

先导式大流量电液比例方向阀优化匹配研究^①

艾超^{②*} 孔祥东^{③*} 宋豫^{***} 王娟^{***} 田德志^{***}

(* 燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制实验室 秦皇岛 066004)

(** 先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室(燕山大学) 秦皇岛 066004)

(*** 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

摘 要 针对先导式大流量电液比例方向阀因控制算法和结构设计不合理造成其匹配性能较差,从而导致其位置控制性能较差的问题,进行了控制算法和结构设计研究,提出了死区非线性环节补偿和结构参数优化的匹配方法。建立了对称非匹配先导阀控主阀的数学模型,利用描述函数法得到了该阀的稳定性判断条件,并设计了定值补偿电路补偿死区,实现了比例控制放大器与比例阀的匹配;以位置控制性能优良为寻优目标,利用遗传算法对先导阀节流槽结构参数进行优化设计,实现了先导级与主级的匹配。建立了基于 AMESim 和 Simulink 的比例阀机电液联合仿真模型,仿真证明,死区补偿及结构参数优化设计在保证系统稳定性的同时能够有效提高阀的位置控制性能,验证了优化匹配方法的可行性,对比比例阀的设计具有一定的参考价值。

关键词 比例方向阀,死区非线性,参数匹配,联合仿真

0 引言

比例阀是液压系统的关键控制元件,其高可靠性和高性能是提高系统整体性能的关键因素^[1]。目前国内比例阀产品存在型号规格杂乱不全、性能不稳定、可靠性较差等问题,因而用户大都依赖于价格昂贵的进口阀^[2,3]。由于比例阀的控制算法和结构设计不合理,往往导致其匹配性能较差,使得被控系统达不到理想的效果。根据国内外比例阀开发经验可知,比例控制放大器与比例阀的匹配及先导级与主级的匹配是保证比例阀性能的关键技术之一。国内比例阀技术基础薄弱,关键技术亟待突破。

匹配是一个综合把握比例阀影响因素的过程,各参数相互影响的不确定性成为对比例阀进行匹配的难点之一。为了改善比例控制放大器与比例阀的匹配能力,通常要合理设置放大器的控制算法,补偿比例阀的死区非线性。文献[4,5]总结了目前应用的死区补偿技术如定值补偿、超前切换 + 变幅补偿

方法、变死区自学习补偿、常规数字 PID + 变死区补偿模糊控制和伪微分反馈控制等。同时,各学者对如何改进阀的工作原理和结构来优化比例阀的匹配性能也进行了广泛的研究。文献[6]分析了液压阀流量特性与节流口过流面积的匹配关系;文献[7]以挖掘机为对象分析了电液流量匹配液压系统中的电比例多路阀阀口设计的优化;文献[8]通过优化比例阀节流负载阀口形状和尺寸来实现整阀的匹配;文献[9]推导了比例插装阀结构参数的设计公式,提出了大流量比例插装阀匹配性设计方法。为了开发多规格配套用高性能先导式大流量电液比例方向阀,在上述研究的基础上,本文从死区非线性环节补偿和结构参数优化设计入手,分别对其比例阀控制放大器与比例阀和先导级与主级的优化匹配进行研究,以获得良好的整阀性能。

1 结构组成及工作原理

先导式电液比例方向阀是一个位置闭环控制系

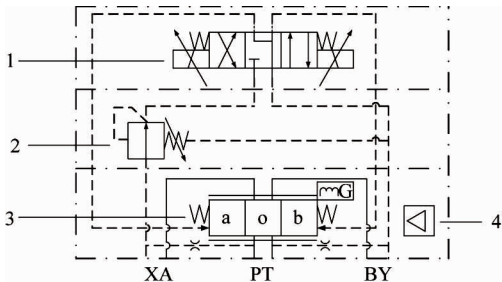
① 973 计划(2014CB046405),“十二五”国家科技支撑计划(2011BAF09B04),国家自然科学基金(51375422)和燕山大学青年教师自主研究计划课题(13LGB005)资助项目。

② 男,1982 生,博士,讲师;研究方向:重型机械动力传输系统,液压阀设计开发等;E-mail: aichao@ysu.edu.cn

③ 通讯作者,E-mail: xdkong@ysu.edu.cn

(收稿日期:2014-08-11)

统,是由比例控制放大器、先导阀、减压阀和主阀集成一体的电液一体化器件,其液压原理简图如图 1 所示。其工作原理是:定压减压阀向先导阀提供恒定压力的油液,控制器输出的电信号经比例控制放大器转换为功率级电流,该电流通过比例电磁铁转化为作用在先导阀芯上的力,推动先导阀芯运动,继而在主阀两腔产生控制压差,该控制压差通过作用在主阀等效面积上形成液压力,并克服弹簧力、液动力、摩擦力等推动主阀芯运动,同时,主阀芯实际位置通过与其固连的位移传感器反馈至比例控制器,反馈信号与指令电信号作比较,形成偏差,通过比例控制放大器内 PID 控制器进行调节,直至偏差为零^[10]。



