

## ВИБРАЦИИ РУЛЕВОЙ СИСТЕМЫ, ВЫЗВАННЫЕ НЕРАВНОМЕРНОСТЬЮ ТОЛЩИНЫ ТОРМОЗНОГО ДИСКА

А.Ф. Опейко, доктор технических наук, доцент  
Chrysler Technology Center, Детройт, США

Вибрации рулевой системы, возникающие при торможении на высокой скорости (100-130 км/ч) и ощутимые на педали тормоза, а особенно на руле, часто возникают уже после пробега 20-30 тыс.км. Эти вибрации обусловлены неравномерностью толщины тормозного диска, которая на новом автомобиле не превышает 10 мкм, а затем неизбежно увеличивается в процессе эксплуатации до 15-25 мкм. В итоге производители автомобилей терпят значительные материальные и имиджевые потери из-за значительного числа рекламаций от недовольных владельцев. Преодоление этих нежелательных вибраций может быть осуществлено путем снижения виброактивности тормозного механизма за счет рационального дизайна и подбора материалов тормозных накладок, однако полностью избавиться от пульсации тормозного момента невозможно [1]. Поэтому очень важно еще на ранних этапах проектирования правильно выбрать геометрию передней подвески и рулевой системы, а также жесткости резинометаллических шарниров рычагов подвески, чтобы по возможности снизить передаваемость вибраций на рулевое управление.

В данной работе предлагается упрощенная модель, пригодная для экспресс анализа и оптимизации основных параметров, влияющих на передачу вибраций от тормозного диска на рулевое колесо, на примере подвески Макферсон с рулевой рейкой, пользуясь методом АЧХ [2].

Расчетная схема (рис. 1) не принимает во внимание вертикальные колебания неподдрессоренных масс, поверхность дороги считается идеально ровной.

Стойка подвески с поворотной цапфой может поворачиваться относительно шкворневой оси, а нижний рычаг подвески имеет свободу перемещения в своей плоскости благодаря податливости резинометаллических втулок. Таким образом, нижняя шаровая опора 3 может перемещаться в продольном и поперечном направлениях за счет деформации резинометаллических шарниров нижнего рычага подвески. Модель учитывает инерционные характеристики рулевой системы, податливости и трение в сочленениях. Для описания системы введем вектор обобщенных координат  $\bar{q} = (q_1 \dots q_5)'$ , где  $q_1$  - угол поворота руля,  $q_2$  - перемещение рулевой рейки,  $q_3$  - угол поворота рулевой тяги,  $q_4$  - угол поворота цапфы вместе с коле-

сом и стойкой подвески,  $q_5$  - угол поворота нижнего рычага подвески. Система координат (0ху) неизменно связана с корпусом автомобиля.

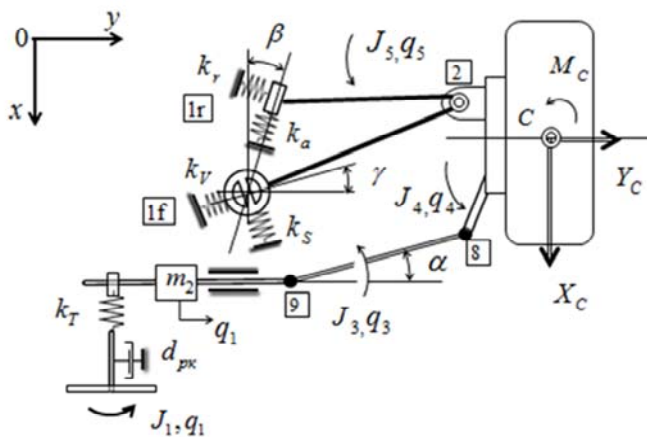


Рис. 1

Кинетическая энергия системы:

$$T = \frac{1}{2} \dot{\vec{q}}' A_q \dot{\vec{q}},$$

где  $A_q$  - матрица инерции:

$$A_q = \text{diag}(J_1, 0, J_2, J_3, J_4, J_5) + \sum_{i=2}^5 H_i' M_i H_i,$$

матрицы  $M_i = \text{diag}(m_i, m_i)$ , а матрицы  $H_i$  ( $i = 2, 5$ ) вычисляются следующим однотипным образом:

$$H_2 = [Z \ V_9 \ Z \ Z \ Z], \quad H_3 = [Z \ V_9 \ V_{c3} \ Z \ Z], \\ H_4 = [Z \ V_9 \ V_8 \ V_{c4} \ Z], \quad H_5 = [Z \ V_9 \ V_8 \ V_2 \ V_{c5}],$$

