

Выводы

Зависимости, предложенные в данной статье, дают представление о процессах взаимодействия, сопровождающих работу кулачково-роликовой муфты с гидроактивацией, показывают основные ее отличия от варианта с индивидуальным подпружиниванием элементов, позволяют построить математическую модель кулачково-роликовой муфты, необходимую для моделирования процесса включения муфты, а также определить момент, передаваемый кулачково-роликовой муфтой. Также представленные зависимости являются необходимыми для проектировочного расчета таких муфт.

Литература

1. Гостроус А.В., Строков А.М., Шипилевский Г.Б. Импульсное кулачково-роликовое сцепление: свидетельство № 133886 Рос. Федерация №2013123912; заявл. 27.05.2013; опубл. 27.10.2013
2. Гостроус А.В., Строков А.М., Шипилевский Г.Б. Импульсное кулачково-роликовое сцепление: свидетельство № 133887 Рос. Федерация №2013123915; заявл. 27.05.2013; опубл. 27.10.2013
3. Строков А.М. Силовое взаимодействие в кулачково-роликовой муфте // Известия МГТУ «МАМИ». - 2015. № 1(23). Т. 1. – С. 74-79.

Методика расчета нагрузок, действующих в направляющих элементах подвески автомобиля при преодолении препятствий

Гончаров Р.Б., к.т.н. доц. Рябов Д.М.
МГТУ им. Н.Э. Баумана,
rbgoncharic@gmail.com; rbvdns@gmail.com

Аннотация. В работе рассмотрены различные способы определения сил, действующих на направляющие элементы подвески. Проведен анализ способов крепления рычагов подвески к раме, рассмотрены статически определимые и неопределимые варианты крепления. Представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния рычагов для различных случаев закреплений. Полученные результаты исследования расширяют представление о способах анализа направляющих элементов системы поддрессоривания.

Ключевые слова: метод конечных элементов, система поддрессоривания, рычаг подвески, напряженно-деформированное состояние.

Одна из основных задач при проектировании подвески после определения ее кинематики и расчета упругого элемента это расчет направляющих элементов на прочность. Для этого, во-первых, необходимо сформулировать режимы нагружения, во-вторых, определить нагрузки, действующие в шарнирах подвески, в-третьих, рассчитать элементы подвески на прочность, например, методом конечных элементов. Данные вопросы рассмотрены в статьях многих авторов [1–6], но в каждой из работ исследуется только часть из поставленных задач. После анализа литературных источников была сформулирована цель работы.

Цель работы – исследование влияния граничных условий на напряженно-деформированное состояние элементов подвески.

Определение нагрузочных режимов является важной и одной из основополагающих задач. Для каждого класса автомобиля нагрузочные режимы зависят от назначения транспортного средства, их определяет конструктор-разработчик в процессе проектирования. Например, для грузового автомобиля: заезд в гору, спуск с горы, косогор, заезд на препятствие; для легкового автомобиля помимо, описанных выше, переезд препятствия, боковой удар о бордюр, удар при наезде на препятствие задним ходом.

Тяговый режим при движении в гору – экстремальный режим для подвески грузового автомобиля, помимо вертикальной нагрузки в пятне контакта возникает продольная сила тяги и реактивный момент от планетарного колесного редуктора.

После определения внешних нагрузок, действующих на колесо автомобиля в тяговом режиме, необходимо рассчитать нагрузки, возникающие в элементах подвески. Подвеска современных автомобилей является сложной системой, состоящей из рычагов, шарниров, отбойников и промежуточных элементов. Каждая деталь совершает сложное пространственное движение, что усложняет или делает практически невозможным аналитическое определение усилий в шарнирах. Для решения данной проблемы создано множество программ, позволяющих моделировать движение многосвязных механизмов, таких как Adams, Эйлер, Универсальный механизм, NX Motion. Они позволяют не только рассчитывать движение механизма в режиме реального времени, но и получать значения нагрузок в шарнирах, в случае приложения внешней силы.

