

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.02.024

一种数字阀控制摆动缸高精角度系统设计和仿真

郭大勇¹, 陈照弟², 司国雷¹

(1. 四川航天烽火伺服控制技术有限公司, 四川 成都 611130; 2. 泰勒流体动力科技有限公司, 江苏 泰兴 225403)

摘要:针对伺服摆动缸定位精度优于 0.01° 的要求, 提出一种步进电机控制摆动缸的系统方案。根据目标要求, 建立系统原理图; 根据设计要求, 建立数字阀控制摆动缸数学模型和动态传递函数, 并进行博德图计算分析和动态阶跃特性仿真, 提出利用系统稳定允许的减速比确保精度的新方法, 确定数字阀设计的基本参数和摆动缸参数。利用数字阀控制摆动缸实现大转矩高精角度控制, 且可以推广应用。

关键词:数字阀控制摆动缸; 数控阀; 伺服摆动缸; 大转矩角度控制

中图分类号:TH137 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2025)02-0125-06

Design and Simulation of Digital Valve Control Rotary Actuator System with High Angle Precision

GUO Dayong¹, CHEN Zhaodi², SI Guolei¹

(1. Sichuan Aerospace Fenghuo Servo Control Technology Co., Ltd., Chengdu 611130, China;

2. Taylor Fluid Power Technology Co., Ltd., Taixing 225403, China)

Abstract: To meet the requirement of actuator servo positioning precision outdoing 0.01° , a system solution of rotary actuator servo controlled by step motor is proposed. Its system schematic diagram is set up based on objective request. The rotary actuator mathematics model controlled by digital valve and dynamic transfer function is built as designed by requirement, the Bode plot analysis and step signal dynamic simulation are carried out, and a new method making use of allowable stable gear ratio for precision assurance is proposed to determine the basic digital valve parameters and rotary actuator parameters. The proposed system solution of the digital valve control rotary actuator can achieve highly precise angle control of high torque, with wide application in the future.

Keywords: digital valve control rotary actuator; digital valve; servo rotary actuator; angle control with high torque

0 引言

数控缸或数控直缸是利用步进电机控制一套螺纹或丝杠螺旋副。步进电机旋转使螺旋副推动阀芯轴向移动, 阀口打开, 液压油通过阀开口进入油缸, 推动油缸中活塞和活塞杆运动, 油缸的活塞杆和活塞通过丝杠把活塞的直线运动转换成螺旋副中螺母的运动; 螺母旋转运动推动阀芯运动; 阀口关闭, 活塞和活塞杆运动停止, 形成了步进电机给定多少, 对外输出的活塞杆运动多少的跟随控制系统, 被称为数字缸^[1-3]。数字缸对系统要求低, 没有外加的高精度反馈装置和传感器, 通过螺旋副和丝杠自身的放大作用, 定位精度高, 因而得到广泛的认可和应用。我国的研究从 20 世纪末开始, 对于直缸研究和应用相对成熟^[4-10], 既有理

论分析和大量的实验验证^[11], 也有大量的应用^[12-14]。但是, 目前对只有回旋一圈的摆动缸数控研究还没有相关的文献。摆动缸自身只有一圈的旋转, 一般步进电机步长为 1.8° 左右, 五相步进电机的步长为 0.72° , 远远达不到定位精度优于 0.01° 的目标。本文针对高精度定位要求, 提出一种数字阀控制摆动缸系统并进行相关的设计和仿真验证。

1 数字阀控制摆动缸的数学模型

图 1 所示为数字阀控制摆动缸原理。图中油箱提供油和散热功能; 电机提供动力给泵; 泵提供压力油源; 单向阀提供节制功能, 便于系统节能优化; 溢流阀提供系统压力过载保护; 蓄能器提供系统的响应速度, 和单向阀、泵、电机配合可以节

基金项目:国家重点研发计划项目(2019YFB2005100)

