

Моделирование колесного транспортного средства 8×8 в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел*

Горелов В.А., Комиссаров А.И.
МГТУ им. Н.Э. Баумана
г. Москва, Российская Федерация
gvas@mail.ru, alexander_2@rambler.ru

Мирошниченко А.В.
ОКБ «Техника»,
г. Москва, Российская Федерация
avm179@yandex.ru

Аннотация. Разработана пространственная нелинейная динамическая модель колесного транспортного средства (КТС) 8×8. Модель КТС реализована в программном комплексе автоматизированного моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм». Представлена модель взаимодействия шины с недеформируемым опорным основанием. Модель взаимодействия шины с опорным основанием реализована в пакете Matlab/Simulink. Апробирована технология подключения модели Matlab/Simulink к модели КТС в виде динамической библиотеки. На основе разработанной математической модели проведены исследования динамики КТС при различных режимах движения. Приведены результаты расчета для маневра «переставка 20 м», которые подтверждают адекватность физического поведения модели. Разработанная модель может применяться для оценки динамических свойств КТС на этапе проектирования в широком спектре режимов движения.

Ключевые слова: динамика автомобиля, имитационное моделирование, модель шины, программные комплексы автоматизированного моделирования динамики систем тел.

ВВЕДЕНИЕ

Для достоверной оценки показателей основных эксплуатационных свойств колесных транспортных средств (КТС) на этапе проектирования требуется создание пространственных динамических моделей с учетом кинематики подвески и рулевого привода. Для многоосных КТС число тел модели может достигать нескольких десятков, что существенно усложняет аналитический вывод уравнений движения. Эффективным инструментом для решения данных задач являются программные комплексы автоматизированного анализа динамики систем тел [1-5]. В таких комплексах по описанию системы в виде набора твердых тел, шарниров и силовых взаимодействий из библиотеки типовых элементов производится автоматическое формирование уравнений движения, и имеются встроенные средства для их численного решения. Кроме того, большинство таких комплексов позволяют подключать пользовательские модели силовых взаимодействий в виде динамических библиотек.

В данной работе решается задача создания динамической модели для определения основных эксплуатационных свойств многоосного КТС в программном комплексе автоматизированного моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм» с подключением специально разработанной модели взаимодействия шины с недеформируемым опорным основанием, реализованной в модуле Simulink пакета Matlab.

МОДЕЛЬ КТС

В качестве объекта исследования рассматривается КТС полной массой 36 т с колесной формулой 8x8, формулой рулевого управления 12-00 и независимой подвеской всех колес на сдвоенных поперечных рычагах с пневмогидравлической рессорой (ПГР). Модель КТС состоит из подсистем, показанных на рис. 1. Модели тормозной системы и моторно-трансмиссионной установки (МТУ) описываются непосредственно в модели машины в сборе.

