

微型直流无刷电机直接驱动单级电液伺服阀的特性研究

刘向明, 吴盛林, 姜继海
(哈尔滨工业大学, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 介绍了一种由微型直流无刷电机直接驱动的单级电液伺服阀及其结构特点、工作原理与控制方式, 分析研究了该阀的主要工作特性并简要介绍了应用情况。研究实验表明, 这种新型电液伺服阀为现代仿真转台和伺服系统提供了一种性能优良的电液控制元件。

关键词: 直流无刷电动机; 电液伺服阀; 控制特性

中图分类号: TP64; TP214

文献标识码: B

文章编号: 1007-7324(2005)06-0097-03

传统的两级电液伺服阀价格昂贵, 制造工艺复杂, 对使用环境要求严格。而单级电液伺服阀虽结构简单, 价格低, 但对负载动态的变化灵敏, 阀的稳定性极大地依赖系统负载的动态特性。为此, 在进行电液控制系统的应用与实验研究中, 结合微特电机与控制技术的发展, 采用合理的机/电耦合方式, 构造一种新型的电液伺服阀及其运动控制装置是非常必要的。这种新型伺服阀必须在保持原伺服阀各项优点的基础上, 改进其固有的缺陷(抗油污染能力差、制造复杂、可靠性不高、应用领域不宽)。采用直流无刷控制电机作为滑阀阀芯的直接驱动元件, 单级结构。因此, 阀的制造装配工艺和结构简单, 其动态特性和控制精度优于传统的电液伺服阀。

1 阀的组成与工作原理

图 1 为直流无刷电机直接驱动的单级电液伺服阀系统结构原理图^[1]。控制器采用 DSP 系统, 阀芯部分采用直流无刷电机直接驱动, 它由 DSP 控制器与功率放大电路控制, 滑阀阀芯的轴向位移 x_v 通过与电机同轴的偏心机构, 球铰耦合实现电/机转换, 即将电机的转角 θ 转换为 x_v , 该阀的实质上是对无刷直流电机系统的控制, 工作原理如图 2。

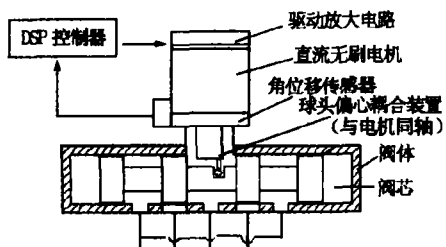


图 1 伺服阀系统结构原理图

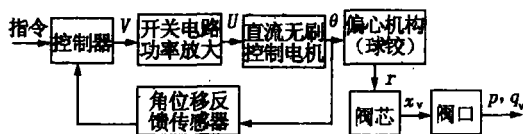


图 2 伺服阀工作原理框图

DSP 控制器是用来控制电机定子上各相绕组通电的顺序和时间, 由传感器位置信号处理单元(内置于 DSP 系统中)和功率逻辑开关单元组成, 它是控制部分的核心。其功能是将电源功率以指令逻辑关系输入给电机定子上的各项绕组, 使电机产生连续的转矩, 而各项绕组导通的时序主要由位置传感器的信号确定。位置传感器所产生的信号通过 DSP 进行逻辑处理后送去控制开关电路。直流无刷电机内设的位置传感器起着测定转子位置(兼有电机主轴角位移)的作用, 为逻辑开关电路提供正确的换相信息, 即将转子磁极的位置信号转换为相应的电信号, 从而控制定子绕组换相。转子磁钢位置的变化亦即电机主轴输出的角位移变化。工作时, 当给 DSP 一控制指令后, 经控制器和功率逻辑开关单元, 将此指令逻辑关系分配给电机定子上相应的绕组, 电机产生扭矩驱动偏心机构转过一定的角度 θ ; 由于与电机同轴的偏心机构顶端球头置于阀芯中位球凹槽, 形成球铰连接; 当 θ 很小时 ($\theta < 5^\circ$), 球头偏转的弧长 $L = r \theta$ (r 为偏心距, 一般为 2~3 mm), 则阀芯的位移 $x_v = L$ 。当电机锁定在 θ_0 位置后, 阀芯亦停留在与指令相应的位移

