электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

УДК 629.371.21

Анализ механических свойств углепластиковых направляющих элементов подвески автомобиля класса «Формула студент»

Евсеев К.Б., *студент*
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Колесные машины»

Научный руководитель: Карташов А.Б., к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
kafsm10@sm.bmstu.ru

В настоящее время композиционные материалы получили широкое распространение в качестве альтернативных конструкционных материалов в узлах и агрегатах автомобиля. В частности применение современных композиционных материалов в элементах подвески автомобиля позволяет существенно улучшить её эксплуатационные характеристики: увеличить жесткость направляющих элементов, уменьшить неподрессоренную массу, повысить надежность. Из современных композиционных материалов, обладающих малой плотностью, в которых наилучшим образом сочетается высокий уровень прочностных свойств с технологичностью изготовления изделия можно выделить полимерные композиционные материалы, упрочнённые углеродными волокнами или углепластики.

В статье приведено описание и результаты исследований, целью которых является уменьшение неподрессоренной массы, повышение жесткости и сохранение необходимой прочности элементов подвески гоночного автомобиля класса «Формула студент» за счет применения углепластиковых элементов в её конструкции.

Подвеска гоночного (рис.1) автомобиля класса «Формула студент» полной массой 320 кг состоит из следующих основных элементов: верхний (1) и нижний (2) А-образные рычаги, реактивная тяга (3), стойка (4), маятник (5), тяга маятника (6) и упругодемпфирующий элемент (7).

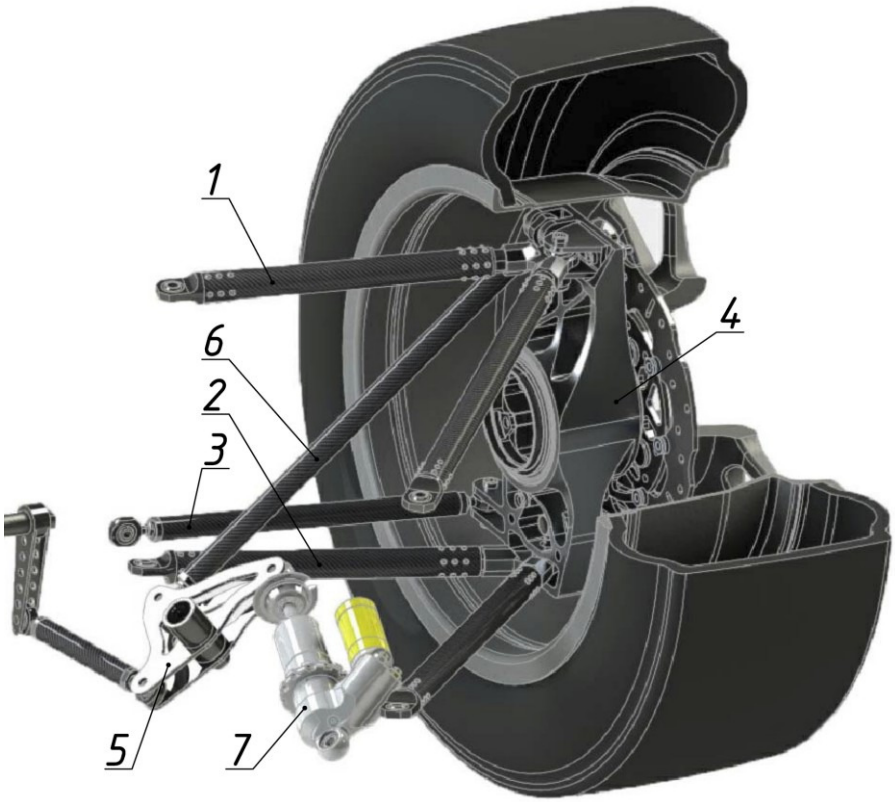


Рис.1. Общий вид подвески гоночного автомобиля класса «Формула студент»

Для данного класса автомобилей характерны следующие нагрузочные режимы подвески: движение в повороте с максимальным нормальным ускорением, тормозной и тяговый режимы. Рассматриваемая подвеска гоночного автомобиля представляет собой пространственную стержневую конструкцию с применением шаровых и цилиндрических шарниров, в которых определение направления и величины сил и моментов, используя классические методы, является достаточно трудоемкой задачей.

