

5-12-14  
I-AEÖxEN http://www.cqvip.com  
TM1137  
TP271.31

# 复合控制的液压同步系统研究\*

吴百海, 吴丹泉, 张绍裘, 吴小洪, 肖体兵, 刘建忠

(广东工业大学, 广州市 510090)

摘要: 本文提出了一种泵控和阀控补偿复合控制的新型同步系统, 分析了阀结构、控制方法、试验等问题, 该系统有高同步精度、高能量利用率等优点。

关键词: 同步; 阀控; 补偿; 正开口

## 1 前言

多个执行机构的液压系统, 几乎都有同步运行的技术要求。尤其在重载不平衡的工况下, 同步要求更为突出; 否则, 即会引起设备性能低劣、失效, 甚至会严重损坏。因此, 对同步系统的设计方案、控制方法、同步性能等方面的研究有重要的技术意义。

本文根据多年的实践和试验, 提出一种新型同步系统, 该系统在主油路上用泵控方式获得较高同步性能的基础上, 还设计了一个辅助阀控补偿系统。由于阀控补偿系统的高控制精度和快速动态响应补偿了主油路上因负载变化和不平衡以及泄漏等因素产生的同步误差, 从而使系统具有高同步精度和最大功率利用系数。

## 2 设计方案及工作原理

新系统如图 1 所示。在主油路(主系统)上, 由泵元件分别输入相同(或成比例)的流量到缸 5 及缸 6, 即用泵控方式实现了一定精度的同步动作。同时, 如改变泵元件的排量, 即可改变油缸活塞速度, 实现调速控制(有关泵控同步运行问题, 已有论文叙述, 这里不再详细介绍)。

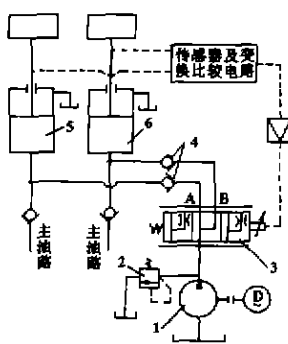


图 1

由泵源 1、溢流阀 2、控制阀 3、单向阀 4 等组成了阀控补偿系统。控制阀 3 可选用比例阀、电液伺服或机液伺服阀等件, 它的两个输出口 A、B 分别与主系统油路相接, 向油缸 5、6 补偿部分油液。当两缸因负载不平衡(泄漏及几何尺寸误差等因素, 而出现不同步运行时, 则由传感器、变换电路、比较电路等检测及比较, 得出的偏差值将作为控制信号, 驱动控制阀 3 的阀芯作微小位移(其传递路径如图上虚线所示), 此时阀口 A 或阀口 B 有液压油输入缸 5 或缸 6, 补偿两油缸的同步误差。因此, 新系统是由泵控主系统和阀控辅助系统组成, 是泵和阀复合控制的同步系统。

在主油路中, 每个油缸能自动适应负载力的变化, 是“变压式”系统, 其输出流量仅受容积效率的影响,

泵控、复合控制、液压同步补偿

不存在节流阀的“压力—流量特性”, 故其同步精度较高。而且, 无“节流效应”, 它的功率利用系数最高, 理论上其效率系数可达  $\eta \approx 1$ 。另外, 还应注意到, 由于泵的工作容积(总控制容积)大, 液压固有频率低(见公式  $\omega_n = \sqrt{\beta_e A^2 / (V_m)}$ ), 响应速度较低。又泵控流量增益在工作范围内近似为常数(仅由泵的变量摆角、几何参数决定), 由于泵控方式的流道简单、环节少, 其泄漏系数较小, 变化量亦小, 泵控机构可视为线性元件。

在补偿系统中, 采用阀控方式, 控制容积较小, 液压固有频率较高, 响应性能较好。但总存在压力—流量系数的影响, 即在负载的工作范围内变化时, 由于阀组必然会受到节流特性限制, 故非线性影响大。阀控方式还存在功率利用系数低的缺点。如在定量泵—溢流阀油源时, 最大效率仅为 38%。

