新型压电高速开关阀仿真研究

欧阳小平, 杨华勇, 蒋昊宜, 徐兵

浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 杭州 310027

E-mail: ouyangxp@hotmail.com

2008-02-22 收稿, 2008-05-14 接受

国家重点基础研究发展计划(编号: 2007CB714004)和浙江省钱江人才计划(编号: 2007R10024)资助项目

摘要 利用压电晶体高频响、高输出力的特性, 提出一种新型压电开关阀结构, 解决了压电晶体输出位移小、温度效应的影响。建立PZT 高速开关阀的数学模型并进行仿真分析; 仿真结果表明, PZT 执行器能够高频响地控制油液的切换, 并能同时输出高压大流量油液; PZT 阀的输出压力达到 20 MPa、流量达到 10 L/min, 响应频率达到 200 Hz。

关键词
压电
高速
开关阀
仿真

高速开关阀(又称数字阀)作为一种新型电液控制技术, 对传统的比例/伺服控制技术提出了挑战。它可以实现高精度的液压伺服控制, 具有体积小、控制灵活、可靠性高、抗污染能力强和价格低廉等优点, 可以替代成本高、抗污染性差的液压伺服阀, 适合冶金、煤炭、工程机械等恶劣环境下使用^[1]。

高速开关阀以提高响应频率来实现精确控制。减小阀芯质量和液动力可以提高响应频率, 但是提高开关阀响应频率主要依靠增加驱动器作用力及缩小响应时间。高速开关阀的驱动器主要是高磁力电磁铁, 由于高电磁力电磁铁安匝数较多、结构复杂, 受安装空间、运动惯性等因素影响, 进一步提高电磁铁的响应能力遇到了限制^[1]。此外, 由于开关阀受开关时间的限制, 阀芯行程不能太大, 因此其额定流量受到限制。在相同驱动力下, 增加阀的额定流量, 将降低开关阀的响应速度。同时随着高速阀工作压力的增加, 导致阀芯液动力增加, 也将降低开关阀的响应速度^[1]。因此, 高速开关阀存在高频响与高压、大流量之间的矛盾。目前国内外研制的高速电磁开关阀很难同时达到响应频率为 200 Hz、工作压力 20 MPa、流量为 10 L/min。因此, 解决高速响应与高压、大流量之间的矛盾是提高数字阀性能的关键; 寻求新型驱动器, 提高直动型高速开关阀的响应能力是解决该问题的一个重要途径^[2]。

液压技术的一个重要发展方向是将智能材料

(smart material)(包括压电晶体、超磁致伸缩材料等)应用到液压元件与系统当中, 利用智能材料的高频响、高能量密度、体积小、结构紧凑等优点, 来提高液压产品的性能和竞争力^[3]。压电晶体(PZT)执行器是近年来快速发展起来的一种新型微位移驱动器, 与超磁致伸缩材料和电磁驱动器相比较, 压电晶体具有响应快(频率可达GHz)、输出力大(可达kN)、功耗低(电流为mA级)、价格低等优点。因此利用压电晶体的特性, 研究新型高速开关阀——压电晶体高速开关阀, 将推动液压技术的革新^[4,5]。

尽管压电晶体驱动器能够大幅度提高开关阀的响应速度, 但是由于输出位移只约占其长度的 0.1%, 通常为几十微米, 而液压阀阀芯位移都在几百微米以上; 因此, 解决压电晶体驱动器位移放大的问题, 是利用好压电晶体材料的关键。目前国际上主要采用杠杆位移放大、三角位移放大、液压放大、柔性铰链等方法来放大压电晶体的微位移^[6]。上述方法在放大压电晶体位移的同时, 也使其输出力缩小了相同的倍数; 此外, 由于放大机构内部的相互耦合作用, 降低了压电晶体驱动器的响应频率和控制精度, 目前国际上还没有有效地解决压电晶体的位移放大问题, 因此压电晶体数字阀的流量都很小。

1 新型压电阀原理

本文利用压电晶体高频响、高输出力特性提出一

种新型数字阀结构, 见图 1. 阀芯在打开或关闭瞬间, 作用在阀芯上的运动阻力(包括液动力和液压力)最大; 随着阀芯位移的增加, 阀芯两端压力迅速建立, 阀芯运动阻力迅速降低, 见图 2. 本数字阀采用 3 个压电晶体执行器来分别打开和关闭阀芯. 工作原理如下: 打开阀芯: 两个压电执行器 1 并列对称布置, 得电后输出 3 kN 以上的瞬时力 $2F_{PZT1}$ 撞击阀芯, 使阀芯加速运动, 直至阀芯全部打开; 关闭阀芯: 压电执行器 2 输出 3 kN 以上的瞬时力撞击阀芯, 使阀芯加速运动, 并在高压 p_1 的作用下继续运行, 直到阀芯关闭. 该数字阀利用压电晶体瞬时产生的高输出力, 推动阀芯在高压下高速运行, 阀芯位移可达 1 mm. 由于利用的是压电晶体高输出力的冲击特性, 其输出位移对数字阀功能的实现不产生影响, 因此克服了压电晶体输出位移小的缺陷, 同时解决了数字阀

