

快锻液压机液压驱动系统泵阀复合控制研究^①

姚 静^② * ** *** 曹晓明^{***} 王 佩^{***} 孔祥东^{* ** ***}

(* 燕山大学 河北省重型机械流体动力传输与控制实验室 秦皇岛 066004)

(** 燕山大学 先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室(燕山大学) 秦皇岛 066004)

(*** 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

摘 要 针对锻造液压机电液比例阀控系统快锻工况时传动效率低下的问题,提出了一种基于变频调节的快锻液压机泵阀复合控制原理。建立了其数学模型,给出了位移闭环控制和泵口压力负载敏感控制相结合的泵阀复合控制策略,并对其进行了实验研究。实验结果表明,基于泵阀复合控制的 0.6MN 液压机快锻系统,理想的快锻频次能够达到 60 次/分钟,位置控制精度为 0.5mm。与传统的电液比例阀控系统相比,装机功率降低至 18.6%,传动效率提高了 25%。并分析了泵口与液压缸工作腔压差 Δp 大小和锻造频率 f 变化对其控制特性的影响规律。

关键词 液压机, 泵阀复合控制, 伺服控制系统, 负载敏感

0 引 言

随着装备制造业的迅速发展,锻造液压机(forging hydraulic press)逐渐成为该工业领域中的关键设备^[1,2]。普通电液比例阀控系统快锻工作过程中采用定压定流量输入,造成了很大的节流和溢流损失。因此急需探寻一种控制策略,在保证控制精度的前提下,同时也能提高系统的传动效率^[3,4]。

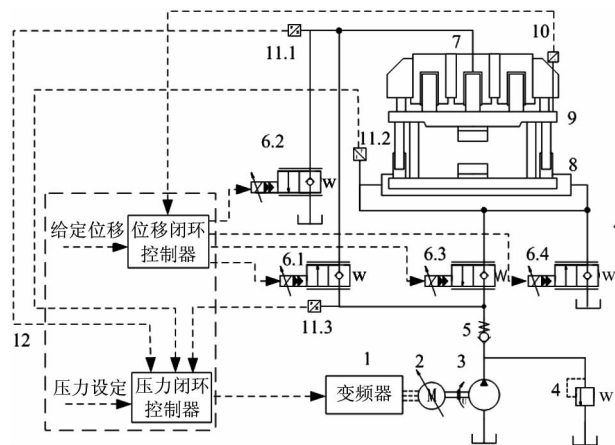
近些年,诸多学者致力于提高系统的控制精度和减小冲击振动的研究,分别将预测型多模式模糊控制策略^[5]、自适应模糊 PID^[6]、双模控制^[7]、单神经元 PID 控制^[8]等用于快锻液压机,其快锻时控制精度可达 $\pm 1\text{ mm}$,同时也改善了系统的冲击振动情况等等。为了满足绿色锻造的迫切需求,大型锻造设备的传动系统的节能研究逐渐被关注。文献[9]提出了在回程缸侧采用蓄能器的快锻液压机节能回

路,对其控制特性进行了仿真和实验研究;文献[10]配合使用飞轮和蓄能器构成液压机机械-液压复合式节能控制系统;文献[11]提出了变压力的伺服位移控制系统,有效减小了动力源的溢流损失。文献[12-15]将伺服直驱泵控技术应用到压机系统,对其节能特性进行了仿真和实验研究。上述研究得到了一定的节能效果,但均未从根本上解决液压机传动效率低下的问题。当前,变频技术已成为液压节能技术发展的一种趋势,但其较慢的响应速度制约了其在快速伺服系统中的应用,直接以变频直驱泵作为液压系统的输入,不能满足锻造液压机快速性要求。本文基于目前阀控系统的定量泵 + 比例阀构成特点,引入变频技术,将伺服直驱泵控的高效性和电液比例阀控的快速性结合起来构成泵阀复合控制。在此基础上,提出了快锻系统的泵阀复合控制策略,通过实验研究,以期来改善液压机快锻的动静态特性和能耗特性。

① 国家自然科学基金(51575471)和河北省青年自然科学基金(E2014203247)资助项目。
② 女,1978年生,博士,副教授;研究方向:重型机械流体传动与控制系统和新型液压元件等;联系人,E-mail: jyao@ysu.edu.cn
(收稿日期:2015-11-26)

1 快锻液压机工作原理

快锻液压机泵阀复合控制原理如图 1 所示,主要由变频动力源单元、独立节流口控缸单元、位移闭环控制器和压力闭环控制器组成。变频动力源单元主要由变频器 1、变频电机 2、定量泵 3、泵口安全阀 4 和单向阀 5 组成,独立节流口控缸单元由 4 个比例快锻阀 6.1~6.4、主缸 7 和回程 8 缸组成。



