

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.04.008

双电机驱动自同步振动磨动力响应研究

郭培培, 徐波, 曹伟

(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:以双电机驱动自同步振动磨为研究对象,对其进行简化处理,建立力学模型。通过对其施加 X, Y 方向的简谐激励力,建立无阻尼系统强迫振动和有阻尼系统强迫振动的数学模型,在此基础上,确定 Rayleigh 阻尼的常数 α 和 β ,利用有限元 ANSYS 软件进行瞬态动力学分析,研究其在动载荷作用下的变形情况。研究结果表明:在工况频率 16 Hz 下,节点运动轨迹更接近圆形,距理想粉碎效果的圆形轨迹较近,粉碎效果较好,进入稳定期的时间较快;在共振频率 42 Hz 下,节点轨迹振幅更大,进入稳定期较慢,阻尼对振动的衰减作用较强;不同阻尼比对振动的衰减作用成正比关系。因此,可以通过控制阻尼比等参数获得更有利的研磨效果,提高研磨效率。

关键词:振动磨;力学模型;动力分析;Rayleigh 阻尼;有限元分析

中图分类号:TH113.1 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2016)04-0038-06

Research on Dynamic Response of Self-Synchronous Vibration Mill with Dual Motors

GUO Peipei, XU Bo, CAO Wei

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The self-synchronous vibration mill of dual motors was simplified to establish mechanics model. To study the deformation under the action of dynamic load in the X, Y direction where the harmonic exciting forces were applied on, undamped system forced vibration and damping system forced vibration mathematical model were established. On this basis, with the determination of Rayleigh damping constant α and β , the finite element ANSYS software could simulate transient dynamics analysis. The research results indicated that node's trajectory was close to the circular, faster be in stable phase and get better grinding effect under working condition of 16 Hz frequency; the amplitude of node's trajectory could be larger, and was slower to get into stable phase and vibration attenuation effect of damping was much stronger under resonant frequency of 42 Hz. Different damping ratio had proportional effect on the vibration attenuation. Therefore, the effect and efficiency of grinding can be improved by controlling the parameters of damping ratio.

Key words: self-synchronous vibration mill; mechanical model; dynamic analysis; Rayleigh damping; Finite Element Analysis (FEA)

随着时代的迅速发展,国内外对振动磨的研究不断深入,其应用范围也是越来越广。振动磨发展至今遇到了诸如磨机区域所谓的“泛能区”、磨机强度、研磨效率、振动能耗、粒度分布、噪音、产品产量及质量等一系列问题,面对不足,我们必须对其不断进行改进和优化^[1-3]。Sato 等^[4]通过使用振动磨将木质类生物质

粉碎成微米级颗粒,发现生物质的可燃性、兼容性以及活性大大提高,并且可以通过改变磨介来改变颗粒的大小以及形状。Lee 等^[5]同样利用离散元法来模拟振动磨,模拟结果显示在不同条件下物料的破碎率受到模拟能量影响,这样对振动磨中物料大小、磨筒尺寸以及旋转速度等的确定具有很大指导意义。伊忠俊

收稿日期:2016-01-08;修回日期:2016-04-20

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51402192);上海理工大学创新基金项目(10-15-301-201)。

作者简介:郭培培(1990),女,河南洛阳人,硕士研究生,主要研究压力容器的结构设计及优化。通信作者:徐波(1963),女,博士,副教授。E-mail:xubo1027@sina.com

等^[6]采用实验方法,对冶金耐火材料电熔镁进行粉磨,研究影响粉磨效果因素,得出了产品粒度随时间呈指数变化以及磨介的选择与物料的粒度相适应的结论。彭猛等^[7]通过对振动磨动力学的比较以及介质群的运动学仿真,得出颗粒破碎冲击力学模型和研磨力学模型都以单颗粒特性为基础,并且两自由度线性振动模型忽略了振动磨启停车时,磨介等之间的冲击。

