

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.08.048

惯性式压电振动送料器*

苏江^{1,2} 杨志刚³ 田丰君³ 沈燕虎¹

(1. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130025; 2. 吉林大学珠海学院机电工程系, 珠海 519041;
3. 吉林大学链传动研究所, 长春 130025)

摘要: 采用压电双晶片振子,设计了一种惯性式压电振动送料器,分析了惯性式压电振动送料器的工作原理,建立了压电振子动力学模型,利用 Matlab 软件分析了振子长度和质量对冲击力与变形量的影响。对料盘中的物料进行了受力分析。制作了送料器样机,并对样机进行试验测试,得到了电压、振幅、频率与送料速度之间的关系曲线,结果表明该送料器在共振条件下具有良好的工作性能,随着电压的增加,振幅与送料速度呈线性增加。相比悬臂梁式压电振动送料器,该送料器具有更大的驱动能力和更小的空间结构。

关键词: 压电振动送料器 压电双晶片振子 惯性

中图分类号: TH237.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)08-0281-06

Inertial Piezoelectric Vibratory Feeder

Su Jiang^{1,2} Yang Zhigang³ Tian Fengjun³ Shen Yanhu¹

(1. Institute of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China
2. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Zhuhai College of Jilin University, Zhuhai 519041, China
3. Institute of Chain Transmission, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: To meet the requirement of smooth convey for light, thin and small product in modern industrial, an inertial piezoelectric vibratory feeder was designed. Its working principle was analyzed and the dynamic model of bimorph vibrator was established. The effect of vibrator length, vibrator mass and impact force on deformation was analyzed in Matlab software. The force of parts in the hopper was analyzed. The prototype of inertial piezoelectric vibration feeder was developed and tested. The relationship among voltage, amplitude, frequency and feeding speed were obtained. The experimental results showed that the proposed vibratory feeder had good performance at resonance. The amplitude and feeding speed increased linearly with the increase of voltage. The proposed vibratory feeder had better driving ability and smaller space compared with the cantilever bimorph piezoelectric vibratory feeder, and had wide prospects.

Key words: Piezoelectric vibration feeder Bimorph vibrator Inertia

引言

振动送料器是自动加工和自动装配系统中的一种供料装置,由于其整列定向性能优良,供料效率高,通用性好,因而广泛应用于自动装配、自动加工和自动包装等各种工序上^[1]。传统的振动送料器,

大都使用电磁铁作为振动源,这种电磁振动送料器体积大、质量大、结构复杂、噪声大。20 世纪 70 年代末,日本成功研制了以压电陶瓷作为驱动源的悬臂式压电振动送料器,这种新型的送料器克服了传统电磁送料器的缺点,在自动化生产线上得到了广泛的应用^[2~4]。近十几年来,国内外研究人员对压

收稿日期: 2012-07-30 修回日期: 2012-08-13
* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2006AA04Z225)
作者简介: 苏江,博士生,吉林大学珠海学院讲师,主要从事压电驱动技术研究,E-mail: sujiang2002381@sohu.com
通讯作者: 杨志刚,教授,博士生导师,主要从事压电驱动技术研究,E-mail: yzg@jlu.edu.cn

电式振动送料器进行了广泛深入的研究,但在送料器结构上并没有突破,沿用了日本的压电式振动送料器结构^[5~12]。本文采用压电双晶片振子作为送料器的驱动源,配合底座上均布的3组倾斜放置的弹簧片,设计一种惯性式压电振动送料器。

1 结构与工作原理

惯性冲击式压电振动送料器结构如图1所示,主要有顶盘、压电双晶片、惯性块、支承弹簧片、梯形块、底座和橡胶底脚等组成。

输送物料的料盘通过螺栓固定在顶盘上,L形压电双晶片相隔120°,一端固定在顶盘上,另一端自由并与惯性块连接,支承弹簧片相隔120°分别与顶盘和底座上的梯形块连接,底座下装有橡胶底脚。该机构工作时在压电双晶片上施加正弦交流电压使之弯曲变形,当外加电压波形变化时,双晶片输出的位移发生变化,使惯性块产生一定的惯性冲击力,使顶盘绕中心轴线作同步扭转振动的同时,顶盘偏离静衡位置上下移动,并且迫使支承弹簧产生弯曲振动,交流电变化方向时支承弹簧释放弯曲变形能,通过顶盘作用在料盘上,如此循环往复,即形成顶盘的上下振动与扭转振动的复合运动,使料盘中的物料能够按照一定的顺序和方向进行输送。

