40 吨米液气锤动力学分析及时间控制

方桂花1,卢进南1,陈良武1,王 卓2,胡艳丽3

(1. 内蒙古科技大学 机械工程学院,内蒙古 包头 014010;2. 辽宁公安司法管理干部学院,辽宁 沈阳 110161;3. 北方重工集团有限公司,辽宁 沈阳 110141)

摘要:为解决40吨米液气锤无法实现小行程打击的问题,将可编程逻辑控制器(PLC)技术应用到液气锤的控制系统中。对液气锤 打击过程的动力学进行了分析,建立了不同打击高度下锤头下落时间与锤体反弹时间之间的关系,提出了打击过程的分段时间逻 辑控制方法。在保证工艺要求不变的基础上,对不同打击阶段的时间设定值进行了评价,进行了从初锻到终锻共计5000余次的试 验。研究结果表明,锻造过程中未出现欠打和连打现象,时间设定值与理论值相近。

关键词:液气锤;可编程逻辑控制器;动力学分析;仿真;计时模块

中图分类号:TH122;TH137;TD315.3 文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)08-0918-06

Dynamics analysis and time-control on 40 tm liquid-air hammer

FANG Gui-hua¹, LU Jin-nan¹, CHEN Liang-wu¹, WANG Zhuo², HU Yan-li³

(1. Department of Mechanical Engineering, Inner Mongolia Technical University, Baotou 014010, China;

2. Liaoning Administration College of Police and Justice, Shenyang 110161, China;

3. Northern Heavy Industries Group Co. , Ltd. , Shenyang 110141 , China)

Abstract: In order to solve the problem that it is unable to fulfill short-distance strike of 40 tm liquid- air hammer, the programmable logic controller (PLC) technology was applied to the control system of liquid-air hammer. Analysis of beating process dynamics in liquid-air hammer was done, the relationship of hammerhead falling time and hammer bouncing time was established at different beating heights, the split time logic control method of beating process was presented. To ensure that on the basis of unchanged of technology requirements, the set time value of different beating phases was evaluated, it was gotten that set from the beginning to the end of forging process in total of more than 5 000 times experiments. The experimental results show that forging process does not appear owe beating and continuous beating phenomenon, and the set time value is similar with the theoretical value.

Key words: liquid-air hammer; programmable logic controller(PLC); dynamics analysis; simulation; timer module

0 引 言

液气锤是锻造设备的一种,它采用锤体微升式和 锤头(固定于锤杆下端)快速下落对击的方式进行锻 打,锤杆在上气腔、下油腔和自身重力的作用下处于静 止状态,锤体在锤杆下油腔、基础高压弹簧、支撑气缸 和自身重力的作用下处于静止状态。当锤杆下油腔油 液快速卸荷后,锤杆在自身重力和上气腔气压的作用 下加速下落,锤体在高压弹簧和支撑气缸的作用下缓 慢上升,锤体和锤头碰撞形成打击。锤体提升一定高 度时,触发液压控制系统的返回打装置,返回打装置控制高压油液快速补充到锤杆下油腔中,实现锤杆打击后的回程动作。液气锤的返回打装置,只有在锤体被提升一定高度的情况下才能被触碰,这就限制了液气锤的打击高度,同时,出现过几次冷锤现象^[1]。目前,液气锤无法实现小行程打击,控制精度不高,液气锤的工作性能无法得到充分的利用。

本研究将液气锤打击过程分成落锤、打击、锤体反 弹和锤头回程4个阶段,利用可编程逻辑控制器中的 软计时模块,将打击过程的不同阶段用逻辑时间控制

收稿日期:2011-04-13

作者简介:方桂花(1962-),女,内蒙古包头人,教授,主要从事流体传动与控制技术方面的研究.E-mail:xiemiao1121@163.com

的方法进行分段控制。本研究对打击过程的动力学进 行分析和仿真,以获得打击不同阶段的时间值,为液气 锤的 PLC 控制系统设计提供理论依据^[2]。同时采用 逻辑时间分段控制方法,在液气锤电控和液压元件具 有较高的动作灵敏度的前提下,可实现液气锤的任意 高度下打击。