1. 变频器 2. 电机 3. 液压泵 4. 安全阀 5. 单向阀
6. 进、回油路比例阀 7. 主缸 8. 回程缸 9. 活动横梁
10. 位移传感器 11. 压力传感器 12. 控制器

图 1 快锻液压机泵阀复合控制工作原理示意图

位移闭环控制通过检测位移偏差实时控制 4 个比例节流阀实现高精度自动锻造。压力闭环控制器实际为负载敏感控制,为了使泵口压力跟踪负载压力的变化且压力之差保持恒定,设压差为 Δp ,则负载压力与 Δp 之和与泵口压力作比较得到的压力偏差作为控制信号,经过积分、放大运算后作为变频器的控制信号对电机转速进行控制,进而维持压差 Δp 的基本恒定。当泵出口压力与负载压力之差大于 Δp ,控制器使定量泵转速升高,流量增加,泵压增加。反之,流量减小,泵压减小。

2 快锻液压机泵阀复合控制数学模型

2.1 变频电机数学模型

考虑转速调节器对电机调速的影响,忽略磁链

调节器、转矩电流调节器动态调节过程以及电机阻尼系数的影响,建立变频电机的传递函数为

$$\omega_m(s) = \frac{K_1(s + \frac{1}{T_1})K_m\omega_r(s) - sT_L(s)}{Js^2 + K_1K_ms + \frac{K_mK_1}{T_1}} \quad (1)$$

式中, ω_m 为电机转速, K_1 为转速调节器的比例系数, T_1 为转速调节器的积分时间常数, K_m 为电磁转矩对转矩电流的增益, ω_r 为电机给定转速, T_L 为电机负载转矩, J 为电机转动惯量。

变频动力源单元压力闭环控制器由积分环节和比例增益环节组成,有如下关系:

$$\omega_r = K_2(\Delta p_0 - \Delta p) + \frac{K_2}{T_2} \int (\Delta p_0 - \Delta p) dt \quad (2)$$

式中, K_2 为压力调节器的比例系数, Δp_0 为泵口压力与负载压力差值, Δp 为快锻阀进、出口压差, T_2 为压力调节器的积分时间常数。

2.2 液压泵数学模型

泵的输出流量为

$$Q_s = \frac{V_p \cdot \omega_m}{2\pi} \eta_v \quad (3)$$

式中, V_p 是液压泵排量, η_v 为液压泵容积效率。

电机负载转矩为

$$T_L = \frac{p_s V_p}{2\pi} \quad (4)$$

式中, p_s 为泵口压力。

2.3 独立节流口控缸数学模型

快锻阀阀芯位移与先导级输入电流的关系可用二阶振荡环节表示,式为

$$\frac{x_i}{i_v} = \frac{k_i \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \quad (5)$$

式中, x_i 为第 i 个阀的阀芯位移, i_v 为阀先导级输入电流, k_i 为阀的比例增益, ω_n 为阀的固有频率, ζ_n 为阀的阻尼系数。

独立节流口控缸数学模型由液压缸的力平衡方程、阀口流量方程及液压缸流量方程描述。

定义液压缸的面积比为 $m = A_2/A_1$, A_1 、 A_2 分别为主缸和回程缸面积;往复动作时,定义同时投入工作的两个快锻阀 6.1 和 6.4 或 6.2 和 6.3 的节流口面积梯度比为 $n = W_4/W_1$ 或 $n = W_3/W_2$, W_i 为第 i 个阀

的阀口面积梯度;定义负载压力 $p_L = p_1 - mp_2$, p_1 和 p_2 分别为主缸和回程缸压力;快锻阀阀芯位移比例为 $k_1 = x_4/x_1, k_2 = x_3/x_2$ 。

压下时,忽略弹性负载可得缸的力平衡方程为

$$A_1 p_L = m_t \ddot{y} + B_p \dot{y} + F_L \quad (6)$$

式中, m_l 为活动横梁质量, B_p 为粘性阻尼系数, y 为活动横梁位移, F_l 为外负载力。

通过快锻阀的流量方程为

$$\left\{ \begin{array}{ll} \begin{array}{l} Q_1 = C_d W_1 x_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_1} \\ Q_2 = C_d W_4 x_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_4} \end{array} & v > 0 \\ \begin{array}{l} -Q_1 = C_d W_2 x_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_2} \\ -Q_2 = C_d W_3 x_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_3} \end{array} & v < 0 \end{array} \right. \quad (7)$$

式中, v 为活动横梁速度, 向下为正, Q_1 为主缸油路通过阀的流量, Q_2 为回程缸油路通过阀的流量, C_d 为阀的流量系数, ρ 为油液密度, Δp_1 、 Δp_2 为主缸油

