

半主动直接输出反馈变结构控制 电流变阻尼器减振研究*

蔡良斌 陈大跃 黄震宇 杜雄 孙涛

(上海交通大学电子信息学院 上海 200030)

摘要: 针对多层结构电流变阻尼器减振系统运动状态难以完全实时测量、扰动存在不确定性、系统参数容易出现摄动以及阻尼器连续可调的特点,提出了半主动直接输出反馈变结构控制策略,根据滑模运动方程稳定的 Hurwitz 判据选择滑模梯度参数,实现控制与扰动完全解耦;饱和非线性环节使阻尼器阻尼力不超调;阻尼力对主结构做负功控制规则保证主结构最佳减振。仿真分析表明,电流变阻尼器减振控制系统效果明显,不仅对扰动具有自适应性,而且对系统参数摄动也具有很强的鲁棒性。

关键词: 电流变阻尼器 半主动控制 直接输出反馈 变结构控制

中图分类号: O328 TB535

0 前言

在振动控制领域中,半主动减振技术由于能够提供接近于全主动振动控制的性能,同时又不需要复杂的控制结构和外加的动力源,近年来得到了国内外高度重视。传统的半主动阻尼器大多不能实现阻尼力快速连续调节,控制频率一般在 10~30 Hz 之间。以电流变液为工作介质的阻尼器可以实现阻尼力快速无级调节,工作频率高达 400~800 Hz,适合于实时控制,且能耗非常低,引起了众多研究者极大的兴趣。

Petek^[1,2]研究了福特 Thunderbird 汽车电流变阻尼器悬架的减振性能,采用基于激励频率的通—断电场控制逻辑和天棚控制策略,试验发现具有很高的可靠性和减振效果。Nakano 等^[3](1995 年)对比了四分之一车减振系统模型电流变阻尼器常值电压、电压和非簧载质量的绝对速度成比例两种控制策略,后者减振效果更优。Choi 等^[4,5]设计制作了用于小轿车悬架系统的电流变阻尼器,其阻尼力能跟踪天棚阻尼力,现场试验表明对具有四个独立天棚阻尼控制器的半主动电流变悬架系统舒适性和转向稳定性得到了改善。

由于电流变阻尼器具有非线性特性,而且在实际应用中必须满足被动阻尼约束条件,从而鲁棒性强的滑模变结构控制策略更适合于电流变阻尼器减振系统。Choi 等^[6](1998 年)对电流变阻尼器卡车座椅系统设计了半主动全状态反馈滑模控制器。

2000 年,他们又仿真分析了半主动全状态滑模反馈控制律独立控制四个电流变阻尼器的减振性能^[7]。全状态反馈变结构控制器要求实时测量每一个状态变量,在实际运用中很难实现,而且控制与外界激励相互耦合,以至于几乎不可能对激励在线估计。

本文根据自制的电流变阻尼器,试验了其阻尼性能,建立了其力学模型;其后根据多层减振结构的减振机理,设计了半主动直接输出反馈变结构控制器,利用滑模面 Hurwitz 稳定性判据实现了与外部激励完全解耦的反馈控制;最后仿真分析了电流变阻尼器减振控制系统的减振性能及其鲁棒性。

1 电流变阻尼器减振系统

1.1 电流变阻尼器

试验电流变阻尼器为旁路压差模式。在外加电场作用时,阻尼力由电流变液的流动阻尼和屈服阻尼产生。控制外加电场强度可以实现电流变阻尼器阻尼力无级可调。

假定电流变液压力降沿电极间隙均匀分布,同时忽略电流变液的可压缩性和惯性。根据 Bingham 塑性体本构关系并对其修正,阻尼器的阻尼力为

$$F = c_1 \dot{x}_p + F_{ER} \operatorname{sgn} \dot{x}_p \quad (1)$$

式中 \dot{x}_p ——活塞运动速度

c_1 ——零电场粘性阻尼系数

F_{ER} ——可控屈服阻尼力

根据试验数据,一般将 F_{ER} 拟合为外加电压的二次多项式

$$F_{ER} = \alpha_0 + \alpha_1 U + \alpha_2 U^2 \quad (2)$$

式中 U ——外加电压

* 国家自然科学基金资助项目(69974024)。20011205 收到初稿,20020528 收到修改稿

$\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ ——试验确定的常数

试验数据确定的常数: $c_1 = 1\,013.4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$,
 $\alpha_0 = 10.23 \text{ N}$, $\alpha_1 = 6.38 \text{ N/kV}$ 以及 $\alpha_2 = 2.59 \text{ N/kV}^2$ 。

