

Попытаемся формализовать это условие согласованности. Проведем количественную оценку снизу произведения плотностей ряда передаточных чисел n -ступенчатой коробки передач. Мы имеем дело с функциональным неравенством:

$$\frac{U_{K2}}{U_{K1}} \cdot \frac{U_{K3}}{U_{K2}} \cdot \dots \cdot \frac{U_{Kn}}{U_{K_{n-1}}} = \frac{U_{Kn}}{U_{K1}} > K^{n-1},$$
$$U_{Kn} > K^{n-1} \cdot U_{K1}, \quad (3)$$

$$Z \cdot X^y < P, \quad (4)$$

где: z , x , y и p первоначально могут рассматриваться как переменные, связанные этим неравенством;

z - передаточное число первой передачи;

x - величина, обратная коэффициенту приспособляемости двигателя по оборотам;

y - уменьшенное на единицу количество ступеней коробки передач;

p - передаточное число высшей передачи.

Задаваясь различными исходными данными, с помощью функционального неравенства (4) можно проводить оценку принятого конструктивного решения на корректность кинематической согласованности или, наоборот, из условия кинематической согласованности определять некоторые параметры двигателя и коробки передач.

В качестве примера использования неравенства (4) проведем анализ конструкции автомобиля ЗИЛ-5301ВЕ. Первая передача, имеющая $U_{K1}=6,45$, позволяет в сочетании с существующими параметрами автомобиля преодолевать регламентируемый нормативными государственными документами 25% подъем.

Поэтому примем $Z = U_{K1} = 6,45$.

Кроме этого применяемый двигатель Минского моторного завода имеет коэффициент приспособляемости по оборотам 1,5, поэтому примем $X = K = 0,6666$.

Передаточное число высшей передачи, выбираемое из условия максимальной скорости, равно 1.

Примем $P = 1,00$.

Тогда неравенство (4) будет выглядеть следующим образом:

$$6,45 \cdot 0,6666^y < 1,00 \quad (5)$$

Решая это неравенство, получим: $y > 4,6$.

Но, так как $y = n - 1$, то $n > 5,6$.

Следовательно, можно сделать вывод - для автомобиля ЗИЛ-5301ВЕ с параметрами, соответствующими ТУ, невозможно подобрать пятиступенчатую коробку, отвечающую полной кинематической согласованности с двигателем Д-245.9Е2. Кроме этого также некорректно применять пятиступенчатую коробку передач с повышающей высшей передачей (передаточное число меньше 1), что также вытекает из неравенства (5). Вопрос кинематической согласованности можно решить, применяя шестиступенчатую коробку. В этом случае, возможно, применить ускоряющую высшую передачу.

Приведенный пример показывает, что, используя неравенство (4), можно находить пути конструктивного решения задачи повышения конкурентоспособности автомобиля.

Приведенные результаты авторы излагают студентам МГИУ в своих лекциях по специальным дисциплинам.

Новый упругий элемент из композиционного материала

Чуканин Ю.П.
МГТУ «МАМИ»

Вашему вниманию предлагается работа, посвященная разработке конструкции и мето-

дики проектирования упругого элемента нового типа, выполненного из композиционного материала.

На композиционные материалы ориентируется и мировое автомобилестроение, но в настоящее время неметаллы и композиты применяются в основном для ненагруженных и малонагруженных деталей.

Современные технологии производства позволяют изготавливать новые композиционные материалы с уникальными свойствами, позволяя применять их для сложнонагруженных конструкций и деталей, используя их преимущества по сравнению с традиционными конструкционными материалами.

Наибольший эффект от применения композиционных материалов может быть получен при использовании их для снижения массы деталей, движущихся в процессе своей работы со значительными ускорениями и скоростями, что благоприятно влияет на работу всей конструкции в целом. Например, снижение массы упругого элемента подвески, т.е. неподрессоренной массы автомобиля, приводит к повышению плавности хода автомобиля. А это в свою очередь обеспечивает комфорт пассажирам и сохранность груза. Кроме того, обеспечение комфорта оператору транспортного средства приводит к снижению утомляемости водителя и, следовательно, к повышению безопасности движения, увеличению скорости перевозок, а значит, к снижению их себестоимости.

Эксплуатация автомобильного парка на неблагоустроенных дорогах приводит к снижению скорости автомобилей на 35-45%, увеличению расхода топлива на 20-40%, снижению пробега автомашин до капитального ремонта и сроков эксплуатации на 40-50%.

Кроме этих прямых потерь есть и косвенные, вызванные, в частности, слабым использованием сети дорог с неровной поверхностью. Прямые и косвенные потери от эксплуатации различных автомобилей и автопоездов на дорогах с неровной поверхностью исчисляются в миллиардах рублей.

Эти потери могут быть существенно снижены, если в конструкциях автомобилей, подготовленных к серийному производству, будут заложены наиболее перспективные достижения науки и техники.

