

Результаты расчета приведены на рисунке 8. Перед проведением оптимизации толщина материала составляла 3мм, при этом коэффициент, отображающий степень повреждения композиционного материала, был равен 0,065. После завершения оптимизации была найдена минимальная толщина материала – 0,9мм, соответствующая коэффициенту повреждения материала равному 0,6.

Таким образом, в результате проведенных исследований сделана оценка прочности с учетом коэффициента динамичности углепластикового рычага подвески гоночного автомобиля класса «Формула студент». Для учета особенностей армированного композиционного материала проведена оценка прочности углепластикового рычага в модуле Altair HyperWorks и получена диаграмма, показывающая распределение запаса прочности в конструкции по критериям разрушения. Установлены оптимальные углы армирования – $+20^\circ$ и -20° , при которых несущая способность рассматриваемой конструкции увеличивается на порядок. Найдена минимальная допустимая толщина намотки композиционного материала. В результате оптимизации конструктивных параметров общая масса углепластиковой трубки снижена более чем в 3 раза.

Работа выполнена в рамках договора № 9905/17/07-к-12 между ОАО «КамАЗ» и МГТУ им. Н.Э. Баумана при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации.

Литература

1. Проектирование полноприводных колесных машин: в 3 т. Учеб. для вузов / Б.А. Афанасьев др.; Под общ. ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2008.
2. Афанасьев Б.А., Даштиев И.З. Проектирование элементов автомобиля из полимерных композиционных материалов: Учеб. пособие / Под ред. Б.А. Афанасьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006.
3. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов: Учеб. для вузов. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 592 с. (Сер. Механика в техническом университете; Т.2)
4. Pedro P. Camanho Failure criteria for fibre-reinforced polymer composites. URL: <http://paginas.fe.up.pt/~stpinho/teaching/feup/y0506/fcriteria.pdf> (дата обращения 9.12.14).
5. Евсеев К.Б. «Анализ механических свойств углепластиковых направляющих элементов подвески автомобиля класса «Формула студент» // Молодежный научно-технический вестник. – 2013. № 10. – С. 11.

Расчетно-экспериментальный метод определения конструктивного облика колесных вставок безопасности

Еремин Г.П., к.т.н. доц. Карташов А.Б., к.т.н. доц. Смирнов А.А.
МГТУ им. Н.Э. Баумана,
eremingeorgy@mail.ru; kartashov@bmstu.ru

Аннотация. В статье предложен метод создания колёсных вставок безопасности (внутренних опор или упоров) для военной и гражданской колёсной техники. Ключевые положения метода проиллюстрированы на примере разработанной конструкции вставки безопасности.

Ключевые слова: колесный движитель, вставка безопасности, шина с внутренним упором, шина с внутренней опорой.

Современная пневматическая шина представляет собой сложную многослойную композиционную конструкцию, основным недостатком которой является низкая надежность, вызванная высокой вероятностью повреждения герметичной газонаполненной оболочки в процессе эксплуатации автомобиля. Это обстоятельство снижает безопасность и общую надежность современных автомобилей. Кроме того, конструкция обладает повышенной уязвимостью к поражению пулями, осколками снарядов или брони, что резко снижает подвиж-

ность колесной машины. Тем не менее, прямой альтернативы пневматической шине, как основному элементу колёсного движителя, для современного автомобиля на сегодняшний день не существует. Для повышения надёжности в конструкции колёсного движителя применяют специальные вставки безопасности (колёсные упоры или внутренние опоры) совместно с пневматической шиной. Большинство колёсных вставок безопасности монтируются внутри шины и обеспечивают частичное или полное сохранение подвижности колесной машины при повреждении газонаполненной оболочки. При нарушении герметичности шины, её вертикальная деформация существенно увеличивается, и вставка безопасности вступает в работу [1].

Основной недостаток таких конструкций – низкая долговечность колёсного движителя после вступления вставку в работу из-за высокого тепловыделения и динамических нагрузок, а также снижение устойчивости, управляемости и проходимости колесной машины. Причинами высокого тепловыделения при вступлении вставку в работу является внутреннее гистерезисное трение в шине и вставке, а также их взаимное скольжение с поверхностным трением, которое возникает в результате разности длин беговых дорожек вставки и внутренней поверхности шины.

