

УДК 629.113

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВЕСКИ

В.Г. Челноков / ОАО «АЗ «Урал»

ВВЕДЕНИЕ

В современном автомобиле практически не осталось механических систем, не охваченных в той или иной мере регулированием. Алгоритмы регулирования могут отличаться в частности, но в целом цель остается неизменной: отслеживать и устанавливать оптимальное сочетание параметров системы, при которых достигаются заданные характеристики объекта регулирования. Возможности регулирования ограничены в силу целого ряда факторов, присущих как самой системе регулирования (точность, быстродействие, мощность и т.п.), так и объекту регулирования. Для оценки резервов улучшения характеристик объекта за счет применения средств регулирования важно знать его предельно достижимые характеристики. Зная предельно достижимые характеристики объекта, можно оценить эффективность средств регулирования не только на качественном, но и на количественном уровне.

Рассмотрим в качестве иллюстративного примера тормозные свойства автомобиля, оборудованного антиблокировочной системой (АБС). Допустим, что задана единственная цель регулирования — достижение максимального замедления при торможении. Предельно достижимый уровень замедления определяется сцепными свойствами шин и дорожного покрытия. Замедление автомобиля при торможении, выраженное в долях ускорения свободного падения, не может быть больше коэффициента сцепления шин с дорогой. Тогда критерий эффективности АБС, как системы регулирования, это соотношение фактически достигнутого при торможении замедления в долях ускорения свободного падения и коэффициента сцепления шин с дорогой. АБС, как система регулирования, может только приблизить фактически достигнутое замедление к предельно достижимому, но не превысить его. В приведенном примере (намеренно упрощенном) предельно достижимые характеристики объекта регулирования и критерии эффективности системы регулирования очевидны и понятны на интуитивном уровне. На практике ситуации сложнее, поскольку целей регулирования, как правило, несколько, количественные критерии не столь очевидны, а изменения управляемых параметров зачастую приводят к разнонаправленным последствиям. Это в полной мере относится к подвеске автомобиля.

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ ПОДВЕСКИ

Рассмотрим с обозначенных позиций свойства автомобильной подвески. Поставим задачу определить ограничения, свойственные любой подвеске, как механической системе с двумя степенями свободы, которые сужают возможный диапазон изменения характеристик подвески за счет применения систем регулирования параметров составных частей подвески, как пассивных, так и активных. Расчетная схема подвески показана на рис. 1.

Линеаризованные уравнения движения поддрессоренной и неподдрессоренной массы:

$$m_2 \ddot{z} = F_p + F_a, \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{y} = -F_p - F_a + c_1(x - y), \quad (2)$$

где: $F_p = c_2(y - z) + k(\dot{y} - \dot{z})$ — суммарная сила, создаваемая пассивными элементами подвески (упругим и демпфирующим); F_a — сила, создаваемая активным элементом.

Сложив уравнение (1) и (2), получим:

$$m_2 \ddot{z} + m_1 \ddot{y} - c_1(x - y) = 0 \quad (3)$$

Рассмотрим следующие передаточные функции подвески, определяющие ее основное назначение:

1) Отношение перемещения поддрессоренной массы к входному дорожному воздействию (H_z). Эта передаточная функция характеризует способность подвески минимизировать передачу дорожного воздействия на поддрессоренную массу и обеспечивать плавность хода.

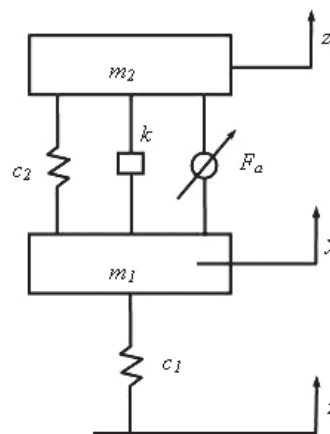


Рисунок 1.

m_1 — неподдрессоренная масса; m_2 — поддрессоренная масса; c_1 — жесткость шин; c_2 — жесткость упругих элементов; k — коэффициент демпфирования; F_a — сила, создаваемая активным элементом подвески

2) Отношение деформации подвески к входному дорожному воздействию ($H_{(y-z)}$). Эта передаточная функция характеризует уровень деформации упругого элемента, а следовательно, и нагруженности подвески. Уровень деформации в сочетании с ходом подвески определяет вероятность ее пробоя.

3) Отношение деформации шины к входному дорожному воздействию ($H_{(x-y)}$). Эта передаточная функция характеризует изменение вертикальной силы в пятне контакта, а следовательно, и стабильность сцепления шины с дорогой, иными словами — способность «держаться на дороге».

ИНВАРИАНТНЫЕ СВОЙСТВА ПОДВЕСКИ

Проведем анализ уравнений (1)–(3). Ключевое свойство уравнения (3) — это его независимость от характеристик компонентов подвески, не важно — активные они или пассивные. Из этого можно сделать ряд важных выводов [1]. Применим к уравнению (3) преобразование Лапласа и получим:

$$m_2 p^2 z + (m_1 p^2 + c_1) y = c_1 x \quad (4)$$

где: $p = j\omega$; $i = \sqrt{-1}$ — мнимая единица; ω — круговая частота.

