

基于连续回转电液伺服马达的液压角振动台随机振动控制研究

袁立鹏^{*1,2} 关晋凯¹ 袁立铭³

1. 哈尔滨工业大学机电工程学院, 哈尔滨 150001

2. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Cornell University, Ithaca, NY, USA 14853

3. 首都航天机械公司, 北京 100076

*hitylp@126.com

摘要: 液压角振动台是十分复杂的非线性系统, 应用传统的控制系统设计方法很难满足其控制要求。针对随机振动要求振动试验系统具有高频响, 高精度性能的特点, 本文建立了连续回转电液伺服马达振动系统的动力学模型, 提出基于 LuGre 动态摩擦模型的自适应摩擦补偿控制策略。应用自适应滤波器频响函数辨识方法, 并同时采用以上自适应摩擦补偿控制进行功率谱复现控制迭代实验, 验证了自适应滤波器频响函数估计的准确性及此自适应摩擦补偿控制策略拓展系统频宽的有效性。

关键词: 自适应摩擦补偿; 频响函数估计; 随机复现振动算法

Study on Random Vibration Control for a Hydraulic Angular Vibration Table Driven by a Continuous Rotary Electro-hydraulic Servomotor

Yuan Li-peng^{*1,2}, Guan Jin-kai¹, Yuan Li-ming³

1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, 150001

2. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Cornell University, Ithaca, NY, USA 14853

3. Capital Aerospace Machinery Company, Beijing, China, 100076

*hitylp@126.com

Abstract: Hydraulic angular vibration table is a kind of complex and non-linear system. Applying traditional controller to the angular vibration system, it is difficult to make the control performance to a high level. Aiming at the requirements of high frequency response and high accuracy for the random vibration system, this paper built up the dynamic model of Continuous Rotary Electro-hydraulic Servomotor controlled by valves, and proposed the adaptive friction compensation controller of continuous rotary electro-hydraulic servomotor based on the LuGre friction model for the electro-hydraulic servo angular vibration table. At the same time, the random vibration replication experiment was carried out by using the adaptive friction compensation composite iteration control algorithm based on the frequency response estimator with self-adapting filter. The results of experiment show that the frequency response estimator with self-adapting filter is accurate for random vibration replication control and the adaptive friction compensation controller is favorable to improve system's frequency response.

Keywords: Adaptive Friction Compensation; Frequency Response Estimator; Random Vibration Iteration Control Algorithm

引言

振动台是实验室内模拟真实的振动环境的重要实验设备, 其中电液伺服角振动台作为一种独特的环境模拟设备, 在导弹、火箭、卫星等国防领域有着重要的作用。近年来, 由于大惯量、高频响设备半实物仿真技术的推广使用, 液压角振动台得到了越来越广泛的应用^[1]。从动力学的角度分析可知, 电液伺服角振动台是一个模型复杂的非线性、存在耦合、变负载、变参数的多变量系统^[2]。同时, 由于有些飞行器是靠自旋转稳定的, 再如巡航导

弹在寻找大目标过程中，其偏航角度有可能接近 360°，甚至绕某一目标连续旋转，因此要求角振动台能够模拟飞行器在飞行过程中绕自身中心轴连续滚动时的振动载荷，采用新型连续回转电液伺服马达作为驱动装置能够很好的满足此要求^[3]。然而应用传统的控制系统设计方法，很难满足电液伺服角振动台的控制要求。国内近年来对相关控制策略进行了理论分析^[4]，得出一些指导性的结果，但控制效果仍较难满足实际要求。与国外相比，国外对液压角振动台的研究较为深入^[5, 6]。从国外的先进经验可以看出，基于自适应滤波频响函数辨识的迭代算法、同时应用具有鲁棒性的自适应摩擦补偿控制策略是解决电液角振动台随机振动控制品质的有效途径。