К конструкциям шин, оснащенных вставками безопасности, предъявляется целый комплекс требований: такие конструкции должны обладать необходимой несущей способностью, достаточной боковой жесткостью, малым сопротивлением качению, малой массой и большой надежностью, кроме того, они должны обеспечивать возможность длительного движения автомобиля на повреждённой шине с достаточно высокой скоростью.

Исследования, направленные на разработку вставок безопасности, ведутся с 70-х годов прошлого века. На сегодняшний день было запатентовано сотни изобретений, десятки из которых были реализованы в серийных образцах колесных машин [2]. Однако метода расчёта и проектирования вставки безопасности, отвечающей требованиям, предъявляемым к её конструкции, на данный момент не существует. В данной работе предлагается метод, представляющий собой алгоритмизированный комплекс действий (анализ задачи, поэтапное проектирование, расчёты и испытания), направленный на создание конструкции с требуемыми характеристиками и наиболее эффективной для заданных условий эксплуатации.

Геометрия колёсного упора, как правило, связана с конструкцией обода, на который он монтируется и типом используемой шины. В связи с этим создание вставки безопасности следует рассматривать как часть комплекса задач по созданию безопасного колёса. Многие из существующих запатентованных и применённых конструкций колёсных упоров требуют установки на автомобиль специальных шин. Разработка колёсного упора для стандартной шины является перспективной задачей, однако это повышает сложность конструкции и накладывает на неё геометрические ограничения. К таким ограничениям относится посадочный диаметр вставки и её ширина. Посадочный диаметр вставки должен обеспечивать её центрирование на ободе, а ширина обеспечивать проходимость при движении на спущенном колесе. Вставка должна обеспечивать надёжное прижатие боковин шины к бортовым краям обода. Внешний диаметр вставки должен, по возможности, исключать контакт шины и вставки при наезде на препятствия при наличии избыточного давления в шине. Однако уменьшение внешнего диаметра вставки приводит к повышению трения в следствии разности длин беговых дорожек вставки и шины, а также к увеличению деформаций шины при движении без избыточного давления. Оба этих фактора негативно сказываются на долговечности конструкции.

В связи с большим количеством факторов, влияющих на работу вставки, точный расчёт, позволяющий прогнозировать её надёжность, представляет собой крайне сложную задачу. Для создания математической модели статического нагружения вставки безопасности необходимо выбрать математическое описание деформационных характеристик её материала. Как правило, внутренние опоры изготавливают из эластичных материалов с целью снижения динамических нагрузок на колёсно-ступичный узел и повышения долговечности шины после вступления в работу опоры. В качестве материала вставки безопасности предлага-

ется использовать полиуретан марки СКУ-ПФЛ-100. Характеристики данного материала (см. таблицу 1) позволяют создать конструкцию, отвечающую требованиям, предъявляемым к вставкам безопасности.

Таблица 1

Механические свойства полиуретана СКУ-ПФЛ-100

Характеристики	Значение
Твёрдость по Шору А/D	95/48
Напряжение при удлинении 100%, МПа	13,7
Напряжение при удлинении 300%, МПа	28,5
Условная прочность при растяжении, МПа	44,1
Относительное удлинение при разрыве, %	370
Сопrotивление раздиру, кН/м	105
Коэффициент Пуассона	0,49

Основная сложность при моделировании материала, допускающего большие упругие деформации (гиперупругого), заключается в отсутствии достаточной адекватности результатов расчёта при применении классических уравнений теории упругости, дающих точное решение лишь при малых деформациях материала. Для получения адекватного результата расчетов в качестве модели материала используется двухпараметрическая модель гиперупругого материала Муни-Ривлина на основе выражения упругого потенциала, характеризующегося двумя константами. Данная модель позволяет получить приемлемую точность расчёта, а определение необходимых констант для конкретного материала не связано с большими трудностями [3]. Для описания механики поведения данного материала используется следующее выражение упругого потенциала:

$$\Psi = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{d}(J - 1)^2; \quad (1)$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2; \quad (2)$$

$$I_2 = \lambda_1^2\lambda_2^2 + \lambda_2^2\lambda_3^2 + \lambda_3^2\lambda_1^2; \quad (3)$$

$$J = \lambda_1\lambda_2\lambda_3, \quad (4)$$

где: Ψ – функция энергии деформации; d – критерий несжимаемости материала; J – мера объёмной деформации; C_{10} , C_{01} – константы Муни-Ривлина, характеризующие деформацию; λ_1 , λ_2 , λ_3 – главные кратности удлинений материала; I_1 , I_2 – инварианты деформации.