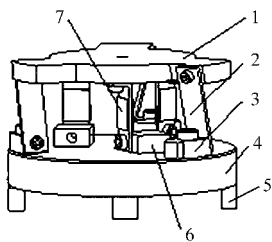


图1 惯性式压电振动送料器结构图

Fig.1 Structure of inertial piezoelectric vibratory feeder

1. 顶盘 2. 支承弹簧片 3. 梯形块 4. 底座 5. 橡胶底脚
6. 惯性块 7. 压电双晶片

2 压电双晶片振子设计

压电双晶片振子包括压电双晶片和质量块。当电压作用于压电双晶片上时,压电双晶片会产生弯曲变形。当外加电压波形变化时,双晶片输出的位移也发生变化,使惯性块产生一定的惯性冲击力,其大小与惯性块的质量、电压波形参数以及压电双晶片的特性有关。

2.1 压电双晶片振子动力学模型

为方便对压电双晶片振子设计,简化动力学模型如图2所示。

自由端带有惯性块的悬臂梁式压电双晶片的动力学方程为

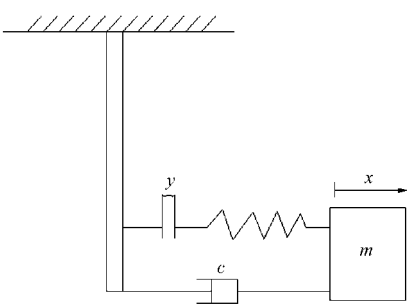


图2 压电双晶片振子动力学模型

Fig.2 Dynamic model of bimorph vibrator

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = -k(x - y) - c \frac{dx}{dt} \tag{1}$$

式中 m ——惯性块质量 x ——惯性块位移
 k ——作用在压电双晶片自由端的外力与其静挠度比
 c ——压电双晶片阻尼
 y ——电压 V 作用下压电双晶片自由端的静挠度

令阻尼比 $\delta = \frac{c}{2m\omega_n}$, 则有

$$\ddot{x} + 2\delta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \omega_n^2y \tag{2}$$

式中 ω_n ——无阻尼时振动系统的固有频率
假设施加的电信号电压为

$$V = V_0 \sin \omega t \tag{3}$$

在电场作用下悬臂梁结构压电双晶片自由端的静挠度为^[5~7]

$$y = \frac{6d_{31}E_pV(h+h_0)l^2}{8E_ph^3 + 12E_ph_0h^2 + 6E_ph_0^2h + E_0h_0^3} \tag{4}$$

式中 d_{31} ——压电常数
 E_p, E_0 ——压电晶片、金属片弹性模量
 l ——双晶片长度
 h, h_0 ——压电晶片和金属片厚度

由振动力学可得

$$x = Xe^{i(\omega t - \varphi)} \tag{5}$$

$$\dot{x} = i\omega Xe^{i(\omega t - \varphi)} \tag{6}$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 Xe^{i(\omega t - \varphi)} \tag{7}$$

把式(5)~(7)代入式(2)得

$$\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 + i2\delta \frac{\omega}{\omega_n} \right] Xe^{-i\varphi} = Y \tag{8}$$

其中 $Y = \frac{6d_{31}E_p(h+h_0)l^2V_0}{8E_ph^3 + 12E_ph_0h^2 + 6E_ph_0^2h + E_0h_0^3} \tag{9}$

求解可得压电双晶片振子自由端动态挠度响应为

$$x = I_m \left[\frac{Ye^{i(\omega t - \varphi)}}{\sqrt{\left(1 - \frac{m\omega^2}{k} \right)^2 + \frac{c^2}{k^2}\omega^2}} \right] \tag{10}$$

$$\tan\varphi = \frac{2\delta\lambda^3}{(1-\lambda^2)^2 + (2\delta\lambda)^2}$$

(11)

压电双晶片振子自由端动态挠度幅值为

$$X = \frac{Y}{\sqrt{\left(1 - \frac{m\omega^2}{k}\right)^2 + \frac{c^2}{k^2}\omega^2}}$$

(12)

压电双晶片振子自由端惯性块的惯性冲击力为

$$F = \frac{mY\omega^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{m\omega^2}{k}\right)^2 + \frac{c^2}{k^2}\omega^2}}$$

(13)

其中

$$k = \frac{3}{l^3} \left\{ 2 \left[\frac{w}{12} \left(\frac{h}{2} \right)^3 + wh \frac{(h+h_0)^2}{4} \right] E_p + E_0 \frac{wh_0^3}{12} \right\}$$

