

# 高压辊磨机液压系统的动态特性和参数设计

徐海良<sup>1,2</sup>, 刘大帅<sup>1</sup>, 曾义聪<sup>1</sup>, 刘建发<sup>1</sup>

(1. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083; 2. 中南大学 高性能复杂制造国家重点实验室,  
湖南 长沙 410083)

**摘 要:**针对 GM1 400×800 高压辊磨机工作时的振动冲击问题,基于动辊和液压系统力学模型,建立了高压辊磨机液压系统数学模型,计算分析了系统液阻、蓄能器初始压力和容积对系统动态特性的影响,并进行了实例验证,为液压系统的参数设计提供理论依据。研究表明:液阻和蓄能器容积是影响高压辊磨机动态特性的主要因素,蓄能器初始压力主要影响对辊工作间隙;液阻增大,系统超调量指数下降,响应时间指数上升;蓄能器容积增大,系统超调量线性减小,响应时间线性上升;蓄能器初始压力对系统动态特性影响不大,它和蓄能器容积共同影响柱塞的平衡位移。经分析,取液阻  $C_q=4\times 10^7$  Ns/m<sup>5</sup>,蓄能器容积  $v_0=0.02$  m<sup>3</sup>,蓄能器初始压力  $p_0=17$  MPa,系统超调量为 8%,响应时间为 0.1 s,柱塞的平衡位移为 10 mm。

**关键词:**机械工程;高压辊磨机;液压系统;数学模型;动态特性;参数设计

**中图分类号:**TD453 **文献标志码:**A

## Dynamic characteristic and parameter design of high pressure grinding roll's hydraulic system

XU Hai-liang<sup>1,2</sup>, LIU Da-shuai<sup>1</sup>, ZENG Yi-cong<sup>1</sup>, LIU Jian-fa<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, Hunan, China;  
2. State Key Laboratory of High Performance Complex Manufacturing,  
Central South University, Changsha 410083, Hunan, China)

**Abstract:** For the problem of vibration and impact of the GM1 400×800 high pressure grinding roll at working, the mathematical model of high pressure grinding roll's hydraulic system is established based on floating roll and hydraulic system's mechanical model, the influence of the system fluid resistance, accumulator initial pressure and volume on the system dynamic characteristics is computed and analyzed, and then the case verification is done. It provides a theoretical basis for the hydraulic system's parameter design. The calculation results show that the fluid resistance and the accumulator volume are the main factors for the dynamic characteristic of the high pressure grinding roll, and the accumulator initial pressure mainly affects the rollers' working gap; when the fluid resistance increases, the system overshoot decreases exponentially, and the system response time increases exponentially; when the accumulator initial volume increases, the system overshoot decreases linearly, and the system response time increases linearly; the accumulator initial pressure has little effects on the system dynamics, but the accumulator

initial pressure and volume have the combined effects on the plunger's equilibrium position. After analysis, when fluid resistance  $C_q=4\times10^7\text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^5$ , accumulator initial volume  $v_0=0.02\text{ m}^3$ , and accumulator initial pressure  $p_0=17\text{ MPa}$ , the system overshoot is 8%, response time is 0.1 s, and plunger's equilibrium position is 10 mm. 3 tabs, 9 figs, 12 refs.

**Key words:** mechanical engineering; high pressure grinding roll; hydraulic system; mathematical model; dynamic characteristic; parameter design

0 引 言

高压辊磨机是利用静压粉碎原理发展起来的一种高效节能的粉碎设备,是目前国内外矿山行业实现“多碎少磨”的首选高效粉碎设备,在水泥生产和矿石破碎等行业得到广泛应用<sup>[1-7]</sup>。高压辊磨机的工作环境恶劣,影响液压系统性能的随机因素多。

文献[2]认为,高压辊磨机粉碎物料时,动辊和液压系统所承受的作用力随机变化,因此液压系统动态特性影响动辊的随机振动和辊隙的随机变化,从而影响高压辊磨机对物料的适应性;宋锦春等根据高压辊磨机的设计结构和工作原理对液压系统进行了数学建模分析,得到了液压系统动态特性随系统参数的变化规律<sup>[3-10,11]</sup>;柯尊荣对蓄能器的数学模型进行了修正<sup>[9]</sup>。但早期研究未考虑以下 2 个因素,从而影响高压辊磨机液压系统动态特性分析和参数设计的准确性:①动辊惯量和摩擦力对数学模型的影响。由于动辊质量较大,因此建立数学模型时未考虑其惯量和摩擦力会造成一定的理论误差。②动辊两侧液压系统相互作用的影响。两侧液压系统共同作用在动辊上,因此仅研究单侧液压系统会对其动态特性的准确性产生影响。基于此,本文在前人研究的基础上,考虑了动辊惯量、动辊摩擦力以及两侧液压系统的相互作用等因素,建立高压辊磨机液压系统数学模型并进行动态特性分析,以便于液压系统的参数设计和性能优化。