Необходимо отметить, что напряженно-деформированное состояние применяющихся сейчас конструкций металлических упругих элементов подвески неоднородно, что также сказывается на их массе. Из рассмотрения эпюр распределения нормальных и касательных напряжений по сечениям таких упругих элементов, как рессора, пружина и торсион, видно, что в центре масс сечения напряжения равны нулю и материал, находящийся в непосредственной близости от центра тяжести, является практически ненагруженным, т.е. как бы «лишним».

На основании обзора существующих типов и конструкций подвесок по материалам отечественных и зарубежных авторов и проведенного патентного поиска на предмет применения в подвесках транспортных средств упругих элементов или их составляющих из неметаллов был сделан вывод о необходимости и возможности создания упругого элемента нового типа для подвесок транспортных средств, который может обладать целым рядом существенных преимуществ:

- Характеристике упругости может быть придан желательный вид: линейный или с заданной нелинейностью.
- Напряжения достаточно равномерно распределены по всему материалу элемента, и конструкция близка к равнопрочной.
- Конструкционным материалом могут служить неметаллы.
- Упругий элемент имеет относительно небольшие размеры и массу.
- Конструкция подвески может быть упрощена.
- Долговечность конструкции может быть увеличена.
- Предлагаемая конструкция и схемы ее нагружения представлены на рисунках.

Исходя из того, что участок пропорциональности у полимеров в вязкоупругом состоянии гораздо больше, чем у металлов, был создан упругий элемент, работа которого основана на создании условий стесненного сжатия для одной части конструкции посредством другой ее части. Упругий элемент состоит из сердечника и оплетки. Сердечник изготовлен из полимера и находится в условиях стесненного сжатия. Оплетка состоит из высокопрочных нитей или волокон и работает на растяжение.

В ходе исследования были приняты две схемы нагружения упругого элемента цилиндрической формы:

1. Упругий элемент нагружен сжимающими силами, приложенными вдоль оси упругого элемента (рис. 1, а).

Этот упругий элемент состоит из сердечника 1, изготовленного из эластичного полимера, работающего в условиях стесненного сжатия, и оплетки 2, изготовленной из волокон высокопрочных волокнистых армирующих материалов, работающих на растяжение и выполненных как одно целое с сердечником.

Возникающие напряжения так распределяются по элементам конструкции: сердечник упругого элемента нового типа испытывает равномерно распределенные по всему сечению напряжения сжатия, а оплетка – только напряжения растяжения.

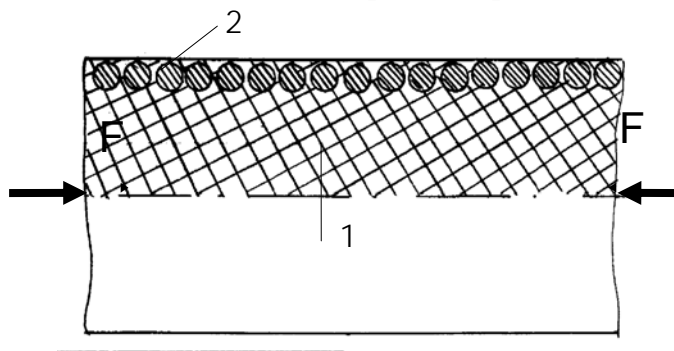


Рис. 1, а Продольное сечение неметаллического упругого элемента, нагруженного по схеме 1.

Следует отметить, что используемые в качестве оплетки волокна или нити не имеют изгибной жесткости.

2. Упругий элемент, предназначенный для восприятия внешнего крутящего момента (рис. 1, б).

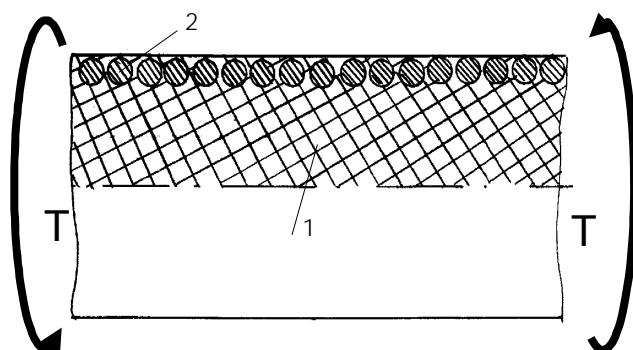


Рис. 1, б Продольное сечение неметаллического упругого элемента, нагруженного по схеме 2.

Он также состоит из сердечника 1, изготовленного из эластичного полимера, но работающего в условиях сжатия с кручением, и оплетки 2, изготовленной из волокон высоко-

прочных волокнистых армирующих материалов, работающих на растяжение и выполненных как одно целое с сердечником.

Ближайшим аналогом этого упругого элемента по характеру восприятия внешних нагрузок является торсион, но, в отличие от неравномерного распределения касательных напряжений в торсионе, в разработанной конструкции сердечник испытывает равномерно распределенные по всему сечению напряжения сжатия и сдвига, а оплетка - напряжения растяжения.

Исходя из условий восприятия внешней нагрузки производят подбор материалов элементов конструкции для обеих схем нагружения. С целью обеспечения совместной работы оплетки и сердечника упругий элемент должен всегда находиться в преднапряженном состоянии, которое обеспечивается весом транспортного средства и, в случае отрыва колеса от поверхности дороги, ограничителем обратного хода подвески.

