

На правах рукописи

УДК 629.33

**Лямин Максим Сергеевич**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ОБОДЬЕВ КОЛЁС ДЛЯ  
БЕСКАМЕРНЫХ ШИН ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОБУСОВ**

Специальность 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и  
комплексы

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Москва – 2024

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э.Баумана) на кафедре колёсных машин

**Научный руководитель:** **Балабин Игорь Венедиктович**  
доктор технических наук, профессор.

**Официальные оппоненты:** **Балакина Екатерина Викторовна**  
доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей» ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет».

**Романченко Михаил Иванович**  
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технический сервис в АПК» ФГБОУ ВО «Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина».

**Ведущая организация:** Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Иркутский национальный исследовательский технический университет».

Защита состоится «21» октября 2024 года в 14:30 на заседании диссертационного совета 24.2.331.13 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5 стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, учёному секретарю диссертационного совета 24.2.331.13.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана <http://www.bmstu.ru>

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 г.

Учёный секретарь  
диссертационного совета  
д.т.н., доцент

 Б.Б. Косицын

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Развитие конструкции автомобилей тесно связано с разработкой новых типов колёс и шин.

Существующие в настоящее время аналитические зависимости для расчёта напряжённо-деформированного состояния обода колеса имеют существенный недостаток, состоящий в необходимости экспериментального определения величин контактных давлений на обод со стороны шины как исходного силового фактора.

Получение аналитической зависимости для прогнозирования силовой эпюры давления шины на обод колеса позволят производить расчёт его напряжённо-деформированного состояния, создавая новые конструкции колес, не прибегая к сложным и дорогостоящим экспериментам.

Изучение характера силового взаимодействия обода с шиной имеет важное значение не только с точки зрения оценки напряженно-деформированного состояния элементов колеса, но и позволит прогнозировать работоспособность шины при реализации колесом предельных тяговых и тормозных сил, особенно в случае пониженного давления воздуха в ней.

**Целью работы** является совершенствование ободьев колёс для бескамерных шин в направлении равнопрочности конструкции и снижения массы путём разработки методики расчёта напряжённо-деформированного состояния обода с выводом аналитической зависимости для определения контактных давлений между ободом и шиной как исходного силового фактора.

Для достижения цели в работе поставлены и решены **задачи:**

- разработана методика экспериментального определения контактных давлений шины на обод колеса;
- проведены экспериментальные исследования по оценке контактных давлений шины на обод колеса при различных давлениях воздуха в шинах и конструкциях колёс;
- на основе анализа результатов экспериментального исследования получена аналитическая зависимость для построения эпюры силового взаимодействия бескамерной шины с ободом автомобильного колеса в зависимости от их геометрических размеров и давления воздуха в шине;
- разработана методика определения напряжённо-деформированного состояния обода колеса с использованием научно обоснованной аналитической зависимости контактных давлений шины на обод колеса как функции внутреннего давления воздуха в шине;
- проведены расчёты напряжённо-деформированного состояния обода колеса и даны предложения по усовершенствованию его конструкции.

**Научная новизна работы** заключается в том, что:

- разработана методика расчета напряженно-деформированного состояния ободьев колёс, отличающаяся применением новой аналитической зависимости для определения величины контактных давлений и характера их распределения по сечению обода колеса, позволяющей не прибегать к проведению экспериментальных исследований;

- разработан метод измерения контактных давлений между взаимодействующими жёсткой и эластичной поверхностями, отличающийся применением гидрозонда и обеспечивающий большую точность измерений по сравнению с существующими подходами.

**Объект исследования** – ободья колёс для бескамерных шин 22,5×8,25 и 22,5×6,75, применяемых на грузовых автомобилях и большегрузных автобусах.

**Предмет исследования** – нагрузочные режимы и напряжённно-деформированное состояние ободьев колёс для бескамерных шин грузовых автомобилей и автобусов.

**Достоверность и обоснованность** выводов и рекомендаций подтверждается сопоставлением теоретических результатов с данными, полученными в ходе экспериментального исследования.

Экспериментальные исследования проводились с помощью измерительного устройства на основе электрогидравлического датчика, описанного в патенте на изобретение №2343437 от 18.04.2007.

**Практическая ценность** результатов работы состоит в том, что:

1. Получена аналитическая зависимость, позволяющая прогнозировать распределение контактных давлений между шиной и ободом колеса в зависимости от давления воздуха, не прибегая к дорогостоящим экспериментальным исследованиям;

2. На основе предлагаемой методики даны рекомендации по созданию опытных конструкций ободьев колёс 22,5×8,25 и 22,5×6,75, имеющих меньшую массу и, как следствие, положительно влияющих на динамические и топливно-экономические качества автомобиля.

**На защиту выносятся:** методика проведения измерений с помощью разработанной измерительной установки, методика аналитического описания эпюры контактных давлений, а также методика рационализации конструкции обода.

**Личный вклад.** В диссертации представлены результаты исследования, полученные автором самостоятельно.

Автору принадлежит:

1. Анализ литературных источников;

2. Постановка задач исследования;

3. Участие в создании конструкции патентно-защищённой экспериментальной установки для измерения силового взаимодействия между шиной и ободом;

4. Участие в разработке метода аналитического исследования сил, воспринимаемых ободом со стороны шины, а также в проведении натурального эксперимента по определению сил, воспринимаемых ободом со стороны шины при различном давлении воздуха;

5. Обобщение результатов аналитических и экспериментальных исследований и формирование на основании разработанной методики предложений по рационализации сечений ободьев колёс 22,5×8,25 и 22,5×6,75, обладающих равнопрочностью, сниженной массой.

**Общая методика исследования.** Исследование силового взаимодействия обода с шиной автомобильного колеса проводилось методом натурального

эксперимента путём непосредственного измерения усилий, воспринимаемых ободом от шины. Расчет напряженно-деформированного состояния обода проводился с помощью метода конечных элементов.

**Реализация результатов работы.** Результаты работы используются в ООО «Челябинский опытный завод» при разработке опытных образцов ободьев колёс.

**Апробация результатов работы.** Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- 17-й Международной научно-технической конференции молодых учёных и студентов по проблемам машиноведения. Институт машиноведения им. А.А. Благонравова. Москва, 2005;

- 17-ом симпозиуме «Проблемы шин и резинокордных композитов» ООО Научно – технический центр «Научно - исследовательский институт шинной промышленности». Москва, 2006;

- 18-й Международной научно-технической конференции молодых учёных и студентов по проблемам машиноведения. Институт машиноведения им. А.А. Благонравова. Москва, 2006;

- 18-ом симпозиуме «Проблемы шин и резинокордных композитов» ООО Научно – технический центр «Научно - исследовательский институт шинной промышленности». Москва, 2007;

- 19-ой Международной научно-технической конференции молодых учёных и студентов по проблемам машиноведения. Институт машиноведения им. А.А. Благонравова. Москва, 2007;

- 19-м симпозиуме «Проблемы шин и резинокордных композитов» ООО Научно – технический центр «Научно - исследовательский институт шинной промышленности». Москва, 2008;

- 20-м юбилейном симпозиуме «Проблемы шин и резинокордных композитов» ООО Научно – технический центр «Научно - исследовательский институт шинной промышленности». Москва, 2009;

- 112-й Международной научно-технической конференции ассоциации автомобильных инженеров «Конструктивная безопасность автотранспортных средств». П. Автополигон, Московская область, 2022.

**Публикации по теме диссертации.** По материалам диссертации опубликовано 13 научных работ общим объёмом 0,8 п.л., из них по списку, рекомендованному ВАК РФ - 5, индексируемых в международной базе научных изданий SCOPUS - 1.

**Структура и объём работы.** Работа состоит из введения, четырёх глав, общих выводов и заключения, списка литературы и приложений. Общий объём диссертации составляет 182 страницы, включая приложение, 62 рисунка, 74 формулы и 138 таблиц. Список литературы включает 124 наименования.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы исследования, сформулированы цель и задачи, а также положения, определяющие новизну и практическую ценность полученных результатов.

