

## Виртуальный стенд для определения нагрузок на рулевое управление автомобиля

© Д.С. Вдовин, И.В. Чичекин, Т.Д. Поздняков

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*Для определения максимальных нагрузок, действующих в рулевом управлении автомобиля, на ранних стадиях проектирования использовано компьютерное моделирование, основанное на решении уравнений динамики твердых тел и реализованное в программном комплексе Siemens NX Motion. Подробно рассмотрены компоненты разработанного виртуального стенда, включающего шарниры, тяги, рулевой механизм, колесно-ступичный узел с колесом и нагружающей площадкой, а также элементы передней независимой подвески. Стенд позволяет моделировать совместное поведение рулевого управления и передней независимой подвески колесной машины. Управление стендом осуществляется с помощью математической модели, созданной в среде MATLAB Simulink и связанной с твердотельной моделью рулевого управления и подвески программными стандартными средствами NX Motion. В управляющей модели реализуются наиболее тяжелые режимы нагружения рулевого управления. Применение такого стенда позволяет оценить поведение рулевого управления совместно с независимой подвеской, повысить точность расчета нагрузок по сравнению с плоским кинематическим и силовым расчетом рулевого управления, определить нагрузки для всех основных компонентов рулевого управления, а также проводить многочисленные параметрические исследования рулевого управления и независимой подвески без привлечения дорогостоящих натурных прототипов.*

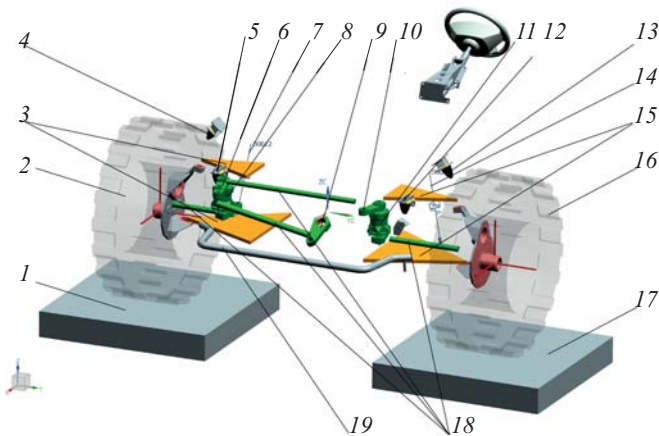
**Ключевые слова:** динамика твердых тел, расчет нагрузок, виртуальный стенд, рулевое управление автомобиля

**Введение.** В настоящее время оценку проектируемой конструкции автомобиля, и в частности рулевого управления, на ранних этапах разработки проводят с использованием компьютерного моделирования и расчетов. С помощью современных вычислительных комплексов возможна не только простая реализация известных классических методик расчета рулевого управления [1–3], но и создание комплексных моделей систем, агрегатов и автомобиля в целом [4]. Применение сложных математических моделей на основе решения уравнения динамики твердых тел позволяет в расчете учесть взаимовлияние агрегатов и систем, что в классических расчетных схемах затруднено. Например, известно, что проектирование кинематики и расчет сил в механизмах рулевого управления, работающего на оси автомобиля с независимой подвеской, необходимо проводить с учетом кинематики независимой подвески [1, 3]. Нагрузки, возникающие в рулевом управлении, зависят от положения (хода) подвески, а на ход подвески, в свою очередь, влияют кинематика и силы, возникающие в рулевом управлении.

При расчете нагрузок в деталях рулевого управления и подвески для всех возможных положений управляемых колес необходимо разработать

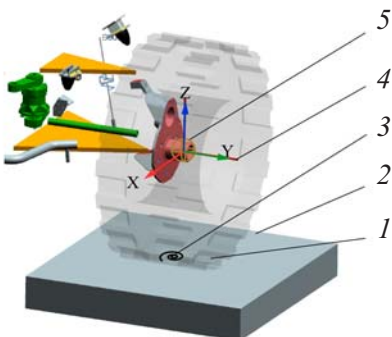
модель виртуального стенда в среде на основе решения уравнения динамики твердых тел. С помощью разработанного стенда можно исследовать нагружение деталей рулевого управления во всех расчетных режимах и выявить максимально возможные нагрузки для всех деталей и шарниров. Такие исследования позволяют на ранней стадии определить опасные нагрузочные режимы без проведения дорогостоящих натурных испытаний.

