

На правах рукописи

Евсеев Кирилл Борисович

**МЕТОД РАСЧЕТА УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ
КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ СИСТЕМ
ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН**

Специальность: 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2017

Работа выполнена на кафедре колесных машин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель:

Карташов Александр Борисович,
кандидат технических наук, доцент кафедры колесные машины МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты:

Ляшенко Михаил Вольфредович,
доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Транспортные машины и двигатели» Волгоградского государственного технического университета (ВолгГТУ)

Сова Александр Николаевич,
доктор технических наук, профессор, проректор по развитию, социально-воспитательной работе и филиалам, заведующий кафедрой «Транспортные установки» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), действительный член (академик) Российской академии космонавтики имени К.Э. Циолковского

Ведущая организация:

ОАО «ЦНИИСМ» (Центральный научно-исследовательский институт специального машиностроения)

Защита состоится «22» января 2018 г. в _____ часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.07.

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

Автореферат разослан «__» ____ 2017 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н.

Е.Б. Сарач



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В современном автомобилестроении большое внимание уделяется вопросам безопасности, топливной экономичности и высокому уровню комфорта за счет снижения общей вибонагруженности. Одной из мер, направленных на улучшение этих качеств, является снижение массы автомобиля. В связи с этим, современный автомобиль не мыслится без широкого применения полимерных композиционных материалов или композитов. Композиты все чаще заменяют металлические конструкционные материалы, обладая лучшей коррозионной стойкостью и прочностью при меньшей массе.

На сегодняшний день в системах подпрессоривания колесных машин широко распространены металлические упругие элементы, массы которых вносят существенный вклад в общую массу автомобиля. Снижение массы автомобиля путем замены классических металлических упругих элементов на высокопрочные полимерные композиционные элементы до сих пор является перспективным направлением. Данное решение позволяет добиться ряда преимуществ: высокой удельной прочности, коррозионной стойкости, возможности реализации необходимых нагрузочных характеристик за счет использования новых технологических возможностей изготовления, а также возможности реализации новых конструктивно-компоновочных решений.

Цель и задачи. Целью диссертационной работы является совершенствование системы подпрессоривания колесных машин путем применения упругих элементов из полимерных композиционных материалов в части:

- получения рациональных конструктивно-компоновочных решений;
- новых технологических возможностей получения заданных характеристик;
- повышения вибробезопасности, обеспеченной внутренним (гистерезисным) демпфированием материала упругого элемента.

Для достижения цели в работе поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработана математическая модель деформации витой цилиндрической пружины из полимерных композиционных материалов с учетом гистерезисного демпфирования и направления армирования композиционного материала;
2. Проведена верификация математической модели и определена степень точности в сравнении с результатами эксперимента;
3. Разработана имитационная модель движения колесной машины (КМ) с упругим элементом из композиционных материалов с учетом гистерезисного демпфирования материала;
4. Разработан метод определения вязкоупругих характеристик витых цилиндрических пружин, выполненных из полимерных композиционных материалов.

Научная новизна работы заключается:

1. В разработке математической модели упругой деформации витой цилиндрической пружины, учитывающей вязкоупругие свойства материала. Отличительной особенностью является возможность непосредственного использования разработанной математической модели витой цилиндрической композитной пружины в уравнениях динамики колесной машины;

2. В разработке метода определения упругих свойств витых цилиндрических пружин, выполненных из полимерных композиционных материалов с учетом гистерезисного демпфирования. Особенностью метода является возможность применять его для случайно заданного возмущения, используя аппарат дробных производных в определении Грюнвальда-Летникова, который позволяет максимально точно описать поведение вязкоупругого слоистого материала витой цилиндрической пружины;

3. В разработке метода расчета конструктивных параметров витых цилиндрических пружин, выполненных с применением полимерных композиционных материалов, с учетом направления армирования и количества монослоев композита. Особенность метода расчета конструктивных параметров заключается в определении упругих характеристик композиционного материала сечения витка композитной пружины, полученных при помощи аналитических зависимостей в результате рассмотрения различного числа монослоев композита, ориентированных под определенными углами к направлению нагружения материала.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов базируются на теоретических и экспериментальных исследованиях вязкоупругого поведения материала, а также на использовании апробированных методов имитационного математического моделирования и теории планирования эксперимента.

Практическая значимость работы. На основе полученных результатов был создан комплекс программ для ЭВМ, предназначенный для расчета витых цилиндрических пружин из полимерных композиционных материалов. Разработанный комплекс программ, математическая модель и метод расчета витых цилиндрических пружин из полимерных композиционных материалов может быть использован на стадии проектирования и доработки колесных машин. Использование метода и математической модели позволяет сократить сроки проектирования и доводочных испытаний.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в ООО «СПЕКТРУМ», в АО «Русская механика», в практику проектирования в ОАО «ЦНИИСМ» (Центральный научно-исследовательский институт специального машиностроения) и используются в учебном процессе при подготовке инженеров на кафедре колесных машин МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались:

1. На научно-технических семинарах кафедры колёсные машины МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2014-2017;

2. На десятой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 научных статей, 3 из которых входят в журналы из перечня, рекомендованного ВАК РФ общим объёмом 1,44 п.л.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов и заключения по работе, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы. Работа изложена на 160 листах машинного текста, содержит 82 рисунка, 22 таблицы. Список литературы содержит 103 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, заключающегося в разработке метода расчета упругих элементов в виде цилиндрических витых пружин из полимерных композиционных материалов для систем подрессоривания колесных машин (КМ). Приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулирована цель работы и отражены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведен обзор и анализ существующих конструкций упругих элементов из полимерных композиционных материалов (ПКМ). Основными из них являются рессоры и пружины.

