

# 汽车悬架系统阻尼半主动控制研究<sup>\*</sup>

韩 西 钟 厉

(重庆交通学院汽车工程系 400074)

## 摘 要

研究了汽车悬架系统阻尼半主动控制的算法,建立了悬架窜动( $q_1, q_2, q_3$ )、轮胎变形( $q_4, q_5, q_6, q_7$ )的整车模型,并将隔振效果与被动隔振作一对比。结果表明,开关式阻尼器降低了车身加速度的均方值,但增大了悬架窜动和轮胎变形的加速度均方值。

**关键词:** 悬架系统; 半主动控制

## 0 引 言

汽车悬架系统应满足几个相互矛盾的指标。除了支承汽车的重量之外,悬架系统不仅应隔离由地面不平度引起的车身振动,而且应在轮胎和地面间维持稳定的接触。这一目标可通过大量的约束来完成,其中,最重要的是对悬架系统振动空间的限制。高质量的悬架系统需要的悬挂力很小,以一定的刚度和阻尼支承车身,使轮胎紧贴路面轮廓,因此,必须对悬架的振动进行控制。目前,对悬架系统的振动控制一般有三种方法:主动,半主动和被动隔振。

一个简单的汽车悬架模型可提供车身和轮胎振动的信息,但不能充分预测汽车悬架系统中的振动耦合现象。在上述三种方法中,主动悬架的主要缺点是能耗高、成本高和可靠性低;而被动悬架则因结构简单而应用较广,但其隔振效果较差。1973 年, Crosby 和 Karnopp 首先提出半主动隔振阻尼器,从此,这种开并式阻尼器被许多人探讨。大量研究表明,典型的包含传感器和控制单元的半主动悬架系统能改变系统阻尼比或能耗比,同时具有低成本、低能耗及较好的可靠性。本文的研究揭示了开关式半主动隔振阻尼器在汽车行驶中的效率。文中采用的悬架系统模型包括车身和 4 个轮胎,并以随机和确定的路面轮廓进行模拟,由于开关式阻尼器具有一定的非线性,其频率响应不是直接获得的,而是由 FFT 变换进行重构,并加以 Hanning 窗。

## 1 悬架系统的动力学模型

研究采用以下动力学模型,它有 5 个部份: 1 个弹簧质量系统和 4 个轮轴装配系统(图

<sup>\*</sup> 本文收到日期: 1996-09-09 (1997-01-05 修回)。韩 西,男,1964 年生,讲师,博士生。

国家自然科学基金资助课题,批准号: 59572294。

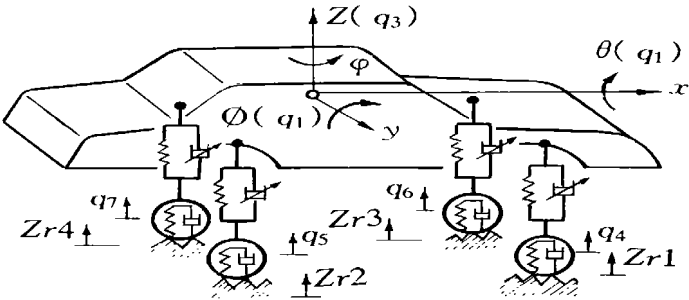


图 1 整车模型

1) 对半主动隔振系统, 使用电磁阀的可控阻尼器取代被动阻尼器, 假设汽车以某一恒定的速度运动, 考虑弹簧质量系统为 3 个自由度, 分别为车身左右摇晃 ( $q_1$ ), 前后颠簸 ( $q_2$ ) 及垂直跳动 ( $q_3$ ), 非弹簧质量系统有一个垂直自由度, 轮胎考虑为线性弹簧. 系统的运动为微小运动, 可以被看成为线性的, 则其运动微分方程为<sup>[1]</sup>

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=[B_1]\{u\}+[B_2]\{w\}$$

(1)

式中:  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$  ——  $7 \times 7$  阶质量、阻尼、刚度矩阵;  $\{u\}$  ——  $4 \times 1$  阶控制向量;  $\{w\}$  ——  $4 \times 1$  阶路面轮廓扰动激励向量;  $Z_{r2}$ ,  $Z_{r4}$  ——  $Z_{r1}$  和  $Z_{r3}$  的时间延迟函数.

