

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2023. № 2. С. 29 – 43.

DOI:

Представлена в редакцию: 01.03.2023

Принята к публикации: 15.03.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629. 33

Виртуальный стенд для исследования нагружения звеньев задней подвески высокоподвижного многоцелевого колесного транспортного средства на ранних этапах разработки

Ильичев И.А., * Чичекин И.В.,
Захаров А.Ю.

* ilya97573@gmail.com

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

Создана математическая модель подвески в системе расчета динамики связанных тел, выбраны наиболее опасные нагрузочные режимы и определены для них числовые характеристики нагружения — реакции в пятне контакта колесного движителя с опорной поверхностью, проведено моделирование выбранных режимов и выполнен анализ полученных результатов, сделано заключение о работоспособности и адекватности полученного виртуального стенда и о возможности его дальнейшего использования в составе динамической модели всего высокоподвижного многоцелевого колесного транспортного средства (ВМКТС).

Ключевые слова: высокоподвижное многоцелевое колесное транспортное средство, независимая подвеска автомобиля, двухрычажная подвеска, виртуальный стенд, динамика связанных тел, расчет нагрузок.

Введение

Движение ВМКТС в основном осуществляется по бездорожью с соответствующими требованиями по проходимости и маневренности. Транспортное средство должно обладать способностью к преодолению единичных препятствий в виде камней, пней, поваленных деревьев, а также возможностью передвижения по лесу, заболоченным участкам, песчаным пустыням, в условиях сильнопересеченной труднопроходимой, в том числе горной местности при абсолютных высотах над уровнем моря до 4500 м и преодолению водных преград. К параметрам, определяющим технический облик ВМКТС, относятся: максимальная скорость движения, запас хода, удельная мощность, дорожный просвет, максимальный угол преодолеваемого подъема, угол поперечной устойчивости, максимальный динамический фактор и удельная грузоподъемность [1].

Условия использования ВМКТС выдвигают следующие требования к системе поддрессирования: обеспечение высокой плавности хода, отсутствие или, по крайней мере, максимальное снижение вероятности ударов в ограничители, противодействие кренам при

повороте, клевкам при торможении и приседаниям при разгоне автомобиля, обеспечение надежной передачи от колес на корпус автомобиля вертикальных, продольных и поперечных усилий и моментов, элементы подвески должны быть достаточно прочны и долговечны и обладать минимальной массой [2].

Современный этап развития автомобилестроения характеризуется детальным изучением индивидуальных особенностей эксплуатационных свойств, их комплексной оценкой, оптимизацией их показателей и технических параметров [2]. При этом значительную роль играют различные прикладные программы, такие как приложения по расчету динамики связанных тел, которые позволяют рассчитать численные значения нагрузок, действующих в шарнирах и силовых связях [3, 4, 5, 6] звеньев подвески. Классические методы расчета и проектирования не позволяют отслеживать сложные процессы, которые происходят внутри автомобиля, оценивать взаимовлияние работы различных систем автомобиля друг на друга. Поскольку автомобиль является сложной механической системой, которая состоит из большого числа масс с разнообразными связями и степенями свободы (суммы независимых перемещений элементов системы, каждый из которых рассматривается как твердое тело), то необходимо использовать сложные математические модели в системе расчета динамики связанных тел, позволяющие учитывать взаимодействие между различными агрегатами и подсистемами и влияние их работы друг на друга [7, 8, 9, 10].

Для лучшего понимания основных процессов, которые происходят при движении автомобиля и из-за отсутствия достаточного количества данных для разработки математической модели всего транспортного средства на ранних стадиях проектирования рациональнее провести исследование работы проектируемого узла на виртуальном стенде.

Для исследования работы задней подвески в различных режимах нагружения, проведения силового и кинематического анализа при всех возможных положениях задних колес ВМКТС была разработана математическая модель виртуального стенда, были выбраны наиболее характерные нагрузочные режимы задней подвески и с помощью аналитического расчета определены их числовые характеристики. Разработанный виртуальный стенд может быть использован для определения максимально возможных усилий в конструктивных частях системы поддрессоривания. Это позволяет на ранних стадиях проектирования выявлять наиболее опасные нагрузочные режимы еще до проведения дорогостоящих натурных испытаний. Высокое быстродействие расчетов, позволяет в кратчайшие сроки провести большое количество вариантов расчетов, повышая таким образом эффективность разработки, снижению затрат на разработку конструкции задней подвески ВМКТС.

1. Описание разработанной модели виртуального стенда для исследования нагружения задней двухрычажной подвески автомобиля

При разработке математической модели и моделировании нагрузочных режимов сделаны следующие допущения:

- звенья системы поддрессоривания являются абсолютно жесткими, недеформируемыми телами;
- трение в шарнирах отсутствует;
- массовые и инерционные характеристики звеньев системы поддрессоривания учтены с помощью САД геометрии, в свойствах которой указаны численные характеристики плотности материалов [11];
- внешние силовые факторы, действующие в пятне контакта колесного движителя с опорным основанием, приложены в виде сосредоточенных сил и моментов в точке,

находящейся на оси цапфы и совпадающей с проекцией центра пятна контакта на горизонтальную плоскость.

На основе импортированной CAD геометрии в системе расчета динамики связанных тел была построена математическая модель двухрычажной подвески. Рама ВМКТС смоделирована с помощью графического примитива, который применяется для упрощения моделирования. Общий вид модели с указанием основных звеньев представлен на рис. 1.

