

2. Жирицкий Г.С., Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины авиационных двигателей. М.: Государственное научно-техническое издательство Оборнлиз, 1963. – с. 608.
3. Кустарев Ю.С., Костюков А.В. Осевые турбины транспортных ГТД. Учебное пособие. – М.: МГТУ «МАМИ», 2006. – 72 с.
4. Виноградов Л.В. Спинка лопатки турбины из двух сопряженных парабол. / Вестник РУДН, Серия «Информационные технологии и управление», №1, 2007, с. 15-20.

Особенности построения статических характеристик независимых подвесок автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели

д.т.н. проф. Горобцов А.С., д.т.н. Карцов С.К., к.т.н. доц. Поляков Ю.А.
ВолгГТУ, МАДГТУ, НИТУ «МИСис»
polyakovua@mail.ru, (495) 601-51-67

Аннотация. Построена пространственная модель автомобиля повышенной проходимости, позволившая получить статические характеристики независимых подвесок с учетом реальной кинематики элементов подвесок и особенностей их установки на автомобиле.

Ключевые слова: статические характеристики, независимая подвеска, пространственная модель автомобиля повышенной проходимости.

Введение

В условиях современного развития автомобильного рынка производители вынуждены искать способы сокращения времени на разработку и доводку новых образцов колесных машин, к числу которых относится применение расчетных моделей, основанных на точном представлении уравнений движения элементов конструкции автомобиля как механической системы. При этом достаточно интенсивно развиваются постановки задач в расширенной трактовке, что предполагает отказ от гипотезы малых перемещений тел и позволяет осуществить достаточно полный учет в расчетной схеме автомобиля геометрической нелинейности движения элементов конструкции на базе дифференциально-алгебраических уравнений больших движений тел [1].

Динамическая модель автомобиля повышенной проходимости с независимыми подвесками колес

Для исследования вибронгруженности автомобиля повышенной проходимости с независимыми передней и задней подвесками с использованием программной системы ФРУНД [2] была создана математическая модель пространственных колебаний его конструкции. При этом учитывается динамика его движения по случайному микропрофилю дороги, нелинейность характеристик элементов подвесок, систем виброзащиты, виброизоляции и шин.

Динамическая модель конструкции автомобиля представляет собой механическую систему, состоящую из абсолютно твердых тел (рама, силовой агрегат, раздаточная коробка, рычаги рулевого привода передних управляемых колес, передний мост, задний мост, подсистемы «водитель – сиденье»). Каждое из них имеет 6 степеней свободы, связанных между собой элементами, моделирующими направляющие рычаги подвесок колес, шины, виброизоляторы агрегатов, стабилизаторы и амортизаторы (рисунок 1).

Кузов крепится к раме автомобиля в восьми точках. Продольно расположенный двигатель с коробкой передач в сборе установлен на раме на двух передних и двух задних виброизоляторах.

Особое внимание уделено независимым подвескам колес (рисунок 2). Направляющий аппарат подвески каждого из колес представлен двумя рычагами, качающимися в поперечной плоскости.

В качестве упругого элемента каждой подвески выступает винтовая цилиндрическая пружина, расположенная соосно с амортизатором. Нижняя опорная чашка пружины уста-

новлена на нижнем направляющем рычаге подвески. Верхняя опорная чашка пружины крепится шарнирно к кронштейну рамы.