Для описания упругих свойств полиуретана марки СКУ-ПФЛ-100 используются следующие значения упругих констант: $C_{10}=0,80$ Па, $C_{01}=3,03$ Па [4]. Значение критерия несжимаемости вычисляется по формуле:

$$d = \frac{(1 - 2\mu)}{(C_{10} + C_{01})} = 1,5 \cdot 10^{-9} \text{ Па}^{-1}. \quad (1)$$

С точки зрения обеспечения несущей способности, определение конструктивного облика вставки безопасности в первом приближении целесообразно проводить путём выбора оптимальных геометрических параметров её идеализированной модели. Для этого предлагается использовать следующий алгоритм:

- 1) разработка параметрической твердотельной модели конструкции вставки безопасности;
- 2) создание конечно-элементной модели для определения напряжённо-деформированного состояния;
- 3) проведение серии расчётов при варьировании геометрических параметров;
- 4) построение поверхности отклика – зависимости значения целевой функции от геометрических параметров и поиск оптимальных геометрических параметров.

Данный алгоритм может быть реализован в различных программах конечно-элементного анализа, в частности в Ansys Student 16.2 Workbench [5].

Для создания параметрической геометрической модели можно использовать встроенный модуль твердотельного геометрического моделирования Ansys Design Modeller (рисунок 1).

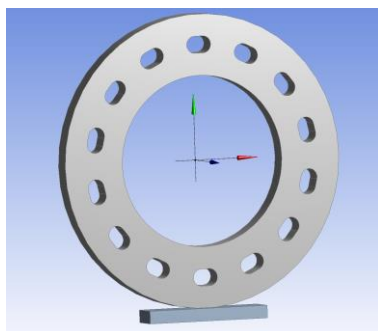


Рисунок 1. Идеализированная модель вставки безопасности, созданная в Ansys Design Modeller

Для сокращения времени расчёта в математическую модель введены следующие допущения:

- 1) вставка является неразъёмной, отверстия распределены равномерно;
- 2) в расчёте рассматривается четверть конструкции с применением граничных условий симметрии;
- 3) на вставку действует только вертикальная сила, вращение вставки отсутствует;
- 4) шина заменена упругим элементом, лишенным рисунка протектора.

Расчётная модель вставки является симметричной относительно плоскостей, перпендикулярных плоскости опорной поверхности, поэтому с целью экономии машинных ресурсов и сокращения времени расчёта в модель включена четверть геометрической модели вставки безопасности при учёте граничных условий симметрии. В расчёте рассматривается только нижняя половина вставки безопасности, её конечно-элементная модель приведена на рисунке 2. В модели используются объёмные конечные элементы кубической и призматической форм с 20-ю и 10-ю узлами соответственно и тремя степенями свободы в каждом узле.

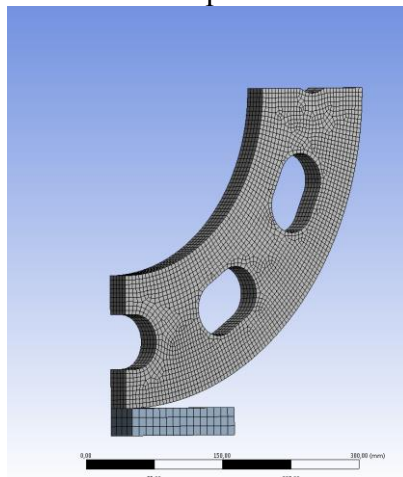


Рисунок 2. Конечно-элементная модель вставки безопасности

В качестве расчетного случая целесообразно рассматривать режим кратковременного диагонального вывешивания автомобиля, как наиболее нагруженный для колеса. Расчётная схема приведена на рисунке 3. К элементу обода приложена вертикальная нагрузка 20000 Н. Расчёт проводится методом последовательных приближений.

В качестве целевой функции выбрана зависимость массы изделия от конструктивных параметров, которую необходимо минимизировать. В качестве функционального ограничения выбрано непривышение эквивалентными напряжениями максимальных допустимых значений для материала. В качестве прямых ограничений выбраны ограничения количества

типовых отверстий в стенке вставки, толщины стенки и характерного размера отверстия.

