超磁致伸缩伺服阀的参数设计与优化研究

朱玉川[1]　鲍和云[1]　王传礼[2]
1. 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
2. 安徽理工大学，淮南，232001

摘要：针对超磁致伸缩伺服阀的结构特点，研究了其参数设计规律，建立了超磁致伸缩伺服阀集中参数数学模型和动态仿真模型。通过仿真研究得出了该伺服阀主要设计参数对其动态特性的影响规律及其稳定性特点，通过对主要设计参数的优化表明，在－8dB幅值稳定裕量下超磁致伸缩伺服阀幅频宽可以达到近700Hz。

关键词：超磁致伸缩执行器；伺服阀；频宽；仿真
中图分类号：TH137　　文章编号：1004－132X(2008)20－2403－04

Parameter Design and Optimization of GMM Servo Valve

Zhu Yuchuan[1]　Bao Heyun[1]　Wang Chuanli[2]
1. Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro－manufacturing Technology, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016
2. Anhui University of Science & Technology, Huainan, Anhui, 232001

Abstract: The parameter design rules were investigated, and the mathematic model and the dynamic simulation model were established based on giant magntostrictive material (GMM) servo valve's structure. The simulation results uncover that the rule between the main GMM servo valve's design parameters and dynamic reponse performance, and the stability characteristic; and show that GMM servo valve breadth bandwidth achieves 700Hz based on －8dB stability margin.

Key words: giant magnetostrictive actuator; servo valve; bandwidth; simulation

0　引言

超磁致伸缩伺服阀是利用超磁致伸缩材料(giant magntostrictive material, GMM)研制的一种新型高响应执行器——超磁致伸缩执行器(giant magnetostrictive actuator, GMA)，作为伺服阀的电－机转换器以取代传统力反馈伺服阀的力矩马达，同时利用滑阀位移电反馈进行滑阀位置的定位而设计的一种新型伺服阀。由于传统力反馈伺服阀中力矩马达是整个伺服阀环节中响应最为滞后的环节，而GMA具有响应快、精度高、输出力大等特点，因此GMM伺服阀具有响应快、稳定性高、静动态特性好等显著特点。但如何设计出综合性能优良的GMM伺服阀，则需要深入研究其主要结构参数的设计规律及其对伺服阀特性的影响。本文从GMM伺服阀参数设计理论的分析入手，以计算机仿真为手段，最终设计出具有一定稳定裕量且动态响应较高的GMM伺服阀。

收稿日期：2007－09－05
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50805080)

1　GMM伺服阀组成与基本方程

1.1　GMM伺服阀组成

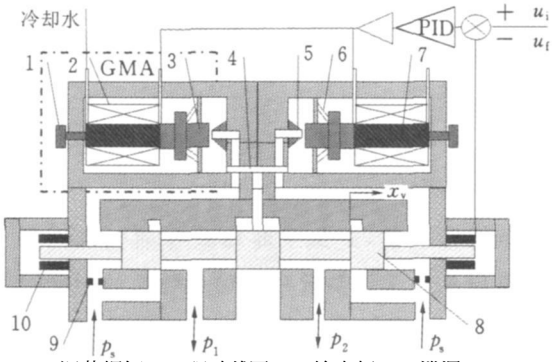
对于传统力反馈喷嘴挡板式伺服阀而言，其电－机转换器是限制伺服阀响应速度的主要环节，如果要进一步研究提高伺服阀的动态响应特性，从电－机转换器部分着手改进设计无疑是正确而可靠的。由于GMA具有良好的动态特性[1]，如果将其应用于两级伺服阀的设计之中，必将提高其动态特性。GMM伺服阀结构实现原理图见图1[2]。

the International Academy for Production Engineering, 1974.
[2] 王纪武，陈恳，李嘉. 典型柔性铰链精度性能的研究[J]. 清华大学学报(自然科学版)，2001，41(11)：49-52.
[3] Mohr D, Doyoyo M. A New Method for the Biaxial Testing of Cellular Solids[J]. Experimental Mechanics, 2003, 43(2): 173-182.
[4] 薛实福，李庆祥. 精密机械设计[M]. 北京：清华大学出版社，1991.
[5] 贾耀卿. 常用金属材料手册[M]. 北京：中国标准出版社，1999.

