

# 电动静液压主动悬架自适应 Smith 反馈时滞控制\*

寇发荣, 张海亮, 许家楠, 田海波, 彭先龙

(西安科技大学机械工程学院 西安, 710054)

**摘要** 为了提高电动静液压(electro hydrostatic actuator,简称EHA)主动悬架在时变时滞下的减振效果,提出了一种自适应 Smith 反馈时滞控制策略。首先,建立了含时滞的 EHA 主动悬架模型,根据时滞微分方程理论得到可控阻尼与临界时滞的关系,分析了临界时滞下时滞对悬架系统动态特性的影响;其次,以遗传算法优化得到的最优时滞反馈系数及时滞量为补偿参考,采用自适应 Smith 反馈时滞控制对时滞主动力进行补偿;最后,仿真分析了自适应 Smith 反馈时滞控制策略下悬架的动态特性,开展了 EHA 主动悬架时滞控制台架试验。结果表明:自适应 Smith 反馈时滞控制下的悬架动态特性得到改善,有效降低了时滞对 EHA 主动悬架的影响。

**关键词** 电动静液压作动器;主动悬架;稳定性分析;自适应;时滞控制  
**中图分类号** U463.3

## 引言

主动悬架具有良好的减振性能,符合当今人们对汽车舒适性、安全性的要求,所以近些年主动悬架成为汽车悬架研究的重点课题<sup>[1-5]</sup>。EHA 作动器具有功率密度大、调节范围广的优点,在主动悬架控制领域已有很多研究。

EHA 作动器工作时,由于传感器信号的测量传输、控制器控制策略的处理运算以及液压部件产生主动力都存在时滞,故会影响悬架动态特性。文献[6]研究了时滞与半主动悬架动态稳定特性的关系,提出了悬架系统临界时滞求解的数值计算方法。文献[7]计算了 EHA 悬架系统的临界时滞,分析了时滞对 EHA 悬架性能的影响。文献[8]提出了一种改进型 Smith 预估补偿器,结合模糊控制实现 EHA 悬架的时滞补偿。目前,关于悬架时滞的研究主要集中在设计时滞补偿控制方案,以减小其对悬架动态性能的影响<sup>[9-10]</sup>。但在实际系统中,一定量小时滞不但不会引起悬架系统失稳,还可以改善悬架动态性能,因此可采用时滞反馈控制提高汽车悬架系统的减振性能。

首先,笔者从 EHA 悬架时滞特性出发,分析临界时滞下时滞对悬架系统动态特性的影响;其次,根据遗传算法优化得到 EHA 悬架系统最优时滞反馈系数及时滞量,以此为最优时滞反馈模型,设计自适应 Smith 反馈时滞控制策略;最后,进行仿真分析并开展台架试验,验证该控制策略的可行性。

## 1 含时滞 EHA 主动悬架动力学模型

### 1.1 EHA 主动悬架结构与原理

EHA 主动悬架主要由 EHA 作动器与弹性元件构成,其结构原理如图 1 所示,其中 EHA 作动器由电机、控制器、液压部件等组成。车辆在路面行驶时,受到路面激励使车桥振动,振动通过作动器与弹性元件传递给车身,引起车身振动。传感器检测到来自车桥与车身的位移和加速度信号,将信号传递到控制器中。控制器控制电机的转向和转速,并通过联轴器传递到液压部件,调节液压缸产生的可控阻尼力大小,实现主动控制,衰减车身振动<sup>[11]</sup>。

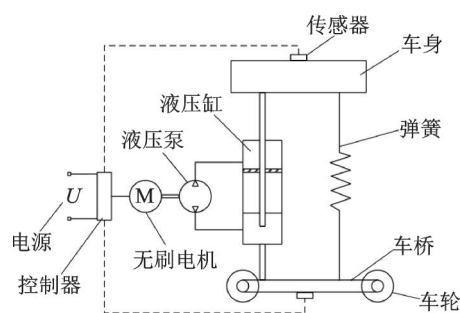


图 1 EHA 主动悬架结构原理

Fig.1 Structure and principle of EHA active suspension

### 1.2 含时滞的 EHA 主动悬架力学模型

建立 1/4 车辆二自由度主动悬架动力学模型,如图 2 所示。

\* 国家自然科学基金资助项目(51775426);陕西省重点研发计划资助项目(2020GY-128);西安市碑林区应用技术研发类资助项目(GX1928)