双电机驱动自同步振动磨利用自同步原理代替强制振动,2台电机通过联轴器带动激振偏心块同步运转,大大减少了低能区,提高了磨机强度,使得振动磨研磨效率大幅提高且粒度分布狭窄^[8-9]。自同步振动磨在远离共振点工作,然而在启动和停车过程中都要通过共振点,故振动分析是振动磨动态分析中的重要内容^[10]。由于振动机体中介质的运动状态极其复杂,在不同的角频率 ω 和振幅 A 下,对机体的影响会产生不同的效果。本文首先建立了振动磨的力-位移以及动力学数学模型,然后利用有限元 ANSYS 软件对磨筒进行动力学仿真,确定瞬态过程当中的 α 阻尼和 β 阻尼值,这些为解决振动磨目前存在的一些问题,以及为振动磨的使用和设计带来一定的指导意义。

1 力学模型

自同步振动磨由支座、电机、激振器、磨筒、空气弹簧组成。如图1所示,激振器是一偏心轮,通过偏心质量回转产生激振力带动磨筒振动,磨筒与弹簧相连,在载荷的作用下磨筒和弹簧一起变形。偏心轮产生激振力作用于系统当中,使磨筒中磨介与物料,物料与物料,筒壁与物料不断发生碰撞,从而起到粉碎颗粒的效果,由于振动磨是高频振动,其粉碎速度要比普通球磨机速度高很多,使得物料与磨介频繁接触,可以使颗粒的粒度达到纳米级别^[10]。激振器产生的激振力可分解为沿 x, y 2个方向产生的激振力:

$$\left. \begin{aligned} F_x &= m\omega^2 r \cos \omega t; \\ F_y &= m\omega^2 r \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: F_x 为沿 x 方向的激振力; F_y 为沿 y 方向的激振力; m 为偏心轮质量; r 为偏心半径; ω 为偏心轮角频率; t 为时间。

2 数学模型

2.1 无阻尼系统强迫振动分析

系统振动过程中我们忽略掉阻尼对振动的影响,激振器提供能量不受外界的影响,根据牛顿第二定律得 x, y 方向的动力学方程:

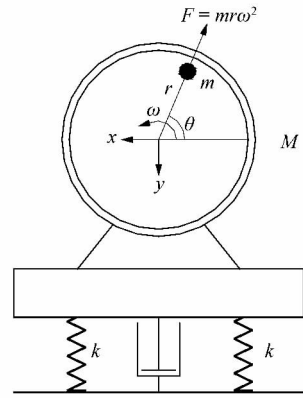


图1 振动磨力学模型

Figure 1 Variation mill mechanics model

$$\left. \begin{aligned} (m+M)y'' &= -k(\delta+y) + (m+M)g + m\omega^2 r \sin \omega t; \\ (m+M)x'' &= -kx + m\omega^2 r \cos \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: M 为计算质量,包括磨筒,磨介,物料,弹性元件的质量; k 为弹簧的弹性系数; δ 为弹簧的静伸长量。

其中求解 δ 的公式为:

$$\delta = \frac{(m+M)g}{k}. \quad (3)$$

非齐次方程式(2)的特解为:

$$\left. \begin{aligned} y &= A_1 \sin \omega t; \\ x &= A_2 \cos \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: A_1 为 y 方向的振幅, A_2 为 x 方向的振幅。

把式(4)代入式(2)解得:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{m\omega^2 r \sin \omega t}{k(1 - \omega^2/\omega_n^2)}; \\ A_2 &= \frac{m\omega^2 r \cos \omega t}{k(1 - \omega^2/\omega_n^2)}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中 ω_n 为系统固有频率,表达式为:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m+M}}. \quad (6)$$

把式(5)代入式(4),得到特解:

$$\left. \begin{aligned} y &= \frac{m\omega^2 r \sin^2 \omega t}{k(1 - \omega^2/\omega_n^2)}; \\ x &= \frac{m\omega^2 r \cos^2 \omega t}{k(1 - \omega^2/\omega_n^2)}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

求解式(2)得非齐次方程的通解为:

$$\left. \begin{aligned} y &= C_1 \sin \omega t + \frac{m\omega^2 r \sin^2 \omega t}{k(1 - \omega^2/\omega_n^2)}; \\ x &= C_2 \cos \omega t + \frac{m\omega^2 r \cos^2 \omega t}{k(1 - \omega^2/\omega_n^2)}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中 C_1, C_2 为常数。

2.2 有阻尼系统强迫振动分析

实际过程当中必须考虑阻尼对振动的影响,在阻尼和激振力共同作用下,系统的振动方程为:

$$\left. \begin{aligned} (m+M)y'' &= -k(\delta+y) + cy' + (m+M)g + m\omega^2 r \sin \omega t; \\ (m+M)x'' &= -kx + cx' + m\omega^2 r \cos \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