第一作者简介:郭大勇(1989—), 男, 山西运城人, 高级工程师, 硕士, 研究方向为微小型液压元件设计与仿真, 421976004@qq.com。

能;步进电机通过减速机和反馈螺纹装置对阀进行控制,形成阀芯位移,阀芯位移后形成的阀开度允许压力油进入摆动缸内,形成摆动缸内活塞杆相对于壳体的运动,输出转矩驱动负载运动;活塞杆运动通过反馈增速机和阀反馈螺纹装置推动阀关闭。一旦阀门关闭,摆动缸就停止运动,达到角度控制的目的。

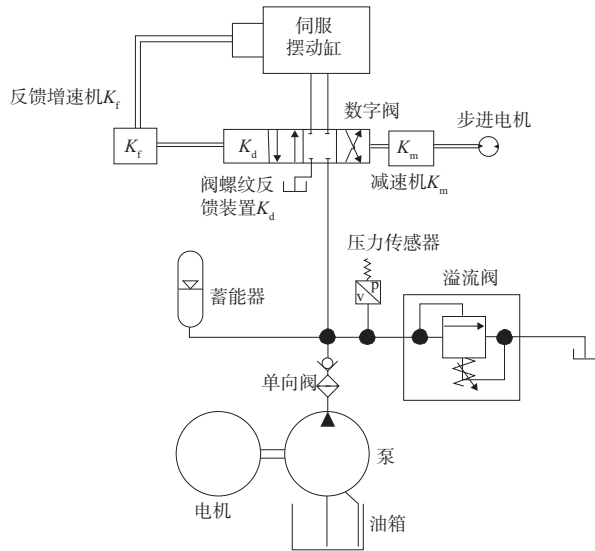


图1 数字阀控制摆动缸系统原理图

电机可以是伺服同步电机。伺服同步电机可以与蓄能器、单向阀、压力传感器等协作,控制伺服同步电机的转速或开关,在不影响系统动态特性的基础上实现节能控制。

本文涉及的主要指标有:作动器驱动转矩大于 10 000 Nm;作动器的定位精度优于 0.01°;系统效率不小于 60%,其控制原理如图 1 所示。本文中作动器是摆动范围为 360°的摆动缸。

数字阀控摆动缸也是通过螺纹副形成机械负反馈系统,步进电机只是给定目标信号 R_t ,这是角度信号。这个角度信号和负反馈的角度信号通过阀一端的螺纹副机械装置转化为阀位移信号,一旦阀设计完成,角度信号差和阀位移是成线性比例关系,其线性度定义为角度阀芯位移系数 K_d ;阀位移和被控制的摆动缸系统组成了一个阀控摆动缸系统。这里先推导出阀控摆动缸系统传递函数,其形式和阀控马达类似^[15-17];然后基于传递函数,根据精度要求确定反馈比例系数,并通过稳定性要求确定各个环节中的设计参数。

1.1 阀的线性化流量方程

推导出阀控摆动缸的线性化传递函数如式(1)所示。

$$Q_L = K_q X_v - K_c P_L \quad (1)$$

式中: K_q 为控制阀流量系数; X_v 为阀位移,m; K_c 为控制阀压力系数; P_L 为负载压力,Pa。

一般阀都是 3 位 4 通阀,压力进入阀体流量方程为

$$Q_1 = C_d \omega X_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (2)$$

式中: C_d 为节流系数,由流体的节流特性决定,一般取为 0.63; ω 为阀的开度,一般取为阀芯的周长,特殊情况可以不全开。

由执行机构通过阀体回油的流量方程为

$$Q_2 = C_d \omega X_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \quad (3)$$

阀体内部泄漏很小,本文中执行机构摆动缸内部和一般活塞/活塞杆缸体一样,几乎没有泄漏。为了线性化,按照传统的方法取平均值为负载流量 Q_L ,负载压降为 P_L 。