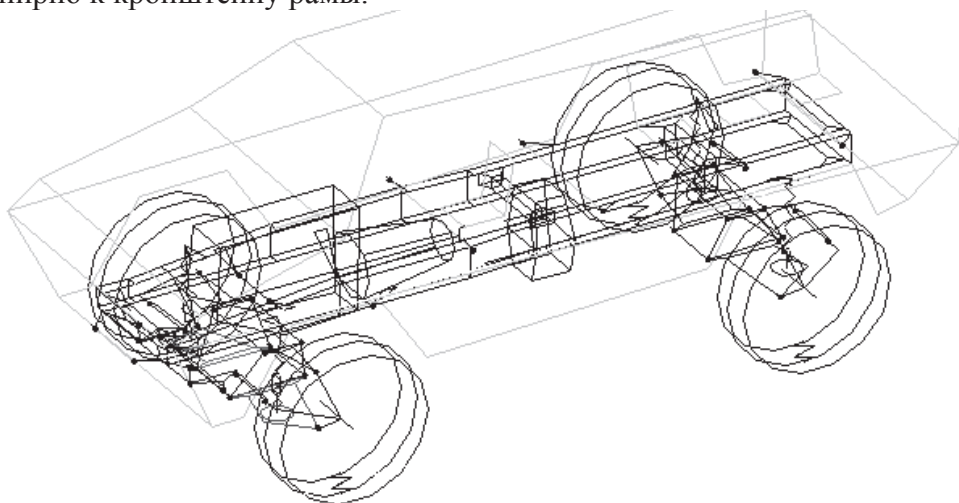


Рисунок 1. Динамическая модель автомобиля повышенной проходимости с независимыми подвесками колес

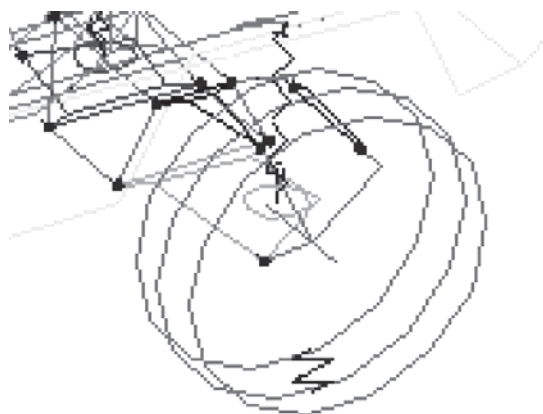


Рисунок 2. Расчетная схема подвески заднего левого колеса

Амортизаторы подвесок мостов представляют собой вертикальные демпфирующие связи с кусочно-линейными характеристиками. Кусочно-линейная скоростная характеристика амортизатора имеет четыре участка, соответствующие дроссельному и клапанному режимам работы, различные для ходов сжатия и отбоя. В модели для каждого амортизатора предусмотрено нижнее шарнирное крепление к нижнему направляющему рычагу подвески и верхнее шарнирное крепление к кронштейну рамы.

В динамическую модель автомобиля включены передний и задний стабилизаторы поперечной устойчивости. Стабилизатор представляется состоящим из двух половин, соединенных между собой упругим элементом с заданной крутильной жесткостью. Все места крепления звеньев стабилизатора и серьги моделируются соединительными элементами, каждый из которых имеет свою механическую характеристику, которая представляет собой сумму упругой и демпфирующей составляющих.

Формирование уравнений движения системы тел основано на уравнениях Лагранжа первого рода. Уравнения динамики механической системы состоят из уравнений свободного движения тел и уравнений связей от кинематических пар. Кроме кинематических пар, связи между телами могут задаваться силами от упруго демпфирующих элементов, соединяющих тела.

Для упрощения численного интегрирования таких систем уравнений уравнения связей записываются во вторых производных (связи по ускорениям), что позволяет использовать явные методы интегрирования без необходимости решать нелинейную систему уравнений относительно переменных состояния. Уравнения движения системы тел при таком подходе

записываются в виде [1]:

$$\begin{cases} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}^T \mathbf{p} = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t), \\ \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{h}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}). \end{cases}$$

Здесь: \mathbf{M} – матрица инерции; \mathbf{q} – вектор обобщенных координат всей системы размерностью n ; $\mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t)$ – вектор внешних сил, включающий в себя силы нагрузок, силы от упругодемпфирующих элементов и гироскопические силы; \mathbf{D} – матрица переменных коэффициентов уравнений кинематических связей размерностью $k \times n$ (k – число связей); \mathbf{p} – вектор множителей Лагранжа; $\mathbf{h}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$ – вектор правых частей уравнений связей; T – символ транспонирования.

