

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2012.04.007

# 物料质量线性变化对卧式振动离心机 动力学特性的影响

丁泽良<sup>1</sup>, 黄守辉<sup>1</sup>, 王文韬<sup>1</sup>, 吴发展<sup>2</sup>, 刘华斌<sup>2</sup>, 余林燕<sup>2</sup>

(1. 湖南工业大学 机械工程学院, 湖南 株洲 412007; 2. 湖南立达选矿成套装备有限公司, 湖南 株洲 412007)

**摘要:** 建立了物料质量线性变化的反共振卧式振动离心机动力学模型, 分析了物料质量线性变化对机器振幅的影响规律。结果表明: 物料质量线性增加(或减少)时, 上、下质体的振幅都会增加(或减少); 当物料质量减少幅度较大时, 下质体振幅反而会增加。

**关键词:** 卧式振动离心机; 反共振; 物料质量变化

**中图分类号:** TD462+.1

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1673-9833(2012)04-0026-04

## The Effect of Linearly-Variable Mass on Dynamics Characteristic of Horizontal Vibration Centrifuge

Ding Zeliang<sup>1</sup>, Huang Shouhui<sup>1</sup>, Wang Wentao<sup>1</sup>, Wu Fazhan<sup>2</sup>, Liu Huabin<sup>2</sup>, Yu Linyan<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;  
2. Hunan Lida Beneficiation Equipment Co., Ltd., Zhuzhou Hunan 412007, China)

**Abstract:** A dynamic model of antiresonance horizontal vibration centrifuge was established under the condition of linearly-variable mass. The effect of linearly-variable mass on the amplitude response curve of the vibration centrifuge was investigated. Results showed that the amplitude of upper body and lower body increased (or reduced) linearly with the increase (or reduce) of the mass load, and the amplitude of lower body would increase as the reduce range of mass load was too big.

**Keywords:** horizontal vibration centrifuge; anti-resonance; changed mass load

## 0 引言

反共振卧式振动离心机(又称双质体反共振卧式振动离心机)是利用动力减振原理设计的一种新型高效离心脱水设备。其具有能耗低、产能大、易损件少、煤的粉碎率低、所需厂房高度低以及维修方便等优点,从而被广泛应用于洗煤行业,并逐渐替代立式

离心脱水机成为选煤厂精煤脱水的主导机型<sup>[1-3]</sup>。

目前,国内外学者在分析卧式振动离心机动力学特性时,通常将物料质量等效成一个静态质量附加在参振质量上,构成等效参振质量的一部分,而实际生产中,反共振卧式振动离心机工作时的物料质量是动态变化的。本文将就物料质量线性变化对反共振卧式振动离心机动力学特性的影响规律进行探讨,以期

收稿日期: 2012-04-01

基金项目: 湖南省产学研结合专项计划基金资助项目(2010XK6065)

作者简介: 丁泽良(1966-),男,湖南攸县人,湖南工业大学教授,博士生导师,主要研究方向为选矿机械和离心脱水机,

E-mail: xmcdzl@163.com

对反共振卧式振动离心机的研究及应用提供指导。

## 1 动力学模型

反共振卧式振动离心机工作时,其物料质量的变化可分为3种情况:

1) 机器启动时,进入筛篮的物料质量由0逐渐增大。

2) 机器稳定工作时,进、出筛篮的物料量基本相等,物料质量相对恒定。

3) 停机后,筛篮上的物料量逐渐减少至0。

假设进入和离开筛篮的物料质量呈线性变化,根据空载时反共振卧式振动离心机的动力学模型<sup>[1]</sup>,可建立物料质量线性变化时机器的动力学模型,如图1所示。

