

三向地震模拟平台控制系统研究

江小霞

(集美大学轮机工程学院, 361021, 福建厦门)

摘要: 在对厦门科技馆三向六液压缸地震模拟平台系统分析的基础上, 针对 x 、 y 、 z 轴各液压缸往返运动的非线性, z 轴 4 个液压缸的同步难, 稳态误差大, 控制实时性要求高等问题, 采用参考面积比整定 x 和 y 轴往返运动的参数, 用实验法整定 z 轴 4 个液压缸往返运动的参数, 实现了各液压缸的非线性补偿. 用位移、位移差和速度差组成的双闭环结构动态修正 PID 参数的自适应算法, 实现了 z 轴 4 个液压缸的同步控制, 用零点补偿解决了液压系统的泄漏和液压缸死区造成的稳态误差, 用上下位机的计算机控制结构实现了多输入、多输出系统的实时控制.

关键词: 三向; 同步控制; 非线性补偿; 零点补偿; 实时

中图分类号: TP273 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)10-0016-06

Control System of Three-Direction Earthquake Simulation Platform

JIANG Xiaoxia

(School of Marine Engineering, Jimei University, Xiamen Fujian, 361021, China)

Abstract: By analyzing the hydraulic system of the earthquake simulation platform in Xiamen science and technology museum, a nonlinear compensation approach for three-direction six hydraulic cylinder system is proposed, where the reciprocating movement parameters along x and y axes are adjusted according to reference area ratios, and ones of 4 cylinders in z -direction are set by experiments, so the non-linear compensations for each cylinder are achieved. The double close loops system composing of position error and velocity error is employed to turn the PID parameters adaptively. In addition, the steady errors caused by the leakage and dead-zone of the hydraulic cylinder can be compensated with zero compensation method. The whole algorithm is implemented on a host-servo MIMO real time control.

Keywords: three-direction; synchronization control; nonlinear compensation; zero compensation; real time

国外于 20 世纪 40 年代首次在土木工程上利用地震模拟平台来模拟地震的作用^[1]. 20 世纪 60 年代以后, 地震模拟振动平台开始广泛应用于工程研究^[2]. 20 世纪 80 年代, 我国开展了地震模拟振动平台的研究工作, 并获得成功^[3]. 模拟平台的驱动主要有电动方式和电液伺服控制方式. 由于电液伺服控制方式具有低频时推力大、位移大、重量轻、体积小等特点, 目前被广泛应用^[4], 例如大型船舶浆舵安装平台、港口机械等.

测试地震波大多数记录的是东西、南北和纵向振动波形, 将水平方向(东西或南北方向)振动的加速度作为地震裂度. 地震模拟平台是一个多输入、多输出系统, 必须对三维坐标同时进行控制, 而电液伺服控制系统呈现出非线性特性, 系统响应要求比较快. 为了使平台真实地反映地震环境, 必须有一个完善的控制系统.

在电液伺服控制系统设计时, 采用基于工作点附近的增量线性化模型对系统进行综合分析, 以位

移控制为基础的 PID 控制技术因其控制规律简单而被广泛运用^[5]. 在针对液压控制回路进行同步控制设计时, 有综合位置同步控制和力跟踪控制的算法^[3,6-7], 也有补偿同步偏差的同步控制方法^[8].

1 地震模拟平台

厦门科技馆的地震模拟平台采用三向六液压缸

的模拟振动液压控制系统, 平台主要由液压油源、比例伺服阀与液压缸组成的动力机构、3 层钢结构移动平台、操作台和计算机控制系统组成. 液压油源由液压泵站、蓄能器组、冷却系统等组成. 3 层钢结构平台可以实现水平和垂直方向上的三维空间运动, 如图 1 所示.