В данной статье описанная выше последовательность расчета рассмотрена на примере верхнего рычага независимой двухрычажной подвески для грузового автомобиля с нагрузкой на ось до 10 тонн. На рисунке 1 показана твердотельная модель подвески, разработанная в рамках проекта с ОАО КАМАЗ.

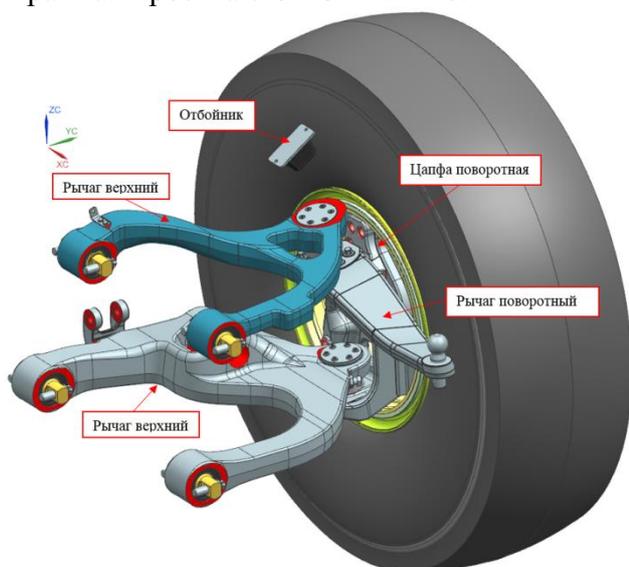


Рисунок 1. Твердотельная модель подвески

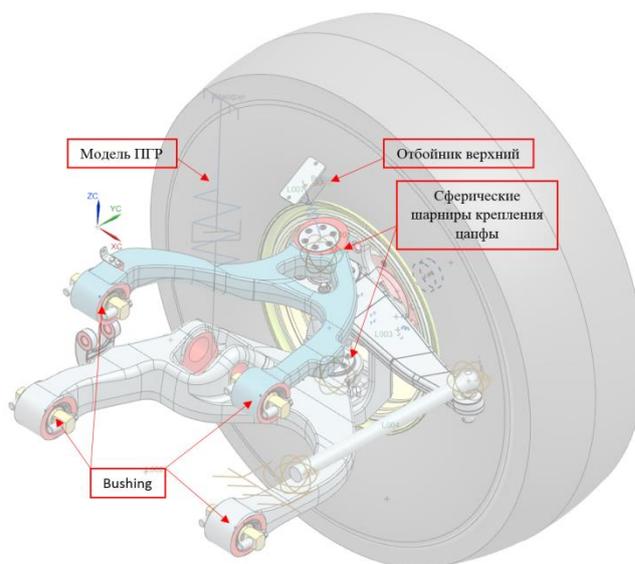


Рисунок 2. Динамическая модель подвески с податливыми шарнирами типа Bushing

Расчет усилий на рычаги подвески, и последующий анализ напряженно-деформированного состояния проводился в программе NX.

Динамическая модель, созданная в NX Motion, показана на рисунке 2. Она состоит из двух рычагов верхнего и нижнего, цапфы, поворотного рычага, верхнего отбойника, колеса, пружины и демпфера.

Важным моментом при изучении динамической модели является выбор типа шарниров для закрепления рычагов подвески.

Сферический шарнир ограничивает три поступательные степени свободы, оставляя свободными три вращательные. Шарнир Revolute ограничивает пять степеней свободы, оставляя свободным только вращение в направлении заданного вектора.

Цапфа связана с верхним и нижним рычагами с помощью сферических шарниров. В результате появляется виртуальная ось, проходящая через центры шарниров, вокруг которой она может повернуться. Для ограничения вращения была создана упрощенная модель рулевого механизма. Она состоит из поворотного рычага и рулевой тяги, которые соединены друг с другом сферическими шарнирами.