(14)

式中 w ——压电双晶片宽度

2.2 压电双晶片振子仿真分析

利用 Matlab 分析压电双晶片振子惯性冲击力 F 、自由端动态挠度幅值 X 、压电双晶片长度 l 以及压电双晶片振子自由端冲击质量 m 的关系,结果如图 3、图 4 所示。

从仿真结果可得出,当压电双晶片长度 l 、冲击质量 m 增大时,压电双晶片振子的惯性冲击力 F 增长显著,但其自由端动态挠度幅值 X 也随之加大,而压电双晶片变形量过大会降低使用寿命,引起压电陶瓷或粘接层的破坏^[13],因此在增大惯性冲击力 F 的同时,应限制压电双晶片变形量,避免引起压电双晶片振子的损坏。

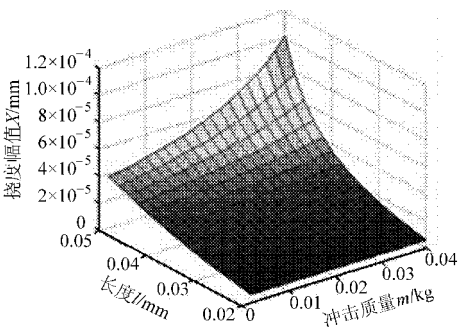


图 3 挠度幅值与长度、冲击质量的关系
Fig. 3 Amplitude deflection affected by length and impact mass

2.3 惯性块设计

从理论及仿真分析可知,惯性块作为产生惯性冲击力的主要元件之一,对冲击力有着重要作用。理论上讲,惯性块质量越大,产生的冲击力也越大,对驱动也就越有利。但实际上惯性块的选择要受到一定的限制,不能无限加大。主要原因为:①机构作为一个整体,必须考虑它们之间的协调匹配,不能只考虑其中一个因素,而忽略机构的整体性。②压电

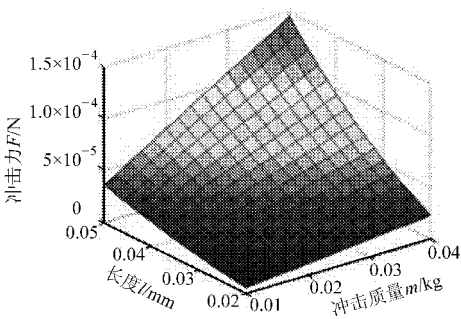


图 4 冲击力与长度、冲击质量的关系
Fig. 4 Impact force affected by length and impact mass

元件本身的承载问题。由于惯性块质量增大时,其双晶片自由端动态挠度幅值也增大,过大的弯曲变形会降低振子的使用寿命。③作为惯性冲击式运动机构,响应速度相当重要,如果惯性块质量过大,造成振子的响应速度慢,当施加电压作用于压电元件后,机构不能产生应有的变形,也就不能产生足够的冲击力,送料器的性能也不会很好。

3 物料的受力分析

将料盘用螺栓固定在顶盘上,位于料盘中的物料受力如图 5 所示。

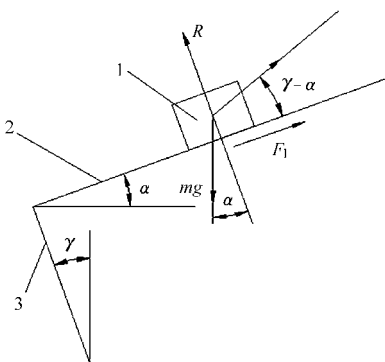


图 5 物料在料道上的受力分析
Fig. 5 Force analysis of parts in hopper
1. 物料 2. 料槽表面 3. 支承弹簧

与料槽表面垂直和平行两个方向的平衡方程分别为

$$masin(\gamma - \alpha) = R - mg\cos\alpha$$

(15)

$$macos(\gamma - \alpha) = \pm F_1 - mgsin\alpha$$

(16)

式中 a ——物料加速度

R ——料槽表面对物料的支承力

α ——料盘内料槽倾角

F_1 ——料槽表面对物料的摩擦力

则有 $F_1 \leq \mu R$, μ 为物料与料槽表面间摩擦因数。支承力 R 必定为正值,当 $R = 0$ 时物料与料槽表面分离发生跳跃,产生相对运动。由式(3)可得,支承力为零的条件为

$$R = masin(\gamma - \alpha) + mg\cos\alpha \leq 0$$

(17)

