

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2016.04.002

插装式电液比例流量放大阀特性分析

黄家海^{1,2}, 郭晓霞¹, 李陶陶¹, 权 龙¹, 张 勇¹, 王胜国²

(1. 太原理工大学 新型传感器与智能控制教育部重点实验室, 太原 030024;

2. 太重榆次液压工业有限公司技术中心, 山西 榆次 030600)

摘 要:插装阀具有通流量大、结构简单和成本低等优点, 广泛应用于液压系统中。笔者针对一种主级基于流量放大原理、先导级采用单级伺服比例方向阀的两级插装比例节流阀特性进行分析, 建立了该比例节流阀的简化数学模型, 获得了简化条件下的特性关系式。以此为基础, 在 SimulationX 软件环境中建立该液压阀的仿真模型, 利用实验数据对模型正确性进行验证, 运用验证后的仿真模型对比例阀性能特性进行分析。结果表明: 该液压阀输出流量静态特性存在死区, 阶跃响应存在时间滞后, 主阀流量放大倍数并不是常数, 性能影响因素与主阀反馈槽预开量、面积梯度、级间过渡容腔体积以及先导阀通流能力等相关。

关键词:流量阀; 节流阀; 插装阀; 流量放大器

中图分类号: TH137.52

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2016)04-008-08

Characteristics of electro-hydraulic proportional cartridge inserted valve based on flow amplifier

HUANG Jiahai^{1,2}, GUO Xiaoxia¹, LI Taotao¹, QUAN Long¹, ZHANG Yong¹, WANG Shengguo²

(1. Key Laboratory of Advance Transducers and Intelligent Control System, Ministry of Education, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, P.R.China; 2. Technology Center of Taiyuan Heavy Machinery Group Yuci Hydraulic Industry, Yuci 030600, Shanxi, P.R.China)

Abstract: Cartridge inserted valves are widely used in hydraulic applications because of their large flow capacities, simple structure and low cost. In this paper, a two-stage cartridge inserted proportional throttle valve was investigated. The main stage of the two-stage poppet type proportional throttle valve is based on flow amplification principle, and a single-stage servo proportional direction valve is used in its pilot stage. We first established a simplified mathematical model, and obtained the qualitative expressions under simplified conditions. Then, we set up a simulation model of the proportional throttle valve by means of SimulationX, and verified the correctness of the model with experimental data. Finally, we used the verified simulation model to analyze the performance of the proportional throttle valve. The results show that there is a dead zone and time lag of the output flow and the flow gain of the main stage is variable. The performance of the proportional throttle valve is affected by the underlap and the area gradient of the feedback slot, the volume between the pilot and the main stages, and flow capacity of the pilot stage, etc.

Keywords: flow valve; throttle valve; cartridge inserted valve; flow amplifier

收稿日期: 2016-03-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51175362, 51205271); 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20121402120002)。

Supported by the National Natural Science Foundation of China (51175362, 51205271) and Specialized Research Fund for the Doctoral Program of Higher Education (20121402120002).

作者简介: 黄家海(1979-), 男, 太原理工大学博士, 主要从事电液比例控制技术研究, (E-mail) huangjiahai@tyut.edu.cn。
权龙(联系人), 男, 太原理工大学教授, 博士生导师, (E-mail) quanlong@tyut.edu.cn。

插装比例节流阀具有流量大、响应快、结构简单等优点,因而应用广泛。研究人员对其流场、动静特性、控制算法和结构设计进行了较多研究^[1-10]。插装比例节流阀有多种结构,位移-流量反馈^[11]便是其中一种,Zhang等^[12]对一款适用于中小流量的螺纹插装比例节流阀特性进行研究,指出其性能受传递函数零点位置限制;2007年,Eriksson等^[13]对该类比例节流阀进行研究,指出可将其简化成一阶系统,该结论与文献[8]略有不同。2009年, Park^[14]将流量放大原理应用到以水为介质的液压阀中,取得了良好效果。2010年,Quan等^[15]将该原理应用到比例方向阀中,研究结果表明比例方向阀具有良好的动态响应特性。

综上所述,基于位移-流量反馈原理的主阀可对先导阀流量进行放大,因而在大流量控制场合具有优势。因此在本研究中,对主级基于流量放大原理、先导级采用位移-电反馈的两级插装比例节流阀动静特性进行分析,并对关键结构参数进行探讨,为该类型液压阀的研制提供依据。

