

结构简单无位移死区的比例流量阀原理与模型

赵俊奇¹, 汪成文^{1,2}, 赵二辉¹, 赵赞魁¹, 杜伟¹

(1. 太原理工大学机械与运载工程学院, 030024, 太原;

2. 太原理工大学新型传感器与智能控制教育部山西省重点实验室, 030024, 太原)

摘要: 针对具有内部机械反馈的比例阀结构复杂、可靠性较低等问题, 提出一种采用流量-位移反馈机制的三位四通比例流量阀原理与模型。给比例电磁铁施加电信号使先导阀芯产生运动, 进而改变先导流量, 使主阀芯两端压力失衡, 主阀芯在压差作用下产生位移, 而主阀位移又使主阀两端压力重新平衡, 形成流量-位移反馈机制; 以三位四通阀作为主阀使比例流量阀可以控制负载运动速度与方向; 基于流量-位移反馈机制建立了三位四通比例流量阀的状态空间模型, 推导出主阀芯位移与先导阀芯位移的近似函数关系。通过分析比例流量阀模型控制腔压力调节的范围, 发现控制腔压力的下限值由零位时可变液阻等效面积与固定液阻直径决定, 当阀芯离开零位时控制腔压力升高, 其上限值为油源压力值。采用 AMESim 仿真软件对所提出的三位四通比例流量阀模型进行仿真实验分析, 分析结果表明: 该比例流量阀结构简单、可靠性高, 主阀芯位移与先导阀芯位移在零位附近为线性关系, 且主阀阀芯位移在最大行程内没有死区; 当控制腔压力为油源压力的 0.3 倍时, 主阀阀芯位移在阶跃信号下响应时间为 0.01 s, 在同等条件下与传统比例阀相比提高了 50%。

关键词: 比例流量阀; 流量-位移反馈; 状态空间模型; AMESim 仿真软件; 阶跃信号

中图分类号: TH137.52 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202207008 **文章编号:** 0253-987X(2022)07-0067-09



OSID 码

Principle and Model of Proportional Flow Valve with Simple Structure and without Displacement Dead Zone

ZHAO Junqi¹, WANG Chengwen^{1,2}, ZHAO Erhui¹, ZHAO Zankui¹, DU Wei¹

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

2. Key Laboratory of Advanced Transducers and Intelligent Control System of Ministry of Education, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Aiming at the problems of complex structure and low reliability of proportional valves with internal mechanical feedback, a principle and model of 3-position 4-way proportional flow valve with flow-displacement feedback mechanism is proposed. Firstly, the electric signal is applied to the proportional solenoid to make the pilot spool move, and then change the pilot flow, so that the pressure at both ends of the main spool is unbalanced. The main spool is displaced under differential pressure, and such displacement rebalances the pressure at both ends of the main spool, forming a flow-displacement feedback mechanism. Then, with the 3-position 4-way valve as the main valve, the proportional flow valve can control the speed and direction of load movement. Finally, based on the flow displacement feedback mechanism, the state space model

收稿日期: 2021-10-29。 作者简介: 赵俊奇(1997—),男,硕士生;汪成文(通信作者),男,副教授,硕士生导师。 基金项目: 山西省重点研发计划资助项目(201903D121069);山西省回国留学人员科研教研发资助项目(HGKY2019016);山西省自然科学基金资助项目(20210302123155)。

网络出版时间: 2022-03-24

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220323.1722.002.html>

of the 3-position 4-way proportional flow valve is established, and the approximate functional relationship between the displacement of the main spool and that of the pilot spool is deduced. By analyzing the pressure regulation range of the control chamber of the proportional flow valve model, it is found that the lower limit of the control chamber pressure is determined by the equivalent area of variable hydraulic resistance and the diameter of fixed hydraulic resistance at zero position. When the valve core leaves zero position, the control chamber pressure increases, and its upper limit is the oil source pressure. AMESim simulation software is used to simulate and analyze the proposed 3-position 4-way proportional flow valve model. The analysis results show that the proportional flow valve has simple structure and high reliability. The displacement of main spool is linear with that of pilot spool near zero position, and there is no dead zone in the maximum stroke for main spool displacement. When the pressure of the control chamber is 0.3 times of the oil source pressure, the response time of the main spool displacement under the step signal is 0.01 s, which is 50% higher than that of the traditional proportional valve under the same conditions.

Keywords: proportional flow valve; flow-displacement feedback; state space model; AMESim simulation software; step signal

比例流量阀是电液系统中的重要元件^[1-3],用于控制液压执行器的位置、运动速度、运动方向和输出力的大小^[4]。现有比例流量阀存在结构复杂、工作可靠性低等问题,影响着液压系统的工作稳定性。根据不同的反馈原理,现有比例流量阀有位置随动型、压差反馈型、位移力反馈型、流量-位移反馈型等多种型式^[5]。本文研究的比例流量阀为流量-位移反馈型,最早由 Andersson^[6]提出并设计了 Valvistor 阀,该阀采用位移-流量反馈的方式,使主阀流量为先导流量的线性放大,其主阀为两位两通的插装阀^[7]。不少学者对该阀做了研究,其中 Wang 等^[8]研究发现负载压力的变化对 Valvistor 阀的流量影响较大,其基于先导阀芯位移和负载压力采用 BP 神经网络计算理论流量,并反馈至模糊 PID 控制器来提高流量的稳定性,取得良好的结果;Huang 等^[9]基于 Valvistor 阀的主阀流量是先导流量线性放大的特性,通过采集先导阀前后压力值,计算流经先导阀的流量并推测主阀流量,根据计算结果调整先导阀输入电压保证主阀流量的稳定;孟宏君等^[10]将液压泵作为 Valvistor 阀的先导级,输出稳定的先导流量来精确控制主阀流量,但是该阀主阀为插装阀结构,不利于实现液压系统的换向功能。