模拟平台最下层为 z 轴, 装有 4 个垂直方向的

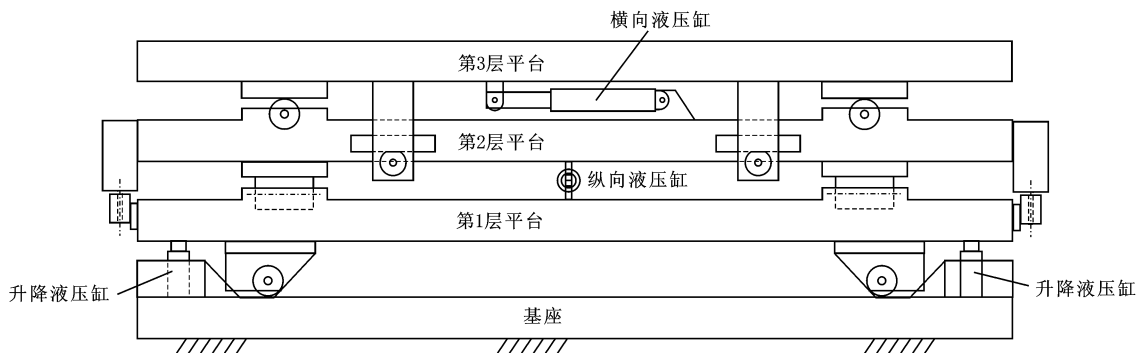


图 1 3 层移动钢结构平台

液压缸, 分别在基座的 4 个角; 最上层为 x 轴, 有 1 个左右移动的液压缸; 中间层为 y 轴, 有 1 个前后移动的液压缸. x 和 y 轴液压缸布置在平台与平台间的平面中. 这 6 个液压缸均采用比例伺服阀控制. 由于系统有多个自由度的振动, 因此每个加振器两端均连接一个能自由转动的球头, 球头除了要传递自由度的输出力之外, 还要有足够的转动角度, 可以减小摩擦力作用. $5\text{ m} \times 4\text{ m} \times 3\text{ m}$ 的钢结构房屋固定于第 3 层平台上.

液压系统原理如图 2 所示. $Z1 \sim Z4$ 、 $X1$ 、 $Y1$ 为 6 个比例伺服液压缸, z 轴的 4 个缸下是外控的平衡阀, 可使平台不至于因自重而下降, 纵向油缸上升时液压油可以自由通过, 下降时外控的压力升高平衡阀打开使液压油回油箱. 通过平衡阀控制平台下降

的速度, 使平台下降过程更加平稳.

2 控制策略

因为 3 个坐标方向的受力情况不同, 控制方式也不一样. 由于比例伺服阀存在死区, 同时各液压回路存在不同情况的泄漏, 因此对各液压缸的控制必须克服死区和泄漏所引起的稳态误差. 综上所述, 系统的 x 和 y 轴可以采用常规 PID 控制, 而 z 轴采取同步控制方式, 这样才能保证系统正常可靠地工作.

2.1 受力分析

震动平台的液压缸安排在不同的运动层上, 因此所承受的压力是不相同的.

惯性力

$$F_m = m_i a$$

滚动摩擦力

$$F_f = 0.05 m_i g$$

无杆腔输出力

$$F_1 = p_1 A_0$$

有杆腔输出力

$$F_2 = p_2 (A_0 - A_1)$$

式中: a 为运动加速度; g 为重力加速度; m_i 为运动部件的质量; F_f 为滚动摩擦力; p_1 、 p_2 为液压缸无杆腔和有杆腔的压力; A_0 为液压缸内腔面积; A_1 为活塞面积.

各轴往返运动方程如下. x 轴向左运动(无杆腔)

$$p_{x1} A_{x0} - 0.05 m_x g = a_{x1} m_x \quad (1)$$

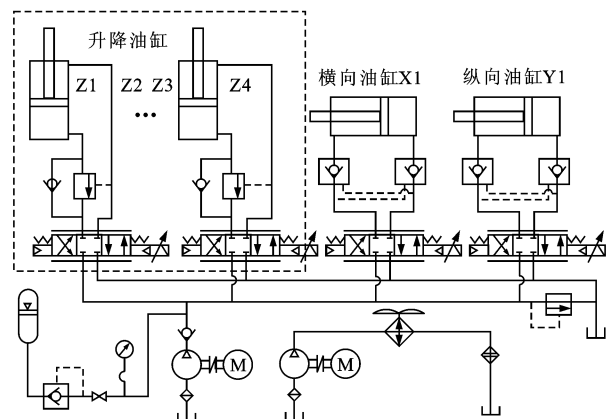


图 2 液压系统原理

x 轴向右运动(有杆腔)