Установлено, что в последние годы в автомобильной промышленности появился новый тип упругих элементов из ПКМ – витые цилиндрические пружины. Анализируется ряд исследовательских работ, в результате этого выделены преимущества и недостатки композитных пружин. Рассмотрены различные технологии изготовления цилиндрических витых пружин из ПКМ, которые характеризуются следующим порядком:

- 1) формирование прутка из ПКМ различными способами;
- 2) навивание прутка в неотверженном состоянии на специальную оправку;
- 3) процесс полимеризации;
- 4) готовое изделие, демонтаж пружины с оправки.

В настоящее время одним из наиболее перспективных ПКМ с точки зрения соотношения механических свойств и себестоимости является стеклопластик, поэтому в работе рассматриваются именно стеклопластиковые витые цилиндрические пружины. Определены основные преимущества стеклопластиковых пружин перед стальными: обеспечение больших ходов подвески при тех же значениях напряжений, уменьшение свободной длины пружины при неизменном ходе, высокая удельная прочность, отсутствие коррозии при защите поверхностного слоя от механического воздействия, наличие вибро- и шумоизолирующих свойств, возможность установки на место стальной пружины, возможность получения сложных форм и нагрузочных характеристик, наличие демпфирующих свойств. Особенность композитов проявляется в вязкоупругом гистерезисном демпфировании, возникающем в слоях композита.

Известны работы ученых, которые занимают важную роль в развитии практической реологии: Больцмана, Максвелла, Кельвина, Фойхта, а также работы современных ученых А.А. Ильюшина и Б.Е. Победри, Ю.Н. Работнова, В.В. Москвитина, Д. Р. Бренда, А.Ю. Ишлинского, Г.Л. Слонимского, М.И. Розовского, В.Г. Гоголадзе, А.Н. Герасимова, В.В. Учайкина,

И.З. Даштиева, Н.Н. Староверова, а также работы научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, ОАО «ЦНИИСМ», АМО ЗИЛ и др.

Рассмотрены основные модели, которые могут быть использованы для описания вязкоупругих свойств материала. В основном это механические модели, составленные из упругого элемента и вязкого элемента: модель Максвелла, модель Кельвина-Фойгта, модель Зенера (стандартного линейного тела), четырехпараметрическая модель и др.

Существуют более сложные модели, которые дают достаточно точный количественный результат, однако они обладают недостаточной адекватностью с точки зрения качества модели или имеют большое число слагаемых, поэтому для качественного описания вязкоупругого поведения материала используется аппарат дробных производных.

Этот подход, используемый для описания рассматриваемых моделей, был предложен следующими исследователями: Скоттом-Блэрром, Р.Л. Бэгли и П. Дж. Торвиком, Р. Горенфло и Ф. Майнарди, Фридрихом и Шисселеем, Блюменом и Метнлером, Нонненмайкером и Глеклем, Клафтером и Шлесингером, Н.Н. Староверовым и др.

За основу была взята модель стандартного линейного тела, дробно-дифференциальное обобщение которой имеет вид:

$$\sigma(t) + \tau^\alpha {}_0 D_t^\alpha \sigma(t) = E [\varepsilon(t) + \theta^\alpha {}_0 D_t^\alpha \varepsilon(t)], \quad 0 < \alpha < 1,$$

где ${}_a D_x^\nu f(x)$ – дробная производная функции $x(t)$; $\sigma(t)$ – напряжения; $\varepsilon(t)$ – деформации; E – модуль упругости; τ, θ, α – вязкоупругие параметры модели. Эта эмпирическая модель, позволяет наиболее точно описать поведение реальных объектов.

Рассмотрены существующие способы обобщения понятия дробной производной: производная Римана-Лиувилля, производная Капуто, производная Маршо, производная Грюнвальда-Летникова. В главе приводится принцип решения задач вязкоупругости, предложенный Вольтерра.

В главе рассмотрен способ нахождения упругих характеристик материала стеклопластиковой пружины с учетом структурных особенностей материала.

Приводится сравнение массовых и геометрических параметров стальной и композитной пружин одинаковой жесткости для КМ с нагрузкой на ось 10,5 тонн. В результате чего, установлено, что снижение массы в результате использования стеклопластиковой пружины достигает 80%, например, для пружин ведущего моста МЗКТ 6001.

Установлен факт наличия тенденций к росту использования деталей из ПКМ в системах подрессоривания КМ.

На основе проведенного теоретического обзора формулируются задачи, которые решаются в последующих главах.

Во второй главе разрабатывается математическая модель упругого элемента из ПКМ системы подрессоривания КМ. Для этого выбирается объект исследования – упругий элемент в виде витой пружины подвески квадроцикла BRP Can-Am Outlander 800R X-MR EFI, который представляет собой стальную

витую цилиндрическую пружину. Предлагается модернизация системы подрессоривания путем замены стальной пружины на пружину, выполненную с применением ПКМ. Для этого в главе ставится задача разработать конструктивный и технологический облик композитной пружины, кроме этого, необходимо разработать метод расчета упругой характеристики пружин из ПКМ с учетом нагрузочных режимов, соответствующих движению КМ по дорогам различного профиля.

В работе подробно описывается процесс изготовления пружины методом намотки. Окончательный свой вид пружина приобретает после полимеризации связующего. Общий вид готовой композитной пружины, установленной на амортизатор, изображен на Рис. 1.



Рис. 1. Композитная пружина в сборе с амортизатором

При проектировании пружины из ПКМ необходимо выполнить расчет конструктивных параметров, что является сложной инженерной задачей, связанной с анизотропностью свойств материала, армированного непрерывными нитями под заданным углом. Основные трудности заключаются в учете особенностей структуры материала, а именно: количества слоев армирующего материала и направления армирования. Количество слоев армирующего материала и направление армирования определяют упругие свойства пружины.

Пруток пружины растяжения-сжатия работает на кручение, поэтому для дальнейшего расчета конструктивных параметров композитной пружины необходимо определить модуль сдвига G композиционного материала прутка пружины при кручении.

