

文章编号:1671-1637(2013)05-0033-06

## 弹性轨道梁上磁悬浮控制方法

王 辉, 钟晓波, 沈 钢

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

**摘 要:** 为了有效抑制磁悬浮车轨耦合振动, 将车轨耦合振动系统简化为单铁-弹性轨道模型, 利用状态观测器将轨道梁振动信息引入控制系统, 设计了全状态反馈最优控制器, 并基于 dSPACE 搭建了小比例弹性轨道梁磁悬浮耦合振动试验台。与传统控制方法进行了对比, 发现所提出的控制方法能够在较小的轨道梁刚度与无阻尼条件下依然保持悬浮系统的稳定; 阶跃响应的试验台测试结果表明, 利用所设计的控制器, 系统能够在 0.3 s 进入稳定状态, 超调量仅为 4%。分析结果表明: 所提出的控制方法能够有效抑制磁悬浮车轨耦合振动, 在满足稳定悬浮的同时, 降低了系统稳定性对轨道梁特性的过分依赖。

**关键词:** 车辆工程; 磁悬浮控制; 全状态反馈; 车轨耦合振动; 最优控制; 小比例试验台

**中图分类号:** U270.11

**文献标志码:** A

## Control strategy of maglev on elastic track

WANG Hui, ZHONG Xiao-bo, SHEN Gang

(Institute of Railway and Urban Mass Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** In order to effectively control maglev-guideway coupling vibration, maglev-guideway coupling vibration system was simplified as electromagnet-elastic-track model. A full-state feedback optimum controller was developed. The guideway vibration information was introduced into the control system by state observer. A small-scale elastic-track magnetic levitation test rig was built using dSPACE. Compared with the traditional controller, the proposed control strategy can always keep the system stable, even the guideway is rather soft and no damping effect exists. Step response tested from the test rig indicates that the developed controller can stabilize the system in 0.3 s with a overshoot of 4%. Analysis result shows that the control strategy is able to effectively restrain the coupling vibration. Moreover, it reduces the over-dependence of the system stability on the guideway beam properties based on satisfying maglev stability. 1 tab, 10 figs, 17 refs.

**Key words:** vehicle engineering; maglev control; full-state feedback; vehicle-guideway coupling vibration; optimum control; small-scale test rig

**Author resumes:** WANG Hui(1983-), male, doctoral student, +86-21-69583693, wh053@163.com; SHEN Gang(1963-), male, professor, PhD, +86-21-69582151, elsg@sh163.net.

## 0 引 言

作为一种新型的轨道交通工具,磁悬浮列车避

免了传统轮轨列车中的机械接触,具有平稳舒适,噪音低,转弯半径小,爬坡能力强等优点<sup>[1-2]</sup>,在城际高速和市内中低速交通中有着广阔的应用和发展前

收稿日期:2013-05-18

基金项目:“十一五”国家科技支撑计划项目(2007BAG02A04)

作者简介:王 辉(1983-),男,河南沈丘人,同济大学工学博士研究生,从事磁悬浮控制方法与车辆动力学研究。

导师简介:沈 钢(1963-),男,浙江余姚人,同济大学教授,工学博士。

景。采用主动控制的电磁型磁悬浮是现有的各项磁悬浮交通技术中比较成熟的一种,而车轨耦合振动问题是目前该项技术中急待解决的一个关键问题<sup>[3]</sup>。由于轨道梁的弹性,磁悬浮车辆运行时车轨之间会产生耦合作用,如果悬浮控制系统性能稍差,车轨之间就可能产生强烈耦合振动,影响磁悬浮车辆的稳定运行。德国的 TR04 型、日本的 HSST04 型与美国的 AMT 磁悬浮列车在特定的线路段均发生过车轨耦合振动现象<sup>[4]</sup>。工程应用中常常采取增大轨道梁质量与刚度的方法,以确保磁悬浮列车的稳定悬浮,然而这将导致磁悬浮线路的建设成本大幅提高。据统计,目前建成的磁悬浮线路中,轨道梁的造价约占磁悬浮系统总造价的 60%~80%<sup>[5-6]</sup>。

近年来,国内外学者对磁悬浮车轨耦合振动进行了大量研究,并取得了一定进展。Kim 等以单铁悬浮系统为研究对象,提出了增益表控制法,根据扰动及系统质量自动调节反馈增益参数,从而使系统具有更好的稳定性<sup>[7]</sup>;为抑制耦合系统的自激振动现象,Zhou 等针对磁悬浮车轨耦合系统的自激振动现象提出了虚拟调谐质量阻尼器的概念<sup>[8]</sup>;Jayawant 等指出了抑制轨道振动的 2 种方法,选择合适的系统阻尼与调节向前通道的滤波器<sup>[9]</sup>;谢云德等采用仿真方法分析了弹性轨道对系统频带和刚度的影响<sup>[10-11]</sup>;方明霞等采用 LQG 控制器进行了仿真研究以避免耦合振动<sup>[12]</sup>;邓永权等指出当轨道频率接近于控制系统频率时,系统可能失稳<sup>[4]</sup>。上述研究均没有从轨道控制的角度对车轨耦合振动现象进行主动控制,因此,无法抑制轨道振动,当轨道刚度或者系统阻尼较小时,系统就会失稳。刘恒坤等提出对磁悬浮车轨耦合系统进行全状态反馈<sup>[13]</sup>,能够有效抑制磁悬浮车轨耦合振动,然而由于不能得到磁悬浮车轨耦合系统的所有状态变量,系统在工程上不可实现。