**Глава 1** посвящена анализу литературных источников по исследуемой проблеме. Освещен исторический аспект решения проблемы силового

взаимодействия обода с шиной автомобильного колеса, а также история развития и совершенствования конструкций обода и шины с момента возникновения идеи до настоящего времени, когда конструкция этого элемента колеса приобрела свою настоящую форму.

Рассмотрены работы: Антонова Д.А., Балабина И.В., Балабина О.И., Бидермана В.Л., Бюссиена Р., Задворнова В.Н., Зубарёва Н.А., Успенского И.Н., Шуртыгина К.И., Кнороза В.И., Кузнецова О.А., Логунова А.А., Надеждина Г.В., Путина В.А., Савельева Г.В., Фомичёва Ю.И., Чабунина И.С. и др., а также сотрудников НИИШП и НИЦИАМТ.

Из проведённого анализа следует вывод о том, что силовое взаимодействие обода с шиной оказывает существенное влияние на работоспособность как колеса, так и автомобиля в целом, о чём свидетельствуют многочисленные научные работы, ставящие своей целью оценить величину и характер силовой эпюры, воспринимаемой ободом со стороны шины. От плотности соединения шины с ободом напрямую зависят топливо-экономические и тягово-скоростные характеристики автомобиля.

Описаны разработанные ранее устройства для измерения контактных давлений со стороны шины на обод колеса на основе тензометрических датчиков, магнитоупругих и пьезоупругих преобразователей, оценены их достоинства и недостатки, на основании которых можно констатировать, что описанные измерительные устройства имеют весьма значительные ограничения по применению для решения задачи определения контактных давлений из-за ряда неустраняемых недостатков как с точки зрения методологии проведения эксперимента, так и с точки зрения метрологических особенностей.

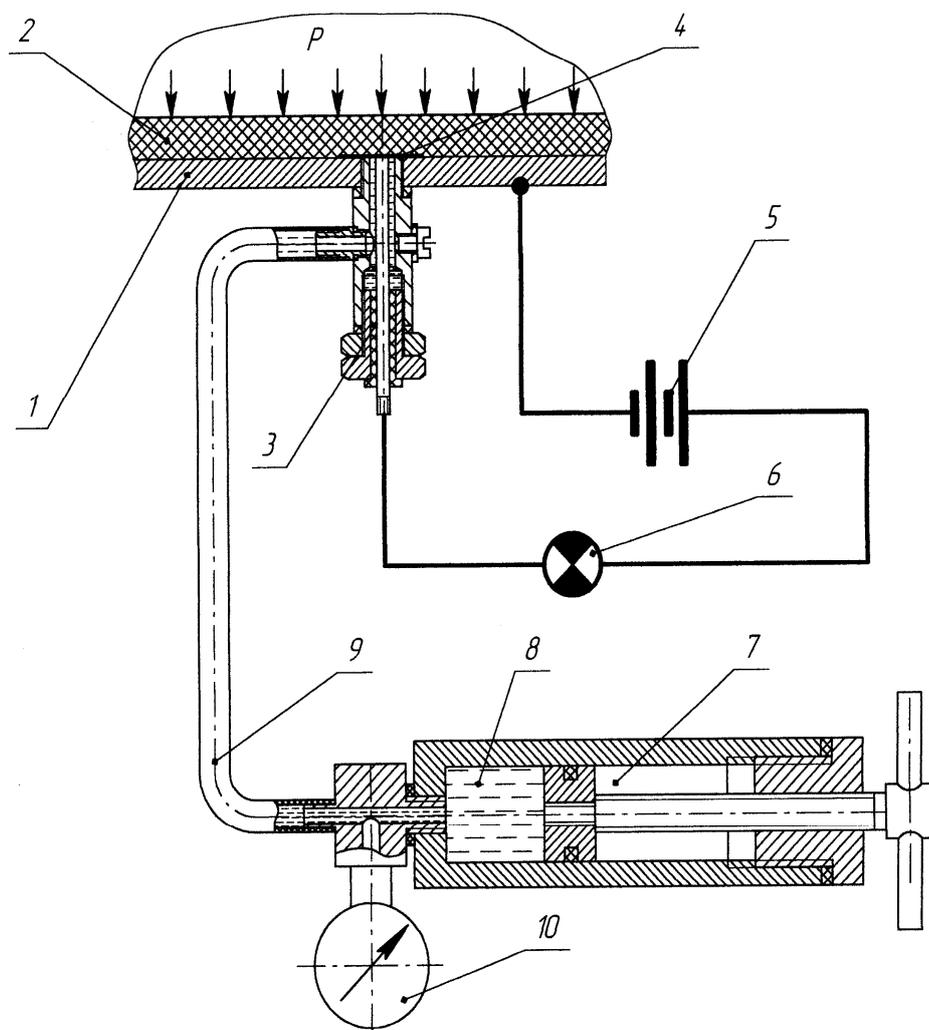
Описаны преимущества бескамерных шин перед камерными, вытесняемыми первыми, в связи с чем и возникла необходимость вывода аналитической зависимости для прогнозирования эпюры силового взаимодействия и расчёта напряжённо-деформированного состояния конструкции современных ободьев.

Завершается глава описанием исследования по оценке степени влияния внешних сил при движении автомобиля по прямой и при повороте на процесс силового взаимодействия шины с ободом колеса. Внешние силы, полученные методом натурального эксперимента, были приложены в пятне контакта колеса с дорогой. Исследованием было установлено, что влияние данных силовых факторов в случае необходимости может быть учтено корректирующими коэффициентами, не превышающими значения 1,8-2 и только для зоны перехода посадочной полки в бортовую закраину обода, которая не оказывает серьёзного влияния на прочностные характеристики, поскольку максимальные контактные давления сосредоточены вдали от этой зоны.

Проведённый анализ источников позволил сформулировать задачи работы, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

**В главе 2** описывается измерительная установка для определения контактных давлений между ободом и шиной (Рис. 1), с помощью которой проводились экспериментальные исследования. На данную установку был получен патент на изобретение RU 2007 приоритет №2343437 от 18.04.2007.

Основой применяемой измерительной установки является электрогидравлический датчик (Рис. 2).



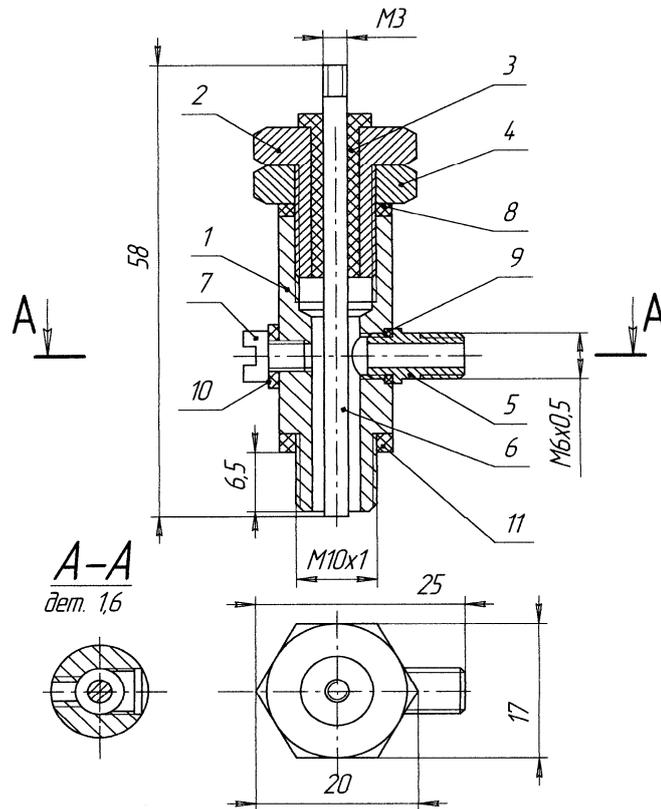
1 - обод; 2 - шина; 3 - датчик электрогидравлический;  
 4 - электропроводный слой; 5 - электрический источник питания; 6 - лампа-индикатор; 7 - гидроцилиндр; 8 - рабочая жидкость; 9 - гидрошланг;  
 10 - манометр

Рис. 1. Схема измерительной установки на основе электрогидравлического датчика

Исследования проводились при давлении воздуха в шине 0,3; 0,4; 0,5 и 0,6 МПа.