Следует отметить, что сердечник может иметь внутри полости, варьируя размерами и формой которых жесткостной характеристике упругого элемента может быть придан желательный вид.

В ходе исследования было проведено оптическое моделирование упругого элемента. Была изготовлена составная модель по методу Фавра из оптически активного материала, механическое поведение которого подобно поведению материала природы. Получены картины изохром в белом и монохроматичном проходящем свете, определены параметры изоклин. При обработке результатов оптического моделирования было проведено разделение напряжений методом численного интегрирования уравнений равновесия в декартовых координатах и была проведена качественная оценка распределения напряжений по продольному сечению модели сердечника и зависимости этого распределения от геометрических параметров оплетки и плотности ее навивки. Согласно проведенному моделированию напряженно-деформированное состояние сердечника однородно.

Оптическое моделирование образцов с различными линейными размерами не выявило качественного изменения характера их напряженно-деформированного состояния. На основании моделирования сделаны выводы:

1. геометрические размеры сердечника не влияют на характер его напряженно-деформированного состояния;
2. увеличение плотности навивки оплетки приводит к повышению равномерности напряженно-деформированного состояния сердечника;
3. форма поверхности контакта оплетки и сердечника не имеет значения при достаточно большой поверхности соприкосновения, т.е. при рассмотрении напряженно-деформированного состояния сердечника в целом;
4. наиболее равномерного напряженно-деформированного состояния сердечника можно добиться применением в качестве оплетки кордовых нитей, что наиболее полно отвечает требованию, указанному в п.2, не противореча при этом требованию п.3;
5. применение многослойных оплеток приведет к повышению равномерности напряженно-деформированного состояния сердечника.

Из вышесказанного следует, что для достижения равномерного сжатия сердечника реальной конструкции необходимо применять сплошную многослойную оплетку, выполненную за одно целое с сердечником, причем площадь поперечного сечения витка оплетки желательнее свести к минимуму, увеличивая тем самым количество витков оплетки и, следовательно, общую площадь контакта оплетки и сердечника.

Это может быть достигнуто применением в качестве оплетки кордовых нитей с заданным углом навивки.

Наличие свободных торцов может быть исключено торцевыми крышками при разработке вариантов реальной конструкции.

Метод составных моделей, предложенный Фавром (Н. Favre), позволяет проводить ис-

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

следование пространственного напряженного состояния моделей, просвечивая составные пластины, как и в методе замораживания, но по результатам одного оптического моделирования трудно дать оценку влияния на НДС изменения геометрических параметров, а также применения различных материалов для оплетки и сердечника упругого элемента. Соответственно затруднительно давать дальнейшие рекомендации по его оптимизации.

Для решения этой задачи было проведено численное моделирование витка упругого элемента (рис. 2). Расчет был выполнен с помощью конечно-элементного комплекса ANSYS, для расчета использовался восьмиузловой изопараметрический гексаэдр SOLID 45, имеющий три поступательных степени свободы в каждом узле.

Закрепление проводилось следующим образом: нижней плоскости цилиндра запрещались вертикальные перемещения (по оси Z); для узлов лежащих на оси цилиндра, запрещались перемещения по осям X и Y; верхняя плоскость смещалась вниз по оси Z, так кинематически задавалась нагрузка. Для оплетки запрещались перемещение по оси Z нижней точки, лежащей на внутреннем радиусе, и перемещение по оси X нижнего поперечного сечения. Для обеспечения заданного трения между сердечником и оплеткой были введены контактные элементы. Расчет выполнен в геометрически нелинейной постановке и применим для деформаций, не превышающих 10%. Для расчета при больших деформациях необходимо использовать гиперэластичные конечные элементы, например Муни (Mooney).