路阀两端压差, Δp_3 、 Δp_4 为回程缸油路阀两端压差。

定义负载流量 $Q_L = Q_1$, 可得负载流量为

$$Q_L = C_d W_1 x_1 \sqrt{\frac{2n^2 k^2}{\rho(n^2 k^2 + m^3)}}(p_s - p_L) \quad (8)$$

式中, p_s 为泵口压力。

将上式线性化可得流量方程为

$$Q_L = K_a x_1 - K_c p_L + K'_c p_s \quad (9)$$

式中, K_q 为快锻阀的流量增益, K_c 为快锻阀的流量-压力系数, K'_c 为液压泵的流量-压力系数。

液压缸的流量方程为

$$Q_L = A_1 sy + C_{ip} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s p_L \quad (10)$$

式中, C_p 为液压缸总泄漏系数, β_e 为有效体积弹性模量, V_e 为等效容积。又有:

$$Q_L = Q_s \quad (11)$$

根据式(1)~(11)建立快锻液压机泵阀复合控制系统传递函数方框图如图2所示。

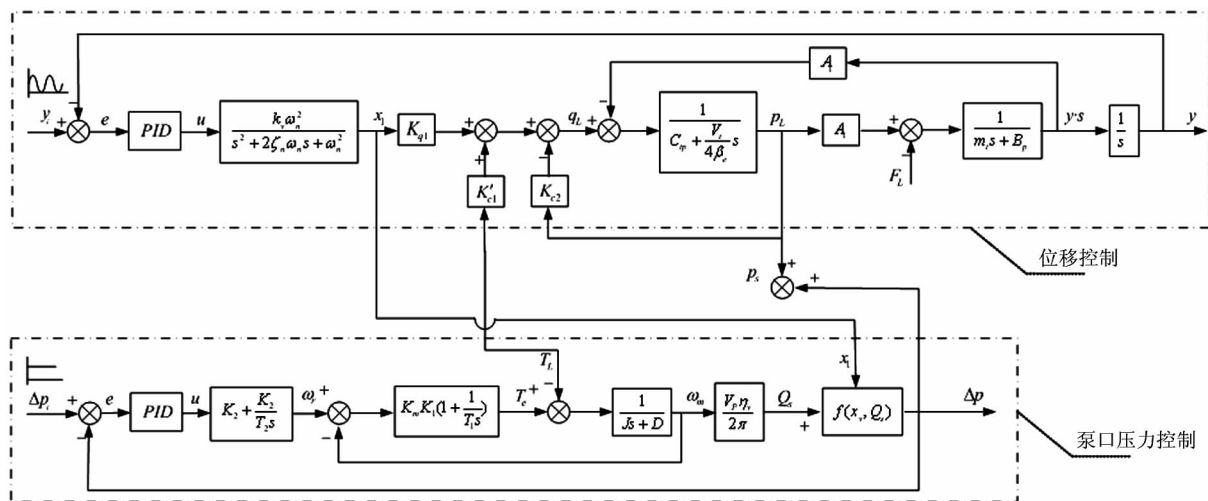


图 2 快锻液压机泵阀复合控制系统传递函数方框图

3 泵阀复合控制策略

充分利用快锻液压机负载口独立可控自由度高的优势,从降低泵口工作压力的角度出发,在位置控制基础之上增加了泵口压力的负载敏感控制,降低了系统因泵口定压定流输出造成的节流和溢流损

失,从而有效降低系统的装机功率,具体控制原理框图如图 3 所示。图中压力位移复合控制主要由位移控制器、压力控制器两大部分组成。

压下时,位移反馈信号 y 与输入信号 y_i 比较,得到位移误差,逻辑判断单元 switch 判断此时为压下工作模式,经位移控制器处理后作为阀 6.1 和阀 6.4 的控制信号,保证锻造的精度;筛选出主缸压力

信号传输给动力源控制单元,压力传感器检测的实际泵口压力与主缸压力之差 Δp 作为压力反馈信号与输入信号 Δp_i 比较,得到的压力误差信号,经压力控制器后作为变频器的控制信号,保证泵口压力跟随主缸压力变化,完成压力控制。回程时与压下相似,控制泵口压力跟随回程缸压力变化。