Для удобства проведения расчетов была принята следующая глобальная система координат: продольная – X; боковая – Y; вертикальная ось – Z. Начало координат соответствует точке пересечения координатных осей. Глобальная система координат математической модели представлена на рис. 1.

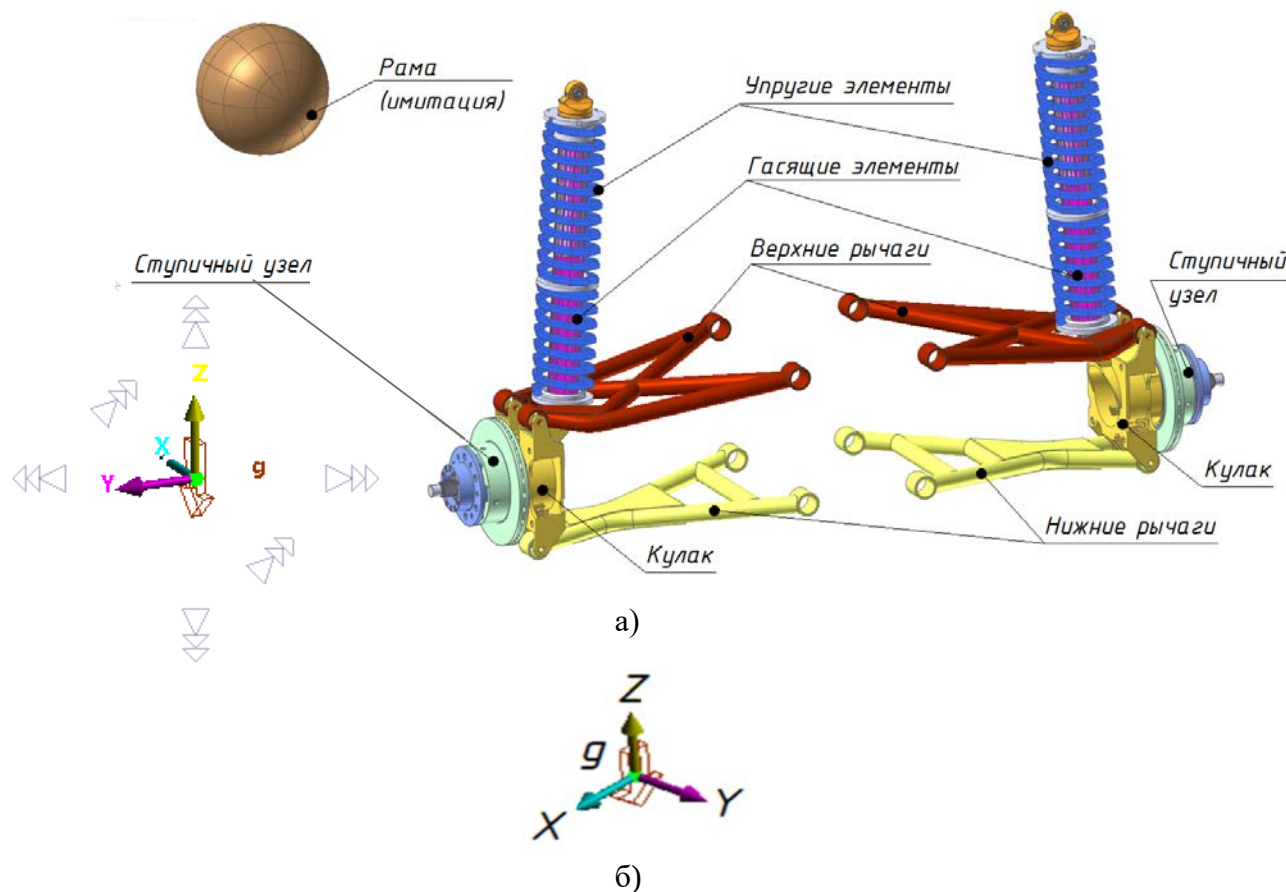


Рис. 1. Математическая модель двухрычажной подвески:

а) общий вид модели задней подвески автомобиля, б) глобальная система координат

Задняя подвеска включает верхние и нижние рычаги, кулаки, ступичные узлы, упругие и гасящие элементы.

Все тела связаны с помощью шарниров и силовых связей из стандартной библиотеки приложения по динамике связанных тел [11].

Степичные подшипники моделируются жестким шарниром вращения (Revolute). Крепление верхних и нижних рычагов к несущей системе автомобиля и к кулакам задано упругими втулками (Bushing). Такой способ крепления позволяет автоматизировано передавать все нагрузки в точках крепления на несущую систему. Рама автомобиля закреплена от перемещений фиксированной связью (Fixed). Амортизационные стойки соединены с рамой в верхних точках крепления и с кулаками в нижних посредством упругих втулок (Bushing).

Перемещение штока задано с помощью шарнира перемещения (Translate). Пружины и амортизаторы заданы с помощью упругих и демпфирующих силовых связей (Spring), для которых задаются упругие и демпфирующие характеристики. Для моделирования приложения реакций в пятне контакта колесного движителя с опорной поверхностью используются шарниры (Screw), которые позволяют задавать силы и моменты в проекциях на выбранную систему координат (X, Y, Z). Схема размещения шарниров и силовых связей математической модели задней подвески левого и правого колеса ВМКТС симметричны. Их схема размещения представлена на рис. 2.

