

## 板轧机 AGC 系统的液压压下建模及模型参数对板厚的影响

王希娟<sup>1</sup>, 黄梦涛<sup>2</sup>, 冯景晓<sup>2</sup>

(1. 洛阳师范学院物理与电子科学系, 河南 洛阳 471022; 2. 西安科技大学电气与控制工程学院, 陕西 西安 710054)

**摘要:**以液压 AGC 系统为研究对象, 建立了一种全面而且有利于分析轧制过程中各因素对轧制精度影响的动态仿真模型。通过对轧机液压 AGC 系统参数仿真, 表明各主要参数变化对系统动态参数的影响, 进而影响了轧制板厚, 为液压 AGC 系统设计提供了基础。

**关键词:**液压 AGC 系统; 系统仿真; 轧机

**中图分类号:** TG333.11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-0963(2007)04-0035-05

## Effect of Model Parameter of Mill Hydraulic AGC System on Slab Thickness

WANG Xi-juan<sup>1</sup>, HUANG Meng-tao<sup>2</sup>, FENG Jing-xiao<sup>2</sup>

(1. Physical and Electrical Science College, Luoyang Normal University, Luoyang 471022, Henan, China; 2. School of Electronic and Control Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, Shanxi, China)

**Abstract:** A comprehensive dynamic simulation model which is favorable for analyzing rolling process was built. According to the simulation of mill hydraulic AGC system parameter, every main parameter variation can affect the dynamic parameter of the system, so the sheet thickness is affected, which provides a basis for designing of hydraulic AGC system.

**Key words:** hydraulic AGC system; system simulation; mill

由于对板带的质量要求越来越高, 对轧机液压 AGC(Automatic Gauge Control)系统的控制要求也越来越高, 因此对轧机液压 AGC 系统控制性能的研究具有重要意义。以往对轧机液压 AGC 系统控制特性的分析大多集中在仅对液压系统本身的相应特性的研究, 将轧机辊系及轧件的变形因素作为系统的恒值干扰量, 或是对系统的设定进行补偿, 而未考虑轧机辊系及轧件本身的特性变化; 轧制过程中对厚度的调节方式过去大多采用反馈式厚度自动控制系统, 但这种方式由于有时间滞后或过渡过程滞后, 在进行厚度控制时, 很难进行稳定性控制, 为克服这种缺点, 现在冷轧机上广泛采用了前馈式厚度自动控制系统和反馈式厚度自动控制系统相结合的系统。因此, 建立一种全面且利于分析轧制过程中各种因素对最后轧制精度影响的模型, 将为系统的优

化设计及对轧制过程的动态模拟提供基础。

### 1 液压伺服压下系统的组成

液压伺服压下系统由 2 部分组成: 液压部分和控制部分。液压部分包括液压站供油系统和液压伺服油缸工作系统; 控制部分主要采用了位置反馈的控制方式<sup>[1~3]</sup>。笔者主要从控制部分来分析液压压下伺服系统。

### 2 液压伺服压下系统的控制原理

系统的控制过程为: 首先, 对压下位置进行零点校正, 给定初始辊缝值信号, 经调节器、放大器后把电信号送给电液伺服阀, 电液伺服阀动作, 随即有一个相应的流量输出, 液压缸移动, 轧辊相应移动, 当液压缸移动到给定值时, 安装在液压缸内的位移传感器