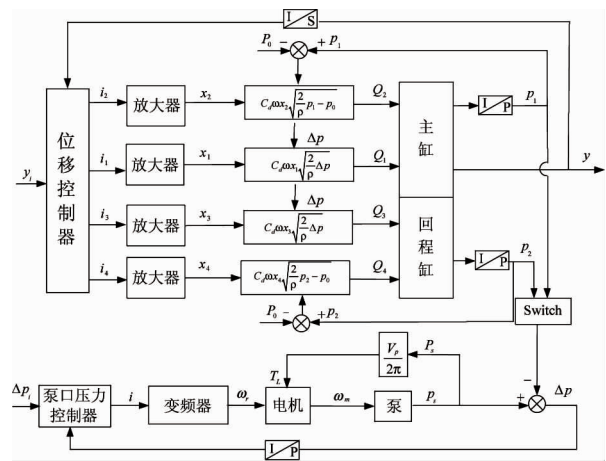


图 3 泵阀复合控制原理方框图

4 实验研究

4.1 0.6 MN 中试快锻液压机实验平台

快锻液压机泵阀复合控制实验研究依托于 0.6 MN 中试快锻液压机系统(如图 4 所示),其最大设计锻造能力为0.6MN,其本体为三梁四柱预应力结构,液压系统为上传动,液压系统基本参数如表 1 所示。计算机实时控制采集系统主要由上位机、NI CoMPactRIO 实时系统组成,利用 LabVIEW 图形化的编程环境实现快锻液压机泵阀复合控制策略,其仿真界面如图 5 所示,采集控制操作界面如图 6 所示。

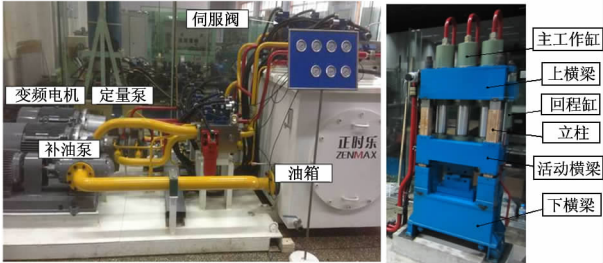


图 4 0.6 MN 中试快锻液压机实验系统

表 1 0.6 MN 中试液压机参数

参数名称	参数值	单位	参数名称	参数值	单位
主缸面积	2.36×10^{-2}	m^2	电机额定转矩	191	N·m
回程缸面积	3.18×10^{-3}	m^2	快锻阀 1,2 额定流量	100	L/min
液压泵排量	63	mL	快锻阀 3,4 额定流量	40	L/min
电机额定功率	30	kW	活动横梁质量	230	kg