Поэтому с целью определения силовых факторов, возникающих в элементах подвески при характерных нагрузочных режимах, был выбран метод конечных элементов.

Стержневая конструкция подвески моделируется при помощи 13 балочных конечных элементов (рис.2), которые используются для определения силовых факторов и считаются абсолютно жесткими. Маятник моделируется при помощи одного оболочечного конечного элемента.

Модель стойки подвески состоит из шести балочных конечных элементов, лишенных возможности относительного вращения в узлах. Рычаги и тяги моделируются шестью балочными конечными элементами, имеющими степени свободы в узлах, соответствующие шарнирам подвески.

Упругий элемент моделируется балочным элементом с возможностью вращения в узлах и с жесткостью, соответствующей жесткости пружины подвески.

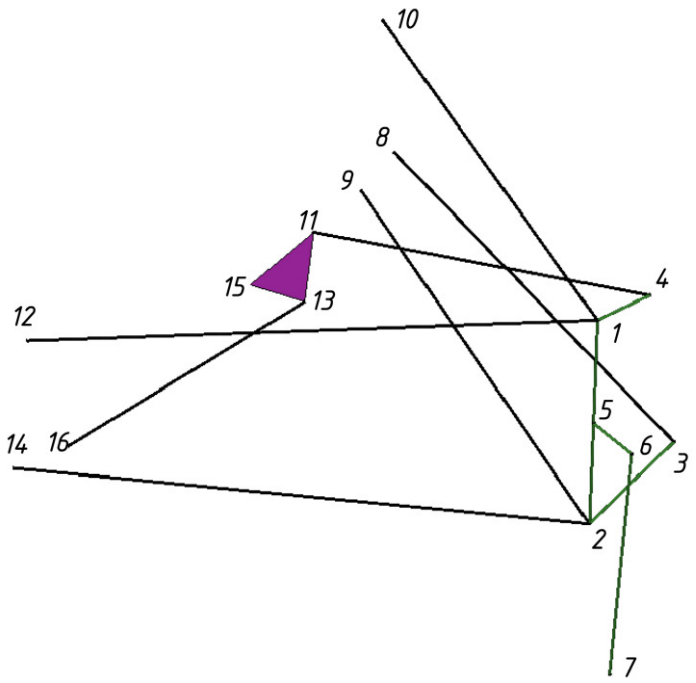


Рис.2. Балочная модель подвески гоночного автомобиля класса «Формула студент»

Реакция, возникающая в пятне контакта шины с опорной поверхностью [2] в тормозном режиме и при движении в повороте, прикладывается к узлу 7 (см. рис.2). В случае тягового режима стойка и колесо имеют шарнирную связь, и реакцию необходимо перенести в узел 6. В результате расчета определяются силы в узлах 1 и 2. Абсолютные значения величин этих сил приведены в таблице.

Тяговый режим		Тормозной режим		Движение в повороте	
Номер узла	Реакция, Н	Номер узла	Реакция, Н	Номер узла	Реакция, Н
1	957,65	1	1293,23	1	854,54
2	684,39	2	1928,05	2	1444,37

По результатам анализа полученных значений можно выделить тормозной режим, при котором на рычаг действует наибольшая сила – 1928 Н, направленная в сторону, противоположную движению автомобиля. Сила возникает в шарнирном соединении нижнего рычага со стойкой.

Следующим этапом работы является расчет на прочность нижнего рычага подвески, который представляет собой А-образный углепластиковый рычаг, состоящий из двух углепластиковых трубок с алюминиевыми наконечниками, в которых установлены сферические подшипники скольжения.