静悬浮条件下的单点稳定悬浮是磁悬浮列车实现稳定运行的基础<sup>[14-15]</sup>,因此,本文将磁悬浮车轨耦合系统简化为单铁-弹性轨道模型,并以此为对象,研究磁悬浮车轨耦合振动现象,提出能够有效抑制耦合振动的控制方法,在满足磁悬浮列车稳定运行的同时,降低对轨道梁性能的要求,从而减少磁悬浮交通的建设成本。

## 1 系统数学模型的建立

磁悬浮列车一般是由多个悬浮点支撑,但通过解耦,悬浮系统可以分解为单个悬浮磁铁的控制问

题,所以单铁悬浮系统是磁悬浮系统的基本单元,分析单铁悬浮系统的动态模型和动态特性比分析多铁系统更具通用性,因此,本文将磁悬浮车轨耦合系统简化为图 1 的单铁-弹性轨道模型,以研究磁悬浮列车在弹性轨道上静悬浮的控制稳定性问题。图 1 中以轨道板与弹簧模拟轨道梁的 1 阶振动特性,其中  $m_1$  为轨道板质量,  $m_2$  为电磁铁质量,  $k$  为弹簧刚度,  $x_1$ 、 $x_2$  分别为轨道梁和电磁铁相对于平衡位置的位移。

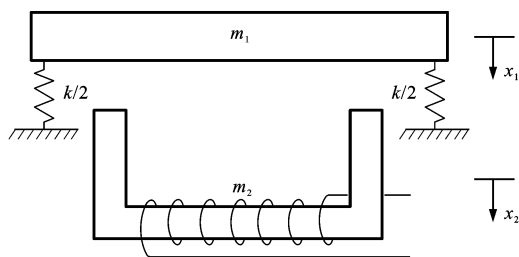


图 1 车轨耦合模型

Fig. 1 Vehicle-guideway coupling model

单铁悬浮系统的瞬间电磁悬浮力  $F$  为<sup>[16]</sup>

$$F = \frac{\mu_0 n^2 A_m}{4} \left( \frac{I_a}{s} \right)^2 \quad (1)$$

式中:  $\mu_0$  为真空磁导率;  $n$  为线圈匝数;  $A_m$  为电磁铁极面积;  $I_a$  为线圈中实际电流;  $s$  为悬浮间隙。

由式(1)可以看出,电磁力与悬浮间隙呈非线性的反比关系,这正是开环电磁悬浮系统不稳定的本质原因。设某一悬浮间隙为  $S_N$ ,电磁铁线圈电流为  $I_N$  时,电磁铁与轨道梁刚好处于平衡状态,将该点  $(I_N, S_N)$  视为平衡点,分别以此时轨道梁和磁铁的中心为原点建立坐标系,方向见图 1。将式(1)在该点处线性化,可得

$$F = -P_s(x_2 - x_1) + P_I I \quad (2)$$

$$P_s = \frac{\mu_0 n^2 A_m}{2s^3} I_N^2$$

$$P_I = \frac{\mu_0 n^2 A_m}{2s^2} I_N$$

$$I = I_a - I_N$$

式中:  $P_s$ 、 $P_I$  分别为气隙系数和电流系数。

式(2)中  $F$  为平衡掉电磁铁重力后的电磁力,其作为系统内力分别作用在电磁铁和轨道梁上,平衡状态下该值为 0。

系统的力学方程可表达为

$$m_1 \ddot{x}_1 = F - kx_1 \quad (3)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -F \quad (4)$$

由 Meisinger 的推导<sup>[17]</sup>,得到电学方程为

$$\dot{I} = -\frac{R}{L}I + (1-\eta)\frac{P_s}{P_l}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{U}{L} \quad (5)$$

式中:  $R$  为电磁铁电阻;  $L$ 、 $\eta$  分别为平衡点处的电磁铁电感和漏磁率;  $U$  为电磁铁两端电压。

由式(2)、(4)可得

$$I = \frac{P_s}{P_l}(x_2 - x_1) - \frac{m_2}{P_l}\ddot{x}_2 \quad (6)$$

对式(6)两边求导后整理得到

$$\frac{d^3 x_2}{dt^3} = \frac{P_s}{m_2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \frac{P_l}{m_2}\dot{I} \quad (7)$$

