

## COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE STRENGTH OF AUTOMOBILE WHEELS UNDER IMPACT LOADS

*A.P. Karpov, A.G. Seisenqozha\**

International University of Transport and Humanities, Almaty, Kazakhstan.

E-mail: [seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz](mailto:seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz)

**Alexander Karpov** — PhD, Assistant to Associate Professor, International University of Transport and Humanities, Almaty, Kazakhstan

E-mail: [karpov.aleksandr@mtgu.edu.kz](mailto:karpov.aleksandr@mtgu.edu.kz), <https://orcid.org/0009-0000-8795-0233>;

**Aslan Seisenqozha** — master student, International University of Transport and Humanities, Almaty, Kazakhstan

E-mail: [seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz](mailto:seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz), <https://orcid.org/0009-0000-5864-5707>.

© A.P. Karpov, A.G. Seisenqozha

**Abstract.** Modern automotive engineering is characterized by increasingly stringent requirements for safety, reliability, and durability of vehicle chassis components. One of the most critical structural elements of a vehicle is the wheel, which is subjected during operation not only to static loads but also to significant dynamic and impact loads caused by collisions with obstacles. The widespread use of cast aluminum wheels has intensified the need for reliable methods to assess their strength under certification impact test conditions. Despite the existence of regulatory standards, numerical modeling of the stress–strain state of wheels under impact loading remains insufficiently developed. The aim of this study is to develop and verify a computational–experimental methodology for evaluating the stress–strain state of cast aluminum automotive wheels subjected to impact loads simulating certification test conditions. To achieve this goal, an analysis of relevant standards was conducted, a finite element model of a virtual impact test bench was developed, nonlinear dynamic simulations of impact loading were performed, and the numerical results were compared with experimental strain gauge measurements. An additional objective was to assess the applicability of the dynamic coefficient commonly used in engineering practice. As a result of the study, spatial and temporal distributions of stresses and strains in the wheel structure under an oblique impact at an angle of 30° were obtained. It was found that the regions of maximum deformation predicted by the numerical model coincide with the zones of residual plastic deformation observed during post-test inspections. Comparison between numerical and experimental results demonstrated that the discrepancy in strain values at control points does not exceed 10–11 %, which is within acceptable engineering accuracy limits. Good agreement was also achieved for the main parameters of the oscillatory process, including the period, frequency, and logarithmic decrement of damping. In conclusion, the proposed computational–experimental methodology provides a reliable assessment of automotive wheel strength under impact loading and can be effectively applied during the design stage and preparation for certification tests. The use of a dynamic coefficient is acceptable for preliminary evaluations; however, direct numerical simulation of the impact process is recommended for final strength assessment.

**Keywords:** automotive wheel; impact loading; stress–strain state; finite element method; LS-DYNA; dynamic coefficient



**For citation:** A.P. Karpov, A.G. Seisenqozha. Computational and Experimental Study of the Strength of Automobile Wheels under Impact Loads//Industrial Transport of Kazakhstan. 2024. Vol. 21. No. 84. Pp. 89–107. (In Russ.). <https://doi.org/10.58420/ptk/2024.84.04.007>.

**Conflict of interest:** The authors declare that there is no conflict of interest.

## АВТОМОБИЛЬ ДӨНГЕЛЕКТЕРІНІҢ СОҚҚЫ ЖҮКТЕМЕЛЕРІНІҢ ӘСЕРІ КЕЗІНДЕГІ БЕРІКТІГІН ЕСЕПТІК-ЭКСПЕРИМЕНТТІК ЗЕРТТЕУ

*А.П. Карпов, А.Ф. Сейсенқожа\**

Халықаралық көліктік-гуманитарлық университеті, Алматы, Қазақстан.

E-mail: [seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz](mailto:seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz)

**Александр Карпов** — PhD, қауымдастырылған профессордың ассистенті, Халықаралық көліктік-гуманитарлық университеті, Алматы, Қазақстан

E-mail: [karpov.aleksandr@mtgu.edu.kz](mailto:karpov.aleksandr@mtgu.edu.kz), <https://orcid.org/0009-0000-8795-0233>;

**Аслан Сейсенқожа** — магистрант, Халықаралық көліктік-гуманитарлық университеті, Алматы, Қазақстан

E-mail: [seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz](mailto:seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz), <https://orcid.org/0009-0000-5864-5707>.

© А.П. Карпов, А.Ф. Сейсенқожа

**Аннотация.** Қазіргі заманғы автомобиль жасауда көлік құралдарының қауіпсіздігі мен сенімділігіне қойылатын талаптар жыл сайын артып келеді. Автомобиль конструкциясындағы ең жауапты элементтердің бірі – дөңгелек, ол пайдалану барысында статикалық қана емес, сонымен қатар кедергілерге соғылған кезде пайда болатын елеулі соққылы және динамикалық жүктемелерді қабылдайды. Алюминий қорытпасынан құйылған дөңгелектердің кеңінен қолданылуына байланысты олардың беріктігін сертификаттау сынақтары жағдайында дәл бағалау әдістерін әзірлеу өзекті болып табылады. Қолданыстағы нормативтік талаптардың болуына қарамастан, соққылы жүктемелер кезіндегі кернеулі-деформацияланған күйді есептік модельдеу жеткілікті деңгейде дамымаған. Осы зерттеудің мақсаты – сертификаттау сынақтарын модельдейтін соққылы жүктемелер әсеріндегі құйма алюминий автомобиль дөңгелектерінің кернеулі-деформацияланған күйін анықтаудың есептік-эксперименттік әдістемесін әзірлеу және верификациялау. Қойылған мақсатқа жету үшін нормативтік құжаттарға талдау жүргізілді, виртуалды сынақ стендінің соңғы элементтер әдісіне негізделген моделі жасалды, соққылы жүктеме жағдайында сызықтық емес динамикалық есептеулер орындалды және есептік нәтижелер натуралды тензометриялық эксперимент деректерімен салыстырылды. Сонымен қатар инженерлік тәжірибеде қолданылатын динамикалық коэффициенттің қолданылу мүмкіндігі бағаланды. Зерттеу нәтижесінде дөңгелек құрылымындағы деформациялар мен кернеулердің кеңістіктік-уақыттық таралуы алынды. Есептік модельде анықталған максимал деформация аймақтары эксперименттен кейін тіркелген қалдық пластикалық деформация аймақтарымен толық сәйкес келетіні анықталды. Есептік және эксперименттік деректердің салыстырылуы деформация мәндерінің айырмашылығы 10–11 % шегінде екенін көрсетті, бұл инженерлік тұрғыдан рұқсат етілетін дәлдікке сәйкес келеді. Тербелмелі процестің негізгі параметрлері бойынша да жақсы сәйкестік байқалды. Қорытындылай келе, ұсынылған есептік-эксперименттік әдістеме автомобиль дөңгелектерінің соққылы жүктемелерге беріктігін сенімді бағалауға мүмкіндік береді және жобалау мен сертификаттау сынақтарына дайындық кезінде қолдануға жарамды. Динамикалық коэффициентті алдын ала бағалау үшін қолдануға болады, алайда беріктікті түпкілікті анықтау үшін соққы процесін тікелей сандық модельдеу ұсынылады.

**Түйін сөздер:** автомобиль дөңгелегі; соққылы жүктеме; кернеулі-деформацияланған күй; соңғы элементтер әдісі; LS-DYNA; динамикалық коэффициент

**Дәйексөздер үшін:** А.П. Карпов, А.Ф. Сейсенқожа. Автомобиль дөңгелектерінің соққы жүктемелерінің әсері кезіндегі беріктігін есептік-эксперименттік зерттеу//Қазақстан өндіріс көлігі. 2024. Том. 21. № 84. 89–107 бет. (Орыс. тіл.). <https://doi.org/10.58420/ptk/2024.84.04.007>.

**Мүдделер қақтығысы:** Авторлар осы мақалада мүдделер қақтығысы жоқ деп мәлімдейді.

## РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ КОЛЕС АВТОМОБИЛЕЙ ПОД ДЕЙСТВИЕМ УДАРНЫХ НАГРУЗОК

*А.П. Карпов, А.Ф. Сейсенқожа\**

Международный транспортно-гуманитарный университет, Алматы, Казахстан.

E-mail: [seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz](mailto:seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz)

**Александр Карпов** — PhD, ассистент ассоциированного профессора, Международный транспортно-гуманитарный университет, Алматы, Казахстан

E-mail: [karpov.aleksandr@mtgu.edu.kz](mailto:karpov.aleksandr@mtgu.edu.kz), <https://orcid.org/0009-0000-8795-0233>;

**Аслан Сейсенқожа** — магистрант, Международный транспортно-гуманитарный университет, Алматы, Казахстан

E-mail: [seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz](mailto:seisenqozha.aslan@mtgu.edu.kz), <https://orcid.org/0009-0000-5864-5707>.