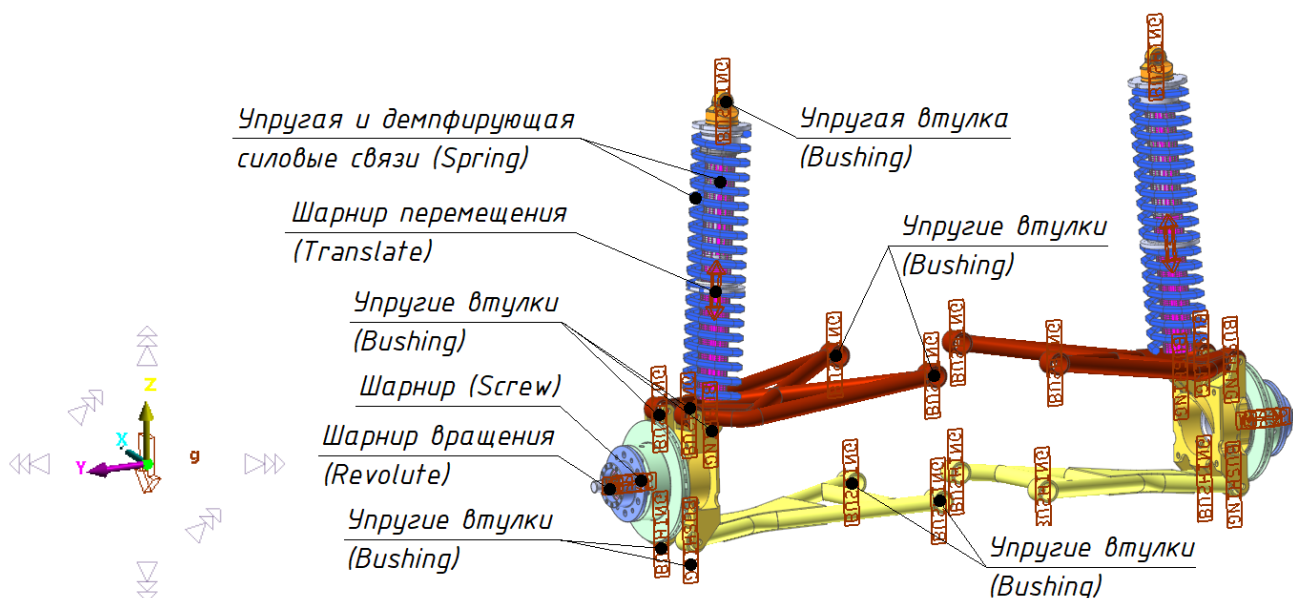


Рис. 2. Схема размещения шарниров и силовых связей математической модели задней подвески ВМКТС

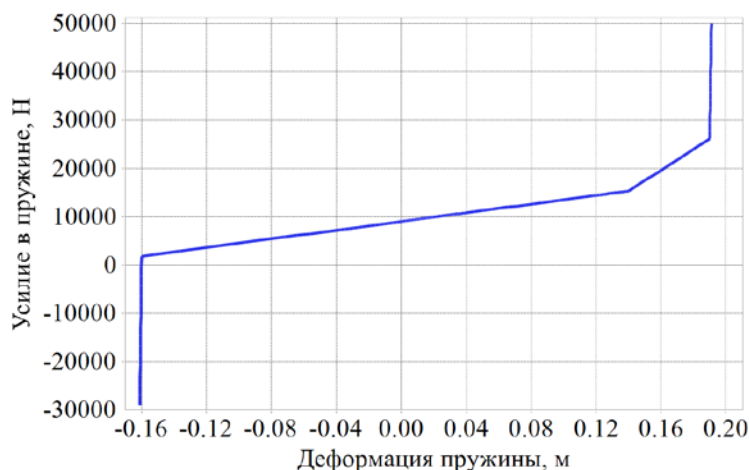
Жесткостные свойства резинометаллических шарниров (далее РМШ) верхних и нижних рычагов представлены в табл. 1. Шарниры верхних и нижних проушин амортизационных стоек также смоделированы упругими втулками, жесткостные свойства так же представлены в табл. 1.

Таблица 1. Жесткостные свойства упругих втулок Bushing, применяемых в модели задней двухрычажной подвески

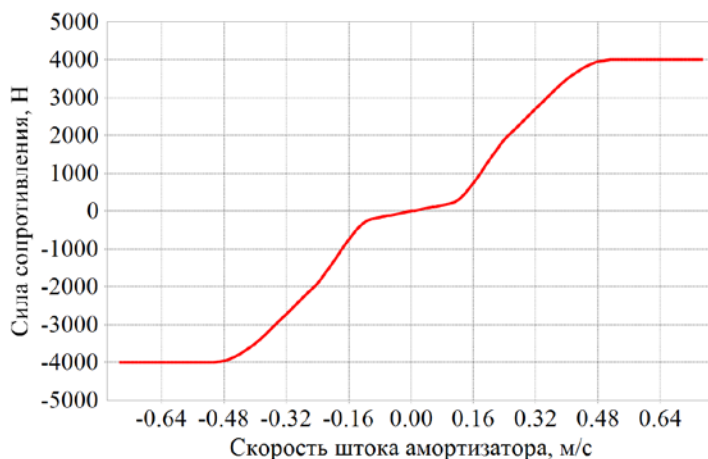
Название шарнира	Линейная жесткость, Н/м		Угловая жесткость, Н·м/град	
	Радиальная	Осевая	При изгибе	При кручении
РМШ верхнего и нижнего рычагов	6250000	2500000	0	0
Шарнирные подшипники амортизационной стойки	20000000	5000000	500	0

На амортизационной стойке задней подвески установлены две пружины, работающие последовательно. При ходе сжатия первоначально они работают совместно, а затем по мере увеличения хода одна из пружин «ложится» на витки и общая жесткость подвески резко возрастает.