其中非齐次方程式(9)的特解为:

$$\left. \begin{aligned} y &= A_1 \sin(\omega t - \varphi_1); \\ x &= A_2 \cos(\omega t - \varphi_2). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: c 为阻尼系数, φ_1, φ_2 分别为 x, y 方向的相角。

将式(10)代入式(9)中得:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{m\omega^2 r \sin \omega t}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}}; \\ A_2 &= \frac{m\omega^2 r \cos \omega t}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}}; \\ \varphi_1 &= \arctan \frac{2\xi\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2}; \\ \varphi_2 &= -\arctan \frac{2\xi\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中 ξ 为阻尼系数,且

$$\xi = \frac{c}{2(m+M)\omega_n}. \quad (12)$$

把式(11)代入式(10),得到特解:

$$\left. \begin{aligned} y &= C_3 e^{-\xi\omega_n t} (e^{\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}} - e^{-\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}}) + A_1 \sin(\omega t - \varphi_1); \\ x &= C_4 e^{-\xi\omega_n t} (e^{\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}} - e^{-\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}}) + A_2 \cos(\omega t - \varphi_2). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

求解式(9)得非齐次方程的通解:

$$\left. \begin{aligned} y &= C_3 e^{-\xi\omega_n t} (e^{\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}} - e^{-\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}}) + A_1 \sin(\omega t - \varphi_1); \\ x &= C_4 e^{-\xi\omega_n t} (e^{\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}} - e^{-\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}}) + A_2 \cos(\omega t - \varphi_2). \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

式中 C_3, C_4 为常数。

3 Rayleigh 阻尼

在利用有限元 ANSYS 软件对筒体进行分析时,需要设置系统的阻尼。阻尼是系统自身消耗振动能量的物理量。对多自由度系统,必须考虑阻尼对复频率和模态矢量的影响。ANSYS 中是用 Rayleigh 阻尼矩阵来设置系统的阻尼, Rayleigh 阻尼矩阵 C 由结构的质量矩阵 M 和刚度矩阵 K 线性组合得来^[11],即

$$C = \alpha M + \beta K. \quad (15)$$

有限元软件 ANSYS 用 ALPHA 阻尼和 BETA 阻尼定义 Rayleigh 阻尼的常数 α 和 β , 且 α 和 β 满足下列关系

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2\omega_i} + \frac{\beta\omega_i}{2}. \quad (16)$$

式中: ω_i 是第 i 阶模态固有角频率, ξ_i 是阻尼比。

实际中常常忽略掉 ALPHA 阻尼, 这样在给定阻尼比 ξ 和频率 ω_i 时, 解方程组得:

$$\beta = \frac{2\xi}{\omega} = \frac{\xi}{\pi f}. \quad (17)$$

式中 f 为频率。

图 3 为在不同阻尼比 ξ 下, 常数 β 随频率 f 的变化曲线。从图中可以看出: ①在一定频率下, β 值与阻尼比 ξ 成正比关系, 阻尼比越大, β 值也越大; ②在给定的 β 值下, 随着频率的增加, 阻尼比也在逐渐增加。阻尼的确定是瞬态动力学分析中很关键的一步, 这样分析才能更加接近实际工况。

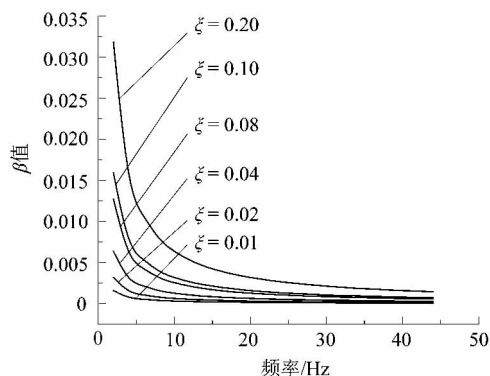


图 2 不同阻尼比下频率与 β 值的变化曲线

Figure 2 Variation curve of frequency and value under different damping ratio

4 结果与分析

借助于 ANSYS 软件对自同步振动磨筒体进行动力学分析, 按照表 1 设置材料属性, 按照表 2 设置参数, 采用 3D 结构实体单元 Solid45 自由网格划分, 共有 27 112 个单元, 8 498 个节点。分别得到对应不同阻尼比下的节点 2 734 在 16 Hz 和 42 Hz 时的轨迹图^[11], 见图 3~7。

