

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.10.003

超越负载下基于李雅普诺夫直接法的 电液位置伺服系统研究*

阮 军¹, 金晓宏^{1,2*}, 黄 浩², 张绍峰²

(1. 武汉科技大学 冶金装备及其控制教育部重点实验室, 湖北 武汉 430081;

2. 武汉科技大学 机械传动与制造工程湖北省重点实验室, 湖北 武汉 430081)

摘要:针对电液位置伺服系统在超越负载作用下, 液压缸活塞被迫运动并出现强迫流量的问题, 对系统数学模型和强迫流量表达式进行了分析。基于系统的误差状态方程, 采用 Lyapunov 直接法构造了一种形式简单的 Lyapunov 函数, 通过 Lyapunov 直接法的反演方式对系统渐近稳定条件进行了求解, 对求取控制律的一般性方法进行了归纳; 借助一典型电液系统参数, 依据 Lyapunov 直接法所得到的控制率, 提出了包含前向通道串联微分控制补偿器和与动力机构并联的带可调液阻机液补偿器的复合控制策略, 并利用 Simulink 软件对该典型电液系统进行了数值仿真分析。研究表明: 在超越负载工况下, 在保证系统稳定性的同时, 所设计的控制器能按照位移指令信号实现正常的运行控制任务, 并且在负负载力正负交变的条件下其稳态误差小于 0.183%, 调整时间小于 0.02 s。

关键词:超越负载; 电液位置控制系统; Lyapunov 直接法; 机液补偿器

中图分类号:TH137.9

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)10-1136-08

Electro-hydraulic position servo system under negative load based on Lyapunov's direct method

RUAN Jun¹, JIN Xiao-hong^{1,2}, HUANG Hao², ZHANG Shao-feng²

(1. Key Laboratory of Metallurgical Equipment and Control Technology of Ministry of Education, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China; 2. Hubei Key Laboratory of Mechanical Transmission and Manufacturing Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

Abstract: Aiming at reducing the influence of forced flow caused by passive movement of the piston which subjected to negative load in electro-hydraulic position servo system on its tracking performance, the mathematical model of the system under negative load was analyzed, and the forced flow expression was extracted. On the basis of this expression, a simple Lyapunov function based on the system's error equation was constructed by the Lyapunov direct method. The asymptotical stability condition of the system was solved through the inversion of Lyapunov direct method, and the generality of the control strategy was given. Based on the parameters of a typical electro-hydraulic system, a differential control compensator in series in forward channel combine with a mechanical-hydraulic compensator with adjustable hydraulic resistance attaching to actuator were constructed with the control strategy obtained by the Lyapunov direct method, so that the control strategy proposed can be realized. The numerical simulation of this typical hydraulic system was performed by employ of Simulink software. The results indicate that, the control strategy can ensure the stability of the system under negative load, meanwhile the system can achieve the control tasks according to the displacement command signal; Under positive and negative alternating load, the system has a steady error less than 0.183%,

收稿日期:2020-01-18

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675387)

作者简介:阮军(1996-),男,湖北荆州人,硕士研究生,主要从事机电液系统运动控制方面的研究。E-mail:1256467057@qq.com

通信联系人:金晓宏,男,教授,硕士生导师。E-mail:jinxiaohong@wust.edu.cn

and the adjustment time is less than 0.02 seconds.

Key words: negative load; electro-hydraulic position control system; Lyapunov direct method; mechanical -hydraulic compensator

0 引言

在电液位置系统所承受的负载中,有一类负载的方向与执行元件的运动方向相同,此种负载被称为超越负载。超越负载广泛存在于挖掘机动臂下降、绞车释放重物、液压电梯下降等场合^[1],其工况下存在质量块的动能转变成执行元件回油腔中油液压力能的过程,若执行元件的回油路无压力,运动部件会因外负载力拖动产生强迫位移,往往会导致系统的输出位移不能准确地跟踪输出指令^[2]。