由于 $\gamma > \alpha$, 因此 $\sin(\gamma - \alpha) > 0$, 整理式(17)得物料发生的跳跃条件为

$$a \leq a_1 = \frac{-g \cos \alpha}{\sin(\gamma - \alpha)} \quad (18)$$

由于摩擦力方向随相对运动趋势的方向而变化, 因此式(16)中摩擦力 F_1 带有正、负号, 在加速度绝对值较大的情况下, 摩擦力方向应与加速度同向。

加速度为正值时摩擦力也为正号。当加速度达到一定数值时, 摩擦力的大小不足以带动物料随料槽一起运动, 两者产生相对滑动, 物料相对于料槽向左滑移, 即作运送方向的逆向运动。由式(16)可得产生逆向相对滑动的条件为

$$m a \cos(\gamma - \alpha) \geq \mu R - m g \sin \alpha$$

将式(15)代入式(16), 消去支承力 R , 得

$$m a \cos(\gamma - \alpha) \geq \mu [m a \sin(\gamma - \alpha) + m g \cos \alpha] - m g \sin \alpha \quad (19)$$

$$\text{整理得 } a \geq a_2 = \frac{g(\mu \cos \alpha - \sin \alpha)}{\cos(\gamma - \alpha) - \mu \sin(\gamma - \alpha)}$$

加速度为负值时摩擦力为负号。当加速度绝对值大于一定数值时, 摩擦力的大小不足以带动物料随料槽一起运动, 两者产生相对滑动, 物料相对于料槽向右滑移, 即作输送方向的正向运动。由式(16)可得产生正向相对滑动的条件为

$$|m a \cos(\gamma - \alpha)| \geq |-\mu R - m g \sin \alpha|$$

去掉绝对值符号, 注意到加速度为负值, 得

$$-m a \cos(\gamma - \alpha) \geq \mu R + m g \sin \alpha$$

将式(15)代入式(16), 消去支承力 R , 得

$$a \leq a_3 = \frac{-g(\mu \cos \alpha + \sin \alpha)}{\cos(\gamma - \alpha) + \mu \sin(\gamma - \alpha)} \quad (20)$$

采用通常结构参数数值时, 有 $|a_1| > |a_2| > |a_3|$ 。因此按照料槽最大加速度 $a_{\max}$ 数值的大小, 物料与料槽之间的相对运动情况有 4 种^[14~16]: ① $a_{\max} \leq |a_3|$, 物料与料槽一起来回振动, 两者间没有相对运动。② $|a_3| < a_{\max} \leq |a_2|$, 在一个振动周期内, 有部分时间物料向输送方向的正向滑移。③ $|a_2| < a_{\max} \leq |a_1|$, 在一个振动周期内, 部分时间物料向正向滑移, 另一部分时间物料向反向滑移, 通常正向滑移量较大。④ $|a_1| < a_{\max}$, 物料有 2 个方向的滑移并有跳动。

4 试验测试

4.1 试验系统组成

试验的测试系统组成如图 6 所示。

驱动电源: 电压调节范围 0 ~ 240 V, 频率调节范围 0 ~ 400 Hz。提供送料器的驱动电源, 显示电压和频率。

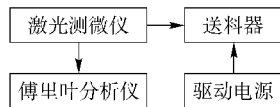


图 6 测试系统图

Fig. 6 Experimental testing system

激光测微仪(LC-2400A 型)由测量装置和信号处理装置组成, 测量范围 -500 ~ 500 μm , 分辨率为 20 nm, 最高频响为 20 kHz; 可以把当前位置进行数码显示, 能输出位移的模拟量和数字量, 能通过 RS232 接口与微机通讯。用于测量料盘上某点的振幅, 将振幅的变化转换了电压信号的变化。

快速傅里叶分析仪(CF1200 型)具有同时显示两路信号波形; 对信号进行频谱分析; 在时域内, 对信号进行积分和微分变换等功能。接收激光测微仪的电压信号并显示出来。

4.2 电压、送料速度、振幅、频率之间的关系

将装有 M5 螺母的料盘安装在送料器顶盘上, 调节电源频率与送料器固有频率相等, 即系统达到共振, 此时频率为 159 Hz, 电压从 0 加到 240 V, 对应每次的电压变化, 测量了料盘中物料的输送速度, 料盘上某固定点的振幅, 从而得到了电压与送料速度、电压与振幅、振幅与送料速度的关系曲线, 分别如图 7 ~ 9 所示。

