液压矫直机液压伺服系统动态特性分析比较

韩贺永,黄庆学,张 洪,王建梅,李玉贵

(太原科技大学 重型机械教育部工程研究中心,太原 030024)

摘 要:根据矫直机矫直原理和矫直工艺要求设计了全液压矫直机液压伺服系统,在此基础上采用非对称伺服阀加位移传感器控制非对称液压缸位移的方法达到了矫直钢板的目的。通过求解出非对称阀控制非对称液压缸的系统传递函数和非对称阀控制恒背压液压缸系统的传递函数,用 Hyvos 软件仿真分析液压缸两种位置控制效果。通过仿真可以发现:非对称阀控制非对称缸的控制效果明显优于非对称阀控制背压缸。同时通过现场生产样机的液压缸位置控制精度和钢板平直度证实该液压系统的设计是先进的。研究结果对非对称阀控制非对称缸的设计、仿真及控制具有指导意义。

关键词:液压传动与控制;液压矫直机;液压系统模型;位置控制

中图分类号:TH137 **文献标志码**:A **文章编号**:1671-5497(2012)02-0372-05

Analysis and comparison of dynamic characteristics of hydraulic leveler servo system

HAN He-yong, HUANG Qing-xue, ZHANG Hong, WANG Jian-mei, LI Yu-gui

(*Heavy Machinery Engineering Research Center of the Ministry of Education, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan* 030024, *China*)

Abstract: A hydraulic servo system was designed for the full hydraulic hot leveler according to the straightening principle and the processing requirements. The straightening of plate was realized by control of the displacement of the unsymmetrical cylinder with application of the unsymmetrical servo valve and the displacement sensor. By solving the transfer functions of the unsymmetrical valve to control the unsymmetrical hydraulic cylinder and the constant back-pressure cylinder system, both position control effects of the hydraulic cylinder were analyzed by the simulation software Hyvos. It was found that the former control is obviously better than latter. The hydraulic cylinder position control precision and the plate workpiece straightness obtained in the production prototype validated the designed system. The results provide a guide for the design, simulation and control of the unsymmetrical hydraulic cylinder controlled by the unsymmetrical valve.

Key words: hydraulic transmission and control; hydraulic hot leveler; hydraulic system model; position control

目前中厚板全液压矫直机多为国外设计制造,国外厂家对矫直机的核心部分——液压系统和电气控制系统进行了严格保密,这就严重制约了我国冶金行业的发展[1-2]。

收稿日期:2010-03-14.

基金项目:"973"国家科技发展规划项目(2011CB612204);国家自然科学基金项目(51105264,51104104).

作者简介:韩贺永(1982-),男,博士研究生.研究方向:液压伺服系统动态特性. E-mail:wjhhy123@yahoo.com.cn

新型结构的全液压矫直机是为江西新余钢铁有限公司 4300 mm 中厚板线设计的 3200 t 热矫直机，该机液压系统已获得发明专利(ZL200910073655.0)[3]。矫直机液压系统是一个四自由度耦合的多变量系统，核心是 4 个液压缸的位置控制，包含四缸同步、入口侧两缸和出口侧两缸倾斜等功能。目前国外西马克、德马克的液压矫直机所采用的液压系统为伺服阀 A 口连接液压缸的无杆腔，B 口封死，液压缸有杆腔由减压阀提供恒定背压[4]。本文研究的液压系统为去掉背压，伺服阀的 B 口直接连接液压缸的有杆腔。其优点是能够提高液压系统的固有频率和液压缸的响应速度，同时便于简化液压伺服系统的传递函数。为验证两种方法的控制效果，在设计液压系统时保留了液压缸恒背压的方案。采用背压时只需把伺服阀 B 口前球阀打开，关闭背压球阀；需要采用背压控制时只需相反操作即可。这样就可以验证两种方法在同一液压系统中的优缺点。同时依据液压系统的特点编译相应的控制程序，从而打破国外企业对我国轧制和矫直技术的垄断。此种形式的矫直机已在国内多家大型国有钢厂成功运用，受到用户的好评。