发出的信号与给定信号进行比较,相等时,输出信号为 0,轧辊停止移动,初始辊缝调节完毕(图 1)<sup>[2,3]</sup>。

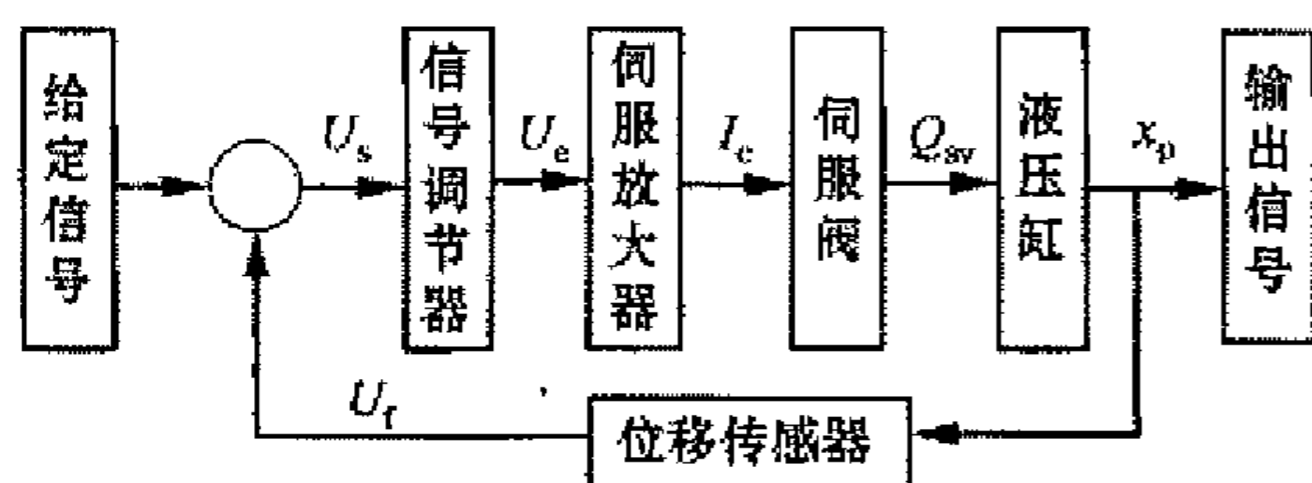


图 1 液压伺服压下系统的控制原理方块图  
Fig. 1 Block diagram of control principle for hydraulic servo pressing system

### 3 液压 AGC 系统的动态模型的建立

#### 3.1 信号调节器和伺服放大器

信号调节器采用 PID 调节器,其传递函数是<sup>[4,5]</sup>:

$$G_c(s) = \frac{U_e}{U_s} = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_D s \right) \quad (1)$$

式中,  $K_p$  为比例系数,  $A/V$ ;  $T_i$  为 PID 调节器的积分时间常数,  $s$ ;  $U_s$  为给定信号与经位移传感器得到的信号之差;  $T_D$  为 PID 调节器的微分时间常数,  $s$ ;  $s$  为拉普拉斯算子;  $U_e$  为  $U_s$  经 PID 信号调节器后所得到的响应信号。

伺服放大器的传递函数是<sup>[4,5]</sup>:

$$G_f(s) = I_c / U_e = k_f \quad (2)$$

式中,  $k_f$  为比例系数, 此处为  $0.004 \text{ A/V}$ ;  $I_c$  为输入电流信号。

#### 3.2 伺服阀基本方程

伺服阀具有高度非线性的特点,其输出流量  $Q_L$  的线性化方程为<sup>[5]</sup>:

$$\begin{aligned} \Delta Q_L &= Q_{sv0} - K_c \Delta P_L \\ Q_{sv0} &= K_{sv} \Delta L_C \end{aligned} \quad (3)$$

式中,  $Q_{sv0}$  为伺服阀的空载流量;  $K_c$  为伺服阀的压力流量放大系数,  $\text{m}^3 / (\text{N} \cdot \text{s})$ ;  $K_{sv}$  为伺服阀的静态流量放大系数, 即在一定的供油压力下, 伺服阀额定流量与额定电流的比值, 也叫流量增益,  $K_{sv} = \sqrt{2} \frac{Q_0}{I_0}$ ,  $Q_0$  为额定流量,  $I_0$  为额定电流;  $\Delta P_L$  为负载压力变化。

当液压执行机构的固有频率  $\omega_n$  高于  $50 \text{ Hz}$  时, 伺服阀的动态特性可用二阶环节表示, 即<sup>[5]</sup>:

$$\frac{Q_{sv}}{I_c} = \frac{K_{sv}}{\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1} \quad (4)$$

式中,  $\omega_{sv}$  为伺服阀固有频率;  $\xi_{sv}$  为伺服阀的阻尼比;  $\omega_{sv}$  为伺服阀固有频率, 可以从伺服阀制造厂提供的频率响应曲线获得。