Рассмотрим различные способы моделирования креплений рычагов.

Первый способ заключается в использовании шарнира Revolute только в одном месте крепления рычага к подрамнику автомобиля, это позволяет рычагу вращаться вокруг оси шарнира, система получается статически определимой. Данный способ дает возможность рассчитывать силы и реакции, действующие на поворотную цапфу, но не позволяет опреде-

лять реакции, возникающие во всех точках крепления рычагов к подрамнику. На рисунке 3 изображено расположение шарниров, ограничивающих перемещение рычагов и цапфы.

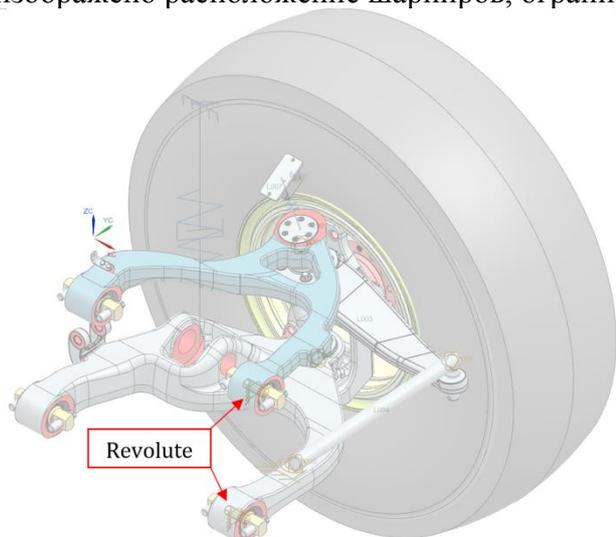


Рисунок 3. Динамическая модель подвески с шарнирами Revolute

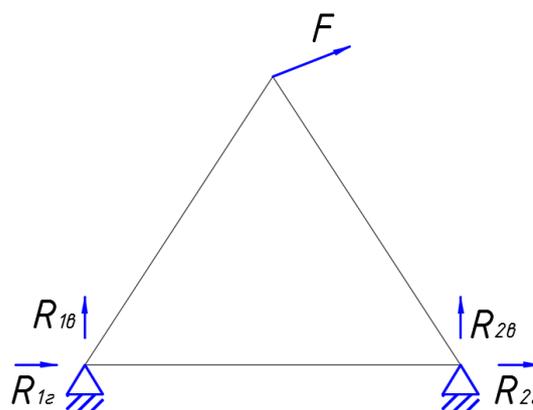


Рисунок 4. Статически неопределимая схема расчета рычага

Возникает вопрос, как закрепить рычаг подвески к подрамнику, оставить возможность вращаться вокруг оси шарнира и не переопределить систему? Рассматривая рычаг отдельно от конструкции подвески, можно сделать вывод о том, что при любых способах крепления концов рычага задача является статически неопределимой в осевом направлении и для ее решения необходимо вводить деформируемые тела (рисунок 4). Деформируемым телом может быть сам рычаг, шарниры крепления к подрамнику или оба варианта одновременно.

Второй способ заключается в задании в местах крепления рычагов к подрамнику деформируемых элементов типа втулка (bushing) с конечной, но достаточно большой жесткостью, данный вариант показан на рисунке 2. Этот способ позволяет избежать возникновения неопределимости и при этом дает возможность получить осевые реакции в шарнирах R_{1r} , R_{2r} . В этом способе реакции в осевом направлении распределятся поровну, вследствие того, что жесткости втулок одинаковые, при этом жесткость самого рычага не учитывается.

Таким образом, для определения влияний различных способов моделей закрепления была проведена серия расчетов в различных постановках.

Исходная конечно-элементная модель верхнего рычага создана в программе NX Nastran в автоматическом режиме, тип элемент tetra 10, количество элементов 87097, количество узлов 145564 (рисунок 5). Материал рычага сталь: модуль упругости 200 ГПа, коэффициент Пуассона 0,3 [7].