В упругую характеристику пружины добавлены участки, соответствующие совместной работе пружины и буферов сжатия и отбоя. Упругая характеристика пружины и демпфирующая характеристика амортизатора представлены на рис. 3.



а)



б)

Рис. 3. Характеристики элементов подвески:

а) упругая характеристика пружины, б) демпфирующая характеристика амортизатора

2. Описание нагрузочных режимов

При движении колеса по опорной поверхности в пятне контакта колеса возникают вертикальные, продольные и поперечные реакции. Приходящаяся на колесо часть общего веса автомобиля вызывает в пятне контакта вертикальную реакцию со стороны дороги. При проезде неровностей покрытия возникает перегрузка, достигающая при быстром движении по разбитой дороге до 3g (а при ударах о препятствие — и до 4,5g), что вызывает соответствующее изменение вертикальной реакции, которое и воспринимается колесно-ступиичным узлом, а затем и элементами подвески [2].

При приложении к ведущему колесу крутящего момента от двигателя в пятне контакта возникает приложенная к дороге сдвигающая сила, порождающая направленную по ходу автомобиля продольную силу реакции — силу тяги. Аналогично, при торможении тормозной момент вызывает действующую в продольном направлении силу реакции — тормозную силу, противодействующую движению автомобиля.

При движении в повороте, перестроении и любом другом боковом манёвре, при нахождении на наклонном в поперечном направлении участке дороги, под воздействием бокового ветра на автомобиль начинает действовать боковая сила (в первом случае — центробежная сила инерционной природы, во втором — составляющая силы тяжести, в третьем — сила давления ветра), в ответ на которую в пятне контакта колеса возникает поперечная (боковая) сила реакции (сила сопротивления боковому скольжению), передающаяся от оси к поддрессоренным массам в точке центра поперечного крена подвески.

Определение нагрузочных режимов заключается в нахождении максимальных сил и моментов, действующих на элементы системы поддрессирования и несущей системы при различных режимах эксплуатации.

Список нагрузочных режимов:

- 1) статическое равновесие на горизонтальной дороге;
- 2) статическое равновесие на косогоре 20° ;
- 3) статика с перегрузкой $3g$;
- 4) разгон на горизонтальной дороге;
- 5) движение по кругу.

Числовые характеристики каждого нагрузочного режима были получены аналитически по известным методикам курса «Теория автомобиля» [2].

Значения силовых факторов, в пятне контакта колес задней оси представлены в табл. 2.

Таблица 2. Силовые факторы

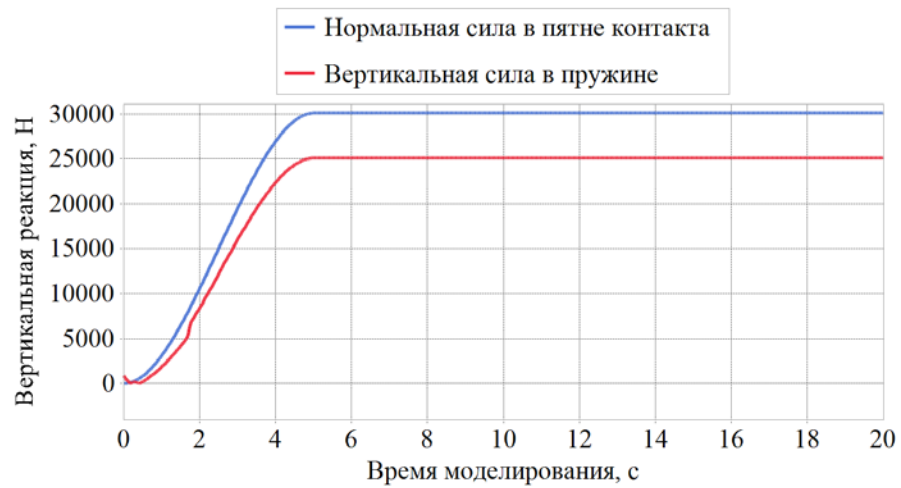
Вид нагружения	Максимальные силовые факторы на заднее левое колесо, Н					Максимальные силовые факторы на заднее правое колесо, Н				
	R_x , Н	R_y , Н	R_z , Н	M_x , Нм	M_y , Нм	R_x , Н	R_y , Н	R_z , Н	M_x , Нм	M_y , Нм
Статика на горизонтальной дороге	8026	0	10033	0	0	8026	0	10033	0	0
Разгон на горизонтальной дороге	8870	0	11087	0	3903	8870	0	11087	0	3903
Статика на косогоре 20°	0	10471	13089	4607	0	0	4614	5768	2031	0
Движение по кругу	0	12753	15941	5611	0	0	3295	4119	1450	0
Статика с перегрузкой $3g$	0	0	30099	0	0	0	0	30099	0	0

3. Проверка работоспособности модели

Подвеска осуществляет передачу всех сил и моментов, действующих со стороны колеса, на несущую систему, поэтому приложив к колесу посчитанные значения усилий и моментов, действующих в различных нагрузочных режимах. Зная передаточное число подвески по силе $i_p=1,2$ и по перемещению $i_h=1,01$, можем оценить работоспособность полученной модели. Общий ход подвески составляет 0,35 м, ход сжатия 0,19 м, а ход отбоя 0,16 м.

На рис. 4 представлен график изменения вертикальных сил и координат в режиме статики с перегрузкой $3g$.