Установлено, что периферийно расположенные слои прутка пружины представляют собой симметрично армированный слой, который состоит из двух однонаправленных слоев композита, вместе два симметрично расположенных армированных слоя можно представить одним ортотропным слоем. Характеристики однонаправленного слоя определяются по правилу смеси. В работе используются характеристики связующего – эпоксидной смолы ЭДТ-10 и армирующего материала – стеклоровинга ЕС9 136.

Для определения упругих характеристик ортотропного слоя, армированного под углом $\pm 45^\circ$ к направлению нагрузки, вначале определяются упругие параметры материала этого слоя в системе координат, оси которой совпадают с направлением армирования, а затем упругие параметры материала пересчитываются для новой системы координат, связанной с направлением нагрузки.

Для определения модуля сдвига композиционного материала прутка пружины используется программный комплекс конечно-элементного анализа Altair HyperWorks, который также позволяет проводить оценку прочности конструкции путем использования критериев разрушения композиционного материала. На Рис. 2,а изображена конечно-элементная модель одного поперечного сечения прутка композитной пружины, созданная в программном

комплексе Altair HyperWorks. КЭ модель поперечного сечения разделена на две области: сердечник и периферийные слои пружины.

Каждое сечение стержня идентично сечению, изображеному на Рис. 2,а и имеет одинаковую ориентацию осей координат конечных элементов. Один конец стержня жестко закреплен по всем степеням свободы, а к другому концу прикладывается крутящий момент. В результате получены значения перемещений прутка пружины по длине стержня, диаграмма результата изображена на Рис. 2,б. Модуль сдвига композиционного материала прутка G , вычисленный методом конечных элементов составляет 8,56 ГПа. Для верификации упругих характеристик материала был изготовлен стеклопластиковый стержень длиной 130мм. Стержень был испытан на кручение и определен модуль сдвига G_{cm} материала, который составляет 9,72 ГПа. Модуль сдвига композиционного материала прутка G_{cm} , вычисленный методом конечных элементов составляет 8,56 ГПа. Относительная погрешность с экспериментом составила 13,5%. Таким образом, упругие параметры материала, заданные матрицей жесткости считаются верифицированными.

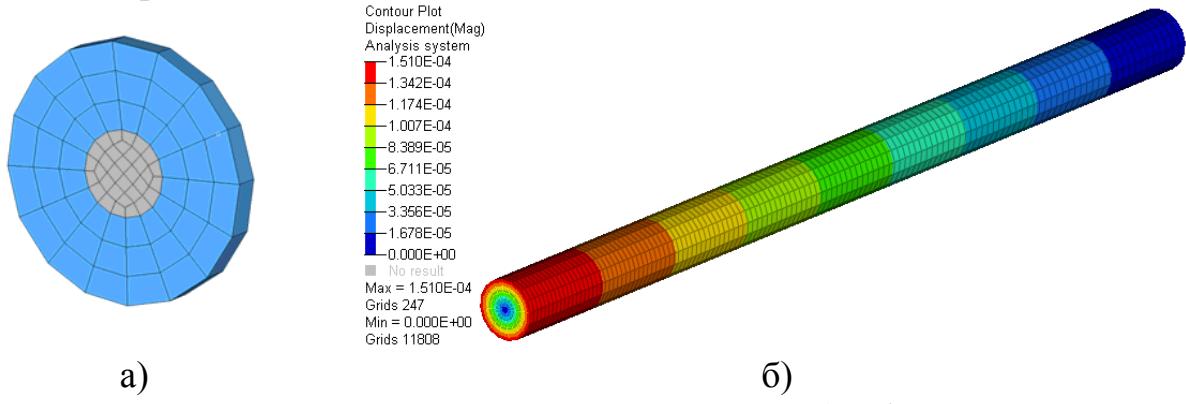


Рис. 2. К определению модуля сдвига стержня: а) – фрагмент конечно-элементной модели сечения пружины; б) – перемещения стержня при нагружении моментом

В главе вводятся допущения, используемые при разработке математической модели пружины, выполненной с применением ПКМ:

- пружина рассматривается как пространственно-изогнутый стержень, осевая линия которого представляет собой спираль;
- угол подъема винтовой линии пружины считается малым, поэтому изгибными напряжениями в витке пружины можно пренебречь, а, следовательно, и осевым перемещением тоже;
- при определении перемещений и напряжений опорные витки исключаются из рассмотрения;
- матрица материала пружины одинаково ведет себя при растяжении и сжатии;
- для сечений витков композитной пружины справедлива гипотеза плоских сечений Эйлера-Бернулли;
- объемная деформация материала не учитывается, модуль упругости в продольном направлении значительно больше модуля упругости в поперечном направлении;
- изгиба оси пружины не происходит;

- внешний и внутренний диаметр пружины при ее работе остается постоянным.

В основе математической модели пружины из ПКМ лежит уравнение напряженно-деформированного состояния пружины из изотропного материала без учета его вязкоупругих свойств. Прогиб такой пружины определяется следующим выражением:

$$\lambda = \frac{8FD^3n}{Gd^4},$$

где D – средний диаметр пружины; n – число рабочих витков пружины; d – диаметр прутка пружины; F – сила, сжимающая пружину.

Для витых пружин, выполненных с применением ПКМ, необходимо учитывать анизотропные свойства материала. Т.к. пруток пружины растяжения-сжатия работает на кручение, то по аналогии с моделью растяжения-сжатия в работе было получено определяющее уравнение четырехпараметрической модели для случая кручения:

$$\tau(t) + \zeta^\alpha D^\alpha [\tau(t)] = G[\gamma(t) + \theta^\alpha D^\alpha [\gamma(t)]],$$

где $\tau(t)$ – касательные напряжения; $\gamma(t)$ – сдвиговая деформация; θ , ζ и α – вязкоупругие параметры рассматриваемой модели.