#### 3.3 液压缸流量连续性基本方程

由于在动态分析时, 需要考虑液压缸外泄漏和油液压缩性的影响, 使得流入液压缸的流量  $q_1$  和流出液压缸的流量  $q_2$  不相等, 即  $q_1 \neq q_2$ 。为了简化分析, 定义负载流量为<sup>[6]</sup>:

$$Q_L = \frac{q_1 + q_2}{2} \quad (5)$$

假定: 阀与液压缸的连接管道对称且短而粗, 管道中的压力损失和管道动态可以忽略; 液压缸每个工作腔内各处压力相等, 油温和体积弹性模量为常数。

流入、流出液压缸的流量  $q_1, q_2$  分别为<sup>[6]</sup>:

$$q_1 = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}(p_1 - p_2) + C_{ep}p_1 + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} \quad (6)$$

$$q_2 = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}(p_1 - p_2) + C_{ep}p_2 + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} \quad (7)$$

式中,  $A_p$  为液压缸活塞的有效面积;  $x_p$  为液压缸活塞的位移;  $C_{ip}$  为液压缸内泄漏系数;  $C_{ep}$  为液压缸外泄漏系数;  $\beta_e$  为有效体积弹性模量, 包括油液、连接管道和进油腔;  $V_1, V_2$  分别为液压缸进、回油腔的容积, 包括阀、连接管道和进油腔;  $V_{01}, V_{02}$  分别为进、回油腔的初始容积;  $p_1, p_2$  分别为液压伺服阀(四通阀)控制液压缸进、回油腔的压力。

液压缸工作腔的容积可写为:

$$V_1 = V_{01} + A_p x_p, \quad V_2 = V_{02} - A_p x_p \quad (8)$$

联立式(5)~(8), 可得流量连续性方程为:

$$\begin{aligned} Q_L = \frac{q_1 + q_2}{2} &= A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}(p_1 - p_2) + \\ &\frac{C_{ep}}{2}(p_1 - p_2) + \frac{1}{2\beta_e} \left( V_{01} \frac{dp_1}{dt} - V_{02} \frac{dp_2}{dt} \right) + \\ &\frac{A_p x_p}{2\beta_e} \left( \frac{dp_1}{dt} + \frac{dp_2}{dt} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

由于外泄漏流量通常很小, 忽略不计。4 个节流窗口是匹配和对称的(阀是零开口 4 边滑阀, 通过它的相对的 2 个节流口的流量相等, 方向相同; 通过它的 2 个相邻的节流口的流量也相等, 但方向相反, 即一个流入口, 另一个流出口), 所以通过滑阀 2 个节流口的流量也相等, 这样在动态时  $p_s \approx p_1 + p_2$ , 其中  $p_s$  为供油压力。

为了使系统稳定性好一些, 在分析时, 应该取活塞的中间位置作为初始位置, 即  $V_1 = V_2 = V_0 = \frac{V_1}{2}$ ,

其中  $V_0$  为总压缩容积。又由于  $A_p x_p \ll V_0$ , 则式(9)可以简化并进行拉氏变换:

$$Q_L = A_p s x_p + C_{ip} P_L + \frac{V_0}{4\beta_e} P_L s \quad (10)$$

式中,  $C_{ip}$  为液压缸总泄漏系数,  $C_{ip} = C_{ip} + \frac{C_{sp}}{2}$ 。

### 3.4 液压缸基本方程

传递到液压缸内的总体积是  $\Delta Q_L$  的积分, 而控制容积的实际变化量是<sup>[5,6]</sup>:

$$\begin{aligned} \Delta V &= V_Q - \Delta V_C - V_{CL} = x_p A_p \\ V_Q &= \int \Delta Q_L dt, \Delta V_C = \left(\frac{V_0}{E_0}\right) \Delta P_L \end{aligned} \quad (11)$$

式中,  $V_C$  为液压缸等效控制总容积;  $E_0$  为油液的弹性模量;  $V_Q$  为传递到油缸内的液体的总体积;  $\Delta V_C$  为控制容积中油液的压缩量;  $V_{CL}$  为控制容积中油液的泄漏量。

在当前液压 AGC 系统中,  $V_C$  为供油管道中的液压油与油缸中的液压油的总容积, 忽略压力波的传播时间和供油管道的固有频率。

### 3.5 轧机辊系基本方程

实际轧机机座及辊系系统是一复杂的多自由度质量分布系统, 为便于分析, 视上支承辊和上工作辊为一个质量体系; 视下支承辊和下工作辊为一个质量体系; 忽略轧件的质量, 将轧机按上、下辊系简化为一个 2 自由度弹簧质量系统, 如图 2 所示。