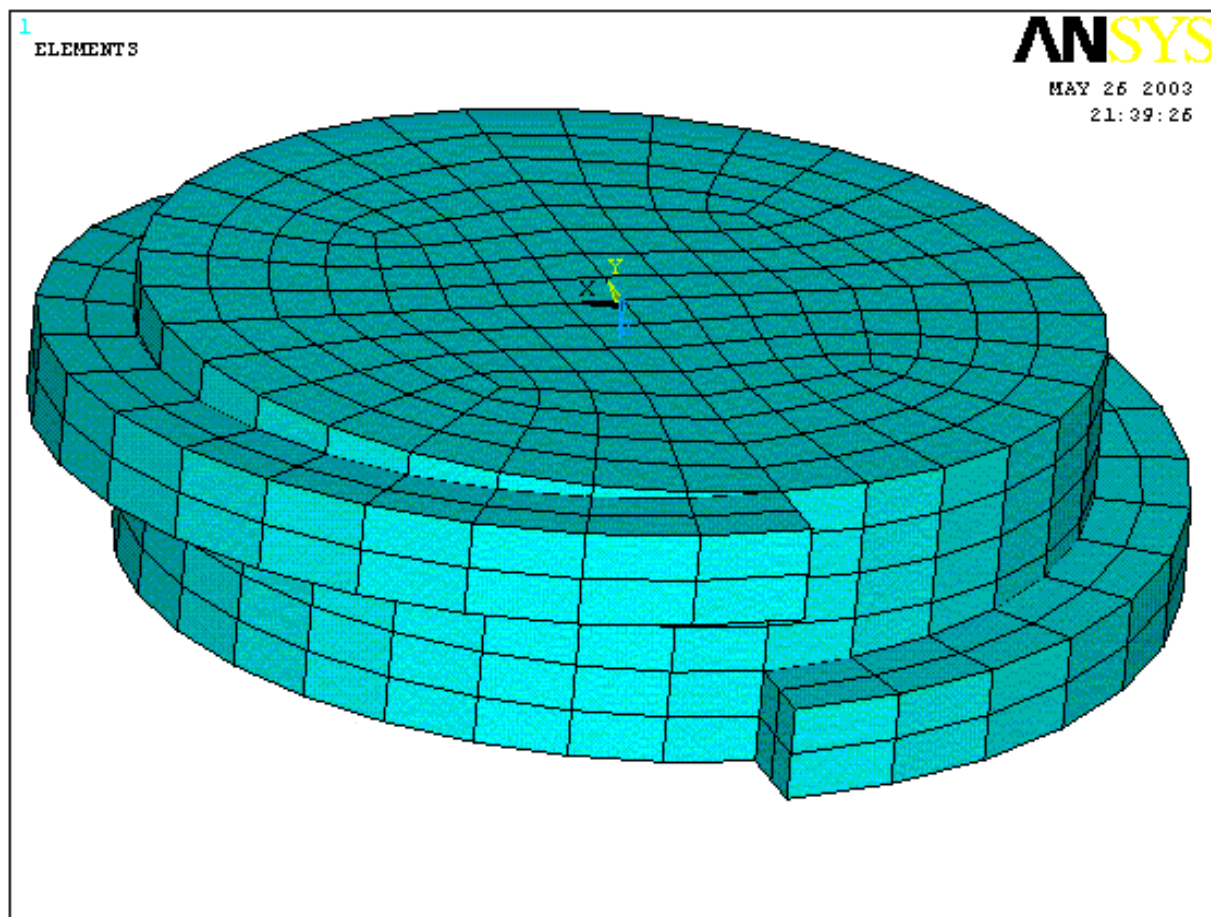


Рис. 2. Конечно-элементная модель витка упругого элемента.

Программа для решения задачи была составлена в параметрическом виде, где параметрами были:

E1-модуль Юнга материала сердечника;

MYU1-коэффициент Пуассона материала сердечника;

E2-модуль Юнга материала оплетки;

- MYU2-коэффициент Пуассона материала оплетки;
- RS-радиус сердечника;
- RVN-внутренний радиус оплетки модели;
- RVO-внешний радиус оплетки модели;
- HS-высота сердечника;
- H-высота сечения оплетки;
- H1,H2,H3,H4-высоты точек винтовой линии;
- PAZ-перемещение поверхности торца по оси Z;
- PLZ-перемещение линии по оси Z;
- PAХ-перемещение поверхности по оси X.

Изменяя эти параметры поочередно, определялось их влияние на характеристику упругости элемента. Описания расчетов и соответствующие им зависимости выведены в виде графиков и диаграмм.

Из приведенных диаграмм (рис. 3) видно, что жесткость составного упругого элемента не является суммой жесткостей сердечника и оплетки, а величиной намного большей. Проведя прямую $Y = k \cdot X$ из начала координат, можно заметить, что характеристика упругости составного элемента нелинейная и нелинейность прогрессивно возрастает по мере увеличения нагрузки. Характеристики упругости отдельно взятых сердечника и оплетки представляют собой линейные зависимости.