По графику изменения вертикальных координат видно, что на ходе сжатия одна из двух последовательно соединенных пружин ложится на витки и начинает работать только вторая пружина, суммарная жесткость подвески возрастает, а в конце хода сжатия срабатывает отбойник.



а)



б)



в)

Рис. 4. а) График изменения вертикальных сил, действующих на колеса в режиме статики с перегрузкой 3g,

б) график изменения вертикальных координат в режиме статики с перегрузкой 3g,

в) график изменения передаточных отношений подвески в режиме статики с перегрузкой 3g.

Исходя из отношения значений полученных вертикальных сил и координат, можно заключить, что передаточное отношение по силе и по перемещению выполняется, график деформации пружины соответствует заданной упругой характеристике, анимация взаимных положений звеньев подвески для режима статики с перегрузкой $3g$ соответствует реальным процессам, протекающим в системе поддрессирования, значит, модель является работоспособной.

4. Результаты расчета

Проведем анализ полученных результатов и определим наиболее опасные режимы нагружения нижнего рычага, как одного из наиболее нагруженных частей системы поддрессирования. Для этого определим нагрузки в каждой из восьми упругих втулок (Bushing), через которые нижние рычаги крепятся к несущей системе автомобиля и к кулакам. На рис. 5 приведена нумерация упругих втулок (Bushing). Абсолютные значения нагрузок в шарнирах подвески приведены в табл. 3.

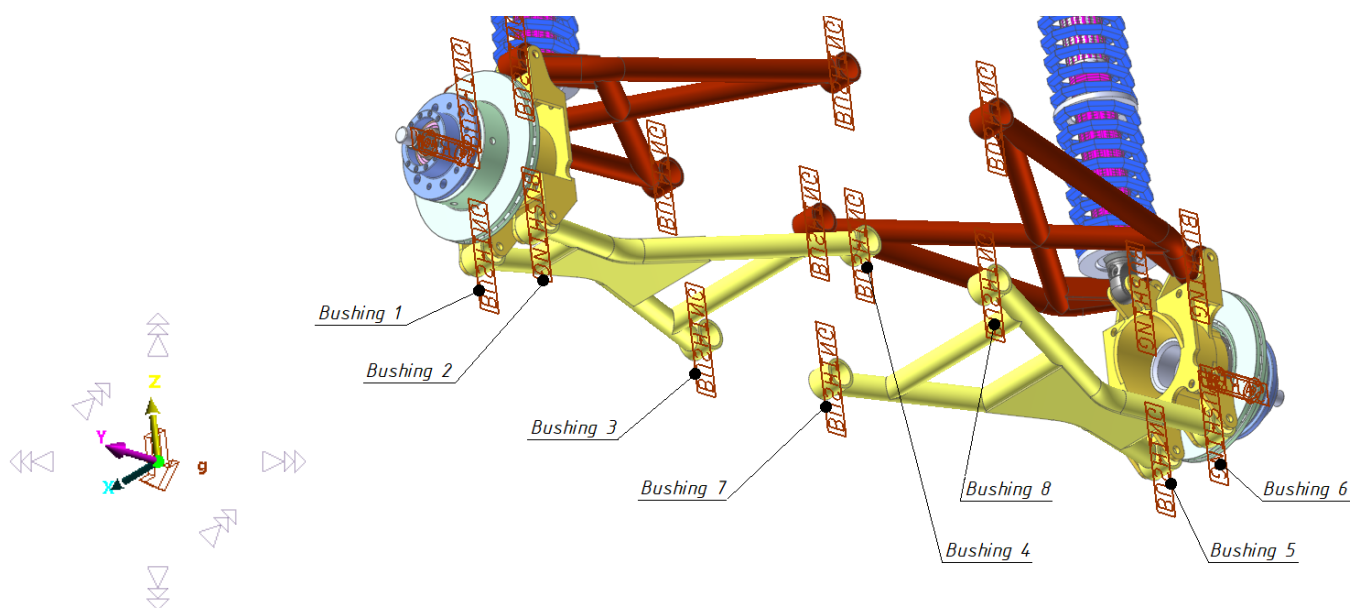


Рис. 5. Нумерация упругих втулок (Bushing) на нижних рычагах

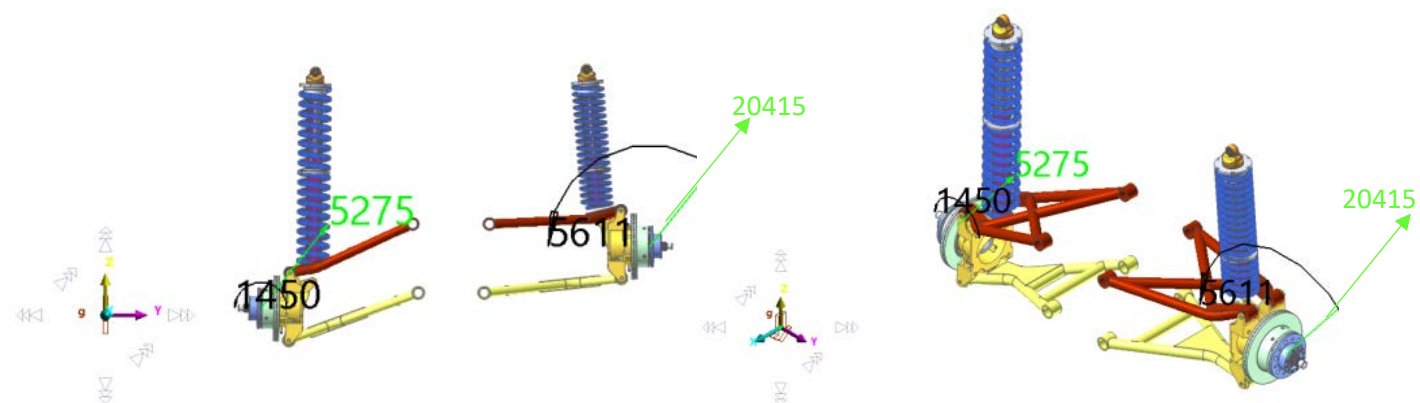
По результатам проведенных расчетов установлено, что наиболее опасными режимами нагружения задней подвески являются движение по кругу, кособег 200 и статика с перегрузкой $3g$.

