

УДК 629.027

DOI: 10.34220/2311-8873-2021-4-4-114-119

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВОГО
АВТОМОБИЛЯ С КОМБИНИРОВАННЫМ УПРУГИМ
ЭЛЕМЕНТОМ В ПОДВЕСКЕ ЗАДНЕГО МОСТА

Прядкин В.И., Завьялов А.М.

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Воронежский государственный
лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова»

E-mail: vip16.vgltu@mail.ru

Аннотация: В статье проведён анализ упругих элементов с нелинейной характеристикой. Для повышения плавности хода грузового автомобиля предложен комбинированный упругий элемент, включающий полуэллиптическую рессору и пневматический баллон, для установки в подвеске заднего моста автомобиля. С целью оценки влияния комбинированного упругого элемента с нелинейной характеристикой на плавность хода разработана математическая модель. Математическая модель позволяет проводить численные эксперименты с учетом характера взаимодействия шин с неровностями дорожного полотна и нелинейной характеристики комбинированного упругого элемента.

Ключевые слова: подвеска, нелинейная упругая характеристика, динамическая система, жесткость, масса.

SIMULATION OF TRUCKING
MODE CARS WITH A COMBINED ELASTIC
ELEMENT IN THE REAR AXLE SUSPENSION

Pryadkin V.I., Zavyalov A.M.

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
«Voronezh State Forestry University. G.F. Morozova»

E-mail: vip16.vgltu@mail.ru

Summary: The article analyzes elastic elements with a nonlinear characteristic. To improve the smoothness of a truck, a combined elastic element is proposed, including a semi-elliptic spring and an air cylinder, for installation in the rear axle suspension of a car. In order to assess the effect of a combined elastic element with a nonlinear characteristic on the smoothness of the ride, a mathematical model has been developed. The mathematical model allows for a numerical experiment taking into

account the nature of the interaction of tires with unevenness of the roadway and the nonlinear characteristics of the combined elastic element.

Keywords: suspension, nonlinear elastic characteristic, dynamic system, stiffness, mass.

Одним из способов повышения плавности хода автомобилей является использование упругих элементов с нелинейной упругой характеристикой в подвеске. Для реализации нелинейной характеристики используют различные виды упругих элементов: металлические упругие элементы в виде цилиндрических витых пружин с переменным шагом, комбинированные, включающие полуэллиптическую рессору и подрессорник; пневматические – одноступенчатые и двух ступенчатые, а также с противодавлением; гидропневматические и резиновые [1, 2].

Мобильное средство МЭС-90СХ было оборудовано комбинированным упругим элементом, включающим полуэллиптическую рессору с линейной характеристикой и пневматический упругий элемент с нелинейной характеристикой. При малых нагрузках рессора обеспечивает большой ход, а при увеличении нагрузки вступает в работу пневматический упругий элемент, что обеспечивает реализацию нелинейной характеристики в подвеске ведущего моста.

Пневматические элементы в подвеске обеспечивают нелинейную силовую характеристику подвески, а при использовании эффекта дросселирования в совокупности с внешними пневматическими элементами обеспечивают дополнительные демпфирующие свойства [3, 4]. Пневматические элементы в подвеске обеспечивают устранение резонансных колебаний корпуса автомобиля при движении по существенно неровной опорной поверхности. Для обоснования параметров пневматического элемента в подвеске целесообразно использовать математическое моделирование.

В рамках данной работы подвеска автомобиля представляется одномерной двухмассовой моделью (рис. 1), имитирующей задний мост автомобиля. Автомобиль движется по неровной опорной поверхности, которая задается возмущающей функцией $z_d(t)$. Несмотря на простоту, модель позволяет передать основные особенности работы подвески с пневматическим элементом, проверить ее эффективность для различных параметров неровностей опорной поверхности, определить оптимальные параметры пневматического элемента [5-8].

Задние колеса автомобиля приведены в модели к точечной массе m . Кор-

пус автомобиля считается условно приведенным к заднему мосту и заменяется точечной массой M , к которой приведена часть массы автомобиля в зависимости от геометрической конфигурации автомобиля и расположения центра тяжести. Материальные точки, представляющие колесо и корпус автомобиля, могут двигаться вдоль оси OZ и задаются координатами соответственно z_m и z_M . Шина задается упруго-вязким взаимодействием между опорной поверхностью и центром колеса. Упругое и вязкое взаимодействия характеризуется коэффициентами соответственно жесткости $c_{ш}$, и демпфирования $d_{ш}$. По мере движения колеса по опорной поверхности изменяется вертикальная координата z_d точки контакта с опорной поверхностью. Появление упруго-вязких сил между опорной поверхностью и центром колеса приводит к движению центра масс колеса m , что, в свою очередь, приводит к движению корпуса автомобиля M .