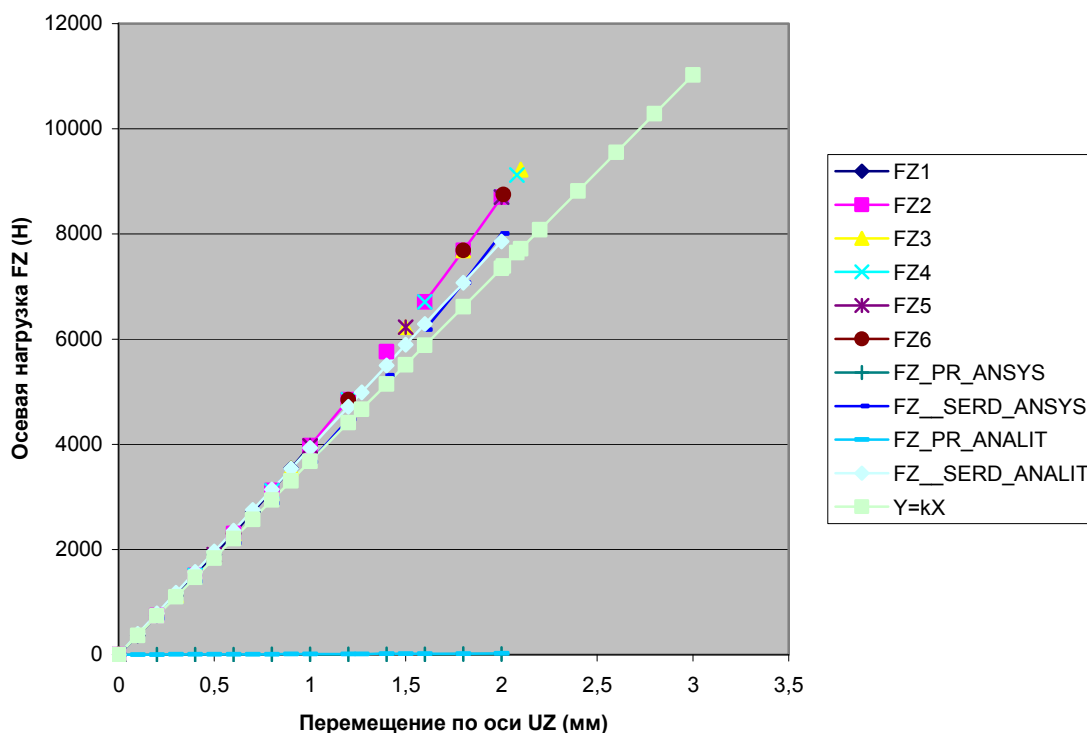


Рис. 3. Диаграммы жесткости составного упругого элемента (FZ), его сердечника (FZ_SERD) и оплетки (FZ_PR).

Предлагаемый в данной работе упругий элемент будет работать только при обеспечении условия стесненного сжатия сердечника оплеткой. Оно выполняется, если при сжатии упругого элемента диаметр сердечника стремится увеличиться на величину большую, чем увеличивается диаметр оплетки. Увеличение диаметра оплетки зависит от угла ее навивки. Следовательно, необходимо найти максимально возможный угол α , при котором выполняется условие стесненного сжатия сердечника. Для определения максимально допустимого угла навивки строим зависимости увеличения диаметров оплетки и сердечника от их осадки при

различных углах навивки оплетки. Доказано, что в случае применения оплетки с углом навивки 85° при осадке от 0 до 3 мм, диаметр оплетки увеличивается на большую величину, чем диаметр сердечника. Следовательно, при таких деформациях упругий элемент перестает быть единым целым и составляющие его части воспринимают нагрузку отдельно, что недопустимо.

Также по диаграмме определяем максимально допустимый угол навивки оплетки. Он равен 60° . При этом значении угла навивки оплетки при любом значении осадки диаметр сердечника увеличивается на большую величину, чем диаметр оплетки, создавая тем самым стесненное сжатие (рис. 4).

Таким образом, было определено влияние вышеперечисленных геометрических параметров и физических констант применяемых материалов на напряженно-деформированное состояние образца. Получены картины эквивалентных напряжений согласно энергетической теории прочности при изменении этих параметров. Полученные результаты представлены в виде полей напряжений, трехмерных и двумерных графиков и диаграмм (рис. 5), позволяющих проследить взаимосвязь изменяемых параметров и напряженно-деформированного состояния модели. Они позволяют дать рекомендации по проектированию упругого элемента. Следует особо отметить, что был совершен переход от анализа работы элементов конструкции к ее синтезу. Получив трехмерные зависимости, связывающие между собой три параметра, например осадку, осевую силу и высоту упругого элемента, мы можем определить требуемый параметр исходя из различных условий работы. Получены диаграммы, связывающие изменение вышеперечисленных параметров с напряжениями в модели. Они необходимы для дальнейшей оценки прочности спроектированного упругого элемента.