在新系统中, 辅助阀控油路正好发挥了动态响应快、补偿灵敏的优点, 而主油路则有功率利用系数高, 能量损失小的特点。例如, 辅助补偿系统的功率设计为全系统功率的 10%, 该系统的功率利用系数理论上可达 93.8%。可见, 用泵控和辅助阀控的复合控制方式的同步系统, 在提高同步精度和合理利用能源方面都是十分有效的。

## 3 控制阀的选择与分析

### (1) 零开口三通阀

如图 2 所示, 这类阀的特点是通过阀口 A、B 作单向补偿, 即根据同步误差, 由电液转换或电磁转换或机械转换, 驱动阀芯位移  $x_v$ , 向缸 5 或缸 6 补偿液压油。

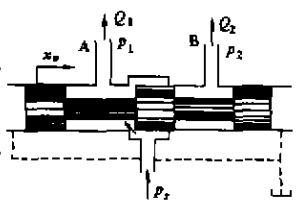


图 2

其补偿流量为

$$Q_1 = C_d W x_v \sqrt{2(p_s - p_1) / \rho} \quad (1)$$

或

$$Q_2 = C_d W x_v \sqrt{2(p_s - p_2) / \rho} \quad (2)$$

其中:  $C_d$ —流量系数;  $W$ —面积梯度;

$x_v$ —阀芯位移量;  $p_s$ —供油压力;

$p_1$ 、 $Q_1$  及  $p_2$ 、 $Q_2$ —分别为在两个主油路上的负载压力和流量。

\* 中国冶金总公司重大项目及广东省重点学科基金资助项目

由此可见，其补偿流量（ $Q_1$ 、 $Q_2$ ）与负载压力（ $p_1$ 、 $p_2$ ）成非线性关系。实际上，零开口阀仍有极小的遮盖量，存在较小死区，并且制造或改装较困难。

(2) 正开口三通阀

如图3所示，图上  $u$  为正开口量，此时，

$$Q_1 = C_d W (u + x_v) \sqrt{2(p_s - p_1) / \rho} \quad (3)$$

$$Q_2 = C_d W (u - x_v) \sqrt{2(p_s - p_2) / \rho} \quad (4)$$

由于补偿到主油路的流量  $Q_1$ 、 $Q_2$  是使两油缸产生“差动效应”，所以实际补偿到主油路的流量为两阀口流量之差值，定义为  $\Delta Q$ ，即

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_1 - Q_2 \\ &= C_d W \sqrt{2/\rho} [(u + x_v) \sqrt{p_s - p_1} - (u - x_v) \sqrt{p_s - p_2}] \end{aligned} \quad (5)$$

当主油路两缸负载相近时，即  $p_1 \approx p_2$ ，则  $p_s - p_1 \approx p_s - p_2$ ，则有，

$$\Delta Q \approx 2C_d W x_v \sqrt{2(p_s - p_1) / \rho} \quad (6)$$

对比式(1)和式(6)，可知正开口阀的实际补偿流量（当  $x_v$  为定值）为零开口阀的两倍。由于负载压力  $p_1$  与  $p_2$  经常会出现相差不大的工况，所以正开口三通阀的补偿灵敏度接近为零开口阀的两倍。又由于正开口阀的节流口的差动工作，非线性的互补作用较强，它的压力—流量特性的线性度也将比零开口阀改善许多。

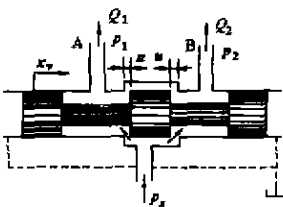


图3

(3) 四通阀

可以选用零开口或正开口的四通阀作为补偿流量的控制阀，其特性与零开口或正开口的三通阀相似。但在工作时（ $x_v \neq 0$ ），即会出现对一个油缸供油，而另一油缸泄油（返回油箱）。泄油的油缸则起“放出”能量的作用，故能量利用率降低。克服的方法，是对阀芯实行改装等方法，变为实质上的三通正开口或零开口阀。

负开口阀的死区大，不灵敏，且流量特性非线性，在补偿系统中没有必要选用。

4 控制信号

补偿系统的油液输出受控于同步运行误差信号，也就是检测得出的误差信号。但对于长行程的油缸是难以实现的。原因是大量程传感器难于制造及安装。经反复研究，用相对法检测，能很好解决该难题。

