

ПРИМЕНЕНИЕ ПАКЕТА ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ «DYMOLA» ДЛЯ РАЗРАБОТКИ МЕХАТРОННЫХ МОДЕЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В. И. Поддубный¹, М. Л. Поддубная²

Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова¹,
Финансовый университет при правительстве РФ (Барнаульский филиал)²,
г. Барнаул, Россия

Введение

Математическое моделирование рабочего движения является важным этапом при создании прототипов новейших образцов техники. Очень важно на стадии проектирования проанализировать, как поведет себя в различных условиях создаваемая машина, каков уровень динамических нагрузок на отдельные узлы и агрегаты, соответствует ли качество рабочего движения предъявляемым требованиям. В последнее время благодаря быстрому развитию электроники и компьютерной техники стало возможным создание машин с использованием мехатронного принципа (компьютерное управление механическим движением). Для реализации задаваемого управления используются измерительные датчики, актуаторы (электромеханические или гидравлические устройства, осуществляющие задаваемое перемещение), быстродействующие контроллеры. Мехатронный принцип широко используется в конструкции современных автомобилей и тракторов. В качестве примера можно привести электронно-механические системы управления впрыском топлива, активной подвеской автомобиля [1 – 2], курсовой стабилизации [3 – 4].

Следует отметить, что возможно получение системы дифференциальных уравнений, описывающих поведение механической системы традиционными методами с использованием уравнений Лагранжа 2 рода на основании расчетной схемы. Однако для случая системы со многими степенями свободы, включающей в себя исполнительные и измерительные элементы системы управления, эта задача существенно усложняется и увеличивается вероятность ошибки в аналитических расчетах. Кроме всего прочего желательна проверка эффективности разработанного управления при моделировании рабочего движения механической системы. Математическая модель системы при этом должна быть адекватна аналогу – учитывать взаимодействие её отдельных составных частей друг с другом и с окружающей средой. При выполнении этих требований происходит появление дополнительных степеней свободы

и усложнение модели. Развитие вычислительной техники и современного прикладного объектно-ориентированного программного обеспечения позволяет произвести разработку модели механической системы как мехатронной, состоящей из отдельных частей, с возможностью программного управления её движением. Такие возможности предоставляют специализированные пакеты SIMPACK, CAMEL-View, Dymola и другие.

Моделирование механических систем в DYMOLA

Прикладной пакет DYMOLA [5] использует идеологию визуального объектно-ориентированного программирования и предназначен для создания моделей различных механических систем, их анализа и оптимизации. Для составления моделей в пакете используются собственная библиотека объектов, позволяющая описывать отдельные тела системы, их механические связи между собой, производить математическое описание их взаимодействия. Стандартными являются: Blocks – библиотека основных блоков с входами и выходами (интеграторы, передаточных функций, фильтры, таблицы, математические функции, источники сигналов); Electrical – для разработки электрических моделей; Fluid – для моделирования течения жидкостей в сетях судов, трубах, насосах; Math – математические функции языка программирования Modelica; Mechanics – для разработки моделей механических систем.

С использованием стандартных библиотек DYMOLA пользователь может создавать мехатронные модели любой сложности и детализации. Существуют дополнительные пакеты расширения, предоставляющие разработчику дополнительные (укрупненные) библиотеки объектов. К примеру, библиотека расширения VehicleDynamics содержит блоки основных узлов автомобиля: двигателя, тормозной системы, шасси и т. д.

В статье приводится описание мехатронной модели автомобиля повышенной проходимости в среде DYMOLA. Топологическая схема представлена на рисунке 1.

ПРИМЕНЕНИЕ ПАКЕТА ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ «DYMOLA»
ДЛЯ РАЗРАБОТКИ МЕХАТРОННЫХ МОДЕЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