1 插装比例节流阀组成与数学建模

1.1 插装比例节流阀的组成

如图1所示,其由主级和先导级构成,主级包括阀芯、阀套和盖板等,先导级采用直动式比例阀。主阀芯表面加工有反馈槽(宽度 w_s ,深度 t),当 $t \geq w_s$ 时,反馈槽与阀套构成通流面积为 $w_s(x_0 + x_m)$ 的先导前置可变液阻并形成内部位置反馈通道。当先导阀关闭时,主阀控制腔压力 p_c 与入口压力 p_i 相等,由于上端面积 A_c 是下端面积 A_a 的2倍,故主阀关闭;当先导阀开启时,油液通过反馈槽和先导阀流出, p_c 降低,当主阀受力平衡遭到破坏,主阀向上运动, $w_s(x_0 + x_m)$ 随之增大,直至通过反馈槽流量与先导阀流量相等时,主阀才停止运动。

1.2 数学建模

先导阀芯受力平衡式为

$$F_e = m_p \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + k_p x_p + 2C_{dp} C_v w_p x_p (p_c - p_o) \cos \theta, \quad (1)$$

式中: F_e 为电磁铁输出力; m_p 为阀芯质量; B_p 为阻尼系数; k_p 为弹簧刚度; \ddot{x}_p 为阀芯加速度; \dot{x}_p 为阀芯运动速度; x_p 为阀芯位移; p_c 为先导阀入口压力; p_o 为出口压力; C_{dp} 为流量系数; w_p 为阀口面积梯度; C_v 为流速系数; θ 为射流角。

由于先导阀为比例阀,且采用了位移电反馈方案,若忽略电磁铁动态特性和放大器中位置误差控制算法模块影响,则存在

$$F_e = k_e (u_i - k_f x_p), \quad (2)$$

式中: k_e 为比例电磁铁增益; u_i 为输入信号; k_f 为先导位移传感器反馈系数。

通过先导阀流量 q_p 为

$$q_p = K_p x_p \sqrt{p_c - p_o}, \quad (3)$$

$$K_p = C_{dp} w_p \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (4)$$

式中: K_p 为先导阀流量增益; ρ 为油液密度。

主阀芯动力学平衡表达式为

$$-2C_{dm} C_v w_m x_m \cos \theta (p_i - p_o) - A_c p_c + A_a p_i + (A_c - A_a) p_o = M \ddot{x}_m + B_m \dot{x}_m + k x_m, \quad (5)$$

式中: C_{dm} 为主阀流量系数; w_m 为主阀面积梯度; x_m 为主阀位移; p_i 为主阀入口压力; A_c 为主阀芯大端面积; A_a 为主阀芯小端面积; M 为主阀芯质量; F_f 为主阀液动力; \ddot{x}_m 为主阀加速度; B_m 为阻尼系数; \dot{x}_m 为主

