

Б.С. Юшков, В.И. Кычкин, В.С. Юшков, Е.А. Отчик

Пермский национальный исследовательский
политехнический университет, Россия

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ АВТОМОБИЛЯ И ШУМОВОЙ ПОЛОСЫ

Представлена математическая модель двухчастотного колебания автомобиля. Выполнены расчеты частот галопирования и подпрыгивания. Показана возможность создания некомфортных колебаний водителя и исследованы параметры конструкции шумовой полосы.

Ключевые слова: шумовая полоса, транспортное средство, частота колебаний, автомобильная дорога.

В последние годы с ростом автомобилизации в нашей стране увеличивается число дорожно-транспортных происшествий (ДТП). В связи с этим роль дорожной разметки значительно возрастает. Разметка всегда находится в поле зрения водителей и пешеходов, информируя их о порядке движения [1]. Поэтому условия нанесения (применяемые технологии и материалы) и эксплуатации (состояние автомобильной дороги) должны обеспечивать ее постоянное наличие и хорошую видимость. Для удовлетворения этих требований разрабатываются новые виды разметки, требующие качественно новых технологий [3, 4].

Проблема безопасности дорожного движения связана с состоянием транспортных средств, дорожных конструкций, условиями движения, психофизиологическим поведением водителей, плотностью транспортных потоков и др. Одним из путей решения этой проблемы является создание конструктивных элементов на дорожной одежде, способствующих генерации колебаний транспортных средств в режимах некомфортного восприятия водителем условий движения, что ведет к изменению параметров движения по направлению и скорости. Для выбора оптимальных параметров такой конструкции необходимы математические модели, включающие в себя характеристики автотранспортных средств (АТС), скорость движения, общую длину, глубину, ширину и шаг неровности, материалы элементов конструкции шумовой полосы [5].

Цель работы заключается в построении и исследовании математической модели плоских колебаний поддресорного автомобиля в режимах подпрыгивания и галопирования.

Для исследования влияния параметров вибрации необходимо определить собственные частоты и собственные формы колебаний автомобиля. Будем рассматривать автомобиль как систему упруго связанных жестких тел 1–5 (рис. 1, а). Здесь тело 1 схематически представляет собой кузов автомобиля, а тела 2–5 колеса, массы которых примем сосредоточенными [2].

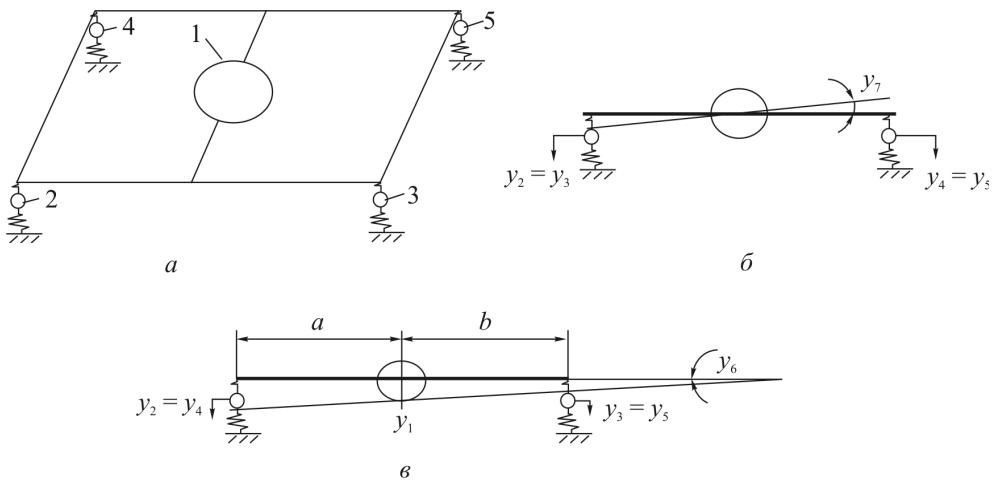


Рис. 1. Расчетная схема

Движение такой системы в процессе колебаний характеризуется семью координатами: y_1 – вертикальное перемещение центра масс кузова; y_2, y_3, y_4, y_5 – вертикальные перемещения центров колес; y_6 – угол поворота кузова относительно поперечной оси; y_7 – угол поворота кузова относительно продольной оси.