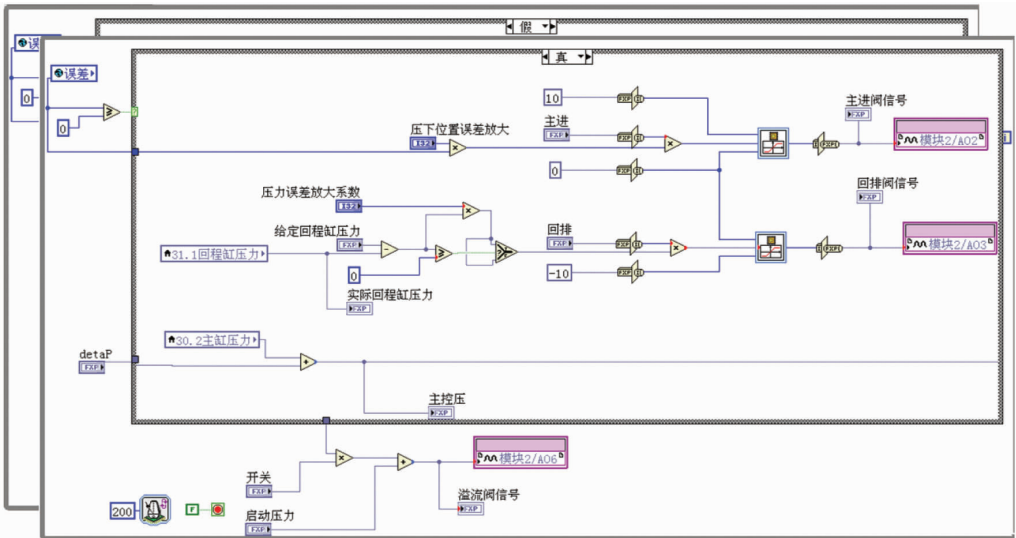


图 5 基于泵阀复合控制快锻系统的 LabVIEW 仿真界面

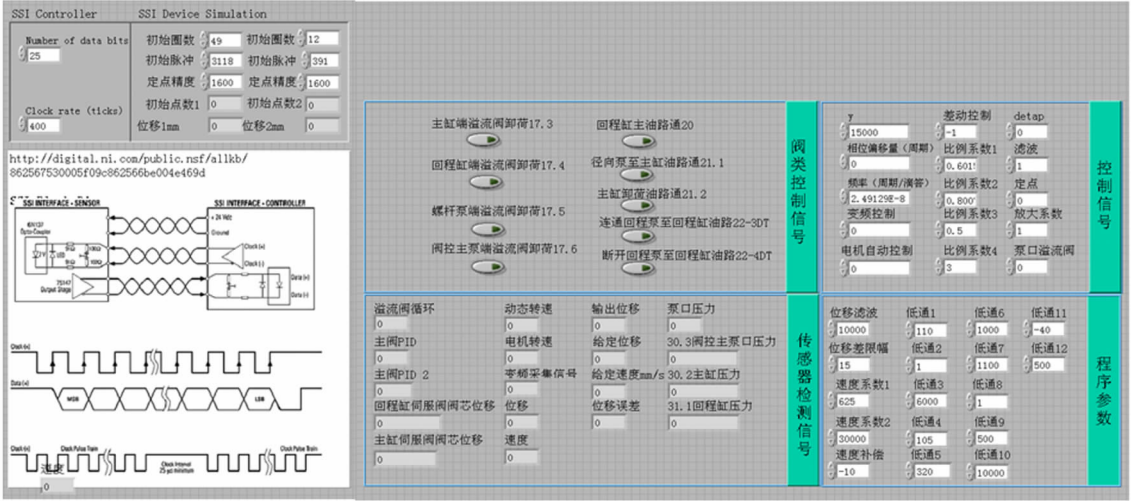


图6 泵阀复合控制快锻系统的采集操作界面

4.2 快锻液压机泵阀复合控制实验研究

4.2.1 泵阀复合控制策略实验研究

给定位移为正弦曲线的泵阀复合控制响应如图7所示。正弦曲线的频率为1Hz,幅值为30mm,泵口安全阀设为100 bar,压差 Δp 设为20 bar。0~0.5 s为回程阶段,0.5~1 s为压下阶段。从图7中可以看出,位移存在一定滞后,但保持良好的跟随特性,压下阶段无超调现象,控制精度达0.5 mm。

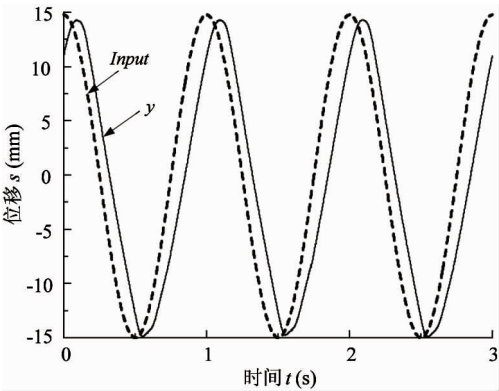
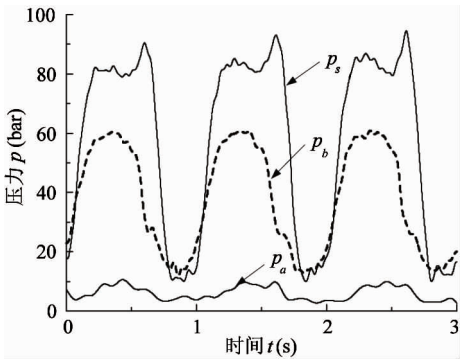


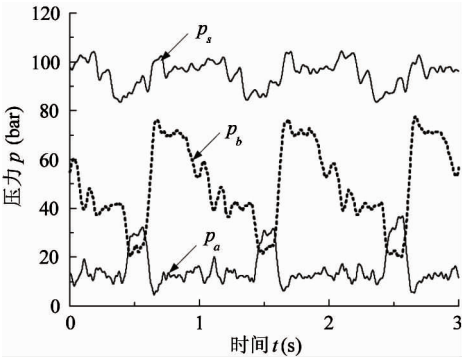
图7 位移曲线

图8为压力曲线图,图中 p_a 为主缸压力值, p_b 为回程缸压力值, p_s 为泵口压力值。从图8中可以看出,较电液比例快锻系统,泵口压力随着主缸和回程缸负载压力而变化,但是,受制于变频电机的响应速度,压力变化速率较慢,回程阶段泵口与回程缸压力基本保持压差20 bar,且响应时间约为0.15 s。回

程切换至压下时,泵口压力应跟随主缸压力变化,切换瞬间泵口与主缸压力之差大于设定值,电机给定信号置零,但由于电机的惯性,定量泵仍旧向系统输入流量,导致泵口压力出现尖峰,随后泵的输入流量减小以及主缸进液阀开启,泵口压力下降。理论