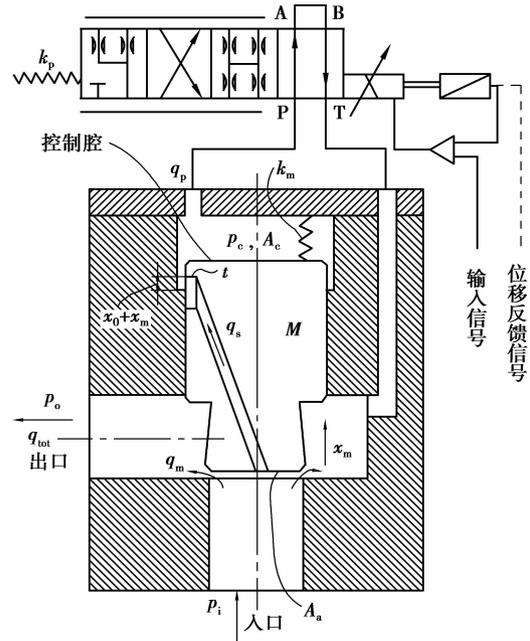


图1 插装比例节流阀示意图
Fig. 1 Schematic diagram of the proportional valve

阀运动速度; k 为主阀复位弹簧刚度。

当主阀处于稳态时,且忽略液动力和主阀复位弹簧刚度的影响,式(5)可写成

$$-A_c p_c + A_a p_i + (A_c - A_a) p_o \approx 0. \quad (6)$$

若 $A_c = 2A_a$, 式(6)可写成

$$p_c \approx \frac{p_i + p_o}{2}. \quad (7)$$

式(7)表明,当主阀处于稳定时, p_c 近似等于 p_i 与 p_o 之和的一半。

通过主阀口流量 q_m 为

$$q_m = K_m x_m \sqrt{p_i - p_o}, \quad (8)$$

$$K_m = C_{dm} \omega_m \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (9)$$

K_m 为主阀流量增益。

通过主阀芯反馈槽可变液阻流量 q_s 为

$$q_s = K_s (x_0 + x_m) \sqrt{p_i - p_c}, \quad (10)$$

$$K_s = C_{ds} \omega_s \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (11)$$

式中: K_s 为反馈槽流量增益; C_{ds} 为反馈槽流量系数; ω_s 为反馈槽面积梯度; x_0 为主阀口预开量。

级间压力变化率为

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{\beta_e}{v_c} (q_s + A_c \dot{x}_m - q_p), \quad (12)$$

式中: β_e 为弹性模量; v_c 为先导级与主级间的容腔体积。

若主阀处于稳态,则由式(12)可获得

$$q_s = q_p. \quad (13)$$

主阀出口处总流量为

$$q_{tot} = q_p + q_m. \quad (14)$$

稳态时,主阀对先导阀流量的放大倍数 g 为

$$g = \frac{q_m}{q_p} = \frac{\sqrt{2} C_{dm} \omega_m}{C_{ds} \omega_s \left(1 + \frac{x_{m0}}{x_m}\right)}. \quad (15)$$

由(15)式可知, g 不是常数,只有当 x_{m0} 很小或 x_m 远大于 x_{m0} 时, g 才近似为常数。

对式(1)(2)(5)(12)(14)进行线性化和拉式变换,整理后得到式(16)~(19)。

$$X_p = \frac{k_i}{m_p S^2 + B_p S + k_p + k_e k_f + C_{dp} C_v \omega_p (p_i - p_o) \cos \theta} U_i, \quad (16)$$

$$X_m = \frac{-A_c P_c}{MS^2 + B_m S + k + 2C_{dm} C_v \omega_m \cos \theta (p_i - p_o)}, \quad (17)$$

$$P_c = \frac{(K_s + A_c S) X_m - K_p X_p}{\frac{V_c}{\beta_e} \sqrt{\frac{2}{\rho}} S + \frac{K_s (x_0 + x_{m0}) + \frac{K_p k_e U_{i0}}{k_p}}{p_i - p_o}}, \quad (18)$$

$$Q_{tot} = \left(K_p X_p + \frac{K_p x_{p0}}{p_i - p_o} P_c + \sqrt{2} K_m X_m \right) \sqrt{\frac{p_i - p_o}{2}}. \quad (19)$$

式(18)(19)中的下标字母 0 表示某一稳定工作点。

由式(16)~(19),可发现该比例阀是高阶系统,输出总流量与先导级和主级结构参数、级间容腔体积和主阀口压降等因素相关。若直接利用传递函数进行分析存在困难,故在后续研究中,将利用仿真软件对其进行研究。

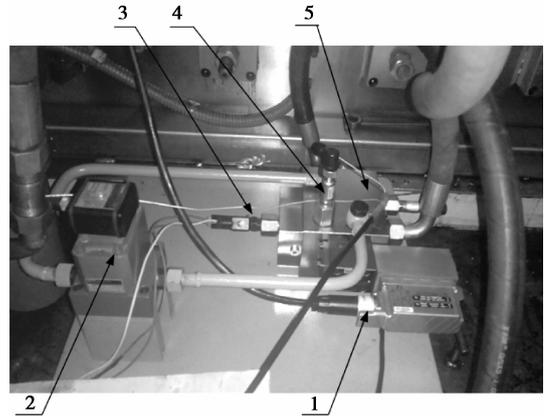
2 实验测试与仿真建模

2.1 实验测试原理

搭建如图 2 所示的试验装置,主阀为 16 通路插装阀;先导阀为力士乐 4WRPEH6 型直动比例阀,额定流量 12 L/min(阀口压降 7 MPa),在 100%输入信号和幅值下降 3 dB 条件下的频率为 60 Hz。3 个压力传感器分别测量主阀入口、出口以及控制腔压力;两个齿轮流量分别测量先导阀和主阀输出总流量;主阀芯位移由差动电感式直线位移传感器测量。系统采用变量柱塞泵供油,最大流量 105 L/min。数据采集和先导阀控制信号均由 dSpace 完成。