Углепластиковые трубки (рис.3) изготавливается методом намотки [2] углеволокна (1) на алюминиевые втулки (2) со штифтами (3). Втулки соединены тонкой алюминиевой трубкой (4).

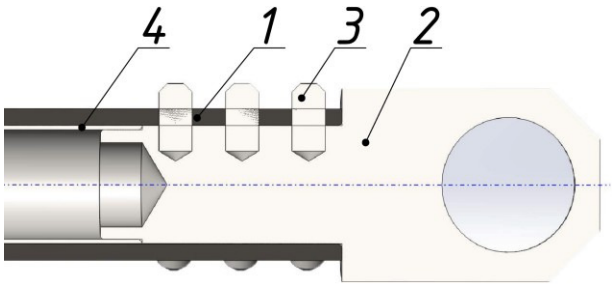
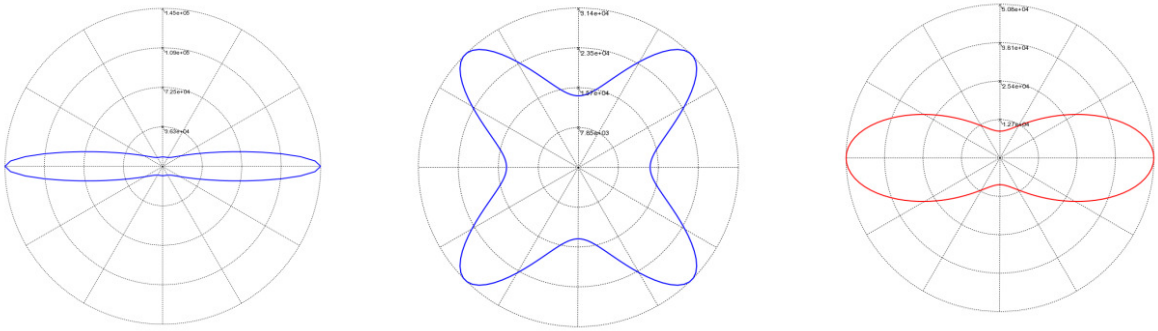


Рис.3. Углепластиковая трубка, намотанная на втулку

Необходимо отметить, что расчет конструкции рычага из композиционного материала является сложной инженерной задачей, связанной с анизотропностью свойств углепластика, армированного мультиаксиальной тканью. Основные трудности заключаются в учете особенностей структуры материала, а именно: количества слоев армирующего материала и направления армирования. Для решения этой задачи предлагается использовать программный комплекс конечно-элементного анализа ANSYS Workbench и встраиваемый в него программный модуль подготовки конечно-элементной модели с учетом особенностей анизотропных свойств армированных материалов ANSYS CompositePrepPost.

Элементарный слой однонаправленного углепластика имеет следующие упруго-прочностные характеристики[2]: прочность при растяжении вдоль и поперек волокон – 780 МПа и 18 МПа соответственно; предел прочности при сжатии вдоль и поперек волокон – 580 МПа и 130 МПа соответственно; модуль упругости вдоль и поперек волокон – 145 ГПа и 9 ГПа соответственно; модуль сдвига – 4,5 ГПа.

Интегральные характеристики упругости используемого многослойного анизотропного материала, полученного сочетанием однонаправленных слоев с различным направлением армирования, можно представить наглядно в виде диаграмм распределения модуля упругости (рис.4).



а) *б)* *в)*

Рис.4. Диаграмма распределения модуля упругости материала:

а – однонаправленного материала; *б* – с направлением армирования +45 ^{o} и -45 ^{o};

в – с направлением армирования +20 ^{o} и -20 ^{o}

Далее для достижения поставленной цели работы создается объемная конечно-элементная модель рычага подвески, изображенная на рис.5, которая состоит из 11598 оболочных конечных элементов: углепластиковая трубка меньшей длины моделируется 4837 конечными элементами, большей длины – 6761 конечным элементом. Металлические элементы рычага выполнены объемными конечными элементами.