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (4)$$

$$P_L = P_2 - P_1 \quad (5)$$

由于流体的压缩量相对较小,泄漏较小,可以忽略。假定系统压力 P_s 在相对时间内不变, $P_s = P_1 + P_2$,阀压降 $P_s - P_1$ 和 P_2 是动态的,一般假定在相对时间内,取值 0.7 MPa 左右。线性计算中可定义为 C 。对式(2)和式(3)线性化,可得滑阀两个节流口流量方程为

$$\Delta Q_1 = C_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho}} C \Delta X_v + \frac{C_d \omega X_v}{\sqrt{2C/\rho}} \cdot \frac{1}{2} \cdot (-\Delta P_1) \quad (6)$$

$$\Delta Q_2 = C_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho}} C \Delta X_v + \frac{C_d \omega X_v}{\sqrt{2C/\rho}} \cdot \frac{1}{2} \cdot (\Delta P_2) \quad (7)$$

把式(6)和式(7)代入

$$\Delta Q_L = C_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho}} C \Delta X_v - \frac{C_d \omega X_v}{4\sqrt{2C/\rho}} \Delta P_L \quad (8)$$

式中:

$$K_q = C_d \omega \sqrt{2C/\rho} \quad (9)$$

$$K_c = \frac{C_d \omega X_v}{4\sqrt{2C/\rho}} \quad (10)$$

通过式(9)和式(10)可得到式(1)的具体数值。

1.2 连续性方程

$$Q_L = D_m s \theta_m + C_{lm} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \quad (11)$$

式中: D_m 为摆动缸等效排量, 旋转一周的排量除以 2π , m^3/rad ; C_{lm} 为阀和摆动缸内部泄漏系数; V_t 为阀和摆动缸及其管路内液压油一侧体积, m^3 ; β_e 为等效体积弹性模数 (包括液体、混入油中空气及腔体的机械刚性), N/m^2 ; θ_m 为摆动缸角度位置。

1.3 力矩平衡方程

假定负载完全刚性或不考虑负载弹性, 力矩平衡方程如下:

$$T_m = P_L D_m = J s^2 \theta_m + B_m s \theta_m + T_L \quad (12)$$

式中: T_m 为摆动缸理论转矩; J 为摆动缸活塞、活塞杆和负载 (折算到摆动缸上) 的总惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; B_m 为负载和摆动缸的黏性阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{m}/(\text{rad}/\text{s})$; T_L 为负载力矩。

1.4 阀控摆动缸的传递函数

根据阀线性化流量方程、流量连续性方程、力矩平衡方程, 阀控摆动缸传递函数如下:

$$\theta_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} X_v - \frac{K_{ce}}{D_m} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) T_L}{\frac{V_t J}{4\beta_e D_m^2} s^3 + \left(\frac{J K_{ce}}{D_m^2} + \frac{V_t B_m}{4\beta_e D_m} \right) s^2 + \left(1 + \frac{K_{ce} B_m}{D_m^2} \right) s} \quad (13)$$

$$K_{ce} = K_c + C_{lm} \quad (14)$$

式中 K_{ce} 为总的流量-压力 (液压刚性) 系数。

由于 $\frac{K_{ce} B_m}{D_m^2} \ll 1$, 式 (13) 可以简化为

$$\theta_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} X_v - \frac{K_{ce}}{D_m} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) T_L}{\frac{V_t J}{4\beta_e D_m^2} s^3 + \left(\frac{J K_{ce}}{D_m^2} + \frac{V_t B_m}{4\beta_e D_m} \right) s^2 + s} \quad (15)$$

进一步定义:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e D_m^2}{V_t J}} \quad (16)$$

$$\xi_h = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J}{V_t} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e J}}} \quad (17)$$

式中: ω_h 为系统固有频率, rad/s ; ξ_h 为阻尼比, 无因次。

把式 (16) 和式 (17) 代入式 (15) 中, 则

$$\theta_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} X_v - \frac{K_{ce}}{D_m} \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) T_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (18)$$