为了实现对液压系统^[11]的精确控制,国内外学者进行了大量研究。Meng 等^[12]研究的 2D 比例阀,使用磁浮联轴器将电-机转换器的输出力传递至阀体,同时可以实现阀芯位移反馈,能够精确控制该比例阀;Han 等^[13]提出了一种采用两个两位两通的

比例阀作为先导阀,锥形插装阀作为主阀的比例阀,能同时实现快速响应和对大流量的控制;Renn 等^[14]提出了一种基于开关阀和模糊控制器的电液比例流量控制阀,利用数值分析的计算力作为反馈,采用模糊控制器将开关阀线性化,成功应用于对压力机柱塞速度控制;Zhang 等^[15]提出了一种新型先导阀,将传统的单个阀芯分成两个独立阀芯,分别控制不同的阀口,减小了单个阀芯产生的死区以及阻尼对阀性能的影响,研究结果表明该结构可有效提高阀的动态特性与控制精度;Lu 等^[16]通过检测死区确定先导阀流量特性,设计死区补偿控制策略,提高了主阀位置跟踪精度。

权龙等^[17-18]提出了数字控制的先导型比例流量阀,将 Valvistor 阀原理由两位两通的结构拓展为三位四通的结构,可同时控制液压执行器的运动方向和速度。王松峰等^[19]研究了电液比例方向阀的动静特性,发现该阀开环控制时因结构关系在零位附近存在不可避免的死区现象,且主阀芯位移存在波动。赵虎^[20]研究了电液比例方向阀的控制方法及其应用,该比例方向阀需要在主阀芯两端安装浮动阀套,增加了比例阀结构的复杂性,阀芯运动时可能造成阀套卡死,因此该比例阀可靠性较低。

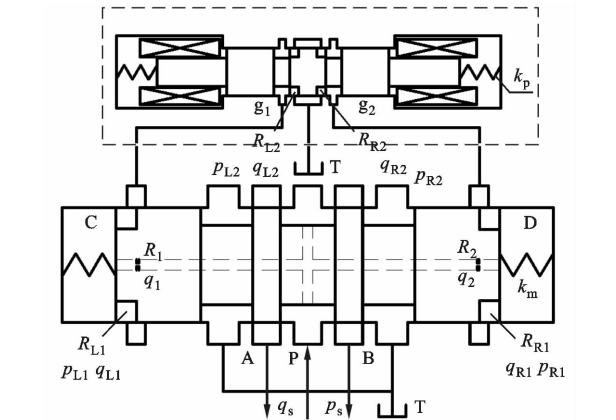
在对比比例阀的研究中,建立准确的数学模型对比比例阀性能的研究具有重要的作用。Eryilmaz 等^[21]建立了一个通用的非线性比例阀模型,研究发现阻尼系数是该模型误差的来源。Zhang 等^[22]建立了先导式比例换向阀的详细数学模型结合仿真试

验研究该阀的各个系统延迟,研究结果表明阀芯滞后是各个子系统的滞后叠加导致,该模型为阀件的优化及选择提供了方向。Ferrari 等^[23]建立了比例阀的数学模型,并在 AMEsim 平台进行仿真,通过实验对比了执行器速度和比例阀流量,验证了模型的正确性。Wu 等^[24]建立了比例调压阀的数学模型,并通过实验验证了模型,通过仿真研究了阀的参数对阀性能的影响。

针对具有内部机械反馈的比例阀结构复杂以及可靠性低等问题,本文提出一种采用流量-位移反馈机制的先导式比例流量阀技术方案^[25],新型结构的比例阀不需要在主阀芯两端设置阀套,降低了阀芯运动时被卡死的可能性,通过设计先导阀与主阀结构,形成两级的可变节流口实现先导阀对主阀流量的控制,使整体结构更加简单可靠,且仿真结果显示主阀芯位移不存在死区。

1 工作原理

采用流量-位移反馈机制的先导式比例流量阀结构如图 1 所示,由先导阀与主阀构成,通过在主阀两端设置与主阀芯位移相关的节流口,与先导阀节流口和主阀芯固定节流口形成比例阀的控制油路。



k_p —先导阀弹簧刚度; g_1 —先导阀左进油口; g_2 —先导阀右进油口; R_{L2} 、 p_{L2} 、 q_{L2} —先导阀左控制口液阻、压力、流量; R_{R2} 、 p_{R2} 、 q_{R2} —先导阀右控制口液阻、压力、流量; C —主阀左控制腔; D —主阀右控制腔; k_m —主阀弹簧刚度; R_{L1} 、 p_{L1} 、 q_{L1} —主阀左控制口液阻、压力、流量; R_{R1} 、 p_{R1} 、 q_{R1} —主阀右控制口液阻、压力、流量; R_1 、 q_1 —主阀左固定液阻、通过固定液阻 R_1 的流量; R_2 、 q_2 —主阀右固定液阻、通过固定液阻 R_2 的流量; A 、 B —主阀工作油口; P —主阀进油口; T —油箱; p_s —油源压力; q_s —供油流量。