图 1 新型压电晶体数字阀结构

图 2 阀芯位移与运动阻力关系

高频响、高压、大流量间的矛盾.

2 数学模型^[7]

压电阀的下列数学模型可由图 1 得到.

2.1 打开过程

忽略机械摩擦和油液摩擦, 当压电执行器 1 得电时, PZT 阀受力分析见图 1, 其力学平衡方程为

$$F_{PZT1} - F_1 + F_2 - F_f + F_{S1} - F_{S2} + F_r = m\ddot{x}, \quad (1)$$

式中 F_1 为压力 p_1 产生的力, $F_1 = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)p_1$; F_2 为压力 p_2 产生的力, $F_2 = \frac{\pi}{4}d^2p_2$; F_f 为稳态液动力, $F_f = \rho q_{v,2}v\cos\alpha$, v 为油液速度; F_{Si} 为弹簧力, $F_{Si} = K_{Si}(x_{i0} + \Delta x_i)$, $i=1,2$; F_r 为橡胶阻尼力, $F_r = -F_{r1} + F_{r2}$, $F_{r1} = k(h_1 - x_h) + r\dot{x}$ ($0 \leq x_h \leq h_1$), $F_{r2} = k(h_2 - x) + r\dot{x}$ ($x \leq h_2$), F_{PZT1} 为压电晶体 1 产生的输出力为^[8]

$$F_{PZT1} = \begin{cases} K_{T1} \left(\frac{\Delta L_{1,\max}}{U_{1,\max}} U_1 - x_1 \right) & (x_1 \leq \Delta L_{1,\max}) \\ 0 & (x_1 > \Delta L_{1,\max}) \end{cases}$$

K_{T1} , $\Delta L_{1,\max}$, U_1 , $U_{1,\max}$ 分别为压电晶体 1 的刚度、最大输出位移、实际工作电压和最大工作电压.

进油口流量连续方程为

$$q_{v,1} - q_{v,2} + \frac{\pi d_1^2}{4} \dot{x} - \frac{\pi d^2}{4} \dot{x} = \frac{V_0}{\beta_e} \dot{p}_1, \quad (2)$$

式中 $q_{v,2}$ 为 PZT 阀的流量, $q_{v,2} = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}$, A

为锥阀通流面积, $A = \pi dx \sin\alpha \left(1 - \frac{x}{2d} \sin 2\alpha \right)$

出口油路的流量方程为

$$q_{v,2} - q_{v,3} = \frac{V_1}{\beta_e} \dot{p}_2, \quad (3)$$

式中 $q_{v,3}$ 为通过节流阀的流量, $q_{v,3} = K_L \sqrt{p_2 - p_t}$; p_t 为油箱压力, $p_t = 0.1$ MPa; K_L 为节流阀流量系数; 进油口流量 $q_{v,1} = q_{v,0} - q_{v,r}$; $q_{v,0}$ 为泵的输流量; $q_{v,r}$ 为溢流阀的流量;

$$q_{v,r} = \begin{cases} 0 & (p_1 \leq p_c) \\ K_m \sqrt{p_1 - p_c} & (p_1 > p_c) \end{cases}$$

p_c 为溢流阀的设定压力.

2.2 关闭过程

同样忽略机械摩擦和油液摩擦,当压电执行器 1 失电而压电执行器 2 得电时,阀芯关闭,其力学平衡方程为^[9]

$$F_{\text{PZT}2} + F_1 - F_2 + F_f - F_{S1} + F_{S2} = -m\ddot{x}, \quad (4)$$

式中 $F_{\text{PZT}2}$ 为压电晶体 2 产生的输出力,

$$F_{\text{PZT}2} = \begin{cases} K_{T2} \left(\frac{\Delta L_{2,\max}}{U_{2,\max}} U_2 - x_2 \right) & (x_2 \leq \Delta L_{2,\max}), \\ 0 & (x_2 > \Delta L_{2,\max}). \end{cases}$$