1　矫直机液压系统数学模型

1.1　基本模型

全液压矫直机的单缸液压系统原理如图 1 所示，其简化后的系统模型如图 2 所示，主要由非对称四边滑阀和非对称液压缸组成。

要推导液压系统的传递函数就要推导出液压控制阀的流量方程、液压缸流量连续性方程和液压缸与负载的力平衡方程[5]。本文所研究的非对

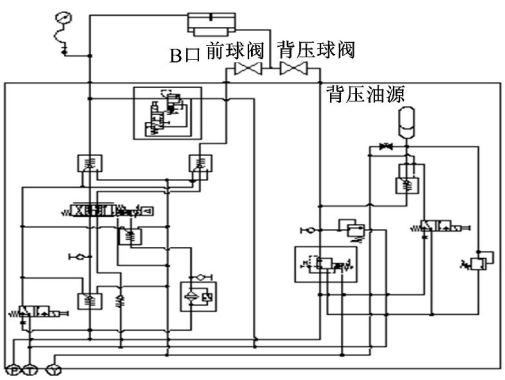


图 1　液压系统原理图

Fig. 1　Principle of hydraulic system

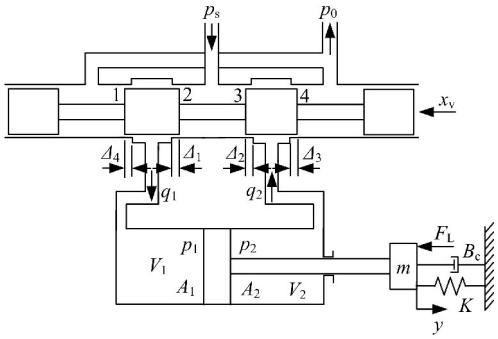


图 2　非对称阀控制非对称缸原理图

Fig. 2　Principle of unsymmetrical cylinder controlled by unsymmetrical valve

称四通阀指的是液压油的进出节流窗口的面积梯度成一定比例，即

$$w_1/w_2 = n \tag{1}$$

式中：w_1 为阀口 1 和 2 的面积梯度；w_2 为阀口 3 和 4 的面积梯度；n 为不大于 1 的常数。

当 $n<1$ 时，滑阀为非对称阀；当 $n=1$ 时，滑阀为普通意义上的对称阀[6]。非对称阀是在对称阀基础上改进而来，是对称阀的一种特殊情况。

因为单作用液压缸的伸出和缩回分析过程是一样的，为了与恒背压液压缸进行动态特性对比分析，在此仅对液压缸的伸出运动进行分析，对液压缸有

$$A_2/A_1 = m \leqslant 1 \tag{2}$$

式中：A_1 为液压缸无杆腔的有效作用面积；A_2 为液压缸有杆腔的有效作用面积。

1.2　阀的负载压力和流量方程

液压缸在稳定时满足力平衡方程

$$F_L = p_1A_1 - p_2A_2 \tag{3}$$

式中：p_1 为液压缸无杆腔的压力；p_2 为液压缸有杆腔的压力；F_L 为液压缸的负载。

由式(3)得：

$$p_L = \frac{F_L}{A_1} = \frac{p_1A_1 - p_2A_2}{A_1} = p_1 - mp_2 \tag{4}$$

$$p_1 = \frac{mp_s + p_L}{1+m};\ p_2 = \frac{p_s - p_L}{1+m}$$

液压缸的输出功率为

$$N = p_1q_1 - p_2q_2 = \left(p_1 - \frac{A_2}{A_1}p_2\right)q_1 = p_Lq_1$$

因此负载流量为[7]

$$q_L = q_1 \tag{5}$$

当液压缸向右运动时

$$q_L = q_1 = C_dW_1x_v\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_1)} =$$

$$C_d W_1 x_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_L)}{\rho(1+m)}} \tag{6}$$

式中：C_d 为阀口的流量系数；W_1 为阀口的面积梯度；x_v 为阀芯位移；p_s 为系统供油压力。

在平衡点 p_{l0}、x_{v0} 处线性化，并略去增量符号得到：

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \tag{7}$$

式中：K_q 为流量增益

$$K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} = C_d W_1 \sqrt{\frac{2(p_s - p_L)}{\rho(1+m)}} \tag{8}$$

K_c 为流量-压力系数

$$K_c = -\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} = \frac{C_d W_1 x_v}{\sqrt{2\rho(1+m)(p_s - p_L)}} \tag{9}$$

当采用背压方案时，流量增益为

$$K_q' = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} = C_d W_1 \sqrt{\frac{2(p_s - p_L)}{\rho(1+m)}} = C_d W_1 \sqrt{\frac{2p_2}{\rho(1+m)}}$$

流量-压力系数 K_c' 为

$$K_c' = -\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} = \frac{C_d W_1 x_v}{\sqrt{2\rho(1+m)p_2}}$$