**Описание виртуального стенда.** Для моделирования нагружения деталей рулевого управления разработана математическая твердотельная динамическая модель передней управляемой оси колесной машины  $4 \times 4$  (рис. 1, 2).



**Рис. 1.** Общий вид модели виртуального стенда:

1, 17 — опорные площадки; 2, 16 — колеса; 3, 15 — рычаги подвески; 4, 5, 12, 13 — ограничители хода подвески; 6, 10 — рычаги маятниковой опоры; 7, 14 — упругие и гасящие элементы подвески; 8, 11 — корпус маятниковой опоры; 9 — сошка рулевого механизма; 18 — рулевые тяги; 19 — стабилизатор поперечной устойчивости

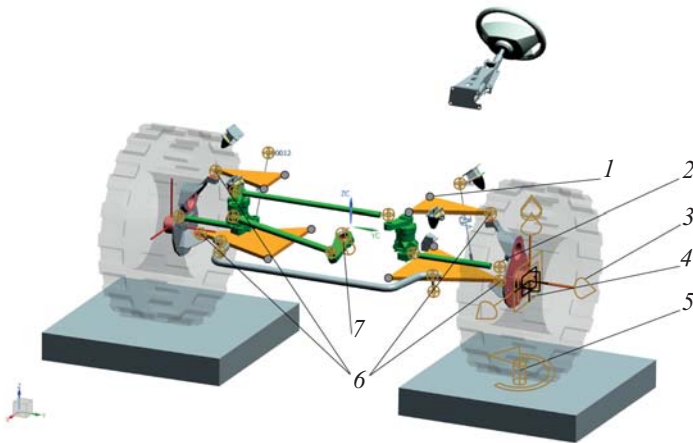


**Рис. 2.** Общий вид модели взаимодействия колеса с опорной площадкой:

1 — колесо; 2 — опорная площадка; 3 — пружина кручения; 4 — полусвязанная система координат; 5 — шарнир

Колеса 1 (см. рис. 2), установленные на опорных площадках 2, могут перемещаться относительно них по вертикали под действием вертикальной силы. Момент силы трения в пятне контакта шины и опорной поверхности передается пружиной кручения 3 с большой угловой жесткостью. Поскольку колеса автомобиля при вертикальном перемещении меняют наклон оси вращения, для передачи момента трения от площадки на колесо введено дополнительное звено 4, ось  $Z$  которого всегда вертикальна, а ось  $X$  совпадает с продольной осью колеса. Таким образом, звено 4 всегда параллельно горизонтальной плоскости и поворачивается вместе с колесом. Соединение колеса и дополнительного звена 4 осуществляется шаровым шарниром 5 в центре колеса. Пружина кручения, установленная между опорной поверхностью и дополнительным звеном, имитирует момент трения между шиной и опорной площадкой.

Для связи звеньев использованы шарниры (рис. 3). Рычаги независимой подвески крепятся к неподвижной раме автомобиля с помощью резинометаллических шарниров 1, моделируемых с помощью упругой втулки. Ось вращения проходит через центры шарниров одного рычага и параллельна оси  $X$ . Звенья рулевого управления соединены между собой шаровыми



**Рис. 3.** Схема размещения шарниров в модели рулевого управления и независимой подвески автомобиля:

1 — резинометаллические шарниры подвески; 2 — шаровые шарниры рулевых тяг; 3 — шарнир, устанавливающий параллельность оси  $Z$  глобальной системы координат и оси  $Z$  полусвязанной системы координат; 4 — шарнир, устанавливающий перпендикулярность между осью вращения колеса и осью  $X$  полусвязанной системы координат; 5 — цилиндрический шарнир сошки с заданным законом поворота опорной площадки; 6 — шаровые шарниры подвески; 7 — цилиндрический шарнир рулевой сошки

шарнирами 2, системы координат которых совпадают с глобальной системой координат стенда. Шарнир 3 устанавливает ось  $Z$  вспомогательного звена (см. поз. 4 на рис. 2) всегда параллельной оси  $Z$  глобальной системы координат. Для синхронизации вращения колеса и управляемой опорной площадки установлен шарнир. Для обеспечения возможности колеса вращаться под действием крутящего момента, а также наклоняться при ходе

колеса на сжатие и отбой шарнир 4 (см. рис. 3) задает перпендикулярность оси  $X$  вспомогательного звена и оси вращения колеса. В шарнире вращения 5 задается закон управления поворотом опорной площадки и угла поворота управляемых колес от нагружающей системы управления стендом. Сошка рулевого механизма соединена шарниром вращения 7 с рамой стенда. В этом шарнире от нагружающей системы управления стендом приложен крутящий момент, нагружающий детали рулевого механизма. Стойки колес соединены шаровыми шарнирами 6, ось  $Z$  которых проходит через центры шарниров одного колеса.