Построение характеристик вертикальной жесткости

Для нахождения рациональных параметров вертикальной жесткости винтовых пружин независимых подвесок были построены статические характеристики вертикальной жесткости, приведенной к колесу. Жесткости пружин передней и задней подвесок приняты одинаковыми. Моделировалось вертикальное перемещение автомобиля под действием медленно изменяющейся вертикальной нагрузки – синусоидальной силы, приложенной в центре вертикальной упругости подвесок. Последний определялся подбором точки приложения силы путем минимизации угла продольного крена автомобиля при вертикальном нагружении. Результаты такого моделирования представлены на рисунке 3 в виде зависимостей вертикальной нагрузки на колесо от вертикального перемещения колеса относительно кабины.

Исследовались два варианта пружин:

- 1) жесткость 850 кН/м, длина в свободном состоянии 759 мм, деформация пружины под статической нагрузкой 55 мм;
- 2) жесткость 700 кН/м, длина в свободном состоянии 771 мм, деформация пружины под статической нагрузкой 67 мм.

Характеристики, представленные на рисунке 3, оказались регрессивными. Первый вариант пружины обеспечивает статический ход колеса 100 мм, а второй вариант – 132 мм. Для ограничения динамического хода колеса величиной 120 – 150 мм требуется установка буфера хода сжатия. На рисунке 4 представлена характеристика вертикальной упругости для подвески с буфером и пружиной по варианту № 1. При этом жесткость буфера в 4 раза больше жесткости указанной пружины.

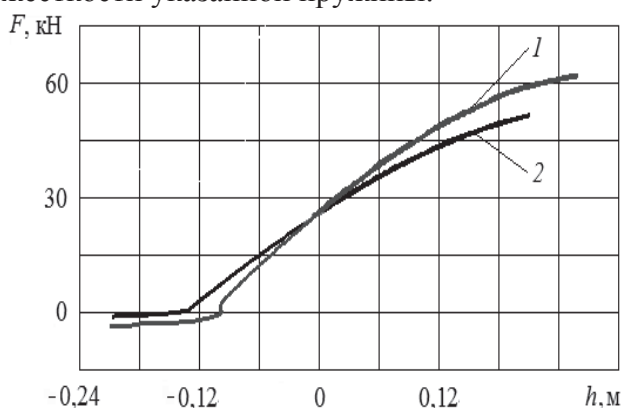


Рисунок 3. Зависимости вертикальной нагрузки на колесо от вертикального перемещения колеса относительно кабины для двух вариантов вертикальной жесткости пружины: 1 – 850 кН/м; 2 – 700 кН/м

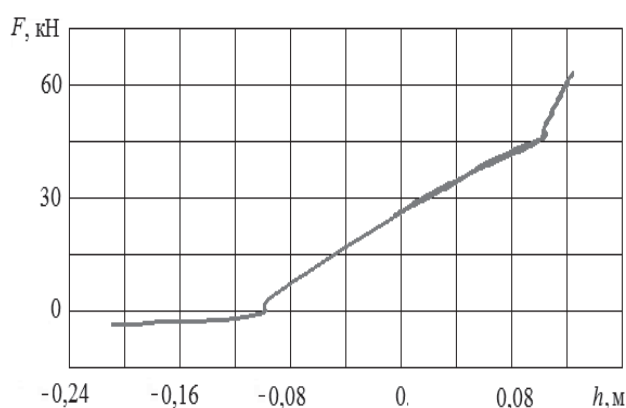


Рисунок 4. Зависимость вертикальной нагрузки на колесо от вертикального перемещения колеса относительно кабины для подвески с буфером хода сжатия и с пружиной по варианту № 1

Далее определялась частота вертикальных колебаний при переезде единичной неровности треугольной формы с высотой 90 мм и длиной основания 2 м со скоростью 18 км/ч. На рисунке 5 показаны временные реализации вертикальных перемещений сиденья водителя для обоих рассматриваемых вариантов пружины. Указанные варианты жесткости пружины

обеспечивают частоту вертикальных колебаний на сиденье водителя 1,38 Гц и 1,22 Гц соответственно.