2.2 仿真建模

利用 SimulationX 软件建立如图 3 所示仿真模型,在仿真模型中,利用独立节流边、柱塞面积和固定液阻等组合成主阀,采用溢流阀加载;针对由主阀芯与阀套配合间隙引起的微小泄漏量,在仿真模型中利用 SimulationX 软件提供的环形间隙流动模块(Ring Gap)进行简化替代。此外,模型中还考虑了主阀液动力、阻尼、主阀复位弹簧等因素,以上参数的设置只需利用 SimulationX 软件提供的相关模,并对相关参数进行设置即可实现。其他主要参数与图 3 实验装置中元器件参数一致:主阀芯上、下端直径分别为 20 mm 和 14.14 mm,阀口角度 45°,反馈槽宽度 $w_s = 1$ mm,预开口量 $x_0 = 0.4$ mm;油液密度为 892 kg/m³,弹性模量为 1 660 MPa;不考虑油液中气泡和粘温特性影响;温度设定为 20 °C;模型中计算步长为 10⁻¹² s,收敛残差设置为 10⁻⁵。



1. 先导阀 2. 流量传感器 3. 位移传感器
4. 压力传感器 5. 主阀

图 2 实验原理图

Fig.2 Test schematic diagram

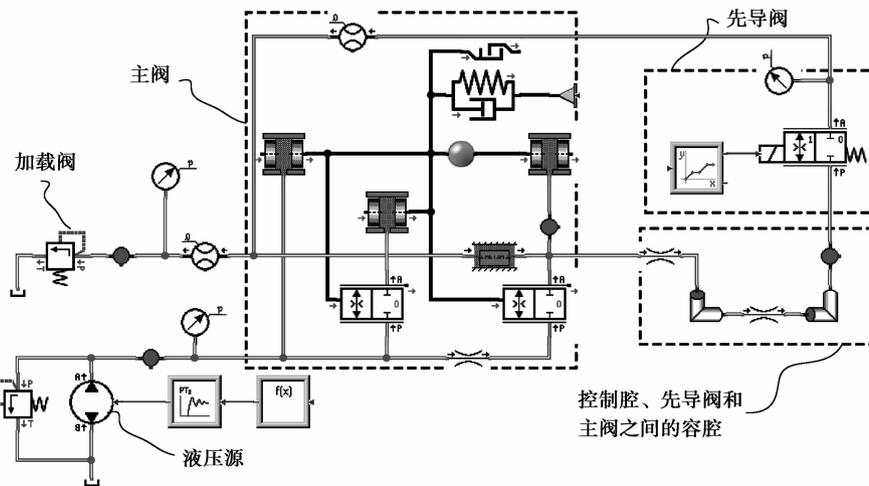


图 3 插装比例节流阀的 SimulationX 仿真模型

Fig.3 SimulationX model of the proportional valve

2.3 实验分析及仿真模型验证

图 4 为被测比例节流阀压力关系,由图可知,主阀入口压力 p_i 、控制腔压力 p_c 、出口压力 p_o 。近似满足式(7)中的等式关系,从而说明数学建模中所采用的假设条件是可行的。

由图 5 可知,主阀位移阶跃响应的实测结果和仿真结果基本一致,无明显超调和振荡。图 6、7 分别说明了 x_m 、 q_m 和 q_p 静态特性曲线。由图可看出:1)仿真与实验结果基本一致;2)实测 x_m 和 q_m 均存在死区(约 0.6 V),但死区范围小于仿真结果(约 1.1 V);3) x_m 和 q_m 均存在 5%左右的滞环。