图1给出了不同电压作用下阻尼力—活塞速度关系曲线。试验中活塞运动速度 15~100 mm/s、激励幅值为 60 mm。增加电压, 阻尼力增加。图1b给出了相应的仿真结果, 仿真结果与试验结果很好的吻合, 表明上述的阻尼器力学模型是合理的。

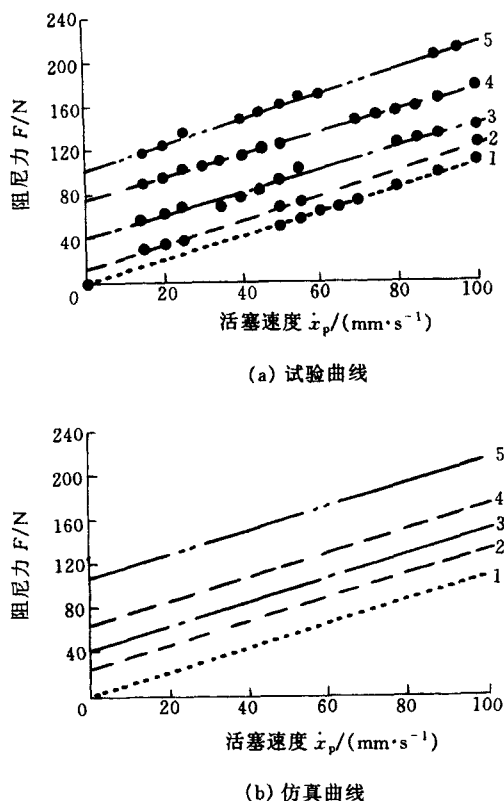


图1 阻尼力与速度、电压关系

1. $U=0.0 \text{ kV}$ 2. $U=1.4 \text{ kV}$ 3. $U=2.5 \text{ kV}$ 4. $U=3.5 \text{ kV}$ 5. $U=5.0 \text{ kV}$

1.2 减振系统模型

电流变阻尼器减振系统如图2所示, 其运动方程为

$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s = -k_1(z_s - z_u) - c_1(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - u \\ m_u \ddot{z}_u = k_1(z_s - z_u) + c_1(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + u - k_2(z_u - w) \end{cases} \quad (3)$$

式中 m_s, m_u ——簧载质量和非簧载质量

k_1, k_2 ——弹簧刚度

u ——可控屈服阻尼力的控制量

z_s, z_u, w ——簧载质量的位移、非簧载质量位移以及外界激励

利用加速度传感器测量悬挂质量和非悬挂质量的加速度, 滤波积分得到绝对速度 \dot{z}_s 和 \dot{z}_u , 采用位移传感器测量相对位移 $z_s - z_u$ 。定义状态矢量 $\mathbf{x} = [z_u \ z_s \ \dot{z}_u \ \dot{z}_s]^T$, 则系统状态方程为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u + \mathbf{E}w \quad (4)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \quad (5)$$

式中

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1+k_2}{m_u} & \frac{k_1}{m_u} & -\frac{c_1}{m_u} & \frac{c_1}{m_u} \\ \frac{k_1}{m_s} & -\frac{k_1}{m_s} & \frac{c_1}{m_s} & -\frac{c_1}{m_s} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_u} \\ -\frac{1}{m_s} \end{bmatrix} \quad \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_2}{m_u} \\ 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