图 1 采用流量-位移反馈机制的先导式比例流量阀结构
Fig. 1 Structure of proportional flow valve

图 1 中先导阀采用具有正开口的滑阀,通过比例电磁铁驱动先导阀芯移动,先导阀两个进油口

(g_1 、 g_2) 分别与主阀两个控制腔(C 、 D) 连通,出油口与油箱(T) 连通。主阀为三位四通滑阀,主阀芯设有径向通孔和轴向通孔,用以导通先导控制油路,通孔中设有锐边固定液阻 R_1 、 R_2 。控制油路经主阀芯通孔至主阀左右控制腔,从控制腔经过主阀芯与主阀体形成的节流口(R_{L1} 、 R_{R1}) 到达先导级,再经过先导级节流口(R_{L2} 、 R_{R2}) 回到油箱。针对图 1 所示比例阀结构方案,其液阻原理如图 2 所示。

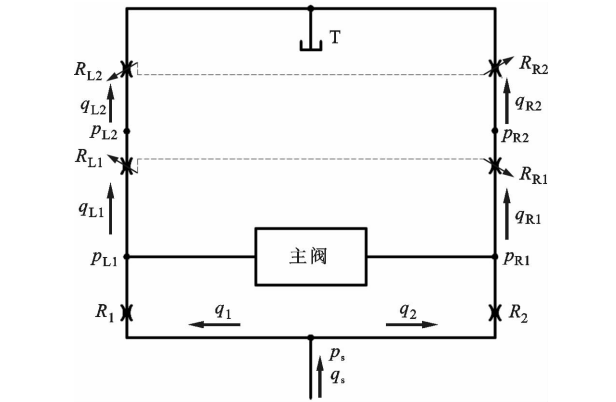


图 2 比例阀液阻原理
Fig. 2 Schematic diagram of proportional valve hydraulic resistance

控制油路分为左右两路,左控制油路由油源经固定液阻 R_1 到达主阀左控制腔 C ,后经可变液阻 R_{L1} 和 R_{L2} 流到油箱;右控制油路由油源经固定液阻 R_2 到达主阀右控制腔 D ,后经可变液阻 R_{R1} 和 R_{R2} 流到油箱。其中可变液阻 R_{L1} 和 R_{R1} 随主阀芯位移 x 变化, R_{L2} 和 R_{R2} 随先导阀芯位移 y 变化。控制腔压力由先导阀芯位移 y 与主阀芯位移 x 调节,并作用于主阀芯两端,控制主阀芯的运动。

以下结合图 2 分析图 1 结构动作机理。当给定信号使先导阀芯产生向右的位移 y ,此时液阻 R_{L2} 减小,压力 p_{L2} 减小,由于主阀芯存在惯性,短时间内主阀芯未产生位移,则可变液阻 R_{L1} 不变,压力 p_{L1} 相应的减小。由于阀具有对称结构,液阻 R_{R2} 增大,压力 p_{R2} 增大,压力 p_{R1} 相应的增大,导致主阀两端控制腔产生压力差,主阀芯在控制腔压力差作用下产生向左的位移 x 。

随着主阀芯向左移动,液阻 R_{L1} 增大,液阻前后压力 p_{L1} 与 p_{L2} 之差增大,即 p_{L1} 由小增大。由于阀具有对称结构,液阻 R_{R1} 减小,液阻前后压力 p_{R1} 与 p_{R2} 之差减小,即 p_{R1} 由大减小。当主阀芯的运动使流量 q_{L1} 与 q_{L2} 相等时,流量 q_{R1} 与 q_{R2} 也相等,此时主阀芯两端压力相平衡,阀系统达到稳定状态。

此时主阀开启,主阀芯位移 x 与先导阀芯位移 y 具有对应关系。由于阀具有对称结构,当先导阀芯向左运动时,主阀芯向右产生相应位移。

2 比例流量阀数学模型

2.1 比例流量阀动态数学模型

根据所提采用流量-位移反馈机制的先导式比例流量阀的结构,基于力学平衡方程、液流的连续性方程和流量方程建立该阀的动态数学模型。

建立以先导阀输入电压 u 为输入、负载流量 q_z 为输出的状态方程。由于主阀两端可变液阻与先导阀可变液阻之间的可变容腔很小,可忽略不计,因此可将串联形式的可变液阻 R_{L1} 和 R_{L2} 等效为 R_L ^[26], R_{R1} 和 R_{R2} 等效为 R_R ,等效结果如图3所示, p_L 为主阀左控制腔压力; p_R 为主阀右控制腔压力; q_L 为通过等效液阻 R_L 的流量; q_R 为通过等效液阻 R_R 的流量。

