

# 基于磁流变阻尼器整车半主动悬架的开关控制\*

王昊 胡海岩

(南京航空航天大学振动工程研究所,南京 210016)

**摘要** 利用一般系统的第2类 Lagrange 方程建立了适合磁流变阻尼器半主动悬架的 Lagrange 方程,并在此基础上建立了侧倾、俯仰和垂直运动完全耦合的整车半主动悬架系统运动方程和状态方程.以某种磁流变阻尼器作为作动器,系统地研究了整车半主动悬架开关控制的策略.仿真结果表明:开关控制对整车悬架的簧载质量的垂直加速度和侧倾角加速度的控制效果不明显,特别是对俯仰角加速度反而有所恶化.但是,对悬架动挠度和轮胎动挠度,和非簧载质量的垂直加速度,簧载质量的侧倾加速度可以进行有效的控制,特别是对后悬架的控制效果尤其显著.

**关键词** 磁流变阻尼器,整车悬架,半主动控制,开关控制

## 引言

自从主动悬架和半主动悬架的概念提出以后,就逐渐成为相关领域的专家学者的研究重点<sup>[1,2]</sup>.目前,车辆工程领域主要是应用 1/4 悬架模型和 1/2 悬架模型,来研究车辆的主动悬架和半主动悬架.但是,对于整车悬架模型的研究却极少.这主要是由于整车悬架模型中,不可避免地要考虑车辆的侧倾运动,特别是要考虑侧倾和俯仰的耦合.所以整车悬架要比 1/4 悬架和 1/2 悬架复杂得多,而且研究难度也更大.再者,整车主动悬架和半主动悬架也是主动悬架和半主动悬架研究的最终目的.因此,整车悬架的主动控制和半主动控制问题在一段时间内仍是车辆研究的重点和难点之一.

近年来,随着控制理论和智能材料领域的发展,一些新型作动器在车辆的悬架系统上得到了应用.例如电流变液(ER Fluid)和磁流变液(MR Suspension)就是颇具发展潜力的智能材料.由这两种智能材料所研制的电流变阻尼器和磁流变阻尼器可以用作车辆半主动悬架的作动器.电流变液和磁流变液具有类似的特性,比如响应同样快速,电流变液和磁流变液在控制过程中的功耗相近.尽管电流变液在早期的发展中超过了磁流变液.但是,由于磁流变液在如下几个方面的优势,正在成为新的研究热点.1)磁流变液所要求的工作电压只有几十伏甚至几伏,而电流变液的工作电压高达几千伏;2)同等功耗下,磁流变液的屈服应力是电流变液的屈服应力的几十倍;3)磁流变液对杂质不敏感.这

使得磁流变液比电流变液具有更优异的性能,从而拥有更广阔的应用前景<sup>[5,6]</sup>.总的来说,磁流变液在土木工程领域的应用已经比较成熟,特别在国外.在车辆工程领域,目前,对于磁流变阻尼器,无论是理论研究还是工程应用都比较少.

而且,现有研究表明,基于磁流变阻尼器的车辆半主动悬架主要集中在 1/4 悬架方面.于是,把这种极负生命力的智能作动器应用到整车的半主动悬架上并考虑比较实用的控制算法,就成为研究整车半主动悬架首先要面对的问题.

开关控制算法就是在主动和半主动悬架中广泛使用的算法.但是到目前为止,这类算法没有被用到整车半主动悬架系统的控制系统中,它们对簧载质量的俯仰角角加速度和侧倾角加速度的影响如何?或者说,这些算法能否用于整车半主动悬架控制?这些问题还没有人进行研究.这也是本文主要进行的工作.