选取  $x_1$ 、 $\dot{x}_1$ 、 $x_2$ 、 $\dot{x}_2$ 、 $\ddot{x}_2$  作为状态变量, 悬浮间隙与电磁铁垂向加速度作为系统的输出量, 则车轨耦合振动模型为

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}U \\ \mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} \end{cases} \quad (8)$$

$$\mathbf{X} = (x_1, \dot{x}_1, x_2, \dot{x}_2, \ddot{x}_2)^T$$

$$\mathbf{Y} = (x_2 - x_1, \ddot{x}_2)^T$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{m_1} & 0 & 0 & 0 & -\frac{m_2}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{P_s R}{m_2 L} & -\frac{\eta P_s}{m_2} & \frac{P_s R}{m_2 L} & \frac{\eta P_s}{m_2} & -\frac{R}{L} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{P_l}{m_2 L} \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

## 2 弹性轨道梁磁浮试验台的搭建

为验证控制策略的正确性, 搭建了弹性梁磁浮试验台。试验台由单磁铁悬浮台、功率放大电路、dSPACE 与直流电源等组成, 试验台的主要参数见表 1。采用转臂式(图 2)单磁铁悬浮台, 转臂的一端固定电磁铁, 另一端通过轴承与底座相连, 当摆臂在小范围内摆转时, 电磁铁的运动可视为竖直方向的直线运动; 利用螺钉将加速度传感器(LC0701-5)与间隙传感器(LXC-M05P2)连接在电磁铁相应位置,

表 1 试验台参数

Tab. 1 Parameters of test rig

物理量	数值	物理量	数值
$m_2/\text{kg}$	1.8	$R/\Omega$	12
$m_1/\text{kg}$	0.8	$k/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	10
$L/H(\text{间隙 } 10 \text{ mm})$	0.3	$P_s/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	3 560
$\eta(\text{间隙 } 10 \text{ mm})$	0.65	$P_l/(\text{N} \cdot \text{A}^{-1})$	19.8

用于测量电磁铁加速度与悬浮间隙; 轨道板通过弹簧与支座相连, 从而模拟轨道梁的弹性振动, 通过选择不同刚度的弹簧, 调节轨道梁的自振频率。系统的气隙系数  $P_s$  与电流系数  $P_l$  通过试验的方法得到<sup>[17]</sup>。

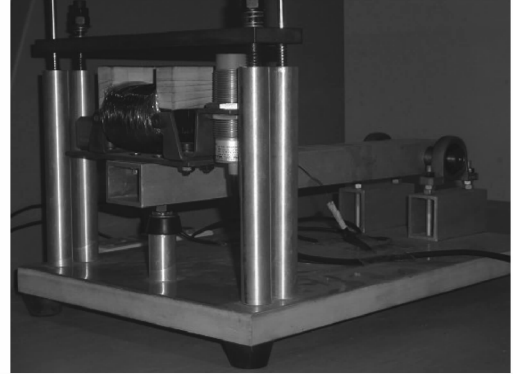


图 2 试验台

Fig. 2 Test rig

## 3 控制器设计

### 3.1 状态观测器设计

控制系统大多采用反馈控制形式。在现代控制理论中, 其反馈信息是由系统的状态变量组合而成, 但并非所有的状态变量在物理上都能测取到的, 然而, 在确保系统能观性的前提下, 可以通过状态观测器, 利用系统的输出获取系统的状态变量。在磁悬浮控制系统的设计中, 由于目前速度传感器的技术水平不能达到所需的测量精度, 悬浮车辆与轨道的垂向振动速度不能通过测量得到, 因此, 本文利用技术上较为成熟的加速度传感器和间隙传感器, 通过测量得到的磁铁加速度与悬浮间隙获取系统的其他状态变量。

弹性轨道梁磁悬浮系统的能控性和能观性的判断矩阵分别为

$$\mathbf{M} = [\mathbf{B} \quad \mathbf{A}\mathbf{B} \quad \mathbf{A}^2\mathbf{B} \quad \mathbf{A}^3\mathbf{B} \quad \mathbf{A}^4\mathbf{B}]$$

$$\mathbf{N} = [\mathbf{C} \quad \mathbf{C}\mathbf{A} \quad \mathbf{C}\mathbf{A}^2 \quad \mathbf{C}\mathbf{A}^3 \quad \mathbf{C}\mathbf{A}^4]^T$$

将数值代入, 可知矩阵  $\mathbf{M}$  和  $\mathbf{N}$  均为满秩矩阵, 因此, 系统是能控和能观测的。

设计了渐近型状态观测器, 见图 3, 其中  $\hat{\mathbf{Y}}$  为采用观测器对系统输出的估计矢量,  $\mathbf{G}$  为观测器的输出误差反馈矩阵,  $\mathbf{A}_1$ 、 $\mathbf{B}_1$ 、 $\mathbf{C}_1$  为观测器对被控对象的描述矩阵, 采用不同的控制方法时这些矩阵具有不同的维数和数值。