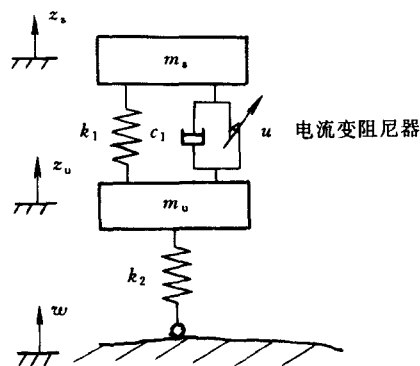


图2 电流变阻尼器减振系统模型

2 半主动直接输出反馈变结构控制器 (SSOFVSC) 设计

2.1 直接输出反馈变结构控制设计条件

对 n 阶时不变系统

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u + \mathbf{E}w \quad (6)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \quad (7)$$

式中 $\mathbf{x} \in \mathbf{R}^n$ ——状态矢量

$\mathbf{u} \in \mathbf{R}^m$ ——控制量

$\mathbf{w} \in \mathbf{R}^r$ ——外界激励

$\mathbf{y} \in \mathbf{R}^l$ ——系统输出

假设 (\mathbf{A}, \mathbf{B}) 可控, (\mathbf{A}, \mathbf{C}) 可观。选择切换函数

$$\mathbf{S} = \mathbf{G}\mathbf{y} \quad (8)$$

式中 $\mathbf{S} \in \mathbf{R}^m$

根据等效控制方法^[9], 在滑模面上有

$$\mathbf{S} = \mathbf{0} \quad \dot{\mathbf{S}} = \mathbf{0} \quad (9)$$

于是等效控制

$$\mathbf{u}_e = -(\mathbf{GCB})^{-1}\mathbf{GC}(\mathbf{Ax} + \mathbf{E}w) \quad (10)$$

将式 (10) 代入式 (6) 可得系统滑模运动方程

$$\dot{\mathbf{x}} = [\mathbf{I} - \mathbf{B}(\mathbf{GCB})^{-1}\mathbf{GC}]\mathbf{A}\mathbf{x} + [\mathbf{I} - \mathbf{B}(\mathbf{GCB})^{-1}\mathbf{GC}]\mathbf{E}\mathbf{w} \quad (11)$$

从式 (10)、式 (11) 可以看出, 要使滑动模态和等效控制存在, 必须要求 $(\mathbf{GCB})^{-1}$ 存在, 即 \mathbf{GCB} 必须满秩

$$\text{rank}(\mathbf{GCB}) = m \quad (12)$$

从而要求

$$m \leq l \leq n \quad (13)$$

$$\text{rank}(\mathbf{CB}) = m \quad (14)$$

式 (13) 要求传感器数目大于或等于执行器的数目, 式 (14) 要求传感器和执行器尽可能同位配置。

对滑模面的设计, 传统状态反馈可以任意设计, 而对于输出反馈, 定义在输出 (实测) 空间中, 不能自由选择, 为 \mathbf{GC} 的零空间, 即 $\mathbf{S} = \mathbf{N}(\mathbf{GC})$, 它是由 $(n-m)$ 个 n 维矢量张成的子空间, 其中 $(n-l)$ 个矢量由 \mathbf{C} 的零空间决定, 只剩下 $(l-m)$ 个矢量可以自由设计, 即滑模面的设计自由度为 $(l-m)$ 。

当 $l=m$ 时, 滑模面和滑动模态完全确定, 设计自由度为零, 而与 \mathbf{G} 无关。

当 $l=n$ 及 \mathbf{C} 满秩时, 即全状态可测, 滑模面和滑动模态与全状态反馈的相同, 有 $(n-m)$ 个矢量可以任意设计, 即: $\mathbf{N}(\mathbf{GC}) = \mathbf{N}(\mathbf{G})$ 。令 $\mathbf{GC} = \mathbf{G}'$, 则滑动模态方程为

$$\dot{\mathbf{x}} = [\mathbf{I} - \mathbf{B}(\mathbf{G}'\mathbf{B})^{-1}\mathbf{G}']\mathbf{A}\mathbf{x} + [\mathbf{I} - \mathbf{B}(\mathbf{G}'\mathbf{B})^{-1}\mathbf{G}']\mathbf{E}\mathbf{w} \quad (15)$$