式 (18) 中负载转矩就是摆动缸角度控制的

负载, 根据式 (10) 可以看出, 在数控阀不出现超调的情况下, 阀开度为 0 时, K_c 是趋近 0 的; 由于摆动缸和阀内部泄漏 C_{lm} 极小, 也趋近 0, 总的液压刚性系数 K_{ce} 也是趋近 0, 负载引起的偏差极低。

摆动缸的转角对阀位移信号的传递函数可写成:

$$\theta_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} X_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (19)$$

$$G = \frac{\theta_m}{X_v} = \frac{\frac{K_q}{D_m}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (20)$$

2 数控摆动缸角度精度和稳定性分析

根据以上设计和图 1 的系统原理图, 可以得到系统方块图如图 2 所示。

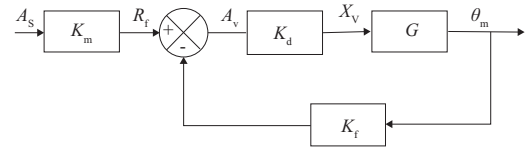


图 2 摆动缸角度控制系统方块图

图 2 中: A_s 是步进电机给定的角度信号; R_f 为步进电机通过减速齿轮比 K_m 给定的在阀芯位置的参考信号; K_f 为机械负反馈比例系数或反馈减速比; A_v 为阀芯两端输入角度和反馈角度之差; K_d 为阀芯角度位移系数或螺纹副螺距除以 (2π) ; X_v 为阀芯位移信号。 K_f 是由精度要求和步进电机的精度确定的, K_d 和阀控系统 G 中的 K_q 保证系统稳定性。根据系统方块图, 系统的开环函数为

$$W = G K_f K_d = \frac{\frac{K_q}{D_m}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \cdot K_f K_d = \frac{K_q K_f K_d}{D_m} \cdot \frac{1}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (21)$$

闭环传递函数也可以根据图 2 推出如下:

$$\theta_m = (R_f - K_f \theta_m) K_d G = K_d G R_f - K_f K_d G \theta_m \quad (22)$$

$$\frac{\theta_m}{R_f} = \frac{K_d G}{1 + K_f K_d G} = \frac{\frac{K_d K_q}{D_m} s \left(\frac{s^2 + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)}{\frac{K_d K_f K_q}{D_m} s \left(\frac{s^2 + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right) + \frac{K_d K_f K_q}{D_m}} = \frac{\frac{K_d K_q}{D_m}}{1 + \frac{K_d K_f K_q}{D_m} s \left(\frac{s^2 + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (23)$$

根据图 2, 系统稳态误差 $A_{VS} = \lim_{s \rightarrow 0} A_V$,

$$A_V = R_f - K_f \theta_m = R_f - K_f \frac{K_d G}{1 + K_f K_d G} R_f = \frac{1}{1 + K_f K_d G} R_f \quad (24)$$

根据式(20) $\lim_{s \rightarrow 0} G = \infty$, R_f 为输入信号, 是有限的量, 稳态误差 $A_{VS} = \lim_{s \rightarrow 0} A_V = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s R_f}{1 + K_f K_d G} = 0$ 。

所以根据式(24), 理论上稳态误差是 0, 但是由于数字系统有最小数字信号角度, 步进电机最小步长反映到摆动缸上的摆角就是不确定性的位置误差。步进电机的一个脉冲相当于 1.8° , 也有步进电机的脉冲精度能达到 0.72° , 但是价格比较贵, 远比 0.01° 的要求精度低。为了达到精度, 需要在机械反馈中对步进电机的脉冲细化, 细化机制分成两部分: 一部分在步进电机和阀之间, 采用减速比 K_m 进行缩小, 这个减速比在闭环系统外, 只是影响系统单位步进内的不确定性; 另一部分在摆动缸反馈到阀之间, 采用增速比 K_f 的机械反馈装置。这个反馈装置在闭环内, 影响闭环系统的增益, 从而影响系统的响应速度和稳定性, $K_f K_m$ 影响系统的精度, 譬如 $K_f K_m = 500$, 一个步进电机的脉冲就相当于 $1.8^\circ / (K_f K_m) = 1.8 / 500 = 0.0036^\circ \ll 0.01^\circ$ 。也就是说在减速比为 500 时, 系统的不确定性是 0.0036° , 可以满足系统精度 0.01° 要求。