表 1 材料属性

Table 1 Material properties

密度/(kg · m ⁻³)	弹性模量/GPa	泊松比	许用应力/MPa
7 750	206	0.3	126

表 2 设置参数

Table 2 Parameters set

$F_{x\max}/N$	$F_{y\max}/N$	α	β	$\Delta t/s$
500	500	0	$\xi/(\pi f)$	$1/(20f)$

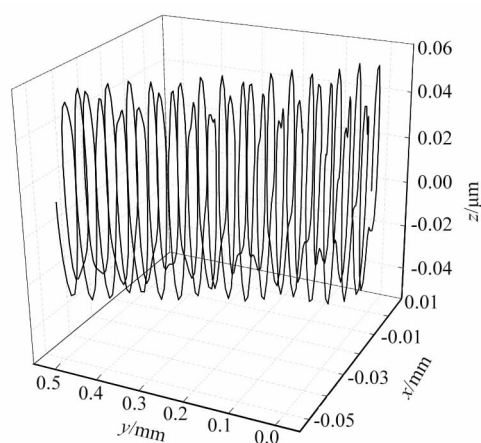
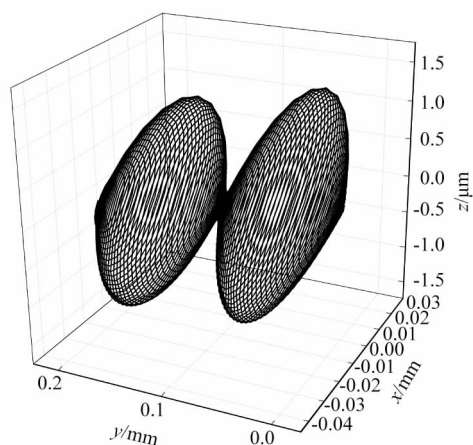
(a) $\zeta = 0$, $f = 16$ Hz(b) $\zeta = 0$, $f = 42$ Hz图3 $\xi = 0$ 频率在 16 Hz 和 42 Hz 时
结点 2 734 处位移响应Figure 3 2 734 node's displacement response in
frequency of 16 Hz and 42 Hz when $\xi = 0$

图3(a)中可以看出,频率为 16 Hz,阻尼比为 0 时,结点 2 734 的运动轨迹在开始阶段波动较大,可以看出,在 xz 平面内,轨迹不是较为规则的椭圆形而是在长轴两端处有 1 个小波,这个小波的振幅随着时间慢慢减小,最后趋于无,轨迹形状趋于规则的椭圆形。此时,在经过复杂的波动时期之后逐渐趋于稳定,进入稳定期。这是由于双电机驱动自同步振动磨在启动和停车过程中都要通过共振点,其引起的振动在无阻尼时振动衰减较慢,需要经过较长一段时间才能进入稳定阶段。从图3(b)中可以明显看到,在相同时间内,42 Hz 的曲线要比 16 Hz 的曲线密集得多;从 xz 平面看,轨迹成椭圆形,长轴由小变大再变小,成周期性变化,长轴端点处在 yz 平面形成波形图,有波峰波谷,振幅逐渐减小,趋于稳定。这是由于 42 Hz 与筒体的固

有频率接近,引起筒体共振,振幅较大,又加上没有阻尼对振动的明显衰减作用,波动期会经历较长一段时间才会进入稳定期。

图4(a)中可以看出,仅经过短暂的振动复杂波动期就进入稳定阶段,并且运动轨迹与筒体外形的圆形较为接近,为椭圆形。对比图3(a),轨迹进入稳定阶段的时间减少,振幅减小,这是由于阻尼有减小振动的作用。图4(b)中可以看出,轨迹线在经过 1 个周期后,下个周期的振幅明显减小,更快进入稳定期;对比图3(b),不稳定期振动周期明显减少,更快进入稳定期,振幅也有明显下降。