1 高压辊磨机工作原理及液压系统原理

GM1400×800 高压辊磨机的工作原理如图 1 所示。主机由框架和对辊组成,其中,对辊由定辊和动辊组成。定辊固定在框架上,动辊在柱塞缸的作用下沿滑轨水平滑动,从而调整对辊间隙。当达到所需间隙后,对辊在电机的驱动下开始相对转动,此时,矿石颗粒由主机上方进入对辊间隙,在通过对辊间隙的过程中,除了受到辊面的直接压力外,矿石颗粒还被相对转动的对辊压实,在多点高压静载荷的作用下颗粒内部受损并产生裂纹,实现了矿石颗粒连续粉碎的工作过程<sup>[7-8]</sup>。

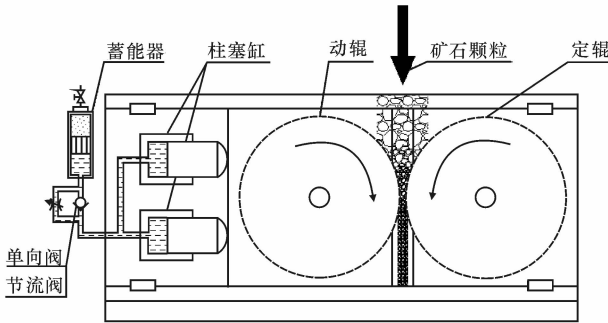


图 1 高压辊磨机工作原理

Fig. 1 Work of high pressure grinding roll

高压辊磨机液压系统如图 2 所示。液压泵向系统提供压力油液,通过换向阀实现柱塞缸的进退。当系统压力达到工作压力后,液压泵停止工作,此时,由蓄能器、溢流阀和压力继电器组成的液压回路来维持系统的工作压力,保证粉碎过程稳定连续地进行;当系统压力低于最小工作压力时,液压泵重新开始工作,将系统压力再次提高到工作压力。当矿石粒径过大或硬度过高时,对辊间隙突然增大,动辊对柱塞缸产生冲击,使柱塞退回缸内并挤压油液,此时,通过蓄能器吸收柱塞缸所排出的油液,减少系统冲击,保持压力稳定。若冲击过大,柱塞后退速度过快,蓄能器来不及吸收柱塞缸排出的油液,系统压力迅速升高,当系统压力超过最大工作压力时,溢流阀打开实现卸压,保证系统安全。因此,只考虑其静态特性无法满足系统设计的要求,受到冲击时其动态特性的优劣决定了系统的可靠性和稳定性。

2 建立高压辊磨机液压系统的数学模型

由以上分析可知,高压辊磨机的动态特性主要由动辊和液压系统决定,因此首先建立动辊与液压系统的数学模型。

2.1 动辊的数学模型

根据动辊的受力得到其力学模型如下页图 3 所示<sup>[9]</sup>。其中, $F(t,x)$ 为矿石颗粒对动辊的作用力; $M$ 为动辊质量; $W$ 为动辊长度; $L$ 为滑轨距离; $y_1$ 、 $y_2$ 分别为动辊两侧柱塞的位移。由动辊力平衡,得到以下公式

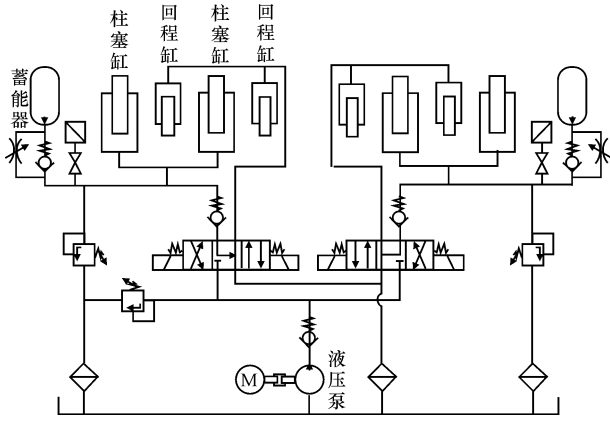


图 2 高压辊磨机液压系统

Fig. 2 High pressure grinding roll's hydraulic system

$$F(t) = \int_0^W F(t, x) dx$$

$$T(t) = \int_0^W F(t, x) \left( \frac{W}{2} - x \right) dx$$

$$F(t) - (F_1 + F_2) = \frac{M}{2} (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2) + Mg\mu$$

$$T(t) - (F_1 - F_2) \frac{L}{2} = J\ddot{\theta} \quad (1)$$

式中:  $F(t)$  为  $F(t, x)$  在动辊上产生的作用力;  $T(t)$  为  $F(t, x)$  在动辊上沿对辊接触面产生的转矩;  $\mu$  为动辊轴承座与滑轨之间的动摩擦因数;  $g$  为重力加速度;  $\theta$  为动辊的偏转角度,  $\ddot{\theta} = \frac{1}{2L} (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2)$ ;  $F_1$ 、 $F_2$  分别为动辊与两侧柱塞的相互作用力;  $J$  为动辊的转动惯量。