**Описание нагрузочных режимов.** В процессе эксплуатации автомобиля максимальные нагрузки в рулевом управлении реализуются в нескольких ситуациях [3, 5], которые можно смоделировать, используя предложенный виртуальный стенд (табл. 1).

Таблица 1

**Описание расчетных случаев нагружения рулевого управления совместно с независимой подвеской и стабилизатором поперечной устойчивости**

Расчетный случай*	Положение колес**	Момент, развиваемый рулевым механизмом
Упор левого колеса в препятствие с максимальной силой на рулевом колесе	Правое колесо вывешено, левое — на ходе сжатия подвески	Максимальный положительный
		Максимальный отрицательный
Упор правого колеса в бордюр с максимальной силой на рулевом колесе	Левое колесо вывешено, правое — на ходе сжатия подвески	Максимальный положительный
		Максимальный отрицательный
*Положение колес произвольное.		
** Колеса поворачиваются с постоянной скоростью по закону управления.		

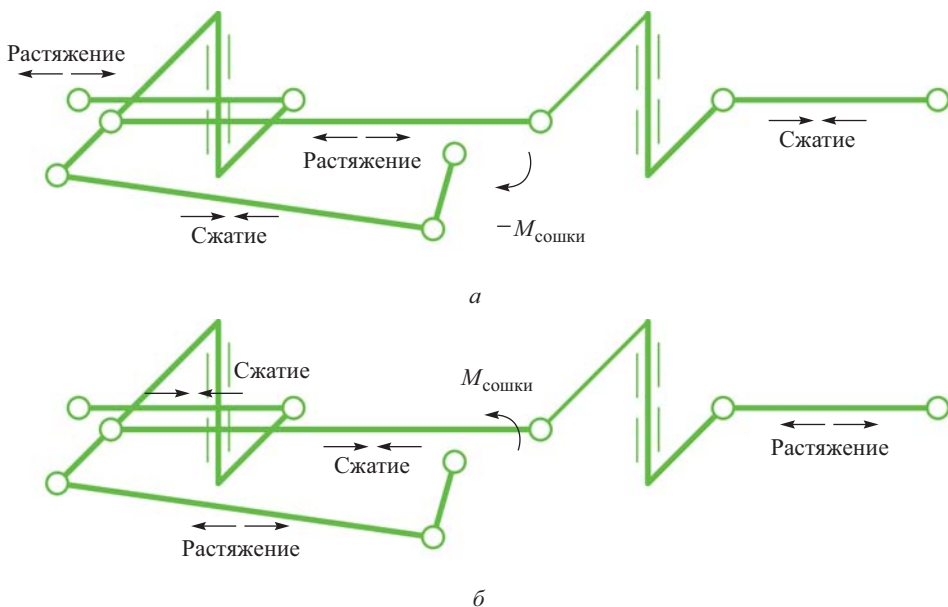
В стенде описанные выше расчетные режимы задаются системой сил и моментов, действующих на колесо и рулевую сошку, а угол поворота колес и положение тяг и шарниров рулевого механизма задаются принудительным углом поворота опорной площадки. Детали рулевого управления нагружены моментом, приложенным на рулевой сошке (рис. 4). Элементы подвески нагружены вертикальной нагрузкой в пятне контакта колес с опорной поверхностью. Силы, действующие в рулевых тягах, могут дополнительно нагружать подвеску автомобиля или разгружать ее в зависимости от знака приложенного момента.

Управление вращением площадок (поворотом управляемых колес) и нагружением колес вертикальными силами осуществлялось из модели управления стендом в среде MATLAB Simulink (рис. 5). Использование модели MATLAB Simulink для управления виртуальной моделью автомобиля и его агрегатов, в том числе рулевым управлением, является общепринятым подходом и хорошо отработано в инженерной практике [6–8].