由传递函数式(21), 根据伯得图和劳斯-霍维茨判据系统稳定性要求, 可以得出:

$$\frac{K_v}{2\xi_h \omega_h} < 1, \text{ 或 } \frac{K_d K_f K_q}{D_m} < 2\xi_h \omega_h \quad (25)$$

这里 $K_v = \frac{K_f K_d K_q}{D_m}$, K_f 由市场上可提供的无回隙齿轮减速比、精度要求及稳定性要求来确定, ξ_h, ω_h, D_m 由系统需要的转矩和摆动缸内部设计确定。由于是机械反馈, 可调节的只有 K_f, K_d 和 K_q, K_d 由阀设计定义, 灵活度不大, 在本文设计中 $K_d = 4.77 \times 10^{-5}$; 式(9)中阀流量系数 $K_q =$

$C_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho}} C$, C_d 是由节流特性确定的参数, 一般在 $0.61 \sim 0.63$; C 是阀压降, 在本系统协调控制下, 可控制在 0.7 MPa 左右; 可以调控的是 ω 阀芯的直径和开度, 一般 $\omega = \pi d$ 。在推广类似项目设计中, 假如依然达不到稳定性要求, 可以选择部分对称式开槽, 进一步减小 ω 及其相关的 K_q 。

一旦参数由稳定性判据确定, 就可以通过闭环传递函数式(23)求出极点位置, 极点位置必须在 S 平面的左边。用这种方法可校核机械闭环系统的稳定性。经过开环设计准则设计的系统和闭环系统校核的传递函数, 基本保证了设计的有效性, 并清晰了解到其中各个参数选择的技巧, 可以根据这些参数选择几个备份方案, 以便系统调试时进行调整。

3 设计和仿真

摆动缸设计为在工作压力 21 MPa 下, 输出转矩 $15\ 700 \text{ Nm}$, 每转排量为 $5\ 278 \text{ mL}$, 计算排量 $D_m = 5\ 278 / (2\pi) = 8.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$, 根据设计计算和其他类似设计的测试结果, 摆动缸整体效率 88% 。机械反馈螺纹 0.3 mm/r , 计算 $K_d = 0.3 / (2\pi) = 4.77 \times 10^{-5} \text{ m/rad}$ 。阀的直径 16 mm , 节流系数 $C_d = 0.63$, 阀压降 $C = 0.7 \text{ MPa}$, 流体密度 880 kg/m^3 , $K_q = C_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho}} C = 1.26$, 等效体积弹性模数 $\beta_e = 690 \text{ MPa}$, 管路直径 12 mm , 单边管路长度 0.5 m , 管路容积为 $5.65 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, 取摆动缸容积一半 $2.64 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, 总体积 $V_t = 2.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ 。转动质量 $1\ 000 \text{ kg}$, 负载旋转半径 1 m , 转动惯量系

统固有频率 $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e D_m^2}{V_t J}} = 26.8 \text{ rad/s}$ 。阻尼比 ξ_h

与阀控节流、各种密封摩擦、流体内部摩擦有关, 根据摆动缸内部设计, 摆动缸内部效率是 88% 左右, 12% 就是摆动缸内部来自密封和机械的摩擦损耗, 这里不做具体细化分析。假定 ξ_h 为 0.2 。