© А.П. Карпов, А.Ф. Сейсенқожа

**Аннотация.** Современное автомобилестроение характеризуется повышенными требованиями к безопасности и надежности элементов ходовой части транспортных средств. Одним из наиболее ответственных элементов конструкции автомобиля является колесо, которое в процессе эксплуатации подвергается воздействию значительных динамических и ударных нагрузок, особенно при наезде на препятствия. В связи с широким применением литых алюминиевых колес возрастает необходимость разработки достоверных методов оценки их прочности в условиях сертификационных испытаний. Несмотря на наличие нормативных требований, расчетное моделирование напряженно-деформированного состояния колес при ударных нагрузках до настоящего времени остается недостаточно разработанным. Целью настоящего исследования является разработка и верификация расчетно-экспериментальной методики оценки напряженно-деформированного состояния литых алюминиевых автомобильных колес при ударных нагрузках, моделирующих условия сертификационных испытаний. Для достижения поставленной цели в работе выполнен анализ нормативной базы, разработана конечно-элементная модель виртуального испытательного стенда, проведено нелинейное динамическое моделирование ударного нагружения и выполнено сопоставление расчетных данных с результатами натурных тензометрических экспериментов. Дополнительной задачей являлась оценка применимости коэффициента динамичности для инженерной оценки сопротивления колес удару. В результате проведенного исследования получены пространственно-временные распределения деформаций и напряжений в конструкции колеса при косом ударе под углом 30°. Установлено, что зоны максимальных деформаций, выявленные в расчетной модели, совпадают с областями остаточных пластических деформаций, зафиксированных экспериментально. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показало, что расхождение значений деформаций в контрольных точках не превышает 10–11 %, что соответствует инженерно допустимому уровню погрешности. Также получено



удовлетворительное согласование параметров колебательного процесса, включая период, частоту и логарифмический декремент затухания. В заключение сделан вывод о том, что предложенная расчетно-экспериментальная методика обеспечивает достоверную оценку прочности автомобильных колес при ударных нагрузках и может быть использована при проектировании и подготовке к сертификационным испытаниям. Использование коэффициента динамичности допустимо для предварительного анализа, однако для окончательной оценки прочности предпочтительно применять прямое численное моделирование ударного процесса.

**Ключевые слова:** автомобильное колесо; ударная нагрузка; напряженно-деформированное состояние; метод конечных элементов; LS-DYNA; коэффициент динамичности

**Для цитирования:** А.П. Карпов, А.Ф. Сейсенқожа. Расчетно-экспериментальное исследование прочности колес автомобилей под действием ударных нагрузок//Промышленный транспорт Казахстана. 2024. Т. 21. No. 84. Стр. 89–107. (На рус.). <https://doi.org/10.58420/ptk/2024.84.04.007>.

**Конфликт интересов:** авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

### Введение

Современное автомобилестроение характеризуется постоянным ужесточением требований к безопасности, надежности и эксплуатационной долговечности элементов ходовой части транспортных средств. Одним из наиболее ответственных и нагруженных элементов конструкции автомобиля является колесо, которое в процессе эксплуатации воспринимает как статические, так и значительные динамические нагрузки, в том числе ударного характера при наезде на препятствия. Особенно это актуально для литых алюминиевых колес, широко применяемых в автомобилях категории М1, благодаря их сниженной массе и высоким эксплуатационным характеристикам (ГОСТ Р 52390–2005, 2007: 1–30).

Обоснование выбора темы исследования связано с наличием проблемной ситуации в области оценки прочности колес автомобилей при ударных нагрузках. Несмотря на наличие нормативных требований и регламентированных методик сертификационных испытаний, расчетное моделирование напряженно-деформированного состояния (НДС) колес в условиях ударного нагружения до настоящего времени остается недостаточно разработанным. В ряде работ предлагается использовать экспериментально определяемый коэффициент динамичности для оценки сопротивления колес удару (Миронова, 2012: 5–130; Демьянушко и др., 2012: 42–49), однако универсальность такого подхода вызывает сомнения при изменении геометрии колеса, свойств материала или параметров испытательного стенда.

Актуальность темы исследования обусловлена, с одной стороны, возрастающим интересом к численным методам анализа прочности конструкций в условиях динамического и ударного нагружения, а с другой — отсутствием комплексных расчетно-экспериментальных методик, позволяющих адекватно учитывать реальные условия сертификационных испытаний колес. Практическая значимость исследования заключается в возможности повышения точности оценки несущей способности колес на этапе проектирования и снижении затрат на экспериментальную доводку конструкции. Теоретическая значимость определяется развитием методов нелинейного динамического конечно-элементного анализа применительно к задачам удара с учетом волновых процессов и скоростной чувствительности материалов (Hallquist, 1998: 200–485; Hallquist, 2007: 1226–3006).

Объектом исследования являются литые алюминиевые автомобильные колеса, подвергающиеся ударным нагрузкам в условиях сертификационных испытаний. Предметом исследования является напряженно-деформированное состояние автомобильного

колеса при косом ударе под углом  $30^\circ$  с учетом динамического характера нагружения и взаимодействия с элементами испытательного стенда.

Целью исследования является разработка и верификация расчетно-экспериментальной методики определения НДС автомобильных колес при ударных нагрузках, обеспечивающей обоснованную оценку их прочности и сопротивления разрушению. Достижение поставленной цели предполагает доказательство тезиса о возможности адекватного численного моделирования ударных испытаний колес без использования обобщенного коэффициента динамичности либо с его обоснованной проверкой.

Для достижения цели в работе поставлены следующие задачи:

- проанализировать существующие нормативные требования и экспериментальные методики испытаний колес на удар;
- разработать конечно-элементную модель виртуального испытательного стенда с учетом его конструктивных и жесткостных характеристик;
- выполнить нелинейный динамический расчет НДС колеса при ударе с использованием современных моделей упрочнения материалов;
- сопоставить результаты расчетов с экспериментальными данными тензометрических измерений;
- оценить применимость коэффициента динамичности для инженерной оценки сопротивления колес ударным нагрузкам.

Методологическую основу исследования составляют методы механики сплошных сред, теории удара и колебаний, численные методы нелинейной динамики, а также метод конечных элементов, реализованный в программном комплексе LS-DYNA. В качестве моделей упрочнения материала используется зависимость Купера–Саймондса, адекватная диапазону скоростей деформаций, характерных для рассматриваемых условий удара.

В качестве рабочей гипотезы исследования выдвигается предположение о том, что детальное численное моделирование условий сертификационных ударных испытаний, включая элементы испытательного стенда и реальные диаграммы деформирования материалов, позволяет получить результаты НДС колеса, сопоставимые с экспериментальными данными с погрешностью, не превышающей инженерно допустимых значений.

Научная новизна исследования заключается в разработке комплексной расчетно-экспериментальной методики анализа НДС автомобильных колес при ударных нагрузках, а практическая значимость — в возможности использования полученных результатов при проектировании и сертификации колес автомобильной техники.

#### **Материалы и методы**

В рамках настоящей работы рассматриваются следующие исследовательские вопросы:

- Насколько адекватно численное моделирование в нелинейной динамической постановке позволяет воспроизвести напряженно-деформированное состояние литого алюминиевого автомобильного колеса при сертификационных ударных испытаниях?
- Каково влияние конструктивных и жесткостных характеристик испытательного стенда на результаты расчетного и экспериментального анализа?
- Возможна ли корректная оценка прочности колес при ударных нагрузках без применения эмпирического коэффициента динамичности либо с его обоснованной верификацией?
- Какова степень сходимости расчетных и экспериментальных данных по величинам деформаций и параметрам колебательного процесса?

В качестве рабочей гипотезы выдвигается предположение о том, что детализированное численное моделирование сертификационных ударных испытаний автомобильных колес, выполненное с учетом реальных конструктивных параметров испытательного стенда, контактных взаимодействий, волновых процессов и скоростной чувствительности материала,

позволяет получить значения напряженно-деформированного состояния, сопоставимые с результатами натуральных экспериментов с погрешностью, не превышающей инженерно допустимые значения.

Дополнительно предполагается, что коэффициент динамичности может использоваться лишь для предварительной инженерной оценки, тогда как окончательное заключение о прочности колеса должно основываться на прямом моделировании ударного процесса.

Объектом исследования является литое алюминиевое автомобильное колесо типоразмера 7Jx16", относящееся к колесам транспортных средств категории М1. Выбор данного объекта обусловлен его типовой конструкцией, широким применением в серийных автомобилях, а также наличием обширной экспериментальной базы результатов тензометрических измерений, полученных в ходе ранее проведенных сертификационных испытаний.