Распределение масс автомобиля и жесткостей упругих связей практически симметрично относительно срединной продольной плоскости. Общий процесс колебаний можно рассматривать состоящим из двух взаимно не связанных процессов:

1) продольных колебаний (рис. 1, в), характеризуемых вертикальным перемещением кузова (y_1), поворотом кузова вокруг поперечной оси (y_6) и попарно равными перемещениями обоих передних колес ($y_2 = y_4$) и обоих задних колес ($y_3 = y_5$);

2) поперечных (боковых) колебаний (рис. 1, б), характеризуемых поворотом кузова вокруг продольной оси (y_7) и попарно равными перемещениями обоих левых колес ($y_2 = y_3$) и обоих правых колес ($y_4 = y_5$).

Соответственно продольные колебания описываются четырьмя, а поперечные колебания – тремя дифференциальными уравнениями. Рассмотрим продольные колебания динамической системы.

Обозначим жесткости передних и задних рессор соответственно C_n и C_3 , массы кузова и колеса – m и m_k . Радиус инерции кузова относительно поперечной оси, проходящей через его центр масс, обозначим ρ . Используя эти обозначения, осадки передней (Δ_n) и задней (Δ_3) рессор можно представить в виде

$$\Delta_n = y_1 + a \cdot y_6 - y_2;$$

$$\Delta_3 = y_1 - b \cdot y_6 - y_3,$$

где a, b – расстояния от центра масс тела l до передней и задней осей.

Уравнения движения составим в форме Лагранжа. Кинетическая энергия системы складывается из следующих частей: кинетической энергии кузова, кинетической энергии передних и задних колес. Суммарная кинетическая энергия находится по формуле

$$T = \frac{1}{2} \left[m(y_1^2 + \rho y_6^2) + 2m_k(y_2^2 + y_3^2) \right]. \quad (1)$$

Потенциальная энергия состоит из энергии деформации рессор и энергии сжатия шин. Суммарная потенциальная энергия определяется по формуле

$$\Pi = C_n (y_1 - y_2 + ay_6)^2 + C_3 (y_1 - y_3 - by_6)^2 + C(y_2^2 + y_3^2). \quad (2)$$

В данном случае уравнения Лагранжа имеют следующий вид:

$$m_1 \ddot{y}_1 + 2C_n (y_1 - y_2 + ay_6)^2 + 2C_3 (y_1 - y_3 - by_6) = 0;$$

$$2m_k \ddot{y}_2 - 2C_n (y_1 - y_2 + ay_6) + 2Cy_2 = 0;$$

$$2m_k \ddot{y}_3 - 2C_3 (y_1 - y_3 - by_6) + 2Cy_3 = 0;$$

$$m_1 \rho^2 \ddot{y}_6 + 2C_n (y_1 - y_2 + ay_6) a - 2C_3 (y_1 - y_3 - by_6) b = 0.$$

Частное решение этой системы:

$$y_i = A_i \sin(pt + \alpha), \quad i = 1, 2, 3, 6. \quad (3)$$

Задача может быть упрощена, если считать шины недеформируемыми.

Частотное уравнение второй степени p^2 имеет вид

$$p^4 - 2p^2 [C_{II}(a^2 + \rho^2) + C_3(b^2 + \rho^2)] / (m\rho^2) + 4C_{II}C_3(a+b)^2 / (m^2\rho^2) = 0.$$

Рассмотрим частный случай распределения масс, когда $\rho^2 = ab$, т.е. когда радиус инерции автомобиля равен среднему геометрическому между величинами a и b . Отметим, что для этого расстояние $a + b$ между осями автомобиля должно быть меньше его общей длины (это на самом деле имеет место в автомобилях современной компоновки). Тогда корни частотного уравнения:

$$p_1 = \sqrt{\frac{2C_{II}(a+b)}{mb}}; \quad (4)$$

$$p_2 = \sqrt{\frac{2C_3(a+b)}{ma}}. \quad (5)$$

Для примера рассмотрим возможность применения параметров модели автомобиля ГАЗ-3221 «Газель». Технические характеристики, необходимые для расчетов, принимаем следующие: $a = 2800$ мм; $b = 1900$ мм; $m = 3250$ кг.