针对电液伺服角振动台随机振动伺服性能的需求，建立连续回转电液伺服马达系统的动力学模型，提出基于 LuGre 动态摩擦模型的自适应摩擦补偿控制策略。采用基于自适应滤波器频响函数辨识方法进行复合迭代控制，通过实验对比，验证了此控制策略对电液伺服角振动台随机振动信号实时控制的有效性。

1 三轴液压角振动台系统

振动台有立式和卧式两种布局型式，立式振动台的外框轴垂直于水平面，卧式振动台的外框轴平行于地平面。立式振动台的内框架结构多数为圆盘式，少数为 O 型；卧式振动台的外框架为封闭式的 O 型结构。

图 1 所示为研究室现有 985 工程资助的低频三轴液压角振动台的照片，该振动台有内框、中框、外框三个框架，分别由液压马达直接驱动，为 U-U-T 立式结构，液压角振动台的外框采用连续回转电液伺服马达进行驱动，以满足某些要求连续滚动的振动载荷要求。本文的分析就是在此试验台外框的连续回转电液伺服马达上展开的。

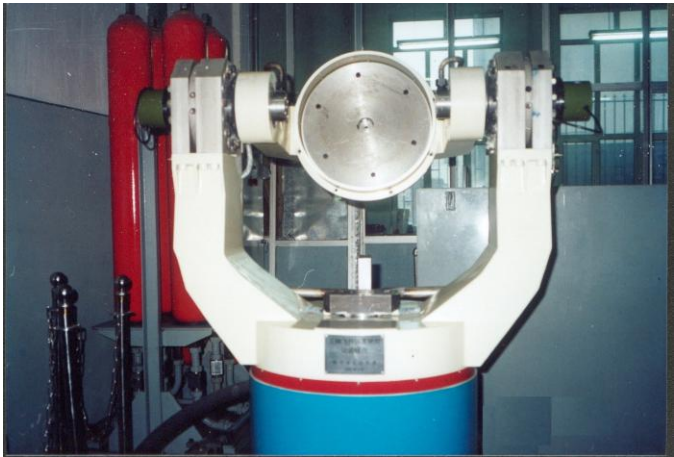


图 1 低频三轴液压角振动台

Fig. 1 Photo of three-axis angle vibration table

1 考虑动态摩擦转矩的连续回转马达伺服系统动力学方程

连续回转电液伺服马达单通道电液位置伺服系统原理方框图如图 2 所示。

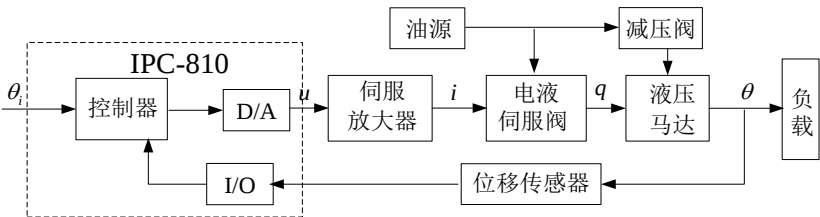


图 2 连续回转电液伺服马达系统原理方框图

Fig. 2 Block diagram of continuous rotary electro-hydraulic servo motor system

1.1 连续回转马达伺服系统动力学方程

在存在动态摩擦转矩情况下, 可得传递函数方框图如图 3 所示。其中 u 为控制器输入, θ 为马达单通道电液伺服系统实际位移, T_f 为摩擦力矩。下面推导存在动态摩擦转矩时的连续回转马达电液伺服系统的动力学方程。

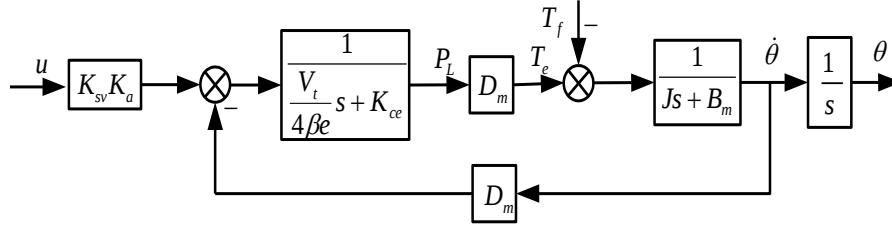


图 3 考虑摩擦的简化阀控马达系统方框图

Fig. 3 Block diagram of valve-controlled actuator with friction torque

由于电液伺服阀可看作比例环节, 将连续回转电液伺服马达单通道电液位置伺服系统所受到的摩擦力矩看作外干扰力矩, 根据图 3 可得到:

电液伺服阀阀口线性化流量方程为

$$Q_L = K_{sv} x_v = K_{sv} K_a u \quad (1)$$

式中: u —— 伺服放大器输出电压(V)。

马达的负载流量连续性方程为

$$Q_L = D_m \dot{\theta} + K_{ce} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \dot{P}_L \quad (2)$$

式中: K_{ce} —— 总的流量-压力系数, $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$, $K_{ce} = K_c + C_{tm}$ 。

液压马达与负载的力矩平衡方程为

$$T = D_m p_L = J \ddot{\theta} + B_m \dot{\theta} + G \theta + T_f \quad (3)$$

式中: T_f —— 摩擦力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

根据液压转台用连续回转伺服马达电液伺服系统的特点, 可以忽略负载弹簧刚度, 但与其它伺服系统不同的是, 电液伺服系统的油液压缩项不可忽略。这样可得到连续回转电液伺服马达单通道电液位置伺服系统的动态平衡方程为

$$J \ddot{\theta} = \frac{K_{sv} K_a D_m}{K_{ce}} u - \frac{K_{ce} B_m + D_m^2}{K_{ce}} \dot{\theta} - \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} \dot{T} - T_f \quad (4)$$

$$\text{令 } a = \frac{K_{sv} K_a D_m}{K_{ce}}, \quad b = \frac{K_{ce} B_m + D_m^2}{K_{ce}}, \quad c = \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}},$$

则式(4)变为:

$$J \ddot{\theta} = a u - b \dot{\theta} - c \dot{T} - T_f \quad (5)$$

为控制器设计方便, 并令 $T_{cf} = T_c / \sigma_0$, $T_{sf} = T_s / \sigma_0$, 则 LuGre 摩擦模型可改写为以下形式:

$$\frac{dz}{dt} = \dot{\theta} - \frac{z}{g(\dot{\theta})} |\dot{\theta}| \quad (6)$$

$$T_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \dot{\theta} \quad (7)$$

$$g(\dot{\theta}) = T_{cf} + (T_{sf} - T_{cf})e^{-(\dot{\theta}/\dot{\theta}_s)^2} \quad (8)$$

1.2 自适应摩擦补偿器设计

连续回转电液伺服马达单通道电液位置伺服控制系统中加入自适应控制的框图如图 4 所示。

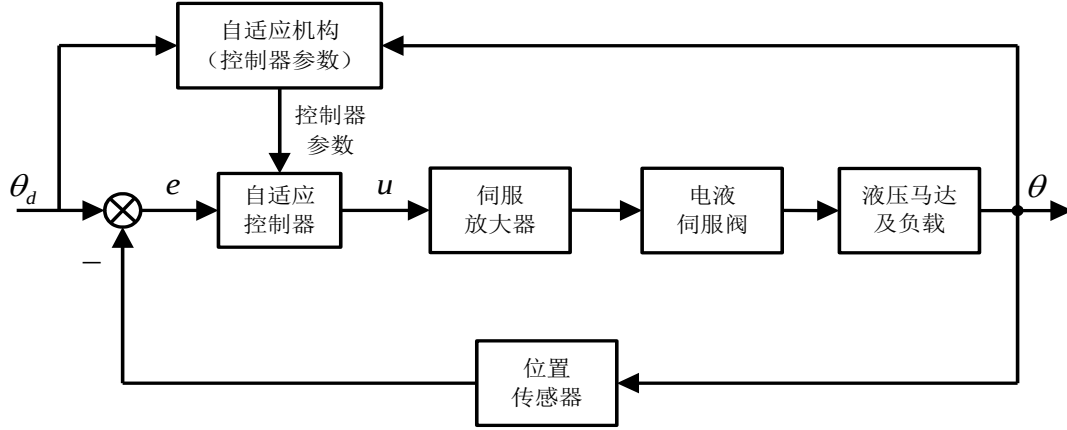


图 4 连续回转电液伺服马达单通道电液位置伺服系统自适应摩擦补偿控制

Fig. 4 Block diagram of adaptive friction compensation control of continuous rotary electro-hydraulic servo motor