Материал колеса — алюминиевый литейный сплав, механические характеристики которого заданы на основе экспериментальных диаграмм деформирования при статическом и динамическом нагружении. В расчетной модели учитывались следующие параметры материала: модуль упругости, коэффициент Пуассона, плотность, предел текучести, характеристики пластического упрочнения и демпфирующие свойства. Скоростная чувствительность материала описывалась с использованием модели упрочнения Купера–Саймондса, адекватной диапазону скоростей деформаций до  $102 \text{ с}^{-1}$ – $1102 \text{ с}^{-1}$ , характерных для рассматриваемых условий удара.

Экспериментальный материал исследования включает результаты статического и динамического тензометрирования, выполненного на сертификационном ударном стенде при косом ударе под углом  $30^\circ$ , а также данные визуального контроля остаточных деформаций колеса после испытаний.

Исследование проводилось поэтапно и включало следующие основные этапы:

Аналитический этап, включающий анализ нормативных документов, регламентирующих испытания колес на удар (ГОСТ Р 52390–2005), а также обзор отечественных и зарубежных научных публикаций, посвященных расчету и экспериментальному исследованию прочности колес при динамических нагрузках.

Экспериментальный этап, в рамках которого были использованы результаты сертификационных ударных испытаний колес на специализированном стенде с применением тензометрических методов измерения деформаций.

Расчетный этап, включающий разработку конечно-элементной модели колеса и виртуального испытательного стенда, задание контактных и граничных условий, моделирование ударного нагружения в нелинейной динамической постановке.

Этап верификации, заключающийся в сопоставлении расчетных и экспериментальных данных по максимальным деформациям, их пространственному распределению и параметрам колебательного процесса.

Обобщающий этап, направленный на анализ применимости коэффициента динамичности и формулирование выводов о достоверности и практической ценности предложенной методики.

В работе использован комплекс взаимодополняющих теоретических, численных и экспериментальных методов исследования:

- методы механики сплошных сред, теории удара и теории колебаний;
- метод конечных элементов для моделирования напряженно-деформированного состояния конструкции;
- методы нелинейной динамики с явным интегрированием уравнений движения;
- контактные алгоритмы с учетом трения и перехода от статического к динамическому режиму;

- модели пластического упрочнения материалов с учетом скорости деформации (модель Купера–Саймондса);
- методы тензометрического анализа для экспериментального определения деформаций;
- методы сравнительного анализа и статистической обработки результатов.

Численное моделирование выполнено с использованием лицензионного программного комплекса LS-DYNA, реализующего лагранжеву постановку задачи и явный метод интегрирования уравнений динамики. Расчетная модель включала основные элементы испытательного стенда, нагружающую систему, опорную конструкцию и болтовое соединение колеса, что позволило максимально приблизить условия виртуального эксперимента к натурным испытаниям.

Новизна методологического подхода заключается в комплексном моделировании ударных испытаний автомобильных колес с явным учетом конструктивных и жесткостных характеристик испытательного стенда, что в большинстве ранее опубликованных работ не рассматривалось либо учитывалось в упрощенной форме. Впервые в рамках одной расчетно-экспериментальной схемы выполнено сопоставление не только максимальных деформаций, но и параметров волновых процессов, включая период, частоту и логарифмический декремент затухания.

Использование реальных диаграмм деформирования материалов и скоростной чувствительности позволило повысить достоверность расчетных результатов и обосновать границы применимости эмпирического коэффициента динамичности в инженерной практике.

#### **Результаты и обсуждение**

В соответствии с ГОСТ Р 52390-2005 (ГОСТ Р 52390-2005, 2007: 1–30) испытания на определение сопротивления колеса удару в двух вариантах, под углом  $30^\circ$  и  $13^\circ$  соответственно, являются обязательными для всех типов колес из алюминиевых сплавов. В данной работе рассмотрен вариант ударного нагружения колеса при его расположении под углом  $30^\circ$  к направлению удара. Выбранные для анализа испытания моделируют нагрузки, действующие на колесо при наезде автомобиля массой 1 т на неподвижное препятствие под углом  $30^\circ$ . Скорость автомобиля в момент имитируемого наезда составляет 60 км/ч. Данный режим испытаний был выбран на основе многолетнего опыта наблюдений, который показал, что среднее значение угла заноса при наезде на препятствие составляет  $27,6^\circ$ . Методика расчетного анализа НДС колес при ударном воздействии под углом  $13^\circ$  не будет отличаться от анализируемой, за исключением моделирования некоторых деталей виртуального испытательного стенда.

В структуре комплексного анализа прочности колеса расчет НДС под действием ударных нагрузок рекомендуется выполнять на завершающей стадии, когда по результатам предварительных статических расчетов и расчета на усталостную прочность уже выполнена основная доводка конструкции.

До настоящего времени динамический расчет колеса при ударе в условиях стенда не проводился. В недавнем исследовании, результаты которого приводятся в работах (Демьянушко, 2012: 42–49; Миронова, 2012: 5–130), для оценки прочности колеса при ударе было предложено использовать коэффициент динамичности, полученный по экспериментальному тензометрическому анализу и результатам выполненного совместно с автором настоящей работы статического расчета. Адекватность экспериментального единого коэффициента динамичности  $K_d$ , хотя его использование и является передовым решением на сегодняшнем этапе, всегда может вызывать сомнения при изменении геометрии или свойств материала колеса. Расчетный анализ рекомендуется проводить путем моделирования условий ударного нагружения колеса без шины на стандартном стенде для сертификационных испытаний на удар. Влияние шины на деформированное состояние колеса при ударе вообще говоря различно для колес различного типа, зависит от стенда, угла установки колеса и характеристик шины. Отмечено рядом исследователей, что при испытаниях колес с

установкой под  $30^\circ$  влияние шины не значительно. Так как экспериментальные исследования НДС проводились при ударе без шины, то и расчетный анализ в настоящем исследовании проведен без учета шины.

Разработанная в данном исследовании методика расчета НДС колеса при ударном нагружении позволяет получать данные по НДС колеса любой конструкции при ударе и производить заключительную корректировку конструкции на расчетных моделях. Это позволяет также проверить обоснованность применения  $K_d$  для приближенной инженерной оценки.

В качестве объекта анализа рассмотрено ударное нагружение литого алюминиевого колеса 7Jx16", расчетный анализ усталостной прочности которого приведен в Главе 3. Это колесо, как уже указывалось выше, принадлежит к типовым конструкциям и, кроме того, выбрано в связи с наибольшим количеством экспериментальных данных, полученных в (Миронова, 2012: 5–130). Аналогичным образом могут быть проведены расчеты любой конструкции.

В соответствии с требованиями сертификационных испытаний (ГОСТ Р 52390–2005, 2007: 1–30), опорная площадка стенда установлена под углом  $30^\circ$  к горизонтальной плоскости. Колесо закрепляется на опорной площадке пятью крепежными болтами с моментом затяжки 110 Н·м. Нагружающая система состоит из двух грузов, связанных между собой пружиной (одной, как в рассмотренном стенде, или несколькими) суммарной жесткостью 0,9...1,3 кН/мм с предварительным сжатием 6 мм. Масса основного груза 3 равна 910 кг, дополнительного 4 – 100 кг. Наличие пружин в системе нагружающих элементов позволяет имитировать работу подвески автомобиля. В использованном во время испытаний стенде нагрузка передается через дополнительно установленный подпятник с размерами ударной плоскости 125×375 мм.

В КЭ-расчетной схеме виртуальных испытаний на удар колесо находится в контакте с опорой стенда, расположенной под углом  $30^\circ$  к горизонтальной плоскости (схема опоры приведена на рисунке 1). Система цилиндров 2, в т.ч. сплошной опорный, непосредственно контактирующий с привалочной плоскостью колеса, выполнены из объемных элементов для надлежащего учета массы системы. Сварная конструкция опорных швеллеров стенда выполнена из оболочечных элементов. Неподвижность системы цилиндров относительно швеллеров обеспечена за счет «клеевого контакта» между деталями.