Перед началом проведения измерений в ободе просверливались 9 отверстий М10×1, а на шину в месте её контакта с ободом наносился тонкий слой электропроводящего состава. После чего шина устанавливалась на обод, а в одно из отверстий устанавливался электрогидравлический датчик.

После установки датчика шина накачивалась воздухом до требуемой величины давления. Затем собирались две схемы (Рис. 1.): электрическая, состоящая из лампы-индикатора 6 и источника электропитания 5, один вывод которого присоединён к ободу колеса, а второй - через лампу - индикатор 6 к контакту датчика, и гидравлическая, состоящая из гидроцилиндра 7, гидрошланга 9, который присоединяется к штуцеру ЭГД и манометра 10.



1 - корпус; 2 - втулка регулировочная; 3 - втулка изолировочная;  
4 - контргайка; 5 - штуцер; 6 - контакт; 7 - винт; 8,9,10,11 – прокладки

Рис. 2. Датчик электрогидравлический

Вследствие того, что под действием давления воздуха шина плотно прижималась к ободу контакт датчика через электропроводный слой и лампу-индикатор замыкался на корпус. В результате этого лампа - индикатор загоралась.

После этого с помощью рукоятки гидравлического цилиндра 7 создавалось давление рабочей жидкости под действием которого между контактом датчика и электропроводящим слоем шины возникал тонкий зазор, в который поступала рабочая жидкость и размыкала электрическую цепь. Лампа-индикатор вследствие этого гасла. В этот момент снимались показания манометра равные контактному давлению шины на обод.

После снятия показаний с манометра снижалось давление в гидросистеме и под воздействием контактного давления шина снова прижималась к контакту и замыкала электрическую цепь. После этого поднятием давления в гидросистеме выполнялось следующее измерение.

Описанным выше образом в каждой из девяти точек выполнялось по 20 измерений.

По экспериментальным данным, полученным с помощью описанного измерительного устройства, строились эпюры силового взаимодействия для обода 22,5×6,75 с шиной 260×22,5 (Рис. 6 а) и для обода 22,5×8,25с шиной 11/70R22,5 (Рис. 6 б).

В главе 3 изложена методика аналитического описания эпюры силового взаимодействия обода с шиной.

Анализ экспериментальной эпюры показал, что её сложный характер требует описания полиномом не ниже четвёртой степени, для построения которого количества граничных условий недостаточно. Ввиду этого оказалось целесообразным описать данную кривую двумя аналитическими зависимостями, из которых первая близка к экспоненциальному виду, а вторая к эллиптическому.

Эпюра силового взаимодействия обода с шиной строится на развёртке (спрямлении) посадочной поверхности обода. Максимальное давление приходится на участок, находящийся под бортовым кольцом шины. Ввиду того, что эпюра силового взаимодействия является достаточно сложной и для её построения нужно иметь полином достаточно высокого порядка, целесообразно разделить её на две части (на два участка АС и СВ) как показано на Рис. 3. Границей между участками является линия, проходящая через точку, в которой давление максимально, расположенная примерно на 1/3 длины посадочной поверхности от бортовой закраины обода.

На участке АС эпюра описывается уравнением:

$$p(z) = p_{\max} \cdot e^{-10 \cdot \left(\frac{z}{c}\right)^{3,065}}, \quad (1)$$

где  $p_{\max}$  – максимальное давление;

$c$  – расстояние от сечения с максимальным давлением до сечения, в котором давление равно нулю на участке АС.

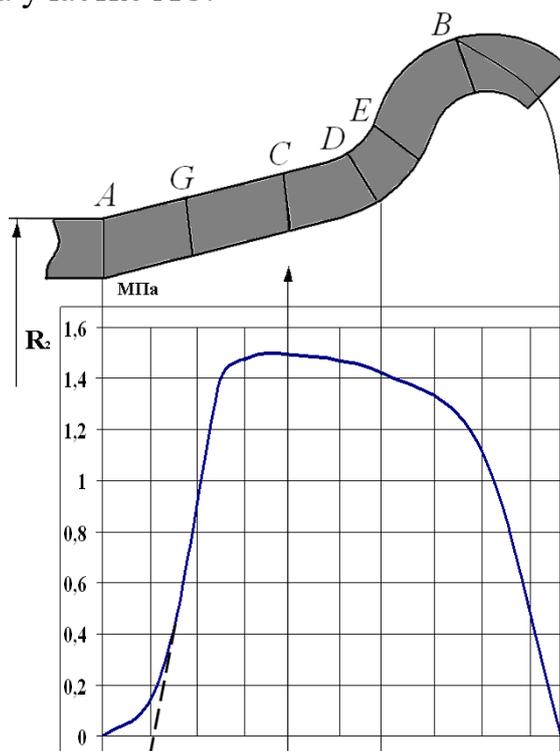


Рис.3. Распределение нормальных усилий по профилю обода

На участке СВ эпюра описывается уравнением:

$$p(z) = p_{\max} \sqrt{1 - \frac{z^2}{b^2}}, \quad (2)$$

где  $b$  – расстояние от сечения с максимальным давлением до сечения, в котором давление равно нулю на участке СВ.

В полученных зависимостях неизвестным является максимальное давление  $p_{\max}$ . Оно рассчитывается сопоставлением осевой силы, полученной аналитическим методом  $T^q$ , с силой  $T^Q$ , рассчитанной по формуле:

$$T^Q = \pi p (R_1^2 - R_2^2), \quad (3)$$

где  $T^Q$  – полная осевая сила;

$p$  – внутреннее давление воздуха в шине;

$R_1$  – радиус нулевой кривизны шины;

$R_2$  – радиус цилиндрической части обода.

Ввиду того, что посадочная поверхность обода представляет собой сложную конфигурацию: конический участок (поверхность посадочной полки) и два тороидальных участка (бортовая закраина и радиус перехода закраины в полку), участок СВ разбиваем на CD, DE и EB, как показано на Рис. 4.

На каждом из участков считаем осевую силу по формуле:

$$T^q = 2\pi \int_{l_1}^{l_2} p(z) R dz, \quad (4)$$

где  $p(z)$  – давление на текущем участке;

$R$  – радиус текущего участка;

$dz$  – ширина текущего участка;

$l_1, l_2$  – верхняя и нижняя границы участка.

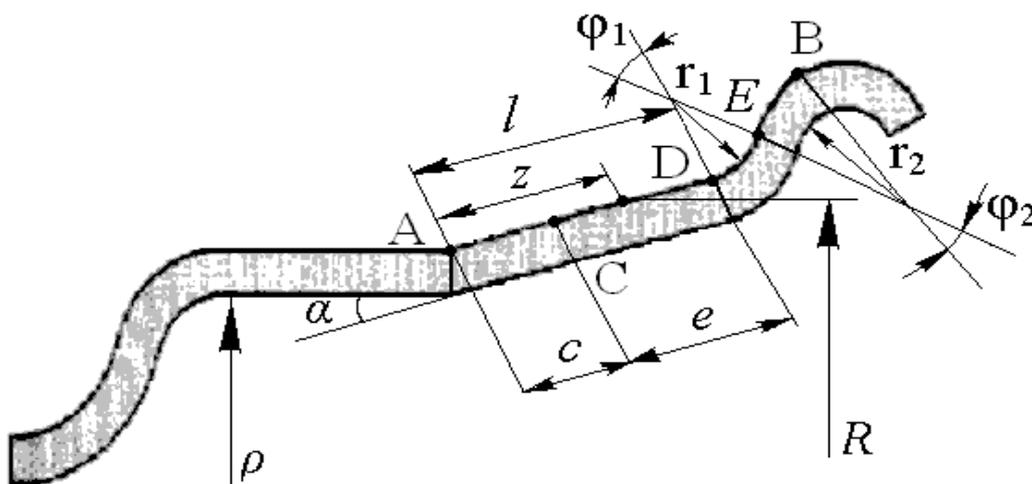


Рис. 4. Геометрические размеры посадочной поверхности обода

На участке AC посадочной полки осевая сила определится:

$$T_{AC}^q = 2\pi \int_0^c p_{\max} e^{-10\left(\frac{z}{c}\right)^{3,065}} \left( \rho + \left( z + \frac{dz}{2} \right) \sin \alpha \right) \sin \alpha dz. \quad (5)$$