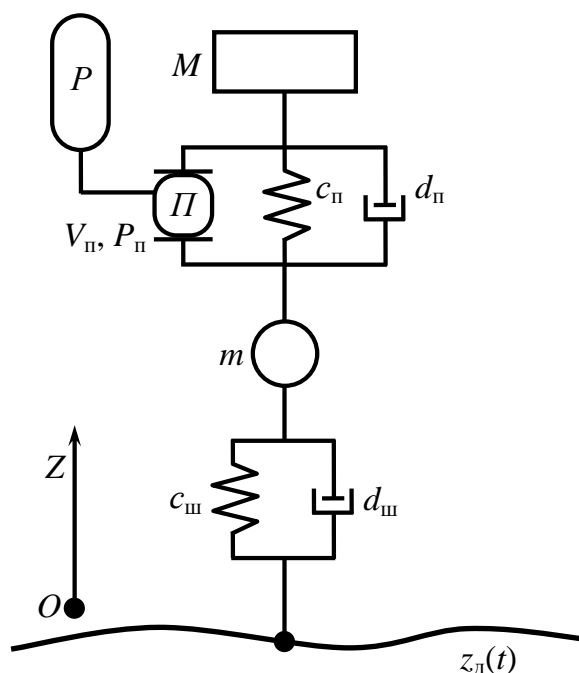


Рисунок 1 – Представление автомобиля в модели в виде двухмассовой системы с пневматическим элементом в подвеске

Между центром масс колеса m и точкой крепления к корпусу M действуют силы, возникающие в подвеске. Подвеска состоит из трех элементов. Рессоры представляют собой упругий элемент, характеризующийся в модели коэффициентом жесткости $c_{п}$. Амортизатор в модели считается линейным демпфером и характеризуется коэффициентом демпфирования $d_{п}$. Пневматический элемент « Π » характеризуется объемом V_{Π} и давлением газа P_{Π} .

Уравнения динамики автомобиля записаны в соответствии со вторым законом Ньютона:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 M}{dt^2} = -Mg + c_n(z_{a0} - (z_M - z_m)) - d_n \left(\frac{dz_M}{dt} - \frac{dz_m}{dt} \right) + P_n S_n; \\ \frac{d^2 m}{dt^2} = -mg - c_n(z_{a0} - (z_M - z_m)) + d_n \left(\frac{dz_M}{dt} - \frac{dz_m}{dt} \right) + \\ + c_{ш}(z_{m0} - (z_m - z_d(t))) - d_{ш} \frac{dz_m}{dt} - P_n S_n; \\ P_n (V_p + S_n(z_{a0} - (z_M - z_m)))^{\frac{7}{5}} = const, \end{array} \right. \quad (1)$$

где M и m – массы корпуса и колеса, приведенные к заднему мосту; t – время; g – ускорение свободного падения; c_n – коэффициент жесткости рессоры; $c_{ш}$ – коэффициент жесткости шины; z_{a0} – равновесное расстояние между точками m и M ; z_M и z_m – координаты центра масс колеса и точки крепления подвески к корпусу автомобиля; d_n и $d_{ш}$ – коэффициенты демпфирования упругого элемента подвески и шины; z_{m0} – равновесная координата центра масс колеса; z_d – координата точки контакта колеса с опорной поверхностью; P_n – давление газа в пневматическом элементе; S_n – эффективная площадь пневматического элемента; V_p – объем ресивера.

Последнее уравнение системы представляет собой уравнение состояния газа в пневматической системе в рамках адиабатического приближения и позволяет рассчитать силу в подвеске со стороны пневматического элемента в зависимости от его деформации. Также, в модели принято допущение, что давление газа в пневматическом элементе равно давлению газа в ресивере, то есть газопровод между пневматическим элементом и ресивером не оказывает дроселирующего действия.

Данная система дифференциальных уравнений второго порядка в общем случае не имеет аналитического решения, в частности, из-за необходимости исследовать разнообразные возмущающие функции $z_d(t)$. Поэтому для решения данной системы дифференциальных уравнений используется универсальный численный метод Рунге-Кутты второго порядка. Численное решение дифференциальных уравнений заключается в дискретизации времени t на равные шаги, нумеруемые переменной τ , с длительностью шага Δt . На каждом шаге интегрирования рассчитываются силы $F_{m\tau}$ и $F_{M\tau}$, действующие на тела механической системы, то есть правые части дифференциальных уравнений (1). После этого по известным координатам и скоростям движения тел на текущем шаге интегрирования рассчитываются координаты и скорости тел на следующем шаге интегрирования:

$$\begin{cases} z_{m\tau+1} = z_{m\tau} + v_{m\tau} \cdot \Delta t + \frac{F_{m\tau}}{m} \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2}; \\ z_{M\tau+1} = z_{M\tau} + v_{M\tau} \cdot \Delta t + \frac{F_{M\tau}}{M} \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2}; \\ v_{m\tau+1} = v_{m\tau} + \frac{F_{m\tau}}{m} \cdot \Delta t; \\ v_{M\tau+1} = v_{M\tau} + \frac{F_{M\tau}}{M} \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (2)$$