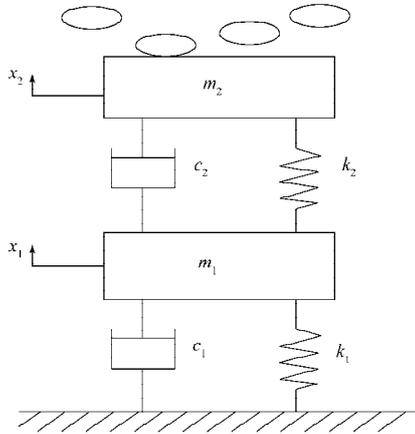


图1 反共振卧式振动离心机的动力学模型

Fig. 1 Dynamic model for anti-resonance horizontal vibration centrifuge

设下质体(由振动电机、壳体和振动箱体等组成)的质量为 $m_1$ ,上质体(由筛篮、主轴、主轴轴承、轴承箱和大带轮等组成)质量为 $m_2$ ,物料和上质体的总质量为 $m_t$ , $m_t$ 与 $m_2$ 之间的关系可表示为<sup>[4]</sup>

$$m_t = m_2(1 + \eta t), \quad (1)$$

式中: $t$ 为工作时间;

$\eta$ 为物料质量变化率,当 $\eta > 0$ 时,代表物料质量呈线性增加, $\eta < 0$ 时,代表物料质量线性减小,据实际情况分析, $\eta$ 的绝对值远小于1。

根据文献[5-7]的研究,可得图1的动力学方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2 (x_2 - x_1) = F \sin \omega t, \\ m_t \ddot{x}_2 + \frac{dm_t}{dt} (\dot{x}_2 - v) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

式中: $k_1, k_2$ 为下质体、上质体的弹簧刚度, N/m;

$c_1, c_2$ 为下质体、上质体的粘滞阻尼系数, Ns/mm;

$m_1, m_2$ 为下质体、上质体的质量, kg;

$x_1, x_2$ 为下质体、上质体的位移, m;

$m_t$ 为考虑物料质量线性变化后物料和上质体的总质量, kg;

$v$ 为物料进入筛篮时的速度, m/s;

$F \sin \omega t$ 为激振电机激振力,其中 $F$ 为激振力的幅值, N;

$\omega$ 为激振频率, rad/s。

假设物料进入筛篮的瞬间,对筛篮产生的冲击力为 $F_N$ ,由动量定理得

$$F_N = \frac{dm_t (\dot{x} - v)}{dt}, \quad (3)$$

式中 $dm_t = m_2 \eta$ 表示为物料进入筛篮或离开筛篮瞬间的质量。

设物料进入筛篮时的速度 $v$ 为0,则方程组(2)可化简为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2 (x_2 - x_1) = F \sin \omega t, \\ m_2 (1 + \eta t + \eta) \ddot{x}_2 + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

方程组(4)含有3个未知参数 $x, \eta$ 和 $t$ ,但 $\eta$ 和 $t$ 只代表物料质量的变化,仅受时间和机器工况的影响,中间不含 $x$ 的因子。为便于求解,将 $m_2(1 + \eta t + \eta)$ 当做一个常数,则方程组(4)变为求解 $x_1, x_2$ 的线性方程组,可采用复数法进行求解<sup>[8]</sup>。设方程组(4)的特解形式为

$$\begin{cases} x_1 = A_1 e^{j\omega t}, \\ x_2 = A_2 e^{j\omega t}. \end{cases} \quad (5)$$

式中 $A_1, A_2$ 分别为下、上质体的振幅, m。

将式(5)中 $x_1, x_2$ 的一、二阶导数代入方程组(4)得

$$\begin{cases} A_1 (-m_1 \omega^2 + jc_1 \omega + jc_2 \omega + k_1 + k_2) + A_2 (-jc_2 \omega - k_2) = F, \\ A_1 (-jc_2 \omega - k_2) + A_2 (-m_2 (1 + \eta t + \eta) \omega^2 + jc_2 \omega + k_2) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