Преобразуя уравнение (4), получим:

$$H_z = z/x = -(c_1/m_2\omega^2) - (m_1/m_2 - c_1/m_2\omega^2) y/x \quad (5)$$

Из уравнения (5) видно, что при

$$\omega = \sqrt{c_1/m_1} \quad H_z = -m_1/m_2 \quad (6)$$

Таким образом, при частоте $\omega = \sqrt{c_1/m_1}$, передача подвеской входного дорожного воздействия на поддресоренную массу не зависит от характеристик элементов подвески в принципе, даже если эти элементы активные. Единственный способ улучшить свойства подвески при этой частоте — это снизить соотношение неподдресоренной массы к поддресоренной.

Манипулируя уравнением (4) получим, что передаточная функция $H_{(y-z)}$, характеризующая уровень деформации упругого элемента, инвариантна к характеристикам подвески при частоте входного воздействия $\omega = \sqrt{c_1/(m_1 + m_2)}$.

Передаточная функция при этой частоте равна:

$$H_{(y-z)} = (m_1 + m_2)/m_2 \quad (7)$$

Передаточная функция по деформации шин $H_{(x-y)}$ не имеет частот, при которых она была бы инвариантна по отношению к характеристикам элементов подвески.

Рассмотрим подробнее передаточную функцию H_z .

Применяя к уравнениям (1) и (2) преобразование Лапласа и решая их совместно, получим:

$$H_{z/x} = (1 + (k/c_2)j\omega) / \{ [1 - (m_1/c_1 + m_2(c_1 + c_2)/c_1c_2)\omega^2 + (m_1m_2/c_1c_2)\omega^4] + j[1 - (m_1 + m_2)\omega^2/c_1] (k/c_2)\omega \} \quad (8)$$

Выполним численное решение уравнения (8) применительно к типичной рессорной передней подвеске многоцелевого автомобиля класса грузоподъемности 6 тонн со следующими исходными данными:

$$c_1 = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; c_2 = 4,5 \cdot 10^5 \text{ н/м}; m_1 = 1000 \text{ кг}; \\ m_2 = 4000 \text{ кг}; k = 20000 \text{ Нс/м}.$$

График передаточной функции H_z показан на рис. 2. Здесь же показана трансформация передаточной функции при изменении коэффициента демпфирования.

Из рис. 2 видно, что кроме частоты $\omega_4 = \sqrt{c_1/m_1} = 40$ рад/с, при которой передаточная функция $H_z = m_1/m_2 = 0,25$ и не зависит от характеристик элементов подвески, есть еще две частоты, где передаточная функция H_z не зависит от коэффициента демпфирования. Определим эти частоты и соответствующие им значения передаточной функции. Манипулируя уравнением (8) можно определить, что H_z не зависит от коэффициента демпфирования k , если выполняется равенство:

$$m_1\omega^4 - \omega^2((2c_2m_1)/m_2 + 2c_2 + c_1) + 2c_1c_2/m_2 = 0 \quad (9)$$

Решая уравнение (9), получим:

$$\omega_{2,5}^2 = c_2(m_1 + m_2)/m_1m_2 + c_1/2m_1 \pm \\ \pm \sqrt{(c_2(m_1 + m_2)/m_1m_2 + c_1/2m_1)^2 - 2(c_1c_2/m_1m_2)} \quad (10)$$

Подставляя уравнение (10) в уравнение (8), можно определить уравнение для определения точного значения H_z при частотах ω_2 и ω_5 , но оно получается еще более громоздким, чем уравнение (10). Найдем наглядное приближенное решение, дающее приемлемую для практических целей точность.

Для определения ω_2 пренебрежем в уравнении (9) членом $m_1\omega^4$, значимым только в области высоких частот. Тогда:

$$\omega_2 = \sqrt{2c_1c_2/(m_2(c_1 + c_2))} \quad (11)$$

Подставляя уравнение (11) в уравнение (8), получим:

$$H_{z(\omega_2)} = 1 + 2(c_2/c_1), \quad (12)$$

Из уравнений (11) и (12) видно, что в окрестности частоты ω_2 передаточная функция H_z определяется только соотношением жесткости упругого элемента подвески к жесткости шин.