## 1 整车半主动悬架建模

### 1.1 整车半主动悬架模型

图1中: $M$ 为簧载质量, $Z_g$ 为簧载质量垂直位移, $\theta$ 为簧载质量的俯仰角, $\phi$ 为簧载质量的侧倾角. $m_1, m_2, m_3, m_4$ 为非簧载质量; $z_{us1}, z_{us2}, z_{us3}, z_{us4}$ 为非簧载质量垂直位移; $z_{s1}, z_{s2}, z_{s3}, z_{s4}$ 为单轮悬架的簧载质量垂直位移; $z_1, z_2, z_3, z_4$ 为车轮的路面激励; $k_{s1}, k_{s2}, k_{s3}, k_{s4}$ 为悬架弹簧刚度; $c_{s1}, c_{s2}, c_{s3}, c_{s4}$ 为悬架被动阻尼系数; $k_{t1}, k_{t2}, k_{t3}, k_{t4}$ 为车轮弹簧刚度; $F_{MR1}, F_{MR2}, F_{MR3}, F_{MR4}$ 为磁流变

2004-07-31 收到第1稿,2004-09-05 收到修改稿.

\* 国家自然科学基金重点项目资助(50135030)

阻尼器的输出的控制力。

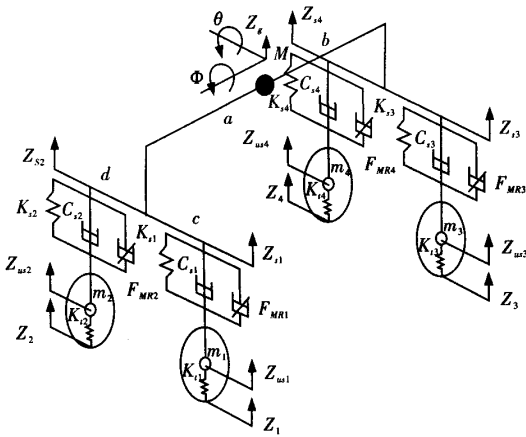


图1 整车半主动悬架模型

Fig.1 The semi-active suspension of the full-vehicle model

### 1.2 整车半主动悬架数学模型的推导

一般耗散系统的第2类 Lagrange 方程

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} - \frac{\partial T}{\partial q_s} = - \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_s} + Q_s \quad (s = 1, 2, \dots, n) \quad (1)$$

式中  $T$  为系统的动能,  $F$  为 Reyleigh 耗散函数,  $q_s$  为系统的广义坐标,  $n$  表示广义坐标的数目,  $s$  表示的是第  $s$  个广义坐标,  $Q_s$  为广义力。

由于车辆相互悬架系统是耗散系统,且广义力具有势能函数.因此可以推导得到适合于磁流变阻尼器整车半主动悬架的第2类 Lagrange 方程

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} = \frac{\partial T}{\partial q_s} - \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_s} - \frac{\partial V}{\partial q_s} + Q_s \quad (s = 1, 2, \dots, n) \quad (2)$$

式中  $V$  为被动阻尼器所具有的耗散能,  $Q_s$  为半主动阻尼力所产生的广义力。

整车模型系统中仅含有7个自由度,就是说系统广义坐标的独立变分的数目为7.选取  $Z_g, \theta, \phi, z_{us1}, z_{us2}, z_{us3}, z_{us4}$  作为广义坐标.假设在这7个方向都是小位移.则  $z_{s1}, z_{s2}, z_{s3}, z_{s4}$  就是多余坐标,它们与  $Z_g, \theta, \phi$  存在一定的约束关系。

### 1.3 磁流变阻尼器整车半主动悬架的运动方程

利用式(2)可以得到磁流变阻尼器整车半主动悬架的运动方程

$$M \ddot{z}_g = - \sum_{i=1}^4 c_{si} (\dot{z}_{si} - \dot{z}_{usi}) - \sum_{i=1}^4 k_{si} (z_{si} - z_{usi}) - \sum_{i=1}^4 F_{MRi}$$