Для замены упругих параметров материала на соответствующие параметры в вязкоупругой постановке используются операторные полиномы. В результате было получено дифференциальное уравнение с дробными производными, связывающее прогиб композитной пружины $\lambda(t)$ с силой, действующей на пружину $F(t)$:

$$\lambda(t) + \theta^\alpha D^\alpha [\lambda(t)] = \frac{8D^3n}{Gd^4} [F(t) + \zeta^\alpha D^\alpha [F(t)]].$$

Полученное уравнение отражает научную новизну работы и позволяет прогнозировать упругие свойства композитной витой пружины с учетом реологических процессов. Для решения этого уравнения во временной области используется программный продукт MATLAB Simulink.

В связи с особенностью численных методов решения, которые применяются в работе, используется определение дробной производной Грюнвальда-Летникова с конечным пределом. Определение дробной производной Грюнвальда-Летникова, лучше всего подходит для решения такого вида задач, т.к. оно основано на рассмотрении конечных разностей. Благодаря этому нет необходимости аппроксимировать входное возмущающее воздействие в виде какой-либо функции, достаточно знать предыдущее и следующее значение входного сигнала при известном шаге дискретизации, т.е. вид самой функции может быть случайным.

Производная Грюнвальда-Летникова имеет следующий вид:

$${}_a D_t^\alpha f(t) = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{1}{h^\alpha} \sum_{j=0}^{\frac{t-a}{h}} \underbrace{(-1)^j}_{W(j)} \underbrace{\frac{\Gamma(\alpha+1)}{j! \Gamma(\alpha-j+1)} f(t-jh)}_{V(j)},$$

где $\Gamma(z) = \int_0^{\infty} t^{z-1} e^{-t} dt$ – гамма-функция; h – шаг интегрирования.

Для удобства дальнейшего рассмотрения дробной производной вводятся обозначения:

$$W(j) = (-1)^j \frac{\Gamma(\alpha+1)}{j! \Gamma(\alpha-j+1)}; V(j) = f(t - jh).$$

В главе анализируются значения выражения $W(j)$, которое зависит от всех предыдущих его значений. Кроме этого, отпадает необходимость нахождения гамма-функции, т.к. задача сводится к нахождению произведения:

$$W(j) = W(j-1) \left(1 - \frac{\alpha+1}{j-1} \right).$$

Второе выражение для $V(j)$ представляет собой приращение функции на рассматриваемом промежутке h . Значения $W(j)$ представляются в виде строки, а значения $V(j)$ в виде столбца. После перемножения соответствующих элементов строки и столбца, получается сумма, которая делится на h^α , таким образом реализуется численное нахождение дробной производной.

Полученный подход был реализован в программном комплексе MATLAB Simulink, S-функция нахождения дробной производной оформлена в виде подсистемы, входными параметрами которой являются заданное возмущение в виде дискретного сигнала и порядок производной дробного порядка. Выходным параметром является значение производной дробного порядка.

Благодаря такому подходу удалось добиться ряда преимуществ и отличий по сравнению с методиками, предложенными ранее, в том числе в диссертации Староверова Н.Н. Существенно удалось упростить порядок нахождения дробной производной, т.к. нет необходимости в нахождении гамма-функции, в результате чего, общее время расчета снижается. Кроме этого, отпадает необходимость нахождения вида функции, которая может быть получена при аппроксимации входного сигнала, благодаря этому, в качестве входного сигнала можно использовать случайный сигнал, например, возмущение со стороны опорной поверхности при движении автомобиля по случайному дорожному профилю.

В третьей главе рассматривается применение разработанного метода для исследования движения мотовездехода BRP Can-Am Outlander 800R X-MR EFI по дорогам различного типа. Рассмотренный выше метод, позволяющий прогнозировать упругую характеристику пружин с учетом реологических процессов в системах подрессоривания КМ, предлагается применять в соответствии с нагрузочными режимами, характерными для определенного объекта исследования. Нагрузочные режимы тесно связаны с типом дорог, по которым передвигается выбранная КМ. Для решения такой задачи необходимо получить запись спектра возмущений со стороны опорной поверхности при движении мотовездехода по дорогам различного типа.

Для этого используется модель, разработанная на кафедре СМ10 «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. При имитационном математическом моделировании прямолинейного движения мотовездехода принимаются следующие допущения: профиль дороги представляет собой кусочно-линейный

и недеформируемый; КМ полностью симметрична относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести машины; несущая система колесной машины недеформируемая и рассматривается как абсолютно жесткое тело; трение в шарнирах и подшипниках пренебрежимо мало; величина проекции скорости центра масс машины на горизонтальную ось постоянна; отсутствует влияние поперечных реакций дороги на колебание масс КМ; контакт шин с дорогой принимается точечным; углы наклона корпуса малы.

Положение корпуса в пространстве определяется из решения дифференциальных уравнений динамики движения мотовездехода. Расчетная схема КМ приведена на Рис. 3.