1 先导阀; 2 减压阀; 3 主阀; 4 比例控制放大器
图 1 先导式电液比例方向阀液压原理简图

2 数学建模

建立以下数学模型:

(1) 比例控制放大器数学模型

$$i = \left(k_s \left(e + \frac{1}{T_i} \int_0^t e dt + T_d \frac{de}{dt} \right) + u_i + u_d \right) k_a \quad (1)$$

式中 i 为比例电磁铁驱动电流(A); k_s 为调节器比例环节系数; e 为输入偏差信号(V); T_i 为调节器积分环节时间常数; T_d 为调节器微分环节时间常数; u_i 为偏置电压(V); u_d 为颤振信号幅值(V); k_a 为功率放大级放大转换系数(A/V)。

(2) 比例电磁铁的数学模型

$$F_{ph} = k_e i \quad (2)$$

式中 F_{ph} 为比例电磁铁输出力(N); k_e 为比例电磁铁转换系数(N/A)。

(3) 先导阀与负载的动态力平衡方程

$$F_{ph} = m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_{pp} \frac{dx_p}{dt} + 2k_{pk} x_p + F_{ps} + F_{pt} + F_{pf} \quad (3)$$

式中 m_p 为先导阀及折算到先导阀的等效质量(kg);

x_p 为先导阀位移(m); B_{pp} 为先导阀粘性阻尼系数(N/(m·s)); k_{pk} 为先导阀对中弹簧刚度(N/m); F_{ps} 为先导阀稳态液动力(N); F_{pt} 为先导阀瞬态液动力(N); F_{pf} 为先导阀摩擦力(N)。

(4) 先导阀控制阀口的开口度

$$x_{pi} = \begin{cases} x_p + x_{piv}, & -x_{ps} \leq x_p \leq -x_{piv} \\ 0, & x_p < |x_{piv}| \\ x_p - x_{piv}, & x_{piv} \leq x_p \leq x_{ps} \end{cases} \quad (4)$$

式中 x_{pi} 为先导阀控制阀口 i 处的开口度(m); x_{piv} 为先导阀控制阀口 i 处的遮盖量(m); x_{ps} 为先导阀阀芯最大行程(m)。

(5) 先导阀压力-流量特性方程

$$q_L = k_q x_{pi} - k_c p_L \quad (5)$$

式中 q_L 为先导阀负载流量(L/min); p_L 为先导阀负载压力(Pa); k_q 为先导阀流量增益; k_c 为先导阀流量-压力系数。

(6) 主阀流量连续性方程

$$q_L = A_m \frac{dx_m}{dt} + C_{tp} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (6)$$

式中 A_m 为主阀有效工作面积(m²); x_m 为主阀芯位移(m); C_{tp} 为综合泄漏系数(m⁵/(N·s)); V_t 为总压缩容积(m³); β_e 为有效体积弹性模量(Pa)。

(7) 主阀与负载的动态力平衡方程

$$A_m p_L = m_m \frac{d^2 x_m}{dt^2} + B_{mp} \frac{dx_m}{dt} + k_{mk} x_m + F_{mk0} + F_{ms} + F_{mt} + F_{mf} \quad (7)$$

式中 m_m 为主阀及折算到主阀的等效质量(kg); B_{mp} 为主阀粘性阻尼系数(N/(m·s)); k_{mk} 为主阀对中弹簧刚度(N/m); F_{mk0} 为主阀对中弹簧预紧力(N); F_{ms} 为主阀稳态液动力(N); F_{mt} 为主阀瞬态液动力(N); F_{mf} 为主阀摩擦力(N)。

(8) 位移检测系统的数学模型

$$u_f = k_{md} x_m \quad (8)$$

式中 u_f 为位移传感器反馈电压(V); k_{md} 为位移检测放大电路转换系数(V/m)。

基于上述各元部件数学模型,推导出先导式大流量电液比例方向阀控制框图,如图 2 所示。

主阀的总输出位移传递函数为

$$X_m = \frac{\frac{k_p A_m}{k_{mk}} X_{pi} - \frac{1}{k_{mk}} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e k_{ce}} s \right) (F_{mk0} + F_{ms} + F_{mt} + F_{mf})}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)} \quad (9)$$