$$\begin{aligned} J \ddot{\theta} &= ac_{s1} (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{us1}) + ac_{s2} (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{us2}) - bc_{s3} (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{us3}) - bc_{s4} (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{us4}) + \\ & ak_{s1} (z_{s1} - z_{us1}) + ak_{s2} (z_{s2} - z_{us2}) - \\ & bk_{s3} (z_{s3} - z_{us3}) - bk_{s4} (z_{s4} - z_{us4}) + \\ & aF_{MR1} + aF_{MR2} - bF_{MR3} - bF_{MR4}, \\ J \phi \ddot{\phi} &= -cc_{s1} (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{us1}) + dc_{s2} (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{us2}) - \\ & cc_{s3} (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{us3}) - dc_{s4} (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{us4}) - \\ & ck_{s1} (z_{s1} - z_{us1}) + dk_{s2} (z_{s2} - z_{us2}) - \\ & ck_{s3} (z_{s3} - z_{us3}) - dk_{s4} (z_{s4} - z_{us4}) + \\ & cF_{MR1} + dF_{MR2} - cF_{MR3} - dF_{MR4}, \\ m_1 \ddot{z}_{us1} &= c_{s1} (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{us1}) + k_{s1} (z_{s1} - z_{us1}) - \\ & k_{t1} (z_{us1} - z_1) + F_{MR1}, \\ m_2 \ddot{z}_{us2} &= c_{s2} (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{us2}) + k_{s2} (z_{s2} - z_{us2}) - \\ & k_{t2} (z_{us2} - z_2) + F_{MR2}, \\ m_3 \ddot{z}_{us3} &= c_{s3} (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{us3}) + k_{s3} (z_{s3} - z_{us3}) - \\ & k_{t3} (z_{us3} - z_3) + F_{MR3}, \\ m_4 \ddot{z}_{us4} &= c_{s4} (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{us4}) + k_{s4} (z_{s4} - z_{us4}) - \\ & k_{t4} (z_{us4} - z_4) + F_{MR4}. \end{aligned} \quad (3)$$

取如下状态变量

$$\begin{aligned} x_1 &= z_g, x_2 = \dot{z}_g, x_3 = \theta, \\ x_4 &= \dot{\theta}, x_5 = \phi, x_6 = \dot{\phi}, \\ x_7 &= z_{us1}, x_8 = \dot{z}_{us1}, x_9 = z_{us2}, \\ x_{10} &= \dot{z}_{us2}, x_{11} = z_{us3}, x_{12} = \dot{z}_{us3}, \\ x_{13} &= z_{us4}, x_{14} = \dot{z}_{us4} \end{aligned} \quad (4)$$

则系统状态方程和输出方程为

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Lw \\ y &= Cx = Du \end{aligned} \quad (5)$$

式中  $x_{14 \times 1} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}, x_{12}, x_{13}, x_{14}]$  为状态矢量,  $y = [z_{s1} - z_{us1}, z_{s2} - z_{us2}, z_{s3} - z_{us3}, z_{s4} - z_{us4}]^T$  为输出矢量,  $u_{4 \times 1} = [F_{MR1}, F_{MR2}, F_{MR3}, F_{MR4}]^T$  为控制输入矢量,  $w_{4 \times 1} = [z_1, z_2, z_3, z_4]^T$  为路面扰动输入矢量,  $A \in \mathfrak{R}^{14 \times 14}$  为系统矩阵,  $B \in \mathfrak{R}^{14 \times 4}$  为控制矩阵,  $C \in \mathfrak{R}^{14 \times 14}$  为输出矩阵,  $D \in \mathfrak{R}^{14 \times 4}$  为直接传递矩阵,  $L \in \mathfrak{R}^{14 \times 4}$  为路面扰动输入矩阵。

## 2 磁流变阻尼器模型

磁流变阻尼器的模型以美国 Lord 公司 RD-1005 型磁流变阻尼器为原型,其两端相对速度  $\dot{u}$  与输出力  $F$  间满足如下的非线性关系<sup>[9]</sup>

$$F = f_0 + \frac{c_b}{1 + 10.34 e^{-1.04 \dot{u}}} \dot{u} +$$

$$\frac{2}{\pi} \frac{f_y}{1 + e^{-1.1(V-2.3)}} \tan^{-1}(k(\dot{u} - \text{sgn}(\ddot{u}) \frac{c_w}{1 + 1.81e^{-0.2V}})) \quad (6)$$

式中  $f_0$  为阻尼器的偏置力,  $c_b$  为滞回曲线的斜率影响系数,  $f_y, k$  为最大阻尼力影响系数,  $c_w$  为滞回宽度的影响曲线。