(a) 泵阀复合控制



(b) 电液比例控制

图8 压力曲线

上当下降至 30 bar 时,压力闭环控制应起调整作用,但是受制于变频电机转速响应以及压下阶段预留调整时间较短,导致压下阶段泵口压力控制精度较低。

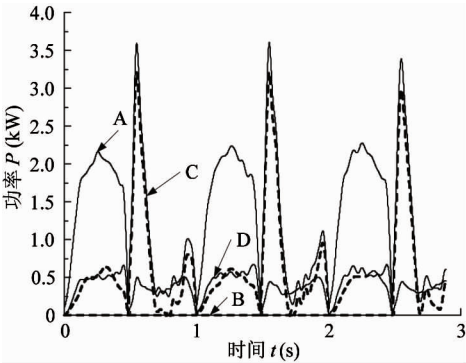
泵阀复合控制系统以及比例阀控系统的功率消耗如图 9 所示,其中 A 表示系统输入功率, B 表示溢流损失功率, C 表示主缸油路节流损失功率, D 表示回程缸油路节流损失功率。由图 8 及图 9 可以看出泵阀复合控制解决了比例阀控系统流量和压力过剩问题,降低了系统的输入功率并消除系统的溢流损失。同时因对伺服阀两端压差进行闭环控制,降低了伺服阀两端的压降且使其基本保持恒定值,因此主缸油路和回程缸油路的节流损失功率亦有较大降低。以 3 s 为计算周期,快锻液压机泵阀复合控制系统传动效率提高了 25%,液压泵的输入功率仅为电液比例阀控系统液压泵输入功率的 18.6%,装机功率大大降低。

4.2.2 变参时系统特性研究

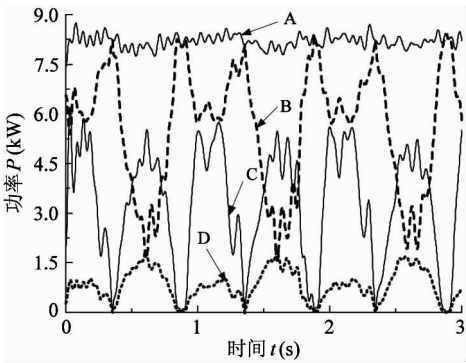
泵阀复合控制策略为多输入控制系统,理论分析得到直接影响系统能耗特性的关键因素为泵口于工作腔的压差 Δp 以及锻造频率 f 。下面分别针对上述两个参数对系统能耗的影响进行对比研究。

(1) 压力差值影响

图 10 为锻造频率为 1 Hz, Δp 值不同时,系统的位移响应曲线和压力曲线,从图 10 可以看出,随着 Δp 值增大,系统响应变快,位移精度逐渐提高。当



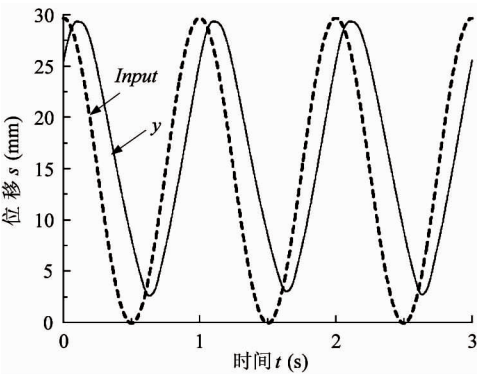
(a) 泵阀复合控制



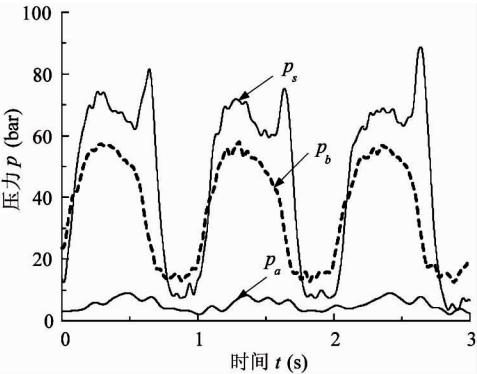
(b) 电液比例控制

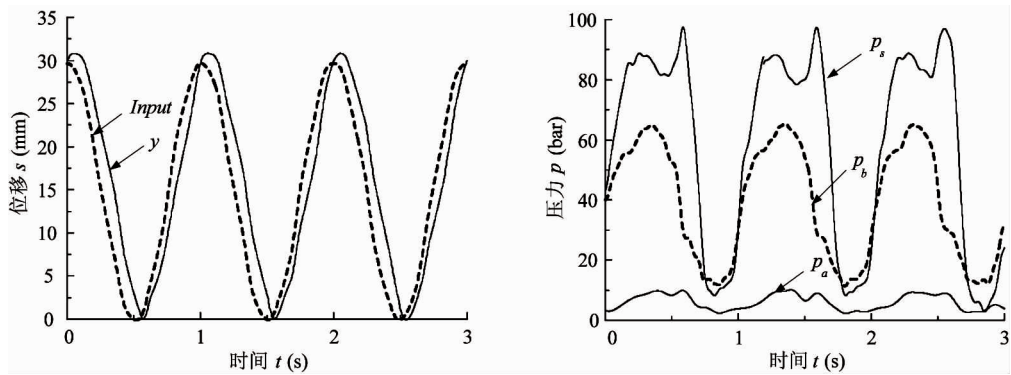
图 9 功率曲线

$\Delta p = 30\text{bar}$ 时,系统出现超调现象,且活动横梁震动明显变强,系统稳定性变差。系统压力响应也随着 Δp 值增大而速度变快,在回程阶段能良好跟随回程缸压力并保持一定压力差。