Чтобы в едином расчете реализовать все указанные в табл. 1 режимы нагружения, осуществляли управление поворотом опорной площадки под левым колесом по гармоническому закону (рис. 6), размах угла поворота —

от максимального угла поворота колеса внутрь до максимального поворота колеса наружу. Одновременно с поворотом колес задан момент на сошке рулевого механизма: сначала положительный (направлен против хода часовой стрелки) при времени 0–20 с (см. рис. 6), а после прохождения рулевым механизмом всех возможных положений (от максимального угла поворота левого угла наружу до максимального угла поворота внутрь) — отрицательный, сохраняемый до конца расчета. Время изменения положения колес и, соответственно, всех положений звеньев рулевого механизма выбрано так, чтобы динамические процессы при резком изменении силовых факторов успевали затухать при подходе к максимальным углам поворота колес и среднему нейтральному положению.

Такой способ приложения нагрузок и управления углом поворота колес удобен: в едином квазидинамическом расчете реализуются максимальные нагрузки в разные моменты времени (их можно считать максимальными статическими нагрузками), а при дальнейшей передаче нагрузок в программы расчета прочности и при подборе элементов конструкции (тяг, шарниров) достаточно указать момент времени, в который реализуется нужный расчетный случай. Вывод результатов расчета осуществляется в виде графиков сил в элементах рулевого управления, подвески, стабилизатора, что позволяет не только оценить характер изменения нагрузок в отдельно взятых крайних положениях рулевого механизма, но и проанализировать все возможные промежуточные положения.



**Рис. 4.** Схема действия нагрузок в деталях рулевого управления при приложении момента на рулевой сошке:  
 а — отрицательного; б — положительного

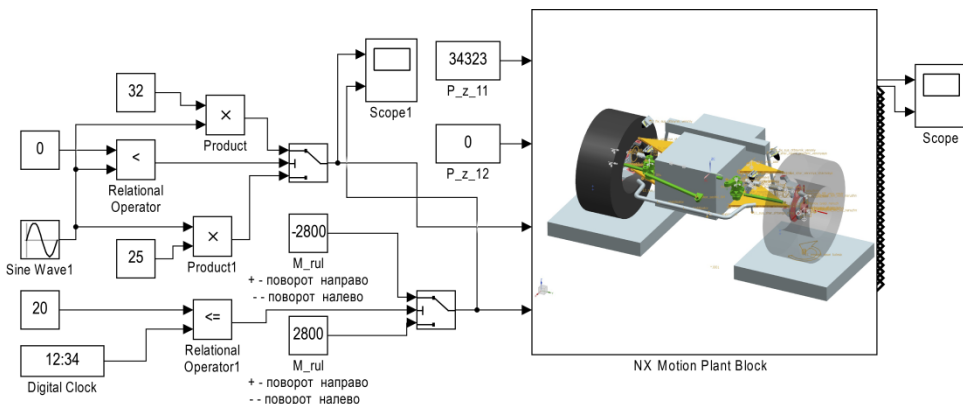


Рис. 5. Модель управления стендом в среде MATLAB Simulink

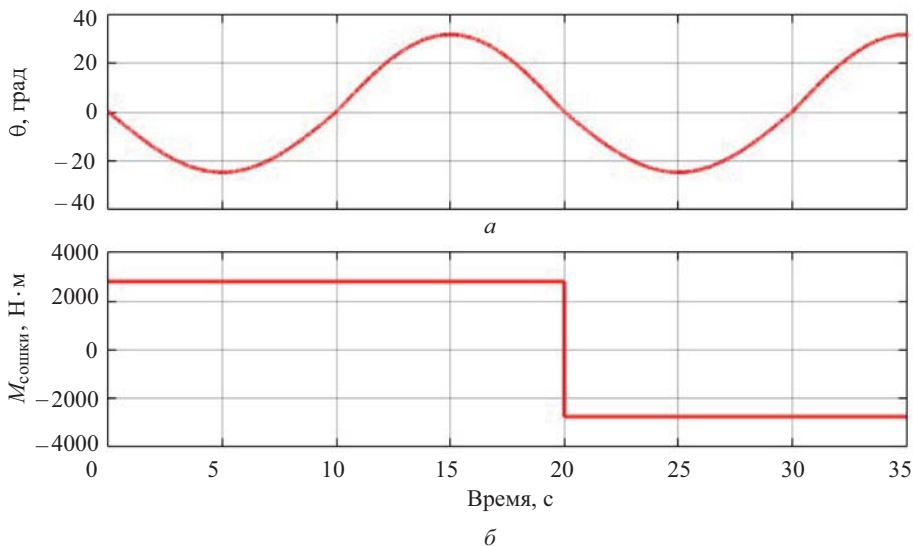


Рис. 6. Графики изменения угла  $\theta$  поворота левой опорной площадки (а) и момента  $M_{сошки}$  на рулевой сошке (б)