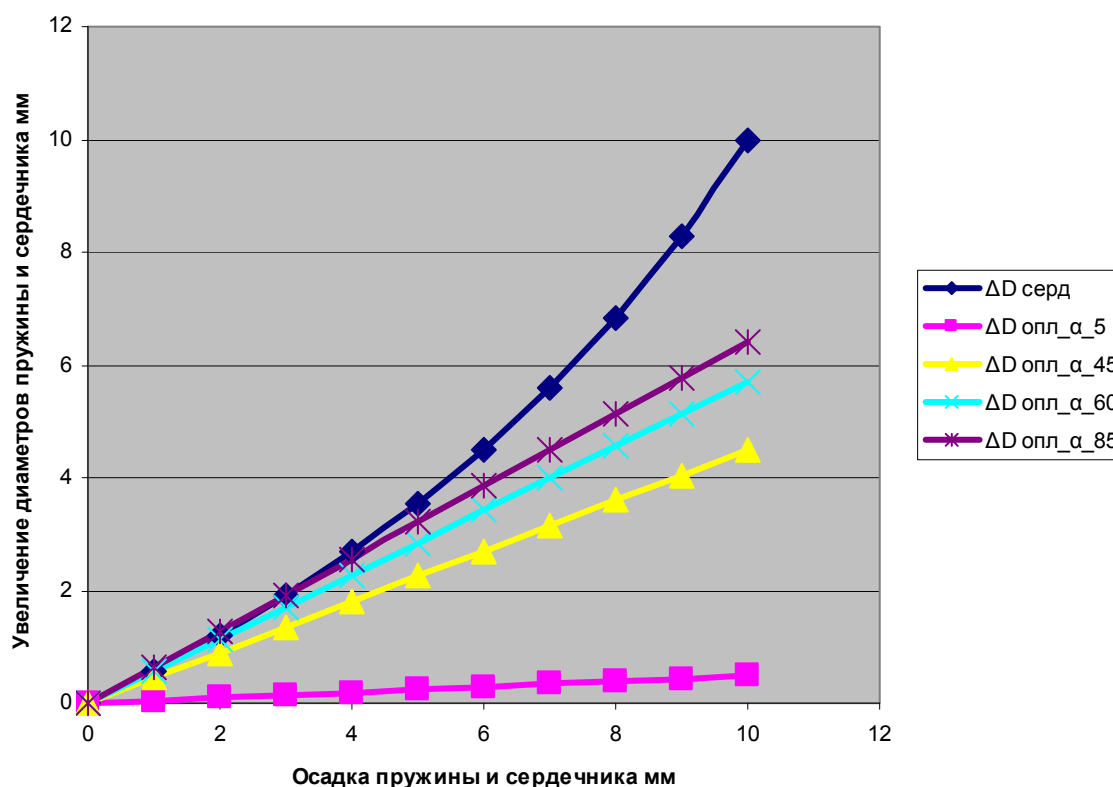


Рис. 4. Зависимости увеличения диаметров от осадки при различных углах навивки оплетки.

Следует также отметить, что количество параметров не является постоянным, а может быть изменено исходя из особенностей конкретной задачи. Также необходимо сказать, что трехмерные зависимости, связывающие между собой осевую силу, осадку и изменяемый па-

параметр упругого элемента можно было получить и методом натуральных испытаний, но из-за большого количества изменяемых параметров трудоемкость этого метода чрезвычайно велика. Поэтому необходимо было использовать численное моделирование и на основании полученных результатов выбрать геометрические параметры и материалы для натуральных образцов.

Таким образом, на основании результатов численного моделирования разработана методика, позволяющая дать рекомендации по проектированию упругого элемента. Она включает в себя:

- определение изменяемых параметров задачи;
- численное моделирование с помощью конечно-элементного комплекса;
- составление программы для решения задачи в параметрическом виде;
- решение задачи при изменении поочередно каждого из параметров;
- нахождение взаимосвязи между параметрами и отображение ее в виде пространственных диаграмм;
- нахождение связи между изменяемыми параметрами и напряженно-деформированным состоянием модели и отображение ее в виде диаграмм;
- анализ полученных результатов с последующим синтезом проектируемой конструкции.