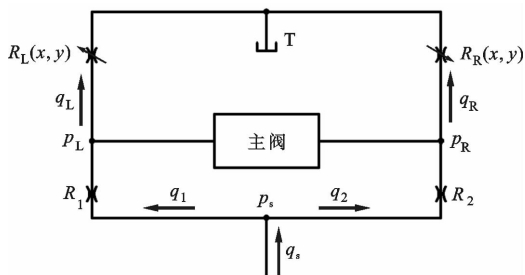


图3 比例阀液阻等效结果

Fig. 3 Equivalent results of proportional valve hydraulic resistance

当输入电压信号 u 时,先导阀芯的动力学平衡方程为

$$m_p \ddot{y} + B_p \dot{y} + k_p y + F_{pf} = K_e u \quad (1)$$

式中: m_p 为先导阀芯质量; B_p 为先导阀黏性阻尼系数; F_{pf} 表示先导阀所受液动力; k_p 为先导阀对中弹簧刚度; y 为先导阀芯位移(规定向右为正); K_e 为比

例电磁铁放大倍数。

由主阀芯通孔中的固定节流口形成的固定液阻为薄刃型,因此通过液阻 R_L 和 R_R 的流量方程式分别为

$$q_L = C_{d0} \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_L)} \quad (2)$$

$$q_R = C_{d0} \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_R)} \quad (3)$$

式中: C_{d0} 为固定节流口流量系数; d_1 为薄刃型固定节流口直径; ρ 为油液密度。

通过等效液阻 R_L 和 R_R 的流量方程为

$$q_L = C_{d1} \sqrt{\frac{W_{x1}^2 (x_0 + x)^2 W_{y1}^2 (y_0 + y)^2}{W_{x1}^2 (x_0 + x)^2 + W_{y1}^2 (y_0 + y)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_L} \quad (4)$$

$$q_R = C_{d1} \sqrt{\frac{W_{x1}^2 (x_0 - x)^2 W_{y1}^2 (y_0 - y)^2}{W_{x1}^2 (x_0 - x)^2 + W_{y1}^2 (y_0 - y)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_R} \quad (5)$$

式中: C_{d1} 为控制口流量系数; W_{x1} 为主阀控制口面积梯度; x_0 为主阀控制口预开口量; x 为主阀芯位移(规定向右为正); W_{y1} 为先导阀控制口面积梯度; y_0 为先导阀控制口预开口量。

主阀两端压缩容积可视为流量节点,列出该节点的流量连续性方程分别为

$$q_1 - q_L = A_m \dot{x} + \left(\frac{A_m x_0 + A_m x}{\beta_e} \right) p_L \quad (6)$$

$$q_2 - q_R = -A_m \dot{x} + \left(\frac{A_m x_0 - A_m x}{\beta_e} \right) p_R \quad (7)$$

式中: A_m 为主阀芯端面面积; β_e 为油液弹性模量。

主阀阀芯的动力学平衡方程为

$$(p_L - p_R) A_m = m_m \ddot{x} + B_m \dot{x} + k_m x + F_{mf} \quad (8)$$

式中: m_m 为主阀芯质量; B_m 为主阀黏性摩擦系数; k_m 为主阀弹簧刚度; F_{mf} 为主阀所受液动力。

令 $\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T = [y, \dot{y}, x, \dot{x}, p_L, p_R]^T$, 根据式(1)~(8)可将比例流量阀系统的动态模型用状态方程表示为

$$\dot{\mathbf{X}} = \begin{bmatrix} x_2 \\ -\frac{1}{m_p} [k_p x_1 + B_p x_2 + F_{pf}] \\ x_4 \\ \frac{1}{m_m} [-k_m x_3 - B_m x_4 + (x_5 - x_6) A_m - F_{mf}] \\ \frac{\beta_e}{A_m x_0 + A_m x_3} \left[C_{d0} \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - x_5)} - C_{d1} \sqrt{\frac{W_{x1}^2 (x_0 + x_3)^2 W_{y1}^2 (y_0 + x_1)^2}{W_{x1}^2 (x_0 + x_3)^2 + W_{y1}^2 (y_0 + x_1)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} x_5} - A_m x_4 \right] \\ \frac{\beta_e}{A_m x_0 - A_m x_3} \left[C_{d0} \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - x_6)} - C_{d1} \sqrt{\frac{W_{x1}^2 (x_0 - x_3)^2 W_{y1}^2 (y_0 - x_1)^2}{W_{x1}^2 (x_0 - x_3)^2 + W_{y1}^2 (y_0 - x_1)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} x_6} + A_m x_4 \right] \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_e}{m_p} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (9)$$

系统输出方程为

$$q_z = C_d W_x x_3 \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_s - \frac{x_3}{|x_3|} p_z \right)} \quad (10)$$

式中: C_d 为主阀流量系数; W_x 为主阀过流面积梯度; p_z 为负载压力。

2.2 控制腔压力特性

由式(4)(5)可知,等效液阻 R_L 和 R_R 的通流面积是 x 和 y 的函数,而根据第 1 节所述阀的工作过程,通过建立阀的稳态方程可得在零位附近主阀芯位移 x 与先导阀芯位移 y 的近似关系为

$$x = -\frac{W_{x1}^2 x_0^3}{W_{y1}^2 y_0^3} y \quad (11)$$

由式(11)可知在零位附近 x 与 y 为线性关系,其线性系数与 W_{x1}^2 、 x_0^3 成正比,与 W_{y1}^2 、 y_0^3 成反比。

将式(11)代入式(4)(5)中,可得等效液阻 R_L 和 R_R 的通流面积 A_L 和 A_R 分别为

$$A_L = W_{x1} \left(x_0 - \frac{W_{x1}^2 x_0^3}{W_{y1}^2 y_0^3} y \right) W_{y1} (y_0 + y) / \left[W_{x1}^2 \left(x_0 - \frac{W_{x1}^2 x_0^3}{W_{y1}^2 y_0^3} y \right)^2 + W_{y1}^2 (y_0 + y)^2 \right]^{1/2} \quad (12)$$

$$A_R = W_{x1} \left(x_0 + \frac{W_{x1}^2 x_0^3}{W_{y1}^2 y_0^3} y \right) W_{y1} (y_0 - y) / \left[W_{x1}^2 \left(x_0 + \frac{W_{x1}^2 x_0^3}{W_{y1}^2 y_0^3} y \right)^2 + W_{y1}^2 (y_0 - y)^2 \right]^{1/2} \quad (13)$$