K_{T2} , $\Delta L_{2,\max}$, U_2 和 $U_{2,\max}$ 分别为压电晶体 2 的刚度、最大输出位移、实际工作电压和最大工作电压。阀芯关闭过程中的流量方程与前面的相同。

3 温度补偿

高速开关阀在工作过程中,常导致油液的温度升高较快;而压电执行器随温度的变化具有如下的性能,如图 3 所示^[10]。可以看出,外界环境温度的增加,将使压电晶体的输出位移增加,尽管增加的位移不是很大,但是为了精确控制 PZT 阀的流量,这里还需考虑压电晶体的温度补偿问题^[9]。考虑到压电晶体的热膨胀系数,这里选取一种金属作为 PZT 执行器的温度补偿片,压电数字阀的总体结构见图 4。

图 3 温度对压电晶体输出位移的影响
1, 0 ; 2, 25 ; 3, 50 ; 4, 75

4 仿真分析

高速开关阀选自德国 PI 公司的执行器,性能参数见表 1。

压电晶体 1 和 2 分别被周期为 2 ms 120V 的脉宽直流电压驱动,表 2 给出了仿真时的基本参数。

图 4 压电高速开关阀
(a) 压电开关阀结构; (b) PI 压电执行器

表 1 PZT 执行器性能^[10]

PZT 执行器编号	尺寸 A×B×L/mm	额定位移/ μm	最大输出力/N	刚度/ N·μm ⁻¹	共振频率/ kHz
1	7×7×36	32	1850	50	40
2	10×10×36	32	3800	100	40

表 2 仿真基本参数

参数	数值	参数	数值
直径 d /mm	3	压力 p_1 /MPa	20
压力 β_c /MPa	1440	刚度 K_{s1} /N·mm ⁻¹	30
角度 α /°	55	刚度 K_{s2} /N·mm ⁻¹	6

4.1 角度 α 对 PZT 阀性能的影响

图 5 显示了在 PZT 阀其他参数不变的情况下,改变锥阀半角 α 得到的出口压力、流量曲线。可以看出, PZT 开关阀能够在 5 ms 内快速开关油液。从图 5(a) 可以看出,随着 α 从 45° 增加到 65°,当 PZT 阀打开时,出口压力 p_2 的平稳区逐渐提高;而当 PZT 阀关闭时, $\alpha=55^\circ$ 时稳定区最大。从图 5(b) 可以看出,随着 α 从 45° 增加到 65°,当 PZT 阀打开时,出口流量 $q_{v,2}$ 的峰值逐渐增加;而当 PZT 阀关闭时, $\alpha=55^\circ$ 时稳定区最大。通过比较发现 $\alpha=55^\circ$ 较适合此阀。

4.2 直径 d 对 PZT 阀性能的影响

在其他参数不变情况下,改变锥阀通径 d 的大小,得到出口压力、流量曲线如图 6 所示。通过比较可以看出,当 d 值增加到 4 mm 时, PZT 开关阀已经不能很好地控制进口压力 $p_1=20$ MPa,这是因为阀芯被 PZT 执行器 1 打开后,在高压 p_1 的阻力作用下迅速关闭。当 $d=3$ mm 和 3.5 mm 时,其输出压力 p_2 和流量 $q_{v,2}$

图 5 角度 α 对 PZT 阀性能的影响
(a) 压力 p_2 ; (b) 流量 $q_{v,2}$. 1, 45° ; 2, 55° ; 3, 65°

图 6 直径 d 对 PZT 阀性能的影响
(a) 压力 p_2 ; (b) 流量 $q_{v,2}$. 1, $d = 3 \text{ mm}$; 2, $d = 3.5 \text{ mm}$; 3, $d = 4 \text{ mm}$

形式接近, 但是在 $d = 3.5 \text{ mm}$ 下, p_2 较接近 p_1 , $q_{v,2}$ 峰值较小; 因此 $d = 3.5 \text{ mm}$ 较适合 PZT 阀.

4.3 压力 p_1 对 PZT 阀性能的影响

在其他参数不变情况下, 改变进口压力 p_1 的值, 得到图 7 中的出口压力、流量曲线. 可以看出, 在不同的进口压力 p_1 下, PZT 阀能够打开和关闭油液; 压力 p_2 和流量 $q_{v,2}$ 在打开和关闭时的稳定性随着进口压力 p_1 的增加而减小, 这是由于 p_1 的升高导致阀芯在运行过程中的阻力增加, 使阀芯运动速度减小, 到达

图 7 压力 p_1 对 PZT 阀性能的影响
(a) 压力 p_2 ; (b) 流量 $q_{v,2}$; (c) 位移 x . 1, $p_1 = 10 \text{ MPa}$; 2, $p_1 = 15 \text{ MPa}$; 3, $p_1 = 20 \text{ MPa}$

终点时间延长,在阀芯运动周期 $T = 5\text{ ms}$ 不变的情况下,阀芯停靠终点时间减少(如图 7(c)所示),从而导致 p_2 和 $q_{v,2}$ 随 p_1 增加而稳定性减小.从图 7(b)还可以看出,流量 $q_{v,2}$ 随着压力 p_1 的升高而增加,而稳定性随着压力 p_1 的升高而减小.