### 3.2 不考虑轨道弹性的控制器设计

不考虑轨道的弹性, 假定轨道位移为 0, 因此, 状态反馈控制方法中只有 3 个状态变量:  $x_2$ 、 $\dot{x}_2$ 、

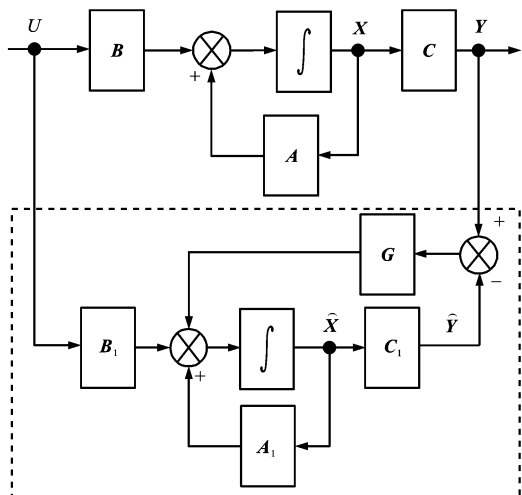


图3 状态观测器

Fig. 3 State observer

$\ddot{x}_2$ , 反馈控制规律为

$$U = -\mathbf{K}\hat{\mathbf{X}} \quad (9)$$

$$\mathbf{K} = (K_1, K_2, K_3)$$

$$\hat{\mathbf{X}} = (\hat{x}_2, \dot{\hat{x}}_2, \ddot{\hat{x}}_2)^T$$

式中:  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$  分别为控制器的反馈系数;  $\hat{x}_2$  为利用状态观测器得到的磁铁相对于平衡点的位移。

在不考虑轨道梁弹性的控制器中, 由于假定轨道不会振动, 间隙传感器测得的值被认定为电磁铁的绝对位移, 并用控制器中观测到的电磁铁位移去逼近悬浮间隙, 即  $\hat{x}_2 = x_2 - x_1$ 。由于状态矢量中仅有 3 个变量, 因此, 图 3 观测器中各矩阵为

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ \frac{P_s R}{m_2 L} & \eta \frac{P_s}{m_2} & -\frac{R}{L} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{P_l}{m_2 L} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

观测器的输出误差反馈矩阵  $\mathbf{G}$  与控制器的反馈系数矢量  $\mathbf{K}$  可根据控制目标采用极点配置方法或者线性二次型最优控制方法计算得到。

在不考虑轨道弹性的闭环控制系统中, 若选取  $x_1, \dot{x}_1, x_2, \dot{x}_2, \ddot{x}_2, \hat{x}_2, \dot{\hat{x}}_2, \ddot{\hat{x}}_2$  作为整个系统的状态变量, 其中前 5 个变量用于描述被控对象的状态信息, 后 3 个变量为由控制器观测到的系统状态, 因此, 整个闭环系统矩阵为

$$\mathbf{A}_r = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & -\mathbf{BK} \\ \mathbf{GC} & \mathbf{A}_1 - \mathbf{GC}_1 - \mathbf{B}_1 \mathbf{K} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$\mathbf{A}_r$  是一个 8 维矩阵, 其特征值决定了系统的动力学行为。将表 1 数据代入式(9), 通过设定不同的弹簧刚度来模拟轨道梁的自振频率, 分别计算轨道梁自振频率在 1~100 Hz 变化系统矩阵  $\mathbf{A}_r$  的特征根, 进而得到特征根实部的最大值, 其变化规律见图 4。由图 4 可知, 随着轨道梁自振频率增加, 即其刚度的增大, 系统矩阵特征根实部的最大值逐渐减小, 并趋于 0, 但总是大于 0, 系统不稳定。设定电磁铁初始位置偏离平衡点 5 mm, 轨道梁自振频率为 17.8 Hz, 计算得到电磁铁位移的响应见图 5, 可以看出, 若轨道梁不存在阻尼作用, 则系统会迅速发散, 在 0.5 s 时电磁铁已远远偏离平衡位置, 达 2.5 m, 因此, 不考虑轨道弹性的控制策略无法实现对系统的稳定控制。

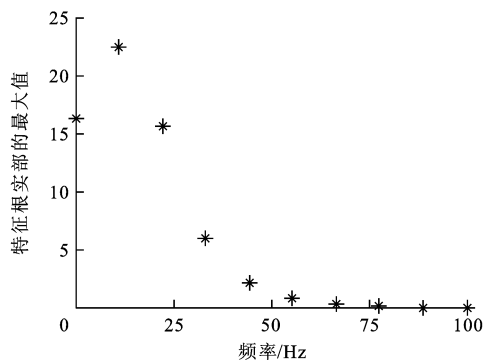


图4 无阻尼时特征根实部的最大值

Fig. 4 Maximums of latent root real parts (no damping)