上式即为全状态反馈变结构控制的滑模运动方程。

2.2 滑模面设计

在设计滑模面时, 忽略外部激励项, 在控制器的设计中加以考虑。

由线性系统理论, 系统可控时, 存在线性变换

$$\bar{\mathbf{x}} = \mathbf{T}\mathbf{x} \quad (16)$$

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{n-m} & -\mathbf{B}_1\mathbf{B}_2^{-1} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I}_m \end{bmatrix} \quad (17)$$

式中 $\mathbf{I}_m, \mathbf{I}_{n-m}$ —— m 和 $n-m$ 阶单位矩阵

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_1 \in \mathbf{R}^{(n-m) \times m}$$

$$\mathbf{B}_2 \in \mathbf{R}^{m \times m}, \text{ 且 } \mathbf{B}_2 \text{ 非奇异}$$

则系统运动方程为

$$\dot{\bar{\mathbf{x}}} = \bar{\mathbf{A}}\bar{\mathbf{x}} + \bar{\mathbf{B}}\mathbf{u} + \bar{\mathbf{E}}\mathbf{w} \quad (18)$$

$$\mathbf{y} = \bar{\mathbf{C}}\bar{\mathbf{x}} \quad (19)$$

根据 $\bar{\mathbf{x}}_1 \in \mathbf{R}^{n-m}$ 和 $\bar{\mathbf{x}}_2 \in \mathbf{R}^m$ 对系数矩阵分块, 并记

$$\bar{\mathbf{A}} = \mathbf{T}\mathbf{A}\mathbf{T}^{-1} = \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{A}}_{11} & \bar{\mathbf{A}}_{12} \\ \bar{\mathbf{A}}_{21} & \bar{\mathbf{A}}_{22} \end{bmatrix} \quad \bar{\mathbf{B}} = \mathbf{T}\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_2 \end{bmatrix}$$

$$\bar{\mathbf{E}} = \mathbf{T}\mathbf{E} = \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{E}}_1 \\ \bar{\mathbf{E}}_2 \end{bmatrix} \quad \bar{\mathbf{C}} = \mathbf{C}\mathbf{T}^{-1} = [\bar{\mathbf{C}}_1 \quad \bar{\mathbf{C}}_2]$$

则有

$$\dot{\bar{\mathbf{x}}}_1 = \bar{\mathbf{A}}_{11}\bar{\mathbf{x}}_1 + \bar{\mathbf{A}}_{12}\bar{\mathbf{x}}_2 + \bar{\mathbf{E}}_1\mathbf{w} \quad (20)$$

$$\dot{\bar{\mathbf{x}}}_2 = \bar{\mathbf{A}}_{21}\bar{\mathbf{x}}_1 + \bar{\mathbf{A}}_{22}\bar{\mathbf{x}}_2 + \mathbf{B}_2\mathbf{u} + \bar{\mathbf{E}}_2\mathbf{w} \quad (21)$$

$$\mathbf{y} = \bar{\mathbf{C}}_1\bar{\mathbf{x}}_1 + \bar{\mathbf{C}}_2\bar{\mathbf{x}}_2 \quad (22)$$

$$\mathbf{S} = \mathbf{G}\mathbf{y} = \mathbf{G}\bar{\mathbf{C}}_1\bar{\mathbf{x}}_1 + \mathbf{G}\bar{\mathbf{C}}_2\bar{\mathbf{x}}_2 \quad (23)$$

在滑模面上有 $\mathbf{S} = \mathbf{0}$, 即 $\bar{\mathbf{x}}_2 = -(\mathbf{G}\bar{\mathbf{C}}_2)^{-1}\mathbf{G}\bar{\mathbf{C}}_1\bar{\mathbf{x}}_1$,