### 3 控制算法

1974 年, Crosby 和 Karnop 提出的“天棚”(skyhook) 阻尼控制算法<sup>[3]</sup>。“天棚”阻尼力为  $F_d = -c_{sky}\dot{x}_s$ 。但是, 这种“天棚”阻尼仅是一种理论实现, 在实际车辆中是不可能实现的。因此在“天棚”阻尼的基础上提出了开关控制策略, 从而可以部分等效“天棚”阻尼。

1975 年 Margolis 在天棚阻尼控制的基础上提出了开关控制。其思想是: 与簧载质量呈正比的阻尼力  $F_d = -c_{sky}\dot{x}_s$ , 阻尼力与簧载质量和非簧载质量的相对速度  $\dot{x}_s - \dot{x}_{us}$  的乘积表示能量, 若能量为正, 即  $\dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \geq 0$  时, 则表示阻尼器从悬架系统吸收能量, 从而可以起到减振的效果; 反之若能量为负, 即  $\dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) < 0$ , 则表示阻尼器要向悬架系统提供能量, 这反而会系统的振动增加, 此时应使阻尼力为 0。故得到最早的开关控制算法 1

$$F_d = \begin{cases} c_{sky}\dot{x}_s & \dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \geq 0 \\ 0 & \dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) < 0 \end{cases} \quad (7)$$

在实际情况下, 阻尼力是不可能为零的, 并且阻尼力的大小应该界于最大值和最小值之间。于是得到下列的控制算法 2<sup>[10]</sup>

$$F_d = \begin{cases} F_{MAX} & F_d > F_{MAX} \& \dot{z}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) \geq 0 \\ -c_{sky}\dot{z}_s & F_{MN} < F_d < F_{MAX} \& \dot{z}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) \geq 0 \\ F_{MN} & \dot{z}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) < 0 \end{cases} \quad (8)$$

考虑到算法 1 在实际情况下阻尼力不可能与簧载质量的绝对速度成正比, 不能实现, 阻尼器的力应和簧载质量和非簧载质量的相对速度成正比。于是得到下列控制算法 3: Krasnicki

$$F_d = \begin{cases} c(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) & \dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \geq 0 \\ 0 & \dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) < 0 \end{cases} \quad (9)$$

以上的 3 种算法都是根据簧载质量速度与簧载质量和非簧载质量的相对速度的乘积来决定的控制律。针对算法 3 的不足, Rakheja 曾经提出一种

改进的开关控制算法。根据簧载质量和非簧载质量的相对速度和相对位移的开关控制律, 即算法 4

$$F_d = \begin{cases} c_{on}(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) & (x_s - x_{us})(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \leq 0 \\ c_{off}(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) & (x_s - x_{us})(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) > 0 \end{cases} \quad (10)$$

但是, 算法 4 需要磁流变阻尼器在“开”, “关”状态下的等效阻尼系数, 由于磁流变阻尼器的非线性, 也比较困难。因此, 笔者对此稍做修改, 即为

$$F_d = \begin{cases} F_{d-on} & (x_s - x_{us})(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \leq 0 \\ F_{d-off} & (x_s - x_{us})(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) > 0 \end{cases} \quad (11)$$

这些开关控制算法, 在 1/4 悬架的研究中经常使用。特别是算法 1、2 的应用非常广。过去, 它们往往仅被用于控制 1/4 悬架的簧载质量的垂直加速度。

## 4 仿真结果和分析

### 4.1 仿真条件

路面输入采用正弦激励, 其激励频率为 1.8 Hz, 幅值为 0.012 m。假设汽车的行驶速度为 30 m/s, 并且假设前后轮行驶过的是轮迹是相同的, 只是存在时间上的滞后<sup>[7,8]</sup>。同时, 为了研究开关控制策略对侧倾的控制效果, 左右轮迹是不同的。选择某车型参数进行仿真研究<sup>[4]</sup>。