目前,针对超越负载作用下的系统特性与控制策略等研究日趋成熟:李鄂民^[3]针对超越负载进行了分析,并总结出了3种液压平衡方法及其各自的适用范围;刘长年^[4]提出了利用预开口流量阀或在流量阀负载腔装上连通孔的方法,以使电液伺服系统能够减弱强迫流量的影响;SØRENSEN K^[5]提出了带压力补偿器的平衡阀回路,以减少超越负载波动对系统的影响;范柏利^[6]研究了电动机的制动特性,得出了在超越负载工况下可以克服液压系统的速度波动;杨保香^[7]在进液油路和回液油路增加了两位三通先导式方向控制阀,以避免液压缸真空的形成;LEE J C^[8]提出了通过双阀芯控制技术实现进出口的解耦,采用了两级控制结构,在实现调速控制的同时提升了系统的节能特性;LIU B^[9]在采用负载口独立技术保证系统速度控制特性的前提下,提出了压力流量复合控制策略,进一步提高了系统的稳定性能;CHENG M^[10]通过反馈两腔压差的变化率调整了阀口开度,采用泵阀联合控制保证了在超越负载工况下的系统可控性;HU Quan-yi^[11]提出了集成电液三通减压阀的负载敏感技术可保持阀口压降的恒定;KIM W^[12]提出了增益负载观测器与自适应控制相结合的方法,将负载作为未知状态进行观测,以补偿参数不确定性和时变负载对系统的综合影响。

以上对于电液位置系统消除超越负载影响的研究,绝大多数都是在回油路上提高背腔压力,以平衡超越负载^[13],而当液压缸活塞已在外负载力作用下被动运动引起强迫位移时,会导致位置系统失去控制。基于 Lyapunov 直接法的控制器设计则具有设计简便直观、无需对模型进行转换或递推等优势,只要确定了适合于该系统的 Lyapunov 函数,则可方便地推导出所需的控制律^[14]。

本文将超越负载对电液位置系统的影响视为由强

迫流量引起的速度扰动来处理,根据系统的误差状态方程提出一种形式简单的 Lyapunov 函数,通过 Lyapunov 直接法的反演方式得到求取控制律的一般性方法,并依据 Lyapunov 直接法所得到的控制率,构造前向通道串联微分控制补偿器和与动力机构并联的带可调液阻机液补偿器,以期减少超越负载对系统跟踪性能的影响。

1 问题描述

电液位置控制系统(以下简称为位置系统)主要由伺服放大器、电液伺服阀、液压缸和位移传感器构成。

位置系统的工作原理示意图如图 1 所示。

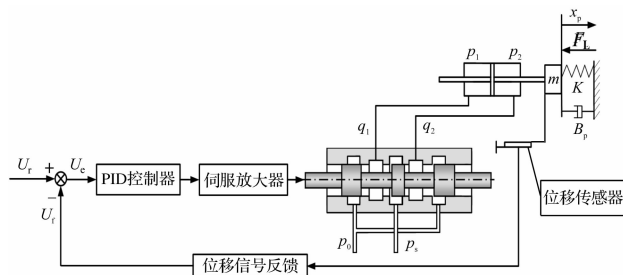


图 1 电液位置控制系统原理示意图

图1中,取活塞杆向右移动为正方向,假定液压缸没有外泄漏,左、右两腔初始容积相等且腔内处处压强相等,正常情况下,位置系统利用液压能源通过液压缸中的活塞来驱动负载,因而负载流量的流动方向是从高压油源到油箱,且负载压力的绝对值永远小于或等于能源压力^[15]。

图 1 中, 液压缸左腔通高压, 右腔与回油路相通, 外负载力 F_L 方向与活塞运动方向相反, 在负载压力 p_L 的作用下, 执行件 m 向右运动, 此时负载压力 p_L 与负载流量 q_L 方向相同。如果作用在执行件上的外负载力 F_L 突然换向, 并拖动执行件以更快的速度向右运动, 则右腔的压力将升高, 而左腔的压力将降低, 此时 $p_L = p_1 - p_2 < 0$, 出现了负载压力 p_L 与负载流量 q_L 方向相反的现象, 即超越负载工况。过大的超越负载作用下, 容易出现位移这一被控制量不可控现象, 影响位置系统的控制精度^[16]。

2 系统数学模型及强迫流量分析

参照文献[17],在外负载力 F_L 作用下,以电液伺

3.2 误差状态方程

设系统偏差为 $e = r - x_p$, 其中: r — 活塞杆期望输出位移, x_p — 活塞杆实际输出位移, 则对应偏差向量为: $E = [e, \dot{e}, \ddot{e}]^T = [r - x_p, \dot{r} - \dot{x}_p, \ddot{r} - \ddot{x}_p]^T$ 。

由此可得:

$$\begin{cases} \dot{e}_1 = e_2 \\ \dot{e}_2 = e_3 \\ \dot{e}_3 = -a_1 e_1 - a_2 e_2 - a_3 e_3 - bU + f \end{cases} \quad (9)$$