图 8 说明了 $\Delta p = 1$ MPa, $u_i = 3.5$ V 时的频率特性,其经互相关原理测试计算获得(幅值 $L = 20 \lg |Q_{tot}/U_i|$)。由幅频特性曲线可知,当幅值下降 3 dB 时,对应频率约为 10 Hz 左右。显然,实验中先导级采用的比例阀动态性能完全满足主阀动态响应要求。

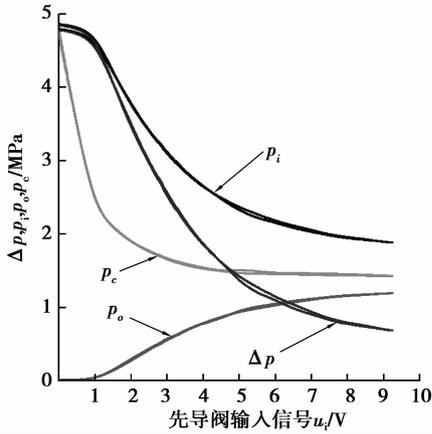


图 4 试验压力特性关系

Fig.4 Experimental pressure of p_i , p_o , p_c and Δp

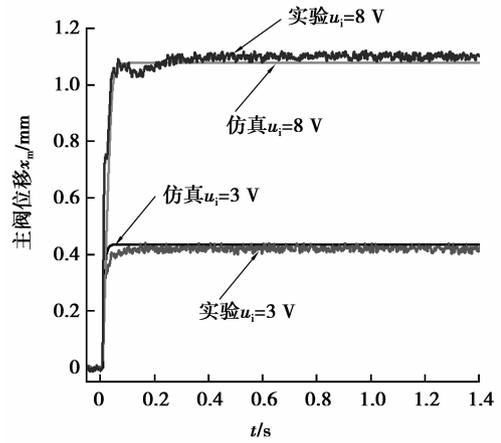


图 5 u_i 对 x_m 动态特性的影响

Fig.5 Step response of main valve at different u_i

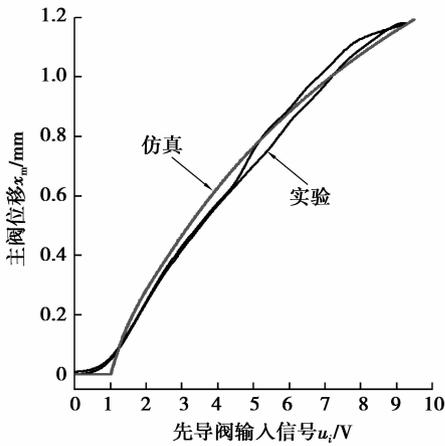


图 6 x_m 静态特性曲线

Fig.6 Steady performance of main valve at different u_i

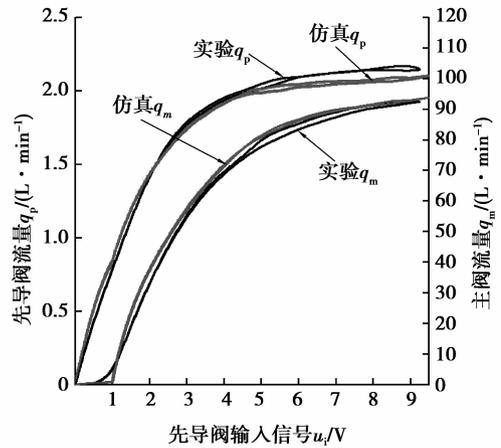


图 7 q_m 和 q_p 之间的静态特性关系

Fig.7 Steady output flow q_m at different pilot flow q_p

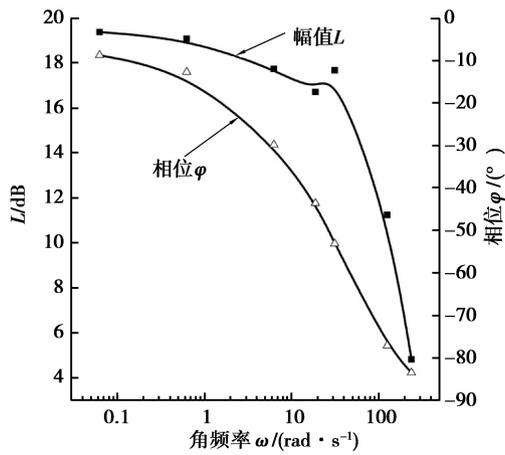


图 8 $\Delta p = 1$ MPa, $u_i = 3.5$ V 时频率特性试验曲线

Fig.8 Experimental Frequency curve

3 仿真结果分析

通过上述内容可知,研究过程中所建立的仿真模型具有一定可信性和计算精度,可以依据此模型开展后续研究。