磁流变阻尼器的非线性模型参数为  $f_0 = 20$ ,  $c_b = 1, f_y = 300, k = 1, c_w = 40$ 。

### 4.2 结果分析

#### 4.2.1 簧载质量垂直加速度

四种控制算法的控制效果不太明显, 但是也没有使得簧载质量垂直加速度出现显著恶化。其中算法 2 的控制效果最差, 算法 1、算法 3 和算法 4 的控制效果略好一点, 且结果相差不大, 图 2 给出了算法 4 的控制效果。

#### 4.2.2 簧载质量的俯仰角加速度

四种控制算法的对簧载质量的俯仰角加速度都没有控制效果。并且控制前后, 俯仰角加速度有所恶化。只是算法 3、4 稍好一些, 算法 1、2 稍差一些。图 3 给出算法 4 的控制结果。

#### 4.2.3 簧载质量的侧倾角加速度

四种控制算法对簧载质量的侧倾角加速度, 有不同程度的控制效果。总的来说, 控制前后的侧倾角加速度变化不大。算法 2 和算法 4 的控制效果较

好,但是算法1和算法3的控制效果较差.图4给出了算法4的控制结果.

#### 4.2.4 悬架动挠度

对前悬架动挠度,算法3的控制效果最差.算法4的控制效果最好.算法1,2控制效果介于中间.图5给出算法4的控制结果.

而对后悬架动挠度,四种算法均有比较显著的控制效果,且效果相差不大.图6给出了算法4的控制结果.

#### 4.2.5 轮胎动挠度

对前轮,算法3的控制效果最差.算法2的控制效果最佳.算法1,4的控制效果介于算法2和算法3的控制效果之间.图7给出了算法3和算法2的控制结果.对后轮的轮胎动挠度,四种算法的都可以降低轮胎动挠度,图8仅给出了控制效果最好的算法4的控制结果.