为设计连续回转电液马达伺服控制系统非线性摩擦的自适应控制率，建立系统误差方程为

$$e_1(t) = \theta(t) - \theta_d(t) \quad (9)$$

$$e_2(t) = \dot{e}_1(t) + k e_1(t) \quad (10)$$

其中 $\theta_d(t)$ 为给定期望位置信号，且为具有两阶导数的平滑有界信号， k 为正反馈增益。这样，跟踪 θ_d 问题变为极小化 e_2 。将式(6)、(7)代入式(5)中可得

$$J\ddot{\theta} = au - b\dot{\theta} - \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} z - \beta\dot{\theta} - c\dot{T} \quad (11)$$

其中 $\beta = \sigma_1 + \sigma_2 > 0$ 。对式(10)求导并将代入式(11)可得到：

$$J\dot{e}_2 = au - b\dot{\theta} - \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} z - \beta\dot{\theta} - c\dot{T} - J(\ddot{\theta}_d - k\dot{e}_1) \quad (12)$$

由于 LuGre 模型的非线性状态 z 未知且不可测，此处采用两个非线性观测器来估计 z ^[7]，即

$$\frac{d\hat{z}_0}{dt} = \dot{\theta} - \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} \hat{z}_0 + \tau_0 \quad (13)$$

$$\frac{d\hat{z}_1}{dt} = \dot{\theta} - \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} \hat{z}_1 + \tau_1 \quad (14)$$

其中 $\hat{z}_0$ ， $\hat{z}_1$ 为 z 的估计值， $\hat{\tau}_0$ ， $\hat{\tau}_1$ 为需要设计的观测器动态项。设 $\tilde{z}_0 = z - \hat{z}_0$ ， $\tilde{z}_1 = z - \hat{z}_1$ ，则可计算出观测器的估计误差为：

$$\frac{d\tilde{z}_0}{dt} = -\frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} \tilde{z}_0 - \tau_0 \quad (15)$$

$$\frac{d\tilde{z}_1}{dt} = -\frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} \tilde{z}_1 - \tau_1 \quad (16)$$

通过辨识 LuGre 动态摩擦模型静态参数的精确值, 考虑 σ_0 、 σ_1 、 β 的真实值随外界环境变化而波动, 下面仅对动态参数的估计值 $\hat{\sigma}_0$ 、 $\hat{\sigma}_1$ 、 $\hat{\beta}$ 进行在线估计, 这样可以大大提高系统的在线计算效率和稳态精度。为此, 采用如下控制率

$$u = \frac{1}{a} \begin{bmatrix} -he_2 + b\dot{\theta} + \hat{\sigma}_0 \hat{z}_0 - \hat{\sigma}_1 \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} \hat{z}_1 \\ + \hat{\beta} \dot{\theta} + c\dot{T} + J(\ddot{\theta}_d - k\dot{e}_1) \end{bmatrix} \quad (17)$$

其中 h 为正的设计常数。将式(17)代入式(12), 得到:

$$\begin{aligned} J\dot{e}_2 = & -he_2 - \tilde{\beta}\dot{\theta} - \sigma_0 \tilde{z}_0 - \tilde{\sigma}_0 \hat{z}_0 \\ & + \sigma_1 \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} \tilde{z}_1 + \tilde{\sigma}_1 \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} \hat{z}_1 \end{aligned} \quad (18)$$