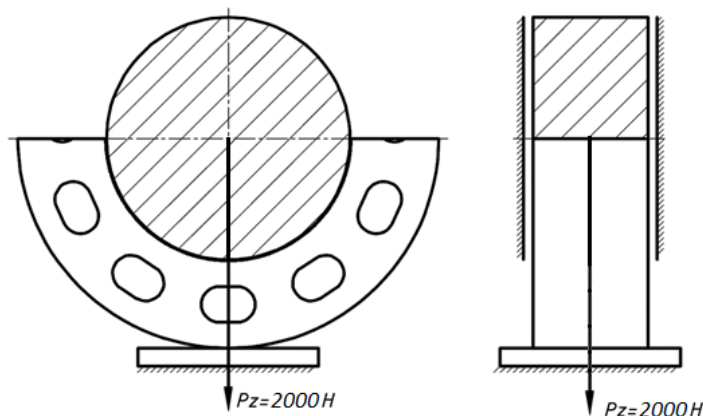


Рисунок 3. Расчётная схема для определения несущей способности вставки безопасности

Поиск оптимальных решений производится путём анализа поверхности отклика, построенной на основе результатов 121 решения задачи при разных значениях параметров. С увеличением числа расчётов растёт точность поверхностей отклика, а, следовательно, и точность решения задачи. В результате оптимизации были получены три точки поверхности отклика со значениями параметров, близкими к оптимальным, из которых по технологическим соображениям была выбрана одна. Оптимизированная модель приведена на рисунке 4.

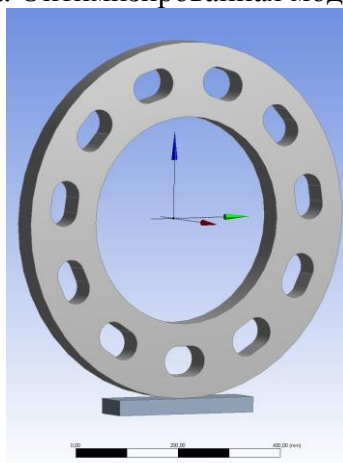


Рисунок 4. Оптимизированная модель вставки безопасности

Аналогичный алгоритм оптимизации был применён и к конструкции с круглыми отверстиями. После проведения расчёта было установлено, что отверстия распределяются по окружности вставки с достаточной частотой, чтобы целесообразно было объединить их в продолговатые пазы, что оказалось эффективнее с точки зрения снижения массы.

После определения геометрических размеров вставки, необходимо провести проверочные расчёты на прочность и жёсткость элементов конструкции. Расчётная схема для вертикального нагружения совпадает с приведённой ранее схемой для проведения оптимизационного расчёта. Для достижения максимальной точности решения задачи данные расчёты также следует проводить методом конечных элементов. Пример результатов расчётов в программном комплексе Ansys приведены на рисунках 5 и 6. При статическом нагружении конструкции вертикальной нагрузкой максимальные напряжения не превышают 10 МПа, максимальные деформации находятся в пределах 40 мм.

При боковом действии нагрузки максимальные напряжения не превышают 15 МПа, максимальные перемещения составляют около 100 мм. Таким образом, максимальные напряжения при заданном виде нагружения значительно ниже допустимых для данного материала, что свидетельствует о достаточной надёжности конструкции. Кроме того, конструкция обладает достаточной жёсткостью даже при действии боковой нагрузки.

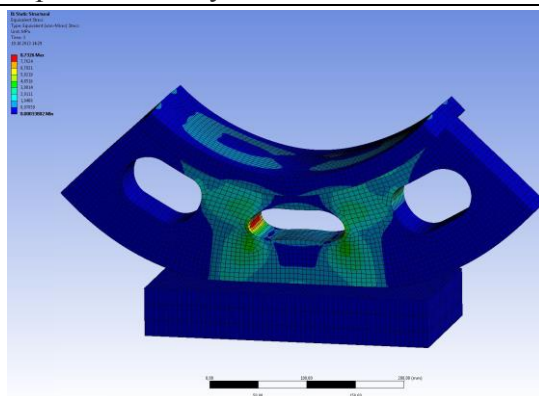


Рисунок 5. Распределение напряжений в конструкции при вертикальной нагрузке

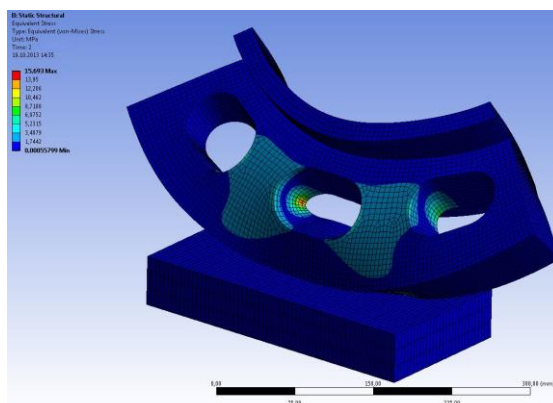


Рисунок 6. Распределение напряжений в конструкции при совместном действии вертикальной и боковой нагрузок