求解方程组(6),并引入以下记号:

$$a = k_2 - m_2 (1 + \eta t + \eta) \omega^2,$$

$$b = \omega c_2,$$

$$d = k_2,$$

$$g = (k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) (k_2 - m_2 (1 + \eta t + \eta) \omega^2) - k_2^2 - c_1 c_2 \omega^2,$$

$$h = \omega ((c_1 + c_2) (k_2 - m_2 (1 + \eta t + \eta) \omega^2) +$$

$$c_2 (k_1 + k_2 - m_1 \omega^2) - 2c_2 k_2),$$

可得位移响应表达式为:

$$x_1 = F \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{g^2 + h^2}} \sin\left(\omega t - \arctan \frac{ah - bg}{ag + bh}\right), \quad (7)$$

$$x_2 = F \sqrt{\frac{d^2 + b^2}{g^2 + h^2}} \sin\left(\omega t - \arctan \frac{dh - bg}{dg + bh}\right). \quad (8)$$

由式(7)和(8)可知,当物料质量线性变化时,反共振卧式振动离心机上、下质体的振幅会随时间发生变化。

## 2 动力学特性分析

为探讨物料质量线性变化对反共振卧式振动离心机动力学特性的影响规律,现以某公司生产的反共振卧式振动离心机产品为研究对象,对其在空载与物料质量线性变化情况下的位移相应特性进行分析。该机器的相关参数是:上质体质量  $m_2=1\ 720\ \text{kg}$ ,下质体质量  $m_1=4\ 300\ \text{kg}$ ,稳态工作时的物料质量为  $340\ \text{kg}$ ,上质体橡胶弹簧刚度  $k_2=3.9 \times 10^7\ \text{N/m}$ ,阻尼系数  $c_2=53.5\ \text{Ns/mm}$ ,下质体橡胶弹簧刚度  $k_1=1.1 \times 10^7\ \text{N/m}$ ,阻尼系数  $c_1=34.8\ \text{Ns/mm}$ ,筛篮转速  $\omega_c=320\ \text{r/min}$ ,激振电机转速  $\omega=1\ 460\ \text{r/min}$ ,激振力  $F=110\ 000\ \text{N}$ 。

### 2.1 空载时的位移响应曲线

空载时,  $\eta=0$ ,  $m_2=1\ 720\ \text{kg}$ ,将有关参数代入式(7)和(8)得机器空载时上、下质体的位移响应曲线如图2所示。

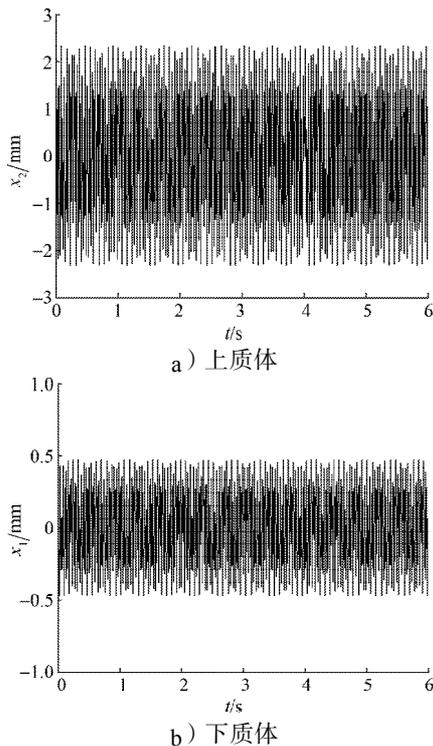


图2 空载时机器的位移响应曲线

Fig. 2 Displacement response curve for the no-load machine

由图2可知,机器空载运行时,其上、下质体的位移响应曲线均为正弦曲线,上、下质体的振幅分别为  $2.3\ \text{mm}$  和  $0.5\ \text{mm}$ ,周期  $T=2\pi/\omega=0.04\ \text{s}$ 。