4.4 PZT 阀在 $p_1 = 20\text{ MPa}$ 下的性能

图 8 显示了压电阀在 $p_1 = 20\text{ MPa}$ 下的进出口压力对比情况.可以看出:进口压力 p_1 在阀芯未打开时,保持 20 MPa 恒定,而 $p_2 = 0$;在阀芯打开过程中,压力 p_1 有一较大的波动,而压力 p_2 从 0 增加到最大值;当阀芯完全打开时, p_1 和 p_2 保持平稳,并有一定的差值(由阀芯的节流作用引起);当阀芯关闭时, p_1 逐渐增加到 20 MPa ,而 p_2 从最大值降到 0.

图 8 PZT 阀进/出口性能比较
1, p_1 ; 2, p_2

图 9 出示了 PZT 阀进出口流量与阀芯位移的对比关系.可以看出:当 $x = 0$ 时, $q_{v,1} = q_{v,2} = 0$;当 $x = 1.0\text{ mm}$ 时, $q_{v,1} = q_{v,2} = 11\text{ L/min}$;当 x 从 0 增加到最大值 1 mm

的过程中,流量 $q_{v,1}$ 和 $q_{v,2}$ 均有较大的波动峰值, $q_{v,1}$ 略大于 $q_{v,2}$;当 x 从最大值 1 mm 降到 0 的过程中,流量 $q_{v,1}$ 和 $q_{v,2}$ 从 11 L/min 降低为 0,且 $q_{v,2}$ 略大于 $q_{v,1}$.同时还可以看出,当阀芯位移进入和离开最大位移 1 mm 时,流量 $q_{v,1}$ 和 $q_{v,2}$ 均有波动.

图 9 流量与阀芯位移的对比情况
1, x ; 2, $q_{v,1}$; 3, $q_{v,2}$

5 结论

利用压电晶体执行器高频响和高输出力的特性提出一种新型压电数字阀结构,能够使压电阀阀芯输出较大的位移,很好地解决了压电晶体输出位移过小的缺陷;同时对压电晶体执行器进行了温度补偿.

建立了压电高速开关阀的数学模型,并进行仿真分析,由仿真结果可知:压电高速开关阀可以实现响应频率为 200 Hz (高速)、工作压力达 20 MPa (高压)、流量达 11 L/min (大流量)的开启和关闭.此外,对压电阀的相关尺寸进行了优化设计.

参考文献

- 张秀英,王晓华.数字阀的开发与应用.液压与气动,2001,(3):32—33
- Bauer F, Murrenhoff H. Piezo actuators-the future for high dynamically driven servo-valves. In: Fluid Power Transmission and Control, ICFP 2005, 2005 April 5—8. Hangzhou: International Academic Publisher, 2005. 62—68
- Lindler J E, Andersone H. Piezoelectric direct drive servovalve. In: Proceeding of SPIE 2002 on Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies. San Diego: SPIE Press, 2002. 488—496
- Reichert M, Murrenhoff H. New concepts and design of high response hydraulic valves using Piezo-technology. Power transmission and motion control. Bath: University of Bath, 2006. 401—414
- Wong A P, Bullough W A, Chin S B, et al. Performance of the piezo-poppet valve, Part 1. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I. J Syst Con Eng, 2006, 220: 439—451
- 郑伟智,辛洪兵,赵果.压电驱动微位移放大机构的设计.机械科学与技术,2003,22(6):966—967
- Fitch E C, Hong I T. Hydraulic component design and selection. Book 1 of the Computerized Fluid Power Design Series. Stillwater: BarDyne Inc, 2001
- Nasser K M. Development and analysis of the lumped parameter model of a piezohydraulic actuator. Master thesis. Blacksburg: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2000
- Janocha H, Kuhn K. Real-time compensation of hysteresis and creep in piezoelectric actuators. Sen Actu A, 2000, 79(1): 83—89[DOI]
- Physik Instrumente GmbH & Co KG. High performance Piezo Actuators for OEM, Industry and Research, 2005 September