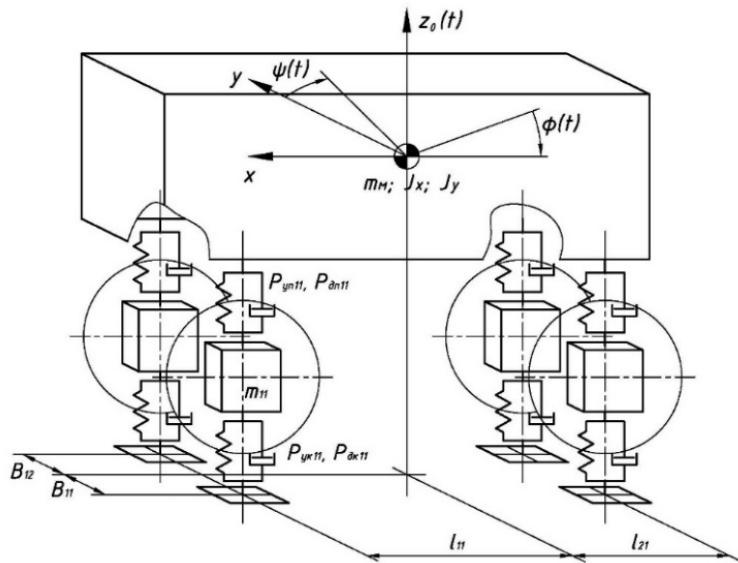


Рис. 3. Расчетная схема КМ

Расчетная схема системы подпрессоривания мотовездехода изображена на Рис. 4. Колесо имеет точечный контакт с опорной поверхностью, деформации его происходят по нормали к профилю поверхности дороги. Уравнение для силы в подвеске F_{ji} в зависимости от скорости прогиба $\frac{dh_{ji}}{dt}$ и прогиба h_{ji} имеют вид:

$$F_{ij} = P_{УПij}(h_{ij}) + P_{ДПij}\left(\frac{dh_{ij}}{dt}\right),$$

где $P_{УПij}(h_{ij})$ – сила в i-ом упругом элементе j-го борта; $P_{ДПij}\left(\frac{dh_{ij}}{dt}\right)$ – сила в i-ом демпфирующем элементе j-го борта.

Характеристика упругого элемента системы подпрессоривания соответствует выходным параметрам, полученным из решения диффинтегрального уравнения композитной пружины.

Прогиб и скорость прогиба подвески определяются следующим образом соответственно:

$$h_{ij} = z_{ij} - l_{ij} \cdot \varphi - b_j \cdot \psi + h_{ij\max} - Z_0; \quad \dot{h}_{ij} = \dot{z}_{ij} - l_{ij} \cdot \dot{\varphi} - b_j \cdot \dot{\psi} - Z_0,$$

где Z_0 – вертикальная координата центра масс; $h_{ij\max}$ – максимальный прогиб подвески; b_j – поперечная координата подвески j -го борта относительно центра масс КМ; z_{ij} , φ , ψ – координаты корпуса КМ.

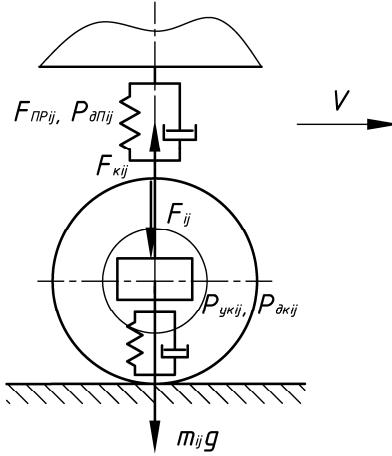


Рис. 4. Расчетная схема системы подпрессоривания КМ

Уравнения, определяющие прогиб h_{kij} и скорость прогиба \dot{h}_{kij} шины колеса, имеют вид:

$$h_{kij} = -z_{ij} + r_{ce} + q_{ji}; \quad \dot{h}_{kij} = -\ddot{z}_{ij} + \ddot{q}_{ji},$$

где r_{ce} – свободный радиус колеса.

В модели движения мотовездехода демпфирующие характеристики системы подпрессоривания заданы зависимостью демпфирующей силы от скорости прогиба. Окончательно движение мотовездехода будет описываться системой уравнений:

$$\begin{cases} m_m \frac{d^2 z}{dt^2} = \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n F_{ji} - m_m g \\ J_Y \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n F_{ji} \cdot l_{ji} \\ J_X \frac{d^2 \psi}{dt^2} = \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n F_{ji} \cdot B_{ji} \\ \lambda(t) + \theta^\alpha D^\alpha [\lambda(t)] = \frac{8D^3 n}{Gd^4} [F_{ppij}(t) + \zeta^\alpha D^\alpha [F_{ppij}(t)]] \\ m_{ij} \frac{d^2 z_{ij}}{dt^2} = -F_{ppij}(t) - P_{dpnj} \left(\frac{dh_{ij}}{dt} \right) + P_{ykiij} + P_{dkij} - m_{ij} g \end{cases},$$

где F_{ji} – сила в подвеске i -го колеса j -го борта; l_{ji} – продольная координата относительно центра масс i -го колеса на j -ом борту; B_{ji} – поперечная координата относительно центра масс i -го колеса на j -ом борту; m_m – масса корпуса мотовездехода; J_X – момент инерции корпуса относительно продольной оси, проходящей через центр масс; J_Y – момент инерции корпуса относительно поперечной оси, проходящей через центр масс; n – количество осей машины; m_{ij} – масса i -го колеса j -го борта; P_{ykiij} , P_{dkij} – упругая и

демпфирующая составляющая со стороны шины; F_{ppj} – сила в композитной пружине i -го колеса j -го борта.

В результате проведения имитационного математического моделирования движения мотовездехода получен спектр прогибов системы подрессоривания. Например, спектр прогибов подвески в зависимости от времени движения КМ со скоростью 60 км/ч по асфальто-бетонному шоссе представлен на Рис. 5. В зависимости от скорости движения мотовездехода амплитуды прогибов и частоты будут меняться, поэтому необходимо для выбранного типа дороги использовать разные значения скоростей движения КМ.

Для проведения эксперимента на основе полученного спектра кинематического воздействия со стороны ОП была выполнена формализация результатов и был осуществлен переход от среднеквадратического отклонения к амплитуде.

Движение мотовездехода моделировалось с различными скоростями и на каждой скорости движения, получая соответствующий спектр, строилась формализованная поверхность, которая отражает зависимость амплитуд неровностей от скорости и частоты, поверхность представлена на Рис. 6.