Вертикальная жесткость каждой подвески, приведенная к колесу (т.е. с учетом передаточного числа от пружины к колесу, обеспечиваемого направляющим аппаратом подвески), составляет 220 кН/м с пружиной по варианту № 1, 167 кН/м – с пружиной по варианту № 2. Кинематика подвески обеспечивает динамический ход колеса 300 мм. Статический ход колеса зависит от жесткости пружины. Он больше для пружины по варианту № 2 и достигает 132 мм.

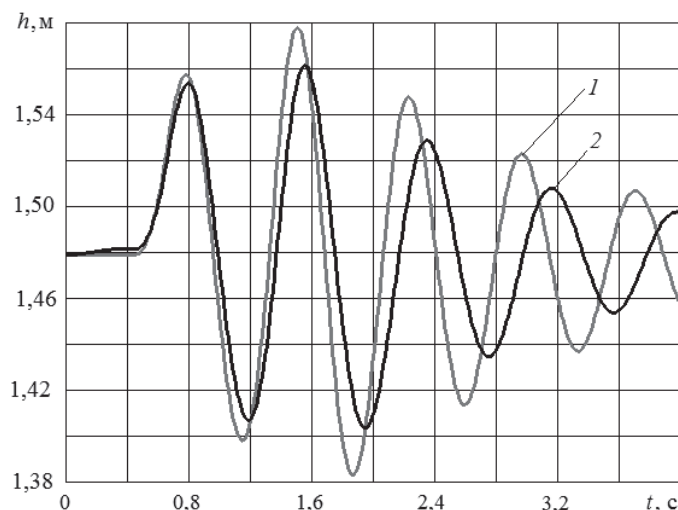


Рисунок 5. Временные реализации вертикальных перемещений сиденья водителя при переезде единичной неровности треугольной формы со скоростью 18 км/ч для двух вариантов вертикальной жесткости пружины: 1 – 850 кН/м; 2 – 700 кН/м

Построение характеристик поперечной угловой жесткости

Для нахождения рациональных параметров стабилизатора были построены характеристики поперечной угловой жесткости. Для этого моделировалось поперечно-угловое перемещение поддресоренной массы под действием медленно изменяющейся поперечной силы, приложенной в центре масс автомобиля. Исследовались два указанных ранее варианта пружин подвески. Результаты такого моделирования для передней подвески представлены на рисунке 6 в виде зависимостей момента крена от поперечно-углового перемещения кабины.

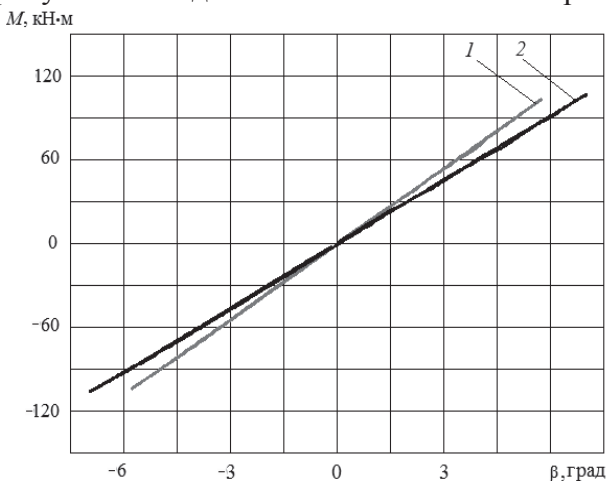


Рисунок 6. Зависимости момента крена от поперечно-углового перемещения кабины для двух вариантов вертикальной жесткости пружины: 1 – 850 кН/м; 2 – 700 кН/м

