

УДК 629.331

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕЗАВИСИМЫХ ПОДВЕСОК ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ПОМОЩЬЮ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДЕЛИ

А.С. Горобцов, д.т.н., проф., Волг. ГТУ / С.К. Карцов, д.т.н., МАД ГТУ / Ю.А. Поляков, к.т.н., доц. НИТУ «МИСиС»

### ВВЕДЕНИЕ

Расчетные модели, основанные на точном представлении уравнений движения элементов конструкции автомобиля как механической системы, находят в настоящее время достаточно широкое применение и в целом позволяют значительно расширить содержательность динамических моделей. При этом достаточно интенсивно развивается постановка задач динамики автомобилей в расширенной трактовке, что позволяет осуществить достаточно полный учет элементов конструкции в расчетной схеме геометрической нелинейности движения.

### ПРОСТРАНСТВЕННАЯ МОДЕЛЬ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Для исследования статических характеристик независимых подвесок грузового автомобиля с полной массой 12 т и колесной формулой 4х4 с помощью программного комплекса ФРУНД [1, 2] была создана его пространственная модель. Общий вид расчетной схемы представлен на рис. 1, а соответствующее изображение в трехмерной геометрии — на рис. 2. Модель представляет собой систему твердых тел, соединенных упругими и демпфирующими элементами (пружинами, амортизаторами), а также различными кинематическими парами, в том числе и податливыми.

Каждое тело обладает шестью степенями свободы, всего модель содержит 27 тел. На рис. 1 каждое тело показано отдельным цветом, представлены также маркеры кинематических пар — шарниров и упругодемпфирующих связей. Считается, что ко всем телам расчетной схемы приложены силы веса. Возмущение от дороги воспринимается через шины, передающие три силы и один момент относительно вертикальной оси колеса — так называемый стабилизирующий момент шины. Рассмотрим подмодели отдельных узлов автомобиля.

Независимая подвеска каждого колеса включает в себя два поперечных рычага. Расчетная схема подвески задних неуправляемых колес приведена на рис. 2. Показаны маркеры податливых шарниров (сайлент-блоков) с маркерами локальных систем координат

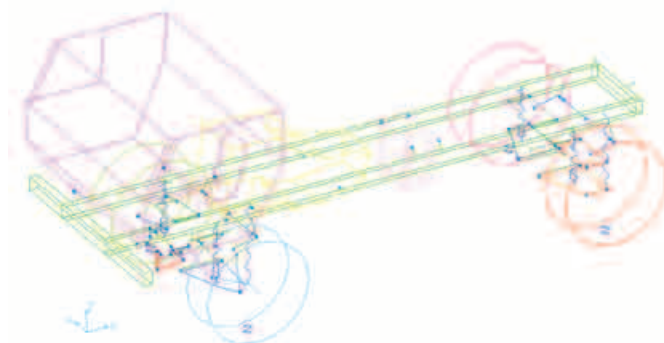


Рисунок 1. Общий вид модели грузового автомобиля с независимыми подвесками

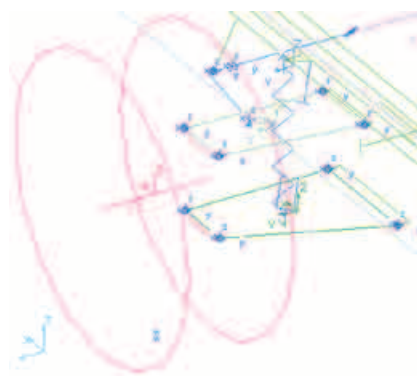


Рисунок 2. Расчетная схема подвески заднего правого колеса

таких шарниров, а также отмечено положение центров масс тел. Упругим элементом подвески является винтовая пружина, нижний конец которой крепится к нижнему рычагу, а верхний — к кронштейну рамы автомобиля. Соосно с пружиной расположен амортизатор с нелинейной характеристикой.

Независимая подвеска передних управляемых колес отличается от подвески неуправляемых колес соединением рычагов с колесом, которое осуществляется в точках оси шкворня, что обеспечивает поворот управляемого колеса (рис. 3). Ось шкворня ориентирована относительно колеса таким образом, что она пересекается с плоскостью дороги в центре пятна контакта шины. Принимается, что плечи

обкатки и стабилизации управляемых колес равны нулю.

В модели передней и задней подвесок включены стабилизаторы. Каждый из них состоит из двух половинок, соединенных крутильной жесткостью. Стабилизаторы крепятся к раме и к верхним рычагам подвесок.

Силовой агрегат и раздаточная коробка крепятся к раме в четырех точках с помощью сферических шарниров, податливых по всем трем направлениям. Оси податливых шарниров ортогональны системе координат рамы. Кабина автомобиля также соединяется с рамой четырьмя трехмерными виброизоляторами (см. рис. 1).

### РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЖЕСТКОСТЕЙ ПОДВЕСОК

Указанный расчет проводился в две стадии. На первой — определялась жесткость из условия обеспечения заданной собственной частоты вертикальных колебаний автомобиля. На второй рассчитывалась приведенная к колесу характеристика подвески при моделировании вертикального перемещения кузова под действием медленно изменяющейся силы.

Собственная частота определялась расчетом переезда единичной неровности автомобилем с полной массой 12 т со скоростью 36 км/ч. При этом принималось следующее распределение нагрузки: 4,5 т приходилось на передний, а 7,5 т — на задний мост. Параметры единичной неровности: высота 5 см, длина въезда и съезда 1 м. На рис. 4 показана кинограмма перемещений элементов подвески автомобиля при переезде единичной неровности.

Жесткости каждой из пружин передней и задней подвесок принимались одинаковыми и равными 800 кН/м, длина пружины в свободном состоянии принималась равной 0,76 м. Указанный вариант параметров пружин подвески считался исходным. Жесткость шины составляла 900 кН/м, что соответствовало среднему статическому прогибу 3,3 см (для автомобиля с полной массой). По результатам расчетов, частота вертикальных колебаний над передним мостом составила 1,5 Гц, а над задним — 1,15 Гц.

Кроме исходного, были рассчитаны еще два варианта значений жесткости пружины, отличающиеся

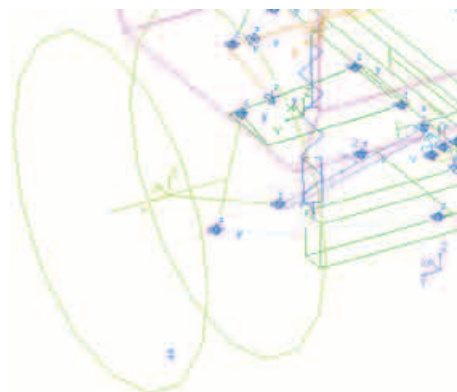


Рисунок 3. Расчетная схема подвески переднего правого колеса

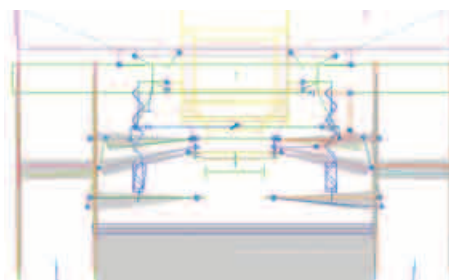


Рисунок 4. Кинограмма относительных ходов подвесок при переезде единичной неровности,  $v = 36$  км/ч

от исходного в 1,5 раза в большую и меньшую стороны. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

На второй стадии расчет вертикальной жесткости подвески проводился при моделировании вертикального перемещения неподвижного в горизонтальном направлении автомобиля под действием медленно изменяющейся вертикальной силы, приложенной в центре вертикальной упругости. Для автомобиля с полной массой он находится на расстоянии 2380 мм от передней оси (центр масс — на расстоянии 2720 мм). Центр вертикальной упругости определялся подбором точки приложения силы при условии минимизации изменения продольного крена автомобиля при вертикальном нагружении. Типичная кинограмма смещения автомобиля при вертикальном нагружении показана на рис. 5.

Амплитуда нагружающей силы составляла 23 т, а частота — 0,1 Гц. Фаза силы выбиралась таким об-

Таблица 1. Параметры поддресоривания при различной жесткости пружин подвески

Вариант жесткости пружины	Частота передней подвески, Гц	Частота задней подвески, Гц	Жесткость передней подвески, кН/м	Жесткость задней подвески, кН/м	Статический ход передней подвески, мм	Статический ход задней подвески, мм
Исходный, 800 кН/м	1,5	1,15	216	255	100	142
Мягкий, 530 кН/м	1,3	1	138	171	160	217
Жесткий, 1200 кН/м	1,69	1,36	325	375	74	142

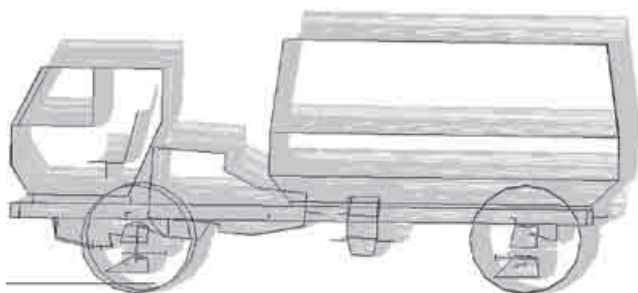


Рисунок 5. Кинограмма вертикального смещения автомобиля при определении характеристик подвески (фаза сжатия подвески)