为使系统效率达到最高，在设计时取负载压力为[8]

$$p_L = \frac{2}{3} p_s, p_s \approx 30\ \text{MPa}$$

而国外厂家设计矫直机时通常设定液压缸的背压压力为

$$p_2 \approx 3.5 \sim 5\ \text{MPa}$$

通过比较很容易发现，K_q 比 K_q' 大很多，K_c 比 K'_c 小很多。在液压伺服系统中，流量增益越大，阀对负载流量的控制越灵敏，响应速度越快；流量压力系数越小，系统抵抗负载变化的能力越大。从这两个参数中就能看出，采用伺服阀控制液压缸两腔的方法要比采用液压缸有杆腔恒背压控制的方法好。

1.3 液压缸流量连续性方程

由于阀安装在液压缸上，管道中的压力损失和管道动态以及液压缸的内外泄漏可以忽略，油温和体积弹性模量均为常数。经过简化可得液压缸流量连续性方程[9]：

$$Q_L = A_1 \frac{dx_p}{dt} + C_{tp} p_L + \frac{V_t}{2\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \tag{10}$$

式中：C_{tp} 为液压缸内泄漏系数；β_e 为油液体积弹性模量；V_t 为液压缸控制腔的容积。

由拉氏变换得

$$Q_L = A_1 s x_p + C_{tp} p_L + \frac{V_t}{2\beta_e} s p_L \tag{11}$$

1.4 活塞和负载的力平衡方程

液压动力元件的动态特性受负载特性的影响。负载力一般包括惯性力、黏性阻尼力、弹性力和任意外负载力。

该系统的力平衡方程为

$$A_1 p_L = m_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L \tag{12}$$

式中：m_t 为活塞及负载折算到活塞上的总质量；B_p 为活塞及负载的黏性阻尼系数；K 为负载弹簧刚度；F_L 为作用在活塞上的任意外负载力。

由拉氏变换得

$$A_1 p_L = m_t s^2 x_p + B_p s x_p + K x_p + F_L \tag{13}$$

由式(7)(11)(13)消去中间变量，求得阀芯输入位移和外负载力同时作用时液压缸活塞的总输出位移，得到其传递函数为

$$Y(s) = \frac{\frac{K_q}{A_1} X_V(s) - \frac{K_{ce}}{A_1^2}\left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s\right) F(s)}{\frac{mV_t}{4\beta_e A_1^2} + \left(\frac{mK_{ce}}{A_1^2} + \frac{B_p V_t}{2\beta_e A_1^2}\right) s^2 + cs + d}$$

式中：$K_{ce} = K_C + C_{tp}$ 为总的流量-压力系数；

$$c = 1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_1^2} + \frac{KV_t}{4\beta_e A_1^2}, d = \frac{KK_{ce}}{A_1^2}$$

此时的液压固有频率为

$$\bar{\omega}_h = \sqrt{\frac{2\beta_e A_1^2}{V_t m_t}}$$

当采用液压缸恒背压方法时，伺服阀只控制液压缸的无杆腔，此时液压固有频率为

$$\bar{\omega}_h = \sqrt{\frac{\beta_e A_1^2}{V_t m_t}}$$

可见，前者的液压固有频率是后者的$\sqrt{2}$倍。

1.5 位移传感器的传递函数

位移传感器采用美国 MTS 公司生产的传感器，分辨率为 1 μm，Output：SSI，25 bit。由于这种传感器的响应频率远远大于整个系统的响应频率，故其传递函数可以认为是比例环节。

$$U_g = k_f Y(s) \tag{14}$$

式中：k_f 为位移传感器的增益。

2 液压系统的仿真

根据液压系统的原理图采用 Hyvos 软件进

行仿真。仿真模型如图 3 所示。根据实际情况设定 $F_L = 6 \times 10^6$ N，液压缸阶跃位移为 0.1 mm，然后分别采用非对称阀控制非对称缸方法和非对称阀控制背压缸方法模拟系统的阶跃响应曲线。通过模拟的曲线图 4 和图 5 可以得到上升时间（阶跃响应曲线从位移稳态值的 10%上升到 90%所需的时间）基本一样，但图 4 的动态位置控制精度明显比图 5 的好。原因是在非对称阀控制非对称缸的液压系统中，非对称阀对负载流量的控制比较灵敏。通过仿真证明采用非对称阀控制非对称缸的方法比非对称阀控制背压缸的方法在动态控制效果上好很多。