收稿日期: 2005-06-31; 修改稿收到日期: 2005-08-10

作者简介: 刘向明(1953-), 男, 湖北宜昌人, 副教授、从事液
压伺服系统与控制技术研究。

x_v 处,伺服阀亦输出一个对应的流量 q_v 。当电机某时刻转角指令值时,位置传感器将转角差值 = - 反馈给 DSP 控制器,经处理调整后,使电机轴角位移 达到指令值,以便达到控制来控制 q_v 的目的。

2 工作特性分析

2.1 伺服阀框图

新型电液伺服阀主要有 3 个环节:直流无刷电机、偏心机构和四通滑阀。

2.1.1 直流无刷电机环节

根据文献[2]介绍,直流无刷电机动态特性可用传递函数表示如下。

$$X(s) = 2 \frac{K_1}{s(1 + \epsilon s)} U(s) - 2 \frac{K_2}{s(1 + \epsilon s)} T_L(s) \quad (1)$$

$$K_1 = 1 / K_e$$

$$K_2 = R / (K_e K_M)$$

$$\epsilon = RM^2 / (375 K_e K_M)$$

其中 K_1 ——电动势传递系数;

K_2 ——转矩传递系数;

ϵ ——电磁时间常数;

U ——电源电压;

K_e ——电动势系数;

K_M ——转矩系数;

R ——电机内阻;

T_L ——电机负载力矩;

M ——转子飞轮转矩。

2.1.2 偏心机构环节

$$x_v(s) = r(s) \quad (2)$$

电机驱动力矩 T_1 与其产生的作用力 F_i 的关系:

$$T_1 = F_i r \cos \alpha \quad (3)$$

由于 α 很小(一般 $5^\circ, \cos \alpha \approx 1$),则

$$T_1(s) = F_i(s) r \quad (4)$$

2.1.3 四通滑阀环节

若设阀芯的驱动力为 $F_d(s)$,则其运动方程可写为

$$m_v \ddot{x}_v + B_f \dot{x}_v + K_f x_v = F_i$$

式中 m_v ——阀芯质量;

B_f ——瞬态液动力产生的阻尼系数;

K_f ——瞬态液动力刚度系数。

鉴于瞬态液动力对阻尼系数变化的作用是极其微小的,且液动力未作补偿,此时阀芯驱动力只有阀芯质量和稳态液动力作用,将此方程作线性化处理,并作拉氏变换

$$F_d(s) = m_v s^2 x_v(s) + 0.43 w (p_s -$$

$$p_{L0}) x_v(s) - 0.43 w x_{v0} p_L(s) \quad (5)$$

式中 w ——控制阀口面积梯度;

p_s ——油源压力;

p_L ——负载压力;

p_{L0} ——零位工作点负载压力;

x_{v0} ——零位工作点阀芯位移。

考虑偏心机构折算到电机轴上的负载力矩 T_2 ,则电机轴上总负载力矩 T_L 为

$$T_L = T_1 + T_2$$

由 $F_i = F_d$,联立式(1)~(4),可得伺服阀系统的结构框图如图 3 所示。

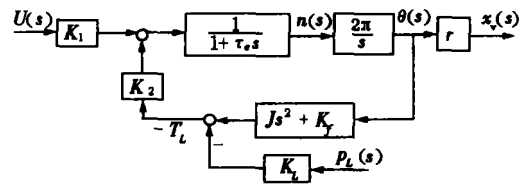


图 3 伺服阀系统结构框图

由此可得($p_L(s) = 0$ 时)伺服阀系统的传递函数为

$$x_v(s) = r(s) = r \frac{K_1 U(s) - K_2 K_L p_L(s)}{\left[\frac{\epsilon}{2} + J K_2 \right] s^2 + \frac{s}{2} + K_2 K_k} \quad (6)$$

$$J = r^2 (m_v + m_1)$$

$$K_k = K_s + 0.43 w r^2 (p_s + p_{L0})$$

$$K_L = 0.43 w x_{v0} r$$

其中 J ——折算到电机轴的转动惯量;

m_1 ——偏心机构质量;