где вектор-столбцы  $Z = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$ ,  $V_9 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$ ,  $V_8 = \begin{bmatrix} -y_8 + y_9 \\ x_8 - x_9 \end{bmatrix}$ ,  $V_2 = \begin{bmatrix} -y_2 + y_8 \\ x_2 - x_2 \end{bmatrix}$ ,

$$V_{c3} = \begin{bmatrix} -y_{c3} + y_8 \\ x_{c3} - x_8 \end{bmatrix}, \quad V_{c4} = \begin{bmatrix} -y_{c4} + y_8 \\ x_{c4} - x_8 \end{bmatrix}, \quad V_{c5} = \begin{bmatrix} -y_{c5} + y_2 \\ x_{c5} - x_2 \end{bmatrix}.$$

Здесь индексы с3, с4 и с5 относятся к центрам масс рулевой тяги, поворотной цапфы с колесом и нижнему рычагу подвески. Потенциальная энергия системы  $\Pi = \frac{1}{2} \bar{q}' S_q \bar{q}$ , где матрица жёсткости  $S_q = S_1 + S_2$  учитывает вклад податливости рулевой колонки, пневматической шины и резинометаллических шарниров нижнего рычага подвески. Первое слагаемое

$$S_1 = \begin{bmatrix} k_T & -k_T/r & 0 & 0 & 0 \\ -k_T/r & -k_T/r^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a \cdot k_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_\kappa \end{bmatrix},$$

где  $k_T$  – крутильная жёсткость торсиона золотника гидроусилителя,

$r$  – радиус шестерни рулевой рейки,

$a \cdot k_y$  – приведённый коэффициент бокового увода пневматической шины,

$k_\kappa$  – угловая жёсткость переднего шарнира нижнего рычага подвески.

Второе слагаемое

$$S_2 = H'_{pn} S_{pn} H_{pn}$$

характеризует вклад шарниров нижнего рычага подвески, а диагональная матрица  $S_{pn} = \text{diag}(k_a, k_r, k_S, k_V)$  включает аксиальную и радиальную жёсткости ( $k_a, k_r$ ) переднего шарнира и соответствующие жесткости ( $k_S, k_V$ ) заднего шарнира. Задний шарнир может иметь два основных исполнения – как цилиндрическая втулка, соосная с передним шарниром рычага, или как дискообразный резинометаллический шарнир, который на ходе сжатия-отбоя подвески работает не на кручение, а на перекося. В обоих случаях задний шарнир имеет полости, так что его жесткости в двух перпендикулярных направлениях различны:  $k_S$  есть жёсткость сплошной части, а  $k_V$  – полый.

Матрица  $H_{pn}$  (4x4) рычага подвески формируется подобно рассмотренным выше матрицам  $H_2 - H_5$ , с той лишь разницей, что необходимо учесть ориентацию оси рычага (угол  $\beta$ ) и полости заднего шарнира (угол  $\gamma$ ) по отношению к координатным осям (0xy):

$$H_{pn} = \begin{bmatrix} R_f H_f \\ R_r H_r \end{bmatrix}, \quad H_f = [Z \quad V_9 \quad V_8 \quad V_2 \quad V_f], \quad H_r = [Z \quad V_9 \quad V_8 \quad V_2 \quad V_r],$$

где матрицы поворота для оси нижнего рычага

$$R_f = \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta \\ \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix},$$

и полости заднего шарнира

$$R_r = \begin{bmatrix} \cos \gamma & \sin \gamma \\ -\sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix}.$$

Матрица демпфирования формируется по аналогии с матрицей жёсткости, хотя и не совпадает с ней по структуре:  $D_q = D_1 + D_2$ . Здесь первое слагаемое описывает трение в рулевой колонке и рейке, шарнирах рулевых тяг и шаровых опор:

$$D_1 = \begin{bmatrix} d_{pk} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & d_{pp} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_8 & -d_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_2 & -d_2 \end{bmatrix},$$

где  $d_{pk}, d_{pp}$  – коэффициенты, характеризующие трение в рулевой колонке и рейке, а  $d_9, d_8, d_2$  – потери в шарнирах. Это преимущественно сухое трение, которое по техническим условиям для сферических шарниров устанавливается при их изготовлении в интервале 2 – 8 Нм, а в процессе эксплуатации автомобиля снижается до уровня 0.5 – 3 Нм. В данной работе используется линейный подход, и сухое трение, как существенная нелинейность, линеаризуется по методу гармонической линеаризации, т.е. заменяется эквивалентным вязким трением, которое обеспечивает эквивалентное рассеяние энергии за один период колебаний на произвольной частоте. Если обозначить через  $M_f$  максимальный момент трения сферического шарнира, то эквивалентный коэффициент демпфирования будет

$$d = \frac{4M_f}{\pi A \omega},$$

где  $A$  – амплитуда углового перемещения в шарнире на частоте  $\omega$ .