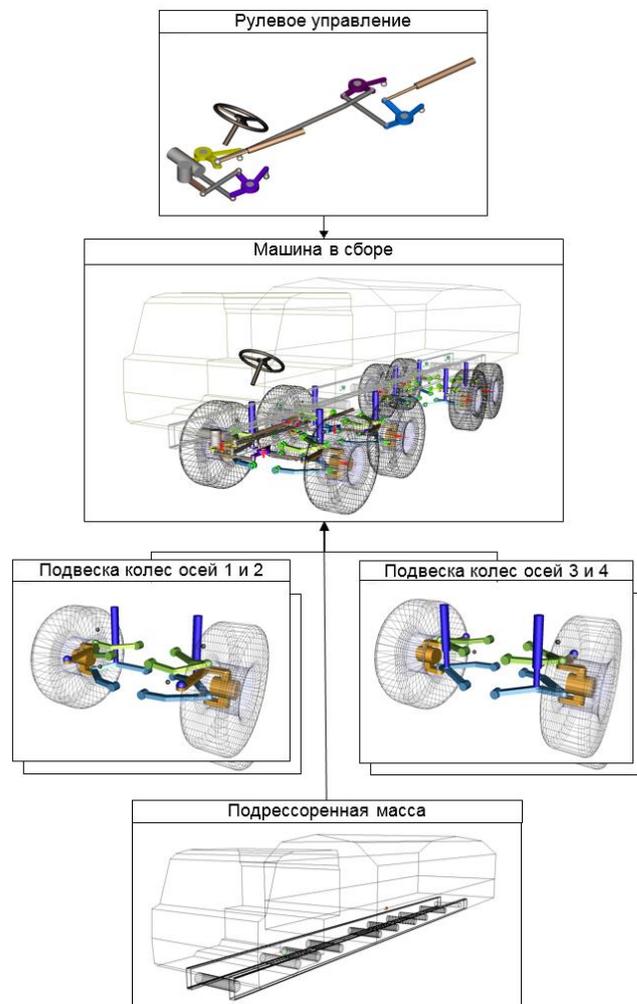


Рис. 1. Структура модели колесного транспортного средства (КТС) 8×8

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и «Московским государственным техническим университетом имени Н.Э. Баумана»

Модель подрессоренной части состоит из невесомой геометрической модели и массово-инерционной модели, задаваемой в виде точечной массы и тензора инерции.

Направляющий аппарат подвесок и рулевой привод моделируются в виде набора твердых тел, связанных идеальными шарнирами и силовыми элементами. Массы тел подвесок и рулевого привода задаются в виде параметров, а моменты инерции вычисляются по геометрическим моделям.

ПГР представлена в модели виде параллельно работающих пружины и демпфера с таблично задаваемыми характеристиками. Гидравлические связи между ПГР отсутствуют.

Модель тормозной системы распределяет суммарный тормозной момент, формируемый по управляющему сигналу тормозной системы, между колесами КТС в заданном постоянном соотношении. Модель МТУ распределяет момент двигателя, формируемый по заданному управляющему сигналу, поровну между всеми колесами КТС, что соответствует полностью дифференциальной схеме привода. Для различных видов испытаний используются две разных модели МТУ. Для испытаний с поддержанием постоянной продольной скорости ТС создана модель МТУ с двигателем постоянной мощности и постоянным передаточным числом трансмиссии. Для оценки динамики разгона ТС разработана модель МТУ с аналитическим заданием внешней характеристики двигателя внутреннего сгорания и переменным передаточным числом трансмиссии.

Модель взаимодействия шины с дорогой

Вычисление сил и моментов, действующих на колесо со стороны опорной поверхности, производится при помощи модели шины, реализованной в пакете Matlab/Simulink и скомпилированной в подключаемую динамическую библиотеку Tire.dll. Схема совместной работы модели шины и модели динамики колеса ПК «Универсальный механизм» приведена на рис. 2.

Из модели динамики колеса в модель шины передаются кинематические параметры колеса, а вычисленные на

их основе силы и моменты поступают в модель динамики колеса. В моделях используются следующие системы координат (см. рис. 2):

- полусвязанная система координат (ПСК) колеса $OXYZ$ – подвижная прямоугольная система координат с началом в центре колеса, ось Z перпендикулярна плоскости дороги, ось X перпендикулярна оси вращения колеса;
- неподвижная система координат (НСК) дороги $O_r X_r Y_r Z_r$ – неподвижная прямоугольная система координат, связанная с дорогой.

Передаваемые кинематические параметры включают: радиус-вектор $\vec{\rho}_O$ центра колеса в проекциях на оси НСК, проекции V_x, V_y, V_z скорости центра колеса на оси ПСК колеса, проекции ω_x, ω_y угловой скорости колеса на оси СК колеса и угол γ поперечного наклона (развала) колеса.

Схема модели взаимодействия шины с твердым опорным основанием показана на рис. 3.