将式(12)与式(13)分别对 y 求导,通过分析其导函数可知 $y=0$ 为等效液阻的通流面积 A_L 和 A_R 的极大值点,该极大值为

$$A_{L0} = A_{R0} = \sqrt{\frac{W_{x1}^2 x_0^2 W_{y1}^2 y_0^2}{W_{x1}^2 x_0^2 + W_{y1}^2 y_0^2}} \quad (14)$$

式中: A_{L0} 为等效液阻 R_L 在 $y=0$ 处的通流面积; A_{R0} 为等效液阻 R_R 在 $y=0$ 处的通流面积。

由图 3 可知固定液阻 R_1 与等效液阻 R_L 为串联关系,在稳态条件下,零位时主阀左控制腔压力与油源压力之比可由式(2)(4)计算,表示为

$$\frac{p_{L0}}{p_s} = \left(C_{d0} \frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 / \left[\left(C_{d1} A_{L0} \right)^2 + \left(C_{d0} \frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 \right] \quad (15)$$

式中: p_{L0} 为零位时主阀左控制腔压力。

由式(15)可知,当 C_{d0} 、 C_{d1} 与 d_1 确定时, A_{L0} 越大,控制腔压力与油源压力之比越小,即零位时控制腔压力越低。由于 $y=0$ 是 A_L 的极大值点,当满足 $|y| \leq y_0$ 时,有 $0 \leq A_L \leq A_{L0}$ 。结合串联液阻的特性可知,液阻越大,稳态时该液阻上的压降越大,因此主阀左控制腔的压力由可变液阻 R_L 调节,调节范围为 $p_{L0} \leq p_L \leq p_s$ 。由于比例阀结构的对称性,对于主阀右控制腔有同样的结论。

由以上分析可知,当流量系数确定时,比例阀的控制腔压力特性由零位时等效液阻的通流面积与固定节流口的通流面积之比决定,该比值越大控制腔压力可调范围就越大。下面通过在 AMEsim 模型中搭建阀的模型,利用 AMEsim 软件中的参数优化方法对式(14)中的参数进行优化取值。

3 仿真模型及特性研究

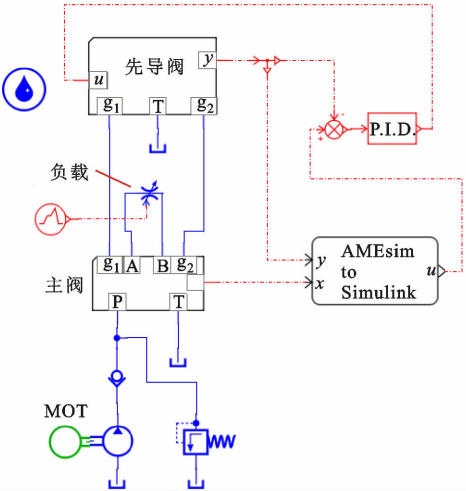
经过第 2 节对新型比例阀理论模型分析,先导阀芯对主阀芯的控制特性与固定节流口直径、可变节流口面积梯度以及预开口量等结构参数相关。本节将利用 AMEsim 搭建仿真模型,与数学模型对比验证,重点分析可变液阻等效节流面积与固定节流口面积之比对比例阀控制特性的影响。

3.1 仿真模型

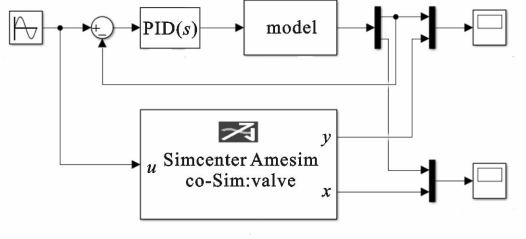
AMEsim 模型考虑了数学模型中忽略的先导级与主级之间的可变容腔,并且可以方便地查看各部分的运动状态。搭建比例流量阀的 AMEsim 仿真模型与 Simulink 数学模型进行仿真,如图 4 所示。图 4(a)模型中采用理想恒压源作为油源,搭建了先导阀与主阀结构,并将其封装,采用可变液阻作为负载,通过 SimuCosim 模块建立与 Simulink 的数据传输通道,先导阀控制信号由图 4(b)中的信号源给出。

3.2 模型验证与分析

本文研究的比例阀额定流量为 200 L/min,主阀芯凸肩直径为 20 mm,由于主阀控制口预开口量 x_0 决定了主阀芯的最大位移,即决定了主阀额定流量,因此可根据主阀额定压力与额定流量计算出主阀芯最大位移,再根据最大位移确定 x_0 。经计算比例阀达到额定流量需取 $x_0=2.5$ mm。