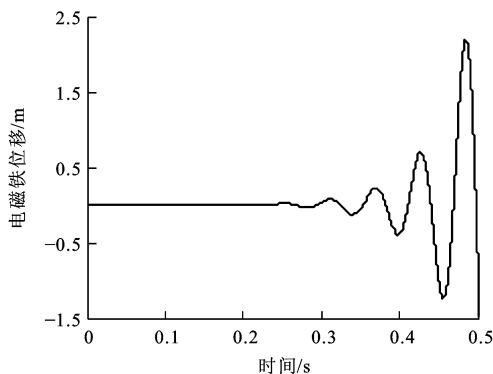


图5 无阻尼时电磁铁位移响应

Fig. 5 Displacement response of electromagnet (no damping)

然而, 实际的磁悬浮线路中轨道梁总是存在一定的阻尼, 当轨道梁的刚度较大时系统也可能稳定。若考虑轨道梁的阻尼作用, 式(3)变为

$$m_1 \ddot{x}_1 = F - kx_1 - c\dot{x}_1 \quad (11)$$

式中:  $c$  为轨道梁阻尼系数。

考察一定的轨道梁阻尼下系统矩阵  $\mathbf{A}_r$  特征根

实部的最大值随其自振频率的变化情况见图6。可以看出,随着轨道梁刚度的增大,特征根实部的最大值逐渐减小,并变为负值,系统趋于稳定,这也是磁悬浮线路建设中尽量增大轨道梁刚度的主要原因。设定轨道梁阻尼系数为  $50 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ ,自振频率为  $17.8 \text{ Hz}$ ,电磁铁初始位移为  $5 \text{ mm}$ ,计算电磁铁的位移响应见图7。可以看出,若设定稳定域为  $2\%$ ,则系统能够在  $0.3 \text{ s}$  左右达到稳定状态,最大超调量为  $10\%$ 。

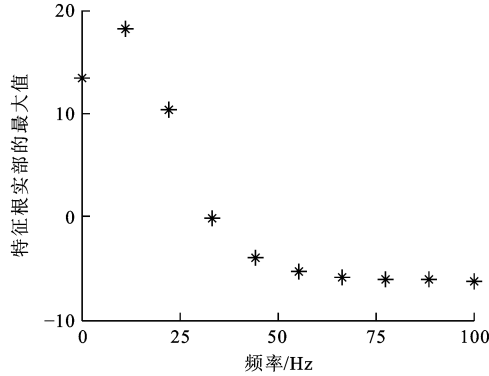


图6 有阻尼时特征根实部的最大值

Fig. 6 Maximums of latent root real parts(with damping)

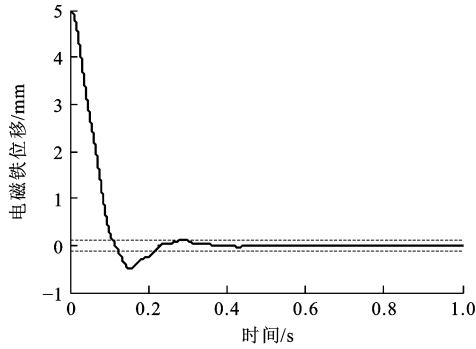


图7 有阻尼时电磁铁的位移响应

Fig. 7 Displacement response of electromagnet(with damping)

### 3.3 考虑轨道弹性的控制器设计

通过上述推导与仿真结果可以看出,若不计轨道梁的阻尼作用,不考虑轨道弹性的状态反馈控制策略,无法实现对磁悬浮系统的稳定控制;虽然实际工程中磁悬浮线路的轨道梁具有一定的阻尼,为确保磁悬浮车辆的稳定运行,必须以提高轨道梁刚度与增加工程造价为代价。

上述的控制方法以电磁铁的振动速度、加速度与悬浮间隙为反馈量进行主动控制,3个反馈量中仅悬浮间隙部分地反映了弹性轨道梁的振动状态,即作为磁悬浮系统重要组成部分的轨道梁,其振动状态并未完全引入控制系统,这就是假设轨道梁为刚性时设计出的控制器难以使系统稳定的根本原