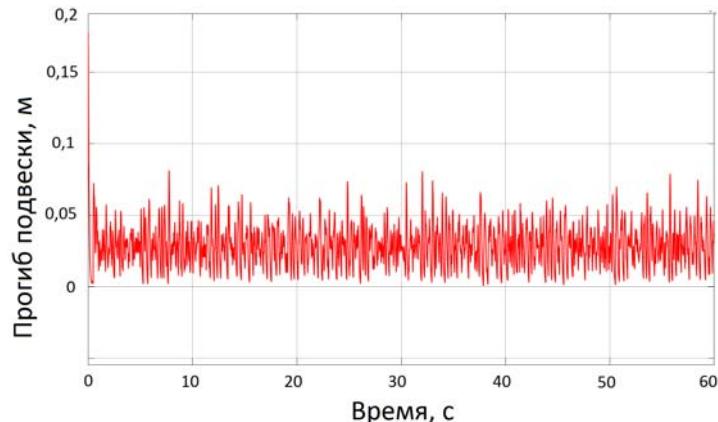


Рис. 5. Прогиб подвески в зависимости от времени движения КМ со скоростью 60 км/ч по асфальто-бетонному шоссе

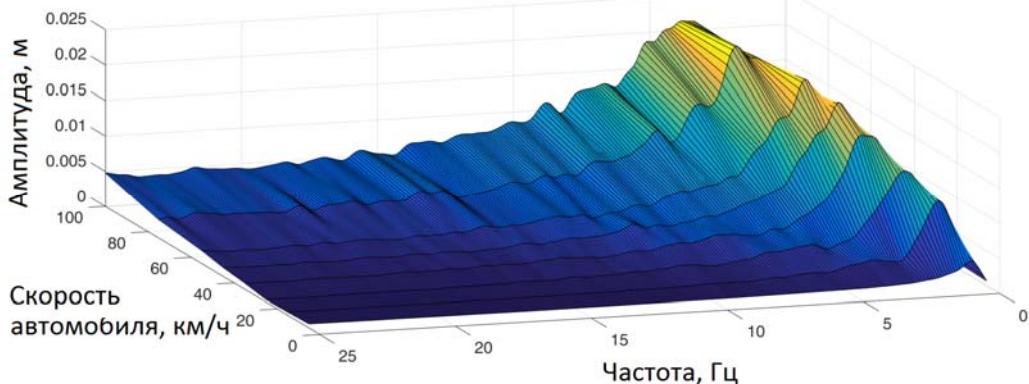


Рис. 6. Формализованная амплитудно-частотная характеристика спектра прогибов системы подрессоривания в зависимости от скорости движения по асфальто-бетонному шоссе

На основе данных полученных в результате проведения моделирования движения КМ составлена таблица параметров: частот и амплитуд

возмущающего воздействия, характерного для рассматриваемого мотовездехода.

В четвертой главе проводятся экспериментальные исследования и испытания. Целью испытаний является определение параметров четырехпараметрической модели, которая описывает упругие свойства композитной пружины с учетом реологических процессов, а также сравнение результатов моделирования и эксперимента для композитной пружины.

Объектами исследования в главе являются: амортизатор с жидкостью со стальной пружиной в сборе, амортизатор с жидкостью с композитной пружиной в сборе, амортизатор без жидкости (осушенный) без пружины, амортизатор без жидкости с композитной пружиной в сборе. На основе данных, полученных в результате имитационного математического моделирования, назначаются режимы испытаний для рассмотренных объектов. В главе подробно описаны режимы нагружения: для определения сухого трения амортизатора, снятие нагрузочной характеристики пружины, моделирование различных возмущений в осевом направлении, входным параметром которых является кинематическое воздействие с заданной частотой и амплитудой. Контролируемыми параметрами является зависимость силы и перемещения от времени.

Для проведения экспериментальных исследований упруго-демпфирующего элемента используется научно-исследовательский сервогидравлический испытательный комплекс разработанный и функционирующий в Волгоградском государственном техническом университете (ВолгГТУ). Испытательный комплекс представляет собой одноопорный стенд-гидропульсатор, предназначенный для определения упругодемпфирующих свойств широкого спектра различных механических систем.

В результате проведения испытаний была определена средняя величина сухого трения в уплотнениях амортизатора, которая составила 0,027 кН. Определена нагрузочная характеристика композитной пружины

Для верификации математической модели был проведен эксперимент, в результате которого получена экспериментальная упругодемпфирующая характеристика композитной пружины, изображенная на Рис. 7.

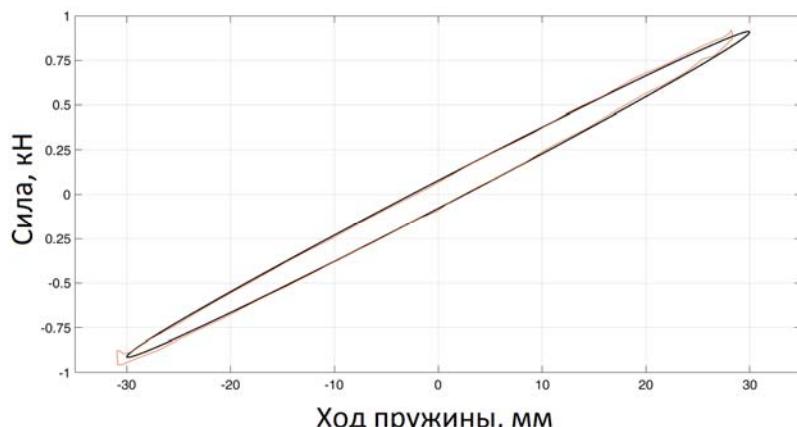


Рис. 7. Сравнение упругодемпфирующих характеристик модели и эксперимента

Разработанная модель композитной пружины содержит три независимых параметра, которые соответствуют выбранному материалу. Эти параметры

получены путем использования регрессионного анализа методом наименьших квадратов. Анализ экспериментальных данных с выбором параметров модели был реализован в программном комплексе MATLAB. В результате получены следующие значения вязкоупругие параметры модели:

$$\alpha = 0,58; \theta = 0,48; \zeta = 0,22.$$

На Рис. 8 представлены диаграммы, полученные при проведении испытаний для одной определенной амплитуды и частоты. Для остальных амплитуд и частот диаграммы имеют аналогичный характер.