На участке CD посадочной полки:

$$T_{CD}^q = 2\pi \int_c^l p_{\max} \sqrt{1 - \frac{z^2}{b^2}} \left( \rho + \left( z + \frac{dz}{2} \right) \sin \alpha \right) \sin \alpha dz. \quad (6)$$

На участке DE перехода закраины в полку:

$$T_{DE}^q = 2\pi \int_{c+l}^{c+l+r_1\phi_1} \frac{p_{\max}}{c^2} (c+z)^2 \sin\left(\frac{z}{r_1}\right) \left( \rho_c + r_1 \left( 1 - \cos\left(\frac{z}{r_1}\right) \right) \right) dz. \quad (7)$$

На участке EB бортовой закраины:

$$T_{EB}^q = 2\pi \int_{c+l+r_1\phi_1}^{c+l+r_1\phi_1+r_2\phi_2} \frac{p_{\max}}{c^2} (c+z)^2 \cos\left(\frac{z}{r_2}\right) \left( \rho_2 + r_2 \sin\left(\frac{z}{r_2}\right) \right) dz. \quad (8)$$

Полная осевая сила:

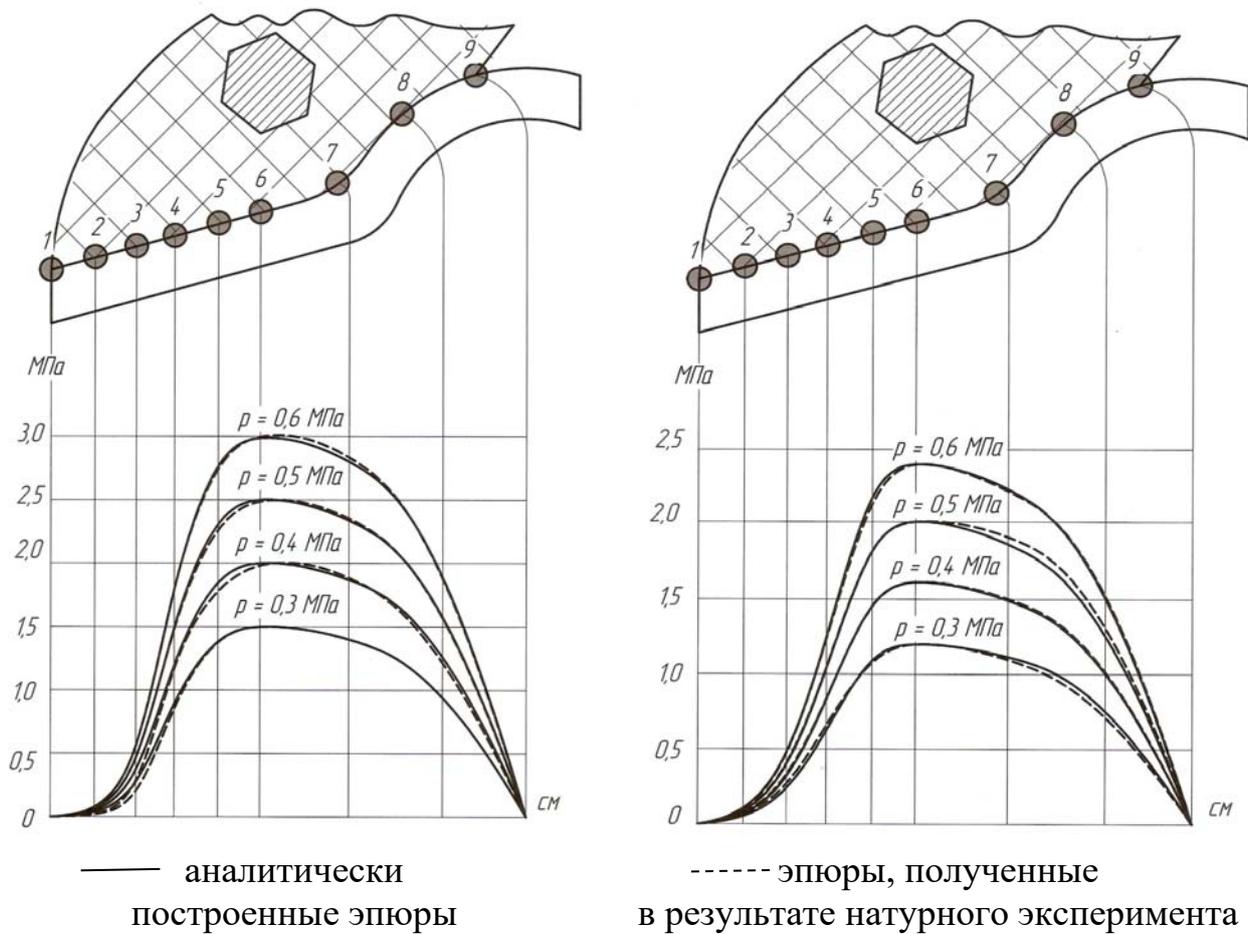
$$T^q = T_{AE}^q + T_{EB}^q + T_{BC}^q + T_{CD}^q. \quad (9)$$

Отсюда, если  $T^q = T^Q$ , максимальное давление  $p_{\max}$  выразится:

$$p_{\max} = p(R_1^2 - R_2^2)/2 \left( \int_0^c e^{-10\left(\frac{z}{c}\right)^{3,065}} \left( \rho + \left( z + \frac{dz}{2} \right) \sin \alpha \right) \sin \alpha dz + \right. \\ \left. \int_c^l \sqrt{1 - \frac{z^2}{b^2}} \left( \rho + \left( z + \frac{dz}{2} \right) \sin \alpha \right) \sin \alpha dz + \int_{c+l}^{c+l+r_1\phi_1} \frac{(c+z)^2}{c^2} \sin \left( \frac{z}{r_1} \right) \left( \rho_c + r_1 \left( 1 - \cos \left( \frac{z}{r_1} \right) \right) \right) dz + \right. \\ \left. \int_{c+l+r_1\phi_1}^{c+l+r_1\phi_1+r_2\phi_2} \frac{(c+z)^2}{c^2} \cos \left( \frac{z}{r_2} \right) \left( \rho_2 + r_2 \sin \left( \frac{z}{r_2} \right) \right) dz \right). \quad (10)$$

Далее по зависимостям (2) и (3) строятся эпюры силового взаимодействия обода с шиной.

Достоверность предложенного метода подтверждена приведенными примерами построения эпюр для шины 260-22,5, работающей в сборе с ободом 22,5×6,75 (Рис. 5 а), и шины 11/70R22,5, работающей с ободом 22,5×8,25 (Рис. 5 б).



а) шина 260-22,5 с ободом 22,5-6,75

б) шина 11/70-22,5 с ободом 22,5-8,25

Рис.5. Эпюры силового взаимодействия шины с ободом при различных величинах давления воздуха в шине

Данные, полученные аналитически, сопоставлены с данными, полученными экспериментально, приведёнными во второй главе. Погрешность составила менее 5%, что является основанием рекомендовать предложенный метод для практического применения.

По результатам анализа полученных данных был сделан вывод о том, что величина контактных давлений, воспринимаемых обращённой к шине поверхностью обода, будет изменяться обратно пропорционально ширине обода. Для обода  $22,5 \times 6,75$ , ширина которого составляет 171 мм, взаимодействующего с шиной  $260 \times 22,5$ , ширина которой почти на 50% превышает ширину обода, при внутреннем давлении воздуха в шине 0,6 МПа составляет 3 МПа (Рис. 5 а). Для обода  $22,5 \times 8,25$  (ширина 209,5 мм), взаимодействующего с шиной 11/70R22,5 (ширина 210 мм) при 0,6 МПа максимум составляет 2,4 МПа (Рис. 5 б).

С целью оценки влияния жёсткости на величину контактных давлений между шиной и ободом был произведён расчёт напряжённо деформированного состояния обода колеса грузового автомобиля  $22,5 \times 8,25$ , толщина которого изменялась в пределах диапазона, ниже которого данный геометрический размер обода не сможет обеспечить заданную прочность (5,5; 5; 4,5 и 4 мм). Расчёт обода производился методом конечных элементов, реализованном в вычислительном комплексе Shell-95, разработанном проф., д.т.н. Ю. И. Фомичёвым.

