



朱玉川

## 电反馈式超磁致伸缩伺服阀的理论研究

朱玉川

(南京航空航天大学 江苏省精密与微细制造技术重点实验室, 南京 210016)

**摘要:**设计了一种新型超磁致伸缩执行器驱动的喷嘴挡板伺服阀, 基于超磁致伸缩材料磁机耦合理论建立了该伺服阀的数学模型, 推导了其简化传递函数、稳定性判断准则及稳定裕量计算公式。最后对超磁致伸缩伺服阀的静态特性进行了理论研究、仿真实验并与传统喷嘴挡板伺服阀进行了比较, 证明了该新型伺服阀具有高频响、高精度、稳定裕量大、静态特性和线性度好等显著优点, 并得出了提高超磁致伸缩伺服阀性能的具体途径和方法。

**关键词:**超磁致伸缩执行器; 伺服阀; 频宽; 稳定性

**中图分类号:** TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1003-8728(2009)02-0254-04

## An Electric Feedback Giant Magnetostrictive Material (GMM) Servo Valve Zhu Yuchuan

(Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro Manufacturing Technology  
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing 210016)

**Abstract:** A new kind of nozzle flapper servo valve driven by GMA (Giant Magnetostrictive Actuator) is designed in this paper. Its mathematic model is established based on magnetomechanical theory. Its simplified transfer function is deduced and its stability criterion and stability margin formula are presented. Finally, theoretical analysis and simulation experiment show that GMM (Giant Magnetostrictive Material) servo valve has higher frequency response, higher precision, better stability, better static state characteristic and linearity than the traditional nozzle flapper servo valve.

**Key words:** giant magnetostrictive actuator; servo valve; stability

电液伺服阀作为液压伺服系统中的关键部件, 广泛应用于航空航天、火炮控制、雷达跟踪、舰艇操舵以及一般工业当中。随着工程实践的发展, 大流量、高频响电液伺服阀将成为未来电液伺服阀的发展方向。目前航空航天系统、飞行模拟转台等重要地面设施对其伺服阀频宽均提出了更高的要求, 而传统力反馈伺服阀频宽一般均低于 100 Hz, 对于高频响电液伺服阀的开发, 可以采用参数优化设计方法<sup>[1]</sup>, 但其效果有限。随着一些具有优良性能的新型功能材料的出现, 为从根本上提高电液伺服阀频宽及综合性能提供了可能。尤其是近年来以压电陶

瓷、电致伸缩材料、磁致伸缩材料制备及理论研究的深入为电液伺服阀的进一步发展带来了机遇。本文利用超磁致伸缩材料 (giant magnetostrictive material, GMM) 研制的一种新型高响应的电机转换器 (giant magnetostrictive actuator, GMA) 取代传统力反馈电液伺服阀力矩马达<sup>[2,3]</sup>, 同时利用位移传感器将伺服阀内部反馈方式由力反馈改为电反馈从而设计了一种新型超磁致伸缩伺服阀 (简称 GMM 伺服阀), 该新型伺服阀具有频响高、控制流量大以及结构简单等特点。

### 1 GMM 伺服阀结构与原理

GMM 是一种新型功能材料, 在外加激励磁场作用下, 它能实现电磁能机械能的高效转换。并具有应变大、响应速度快 (m 级)、带载能力强等显著特

收稿日期: 2007-03-25

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50805080) 资助

作者简介: 朱玉川 (1974—), 讲师, 博士, 研究方向为机电伺服控制、流体传动与控制, zyc\_good@yahoo.com.cn

点。国外已将它应用于直动式伺服阀、比例阀和微型泵等流体控制元件中<sup>[3-5]</sup>。国内也已对 GMM 在流体控制元件中的应用进行了较为深入的研究,超磁致伸缩执行器(简称 GMA)具有良好的动态特性<sup>[2]</sup>,将其应用于两级伺服阀的设计,有望提高伺服阀的动态响应特性<sup>[3]</sup>,图 1 为采用 GMA 研制的新型电反馈两级伺服阀结构原理图,其中 GMA 已经与喷嘴挡板阀设计为一体结构。