1 40 吨米液气锤工作原理介绍

液气锤的机械结构示意图如图1所示。



图1 液气锤的结构示意图

1—地基;2—下梁;3—立柱;4—进气管组;5—上钢套; 6—锤杆;7—阀座;8—中铜套;9—上梁;10—浮动活塞;11— 导向支架;12—模座;13—支撑缸

通过手动,经过主操作组合阀、随动阀、3级放油 阀送入锤杆的下油腔,高压油液作用于锤杆活塞的下 端面,并克服锤杆的重力、工作腔气体的压力和机械摩 擦力将锤杆抬起,工作腔高压氮气被压缩并蓄能。控 制主操作组合阀动作,将设计于锤杆下油腔的3级放 油阀放油端与低压油源接通,锤杆下油腔中的高压油 液通过上梁中的12个 φ75 的大流量孔卸荷,锤杆在工 作腔气体膨胀做功和锤杆自身重力的作用下,快速下 落实现打击动作。在锤头下落过程中,由于锤体下端 弹簧和支撑缸气压的作用,使锤体缓慢地提升,锤体在 提升过程中,安装于锤体上的挡板触发安装在上梁上 的返回打装置,返回打装置触发返回打阀动作,控制主 控制阀的换向阀动作,高压油液进入锤杆下油腔,从而 完成锤头的回程动作。由于锤头的打击提升需要触发 返回打装置,如果锤体在提升过程中没有触碰返回打 装置,那么锤头打击后无法回程,将会出现连打现象; 如果锤体在未实现打击动作前触碰了返回打装置,锤 体会提前被提起,出现欠打现象。

2 40 吨米液气锤打击前的动力分析

根据液气锤的工作原理可知,为了防止出现连打 和欠打现象,对返回打装置的安装位置提出了较高的 要求。但是,无论返回打装置安装在何处,都必须保证 锤体具有一定的提升距离,这就使得液气锤必须在一 定高度之上方可进行锻造。本研究将液气锤的打击过 程分成几个时间段,通过对每个打击阶段进行动力学 分析,得出每段的运动时间,从而用时间逻辑控制的方 法实现液气锤的打击过程。首先,本研究分析液气锤 的落锤时间,对锤杆和锤体进行受力分析,如图 2 所 示。



图 2 锤杆、锤体受力图

M1-每杆和锤头质量;F1-工作腔气体压力;F1'-下油腔的压力;X1、X2-每杆、锤体的位移;C1、K1、W1-锻件阻尼、 劲度系数、打击消耗能量;K2-下梁弹簧(单个)的劲度系数; M2-锤体质量

液气锤打击过程,工作腔的气体膨胀认为是绝热 膨胀过程。由图2可得出^[3]:

$$F_{1} = A_{\underline{\prec}} \cdot p_{0} = A_{\underline{\prec}} \cdot p_{0} \cdot \left(\frac{V_{0}}{V_{0} + (X_{1} - X_{2})A_{\underline{\prec}}}\right)^{1.4} (1)$$

式中: V_0 一锤杆处于最上端时的气体体积, A_{η} 一工作腔的受压面积, P_0 一锤杆处于最上端时的气体压力。

由此可以得出上锤头的运动微分方程:

$$M_{1} \ddot{X}_{1} = A_{\leq} p_{0} \left(\frac{V_{0}}{V_{0} + (X_{1} - X_{2})A_{\leq}} \right)^{1.4} + M_{1}g - F_{1}'$$
(2)

锤体的运动微分方程为:

$$M_{2} X_{2} = F_{1}' + M_{2}g - 4F_{2} - 4k_{2}(x_{20} + X_{2}) - A_{\tilde{\prec}}$$

$$p_{0} \left(\frac{V_{0}}{V_{0} + (X_{1} - X_{2})A_{\tilde{\prec}}}\right)^{1.4}$$
(3)
$$\ddagger \psi:$$

$$F_2 = P_2 \cdot S_2 \tag{4}$$

式中:P₂一下梁支撑缸的气体压力;x₂₀一下梁固定弹簧的初始位移。

碰撞过程分为两个阶段一变形阶段和恢复阶段。 变形阶段:锤头开始接触工件到工件变形结束;恢复阶段:工件变形结束,由于有弹性应变的能量释放,锤头 和锤体产生反向回弹。

在碰撞变形阶段,锤头和锤身的速度由 X₁、X₂ 变 为零,其碰撞冲量为:

$$S_{1} = 0 - M_{1} X_{1}, S_{2} = 0 - M_{2} X_{2}$$
(5)

$$\underline{c} k \overline{g} \beta \beta \theta:$$

 $S'_{1} = M_{1} X'_{1} - 0, S'_{2} = M_{2} X'_{2} - 0$ (6) 式中: M_{1}, M_{2} —锤头,锤身质量; X_{1}, X_{2} —锤击前锤 头,锤身的速度; X'_{1}, X'_{2} —锤击后锤头,锤身的反弹 速度。