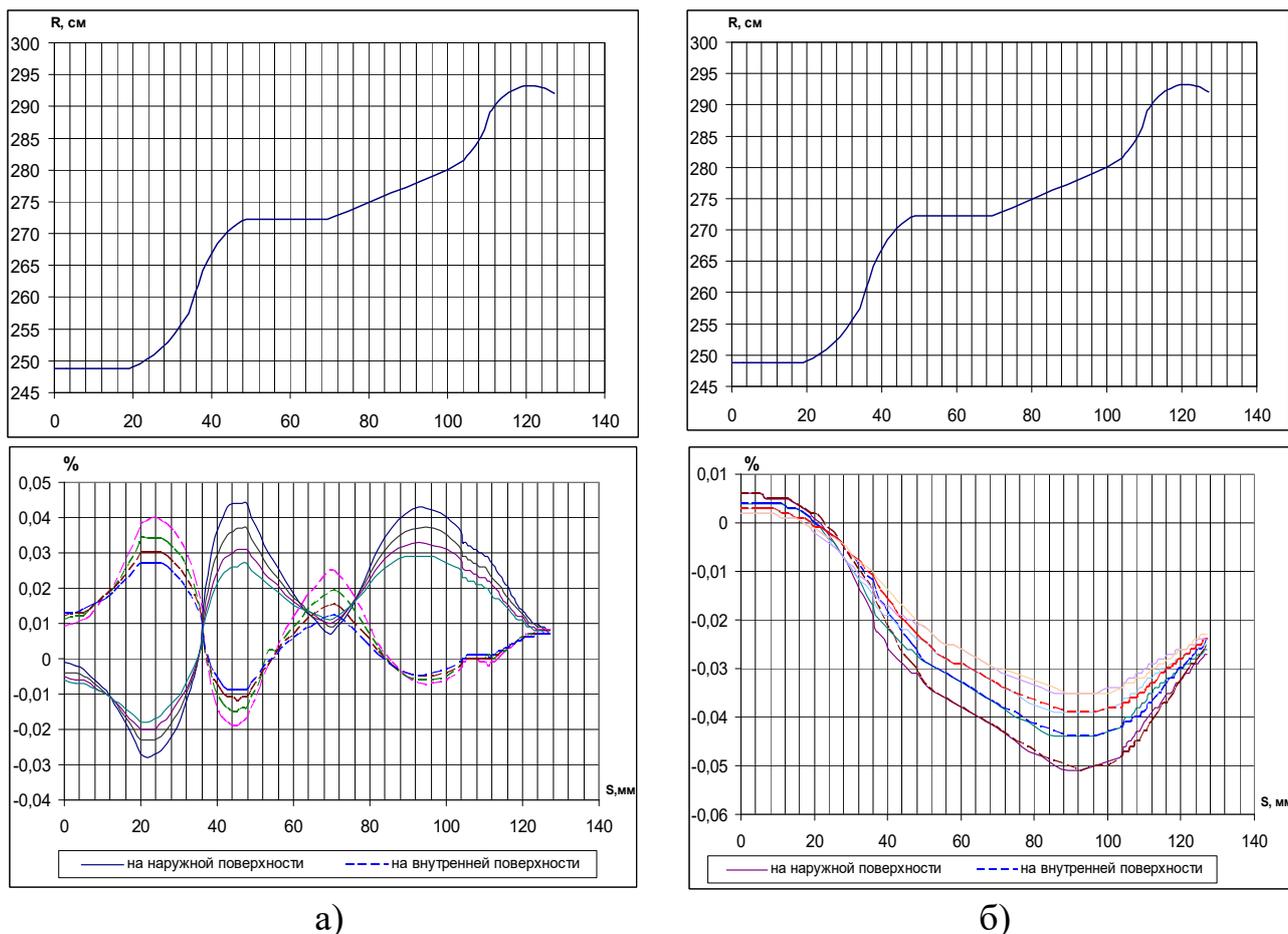
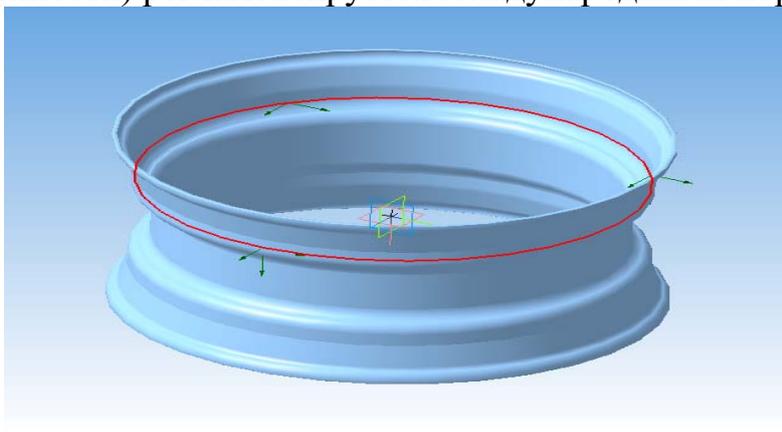


Рис. 6. Характер изменения относительных деформаций обода  $22,5 \times 8,25$  а) в меридиональном направлении; б) в окружном направлении

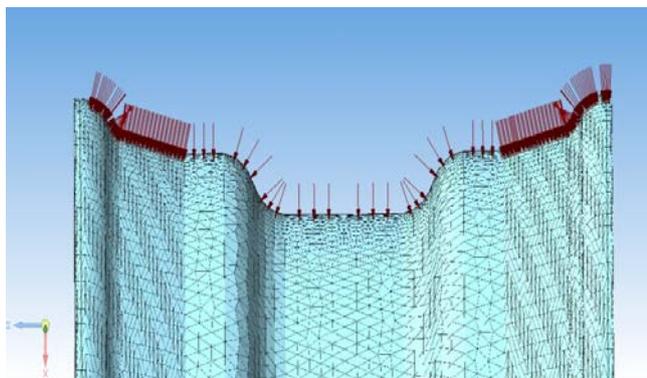
В ходе расчёта было выявлено, что величины относительных деформаций как в осевом, так и в окружном направлениях при толщине обода 4 мм составляют не более 0,05%, а абсолютная радиальная деформация обода не превышает 0,16 мм, что даёт основание признать её незначительной величиной, которая не повлияет на величину контактного давления между шиной и ободом (Рис. 6).

В главе 4 произведено определение напряжённо-деформированного состояния обода колеса. Для этого в САПР «Компас 3D» была создана трёхмерная модель обода 22,5×8,25, используемого на автомобилях МАЗ. После этого производилось закрепление по окружности, вдоль которой обод приваривается к диску (Рис. 7 а), и задавалась нагрузка в виде контактных давлений, величины которых были взяты из эпюры, полученной в главе 3, а также внешними равнодействующими радиальной и осевой силами из расчёта 2 тонны на колесо (Рис. 7 б, в). Затем производилась разбивка на конечные элементы и производился расчёт эквивалентных напряжений.

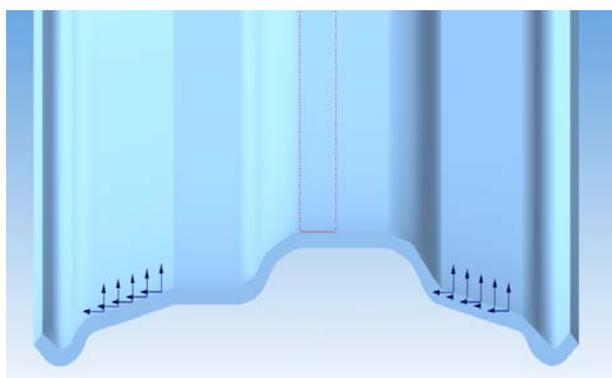
Анализ эквивалентных напряжений, возникающих в ободе, показал, что есть возможность снижения массы обода путем уменьшения его толщины в наименее напряжённых зонах. При этом наружная поверхность обода, примыкающая к шине, должна остаться неизменной, так как профиль обода (образующая наружной поверхности) регламентируется международными нормами.