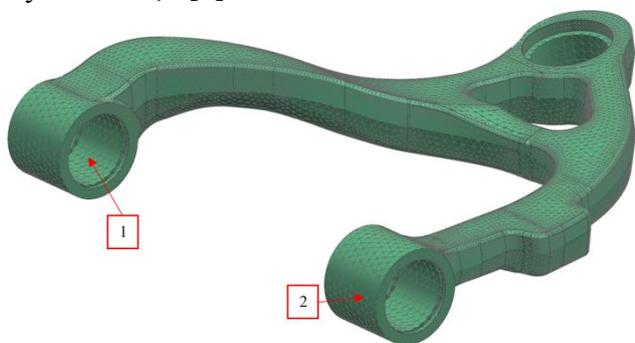


Рисунок 5. Конечно-элементная модель рычага

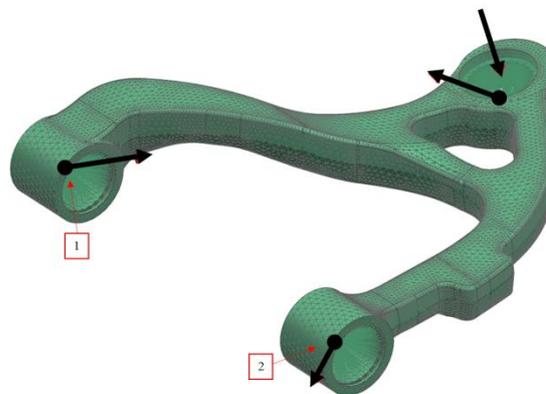


Рисунок 6. Уравновешенные нагрузки, действующие в шарнирах рычага

Первая постановка заключается в создании полностью уравновешенной модели. Этого можно достичь с помощью опции load transfer, которая позволяет перенести нагрузки из ди-

намической модели в статический расчет. Распределение нагрузок показано на рисунке 6. Система сил полностью уравновешена. Нагрузки соответствуют тяговому режиму, рассмотренному ранее, и для всех постановок остаются неизменными.

Результаты расчета показаны на рисунке 7. Анализируя результаты, можно сделать вывод, что расстояние между местами расположения шарниров под действием осевых сил увеличивается, обе «ветви» рычага равномерно напрягаются, максимальное напряжение 350 МПа. Осевые силы в шарнирах равны и составляют 32450 Н.