因此阀控传递函数为

$$G = \frac{\theta_m}{X_v} = \frac{\frac{K_q}{D_m}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} = \frac{1.26/0.000\ 84}{s \left(\frac{s^2}{26.8^2} + \frac{0.4}{26.8} s + 1 \right)} = \frac{1\ 500}{s(0.001\ 39s^2 + 0.014\ 9s + 1)} \quad (26)$$

开环传递函数为

$$T = \frac{\frac{K_q}{D_m} K_d K_f}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} = \frac{1.26/0.000\ 84 \times 0.000\ 047\ 7 \times 30}{s \left(\frac{s^2}{26.8^2} + \frac{0.4}{26.8} s + 1 \right)} = \frac{2.115}{s(0.001\ 39s^2 + 0.014\ 9s + 1)} \quad (27)$$

开环传递函数伯德图如图3所示。这里对阻尼系数 $\xi_h = 0.2$ 假定做一些说明,这是一个综合参数,计算比较繁琐,设计依据依赖于加工精度、黏度系数、摩擦因数和温度,一般根据系统设计做的假定^[18-20]主要包括两部分,摆动缸内部摆动摩擦部分和阀控的节流控制部分。高效的摆动缸内部计算的效率是12%,是有相应的公式计算推导证明的,摆动缸设计的参数已经经过理论和实验反复证实。摆动缸内部阻尼主要来自密封,其次是机械摩擦因数,再其次是油黏度引起的内部摩擦因数,限于篇幅,这里不详述。阀控部分可以根据式(17)进行估算,总之阻尼系数 ξ_h 是随温度、油黏度系数、元器件内部精度或磨损等变化而变化的,为使系统稳定,需要一定的设计余量。图3伯德图显示幅度余量 G_m 为14.1 dB,也就是在阀设定和摆动缸设计确定后,反馈增益 K_f 的余量为5.07,即反馈增益 K_f 最大为 $30 \times 5.07 = 150.21$ 。具体的反馈增益 K_f 可以根据精度要求确认步进电机的减速比或增益 K_m ,相位余量 P_m 为 88.2° 也是满足系统稳定性要求的。

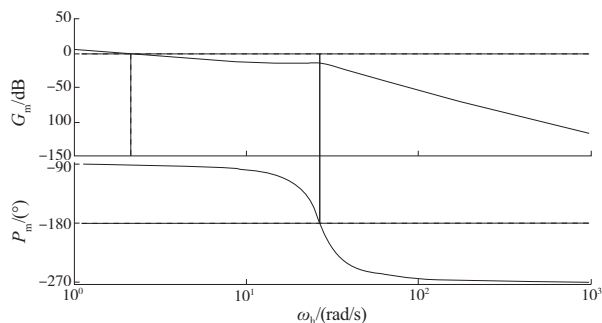


图3 系统开环伯德图

Simulink 模型如图4所示。

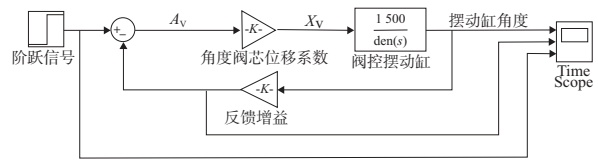


图4 数字阀控摆动缸 Simulink 模型

一旦摆动缸和阀设计完成,可以调节的只是反馈增益。根据公式分析,反馈增益500是不稳定的,伯德图仿真也证明了这一点。本文选择反馈系数或减速比分别为100、50、30作为仿真对象。动态特性曲线如图5—图7所示。