将轧机按上、下辊系简化为一个 2 自由度弹簧质量系统列写系统力平衡方程有<sup>[5,6]</sup>:

$$M_1 \ddot{x}_1 + B_1 \dot{x}_1 + B_w (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_w (x_1 - x_2) + F_{L1} = F \quad (12)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + B_2 \dot{x}_2 + B_w (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_w (x_1 - x_2) + F_{L2} = 0 \quad (13)$$

式中,  $M_1$  为上辊系等运动部件的等效总质量, 包括

油缸;  $B_1$  为油缸及上辊系等运动部件的粘性系数;  $K_1$  为立柱中部至上横梁的等效刚度, 包括上辊系及其轴承、油缸等;  $x_1$  为轧机上辊系位移;  $F_{L1}$  为作用在上辊系上的其它负载;  $M_2$  为下辊系运动部件的等效总质量;  $B_2$  为下辊系运动部件的粘性系数;  $K_2$  为立柱中部至下横梁的等效刚度;  $x_2$  为轧机下辊系位移;  $F_{L2}$  为作用在下辊系上的其它负载;  $B_w$  为上、下工作辊与轧件在轧制力  $F$  作用下的等效阻尼系数;  $K_w$  为上、下工作辊与轧件在轧制力  $F$  作用下的等效刚度。

### 3.6 背压回油管道

背压是低压, 管道中的油液可被看作不可压缩液体, 利用连续性方程和伯努利方程, 可推出背压为<sup>[4]</sup>:

$$P_d = P_{d0} + M_{or} \frac{d^2 x_p}{dt^2} + R_r \frac{dx_p}{dt} \quad (14)$$

式中,  $P_{d0}$  为初始背压;  $M_{or}$  为回油管道中的油液质量,  $M_{or} = \rho L_r \frac{A_b}{A_r}$ ;  $\rho$  为油液的密度;  $L_r$  为回油管道的长度;  $A_b$  为油缸有杆腔的工作面积;  $A_r$  为回油管道的横面积;  $R_r$  为压力差系。

### 3.7 位移传感器

位移传感器方程在系统中可以被视为惯性环节, 其传递函数为:

$$H(s) = \frac{U_i}{x_p} = \frac{K_s}{T_s s + 1} \quad (15)$$

式中,  $K_s$  为位移反馈系数;  $T_s$  为系统的调节时间;  $U_i$  为反馈得到的信号。

## 4 液压 AGC 系统的动态仿真及模拟分析

在轧制过程中, 影响轧件厚度变化的因素很多, 其中轧制时的来料厚度、轧件塑性刚度、轧机纵向刚度、液压缸的初始行程、回油管道长度等参数随着轧制条件的变化而变化, 它们不同程度地影响着轧制厚度的变化。由于篇幅的限制, 现在主要对以下几个主要的参数进行分析, 运用 Matlab 6.5 进行仿真, 其仿真参数如下:  $M_1$  为 84 200 kg,  $K_w$  为  $6.22 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{A/s}$ ,  $K_c$  为  $8.43 \times 10^{-14} \text{ m}^5 / (\text{N} \cdot \text{s})$ ,  $K_w$  为  $1.18 \times 10^{10} \text{ N/m}$ ,  $A_p$  为  $0.24 \text{ m}^2$ ,  $M_2$  为 79 000 kg,  $\omega_w$  为 594 r/s,  $K_s$  为 1 V/m,  $B_1$  为  $2.4 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ ,  $K_p$  为 1 000 V/m,  $A_d$  为  $0.731 4 \text{ m}^2$ ,  $\xi_w$  为