对被动和主动悬架系统模型, 方程 (1) 是恒定的, 然而, 对半主动悬架系统, 阻尼矩阵  $[C]$  是  $\{x\}$  的非线性函数, 即  $[C] = [C(\dot{x})]$ ; 总体坐标为  $\{x\} = [q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7]^T$ ,  $q_1, q_2, q_3$  是车身左右摇晃, 前后颠簸和垂直跳动坐标,  $q_4, q_5, q_6, q_7$  为 4 个轮胎的垂直运动坐标. 被动系统使用的计算数据见表 1, 弹簧质量系统和轮胎的频率分别为 1.38, 0.91, 1.31, 6.46 和 8.7 Hz<sup>[2]</sup>.

表 1 被动系统模型计算参数

参 数	说 明	参 数	说 明
$C_1=348$	左前轮阻尼(被动), N s/m	$K_3=12480$	右前悬架刚度(被动), N/m
$C_2=782$	左后轮阻尼(被动), N s/m	$K_4=15730$	右后悬架刚度(被动), N/m
$C_3=348$	右前轮阻尼(被动), N s/m	$K_t=2.4 \times 10^5$	轮胎刚度, N/m
$C_4=782$	右后轮阻尼(被动), N s/m	$m_1=876$	弹簧质量, kg
$I_{11}=438$	车身左右摇晃转动惯量, kgm <sup>2</sup>	$m_2, m_4=153$	前轮质量, kg
$I_{12}=2337$	车身后颠簸转动惯量, kgm <sup>2</sup>	$m_3, m_5=85$	后轮质量, kg
$K_1=12480$	左前悬架刚度(被动), N/m	$t_f=1.52$	中心线距前轮距离, m
$K_2=15730$	左后悬架刚度(被动), N/m	$t_r=1.47$	中心线距后轮距离, m

2 半主动隔振的控制算法

半主动悬架系统有多种类型, 笔者采用开关式半主动隔振装置<sup>[3]</sup>, 各个阻尼比由车身相应角落的速度方向 (符号) 控制输出高或低水平, 当速度为正或零时, 阻尼比被设置为高 (“开” 状态), 否则为低 (“关” 状态), 即:

如  $\dot{y}_i \times (\dot{y}_i - \dot{q}_{(i+3)}) \geq 0$ , 则:  $C_i = C_{ih}$ , 否则:  $C_i = C_{il}$

(2)

式中,  $i=1, 2, 3, 4$ ,  $y_i$  是汽车悬架联接点的位移, 下标  $h$  和  $l$  代表最大和最小阻尼比

为评价开关式阻尼器在汽车行驶中的隔振效率，应用一个最大振幅为  $0.5\text{cm}$  的随机输入信号计算出车身加速度，悬架行程和轮胎变形。处于“开”状态下的几个高阻尼值被选择，它们分别为  $0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5$  和  $4.0$ ，是被动隔振状态下正常阻尼的数倍。低阻尼值很小但不能忽略，在目前的研究中，处于“关”状态下的低阻尼值被假设为一般被动状态下的  $5\%$ ，每个均方值均被规格化，主要是基于和一般标准被动状态下的均方值的联系和比较。

图 2 显示了规格化的车身左右摇晃的加速度图，图 3 和图 4 为悬架第 3 点和轮胎变形 ( $q_6$ ) 的加速度图。结果显示，开关式阻尼器降低了车身加速度均方值 (和被动悬架相比)，但加大了悬架及轮胎变形的加速度均方值。

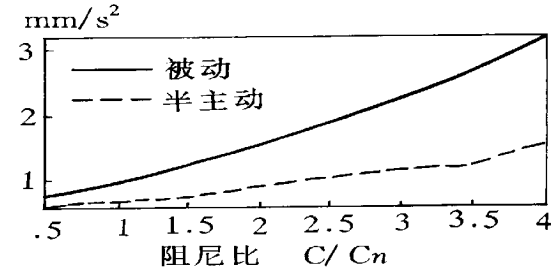


图 2 车身左右摇晃 ( $q_1$ ) 加速度均方值

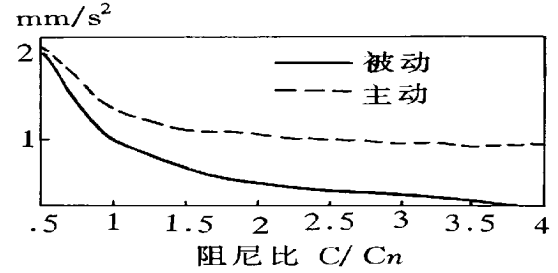


图 3 悬架第 3 点 ( $q_6$  处) 加速度均方值

### 3 效果对比

为了将半主动隔振效果和被动隔振效果作一对比，笔者采用图 5 的路面轮廓形状来模拟轮胎输入，它可激起车身的 3 种主要模态。利用 FFT 以时间历程重构频响函数 (图 6，图 7，图 8)。图中表明开关式阻尼器有降低轮胎振动模态对车身振动影响的作用。在低频和高频范围内，个别加速度峰值可能超过被动悬架系统，这可能导致不想要的振动而影响行驶的舒适性。