а)



б)



в)

Рис. 7. Схема расчётной модели обода

а – закрепление; б – нагружение контактными давлениями;

б – нагружение внешними силами

Данные, полученные в результате расчёта, представлены на Рис. 8.

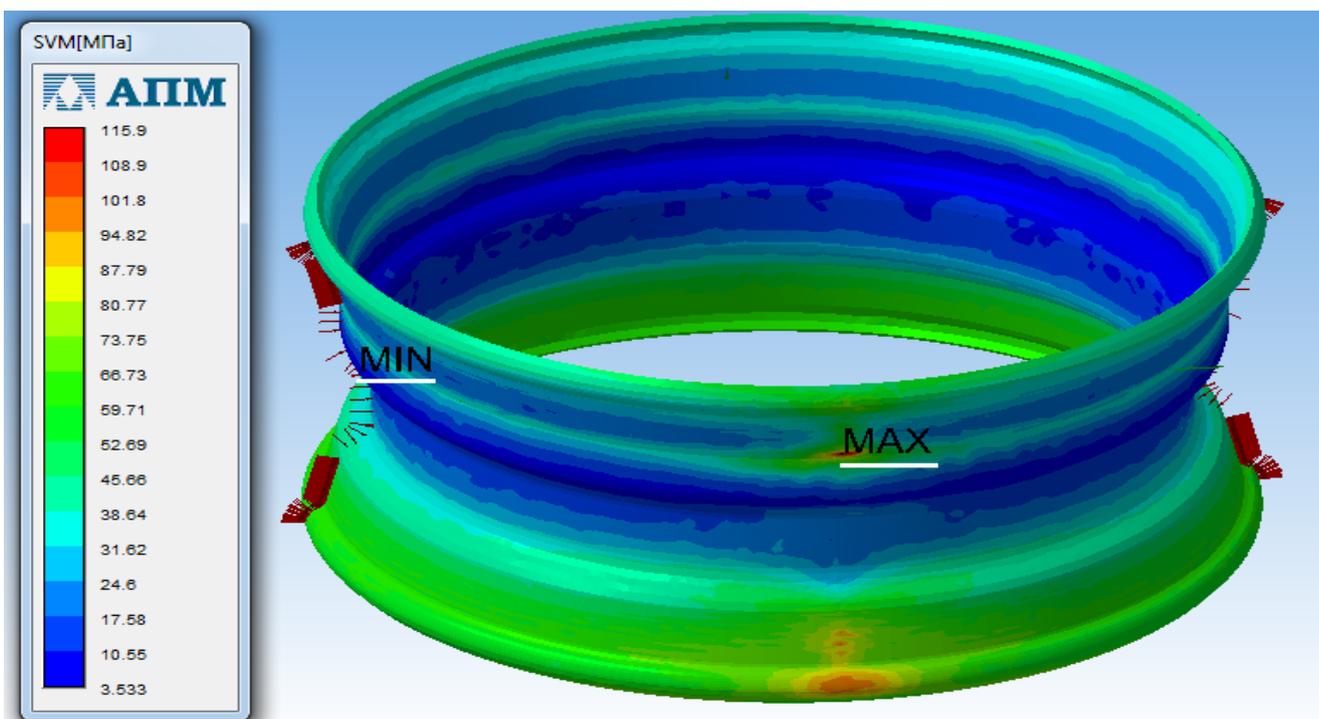


Рис.8. Эквивалентные напряжения в базовом ободе 22,5×8,25

Основным принципом рационализации является создание равнопрочной конструкции с учетом сохранения максимальных напряжений на уровне, характерном для серийного образца, а также недопущение появления концентраторов напряжений. Конструкция обода постоянной толщины изображена на Рис. 9 тонкой линией. Предлагаемая конструкция обода изображена толстой линией. Рационализация этого сечения проводилась в соответствии с полученными величинами эквивалентных напряжений как в зонах с максимальным значением, так и в зоне, где напряжения имеют существенно меньшее значение.

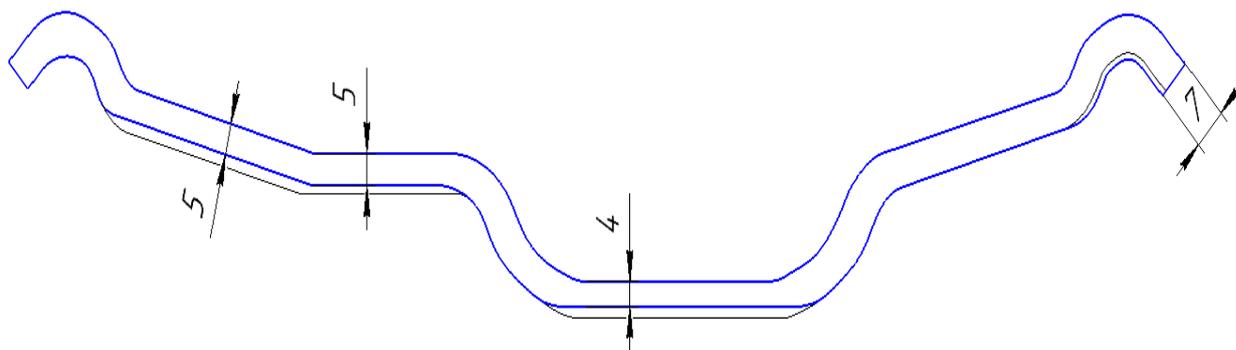


Рис.9. Поперечные сечения обода 22,5×8,25 постоянной и переменной толщин

Результаты определения НДС рационализированного обода 22,5×8,25 представлены на Рис. 10.

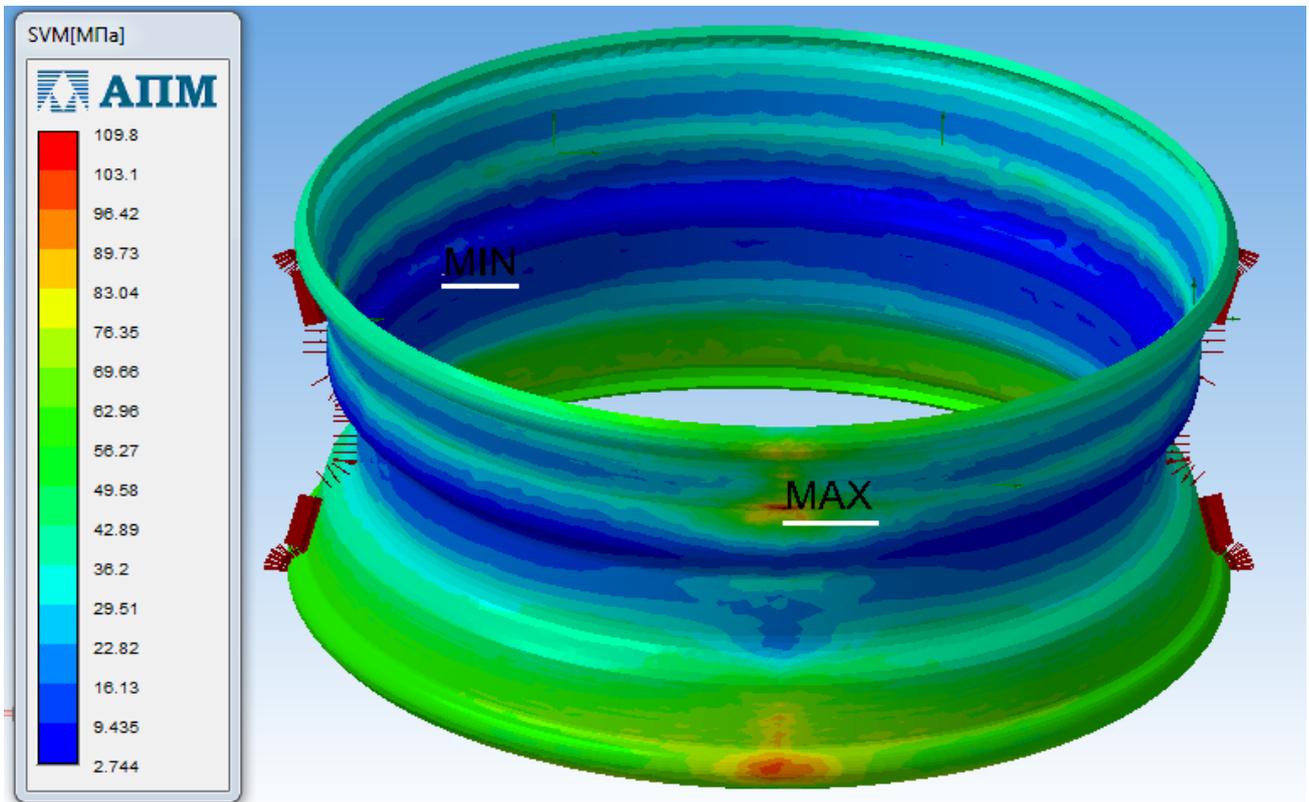


Рис.10. Эквивалентные напряжения в рационализированном ободе 22,5×8,25

Аналогичным образом производились расчёт и рационализация обода 22,5×6,75, применяемого на автомобилях КАМАЗ.