(a) AMEsim 仿真模型



(b) Simulink 数学模型

图4 比例流量阀 AMESim 仿真模型与 Simulink 数学模型

Fig. 4 AMESim simulation model and Simulink mathematical model of proportional flow valve

令式(15)中 $p_{L0}/p_s = 0.3$, 将其作为优化目标, 为方便计算, 令 $C_{d0} = C_{d1}$, $d_1 = 2 \text{ mm}$. 根据物理参数限定其余各个优化参数的取值范围. 将式(11)中 $-W_{x1}^2 x_0^3 / W_{y1}^2 y_0^3$ 作为限定条件, 当该比值大于 -1 时, 主阀芯位移将小于先导阀芯位移, 起不到比例放大的作用; 当小于 -3 时, 先导阀对主阀的控制灵敏度过大, 不易满足小流量工况, 故使其取值范围在 $-3 \sim -1$ 之间.

按上述条件使用遗传算法对模型进行参数优化, 将优化结果运用到 AMESim 模型并代入式(9). 对比得到 Simulink 数学模型与 AMESim 仿真模型主阀芯位移曲线, 如图5所示.

从图5中可以看出 Simulink 数学模型曲线与 AMESim 仿真模型曲线基本重合, 验证了数学模型的准确性. 由于数学模型为理想模型, 所得仿真模型的曲线比数学模型的曲线略有滞后, 且仿真模型主阀芯位移的最大值略小于数学模型, 但是在可接受的范围内.

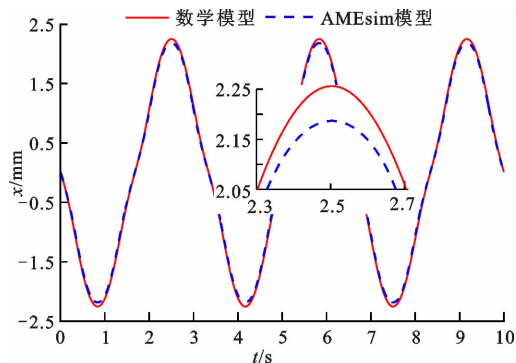


图5 Simulink 数学模型与 AMESim 仿真模型主阀芯位移曲线

Fig. 5 Main spool displacement curve of simulink mathematical model and AMESim simulation model

图6为主阀左控制腔压力与先导阀芯位移关系曲线. 选择油源压力 $p_s = 7 \text{ MPa}$, 从图6中可以看

出, 主阀左控制腔压力最低点在 $y = 0$ 处, 为 2.1 MPa , 随着先导阀芯的移动, 压力最高可达 6.7 MPa .

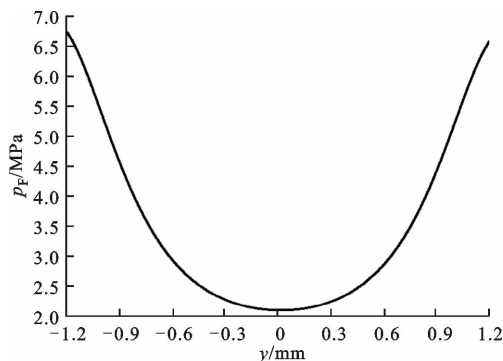


图6 主阀左控制腔压力与先导阀芯位移关系曲线

Fig. 6 Relation curve between pressure in left control chamber of main valve and displacement of pilot spool

利用 AMESim 仿真模型作出主阀芯位移与先导阀芯位移关系曲线, 如图7所示. 图7中线性关系曲线由式(11)所述关系作出. 从图7中可以看出, 先导阀芯位移在 $-0.45 \text{ mm} \sim 0.45 \text{ mm}$ 之间时, 两条曲线重合度较好, 该段行程占总行程的 37.5% , 说明在该范围内式(11)可以描述主阀芯位移与先导阀芯位移的关系. 图7中非线性关系曲线具有对称的两个拐点, 拐点前后的曲线都具有较好的线性度. 即先导阀芯位移在 $-1.2 \text{ mm} \sim -0.6 \text{ mm}$ 之间以及 $0.6 \text{ mm} \sim 1.2 \text{ mm}$ 之间时, 主阀芯位移与先导阀芯位移也具有较好的线性关系.

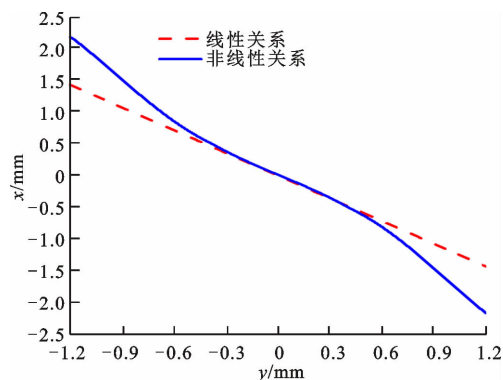


图7 主阀芯位移与先导阀芯位移关系曲线

Fig. 7 Relationship curve between main spool displacement and pilot spool displacement

3.3 主阀位移响应与先导流量分析

为了研究零位时主阀控制腔压力与油源压力之比对比例阀动态阶跃性能以及先导流量的影响, 令 a 分别为 $0.3, 0.5, 0.7$, $a = p_{L0}/p_s$, 并优化其他参数来研究其影响效果. 所得主阀芯位移的阶跃响应曲