K_k ——总弹簧扭转刚度;

K_s ——偏心轴刚度;

K_L ——瞬态液动力系数。

2.2 特性分析

2.2.1 系统框图

根据上述关系,若阀用来控制液压马达,且马达拖动惯性负载,其方程为^[3]: $p_L D_m = J_L s^2 m$,而阀控液压马达的传递函数为

$$\frac{m(s)}{x_v(s)} = \frac{K_q / D_m}{s \left[\frac{s^2}{h} + \frac{2}{h} s + 1 \right]} \quad (7)$$

式中 h ——系统液压固有频率;

h ——系统液压阻尼率;

K_q ——伺服阀流量增益;

m ——液压马达轴的转角;

D_m ——马达理想体积排量。

由式(1)~(6),可得出该阀与一拖动惯性负载

的液压马达的系统框图如图 4 所示。

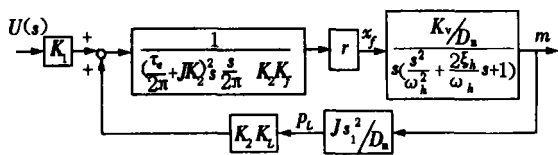


图 4 阀控液压马达系统框图

2.2.2 稳定性分析

根据图 4 可看出,该阀控系统含有一正反馈回路,这是该阀和带负载的马达组成系统时的固有特征。这类正反馈回路极易引发系统稳定性问题,因此稳定性对于单级伺服阀控带负载的马达系统是一突出问题,由图 4 可得系统开环传递函数为

$$W(s) = \left[\frac{-K_1 r / K_f}{\frac{s^2}{e} + \frac{2}{e} + 1} \right] \left[\frac{K_v / D_m}{\frac{s^2}{h} + \frac{2}{h} + 1} \right] \frac{J L s}{D_m} K_L$$

$$\left[\frac{-K_0 s}{\frac{s^2}{h} + \frac{2}{h} + 1} \right] \quad (8)$$

$$K_0 = K_1 \frac{0.43 w r^2 p_s}{K_s}$$

$$\frac{2(1 - p_{L0}/p_s)}{\left[1 + \frac{0.43 w r^2}{K_s} (1 - p_{L0}/p_s) \right]} \frac{2}{h} \quad (9)$$

式中 e —— 伺服阀环节频率;
 e —— 伺服阀环节阻尼率;
 K_0 —— 开环增益。

若令 $K_r = \frac{0.43 w r^2 p_s}{K_s}$

故 $K_0 = K_1 \frac{2 K_r (1 - p_{L0}/p_s)}{1 + K_r (1 - p_{L0}/p_s)} \frac{2}{h}$

可得系统特征方程为

$$1 + GH = \frac{s^2}{h} + \left(\frac{2}{h} - K_0 \right) s + 1 = 0$$

式中 K_r —— 净弹簧刚度。

应用 Routh 判据,其稳定条件为: $K_0 < 2/h$

由此可得 $\frac{2 K_1 K_r (1 - p_{L0}/p_s)}{1 + K_r (1 - p_{L0}/p_s)} < 1$

由于 $K_1 = 1/K_E < 1$,所以 $2 K_1 < 2$

所以 $K_r (1 - p_{L0}/p_s) < 1, K_r < 1$

上述关系表明,由该阀与液压马达组成的系统欲稳定工作,须使液动力刚度和电机偏心机构净弹簧刚度之比小于 1。显然,这个条件很容易得到满足。例如,对于 $q_v = 100 \text{ L/min}$ 的阀,阀芯最大行程 $x_{v\max} = 0.4 \text{ mm}$,阀芯直径 $d = 10 \text{ mm}$,面积梯度 $w = d$ 和 $x_{v\max} < 0.147 d^2/w$,若取 $w = 32 \text{ mm}$,偏心距 $r = 2.5 \text{ mm}$,油源压力 $p_s = 21 \text{ MPa}$,则 $K_s > 0.43 w r^2 p_s = 180 \text{ (N} \cdot \text{cm/rad)}$ $3.2 \text{ (N} \cdot \text{cm/}$