где $z_{m\tau}$, $z_{M\tau}$, $v_{m\tau}$, $v_{M\tau}$ – координаты и скорости движения вверх тел m и M на предыдущем шаге интегрирования по времени τ ; $z_{m\tau}$, $z_{M\tau}$, $v_{m\tau}$, $v_{M\tau}$ – то же, на последующем шаге интегрирования по времени $\tau + 1$. Параллельно, на каждом шаге интегрирования по времени просчитываются параметры состояния газовой системы $P_{пт}$ и $V_{пт}$. По мере пересчета предыдущих координат и скоростей в последующие, получают таблично заданные функции зависимости от времени координат $z_m(t)$, $z_M(t)$, которые анализируются далее для оценки плавности хода автомобиля.

Случайная неровная поверхность представляется в виде суперпозиции определенного количества гауссовых пиков:

$$z_{\partial}(t) = \sum_{i=1}^{N_n} H_i \exp\left(-\frac{(v \cdot t - x_i)^2}{2\sigma_i^2}\right), \quad (3)$$

где N_n – количество неровностей гауссовой формы на контрольном участке заданной длины L_K ; H_i – высота i -й неровности; x_i – координата центра i -й неровности; σ_i – характерная ширина i -й неровности (имеет смысл среднеквадратичного отклонения); v – скорость горизонтального движения автомобиля.

Для оценки плавности хода автомобиля рассчитываются спектры колебаний автомобиля в вертикальном направлении $A_z(f)$ (амплитудно-частотные характеристики – АЧХ). Для расчета АЧХ производится Фурье-преобразование функций $z_M(t)$ следующим образом:

$$A_z(f) = k_n \sqrt{\left(\int_0^{t_{к\partial}} z_M(t) \sin(2\pi f t) dt\right)^2 + \left(\int_0^{t_{к\partial}} z_M(t) \cos(2\pi f t) dt\right)^2}, \quad (4)$$

где k_n – нормировочный коэффициент, определяющий общий уровень колебаний; f – частота колебаний. Так как функция $z_M(t)$ задана таблично, интегралы в формуле для спектра рассчитываются численным методом – методом прямоугольников.

Таким образом, разработана достаточно адекватная модель движения грузового автомобиля, оснащенного подвеской с пневматическим элементом, позволяющая изучить влияние параметров пневматического элемента и рельефа опорной поверхности на плавность хода автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Раймпель Й. Шасси автомобиля : Конструкции подвесок / Пер. с нем. В. П. Агапова. – М. : Машиностроение, 1989. – 328 с.

2 Раймпель Й. Шасси автомобиля : Элементы подвески / Пер. с нем. А. Л. Карпухина ; под ред. Г. Г. Гридасова. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.

3 Прядкин, В. И. Транспортно-технологические средства на шинах сверхнизкого давления / В. И. Прядкин, В. Я. Шапиро, З. А. Годжаев, С. В. Гончаренко ; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». – Воронеж, 2019. – 492 с.

4 Прядкин, В. И. Мобильные средства химизации грузоподъемностью 1 ... 2 т на шинах сверхнизкого давления / В. И. Прядкин ; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». – Воронеж, 2017. – 183 с.

5 Зайцев, С. Д. Тягово-сцепные качества высокоэластичных шин сверхнизкого давления / С. Д. Зайцев, С. В. Гончаренко, Л. С. Стреблеченко, В. И. Прядкин, А. Б. Костин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 9. – С. 29-31.

6 Годжаев, З. А. Выбор параметров шин сверхнизкого давления для мобильных средств химизации / З. А. Годжаев, А. Ю. Измайлов, В. И. Прядкин // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 4. – С. 14-17.

7 Прядкин, В. И. Шины сверхнизкого давления для сельскохозяйственных мобильных средств / В. И. Прядкин, С. В. Гончаренко ; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». – Воронеж, 2016. – 240 с.

8 Бычков, Н.И. Энергосредство для механизации работ на поймах / Н. И. Бычков, В. И. Прядкин, А. Г. Мельник // Тракторы и сельхозмашины. – 2004. – № 10. – С. 6-8.