



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 108412842 A

(43)申请公布日 2018.08.17

(21)申请号 201810418477.X

(22)申请日 2018.05.04

(71)申请人 哈尔滨理工大学

地址 150080 黑龙江省哈尔滨市南岗区学  
府路52号

(72)发明人 李建英 李士铭 董法堂

(51)Int.Cl.

F15B 19/00(2006.01)

F15B 13/12(2006.01)

F15B 21/02(2006.01)

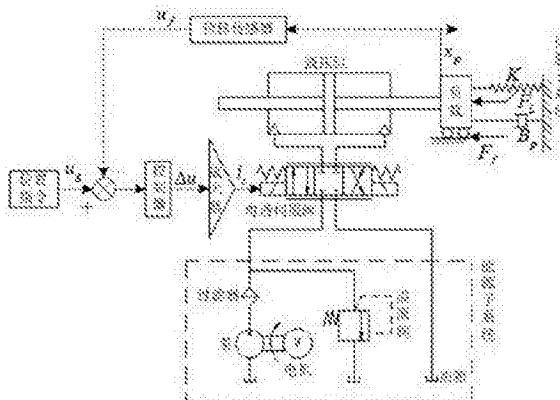
权利要求书1页 说明书4页 附图2页

(54)发明名称

液压缸摩擦补偿控制方法研究

(57)摘要

本发明涉及一种液压缸摩擦补偿装置及控制方法,属于液压控制系统领域,其组成包括:电机、泵、过滤器、电液伺服阀、放大器、控制器、位置指令器、位移传感器、液压缸、负载、溢流阀等组成。电机控制泵经过滤器向电液伺服阀供油,过滤器的一端经溢流阀回油箱,另一端经电液伺服阀的进油口向液压缸供油,推动液压缸活塞杆的移动。位置指令器接到指令后,经控制器、放大器向电液伺服阀输入信号电流,以此来达到负载的目的,活塞杆的位移经位移传感器的转换成电流与输入信号比较,构成一个液压反馈系统。此控制过程能够提高系统的跟踪精度,具有很高的系统响动静态应性能。



1. 本发明涉及一种液压缸摩擦补偿装置及控制方法，属于液压控制系统领域，其组成包括：电机、泵、过滤器、电液伺服阀、放大器、控制器、位置指令器、位移传感器、液压缸、负载、溢流阀等组成；电机控制泵经过滤器向电液伺服阀供油，过滤器的一端经溢流阀回油箱，另一端经电液伺服阀的进油口向液压缸供油，推动液压缸活塞杆的移动；位置指令器接到指令后，经控制器、放大器向电液伺服阀输入信号电流，以此来达到负载的目的，活塞杆的位移经位移传感器的转换成电流与输入信号比较，构成一个液压反馈系统。

2. 根据权利要求书1所述的控制器，其特征在于，采用基于改进LUGRE摩擦模型自适应反步控制器，抵消液压缸摩擦力对系统影响，提高其控制精度。

## 液压缸摩擦补偿控制方法研究

### 所属技术领域

[0001] 本发明涉及一种液压缸摩擦补偿装置，属于压控制系统领域。

### 背景技术

[0002] 电液伺服系统以其伺服性能好，控制精度高，快速性好应用于航天、火炮、飞机操纵系统等装置中，现已成为自动化生产线上一个重要方面。很多研究人员对于液压控制精度方面有很多研究，主要集中与外部系统的硬件控制方面，对控制器的研究很少，硬件摩擦力补偿具有尤其无法避免的缺陷，比如液压油的流量控制、损耗，漏油等。在控制器软控中，虽然也存在一定的缺陷，但是其控制性能良好，相比硬件控制具有强大的动静态响应性能，现已成为很多自动化成产线上的主要方法，本次发明就是在软控制器上找突破点，在液压缸摩擦力补偿方面设计出优良的控制器，以此提高其跟踪性能，达到令人满意的控制效果。

### 发明内容

[0003] 本发明提出一种液压缸摩擦补偿装置，通过设计优良的控制器，补偿摩擦力。

[0004] 本发明的基本技术方案为：

[0005] 本发明涉及一种液压缸摩擦补偿装置及控制方法，属于液压控制系统领域，其组成包括：电机、泵、过滤器、电液伺服阀、放大器、控制器、位置指令器、位移传感器、液压缸、负载、溢流阀等组成。电机控制泵经过滤器向电液伺服阀供油，过滤器的一端经溢流阀回油箱，另一端经电液伺服阀的进油口向液压缸供油，推动液压缸活塞杆的移动。位置指令器接到指令后，经控制器、放大器向电液伺服阀输入信号电流，以此来达到负载的目的，活塞杆的位移经位移传感器的转换成电流与输入信号比较，构成一个液压反馈系统。