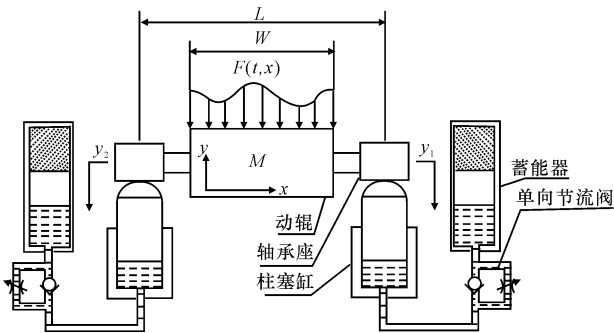


图 3 动辊和液压系统力学模型

Fig. 3 Mechanical model of hydraulic system and floating roll

## 2.2 单侧液压系统的数学模型

由图 3 分析其中一侧液压系统, 并将一侧液压系统中的 2 个柱塞缸简化为 1 个。忽略液压系统的泄漏和油液弹性模量, 根据液压系统中柱塞受力平衡方程、流量连续方程、孔口流量方程和蓄能器活塞受力平衡方程可得一侧液压系统的数学模型为

$$F_1 = p_{c1} s_1 + m_1 \ddot{y}_1 + c \dot{y}_1$$

$$Q = s_1 \dot{y}_1$$

$$C_q Q = p_{c1} - p_{a1}$$

$$(p_{a1} - p_1) s_{a1} = m_{a1} \ddot{y}_{a1} + c \dot{y}_{a1} + K_1 y_{a1} + f_{a1} \quad (2)$$

式中:  $p_{c1}$  为柱塞缸的油压;  $s_1$  为柱塞面积;  $m_1$  为柱塞质量;  $c$  为油液阻尼系数;  $Q$  为油液流量;  $C_q$  为系统液阻;  $p_{a1}$  为蓄能器液腔油压;  $p_1$  为蓄能器气腔气压;  $s_{a1}$  为蓄能器活塞的面积;  $m_{a1}$  为蓄能器充放液时其运动部分的等效质量;  $y_{a1}$  为蓄能器活塞位移;  $K_1$  为气体弹簧的刚度;  $f_{a1}$  为蓄能器活塞所受的摩擦力。

蓄能器的等效质量  $m_{a1}$  由两部分组成, 分别是活塞质量和液腔内的油液质量, 即

$$m_{a1} = m_{h1} + m_{y1} = m_{h1} + \Delta v \rho = m_{h1} + v_0 \rho (1 - \sqrt[n_1]{p_0/p_1}) \quad (3)$$

式中:  $m_{h1}$  为蓄能器活塞的质量;  $\rho$  为油液密度;  $p_0$  为蓄能器的初始压力;  $v_0$  为蓄能器气体的容积。

由刚度的定义可知,  $K_1$  是气体压强变化量和气体体积变化量的比值

$$K_1 = s_{a1}^2 \frac{dp}{dv} = s_{a1}^2 \frac{n_1 p_0 v_0^{n_1}}{v_1^{n_1+1}} = s_{a1}^2 v_0^{n_1} \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}+1} \quad (4)$$

式中:  $n_1$  为气体多变指数。

$n_1$  的取值由蓄能器工作时气体与外界的热交换情况决定<sup>[9-10]</sup>, 影响气体热交换的因素主要有周围介质的导热系数和气体压缩速率, 因此  $n_1$  取值为

$$n_1 = (k-1) \left( \frac{k}{k-1} - e^{-\frac{1}{b} |\frac{Q}{v_1}|} \right) \quad (5)$$

式中:  $D$  为周围介质的导热系数, 由蓄能器的结构决定, 取值 0.074<sup>[10]</sup>;  $k$  为气体绝热指数;  $v_1$  为蓄能器气腔体积。

根据孔口流量方程, 从柱塞缸流出的油液流量等于充入蓄能器的油液流量, 即

$$Q = s_1 \dot{y}_1 = s_{a1} \dot{y}_{a1} \quad (6)$$

将式(3)~式(6)代入式(2)得到高压辊磨机一侧液压系统的数学模型, 为

$$F_1 = A_1 \ddot{y}_1 + B_1 \dot{y}_1 + C_1 y_1 + \frac{s_1}{s_{a1}} f_{a1} + p_1 s_1 \quad (7)$$

式中:  $A_1 = m_1 + m_{a1} \left( \frac{s_1}{s_{a1}} \right)^2$ ;  $B_1 = c + c \left( \frac{s_1}{s_{a1}} \right)^2 + \frac{s_1^2}{C_q}$ ;

$$C_1 = K_1 \left( \frac{s_1}{s_{a1}} \right)^2.$$

同理, 另一侧液压系统的数学模型为

$$F_2 = A_2 \ddot{y}_2 + B_2 \dot{y}_2 + C_2 y_2 + \frac{s_2}{s_{a2}} f_{a2} + p_2 s_2 \quad (8)$$