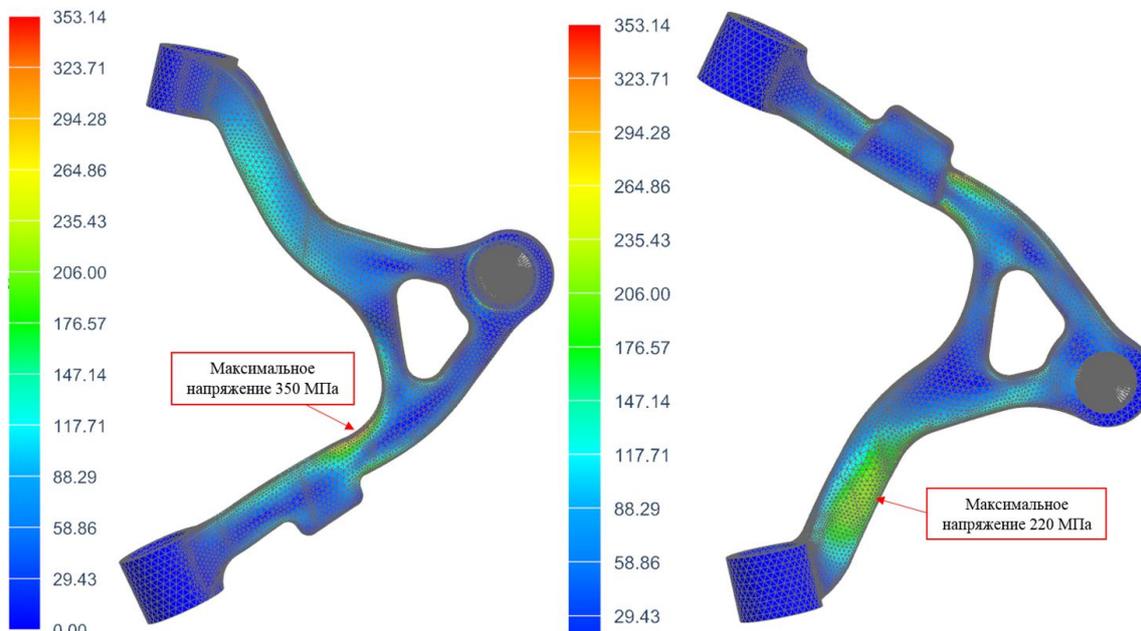


Рисунок 7. Результаты расчета первой постановки: напряжения, МПа

Вторая постановка рассматривает модель, имеющую закрепления в местах расположения шарниров крепления к подрамнику. С помощью элементов RBE2, закрепления сведены в точки расположения геометрических центров шарниров.

Ограничения осуществляются по пяти степеням свободы, оставшаяся степень свободы позволяет рычагу вращаться вокруг оси шарниров. Для того чтобы ограничить вращение, создается модель верхнего отбойника, как показано на рисунке 8, запрещается перемещение в направлении перпендикулярном плоскости касания отбойника.

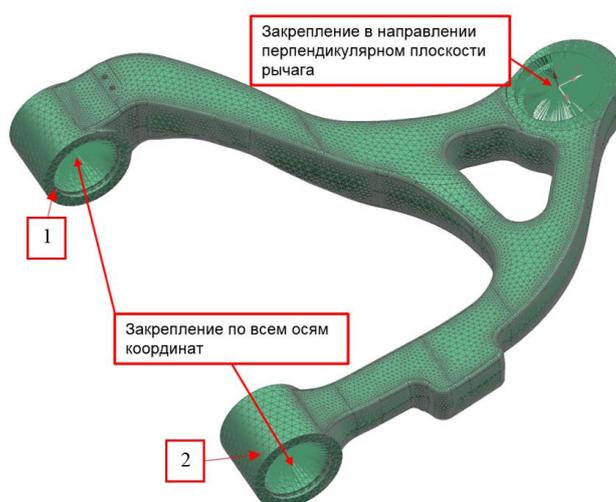


Рисунок 8. Нагрузки и закрепления рычага подвески во второй постановке

Нагрузка приложена в месте расположения шарового пальца и соответствует тяговому режиму нагружения.

Результаты показаны на рисунке 9. Максимальное напряжение 211 МПа. В отличие от

первого расчетного случая, напрягается только левая «ветвь» рычага, максимальное напряжение меньше на 122 МПа. Опасная зона расположена в нижней части левой ветви рычага. Места расположения шарниров не подворачиваются при деформации. Осьевые силы в шарнирах перераспределилась неравномерно. Сила в шарнире № 1 составляет 49824 Н, в шарнире № 2 15056 Н.