[0006] 提高此系统的跟踪精度主要看控制器如何设计，抵消液压缸摩擦力带来的额外影响，考虑液压缸活塞密封圈与液压缸内壁之间的摩擦，活塞杆与密封圈以及活塞杆与防尘圈之间的摩擦对系统的影响，如果降低这两个部位的摩擦力，将会提高液压缸的动态性能。由于2个位置同时存在摩擦力，放在一起研究，以期望得到更好的控制结果，使控制结果更加准确，减小系统误差。因此考虑用一个摩擦模型来近似代替复杂的摩擦力。本文中考虑用LuGre摩擦理论建立精确的数学模型。

[0007] 本发明的有益效果是：

[0008] 1. 本发明液压缸摩擦补偿装置的控制器能够提高系统的跟踪精度，保证其稳定运行，没有系统的滞后现象产生，有效的跟随系统的输入。

[0009] 2. 本发明所设计的控制器是针对液压缸的摩擦问题展开的研究，采取补偿的方法，能够有效抵制摩擦力的影响，实现系统的有效合理运行。

### 附图说明

[0010] 附图1，本发明的结构示意图；

[0011] 附图2，本发明的自适应控制器示意图；

- [0012] 附图3,本发明的反步自适应控制律示意图;
- [0013] 附图4,本发明的控制器效果对比示意图。
- [0014] 图中:1、泵,2、电机,3、过滤器,4溢流阀、5、油箱,6、电液伺服阀,7、放大器,8、控制器,9、位置指令器,10、位移传感器,11、液压缸,12、负载,13、弹簧,14、阻尼器。

## 具体实施方式

- [0015] 以下结合附图进一步说明本发明的具体结构及实施方式。
- [0016] 结合图1至4,本发明涉及一种液压缸摩擦补偿装置及控制方法,属于液压控制系统领域,其组成包括:电机、泵、过滤器、电液伺服阀、放大器、控制器、位置指令器、位移传感器、液压缸、负载、溢流阀等组成。电机控制泵经过滤器向电液伺服阀供油,过滤器的一端经溢流阀回油箱,另一端经电液伺服阀的进油口向液压缸供油,推动液压缸活塞杆的移动。位置指令器接到指令后,经控制器、放大器向电液伺服阀输入信号电流,以此来达到负载的目的,活塞杆的位移经位移传感器的转换成电流与输入信号比较,构成一个液压反馈系统。

[0017] 具体实施方式如下:

[0018] 改进的摩擦模型:传统的LuGre模型的鬃毛观测器设计如下形式:

$$[0019] \dot{\hat{z}} = v - \frac{|v|}{g(v)} \hat{z} + K(t) = -a(t)\hat{z} + b(t) \quad (1)$$

[0020] 工程上需要将式(1)进行离散化,设采样时间为h,则有:

$$[0021] a(t) = \frac{|v(t)|}{g(v(t))} \approx \frac{|v(kh)|}{g(v(kh))} = \bar{a}_k \geq 0$$

$$[0022] b(t) = v(t) + K(t) = v(kh) + K(kh) = \bar{b}_k \quad (2)$$

[0023] 按照欧拉方法将式(1)离散化可得:

$$[0024] \hat{z}_{k+1} = (1 - \bar{a}_k h) \hat{z}_k + h b_k$$

[0025] 解式(2)可得:

$$[0026] \hat{z}_k = \prod_{i=0}^{k-1} (1 - \bar{a}_i h) \hat{z}_0 + \sum_{i=0}^{k-2} \left[ \prod_{j=i+1}^{k-1} (1 - \bar{a}_j h) \right] h b_i + h b_{k-1}$$

[0027] 可知  $|v(t)| > \frac{F_s}{h}$  时有:

$$[0028] \frac{|v(t)|}{g(v(t))} \approx a_k > \frac{1}{h} \Rightarrow 1 - a_k h < 0 \quad (3)$$

[0029] 由式(3)可知,当速度大于某一临界值时,观测器输出可能会不稳定,因此本文采用如下的方法来改进传统LuGre模型的缺点。

[0030] 动态摩擦主要在低速阶段对系统的影响,而当系统处于高速运行时,很多的静摩擦模型就可以表达系统的摩擦。当速度大于某一特定值时,鬃毛的形变量可采用稳态值表示,这时系统的摩擦力可用静摩擦模型表示:

$$[0031] F_f = F_c \operatorname{sgn}(v) + F_v v \quad (4)$$

[0032] 但是如果模型被简化成如式(4),若系统由低速向高速切换时,可能会造成系统内部状态的不连续。对此,本文采用修正LuGre模型,该模型在低速时等效于LuGre模型,在高