(a) $\Delta p = 10\text{bar}$ 位移和压力曲线

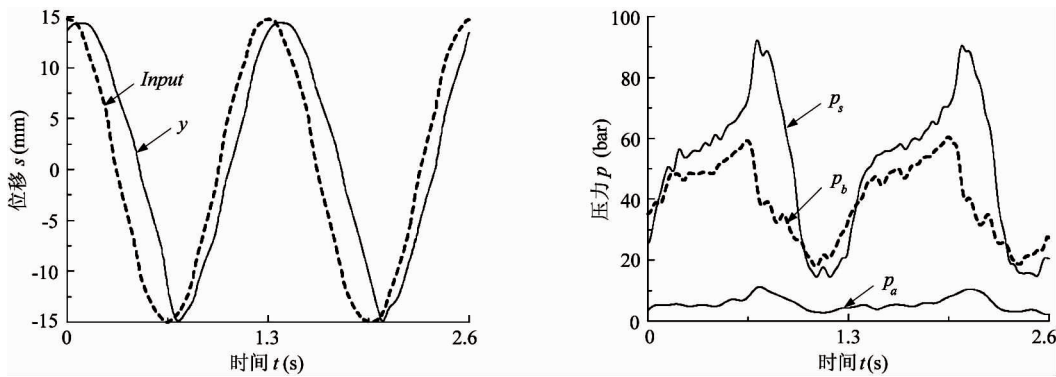




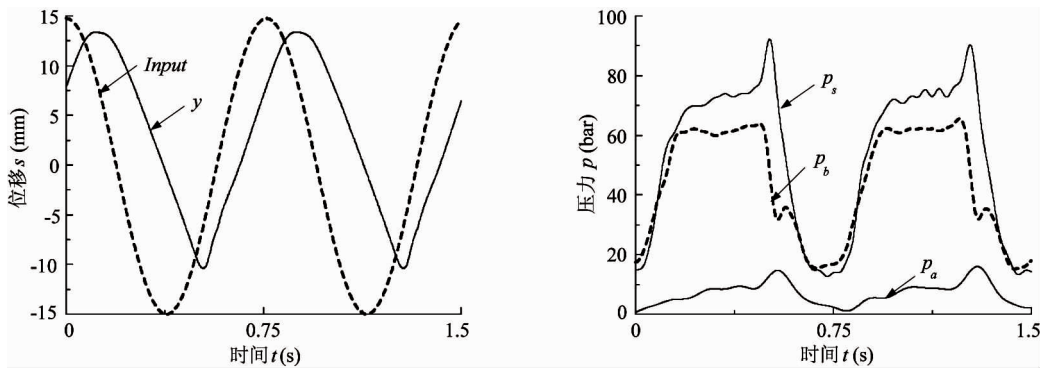
(b) $\Delta p = 30\text{bar}$ 位移和压力曲线
图 10 不同 Δp 时位移和压力曲线

(2) 锻造频率对系统的影响
实验给定位移为正弦曲线, 频率分别为 0.75Hz、1Hz 和 1.33Hz, 幅值 30mm, 压差 Δp 为

20bar, 泵口安全阀为 100bar, 实验曲线如图 11 所示。



(a) $f = 0.75\text{Hz}$ 位移和压力曲线



(b) $f = 1.33\text{Hz}$ 位移和压力曲线

图 11 不同锻造频率位移和压力曲线

从图 11 可以看出, 随着锻造频率的提高, 变频电机转速来不及响应系统工况变化, 导致系统位移跟随性能变差, 当锻造频率为 1.33Hz 时, 系统压

下位置误差达到 2mm, 回程阶段由于活动横梁重力的影响, 压机不能回到指定位置, 误差高达 5mm, 且滞后现象严重, 不能满足压机工作的基本要求。压

力曲线显示,随着锻造频次增加,主缸和回程缸压力均有提高。泵口压力跟随主缸或回程缸变化,压力差值约有 5 bar 的误差,当锻造频次为 1.33Hz 时,泵口压力突变值有所降低,由于高频时锻造状态切换时间较短,主缸进液阀能够较快打开,使得泵口油液流入主缸低压腔。在该控制思想下,其理想的锻造频次应该在 60 次/min 左右。

5 结 论

(1) 提出了基于泵阀复合控制的快锻液压机控制策略,提出了泵阀复合控制快锻原理,建立了其数学模型,给出了泵阀复合控制策略,即在位移控制基础之上加入压下阶段对主缸以及回程阶段对回程缸腔压力的负载敏感控制,降低了节流和溢流损失。