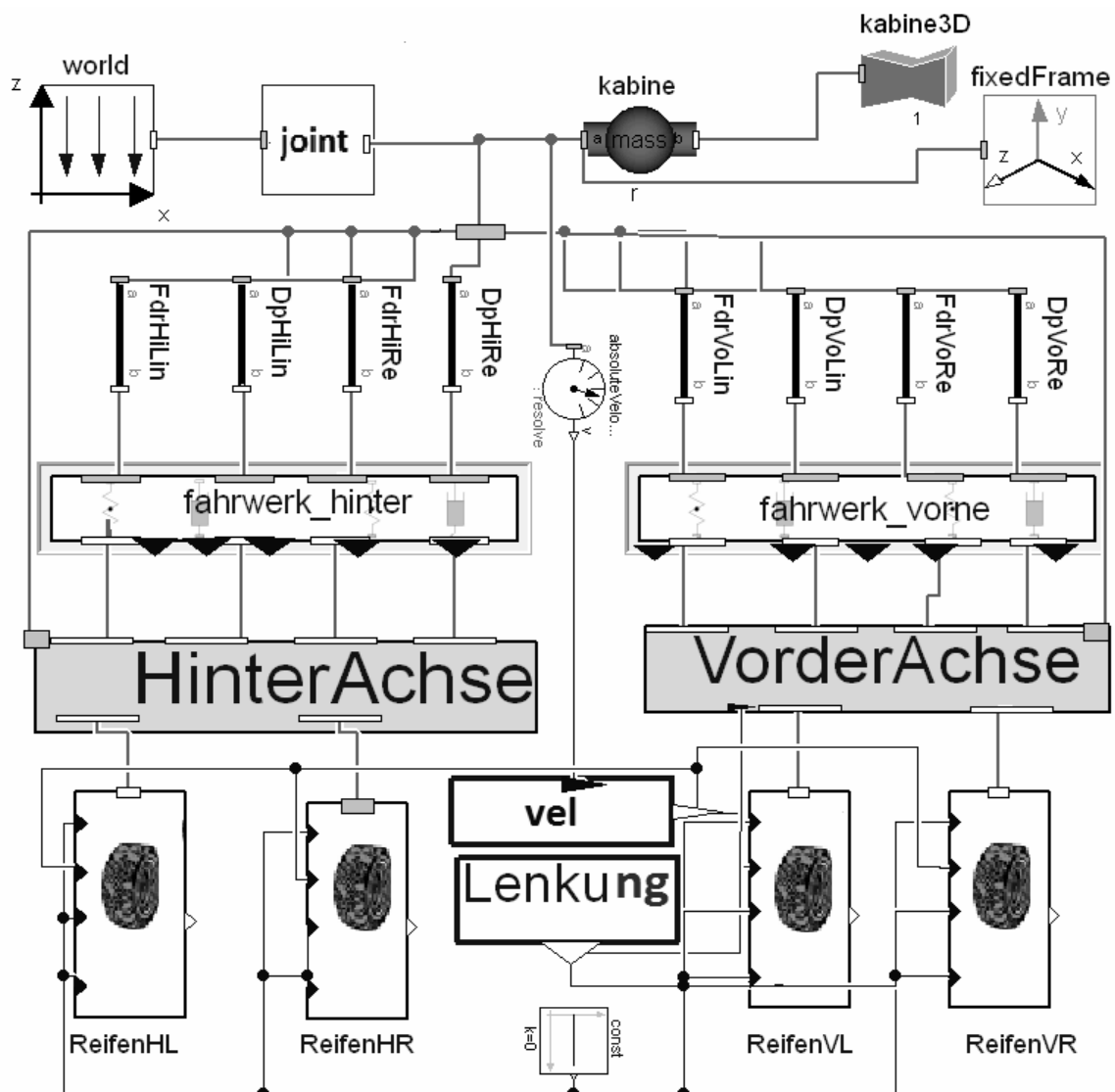


Рисунок 1 – Общая схема модели автомобиля

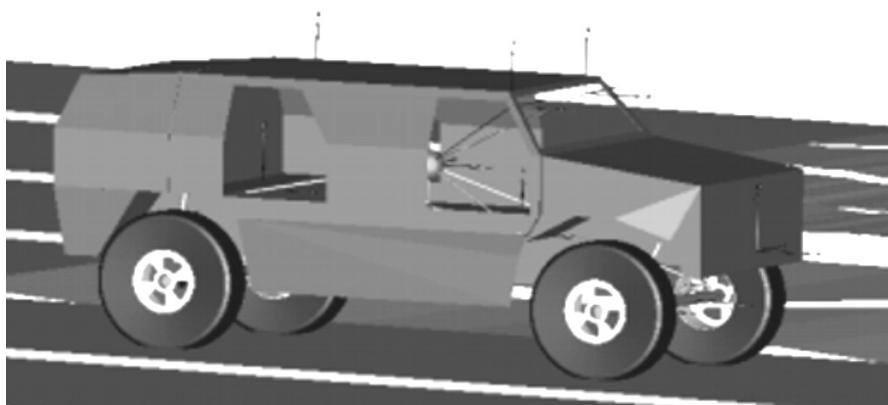


Рисунок 2 – 3D модель автомобиля

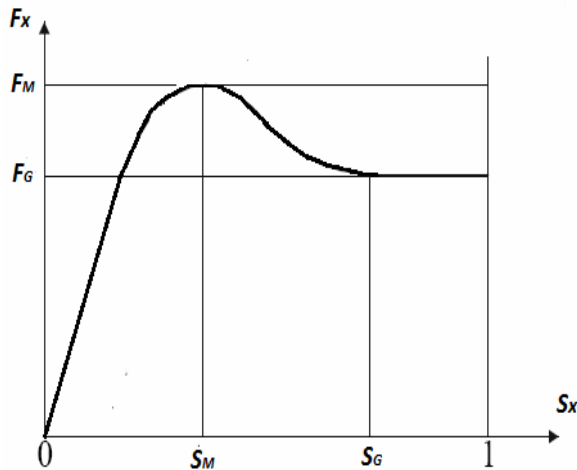


Рисунок 3 – Зависимость продольной силы F_x от скольжения S_x

Земля и связанная с ней инерциальная система отсчета представлены блоком world. Сочленение joint обеспечивает перемещение кузова автомобиля как свободного тела с шестью степенями свободы. Блок kabine3D обеспечивает трехмерное отображение кузова автомобиля при анимации. Передняя и задняя подвески представлены подсистемами fahrwerk_vorne и fahrwerk_hinter, содержащие описания элементов активного, пассивного поддрессоривания и демпфирования. Передняя и задняя оси с колесами задаются подсистемами VorderAchse и HinterAchse. Описание кинематических и силовых соотношений в контакте пневматического колеса с опорной поверхностью при его качении приведено в подсистемах Reifen. Символы H в названии подсистем обозначают заднее колесо, V – переднее колесо, l – левое колесо, R – правое колесо. Блок vel определяет скорость автомобиля в горизонтальной плоскости, используя подаваемые на его вход измеренные значения проекции скорости на инерциальные оси. Подсистема Lenkung генерирует необходимый закон изменения угла поворота рулевого колеса для обеспечения задаваемого движения автомобиля. 3D модель автомобиля изображена на рисунке 2.