式中:  $A_2 = m_2 + m_{a2} \left( \frac{s_2}{s_{a2}} \right)^2$ ;  $B_2 = c + c \left( \frac{s_2}{s_{a2}} \right)^2 + \frac{s_2^2}{C_q}$ ;

$$C_2 = K_2 \left( \frac{s_2}{s_{a2}} \right)^2.$$

根据图 3、式(7)和式(8)可知动辊两侧的液压系统

结构对称、参数相同。因此,文献[3]、文献[9]认为研究其中一侧液压系统就可以反映液压系统的整体动态特性,即式(7)为高压辊磨机液压系统的数学模型。

2.3 高压辊磨机液压系统的数学模型

在实际工作中,两侧液压系统共同作用在动辊上并相互影响彼此的动态特性,因此,为了更加准确地反映系统的动态特性,需要修正液压系统的数学模型,建立动辊和两侧液压系统的整体数学模型。将式(7)、式(8)带入到式(1)中,并令

$$\begin{aligned}\xi_1 &= \frac{2J-4L^2A_2-ML^2}{(2J-ML^2)A_1-(2J+ML^2)A_2-4L^2A_1A_2} \\ \xi_2 &= \frac{ML^2+2J}{(2J-ML^2)A_1-(2J+ML^2)A_2-4L^2A_1A_2} \\ \xi_3 &= \frac{ML^2-2J}{(2J-ML^2)A_1-(2J+ML^2)A_2-4L^2A_1A_2} \\ \xi_4 &= \frac{2J+4L^2A_1+ML^2}{(2J-ML^2)A_1-(2J+ML^2)A_2-4L^2A_1A_2}\end{aligned}$$

整理得到高压辊磨机液压系统的状态空间,即修正后的数学模型

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{v}_1 \\ \dot{v}_2 \\ \dot{p}_1 \\ \dot{p}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -C_1\xi_1 & -C_2\xi_2 & -B_1\xi_1 & -B_2\xi_2 & 0 & 0 & -s_1\xi_1 & -s_2\xi_2 \\ -C_1\xi_3 & C_2\xi_4 & -B_1\xi_3 & B_2\xi_4 & 0 & 0 & -s_1\xi_3 & s_2\xi_4 \\ 0 & 0 & -s_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -s_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{s_1m_1p_1}{v_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{s_2m_2p_2}{v_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ v_1 \\ v_2 \\ p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_1 \\ \omega_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中: $\omega_1=(\xi_1+\xi_2)\frac{F(t)-Mg\mu}{2}+(\xi_1-\xi_2)\frac{T(t)}{L}-\frac{s_1}{s_{a1}}f_{a1}\xi_1-\frac{s_2}{s_{a2}}f_{a2}\xi_2$ ; $\omega_2=(\xi_3+\xi_4)\frac{T(t)}{L}+(\xi_3-\xi_4)\cdot\frac{F(t)-Mg\mu}{2}-\frac{s_1}{s_{a1}}f_{a1}\xi_3+\frac{s_2}{s_{a2}}f_{a2}\xi_4$ 。

3 高压辊磨机液压系统的动态特性及影响因素

为对比样 2 种数学模型的差异,本文参照 GM1400×800 高压辊磨机的液压系统,求解系统在阶跃输入下的动态响应。假设矿石颗粒沿对辊接触面均匀分布,其所受碾磨力的大小为  $F(t, x)=5.75\times10^6$  N/m,根据反作用力原理对修正后的数学模型施加输入  $F(t, x)$ ,由于原数学模型只考虑了一侧液压系统,所以对其施加的输入  $F_1$  取值为  $F(t)$  的一半,即  $F_1=2.3\times10^6$  N。给定液阻  $C_q=4\times10^7$  Ns/m<sup>5</sup>,蓄能器初始压力  $p_0=17$  MPa,蓄能器容积  $v_0=0.02$  m<sup>3</sup>,其他参数参照表 1,采用龙格-库塔算法

分别求解式(7)和式(9)<sup>[11]</sup>,结果如图 4 所示。

表 1 GM1400×800 高压辊磨机的参数  
Tab. 1 Parameters of GM1400×800 high pressure grinding roll

项目	数值	项目	数值
$m_1/\text{kg}$	384.4	$m_2/\text{kg}$	384.4
$m_{h1}/\text{kg}$	17	$m_{h2}/\text{kg}$	17
$s_1/\text{m}^2$	0.123 2	$s_2/\text{m}^2$	0.123 2
$s_{a1}/\text{m}^2$	0.025 4	$s_{a2}/\text{m}^2$	0.025 4
$f_{a1}/\text{N}$	480	$f_{a2}/\text{N}$	480
$M/\text{kg}$	20 000	$W/\text{m}$	0.8
$g/(\text{N}\cdot\text{kg}^{-1})$	9.8	$L/\text{m}$	1.8
$\mu$	0.07	$c/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$2.6\times10^{-3}$
$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	870	$k$	1.4
$J/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-2})$	3 520		