其中: $f = \ddot{r} + a_3 \ddot{r} + a_2 (\dot{r} - dL) + a_1 r$ 。

3.3 控制律求取

此处利用 Lyapunov 直接法的反演方式求解系统稳定的有关项 U , 并将其嵌入到系统非线性方程中, 以抵消或者削弱不稳定因素对系统的影响, 即探寻式(9)的 Lyapunov 函数 $V(e)$, 并根据 $V(e)$ 正定, 其偏导数负定这一系统稳定条件, 求出嵌入项 U 的表达形式。

取式(9)的 Lyapunov 函数为:

$$V(e) = [(e_1 + e_2)^2 + (e_1 + Je_3)^2 + (e_2 + Le_3)^2]/2 \quad (10)$$

式中: J, L — 非零常数。

其中:

$$J + L \neq 0 \quad (11)$$

观察式(10)可知, 该函数在平衡点 $(0, 0, 0)$ 外的点均是大于0的, 因此其满足正定条件。

对式(10)求导可得:

$$\dot{V}(e) = 2e_1 e_2 + e_1 e_3 + (J+2)e_2 e_3 + e_2^2 + Le_2^2 + [(J^2 + L^2)e_3 + Le_2 + Je_1] \dot{e}_3 \quad (12)$$

要使 $\dot{V}(e)$ 负定, 取:

$$\dot{e}_3 = -2e_2/J - e_3/J + M \quad (13)$$

将其代入式(12)可得:

$$\dot{V}(e) = -\{[2(J^2 + L^2)/J + L/J - (J+2)]e_2 e_3 + [(J^2 + L^2)/J - L]e_2^2 + (2L/J - 1)e_3^2\} + [(J^2 + L^2)e_3 + Le_2 + Je_1]M \quad (14)$$

式(14)中第一项可能构成完全平方式, 此处令其为 N , 即:

$$N = -\{[2(J^2 + L^2)/J + L/J - (J+2)]e_2 e_3 + [(J^2 + L^2)/J - L]e_2^2 + (2L/J - 1)e_3^2\} \quad (15)$$

由此可知, 当式(14)中系数满足条件 $[2(J^2 + L^2)/J + L/J - (J+2)]^2 = 4[(J^2 + L^2)/J - L] \times (2L/J - 1)$ 时, 式 N 恒小于0。其中: L, H — 非负常数。

记式 $M = (C[(J^2 + L^2)e_3 + Le_2 + Je_1])$, 可保证 $\dot{V}(e) < 0$ 恒成立, 式中: C — 收敛系数, $C \geq 0$ 。

将 M 代入式(13)中可得: $\dot{e}_3 = -[CJe_1 + (L +$

$$2/J)e_2 + (CJ^2 + CL^2 + 1/J)e_3]$$

又因为 $\dot{e}_3 = -a_1 e_1 - a_2 e_2 - a_3 e_3 + bU + f$, $\ddot{r} + a_3 \ddot{r} + a_2 (\dot{r} - dL) + a_1 r$, 可以得出嵌入项表达式为:

$$U = b^{-1}[f + (CJ - a_1)e_1 + (L + 2/J - a_2)e_2 + (CJ^2 + CL^2 + 1/J - a_3)e_3] = b^{-1}[\ddot{r} + (CJ^2 + CL^2 + 1/J)\ddot{r} + (L + 2/J)\dot{r} + CJr - a_2 dL + (a_1 - CJ)x_1 + (a_2 - L - 2/J)x_2 + (a_3 - CJ^2 - CL^2 - 1/J)x_3] \quad (16)$$

3.4 稳定性证明

将式(16)代入式(12)可得:

$$\dot{V}(e) = N - C[(J^2 + L^2)e_3 + Le_2 + Je_1]^2 \quad (17)$$

当系数 J, L 取值满足条件: $[2(J^2 + L^2)/J + L/J - (J+2)]^2 = 4 \times [(J^2 + L^2)/J - L - I] \times (2L/J - 1 - H)$ 时, N 恒小于0, 这表明 $\dot{V}(e)$ 是半负定的, 因此, 整个系统是稳定的。当 $\dot{V}(e) = 0$ 时, $e_1 = e_2 = e_3 = 0$, 这表明系统只有在平衡点才使 $\dot{V}(e) = 0$, 因此可知, 整个系统是渐近稳定的。