收稿日期:2020-07-15;修回日期:2020-09-21

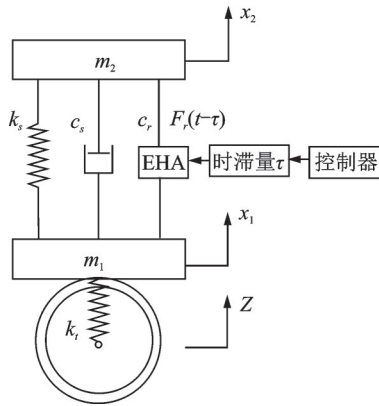


图 2 1/4 车辆二自由度主动悬架模型

Fig.2 1/4 vehicle 2-DOF active suspension model

根据牛顿运动定理得到含时滞 EHA 车辆主动悬架二自由度动力学方程为

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2(t) + k_2[x_2(t) - x_1(t)] + c_2[\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] - F_r(t - \tau) = 0 \\ m_1 \ddot{x}_1(t) - k_2[x_2(t) - x_1(t)] - c_2[\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] + k_1[x_1(t) - z(t)] - F_r(t - \tau) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中:  $m_1$  为非簧载质量;  $m_2$  为簧载质量;  $k_1$  为轮胎刚度;  $k_2$  为悬架弹簧刚度;  $x_1$  为非簧载质量位移;  $x_2$  为簧载质量位移;  $z$  为路面激励;  $c_s$  为基值阻尼;  $\tau$  为延时环节时滞量;  $F_r(t - \tau)$  为存在时滞量为  $\tau$  的延时环节下

$$\begin{cases} m_1 m_2 \omega^4 + k_1 k_2 - (m_1 k_2 + m_2 k_1 + m_2 k_2) \omega^2 = 0 \\ [k_1 + 5k_2 - (m_1 + m_2) \omega^2][c_s + c_r(\cos \omega t - \sin \omega t)] \omega = 0 \end{cases} \quad (4)$$

求解式(4)得到 EHA 主动悬架系统的临界时滞计算公式为

$$\tau = \frac{\arcsin(\sqrt{2} c_s / 2c_r) + \pi / 4}{\omega} \quad (5)$$

将表 1 的 EHA 悬架主要参数代入式(5), 得到不同基值阻尼下可控阻尼  $c_r$  与临界时滞  $\tau$  的关系, 如图 3 所示。

表 1 EHA 悬架主要参数

Tab.1 Main parameters of EHA suspension

参数	数值
非簧载质量/kg	250
簧载质量/kg	40
轮胎刚度/(N·m <sup>-1</sup> )	117 000
悬架弹簧刚度/(N·m <sup>-1</sup> )	13 000
基值阻尼/(N·m <sup>-1</sup> )	1 000

由图 3 可知, 基值阻尼一定, 可控阻尼大于零时, 临界时滞随可控阻尼的正向增大而减小; 当正向可控阻尼趋于无穷大时, 临界时滞趋于某一较小值; 当正向可控阻尼足够小时, 系统进入某一确定时滞

EHA 作动器在  $t$  时刻主动控制时产生的可控阻尼力。

## 2 EHA 主动悬架临界时滞下稳定性分析

### 2.1 EHA 主动悬架临界时滞

悬架系统的临界时滞是系统由渐进稳定状态转变为不稳定状态的临界点, 系统时滞超过临界时滞则会导致系统失稳。根据时滞微分方程理论, 悬架系统的微分方程解的形式为

$$x_i(t) = X_i e^{\lambda t} \quad (2)$$

其中:  $X_i$  为  $x_i$  经过拉氏变换的变量,  $i = 1, 2$ ;  $\lambda$  为特征值。

将式(2)代入式(1), 根据微分方程解的存在条件得到非零特征方程为

$$\begin{vmatrix} m_1 \lambda^2 + c_r \lambda e^{-\lambda \tau} + c_s \lambda + k_1 + k_2 & -c_s \lambda - c_r \lambda e^{-\lambda \tau} - k_2 \\ -c_r \lambda e^{-\lambda \tau} - c_s \lambda - k_2 & m_1 \lambda^2 + c_s \lambda + c_r \lambda e^{-\lambda \tau} + k_1 \end{vmatrix} = 0 \quad (3)$$

其中:  $c_r$  为作动器可控阻尼。

由 Lyapunov 稳定性判据可知, 时滞系统临界失稳的条件是特征方程(3)仅有纯虚根  $\lambda = i\omega$ , 即系统失稳后将进行以固有频率  $\omega$  为基频的自激振动<sup>[12]</sup>。将  $\lambda = i\omega$  代入式(3), 利用欧拉公式分离实部与虚部, 可得特征方程(3)仅有纯虚根的存在条件为

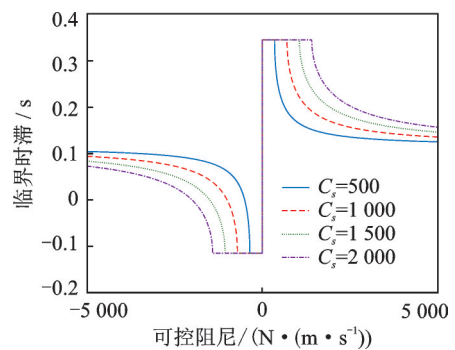


图 3 可控阻尼与临界时滞的关系

Fig.3 Relationship between controllable damping and critical delay

稳定状态。基值阻尼一定, 可控阻尼小于零时, 临界时滞随可控阻尼的负向增大而减小; 当负向可控阻尼趋于无穷小时, 临界时滞趋于某一较大值; 当负向可控阻尼足够大时, 系统进入某一确定时滞稳定状态。且同基值阻尼下, 正向可控阻尼的临界时滞量总大于负向可控阻尼的临界时滞量。