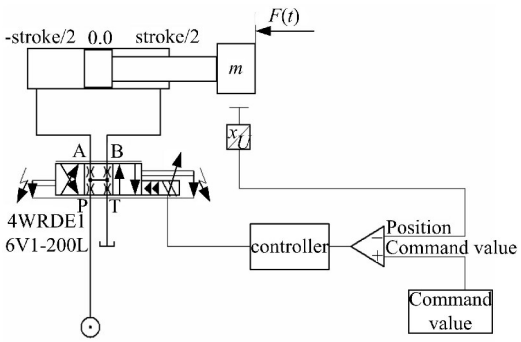


图 3　液压系统模型图

Fig. 3　Modal of hydraulic system

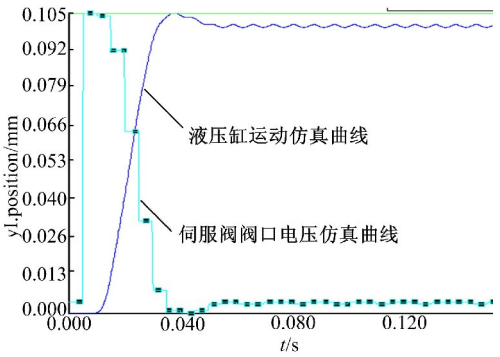


图 4　非对称阀控制非对称缸阶跃响应曲线

Fig. 4　Step response curve of unsymmetrical cylinder controlled by unsymmetrical valve

通过对两种液压系统的仿真可以看出，采用非对称阀控制非对称缸的方法是正确可行的，而且系统的响应速度和控制精度都能满足要求。同时通过仿真还能确定系统各参数的范围，为实际调试打下基础。

3　实　验

所有实验均在为江西新余钢厂设计制造的全液压矫直机设备上进行。为了准确地测量全液压

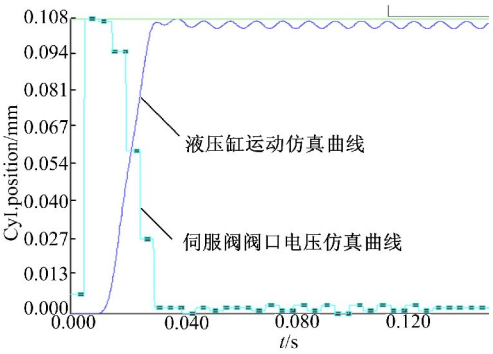


图 5　非对称阀控制恒背压缸阶跃响应曲线

Fig. 5　Step response curve of constant back pressure cylinder controlled by unsymmetrical valve

矫直机液压缸的响应曲线和控制精度，在液压缸上安装 HYDAC 压力传感器、MTS 位移传感器和 REXTROH 高频响伺服阀以便得到准确数据。所有检测信号直接进入伺服控制专用模块，此模块信号传输速度为 2 ms/次，这样所有信号都能非常精确地被采集到。为检验系统仿真的正确性，调整液压系统溢流阀的压力使矫直机液压缸的输出力达到 600 t，液压缸的设定位移为 0.1 mm，采集时间约为 50 ms。从图 6 和图 7 可以看出，采用非对称阀控制非对称缸系统的上升时间

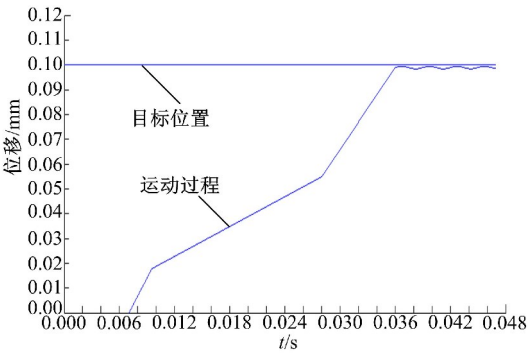


图 6　非对称阀控制非对称缸实际响应曲线

Fig. 6　Actual response curve of unsymmetrical cylinder controlled by unsymmetrical valve

为 36 ms 左右，液压缸位置控制在 0.098～0.1 mm；采用非对称阀控制恒背压缸的系统上升时间为 46 ms 左右，液压缸的位置控制在 0.09～0.095 mm。

4　结束语

仿真结果表明，采用非对称阀控制非对称缸的液压系统的流量增益、流量-压力系数和系统固有频率比非对称阀控制恒背压缸的系统高。通过实验表明，非对称阀控制非对称缸系统的位置控

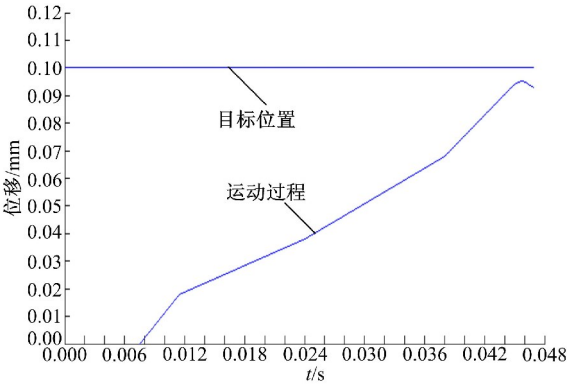


图7 非对称阀控制恒背压缸实际响应曲线

Fig. 7 Actual response curve of constant back pressure cylinder controlled by unsymmetrical valve