则降维滑动模态运动方程为

$$\dot{\bar{\mathbf{x}}}_1 = [\bar{\mathbf{A}}_{11} - \bar{\mathbf{A}}_{12}(\mathbf{G}\bar{\mathbf{C}}_2)^{-1}\mathbf{G}\bar{\mathbf{C}}_1]\bar{\mathbf{x}}_1 \quad (24)$$

确定 \mathbf{G} 使得滑动模态稳定。

令

$$\mathbf{H} = (\mathbf{G}\bar{\mathbf{C}}_2)^{-1}\mathbf{G} \quad (25)$$

则

$$\dot{\bar{\mathbf{x}}}_1 = [\bar{\mathbf{A}}_{11} - \bar{\mathbf{A}}_{12}\mathbf{H}\bar{\mathbf{C}}_1]\bar{\mathbf{x}}_1 \quad (26)$$

可以用一般的线性系统输出反馈特征结构配置来设计 \mathbf{H} ^[10], 然后再从式 (25) 解出 \mathbf{G} 。 \mathbf{G} 存在的充分必要条件为^[11]

$$\text{rank}(\bar{\mathbf{C}}_2\mathbf{H} - \mathbf{I}) \leq l - m \quad (27)$$

2.3 饱和连续控制律的设计

在设计变结构控制律时, 必须考虑滑模可达性条件 $\mathbf{S}^T\dot{\mathbf{S}} < 0$ 、系统正常区及滑动模态的动态以及静态品质和外界激励等因素, 同时还要尽量避免控制系统抖振。对减振系统, 在满足滑模稳定和到达条件的同时尽可能抑制外界激励引起的系统振动为主要目标, 为此选取下面形式的连续变结构控制律

$$\mathbf{u} = -(\mathbf{GCB})^{-1}(\mathbf{GCANy} + \mathbf{GCEw}) - \eta\lambda^T \quad (28)$$

式中 η ——实际选取的滑模裕度, 大于零

$$\lambda = \mathbf{S}^T\mathbf{GCB} \quad (29)$$

由滑模可达性条件 $\mathbf{S}^T\dot{\mathbf{S}} < 0$ 有

$$\mathbf{S}^T\dot{\mathbf{S}} = \mathbf{x}^T\mathbf{C}^T\mathbf{G}^T\mathbf{GCA}(\mathbf{I} - \mathbf{NC})\mathbf{x} - \eta\lambda^T \quad (30)$$

从式 (30) 可以看出, 只要满足

$$\mathbf{C}^T\mathbf{G}^T\mathbf{GCA}(\mathbf{I} - \mathbf{NC}) \leq \mathbf{0} \quad (31)$$

就能保证 $\mathbf{S}^T\dot{\mathbf{S}} < 0$, 从而可以确定出 \mathbf{N} 。如果 $\mathbf{C}^T\mathbf{G}^T\mathbf{GCA} \leq \mathbf{0}$, 则取 $\mathbf{N} = \mathbf{0}$ 。

实际系统中控制量 \mathbf{u} 受执行器饱和性约束, 为此引入饱和连续控制, 对单输入有

$$u(t) = \begin{cases} u & |u| < u_{\max} \\ u_{\max} \text{sgn } u & \text{其他} \end{cases} \quad (32)$$

2.4 半主动控制器

对双层结构减振系统, 要求屈服阻尼力对主结构作负功, 耗散振动能量, 相应的半主动控制策略为

$$u^* = \begin{cases} u(t) & \dot{z}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) > 0 \\ 0 & \dot{z}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 \end{cases} \quad (33)$$

根据式 (2) 确定出所加电压

$$U = \frac{-\alpha_1 + \sqrt{\alpha_1^2 - 4\alpha_2\alpha_0 + 4\alpha_2u^*}}{2\alpha_2} \quad (34)$$