Для определения ω_5 и $H_{z(\omega_5)}$ разделим правую и левую части уравнения (9) на m :

$$\omega^4 - \omega^2(2c_2/m_2 + c_1/m_1(1 + 2c_2/c_1)) + 2c_1c_2/m_1m_2 = 0 \quad (13)$$

Пренебрегая в уравнении (13) свободным членом $2c_1c_2/m_1m_2$ и принимая во внимание, что $c_1/m_1 \gg 2c_2/m_2$, получим:

$$\omega_5 = \sqrt{c_1/m_1(1 + 2c_2/c_1)} \quad (14)$$

Подставляя уравнение (14) в уравнение (8), получим:

$$H_{z(\omega_5)} = 1 / (1 + (1 + 2c_2/c_1) \cdot (m_2/m_1 - 1)) \quad (15)$$

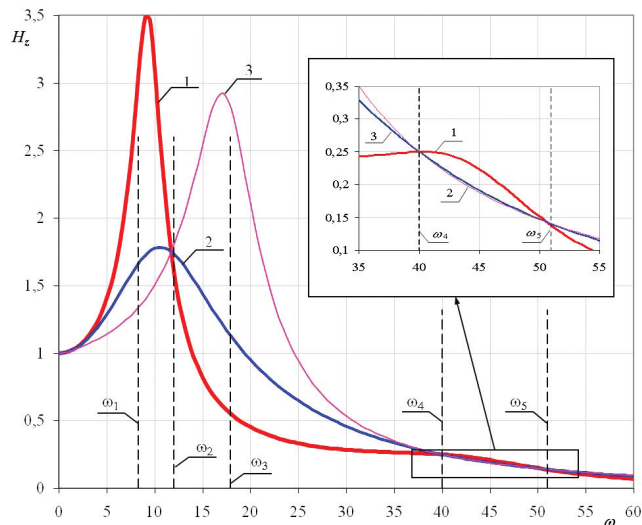


Рисунок 2. Передаточная функция H_z при различных значениях демпфирования в подвеске: 1) $k = 20\,000$ Нс/м; 2) $k = 60\,000$ Нс/м; 3) $k = 160\,000$ Нс/м

Из уравнений (14) и (15) видно, что в окрестности частоты ω_5 передаточная функция H_z определяется совокупностью параметров: соотношением жесткости упругого элемента подвески к жесткости шин и соотношением неподрессоренной массы к поддрессоренной.

Кроме упомянутых выше частот, на рис. 2 показаны еще две характерные частоты:

- собственная (резонансная) частота колебаний поддрессоренной массы:

$$\omega_1 = \sqrt{c_1 c_2 / (m_2 (c_1 + c_2))}; \quad (16)$$

- собственная (резонансная) частота колебаний поддрессоренной массы совместно с неподрессоренной:

$$\omega_3 = \sqrt{c_1 / (m_1 + m_2)}. \quad (17)$$

Этот вид резонанса проявляется на рессорных подвесках в моменты, когда сама подвеска заблокирована сухим межлистовым трением в рессоре, и деформируются только шины. В основном это происходит при движении без груза на дорогах с низкoамплитудным высокочастотным дорожным воздействием.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенный анализ позволил выделить ключевые параметры подвески, определяющие ее потенциальные свойства, как механической системы:

- 1) Отношение жесткости упругого элемента подвески к жесткости шин определяет предельно достижимые характеристики подвески в низкочастотной области.

Если говорить о пассивной подвеске, то пиковое значение передаточной функции H_z в области низких частот не может быть ниже, чем $H_z = 1 + 2(c_2/c_1)$. И чем больше отношение жесткости упругого элемента подвески к жесткости шин, тем сложнее обеспечить необходимый уровень демпфирования колебаний поддрессоренной массы в области низких частот, не ухудшая ее свойства в высокочастотной области.

В случае активной подвески соотношение жесткости упругого элемента подвески и шин также является значимым фактором. Чем это соотношение больше, тем больше будут энергетические затраты на предотвращение резонансной раскачки поддрессоренной массы, и тем труднее подобрать алгоритм управления активным элементом для достижения приемлемого компромисса между передаточными характеристиками в области низких и высоких частот.

Для транспортных средств, к которым предъявляются повышенные требования к подвижности на дорогах низших категорий и местности, где преобладает низкочастотное дорожное воздействие, этот параметр подвески может быть определяющим фактором.

- 2) Отношение неподрессоренной массы к поддрессоренной определяет свойства подвески в окрестности частоты ω_4 , при которой передаточная функция $|H_z| = m_1/m_2$ и не зависит ни от характеристик амортизатора, ни от характеристик упругого элемента подвески. Даже установка активных элементов в подвеску не в состоянии изменить передаточную функцию в окрестности этой частоты.

- 3) Совокупность параметров $(c_2/c_1$ и $m_1/m_2)$ определяет свойства подвески в окрестности частоты ω_5 . Чем больше эти соотношения, тем в большей степени дорожное воздействие передается на поддрессоренную массу вне зависимости от характеристик амортизатора.

Полученные параметры имеют понятный физический смысл и легко определяемы. Область их применения может быть достаточно широкой. Во-первых, в учебном процессе — для понимания физической сущности и основных закономерностей работы подвески. Во-вторых, при проектировании — для оценки потенциальных свойств подвески, как объекта регулирования, а также для сравнительной оценки подвесок различного конструктивного исполнения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. J.K. Hedric, T. Basten. Invariant properties of automotive suspensions. Proc. Inst. Mech. Engrs., 1990. том 204.