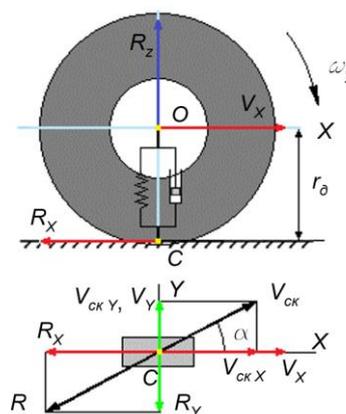


Рис. 3. Модель взаимодействия шины с дорогой

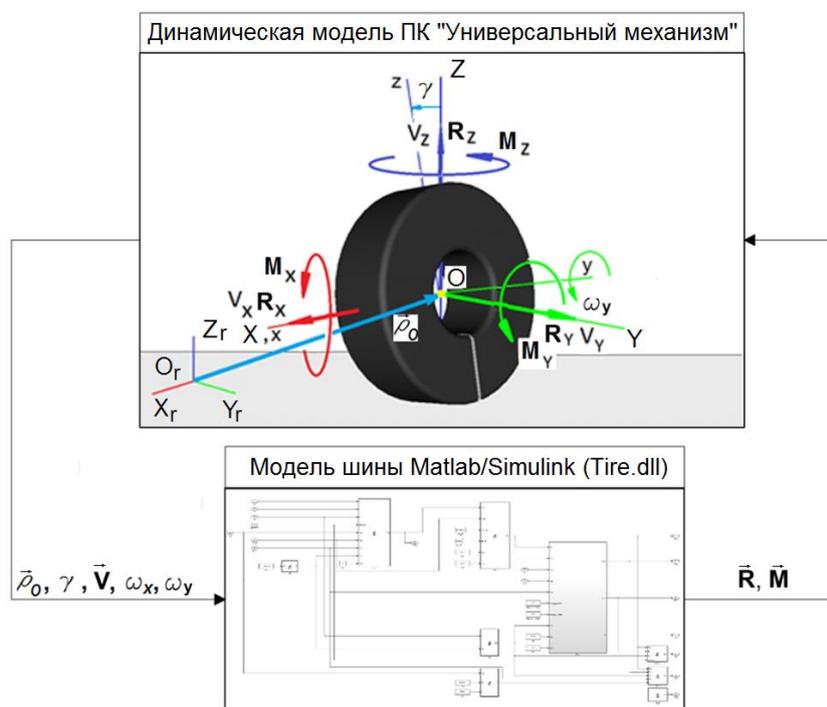


Рис. 2. Взаимодействие динамической модели ПК «Универсальный Механизм» и модели шины Matlab/Simulink

Вертикальная реакция вычисляется по упруго-вязкой модели:

$$R_Z = P_{z_st} \cdot \left(\frac{h_z}{h_{z_st}} \right)^{1.5} - b_z \cdot V_Z,$$

где P_{z_st} – статическая нагрузка на колесо, h_{z_st} – статический прогиб шины; b_z – коэффициент линейно-вязкого сопротивления шины в вертикальном направлении; h_z – нормальный прогиб шины

$$h_z = \min(0, r_0 \cdot \cos(\gamma) - r_d),$$

где r_0 – свободный радиус колеса; r_d – динамический радиус колеса, равный проекции радиус-вектора центра колеса на вертикальную ось НСК.

Величину силы в плоскости дороги определяют по зависимости [6, 7]

$$R = \mu_s(S_k) \cdot R_Z,$$

где S_k – коэффициент скольжения; $\mu_s(S_k)$ – коэффициент взаимодействия движителя с опорным основанием.

Для связных грунтов справедливо следующее выражение для $\mu_s(S_k)$, [8, 9]

$$\mu_s(S_k) = \mu_{s\alpha\max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_k}{S_0}} \right) \cdot \left(1 + e^{-\frac{S_k}{S_1}} \right),$$

где S_0, S_1 – константы, определяющие форму кривой; $\mu_{s\alpha\max}$ – коэффициент взаимодействия при полном скольжении в контакте шина – дорога

$$\mu_{s\alpha\max} = \frac{\mu_{sx\max} \cdot \mu_{sy\max}}{\sqrt{\mu_{sx\max}^2 \cdot \sin^2 \alpha + \mu_{sy\max}^2 \cdot \cos^2 \alpha}},$$

где $\mu_{sx\max}, \mu_{sy\max}$ – параметры эллипса трения (см. рис. 4).

Коэффициент S_k определяется по формуле:

$$S_k = \frac{V_{ск}}{\omega_y \cdot r_{кc}},$$

где $r_{кc}$ – радиус качения колеса в свободном режиме [10]

$$r_{кc} = \frac{3 \cdot r_d}{1 + \frac{2 \cdot r_d}{r_0}};$$

$V_{ск}$ – скорость скольжения, определяемая как:

$$\begin{aligned} V_{ск} &= \sqrt{V_{скX}^2 + V_{скY}^2} \\ V_{скY} &= V_Y - \omega_x \cdot r_d; \\ V_{скX} &= V_X - \omega_y \cdot r_{кc}. \end{aligned}$$