**Пример расчета нагрузок деталей рулевого управления.** Рассмотрим работу виртуального стенда на примере рулевого управления с трапецией и независимой подвеской автомобиля  $4 \times 4$  с нагрузкой на переднюю ось 3,5 т.

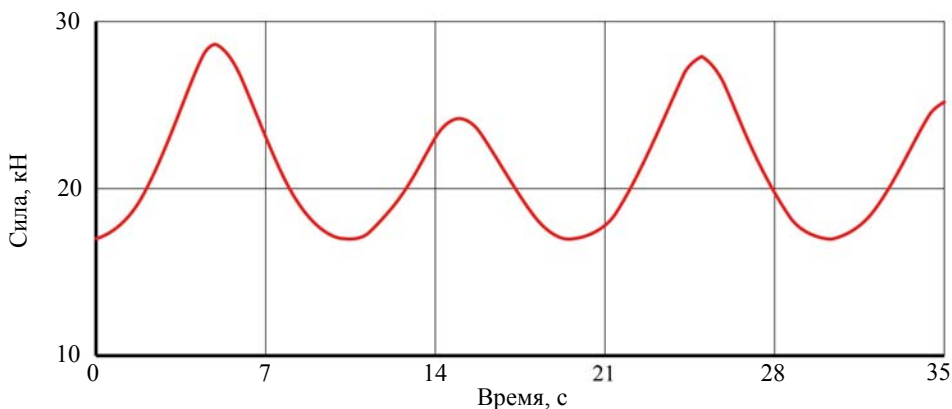
Произведен расчет нагрузок в шарнирах рулевого управления в течение 35 с. Значение крутящего момента, приложенного к рулевой сошке, — 2800 Н · м. Вертикальную нагрузку на колесе 34 323 Н прикладывали к одному колесу оси, второе колесо при этом было вывешено. Максимальный угол поворота левого колеса наружу  $32^\circ$ , внутрь —  $25^\circ$  задан по гармоническому закону (табл. 2).

**Промежутки времени расчета и соответствующие моменты и положения рулевого механизма**

Временной промежуток, с	Момент на рулевой сошке, Н · м	Движение рулевого механизма
0–5	2800	Поворот колес из нейтрального положения в крайнее правое
5–15		Поворот управляемых колес из крайнего правого положения в крайнее левое
15–20		Поворот управляемых колес из крайнего левого положения в нейтральное и смена знака момента
20–25	–2800	Поворот колес из нейтрального положения в крайнее правое
25–35		Поворот управляемых колес из крайнего правого положения в крайнее левое

Из указанных в табл. 2 промежутков времени расчета интерес представляют участки 5–15 с и 25–35 с. Остальные временные участки движения являются «технологическими». Вследствие несимметричности рулевого механизма необходимо провести аналогичный расчет для вывешенного правого колеса.

Ниже для примера представлены результаты расчета сил в некоторых шарнирах рулевого управления и подшипниках маятниковой опоры (рис. 7–10). Смена знака момента на рулевой сошке происходит при прямолинейном положении управляемых колес (что соответствует 20-й секунде расчета). Подобные графики, построенные для каждого звена и шарнира рулевого механизма, могут быть использованы в расчетах на прочность при выборе шарниров, тяг, подшипников и т. д.