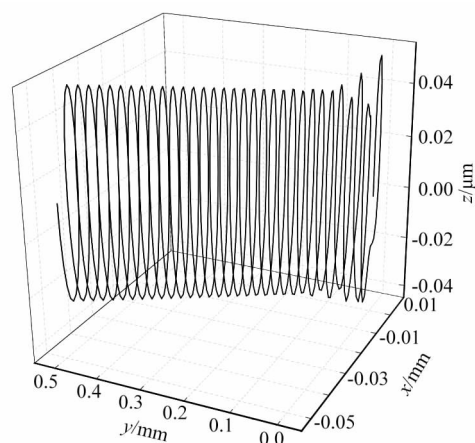
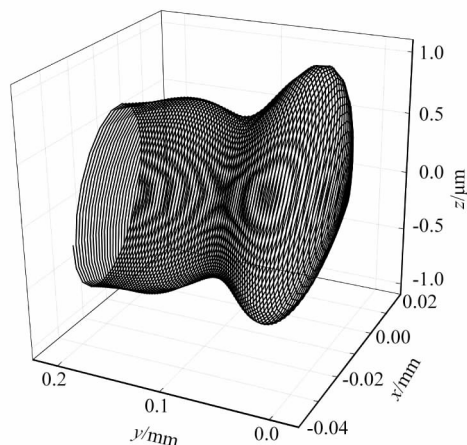
(a) $\zeta = 0.01$, $f = 16$ Hz(b) $\zeta = 0.01$, $f = 42$ Hz图4 $\xi = 0.01$ 频率在 16 Hz 和 42 Hz 时
结点 2 734 处位移响应Figure 4 2 734 node's displacement response in
frequency of 16 Hz and 42 Hz when $\xi = 0.01$

图5(a)中可以看出,同样在初始阶段出现复杂的不稳定振动,之后进入稳定振动时期。对比图3(a)、图4(a),由于阻尼比逐渐增加,阻尼的减振作用越加明显,进入稳定期的时间也越短。图5(b)中可以看

出,在初始阶段已经不会出现周期性的灯笼形轨迹,进入稳定期的时间更少,轨迹形状接近筒体形状。对比图3(b)、图4(b),振动进入稳定期的时间明显减少,振幅明显降低。在共振情况下,阻尼对振动的衰减作用较为明显。

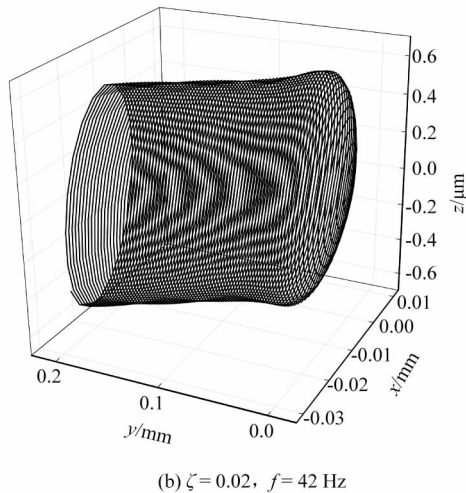
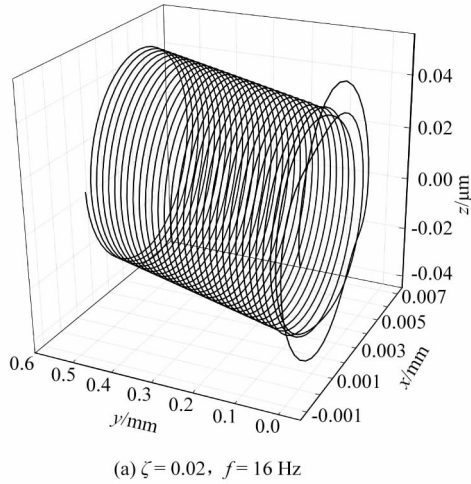


图5 $\xi = 0.02$ 频率在 16 Hz 和 42 Hz 时
结点 2 734 处位移响应

Figure 5 2 734 node's displacement response in
frequency of 16 Hz and 42 Hz when $\xi = 0.02$

图6、图7的节点运动轨迹趋势与图5相同,但随着阻尼比的增加,运动轨迹逐渐密集,振幅减小;在初始启动和停车经过共振点的阶段,波动的幅度逐渐减小,进入稳定阶段的时间减少。阻尼比从 0.04 变到 0.08 时,时间减少量相差不大,效果不明显。综合考虑,阻尼比为 0.04 时的轨迹图较为理想。对比频率 16, 42 Hz 时的运动轨迹,椭圆形轨迹短半轴均逐渐减小,但二者的减小幅度从图中可知 16 Hz 小于 42 Hz,这表明 16 Hz 时轨迹图形较好;而在 42 Hz 时,振