$$p_{x2}(A_{x0} - A_{x1}) - 0.05m_x g = a_{xr}m_x \quad (2)$$

y 轴向后运动(无杆腔)

$$p_{y1}A_{y0} - 0.05m_y g = a_{yl}m_y \quad (3)$$

y 轴向前运动(有杆腔)

$$p_{y2}(A_{y0} - A_{y1}) - 0.05m_y g = a_{yl}m_y \quad (4)$$

z 轴向上运动(无杆腔)

$$p_{z1}A_{z0} - 0.05(m_z/4)g - (m_z/4)g = a_{zu}(m_z/4) \quad (5)$$

z 轴向下运动(有杆腔)

$$p_{z2}(A_{z0} - A_{z1}) - 0.05(m_z/4)g + (m_z/4)g = a_{zd}(m_z/4) \quad (6)$$

式中: p_{x1} 、 p_{x2} 、 p_{y1} 、 p_{y2} 、 p_{z1} 、 p_{z2} 分别表示 x 轴、 y 轴、 z 轴的液压缸无杆腔和有杆腔的压力; A_{x0} 、 A_{x1} 、 A_{y0} 、 A_{y1} 、 A_{z0} 、 A_{z1} 分别表示 x 轴、 y 轴和 z 轴的液压缸和活塞面积; a_{x1} 、 a_{xr} 、 a_{y1} 、 a_{yl} 、 a_{zu} 、 a_{zd} 分别表示 x 轴向左和向右、 y 轴向前和向后、 z 轴向上和向下运动的加速度; m_x 、 m_y 、 m_z 分别表示 x 轴、 y 轴和 z 轴的质量。

从式(1)~式(4)可知, x 和 y 轴往返运动时摩擦力相同,但由于 x 轴、 y 轴有杆腔和无杆腔面积比 $(A_0 - A_1)/A_0$ 不为1,所以往返运动呈非线性。根据面积比选取不同的参数,控制 x 和 y 轴的往返运动,实现非线性补偿的目的。

从式(5)、式(6)可知, z 轴上下运动时摩擦力相同,但重力对 z 轴上下运动的影响不同,采用实验法选取4个液压缸往返运动控制参数的初始值,以达到非线性补偿的目的。

2.2 z 轴的同步控制

从式(5)和式(6)可以看出,在地震平台保持水平(理想情况)、向上和向下运动时在液压缸产生的压力相同的情况下,所受的合力是不相同的,即向上和向下运动的加速度、速度是不相同的。由于 z 轴的4个液压缸参数相同,又采用了相同厂家的比例伺服阀和比例伺服放大器,因此在平台整体受力均匀的理想状态下,每个液压缸受力无论是上升还是下降都是相同的。但是,实际情况却不然,4个液压缸的受力不可能相同,其原因是:①平台钢板的绝对均匀是不存在的;②房间物品的摆放及体验地震人员的分布不均匀;③从图1可以看出, x 和 y 轴往返运动时第2层和第3层平台往返运动造成3层钢板的重心发生改变, z 轴各液压缸承受的力也发生改变;④虽然 z 轴各液压缸和比例伺服阀等参数相同,但是实际运行会存在一定的差异;⑤由于各液压缸

受力的不同,使得各轴运行加速度、速度和位移不同,这造成了平台空间几何位置的不同,使得 z 轴各液压缸的不同步现象更加严重。

由于负载大小和位置不完全确定, z 轴4个液压缸的数学模型难以建立,另外由于系统是多输入、多输出,控制的实时性要求算法不能太复杂。被控量可以采用力、加速度、速度和位移,但采用加速度或速度作为被控参量,较小的误差就会带来较大的位移误差,影响系统的同步性,因此选用位移作为被控参量。