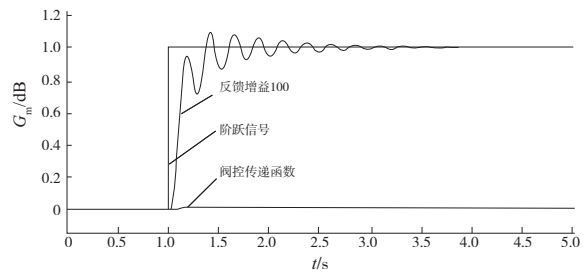


图5 反馈系数是100的动态特性曲线

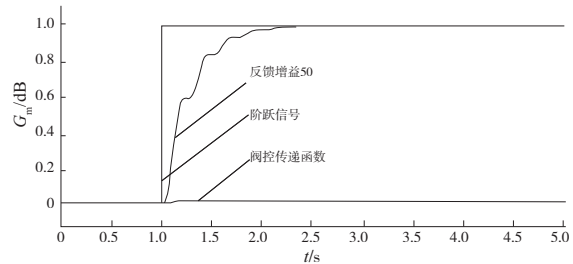


图6 反馈系数是50的动态特性曲线

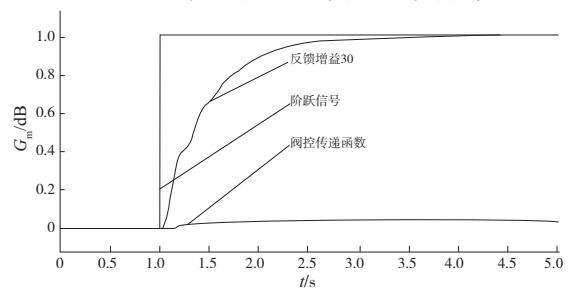


图7 反馈系数是30的动态特性曲线

由于测量精度和响应速度的要求,选择反馈增益 $K_f = 30$ 是保险的,选择步进电机和阀控之间的减速比 $K_m = 20$,总体减速或增益比 $K_f K_m = 600$,能够保证系统的不确定精度为 $1.8/600 = 0.003^\circ$,小于 0.01° 。因此系统是稳定的,精度是可以达到的。

4 结语

1) 阀控系统的理论位置误差为0。实际系统

中,步进电机步长引起的不确定性是固有的,精度取决于步进电机步长和两个齿轮的增减速比。

2) 过高的机械负反馈也能引起系统不稳定,机械负反馈的减速比需要和螺旋副配合设计,确保稳定。

3) 减速机构、阀芯和阀体的配合,会产生一定的回隙,回隙的大小可以通过步进电机进行补偿。每个系统需要实现出厂标定和参数设置并通过实际编程控制来消除回隙影响。

4) 本文提出的数字阀控制摆动缸的角度控制方案、数学建模、传递函数和仿真结果对类似的应用系统具有设计指导意义,对阀的设计或选用、摆动缸等元器件选择也有指导意义。

参考文献:

- [1] 李世伦,陈爱民,骆涵秀,等. 高速数控步进液压缸系统的研究[J]. 机床与液压,1995,23(6):311-314.
- [2] 陈佳,邢继峰,彭利坤. 基于传递函数的数字液压缸建模与分析[J]. 中国机械工程,2014,25(1):65-70.
- [3] 朱浩宇,裴忠才,刘红麟,等. 数字液压缸机理分析及其控制系统研究[J]. 机床与液压,2020,48(24):8-12.
- [4] 王慧,姜守岭. 数字液压缸反馈螺杆库伦摩擦仿真研究[J]. 控制工程,2020,27(4):662-668.
- [5] 郭旭升. 基于 AMESim 的数字液压缸建模与动态特性仿真[D]. 天津:天津大学,2013.
- [6] 江海军,宋飞,王传辉,等. 阀芯螺杆螺距对数字液压缸性能影响的仿真分析[J]. 机床与液压,2014,42(11):150-152.
- [7] 潘炜,彭利坤,邢继峰,等. 数字液压缸换向冲击特性

研究[J]. 液压与气动,2012(2):77-81.