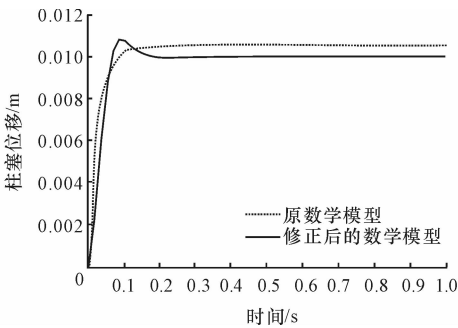


图 4 2 种数学模型的系统响应  
Fig. 4 System response to two mathematical models

由图 4 可知,在相同的阶跃输入下,修正后的数学模型的柱塞位移减小,超调量增大,柱塞平衡位移减小。其主要原因有两点:①动辊质量。由于修正后的数学模型考虑了动辊的质量,因此系统惯量增大,在相同输入下,柱塞所产生的加速度减小,导致上升阶段前期柱塞的位移减小,上升阶段后期柱塞位移的超调量增大;②动辊的摩擦力。修正后的数学模型考虑了动辊与滑轨之间的摩擦力,因此系统的能量损失增大,柱塞达到稳态时的位移减小。由此可见,动辊是影响系统动态特性的重要因素,建模时忽略动辊会造成一定的理论误差,本文以修正后的液压系统数学模型进行仿真研究。

理想工况下,矿石颗粒沿对辊接触面均匀分布,令阶跃输入  $F(t, x)=5.75\times10^6$  N/m,其他参数不变,求解式(9),得到理想工况下系统的响应曲线;实际工作中,由于下料装置的设计制造误差,矿石颗粒沿对辊接触面非均匀分布,因此动辊的受力沿辊轴方向变化,令阶跃输入  $F(t, x)=(6.1-0.9x)\times10^6$  N/m,其他参数不变,求解式(9),得到实际工作中系统的响应曲线,如图 5 所示。

由图 5 可知,理想工况下动辊两侧柱塞的响应曲线重合,而在实际工作中,动辊两侧柱塞的平衡位

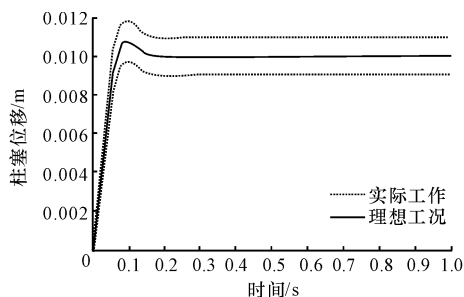


图5 颗粒分布不均匀对系统响应的影响

Fig. 5 Influence of ore uneven distribution on system response

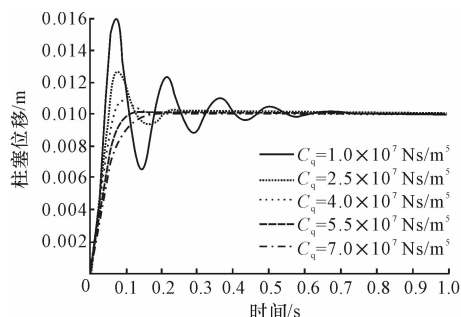
移分别偏离理想工况下的平衡位移,但是系统的超调量和响应时间不变。通过式(1)分析原因:在不同 $F(t, x)$ 的作用下,矿石对动辊作用力的大小 $F(t)$ 相同,力矩 $T(t)$ 不同。理想工况下矿石均匀分布,故其对动辊的力矩 $T(t)$ 为0;实际工作中矿石分布不均匀, $F(t, x)$ 沿辊接触面变化,因此对动辊产生力矩 $T(t)$ ,导致动辊对两侧柱塞的作用力改变,从而使两端柱塞的平衡位移与理想工况时产生偏差。由上述可知,矿石沿辊接触面非均匀分布主要影响动辊对两侧液压系统的输入,但是不影响系统的超调量和响应时间,因此可用理想工况下的系统响应曲线描述其动态特性。

通过上述分析可知,修正后的数学模型能够更加准确地描述高压辊磨机液压系统的动态特性,而且,为简化计算过程,可采用理想工况下的输入来研究系统。因此,令矿石碾磨力为 $F(t, x) = 5.75 \times 10^6 \text{ N/m}$ ,其他参数参照表1,求解式(9),分别研究系统液阻、蓄能器初始压力和容积对GM1400×800高压辊磨机动态特性的影响。

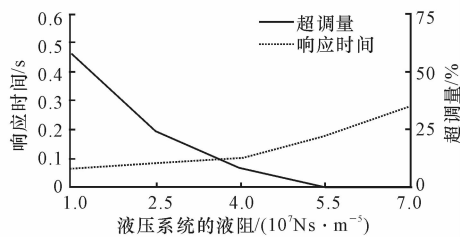
### 3.1 系统液阻对系统动态特性的影响

给定蓄能器初始压力 $p_0 = 17 \text{ MPa}$ ,蓄能器容积 $v_0 = 0.02 \text{ m}^3$ ,对液阻在 $1 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 到 $7 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 范围内,增量为 $1.5 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 的5组数据进行计算,得到系统的动态响应曲线和变化规律,如图6所示。