由图 9 可知,随反馈槽预开量 x_0 增加,主阀流量 q_m 减小,上升时间也随之降低。图 10 表明面积梯度 w_s 对 q_m 影响规律与反馈槽预开量 x_0 一致。图 11 表明级间容腔体积 v_c 对主阀流量动态响应的影响,由图可知 v_c 越大,流量响应越慢,上升时间越长,但 v_c 对主阀稳态流量的影响不明显。由此可知,在设计该类阀时,应减小 v_c 。

图 12 说明了主阀压降对 q_m 动态性能的影响,由图可知:当输入信号 u_i 一定时, q_m 存在约 10 ms 的时间滞后;当 Δp 为 2、5 和 8 MPa 时, q_m 则分别需要 43、27.3 ms 和 25.5 ms 就可达到稳态,显然,增加 Δp 不但增大 q_m ,而且还可提高其动态响应速度。

图 13 说明了 u_i 对输出流量响应速度的影响,当 u_i 为 3、6 和 9 V, q_m 上升到稳态分别需要 38.5、47.3 和 57.3 ms;即当其他条件一定时, q_m 上升时间随 u_i 增加而增加。

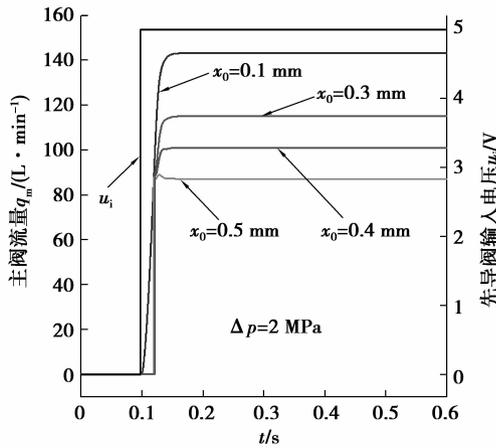


图 9 $p_i = 16 \text{ MPa}, u_i = 5 \text{ V}, x_0$ 对 q_m 动态特性影响
Fig.9 Step response of main flow q_m at different x_0

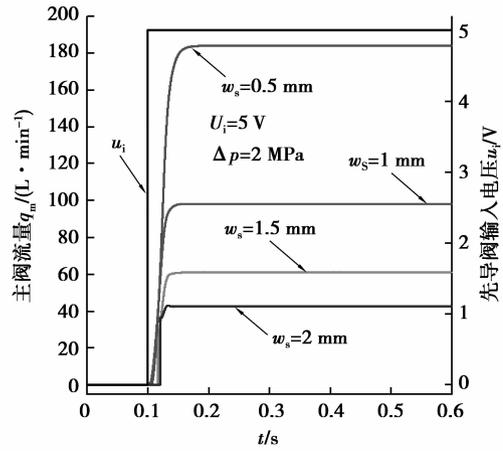


图 10 $p_i = 16 \text{ MPa}, u_i = 5 \text{ V}, w_s$ 对 q_m 动态特性影响
Fig.10 Step response of main flow q_m at different w_s

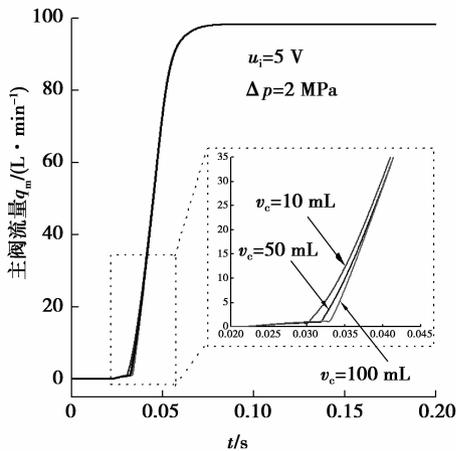


图 11 $p_i = 16 \text{ MPa}, v_c$ 对 q_m 动态特性影响
Fig.11 Step response of main flow q_m at different v_c