当悬架系统时滞为小时滞时,系统并不会发生失稳,且临界时滞随着可控阻尼的变化而变化,即主动控制过程中时滞具有时变特性。

## 2.2 临界时滞下稳定性分析

为分析临界时滞下小时滞对EHA主动悬架动态特性的影响,在Matlab/Simulink环境中建立仿真模型。

仿真分析比较在无时滞理想控制( $\tau=0$ )、小时滞( $\tau=0.1$ )及临界时滞( $\tau=0.35$ )这3种情况下悬架的动态特性,分别得到3种情况下悬架系统簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷与时滞的关系,如图4~6所示。计算每种情况下EHA主动悬架簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷的均方根值(root mean square,简称RMS),结果如表2所示。

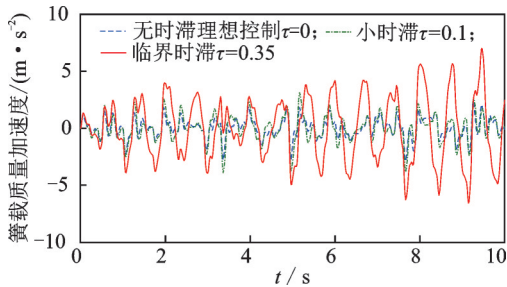


图4 簧载质量加速度与时滞关系

Fig.4 Relationship between acceleration of sprung mass and time delay

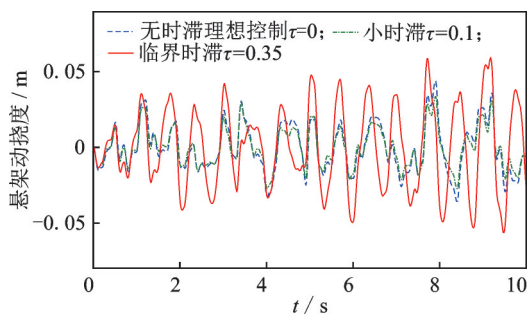


图5 悬架动挠度与时滞的关系

Fig.5 Relationship between suspension dynamic deflection and time delay

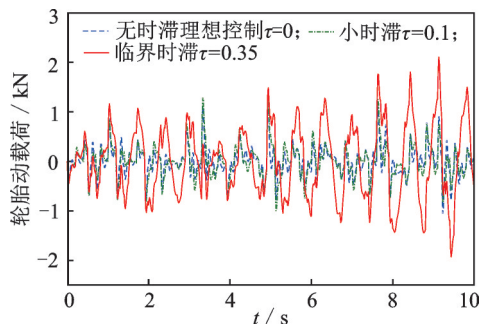


图6 轮胎动载荷与时滞的关系

Fig.6 Relationship between tire dynamic load and time delay

表2 不同时滞下悬架动态性能均方根值

Tab.2 RMS of dynamic performance of suspension with different delays

性能指标	簧载质量 加速度/( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	悬架动 挠度/m	轮胎动 载荷/N
无时滞 $\tau=0$	0.835 1	0.015 8	325.019
小时滞 $\tau=0.1$	1.126 9	0.012 9	293.494
临界时滞 $\tau=0.35$	2.715 7	0.026 8	710.789

分析图4~6及表2可知,当延迟环节时滞量 $\tau$ 大于等于临界时滞时,时滞量 $\tau$ 的递增总会恶化簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷,从而恶化悬架动态性能;但当延迟环节时滞量 $\tau$ 处于小时滞情况下时,时滞量 $\tau$ 的递增虽然仍会恶化簧载质量加速度,但会适当衰减悬架动挠度、轮胎动载荷,一定程度改善悬架动态性能。

因此,可将时滞量 $\tau$ 限定在小于临界时滞的一定范围小时滞下,达到提升悬架动态性能的目的。

## 3 EHA主动悬架自适应Smith反馈时滞控制

### 3.1 时滞反馈控制

由临界时滞下稳定性分析可知,小时滞情况下,时滞量 $\tau$ 会一定程度改善悬架动态性能,所以可采用时滞反馈控制,将客观因素时滞转化为主动控制变量来提高汽车悬架系统的减振性能。