4 位置系统结构补偿方案

将式(16)中的嵌入项加入式(1)所示的系统模型中, 可绘制出系统的控制框图, 如图3所示。

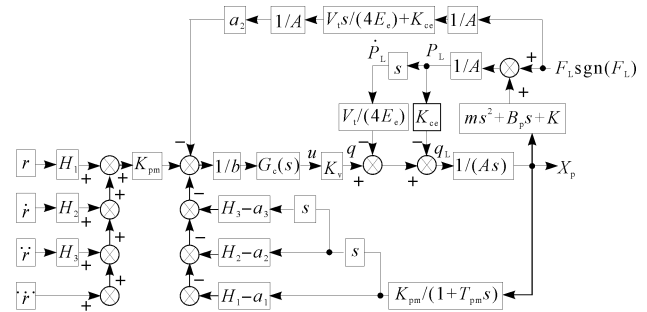


图3 基于 Lyapunov 直接法的系统控制框图

$$H_1 = CJ; H_2 = L + 2/J; H_3 = CJ^2 + CL^2 + 1/J$$

由式(16)可知, 嵌入项可以分为两部分, 即 $U = U_1 + U_2$, 其中:

$$U_1 = b^{-1}\{Kpm[\ddot{r} + H_3 \ddot{r} + H_2 \dot{r} + H_1(r - x_1)] - a_2 dL\} \quad (18)$$

$$U_2 = b^{-1}[a_1 x_1 + (a_2 - H_2)x_2 + (a_3 - H_3)x_3] \quad (19)$$

下面讨论 U_1 和 U_2 的实现:

U_1 部分的 $(\ddot{r} + H_3 \ddot{r} + H_2 \dot{r} + H_1 r)$ 可对指令信号, 在指定点做泰勒级数展开, 依此求导后再乘以相应系数, 可以得到其余各项亦可由控制电压直接给出。这里, 称 U_1 为前向通道串联微分补偿器。

U_2 部分由可调液阻和一阶的弹簧阻尼系统组成,此部分控制律以实物方式实现,更有利于工程应用。这里,称 U_2 为与动力机构并联的带可调液阻机液补偿器(以下简称为机液补偿器)。

以位置系统的输出位移 X_p 为输入,进出机液补偿器的流量 Q_0 为输出,机液补偿器的传递函数可表示为:

$$G_0 = Q_0/X_p = C_c(B_{p0}s + K_0)(V_{i0}s/4E_e + K_{ce0})/A_0 = C_c[B_{p0}V_{i0}s^2/4E_e + (K_0V_{i0}/4E_e + B_{p0}K_{ce0})s + K_0K_{ce0}]/A_0 \quad (20)$$

式中: B_{p0} —机液补偿器的粘性阻尼系数; K_0 —机液补偿器的弹簧总刚度; V_{i0} —机液补偿器的有效容积; A_0 —活塞有效面积; K_{ce0} —机液补偿器的总流量-压力系数; C_c —可变液阻的液导。

设计机液补偿器时,需要根据下式以选取合适的弹簧刚度 K_0 、有效容积 V_{i0} 、可变液阻的液导 C_c 和活塞有效面积 A_0 ,即:

$$\begin{cases} K_0K_{ce0}C_c/A_0 = a_1/(bK_v) \\ C_c(K_0V_{i0}/4E_e + B_{p0}K_{ce0})/A_0 = \frac{H_2 - a_2}{bK_v} \\ B_{p0}V_{i0}C_c/4E_eA_0 = (H_3 - a_3)/(bK_v) \end{cases} \quad (21)$$

加入机液补偿器后的系统控制框图如图 4 所示。

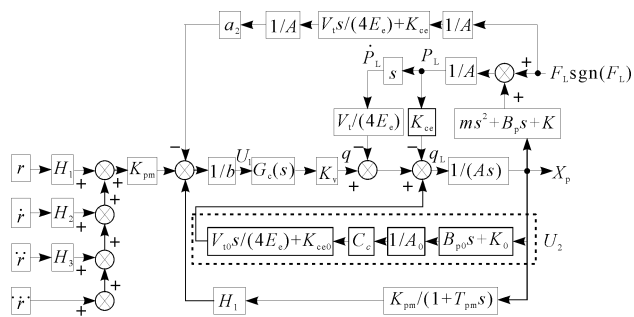


图 4 加入机液补偿器后的系统控制框图

从图 4 可以看出: U_2 通道为负反馈,其作用点在 q_L 处,与 K_{ce} 一起直接增强了系统阻尼;通过调节可变液阻的液导,可提高系统的整体阻尼,系统的稳定性得到了改善,间接削弱了超越负载对系统的影响。