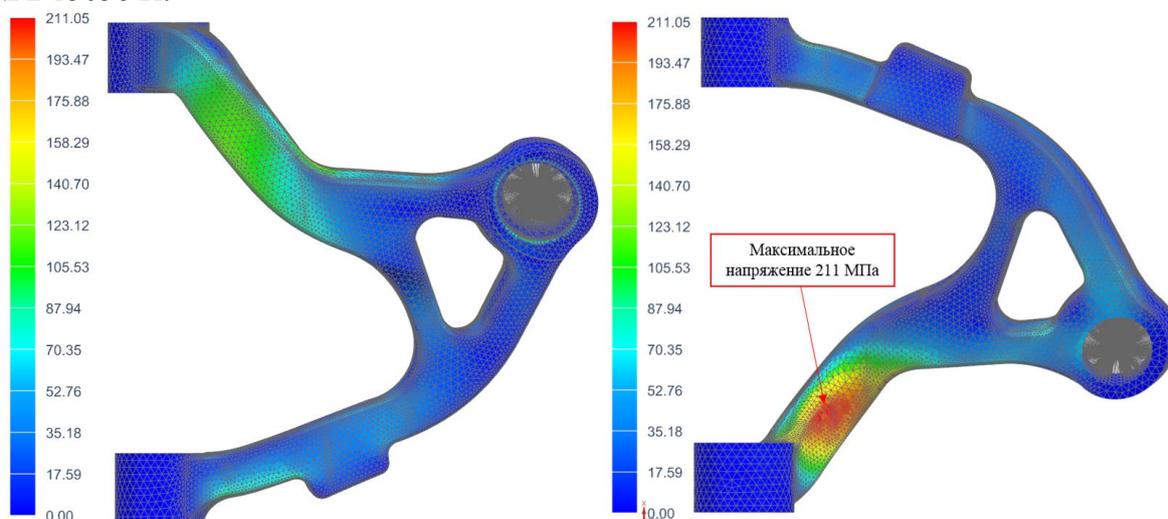


Рисунок 9. Результаты расчета второй постановки: напряжения, МПа

Третья постановка задачи основана на предыдущей, но отличается в способе закрепления шарниров рычага подвески. Центры шарниров закрепляются только по трем поступательным степеням свободы, вращательные степени свободы остаются свободными.

Результаты расчета показаны на рисунке 10. Максимальное напряжение 243 МПа. Как и в предыдущем расчетном случае в большей степени нагружается левая ветвь рычага. Проушины крепления подворачиваются, что в большей степени соответствует поведению резинометаллических шарниров. Осьевая сила, возникающая в шарнире № 1 равна 54027 Н, в шарнире № 2 равна 10853 Н.

Четвертая постановка задачи учитывает и податливость шарниров, и податливость рычагов. Это возможно благодаря использованию метода Крейга-Бемптона, он позволяет перенести конечно-элементную модель в динамический расчет и получить результаты напряженно-деформированного состояния в режиме реального времени. При этом в зависимости от соотношения жесткостей верхнего и нижнего рычагов происходит перераспределение реакций в шарнирах подвески.