时滞反馈控制是将时滞作为设计参数并利用其进行控制反馈,通过调整时滞反馈系数 $g$ 和时滞量 $\tau$ 的大小,减小系统的振动,以取得良好的系统性能和控制效果。采用时滞反馈控制后,系统的运动方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1(t) - k_s [x_2(t) - x_1(t)] - c_s [\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] + \\ k_t [x_1(t) - z(t)] - g c_r (t - \tau) [\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2(t) + k_s [x_2(t) - x_1(t)] + c_s [\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] - \\ g c_r (t - \tau) [\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] = 0 \end{cases} \quad (6)$$

将式(6)无量纲化,得到无量纲方程组(7)为

$$\begin{cases} x_1'' + \alpha c (x_1' - x_2') + \alpha \beta c (x_1' - z') + \alpha (x_1 - x_2) + \\ \alpha \gamma (x_1 - z) - \alpha g_k x_1 (t^* - \tau^*) = 0 \\ x_2'' + c (x_2' - x_1') + (x_2 - x_1) + g_k x_1 (t^* - \tau^*) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

其中:  $\alpha = \frac{m_2}{m_1}$ ;  $\beta = \frac{c_r}{c_s}$ ;  $\gamma = \frac{k_t}{k_s}$ ;  $c = \frac{c_s}{\sqrt{k_s m_2}}$ ;  $g_k = \frac{g}{k_s}$ ;

$$t^* = \sqrt{\frac{k_s}{m_2}} t; \tau^* = \sqrt{\frac{k_s}{m_2}} \tau; x'_1 = \frac{dx_1}{dt^*}; x'_2 = \frac{dx_2}{dt^*}.$$

将式(7)进行傅里叶变换为

$$\begin{cases} A_{11}X_1(\omega) + A_{12}X_2(\omega) = 0 \\ A_{21}X_1(\omega) + A_{22}X_2(\omega) = (j\alpha\beta\omega + \alpha\gamma)Z(\omega) \end{cases} \quad (8)$$

其中:  $A_{11} = -\omega^2 + 1 + j\omega$ ;  $A_{12} = -1 - j\omega + g_k e^{-j\tau\omega}$ ;  $A_{22} = -\omega^2 + \alpha(1 + \gamma) + j(1 + \beta)\alpha\omega - \alpha g_k e^{-j\tau\omega}$ ;  $A_{21} = -\alpha - j\alpha\omega$ .

EHA 主动悬架系统时滞反馈控制的目标是使汽车获得较高的平顺性和操纵稳定性,即要尽可能地减小簧载质量加速度。故选取减振效果最优的时滞反馈系数  $g$  和时滞量  $\tau$ ,将簧载质量加速度对路面输入的幅频特性作为目标函数  $J(g, \tau)$ ,即

$$\min J = \min |H_{\dot{x}_1 - \dot{z}}(\omega)| = \min \omega \left| \frac{X_1(\omega)}{Z(\omega)} \right| \quad (9)$$

时滞反馈系数  $g$  的约束条件为不大于被动刚度的两倍,时滞量  $\tau$  约束条件为小于临界时滞量,即

$$\text{s.t.} \begin{cases} -2k_s \leq g \leq 2k_s \\ 0 \leq \tau \leq 0.35 \end{cases} \quad (10)$$

用遗传算法优化对目标函数进行优化分析,得到最优控制参数  $g = 293, \tau = 0.14$ 。

### 3.2 自适应 Smith 时变时滞补偿

传统的 Smith 补偿控制策略是给系统的控制回路并联一个反馈环节(预估补偿器),将延迟时滞量  $\tau$  提前送入控制器,从而抵消系统受时滞的影响。但其只适用于定时滞系统的补偿控制,对于 EHA 主动悬架系统,在悬架实际工作中由于作动器会根据复杂路况实时调节可控阻尼,导致系统的时滞具有时变特性,所以传统 Smith 补偿控制无法适用于 EHA 主动悬架系统。

自适应 Smith 时变时滞补偿控制系统如图 7 所示。其中:  $R(s)$  为控制器参考输入;  $Y(s)$  为系统输出;  $G_c(s)$  为悬架控制器模型;  $G_m(s)$  为理想的补偿模型;  $G_p(s)e^{-s\tau}$  为实际有时滞的系统模型。在自适应 Smith 时变时滞补偿控制中,用乘法器代替了传统 Smith 补偿控制中的补偿环节,补偿模型  $G_m(s)$  经过乘法器输出,与实际模型  $Y'_m(s)$  输出  $Y(s)$  作差得到  $e(s)$ ,经过积分器后再接入乘法器,形成针对时变时滞补偿的自适应 Smith 补偿控制器。

