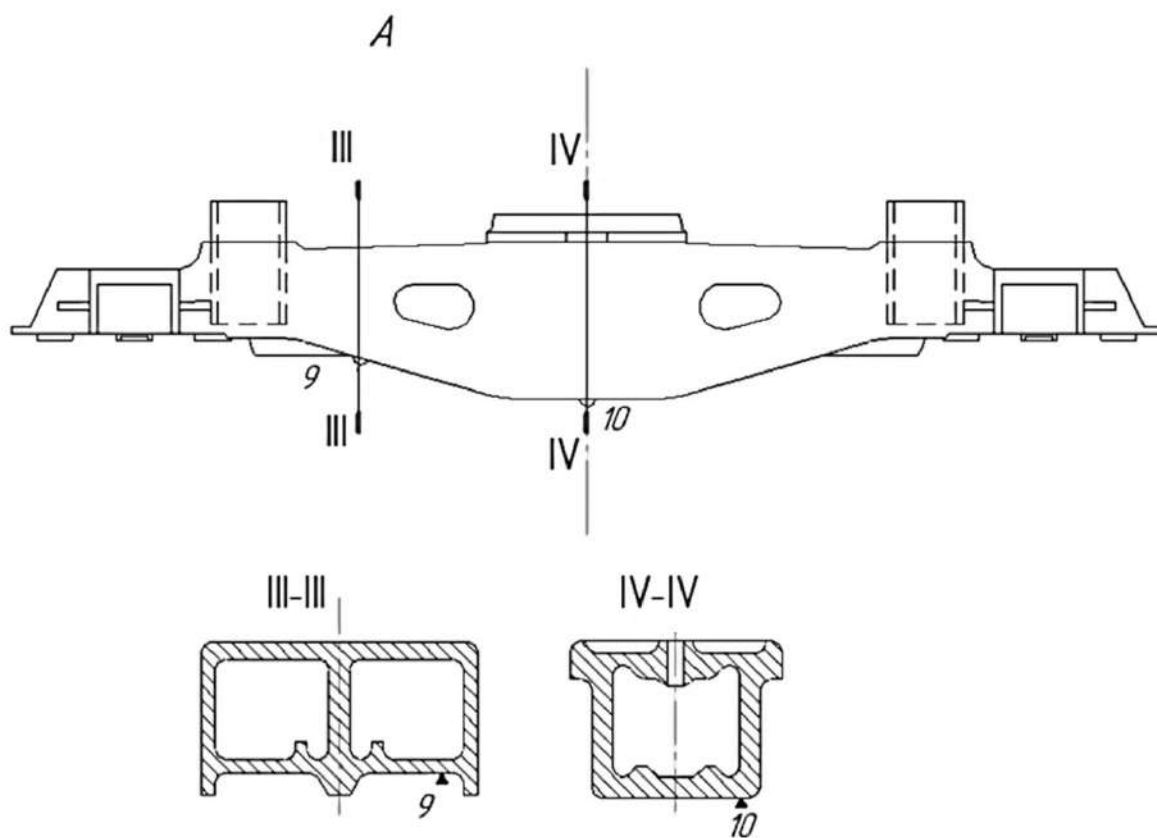
## ПРИЛОЖЕНИЕ В



## ПРИЛОЖЕНИЕ Г



## ПРИЛОЖЕНИЕ Д



*Условные обозначения тензорезисторов на схеме*