Вектор \vec{R} силы взаимодействия шины с опорной поверхностью направлен противоположно вектору скорости скольжения $\vec{V}_{ск}$. Угол α поворота вектора скорости скольжения относительно оси X ПСК колеса, определяется следующими выражениями:

$$\sin \alpha = \frac{V_{скY}}{V_{ск}}; \quad \cos \alpha = \frac{V_{скX}}{V_{ск}};$$

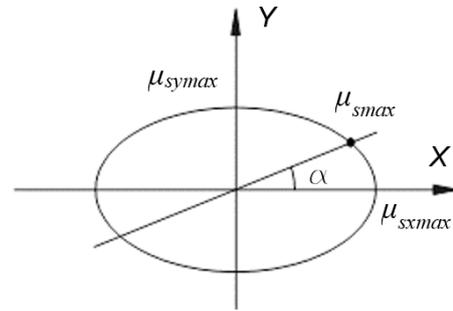


Рис. 4. Эллипс трения

Проекции вектора силы, действующей в плоскости дороги, на оси ПСК колеса рассчитываются следующим образом

$$R_X = -R \cdot \cos \alpha; \quad R_Y = -R \cdot \sin \alpha.$$

Моменты, действующие на колесо вычисляются следующим образом

$$M_X = R_Y \cdot r_d - R_Z \cdot r_d \cdot \frac{\sin(\gamma)}{\cos(\gamma)};$$

$$M_Y = -R_X \cdot r_d + M_f;$$

$$M_Z = 0;$$

где M_f – момент сопротивления качению колеса, определяемый по формуле:

$$M_f = -R_Z \cdot r'_k \cdot f \cdot \text{sign}(\omega_y),$$

f – коэффициент сопротивления качению:

$$f = f_0 + k_f \cdot (V_X)^2,$$

f_0 – коэффициент сопротивления качению при малой скорости (около 5 км/ч), k_f – коэффициент роста сопротивления качению с увеличением скорости; r'_k – радиус качения колеса без скольжения:

$$r'_k = r_{кc} - \lambda_p \cdot P_x,$$

где λ_p – коэффициент тангенциальной эластичности шины; P_x – сила тяги колеса.

ТЕСТИРОВАНИЕ МОДЕЛИ КТС

Для проверки модели по ней проведены расчеты динамического поведения КТС при различных режимах движения.

На рис. 5, а-в показаны графики параметров движения, полученные при моделировании маневра «переставка 20 м» в соответствии со стандартом [11] при предельно возможной по условию отрыва колес от дороги скорости 40 км/ч. На рис. 6 приведены кадры анимации для характерных положений КТС.

Довольно низкая для данной категории КТС предельная скорость выполнения маневра «переставка 20 м» объясняется отсутствием конструктивных мероприятий по стабилизации поперечного крена кузова (отсутствием гидробалансирных связей между гидроцилиндрами ПГР подвесок колес). Это косвенно подтверждается большими углами крена кузова при выполнении маневра (см рис. 5, а).

Полученные результаты расчета для маневра «переставка 20 м» свидетельствуют об адекватном физическом поведении модели.