如图4所示，将光栅位移传感器的定尺固定在缸1上，而滑尺则借助连

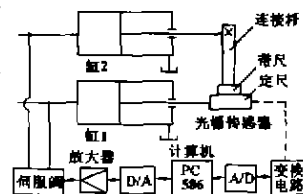


图4

杆固定于缸2上。运行时，若两缸是同步运行，则定尺与滑尺没有相对运动，读数头无信号输出；若两缸不同步运行，定尺与滑尺即有相对运动，读数头即有位移误差信号输出。误差信号经变换电路、模数转换器（A/D）送至计算机，由计算机按控制程序发出指令并经数模转换器（D/A）及比例放大器输入到伺服阀的电机转换元件（如比例电磁铁或力矩马达），驱动阀芯运动，产生流量输出，对油缸运行实现补偿作用。它们构成了一个自动补偿闭环控制系统。

用机械装置检测同步

误差，并进行反馈、比较的同步补偿控制原理如图5所示。若两缸出现位移误差时，例如缸1运行有微小的超前，弹簧的张紧力即通过钢带，使反馈杆绕支点顺时针旋转一个小角度，导致伺服阀的阀芯上移，阀口A节流作用增大，输出流量减小，缸1运行速度减慢；而阀口B节流作用减小，输出流量增大，缸2运行速度增快，结果两缸运行趋于同步运行。经试验验证，同步误差可小于0.1mm。

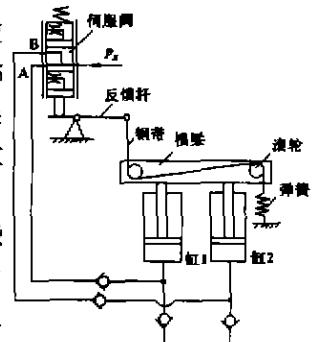


图5

用机械装置实现控制补偿作用，其结构简单，又可通过调整反馈杆的支点位置来改变反馈放大系数，达到最佳控制阀芯位移的目标，其传递路线简捷，将检测、反馈、比较等环节集结于一身。缺点是安装空间会受到设备条件的限制，环境因素（如温度影响、钢带变形）会降低其控制精度。

5 实验研究

新系统选择极限环境条件下，进行试验研究，以期能最大限度地未能考虑到的因素都“加入”试验中。试验系统的原理如图6所示。其中一组“对顶油缸”无加载，而第二组“对顶油缸”通过调整节流阀开口度来施加不同数值的负载，造成在大负载差的工况下反复运行，并作出对比分析。

图7是两组“对顶油缸”压力差为15MPa时对应的运动曲线。可见尽管两组油缸负载悬殊，但它们的运动曲线仍是十分平行的，即表明系统速度同步性能良好。缸1及缸2在负载产生很大变化时，由于实行阀控补偿，两缸的输入流量仍然保持“等量”关系，几乎不受负载变化、泄漏等因素影响，新系统的同步性能是较理想的。

图8是加载压力为15MPa实时检测到的同步误差曲线，其中最大误差为0.15mm，表明系统具有较理想的同步性能。同步相对误差的计算公式为：

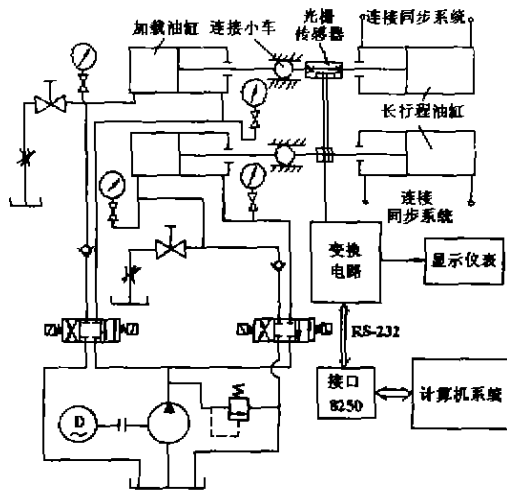


图 6

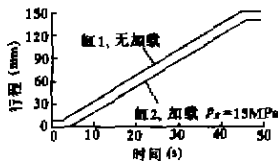


图 7

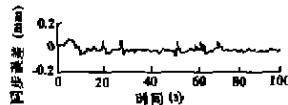


图 8

$$\Delta = \frac{1}{k} \cdot \sum_{n=0}^k \left( \frac{x_{n+1} - x_n}{\Delta t_n} - \frac{y_{n+1} - y_n}{\Delta t_n} \right) \cdot \frac{1}{v_1}$$