### 2.2 物料质量线性增加时的位移响应曲线

若机器启动后,进入筛篮的物料量线性增加,将物料质量线性变化率  $\eta$  分别取  $0.05$  和  $0.1$  代入式(7)和(8)中,得上、下质体的位移响应曲线,如图3所示。

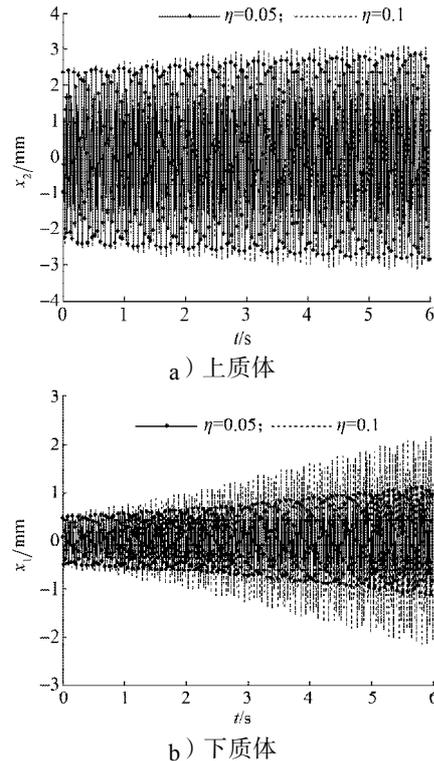


图3 物料质量线性增加时机器的位移响应曲线  
Fig. 3 Displacement response curve for the machine with the mass load increasing linearly

由图3可知,当  $\eta=0.05$  时,上、下质体的振幅均随时间的增加而增加。当  $t=4\ \text{s}$  时,进入筛篮的物料量达到最大 ( $1\ 720 \times 0.05 \times 4=340\ \text{kg}$ ,之后物料不再增加,机器处于稳定工作状态),此时上、下质体的振幅分别为  $2.7\ \text{mm}$  和  $0.8\ \text{mm}$ ,与空载时相比,分别增加了  $0.4\ \text{mm}$  和  $0.3\ \text{mm}$ 。

当  $\eta=0.1$  时,机器工作时间  $t=4\ \text{s}$  时,筛篮上、下质体的振幅分别为  $3.0\ \text{mm}$  和  $1.5\ \text{mm}$ ,比  $\eta=0.05$  分别增大  $0.3\ \text{mm}$  和  $0.7\ \text{mm}$ 。可见,物料质量增加比例越大,机器振幅增长的幅度越大,机器进入稳定工作的时间越短。

### 2.3 物料质量线性减少时的位移响应曲线

机器停机过程中,筛篮内的物料质量逐渐减少,假设物料呈线性减少,取质量变化率  $\eta=-0.05$  和  $-0.1$ ,将  $m_2=2\ 060\ \text{kg}$  代入式(7)和(8)中,得到图4所示

的上、下质体的位移响应曲线。

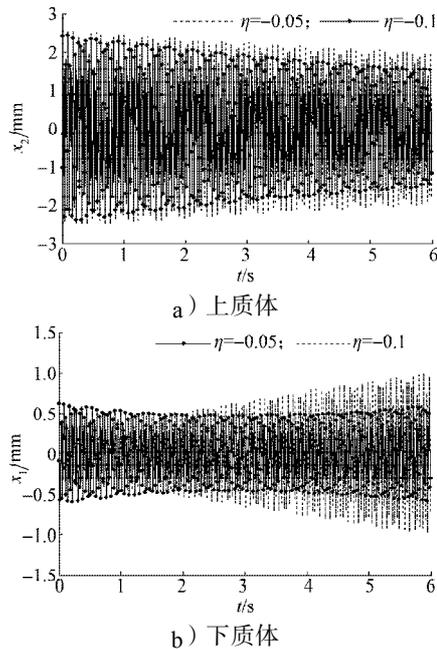


图4 物料质量线性减少时机器的位移响应曲线

Fig. 4 Displacement response curve for the machine with the mass load decreasing linearly