由图 7 分析可得下列各式

$$e(s) = Y(s) - Y'_m(s) \quad (11)$$

$$Y'_m(s) = \frac{e(s)Y_m(s)}{s} \quad (12)$$

$$Y_p(s) = e(s) + Y_m(s) \quad (13)$$

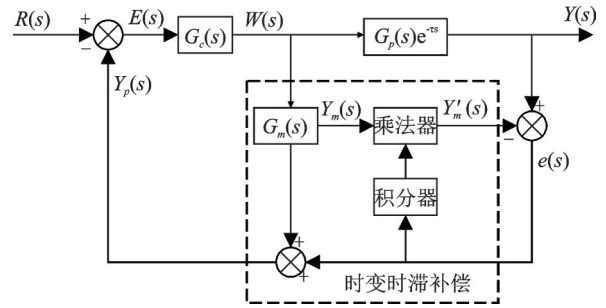


图 7 自适应 Smith 补偿控制系统

Fig.7 Adaptive Smith compensation control system

由式(11)和(12)得

$$e(s) = \frac{Y(s)}{1 + \frac{Y_m(s)}{s}} \quad (14)$$

故当  $s \rightarrow 0$  时,  $e(s) = 0$ , 得到理想补偿模型的等效传递函数

$$G_m(s) = \frac{Y_m(s)}{W(s)} \approx \frac{Y_p(s)}{W(s)} = G_c(s) \quad (15)$$

由式(15)可知,当时变时滞引起实际模型  $G_p(s)$  输出发生变化,从而造成与对象模型  $G_m(s)$  输出不相等时,系统能自适应地调节对象模型  $G_m(s)$  的输出,使两者输出之差快速逼近零,消除时变时滞造成的控制信号偏差。

### 3.3 自适应 Smith 反馈时滞控制器

自适应 Smith 时滞反馈控制原理如图 8 所示。路面输入激励传递到 1/4 车辆悬架模型,一方面通过外环控制器计算出悬架系统需要的理想主动力  $F_r$ ,由于时变时滞的存在导致实际输出的主动力为含时滞主动力;另一方面以最优时滞反馈模型为补偿参考,通过自适应 Smith 补偿控制器实时估算悬架不同工作状态下需要的补偿量  $\Delta F$ ,估算出的主动力补偿量  $\Delta F$  对含时滞主动力  $F'_r$  进行求和补偿得到补偿后的控制力  $F''_r$ 。  $F''_r$  通过 EHA 作动器的力模型,根据控制信号的调节输出经过补偿的主动力。

在 EHA 主动悬架自适应 Smith 时滞反馈控制

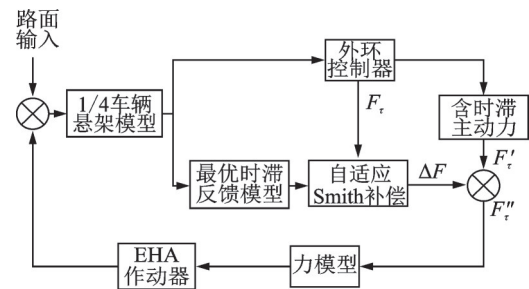


图 8 自适应 Smith 反馈时滞控制原理

Fig.8 The principle of adaptive Smith feedback time-delay control

器中,外环控制算法为悬架控制系统的核心,起到计算悬架系统所需理想主动力的作用,是提高悬架动态性能的基础。但由于作动器时变时滞的存在,实际输出的力为经时滞影响后的含时滞主动力,就会降低主动悬架的控制效果,自适应 Smith 时滞反馈控制器针对此问题以最优时滞反馈模型对时滞主动力进行补偿,该控制方法对两个不同对象的控制结合,实现最优的悬架控制效果。

## 4 仿真分析

### 4.1 时域分析

在 Matlab / Simulink 中以 C 级路面下车速为 40 km/h 的随机路面作为路面谱输入,建立 EHA 主动悬架系统仿真模型。

为了验证 EHA 主动悬架自适应 Smith 反馈时滞控制的效果,对比仿真分析自适应 Smith 反馈时滞控制(称为控制策略 I)与外环线性二次高斯(linear quadratic Gaussian,简称 LQG)无时滞控制(称为控制策略 II)的悬架动态性能。簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷的时域响应如图 9~11 所示,各控制策略下悬架性能均方根值对比如表 3 所示。

由图 9~11 和表 3 分析可知,在 40 km/h 的 C 级随机路面作用下,控制策略 I 和控制策略 II 均能优化簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷。但控制策略 I 相比于未控制簧载质量加速度降低 18.26%,悬架动挠度降低 20.83%,轮胎动载

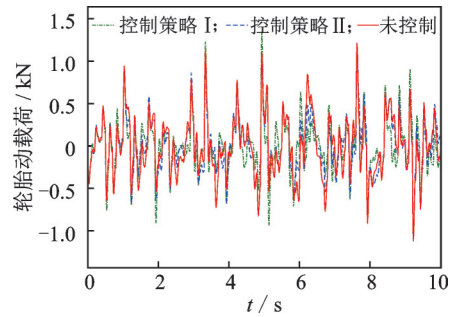


图 11 轮胎动载荷时域响应

Fig.11 Time domain response of tire dynamic load

表 3 悬架性能均方根值对比

Tab.3 RMS comparison of suspension performance

策略	簧载质量 加速度/(m·s <sup>-2</sup> )	悬架动 挠度/m	轮胎动 载荷/N
未控制	1.223 1	0.016 8	350.448
控制策略 I	0.999 7	0.013 3	317.496
控制策略 II	1.133 9	0.015 4	325.535