速时等效于静摩擦模型，并且从低速向高速转变时系统状态是连续的。修正的LuGre模型如下：

$$[0033] \frac{dz}{dt} = s(|v|)(v - \frac{|v|}{g(v)}z)$$

$$[0034] F = \sigma_0 s(|v|) z + \sigma_1 z + F_c \operatorname{sgn}(v) [1 - s(|v|)] + \alpha_2 v$$

$$[0035] g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_0)^2} = \alpha_0 + \alpha_1 e^{-(v/v_0)^2} \quad (5)$$

[0036] 在式(5)中：

$$[0037] s(|v|) = \begin{cases} 1, & |v| < v_1 \\ \frac{v_2 - |v|}{v_2 - v_1}, & v_1 \leq |v| \leq v_2 \\ 0, & |v| > v_2 \end{cases} \quad (6)$$

[0038] 式中  $v_1, v_2$  为临界速度，且  $0 < v_1 < v_2$ 。

[0039] 由改进的模型可知，当速度大于某一临界值时，LuGre摩擦模型鬃毛位移  $z$  不改变，从而解决了传统LuGre摩擦模型在离散化过程中的不稳定问题。

[0040] 若系统低速运行，即  $|v| < v_1$  时， $s(|v|) = 1$ ，此时摩擦模型等效成传统的LuGre模型，摩擦力表达式为：

$$[0041] F = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \alpha_2 v \quad (7)$$

[0042] 当系统处于高速运行，即  $|v| > v_2$  时， $s(|v|) = 0$ ，此时摩擦模型表达式为：

$$[0043] F = F_c \operatorname{sgn}(v) + \alpha_2 v \quad (8)$$

[0044] 通过以上分析将LuGre摩擦模型成功的分为低速与高速运动，故动态摩擦部分只能在系统低速运行时产生影响，高速运行时不受影响，成功的避免了观测器在离散化时因实际速率与采样速率接近，造成系统不稳定。

[0045] 由于温度变化时，还会导致摩擦参数受到影响，因此引入  $\zeta$  来反映参数受到温度变化的影响。此时摩擦力为：

$$[0046] F = \zeta (\sigma_0 s(|v|) z + \sigma_1 \dot{z} + F_c \operatorname{sgn}(v) [1 - s(|v|)] + \alpha_2 v) \quad (9)$$

[0047] 当忽略液压油的粘性，弹性力时，从而电液伺服系统的模型可以表示为：

$$[0048] \begin{cases} \frac{dS}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = P_0 p - \zeta P_2 v - \zeta \phi z - \zeta P_5 F_c - P_6 F_L \end{cases} \quad (10)$$

$$[0049] \text{式中 } P_0 = \frac{A}{m}, \quad P_2 = \frac{\sigma_1 s(|v|) + \alpha_2}{m}, \quad \phi = P_3 - P_4 \frac{|v|}{g(v)}, \quad P_5 = \frac{\operatorname{sgn}(v) [1 - s(|v|)]}{m}, \quad P_6 = \frac{1}{m},$$

$$[0050] P_3 = \frac{\sigma_0 s(|v|)}{m}, \quad P_4 = \frac{\sigma_0 \sigma_1 s(|v|)}{m} \quad p = p_1 - p_2.$$

[0051] 控制器及观测器的设计

[0052] 设计鬃毛观测器方程为：

$$[0053] \quad \dot{\hat{z}} = s(|v|) \left( v - \frac{|v|}{g(v)} \hat{z} \right) + L \quad (11)$$

[0054] 式中L为观测器的误差补偿项。

[0055] 定义位置输出误差和速度误差为:

[0056]  $e_1 = S_{ref} - S$

[0057]  $e_2 = v_{ref} - v$

[0058] 设参考速度信号:

$$[0059] \quad v_{ref} = k_1 e_1 + k \chi + \dot{S}_{ref}$$

$$[0060] \quad \text{式中 } \chi = \int_0^t e_1(\tau) dt.$$

[0061] 由式(10)和(11)可得:

$$[0062] \quad e_2 = k_1 e_1 + k \chi + \dot{S}_{ref} - v$$

[0063] 为减小摩擦对系统的影响,设计如下的控制律和参数自适应律:

$$[0064] \quad p = \frac{1}{P_0} [(1+k-k_1^2)e_1 + (k_1+k_2)e_2 - kk_1\chi \\ + \dot{S}_{ref} + P_2 \hat{\zeta} v + \phi \hat{\zeta} \hat{z} + P_5 \hat{\zeta} \hat{F}_c + P_6 \hat{F}_L]$$

$$[0065] \quad L = e_2 \Phi \quad (12)$$

$$\dot{\hat{\zeta}} = -r_0 [P_2 e_2 v + \phi e_2 \hat{z} + P_5 e_2 \hat{F}_c]$$

$$[0066] \quad \dot{\hat{F}}_L = -r_1 P_6 e_2 \\ \dot{\hat{F}}_c = -r_2 P_5 e_2$$

[0067] 式中  $k > 0, k_1 > 0, k_2 > 0$ 。

[0068] 设计基于LUGRE摩擦模型的自适应反步控制器如图2所示,本文设计的反步自适应控制律框图如图3所示,控制效果对比图采用正弦信号  $y(t) = 20 \sin(\pi t)$ 。设置自适应反步的相关参数。系统的理论位移,无补偿的位移,以及利用自适应反步补偿后的位移曲线如图4所示。

[0069] 以上显示和描述了本发明的基本原理和主要特征。本发明不受上述实施例的限制,上述实施例和说明书描述的只是发明的原理,在不脱离本发明的精神和范围的前提下,本发明还会有各种变化和改进,这些发明和改进都属于要求保护的本发明范围内。