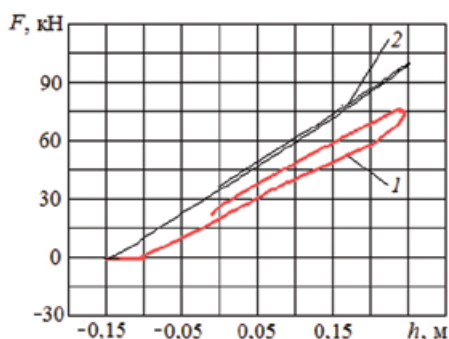


Рисунок 6. Приведенные к колесу характеристики подвесок (исходный вариант жесткости пружины): 1 – передней подвески; 2 – задней подвески

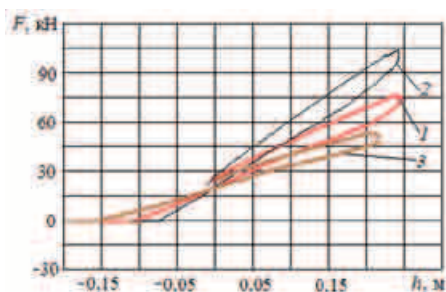


Рисунок 7. Приведенные к колесу характеристики передней подвески при различных жесткостях пружины: 1 — 800 кН/м; 2 — 1200 кН/м; 3 — 530 кН/м

разом, чтобы сначала выполнялось сжатие пружин подвески, а затем — их растяжение. Приведенная к колесу характеристика жесткости каждой подвески строилась как зависимость силы в шине от перемещения колеса относительно рамы автомобиля (рис. 6).

Характеристики подвесок были построены до точки отрыва колес автомобиля от неподвижной поверхности. Наличие явно выраженного гистерезиса у передней подвески вызвано трением в пятне контакта шины при ее боковом смещении. В задней подвеске величина гистерезиса определяется трением в подвеске, которое принималось равным 500 Н.

Построенная характеристика подвески дает возможность найти статический ход подвески, который для рассматриваемого варианта параметров равен 100 мм для передней и 150 мм — для задней подвески. У передней подвески величина статического хода имеет меньшее значение, чем у задней, из-за разницы статических нагрузок. В случае неполной массы

автомобиля статическая нагрузка на заднюю подвеску уменьшится более чем в два раза, и статический ход также уменьшится в два раза.

Аналогичным образом были построены характеристики для подвесок с уменьшенной и увеличенной жесткостями пружины (рис. 7). Следует заметить, что при увеличении жесткости подвески пропорционально уменьшается статический ход. Так, для варианта с полуторным увеличением жесткости статический ход передней подвески уменьшается со 100 до 74 мм. Для задней подвески статический ход имеет несколько большее значение, чем у передней, что связано с ее большей нагруженностью, однако при разгрузке статический ход уменьшится.

Рассмотренная кинематика подвески обеспечивает постоянное передаточное отношение между ходом колеса и деформацией пружины подвески, равное 1,97.

Таким образом, независимая подвеска, обеспечивающая большие хода подвески колес (до 400 мм), выполненная на основе винтовой пружины с линейной характеристикой, накладывает определенные ограничения на свойства всей подвески в части ее характеристик поддресоривания. Так, собственная частота подвески не должна превышать 1,4...1,5 Гц при условии обеспечения приемлемого статического хода подвески (порядка 150...200 мм). В свою очередь, низкая собственная частота обуславливает большие изменения статического хода подвески, особенно задней, что будет неблагоприятно сказываться на параметрах плавности хода.

На основании изложенного можно сделать вывод о том, что подвеска с большим ходом для своего нормального функционирования должна обладать прогрессивной упругой характеристикой, которую удастся обеспечить за счет введения нелинейного упругого элемента, например гидропневматического, или создания нелинейности за счет специальной кинематики подвески — наклонного расположения упругого элемента. Еще одним вариантом конструктивного исполнения подвески с большим ходом может быть использование упругого элемента с регулируемой жесткостью.

## РАСЧЕТ ПОПЕРЕЧНЫХ УГЛОВЫХ ЖЕСТКОСТЕЙ ПОДВЕСОК

Указанный расчет выполнялся с помощью моделирования поперечного крена неподвижного автомобиля под действием медленно изменяющейся поперечной силы. Поперечная сила прикладывалась в точке, расположенной над центром вертикальной упругости подвески, на высоте центра масс всего автомобиля. Для автомобиля с полной массой такая высота составляла 1580 мм. Величина амплитуды поперечной

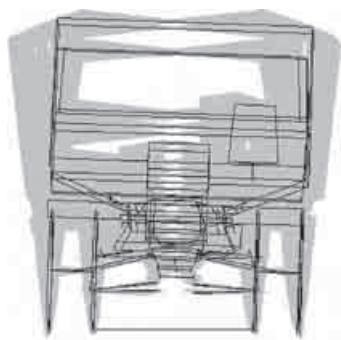


Рисунок 8. Кинограмма крена автомобиля при действии синусоидальной поперечной силы

силы равнялась 40 кН, а частота — 0,1 Гц. На рис. 8 показана типичная кинограмма перемещения модели автомобиля при воздействии боковой силы.