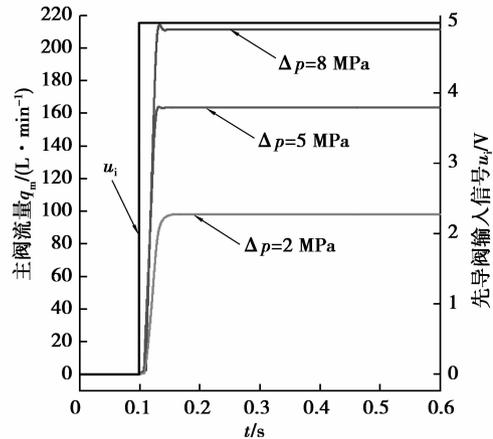


图 12 $p_i = 16 \text{ MPa}, u_i = 5 \text{ V}, \Delta p$ 对 q_m 动态特性影响
Fig. 12 Step response of main flow q_m at different Δp

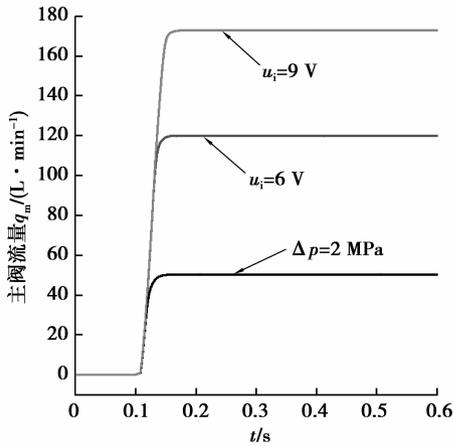
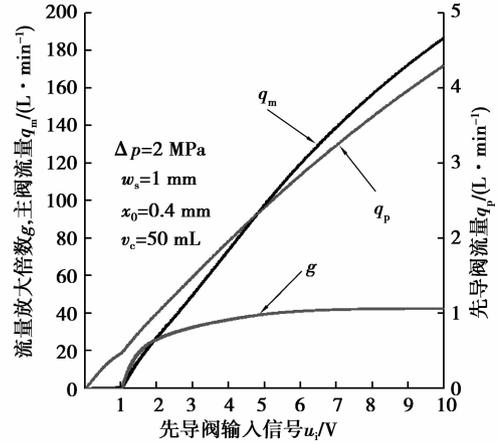
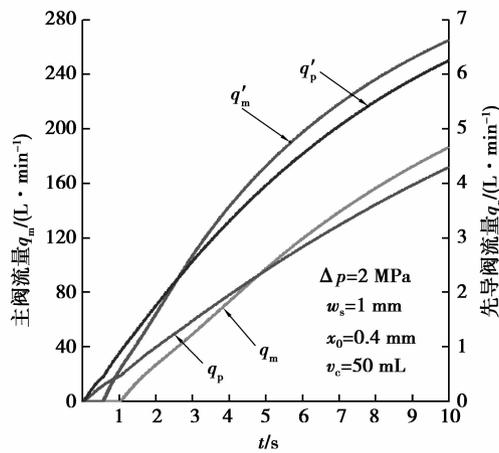
图 13 $p_i = 16 \text{ MPa}, \Delta p = 2 \text{ MPa}, u_i$ 对 q_m 动态特性影响Fig.13 Step response of main flow q_m at different u_i 图 14 $p_i = 16 \text{ MPa}, q_m, q_p$ 和 g 之间的关系

Fig.14 Flow gain of the valve

在图 14 中,当 $u_i < 1.1 \text{ V}$ 时, $q_m = 0$,此结论与实验结果一致(图 7),且主阀流量放大系数 g 并不是常数,同式(15)吻合。

图 15 验证了先导阀通流能力对主阀输出流量死区范围的影响。在图中, q_p' 通流能力是 q_p 的 1.8 倍,显然, q_p' 条件下的 q_m' 死区范围只有 0.5 V 左右,明显小于 q_p 条件下的 q_m 死区范围(1.1 V),即同等条件下,增大先导阀通流能力,将有助于减小主阀输出流量的死区范围。