由于参数多,实现起来有困难,需要对式(16)进行必要的简化。

笔者选用文献[18]中的系统参数,其具体参数如表 1 所示。

表 1 系统参数

名称	符号	取值
伺服阀增益	$K_{sp}/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{A}^{-1})$	16.67×10^{-3}
伺服放大器增益	$K_a/(\text{A} \cdot \text{V}^{-1})$	0.006
伺服阀固有频率	$\Omega_w/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	1 241.6

(续表)

名称	符号	取值
负载等效总质量	m/kg	200
负载所受负载力	F_L/N	1 000
液压缸总容积	V_t/m^3	0.10053×10^{-3}
供油压力	P_s/MPa	16
回油压力	P_0/MPa	0
活塞杆有效行程	L/m	0.1
油液弹性模量	E_e/Pa	1.4×10^9
活塞有效工作面积	A/m^2	1×10^{-3}
总流量-压力系数	$K_{ce}/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1})$	1.105×10^{-12}
运动部件阻尼系数	$B_p/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s})$	0.1
最大指令电压	U_i/V	5
位移传感器增益	$K_{pm}/(\text{V} \cdot \text{m}^{-1})$	50
传感器时间常数	T_{pm}/ms	0.02
油液密度	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	880
阀口流量增益	$K_q/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1})$	0.648

取系统负载刚度为 $K = 1.2 \times 10^5 \text{ N/m}$,根据系统参数值求取式(16)的各项系数值,如表 2 所示。

表 2 式(16)的各项系数值

系数	取值	系数	取值
R_4/R_1	3.882×10^4	R_{33}/R_1	600
R_{31}/R_1	2.815×10^5	R_{21}/R_1	64.700 5
R_{32}/R_1	0.032 4	R_{22}/R_1	5×10^{-4}

由式(8)可知:

(1) 系数 a_1 中, R_1 表示惯性力的变化导致油液压缩对活塞速度的影响,其数量级为 10^{-6} ;

(2) 系数 a_2 中, R_{31} 表示活塞速度,其数量级为 1; R_{32} 表示粘性力导致油液泄漏对活塞速度的影响,由于阻尼系数远小于负载质量,其数量级远小于 R_{21} ; R_{33} 表示弹性力的变化导致油液压缩对活塞速度的影响,其数量级为 10^{-4} ,因此 a_2 中起主导作用的是惯性力引起的泄漏流量与惯性力变化引起的压缩流量的比值,即 R_{31}/R_1 ;

(3) 系数 a_3 中, R_{21} 表示惯性力导致油液泄漏对活塞速度的影响,其数量级为 10^{-4} ; R_{22} 表示粘性力的变化导致油液压缩对活塞速度的影响,其数量级为 10^{-9} ,因此 a_3 中起主导作用的是引起活塞运动的流量与惯性力变化引起的压缩流量的比值,即 R_{21}/R_1 。

故式(9)中,系数 a_1, a_2, a_3 可以简化为: $a_1 = R_4/R_1 = 4KK_{ce}E_e/(mV_t)$, $a_2 = R_{31}/R_1 = 4E_eA^2/(mV_t)$, $a_3 = R_{21}/R_1 = 4K_{ce}E_e/V_t$ 。

上述参数的数量级经过比较化简后,由式(19)的方程可以得到实物实现方案,如图 5 所示。

机液补偿器与位置系统并联安装,进、出油路分别与阀控缸的进、回油腔相通。

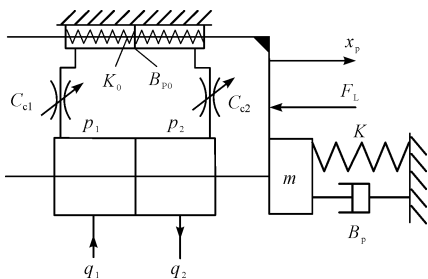


图 5 并联结构机液补偿方案

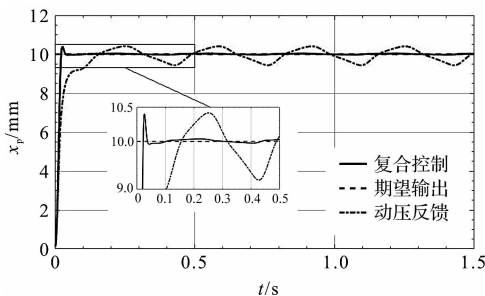


图 6 正弦外负载力作用下系统阶跃响应

5 仿真与讨论

为了讨论方便,这里将笔者提出的控制策略,包括前向通道串联微分补偿器 U_1 和机液补偿器 U_2 两部分合在一起,称为复合控制;利用表 1 所示参数,对该控制策略进行仿真,并将其结果与带动压反馈环节的 PID 控制结果进行对比。