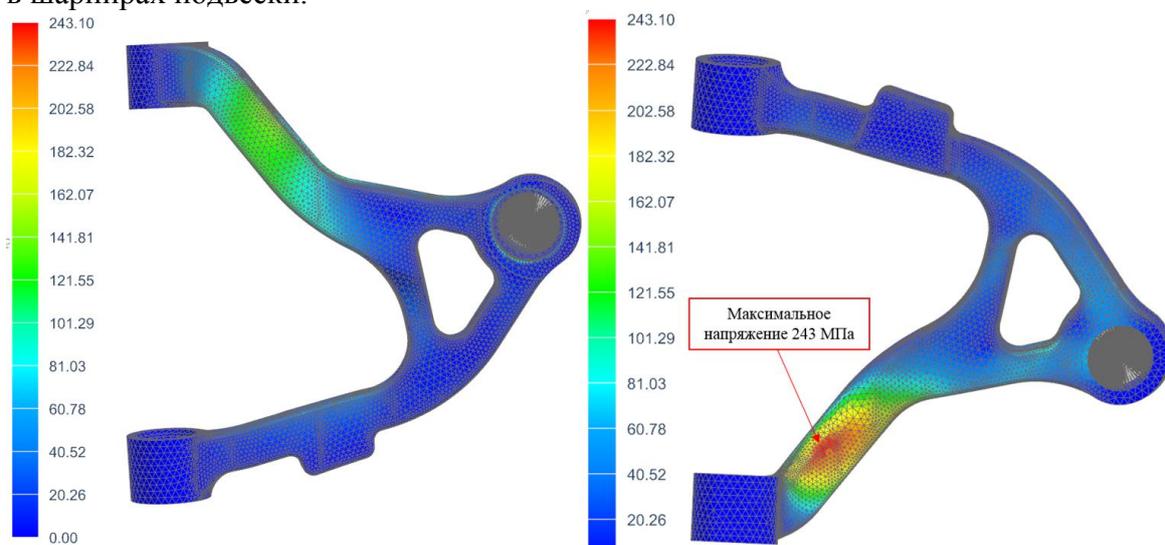


Рисунок 10. Результаты расчета третьей постановки: напряжения, МПа

Результаты совместного моделирования представлены на рисунке 11. Максимальное

напряжение 242 МПа, расположено на левой ветви, в нижней части. Данный расчетный случай по величинам и распределению напряжений совпадает с третьим. Реакции в шарнирах распределились в соотношении 1/5. Осовая реакция в шарнире № 1 – 54000 Н, в шарнире № 2 – 11780 Н.

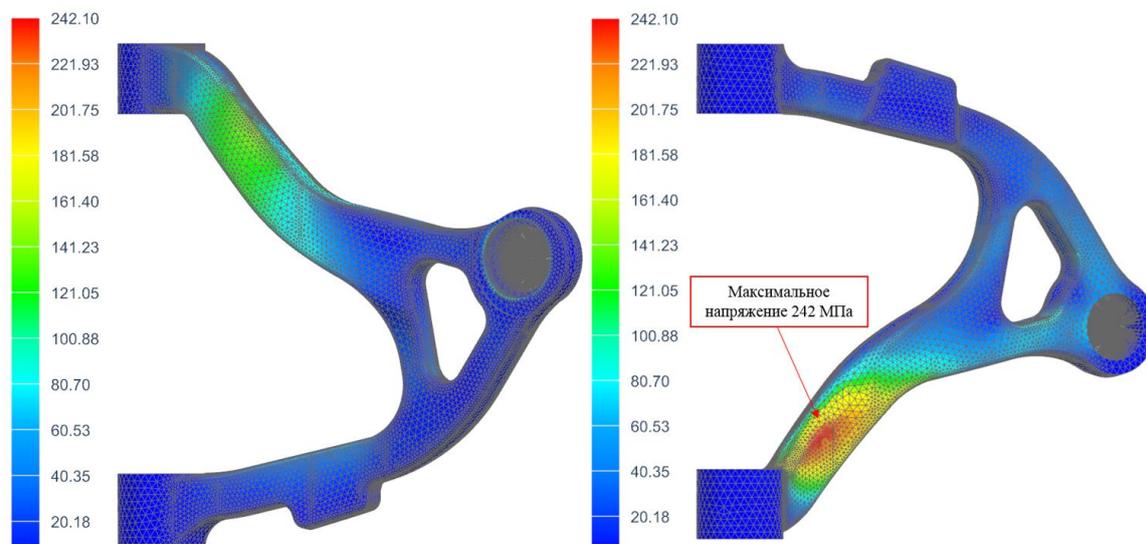


Рисунок 11. Результаты расчета четвертой постановки: напряжения, МПа

Выводы

Подводя итог, можно сделать вывод, что наиболее точно поведение модели описывает динамический расчет с учетом податливых тел (четвертая постановка). В нем учитывается как жесткость шарниров, так и жесткость рычагов подвески. В результате реакции перераспределяются наиболее корректно. Но данная задача требует много времени на подготовку и проведения расчета.

Для экспресс анализа третья постановка является наиболее предпочтительной. Целесообразно ограничивать только поступательное перемещение шарниров. Данная модель позволяет шарнирам подворачиваться, что в большей степени соответствует поведению резинометаллических шарниров.