度),而这个条件在设计中是易满足的。因此 $K_r < 1$ 的系统稳定条件成立。

2.2.3 动态特性分析

由 $K_r < 1$ 成立知, $W(s)$ 的极值出现在 $s = j\omega$ 处,故有 $GH < 1^{[4]}$,于是图 4 中的回路反馈对系统动态特性的影响很小,故可忽略。这样系统传递函数可简化为

$$\frac{m(s)}{U(s)} = \frac{r K_1 K_v / D_m}{s \left(\frac{s^2}{h} + \frac{2}{h} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{e} + \frac{2}{e} + 1 \right)} \quad (10)$$

而该伺服阀的传递函数为

$$\frac{x_v(s)}{U(s)} = \frac{r K_1}{\frac{s^2}{e} + \frac{2}{e} + 1} \quad (11)$$

若取 $r K_v = 1, f_e = 200 \text{ Hz}, e = 0.6$,则有:

$$\frac{x_v}{U} = \frac{1}{2.53 \times 10^{-6} s^2 + 1.91 \times 10^{-3} s + 1}$$

由此可得幅相频率特性图如图 5 所示。在 -3dB 的频率为 $710/2 = 355 \text{ Hz}$,而 -90° 相移频率为 $600/2 = 300 \text{ Hz}$ 。根据上述所设定各项参数,即可确定伺服阀的各项结构参数(如 K_1, K_2, K_f, J, T_e 等),完成伺服阀的设计和电机的选型。

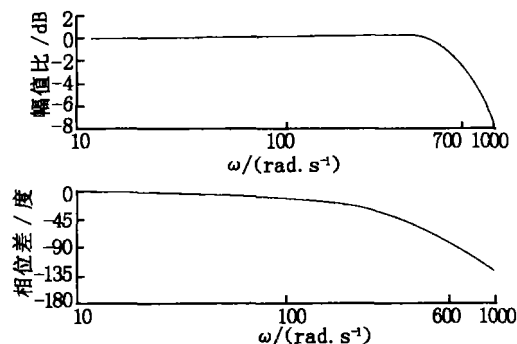


图 5 伺服阀频率特性图

2.2.4 静态特性分析

根据阀在稳态工作情况下,直流无刷电机产生的力矩由偏心机构和液动力等效弹簧所平衡,按式(10),可得: $x_v = r K_1 U / (K_2 K_f)$,在空载情况下, $p_L = 0, K_r = 0$,由此 $K_f = K_e$,则阀在 U_{\max} 时的空载流量为

$$q_{v0} = r K_1 C_d w \sqrt{p_s} \frac{U_{\max}}{K_2 K_s}$$

式中 C_d —— 阀口流量系数;
 w —— 液压流体密度。

又由 $q_{vL} = C_d w x_v \sqrt{p_s - p_L}$

将 $x_v = r K_1 U / (K_2 K_f)$ 代入 q_{vL} ,可得:

(下转第 101 页)

制点进行分类,按不同类分别挂接在不同设备上。在确定系统边界的过程中分两步改造,第 1 步改造以系统的稳定性和安全性为目的,将新增 75 t/h 锅炉和 12 MW 汽轮机组及部分 2 台 35 t/h 锅炉点接入 MACS 系统的主控器,而将 2 台 25 t/h 锅炉和 6.8 MW 汽轮机的点保留在数据采集器中。这样减少了设备投资。在第 2 步改造中把所有调节器和数据采集器去掉,把其上的点接在新主控器上,并在整个系统中预留管理层接口,为该系统接入 ERP 预留接口。第 2 步改造以进一步提高系统稳定性和安全性并为企业实施 ERP 管理作准备为目的。