因。为此,本文利用状态观测器,将反映轨道振动状态的变量引入控制系统,进行控制器的设计。此时,状态反馈控制方法中有5个状态变量:  $x_1, \dot{x}_1, x_2, \dot{x}_2, \ddot{x}_2$ , 反馈控制规律为

$$U = -\mathbf{K}\hat{\mathbf{X}} = -K_1 \hat{x}_1 - K_2 \dot{\hat{x}}_1 - K_3 \hat{x}_2 - K_4 \dot{\hat{x}}_2 - K_5 \ddot{\hat{x}}_2 \quad (12)$$

$$\mathbf{K} = (K_1, K_2, K_3, K_4, K_5)$$

$$\hat{\mathbf{X}} = (\hat{x}_1, \dot{\hat{x}}_1, \hat{x}_2, \dot{\hat{x}}_2, \ddot{\hat{x}}_2)^T$$

式中:  $\hat{x}_1$  为利用状态观测器得到的轨道梁垂向位移。

选取  $x_1, \dot{x}_1, x_2, \dot{x}_2, \ddot{x}_2, \hat{x}_1, \dot{\hat{x}}_1, \hat{x}_2, \dot{\hat{x}}_2, \ddot{\hat{x}}_2$  作为整个闭环系统的状态变量,易知该10维系统的系统矩阵  $\mathbf{A}_r$  为

$$\mathbf{A}_r = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & -\mathbf{BK} \\ \mathbf{GC} & \mathbf{A} - \mathbf{GC} - \mathbf{BK} \end{bmatrix} \quad (13)$$

设定轨道梁自振频率为  $17.8 \text{ Hz}$ ,不计其阻尼作用,利用线性二次型最优方法得到反馈矢量为

$$\mathbf{K} = (1\ 455.9, 167.5, -7\ 256.2, -319.0, 6.6)$$

进而可得系统矩阵的特征值为

$$\lambda_1 = -3\ 163.90$$

$$\lambda_2 = -813.09$$

$$\lambda_3 = \lambda_4 = -30.59 \pm 115.70i$$

$$\lambda_5 = \lambda_6 = -27.57 \pm 110.07i$$

$$\lambda_7 = \lambda_8 = -25.39 \pm 42.36i$$

$$\lambda_9 = \lambda_{10} = -20.73 \pm 21.01i$$

系统矩阵的所有特征值实部均小于0,因此,整个闭环系统是稳定的。设定电磁铁初始位置偏离平衡点  $5 \text{ mm}$ ,仿真时间为  $0.5 \text{ s}$  时,电磁铁与轨道板的位移响应曲线分别见图8、9。由图8可知,若设定稳定域为  $2\%$ ,则系统在  $0.2 \text{ s}$  左右可达到稳定状态,最大超调量为  $4\%$ ,仿真结果证明了控制策略的有效性。

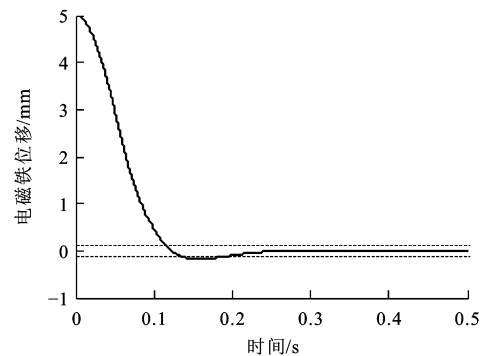


图8 电磁铁位移响应

Fig. 8 Displacement response of electromagnet

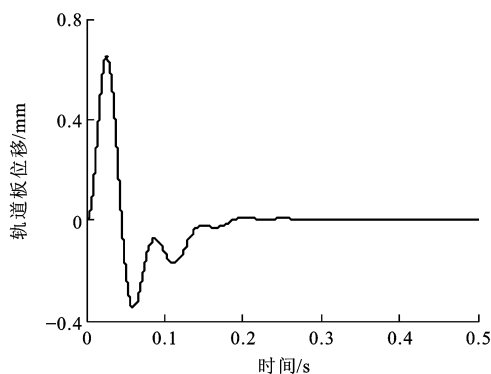


图 9 轨道板位移响应

Fig. 9 Displacement response of track

### 3.4 考虑轨道弹性的控制策略试验台验证

在试验台上对考虑轨道梁弹性的控制策略的有效性进行验证。选定弹簧刚度为  $10 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$ , 其他参数见表 1。

由于受到间隙传感器量程的限制, 启动时电磁铁与轨道板间隙为  $13.3 \text{ mm}$ 。由图 10 的试验结果可以看出, 悬浮间隙在  $0.3 \text{ s}$  左右可达到稳定状态, 超调量为  $0.198 \text{ mm}$ , 稳定间隙为  $10 \text{ mm}$ ; 与试验结果相比, 仿真结果中的系统稳定时间为  $0.2 \text{ s}$ , 超调量比试验结果大  $0.010 \text{ mm}$ , 考虑到参数误差与数学模型的简化等原因, 仿真结果与试验结果具有较高的一致性, 说明仿真模型准确, 同时验证了控制策略的有效性。