(编辑　卢湘帆)

作者简介：韩丽丽，女，1978年生。海尔集团数字化家电国家重点实验室中级工程师、博士。主要研究方向为传感测控方向。获专利10项。发表论文12篇。刘振宇，男，1970年生。海尔集团数字化家电国家重点实验室高级工程师。孙宝元，男，1937年生。大连理工大学机械工程学院教授、博士研究生导师。

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net



1. 调节螺钉　2. 驱动线圈　3. 输出杆　4. 泄漏口
5. 喷嘴　6. 预压弹簧　7. GMM 棒　8. 阀芯
9. 固定节流口　10. 传感器

图 1　GMM 伺服阀结构原理图

如图 1 所示, GMM 伺服阀主要由 GMA、前置级双喷嘴挡板阀、功率级滑阀、位移传感器、PID 控制器组成。

1.2　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[3, 4]:

电路方程

$$U_i = Ri + L\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t} \tag{1}$$

式中, U_i 为 GMA 输入电压; R 为 GMM 棒等效电阻; i 为 GMA 输入电流; L 为激励线圈电感。

磁路方程

$$\Phi = (Ni + \frac{x_f}{d'_{33}})/P \tag{2}$$

式中, Φ 为激励磁通; N 为线圈匝数; x_f 为 GMA 位移; d'_{33} 为 GMM 棒纵向压磁常数; P 为磁路磁阻。

GMA 位移输出动态平衡方程

$$\frac{\Phi}{d'_{33}}k = m_e\ddot{x}_f + B\dot{x}_f + k_1 x_f + F_L \tag{3}$$

$$F_L = p_{lp}A_N[1 + \frac{16C_{df}^2(x_{f0} - x_f)^2}{D_N^2}]$$

式中, d_{33} 为 GMM 棒轴向压磁常数; m_e 为 GMM 棒等效质量; B 为 GMM 棒阻尼系数; k_1 为 GMM 棒刚度系数; k 为 GMM 棒涡流常数; F_L 为作用在 GMA 输出杆上的液动力; p_{lp} 为喷嘴挡板阀控制压力, 零位时 $p_{lp} = 0.5p_s$; p_s 为供油压力; A_N 为喷嘴孔面积; C_{df} 为喷嘴挡板阀可变节流口流量系数; D_N 为喷嘴孔直径。

喷嘴挡板阀线性化流量方程

$$q_{lp} = K_{qp}x_f - k_{cp}p_{lp} \tag{4}$$

式中, q_{lp} 为喷嘴挡板阀输出流量; K_{qp} 为喷嘴挡板阀流量增益; k_{cp} 为喷嘴挡板阀流量压力系数。

滑阀流量平衡方程

$$q_{lp} = A_v\dot{x}_v + C_{tf}p_{lp} + \frac{V_{tv}}{4\beta_e}\frac{\mathrm{d}p_{lp}}{\mathrm{d}t} \tag{5}$$

式中, A_v 为滑阀阀芯端面积; x_v 为滑阀阀芯位移; C_{tf} 为滑阀泄漏系数; V_{tv} 为挡板至滑阀的总容积; β_e 为滑阀有效容积弹性系数。

滑阀力平衡方程

$$A_v p_{lp} = m_v\ddot{x}_v + B_v\dot{x}_v + K_v x_v \tag{6}$$

式中, m_v 为滑阀阀芯及油液的归一化质量; B_v 为滑阀阻尼系数; K_v 为滑阀等效刚度。

传感器位移电压转换方程

$$U_f = K_d x_v \tag{7}$$

式中, U_f 为传感器反馈电压; K_d 为传感器增益。

PID 控制器动态方程

$$U = k_P[e(t) + \frac{1}{T_I}\int_0^t e(t) + T_D\frac{\mathrm{d}e(t)}{\mathrm{d}t}] \tag{8}$$

式中, U 为 PID 控制器输出电压; $e(t)$ 为输入参考电压 U_{ref} 与反馈电压 U_f 的偏差; k_P 为 PID 控制器比例系数; T_I 为 PID 控制器积分系数; T_D 为 PID 控制器微分系数。

2　GMM 伺服阀参数设计理论[4, 5]

2.1　功率级四通滑阀的参数设计

这里着重研究滑阀面积梯度 ω 和阀芯最大位移 x_{vmax} 确立方法。根据设计要求的空载流量 q_0 可求出相应的最大开口面积 A_{vmax}:

$$A_{vmax} = \frac{q_0}{C_d\sqrt{p_s/\rho}} \tag{9}$$

式中, C_d 为滑阀流量系数; ρ 为油液密度。

对于确定的最大开口面积 A_{vmax}, 有无穷多的 ω 和 x_{vmax} 可以满足要求, 在确定这两个参数时应考虑的主要因素有:

(1) ω 的大小决定着阀的零位流量增益 K_{q0}, 对零开口四通滑阀而言有

$$K_{q0} = C_d\omega\sqrt{p_s/\rho} \tag{10}$$

故 ω 的值影响着伺服系统的稳定性。一般地说, 阀的流量增益应与系统中其他元件增益相配合, 以获得系统所要求的系统开环增益, 故 ω 应按要求的 K_{q0} 值大小来决定。对于 GMM 伺服阀而言, 改变电子放大器的增益可很方便地改变回路的增益值, 所以可首先选择 x_{vmax} 然后确定 ω。

(2) 一般希望适当减小 ω 以增大 x_{vmax}, 因为这样可以降低对阀芯轴向尺寸公差的要求, 提高抗污染能力以及使流量增益稳定。但另一方面, x_{vmax} 值增大将使液动力增大, 对于传统力反馈伺服阀而言, 由于受到力矩马达输出力和位移限制, x_{vmax} 值通常小于 0.5mm。对于 GMM 伺服阀而言, 由于 GMA 输出功率远大于力矩马达, 故 x_{vmax} 值可适当放大。

2.2　前置级双喷嘴挡板阀的参数设计

(1) 喷嘴直径 D_N 的确定。D_N 主要根据要求的零位流量增益确定, 即有

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$D_N = \frac{K_{q0}}{C_{df}\pi\sqrt{p_s/\rho}} \tag{11}$$

传统力反馈伺服阀中，D_N 受力矩马达输出扭矩的限制，不宜选得过大。而对于 GMM 伺服阀，由于 GMA 输出力较力矩马达的输出力大得多，其作用在挡板(GMA 输出杆) 上的液动力远远小于磁致伸缩力，基本不受 GMA 输出力的限制，故 GMM 伺服阀零位系数可以根据设计理论适当取大，这样喷嘴挡板阀的泄漏流量会加大，效率将降低，但负载流量对挡板位移更加敏感，所以会使喷嘴挡板阀响应速度更快。通常 D_N 在 0.3 ~ 1.2mm 之间选取。

(2) 零位间隙 x_{f0} 的确定。零位间隙确立原则是使喷嘴面积较喷嘴和挡板间的环形节流面积充分大，以保证节流孔可控，避免流量饱和现象，即

$$x_{f0} \leqslant \frac{D_N}{8} \tag{12}$$

一般取零位间隙 x_{f0} 为 0.025 ~ 0.125mm 之间。

(3) 固定节流孔直径 D_0 的确定。确定 D_N 及 x_{f0} 后可根据下式确定 D_0：

$$\frac{p_{1p}}{p_s} = \frac{1}{1+\left(\frac{C_{df}}{C_{d0}}\right)^2\left(\frac{4D_N x_{f0}}{D_0^2}\right)^2} \tag{13}$$

对于 GMM 伺服阀，由于稳态平衡力矩小，线性度好，故可以选取较力反馈伺服阀更大的 D_0 值以提高伺服阀性能，这里可取 $C_{df}/C_{d0} = 0.8$、$x_{f0} = D_N/16$、$p_{1p}/p_s = 0.7$ 参数组合，则有

$$D_0 = 2.48\left(\frac{C_{df}}{C_{d0}} D_N x_{f0}\right)^{1/2} = 0.55 D_N \tag{14}$$

通过简单计算可得 D_0 为 0.3 ~ 1.2mm。

2.3　GMA 主要参数设计

(1) 磁致伸缩最大位移的确定。由于 GMA 磁致伸缩位移即是双喷嘴挡板阀的挡板位移，所以其位移范围应在双喷嘴挡板阀零位间隙之内。

(2)GMM 棒基本参数的确定。根据磁致伸缩位移的范围及磁致伸缩系数可大致确立GMM 棒长度：

$$x_{max} = \lambda_S L \tag{15}$$

式中，x_{max} 为最大磁致伸缩位移；λ_S 为饱和磁致伸缩系数；L 为 GMM 棒长度。

GMM 棒长度、半径、刚度系数有如下关系式：

$$k_1 = \pi r^2 E/L \tag{16}$$

式中，E 为 GMM 棒弹性模量；r 为 GMM 棒半径。

(3)预压弹簧刚度系数的确定。预压弹簧刚度系数可根据预压力和预压弹簧预压量确定，预压力的大小可根据 GMM 预压力与磁致伸缩系数的关系曲线加以确定，以使 GMM 产生较大的磁致伸缩效应为指导原则。