为了 z 轴各液压缸同步运行,在每个液压缸独立同时控制外,以其中一个液压缸的运行情况作为基准,用该液压缸与其他3个液压缸的位移差和速度差动态校正其他3个缸的PID参数,使4个缸的运行保持一致。对于位置控制来说,位移差的校正是滞后的控制,而速度差的校正则是超前的控制。

设Z1为标准运行液压缸,Z2为除Z1之外其余3个液压缸中的任意一个液压缸,Z1、Z2控制系统框图如图3所示,Z3和Z4与Z2一致。

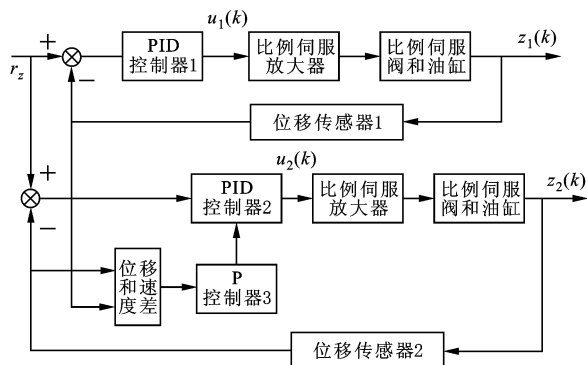


图3 Z1、Z2缸的控制系统框图

r_z 为 z 轴的给定信号, $z_1(k)$ 和 $z_2(k)$ 分别为Z1和Z2的位移反馈。基于液压缸Z1的控制量 $u_1(k)$ 的递推输出为

$$e_1(k) = r_z(k) - z_1(k) \quad (7)$$

$$K_{p1} = \begin{cases} K_{p1-} & e_1(k) < 0 \\ K_{p1+} & e_1(k) \geq 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$u_1(k) = K_{p1} \left\{ e_1(k) + K_{i1} \sum_{i=0}^k e_1(k) + K_{d1} [e_1(k) - e_1(k-1)] \right\} \quad (9)$$

式中: K_{p1} 、 K_{i1} 和 K_{d1} 为PID控制器1的比例、积分和微分参数; $e_1(k)$ 为Z1的偏差; $r_z(k)$ 为系统给定; $z_1(k)$ 为反馈; K_{p1+} 和 K_{p1-} 分别为Z1上升和下降时的比例系数。

对于 Z2 的控制量 $u_2(k)$ 的递推输出式为

$$e_2(k) = r_z(k) - z_2(k) \quad (10)$$

$$K_{p2-}(0) = K_{p2-} \quad (11)$$

$$K_{p2-}(k) = K_{p2-}(k-1) + \delta[z_2(k) - z_1(k)] + \epsilon[v_2(k) - v_1(k)] \quad (12)$$

$$K_{p2+}(k) = K_{p2+}(k-1) + \delta[z_1(k) - z_2(k)] + \epsilon[v_1(k) - v_2(k)] \quad (13)$$

$$K_{p2}(k) = \begin{cases} K_{p2-}(k) & e_2(k) < 0 \\ K_{p2+}(k) & e_2(k) \geq 0 \end{cases} \quad (14)$$

$$u_2(k) = K_{p2}(k) \{ e_2(k) + K_{i2} \sum_{i=0}^k e_2(i) + K_{d2} [e_2(k) - e_2(k-1)] \} \quad (15)$$

式中: $K_{p2}(k)$ 、 K_{i2} 和 K_{d2} 为 Z2 的 PID 控制器 2 的比例、积分和微分参数; $z_1(k)$ 和 $z_2(k)$ 为两个液压缸的位移反馈; $v_1(k)$ 和 $v_2(k)$ 为两个液压缸的运行速度; δ 和 ϵ 分别为位移差和速度差的校正因子; K_{p2+} 和 K_{p2-} 为系统在阶跃输入情况下整定的初始参数. $K_{p2}(k)$ 是时变参数, 用 Z2 与 Z1 的位移和速度差进行实时修正. 这种双闭环的系统结构对不同频率和不同幅值的信号实现了自适应的同步控制.

Z3 和 Z4 液压缸采用与 Z2 一样的同步控制方式.