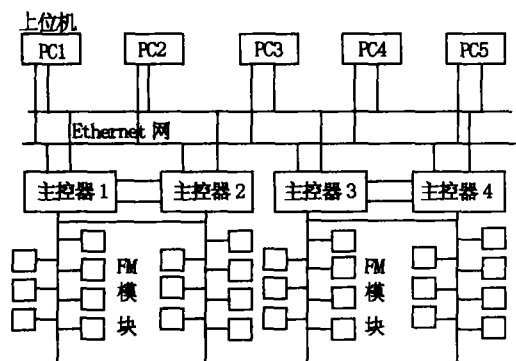


图 2 第 2 次改造后的系统结构图

在系统改造的设计中采用了面向对象的设计(OOD)方法,对锅炉系统中各个分系统分别设计

实现,使得每台锅炉每台汽轮机的点分布在不同的范围内,互不交叉,为方便以后的系统维护打下基础。根据系统采用的 Windows NT 操作系统和 Ethernet 网络设计实施了控制驱动部分,并根据企业实施的 ERP 管理系统而设计了数据接口部分。

3 改造效果分析

经过 2 次改造,系统的稳定性大大提高,第 1 次改造后系统故障率由原来的 10% 降到 1%,平均每月发生 1.3 次故障。第 2 次改造后系统从 2004 年 12 月份投运至今未发生故障。由于新系统采用了总线结构(上位机之间及上位机与主控器之间采用 100 M Ethernet 网,主控器与 FM 模块之间采用 1.5M Profi Bus 总线),通讯速度加快,平均操作速度为 0.5 s,锅炉控制非常稳定,汽包液位波动由 100 mm 降到 20 mm,蒸汽合格率大大提高。

4 结束语

在锅炉控制系统中采用 OO 方法是一种新尝试,由于 OO 方法最初用于软件编程,把它用于实际控制系统较少,这一次取得了成功应用。

参考文献:

- 1 邵维忠,杨芙清. 面向对象的系统分析. 北京:清华大学出版社,1998
- 2 邵维忠,廖钢城(译). 面向对象的设计. 北京:北京大学出版社,1994

(上接第 99 页)

$$\frac{q_{vL}}{q_{v0}} = \frac{\sqrt{1 - p_r / p_s}}{1 + K_r(1 - p_L / p_s)} \frac{U}{U_{max}} \quad (12)$$

根据前述,一般情况 $K_r < 1$,若取极限值 $K_r = 1$,并取电压为正值,可求出该阀的压力-流量特性曲线如图 6 所示。由此可看出其静态特性与一般单级电液伺服阀的特性相似,但其动态特性明显优于一般单级电液伺服阀。

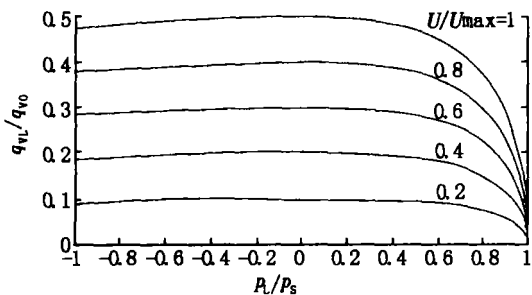


图 6 压力-流量特性曲线

3 结论

从以上分析研究中可以看出,这种新型电液伺服阀具有较好的控制精度和动态性,而且其制造装配工艺也简单并容易实现,零开口型阀在中位可做到几乎无泄漏。由于阀的驱动采用直流无刷电机,内置角位移传感器和 DSP 系统控制器控制^[5],因而该阀具有较高的控制性能,其流量增益可在较宽的范围内调节,综合性能明显优于传统的电液伺服阀。它的缺陷是因电机结构尺寸限制,使得阀体积较传统电液伺服阀略大。

参考文献:

- 1 www.manufacturing.net
- 2 张琛. 直流无刷电动机原理及应用. 北京:机械工业出版社,1998
- 3 梅里特 H E. 液压控制系统. 北京:科学出版社,1978
- 4 雷天觉. 液压工程手册. 北京:机械工业出版社,1990
- 5 周 斌. 机电一体化实用技术手册. 北京:兵器工业出版社,1994