Рационализация проводилась аналогичным образом – путём утончения наименее нагруженных зон и утолщения наиболее нагруженных, так как при изменении конфигурации профиля картина напряжённо деформированного состояния может меняться, с учетом сохранения максимальных напряжений на уровне, характерном для серийного образца.

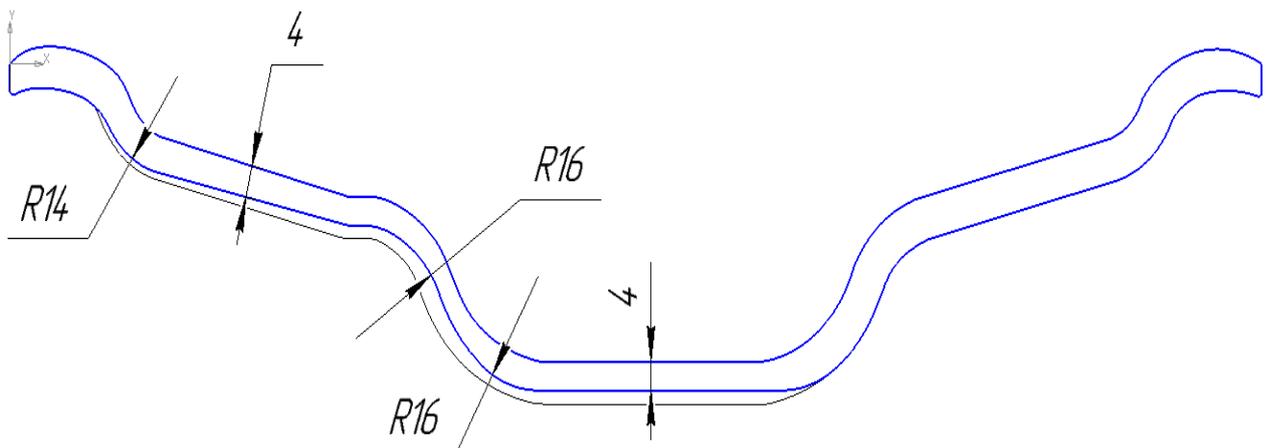


Рис.11. Поперечные сечения обода 22,5×6,75 с приваркой диска к цилиндрической части постоянной и переменной толщин