Основное назначение подсистем Reifen – определение сил, действующих на колесо со стороны опорной поверхности. При описании сил применяется теория, предложенная G. Rill (EASY-TO-USE- modell) [6]. Горизонтальные силы описываются в функции от скольжения. Кривая зависимости суммарной горизонтальной силы от скольжения (рисунок 3)

разбивается на 3 части:

$$F(S) = \begin{cases} S_M \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma \left(\frac{S_M F_0}{F_M} - 2 + \sigma \right)}, \sigma = \frac{S}{S_M}, 0 \leq S \leq S_M \\ F_M - (F_M - F_G) \cdot \sigma^2 \cdot (3 - 2\sigma), \sigma = \frac{S - S_M}{S_G - S_M}, S_M \leq S \leq S_G \\ F_G, \text{const} \end{cases}$$

где: F_M – максимальная передаваемая в контакте сила;

F_G – сила трения при скольжении;

S_M – скольжение при S_M ;

S_G – скольжение при S_G ;

F_0 – тангенс угла наклона к кривой при скольжении, равно 0;

$$F_0 = \left. \frac{dF}{dS} \right|_{S=0}.$$

Величина полного скольжения S определяется выражением:

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2};$$

где S_x и S_y – продольное и боковое скольжения колеса.

Боковое скольжение принимается равным тангенсу угла увода колеса α :

$$S_y = \tan \alpha.$$

Продольное скольжение для торможения определяется выражением:

$$S_x = 1 - \frac{r_{dyn} \cdot \dot{\phi}}{v}$$

для ведущего режима качения

$$S_x = 1 - \frac{u}{r_{dyn} \cdot \dot{\phi}}$$

где v – проекция скорости на плоскость обода;

r_{dyn} – динамический радиус колеса;

$\dot{\phi}$ – угловая скорость колеса.