荷降低 9.4%;控制策略 II 相比于未控制簧载质量加速度降低 7.29%,悬架动挠度降低 8.31%,轮胎动载荷降低 7.10%。故控制策略 I 对悬架动态性能提升更大。

### 4.2 频域分析

从频域角度分析控制策略效果,对簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷的时域结果进行处理,得到其功率谱密度响应如图 12~14 所示。以人体垂直敏感频率范围 4~12.5 Hz 内均方根值的改善程度作为频域分析的评价标准,频域响应下悬架性能均方根值如表 4 所示。

由图 12~14 和表 4 分析可知,在人体垂直敏感频率范围 4~12.5 Hz 内,控制策略 I 和控制策略 II 控制下的悬架系统簧载质量加速度、悬架动挠度和轮胎动载荷的功率谱密度相比未控制时均有所减小。控制策略 I 相比于未控制簧载质量加速度功率谱密度均方根值减小 11.16%,悬架动挠度功率谱密

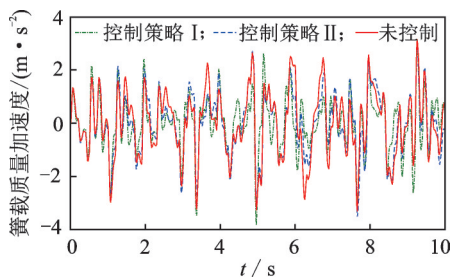


图 9 簧载质量加速度时域响应

Fig.9 Time domain response of sprung mass acceleration

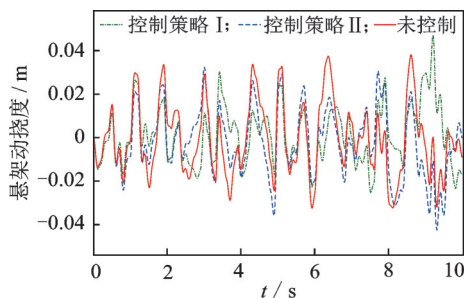


图 10 悬架动挠度时域响应

Fig.10 Time domain response of suspension dynamic deflection

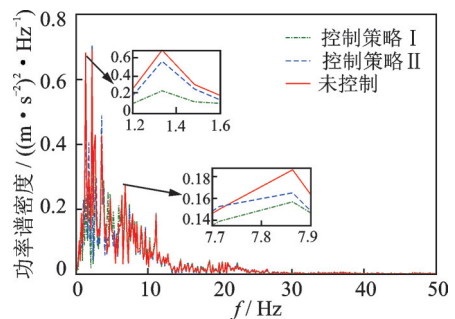


图 12 簧载质量加速度功率谱密度响应

Fig.12 Power spectral density response of sprung mass acceleration

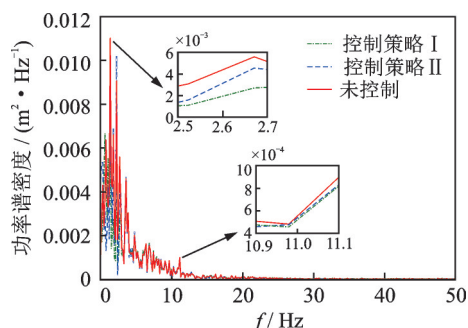


图 13 悬架动挠度功率谱密度响应

Fig.13 Power spectral density response of suspension dynamic deflection

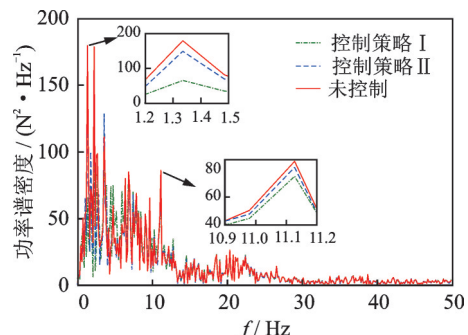


图 14 轮胎动载荷功率谱密度响应

Fig.14 Power spectral density response of tire dynamic load

表 4 频域响应下悬架性能均方根值对比

Tab.4 RMS comparison of suspension performance in frequency response

策略	簧载质量加速度/ ((m·s <sup>-2</sup> ) <sup>2</sup> ·Hz <sup>-1</sup> )	悬架动挠度/ (m <sup>2</sup> ·Hz <sup>-1</sup> )	轮胎动载荷/ (N <sup>2</sup> ·Hz <sup>-1</sup> )
未控制	0.340 4	0.003 7	98.006 4
控制策略 I	0.302 4	0.003 1	92.084 4
控制策略 II	0.309 9	0.003 5	95.618 6