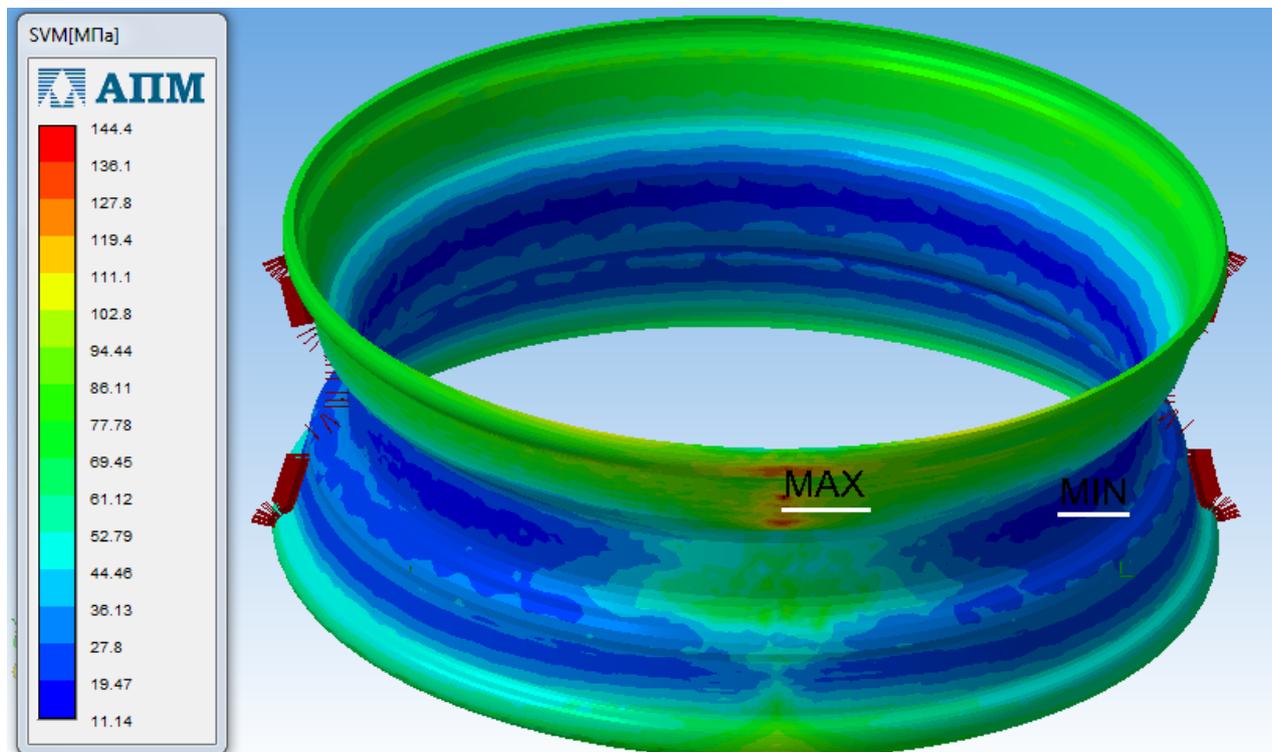


Рис.12. Эквивалентные напряжения в базовом ободе 22,5×6,75

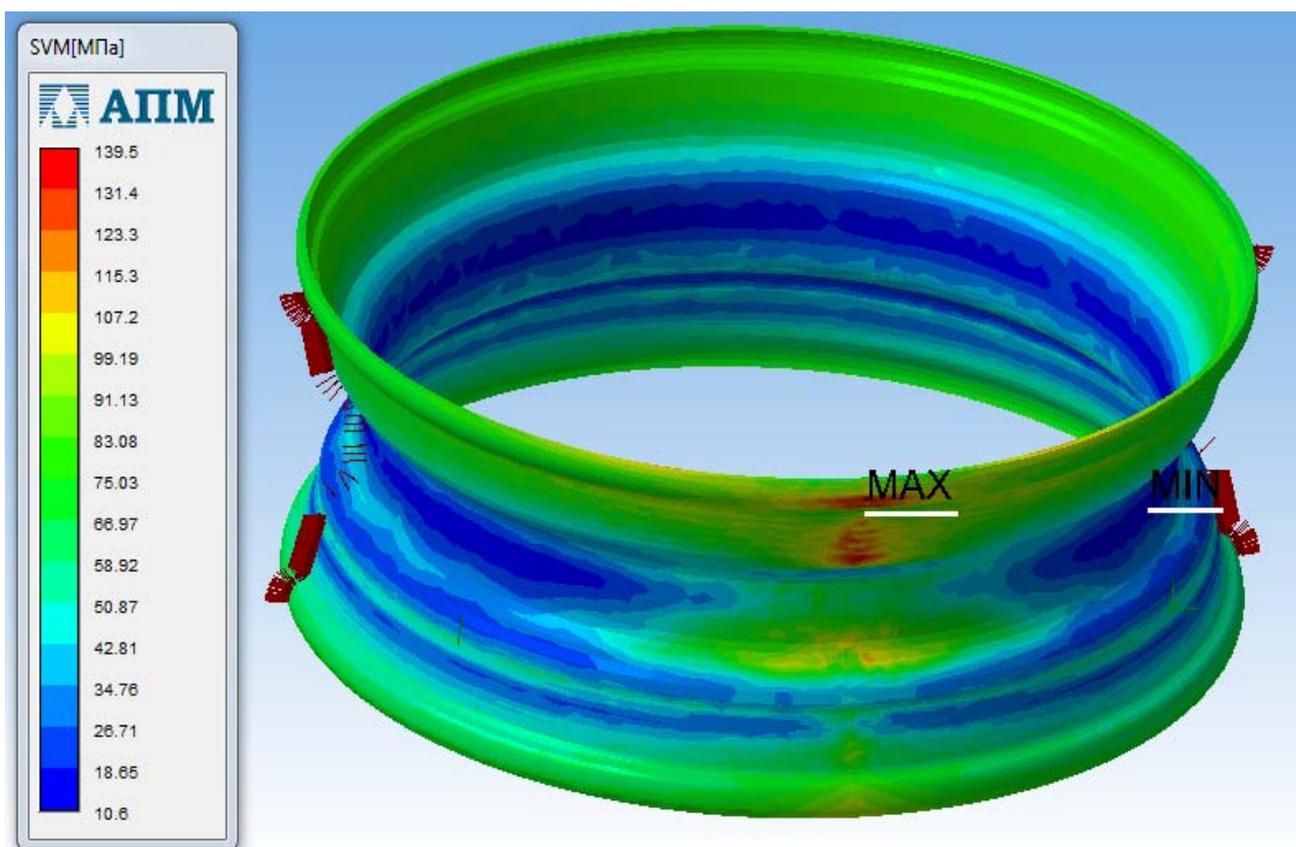


Рис.13. Эквивалентные напряжения в рационализированном ободе 22,5×6,75

Сопоставление полученных результатов до и после рационализации сечения обода (Рис. 9, 11) позволяют сделать выводы: экономия на одно колесо составит порядка 2 кг (10%). Экономия на один автомобиль, имеющий 10 рабочих и одно запасное колесо, составит 22 кг, а годовая экономия на 100 тыс. автомобилей составит 2,2 тысячи тонн конструкционной стали.

## **ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ**

1. С помощью разработанной измерительной установки на основе электрогидравлического датчика для измерения контактных давлений между взаимодействующими жёсткой и упругой поверхностями проведён комплекс экспериментальных исследований по результатам которых была достигнута хорошая точность аппроксимации (4,5 %) и был установлен характер контактных давлений, возникающих между ободом колеса современной конструкции в сборе с бескамерной шиной;

2. Установлена аналитическая зависимость, позволяющая без проведения дорогостоящих экспериментов описать эпюру контактных давлений, воспринимаемых ободом со стороны шины, в зависимости от геометрических размеров посадочных поверхностей обода и шины при различных величинах давления воздуха, являющихся основным силовым фактором при определении напряжённо-деформированного состояния обода колеса;

3. Произведёнными расчётами напряжённо-деформированного состояния обода, выполненными с применением полученных эпюр контактных давлений, установлены наиболее и наименее нагруженные участки обода, что дало основание произвести его рационализацию путём утончения наименее нагруженных и утолщения наиболее нагруженных зон, сохраняя максимальные эквивалентные напряжения на уровне, соответствующем базовым конструкциям колес.

4. Установлено, что экономия металлопроката при сохранении равнопрочности конструкции составит 9,99 % для обода 22,5×8,25 и 9,95 % для 22,5×6,75.

### **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ: В НАУЧНЫХ ИЗДАНИЯХ ИЗ ПЕРЕЧНЯ ВАК РФ:**

1. Установка для оценки силового взаимодействия шины и обода автомобильного колеса / М.С. Лямин [и др.] // Автомобильная промышленность. 2007. №1. С. 39-40. (0,2 п.л./0,1 п.л.);

2. Балабин И.В., Чабунин И.С., Лямин М.С. Устройство для измерения контактных давлений между шиной и ободом автомобильного колеса // ААИ. 2011. №4 (69). С. 20-22. (0,3 п.л./0,2 п.л.);

3. Анализ влияния жёсткости обода на его силовое взаимодействие с пневматической шиной / М.С. Лямин [и др.] // Автомобильная промышленность. 2011. №12. С. 20-22. (0,3 п.л./0,1 п.л.);

4. Балабин И.В., Лямин М.С. Напряжённо-деформированное состояние колёсного обода и его оптимизация // Автомобильная промышленность. 2021. №12. С. 10-12. (0,3 п.л./0,2 п.л.);

5. Лямин М.С. Влияние асимметрии профиля обода на его напряжённо-деформированное состояние // Автомобильная промышленность. 2023. №1. С. 15-16. (0,2 п.л./0,2 п.л.).

### **В ИЗДАНИЯХ, ИНДЕКСИРУЕМЫХ В МЕЖДУНАРОДНОЙ БАЗЕ НАУЧНЫХ ИЗДАНИЙ SCOPUS:**

1. Balabin I., Ryazantsev V., Lyamin M., Chabunin I. The stress-strain state and optimization of the cross section of the wheel rim tubeless truck tire / M.S. Lyamin [et

al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC 2019. 2020. С. 012014. (0,7 п.л./0,3 п.л.).

### **ПАТЕНТ РФ НА ИЗОБРЕТЕНИЕ:**

1. Способ измерения контактных давлений между двумя взаимодействующими жёсткой и эластичной составляющими изделия и устройство для его осуществления // Патент на изобретение RU 2007 приоритет №2343437 18.04.2007. Балабин И.В., Лямин М.С., Лямин С.Н. [и др.].

### **ПАТЕНТ РФ НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ:**

1. Устройство для измерения контактных давлений// Патент на полезную модель приоритет от 17.06.2010 №2010124299. Балабин И.В., Лямин М.С., Чабунин И.С.

### **ПРОЧИЕ ИЗДАНИЯ:**

1. Силовое взаимодействие шины и обода автомобильного колёса / М.С. Лямин [и др.] // 17-й симпозиум «Проблемы шин и резинокордных композитов» ООО Научно – технический центр «Научно - исследовательский институт шинной промышленности» Тезисы докладов симпозиума. М. Издательство ООО НТЦ НИИШП. 2006. С.49-55. (0,8 п.л./0,3 п.л.);

2. Измерительные системы силового взаимодействия между ободом и шиной автомобильного колеса / М.С. Лямин [и др.] // 18-й симпозиум «Проблемы шин и резинокордных композитов» ООО Научно – технический центр «Научно - исследовательский институт шинной промышленности» Тезисы докладов симпозиума. 2007 С. 61-72. (1,3 п.л./0,5 п.л.);

3. Балабин И.В., Чабунин И.С., Лямин М.С. Статика взаимодействия бескамерной шины с ободом колеса, имеющим пятнадцатиградусные посадочные полки // 19-й симпозиум «Проблемы шин и резинокордных композитов» ООО Научно – технический центр «Научно - исследовательский институт шинной промышленности» Тезисы докладов симпозиума. 2008 г. стр. 83-90. (0,9 п.л./0,3 п.л.);

4. Балабин И.В., Чабунин И.С., Лямин М.С. Силовое взаимодействие пневматической бескамерной шины с ободом современной конструкции колеса грузового автомобиля» // 20-й юбилейный симпозиум «Проблемы шин и резинокордных композитов» ООО Научно – технический центр «Научно - исследовательский институт шинной промышленности» Тезисы докладов симпозиума. 2009. С. 88-101. (1,6 п.л./0,5 п.л.);

5. Устройство для измерения контактных давлений между взаимодействующими жёсткой и эластичной поверхностями с автоматической системой снятия показаний/ М.С. Лямин [и др.] // 22-й симпозиум «Проблемы шин и резинокордных композитов» ООО Научно – технический центр «Научно - исследовательский институт шинной промышленности» Тезисы докладов симпозиума. 2011. С. 64-68. (0,6 п.л./0,3 п.л.).