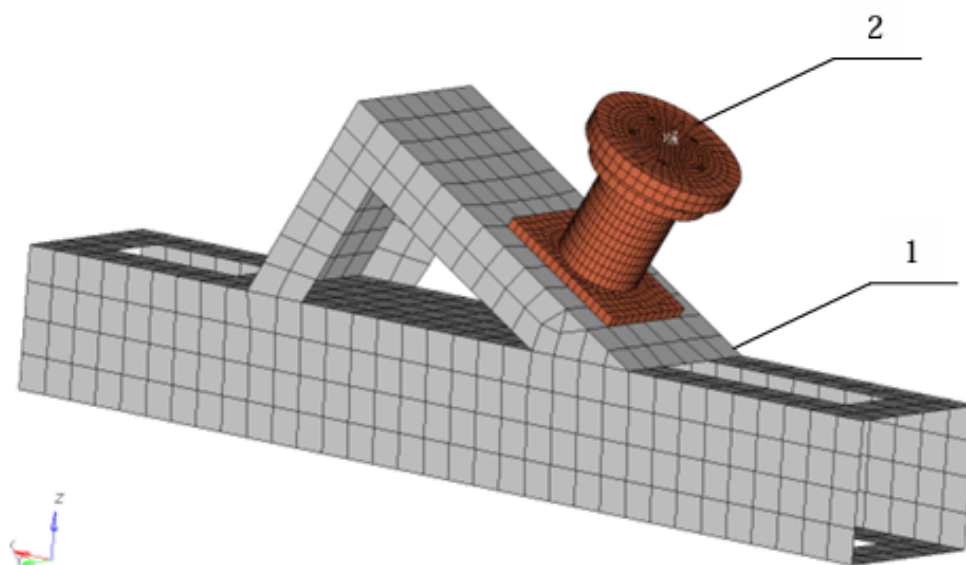


Рис. 1. КЭ-расчетная схема опоры испытательного стенда

Полная КЭ-расчетная схема показана на рисунке 2, а. Согласно схеме испытаний (Рис. 2), ударный груз состоит из трех частей, выполненных с помощью 8-узловых гексагональных элементов: жесткого ударного элемента массой 100 кг (3), основной массы 910 кг (5) и соединительной пружины (4) жесткостью 1,3 кН/мм. Жесткость пружины в расчете используется максимально возможная согласно требованиям ГОСТ (ГОСТ Р 52390–2005, 2007: 1–30) к конструкции испытательного стенда.

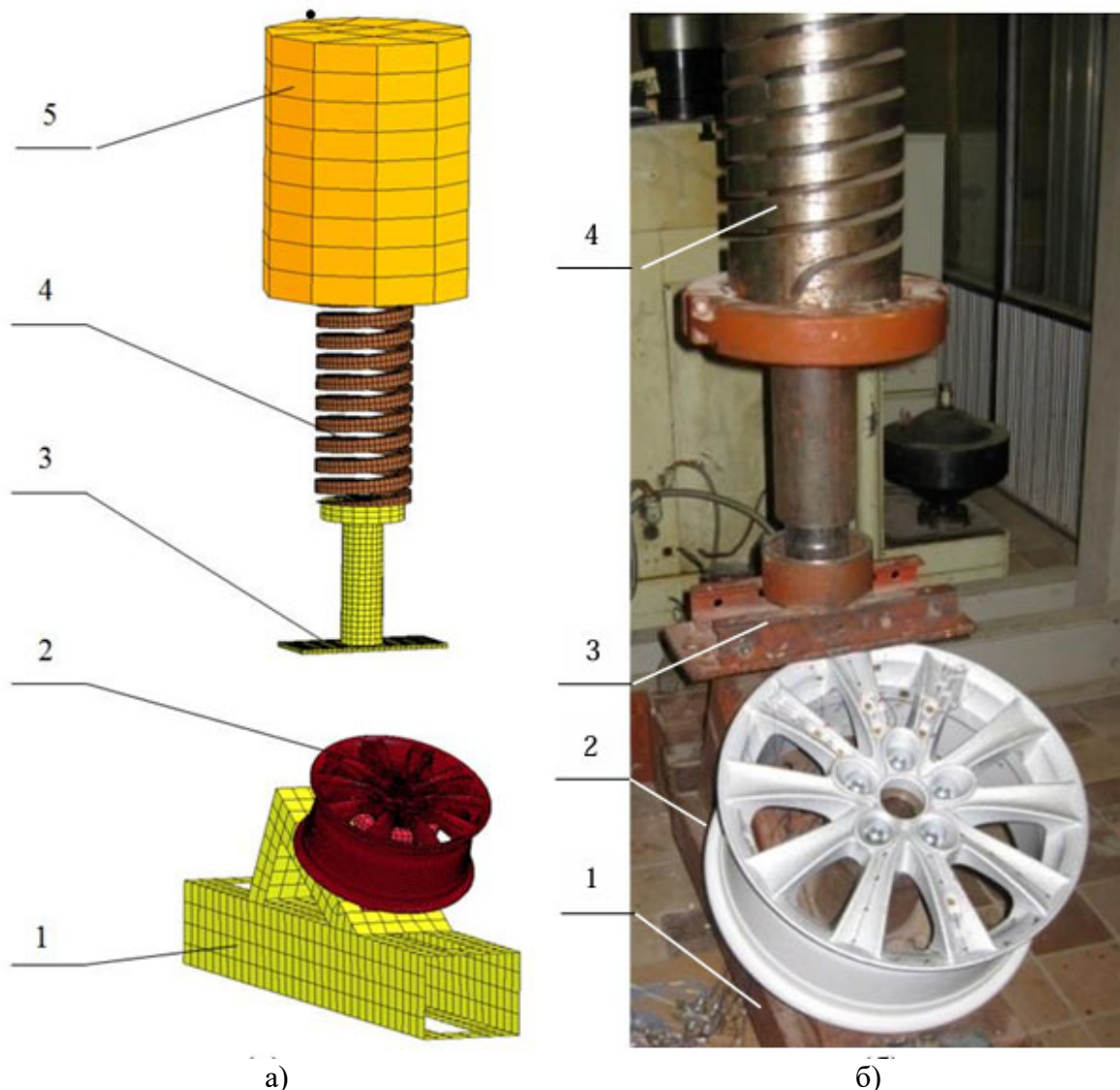


Рис. 2. а) Расчетная схема исследования НДС литого колеса 7Jx16" при ударе и вид испытательного стенда с установленным колесом и тензорезисторами: 1 - опорная площадка; 2 - колесо; 3 - ударный элемент; 4 - соединительная пружина; 5 - основной груз; б) фото стенда с установленным колесом с тензорезисторами.

Связь колеса с площадкой стенда обеспечивается за счет приложения эквивалентной силы, вычисленной согласно формуле 1, к системе жестких балочных элементов с двух сторон:

$$F = \frac{M_3}{\frac{1}{2}(d\mu_p + \frac{t}{\pi}) + \frac{\mu_T(D^3 - D_0^3)}{3\cos\alpha(D^2 - D_0^2)}}, \quad (1)$$

где  $M_3$  – момент затяжки;

$\mu_p$  – коэффициент трения в резьбе;

$\mu_T$  – коэффициент трения между коническими поверхностями колеса и головкой болта;

$d$  – средний диаметр резьбы крепежного болта;

$t$  – шаг резьбы;

$D$  – наружный диаметр конической поверхности;

$D_0$  – внутренний диаметр конической поверхности;

$\alpha$  – угол наклона образующей конической поверхности

Система выполнена в соответствии с методикой моделирования болтового соединения, изложенной в разделе 3.2. Тело болта выполнено в виде балочного элемента диаметром 14 мм.

Между опорной площадкой и привалочной плоскостью колеса, а также между колесом и системой ударных элементов во время контакта учитывается наличие трения. Значение коэффициента трения в режиме статического нагружения принято равным  $\mu_{ст} = 0,2$ . При переходе нагружения в зону возникновения пластических деформаций, значение коэффициента трения от статического  $\mu_{ст}$  до динамического  $\mu_d$  изменяется по следующему закону (Hallquist, 2007: 1226–3006; Hallquist, 1998: 14–98; Mohan, 2010: 7–53):

$$\mu = \mu_d + (\mu_{ст} - \mu_d)e^{-cvv}, \quad (2)$$

где  $\mu_{ст}$  – статический коэффициент трения;

$\mu_d$  – динамический коэффициент трения;

$c$  – постоянная затухания;

$v$  – скорость узла второстепенного контактного тела относительно сегмента основного тела.

Первоначально груз расположен на высоте 207 мм над верхней точкой колеса, что соответствует расчетам согласно приведенной в ГОСТ (ГОСТ Р 52390-2005, 2007: 1–30) формуле:

$$H = K_p \cdot F_v, \quad (3)$$

$K_p$  – переходный коэффициент, равный 0,03 мм/Н для колес автомобилей категорий М1, О1, О2 и 0,04 мм/н для колес ТС других категорий;

$F_v$  – максимальная вертикальная статическая нагрузка на колесо, равная 690 кг для объекта исследования.