未知参数和摩擦状态观测器动态项的自适应率采用如下形式:

$$\dot{\hat{\sigma}}_0 = -\gamma_0 \hat{z}_0 e_2 \quad (19)$$

$$\dot{\hat{\sigma}}_1 = \gamma_1 \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} \hat{z}_1 e_2 \quad (20)$$

$$\dot{\hat{\beta}} = -\gamma_\beta \dot{\theta} e_2 \quad (21)$$

$$\tau_0 = -e_2 \quad (22)$$

$$\tau_1 = \frac{|\dot{\theta}|}{g(\dot{\theta})} e_2 \quad (23)$$

其中 γ_0 、 γ_1 、 γ_β 为正的设计常数。

给定连续回转电液马达伺服控制系统的动态平衡方程式(5), 并且系统中的摩擦力矩由式(6)、(7)表示, 2 个 LuGre 摩擦力矩模型状态的非线性状态观测器用式(13)、(14)表示。选择自适应非线性控制率为式(17)和参数自适应更新率为式(19)~(23), 则闭环伺服控制系统式(17)可以实现对给定位置期望信号的全局渐进跟踪。

2 振动系统频响函数估计方法研究

在随机振动控制中, 仅依靠伺服控制系统是无法达到振动控制所要求的精度的。为了提高振动控制精度, 需要对振动系统进行振动控制。振动控制的基本原理是基于被控系统的频响函数计算系统阻抗, 然后依据系统阻抗对驱动信号进行修正, 使得信号的输出满足控制精度要求。因此频响函数估计是振动控制的基础, 其估计结果直接关系振动控制的精度。

2.1 基于自适应滤波原理的频响函数估计

所谓自适应滤波, 就是利用前一时刻已获得的滤波器参数结果, 自动的在线调节当前时刻的滤波器参数, 以适应信号和噪声未知的或随时间变化的统计特性, 从而实现最优滤波。自适应滤波器由两个部分组成, 一部分是数字滤波器, 用来完成希望的信号处理, 另一部分是自适应算法, 用来调节滤波器权系数^[8]。

自适应滤波依靠递归算法进行其运算, 这样使得它可以在有关信号特征的完整知识不能得到的情况下完成滤波运算。在平稳环境下, 该算法经成功迭代后收敛于某种统计意义上的最优维纳解; 在非平稳环境下, 该算法能提供一种跟踪能力, 跟随系统的参数变化。如图5所示是维纳滤波器的输入输出关系。

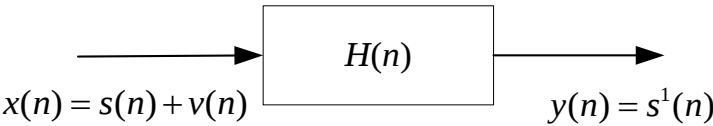


图 5 维纳滤波器的输入输出关系
Fig. 5 Input and output of Wiener filter

$s(n)$ 表示信号的真值, $v(n)$ 表示噪声。其中 $y(n)$ 表示 $s(n)$ 的估计值, $s^1(n)$ 与 $s(n)$ 的均方误差 $E[e^2(n)]$ 最小, 即

$$E[e^2(n)] = E[(s - s^1)^2] = \min$$

利用横向结构的FIR滤波器实现自适应滤波器是最常见的一种方法, 也称为线性组合器, 它利用正规直接形式实现全零点传输函数, 而不是采用反馈环节。对于这种结构, 输出信号 $y(n)$ 是滤波器系数的线性组合, 它产生具有唯一最优解的二次均方误差数, FIR数字滤波器的标准形式公式为:

$$H(z) = b_0 + b_1z^{-1} + \dots + b_{M-1}z^{1-M} = \sum_{i=0}^{M-1} b_i z^{-i} \quad (24)$$