设 *K*(自由锻时 *K* = 0.25,模锻时 *K* = 0.5)为碰撞体的恢复系数,它应等于恢复阶段与变形阶段的冲量比:

$$K_{1} = \left| \frac{S_{1}'}{S_{1}} \right|, K_{2} = \left| \frac{S_{2}'}{S_{2}} \right|$$
(7)

由于打击前液气锤处于静止状态,由动量守恒定 律可知系统弹性恢复系数 *K* = *K*₁ = *K*₂。以锤头为例, 在碰撞的全过程中,锤头所受冲量 *S* 为:

$$S = S_1 + S_1' = M_1 \cdot X_1 + M_1 \cdot X_1'$$
(8)

$$\text{td}_{3}(5) \text{td}_{3}(7) \text{td}_{3}(8)$$

$$S = -(1 + K)M_1 X_1$$
(9)

结合式(8)和式(9)可以得出锤头打击前后的速 度关系:

$$X_{1}' = -KX_{1} \tag{10}$$

液气锤的主要技术参数:最大行程为 750 mm;支 承缸 充气压力为 5.57 MPa;上气腔作用面积为 842 cm²;下油腔作用面积为 842 cm²;锤杆系统计算重 量(包括上模座)为 14 t;锤体系统计算重量(包括下 模座)为 97 t;膨胀比($V_0/\Delta V$)为 4.6;本研究利用 Matlab 计算出锤头和锤体打击前的运动速度如表 1 所 示。

化	長1	表1	打击前锤头和锤体的最大运动速度
---	----	----	-----------------

打击高度/mm	$\dot{X}_{1 \max} / (\mathbf{m} \cdot \mathbf{s}^{-1})$	$\dot{X}_{2\text{max}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
750	6.48	0.92
600	5.796	0.823
450	5.02	0.713
300	4.1	0.601

本研究根据模锻的终锻工艺来求锤击后锤体运动 速度,对于液气锤的终锻工况,弹性恢复系数*K*=0.5。 利用式(10)可得打击后锤体的速度如表2所示。

表 2 打击后锤体的初始速度

打击高度/mm	$\dot{X}_{20} / (\mathbf{m} \cdot \mathbf{s}^{-1})$
750	0.451
600	0.416
450	0.356
300	0.3

3 40 吨米液气锤打击后锤体的振动 分析

打击动作结束后,锤体获得向下的初始速度,在高 压弹簧和支撑缸高压氮气的作用下,做变减速运动。 其动力学分析模型如图3所示。





m— 锤体的质量; M₂—基础部的质量; K₁—锤体与基础部 之间的弹簧刚度; K₂—基础部对地面的弹簧刚度; C₁、C₂—上述 对应位置的阻尼系数; X、X₂—锤体和基础部的位移

由图3可知,打击后的锤体做两自由度的自由振动。若原点取自打击后锤体与锤头分离的瞬间,则微分方程如下所示:

$$mX + C_1(X - X_2) + K_1(X - X_2) = 0$$
(11)

$$M_{2} \overset{\cdot}{X_{2}} + C_{2} \overset{\cdot}{X_{2}} + K_{2} X_{2} - C_{1} (\overset{\cdot}{X} - \overset{\cdot}{X_{2}}) - K_{1} (X - X_{2}) = 0$$
(12)

当液气锤打击完成后,锤体和基础部会以自由响 应的方式进行振动。本研究采用 lbrahim 法^[4](它是 由美国的 lbrahim 在 1973 年创立的,具体算法请参看 相关文献)识别出锤体和基础部的物理参数,依据系 统参数不变性,这些参数就可应用于液气锤双自由度 系统中去。利用 lbrahim 法识别系统物理参数如下: 已知:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 14\ 000 & 0\\ 0 & 97\ 000 \end{bmatrix}$$

可以求出:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2 & 293 & 057 & -2 & 293 & 057 \\ -2 & 293 & 057 & 31 & 528 & 317 \end{bmatrix};$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{C} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 \\ -C_1 & C_1 + C_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 273 & 586 & -273 & 586 \\ -273 & 586 & 2 & 459 & 643 \end{bmatrix}$$