由图4可知,当物料质量线性减少时,上、下质体的振幅均呈减小趋势。当 $\eta=-0.05$ , $t=4$  s时,物料质量减少至0,此时机器内部不再有物料,上、下质体的振幅分别为2.1 mm和0.5 mm,与稳定工作时相比(物料质量340 kg),上、下质体的振幅分别降低了0.6 mm和0.3 mm。

当 $\eta=-0.1$ 时,在 $t=2$  s处,上质体的振幅就降到了2.1 mm,但此时下质体的振幅不仅没有减小,而且随着时间的增加,呈现增大的趋势。到 $t=4$  s时,下质体振幅会增加至0.9 mm。根据这一分析,停机时,进入离心机的物料量要逐渐减少,降低物料质量减小的幅度,以保证机器工作的稳定性。

### 3 结论

本文建立了物料质量线性变化时反共振卧式振动离心机的动力学模型,用数值法分析了物料质量线性变化时机器的振幅变化特点。结果表明:物料质量线性增加(或减少)时,上、下质体的振幅都会增加(或减少);不过当物料减少幅度太大时,下质体振幅反而会增大。因此,根据本文的研究结果,在实际操作当中,应当注意进入机器物料的连续性和均匀性,在停机时,要逐渐排料,以减轻物料线性变化对机器的影响。

### 参考文献:

- [1] 何建新. 双质体卧式振动离心机的振动理论分析与数字化设计[D]. 煤炭科学研究总院, 2009.  
He Jianxin. Study on Vibration Theory of Double-Body Horizontal Vibrating Centrifuge and Its Digitized Design [D]. China Coal Research Institute, 2009.
- [2] 刘克铭, 杨伟红, 任兰柱, 等. 卧式振动离心脱水机动力学参数设计及振动响应测试[J]. 机械设计与研究, 2010, 26(3): 104-107.  
Liu Keming, Yang Weihong, Ren Lanzhu, et al. Kinetic Parameters Design and Vibration Response Test of Horizontal Vibration Dewatering Centrifuge[J]. Machine Design and Research, 2010, 26(3): 104-107.
- [3] 王兆申, 刘满平, 石剑锋, 等. WZY1400卧式振动离心机的设计与结构分析[J]. 选煤技术, 2002(4): 5-7.  
Wang Zhaoshen, Liu Manping, Shi Jianfeng, et al. Design of WZY1400 Horizontal Vibrating Centrifuge and Analysis on Its Structure[J]. Coal Preparation Technology, 2002(4): 5-7.
- [4] 焦春旺, 刘杰, 王福斌, 等. 基于输送物料质量变化的反共振振动机动力学研究[J]. 机械与电子, 2010(9): 3-6.  
Jiao Chunwang, Liu Jie, Wang Fubin, et al. Dynamical Analysis of Anti-Resonant Vibrating Machine Based on Time-Varying Mass[J]. Machinery & Electronics, 2010 (9): 3-6.
- [5] 朱岩, 王树林. 一类变质量振动系统的近似求解[J]. 振动与冲击, 2008, 27(11): 160-162.  
Zhu Yan, Wang Shulin. Analytical Solution for Vibration System with Time-Varying Mass[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(11): 160-162.
- [6] Li Q S. A New Exact Approach for Analyzing Free Vibration of SDOF Systems with Nonperiodically Time Varying Parameters[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2000, 122(4): 175-179.
- [7] Horssen W T, Pischansky O V, Dubbeldam J L A. On the Forced Vibrations of an Oscillator with a Periodically Time-Varying Mass[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(6): 721-732.
- [8] 唐委校, 黄永强, 陈树勋. 机械振动理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002: 51-53.  
Tang Weixiao, Huang Yongqiang, Chen Shuxun. Mechanical Vibration Theory[M]. Beijing: China Machine Press, 2002: 51-53.

(责任编辑: 邓光辉)