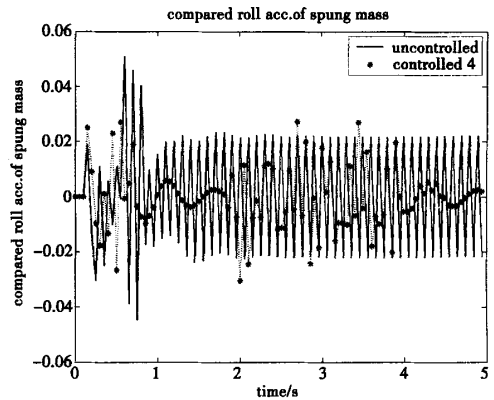


图4 簧载质量侧倾角加速度  
Fig.4 The roll angular acceleration of the sprung mass

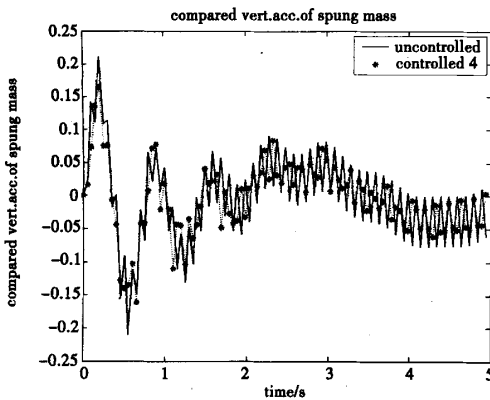


图2 簧载质量垂直加速度  
Fig.2 The vertical acceleration of the sprung mass

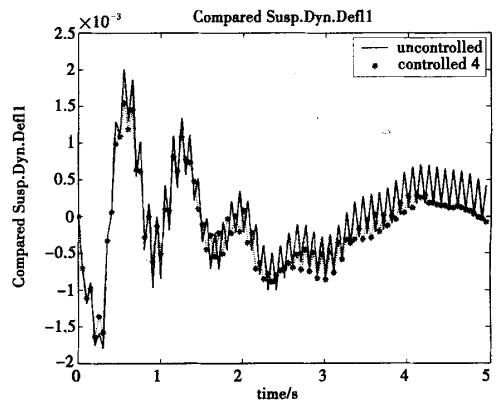


图5 前悬架动挠度控制  
Fig.5 The dynamic deflection of the front suspension

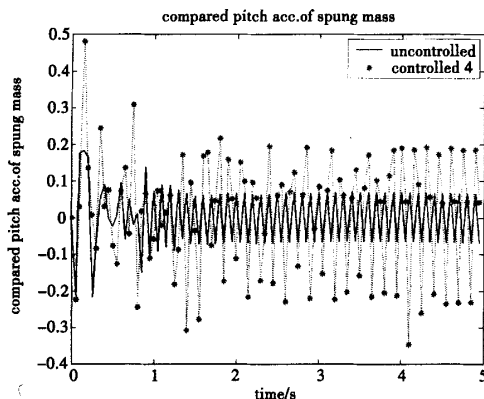


图3 簧载质量俯仰角加速度  
Fig.3 The pitch angular acceleration of the sprung mass

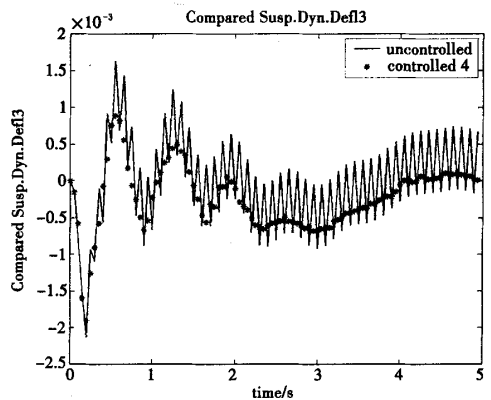


图6 后悬架动挠度  
Fig.6 The dynamic deflection of the rear suspension

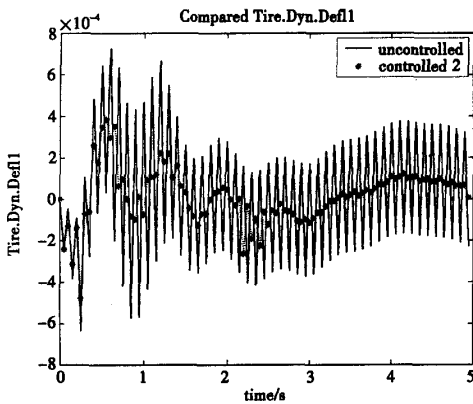
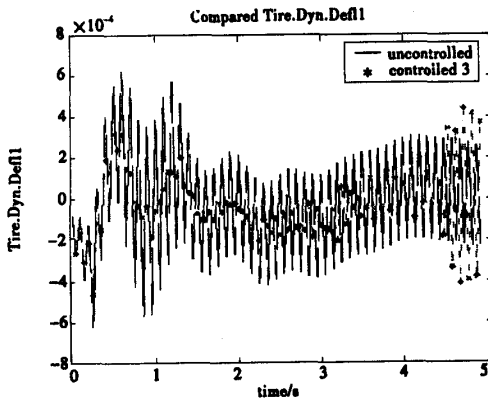


图7 前轮动挠度

Fig. 7 The dynamic deflection of the front wheel

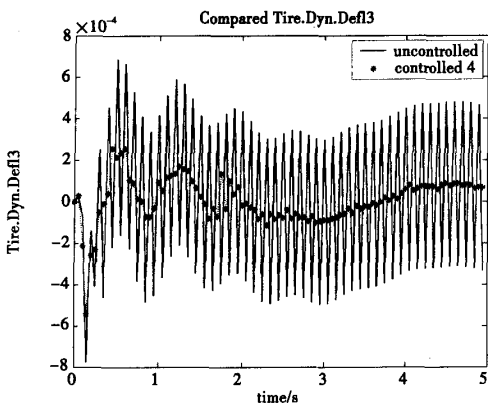


图8 后轮动挠度控制结果比较

Fig. 8 The dynamic deflection of the rear wheel

总的来说,对悬架的簧载质量的各参数即垂直加速度、俯仰角加速度和侧倾角加速度,用四种开关控制算法都不能得到很好的控制.特别是俯仰角

加速度在控制后还会有所恶化.