本研究建立了系统的振动微分方程,利用 Ibrahim 方法和现场实验数据得出了系统的物理参数,笔者利 用公式(11、12)和质量、弹簧、阻尼二阶振动方程:

$$m x + f(x,x,t) = p(x,x,t)$$
 (13)

将液气锤二阶振动方程转化为:

$$X_{2}^{''} = \frac{C_{1}}{M_{2}} (\dot{X} - \dot{X}_{2}) + \frac{K_{1}}{M_{2}} (X - X_{2}) - \frac{C_{2}}{M_{2}} \dot{X}_{2} - \frac{K_{2}}{M_{2}} X_{2}$$
(15)

本研究将公式(14、15)中的 X 和 X_2 作为输出值, X 和 X_2 的 2 阶导数作为输入值, 利用 Matlab 中的 Simulink 方法, 建立锤体打击后的振动学分析模型。其中 $C_1 = C_1/m, K_1 = K_1/m, C_1 - 1 = C_1/M_2, K_1 - 1 = K_1/M_2, C_2 = C_2/M_2, K_2 = K_2/M_2, 振动分析模型如图 4^[5-10]所示。$



图 5 打击后锤体的位移运动轨迹

Notwork 2 // Notwork Title

由此模型仿真出锤体在不同打击高度下的时间 - 位移运动轨迹,如图 5 所示。

通过对仿真结果的分析可以得出:在不同的打击高度下,锤体被反弹的高度在165 mm~190 mm之间,并在0.25 s~0.3 s时间内,迅速地回弹至初始位置,从而得出了从锤头下落到锤体回弹至初始位置之前的这一时间内,蓄能器要向锤杆下油腔补充一定体积的高压油液,进油不能太早,否则出现了欠打(打不实)。也不能进油太晚,否则会出现连打(多次打击工件)现象。

4 40 吨米液气锤 PLC 时间控制的设计

由液气锤的工作原理可得出电控系统的工作步骤,如图6所示。



图 6 液气锤打击动作分段控制示意图

 T_1 :当打击按钮按下至锤头即将于锤体碰撞这段时间,这段时间为锤头下落过程, T_1 的时间范围在 0.12 s~0.17 s。

 T_2 :锤头与下模座发生碰撞到锤头与锤体分开这段时间为打击动作,液气锤打击动作非常的短,时间约为0.006 s;

 T_3 :从打击按钮被按下至回油动作开始这段时间, 这段时间的设定值相对要精确,时间太短和太长将导 致液气锤出现欠打和连打现象,其理论值应为: 0.12 s+0.006 s < T_3 < 0.12 s+0.006 s + 0.25 s。

 T_4 :进油动作执行的时间。如果 T_4 时间过短,锤 头抬起的高度不足,影响锻件的取出和新的锻件的放 入。如果 T_4 时间过长,则锤头抬起高度过大,而对上 梁造成冲击,出现冲顶现象。

根据以上分析,笔者设计的 PLC 程序如下:

Network 1	
LD	IO. 0
EU	
А	Q0.7
AN	Q0.4
0	M1.0
AN	Q0.6
=	M1.0
TON	T35, VW8

Network 2 /	/ NELWOIK THE
// 当打击打	安钮按下,延时2s,开始放油,放油定时器计时
LD	T35
0	Q0.6
AN	M0.0
=	Q0.6
TON	T33, VW0
Network 3	
LD	Т33
=	M0.0
Network 4 /	// Network Title
LD	T35
0	M0.4
AN	Q0.4
=	M0.4
TON	T32, VW2
Network 5	
// 定时时间	间到,开始回油
LD	T32
0	Q0.4
AN	M0.5
=	Q0.4
TON	T96, VW4
Network 6	
LD	T96
=	M0.5
Network 7	
// 放油时,	立即关断背压阀
// 回油开如	冶,立即打开背压阀
LD	Q0.7
А	M1.0
0	Q0.2
AN	M0.5
=	Q0.2
Network 8	
// 切断一社	次打击
LD	Q0.4
ED	
TOF	T34, VW6
Network 9	
// 执行一社	欠单打循环后延时—段时间
LDN	T34
=	Q0.7
Network 10	
// 复位定时	付器 T34 单打间隔定时器
LD	Q0.7
EU	
D	T2/ 1