С композитной пружиной

Со стальной пружиной

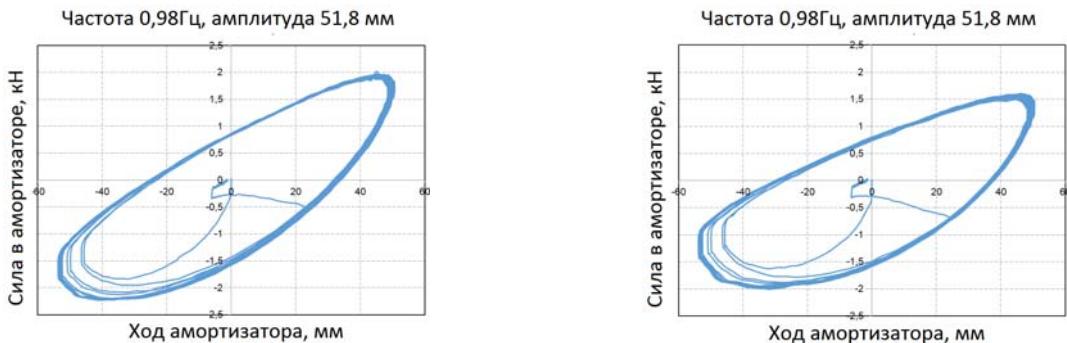


Рис. 8. Диаграммы, полученные при проведении испытаний

Для каждого режима испытаний были определены: энергия, поглощенная композитной пружиной, коэффициент поглощения, коэффициент потерь и логарифмический декремент колебаний.

Установлено, что разработанная модель композитной витой пружины с достаточной точностью повторяет результаты проведения эксперимента (относительная погрешность определения не превышает 13%). В главе делается вывод, что модель можно считать верифицированной и адекватной.

В пятой главе проведен анализ влияния пружины из ПКМ на вибробезопасность. Поглощающая способность композитной пружины сравнивалась с поглощающей способностью пневматической шины. Были проанализированы результаты испытаний, которые приведены в работах авторов Яценко Н.Н. и Балакина Е.В. В результате, по показателям, характеризующим рассеивание энергии, определено, что коэффициент поглощения для рассмотренных шин лежит в диапазоне от 0,57 до 0,844, а для стеклопластиковой пружины в зависимости от нагружочного режима – от 0,102 до 1,63. Таким образом, можно сделать вывод, что рассеивание энергии стеклопластиковой пружиной сопоставимо с рассеиванием энергии в шине, поэтому при проведении имитационного моделирования движения КМ с учетом потерь в шинах необходимо оценивать и учитывать энергию, рассеиваемую композитной пружиной. Для этого были рассмотрены три имитационные модели движения мотовездехода: с металлическим упругим элементом без учета демпфирования в шине; с композитным упругим элементом без учета демпфирования в шине; с металлическим упругим элементом и с демпфированием в шине. Оба упругих элемента имели одинаковую жесткость. В результате проведения имитационного моделирования был определен спектр среднеквадратического отклонения (СКО) ускорения на месте водителя в зависимости от частоты. Установлено, что уровни СКО на месте водителя при использовании стальной пружины и композитной пружины без демпфирования в шине отличаются на

величину не более 4% от уровня демпфирования в случае использования стальной пружины с демпфированием в шине. Таким образом, уровень демпфирования в композитной пружине сопоставим с демпфированием в шине.

Применение пружин из ПКМ позволяет добиться ряда конструктивно-компоновочных преимуществ по сравнению со стальными цилиндрическими витыми пружинами: меньшая масса; возможность обеспечения больших углов поворота управляемых колес за счет технологической возможности изготовления пружин из ПКМ с меньшим соотношением среднего диаметра к диаметру прутка; возможность уменьшения свободной длины стеклопластиковой пружины при неизменной ее жесткости и одинаковом ходе; снижается вероятность потери устойчивости пружины из-за меньшей длины такой пружины.

Для анализа рациональности конструктивно-компоновочных решений были выбраны несколько КМ разной полной массой и с разной нагрузкой на ось.

Проанализированы результаты расчета, можно сделать вывод, что для КМ с нагрузкой на ось 10,5 тонн стеклопластиковая пружина такой же жесткости и с таким же ходом легче стальной пружины на 70 кг, при этом свободная длина такой пружины меньше на 168 мм. Для остальных КМ массы композитных пружин меньше массы стальных на 30–55%. Кроме этого, максимальные напряжения в композитной пружине меньше напряжений стальных аналогов на 50–70%.

В главе представлен разработанный метод расчета цилиндрических витых пружин, выполненных с применением ПКМ, который состоит из следующих этапов:

1) определение начальных условий и конструктивно-компоновочных ограничений, которые используются для формирования целевых параметров упругого элемента;

2) определение технологических особенностей производства, которые определяют уровень армирования композиционного материала и направление армирования;

3) анализ структурных параметров композиционного материала пружины для вычисления матрицы жесткости ортотропного слоя материала пружины;

4) создание КЭ модели стержня для определения модуля сдвига материала;

5) верификация упругих параметров стержня в сравнении с экспериментом;

6) проведение синтеза конструктивных параметров упругого элемента для достижения требуемых целевых параметров композитной пружины;

7) создание математической модели пружины с учетом реологических свойств материала;

8) использование полученной математической модели при создании имитационной модели движения КМ для определения диапазона амплитуд и частот возмущающего воздействия со стороны опорной поверхности;

9) изготовление композитной пружины и проведение натурных испытаний в соответствии с диапазоном амплитуд и частот возмущающего воздействия со стороны ОП, полученного в результате имитационного моделирования движения КМ;

10) верификация математической модели пружины, учитывающей реологические свойства материала, и определение вязкоупругих параметров модели методом наименьших квадратов.