Одной из важнейших характеристик вставки безопасности является её живучесть – работоспособность конструкции после повреждения колёсного движителя в результате обстрела. Живучесть вставки безопасности определялась вероятностью сохранения работоспособности конструкции при получении колесом фиксированного количества повреждений пулями. Для оценки живучести вставки безопасности предлагается использовать программный модуль «Ansys six sigma analysis».

Количество попаданий в колесо, при котором оно должно обеспечивать заданную подвижность, как правило, определяется заказчиком изделия и указывается в техническом задании.

В результате проведённых расчётов несущей способности вставки безопасности установлено, что на её цилиндрической поверхности можно выделить область, ограниченную сектором с центральным углом 52° , эквивалентные напряжения в котором не превышают $1/10$ от полученных максимальных эквивалентных напряжений. Будем рассматривать самый опасный случай повреждения – локализацию всех отверстий в указанной области.

Положение каждого из отверстий определяется двумя независимыми координатами в полярной системе координат – углом и радиусом. Таким образом для автоматического размещения восьми отверстий на исследуемом элементе вставки необходимо 16 независимых параметров. При этом величина угла изменяется от -26 до $+26$ и является случайной величиной с равномерным законом распределения. При обстреле шины можно считать, что попадания в неё распределяются на участке от минимального до максимального диаметра по нормальному закону. Участок кривой закона нормального распределения отверстий по боковой проекции шины, ограниченный внешним диаметром вставки соответствует закону распределения отверстий во вставке. Таким образом, отверстия во вставке распределяются по закону, представляющему собой часть кривой закона нормального распределения отверстий по боковой проекции шины на участке, ограниченном внешним диаметром вставки [6].

В результате работы было проведено 150 расчётов с различными значениями варьируемых параметров и получен закон распределения максимальных напряжений, который мож-

но использовать для определения вероятности возникновения критических режимов работы вставки после её обстрела. Например, вероятность возникновения максимальных напряжений, превышающих 15 МПа составляет менее 0,05 (рисунок 7).