综合上面的分析, 控制系统方块图如图3所示。

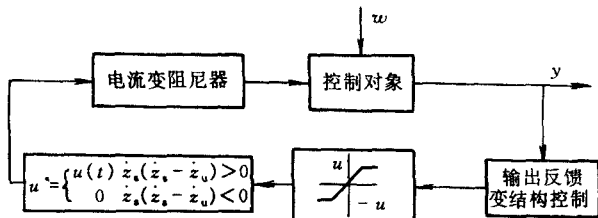


图3 双层结构电流变减振控制系统方块图

3 系统分析与仿真

对图2所示的双层电流变阻尼器减振系统, 简约系统方程的系数矩阵分块为

$$\bar{A}_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ -k_2/m_u & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\bar{A}_{12} = \begin{bmatrix} -m_s/m_u \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\bar{A}_{21} = [k_1/m_s \quad -k_1/m_s \quad c_1/m_s]$$

$$\bar{A}_{22} = -c_1(m_s + m_u)/m_s m_u$$

$$B_2 = -1/m_s$$

$$\bar{C}_1 = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \bar{C}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ -m_s/m_u \\ 1 \end{bmatrix}$$

设 $H = [h_1 \quad h_2 \quad h_3]$, 根据直接输出反馈滑动模式存在的充分必要条件得出

$$h_3 = 1 + \frac{m_s}{m_u} h_2 \quad (35)$$

根据降维滑模运动方程式(24)的 Hurwitz 稳定性判据可以导出

$$h_1 > 0 \quad h_2 > -\frac{m_u}{m_s + m_u} \quad (36)$$

设滑模梯度 $G = [g_1 \quad g_2 \quad g_3]$, 由式(25)解出

$$\begin{cases} g_1 = \frac{m_u h_1}{m_u + m_s h_2} g_3 \\ g_2 = \frac{m_u h_2}{m_u + m_s h_2} g_3 \end{cases} \quad (37)$$

同时要求 $(GCB)^{-1}$ 必须存在, 即 $g_3 \neq 0$ 。在满足上述条件以及控制作用不放大外界激励的前提下, 选取 $h_1 = m_s/m_u$ 、 $h_2 = 0$ 和 $g_3 = m_s/m_u$, 则滑模梯度

$$G = [(m_s/m_u)^2 \quad 0 \quad m_s/m_u] \quad (38)$$

它使 GCE 为零, 从而实现扰动完全解耦输出反馈变结构控制。在分析中发现 $C^T G^T GCA \leq 0$, 因此取 $N = 0$ 。滑模裕度 η 取得太小, 控制作用太小, 效果不明显; 太大, 会出现系统不稳定, 对执行机构要求很高, 在分析中选取 $\eta = k_2/20$ 。

仿真分析的系统参数分别为 $m_s = 32 \text{ kg}$ 、 $m_u = 16 \text{ kg}$ 、 $k_1 = 33 \text{ kN/m}$ 、 $k_2 = 185 \text{ kN/m}$, 电流变液击穿电压为 5 kV 。为了评价半主动直接输出反馈变结构控制电流变阻尼器的减振效果, 同时对比最优被动阻尼(No control)和最大电流变阻尼器阻尼(5 kV)在下面三种激励信号情况下的减振性能。

(1) 幅值 2 mm 的余弦扫频信号, 仿真时间 20 s 。

(2) 频率特性丰富的半波正弦激励

$$w = \begin{cases} 0.05 \sin(\pi t/t_d) & 0 \leq t \leq t_d \\ 0 & t > t_d \end{cases} \quad (39)$$

仿真时间 5 s , $t_d = 0.1 \text{ s}$ 。

(3) 模拟粗糙路面激励。激励 w 可用均值为零的各态遍历高斯随机过程表示^[12]

$$\dot{w} = -\alpha w + \xi \quad (40)$$

ξ 表示均值为零高斯白噪声且 $E[\xi(t)\xi(t-\tau)] = 2\alpha\sigma^2\delta(\tau)$, $\delta(\tau)$ 为 Dirac 函数, 路面不平度系数 $\alpha = 0.45 \text{ m}^{-1}$ 和路面不平度偏差 $\sigma = 0.018 \text{ m}$, 速度 v 为 80 km/h , 仿真时间 20 s 。