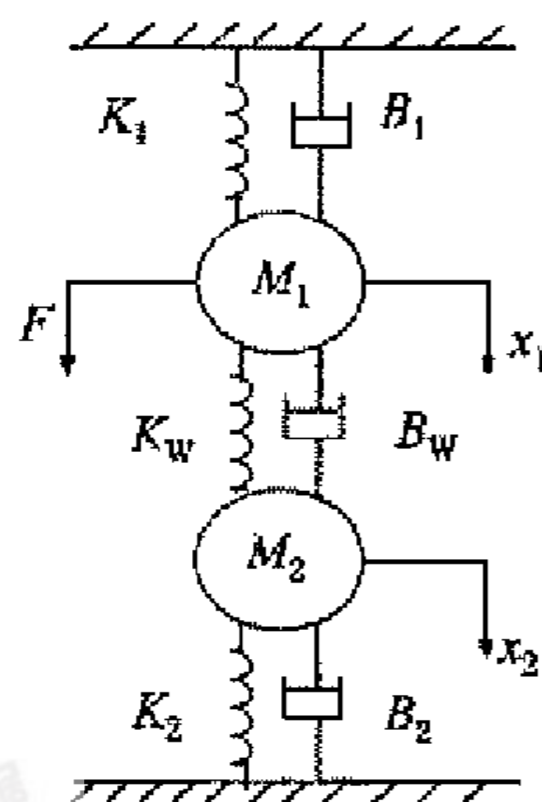


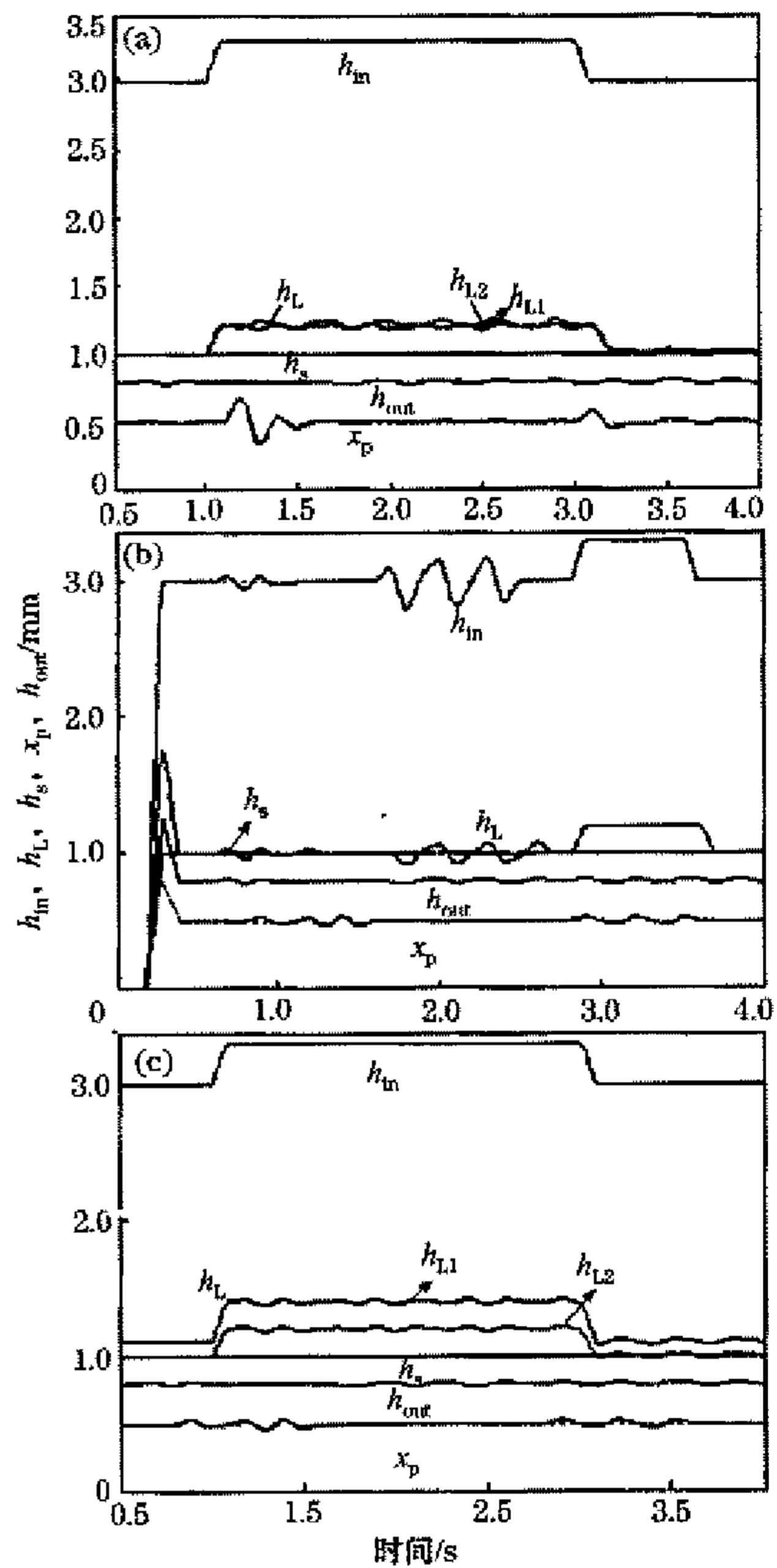
图 2 轧机两自由度质量分布系统  
Fig. 2 Mass distribution system with two freedoms of rolling mill