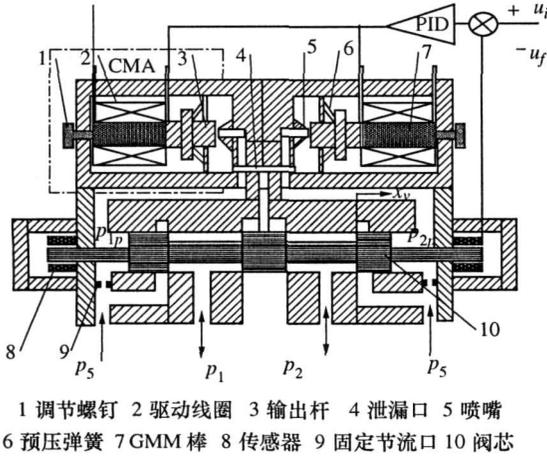


图 1 GMM 伺服阀结构原理图

其工作原理为:当伺服阀处于零位时,左右两个 GMA 都预先输入一定的正向初始电压以产生一定的初始电流使 GMA 产生一定的预伸出量。此时挡板处于零位,两个喷嘴控制腔没有压差。当在两个 GMA 线圈中输入差动交变电压产生磁场时,一个 GMA 产生输出,一个 GMA 产生收缩,则两个喷嘴腔中的压力差  $P_b$  作用在阀芯端面上,推动阀芯运动。滑芯的运动通过位移传感器反馈到电压输入端与输入电压比较运算后作用于 GMA。最终两个喷嘴腔压力差  $P_b$  与滑阀稳态液动力相平衡使挡板平衡在某一位置(零位附近),此时滑阀也停止运动,取得一个平衡位置,并获得相应的流量输出。

## 2 GMM 伺服阀数学模型

### 2.1 GMM 伺服阀基本方程

GMM 伺服阀利用 GMA 取代了传统力反馈伺服阀的力矩马达,如图 1 所示,GMA 输出杆即相当于喷嘴挡板阀的挡板,则 GMA 位移即为挡板位移,GMM 伺服阀动态过程可用如下方程加以描述<sup>[9]</sup>

电路方程

$$u_i = Ri + L \frac{di}{dt} \quad (1)$$

磁路方程

$$\phi = \left( Ni + \frac{x_f}{d_{33}} \right) / P \quad (2)$$

GMA 位移输出动态平衡方程

$$\frac{\phi}{d_{33}} k = m_v \ddot{x}_f + B \dot{x}_f + k x_f + F_L \quad (3)$$

式中:  $F_L$  为作用在 GMA 输出杆上的液动力,  $F_L = P_c A \left[ 1 + \frac{16 C_{df} (x_0 - x_f)^2}{D_N^3} \right]$ , 其中  $P_c$  为喷嘴挡板阀控制压力,零位时  $P_c = 0.5 P_s$

喷嘴挡板阀线性化流量方程

$$Q_p = K_{qp} x_f - K_{qp} P_p \quad (4)$$

滑阀流量平衡方程

$$Q_p = A \dot{x}_v + C_{1f} P_p + \frac{V_v}{4\beta_e} \frac{dP_p}{dt} \quad (5)$$

滑阀力平衡方程

$$A P_p = m_v \ddot{x}_v + B \dot{x}_v + K_v x_v \quad (6)$$

传感器位移电压转换方程

$$u_f = k_x x_f \quad (7)$$

PD 控制器动态方程

$$u_c(t) = K_p \left[ \epsilon(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t \epsilon(t) dt + T_D \frac{d\epsilon(t)}{dt} \right] \quad (8)$$

式中:  $u_i, R, L, \phi, N, P, d_{33}, d_{33}', x_f, m_v, B, k, k_x, k_v, u_f$  分别为输入电压, GMM 棒等效电阻,激励线圈电感,激励磁通,线圈匝数,磁路磁阻,磁耦合系数,横向压磁常数,纵向压磁常数,磁致伸缩位移, GMM 棒等效质量, GMM 棒阻尼系数, GMM 棒刚度系数,涡流常数,传感器增益,反馈电压。

### 2.2 GMM 伺服阀简化传递函数

方程(1)~方程(8)完全描述了 GMM 伺服阀的动态过程,考虑到由于滑阀阀芯质量、液体泄漏、液体压缩性和喷嘴挡板阀的压力流量系数构成的二阶环节的液压固有频率相当高,它们对 GMM 伺服阀的动态品质基本上没有影响,并且忽略喷嘴挡板阀的液动力最终可以写出 GMM 伺服阀的简化传递函数如图 2 所示。