式中:  $n$ —采样次数 ( $n=0, 1, 2, \dots, k$ )

$k$ —采样总次数

$\Delta t_n$ —第  $n$  次采样时间间隔 (采样周期),

$$\Delta t_n = t_n - t_{n-1}$$

$x_n$ —第  $n$  次采样的无加载缸的位移

$y_n$ —第  $n$  次采样的加载缸的位移

$v_1$ —理论速度

由实际测量数据, 加载压力为 15MPa 时; 三次测量的系统相对同步误差为  $\Delta_1 = 0.0377\text{mm}$ ,  $\Delta_2 = 0.04\text{mm}$ ,  $\Delta_3 = 0.0531\text{mm}$ 。

上述试验系统中, 如果将形成加载压力的节流阀的开口度改用电控方式, 按某一规律变化或随机变化, 产生变化的外负载, 即可进行动态同步试验。

### 6 结束语

(1) 阀控补偿的闭环控制使系统获得高同步精度, 而主油路采用泵控方式, 充分利用液压能量, 效率高。因此, 复合控制方式的技术经济价值是显著的。

(2) 正开口阀, 由于节流口的差动工作, 其灵敏度高, 响应快, 且制造及改装容易。尽量增大该阀的面积梯度, 节流损失可以减小, 有利于提高能量利用系数。在生产实践中, 为避免对油液清洁度的苛刻要求, 采用电液比例阀为宜。

(3) 用相对法代替传统的绝对值同步误差检测, 避免了大量程传感器研制及安装的困难, 而且为鉴别同步性能提供了有效的新方法。

(4) 由于一个实用的生产系统, 最终还是靠“硬件”来实现, 仅靠“仿真”研究是不可能把难以估计的因素都“加入”试验中, 所以选择极限环境条件下进行试验研究或模拟试验, 其结果是最为“逼真”, 置信度最高, 设备可靠性最好, 坚持实验研究对大型、重型系统更是至关重要的。

### 参考文献

- [1] 吴百海等·高效重载多机构液压同步系统研究资料·广东工业大学科研处, 1997
- [2] Wu Baihai et al. Study on Hydraulic Synchro System for Multi-cylinders at High Difference Load. ISFP'95 (国际流体动力传动与控制论文集), 1995. 1
- [3] 吴小洪等·泵控多缸液压同步系统的研究及模拟试验·机床与液压, 1998, No. 3
- [4] 卢长耿等·液压控制系统分析与设计·机械工业出版社, 1991
- [5] 李 谋·位置检测与数显技术·机械工业出版社, 1993

收稿时间: 1999-07-30

(上接第 11 页)

(3) 在满足系统正常工作的前提下, 应尽量减少工作腔的容积。工作腔的容积由液压缸的工作腔容积和伺服阀至液压缸之间的管道容积组成。所以在保证液压缸有效行程的条件下, 应尽量减少无用的行程。此外, 还应尽量缩短伺服阀至液压缸之间连接管道的长度, 最好将伺服阀直接固定在液压缸上。

(4) 应在适当提高系统的供油压力与液压系统效率之间以及增大液压面积与减少阀缸间容积之间作出某种折衷。

(5) 系统背压阀的调整压力应调至 3MPa 左右。

### 参考文献

- [1] 黄 涛·异形坯连铸结晶器钢水液位控制系统的研究·重庆大学硕士学位论文, 1998

- [2] 刘能宏, 田树军·液压系统动态特性仿真·大连理工大学出版社, 1993

### 作者简介:

黄 涛, 男, 29 岁, 工程师, 硕士, 第二重型机械集团公司 (618013)

吕伟华, 女, 32 岁, 副教授, 重庆大学机械工程学院 (400044)

徐 霖, 男, 59 岁, 教授, 重庆大学机械工程学院 (400044)

于 今, 男, 34 岁, 副教授, 硕士, 重庆大学机械工程学院 (400044)

王晓岚, 女, 29 岁, 工程师, 硕士, 第二重型机械集团公司 (618013)

收稿时间: 1999 年-01-11