由图6可知,碾磨力 $F(t, x)$ 不变,随着液阻增大,系统的震荡次数显著减少,柱塞的平衡位移不变。当液阻从 $1 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 增大到 $4 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 时,系统超调量从58%迅速下降到8%,系统响应时间从0.07 s缓慢增加到0.1 s;当液阻大于 $4 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 时,随着液阻增大,系统超调量逐渐降低到0,系统响应时间从0.1 s迅速增加到0.28 s。液阻对整个系统起阻尼作用,因此适当的增大液阻有利于降低系统超调量,提高系统稳定性。但是液阻大于 $4 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 时,柱塞缸与蓄能器之间阻尼过大,缸内油液受挤压时不易迅速



(a) 系统动态响应曲线



(b) 系统动态特性随液阻的变化规律

图6 液阻对系统动态特性的影响

Fig. 6 Influence of fluid resistance on system's dynamic characteristic

流入蓄能器,导致局部压力过高,系统响应时间延长,因此液阻取值 $4 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 。

### 3.2 蓄能器容积对系统动态特性的影响

由上可知 $C_q = 4 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ ,给定 $p_0 = 17 \text{ MPa}$ ,对蓄能器容积 $v_0$ 在 $0.01 \text{ m}^3$ 到 $0.03 \text{ m}^3$ 范围内,增量为 $0.005 \text{ m}^3$ 的5组数据进行计算,得到系统的动态响应曲线和变化规律,如下页图7所示。

由图7可知,碾磨力 $F(t, x)$ 不变,当蓄能器容积 $v_0$ 从 $0.01 \text{ m}^3$ 增大到 $0.03 \text{ m}^3$ 时,柱塞的平衡位移由5 mm增大到15 mm,系统的超调量由19%线性减小到2%,响应时间由0.06 s线性增大到0.14 s。其原因是:蓄能器容积越大,气体弹簧储存能量的能力越大,意味着其吸收振动冲击的效果越好,因此超调量越小,但同时系统的刚度减小,柱塞平衡位移增大,系统响应时间变长。综合考虑蓄能器容积对柱塞平衡位移、系统超调量和响应时间的影响,取 $v_0 = 0.02 \text{ m}^3$ 。

### 3.3 蓄能器初始压力对系统动态特性的影响

由上可知 $C_q = 4 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ , $v_0 = 0.02 \text{ m}^3$ ,对 $p_0$ 在16 MPa到18 MPa范围内,增量为0.5 MPa的5组数据进行计算,得到系统的动态响应曲线和变化规律,如下页图8所示。

由图8可知,在碾磨力 $F(t, x)$ 不变的前提下,当 $p_0$ 从16 MPa增大到18 MPa时,柱塞的平衡位移由16.5 mm减小到3.7 mm,系统超调量和响应时间的变化均不明显,分别维持在7.5%和0.095 s左右。主要原因是蓄能器气压增大时,气体的弹性模量减

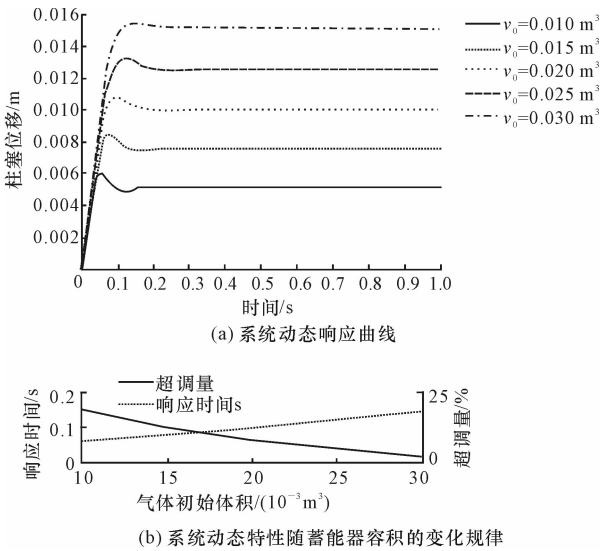


图 7 蓄能器容积对系统动态特性的影响  
Fig. 7 Influence of accumulator initial volume on system's dynamic characteristic