Матрица  $D_2 = H'_{pn} D_{pn} H_{pn}$ , где диагональная матрица  $D_{pn} = \text{diag}(d_a, d_r, d_s, d_v)$  характеризует потери в резинометаллических шарнирах рычага подвески, а матрица  $H_{pn}$  уже встречалась при вычислении матрицы жёсткости.

Математическая модель системы в матричной форме имеет вид

$$A_q \ddot{\bar{q}} + D_q \dot{\bar{q}} + S_q \bar{q} = \bar{Q}(t), \quad (1)$$

где  $\bar{Q}(t)$  - вектор обобщённых сил. Единственным возмущением является тормозной момент, который создает тормозную силу  $X_C = X_C^0 + A_X \sin(V \cdot t / r_K)$ , здесь  $V$  - скорость автомобиля,  $r_K$  - радиус качения. Эта сила имеет постоянную и гармоническую составляющие.

Вектор обобщённых сил определяется из выражения возможной работы и равен

$$\bar{Q} = X_C \bar{u},$$

где вектор столбец  $\bar{u} = (0, 0, y_9 - y_8, y_8 - y_C, 0)'$ .

Для проведения анализа в частотной области в расчет принимается только гармоническая составляющая тормозной силы, амплитуда которой определяется в Ньютонах по эмпирической формуле  $A_X = 3 \cdot \delta / r_d$ , в которой  $\delta$  - неравномерность толщины тормозного диска в мкм, а  $r_d$  - динамический радиус шины в метрах.

Применив преобразование Лапласа к обеим частям уравнения (1), получим

$$\mathcal{L}\{A_q \ddot{\bar{q}} + D_q \dot{\bar{q}} + S_q \bar{q}\} = \mathcal{L}\{\bar{Q}(t)\} \Rightarrow (A_q p^2 + D_q p + S_q) \cdot \tilde{\bar{q}} = \tilde{Q},$$

откуда передаточная функция системы

$$W(p) = \frac{\tilde{\bar{q}}}{\tilde{X}_C} = (A_q p^2 + D_q p + S_q)^{-1} u.$$

Положив  $p = j\omega$ , получим комплексную частотную характеристику системы как вектор КЧХ для всех пяти степеней свободы системы:

$$\bar{W}(j\omega) = (A_q (j\omega)^2 + D_q j\omega + S_q)^{-1} \bar{u}, \quad \bar{W}(j\omega) = (W_1(j\omega), \dots, W_5(j\omega))',$$

из которой можно получить нужные характеристики для интересующих звеньев системы. Так, амплитуда линейного ускорения периферии рулевого колеса

$$A_{q1}(\omega) = R_S \cdot \left| (j\omega)^2 W_1(j\omega) \right| \cdot A_X, \text{ где } R_S - \text{ радиус рулевого колеса.}$$

Частота  $\omega$  связана со скоростью движения автомобиля, так что  $\omega = V / r_k$ . Приведенные выше формулы были реализованы в среде Матлаб для расчета ускорений периферии руля при следующих исходных данных. Координаты точек в мм приведены в Табл.1, массово-инерционные параметры и жёсткости - в Табл.2. Радиус качения шины 328 мм, радиус начальной окружности шестерни рулевой рейки 8,756 мм, коэффициент сопротивления боковому уводу шины 1475 Н/град.

Таблица 1

	Точка	x	y
Центр колеса	C	-25,0	790,0
Шаровая опора	2	-36,0	756,0
Внешний шарнир	8	104,0	723,0
Внутренний шарнир	9	165,0	342,0
Передний шарнир	1f	-24,0	420,0
Задний шарнир	1r	249,0	417,0