Компоненты горизонтальной силы определяются через угол увода α и угол наклона плоскости обода колеса к вертикали δ :

$$F_x = F \cdot \cos \alpha; F_y = F \cdot \sin \alpha + F_z \cdot \tan \delta.$$

Вертикальная сила определяется выражением:

$$F_z = c_z \Delta_z + V_z d_z,$$

где c_z – вертикальная жёсткость колеса;

Δ_z – вертикальная деформация шины;

V_z – вертикальная скорость колеса;

d_z – коэффициент демпфирования шины.

Топология подсистемы ReifenHL приведена на рисунке 4. Входами для вложенной подсистемы Reifenmodell являются скорость центра масс кузова автомобиля v_{kabine} , возмущения со стороны опорной поверхности z_e , угол поворота рулевого колеса

**ПРИМЕНЕНИЕ ПАКЕТА ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ «DYMOLA»
ДЛЯ РАЗРАБОТКИ МЕХАТРОННЫХ МОДЕЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

Lenkwinkel, вращающий момент на колесе M_Antrieb, текущие значения скорости и координат центра колеса, определяемые измерительными сенсорами VelAbsBcs и PosAbslcs. По определенным значениям

продольного скольжения, угла увода, вертикальной деформации шины и скорости её деформации определяются три компонента силы, прикладываемой к колесу с помощью стандартного блока силы radKraftEinleitung.