**Рис. 7.** Сила  $F$  в шарнире поворота рулевой сошки

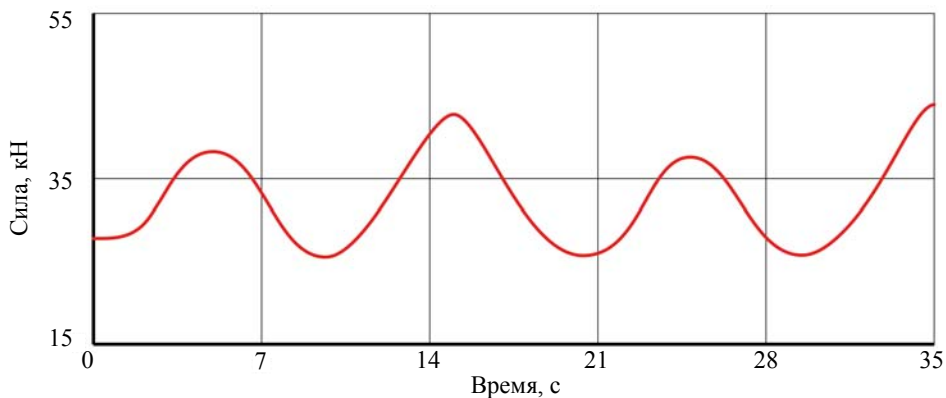


Рис. 8. Сила  $F$  в шаровом шарнире поперечной рулевой тяги

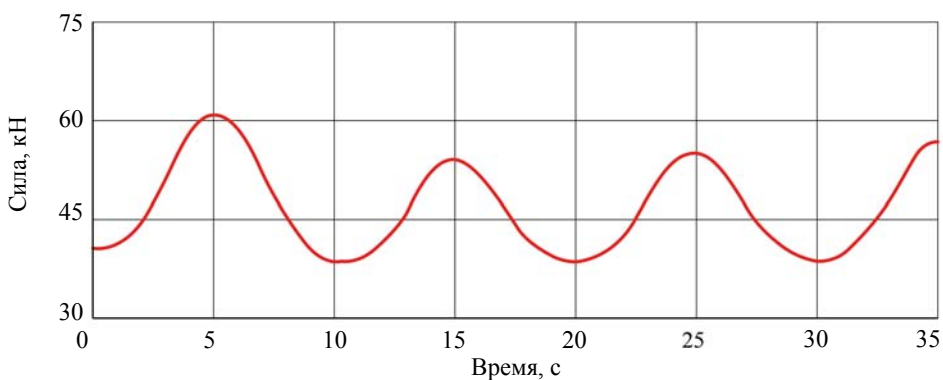


Рис. 9. Результирующая радиальная сила в левом верхнем подшипнике

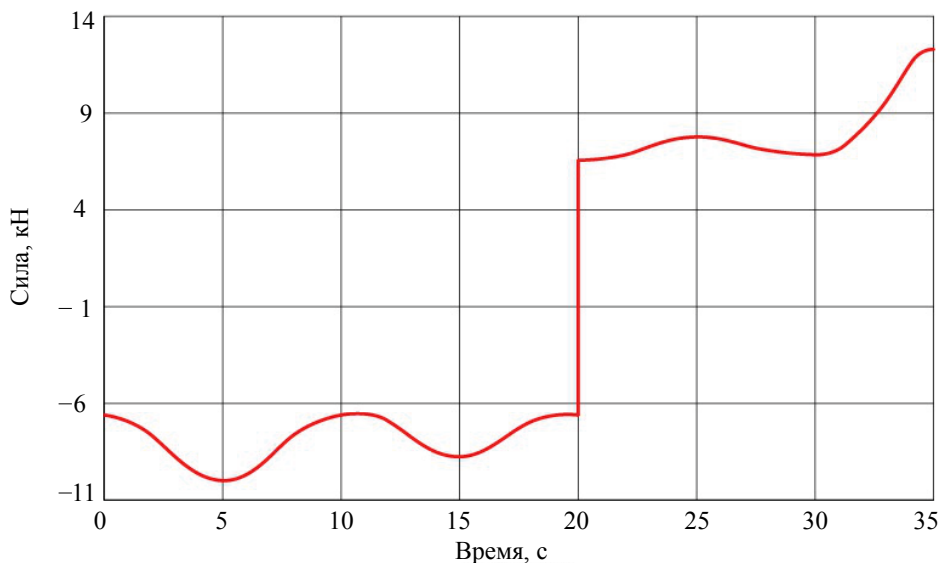


Рис. 10. Результирующая вертикальная сила в левом нижнем подшипнике



**Закключение.** С помощью разработанного виртуального стенда можно получать нагрузки в шарнирах при любом положении управляемых колес, что важно в случае реализации максимальных нагрузок в неизвестных промежуточных положениях рулевого механизма. Виртуальный стенд пригоден также для исследования динамических характеристик рулевого управления и независимой подвески без проведения дорогостоящих натурных испытаний.