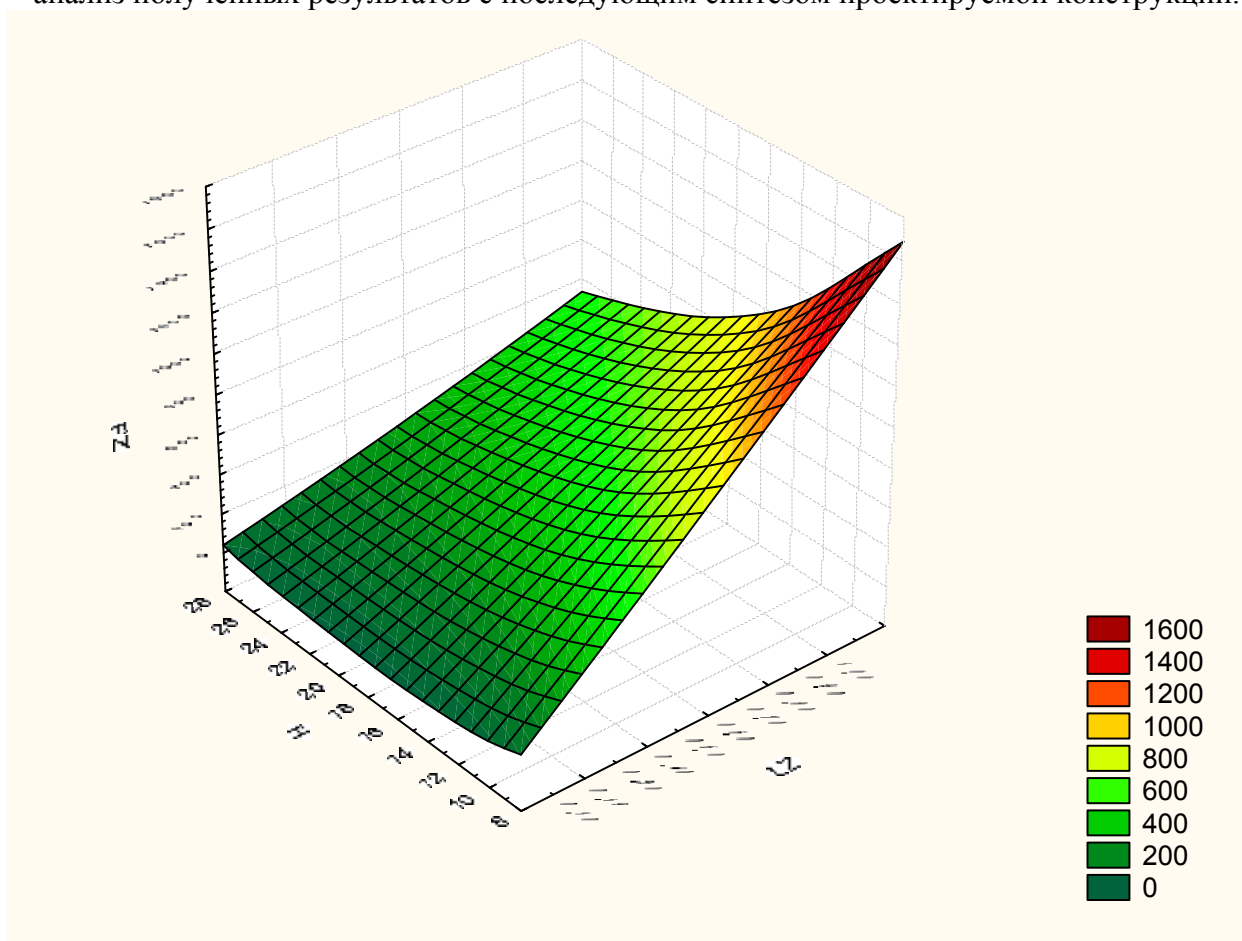


Рис. 5. Диаграмма взаимосвязи осевой нагрузки FZ , изменяемого параметра H (высоты оплетки образца) и осевого перемещения UZ .

Данная методика была применена для проектирования натуральных образцов в ходе дальнейших испытаний.

Получены формулы для определения перемещений и углов поворота торцевых сечений оплетки при кручении, определения значения равновесного угла подъема витка оплетки и усилия в нитях оплетки.

Получены диаграммы испытаний материалов сердечника и оплетки в условиях, имитирующих эксплуатационные. Экспериментально получены характеристики упругости для образцов из различных материалов, различных форм и с различными внутренними полостями. Также проводились испытания сердечника и оплетки по отдельности.

Экспериментально доказано, что энергоемкость образца из композиционного материала повышается в 6 раз по сравнению с винтовой цилиндрической пружиной. Следует отметить, что в составном образце пружина является оплеткой и была применена только для возможности последующего сравнения энергоемкостей двух образцов (рис. 6).

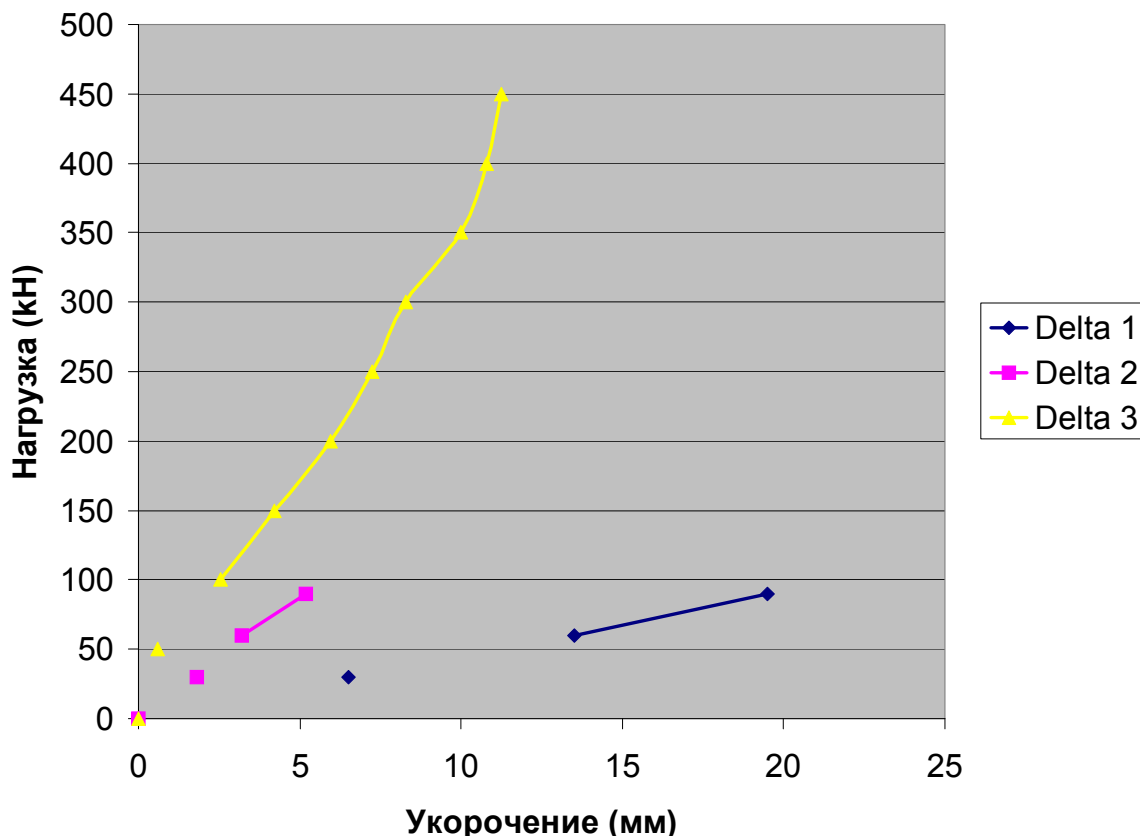


Рис. 6. Диаграммы сжатия образца из полиуретана (1), винтовой цилиндрической пружины (2) и составного образца (3).