Аналогично были получены нагрузки во всех остальных звеньях математической модели.

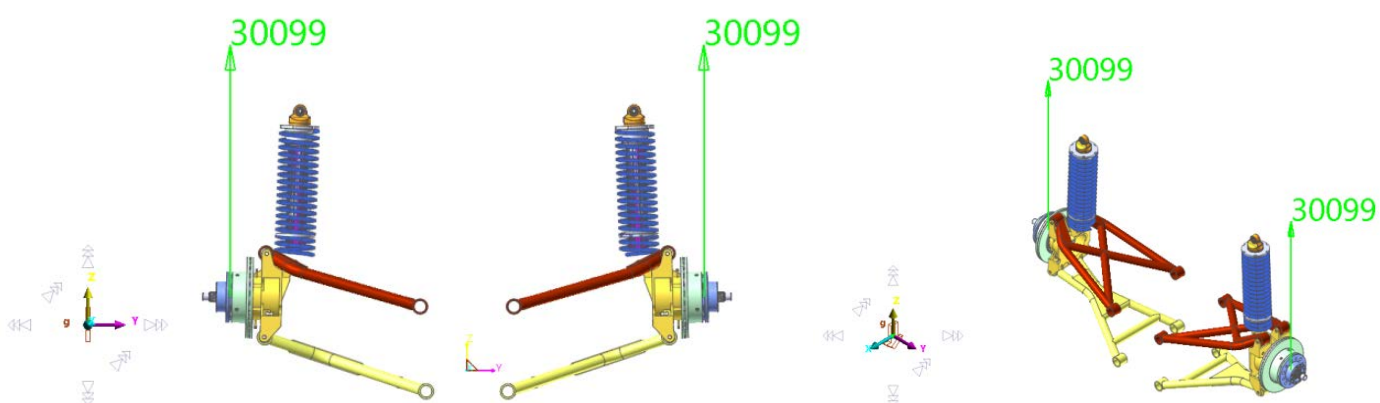
Общий вид стенда в указанных нагрузочных режимах в проекции на вид сзади и в изометрии показан на рис. 6. Зелеными и черными стрелками показаны соответственно направления действия результирующих сил и моментов, действующих в каждом заданном нагрузочном режиме. Значения сил приведены в Н, значения моментов в Н/мм.

Таблица 3. Результаты расчета усилий в шарнирах подвески

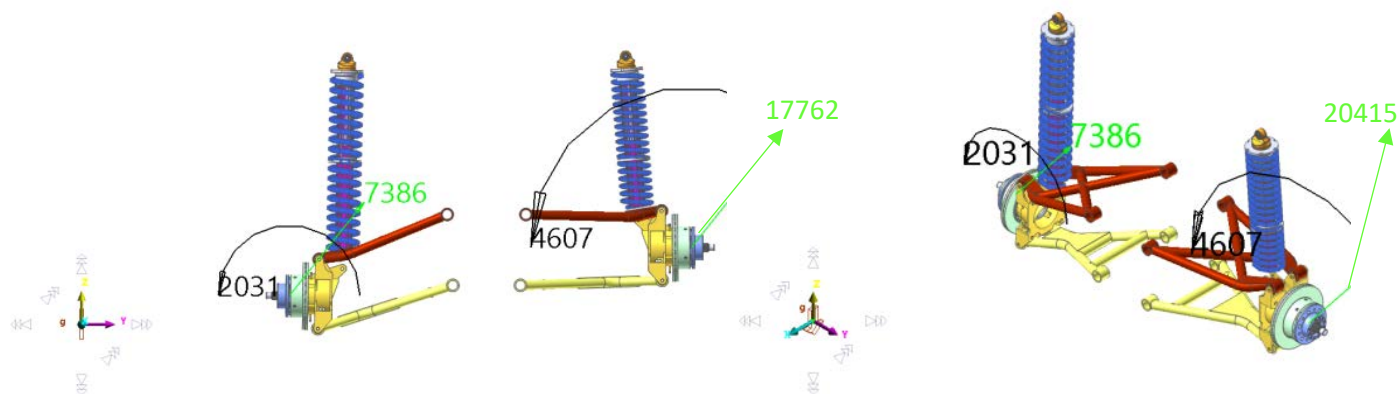
№	Название шарнира	Ось	Статика на горизонтальной дороге	Разгон на горизонтальной дороге	Статика на косогоре 20°	Движение по кругу	Статика с перегрузкой 3g
1	Упругая втулка (Bushing 1)	X	248	476	669	810	1063
		Y	197	248	7632	9189	11978
		Z	1927	2123	0	0	0
2	Упругая втулка (Bushing 2)	X	889	1188	669	810	1063
		Y	7349	8109	7632	9189	11978
		Z	1940	2134	0	0	0
3	Упругая втулка (Bushing 3)	X	299	252	245	953	3795
		Y	3311	3629	7656	9170	11396
		Z	1947	2140	0	0	0
4	Упругая втулка (Bushing 4)	X	888	547	245	953	3795
		Y	10845	11956	7656	9170	11396
		Z	1963	2196	0	0	0
5	Упругая втулка (Bushing 5)	X	248	476	992	20	1063
		Y	197	248	2898	419	11978
		Z	1927	2123	0	0	0
6	Упругая втулка (Bushing 6)	X	889	1188	40	20	1063
		Y	7349	8109	660	419	11978
		Z	1940	2134	0	0	0
7	Упругая втулка (Bushing 7)	X	299	252	227	169	3795
		Y	3311	3629	635	400	11396
		Z	1947	2140	0	0	0
8	Упругая втулка (Bushing 8)	X	888	547	227	169	3795
		Y	10845	11956	635	400	11396
		Z	1963	2196	0	0	0