式中: k_p 为总压力增益 (Pa/A), $k_p = k_q/k_{ce}$; k_{ce} 为总流量-压力系数 ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$), $k_{ce} = k_c + C_{ip}$; ω_r 为先导阀控主阀惯性环节转折频率 (rad/s), $\omega_r = \frac{k_{ce}}{A_m^2 \left(\frac{1}{k_{mk}} + \frac{1}{k_h} \right)}$; k_h 为液压弹簧刚度 (N/m); ω_0 为先导阀控主阀综合固有频率 (rad/s), $\omega_0 =$

$$\sqrt{\frac{4\beta_e A_m^2}{V_t m_m} + \frac{k_{mk}}{m_m}}; \zeta_0 \text{ 为先导阀控主阀综合阻尼比, } \zeta_0 = \frac{1}{2\omega_0} \left(\frac{4\beta_e k_{ce}}{V_t \left(1 + \frac{k_{mk}}{k_h} \right)} + \frac{B_{mp}}{m_m} \right).$$

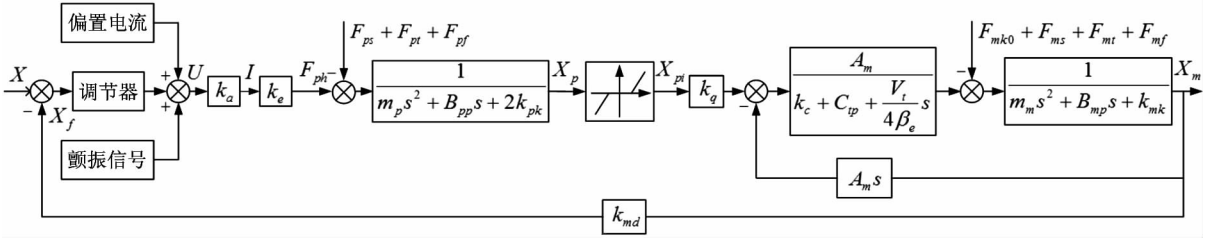


图2 先导式大流量电液比例方向阀控制框图

3 死区非线性环节分析

本文选择描述函数法来近似地分析和预测整阀的非线性特性。

3.1 非线性系统稳定性分析

由参考文献[11]可得,当死区宽度为 2δ , 斜率为 k , 输入信号为 $r(t) = A \sin \omega t$ 时,死区非线性特性的描述函数为

$$N(A) = \begin{cases} 0, & A < \delta \\ \frac{2k}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{\delta}{A} - \frac{\delta}{A} \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{A} \right)^2} \right), & A \geq \delta \end{cases} \quad (10)$$

当系统输入为零和不考虑外界作用时,根据等效变换法则,可将所有线性部分叠加为一个线性部分 G , 则图2可变换为非线性系统的标准形式,如图3所示。

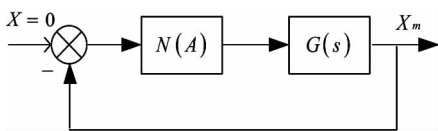


图3 非线性系统标准形式

其中

$$G(s) = G_1(s) G_2(s) G_3(s) H(s) \quad (11)$$

$$G_1(s) = K_s \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) k_a \quad (12)$$

$$G_2(s) = k_e \frac{\omega_p^2}{s^2 + 2\zeta_p \omega_p s + \omega_p^2} \quad (13)$$

$$G_3(s) = \frac{\frac{k_p A_m}{k_{mk}}}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)} \quad (14)$$

$$H(s) = k_{md} \quad (15)$$

考虑到先导级的动态响应远大于阀控缸的动态响应,为了简化整阀的动态特性分析与设计,将先导级看成比例环节,得线性部分的传递函数如下式所示:

$$G(s) = \frac{KK_s \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right)}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)} \quad (16)$$

式中 $K = \frac{k_{md} k_e k_p A_m}{k_{pk} k_{mk}}$ 。

闭环系统特征方程为

$$1 + N(A) G(j\omega) = 0 \quad (17)$$

由(17)式可得 $G(j\omega) = -\frac{1}{N(A)}$, 称 $-\frac{1}{N(A)}$ 为非线性环节的负倒描述函数,如下式所示:

$$-\frac{1}{N(A)} = \begin{cases} -\infty, & A < \delta \\ -\frac{1}{\frac{2k}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{\delta}{A} - \frac{\delta}{A} \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{A} \right)^2} \right)}, & A \geq \delta \end{cases} \quad (18)$$

将线性控制理论中的奈奎斯特稳定判据应用于

非线性系统,即若奈奎斯特轨迹不包围负倒描述函数轨迹,则该阀是稳定的。令 $\text{Im}[G(j\omega)] = 0$, 得 $\omega = \omega_a = \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_r} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0}\right)\omega_0^2\omega_r}$, 因此存在临界稳定条件:

$$-\frac{1}{\frac{2k}{\pi}\left(\frac{\pi}{2} - \sin^{-1}\frac{\delta}{A} - \frac{\delta}{A}\sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{A}\right)^2}\right)} < \text{Re}[G(j\omega)]|_{\omega=\omega_a} \quad (19)$$