Следует отметить значительное повышение энергоемкости, достигнутой за счет разработки конструкции без увеличения размеров упругого элемента. Повышение же энергоемкости традиционных упругих элементов обычно достигается за счет увеличения их размеров и массы.

На основании проведенных исследований были разработаны три базовых варианта реальной конструкции подвески с использованием упругого элемента нового типа, выполненного из композиционного материала. Один из них представлен на рис. 7.

Соединенный со ступицей продольный рычаг 1 с помощью колена 2 через шток воздействует на помещенный в стакан 3 упругий элемент 4. Стакан 4 закреплен на кронштейне 5. В приведенной конструкции упругий элемент может также служить амортизатором. Расcеяние энергии осуществляется за счет сухого трения между внутренней поверхностью стакана и упругим элементом. Тепло отводится через стакан 3.

Общим итогом работы является обоснование целесообразности использования композиционных материалов в подвесках транспортных средств и продолжения исследовательских работ в данном направлении.

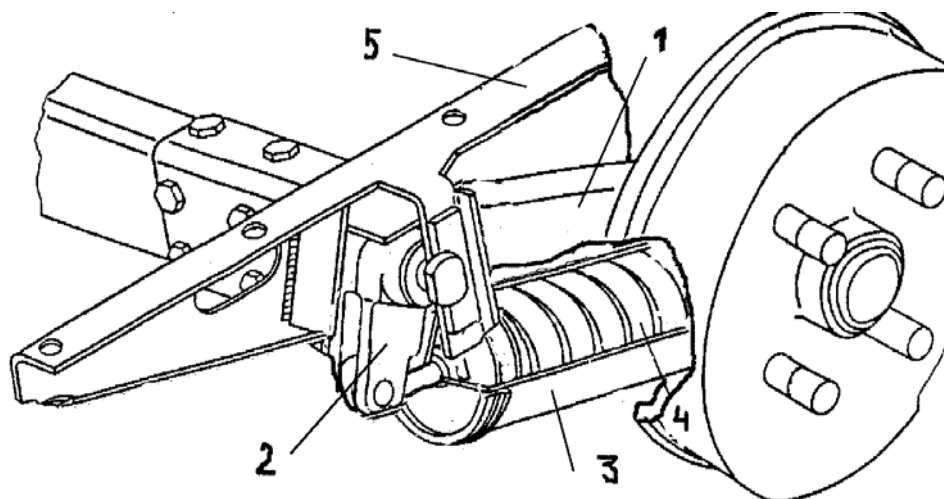


Рис. 7. Независимая подвеска с упругим элементом, работающим на сжатие.

Анализ систем автоматического управления тепловых двигателей с использованием компьютерной программы Mathcad

к.т.н., проф. Эммиль М.В.
МГТУ "МАМИ"

1. Типовые звенья систем автоматического управления

Любая система автоматического управления (САУ) может быть представлена в виде совокупности связанных между собой отдельных звеньев. Характеристика звеньев САУ связывает функциональную зависимость входную $\Delta X_{вх}$ и выходную $\Delta X_{вых}$ координаты звена и время. В теории автоматического управления используется понятие типового звена, а тип звена определяется видом происходящего в нем переходного процесса. При этом конструктивное оформление и физические процессы, происходящие в звеньях одного типа, могут быть различными. Рассмотрим схемы типовых звеньев и описывающие их уравнения, в основном, применительно к САУ (САР) ДВС и ГТД. К ним относятся астатическое, инерционное, колебательное, дифференцирующее и усилительное звенья.

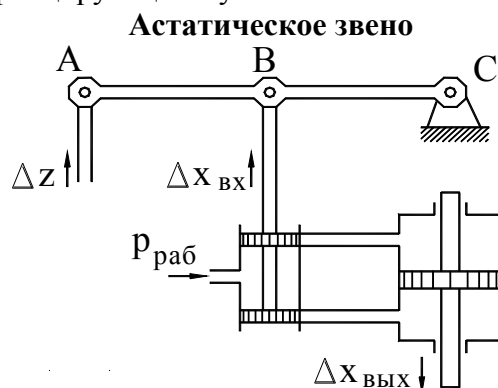


Рис. 1. Схема гидравлического сервомотора без обратной связи:

Δz – координата перемещения муфты регулятора, $\Delta x_{вх}$ – входная координата,

$\Delta x_{вых}$ – выходная координата, $p_{раб}$ – давление рабочей жидкости.

Астатическое звено САУ описывается дифференциальным уравнением вида:

$$T_a \frac{d\Delta X_{вых}}{dt} = \Delta X_{вх} \quad (1)$$

где: T - время астатического звена (динамический коэффициент уравнения).