а)



б)



в)

Рис. 6. Общий вид стенда под действием нагрузок в режимах:

- а) движения по кругу,
- б) статики с перегрузкой $3g$,
- в) косогора 20° .

5. Выводы

- 1) В результате выполненной работы создан виртуальный стенд в системе расчета динамики связанных тел для исследования работы задней двухрычажной подвески ВМКТС.
- 2) По результатам проведенного исследования установлено, что работа созданной математической модели задней независимой подвески ВМКТС адекватна. Подвеска осуществляет передачу всех сил и моментов, действующих со стороны колеса на несущую систему, что подтверждено графиками изменения вертикальных сил и координат на ее конструктивных частях.
- 3) Модель обладает хорошей производительностью, моделирование происходит быстрее реального времени. Разработанный стенд можно применять на ранней стадии проектирования системы поддрессоривания для определения усилий в шарнирах и анализа кинематики разработанной задней подвески.
- 4) По результатам моделирования работы подвески определены наиболее опасные нагрузочные режимы. Полученные нагрузки, действующие на звенья подвески, используются при проведении прочностных расчетов, а также при подборе компонентов.
- 5) Разработанный виртуальный стенд для исследования задней подвески может быть использован в составе динамической модели всего автомобиля для дальнейших исследований таких характеристик как маневренность, устойчивость, управляемость, плавность хода, вибронегативность и т.д.

Список литературы

1. Методика ранжирования показателей технического уровня особо легких высокоподвижных колесных транспортных средств для горных условий эксплуатации с применением косвенных методов анализа экспертных заключений / Жилейкин М.М., Калимулин М.Р., Мирошниченко А.В. // Инженерный журнал: наука и инновации. — 2012. № 10.
2. Ларин В. В., Теория движения полноприводных колесных машин: учебник/ Ларин В. В. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 391 с.
3. Вдовин Д.С. Расчет нагрузок на звенья независимой подвески ходовой части автомобиля 8х8 с использованием Nx Motion. Сборник трудов секции “Автомобили и тракторы” 85-ой международной научно-технической конференции «Будущее автомобилестроения в России», Ассоциация Автомобильных Инженеров, Университет Машиностроения (МАМИ), Москва, 24 апреля 2014 г., с. 2-6.
4. Прогнозирование усталостной долговечности элементов подвески полуприцепа на ранних стадиях проектирования / Вдовин Д.С., Чичекин И.В., Левенков Я.Ю. // Труды НАМИ. — 2019. № 2. — С. 14-23.
5. Разработка динамической модели фронтального погрузчика для анализа эксплуатационных свойств и определения нагрузок, действующих на его элементы / Чичекин И.В., Нырков Ф.А., Григорьев В.С. // Транспортные и транспортно-технологические комплексы. — 2022. Том 16. №1. — С. 71-80.
6. Xiaobin Ning et al. Dynamic Analysis of Car Suspension Using ADAMS/Car for Development of a Software Interface for Optimization / Procedia Engineering 16 (2011) 333 – 341.
7. Кушвид Р.П. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета: учебник / Р.П. Кушвид, И.В. Чичекин. – М.: МГИУ, 2014. – 555 с.

8. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета / Литвинов А.С., Ротенберг Р.В., Фрумкин А.К.; ред. Волков П.М. М.: Изд-во Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. 505 с.
 9. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.: ил.
 10. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
 11. RecurDyn Professional | MBD | Multibody dynamics analysis | FunctionBay. – URL: <https://functionbay.com/en/page/single/16/professional> (Дата обращения 02.02.2023).
-

АВТОРЫ

Ильичев Илья Александрович, студент каф. «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, ilya97573@gmail.com.

Чичекин Илья Викторович, к.т.н., доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, hiv2@mail.ru.

Захаров Александр Юрьевич, к.т.н., доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, zakharov-al@mail.ru.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

*//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2023. № 2. pp. 29 – 43.*

DOI:

Received: 01.03.2023

Accepted for publication: 15.03.2023

© International Public Organization “Integration strategy”

Virtual stand for investigation of loading of rear suspension links of a high mobility multipurpose wheeled vehicle in the early stages of development

**Ilya A. Ilyichev^{*},
Ilya V. Chichekin,
Alexander Yu. Zakharov**

^{*} ilya97573@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

For high mobility multipurpose wheeled vehicles (HMMWV) fuel efficiency, turnability, maneuverability, stability, controllability and smoothness are important operational properties.