线如图 8 所示,先导控制油路的流量曲线如图 9 所示,主阀左控制腔压力响应曲线如图 10 所示。

由图 8 可知,当 $a=0.3$ 时,主阀位移从 0 达到最大值的时间约为 0.01 s,随着 a 的增大,这一时间逐渐变慢,当 $a=0.7$ 时达到 0.02 s,但是主阀芯最大位移增大,这是因为 a 变大使等效液阻的最大通流面积 A_{L0} 减小,即等效液阻的阻值变大,导致控制油路的流量减小。

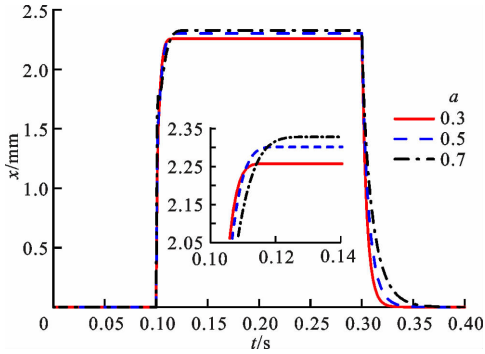


图 8 主阀芯位移的动态阶跃响应曲线

Fig. 8 Dynamic step response curve of main spool

由以上分析可知,当固定节流口通流面积确定时,增大可变液阻在零位的通流面积,可增大比例阀控制腔压力的调节范围,提高比例阀的动态响应,但是会导致先导控制流量的增大,降低比例阀的效率。

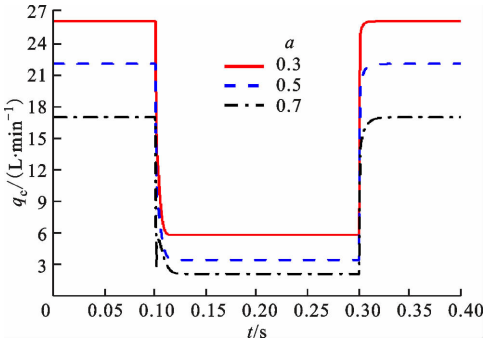


图 9 先导控制油路的流量曲线

Fig. 9 Flow curve of pilot control oil circuit

图 10 中,当主阀芯在零位时主阀左控制腔压力分别对应油源压力的 0.3、0.5、0.7 倍,与 a 相符合。从图 10 中可以看出, a 越大,控制腔压力响应越快,最大压力值也越大,当 $a=0.7$ 时曲线出现了超调,压力超调会导致控制油路的冲击,因此 a 不宜过大。

由于固定节流口与可变节流口为串联关系,因此当可变液阻在零位的通流面积确定时,增大固定节流口的面积也可以提高比例阀的动态响应,增加先导控制流量。根据式(15)可知,增大固定节流口

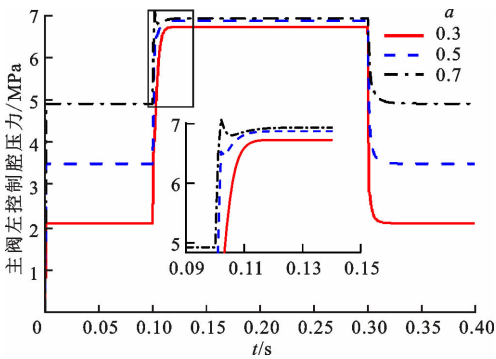


图 10 主阀左控制腔压力响应

Fig. 10 Pressure response of left control chamber of main valve

面积会减小控制腔压力的调节范围。

4 结 论

通过对比例流量阀原理与模型的分析,得出以下结论。

(1)本文提出了一种采用流量-位移反馈机制的新型比例流量阀技术方案,该方案的优点包括:省去了参考文献[17-20]中研究的比例阀主阀两端的浮动阀套,简化了比例阀的结构,减少了阀芯运动的阻碍,增强了比例流量阀工作的可靠性。

(2)通过分析数学模型得出主阀控制腔在零位时的压力与油源压力的关系,主阀控制腔压力调节范围由零位时可变节流口通流面积与固定节流口通流面积之比确定,可通过增大可变液阻在零位的通流面积扩大控制腔的压力调节范围。

(3)通过仿真相互验证了数学模型与 AMESim 模型的准确性。仿真模型得到的主阀左控制腔压力与先导阀芯位移曲线与理论推导一致。分析由 AMESim 仿真得到的主阀芯位移与先导阀芯位移的关系曲线,并与由静态线性化模型给出的线性函数关系对比,结果显示线性范围占总行程的 37.5%。

(4)通过分析不同 a 下的主阀芯位移动态阶跃响应曲线以及先导控制流量曲线可知,当固定节流口确定时,可通过减小 a 提高比例阀的动态响应,或增大 a 以减小先导控制油路的流量,提高比例阀的工作效率。 a 过大会造成控制腔压力超调,对控制油路产生压力冲击。

(5)由于本文所提的比例流量阀模型做了线性化处理,而比例流量阀在实际工作中具有非线性因素,因此模型还存在一定的局限性,后续研究中将进行改进。

参考文献:

- [1] 李晓祥, 王安麟, 樊旭灿. 高负压液压油缸系统流量再生液压阀再设计和能效分析 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(7): 52-59.
LI Xiaoxiang, WANG Anlin, FAN Xucan. Energy efficiency analysis and redesign of flow regenerating hydraulic valve for high negative pressure hydraulic cylinder system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(7): 52-59.
- [2] WRAT G, BHOLA M, RANJAN P, et al. Energy saving and fuzzy-PID position control of electro-hydraulic system by leakage compensation through proportional flow control valve [J]. ISA Transactions, 2020, 101: 269-280.
- [3] TAMBURRANO P, PLUMMER A R, DISTASO E, et al. A review of direct drive proportional electro-hydraulic spool valves: industrial state-of-the-art and research advancements [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2019, 141(2): 020801.
- [4] ZHANG Junhui, WANG Di, XU Bing, et al. Flow control of a proportional directional valve without the flow meter [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2019, 67: 131-141.
- [5] 刘建彬, 杨华勇, 谢海波. 级间液压-机械双反馈新原理及其在大流量控制阀中的应用研究 [J]. 金属加工 (冷加工), 2019(3): 83.
LIU Jianbin, YANG Huayong, XIE Haibo. Research on hydraulic-mechanical feedback principle and its application in large rated flow control valve [J]. Metal Working (Metal Cutting), 2019(3): 83.
- [6] ANDERSSON B. On the valvistor: a proportionally controlled seat valve [D]. Linköping, Sweden: Linköping University, 1984.
- [7] 张勇, 黄家海, 权龙, 等. Valvistor 电液比例流量阀稳定性及特性分析 [J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(2): 340-345.
ZHANG Yong, HUANG Jiahai, QUAN Long, et al. Stability and characterization study of the valvistor valve [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(2): 340-345.
- [8] WANG He, WANG Xiaohu, HUANG Jiahai, et al. Flow control for a two-stage proportional valve with hydraulic position feedback [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 33(1): 93.
- [9] HUANG Jiahai, DAI Jiangjiao, QUAN Long, et al. Performance of proportional flow valve with pilot pressure drop: spool opening compensation [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2017, 139(1): 011009.
- [10] 孟宏君, 秦强. 主动先导级控制的电液比例流量阀建模与仿真 [J]. 液压与气动, 2019(2): 1-6.
MENG Hongjun, QIN Qiang. Modeling and simulation of electro-hydraulic proportional flow valve controlled by active pilot stage [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019(2): 1-6.
- [11] YU Jin, WANG Zhao, ZHANG Huasen. Research on pressure pulsation of piling hammer hydraulic system based on AMESim [C]// Proceedings of the IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Bristol, the United Kingdom: IOP Publishing, 2021: 022072.
- [12] MENG Bin, XU Hao, RUAN Jian, et al. Theoretical and experimental investigation on novel 2D maglev servo proportional valve [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(4): 416-431.
- [13] HAN Mingxing, LIU Yinshui, ZHENG Kan, et al. Investigation on the modeling and dynamic characteristics of a fast-response and large-flow water hydraulic proportional cartridge valve [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2020, 234(22): 4415-4432.
- [14] RENN J C, TSAI C. Development of an unconventional electro-hydraulic proportional valve with fuzzy-logic controller for hydraulic presses [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2005, 26(1): 10-16.
- [15] ZHANG Junhui, LU Zhengyu, XU Bing, et al. Investigation on the dynamic characteristics and control accuracy of a novel proportional directional valve with independently controlled pilot stage [J]. ISA Transactions, 2019, 93: 218-230.
- [16] LU Zhengyu, ZHANG Junhui, XU Bing, et al. Dead-zone compensation control based on detection of micro flow rate in pilot stage of proportional directional valve [J]. ISA Transactions, 2019, 94: 234-245.
- [17] 太原理工大学. 数字控制的先导型比例流量阀: CN201110087073.5 [P]. 2011-08-17.
- [18] QUAN Long, XU Xiaoping, YAN Zheng, 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.
- [19] 王松峰, 赵虎, 权龙, 等. 流量反馈型电液比例方向阀静态特性研究 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(8): 205-212.

- WANG Songfeng, ZHAO Hu, QUAN Long, et al. Research on the dynamic and static characteristics of electro-hydraulic proportional direction valve with flow feedback [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(8): 205-212.
- [20] 赵虎. 电液流量、方向连续控制新原理及其应用研究 [D]. 太原: 太原理工大学, 2013.
- [21] ERYILMAZ B, WILSON B H. Unified modeling and analysis of a proportional valve [J]. Journal of the Franklin Institute, 2006, 343(1): 48-68.
- [22] ZHANG Junhui, WANG Di, XU Bing, et al. Modeling and experimental validation of the time delay in a pilot operated proportional directional valve [J]. IEEE Access, 2018, 6: 30355-30369.
- [23] FERRARI A, PIZZO P, RUNDO M. Modelling and experimental studies on a proportional valve using an innovative dynamic flow-rate measurement in fluid power systems [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(13): 2404-2418.
- [24] WU Wei, WEI Chunhui, ZHOU Junjie, et al. Numerical and experimental nonlinear dynamics of a proportional pressure-regulating valve [J]. Nonlinear Dynamics, 2021, 103(2): 1415-1425.
- [25] 太原理工大学. 基于先导流量-主阀芯位移反馈机制的比例流量阀: CN202010055207.4 [P]. 2020-06-05.
- [26] 胡燕平, 彭佑多, 吴根茂. 液阻网络系统学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2003: 6-9.

(编辑 武红江 刘杨)