算法2和算法4的控制效果最好.可以在不使簧载质量的垂直加速度和侧倾角加速度变化很大的情况下,有效地控制悬架动挠度和轮胎动挠度,以及非簧载质量的垂直加速度.相比之下,算法4可以直接在实际情况下使用.但是算法2在设计时要用到磁流变阻尼器的理论最大值和最小值.因此应用起来不是很方便.算法1、3也有略有控制效果,若所选择的磁流变阻尼器参数好的话,它们的控制效果应该还会有所改进.

对于开关控制的这种优缺点在1/4悬架控制的研究中是没有遇到的.作为设想,笔者以为:为了对簧载质量的垂直加速度和俯仰角加速度和侧倾角加速度进一步控制,应该设计新的控制器专门对此三者进行控制.

因此,寻求可以对簧载质量的垂直加速度、俯仰角加速度和侧倾角加速度进行控制的算法将是今后要进行的工作.

### 5 结论

1) 开关控制可以有效地控制整车悬架动挠度和轮胎动挠度,和非簧载质量的垂直加速度,后悬架的控制效果更好.

2) 开关控制算法也有显著不足,即对簧载质量的垂直加速度、俯仰角加速度和侧倾角加速度这些更加重要的指标的控制不明显.并指出算法4可以直接用于整车半主动悬架的控制中.

### 参 考 文 献

- 1 Williams RA. Automotive active suspensions Part 1: basic principles. *ASME Proc Instn Engrs*, 1997, 211 (Part D): 415~426
- 2 Williams RA. Automotive active suspensions Part 2: practical considerations. *ASME Proc Instn Engrs*, 1997, 211 (Part D):427~444
- 3 Hrovat D. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. *Automatica*, 33(10): 1781~1817
- 4 Ikenaga S, Lewis FL, Campos J, Davis L. Active suspension control of ground vehicle based on a full-vehicle model. *Proceedings of the American Control Conference Chicago, Illinois June, 2000*:4019~4024
- 5 Spencer BF, Dyke SJ, Sain MK, et al. Phenomenological model of a magnetorheological damper. *Journal of Engineering Mechanics ASME*, 1997, 123(3):230~238

- 6 Jolly MR, Vender JW, Carlson JD. Properties and application of commercial Magnetorheological fluids. SPIE 5th Annual Int. Symposium on Smart Structures and Materials, San Diego, CA March 15, 1998
- 7 [德]M. 米奇克著, 陈荫三译. 汽车动力学 B 卷(第二版). 北京: 人民交通出版社, 1994 ([Germany] M. Mitschke, Translated by Chen Yinsan. Vehicle Dynamics Vol. B (2nd Edition)). Beijing: People's Transportation Press, 1994(in Chinese))
- 8 余志生主编. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 2001 (Yu Zhisheng. The Theory of Automobile. Beijing: Mechanical Industry Press, 2001(in Chinese))
- 9 翁建生. 基于磁流变阻尼器的车辆悬架系统半自动控制. [博士学位论文]. 南京: 南京航空航天大学, 2001 (Weng Jiansheng. The semi-active control of vehicle suspension systems based on MR damper. [Ph. D. Thesis]. NUAA, 2001(in Chinese))

## THE ON-OFF CONTROL OF A SEMI-ACTIVE SUSPENSION OF THE FULL-VEHICLE MODEL BASED ON MR DAMPERS

Wang Hao Hu haiyan

(Institute of Vibration Engineering Research, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract** According to the second type of the Lagrange equation, a special Lagrange equation for the semi-active suspension of the full-vehicle model was established. Then its motion equation and its state space form for the system were derived, which considered the comprehensive coupling of the vertical motion, the pitch motion and the roll motion of the sprung mass. The semi-active suspension of the full-vehicle model was controlled with some on-off control laws, using four MR dampers as actuators for the system. The simulation results demonstrated that the on-off control was just of little use for the control of the vertical acceleration and the roll angular acceleration of sprung mass, and that the pitch angular acceleration was even deteriorated. However, it can effectively control the dynamic deflection of the suspension, the dynamic deflection of the tire and the vertical acceleration of unsprung mass. Furthermore, the rear suspension was much better controlled than the front one.

**Key words** MR damper, the suspension of full-vehicle, semi-active control, on-off control