2.3 系统零点补偿

液压系统存在一定的泄漏, 因此系统在开环时, 在没有控制量输入的情况下, 液压缸会产生微小的移动, 使系统在闭环时有较大的稳态误差. 为了克服泄漏对系统的影响, 在控制每个液压缸时均采用系统零点补偿^[9].

通过实验的方法测出每一个液压缸运动的零点补偿值. 采用负反馈控制, 测出定值 $r_i(k)$ 控制下的反馈值 $y_i(\infty)$, 对于 x 轴和 y 轴补偿值为

$$c_i = r_i(k) - y_i(\infty) \quad i = 1, 2$$

式中: $i=1$ 为 x 轴; $i=2$ 为 y 轴.

由于 z 轴要求同步运动, 因此 z 轴的 4 个液压缸的零点补偿值在同时同向运动中采用 $c_j = z_r(k) - z_j(\infty)$, 不断调整 4 个补偿值, 直至 4 个液压缸在某定值控制下的稳态小于 1 mm 为止, 其中 $j=1, 2, 3, 4$, 分别代表 z 轴的 4 个液压缸. 6 个液压缸的控制量输出时分别加上各自的补偿值实现零点补偿.

3 控制系统设计

整个系统要求控制 6 个液压缸同时运动, 系统的实时性要求比较高, 因此采用 PLC 和工控机组成的上下位机结构. PLC 作为下位机控制液压站和操作台的工作, 工控机作为上位机控制 3 个坐标轴的

6 个液压缸的运行, 上位机和下位机通过 RS-232C 串行口进行通信, 采用标准 ModenBus 的通信协议. 控制系统的结构如图 4 所示.

系统采用美国国家仪器有限公司的数采卡 PCI6221 和 PCI6229, 用 6 个位移传感器反馈 3 个坐标轴的 6 个液压缸的位移信号, 采用 Atos 公司的比例伺服阀和比例伺服放大器.

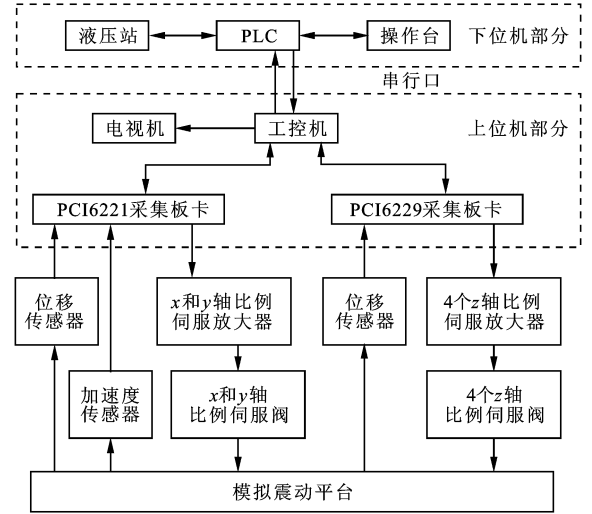


图 4 地震平台控制结构图

4 软件设计

采用 LabVIEW 作为开发软件平台, 用模块化的设计方法进行设计, 同时考虑实时性要求, 主程序流程如图 5 所示. “开机”、“就绪”、“系统调试”、“起震”和“结束”为操作台上的键, 操作台上还有 4 个震动波形选择键, 可选择 4 种不同裂度的地震波形.