Применение разработанного виртуального стенда, по сравнению с расчетом рулевого управления по упрощенным плоским и пространственным статическим кинематическим схемам [5, 9], позволяет получать более точные (до 10 %) значения нагрузок и углов поворота в шарнирах стенда благодаря учету совместной кинематики подвески и рулевого управления.

Автоматизированный режим вывода нагрузок для дальнейших расчетов прочности и выбора шарниров, тяг, подшипников дает возможность рассмотреть большее число расчетных случаев и эксплуатационных режимов, что, в свою очередь, позволяет решать задачи оптимизации параметров кинематической схемы рулевого механизма, а также проводить комплексные параметрические исследования рулевого управления.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора №11-38-07/15 от 29.07.2015 г. между ПАО «КАМАЗ» и Московским государственным машиностроительным университетом (МАМИ).*

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И. и др. *Проектирование полноприводных колесных машин*. В 3 т. А.А. Полунгян, ред. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
- [2] Кушвид Р.П., Чичекин И.В. *Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета*. Москва, МГИУ, 2014, 555 с.
- [3] Раймпель Й. *Шасси автомобиля: рулевое управление*. Гольбрейх А.А., ред. Москва, Машиностроение, 1987, 232 с.
- [4] Горобцов А.С., Шурыгин В.А., Серов В.А., Дьяков А.С., Лаптева В.О., Макаров А.А. Разработка математической модели многоопорной транспортной машины для перевозки крупногабаритных неделимых грузов. *Грузовик*, 2014, № 11, с. 2–5.
- [5] Вдовин Д.С. Расчет нагрузок на звенья независимой подвески ходовой части автомобиля 8×8 с использованием NX Motion. *Сб. тр. секции «Автомобили и тракторы» 85-й Междунар. науч.-техн. конф. «Будущее автомобилестроения в России»*. Ассоциация автомобильных инженеров, Университет машиностроения (МАМИ). Москва, 24 апреля 2014 г., с. 2–6.
- [6] Горелов В.А., Котиев Г.О., Тропин С.Л. «Веерный» закон для всеколесного рулевого управления многоосных колесных транспортных средств. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2012, № 2, с. 102–116.
- [7] Горелов В.А., Котиев Г.О. Прогнозирование характеристик криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 6×6 при различных законах управления поворотом колес задней оси. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2008, № 1, с. 44–55.

- [8] Тропин С.Л., Горелов В.А., Масленников Л.А. Прогнозирование характеристик криволинейного движения многоосной колесной машины при различных законах всеколесного рулевого управления. *Наука и образование*, 2012, № 5. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/403845.html> (дата обращения 20.12.2016).
- [9] Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А., Дьяков А.С. Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля. *Известия МГТУ «МАМИ»*, 2014, т. 1, № 4 (22), с. 74–80.

Статья поступила в редакцию 25.01.2017

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Вдовин Д.С., Чичекин И.В., Поздняков Т.Д. Виртуальный стенд для определения нагрузок на рулевое управление автомобиля. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 8. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-8-1642>

**Вдовин Денис Сергеевич** — доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области расчетов динамики и прочности машин и механизмов, топологической оптимизации силовых схем.  
e-mail: [vdovinsky@mail.ru](mailto:vdovinsky@mail.ru)

**Чичекин Илья Викторович** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сфера научных интересов — движение колесных машин по неровным деформируемым опорным поверхностям.  
e-mail: [hiv2@mail.ru](mailto:hiv2@mail.ru)

**Поздняков Тихон Дмитриевич** — ассистент кафедры «Гусеничные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сфера научных интересов — динамика и прочность колесных и гусеничных машин. e-mail: [tntihon@yandex.ru](mailto:tntihon@yandex.ru)

## Virtual test bench for determining loads affecting an automotive steering system

© D.S. Vdovin, I.V. Chichekin, T.D. Pozdnyakov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