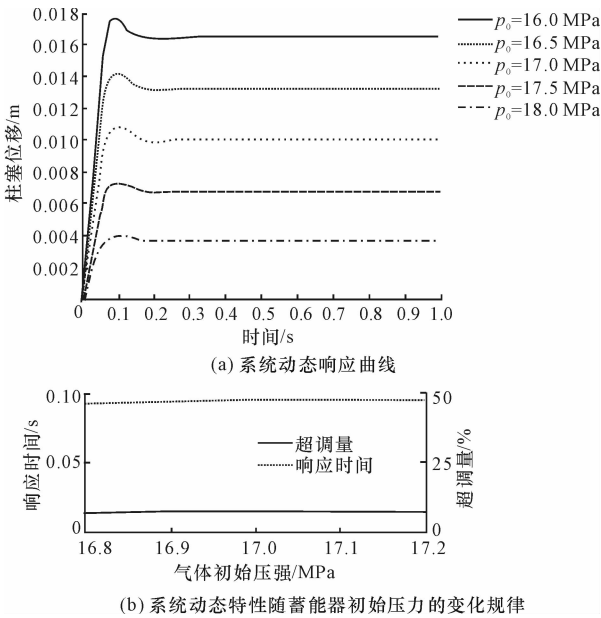


图 8 蓄能器初始压力对系统动态特性的影响  
Fig. 8 Influence of accumulator initial pressure on system's dynamic characteristic

小,系统的刚度增大,由刚度定义可知,输入相同的情况下,刚度增大。变形减小,由此可见,蓄能器初始压力主要影响柱塞的平衡位移,即影响高压辊磨机工作时的对辊间隙。根据 GM1400×800 高压辊磨机的工况以及对辊间隙经验公式<sup>[12]</sup>,取  $p_0=17$  MPa。

通过以上分析可知:在碾磨力给定的情况下,影响系统超调量和响应时间的主要因素是系统液阻和蓄能器容积,影响柱塞平衡位移的主要因素则是蓄能器容积和初始压力。在液压系统参数设计时,针对不同的工况,通过改变管路结构和内径、节流阀液阻、蓄

能器大小和充气压力来适应不同的矿石粒径和对辊间隙,必要时还可增加蓄能器个数,以达到最优动态特性。对于 GM1400×800 高压辊磨机,选取液阻  $C_q=4\times10^7$  Ns/m<sup>5</sup>,蓄能器容积  $v_0=0.02$  m<sup>3</sup>,蓄能器初始压力  $p_0=17$  MPa,此时,系统超调量为 8%,响应时间为 0.1 s,柱塞的平衡位移为 10 mm。

4 实例分析

以 GM1400×800 高压辊磨机液压系统为实例进行测试和分析,操作流程如图 9 所示。

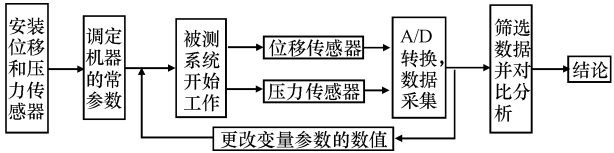


图 9 实例分析流程  
Fig. 9 Case analysis flow

根据上节的仿真分析可知,对系统动态特性影响最大的参数是系统液阻,因此选择系统液阻为实例分析的变参数,验证数学建模和仿真的正确性。矿石颗粒的粒径和硬度具有随机性,为了保证每次对柱塞缸的输入相同,选取厚度 20 mm 钢板通过对辊间隙,使其对动辊产生阶跃力。通过改变柱塞缸和蓄能器入口内径的数值 10、15、20 mm,研究系统液阻对其动态特性的影响。采用位移和压力传感器分别测试柱塞位移和柱塞缸油压,为减小偶然误差,共进行 10 组数据采集并取有效数据的平均值,得表 2、表 3。

表 2 柱塞位移的数据

Tab. 2 Data of plunger's displacement				
入口内径/mm	柱塞最大偏移/mm	柱塞平衡位置/mm	位移超调量/%	响应时间/s
10	10.43	10.17	2.49	0.107
15	11.78	10.55	11.66	0.091
20	13.41	10.52	27.47	0.076

表 3 柱塞缸油压的数据

Tab. 3 Data of plunger cylinder's pressure				
入口内径/mm	缸内峰值油压/MPa	缸内最终压力/MPa	油压超调量/%	峰值油压时间/s
10	21.84	18.59	17.48	0.032
15	21.34	18.61	14.67	0.037
20	20.89	18.60	12.31	0.042

由表 2 可知,柱塞缸和蓄能器入口内径由 10 mm 增大到 20 mm 时,系统液阻随之减小,此时,柱塞的最大偏移量由 10.43 mm 增大到 13.41 mm,位移超调量由 2.49% 增大到 27.47%,系统响应时间由 0.107 s 减小到 0.076 s,柱塞的最终平衡位置几乎不变,其数值的变化趋势基本符合图 6(b)所示的变化规律。分析表 3 可知,柱塞缸和蓄能器入口内径由 10 mm 增

大到 20 mm 时,柱塞缸内的峰值油压由 21.84 MPa 减小到 20.89 MPa,油压超调量由 17.48% 减小到 12.31%,峰值油压时间从 0.032 s 推迟到了 0.042 s。由此可见,增大液阻虽然能够有效降低柱塞位移的超调量,但油液不易充入蓄能器,柱塞缸内峰值油压过高,导致柱塞缸的响应时间延长。