(4)驱动线圈匝数 N 的确立。为得到较大磁致伸缩位移可加大线圈匝数，但同时线圈匝数的增加会加大磁致伸缩的磁滞特性。在保证磁致伸缩位移的前提下应适当选取驱动线圈匝数。

3　GMM 伺服阀优化研究

3.1　GMM 伺服阀动态特性仿真

根据 GMM 伺服阀数学模型以及参数设计理论进行初步参数设计，在 MATLAB 中建立的 GMM 伺服阀动态仿真模型如图 2 所示。

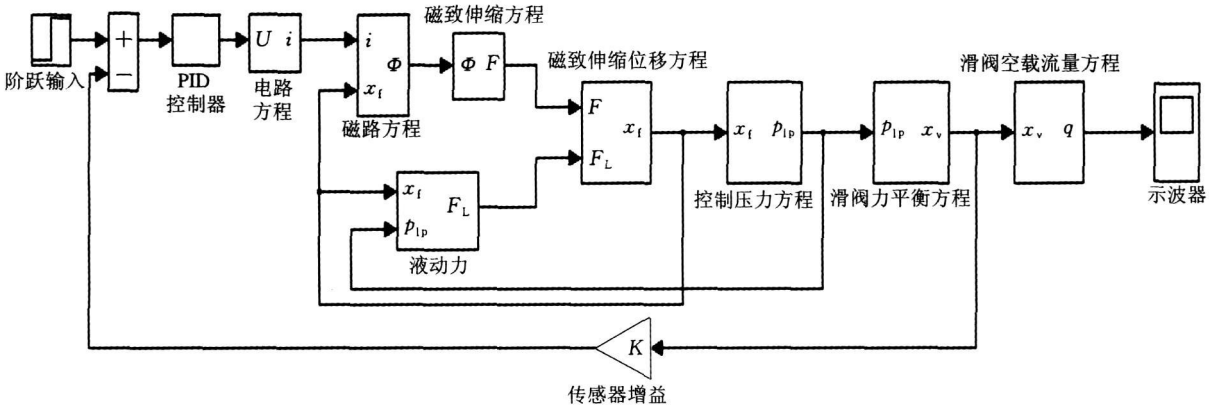


图 2　GMM 电液伺服阀仿真模型

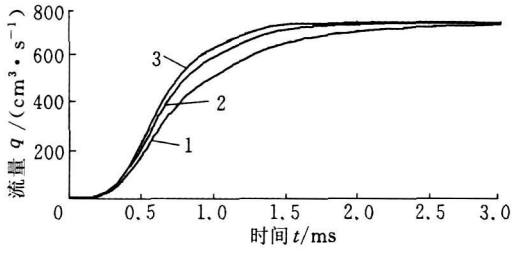
利用 GMM 伺服阀仿真模型可以分析 GMM 伺服阀结构参数对其动态特性的影响，同时结合 GMM 伺服阀的设计理论可以分析进一步提高 GMM 伺服阀的动态特性的途径和方法。图 3 ~ 图 5 分别给出了不同流量增益、滑阀阀芯面积和 GMA 驱动线圈匝数时 GMM 伺服阀空载流量阶跃响应曲线。

由图 3 ~ 图 5 可以看出，减小滑阀阀芯面积，增大喷嘴挡板阀流量增益和驱动线圈匝数可显著提高 GMM 伺服阀动态速度。

3.2　基于稳定裕量的 GMM 伺服阀最优动态

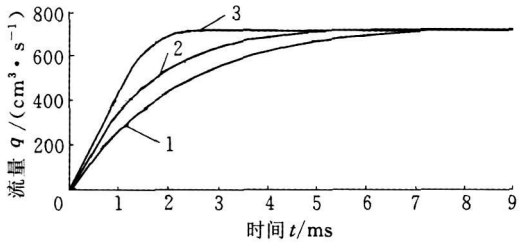
初步设计的 GMM 伺服阀虽然具有较高的动态响应特性，但是没有考虑稳定性的影响，通常伺服阀应具有一定的稳定裕量，其中包括幅值稳