图4表示余弦扫频激励下簧载质量的幅频响应曲线。从图4中可以看出, 半主动直接输出反馈变结构控制的峰值减振效果与最优被动阻尼和最大阻尼相比分别提高 31% 和 33% , 有效地抑制共振, 没有出现共振频率的移动, 在低频段, 半主动输出反馈变结构控制作用下减振效果很明显, 随激励频率越来越高, 仍具有很好的减振效果。

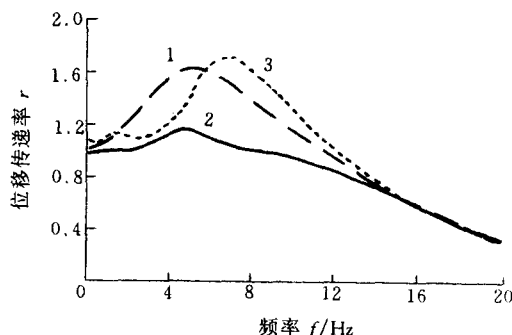
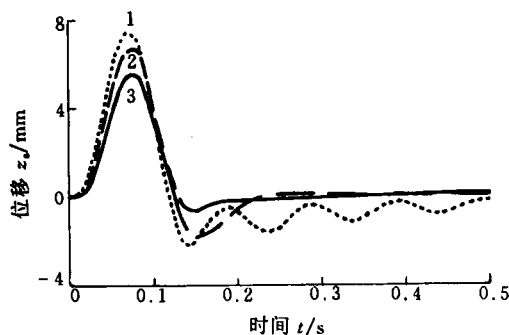


图4 簧载质量位移传递率

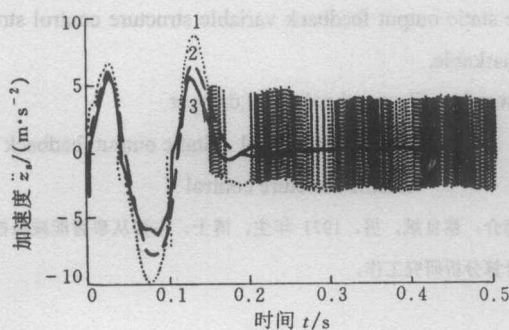
1. 无控制 2. SSOFVSC 3. 5 kV

图5为半波正弦冲击作用下簧载质量的位移和加速度响应曲线。半主动输出反馈变结构控制作用下振动衰减最快, 同时振动强度最小。由于在最大

电压作用下电流变阻尼器的屈服阻尼力类似于库仑摩擦阻尼, 出现加速度跳跃现象。



(a) 位移响应



(b) 加速度响应

图 5 簧载质量冲击响应曲线

1. 5 kV 2. 无控制 3. SSOFVSC

在路面激励下, 簧载质量加速度功率谱密度如图 6 所示, 半主动输出反馈变结构控制作用下与最优被动阻尼相比最大可以降低 5 dB, 和最大阻尼相比最大可以降低 15 dB。表为簧载质量加速度方均根值, 直接输出反馈变结构减振控制系统的减振效果最好, 在簧载质量出现 $\pm 10\%$ 摄动情况下, 加

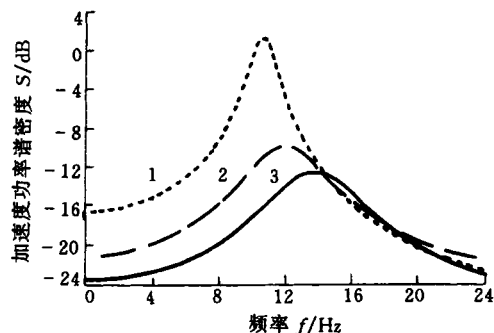


图 6 簧载质量加速度功率谱密度

1. 5 kV 2. 无控制 3. SSOFVSC

表 簧载质量加速度方均根值

| 质量 m_i/kg | 无控制 | SSOFVSC | $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ |
|--------------------|------|---------|------------------------------|
| 32.0 | 0.63 | 0.49 | 3.5 |
| 35.2 | 0.57 | 0.45 | 3.2 |
| 28.8 | 0.70 | 0.54 | 3.9 |