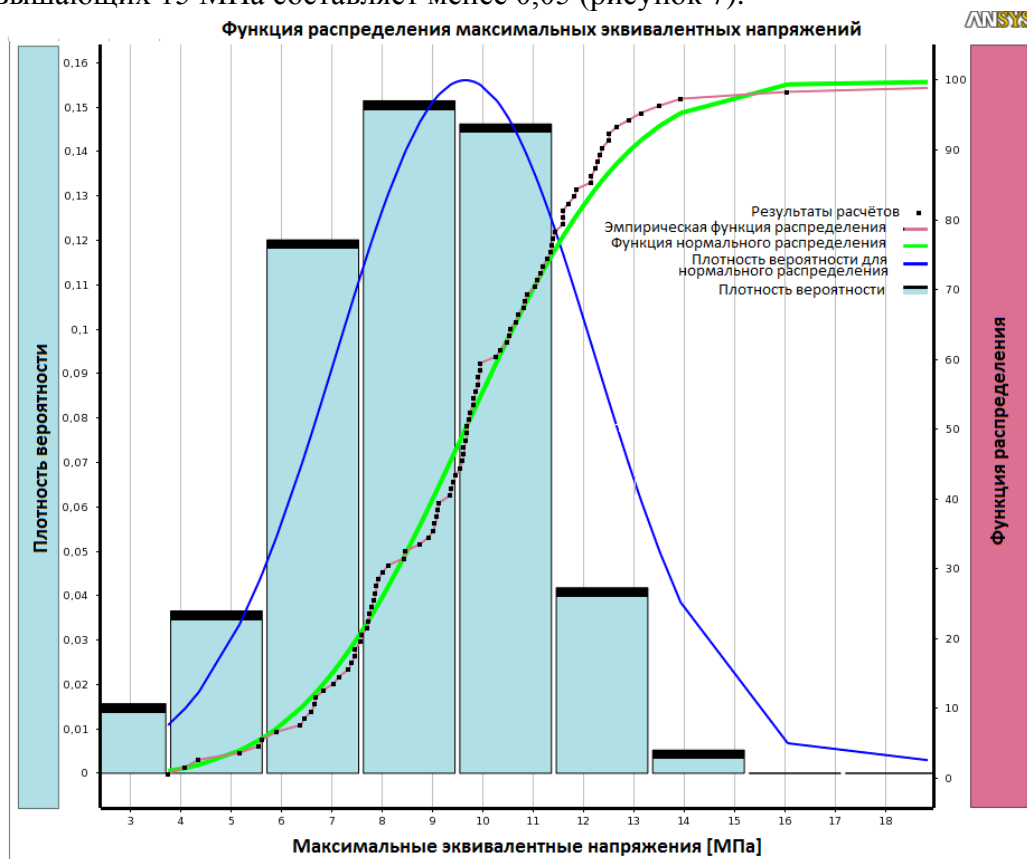


Рисунок 7. Вероятностные характеристики возникновения критических режимов работы

Окончательная форма изделия, полученная в результате описанных расчётов приведена на рисунок 8. Применение конструкции предполагается совместно с продольно-разборным ободом.



Рисунок 8. Трёхмерная модель конструкции вставки безопасности

После проведения всех необходимых расчётов, разработки геометрической модели и создания опытного образца необходимо проведение натурных испытаний конструкции с последующей корректировкой входных данных.

Метод был опробован на конструкции вставки безопасности, установленной и испытанной на опытном образце штурмового бронированного специального автомобиля «Ансырь» полной массой 4тонны. На колёса задней оси автомобиля были установлены две

вставки безопасности из полиуретана с различными характеристиками упругости. В результате проведения испытаний при указанном в техническом задании скоростном режиме вставка из менее упругого полиуретана была разрушена после преодоления необходимого расстояния, разрушения вставки из более упругого полиуретана не произошло [7].

На основе проведённых теоретических и экспериментальных исследований можно составить блок-схему метода создания колёсных вставок безопасности (рисунок 9).