5 结束语

本研究提出的方法已经应用到 40 吨米液气锤的

控制系统中,在一个月的调试过程中,对两种(共计 600余件)常锻造锻件进行试验,从初锻到终锻共打击 5 000余次,所有锻造工件全部合格。在全行程(750 mm)打击过程中,计时器的设定时间分别为: $T_{33} = 0$. 13 s, $T_{32} = 0.21$ s, $T_{96} = 0.39$ s。

参考文献(References):

- [1] 胡大勇,武开明,吕国芝. 液气锤存在的问题及改进措施 [J]. 锻压技术,2009,34(5):98-99.
- [2] 袁祖强,倪受东,黄筱调. 3T 电液锤 PLC 控制系统[J]. 机 电设备,2004(5):17-19.
- [3] 金文明,杨慎华,徐迪. CJ83-50kJ 液压模锻锤基础振动 仿真分析 [J]. 锻压装备与制造技术,2009(4):42-44.
- [4] 高乃光. 锻锤[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 57-62.
- [5] 徐迪.50 kJ 液压模锻锤基础振动分析[D]. 吉林:吉林大 学材料科学与工程学院, 2006:29-37.
- [6] 席平原. 基于 Simulink 的机械工程控制系统仿真[J]. 煤

(上接第917页)

受力,减小油液对阀芯的冲击和系统产生的噪音等,同时 LS 油路压力响应却不改变。



4 结束语

本研究对 LUDV 补偿阀进行了原理结构分析,利 用 AMESim 软件对阀进行了建模和仿真。仿真分析表 明:此模型能够较真实地反映压力补偿阀在工作时的 性能。通过对补偿阀的负载敏感(LS)腔添加弹簧,对 比分析了有无弹簧对该阀的影响:有弹簧能够减小油 液对阀芯的冲击振动,有一定的降噪功能,但是弹簧刚 度不宜过大。通过对补偿阀阀芯内流道直径进行变参 分析可知,增大阀芯内节流孔直径,系统 LS 油路响应 基本不变,但是使得油液对阀芯的冲击减小。 矿机械,2003(4):49-51.

- [7] LEI Bu-fang, LI Yong-tang, LIU Jian-sheng. Research on the energy economization of electro-hydraulic Hammer[J]. Chineses Journal of Mechanical Engineering, 2000, 13(1): 64 – 69.
- [8] LI Yong-tang, LEI Bu-fang, TING K L. Modeling and simulation of the hydraulic system in hydraulic hammer using "Gray-box" modeling method [J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(6):481-483.
- [9] GARETT A S, JAMES E B. Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servosystem [J]. IEEE Transations on Control System Technology, 1999, 7(2): 238 - 247.
- [10] YANG W C, TOBLER W E. Dynamic modeling and analysis of electronically controlled power steering system [J]. Advanced Automotive Technologies ASME, DSC, 1993 (52):267-278. [编辑:张 翔]

参考文献(References):

- [1] 蒋道成,于兰英,柯 坚,等. LUDV 控制系统的动态仿真 [J]. 机械工程师,2008(4):27-28.
- [2] Rexroth Bosch Group. RC 92500/03. 97 [M]. Rexroth Bosch Group, 1997.
- [3] 王宝琳.负载敏感与压力补偿技术在高空作业液压系统 中的应用[J].中国修船,2009,22(4):61-62.
- [4] RUSS H. The evolution of load-sensing hydraulics [J].
 Diesel Progress : Engine & Drives, 1998,17(4):53-55.
- [5] JOHN P M, DUNLAPI L. Load sensing hydraulic controlSystem for variable displacement pum: US, 6 216 456 B1 [P]. 2001-04-17.
- [6] LANTO B, PALMBERG J O, KRUS P. Staic and Dynamic Performan-ce of Mobile Load Sensing systemwith Two Different Types of Pressure Compensated Valves. [R]. SSE, 901552,1990.
- [7] 余佑官,龚国芳,胡国良. AMESim 仿真技术及其在液压 系统中的应用[J]. 液压气动与密封,2005(3):28-30.
- [8] 钱道光,陈奎生,陈阳国,等.基于 AMESim 的新型元件与 液压系统仿真[J]. 机械,2008,35(11):71-73.
- [9] 付永领,祁晓野. AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京:北 京航空航天大学出版社,2006.
- [10] 秦家升,游善兰. AMESim 软件的特征及其应用[J]. 工 程机械,2004(12):6-8.
- [11] 祖炳洁,潘存治,王海花.负荷传感与压力补偿技术的分析与探讨[J].工程机械,2006(2):45-48.

[编辑:罗向阳]