0.89,  $T_s$  为 0.025 s,  $B_2$  为  $1.7 \times 10^7$  N·s/m,  $T_p$  为 50 s,  $V_c$  为 0.023 9 m<sup>3</sup>,  $T_1$  为 0.2 s,  $B_w$  为 0。仿真结果见图 3 和表 1。

图 3(a) 为入口厚度变化时出口厚度的变化和输出辊缝的响应。结果显示出口厚度的变化对轧制厚度的影响与轧前厚度变化的幅值、频率及形式有关, 与幅值相同但厚度变化较慢的轧件相比, 来料厚度变化较大的轧件, 轧制后的厚度误差较大。因此, 为了获得高的板厚精度必须控制来料厚度误差。

图 3(b) 为轧件塑性刚度  $W$  变化时轧制厚度和输出辊缝的响应。分析结果表明, 轧机塑性刚度系数变化使轧制厚度增大而偏离设定值; 系统的设定值与实际带钢的塑性刚度不一致时, 轧制时对厚度误差的“消差”能力较弱。

图 3(c) 为回油管道长度变化时轧制厚度和输出辊缝的仿真。分析结果表明, 在一定的范围内, 回油管道长度对轧制过程影响较小。表 1 为连接回油管道的长度变化时, 液压伺服压下系统中各仿真参数的变化。分析结果表明连接油管的长度变化, 不能够改变系统的穿越频率、上升时间和系统误差值。但是, 随着连接管道长度的增加, 系统的相位裕量、幅值裕量、液压缸的固有频率和阻尼系数相应地减小, 而折算惯性质量和超调量相应地增加, 系统的调节时间却是先减小后增大。由此可以看出, 连接油管长度的大、小不能改变系统的响应速度。而稳态误差的恒定不变说明了系统的开环放大倍数也是不受连接油管长度变化的影响; 但是, 由于连接油管长度变化的增加, 使得系统的折算惯性质量增加, 导致油缸的固有频率和阻尼系数减小, 使得系统的阻尼减小, 稳定性降低。这就是随着连接油管长度的增加, 系统的幅值裕量和相位裕量降低以及超调量增加的原因, 同时也是系统的调节时间先减小后增大的原因。



$h_{in}$ —轧件入口厚度;  $h_{out}$ —轧件出口厚度;  $h_L$ —工作辊的负载辊缝;  $h_s$ —辊缝设定值;  $x_p$ —液压缸活塞的位移  
(a) 轧机入口厚度变化(当  $W=20 \times 10^9$  N·m 时, 工作辊的负载辊缝为  $h_{L1}$ , 当  $W=10 \times 10^9$  N·m 时, 工作辊的负载辊缝为  $h_{L2}$ ); (b) 轧件塑性刚度系数变化的影响; (c) 回油管道长度变化(当  $L_r=2$  m 时, 工作辊的负载辊缝为  $h_{L1}$ ; 当  $L_r=60$  m 时, 工作辊的负载辊缝为  $h_{L2}$ )

图 3 不同参数变化对轧件厚度的影响

Fig. 3 Effect of parameters on thickness of rolled steel

表 1 系统特性参数

Table 1 Parameter list of system performance

$L$	$\omega_c/(r \cdot s^{-1})$	$T_s/ms$	$T_r/ms$	$E(s)/\%$	$\delta/\%$	$D/mm$	$M_r/kg$	$\omega_n/(r \cdot s^{-1})$	$\xi$
1.2	55.4	46	38	0.1	0.5	1 050	129 300	325.3	0.081
2	55.4	44	38	0.1	0.6	1 050	135 671	319.4	0.079
4	55.4	42	38	0.1	1.7	1 050	139 990	301.1	0.075
6	55.4	40	38	0.1	4.6	1 050	143 501	297.4	0.069
8	55.4	70	38	0.1	6.2	1 050	148 164	292.9	0.066
50	55.4	150	38	0.1	8.7	1 050	199 638	270.0	0.043