- [8] 宋飞,楼京俊,徐文献,等. 某型数字液压缸阀芯遮盖形式仿真研究[J]. 机床与液压,2015,43(19):200-202,154.
- [9] 彭利坤,宋飞,邢继峰,等. 数字液压缸阀芯特性研究[J]. 机床与液压,2012,40(20):62-65.
- [10] 张乔斌,宋飞. 数字液压缸跟踪误差特性仿真分析[J]. 机床与液压,2015,43(7):157-160.
- [11] 刘有力,马长林,潘荣安,等. 数字液压缸联合仿真与试验研究[J]. 机床与液压,2019,47(1):49-52,27.
- [12] 马赛平,张均利,潘彩霞,等. 数字液压缸在数控折弯机液压控制系统中的应用与分析[J]. 机械设计与制造工程,2017,46(10):105-108.
- [13] 孙如军. 数控液压伺服系统设计原理与应用[J]. 现代制造技术与装备,2007(2):62-64.
- [14] 杨世祥,杨涛,李桂英. 一种带内导向装置的数字电动缸:CN1251885A[P]. 2000-05-03.
- [15] 李洪人. 液压控制伺服系统[M]. 北京:国防工业出版社,1988.
- [16] 刘有力,马长林,李锋. 数字液压缸非线性建模仿真与试验研究[J]. 液压与气动,2018(10):118-124.
- [17] 谢吉明,董荣宝. 基于 AMESim 的电液步进油缸建模与仿真[J]. 液压气动与密封,2018,38(7):36-39.
- [18] 杨辉,田大庆,江怡舟. 一种新数字液压缸的结构及其工作原理[J]. 机电技术,2018,41(3):17-18,22.
- [19] 恭飞,王雪婷,杜奕. 基于 AMESim 的液压系统建模与仿真[J]. 软件,2020,41(1):42-45.
- [20] 林勇刚,许建强,刘宏伟,等. 基于数字液压缸组的波浪能装置压力匹配[J]. 浙江大学学报(工学版),2019,53(10):1892-1897.

收稿日期:2023-07-13

(上接第 116 页)

3.3 其他性能试验

对样件进行 10.5 MPa 的油压试验,试验结果无泄漏,进一步表明钎焊缝的致密性和强度均达到工况使用的要求。

4 结语

1) 通过对待焊件表面镀镍及施加恒定载荷的方式促进钎料的流动,提升钎焊接头质量,钎焊接头抗拉强度达到 335 MPa 以上,但断口仍呈现典型的脆性断裂特征,在钎焊缝处断裂。

2) 钎焊过程中施加恒定载荷,控制钎焊缝间隙,能有效消除钎焊缝中间脆性相产生,提升钎焊缝的钎合率,达到提升强度、提高钎焊缝致密性的效果。

参考文献:

- [1] 马涛. 关于制造电磁铁的线圈骨架隔磁环中骨架产生裂纹现象的研究[D]. 长春:长春工业大学,2012.

- [2] 黎保新. 电磁换向阀的新进展[J]. 机床与液压,1995,23(4):237-240.
- [3] 周恒,李宏伟,冯吉才. Ti3Al 基合金的真空钎焊[J]. 有色金属,2005(2):11-14.
- [4] 王全兆,刘越,张玉政,等. TiC/NiCr 金属陶瓷与 1Cr13 不锈钢的真空钎焊[J]. 焊接学报,2006,27(8):43-46,115.
- [5] 罗云萌,马涛,曹峻. Cr12 钢与 YG8 硬质合金焊接接头组织及性能研究[J]. 机械制造与自动化,2018,47(6):59-61.
- [6] GB/T 10859—2008 镍基钎料[S].
- [7] 刘顺国,李易生. 镀镍—钎焊工艺试验及应用[J]. 航空工艺技术,1981,24(3):33-34.
- [8] 石昆,于治水. 钎缝间隙对 316L 不锈钢真空钎焊接头组织和硬度的影响[J]. 机械工程材料,2010,34(2):15-17,38.
- [9] 孙磊. 改进镍基钎料钎焊不锈钢钎焊工艺及机理研究[D]. 上海:上海工程技术大学,2015.

收稿日期:2023-07-21