Использование опции load transfer (первая постановка) приводит к адекватному результату только в случае, если изначально динамическая модель статически определимая, в противном случае равное перераспределение реакций в шарнирах ведет к неправильному напряженно-деформированному состоянию.

Ограничение шарниров по пяти степеням свободы (вторая постановка) приводит к заниженным значениям напряжения, данная схема подходит только в случае, если жесткость шарниров на порядок больше жесткости рычагов.

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. Вержбицкий А.Н., Жилейкин М.М., Лахтюхов М.Г. Современные независимые подвески поперечными рычагами для полноприводных транспортных средств // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. №12.
2. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/944.html>
3. Лещинский Д.Ю., Смирнов А.А., Ягубова Е.В. Анализ перспективных конструкций систем поддрессирования транспортных средств на примере патентов мировых производителей // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. №12. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1122.html>
4. Вержбицкий А.Н., Котиев Г.О., Фоминых А.Б. Современные полноприводные колесные машины с независимой подвеской и осевой нагрузкой 7,0 – 11,5 тонн // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. №12.

журнал: наука и инновации. – 2013. № 12.

5. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1026.html>
6. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Методы исследования систем поддрессоривания транспортных машин. Наука и образование МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журнал. 2012.
7. Hwang J.S., Kim S.R., Han S.Y. Kinematic design of a double wishbone type front suspension mechanism using multi-objective optimization. 5-th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2007.
8. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
9. Вдовин Д.С., Котиев Г.О. Топологическая оптимизация рычага подвески грузового автомобиля // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. № 3. – С. 20-23.

Анализ профессиональных требований, предъявляемых к дизайнеру транспортных средств

к.т.н. Лепешкин И.А., Круглов С.М.
Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1329, luc-li@yandex.ru

Аннотация. В данной статье приводятся результат анализа условий работы дизайнера транспортных средств, перечня задач, решаемых дизайнером в своей творческой и профессиональной деятельности, а также перспектив дальнейшего развития данного вида профессиональной деятельности. На этой основе сформулированы профессиональные требования, предъявляемые к дизайнеру транспортных средств, которые позволяют сформировать его профессиональный портрет. Эти требования должны стать базой разработки профессионального стандарта соответствующей специальности.

Ключевые слова: дизайн, дизайнер транспортных средств, компетенции, профессиональный стандарт, процесс проектирования, дизайн-студия.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РГНФ в рамках проекта № 14-33-01243 «Дизайн, как фактор повышения конкурентоспособности продукции (транспортный дизайн)».

Транспортный дизайн является одним из самых комплексных, передовых и быстро развивающихся направлений в дизайне. Сегодня форма транспортных средств становится не только конкурентно способной, но и определяющей в формировании стиля современного общества. В транспортном дизайне максимально тесно переплетены интересы инженерно-технического и художественного творчества, а также задачи функционального и коммерческого обслуживания населения. Обширность и специфика задач проектирования транспортных средств, от компоновочных до эстетических, предопределяют разброс профессиональных навыков и технологий в транспортном дизайне. Это требует более глубокого изучения профессии транспортного дизайнера, выявления ее отличительных особенностей и необходимых компетенций для выполнения трудовых функций и действий, актуальных на сегодня в свете развития транспортного дизайна и появления новых целей и задач, которые ставятся перед дизайнерами в больших автомобильных компаниях.

Дизайн, не смотря на свою относительно недолгую историю существования в качестве отдельного вида деятельности, прошел в своем становлении длительный путь в соответствии с историческими этапами развития общества. Основы дизайна зародились в результате промышленной революции 18 века, когда с появлением промышленного производства людей стали окружать однотипные объекты, произведенные машинами. Первые международные промышленные выставки 19 века показали, что «наука и технический прогресс предоставляют в распоряжение художественной практики такие материалы и способы их обработки, которые еще не освоены эстетически» [1]. Ни инженеры, ни ремесленники в то время не бы-