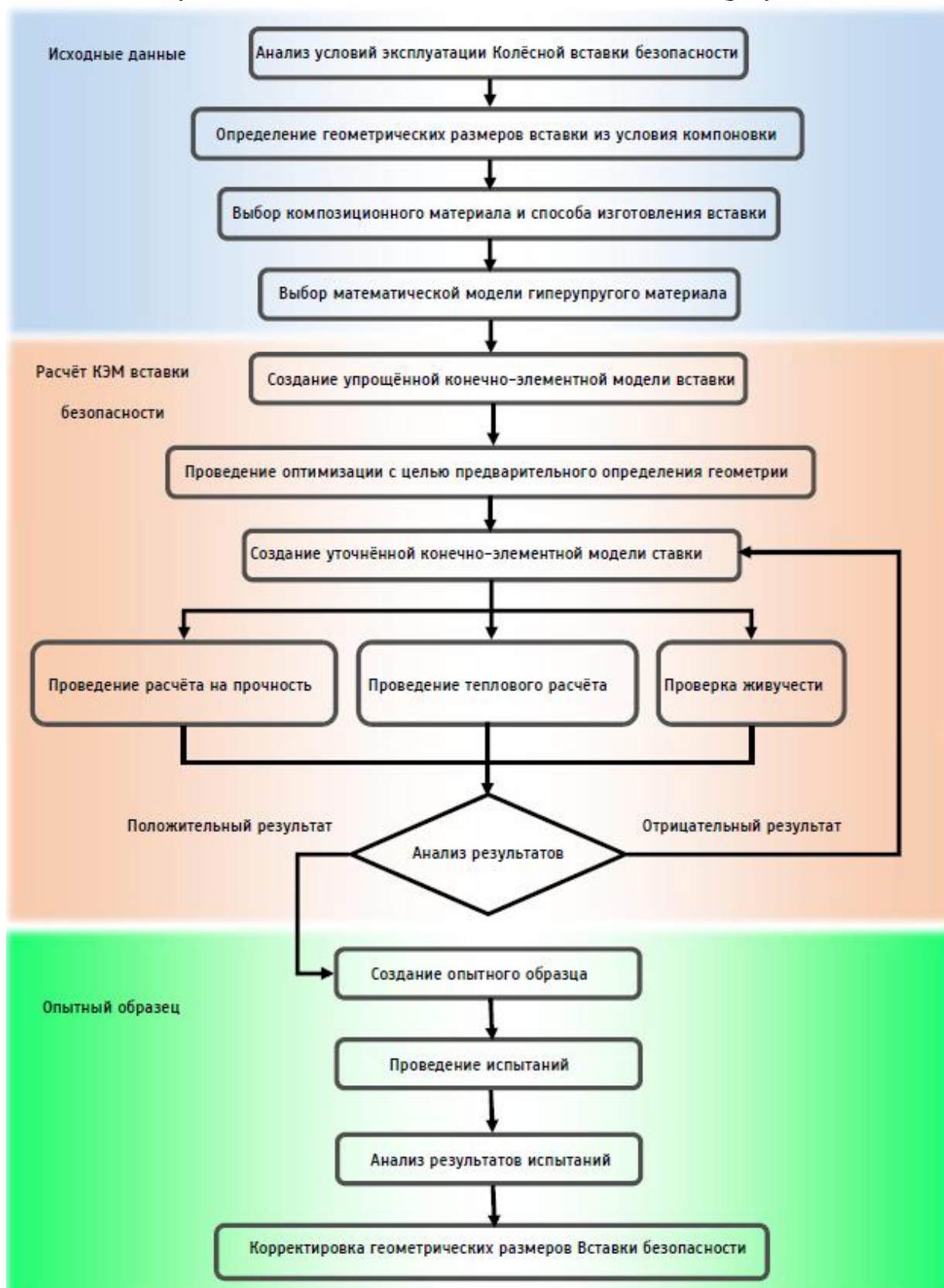


Рисунок 9. Блок-схема метода создания вставки безопасности

Предлагаемая последовательность действий отличается своей универсальностью и может быть использована для проектирования, расчётов и испытаний конструкций вставок безопасности разных конфигураций. Применение данного метода позволит сократить время проектирования конструкции, отвечающей предъявляемым к ней требованиям, а также оценить её надёжность, в том числе, на стадии проектирования.

Отличительными особенностями данного метода являются:

- возможность на стадии проектирования оценить несущую способность вставки безопасности из гиперупругого композиционного материала;
- наличие оптимизационного цикла, который позволяет получить конструкцию движителя минимальной массы при заданной несущей способности;
- возможность оценить «живучесть» конструкции;
- метод предполагает проведение эксперимента.

Выводы

Таким образом, в результате проделанной работы предлагается метод создания колёсных вставок безопасности для военного и гражданского автотранспорта. Данный метод позволяет на основе анализа исходных данных технического задания произвести синтез модели вставки безопасности с оптимальной геометрией и последующее создание подробной трёхмерной модели конструкции.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Литература

1. Полонский В.А., Шипилов В.В. и др. Тенденции развития зарубежной военной автомобильной техники – М.: Редакционно-издательский центр Министерства Обороны РФ, 2005. – 176 с.
2. Еремин Г.П., Карташов А.Б. Обзор и анализ современных конструкций колёсных вставок безопасности // Журнал Ассоциации Автомобильных Инженеров, вып. №1 (90) 2015.
3. Л. Трелоар. Физика упругости каучука – М.: Издательство иностранной литературы, 1953. – 240 с.
4. Белкин А.Е., Даштиев И.З., Хоминич Д.С. Анализ статического нагружения амортизатора специального назначения из полиуретана // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». – Спец. вып. 6. - 2012. – С. 13-26.
5. Ansys Workbench User's Guide// Ansys, Inc. Release 12.1: сайт. Ноябрь 2009. URL: http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.1/121/wb2_help.pdf.
6. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория вероятностей и ее инженерные приложения. – М.: Высшая школа, 2000. –480 с.
7. Еремин Г.П., Карташов А.Б., Смирнов А.А. Экспериментальное исследование тепловой нагруженности безопасных колес // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. №4. 2015. – С. 49-56.

Методика повышения надежности гидравлической системы карьерных автосамосвалов

Кузнецов А.В., Шальков А.В.
Филиал КузГТУ в г. Прокопьевске,
Barsk-81@yandex.ru

Аннотация. Рассмотрена проблема безотказной работы гидравлической системы карьерных автосамосвалов, которые эксплуатируются в континентальных климатических условиях. Для анализа негативных факторов, влияющих на работу гидравлической системы в целом, был использован системный подход описания проблемы, основывающийся на методологии структурного анализа SADT. В ре-