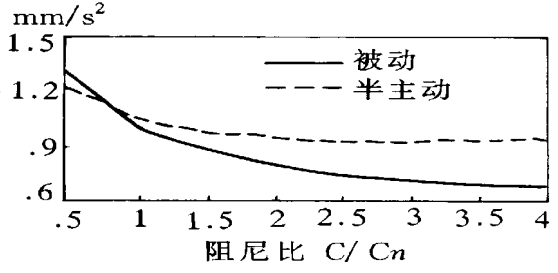


图 4 第 3 个轮胎变形 ( $q_6$ ) 加速度均方值

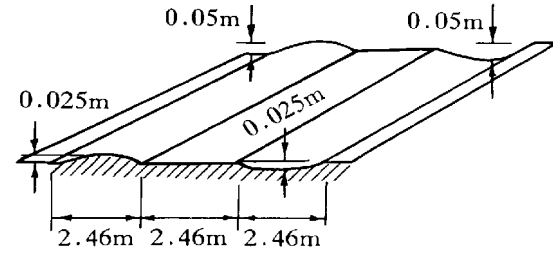


图 5 路面轮廓

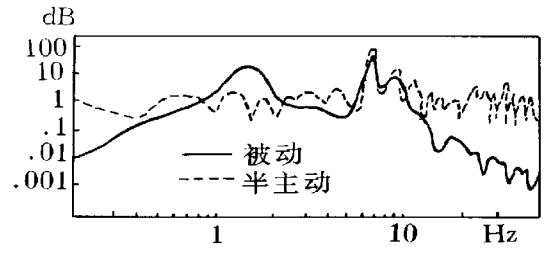
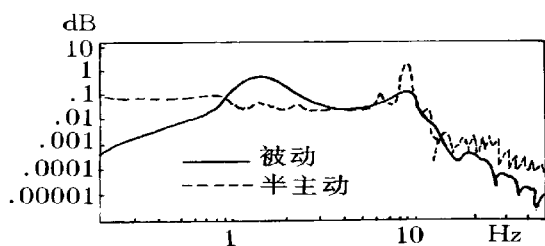
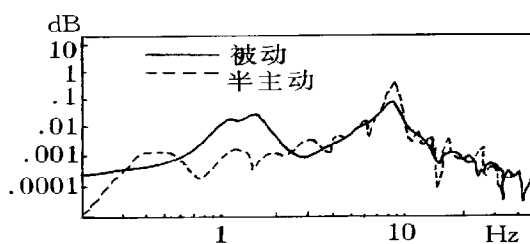


图 6 车身左右摇晃 FFT 频响函数

### 4 结 论

揭示了开关式阻尼器在半主动悬架系统中的隔振效果，建立了悬架窜动、轮胎变形的整车模型。结果表明，这种半主动悬架系统降低了车身振动加速度的均方值，但增大了悬架振

图 7 悬架第 4 点 ( $q_7$  处) FFT 频响函数图 8 第 2 个轮胎变形 ( $q_s$ ) FFT 频响函数

动和轮胎变形的加速度均方值, 增大“开”状态下的阻尼比有增大这些加速度均方值的趋向。总之, 开关式阻尼器降低了车身模态中的加速度振幅, 它有潜力降低轮胎模态振幅并在低频和低频范围内产生较大振幅。

### 参 考 文 献

- 1 Lieh, J. and Haque, I., Symbolic Closed Form Modeling and Linearization of Multibody Systems Subject to Control. ASME Journal of Mechanical Design, June, 1991
- 2 Shannan, J. E., and Vanderploeg, M. J., A Vehicle Handling Model with Active Suspensions Control. ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Vol. 111, 1989
- 3 Ahmadian, M., and Marjoram, R., H., On the Development of a Simulation Model for Tractor Semitrailer with Semiactive Suspension. Advanced Automotive Technology, ASME Winter Annual Meeting, DSC-Vol. 13, 1989

## Semiactive Control of Damp in Automobile Suspension System

Han Xi      Zhong Li

(Department of Automobile Engineering, Chongqing Jiaotong Institute 400074)

### Abstract

This paper studies on semiactive control algorithm in automobile suspension. A full car model with suspension travel and tire deflection is presented, and the result is compared with passive system. It is observed that the on/off dampers reduce mean square of car body acceleration but exaggerate mean square tire deflections and suspension travels.

**Key words:** suspension system; semiactive control