Угловая жесткость подвески рассчитывалась для двух вариантов: без учета и с учетом податливости шин.

В первом случае бралось отношение нагружающего момента к углу крена автомобиля относительно подвески, который определялся по относительному перемещению колеса относительно кузова. На рис. 9 представлены характеристики поперечной угловой жесткости подвески без учета шин. Введение стабилизатора с угловой жесткостью 25 (кН·м)/рад в переднюю и заднюю подвески увеличивает угловую жесткость подвески в 2 раза — с 770 (кН·м)/рад до 1500 (кН·м)/рад (рассматривался исходный вариант жесткости пружин подвесок).

При вычислении угловой жесткости подвески с учетом податливости шин использовалось отношение нагружающего момента к углу крена рамы автомобиля (рис. 10). Податливость шин значительно снижает угловую жесткость подвески и нивелирует

влияние стабилизатора. Угловая жесткость без стабилизатора в этом случае составляет 530 (кН·м)/рад, а со стабилизатором с угловой жесткостью 25 (кН·м)/рад она достигает 700 (кН·м)/рад.

## ВЫВОДЫ

1. Построена пространственная модель грузового автомобиля, позволившая исследовать статические характеристики независимых подвесок с учетом реальной кинематики элементов подвесок и особенностей их установки на автомобиле.

2. Независимая подвеска, обеспечивающая большой ход подвески колес (до 400 мм), выполненная на основе винтовой пружины с линейной характеристикой, накладывает определенные ограничения на свойства всей подвески в части ее характеристик поддресоривания. Так, собственная частота подвески не должна превышать 1,4–1,5 Гц при условии обеспечения приемлемого статического хода подвески (порядка 150–200 мм).

3. Низкая собственная частота обуславливает большие изменения статического хода подвески, особенно задней, что будет неблагоприятно сказываться на параметрах плавности хода.

4. Подвеска с большим ходом должна обладать прогрессивной упругой характеристикой, которую удастся обеспечить за счет введения нелинейного упругого элемента, например гидропневматического, или создания нелинейности за счет специальной кинематики подвески — наклонного расположения упругого элемента. Еще одним вариантом конструктивного исполнения подвески с большим ходом может быть использование упругого элемента с регулируемой жесткостью.

5. Рассмотренная кинематика подвески обеспечивает постоянное передаточное отношение между ходом колеса и деформацией пружины подвески, равное 1,97.

6. При расчете без учета податливости шин введение стабилизатора с угловой жесткостью 25 (кН·м)/рад в переднюю и заднюю подвески увеличивает угловую жесткость подвески в 2 раза.

7. Податливость шин значительно снижает угловую жесткость подвески и нивелирует влияние стабилизатора.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

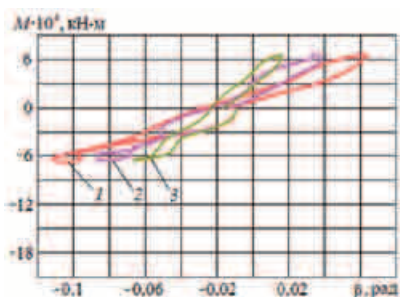


Рисунок 9. Характеристики поперечной угловой жесткости подвески без учета податливости шин:

- 1 — без стабилизатора;
- 2 — угловая жесткость стабилизатора 10 (кН·м)/рад;
- 3 — угловая жесткость стабилизатора 25 (кН·м)/рад

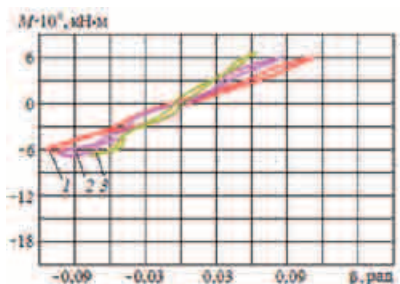


Рисунок 10. Характеристики поперечной угловой жесткости подвески с учетом податливости шин:

- 1 — без стабилизатора;
- 2 — угловая жесткость стабилизатора 10 (кН·м)/рад;
- 3 — угловая жесткость стабилизатора 25 (кН·м)/рад