由于主输入端不可避免地存在干扰噪声, 自适应滤波算法将产生参数失调噪声。干扰噪声 $v(n)$ 越大, 则引起的失调噪声就越大。减小步长因子 μ 可减小自适应滤波算法的稳态失调噪声, 提高算法的收敛精度。然而步长因子 μ 的减小将降低算法的收敛速度和跟踪速度。步长大于算法收敛所要求的最小步长时, 算法就无法收敛。变步长自适应滤波算法的步长调整原则是在初始收敛阶段或未知系统参数发生变化时, 步长应比较大, 以便有较快的收敛速度和对时变系统的跟踪速度, 而在算法收敛后, 不管主输入端干扰信号有多大, 都应保持很小的调整步长以达到很小的稳态失调噪声^[8]。

根据步长调整原则和上述分析, 采用 sigmoid 函数变步长 LMS 自适应滤波算法, 该算法中步长是 $e(n)$ 的 sigmoid 函数, 算法公式为:

$$\begin{aligned} \mu(n) &= \beta(1 - \exp(-\alpha|e(n)|)) \quad e(n) = d(n) - \mathbf{x}^T(n)\mathbf{w}(n) \\ \mu(n) &= \beta(1 - \exp(-\alpha|e(n)|)) \\ \mathbf{w}(n+1) &= \mathbf{w}(n) + 2\mu(n)e(n)\mathbf{x}(n) \end{aligned} \quad (25)$$

基于自适应滤波器的频响函数辨识方法具有自适应滤波的特点。自适应滤波器的参数根据前一时刻的输入输出进行实时调整, 以适应信号和噪声的未知的或随时间变化统计特性, 以达到最优滤波效果。因此基于自适应滤波器的频响函数辨识方法是一种能够随系统频率特性变化而实时调整的系统频率特性估计方法, 并且不需要关注信号噪声的统计特性。

3 随机复现控制算法研究

为了提高控制精度, 准确地复现期望的振动, 需要通过振动控制对驱动信号进行迭代补偿, 减小响应信号(功率谱密度)与期望信号的偏差, 形成一种真正意义上的振动闭环控制。因此振动台控制系统包括两部分: 振动控制系统和伺服控制系统。二者关系如图 6 所示

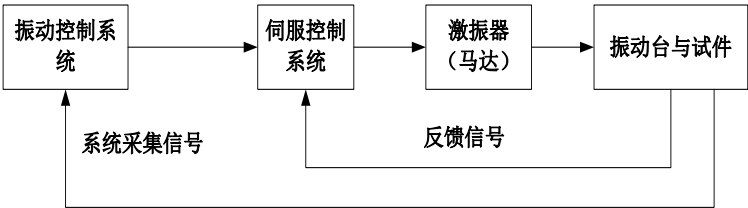


图 6 随机振动复现控制算法的原理图
Fig. 6 Structure of vibration test control system

4 实验

4.1 功率谱复现控制迭代实验

功率谱复现控制采用以上基于LuGre动态摩擦模型的自适应摩擦补偿控制策略，迭代了4次。迭代实验中，功率谱修正的频响函数辨识结果是基于自适应滤波器的频响函数辨识方法。迭代结果如图7所示。