当 $G_1(s) = 1$ 时,有

$$\text{Re}[G(j\omega)]|_{\omega=\omega_a} = \frac{\left[1 - \left(\frac{2\zeta_0}{\omega_0\omega_r} + \frac{1}{\omega_0^2}\right)\omega_a^2\right]K}{\left[1 - \left(\frac{2\zeta_0}{\omega_0\omega_r} + \frac{1}{\omega_0^2}\right)\omega_a^2\right]^2 + \left[\left(\frac{1}{\omega_r} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0}\right)\omega_a - \frac{\omega_a^3}{\omega_0^2\omega_r}\right]^2} \quad (20)$$

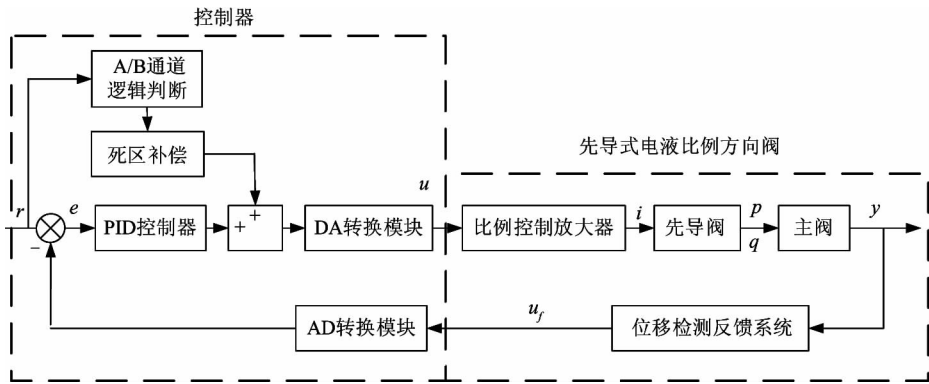


图 4 死区非线性环节补偿控制原理图

现提高位置闭环控制系统控制性能的目标。为了实现先导式大流量电液比例方向阀的规格化、系列化和更高的互换性,不同主阀规格的先导阀不仅外形及连接尺寸相同,而且须保证阀芯直径一样,其差别仅在阀口面积梯度不同,即改变阀芯控制台肩处节流槽的数量和结构,使先导阀在相同的阀芯轴向行程时,获得不同的过流面积。本文针对 DN16 系列先导式电液比例方向阀展开研究。

4.1 先导阀控制阀口设计

为补偿主阀运动时的不对称性,应使返回过程时主阀控制腔压力下降幅度较大,因此设计控制阀口 1、2 处节流槽的数量为控制阀口 3、4 处的两倍,如图 5 所示。

选择 U 形节流槽作为先导阀节流槽,并立足 U 形阀口过流面积^[12],以位置控制性能优良为寻优目标,通过智能优化算法得到一组最优参数来指导节流槽结构设计,实现节流槽结构参数的匹配。

由上述非线性系统的稳定判据,即可判断整阀稳定性。

3.2 非线性环节补偿策略

偏置信号设定电路,即定值补偿电路,用于产生继电型非线性控制信号,使之能够满足主阀定位的要求,并可使先导阀阀芯快速地越过中位死区,减小或消除死区非线性的影响,以适应零区控制特性的要求。鉴于定值补偿电路在死区补偿方面具有高效性和简易性,并且贴近工程实际,因此选择此种方式来补偿死区,补偿控制原理如图 4 所示。

4 结构参数的优化匹配

结构参数的优化匹配是在既定主级结构和参数的前提下,确定先导阀控制阀口的结构与参数,以实

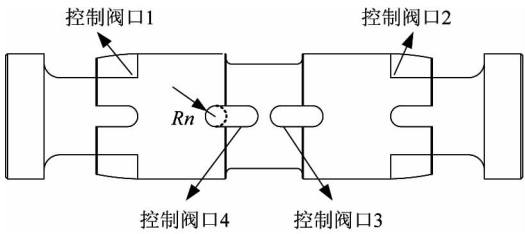


图 5 先导阀阀芯结构示意图

节流槽的结构参数应能保证液压动力元件的输出特性能够包围负载轨迹,实现负载匹配,因此设计的最大开口度的过流面积应该逼近 $A_{\max}$, 优化目标函数为

$$f_1(x) = (|A_U(x_{v\max}) - A_{\max}|)_{\min} \quad (21)$$

式中 A_U 为 U 形槽过流面积(mm^2); x_v 为阀口开度(mm)。

节流槽的阀口面积梯度应在保证系统稳定可靠的前提下,能够提高系统响应和减小系统稳态误差,

优化目标函数为

$$f_2(x) = \left(\sum_i (A_{ui} - A_i)^2 \right)_{\min} \quad (22)$$

其中 $A_i = A_{\max} x_v / x_{v\max}$ 为控制口不同阀口开口度时的过流面积。

将上述多目标优化问题的每个子目标函数赋予权重 w_i , 优化函数为

$$f(x) = w_1 (|A(x_{v\max}) - A_{\max}|)_{\min} + w_2 \left(\sum_i (A_i - A)^2 \right)_{\min} \quad (23)$$