以上实例分析的结论基本与仿真所得的动态特性变化趋势图 6(b)吻合,从而验证了数学模型的正确性。

## 5 结 语

(1)基于动辊和液压系统力学模型,建立了高压辊磨机液压系统数学模型。通过计算对比可知,考虑动辊质量和摩擦力的数学模型能够更加准确的描述系统的动态响应,为高压辊磨机液压系统的参数设计提供理论依据。

(2)针对 GM1 400×800 高压辊磨机的工况对液压系统数学模型进行求解,分析可知,系统液阻和蓄能器容积是影响系统动态特性的主要因素,而蓄能器初始压力只影响对辊的工作间隙:保持碾磨力  $F(t, x)$  不变,当液阻从  $1 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$  增大到  $7 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$  时,系统超调量由 58% 呈指数下降到 0,系统响应时间由 0.07 s 呈指数上升到 0.28 s,柱塞的平衡位移不变;当蓄能器容积从  $0.01 \text{ m}^3$  增加到  $0.03 \text{ m}^3$  时,系统超调量由 19% 线性减小到 2%,响应时间由 0.06 s 线性增大到 0.14 s,柱塞的平衡位移由 5 mm 增大到 15 mm。当蓄能器初始压力从 16 MPa 增大到 18 MPa 时,系统超调量和响应时间不变,柱塞的平衡位移由 16.5 mm 减小到 3.7 mm。

(3)以 GM1 400×800 高压辊磨机为实例,对系统液阻进行实例分析,通过对比实例和仿真的结果,验证了数学模型的准确性以及仿真结果的可靠性。

(4)本文进行研究时,仅考虑理想状态下,动辊受力均匀时的动态特性,而实际工况下,物料的种类、百分含量、物理性质各异,且下料沿对辊间隙的均匀性难以保证,因此还需要研究不均匀输入  $F(t, y)$  下液压系统的动态特性,并进一步研究其对辊隙主动控制的影响。

## 参考文献:

## References:

- [1] Schonert K. A first survey of grinding with high compression roller mills[J]. International Journal of Mineral Processing, 1988, 22(1/4): 401-412.
- [2] Patzelt N, Knecht J, Baum W. The metallurgical potential of high-pressure grinding[C]//Heinz Hoberg.

Proceeding of the International Mineral Processing Congress(Volume2)Archen:GDMB, 1997: 155-164.

- [3] 宋锦春,高航,张立成,等.高压辊磨机液压系统及其动态特性[J].东北大学学报:自然科学版,2000,21(1):38-40.  
SONG Jin-chun, GAO Hang, ZHANG Li-cheng, et al. Dynamic analysis of hydraulic system for high-pressure grinding[J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2000, 21(1): 38-40. (in Chinese)
- [4] 宋涛,王长周,宋锦春.高压辊磨机液压系统动态分析[J].液压与气动,2007(11):17-19.  
SONG Tao, WANG Chang-zhou, SONG Jin-chun. Dynamic analysis of hydraulic system for high-pressure grinding[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2007(11): 17-19. (in Chinese)
- [5] Aydogan N A, Ergun L, Benzer H. High pressure grinding rolls(HPGR) applications in the cement industry[J]. Minerals Engineering, 2006, 19(2): 130-139.
- [6] Harder J. Advanced grinding in the cement industry[J]. Zement-Kalk-Gips International, 2003, 56(3): 31-42.
- [7] Kellerwessel H. High-pressure material-bed comminution in practice[J]. Zement-Kalk-Gips International Edition B, 1990, 43(2): 57-64.
- [8] Liedtke S. Upgrading existing grinding plants[J]. World Cement, 2000, 31(9): 41-48.
- [9] 柯尊荣.辊压机液压系统建模与主控蓄能器研究[D].武汉:华中科技大学,2003.  
KE Zun-rong. Study on the dynamic modelling and controlling accumulator of the hydraulic system for grinding roller[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2003. (in Chinese)
- [10] 杨伟达,何天德,韩宝琦.蓄能器充压过程中气体多变指数的确定及储油量计算[J].吉林林学院学报, 1998, 14(1): 27-30.  
YANG Wei-da, HE Tian-de, HAN Bao-qi. Calculate oil reserves and gas polytropic index when the accumulator pressurizing[J]. Journal of Jilin Forestry University, 1998, 14(1): 27-30. (in Chinese)
- [11] 董辰辉,彭雪峰. MATLAB2008 全程指南[M].北京:电子工业出版社,2009.  
DONG Chen-hui, PENG Xue-feng. Full guide of MATLAB2008 [M]. Beijing: Electronic Industry Press, 2009. (in Chinese)
- [12] 段玉震.高压辊磨机的研究及应用[J].矿山机械, 2007, 35(4): 57-59.  
DUAN Yu-zhen. Research and application of high-pressure grinding roll[J]. Mining & Processing Equipment, 2007, 35(4): 57-59. (in Chinese)