速度方均根值仍为最小, 即减振控制系统对系统参数摄动具有很强的鲁棒性。

4 结论

本文设计的半主动连续直接输出反馈变结构电流变阻尼器减振控制系统, 充分利用了电流变阻尼器阻尼连续可调特性。在保证滑模面稳定前提下, 根据 Hurwitz 稳定性条件选取滑模面参数实现激励完全解耦控制, 不仅保证控制系统对外界扰动的完全鲁棒性, 而且对系统参数摄动 also 具有很强的鲁棒性。控制器中的饱和非线性环节和阻尼力做负功控制规则使主结构振动最大抑制。

参 考 文 献

- Petek N K. An electronically controlled shock absorber using electro-rheological fluid. SAE Technical Paper 920275, 1992
- Petek N K, Romstadt D L, Lizell M B, et al. Demonstration of an automotive semi-active suspension using electrorheological fluid. SAE Technical Paper 950586, 1995
- Nakano M. A novel semi-active control of automotive suspension using an electrorheological shock absorber. In: Proceedings of the 5th international conference on ER fluid, MR suspensions and associated technology, Sheffield, 1995: 527~531
- Choi S B, Choi Y T, Chang E G, et al. Control characteristic of a continuously variable damper. Mechatronics, 1998, 8: 143~161
- Choi S B, Lee H K, Chang E G. Field test results of a semi-active ER suspension system associated with skyhook controller. Mechatronics, 2001, 11: 345~353
- Choi S B, Park Y K, Cheong C C. A semi-active suspension using ER fluids for a commercial vehicle seat. J. Intelligent Material Systems and Structures, 1998, 9(8): 601~606
- Choi S B, Choi Y T, Park D W. A sliding mode control of a full car electrorheological suspension system via hardware in-the-loop simulation. J. Dynamic Systems, Measurements, and Control, 2000, 122(1): 115~121
- 高为炳. 变结构控制的理论及设计方法. 北京: 科学出版社, 1998
- Andry A N Jr, Shaprio E Y, Chung J C. Eigenstructure assignment for linear systems. IEEE Trans. On Aerospace Electronic Systems, 1983, 19(5): 711~729
- Heck B S, Ferri A A. Application of output feedback to variable structure systems. J. Guidance, Control Dynamics, 1989, 12(6): 932~935
- Elbeheiry E M. Effects of small travel speed variations on

active vibration control in modern vehicles. *J. Sound and Vibration*, 2000, 232(5): 857~875

SEMI-ACTIVE STATIC OUTPUT FEEDBACK VARIABLE STRUCTURE CONTROL OF ER DAMPER VIBRATION SUPPRESSION SYSTEM

*Cai Liangbin Chen Dayue Huang Zhenyu
Du Xiong Sun Tao
(Shanghai Jiaotong University)*

Abstract: A semi-active static output feedback variable structure control strategy for the vibration attenuation is presented based on the fact that for multi-object electro-rheological damper vibration suppression system, all state variables is hardly to measure real time, there are always uncertainty external disturbance, the perturbation of parameters often appear and the damping performance of damper is controlled continuously. To

implement the complete external disturbance decoupling control, the sliding surface gradient parameters are chosen according to the reduced order sliding mode motion Hurwitz stability criterion. The limit of electro-rheological damper damping is incorporated into the controller. The optimal vibration attenuation of main object is guaranteed due to the control rule that damping force only dissipates the vibrating energy of main object. The external disturbance self-adaptability of the vibration suppression control system, the system parameter robustness of the control method and the vibration attenuation effectiveness are all demonstrated by numerical simulation results. Simulations results indicate that the performance of the semi-active static output feedback variable structure control strategy is remarkable.

Key words: Electro-rheological damper

Semi-active control Static output feedback

Variable structure control

作者简介: 蔡良斌, 男, 1971 年生, 博士。主要从事智能减振控制和结构计算分析研究工作。