这里笔者选择仿真软件为 MATLAB/Simulink,采用 ode23s 变步长算法,并取最大步长为 1×10^{-5} s,计算相对误差为 1×10^{-6} 。

笔者在未校正、加入动压反馈环节,采用复合控制策略下,对位置系统的 Bode 图分析可知,系统采用复合控制策略后的幅值裕度为 45.6 dB,相位裕度为 88.9°。将该结果与加入动压补偿环节的系统进行比较(幅值裕度为 36.6 dB,相位裕度为 89.9°),可知该系统的稳定性更强。

选取控制器参数如下:

$H_1 = 3.5 \times 10^7, H_2 = 3.3 \times 10^5, H_3 = 450, b = 9.07 \times 10^5, G_e = 1$, 取负载刚度 $K = 1.2 \times 10^5$ N/m, 可调液阻 $C_{e1} = C_{e2} = C_e = 1.06 \times 10^{-12}$ m³/(Pa·s); PID 控制器参数取 $K_p = 8, K_i = 0, K_d = 0$; 输入指令位置信号 $r = 0.01$ m; 外负载力为恒值力 $F_L = 1\,000$ N。

采用复合控制策略后,系统与原系统的阶跃信号响应特性如表 3 所示。

表 3 系统响应特性

控制器	上升时间 /s	调整时间 /s	最大超调量 /(%)	稳态误差 /(%)
动压反馈	0.045	0.075	0	0.013 7
复合控制	0.018	0.030	6.7	0.108 1

由表 3 可知,在采用复合控制策略后,系统达到稳态状态的时间明显缩短,可在 0.02 s 内达到稳态,并且系统的稳态误差小于 0.108 1%,最大超调量为 6.7%,由此可见,系统的动态性能有了明显的提高。

在相同条件和输入指令下,当外负载力以 $F_L = 14\sin(6\pi t)$ kN 的变化规律施加在位置系统上时,系统的响应曲线如图 6 所示。

图 6 中,由于正弦外负载力 F_L 的变化率在一个周期内的绝对值变化呈由大到小再到大的趋势,而动压反馈环节起到的阻尼作用与 F_L 的变化率成正比,即 F_L 的变化率越大,动压反馈环节对 F_L 的抑制作用越强,因此,当正弦外负载力达到最大值时,其变化率为 0,动压反馈环节对 F_L 几乎不起抑制作用。

笔者提出的复合控制策略的前向通道串联微分补偿器 U_1 部分,考虑并补偿了 F_L 及其变化率。由图 6 可知,复合控制策略在 F_L 变化时具有很强的鲁棒性,系统的跟踪误差不超过 0.37%,具有极好的跟踪精度。