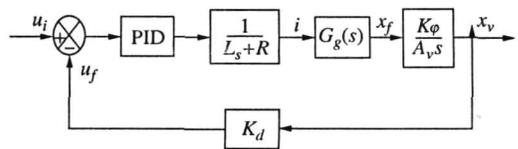


图 2 GMM 伺服阀简化传递函数方框图

图 2 中:  $G_g(s)$  为 GMA 以电流为输入的传递函数。根据式(2)、式(3)可得其表达式为

$$G_e(s) = \frac{X_f(s)}{i(s)} = \frac{Nkd'_{33} / (Pd_{33} d'_{33} k - k)}{\frac{s}{P_k d_{33} d'_{33} - k} + \frac{s}{PBm_e d_{33} d'_{33}}} + 1 \quad (9)$$

同时考虑到  $Pd_{33} d'_{33} k \gg k$  有

$$G_e(s) = \frac{X_f(s)}{I(s)} = \frac{Nk/Pd_{33} k}{\frac{s}{\omega_g} + \frac{2\xi_g}{\omega_g} s + 1} \quad (10)$$

式中:  $\omega_g$  为 GMA 的固有频率,  $\omega_g = \sqrt{\frac{k}{m_e}}$ ,  $\xi_g$  为 GMA

阻尼比,  $\xi_g = \frac{B}{2\sqrt{k m_e}}$

很明显看出, 所得的方框图说明系统为 Ⅱ型位置控制回路, 同时为了不使驱动电路部分影响伺服阀的动态, 必须降低激励线圈的电感增大其电阻, 如果忽略其影响, 则可以写出在无 PD 校正时系统开环传递函数为

$$W(s) = \frac{K_w K_f}{\left[ s \frac{s}{\omega_g} + \frac{2\xi_g s}{\omega_g} + 1 \right]} \quad (11)$$

式中:  $K_w$  为速度放大系数,  $K_w K_f = \frac{NK_{sp} K_f}{A P d_{33} k R}$

从而得到无 PID 校正时系统闭环传递函数为

$$G(s) = \frac{K_w K_f / K_d}{\frac{1}{\omega_g} s + \frac{2\xi_g}{\omega_g} s + s + K_{vf}} = 0 \quad (12)$$

### 3 GMM 伺服阀理论研究

#### 3.1 GMM 伺服阀静态特性

分别对 GMM 伺服阀的喷嘴挡板阀和滑阀部分进行静态特性分析。对于喷嘴挡板阀而言, 由于滑阀稳态液动力的存在, 在稳态时其挡板不能完全回到零位, 因为挡板必须维持一微量偏转从而产生一微小压力来平衡滑阀稳态液动力。由于稳态时  $Q_p = 0$  则由方程 (2) ~ 方程 (4) 和方程 (6) 可以写出稳态时挡板位移 (即磁致伸缩位移) 与滑阀滑芯位移之间的关系为

$$x_f = \frac{K_w K_p}{A K_{sp}} x_s \quad (13)$$

而对于力反馈伺服阀挡板位移与滑阀滑芯位移之间的关系为<sup>[6]</sup>

$$x_f = \frac{K_w K_p}{A K_{sp}} x_s + \frac{K_{sp} K_f [(r+b)\theta + x_s]}{A K_p} \quad (14)$$

比较式 (13) 与式 (14) 可知, 对于 GMM 伺服阀与力反馈伺服阀其稳态时挡板均未回到零位, 只能

是近似回到挡板零位, 但是 GMM 伺服阀由于采用电反馈后其稳态时挡板位移更加接近零位, 其稳态时只需平衡滑阀稳态液动力力矩的作用即可。而力反馈伺服阀由于反馈杆和弹簧管力矩的作用, 使其稳态工作时挡板需要偏离零位更大的距离以产生更大的力矩去平衡滑阀稳态液动力力矩、反馈杆和弹簧管力矩的作用。

对于滑阀稳态特性, 由式 (1)、式 (10) 令  $s=0$  可得输入电流与滑阀滑芯位移之间的关系为

$$x_s = \frac{R}{x_d} i \quad (15)$$

而对于力反馈伺服阀滑阀滑芯位移与输入电流之间的关系为<sup>[6]</sup>

$$x_s = \frac{K_t}{(r+b)K_f} i \quad (16)$$

比较式 (15) 与式 (16) 可知, 力反馈伺服阀增益改变主要通过力矩马达力矩系数、反馈杆刚度以及反馈杆尺寸来实现, 而这些参数大多设计时已经确定难以改变, 而 GMM 伺服阀增益通过改变传感器增益很容易实现。