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net



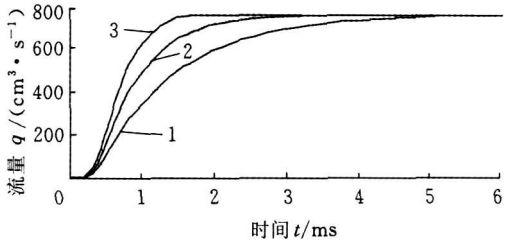
1. K_{qp}= 0 121m²/s 2. K_{qp}= 0 242m²/s 3. K_{qp}= 0 484m²/s

图 3 流量增益 K_{qp}对 GMM 伺服阀响应速度的影响



1. A_v= 1.2372mm² 2. A_v= 0.7232mm² 3. A_v= 0.5186mm²

图 4 阀芯面积对 GMM 伺服阀响应速度的影响



1. N= 1000 2. N= 1500 3. N= 2000

图 5 线圈匝数 N 对 GMM 伺服阀响应特性的影响

定裕量和相位稳定裕量,幅值稳定裕量一般要求在-6~-12dB 之间,相位稳定裕量一般要求在 30°~60°之间[5],由于相位裕量较容易满足,故伺服阀设计主要满足幅值裕量即可。在满足一定稳定裕量前提下通过重新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 6 所示为 GMM 伺服阀在幅值裕量为-8dB 时的最优动态响应特性[6]。

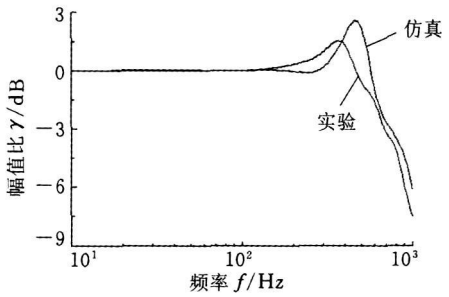


图 6 GMM 伺服阀最优动态响应曲线

GMM 伺服阀幅频宽约 700Hz。经过参数优化的 GMM 伺服阀响应速度远远高于传统力反馈伺服阀响应速度,其闭环频宽也大大增加。

由上述参数设计和参数优化可得出 GMM 伺服阀主要设计参数如表 1 所示。

表 1 GMM 伺服阀主要设计参数

供油压力 p_s(MPa)	8
空载流量 q_0(L/min)	35
滑阀阀芯最大位移 x_{vmax}(mm)	0.375
滑阀面积梯度 ω(m)	0.025
喷嘴直径 D_N(mm)	1
挡板零位间隙 x_{f0}(mm)	0.07
固定节流口直径 D_0(mm)	0.6
GMM 激励线圈匝数 N	1500
GMM 棒半径 r(mm)	5
GMM 棒长度 L(cm)	10
传感器增益 K_d(V/mm)	26.67

4 结论

(1)稳态工作时,GMM 伺服阀的平衡力矩较小,因此较传统力反馈伺服阀而言,其滑阀阀芯最大位移可适当增大,以提高其抗污染能力;对于喷嘴挡板阀部分,由于 GMA 具有输出力大的特点,其喷嘴直径可以取较大值以提高伺服阀频宽。

(2)仿真研究表明,GMM 伺服阀具有稳定裕量大的特点,同时喷嘴挡板阀流量增益、滑阀阀芯面积以及 GMA 驱动线圈匝数等参数对其动态响应特性影响显著。

(3)通过对幅值稳定裕量为-8dB 的 GMM 伺服阀的参数设计以及参数优化表明,其幅频宽可以达到近 700Hz。

参考文献:

[1] 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.

[2] 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, 34(5): 164-167.

[3] Dozor D M, Jaganna T S, Gerver M J, et al. High Force-to-volume Terfenol-D Reaction Mass Actuator Modeling and Design[J]. Smart Structure and Integrated Systems, SPIE, 1996, 2717(5): 576-586.

[4] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.

[5] 孙文质. 液压控制系统[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.

[6] 王传礼, 丁凡, 崔剑, 等. 基于 GMA 喷嘴挡板伺服阀的动态特性[J]. 机械工程学报, 2006, 42(5): 23-26.

(编辑 马尧发)

作者简介: 朱玉川, 男, 1974 年生。南京航空航天大学机电学院讲师、博士。研究方向为机电伺服控制、机电一体化。发表论文近 20 篇。鲍和云, 女, 1976 年生。南京航空航天大学机电学院讲师、博士。王传礼, 男, 1964 年生。安徽理工大学机械工程学院教授、博士。

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net