Изменение жесткости передней подвески берем в пределах 10–14,4 кН/м, изменение жесткости задней подвески – 30–34,4 кН/м.

Результаты расчетов представлены на рис. 2, 3.

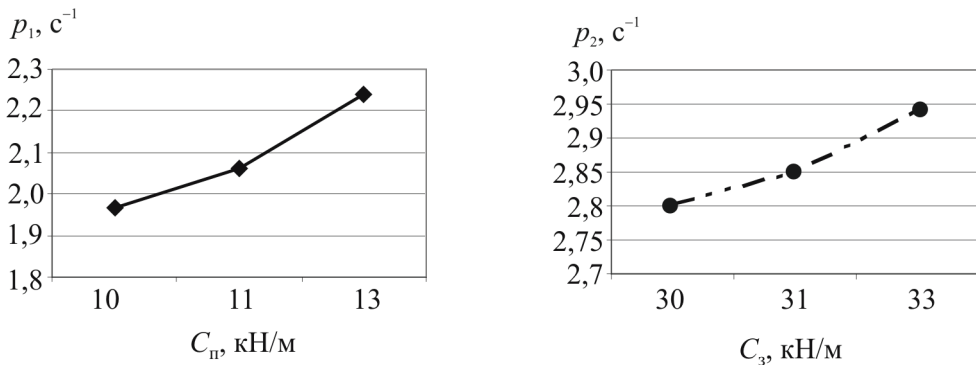


Рис. 2. Зависимость собственных частот колебаний кузова от жесткости

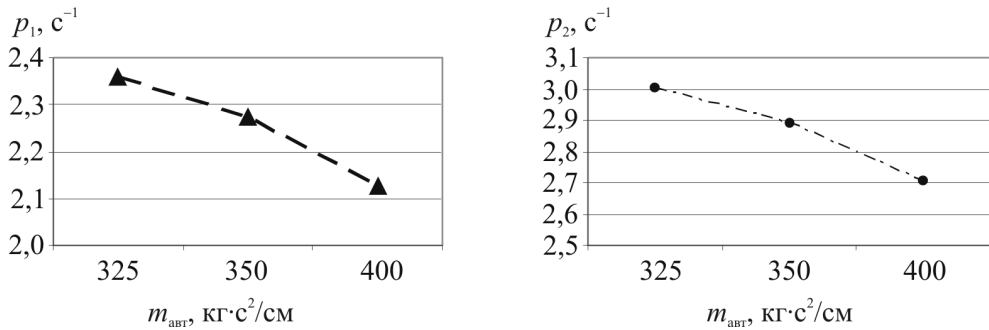


Рис. 3. Зависимость собственных частот колебаний кузова от массы автомобиля

По полученным зависимостям видно, что при увеличении жесткости увеличивается и частота собственных колебаний, а увеличение массы автомобиля приводит к снижению частоты собственных колебаний.

Выбор параметров шумовой полосы проводим при условии одночастотного колебания АТС. Это значительно упрощает задачу, но позволяет установить предельные значения виброскорости и виброускорения, действующие на физиологическую систему водителя с целью обеспечения адекватного управления АТС.

Повышение уровня вибрации возможно лишь до определенного предела, достижение которого связано с отрицательным влиянием на водителя, вызывая ухудшение самочувствия и снижение работоспособности. В связи с этим необходимо оценивать практически возможные пределы повышения вибраций, снижающих уровень комфорта движения и свидетельствующих об изменении траектории движения АТС в нежелательном и опасном направлении.

Рассмотрим структуру неровности шумовой полосы в соответствии с зависимостями:

$$q(l) = q_0 \cos\left(2\pi \frac{V}{H} t\right), \quad (6a)$$

$$q = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{H}\right), \quad (6б)$$

где q_0 – амплитуда отклонения поверхности от средней линии; V – скорость АТС; H – шаг неровности; x – пройденный путь; t – время прохождения неровности.

Канал вибрации включает в себя колесо, корпус, амортизаторы и водителя АТС. По модели одночастотного колебания без демпфирования амплитуду колебаний водителя запишем в форме

$$Y_B = q_0 \frac{p^2}{p_1^2 - p^2},$$

где p_1 – собственная частота колебания АТС; p – частота воздействия.