Для расчета на удар с имитацией виртуального ударного стенда использовался лицензионный комплекс КЭ анализа нелинейной динамики LS-Dyna. В качестве диаграмм деформирования использованы действительные характеристики материалов как элементов стенда, так и собственно колеса (Пономарев, 1958: 250–430). В расчетной модели учитываются демпфирующие свойства материалов, поскольку потери энергии удара на внутреннее трение в материалах колеса и ударной системы влияют на процесс затухания и логарифмический декремент затухания как величину, его характеризующую.

При ударном нагружении под влиянием скорости деформации изменяются форма и ключевые точки диаграммы деформирования, в т.ч. динамический предел текучести. Зависимость свойств материала описывается несколькими видами моделей упрочнения, такими как модели Джонсона-Кука, Купера-Саймондса, Церилли-Армстронга, Стейнберга Гуиана, и др. Анализ результатов, получаемых при использовании упомянутых моделей упрочнения, посвящено значительное количество работ отечественных и зарубежных авторов, в том числе (Константинов, 2007: 5–142; Dietenberger, 2005: В–III–1–10). Выбор модели может зависеть от свойств материала (особенно, если между рассматриваемыми объектами они существенно различаются), и скорости деформаций. Рассматриваемые условия ударного нагружения колеса подразумевают значения скорости деформаций до  $10^2$

$c^{-1}$ . При подобных значениях различие для большинства рассматриваемых моделей не значительно. Поэтому, для оптимального соотношения точности расчета и доступности данных выбрано условие упрочнения Купера-Саймондса (Cowper, 1952: 1–46):

$$\frac{\sigma_{\text{дин}}}{\sigma_{\text{ст}}} = 1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C}\right)^P, \quad (4)$$

где  $C, P$  - константы, определяемые экспериментальным путем;

- скорость деформации;

- предел текучести при статическом нагружении.

К каждому узлу расчетной схемы приложено поле ускорений свободного падения ( $9,81 \text{ м/с}^2$ ). Описание движения элементов модели выполнено в лагранжевой постановке. Решение системы уравнений динамики и уравнений состояния выполняется комплексом LS-Dyna с использованием метода явного интегрирования. В момент времени  $t = 0$  скорости и ускорения узлов модели  $\dot{x} = 0$  и  $\ddot{x} = 0$  и уравнение движения описывается формулой 5:

$$M \cdot \ddot{x}_t + C \cdot \dot{x}_t + K \cdot x_t = F, \quad (5)$$

где  $M$  – матрица масс;

$C$  – матрица вязкости;

$K$  – матрица жесткости;

$\ddot{x}_t, \dot{x}_t, x_t$  – матрицы ускорений, скоростей и перемещений соответственно в момент времени  $t$ .

Расчет выполнен для первых 2,0 с, где с шагом  $10^{-3}$  реализован цикл вычислительных операций, описанный в (Hiermaier, 2008: 100–380; Hallquist, 1998: 200–485]. На каждом шаге методом центральных разностей определяются кинематические параметры узлов: ускорения, скорости и перемещения. Для определения перемещений на шаге  $n+1$  используются скорости соответствующих узлов на половине шага  $n+1/2$  и осредненное приращение по времени от приращений на шагах  $n$  и  $n+1$ . На основании полученных значений вычисляется скорость деформации (формула 6) (Качанов, 1969: 115–289):

$$\dot{\varepsilon} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \dot{x}_l}{\partial x_j} + \frac{\partial \dot{x}_j}{\partial x_l} \right), \quad (6)$$

где  $\dot{x}_l, \dot{x}_j$  - компоненты вектора скорости;

$x_l, x_j$  - компоненты вектора перемещений.

Компоненты НДС определяются на основе значений скорости деформации в каждом узле с учетом уравнений сохранения массы, энергии, уравнений состояния и других уравнений механики сплошных сред, теории механических колебаний и теории удара.

Экспериментальное исследование НДС колеса под действием ударной нагрузки проводилось в МАДИ на стенде для сертификационных испытаний при ударе под  $30^\circ$ . В процессе исследований проводилось статическое (статическим приложением нагрузки ударника) и динамическое тензометрирование (Миронова, 2012: 5–130). Автор принимал участие в анализе результатов испытаний (Демьянушко, 2012: 42–49). Удар проводился в двух сечениях против спицы и между спицами по ободу колеса, при этом обработка результатов проведена для варианта нагружения «по спице».

Для анализа результатов расчета использованы максимальные значения деформаций, зафиксированные за время воспроизведения удара. На рисунке 3, б представлено распределение интенсивности деформаций в узлах КЭ модели колеса на внешней стороне колеса при ударе по ободу колеса напротив спицы.

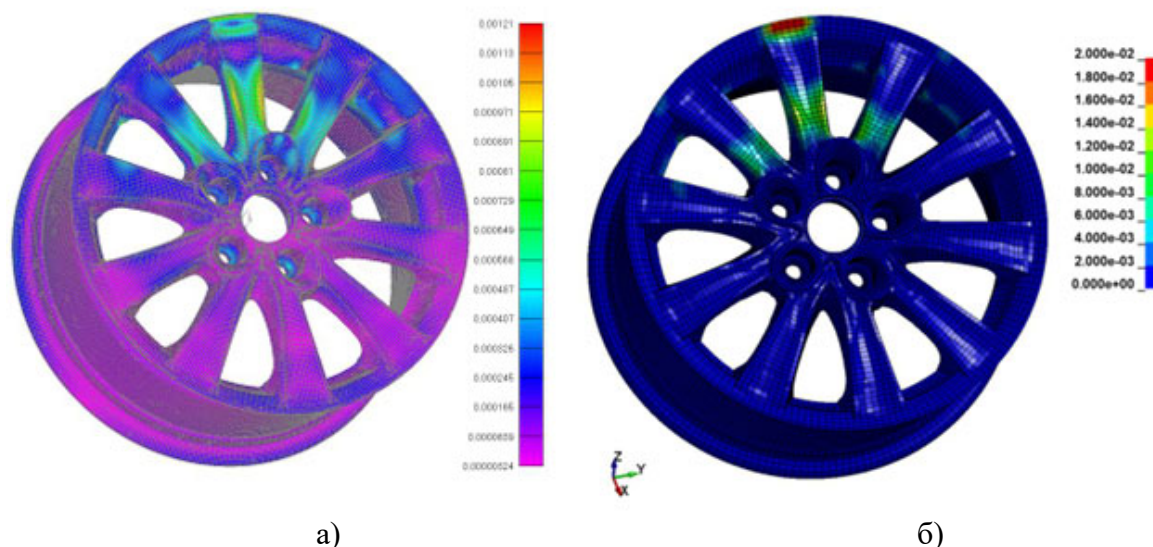


Рис. 3. Р аспределение интенсивности деформаций на внешней стороне колеса при расчете по схеме «Косой удар по спице» под углом  $30^\circ$ : статический (а) и динамический (б) расчеты.

Области возникновения максимальных деформаций идентичны тем, которые были получены во время расчета на статическое нагружение (рисунок 3, а) (Демьянушко, 2012: 42–49), и совпадают с зонами возникновения остаточных деформаций колеса, выявленными во время его осмотра после эксперимента.

Максимальное деформационное воздействие наблюдается в зоне непосредственного контакта бортовой закраины с ударным элементом. Остаточная пластическая деформация была зарегистрирована на колесе во время осмотра после проведения эксперимента. Ширина обода напротив спицы в зоне приложения нагрузки после эксперимента составила 193 мм (рисунок 4, а). Измерение выполнялось между крайними верхними точками обода. По результатам расчета ширина обода по измеряемым точкам составила 194,6 мм (рисунок 4, б и в).