(2) 基于 0.6 MN 快锻液压机实验平台,对采用泵阀复合控制的快锻系统展开了实验研究,结果表明泵阀复合控制的快锻系统位置控制精度可达 0.5mm,而且与普通电液比例快锻系统相比,在相同的输入和负载工况下,传动效率提高了 25%,装机功率仅为普通比例阀控系统的 18.6%。

(3) 对系统的控制特性影响参数进行了实验研究,得到 Δp 和 f 对系统控制特性的影响规律,即在一定范围内,增大 Δp 可增加系统的动态响应速度和控制精度,但系统稳定性变差。受限于变频电机转速的慢响应,0.6 MN 快锻液压机泵阀复合控制的理想锻造频次为 60 次/min。

参考文献

- [1] 高俊峰. 我国快锻液压机的发展与现状. 锻压技术, 2008, 33 (6): 1-5
- [2] 高峰, 郭为忠, 宋清玉等. 重型制造装备国内外研究与发展. 机械工程学报, 2010, 46(19): 92-107
- [3] Zhao K, Liu Z F, Yu S R, et al. Analytical energy dissipation in large and medium-sized hydraulic press. *Journal of Cleaner Production*, 2014, 1(8): 1-7
- [4] Soo-Young K, Kaoru T, Tadashi Y. Effect of forming

speed in precision forging process evaluated using CAE technology and high performance servo-press machine. In: Proceedings of the 11th International Conference on Technology of Plasticity. Nagoya, Japan, 2014. 2415-2420

- [5] 陈柏金, 黄树槐, 高俊峰等. 自由锻造液压机控制策略. 机械工程学报, 2008, 44(10): 304-307
- [6] Zheng J M, Zhao S D, Wei S G. Application of self-tuning fuzzy PID controller for a SRM direct drive volume control hydraulic press. *Control Engineering Practice*. 2009, 17(12): 1398-1404
- [7] 窦雪川. 22 MN 快锻液压机快锻系统理论与实验研究: [硕士学位论文]. 秦皇岛: 燕山大学机械工程学院, 2009. 43-53
- [8] 庞逢祥. 22MN 快锻液压机液压控制系统联合仿真及实验研究: [硕士学位论文]. 秦皇岛: 燕山大学机械工程学院, 2011. 42-55
- [9] 姚静, 孔祥东, 权凌霄等. 采用蓄能器的快锻液压机建模仿真与试验研究. 中国机械工程, 2009, 20(2): 41-244
- [10] 管成. 液压机的机械—液压复合式节能液压系统的研究及应用: [硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学机械能源学院, 2002. 44-61
- [11] Ali T, Mohammad Z, S. Mehdi R, et al. A switched energy saving position controller for variable-pressure electro-hydraulic servo systems. *ISA Transactions*, 53 (4): 1297-1306
- [12] 郑洪波. 伺服直驱泵控液压系统及其节能机理研究: [博士学位论文]. 广州: 广东工业大学材料与能源学院, 2012. 101-122
- [13] 郑洪波, 孙友松, 李绍培等. 节能型直驱泵控伺服液压机及其能耗实验研究. 锻压技术, 2014, 01: 79-85
- [14] 冼灿标. 直驱泵控伺服液压机动态特性与节能机理研究: [硕士学位论文]. 广州: 广东工业大学材料与能源学院, 2012. 30-46
- [15] 冼灿标, 齐水冰, 孙友松等. 直驱泵控伺服液压机节能分析及试验研究. 机床与液压, 2014, 42(05): 45-48, 115

Pump-valve compound control for fast forging hydraulic press

Yao Jing^{* ** ***}, Cao Xiaoming^{***}, Wang Pei^{***}, Kong Xiangdong^{* ** ***}

(^{*} Hebei Province Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control,
Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

(^{**} Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science (Yanshan University),
Ministry of Education of China, Qinhuangdao 066004)

(^{***} School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract

In order to solve the problem of high energy consumption of a forging hydraulic press' electro-hydraulic proportional valve-controlled system during its fast forging process, a novel pump-valve compound control principle was proposed based on variable frequency motor regulation. The mathematic model of a pump-valve compound hydraulic drive system was established, and a pump-valve compound control strategy with the feature of combining the displacement closed-loop control with the load sensitive control was given. Then, an experiment was carried out to validate the strategy. The experimental results approved that the forging frequency was up to 60 times per minute, and the position precision was about 0.5 mm for the pump-valve compound control system of a 0.6 MN fast forging hydraulic press in comparison with traditional electro-hydraulic proportional valve-controlled system, and the installed power was reduced by 18.6%, and the transmission efficiency was increased by 25%. Furthermore, the influences of the pressure difference between pump outlet and cylinder and the forging frequency on the control performance were analyzed through the experiment.

Key words: hydraulic press, pump-valve compound control, servo control system, load-sensing