动幅度大,波动阶段长,设备处于不稳定状态的时间长,不利于设备安全运行,运动轨迹线距离理想粉碎效果的圆形轨迹差距较大,粉碎效果较差。

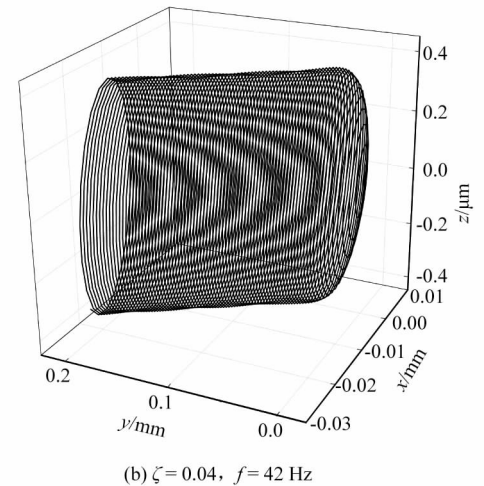
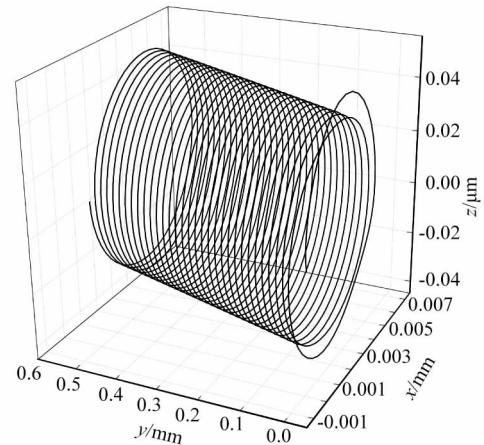


图6 $\xi = 0.04$ 频率在 16 Hz 和 42 Hz 时
结点 2 734 处位移响应

Figure 6 2 734 node's displacement response in
frequency of 16 Hz and 42 Hz when $\xi = 0.04$

5 结语

1) 通过建立双电机驱动自同步振动磨的力学模型,实质上是将实际问题简化,观察在激振力动载荷作用下,筒体的变形以及其跟随周期载荷做周期运动的情况。

2) 阻尼对振动磨的影响很大,本文对比了在无阻尼和有阻尼状态下振动磨运动性能,得出相角和阻尼有关:无阻尼时系统没有相角的变化,其运动沿 x, y 方向做周期变化;有阻尼时 x, y 方向相角做周期变化,其运动沿 x, y 方向做衰减周期变化,最终稳定运行。

3) 借助于有限元 ANSYS 软件对振动磨进行分析,通过对比工况频率和共振频率下磨筒的运动轨迹,

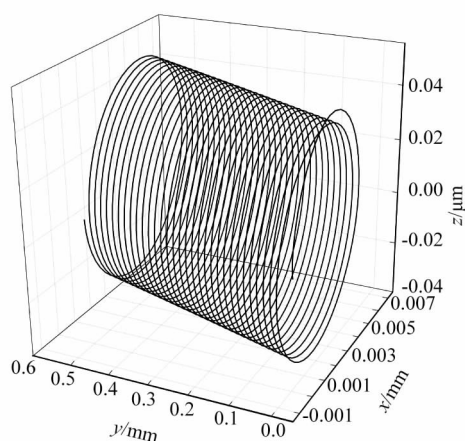
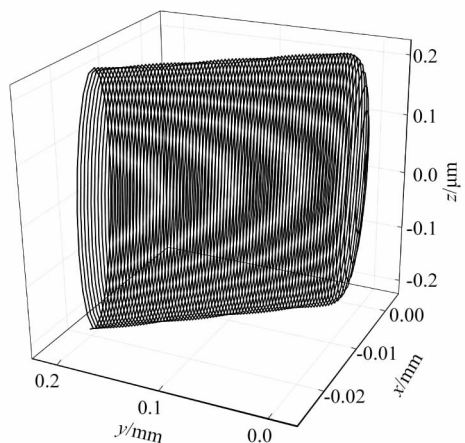
(a) $\zeta=0.08$, $f=16$ Hz(b) $\zeta=0.08$, $f=42$ Hz