图 15 $p_i = 16 \text{ MPa}, q_p$ 对 q_m 的影响Fig.15 Main flow q_m at different q_p

5 结 论

1) 主阀反馈槽预开量导致该阀流量放大倍数随输入电压增加而增加,但可以通过改变主阀口过流面积形状,以增大主阀行程,从而减小反馈槽预开量对流量放大倍数的影响。

2) 主阀表面反馈槽预开量与面积梯度是关键结构参数之一,对主阀输出流量动态性能有显著影响。

3) 基于位移-流量反馈原理的插装主阀频宽在 10~20 Hz 范围以内,因此在设计此类比例节流阀时,先导阀频宽无需过大。为了提高此类比例节流阀动态响应,应减小先导阀级与主级之间的过渡容腔体积,体积越小,响应速度将越快。

参考文献:

- [1] 姚静, 俞滨, 李亚星, 等. 一种插装式比例节流阀主阀套通孔新结构研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(4): 466-470.
YAO Jing, YU Bin, LIYaxing, et al. Study on a new structure of main valve sleeve through-hole for proportional throttle cartridge[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(4): 466-470. (in Chinese)
- [2] 郑淑娟, 权龙. 锥台形液压锥阀过流面积CFD可视化计算[J]. 农业机械学报, 2014, 45(4): 327-333.
ZHENG Shujuan, QUAN Long. CFD visual analysis on cross section of truncated poppet valve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(4): 327-333. (in Chinese)
- [3] Muller M T, Fales R C. Design and analysis of a two-stage poppet valve for flow control[J]. International Journal of Fluid Power, 2014, 9(1): 17-26.
- [4] FU Linjian, Wei Jianhua, Qiu Minxiu. Dynamic characteristics of large flow rating electro-hydraulic proportional cartridge valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(6): 57-62.
- [5] Opendbosch P, Sadegh N, Book W. Intelligent controls for electro-hydraulic poppet valves☆[J]. Control Engineering Practice, 2013, 21(6): 789-796.
- [6] Fales R. Uncertainty modeling and predicting the probability of stability and performance in the manufacture of dynamic systems[J]. Isa Transactions, 2010, 49(4): 528-534.
- [7] 赵国柱, 魏民祥, 李玉芳. 利用惯性比例阀增强电动公交车制动能回收力[J]. 重庆大学学报, 2012, 35(4): 26-32.
ZHAO Guozhu, WEI Minxiang, LI Yufang. Enhancement of the energy regeneration capability of an electric urban bus using proportional valve[J]. Journal of Chongqing University, 2012, 35(4): 26-32. (in Chinese)
- [8] Ye Q F, Chen J P. Dynamic analysis of a pilot-operated two-stage solenoid valve used in pneumatic system[J]. Simulation Modeling Practice and Theory, 2009, 17(5): 794-816.
- [9] Kento K, Ryu S, Kazuo M, et al. Renewed study of vibration phenomenon in poppet type valve[C]// Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference, March 24-26, 2014, Aachen, German. 2014, 1: 81-91.
- [10] 孔晓武, 方锦辉, 蒲增坤. 主动式比例插装阀与系统工况的匹配性设计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2014, 48(1): 15-20.
KONG Xiaowu, FANG Jinhui, PU Zengkun. Compatibility design of active proportional cartridge valve with system conditions[J]. Journal of Zhejiang university (Engineering science), 2014, 48(1): 15-20. (in Chinese)
- [11] Andersson B. On the valvistor a proportionally controlled seated valve[D]. Linköping: Linköping University, 1984.
- [12] Zhang R, Alleyne A G, Prasetyawan E A. Performance limitations of a class of two-stage electro-hydraulic flow valves[J]. International Journal of Fluid Power, 2014, 3(1): 47-53.
- [13] Eriksson B, Andersson B, Palmberg J O. The dynamic properties of a poppet type hydraulic flow amplifier[C]// Proceedings of the 10th Scandinavian International Conference on Fluid power, May 21-23, 2007, Tampere, Finland. Tampere: [s.n.], 2007: 161-178.
- [14] Park S H. Development of a proportional poppet-type water hydraulic valve[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2009, 223(9): 2099-2107.
- [15] Quan L, Xu X Q, Yan Z, et al. A new kind of pilot controlled proportional direction valve with internal flow feedback[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1): 60-65.

(编辑 张 莘)