基于遗传算法的参数匹配流程图如图 6 所示。

通过计算,可得先导阀主要结构尺寸为:最大过流面积 $A_{n\max} = 3.2236\text{mm}^2$; 阀芯直径 $d_s = 12\text{mm}$; 阀芯最大开口度 $x_{v\max} = 0.5\text{mm}$; 封油长度 $l = 1\text{mm}$; 阀芯行程 $s = 1.5\text{mm}$ 。

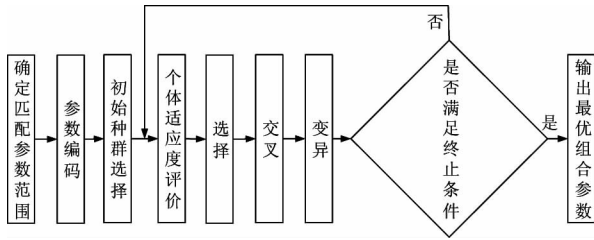


图 6 使用遗传算法进行参数优化匹配的流程图

针对本文所研究的比例阀,设定遗传算法的运行参数如下:群体大小 $N = 80$, 终止代数 $T = 20$, 交叉概率 $p_c = 0.6$, 变异概率 $p_m = 0.01$ 。在 MATLAB 中运行遗传算法程序,优化结果为节流槽个数 $n = 4$ 、节流槽加工特征半径 $R_n = 1.3666\text{mm}$ 、节流槽特征深度 $D_n = 2.2566\text{mm}$ 。

4.2 先导阀阀口性能验证

根据比例阀样机的结构参数和 U 形槽过流面积计算公式得到先导阀控制阀口 3、4 和 1、2 处过流面积与开口度的拟合函数分别为

$$A_{b1} = -8.7522x^5 + 15.7619x^4 - 14.2467x^3 + 9.8066x^2 + 2.6338x(P \rightarrow A/B) \quad (24)$$

和

$$A_{b2} = -1.0248x^5 + 6.867x^4 - 17.4968x^3 + 18.8322x^2 + 5.0493x + 0.0043(A/B \rightarrow T) \quad (25)$$

根据优化结果和 U 形槽过流面积计算公式得到匹配后先导阀控制阀口 3、4 和 1、2 处过流面积与开口度的拟合函数分别为

$$A_1 = -10.0913x^5 + 18.2084x^4 - 16.2496x^3 + 11.6355x^2 + 3.0879x(P \rightarrow A/B) \quad (26)$$

和

$$A_2 = -0.6915x^5 + 5.6894x^4 - 17.8140x^3 + 23.2261x^2 + 5.0708x + 0.0706(A/B \rightarrow T) \quad (27)$$

优化前后其过流面积与开口度的拟合曲线如图 7 所示。

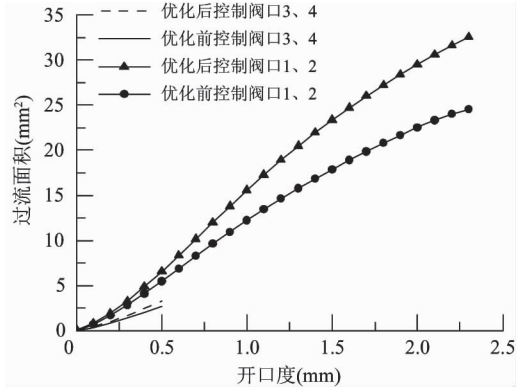


图 7 优化前后控制阀口过流面积特性曲线

由图 7 可得,在阀口开度较小时,优化匹配后的阀口面积梯度较大,压力增益和流量增益变化梯度较大,有利于快速建立系统压力。

根据系统稳定性分析可得到不同开口度时的最小 $\text{Re}[G(j\omega)]|_{\omega=\omega_a}$, 如图 8 所示。

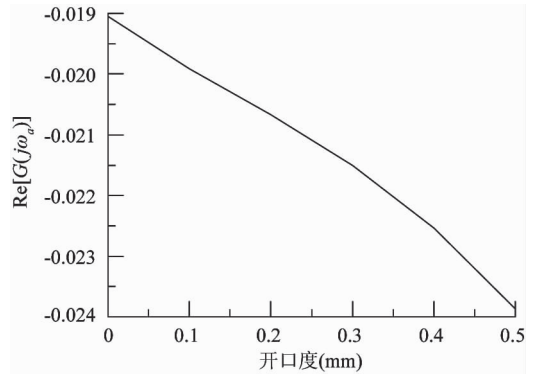


图 8 不同工作点的 $\text{Re}[G(j\omega_a)]$ 变化曲线

由图 8 可知,系统最差稳定工作点为先导阀最大开口度处,此时 $(\text{Re}[G(j\omega)]|_{\omega=\omega_a})|_{\min} = -0.02387$, 线性部分的奈奎斯特曲线如图 9 所示。