Рис.5. КЭ модель рычага подвески

Расчет на прочность проводится в несколько этапов. На первом этапе подготавливается к расчету модель металлических элементов конструкции, проводится разбиение модели на конечные элементы, задаются граничные условия и прикладываются силовые факторы с коэффициентом динамичности 2,5 [1]. На втором этапе при помощи модуля ANSYS CompositePrepPost задаются структурные особенности армирования углепластикового материала: указываются направления армирования (в первом расчете на прочность слои чередуются с углом намотки +45 ^{o} и -45 ^{o}) и назначается количество слоев. На третьем этапе проводится расчет.

В качестве наглядного представления результатов расчета и оценки работоспособности конструкции можно рассмотреть диаграмму распределения эквивалентных напряжений по Мизесу [3] и сравнить их с напряжениями разрушения для материала. Такой подход используется для анализа результатов расчета на прочность изделий из традиционных изотропных конструкционных материалов и не применим для изделий из слоистого углепластика, свойства которого сильно зависят от направления армирования. В этой связи использовать диаграмму распределения эквивалентных напряжений (рис.6) представляется целесообразным только для первоначальной оценки прочности конструкции.

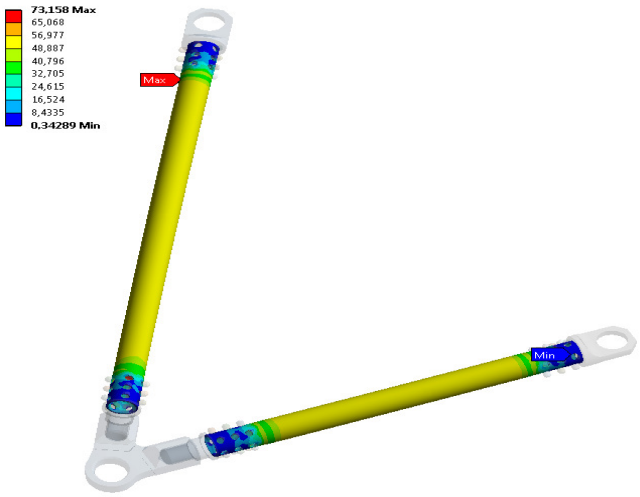


Рис.6.Эквивалентные напряжения в углепластиковом рычаге подвески

Для более точной оценки несущей способности углепластикового рычага необходимо использовать критерии разрушения композиционного материала, учитывающие анизотропные свойства армированных пластиков. В ANSYS CompositePrepPost возможно проводить оценку прочности конструкций из композиционных материалов, используя одновременно несколько критериев разрушения: критерий максимальной деформации, критерий максимальных напряжений, критерий Цая-Хилла и критерий Пака [4]. В каждом слое углепластикового элемента определяется наиболее поврежденный слой и проводится оценка прочности по всем перечисленным критериям разрушения, затем по результатам оценки прочности выбирается критерий, по которому получились максимальные повреждения (рис.7).