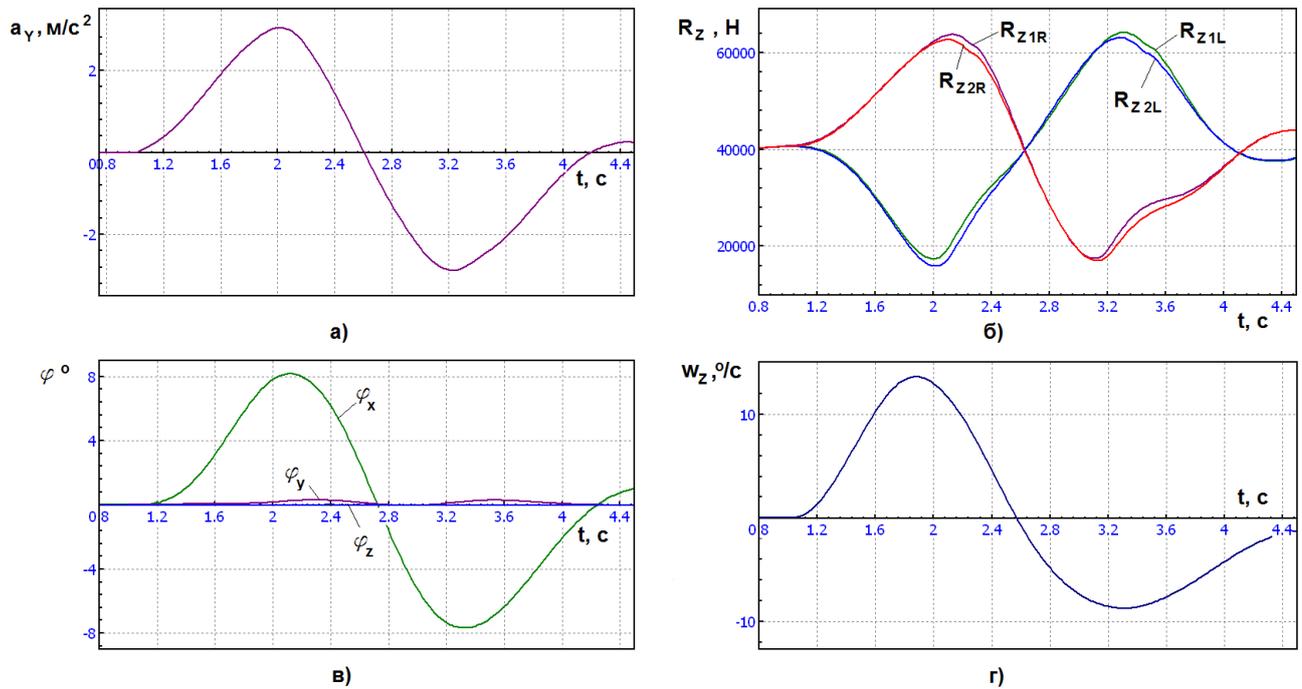


Рис. 5. Графики параметров движения КТС полученные при моделировании маневра «переставка 20 м» для скорости 40 км/ч:
 а) – боковое ускорение центра масс поддрессоренной части КТС;
 б) –вертикальные реакции шин управляемых колес (L –левого борта; R – правого борта)