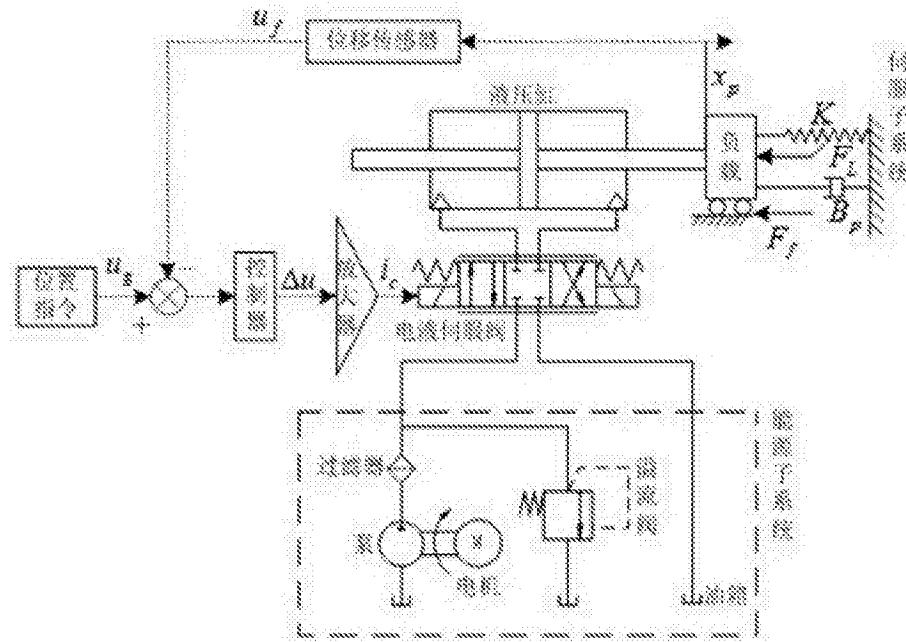


图1

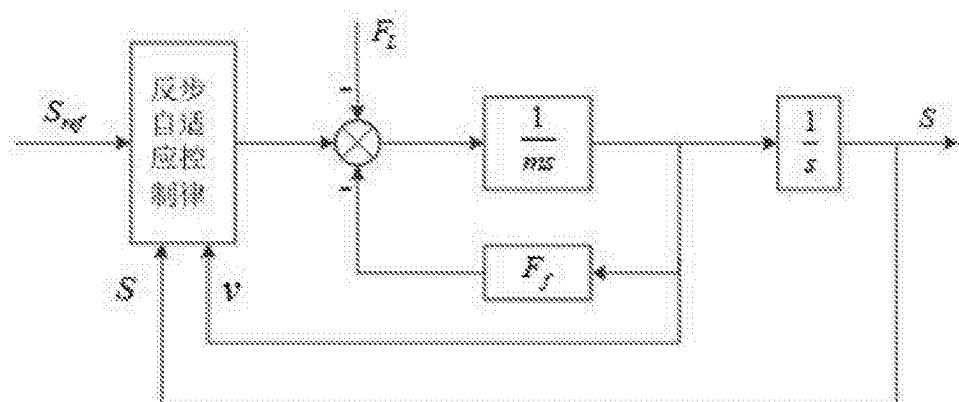


图2

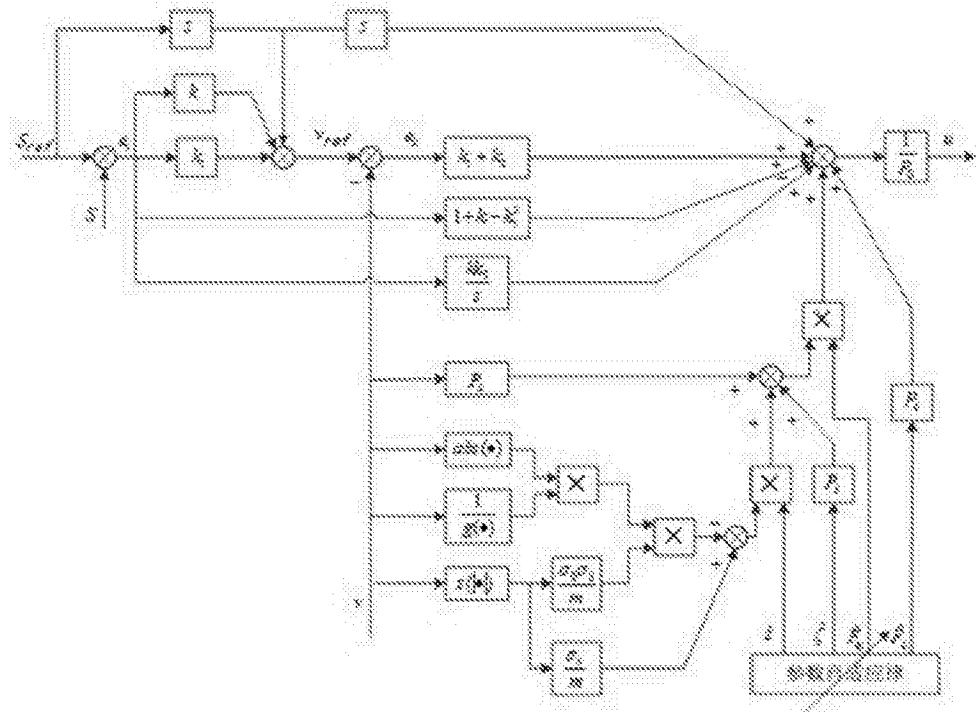


图3

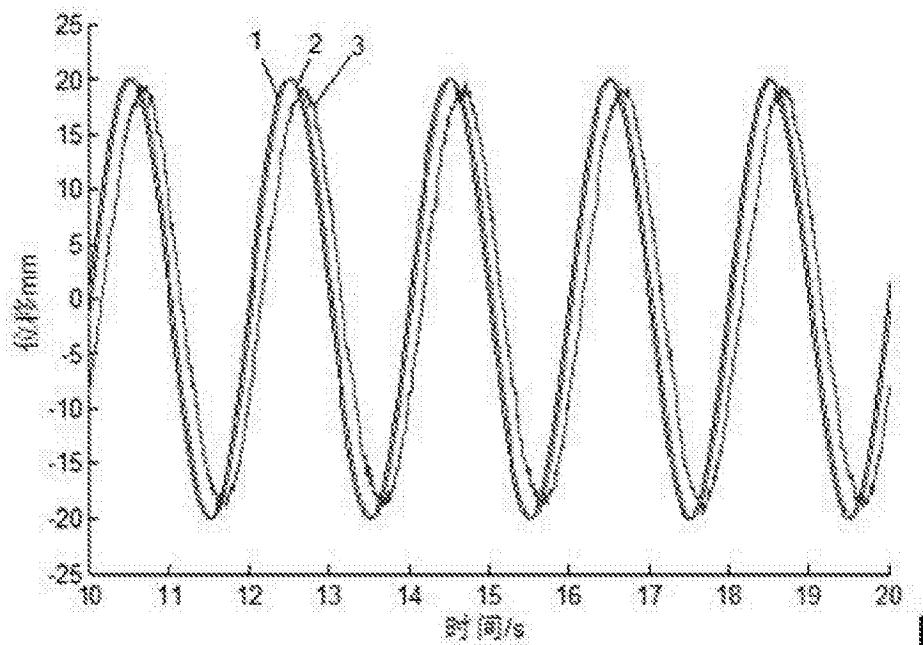


图4