В реальных условиях система амортизации АТС существенно снижает амплитуду колебаний водителя. Если принять во внимание коэффициент снижения в диапазоне 50...2000, то по результатам расчета вибростороности можно установить некомфортную зону движения (таблица).

Параметры колебательного процесса

Параметр, см/с	Коэффициент снижения						
	50	100	150	500	1000	1500	2000
Y_B	0,2	0,1	0,07	0,02	0,01	0,006	0,005
\dot{Y}_B	104	52	37	11	5	3	2,6

Перегрузку в центре тяжести АТС при движении по неровности (см. формулу (6б)) с учетом обжатия пневматика и без учета работы амортизатора запишем в следующем виде:

$$n_d = \frac{1}{g} \frac{d^2 Y}{dt^2} = \frac{1}{g^2} \frac{1}{2} \left(\frac{2\pi V}{H} \right)^2 \left[h - (\delta_{м.д} - \delta_{пр}) \right] \cos \frac{2\pi V}{H} t.$$

где $\delta_{м.д}$, $\delta_{пр}$ – максимально допустимое и фактическое обжатие пневматика; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $h = 2q_0$.

Максимальная перегрузка

$$n_{d\max} = \frac{2\pi^2 V^2}{gH^2} \left[h - (\delta_{м.д} - \delta_{пр}) \right].$$

Меру «неудобства» устанавливаем в пределах по октавным полосам частот при синусоидальном воздействии: 16 Гц – $\dot{Y} = 5 \text{ см/с}$; 32 Гц – $\dot{Y} = 3,5 \text{ см/с}$; 63 Гц – $\dot{Y} = 2,5 \text{ см/с}$. При этом амплитуда колебаний составляет: $Y_1 = 0,049 \text{ см}$; $Y_2 = 0,017 \text{ см}$; $Y_3 = 0,0063 \text{ см}$. Время воздействия вибрации менее 30 мин.

Порог восприятия виброскорости считается 10^{-4} м/с, порог болевого ощущения 1 м/с. Сопоставляя результаты, представленные в таблице, и меры дискомфорта, определяем, что коэффициент снижения амплитуд колебаний по принятой модели изменяется в пределах от 50 до 150. Это позволяет принять решение о назначении параметров шумовой полосы: шаг 0,2 м, глубина 0,1 м, длина полосы 1 км.

В дальнейшем предполагается продолжение исследований воздействия шумовой полосы на АТС с целью повышения безопасности движения и снижения количества ДТП. Проблема заключается в преодолении системы виброзащиты АТС и в создании локальной зоны повышенной колебательной энергии, действующей на тело сидящего человека и управляющего автомобилем. Степень распространения колебаний по телу человека зависит от их частоты и амплитуды, продолжительности воздействия, площади участков тела, соприкасающихся с вибрирующим объектом, место приложения и направление оси вибрационного воздействия, демпфирующих свойств ткани, явление резонанса и других условий.

Список литературы

1. Новости в дорожном деле: науч.-техн. информ. сб. / ИНФОРМ-АВТОДОР. – М., 2007. – Вып. 2. – 60 с.
2. Кычкин В.И., Репецкий Д.С. Мониторинг автомобильных дорог с применением мобильных георадарных установок // Материалы XXX науч.-техн. всерос. конф., г. Пермь, октябрь 2003 г. – Пермь, 2003. – С. 131–140.
3. Юшков Б.С., Бургунутдинов А.М., Юшков В.С. Исследование долговечности дорожной горизонтальной разметки в климатических условиях Урала // Технические науки: Проблемы и перспективы: материалы междунар. заоч. науч. конф., г. Санкт-Петербург, март 2011 г. – СПб., 2011. – С. 208–212.
4. Юшков Б.С., Юшков В.С. Разметка автомобильных дорог с применением шумовых полос // Вопросы науки и техники: материалы междунар. заоч. науч.-практ. конф. – Новосибирск: ЭКОР-книга, 2012. – С. 85–88.
5. Юшков В.С. Горизонтальная разметка дорог по европейскому типу // Научное творчество XXI века: сб. тр. V междунар. науч.-практ. конф. – Красноярск, 2012. – Т. III. – С. 320–325.

Получено 28.02.2012