а)

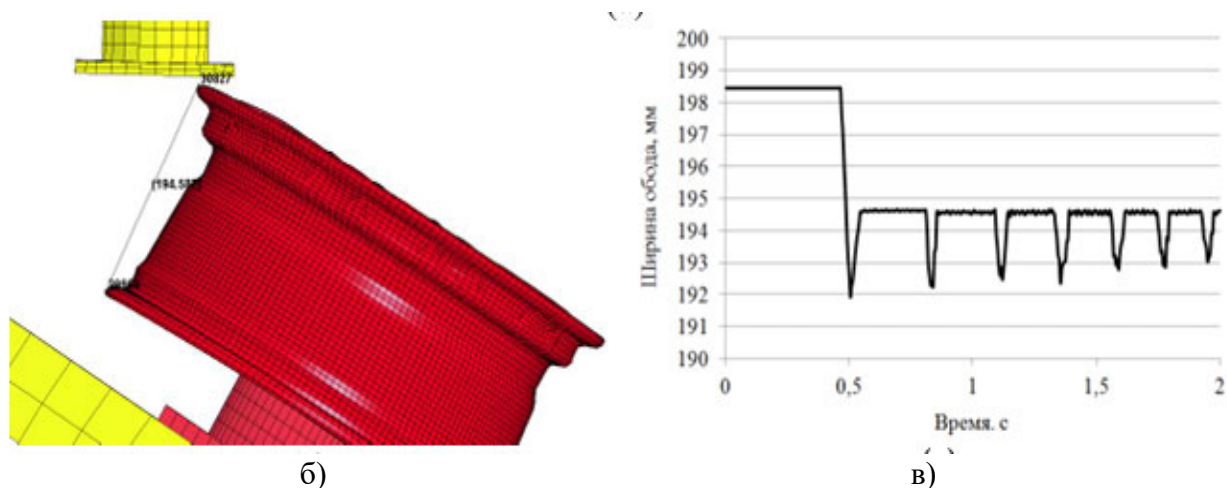


Рис. 4. Деформация обода колеса в зоне удара по итогам эксперимента (а) и в расчетной модели (б). Изменение ширины обода в течение первых 2,0 с

Помимо этого, наиболее нагруженной областью являются 3 спицы, ближайшие к ударному элементу, причем максимальную деформацию получает спица, расположенная напротив ударного груза. Деформации спицы в зоне, наиболее приближенной к ободу, незначительны по сравнению со значениями, зарегистрированными на ее противоположной части, ближайшей к ступице.

На внутренней стороне колеса максимальные деформации также распределены по трем спицам, ближайшим к ударному элементу (распределение приведено на рисунке 5). Деформации сжатия на внутренней стороне спиц в среднем примерно в полтора раза меньше деформаций растяжения на внешней стороне. Сравнение результатов расчета с данными эксперимента (таблица 1) показывают, что максимальное отклонение результатов расчета от данных эксперимента в среднем не превышают 11 % для большинства точек измерения.

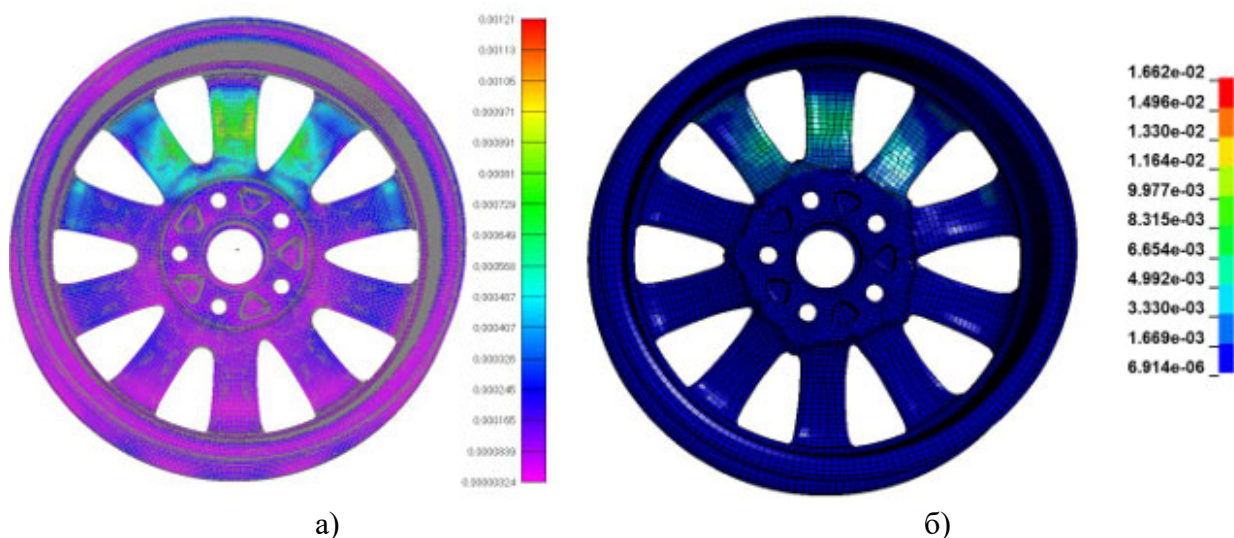


Рис. 5. Распределение деформаций на внутренней стороне колеса при расчете по схеме «Косой удар по спице» под углом 30°

Таблица 1 – Сопоставление результатов эксперимента с расчетными значениями при ударе напротив спицы

Тензо-резистор №	Экспериментальное значение деформации при ударе, $\epsilon_{\text{экс}}$ , %	Расчетное значение деформации при ударе $\epsilon_{\text{расч}}$ , %	Погрешность, %
1	0,3786	0,4478	18
3	0,3785	0,4274	13
4	0,3784	0,4203	11
5	0,3978	0,4232	6
6	0,3500	0,3875	11
13	0,1973	0,2167	10
14	0,1847	0,2003	8
16	0,3544	0,3848	9

Если рассматривать полученные результаты в сравнении с результатами расчета в условиях нагружения в статической постановке (Демьянушко, 2012: 42–49; 38]), то отношение деформации при ударе к деформации при статическом нагружении  $\epsilon_{\text{дин}} / \epsilon_{\text{ст}}$  находится в пределах от 9,26 до 11,69, причем среднее значение составляет  $\epsilon_{\text{дин}} / \epsilon_{\text{ст}} = 10,94$  при стандартном отклонении 0,82. Результаты сравнения приводятся в таблице 2.

Таким образом, результаты выполненного расчетного анализа подтверждают выводы, сформулированные в работе (Миронова, 2012: 5–130) о возможности использования среднего значения коэффициента динамичности для предварительной оценки сопротивления колеса удару для сравнительного вариантного анализа колес на этапе проектирования, что отражено в процессе (Репин, 2013: 215–300) анализа прочности колес, приведенном в Приложении 1 к данной работе.

Таблица 2 – Сопоставление результатов расчета в условиях статического и ударного нагружений

Тензо-резистор №	Расчетное значение деформации при статическом нагружении, $\epsilon_{\text{ст}}$ , %	Расчетное значение деформации при ударе $\epsilon_{\text{дин}}$ , %	$\epsilon_{\text{дин}} / \epsilon_{\text{ст}}$
1	0,0383	0,4478	18
3	0,0366	0,4274	13
4	0,0382	0,4203	11
5	0,0457	0,4232	6
6	0,0369	0,3875	11
13	0,0186	0,2167	10
14	0,0181	0,2003	8
16	0,0360	0,3848	9
Усредненное значение $\epsilon_{\text{дин}} / \epsilon_{\text{ст}}$			10,94

Проведен анализ волновых процессов, возникающих при ударе, для чего построен график зависимости деформаций в местах установки тензорезисторов от времени. Расчет выполнен для первых 2,0 с взаимодействия, что соответствует регистрации 7 пиков изменения НДС.

Полученные экспериментально (Миронова, 2012: 5–130) и нашим расчетом графики волновых процессов изменения деформаций в процессе удара представлены на рисунке 6, где сопоставлены значения деформации по трем датчикам (№ 5, 13 и 16), расположенным со стороны оси удара, по времени. Датчик № 5 размещен на спице, напротив которой приходится основное ударное воздействие, датчики № 13 и 16 - на ободе. Сравнение выполнено для всех определенных в работе (Миронова, 2012: 5–130) величин и сведено в таблицу 3.

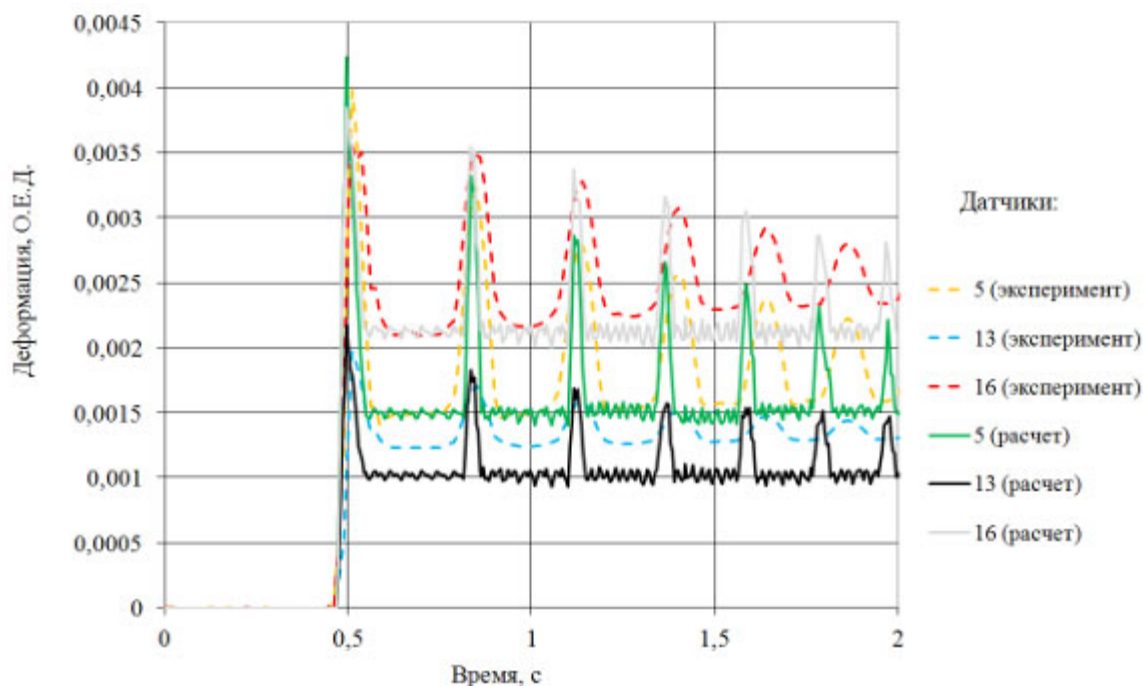


Рис. 6. Зависимость деформаций от времени при колеса по схеме «Косой удар по спице» под углом 30°