*The article solves the problem of determining maximum loads affecting an automotive steering system, at an early design stage. To solve this problem, we use computer modeling based on solving rigid body dynamics equations, implemented in a popular Siemens NxMotion software package. We describe in detail the components of our virtual test bench that includes joints, rods, steering gear, a wheel hub unit with a wheel, along with the components of the loading platform. The virtual test bench includes independent suspension elements, such as levers and joints of the linking mechanism, suspension springs and dampers, an anti-roll bar. As a result, we created a bench that models combined response of a steering system and an independent front suspension of a wheeled vehicle. A mathematical model created in the MATLAB Simulink environment and linked to the solid body model of the steering system and suspension via standard NX Motion software tools controls the test bench. The controller model implements several modes of the heaviest steering system loads. As a result of our work, we describe the procedure for building a virtual test bench, using the simulation of a steering system and an independent suspension of a 4x4 automobile as an example. Employing such a virtual test bench has several key benefits: assessing the response of a steering system combined with an independent suspension; increasing the accuracy of load calculation as compared to planar kinematic or force-based steering system parameter calculation algorithms; obtaining loads for every major component of the steering system (joints, rods, steering gear and so on); performing multiple parametric studies of the steering system and independent suspension without building expensive full-scale prototypes.*

**Keywords:** rigid body dynamics, load calculation, virtual test bench, automotive steering system

### REFERENCES

- [1] Afanasev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I., et al. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [All-wheel drive vehicle design]. In 3 vols. Polungyan A.A., ed. Moscow, BMSTU Publ., 2008.
- [2] Kushvid R.P., Chichekin I.V. *Shassi avtomobilya. Konstruktsiya i elementy rascheta* [Automotive chassis. Design and elementary calculations]. Moscow, Moscow State Industrial University Publ., 2014, 555 p.
- [3] Reimpell J. *Fahrwerktechnik: Lenkung* [Automotive Chassis Technology: Steering Gear]. Vogel, 1978, 560 p. [In Russ.: Reimpell J. *Shassi avtomobilya: rulevoe upravlenie*. Golbreykh A.A., ed. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987, 232 p.].
- [4] Gorobtsov A.S., Shurygin V.A., Serov V.A., Dyakov A.S., Lapteva V.O., Makarov A.A. *Gruzovik — Truck*, 2014, no. 11, pp. 2–5.
- [5] Vdovin D.S. Raschet nagruzok na zvenya nezavisimoy podveski khodovoy chasti avtomobilya 8×8 s ispolzovaniem NX Motion [Calculating loads affecting independent suspension links of an 8×8 automotive chassis using NX Motion]. *Sbornik trudov sektsii “Avtomobili i traktory” 85-y Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii “Budushchee avtomobilestroeniya v Rossii”*.

- Assotsiatsiya Avtomobilnykh Inzhenerov, Universitet Mashinostroeniya (MAMI), Moskva, 24 aprelya 2014 g. [Proc. of the Automobiles and tractors section of the 85th International scientific and technological conference “The future of the automotive industry in Russia”. Society of Automotive Engineers, Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Moscow, April 24, 2014], pp. 2–6.
- [6] Gorelov V.A., Kotiev G.O., Tropin S.L. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie — Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2012, no. 2, pp. 102–116.
- [7] Gorelov V.A., Kotiev G.O. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie — Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2008, no. 1, pp. 44–55.
- [8] Tropin S.L., Gorelov V.A., Maslennikov L.A. *Nauka i obrazovanie — Science and Education*, 2012, no. 5. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/403845.html> (accessed December 20, 2016).
- [9] Gorobtsov A.S., Kartsov S.K., Polyakov Yu.A., Dyakov A.S. *Izvestiya MGTU «MAMI» — Scientific journal “Izvestiya MGTU “MAMI”*, 2014, vol. 1, no. 4 (22), pp. 74–80.

**Vdovin D.S.**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University. Specialises in dynamics and strength calculations for machines and mechanisms, topology optimisation of force diagrams. e-mail: [vdovinsky@mail.ru](mailto:vdovinsky@mail.ru)

**Chichekin I.V.**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University. Specialises in wheeled vehicle motion over uneven deformable supporting surfaces. e-mail: [hiv2@mail.ru](mailto:hiv2@mail.ru)

**Pozdnyakov T.D.**, Assist. Lecturer, Department of Continuous Track Vehicles, Bauman Moscow State Technical University. Specialises in dynamics and strength of wheeled and continuous track vehicles. e-mail: [tnthion@yandex.ru](mailto:tnthion@yandex.ru)