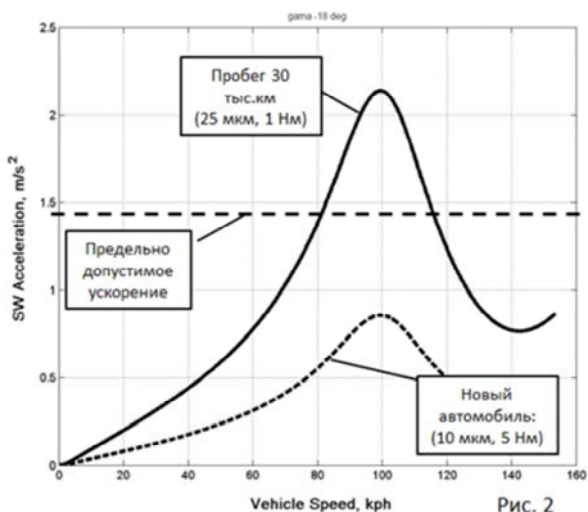
Таблица 2

Масса, кг		Момент инерции, кг-м		Жёсткость	
m2	3,2	J1	0,033	Kт, Н·м/град	1,5
m3	0,65	J3	0,027	Ка, Н/мм	3000
m4	45,5	J4	0,670	Kг, Н/мм	9000
m5	3,24	J5	0,032	Kс, Н/мм	962
				Kv, Н/мм	490

Расчёт проводился в диапазоне частот, 0-25 Гц, что соответствует скоростям движения 0-140 км/ч.

Неравномерность толщины тормозного диска принималась 10 мкм и 25 мкм, соответствующие значения трения в шаровой опоре и наконечниках рулевой тяги 5 Нм и 1 Нм. Угол ориентации полости заднего шарнира рычага подвески принят равным -18град. Этот угол может оказывать некото-

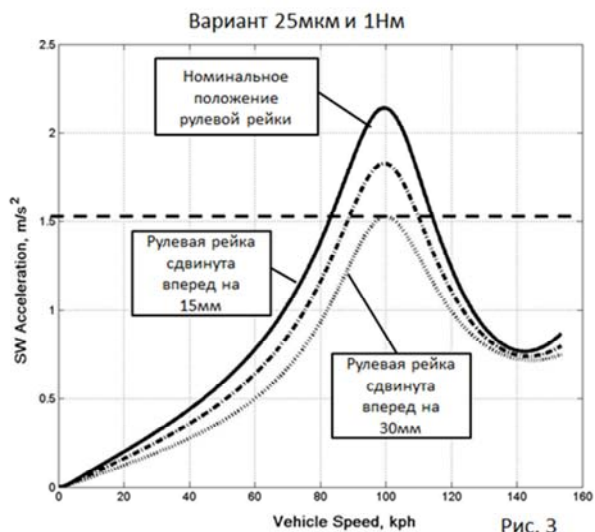
рое влияние на передаваемость вибраций на рулевое колесо, но эффект не превышает 5-10%. На рис.2 показаны графики виброускорений на периферии руля для вариантов (10мкм, 5Нм) и (25мкм, 1Нм). Как видим, в процессе торможения виброускорение на руле для второго варианта превышает более чем в два раза и выходит на уровень 0.22g, в то время как приемлемый уровень не должен превышать 0.15g. Пик достигается при скорости 100км/ч. Рассмотренный вариант подвески имеет серьезный недостаток, который нельзя устранить подбором жесткостей резинометаллических шарниров, можно несколько увеличить предельный момент трения в сферических шарнирах, но тогда новый автомобиль будет неизбежно иметь слишком тугий руль, что также неприемлемо.



Известно два радикальных способа снижения виброускорений руля, вызванных неравномерностью толщины тормозного диска. Можно изменить положение рулевой рейки, сместив ее вперед на 15-20мм. Это приведет к уменьшению угла рулевой тяги  $\alpha$  (см. рис.1), и уменьшит передачу продольных колебаний колеса на рулевую систему. Второй способ требует увеличения демпфирования в рычаге подвески, задний шарнир заменяется гидро-бушингом, внутренний гидравлический контур которого настраивается на диапазон частот (12-16 Гц), в котором эффективно подавляются нежелательные вибрации.

На рис. 3 показаны варианты расчёта (25мкм, 1Нм) со сдвинутой вперёд на 15мм и 30мм рулевой рейкой. Угол рулевой тяги  $\alpha$  для номинального положения  $9,1^\circ$ , при сдвиге на 15мм –  $6,9^\circ$ , а при 30мм –  $4,7^\circ$ . Если уровень

ускорений выше допустимого на 15-20%, иногда удается достичь его снижения за счёт подбора материалов тормозных накладок.



Список использованных источников:

1. **Singh, A. and Lukianov, G.** Simulation process to investigate suspension sensitivity to brake judder. SAE paper 2007-01-0590, 2007.
2. **Jacobsson, H.** Analysis of brake judder by use of amplitude functions. SAE paper 1999-01-1779, 1999.