根据先导阀主要结构参数可知,非线性部分与负实轴的交点为 $-1/N(A) = -1 \leq -0.02387$, 因此,轨线 $G(j\omega)$ 不包围轨线 $-1/N(A)$, 系统稳定且稳定裕度较大。

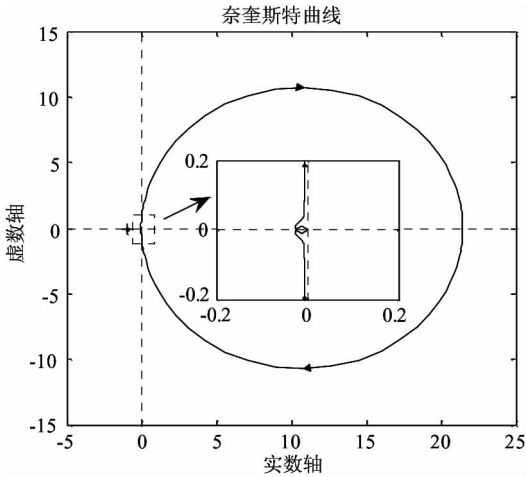


图 9 线性部分奈奎斯特曲线

5 仿真研究

5.1 联合仿真模型

本文利用 AMESim 对整阀的机械液压部分进行建模,并利用 MATLAB/Simulink 对整阀的控制部分进行建模,得到了整阀的机电液联合仿真模型,如图 10 所示。

将式(26)和(27)加载至先导阀的控制阀口处,用于等效地代替节流槽结构参数设置。固化主阀节流槽为一种特定结构形式,主阀阀芯机能符号为“E”型,特性曲线形式为线性,额定流量为200L/min。仿真参数如表 1 所示。

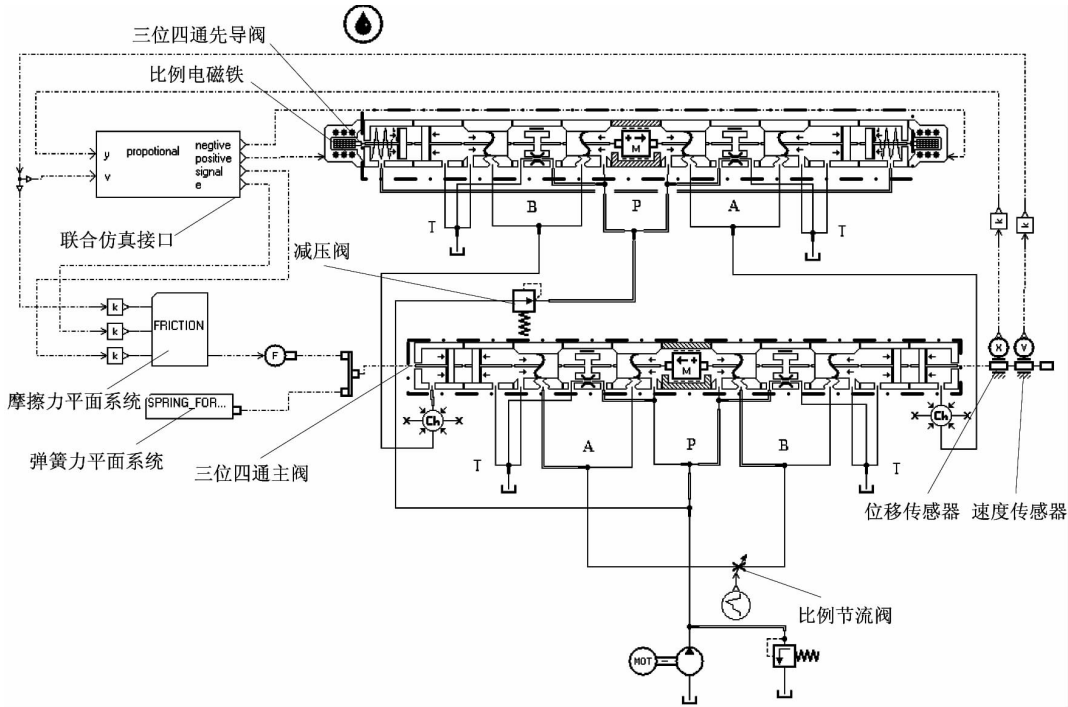


图 10 整阀 AMESim/MATLAB 联合仿真模型

表 1 仿真参数

物理量	数值
先导阀弹簧刚度(N/m)	0.018
先导阀弹簧预压缩(N)	86.4
先导阀阀芯质量(kg)	0.031
先导阀 P→A/B 遮盖量(m)	-1×10^{-3}
先导阀 A/B→T 遮盖量(m)	0.95×10^{-3}
先导阀端面直径(m)	0.012
先导阀密封面数	2
先导阀密封长度(m)	1×10^{-3}
先导阀径向间隙(m)	6×10^{-6}
主阀弹簧刚度(N/m)	0.0594
主阀弹簧预压缩(N)	170.5