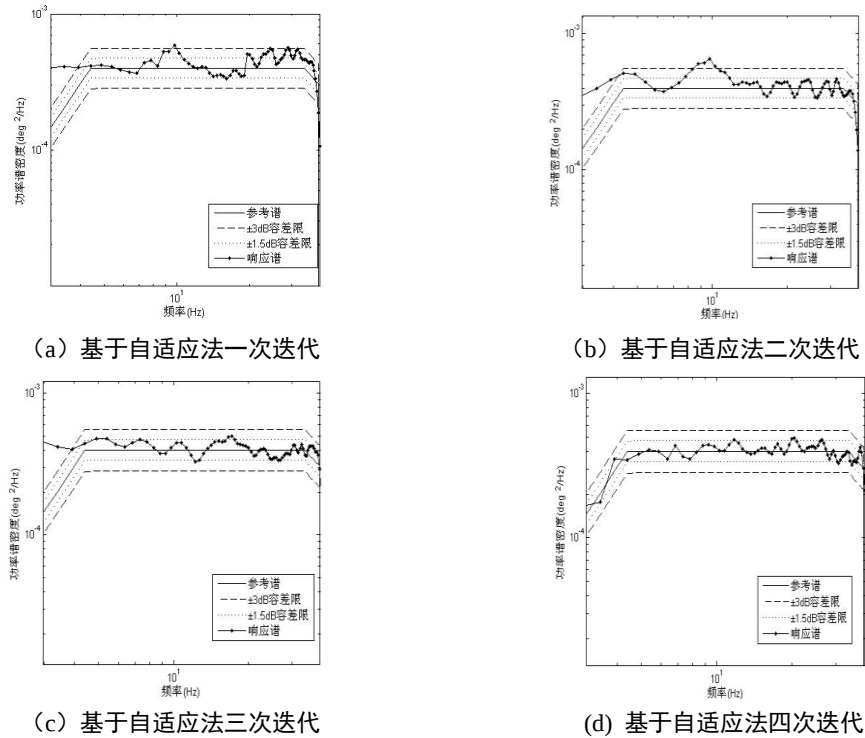


图 7 功率谱复现迭代实验结果

Fig. 7 Experimental results of PSD replication after iteration compensation

由迭代实验结果可知，基于自适应滤波器的频响函数辨识功率谱复现控制振动实验经过四次迭代后可以良好跟踪理想功率谱密度（包括功率谱的上升段、平直段、下降段）。

5 结论

针对电液伺服角振动台伺服性能的需求，研究了改善振动系统频率特性的伺服控制策略。在建立连续回转电液伺服马达振动系统数学模型的基础上，应用基于 LuGre 动态摩擦模型的自适应摩擦补偿控制器扩展系统频宽，并采用自适应滤波器频响函数辨识方法进行随机振动复现迭代控制，通过实验对比，验证了此复合迭代控制方法对采用连续回转电液伺服马达驱动的电液伺服角振动台随机振动信号实时控制的有效性。

参考文献

[1] 张巧寿. 振动试验系统现状与发展[J]. 航天技术与民品,2000, (8):36~39.

[2] Bart Peeters and Jan Deille. MIMO Random Vibration Control Algorithm and Simulations. Proceedings of the 72nd Shock and Vibration Symposium, San Destin, FL, USA, 2001: 116~122.

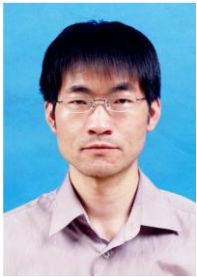
[3] 马建设, 李尚义, 怯军, 赵克定. 仿真转台用连续回转电液伺服马达低速摩擦特性研究[J]. 航空学报, 2003, 21(4): 361~363.

[4] 关广丰, 从大成, 韩俊伟, 李洪人. 6 自由度随机振动控制算法. 机械工程学报. 2008, 9: 56~60.

[5] M.Tanka, Y.Kaneda. A Fast Projection Algorithm for Adaptive Filtering[J]. IEICE Trans. on Fundamentals of Electronics, communications and Computer Science. 1995, E78-A(10): 60~68.

- [6] Rik Pintelon and Johan Schoukens. Measurement of Frequency Response Functions in the Presence of Correlated Input/Output Errors. IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference, Budapest, 2001: 618~626.
- [7] Tan Y, Kanellakopoulos I. Adaptive non-linear friction compensation with parameter uncertainties. Proceeding of the American Control Conference, San Diego. 1999: 2511~2515.
- [8] 关晋凯. 单轴电液角振动台的随机振动控制研究. 哈尔滨工业大学硕士学位论文. 2009:23~26.
- [9] 倪镜根, 李锋. 一种新的变步长最小均方自适应滤波算法. 信息和电子工程. 2008, 20(3): 10~16.

【作者简介】



袁立鹏, 男, 1976 年出生, 美国 Cornell University 博士后。主要从事行走机器人、流体传动及控制、并联机构、角振动台等方面的研究。

E-mail: hitylp@126.com