Таблица 3 – Сопоставление основных параметров колебательного процесса

Параметр	Расчетная величина	Экспериментальная величина	Погрешность, %
Период колебаний $T$ , с	0,246	0,260	5,4
Частота колебаний $\nu$ , рад <sup>-1</sup>	25,559	24,127	5,9
Логарифмический декремент затухания	$\approx 0,27$	$\approx 0,31$	$\approx 13\%$

Уже созданную расчетную схему достаточно легко трансформировать для определения НДС колеса при ударе между спицами. Для получения результата (значения деформации приведены в таблице 4) выполняется поворот колеса вокруг своей оси на 18°. Среднее значение коэффициента динамичности при подобном нагружении составило  $\epsilon_{\text{дин}} / \epsilon_{\text{ст}} = 10,76$  при стандартном отклонении 0,96.

Таблица 4 – Сопоставление результатов статического и динамического расчетов при нагружении между спицами

Тензо-резистор №	Расчет статический, $\epsilon_{\text{ст}}$ , %	Расчет при ударе $\epsilon_{\text{дин}}$ , %	$\epsilon_{\text{дин}} / \epsilon_{\text{ст}}$
1	0,0549	0,6071	11,06
3	0,0165	0,1827	11,07
4	0,0449	0,4386	9,77
5	0,0449	0,4078	9,08
6	0,0182	0,2231	12,26
13	0,0104	0,1167	11,22
14	0,0314	0,3376	10,75
16	0,0296	0,3217	10,87
Усредненное значение $\epsilon_{\text{дин}} / \epsilon_{\text{ст}}$			10,94

Проведенный анализ и сопоставление полученных результатов расчета с экспериментальными данными показали, что предложенная методика позволяет выполнить оценку несущей способности колеса при ударе.

Расчеты показали, что наиболее точные результаты расчета можно получить путем моделирования в расчетной схеме всех наиболее важных элементов испытательного стенда.

Испытательные стенды могут отличаться конструктивными и жесткостными параметрами, которые могут оказывать влияние на результат виртуальных и натурных испытаний. Для получения адекватных результатов стендовых испытаний колес на различных испытательных ударных стендах целесообразно дополнить ГОСТ 52390–2005 двумя дополнительными критериями.

К первому критерию относится расстояние между основным и дополнительным грузами. Согласно ГОСТ (ГОСТ Р 52390-2005, 2007: 1–30) регламентируется только суммарная жесткость пружин в кН/мм и предварительное сжатие в мм. Таким образом, поскольку расстояние между грузами не регламентировано, то сила сжатия может варьировать от стенда к стенду, что может вносить погрешность при сравнении результатов испытаний одного и того же изделия на двух стендах разной конструкции.

Второй параметр включает в себя контроль устойчивости опоры колеса и равномерность уровня пола под испытательным стендом. Наличие или отсутствие опоры колеса также способно оказать существенное влияние на ход испытаний и, как следствие, разницу полученных результатов в сопоставлении с расчетными данными. Испытательный стенд в сборе с колесом можно в строго упрощенной форме рассматривать как колебательную систему из двух тел, где опора колеса в сборе с элементами основания стенда в т.ч. выполняют функцию демпфера колебаний во время ударного взаимодействия.

Наличие ровной опоры обеспечивает в расчетной схеме возможность ограничить все степени свободы на поверхности контакта опоры стенда с напольным покрытием здания. Таким образом, в полном объеме обеспечивается условие заделки в фактических условиях испытаний. В случае наличия неровностей, особенно по границе опоры стенда, ее основание в момент удара также совершает вертикальные перемещения относительно горизонтальной плоскости. Таким образом, возникают перемещения самого колеса, изменяется форма колебаний опоры стенда, и показания тензодатчиков с большой вероятностью будут отличаться от результатов испытаний с корректной постановкой стенда.

### **Заключение**

Выполненное расчетно-экспериментальное исследование было направлено на решение актуальной научно-технической задачи — разработку и верификацию методики оценки прочности литых алюминиевых автомобильных колес при ударных нагрузках, моделирующих условия сертификационных испытаний. Поставленная цель исследования была реализована путем комплексного применения численных методов нелинейной динамики и сопоставления результатов расчетов с данными натурального эксперимента.

Для достижения цели исследования была сформирована последовательная методологическая схема, включающая анализ нормативных требований, построение конечно-элементной модели виртуального испытательного стенда, моделирование ударного взаимодействия колеса с нагружающей системой и экспериментальную проверку полученных результатов. Применение метода конечных элементов в лагранжевой постановке с использованием явного интегрирования позволило адекватно описать процесс ударного нагружения с учетом контактных взаимодействий, волновых процессов и скоростной чувствительности материалов.

В рамках исследования были реализованы все заявленные методы и этапы. Разработанная расчетная модель включала основные элементы сертификационного испытательного стенда, что обеспечило корректное воспроизведение условий эксперимента. В качестве материала исследования было выбрано литое алюминиевое колесо типоразмера 7Jx16", обладающее репрезентативной геометрией и достаточным объемом экспериментальных данных, полученных ранее в условиях натурных испытаний. Количественные характеристики материала, геометрии и нагружающей системы заданы в

соответствии с нормативными и экспериментальными данными, что повышает достоверность полученных результатов.

В результате проведенного расчетного анализа получены пространственно-временные распределения деформаций и напряжений в конструкции колеса при косом ударе под углом  $30^\circ$ . Установлено, что зоны максимальных деформаций локализуются в области контакта бортовой закраины с ударным элементом, а также в спицах, расположенных вблизи оси удара. Эти зоны полностью совпадают с областями остаточных пластических деформаций, выявленных при экспериментальном осмотре колеса после испытаний, что подтверждает корректность расчетной модели.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных тензометрических измерений показало, что расхождение между расчетными и экспериментальными значениями деформаций в большинстве контрольных точек не превышает 10–11 %, что соответствует инженерно допустимому уровню погрешности для задач нелинейной динамики и удара. Анализ колебательных процессов позволил установить хорошее согласование расчетных и экспериментальных значений периода, частоты и логарифмического декремента затухания, что свидетельствует об адекватном учете демпфирующих свойств системы «колесо – испытательный стенд».

В ходе исследования подтверждена выдвинутая гипотеза о том, что детализированное численное моделирование ударных испытаний колес с учетом конструктивных особенностей испытательного стенда и реальных диаграмм деформирования материалов позволяет получить результаты, сопоставимые с экспериментальными без привлечения эмпирических поправочных коэффициентов. При этом установлено, что коэффициент динамичности, используемый в инженерной практике, может применяться для предварительной оценки сопротивления колес удару на ранних стадиях проектирования, однако его использование должно быть обосновано результатами расчетного анализа.

Полученные результаты позволили уточнить влияние параметров испытательного стенда на процесс ударного нагружения. Показано, что такие факторы, как расстояние между грузами нагружающей системы, жесткость пружин и устойчивость опоры стенда, оказывают существенное влияние на характер колебаний и уровень деформаций колеса. В связи с этим обоснована целесообразность дополнения действующих нормативных документов дополнительными требованиями к конструкции и установке испытательных стендов с целью повышения сопоставимости результатов сертификационных испытаний.

Основные выводы исследования заключаются в следующем:

- разработанная расчетно-экспериментальная методика обеспечивает достоверную оценку напряженно-деформированного состояния автомобильных колес при ударных нагрузках;

- численное моделирование ударных испытаний с учетом элементов стенда позволяет воспроизводить реальные условия эксперимента и получать результаты, согласующиеся с натурными данными;

- использование коэффициента динамичности допустимо для предварительного вариантного анализа, однако для окончательной оценки прочности предпочтительно применять прямое моделирование ударного процесса;

- учет конструктивных и жесткостных характеристик испытательного стенда является необходимым условием получения адекватных расчетных результатов.