图7 $\xi=0.08$ 频率在 16 Hz 和 42 Hz 时
结点 2734 处位移响应

Figure 7 2734 node's displacement response in
frequency of 16 Hz and 42 Hz when $\xi=0.08$

发现节点运动轨迹都是要经过复杂波动期后进入稳定期,振幅逐渐减小,轨迹图形接近筒体形状;共振频率为 42 Hz 时,进入稳定期的时间较共振频率 16 Hz 的时间更长,整体轨迹形状为椭圆形,距理想粉碎效果的圆形轨迹差距较 16 Hz 工况的差距大,粉碎效果较差^[12]。因此,在 16 Hz、阻尼比为 0.04 时,振动参数较好,轨迹更接近磨筒安全可靠运行状态。

参考文献:

- [1] 张世礼. 特大型振动磨及其应用[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2007.
- [2] 阎民, 郭天德, 曹维庆. 振动磨理论研究进展[J]. 西安理工大学学报, 1998, 14(4): 417-421.
- [3] WANG Shulin. Impact chaos control and stress release: a key for development of ultra fine vibration mill [J]. Progress in natural science, 2005, 12(5): 336-341.
- [4] SATO T, KOBAYASHI N, HATANO S, et al. Pulverization of ligneous biomass by the use of a vibration mill[J]. Kagaku kogaku ronbunshu, 2004, 30(5): 732-734.
- [5] LEE H, CHO H, KWON J. Using the discrete element method to analyze the breakage rate in a centrifugal/vibration mill[J]. Powder technology, 2010, 198(3): 364-372.
- [6] 尹忠俊, 王海霞. 振动磨产品粒度和粉磨动力学研究[J]. 冶金设备, 2006(4): 41-44.
- [7] 彭猛, 唐果宁. 振动磨机磨碎动力学模型比较研究[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2009, 24(1): 32-36.
- [8] 徐波, 王树林, 李生娟, 等. 自同步振动磨惯性激振器设计[J]. 矿山机械, 2006, 34(4): 35-41.
- [9] 苏丹, 王树林, 徐波. 双电机驱动自同步振动磨结构分析与设计[J]. 材料科学与工艺, 2009, 17(2): 225-227.
- [10] 龚莉. 超细粉体振动磨机的设计[J]. 林业机械与木工设备, 2013, 41(11): 48-56.
- [11] 贺李平, 龙凯, 肖介平. ANSYS 13.0 与 HyperMesh 11.0 联合仿真有限元分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [12] 江晓红, 张永忠, 丁江. 振动磨机的振动动力学模型及运动分析[J]. 中国矿业大学学报, 1998, 27(2): 192-195.

[信息·简讯]

· 产品介绍 ·

西门子进一步扩大其安全控制器产品阵容

为满足不断增长的自动化需求, 西门子进一步开发完善 Simatic PCS 7 过程控制系统, 发布 8.2 版。新版系统提供一系列新功能:

1) Simatic S7-1500 软件控制器首次配备集成化安全功能。全新 CPU 1507S F 集成功能安全的软件控制器, 该控制器独立于 Windows 操作系统, 这样用户就无需另外配备用于功能安全的专用控制器, 节省空间和成本, 且减少了工程开销。

2) 分布式 Simatic ET 200SP 开放控制器也首次配备安全功能。借助功能强大的全新 CPU 1515SP PC F, 标准的和功能安全的自动化任务现在可以由一台设备进行处理。模块化 Simatic ET 200SP 开放控制器特别适用于批量生产的机械设备的控制。它在一个紧凑的设备中将基于 PC 的软件控制器的诸多功能与可视化、Windows 应用和中央 I/O 结合在一起。

采用 Simatic S7-1500 技术的 2 款全新控制器是对 Simatic ET 200pro 分布式控制器的很好补充, 它们配合极其紧凑、坚固耐用、功能强大的 I/O 系统, 达到 IP65/67 防护等级, 可以直接在机器上安装。CPU1516pro-2 PN 基于 Simatic S7-1500 技术, 将于 2016 年年中提供标准版和集成功能安全版, 集成功能安全版支持 PL e 安全等级。

(朱建芸)