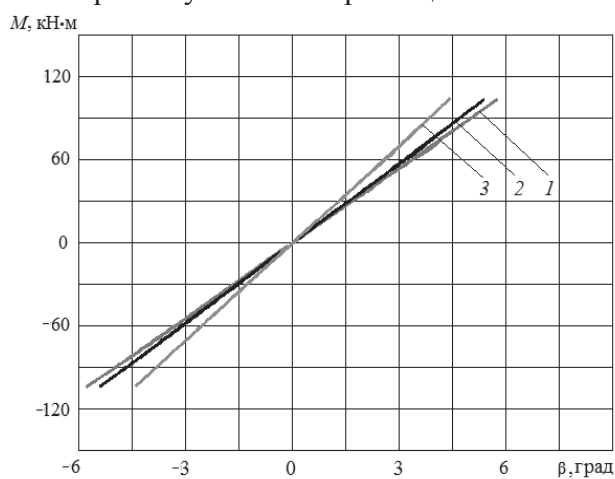


Рисунок 7. Зависимости момента крена от поперечно-углового перемещения кабины при установке пружины с вертикальной жесткостью 850 кН/м: 1 – без стабилизатора; 2 – угловая жесткость стабилизатора 5 (кН·м)/рад; 3 – угловая жесткость стабилизатора 25 (кН·м)/рад

Из рисунка 6 видно, что первый вариант пружины обеспечивает статическую угловую жесткость передней подвески, равную 1106 (кН·м)/рад, а второй вариант пружины – 900 (кН·м)/рад.

Установка стабилизатора с угловой жесткостью 25 (кН·м)/рад обуславливает повышение угловой жесткости передней подвески с первым вариантом пружины на 30 % (рисунок 7).

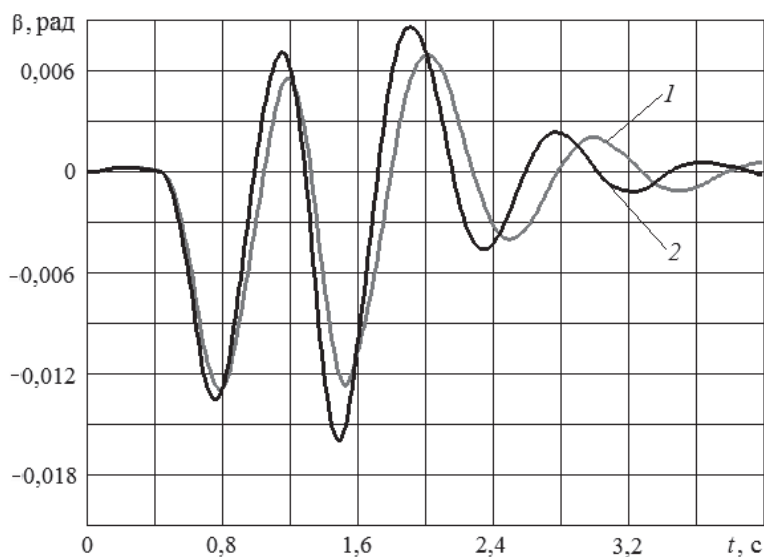


Рисунок 8. Временные реализации угловых перемещений кабины относительно продольной оси автомобиля при переезде единичной неровности треугольной формы со скоростью 18 км/ч при установке пружины с вертикальной жесткостью 850 кН/м: 1 – без стабилизатора; 2 – угловая жесткость стабилизатора 25 (кН·м)/рад

Далее определялась частота поперечно-угловых колебаний при переезде единичной неровности треугольной формы с высотой 50 мм и длиной основания 2 м со скоростью 18 км/ч.

На рисунке 8 показаны временные реализации угловых перемещений кабины относительно продольной оси автомобиля. Угловая жесткость подвески с первым вариантом пружины обеспечивает частоту поперечно-угловых колебаний 1,03 Гц без стабилизатора и 1,16 Гц – со стабилизатором с угловой жесткостью 25 (кН·м)/рад.