制精度要比非对称阀控制恒背压缸系统高5%～10%,阶跃响应上升时间快10 ms左右。采用非对称阀控制非对称缸的方法能够满足许多大流量高频响设备对液压系统的要求[10-12]。采用此种方法能够降低液压系统对伺服阀和液压缸的频响要求,同样的国外设备其伺服阀至少要求为MOOG公司D663-665型的伺服阀,有的甚至是D79系列的伺服阀,而该设备所选用的伺服阀为力士乐生产的高频响阀,其价格为MOOG公司的一半左右,这就使伺服液压系统的成本降低10%～20%。通过两种方法的现场实际检验可知,采用非对称阀控制非对称缸的方法切实可行,而且控制效果达到国外厂家的水平,同时降低设备对伺服阀和油液的要求,降低使用成本[13-14]。

参考文献:

[1] 原賢一,橋本健吾,長田元宏. 厚板強力コールドレベラー設備の導入[J]. 材料とプロセス,2005,18(2):422-423.

[2] 阿高松男,藤田将明. ローラレベラーの板材変形挙動について[J]. 材料とプロセス, 2007, 20(2):344-345.

[3] 黄庆学,韩贺永,李林,等. 一种全液压金属板矫正机液压系统[P]. 中国:ZL200910073655.0,2010-10-27.

[4] 郭秀琴. 矫直机液压压下系统研究[D]. 北京:北京科技大学机械工程学院,2004.
Guo Xiu-qin. Study of hydraulic control system of stretcher[D]. Beijing:College of Mechanical Engineering, University of Science & Technology Beijing, 2004.

[5] Li Hong-ren, Zhao Yu-huo, Han Jun-wei, et al. A study on electro hydraulic servo system with a symmetrical cylinder using bond graph[C]// Proceedings of the 1st International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, Beijing, 1991.

[6] 王栋梁,李洪人,张景春. 非对称阀控制非对称缸的分析研究[J]. 济南大学学报,2003,17(2):118-123.
Wang Dong-liang, Li Hong-ren, Zhang Jing-chun. Research of asymmetrical valve controlling asymmetrical cylinder[J]. Journal of Jinan University, 2003, 17(2): 118-123.

[7] Watton J. A digital compensator design for electro- hydraulic single-rod cylinder position control systems[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurements, and Control, 1990, 112(3): 403-409.

[8] 许益民. 近代比例控制系统分析与设计[M]. 北京:机械工业出版社, 2005.

[9] 关景泰,王海滨,周俊龙. 非对称阀控制非对称缸的动态特性[J]. 同济大学学报,2001,29(9):1130-1134.
Guan Jing-tai, Wang Hai-bin, Zhou Jun-long. Dynamic characteristic analysis of unsymmetrical cylinder controlled by unsymmetrical valve[J]. Journal of Tongji University, 2001, 29(9):1130-1134.

[10] 杨军宏. 阀控非对称缸的非线性模型及其反馈线性化[J]. 机械工程学报, 2006, 42(5): 203-206.
Yang Jun-hong. Nonlinear modeling and feedback linearization of valve-controlled asymmetrical cylinder[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(5): 203-206.

[11] Yao B, Bu F, Reedy J. Adaptive robust motion control of single-rod hydraulic actuators: theory and experiments[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2000, 5(1):79-91.

[12] He S, Sepehri N. Modeling and prediction of hydraulic servo actuators with neural networks[C]// Proceedings of the American Control Conference, San Diego, California , 1999.

[13] 王勇勤,张云飞,严兴春. 伺服阀非线性特性建模的液压弯辊系统动态特性[J]. 重庆大学学报:自然科学版, 2005, 28(11): 5-7.
Wang Yong-qin, Zhang Yun-fei, Yan Xing-chun. Nonlinear characteristics modeling of servo valve on hydraulic bending roll system's dynamic characteristics[J]. Journal of Chongqing University (Natural Science Edition), 2005(6): 35-39.

[14] 徐东光,吴盛林,赵克定. 阀控非对称缸位置伺服控制系统正反向速度特性的理论分析与试验研究[J]. 液压与气动, 2005(6):35-39.
Xu Dong-guang, Wu Sheng-lin, Zhao Ke-ding. The theoretical analysis and experimental study about the position servo system of value controlled single-rod cyl-

inder[J]. Hydraulic Pressure and Pneumatics, 2005 (6): 35-39.