#### 3.2 GMM 伺服阀稳定性

由式 (12) 得出 GMM 伺服阀特征方程

$$\frac{1}{\omega_g} s + \frac{2\xi_g}{\omega_g} s + s + K_{vf} = 0 \quad (17)$$

根据劳斯判据可得其稳定性准则为

$$K_{vf} < 2\xi_g \omega_g = \frac{B}{m_e} \quad (18)$$

对于力反馈伺服阀其稳定性判断准则为<sup>[6]</sup>

$$K_{vf} < 2\xi_{mf} \omega_{mf} = \frac{B_r}{J_r} \quad (19)$$

比较式 (18) 与式 (19) 可知, GMM 伺服阀的稳定性判据与传统力反馈电液伺服阀形式相同, 但力反馈两级电液伺服阀的力矩马达阻尼比  $\xi_{mf}$  一般在 0.1 左右<sup>[16]</sup>, 由于速度放大系数即是开环放大系数, 其大小近似于伺服阀的截止频率, 故力反馈电液伺服阀的频宽一般近似于力矩马达的 0.2 倍左右。同时还可看出无论力反馈电液伺服阀还是 GMM 伺服阀其响应速度的提高都要受到稳定性的限制, 对于力反馈而言这个限制取决于力矩马达的参数  $B_r/J_r$ , 对于 GMM 伺服阀而言, 这个限制取决于 GMA 的参数  $B/m_e$ , 通过代入参数计算知  $B/m_e \approx (5 \sim 8) B_r/J_r$ , 所以在一定稳定裕量的前提下, 理论上 GMM 伺服阀应能够较传统力反馈伺服阀频宽提高 5~8 倍。

式 (18) 给出了 GMM 伺服阀的稳定性判断准则, 只是一种定性判断, 不便于 GMM 伺服阀的设

计, 如果要对稳定性定量研究就必须给出其稳定裕量的计算公式。由式 (11) 可知相频  $-180^\circ$  处是谐振峰频率  $\omega_g$  处, 因此可求出幅值裕量为

$$K_g = \frac{K_{w_f}}{2\xi_g\omega_g} \quad (20)$$

对于伺服阀其幅值裕量一般要求在  $-6 \sim -12$  之间, 如要求幅值裕量为  $-8$  dB 则式 (20) 可写为

$$\frac{K_{w_f}}{\xi_g\omega_g} \approx 0.8 \quad (21)$$

式 (20)、式 (21) 可用于 GMM 伺服阀参数设计。至于相位裕量一般容易满足, 可不必检验。

### 3.3 GMM 伺服阀动态特性

GMM 伺服阀为其响应速度的提高提供了稳定性保证, 但设计时怎样通过控制结构参数得以实现还需要加以进一步分析。实际上从式 (11) 可以大体看出提高 GMM 伺服阀响应速度的方法, 为了精确、详细地分析这里首先推导出 GMM 伺服阀的幅频宽和相频宽的数学表达式然后再具体分析。

设输入信号为正弦时, 滑阀阀芯的运动形式为

$$x_v = |X_{v_{max}}| \sin(\omega t) \quad (22)$$

式中:  $|X_{v_{max}}|$  为低频时滑阀阀芯峰值位移。则滑阀阀芯运动速度为

$$\dot{x}_v = |X_{v_{max}}| \omega \cos(\omega t) \quad (23)$$

因此  $-3$  dB 时滑阀阀芯速度幅值为

$$\dot{x}_v = 0.7 |X_{v_{max}}| \omega_b \quad (24)$$

而

$$|\dot{x}_v| = \frac{Q_p}{A_v} \approx \frac{x_f K_{fp}}{A_v} \quad (25)$$

根据 GMA 传递函数有

$$x_f = \frac{Nk}{P_{d_{33}} k} i \quad (26)$$

联立式 (24) ~ 式 (26) 可得 GMM 伺服阀极限幅频宽近似表达式为

$$\omega_b = \frac{NkK_{fp}}{0.7 |X_{v_{max}}| P_{d_{33}} k A_v} i \quad (27)$$

由图 2 可以写出 GMM 伺服阀闭环传递函数为

$$\frac{\dot{x}_v(s)}{i(s)} = \frac{1/k_f}{\frac{1}{K_{vf}\omega_g^2} s^3 + \frac{2\xi_g}{K_{vf}\omega_g} s^2 + \frac{1}{K_{vf}} s + 1} \quad (28)$$