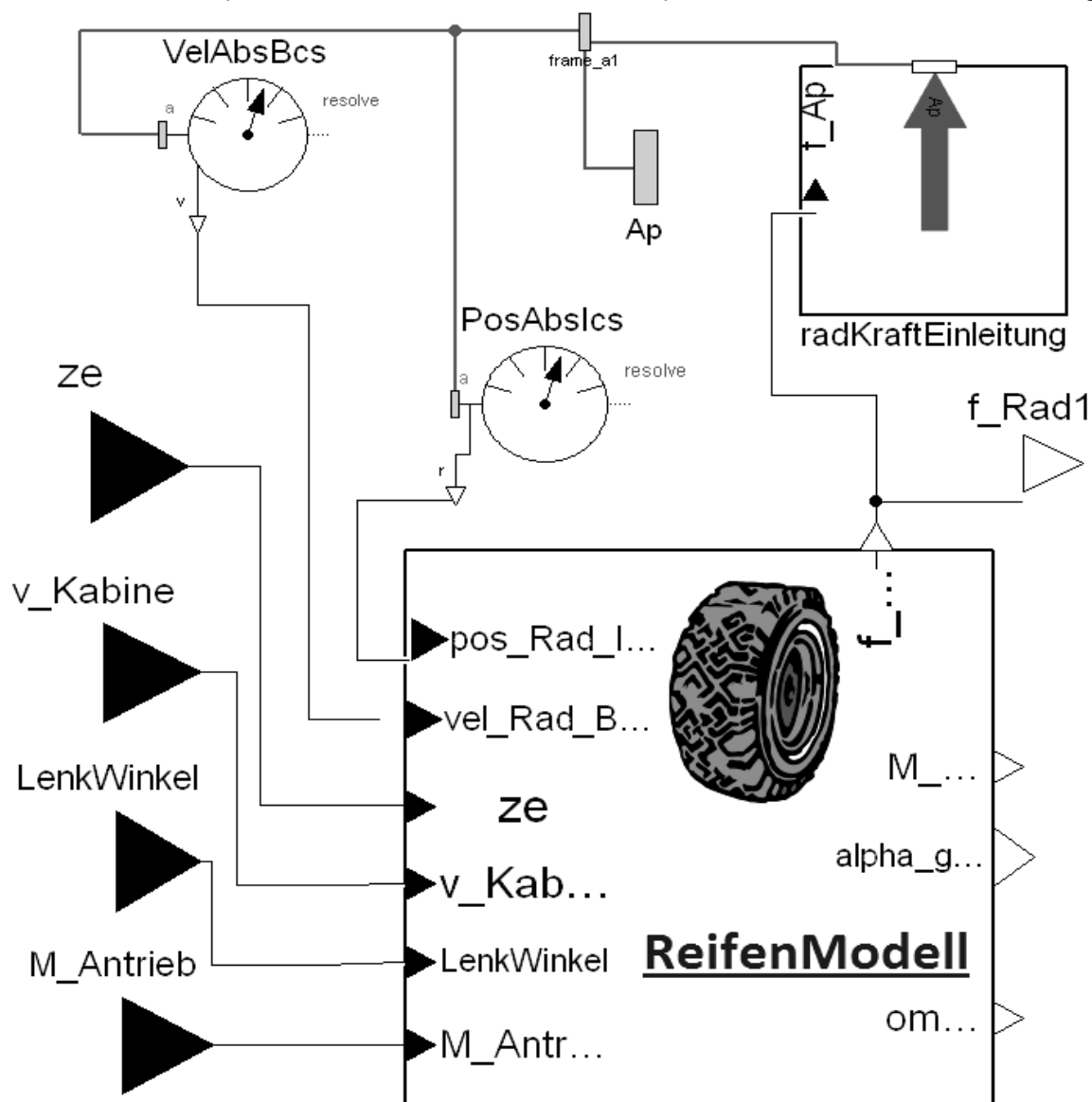


Рисунок 4 – Подсистема ReifenHL

Результаты математического моделирования

Модель автомобиля была применена для оценки возможности использования активной подвески для снижения нагрузки на поврежденное колесо при движении с целью предотвращения его разрушения. Было проведено моделирование следующих движений кузова автомобиля при прямолинейном

движении для случая повреждения заднего правого колеса:

Выравнивание кузова автомобиля относительно горизонтальной опорной поверхности.

Поворот кузова относительно продольной оси налево.

Поворот кузова относительно поперечной оси вперед.

Выполнение этих движений способствует удалению центра масс кузова в горизонтальной плоскости дальше от повреждённого колеса. Имитировалось движение при различных смещениях центра масс кузова, обусловленных неравномерной загрузкой автомобиля, относительно его расчетного положения при оптимальной загрузке. Моделирование было проведено для максимально допустимого хода штока гидроцилиндра активной подвески 0.25 метра.

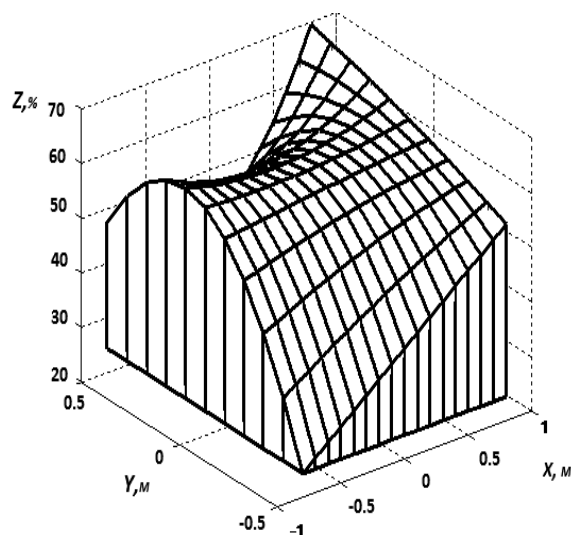


Рисунок 5 – Снижение нагрузки на поврежденное колесо при повороте кузова налево относительно продольной оси

Было установлено, что наибольший эффект достигается поворотом кузова относительно его продольной оси на противоположную сторону от повреждённого колеса. На рисунке 5 приведено снижение нагрузки на колесо в процентах для вышеуказанного перемещения кузова при различных значениях координат центра масс кузова X , Y в горизонтальной плоскости относительно его расчетного положения при оптимальной загрузке автомобиля.

Список литературы:

1. Жданов А. А., Липкевич Д. Б. AdCAS - система автономного адаптивного управления активной подвеской автомобиля. Труды Института системного программирования РАН. -2004. Том: 7. С.119-160
2. Wielenberg, Andreas; Harchenko, Jewgenij; Jäker, K.-P.; Trächtler, Ansgar: Modellbasierte Entwicklung eines volltragenden, vollaktiven Federungssystems für ein geländegängiges Nutzfahrzeug. 4. VDI/VDE-Fachtagung zur Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren (AUTOREG 2008), Feb. 2008.
3. Поддубный В. И. Повышение эффективности использования колесных мобильных машин в АПК на основе улучшения их устойчивости и управляемости [Текст]: дис. ... доктора технических наук: 05.20.01/ В. И. Поддубный. – Барнаул, 2011.- 419с.
4. Trächtler, Ansgar: Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk. at-Automatisierungstechnik, 53: S. 11-19, 2005.
5. CATIA Systems Engineering – Dymola. <http://www.3ds.com/products-services/catia/capabilities/catia-systems-engineering/modelica-systems-simulation/dymola/>
6. Rill, G.: Fahrzeugdynamik, FH Regensburg. – Regensburg, 2001. – 115 S.