注:  $L$  为伺服阀和液压缸之间连接油管的长度;  $\omega_c$  为系统的穿越频率;  $T_s$  为系统的调节时间;  $T_r$  为上升时间;  $E(s)$  为系统误差;  $\delta$  为系统的超调量;  $D$  为液压缸的活塞直径;  $M_r$  为系统的折算惯性质量;  $\omega_n$  为液压缸的固有频率;  $\xi$  为液压缸的阻尼系数。

(下转第 53 页)

界产生严重的点阵畸变,加剧了间隙原子碳向晶界偏聚,而且随着铈含量的增加,铈和间隙原子向晶界偏聚的程度加剧,所以随着铈含量的增加,实验合金晶界析出相的数量增加。

由于铈、碳等原子向晶界偏聚后导致在母相及晶界析出相中发生了较大的点阵畸变,致使共格相界面两侧的点阵不匹配,因而增强了两相中的弹性。因弹性能的大小与晶界析出相的厚度成正比<sup>[3]</sup>,所以当晶界析出相厚度增大到某一临界值时,这种共格型相界面因不稳定而转变成半共格或非共格型界面,为消除长程应力场、降低总能量,使晶界析出相逐渐球化。所以随着铈含量的增加,实验合金晶界大片状相相对减少而颗粒相增加。

由于合金的持久寿命主要受扩散机制的控制,相对片状相而言,颗粒相“钉扎”晶界的作用及阻碍裂纹扩展的效应更强,所以3号合金的持久寿命比1号高。但是铈含量过高时,合金晶界析出相的数量大大增加,晶界弱化,持久寿命反而下降,所以5号合金持久寿命比3号低。总之,加入适量的铈可提高合金的持久寿命。但是,从实验结果来看,应将合

金的铈含量控制在  $w_{\text{Ce}} = 0.0040\% \sim 0.0085\%$  范围内。

#### 4 结论

(1)随着铈含量的增加,实验合金晶界大片状相相对减少而颗粒相增加,而且晶界析出相的分布较合理,持久寿命提高;但铈含量太高时,合金晶界析出相的数量大大增加,晶界弱化,持久寿命反而下降。

(2)合金晶界析出相的数量、形貌和分布等特征的变化规律与合金持久寿命的变化规律一致。

(3)适量的铈可提高合金的持久寿命。实验合金中铈含量的最佳控制范围为:  $w_{\text{Ce}} = 0.0040\% \sim 0.0085\%$ 。

#### 参考文献:

- [1] 周顺兵,李长一. Ce对 Fe-Cr-Ni-Nb-Ti-Al-W 合金晶界 MC相组成的影响[J]. 理化检验-物理分册,2004,40(7):325-326.
- [2] 李玉清,刘锦岩. 高温合金晶界间隙相[M]. 北京:冶金工业出版社,1990.
- [3] 闵乃本. 晶体生长的物理基础[M]. 上海:上海科学技术出版社,1982.

(上接第38页)

#### 5 结论

建立了冷连轧机液压 AGC 系统的动态仿真模型,能够全面、方便地分析轧制过程中各种因素对最后轧制精度的影响,模拟了系统参数变化对轧制厚度及系统动态品质的影响,结果表明:轧件入口厚度的变化对轧制厚度的影响比较大,因此,在实际工作中,为了得到高精度的板厚必须控制来料厚度的误差;对液压缸来说,油管长度越大或折算惯性质量越大,使得油缸的固有频率和阻尼系数越小。对系统来说,系统的阻尼系数越小,系统的稳定性越差,当油管长度超过一定范围时,系统的稳定性就会被破坏。油管长度在 0~35 m 时对轧制过程影响较小,当回油管长度大于 45 m 时,动态过程中有滞后且震

荡加剧。

#### 参考文献:

- [1] 卢长耿,李金良. 液压控制系统的分析与设计[M]. 北京:煤炭工业出版社,1991. 204-205.
- [2] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京:机械工业出版社,2000. 96-121.
- [3] 方昌林. 液压、气压传动与控制[M]. 北京:机械工业出版社,2000. 203-229.
- [4] 丁修望. 轧制工程自动化[M]. 北京:冶金工业出版社,2004. 231-260.
- [5] 行娟娟. 轧机液压 AGC 系统数学模型及其控制方法研究[D]. 西安:西安理工大学,2004. 20-36.
- [6] 高英杰,赵静一,孔祥东,等. 板带轧机液压 AGC 系统的动态模拟[J]. 中国机械工程,1998,9(7):23-26.