以  $\dot{\phi}$  代替  $\dot{x}_v$  可得系统的频率特性, 同时设相位滞后  $90^\circ$  对应的频率即 GMM 伺服阀的相频宽为  $\omega_{90}$ , 由式 (10)、式 (11) 和式 (28) 得到系统的频率特性经过化简最终可以计算得到下式

$$\omega_{90} = \sqrt{\frac{NkK_{fp}K_{fi}}{BA_v P_{d_{33}} k}} \quad (29)$$

由式 (27) 和式 (29) 可以看出通过适当提高喷嘴挡板阀的流量增益, 减小滑阀滑芯的面积, 增加驱动线圈匝数以及减小磁阻都可以提高 GMM 伺服阀的幅频宽和相频宽, 从而提高伺服阀的响应速度。由于 GMA 的固有频率和阻尼比的提高将使 GMM 伺服阀响应速度较之传统电液伺服阀有更高的改善余地。同时由于 GMA 输出力大, 可以通过增大喷嘴挡板阀直径从而增大喷嘴挡板阀的流量增益, 来提高 GMM 伺服阀的频响, 而传统力反馈伺服阀由于受到力矩马达输出功率的限制喷嘴挡板阀流量增益的增大十分困难, 同时还可以通过增大传感器增益来提高其相频宽。

### 3.4 GMM 伺服阀最优动态特性仿真实验

伺服阀幅值稳定裕量一般要求在  $-6$  dB ~  $-12$  dB 之间, 相位裕量一把要求在  $30^\circ \sim 60^\circ$  之间, 由于相位裕量较容易满足, 对于伺服阀设计主要满足幅值裕量即可。依据 GMM 伺服阀动态响应特性与稳定性的关系, 在满足一定稳定裕量前提下通过优化设计其主要参数并结合计算机仿真可以得到其最优动态特性。

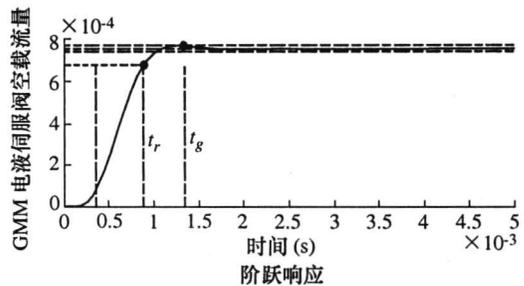


图 3 GMM 伺服阀最优阶跃响应曲线

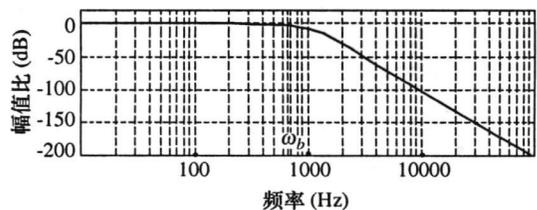


图 4 GMM 伺服阀最优频率响应曲线

如图 3、图 4 所示为 GMM 伺服阀在幅值裕量为  $-8$  dB 时的最优动态响应特性, 其阶跃响应上升时间  $t_r$  在小于  $1$  ms, 稳态调整时间  $t_g$  约  $1.3$  ms, 幅频宽约  $700$  Hz。

(下转第 261 页)

显, 随大气湿度的增加, 发动机稳定性有较大的改善。

(3) 从高压转子提取功率, 使得高压涡轮输出功率减小, 涡轮前温度增加, 对压气机造成热节流, 使发动机喘振裕度下降; 同时, 低压压气机增压比升高 (在等换算转速上变化), 低压工作点向喘振边界移动, 使得发动机喘振裕度进一步降低。总的结果是从高压提取功率对发动机喘振裕度造成的损失较大。

(4) 涡轮前温度提高, 对压气机造成节流, 使发动机喘振裕度变差; 另一方面, 引气使发动机整个气流通道的流通能力提高, 空气流量有不同程度提高, 使压气机工作点向远离喘振边界的方向移动, 喘振裕度提高。总的结果使发动机稳定性有较大改善。

(5) 在飞行包线内, 中高空以上, 雷诺数对发动机的压气机影响较大, 而且低压压气机比高压压气机更早进入非自模区, 受雷诺数影响比高压压气机更大。在非自模区内, 雷诺数下降, 发动机涡轮前温度升高、空气流量降低, 高、低压压气机的喘振裕度有较大消耗。根据计算结果, 在发动机最大状态, 随雷诺数下降, 高、低压压气机喘振裕度损耗最大。