在相同参数条件下,当活塞杆以 0.001 m/s 的速度运动时,外负载力 F_L 在 2.5 s 内的规律变化如表 4 所示。

表 4 外负载力 F_L 取值

t/s	0 - 0.5	0.5 - 1	1 - 1.5	1.5 - 2	2 - 2.5
F_L/kN	1	-14	7	-7	1

通过仿真得到的系统响应曲线如图 7 所示。

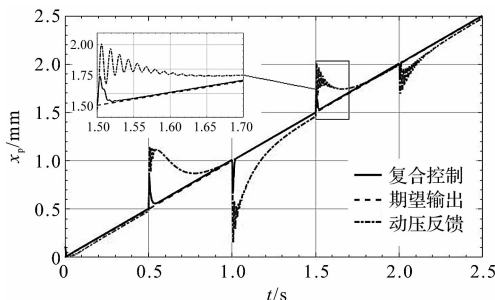


图 7 正负交变负载作用下系统斜坡响应

在 0.4 s ~ 0.65 s 内,液压缸两腔压力变化曲线如图 8 所示。

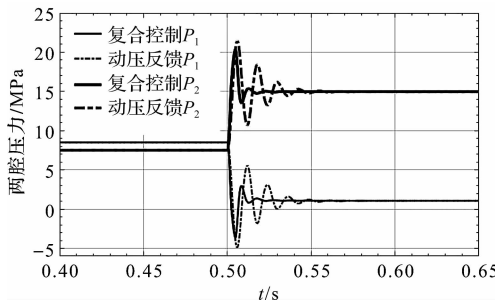


图 8 液压缸两腔的绝对压力

由图(7,8)可知,在 $0.5\text{ s} \sim 1\text{ s}$ 和 $1.5\text{ s} \sim 2\text{ s}$ 两段时间内,系统处于超越负载工况,超越负载拖动活塞杆向右位移,导致回油腔即 P_2 腔内产生附加的强迫流量, P_2 腔压力升高且强迫流量无法及时排出,此时系统动作不按指令运行;

采用复合控制策略后,伺服阀阀口快速开启,强迫流量通过阀口排出,进而液压缸 P_2 腔压力降低,并在 0.02 s 内稳定;同时, P_1 腔补油充分,压力升高,两腔压差达到新的稳态值以平衡超越负载,速度稳定后的误差小于 0.183% ,表明系统对超越负载具有很好的鲁棒性。

6 结束语

在超越负载作用下,电液位置伺服系统的液压缸活塞会被迫运动,并出现强迫流量的现象,针对这一问题,笔者对系统的数学模型和强迫流量表达式进行了分析,得到以下结论:

(1) 根据电液位置系统工作原理,建立了系统的三阶非线性微分方程,采用 Lyapunov 直接法对系统稳定性进行了分析,通过 Lyapunov 直接法的反演方式求解了系统渐近稳定条件,给出了求取控制律的一般性方法;并构造了前向通道串联微分控制补偿器和与动力机构并联的带可调液阻机液补偿器,使所论控制方法得到了具体的实现;

(2) 位置系统运行时,机液补偿器活塞杆与液压缸活塞杆同步运动,通过调节可调液阻的液导,可提高系统整体阻尼,系统的稳定性得到改善,有效削弱了超越负载对系统的影响。与动压反馈校正效果相比,系统在采用包含前向通道串联微分补偿器和与动力机构并联的带可调液阻机液补偿器的复合控制后,幅值裕度和相位裕度都得到了有一定的提升,分别达到 45.6 dB 和 88.9° ;

(3) 采用笔者所提出的复合控制策略后,系统空载时的稳态误差小于 0.01% ;在外负载力正负交变的条件下,所设计的控制律能根据容腔体积和活塞速度的变化,及时、有效地排出强迫流量,使系统能在 0.02 s 内达到稳态,稳态误差小于 0.183% ,相较于动压反馈校正,采用笔者所提出的控制策略,系统由超越负载引起的误差非常小,不会出现液压缸动作对指令信号的跟踪不连续现象;且在外负载力变化时具有很强的鲁棒性,系统响应更快、动态性能更好。

参考文献 (References):

[1] KIM C S, HONG K S, KIM M K. Nonlinear robust control

of a hydraulic elevator: experiment-based modeling and two-stage Lyapunov redesign[J]. **Control Engineering Practice**, 2005, 13(6):789-803.

[2] 刘帮才. 超越负载工况下轮式起重机起升系统特性研究[D]. 长春: 吉林大学机械与航空航天工程学院, 2011.

[3] 李鄂民. 超越负载的液压平衡方法[J]. 机床与液压, 2005(12):102-103.

[4] 刘长年. 液压伺服系统优化设计理论[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1989.

[5] SØRENSEN K, HANSEN R, MORTEN K. Novel concept for stabilizing a hydraulic circuit containing counterbalance valve and pressure compensated flow supply[J]. **International Journal of Fluid Power**, Taylor & Francis, 2016, 17(3):153-162.

[6] 范柏利, 付连东, 付曙光, 等. 基于电机制动特性的电液耦合平衡技术研究与应用[J]. 液压与气动, 2009(12):9-11.

[7] 杨保香. 液压比例控制阀性能改进分析与研究[J]. 液压气动与密封, 2017, 37(4):11-14.

[8] LEE J C, JIN K C, KWON Y M, et al. Development of the independent metering valve control system and analysis of its performance for an excavator[C]. Bath/asme Symposium on Fluid Power & Motion Control, Bath: ASME, 2016.

[9] LIU B, QUAN L, GE L. Research on the performance of hydraulic excavator boom based pressure and flow accordance control with independent metering circuit[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, 2017, 231(5):901-913.