Практическая значимость работы заключается в возможности использования разработанной методики при проектировании и доводке автомобильных колес, а также при подготовке к сертификационным испытаниям. Результаты исследования могут быть использованы в инженерной практике для снижения объема дорогостоящих натурных экспериментов и повышения надежности конструктивных решений.

Перспективы дальнейших исследований связаны с расширением разработанной методики на другие типы колес, учет влияния шины при различных углах удара, а также с исследованием влияния неоднородности материала и технологических дефектов литья на сопротивление колес ударным нагрузкам. Дополнительным направлением является совершенствование нормативной базы сертификационных испытаний с учетом выявленных факторов, влияющих на воспроизводимость и достоверность результатов.

#### ЛИТЕРАТУРА

ГОСТ Р 52390-2005, 2007 — ГОСТ Р 52390-2005. Транспортные средства. Колеса дисковые. Технические требования и методы испытаний = Road vehicles. Disc wheels. Technical requirements and tests methods: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 7 ноября 2005 года № 280-ст: дата введения 2007-01-01 / разработан Всероссийским научно-исследовательским институтом стандартизации и сертификации в машиностроении (ВНИИНМАШ). — Москва: Госстандарт. — 2007. — 30 с. [Russ.]

Демьянушко, 2012 — Демьянушко И.В., Миронова В.В., Логинов Е.М. Исследование напряженно-деформированного состояния литых автомобильных колес при ударных нагрузках // Машиностроение и инженерное образование. — МГИУ. — 2012. — № 1(30). — С. 42–49. [Russ.]

Миронова, 2012 — Миронова В.В. Исследования напряженно-деформированного состояния литых алюминиевых автомобильных колес при ударных нагрузках: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06; [место защиты: Моск. гос. индустр. ун-т]. — Москва. — 2012. — 132 с. [Russ.]

Hallquist, 2007 — Hallquist J.O. LS-DYNA Keyword User's Manual. Volume 1. Version 971. — Livermore Software Technology Corporation. — Livermore, California. — 2007. — 2206 p. [Eng.]

Hallquist, 1998 — Hallquist J.O. LS-DYNA theoretical manual. — Livermore Software Technology Corporation. — Livermore, California. — 1998. — 498 p. [Eng.]

Mohan, 2010 — Mohan P., Park C-K., Marzougui D., Kan C-D., Guha S., Maurath C., Bhalsod D. LSTC/NCAC Dummy Model Development // 11th International LS DYNA User Conference. — Dearborn (Michigan). — 2010. — P. 7–53, P. 7–64. [Eng.]

Пономарев, 1958 — Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т.2: Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть. — Москва: Машгиз. — 1958. — 974 с. [Russ.]

Константинов, 2007 — Константинов А.Ю. Экспериментально-расчетное исследование поведения конструкционных материалов под действием динамических нагрузок: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06; [место защиты: Нижегород. гос. ун-т им. Н.И. Лобачевского]. — Нижний Новгород. — 2007. — 144 с. [Russ.]

Dietenberger, 2005 — Dietenberger M., Buyuk M., Kan C-D. Dietenberger M. Development of a High Strain-Rate Dependent Vehicle Model // 4th German LS-DYNA Forum. — Bamberg (Germany). — 2005. — P. B-III-1–10. [Eng.]

Cowper, 1952 — Cowper G.R., Symonds P.S. Strain hardening and strain rate effects in the impact loading of cantilever beams // Brown Univ., Div. of Appl. Mech. — 1952. — Report № 28. — 46 p. [Eng.]

Hiermaier, 2008 — Hiermaier S. Structures under crash and impact - Continuum Mechanics, Discretization and Experimental Characterization. — 1st ed. — New York: Springer Science + Business Media LLC. — 2008. — XII. — 410 p. [Eng.]

Качанов, 1969 — Качанов Л.М. Основы теории пластичности. — Москва: Наука. — 1969. — 420 с. [Russ.]

Репин, 2013 — Репин В.В., Елиферов В. Процессный подход к управлению. Моделирование бизнес процессов. — Москва: Манн, Иванов и Фербер. — 2013. — 543 с. [Russ.]

#### REFERENCES

GOST R 52390-2005, 2007 — GOST R 52390-2005 (2007). Transportnye sredstva. Kolesa diskovye. Tekhnicheskie trebovaniya i metody ispytaniy = Road vehicles. Disc wheels. Technical requirements and test methods: natsional'nyi standart Rossiiskoi Federatsii: ofitsial'noe izdanie: utverzhden i vveden v deistvie prikazom Federal'nogo agentstva po tekhnicheskomu regulirovaniyu i metrologii ot 7 noyabrya 2005 goda No. 280-st; data vvedeniya 2007-01-01 / razrabotan Vserossiiskim nauchno-issledovatel'skim institutom standartizatsii i sertifikatsii v mashinostroenii (VNIINMASH). — Moscow: Gosstandart. — 2007. — 30 p. [in Russ.]

Dem'yanushko, 2012 — Dem'yanushko, I.V., Mironova, V.V., Loginov, E.M. (2012). Issledovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya litykh avtomobil'nykh koles pri udarnykh nagruzkakh [Investigation of the stress-strain state of cast automobile wheels under impact loads]. Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie. — MGIU. — 2012. — No. 1(30). — Pp. 42–49. [in Russ.]

Mironova, 2012 — Mironova, V.V. (2012). Issledovaniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya litykh alyuminiyevykh avtomobil'nykh koles pri udarnykh nagruzkakh: Cand. tech. sci. diss.: 01.02.06; [Moscow State Industrial University]. — Moscow. — 2012. — 132 p. [in Russ.]

Hallquist, 2007 — Hallquist, J.O. (2007). LS-DYNA Keyword User's Manual. Vol. 1. Version 971. — Livermore Software Technology Corporation. — Livermore, California. — 2007. — 2206 p.

Hallquist, 1998 — Hallquist, J.O. (1998). LS-DYNA Theoretical Manual. — Livermore Software Technology Corporation. — Livermore, California. — 1998. — 498 p.

Mohan, 2010 — Mohan, P., Park, C.-K., Marzougui, D., Kan, C.-D., Guha, S., Maurath, C., Bhalsod, D. (2010). LSTC/NCAC Dummy Model Development. 11th International LS-DYNA User Conference. — Dearborn, Michigan. — 2010. — Pp. 7–53; 7–64.

Ponomarev, 1958 — Ponomarev, S.D., Biderman, V.L., Likharev, K.K., et al. (1958). Raschety na prochnost' v mashinostroenii. Vol. 2: Nekotorye zadachi prikladnoi teorii uprugosti. Raschety za predelami uprugosti. Raschety na polzuchest'. — Moscow: Mashgiz. — 1958. — 974 p. [in Russ.]

Konstantinov, 2007 — Konstantinov, A.Yu. (2007). Eksperimental'no-raschetnoe issledovanie povedeniya konstruktsionnykh materialov pod deistviem dinamicheskikh nagruzok: Cand. tech. sci. diss.: 01.02.06; [Lobachevsky State University of Nizhny Novgorod]. — Nizhny Novgorod. — 2007. — 144 p. [in Russ.]

Dietenberger, 2005 — Dietenberger, M., Buyuk, M., Kan, C.-D. (2005). Development of a High Strain-Rate Dependent Vehicle Model. 4th German LS-DYNA Forum. — Bamberg, Germany. — 2005. — Pp. B-III-1-10.

Cowper, 1952 — Cowper, G.R., Symonds, P.S. (1952). Strain Hardening and Strain Rate Effects in the Impact Loading of Cantilever Beams. — Brown University, Division of Applied Mechanics. — 1952. — Report No. 28. — 46 p.

Hiermaier, 2008 — Hiermaier, S. (2008). Structures under Crash and Impact: Continuum Mechanics, Discretization and Experimental Characterization. — 1st ed. — New York: Springer Science + Business Media LLC. — 2008. — XII, 410 p.

Kachanov, 1969 — Kachanov, L.M. (1969). Osnovy teorii plastichnosti [Fundamentals of plasticity theory]. — Moscow: Nauka. — 1969. — 420 p. [in Russ.]

Repin, 2013 — Repin, V.V., Eliferov, V. (2013). Protsessnyi podkhod k upravleniyu. Modelirovanie biznes-protsessov [Process approach to management. Business process modeling]. — Moscow: Mann, Ivanov i Ferber. — 2013. — 543 p. [in Russ.]