(续表 1)

主阀阀芯质量(kg)	0.24
主阀 P→A/B 节流口遮盖量(m)	0.9×10^{-3}
主阀 A/B→T 节流口遮盖量(m)	0.9×10^{-3}
主阀端面直径(m)	0.03
主阀密封面数	2
主阀密封长度(m)	0.9×10^{-3}
主阀径向间隙(m)	6×10^{-6}
主阀控制阀口面积梯度(m)	2.15×10^{-5}
主阀定压减压阀二次压力(bar)	40
比例电磁铁比例系数(N/A)	22.5
位移传感器比例系数(V/m)	1.33×10^3

5.2 仿真分析

以匹配原则和方法为理论基础,联合比例阀样机,在比例控制放大器中设置偏置电流,对优化匹配后的比例阀进行仿真分析。对于先导式电液比例方向阀,先导阀作为液压控制元件来实现对主阀的位

置控制,而位置控制性能的好坏在很大程度上依赖于先导阀是否具有合适的工作特性。按照 GB/T 15623.1-2003 中性能测试方法可得到不同供油压力 p_s 下先导阀的工作特性仿真曲线,如图 11 所示。

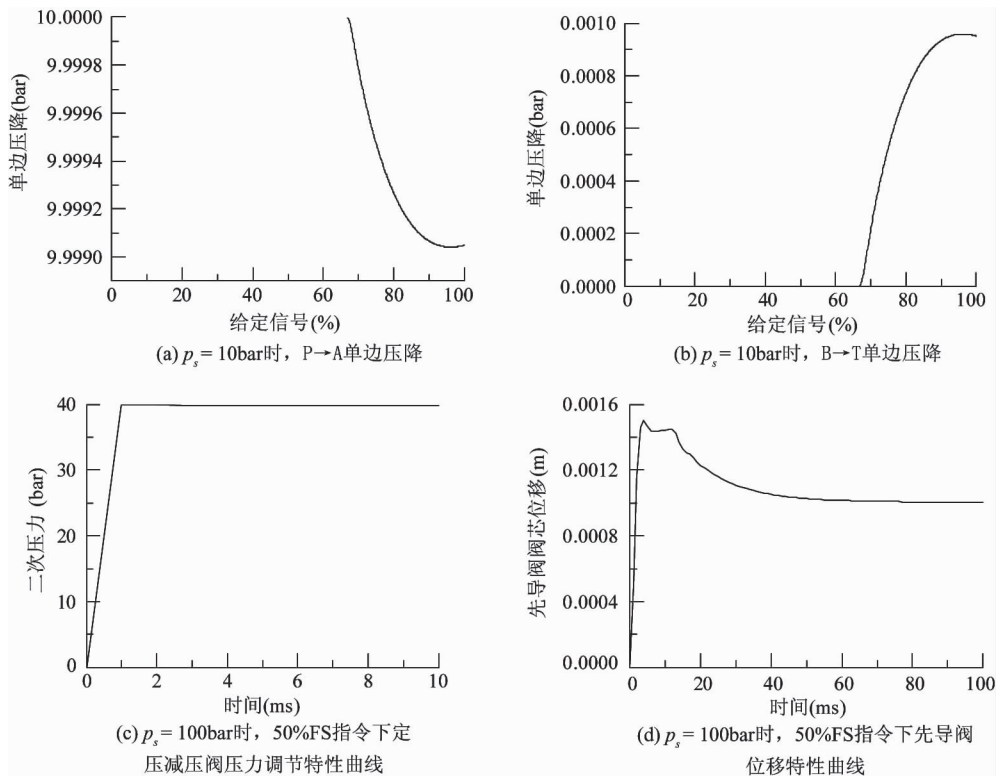


图 11 先导阀的工作特性仿真曲线

如图 11(a) 和图 11(b) 所示,先导阀的压力损失集中在 P→A 控制阀口,而 B→T 控制阀口几乎不存在压降。因此,P→A(或 P→B)控制阀口这一单臂可控液阻的控制特性能够表征该先导控制液桥的控制特性,该液阻的流量公式可表示为先导阀的流量方程。由图 11(c) 可知,定压减压阀使得先导阀的供油压力为设计值 40bar,对于内供、内泄型先导式电液比例方向阀,可以不因先导供油压力的过大而影响整阀的稳定性。由图 11(d) 可知,在主阀位移闭环调节过程中,先导阀阀芯会趋于定位区,使主阀高压腔处于保压状态,以满足主阀定位需求。