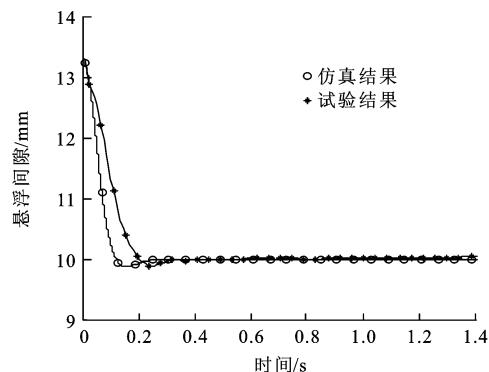


图 10 电磁铁悬浮间隙对比

Fig. 10 Comparison of levitation gaps for electromagnet

## 4 结 语

针对磁悬浮车辆的车轨耦合振动问题, 本文提出一种新型的控制策略。以单铁-弹性轨道梁系统为研究对象, 建立了单铁悬浮系统的车轨耦合振动模型, 并搭建了弹性梁单铁悬浮控制试验台。以此为基础, 对比分析了常规的假设轨道为刚性的控制方法与考虑轨道弹性的控制方法下系统的稳定特

性, 并得出如下结论: 若不计轨道梁的阻尼作用, 不考虑轨道弹性的控制策略无法实现对磁悬浮系统的稳定控制, 工程中磁悬浮线路的轨道梁具有一定的阻尼, 较高的轨道梁刚度下磁悬浮车辆也可以稳定运行, 但轨道梁的工程造价较高; 在本文的控制方法中, 利用状态观测器, 将轨道梁的振动状态引入控制系统, 即使不计轨道梁的阻尼, 也能够使电磁铁在较低刚度的轨道梁上稳定悬浮, 运用该控制方法, 可降低磁悬浮线路对轨道梁的性能要求, 从而减少磁悬浮线路的建设成本。

### 参考文献:

#### References:

- [1] YAN Lu-guang. Suggestion for selection of maglev option for Beijing-Shanghai high-speed line[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2004, 14(2): 936-939.
- [2] LEE H W, KIM K C, LEE J. Review of maglev train technologies[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2006, 42(7): 1917-1925.
- [3] 翟婉明, 赵春发, 蔡成标. 磁浮列车与轮轨高速列车对线桥动力作用的比较研究[J]. 交通运输工程学报, 2001, 1(1): 7-12. ZHAI Wan-ming, ZHAO Chun-fa, CAI Cheng-biao. On the comparison of dynamic effects on bridges of maglev trains with high-speed wheel/rail trains[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2001, 1(1): 7-12. (in Chinese)
- [4] 邓永权, 罗世辉. 单磁铁系统的稳定性与仿真分析[J]. 电力机车与城轨车辆, 2005, 28(5): 44-46. DENG Yong-quan, LUO Shi-hui. Stability research and simulation of a single magnetic system[J]. Electric Locomotives and Mass Transit Vehicles, 2005, 28(5): 44-46. (in Chinese)
- [5] 翟婉明, 赵春发. 磁浮车辆/轨道系统动力学(I)——磁/轨相互作用及稳定性[J]. 机械工程学报, 2005, 41(7): 1-10. ZHAI Wan-ming, ZHAO Chun-fa. Dynamics of maglev vehicle/guideway systems(I)—magnet/rail interaction and system stability[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(7): 1-10. (in Chinese)
- [6] 陶 兴. 中低速磁悬浮轨道梁关键设计参数研究[D]. 上海: 同济大学, 2008. TAO Xing. Research of key design parameters for low-speed magnetic levitation rail beam [D]. Shanghai: Tongji University, 2008. (in Chinese)
- [7] KIM Y C, KIM K H. Gain scheduled control of magnetic suspension system[C]//IEEE. Proceedings of the American Control Conference. Baltimore: IEEE, 1994: 3127-3131.
- [8] ZHOU D F, HANSEN C H, LI J. Suppression of maglev vehicle-girder self-excited vibration using a virtual tuned mass damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(5): 883-901.
- [9] JAYAWANT B V, SINHA P K. Low-speed vehicle dynamics

(下转第 46 页)