度均方根值减小 16.21%，轮胎动载荷功率谱密度均方根值减小 6.04%；控制策略 II 相比于未控制簧载质量加速度功率谱密度均方根值减小 8.96%，悬架动挠度降低 5.4%，轮胎动载荷降低 2.43%。控制策略 I 和控制策略 II 对频域响应下簧载质量加速度和悬架动挠度均有明显改善，且控制策略 I 对悬架动态性能提升更大。并且控制策略 I 相比于控制策略 II 最高峰值减小，整体趋势更为稳定。

### 5 EHA 主动悬架台架试验

通过搭建 EHA 主动悬架的台架试验系统,进行时滞控制试验来验证自适应 Smith 反馈时滞控制的有效性。

主动悬架台架试验系统如图 15 所示,主要由电动激振台、上下横梁、滑块导轨机构、簧载质量配重

块、减振器、螺旋弹簧、传感器、控制器、电动静液压作动器以及数据采集处理系统等组成。试验中电动激振台提供模拟路面输入,上横梁与簧载质量配重块为模拟簧载质量,下横梁与电动静液压作动器、液压缸为模拟非簧载质量,上横梁上方的传感器监测到的加速度信号为簧载质量加速度。

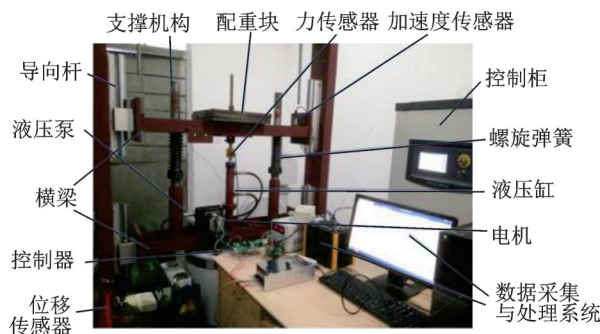


图 15 EHA 主动悬架台架试验系统

Fig.15 EHA active suspension bench test system

以 C 级随机路面作为输入,对自适应 Smith 反馈时滞控制下 EHA 主动悬架的加速度与无控制下进行对比,试验采样时间取 5 s,对簧载质量加速度数据进行分析,得到随机路面下簧载质量加速度响应如图 16 所示。

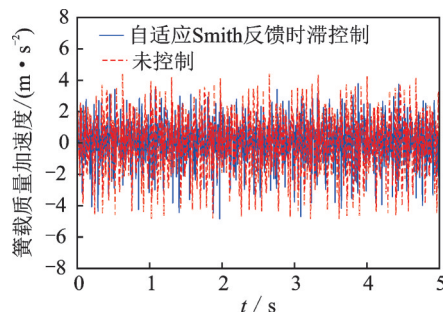


图 16 随机路面下簧载质量加速度响应

Fig.16 Response of sprung mass acceleration on random road

由图 16 可知,C 级随机路面激励下,未控制时簧载质量加速度均方根值为 1.486 7,自适应 Smith 反馈时滞控制下簧载质量加速度均方根值为 1.131 8,与未控制相比减小了 23.87%。试验结果与仿真结果基本一致,验证了 EHA 自适应 Smith 反馈时滞控制的有效性,表明 EHA 自适应 Smith 反馈时滞控制能够提高车辆的行驶平顺性。

对两种控制下的悬架进行频域响应分析,进一步验证 EHA 自适应 Smith 反馈时滞控制策略的有效性,得到随机路面下簧载质量加速度频域响应,如图 17 所示。

由图 17 可知,在 0~30 Hz 范围内,自适应 Smith 反馈时滞控制能有效降低车身加速度的均方根值,且整体趋势更为稳定。尤其在人体垂直敏感频率范围 4~12.5 Hz 内,自适应 Smith 反馈时滞控制能够明显降

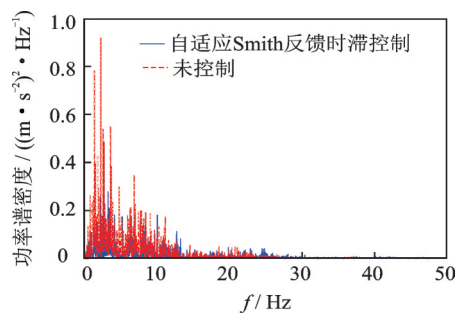


图17 随机路面下簧载质量加速度频域响应

Fig.17 Frequency domain response of sprung mass acceleration on random road

低频率段峰值,衰减车身垂直振动,提高乘坐舒适性。

## 6 结束语

提出了一种自适应 Smith 反馈时滞控制策略。在分析电动静液压主动悬架结构与原理的基础上,根据时滞微分方程理论推导出电动静液压主动悬架临界时滞的计算公式。将电动静液压主动悬架的具体参数代入临界时滞的计算公式,分析不同时滞对簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷的具体影响。设计自适应 Smith 反馈时滞控制,对时滞主动力进行补偿。在 Matlab 中对比仿真分析自适应 Smith 反馈时滞控制与外环 LQG 无时滞控制的悬架动态性能,验证电动静液压主动悬架自适应 Smith 反馈时滞控制的效果。通过开展电动静液压主动悬架时滞控制试验,验证了自适应 Smith 反馈时滞控制的有效性。