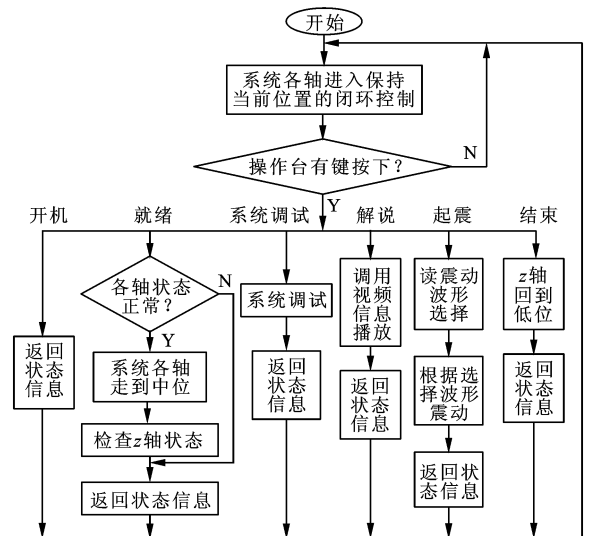
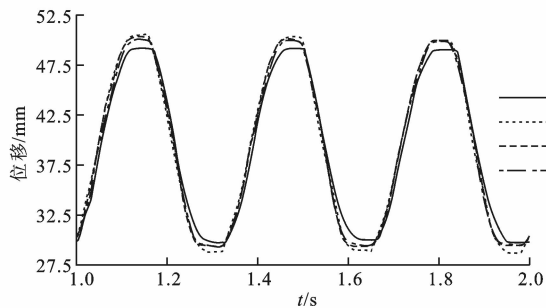


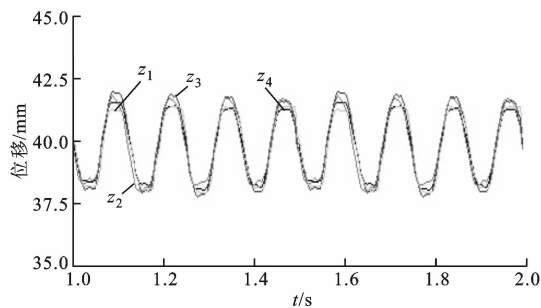
图 5 软件流程图

5 控制效果

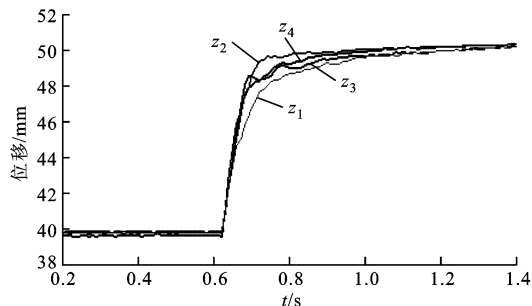
图6为实验效果图,图6c为 z 轴的阶跃响应在平台处于中位(40 mm)时,在给定10 mm位移下产



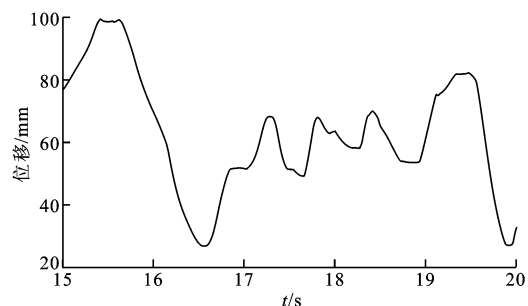
(a) z 轴 3 Hz 响应



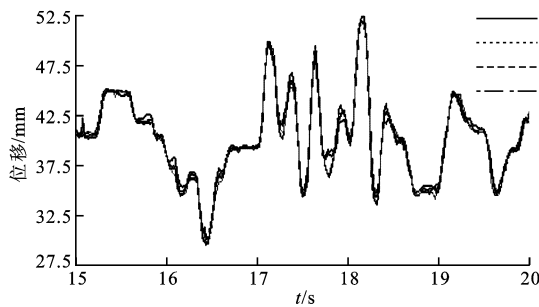
(b) z 轴 8 Hz 响应



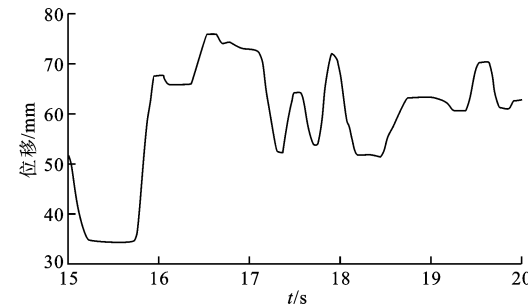
(c) z 轴阶跃响应



(d) x 轴振动



(e) z 轴振动



(f) y 轴振动

图6 实验效果图

从图6a、6b中看出, z 轴在3 Hz和8 Hz正弦输入的情况下同步误差小于等于 ± 0.5 mm,同步效果良好.从图6中可以看出,在不同的频率和幅值的情况下,响应曲线没有偏心,即以40 mm作为中心,上下幅值基本相同,说明上下运行速度基本一致,非线性补偿效果良好.