Выводы

1. Построена пространственная модель автомобиля повышенной проходимости, позволившая получить характеристики вертикальных и угловых жесткостей независимых подвесок с учетом реальной кинематики элементов подвесок и особенностей их установки на автомобиле.
2. Рациональная вертикальная жесткость винтовой цилиндрической пружины составляет 700 кН/м. Это обеспечивает частоту вертикальных колебаний на сиденье водителя 1,22 Гц и статический ход колеса 132 мм. Суммарный ход колеса, обеспечиваемый подвеской, достигает около 400 мм.
3. Требуется установка буфера хода сжатия, ограничивающего динамические перемещения колеса величиной 120 – 150 мм.
4. Для дальнейшего повышения статического хода колеса требуется установка нелинейных упругих элементов или изменение геометрии мест крепления пружины подвески.
5. Подвеска с пружиной жесткостью 850 кН/м (вариант № 1) обеспечивает частоту поперечно-угловых колебаний 1,03 Гц без стабилизатора и 1,16 Гц – со стабилизатором с угловой жесткостью 25 (кН·м)/рад. Подвеска с пружиной жесткостью 700 кН/м (вариант №2) обеспечивает частоту поперечно-угловых колебаний более 1 Гц только со стабилизатором.
6. Рациональная величина жесткости стабилизатора может быть определена только после нахождения жесткости пружины подвески по вертикальным колебаниям.

Литература

1. Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е., Поляков Ю.А. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография. – М.: Машиностроение, 2011. 463 с.
2. Горобцов А.С. Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твердых и упругих тел // Справочник. Инженерный журнал. № 9, 2004. С. 40 – 43.

Способ формирования крутящего момента в гибридных и комбинированных силовых установках

к.т.н. доц. Грабовский А.А., Максяшев И.А.
Пензенский государственный университет

8 927 360 71 92 algra888@yandex.ru, 8 987 522 87 05 insiderx89@gmail.com.

Аннотация. Представлены теоретические исследования возможных вариантов формирования крутящего момента в гибридных и комбинированных силовых агрегатах с возможным изменением экономических и экологических показателей.

Ключевые слова: крутящий момент, комбинированные и гибридные силовые агрегаты, двигатель внутреннего сгорания, интегрированный мотор-генератор, экономические и экологические показатели

Известны способы формирования крутящего момента в гибридных силовых установках (ГСУ) (комбинированных энергетических установках (КЭУ)) как параллельный, последовательный и смешанный. При этом в ряде случаев в литературе термины «гибридный» и «комбинированный» воспринимаются как синонимы, что не позволяет четко разграничить отличия в способе формирования крутящего момента. Основываясь на энциклопедической трактовке терминов «гибрид» и «комбинация», можно дать определения гибридным и комбинированным силовым установкам (агрегатам).

Гибридная силовая установка – это совокупность двух и более технологий преобразования энергии, объединенных между собой функционально для получения общего результата и конструктивно в виде единого нераздельного агрегата.

В этом случае установка представляет собой двигатель внутреннего сгорания (ДВС) и интегрированную с ним электрическую машину, мотор-генератор (ИМГ), ротор (якорь) которого жестко установлен на коленчатом валу и выполняет функцию маховика (Хонда, ИСАД Системс). Электрическая машина используется в качестве стартера, работает в буферном режиме с ДВС при формировании крутящего момента, а при торможении двигателем переходит в режиме генератора для подзарядки аккумуляторных батарей (АКБ).

Комбинированная силовая установка – это сочетание двух и более технологий преобразования энергии, объединенных между собой функционально для получения общего результата и конструктивно не объединенных между собой в виде единого нераздельного агрегата, а разнесенных в виде отдельных агрегатов по кузову (раме) транспортного средства (Toyota).

В этом случае силовая установка представляет собой сочетание ДВС, генератора и одного или двух электромоторов, выполненная по последовательной, параллельной или смешанной схеме, функционально объединенные между собой посредством кинематических связей, например, редуктора и карданных передач, электрической схемой, а конструктивно разнесенных по агрегатам трансмиссии транспортного средства, при этом электродвигатели могут быть сагрегатированы с главными передачами переднего и заднего мостов (Тойота) или выполнены в виде мотор-колес. ДВС при этом конструктивно не меняется, и его крутящий момент через сцепление, раздаточную коробку и карданные передачи передается на генератор или главные передачи мостов (осей) транспортного средства и генератор. В этом случае возможно формирование крутящего момента как отдельно от каждого источника, так и в комбинации.

Из анализа каждого из способов также следует общий их недостаток – сложность оп-