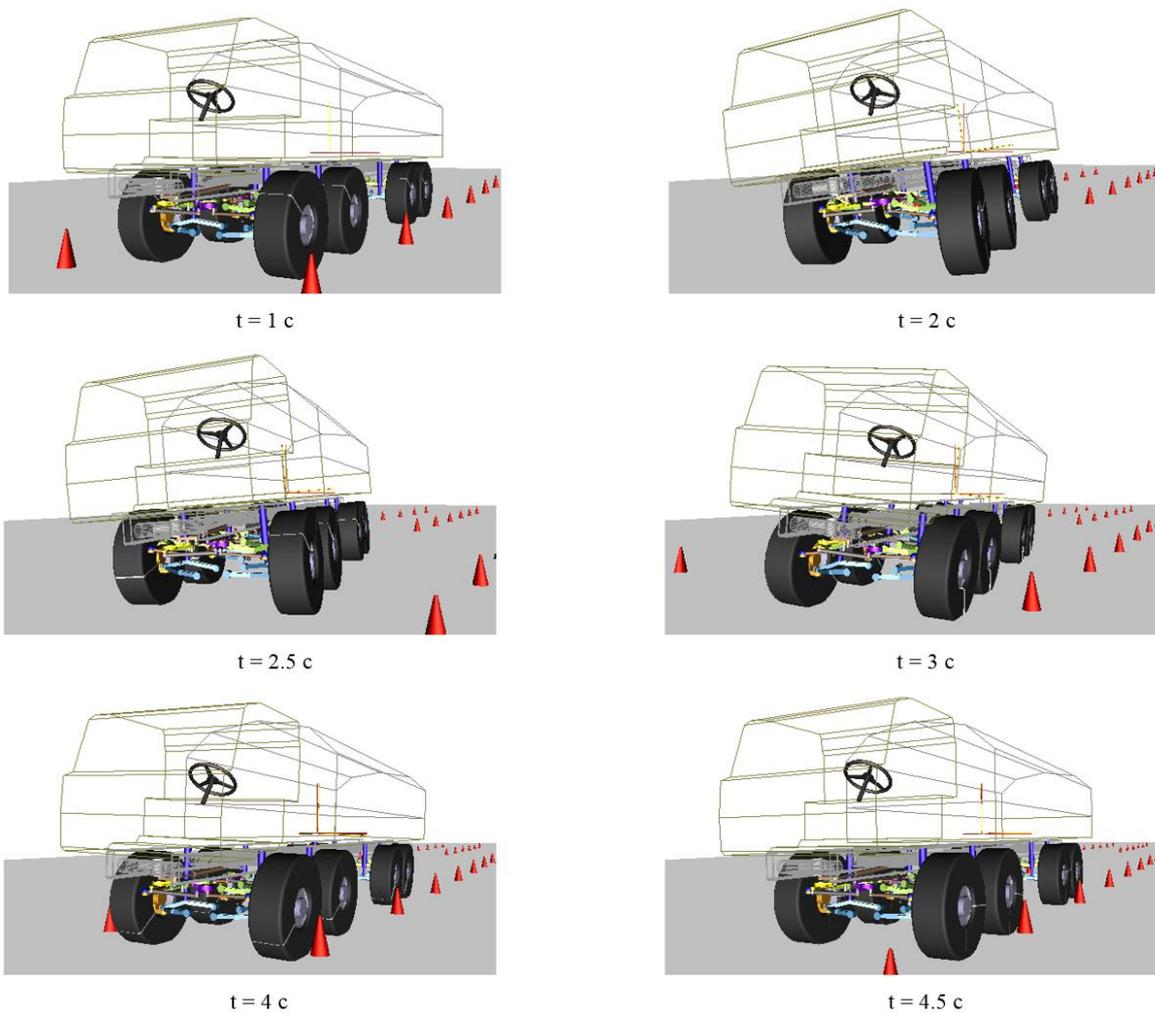


Рис. 5. Кадры характерных положений КТС, полученные при моделировании маневра «переставка 20 м» для скорости 40 км/ч

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение программного комплекса автоматизированного моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм» позволило создать пространственную нелинейную динамическую модель многоосного КТС с подключением специально созданной модели взаимодействия шины с поверхностью дороги, реализованной в модуле Simulink пакета Matlab.

Разработанная модель обеспечивает возможность оценки параметров управляемости и устойчивости, тяговой и тормозной динамики КТС при помощи численного моделирования типовых испытаний на ранних этапах проектирования до создания первых образцов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Blundell M. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics / M. Blundell, D. Harty. – Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. – 518 p.
2. <http://www.umlab.ru> (дата обращения 01.09.2015).
3. <http://www.euler.ru> (дата обращения 01.09.2015).
4. <http://www.simpack.com> (дата обращения 01.09.2015).
5. <http://www.mscsoftware.com/product/adams> (дата обращения 01.09.2015).
6. Рождественский Ю.Л. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основа-

нию / Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю // Труды МВТУ. – 1982. – № 390. – С. 56-64.

7. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: дис. ... канд. техн. наук. – Омск, 1988. – 228 с.

8. Марохин С.М. Прогнозирование характеристик криволинейного движения спецавтомобиля при выполнении типовых маневров, соответствующих натурным испытаниям на устойчивость и управляемость. / Марохин С.М. Котиев Г.О., Ергин А.А. // Известия Академии инженерных наук РФ им. акад. А.М. Прохорова. Транспортно-технологические машины и комплексы. – М.-Н.Новгород: НГТУ, 2003. – Т. 5. – С. 26-35.

9. Марохин С.М. Прогнозирование характеристик подвижности спецавтомобиля, оснащенного системами активной безопасности: автореф. дисс. канд. техн. наук. – М., 2005. – 16 с.

10. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

11. ГОСТ 31507-2012 Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний.

8×8 Wheeled Vehicle Modeling in a Multibody Dynamics Simulation Software

Gorelov V.A., Komissarov A.I.

Bauman Moscow State Technical University
Moscow, Russian Federation
gvas@mail.ru, alexander_2@rambler.ru

Miroshnichenko A.V.

ОКБ «Техника»,
Moscow, Russian Federation
avm179@yandex.ru

Abstract: The article discloses a three-dimensional non-linear dynamic model of a 8×8 wheeled vehicle. The authors used the “Universal Mechanism” MBS software for building the model. The article also presents a tire – rigid terrain interaction model built in Matlab/Simulink. The authors tested the process of linking a Matlab/Simulink DLL to the vehicle MBS model. The authors used the developed model for analysis of the wheeled vehicle dynamical behavior at different operation conditions. The article contains results of the lane change test simulation. The simulation results confirmed validity of the model. The developed

model allows estimation of the dynamic behavior of the wheeled vehicle at various operation conditions at the design stage.

Keywords: vehicle dynamics, simulation, tire model, multi-body dynamics simulation software.