图6d~6f为一次地震波的实验,从中可以看出,采用本系统的计算机控制结构实时性较好,可以实现3轴6液压缸同时控制,并且 z 轴对不同频率、不同幅值的信号的同步响应效果良好.

生的响应.从图中可以看出, z 轴的稳态误差小于1 mm,上升时间约为75 ms,系统的零点补偿效果很好.以其中一个轴作为基准,在阶跃响应中同步误差小于等于 ± 1 mm.

6 结论

在对厦门科技馆3向6液压缸地震平台液压系统分析的基础上,采用多种方法较好地解决了地震模拟平台的控制问题,可为多变量液压系统的同步控制提供参考.主要控制策略有:

(1) x 轴和 y 轴的液压缸采用参考面积比整定往返运动的参数, z 轴采用实验法整定往返运动的参数,很好地解决了各缸的非线性问题;

(2) z 轴采用位移、位移差和速度差组成的双闭环控制结构,采用动态修正PID参数的自适应控制

算法,达到 4 个液压缸同步运动的要求,使系统对不同频率、不同幅值的地震波的控制有较好的自适应能力;

(3)采用实验方法找出各液压缸控制系统的零点,通过零点补偿有效地克服了各液压缸的泄漏和死区带来的稳态误差大的问题;

(4)计算机控制系统采用上、下位机的结构,提高了系统实时性;

(5)上位机采用 LabVIEW 作为开发平台,系统界面友好.

参考文献:

[1] WILLIAMS M S, BLAKEBOROUGH A. Laboratory testing of structures under dynamic loads; an introductory review [J]. Phil Trans R Soc Lond; A, 2001, 359 (1786): 1651-1669.

[2] 王燕华, 陈文灏, 陆飞, 等. 地震模拟振动台的发展 [J]. 工程抗震与加固改造, 2007, 29(5): 53-56, 67. WANG Yanhua, CHENG Wenrang, LU Fei, et al. Development of the shaking table[J]. Earthquake Resistant Engineering and Retrofitting, 2007, 29(5): 53-56, 67.

[3] 贾丽花. 电液伺服地震模拟振动台控制算法的研究与实现[D]. 北京: 北京交通大学电子信息工程学院, 2007.

[4] 陈建秋. 六自由度模拟地震振动台台面控制原理研究 [J]. 广州大学学报(自然科学版), 2006, 5(3): 75-79.

CHEN Jianqiu. Analysis of DOF and table control of seismic simulation system[J]. Journal of Guangzhou University: Natural Science Edition, 2006, 5(3): 75-79.

[5] CLARKE D W. PID algorithms and their computer implementation [J]. Trans Instn of Measurement and Control, 1984, 6(6): 305-316.

[6] 李长春, 孟亚东, 刘晓东, 等. 电液伺服系统的同步控制研[J]. 兵工学报, 2007(6): 765-768. LI Changchun, MENG Yadong, LIU Xiaodong, et al. Motion synchronization of electro-hydraulic servo system [J]. Acta Armamentarii, 2007(6): 765-768.

[7] LI K. Electro-hydraulic proportional control of twin-cylinder hydraulic elevators [J]. Control Engineering Practice, 2001(4): 367-373.

[8] 杨德荣, 权龙. 用电液伺服阀补偿同步偏差的同步控制方法[J]. 液压与气动, 2001(9): 7-9. YANG Delong, QUAN Long. A synchronous control method by using electronic-hydraulic servo valve to compensate synchronous error [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2001(9): 7-9.

[9] 江小霞, 卢长耿. 热连轧机液压压下系统的动态测试系统的研究[J]. 液压与气动, 2006(4): 7-9. JIANG Xiaoxia, LU Changgeng. Study on the dynamic testing system of hot rolling mill's hydraulic pressure down system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2006(4): 7-9.

(编辑 杜秀杰)