[10] CHENG M, XU B, ZHANG J, et al. Valve-based compensation for controllability improvement of the energy-saving electrohydraulic flow matching system[J]. **Journal of Zhejiang University-SCIENCE A**, 2017, 18(6):430-442.

[11] HU Q, ZHANG H, TIAN S, et al. Performances analysis of a novel load-sensing hydraulic system with overriding differential pressure control[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, 2017, 231(23):4331-4343.

[12] KIM W, SHIN D, WON D, et al. Disturbance-observer - based position tracking controller in the presence of biased sinusoidal disturbance for electrohydraulic actuators[J]. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, 2013, 21(6):2290-2298.

[13] LIU J, XUE H, HU L. Realization of direct flow control with load pressure compensation on a load control valve applied in overrunning load hydraulic systems[J]. **Flow Measurement and Instrumentation**, 2017(53):261-268.

- [14] SAFARI M, AMERI M J, NADERIFAR A. Adaptive control design for a nonlinear parabolic PDE: application to water coning[J]. **Canadian Journal of Chemical Engineering**, 2018,96(9):1926-1936.
- [15] RITELLI G F, VACCA A. Energetic and dynamic impact of counter balance valves in fluid power machines [J]. **Energy Conversion and Management**, 2013, 76(76): 701-711.
- [16] 于 凯. 流动式架桥机闭式驱动系统电液制动系统研究[D]. 秦皇岛:燕山大学机械工程学院,2018.
- [17] 郑宝剑,金晓宏,黄 浩,等. 含负值弹性刚度负载电液位置伺服系统研究[J]. 机械设计与制造,2018(10): 113-118.
- [18] 张 旭,金晓宏,陶登阳,等. 被动式电液加载系统的变刚度自适应控制[J]. 武汉科技大学学报,2019,42(2): 141-149.

[编辑:程 浩]

本文引用格式:

阮 军,金晓宏,黄 浩,等. 超越负载下基于李雅普诺夫直接法的电液位置伺服系统研究[J]. 机电工程,2020,37(10):1136-1143.

RUAN Jun, JIN Xiao-hong, HUANG Hao, et al. Electro-hydraulic position servo system under negative load based on Lyapunov's direct method[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2020,37(10):1136-1143.

《机电工程》杂志:<http://www.meem.com.cn>

(上接第1128页)

- [8] GUAN Hua, XIE Dan. Research on building of acupuncture domain ontology[C]. 2017 IEEE 19th International Conference on e-Health Networking, Applications and Services (Healthcom), Dalian:IEEE,2017.
- [9] CHEN Yong, ZHAO Meng, XIE You-bai, et al. A new model of conceptual design based on scientific ontology and intentionality theory. part I: the conceptual foundation[J]. **Design Studies**,2015,3(37):12-36.
- [10] RAO R, MAKKITHAYA K, GUPTA N. Ontology based semantic representation for public health data integration [C]. 2014 International Conference on Contemporary Computing and Informatics (IC3I), Mysore:IEEE,2014.
- [11] ADADI A, BERRADA M, CHENOU D, et al. Ontology based composition of e-government services using AI planning[C]. 2015 10th International Conference on Intelligent Systems: Theories and Applications (SITA), Rabat:IEEE, 2015.
- [12] 杨国为,朱荣成,张小锋,等. 可拓本体的定义与性质[J]. 数学的实践与认识,2015,45(13):215-225.
- [13] 陈 敏. 基于本体的产品设计知识表示研究[D]. 南昌:南昌航空大学信息工程学院,2014.
- [14] 梁小蕾. 构建客户价值可拓知识本体研究[D]. 广州:广东工业大学计算机学院,2013.
- [15] 何 平. 基于可拓模型的本体进化研究[D]. 广州:广东工业大学计算机学院,2011.
- [16] WANG Ti-chun, YANG Ai-jun, ZHONG Shi-sheng, et al. Extension adaptive design model of scheme design for complex mechanical products[J]. **Tehnički Vjesnik/ Technical Gazette**,2014,21(1):123-133.
- [17] ZHOU Ying-ying, SHI Ji-lei, WU Lei-lei. Application of extension theory in emotion management [J]. **Procedia Computer Science**,2017,11(122):502-509.
- [18] REN Jing-zheng. Technology selection for ballast water treatment by multi-stakeholders: a multi-attribute decision analysis approach based on the combined weights and extension theory[J]. **Chemosphere**, 2018,1(191):747-760.

[编辑:冯黎雅]