- 425-436.
- [8] SCHEFFEL H. Unconventional bogie design-their practical basis and historical background [J]. *Vehicle System Dynamics*, 1995, 24(6/7): 497-524.
- [9] SCHEFFEL H. Self-steering wheelsets will reduce wear and permit higher speeds [J]. *Railway Gazette International*, 1976, 132(1): 453-456.
- [10] 李亨利, 李 芾, 傅茂海. 货车径向转向架理论及其运用[J]. *铁道机车车辆*, 2005, 25(4): 13-17.  
LI Heng-li, LI Fu, FU Mao-hai. Development and principle of truck radial bogies [J]. *Railway Locomotive and Car*, 2005, 25(4): 13-17. (in Chinese)
- [11] 黄十周. 我国货车自导向径向转向架的研究和发展[J]. *铁道车辆*, 2013, 51(4): 1-5.  
HUANG Shi-zhou. Research and development of the self-steering radial bogies for freight cars in our country [J]. *Rolling Stock*, 2013, 51(4): 1-5. (in Chinese)
- [12] LI Heng-li, PAN Shu-ping, FU Mao-hai. Study on the wheel wear for the heavy haul self-steering bogie in China[C]//IHHA. 2011 International Heavy Haul Association Conference, *Railroading in Extreme Conditions*. Calgary: IHHA, 2011: 235-242.
- [13] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学研究的新进展[J]. *中国铁道科学*, 2002, 23(2): 1-14.  
ZHAI Wan-ming. New advance of vehicle-track coupling dynamics [J]. *China Railway Science*, 2002, 23(2): 1-14. (in Chinese)
- [14] 沈志云. 低动力作用货车转向架动力性能的研究[J]. *西南交通大学学报*, 1991, 79(1): 5-13.  
SHEN Zhi-yun. Dynamic behavior of low track force freight bogies [J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 1991, 79(1): 5-13. (in Chinese)
- [15] 翟婉明. 机车车辆与线路最佳匹配设计原理、方法和工程实践[J]. *中国铁道科学*, 2006, 27(2): 60-65.  
ZHAI Wan-ming. Optimum matching design between railway vehicles and tracks: principle, method and engineering practice [J]. *China Railway Science*, 2006, 27(2): 60-65. (in Chinese)
- [16] 赵方伟, 王 璞, 李亨利, 等. 转 K7 型转向架副构架疲劳强度分析[J]. *北京交通大学学报*, 2012, 36(1): 132-134, 139.  
ZHAO Fang-wei, WANG Pu, LI Heng-li, et al. Fatigue strength analysis of deputy frame of K7 bogie [J]. *Journal of Beijing Jiaotong University*, 2012, 36(1): 132-134, 139. (in Chinese)

(上接第 38 页)

- and ride quality using controlled D. C. electromagnets [J]. *Automatica*, 1977, 13(6): 605-610.
- [10] 谢云德, 常文森. 电磁型(EMS)磁悬浮列车系统铅垂方向的建模与仿真[J]. *铁道学报*, 1996, 18(4): 47-54.  
XIE Yun-de, CHANG Wen-sen. Modelling and simulation of electromagnetic suspension vehicle systems(EMS) in vertical direction [J]. *Journal of the China Railway Society*, 1996, 18(4): 47-54. (in Chinese)
- [11] 谢云德, 常文森. 电磁型磁悬浮列车单铁力的计算及运动稳定性和可控性研究[J]. *铁道学报*, 1995, 17(1): 41-48.  
XIE Yun-de, CHANG Wen-sen. Calculation of the force with single magnet and research of its suspension stability and controllability on electromagnetic suspension vehicle systems [J]. *Journal of the China Railway Society*, 1995, 17(1): 41-48. (in Chinese)
- [12] 方明霞, 屠 娟, 冯 奇, 等. 弹性车行道上磁悬浮列车系统的动力学研究[J]. *噪声与振动控制*, 2001(6): 23-26.  
FANG Ming-xia, TU Juan, FENG Qi, et al. Dynamics research of maglev train on elastic guideway [J]. *Noise and Vibration Control*, 2001(6): 23-26. (in Chinese)
- [13] 刘恒坤, 郝阿明, 常文森. 弹性轨道上的磁悬浮系统控制方法研究[J]. *控制工程*, 2008, 15(4): 392-394, 415.  
LIU Heng-kun, HAO A-ming, CHANG Wen-sen. On control methods of the magnetic suspension system on elastic track [J]. *Control Engineering of China*, 2008, 15(4): 392-394, 415. (in Chinese)
- [14] YAU J D. Vibration control of maglev vehicles traveling over a flexible guideway [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 321(1/2): 184-200.
- [15] 张 翼, 胡基士, 蒋启龙. 磁悬浮系统自适应控制方法研究[J]. *电力机车与城轨车辆*, 2005, 28(6): 5-7.  
ZHANG Yi, HU Ji-shi, JIANG Qi-long. Self-adaptive control method for maglev system [J]. *Electric Locomotives and Mass Transit Vehicles*, 2005, 28(6): 5-7. (in Chinese)
- [16] 余龙华, 柳贵东. 单铁磁悬浮控制系统的动力学特性研究[J]. *电力机车与城轨车辆*, 2006, 29(3): 17-19.  
SHE Long-hua, LIU Gui-dong. Research on dynamics characteristic of single magnetic levitation control system [J]. *Electric Locomotives and Mass Transit Vehicles*, 2006, 29(3): 17-19. (in Chinese)
- [17] MEISINGER R. Control systems for flexible maglev vehicles riding over flexible guideways [J]. *Vehicle System Dynamics*, 1975, 4(2/3): 200-202.