在同样仿真环境和参数下,优化匹配前后比例阀阶跃响应仿真曲线如图 12 所示。

由图 12 可以看到,当外部指令信号为 100%行程时,样机正向阶跃响应时间为 54ms,滞后为 3ms;优化匹配后,先导式电液比例方向阀的响应时间为 48ms,较匹配前缩短了 6ms,从而验证了本文提出的死区非线性环节补偿策略和基于遗传算法的参数优

化设计的匹配方法能够有效地提高该阀的位置控制性能。

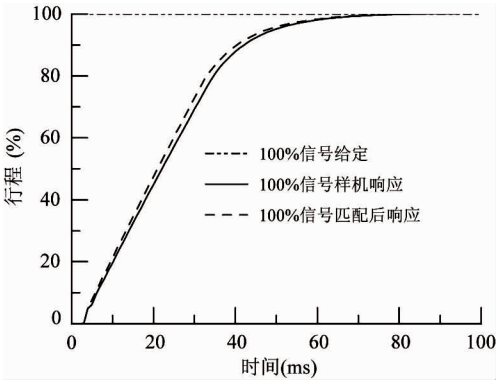


图 12 样机与优化匹配后整阀正向阶跃响应

6 结 论

(1) 采用描述函数近似地分析和预测整阀的非线性特性,得到了该阀的稳定性判断条件,为非线性环节的补偿和结构参数优化设计奠定了基础。

(2) 在比例控制放大器中设置偏置电流,补偿了比例阀的死区非线性,实现了比例控制放大器与比例阀的匹配。

(3) 提出了一种基于遗传算法的阀口节流槽的结构参数的优化设计方法,实现了先导阀控制阀口的数字化优化匹配,为比例方向阀的研发提供了理论性的技术支撑。

(4) 精确地建立了整阀的联合仿真模型,研究了先导阀的工作特性及整阀阶跃响应特性,验证了本文提出的优化匹配方法的可行性。

参考文献

[1] 吴根茂,邱敏秀,王庆丰等. 新编实用电液比例技术. 杭州:浙江大学出版社,2006. 1-8

[2] 张弓,于兰英,吴文海等. 电液比例阀的研究综述及发展趋势. 流体机械,2008,36(8): 32-39

[3] 刘小康,李家乐,叶伟标等. 我国工程机械液压阀的现状 & 前景展望. 机床与液压,2012,40(20): 144-146

[4] 董刚,杜京义,贾涛等. 液压比例伺服系统中死区的控制. 机床与液压,2008,36(11): 62-63

[5] 张海莉,陈玲. 电液比例方向阀非线性补偿技术探

讨. 液压与气动,2008,(3): 58-60

[6] Roger Y, Ph. D. CFD simulations of oil flow and flow induced forces inside hydraulic valves. National Fluid Power Association and Society of Automotive Engineers, 2002. 201-207

[7] Finzel R, Helduser S. New electro-hydraulic control systems for mobile machinery. In: Proceedings of the Fluid Power and Motion Control FPMC, Bath, Britain, 2008. 309-321

[8] 贾文华,殷晨波,曹东辉. 比例阀节流负载阀口的匹配特性研究与结构改进. 液压与气动,2013,(4): 83-85

[9] 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. 浙江大学学报(工学版),2014,48(1): 15-20

[10] 艾超,孔祥东,田德志. 先导式大流量电液比例方向阀建模与仿真研究. 计算机仿真,2012,29(11): 11-15

[11] Slotine J E, Li W. 应用非线性控制. 程代展等,译. 北京:机械工业出版社,2006. 105-123

[12] 冀宏,王东升,丁大力等. 非全周开口滑阀阀口面积的计算方法. 兰州理工大学学报,2008,34(3): 48-51

Research on optimization matching of high capacity electro-hydraulic pilot proportional direction valves

Ai Chao * * * * *, Kong Xiangdong * * *, Song Yu * * *, Wang Juan * * *, Tian Dezhi * * *

(* Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

(** Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science (Yanshan University), Ministry of Education of China, Qinhuangdao 066004)

(*** College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract

The control and structure design of a high capacity, electro-hydraulic pilot proportional direction valve were studied, and a matching method for the dead zone nonlinear compensation and the optimization design of structure parameters was proposed based on the consideration that unreasonable control algorithms and structure designs for the valve can reduce its matching performance thus its position control performance is lowered. The mathematical model of the unmatched valve was established. The stability criterion of the valve was reached by using the describing function method, and the compensation circuit was used to compensate the dead zone to realize the match of the proportional controlling amplifier and the valve. Taking the superior position control performance as the target of optimization, a genetic algorithm was used to design the structure parameters of the throttling groove of the pilot valve, so the match of the pilot valve and the main valve was realized. A co-simulation model for the valve was established based on AMESim and Simulink. The simulation results showed that the optimization and matching not only kept the stability of the system but also optimized the position control performance of the valve, and the method was verified to be feasible and have a certain reference value in the design of the valve.

Key words: proportional direction valve, dead zone nonlinear, parameters matching, co-simulation