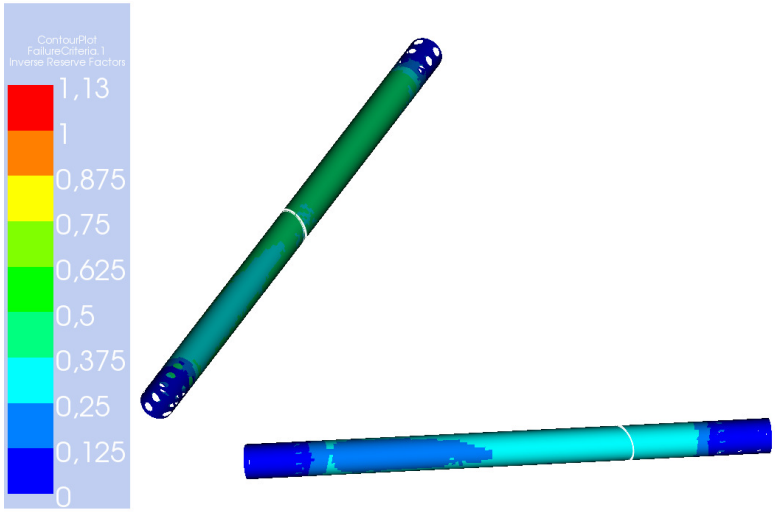


Рис.7. Критерии разрушения с направлением армирования +45 ^{o} и -45 ^{o}

При выбранном направлении армирования для первого расчета на прочность наиболее нагруженной является длинная трубка рычага, особенно в месте соединения её с

наконечником, при этом максимальные повреждения наблюдаются в результате применении критерия разрушения Пака [4].

В случае изменения направления армирования углепластиковых трубок на углы +20 ^{o} и -20 ^{o} к оси трубки (рис.8) повреждения слоев углепластикового рычага распределяются более равномерно и, по сравнению с предыдущем расчетом, имеют значения более чем в 2 раза меньшие, т.е. несущая способность рычага возрастает. В данном случае наихудшие показания по обеспечению прочности наблюдаются при применении критерия Цая-Хилла [4], в котором растягивающие или сжимающие нагрузки используются для определения коэффициентов, зависящих от условий нагружения.

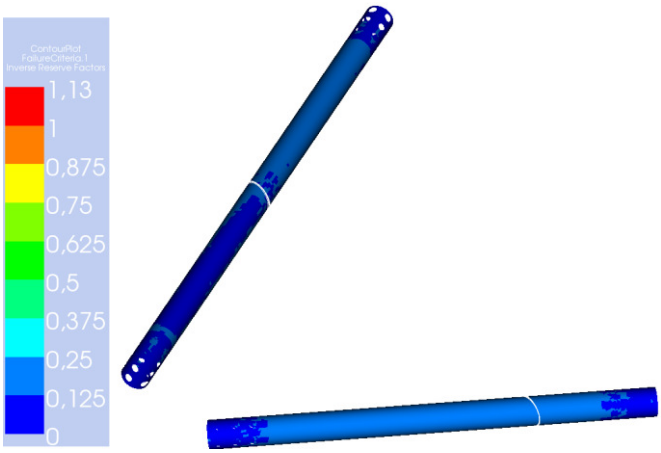


Рис.8. Критерии разрушения с направлением армирования +20 ^{o} и -20 ^{o}

Таким образом, в результате проведенных исследований получены значения и направления сил в шарнирах подвески. Проведена первичная оценка прочности с учетом коэффициента динамичности и построена диаграмма распределения эквивалентных напряжений по Мизесу. Для учета особенностей армированного композиционного материала проведена оценка прочности углепластикового рычага в модуле ANSYS CompositePrepPost и получена диаграмма, показывающая распределение запаса прочности в конструкции по критериям максимальной деформации, максимальных напряжений, критерию Цая-Хилла и критерию Пака. Установлено что при уменьшении угла армирования в определенных пределах наблюдается повышение несущей способности рассматриваемой конструкции, в частности при изменении угла армирования с 45 ^{o} до 20 ^{o} запас прочности увеличивается более чем в 2 раза. Следующим этапом исследования является создание натурного образца рычага и проведение натурных испытаний.

Список литературы

1. Проектирование полноприводных колесных машин: в 3 т. Учеб.для вузов / http://sntbul.bmstu.ru/doc/623008.html

Б.А. Афанасьев [и др.];Под общ. редакцией д-ра техн. наук, проф. А.А. Полунгяна, издательство 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. – 92с.: ил.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление 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 23.03.13).