Разработанный метод позволяет проводить синтез конструктивных параметров композитных пружин, а также учитывать реологические свойства композитных пружин, используя аппарат дробных производных.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1) Разработана математическая модель деформирования полимерной композитной пружины, позволяющая с высокой точностью прогнозировать ее упругую характеристику с учетом реологических свойств материала, особенностью модели является использование дифференциальных уравнений рабочих процессов, содержащих производные дробного порядка.

2) Доказана адекватность разработанной математической модели композитной пружины на основе стеклопластика и подтверждена возможность её применения для практического использования при создании композитных пружин для систем подпрессоривания КМ. Сравнением результатов численного математического моделирования и натурных экспериментов установлено, что относительная погрешность по определению рассеянной энергии не превышает 13 %.

3) Разработан метод синтеза конструктивных параметров витой цилиндрической композитной пружины на основе стеклопластика, который позволяет прогнозировать на стадии проектирования упругую характеристику пружины и проводить оценку прочности разрабатываемой конструкции. Особенностью метода является возможность регулирования упругих свойств композитной пружины за счет изменения направления армирования и количества монослоев материала при производстве пружины.

4) Впервые получен способ моделирования упругодемпфирующих элементов конструкций колесных машин с гистерезисным демпфированием для оценки рассеивания энергии в неметаллических упругих элементах систем подпрессоривания КМ, который позволяет с высокой точностью прогнозировать внутренние гистерезисные потери при движении КМ по твердой ОП. Особенностью способа является то, что уравнение, учитывающее гистерезисные потери, непосредственно входит в систему уравнений движения КМ по твердой ОП.

5) Установлено, что гистерезисные потери в композитной пружине сопоставимы с потерями в пневматической шине. Получено, что коэффициент поглощения стеклопластиковой пружины изменяется в пределах от 0,102 (при частоте 0,98 Гц и амплитуде 51,8 мм) до 1,63 (при частоте 5 Гц и амплитуде 18,7 мм), а коэффициент поглощения шины лежит в диапазоне от 0,57 до 0,844 в зависимости от типоразмера рассмотренных шин.

6) Произведена оценка уровня демпфирования композитной пружины путем имитационного моделирования движения КМ со стеклопластиковыми пружинами по асфальта-бетонному покрытию. В результате сравнения стальной и стеклопластиковой пружины для исследуемого диапазона частот выявлено, что снижение уровня среднеквадратического отклонения ускорений на месте водителя с композитной пружиной достигает 4% по сравнению со стальным аналогом.

7) При использовании пружин из полимерных композиционных материалов в системах подпрессоривания КМ выявлены следующие конструктивно-компоновочные достоинства:

- возможность обеспечения существенно больших ходов колес при меньшей по сравнению со стальной витой цилиндрической пружиной полной длине,

например, для КМ полной массой 42 тонны с нагрузкой на колесо 5,25 тонны свободная длина композитной пружины будет меньше на 20 % по сравнению со стальной цилиндрической пружиной при одинаковом ходе и наружном диаметре;

- пружины, выполненные с применением полимерных композиционных материалов, обладают меньшей массой по сравнению со стальным аналогом, что особенно актуально для большегрузных транспортных средств. Например, для КМ с осевой нагрузкой 10,5 тонн достигается снижение массы одной пружины на 80 %;

- возможность установки композитной пружины на место стальной пружины без изменения мест крепления у существующих КМ с целью снижения массы, таким образом, обеспечивается взаимозаменяемость упругих элементов;

- возможность получения сложных форм композитных пружин за счет применения специальных оправок для реализации нелинейных нагрузочных характеристик.

8) К недостаткам полимерных композитных пружин можно отнести:

- ограниченный срок службы композитных пружин вследствие явлений ползучести и релаксации;

- необходимость защиты поверхностного слоя от механических воздействий;

- в зависимости от температурных условий и условий нагружения необходимо выбирать соответствующие компоненты композиционного материала, позволяющие обеспечить стабильную характеристику при заданных условиях.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Евсеев К.Б., Карташов А.Б. Моделирование упругих свойств винтовых пружин, выполненных с применением полимерных композиционных материалов, в системах подпрессоривания колесных машин с учетом реологических свойств // Журнал Автомобильных инженеров. 2017. № 3 (104). С. 17-21. (0,38 п.л./0,31 п.л.).

2. Евсеев К.Б., Карташов А.Б. Актуальность применения винтовых пружин, выполненных с использованием полимерных композиционных материалов, в системах подпрессоривания современных автомобилей // Журнал Автомобильных инженеров. 2016. № 4 (99). С. 6-11. (0,88 п.л./0,75 п.л.);

3. Евсеев К.Б., Карташов А.Б. Поиск оптимальных конструктивных параметров направляющих элементов подвески автомобиля класса «Формула студент» // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. № 3(25), Т. 1. С. 32-37. (0,44 п.л./0,38 п.л.);

4. Евсеев К.Б., Карташов А.Б. Метод оценки реологических свойств пружин, выполненных с применением полимерных композиционных материалов в системах подпрессоривания колесных машин // Десятая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России»: сборник докладов. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. 676 с. : ил. С. 503-507. (0,38 п.л./0,19 п.л.).

5. Евсеев К.Б. Анализ механических свойств углепластиковых направляющих элементов подвески автомобиля класса «Формула студент» // Молодежный научно-технический вестник. 2013. № 10. (0,5 п.л./0,5 п.л.).