The suspension is an important structural element of the HMMWV, which reduces the intensity of vibration and dynamic loads arising from the interaction of the wheels with irregularities of the supporting surface, which is especially necessary when driving in extreme road operating conditions in which the use of this vehicle is supposed to be. In this regard, in the early stages of the development of the suspension, it is advisable to use a system for calculating the dynamics of bound bodies to assess the forces and moments acting in its structural elements.

In this work, a mathematical suspension model was created in the system for calculating the dynamics of bound bodies, the most dangerous loading modes are selected and numerical characteristics of loading are determined for them - reactions in the contact spot of the wheel propulsor with the bearing surface, simulation of the selected modes and analysis of the obtained results were carried out, a conclusion was made on the operability and adequacy of the obtained virtual stand and on the possibility of its further use as part of the dynamic model of the entire HMMWV. The mathematical model of the rear two arm suspension includes all its main structural elements, such as the lower and upper arms, fists, hub assemblies, elastic and damping elements.

Virtual stand for studying loading of rear suspension of HMMWV has increased accuracy of loads calculation in comparison with flat kinematic and force calculation.

Since the mathematical model of the virtual stand has a number of variable design parameters, it allows conducting studies of the influence of these parameters on the operational properties of the HMMWV without using expensive full scale prototypes. This makes it possible in the early stages of design to determine the loads acting on the rear suspension links, which can be used in strength calculations and selection of components of the suspension.

Keywords: high mobility multipurpose wheeled vehicle, independent suspension of the car, two arm suspension, virtual stand, dynamics of bound bodies, load calculation.

References

1. Zhileikin M.M., Kalimulin M.R., Miroshnichenko A.V. Metodika ranzhirovaniya pokazateley tekhnicheskogo urovnya osobo legkikh vysokopodvizhnykh kolesnykh transportnykh sredstv dlya gornykh usloviy ekspluatatsii s primeneniym kosvennykh metodov analiza ekspertnykh zaklyucheniy [Procedure for Ranking Technical Level Indicators of Particularly Light High-Mobility Wheeled Vehicles for Mining Conditions Using Indirect Methods for Analysis of Expert Opinions]. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii*, 2012, no. 10.
2. Larin V.V. Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin: uchebnik [Theory of movement of all-wheel drive wheeled vehicles: a textbook]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010, 391 p.
3. Vdovin D.S. Raschet nagruzok na zven'ya nezavisimoy podveski khodovoy chasti avtomobilya 8kh8 s ispol'zovaniyem Nx Motion [Calculation of loads on independent suspension links of an 8x8 car undercarriage using Nx Motion]. *Sbornik trudov seksii "Avtomobili i traktory" 85-oy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Budushcheye avtomobilestroyeniya v Rossii»*, Assotsiatsiya Avtomobil'nykh Inzhenerov, Universitet Mashinostroyeniya (MAMI) [Proceedings of the section "Automobiles and Tractors" of the 85th International Scientific and Technical Conference "The Future of the Automotive Industry in Russia", Association of Automotive Engineers, University of Mechanical Engineering (MSTU)]. Moscow, 2014, pp. 2-6.
4. Vdovin D.S., Chichekin I.V., Levenkov Ya.Yu. Prognozirovaniye ustalostnoy dolgovechnosti elementov podveski polupritsepa na rannikh stadiyakh proyektirovaniya [Prediction of fatigue life of semi-trailer suspension elements at early design stages]. *Trudy NAMI*, 2019, no. 2, pp. 14-23.
5. Chichekin I.V., Nyrkov F.A., Grigoriev V.S. Razrabotka dinamicheskoy modeli frontal'nogo pogruzchika dlya analiza ekspluatatsionnykh svoystv t opredeleniya nagruzok, deystvuyushchikh na yego elementy [Development of a dynamic model of a front loader to analyze the operational properties and determine the loads acting on its elements]. *Transportnyye i transportno-tekhnologicheskiye komplekсы*, 2022, vol. 16, no. 1, pp. 71-80.
6. Xiaobin Ning et al. Dynamic Analysis of Car Suspension Using ADAMS/Car for Development of a Software Interface for Optimization / *Procedia Engineering* 16 (2011) 333 – 341.
7. Kushvid R.P., Chichekin I.V. Shassi avtomobilya. Konstruktsiya i elementy rascheta: uchebnik [Vehicle chassis. Design and calculation elements: a textbook]. Moscow, MSIU, 2014, 555 p.
8. Litvinov A.S., Rotenberg R.V., Frumkin A.K. Shassi avtomobilya. Konstruktsiya i elementy rascheta [Vehicle chassis. Design and calculation elements]. Moscow, Gosudarstvennoye nauchno-tekhnicheskoye izdatel'stvo mashinostroitel'noy literatury Publ., 1963, 505 p.
9. Reimpel J. Shassi avtomobilya: Elementy podveski [Car Chassis: Suspension Elements]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1987, 288 p.
10. Afanasiev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I. and others. Proyektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin: Uchebnik dlya vuzov: V 3 t. [Designing all-wheel drive wheeled vehicles: A textbook for universities: In 3 volumes]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008.
11. RecurDyn Professional | MBD | Multibody dynamics analysis | FunctionBay. Available at: <https://functionbay.com/en/page/single/16/professional> , accessed 02.02.2023.

AUTHORS

Ilya A. Ilyichev, student of the department «Wheeled Vehicles» of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, ilya97573@gmail.com.

Ilya V. Chichekin, Candidate of Technical Sciences, associate professor of the department «Wheeled Vehicles» of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, hiv2@mail.ru.

Alexander Yu. Zakharov, Candidate of Technical Sciences, associate professor of the department «Wheeled Vehicles» of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, zakharov-al@mail.ru.