## 参 考 文 献

- [1] WANG G, CHEN C Z, YU S B. Optimization and static output-feedback control for half-car active suspensions with constrained information[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 378:1-13.
- [2] KILICASLAN S. Control of active suspension system considering nonlinear actuator dynamics [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2018, 91(2):1383-1394.
- [3] YAN S, SUN W. Self-powered suspension criterion and energy regeneration implementation scheme of motor-driven active suspension[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2017, 94:297-311.
- [4] 庞辉, 刘凡, 王延. 某越野车汽车磁流变半主动悬架变论域模糊控制[J]. *振动、测试与诊断*, 2019, 39(2):311-319.  
PANG Hui, LIU Fan, WANG Yan. Variable universe fuzzy control strategy for magneto-rheological semi-active suspension of cross country car[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnostics*, 2019, 39(2): 311-319.(in Chinese)
- [5] 陈建国, 程军圣, 聂永红. 整车主动悬架解耦控制[J]. *振动、测试与诊断*, 2014, 34(2):366-371.  
CHEN Jianguo, CHENG Junsheng, NIE Yonghong. Decoupling control on full vehicle active suspension[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnostics*, 2014, 34(2):366-371.(in Chinese)
- [6] 庞辉, 付文强, 刘凯, 等. 基于天棚控制的半主动悬架建模及稳定性分析[J]. *汽车工程*, 2015, 37(10): 1167-1173.  
PANG Hui, FU Wenqiang, LIU Kai. Modeling and stability analysis of semi-active suspension with skyhook control[J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(10):1167-1173.(in Chinese)
- [7] 寇发荣, 范养强, 张传伟, 等. 车辆电动静液压作动器的半主动悬架时滞补偿控制[J]. *中国机械工程*, 2016, 27(15):2111-2117.  
KOU Farong, FAN Yangqiang, ZHANG Chuanwei, et al. Time delay compensation control of semi-active suspension with vehicle electro-hydrostatic actuators [J]. *China Mechanical Engineering*, 2016, 27(15): 2111-2117.(in Chinese)
- [8] 寇发荣, 王哲, 范养强, 等. EHA 半主动悬架时滞补偿控制研究[J]. *汽车技术*, 2017(10):34-39.  
KOU Farong, WANG Zhe, FAN Yangqiang, et al. Research on time delay compensation control of semi-active suspension with EHA[J]. *Automobile Technology*, 2017(10):34-39.(in Chinese)
- [9] 朱茂飞, 陈无畏, 祝辉. 基于磁流变减振器的半主动悬架时滞变结构控制[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(12):113-120.  
ZHU Maofei, CHEN Wuwei, ZHU Hui. Time-delay variable structure control for semi-active suspension based on magneto-rheological damper[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(12):113-120.(in Chinese)
- [10] 陈士安, 祖广浩, 姚明, 等. 磁流变半主动悬架的泰勒级数-LQG 时滞补偿控制方法[J]. *振动与冲击*, 2017, 36(8):190-196.  
CHEN Shi'an, ZU Guanghao, YAO Ming, et al. Taylor series-LQG control for time delay compensation of magneto-rheological semi-active suspension[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(8):190-196.(in Chinese)
- [11] 寇发荣, 王哲, 杜嘉峰, 等. 电动静液压作动器主动悬架力跟踪控制研究[J]. *中国机械工程*, 2017, 28(24): 2964-2970.  
KOU Farong, WANG Zhe, DU Jiafeng, et al. Study on force tracking control of EHA active suspensions[J]. *China Mechanical Engineering*, 2017, 28(24): 2964-2970.(in Chinese)
- [12] 申永军, 田佳雨, 赵勇香, 等. 含时滞半主动天棚悬架系统的解析研究[J]. *振动、测试与诊断*, 2014, 34(6): 1110-1114.  
SHEN Yongjun, TIAN Jiayu, ZHAO Yongxiang, et al. Analytical study on semi-active skyhook suspension with time delay[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnostics*, 2014, 34(6):1110-1114.(in Chinese)



**第一作者简介:**寇发荣,男,1973年6月生,教授、博士生导师。主要研究方向为车辆振动与噪声控制。曾发表《车辆电动静液压半主动悬架设计与馈能研究》(《农业机械学报》2016年第47卷第5期)等论文。

E-mail:koufarong@xust.edu.cn