#### [参考文献]

- [1] 陆德雨, 黄顺洲, 叶巍. 发动机稳定性评定方法和试验 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 1999, 12(4): 45~50
- [2] 李小彪, 张振家. 外部扰动影响下风扇和压气机稳定裕度的计算方法 [J]. 推进技术, 2001, 22(6)
- [3] Hynes Y P, Greitzer E M. A method for assessing effects of inlet flow distortion on compressor stability [J]. ASME Turbo-machinery, 1987, 109
- [4] 黄顺洲, 陆德雨. 进口温度畸变对发动机稳定性影响的数值研究 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2001, 14(1)
- [5] 尤·阿·李特维诺夫等. 航空涡轮发动机特性和使用性能 [M]. 国防工业出版社, 1986
- [6] Evans A B. The Effects of Compressor Seventh-Stage Bleed Air Extraction on Performance of the F100-PW-220 Afterburning Turbofan Engine [R]. Technical Report NASA CR-179447, 1991
- [7] 王英锋, 胡骏. 雷诺数对轴流风扇/压气机性能和稳定性的影响 [J]. 南京航空航天大学学报, 2004, 36(2)
- [8] Wassell A B. Reynolds number effects in axial compressors [J]. Transactions of ASME Journal of Engineering for Power, 1968, 90(2): 149~156
- [9] Akhmedzhanov A M, Kozhiov D G. About Approach to Computer Simulation of Thermogasdynamic Processes in Aircraft Engines [R]. AIAA 99-2846
- [10] Foster L E, English M A. Computation of Transverse Injection into Supersonic Crossflow with Various Injector Orifice Geometries [R]. NASA TM-2003-212878, 2003, 12

- [11] DaBello T et al. Computational Study of Axisymmetric Off-Design Nozzle Flow [R]. NASA TM-2003-212876
- [12] Hall K C, Pratt E T. Modeling of Unsteady Three-Dimensional Flows in Multistage Machines [R]. NASA CR-2003-212101
- [13] 顾左. 双转子加力涡喷发动机数学模型及数学模拟 [D]. 西北工业大学, 1995
- [14] 王进. 涡喷发动机室内基准试车和校准试车研究 [D]. 空军工程学院, 1999

(上接第 257 页)

#### 4 结论

本文将超磁致伸缩执行器应用于两级喷嘴挡板伺服阀, 通过超磁致伸缩材料磁机耦合理论建立了其数学模型并对该伺服阀特性进行了理论研究, 与传统力反馈两级电液伺服阀进行了比较, 得出结论如下:

(1) GMM 伺服阀稳态工作时仅需平衡滑阀稳态液动力, 故其挡板偏转位移较力反馈伺服阀小, 从而更接近挡板零位, 具有静态特性和线性度好的优点。

(2) 电反馈式 GMM 伺服阀增益调整、额定流量改变方便, 易于设计大流量伺服阀, 适应性大, 灵活性好。

(3) 推导了 GMM 伺服阀稳定性判断准则和稳定裕量计算公式, 通过理论分析及计算机仿真可知 GMM 伺服阀稳定裕量大, 通过参数优化易于设计出高频响伺服阀。

(4) 通过 GMM 伺服阀幅频宽和相频宽公式的推导得到了提高其频宽的具体途径和设计方法。

#### [参考文献]

- [1] 刘长年. 液压伺服系统优化设计理论 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 1989
- [2] 朱玉川, 马大为, 王传礼等. 基于超磁致伸缩材料新型转换器的仿真研究 [J]. 流体力学实验与测量, 2004, 18(4): 20~23
- [3] 王传礼, 丁凡, 张凯军. 基于超磁致伸缩转换器的流体控制阀及其技术 [J]. 农业机械学报, 2003, 9(5): 164~167
- [4] Kazuo H, Takahiro U. Magnetic circuit design of a giant magnetostrictive actuator and application to a direct drive servovalve [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part B, 1994, 479~483
- [5] Yokota S. An ultra fast acting electrohydraulic digital valve and high speed electrohydraulic servovalve using multilayered PNT elements [J]. Proceedings of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power Q, Tokyo, 1993, 121~130
- [6] 王春行. 液压控制系统 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2006