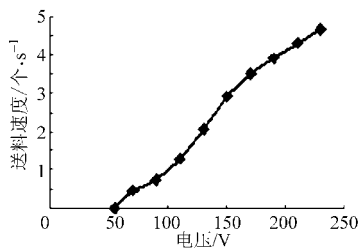


图 7 电压-送料速度特性曲线

Fig. 7 Voltage - feeding speed characteristic curve

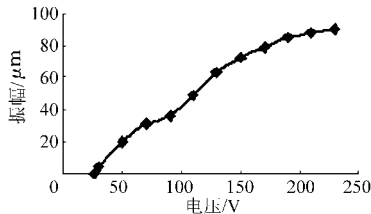


图 8 电压与振幅的关系

Fig. 8 Voltage - amplitude characteristic curve

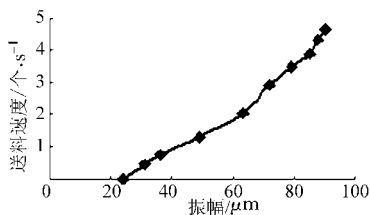


图 9 振幅-送料速度特性曲线

Fig. 9 Amplitude - feeding speed characteristic curves

将电源电压调到 240 V, 频率调整到共振频率 159 Hz, 然后依次改变驱动电源频率, 测定送料器送料速度, 从而得到频率与送料速度的关系曲线, 如图 10 所示。

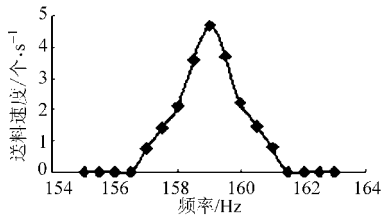


图 10 频率-送料速度特性曲线

Fig. 10 Frequency – feeding speed characteristic curve

4.3 对比试验

调节驱动电源信号频率使设计的振动送料器工作在共振条件下, 与同型号的悬臂梁式压电振动送料器做对比试验, 当回路中电压为 240 V, 测得的相关参数如表 1 所示。

表 1 送料器参数对比
Tab. 1 Parameter contrast of feeder

类型	高度/cm	送料速度/个·s ⁻¹
惯性式	10. 5	4. 75
悬臂梁式	12. 0	3. 40

4.4 试验结果分析

由图 7 中可得, 当电压高于 54 V, 送料器开始缓慢的输送, 随着电压的增加, 送料速度也随之提高, 当电压达到 100 V 以后输送速度随电压增加而提高

较快, 当电压达到 200 V 时, 送料速度随电压增加而提高缓慢。由图 8 中可得, 电压较小时, 料盘振动很微弱, 振幅几乎为 0, 当电压增加到 26 V 时, 送料器振动明显, 并且随着电压的增加, 振幅也随之变大, 当电压达到 200 V 后振幅随电压增加而增加变缓。由图 9 中可得, 振幅较小时送料器不能正常工作, 当振幅超过 24 μm 时, 送料器开始缓慢输送, 随着振幅增加, 送料速度近似线性增加。由图 10 中可得, 偏离共振频率, 送料速度迅速降低, 送料器只能工作在一个较窄的频段内。

5 结论

(1) 由压电振子的动力学建模和仿真分析可知, 惯性块质量增加, 振子惯性冲击力和自由端弯曲变形也越大, 但惯性块质量过大, 响应速度变慢, 并不能产生有效的变形和惯性冲击力, 所以惯性块质量应与系统各部分结构相匹配。

(2) 惯性式压电振动送料器只能工作在很窄的频率范围内, 在共振频率下性能最好, 偏离共振频率, 送料速度显著下降。其振幅和输送速度随着电压的升高而增加, 且近似为线性关系, 系统的共振频率与电压无关。

(3) 惯性式压电振动送料器有强的驱动能力与较小的空间体积, 所设计的送料器高度为 10. 5 cm, 在 240 V 时的送料速度是 4. 75 个/s; 而同型号的悬臂梁式压电送料器高度为 12 cm, 送料速度为 3. 4 个/s。

参 考 文 献

1 关志华. 压电式振动给料机的研究[D]. 天津:天津大学,1999.
Guan Zhihua. Research of piezoelectric vibratory feeder[D]. Tianjin: Tianjin University,1999. (in Chinese)

2 特殊陶业株式会社. 压电振动搬送装置: 日本,52-61087[P]. 1977-05-04.
NGK Spark Plug Co., Ltd. Piezoelectric vibratory conveying device: Japan,52-61087[P]. 1977-05-04. (in Japanese)

3 苏江. 振动送料器的现状及发展趋势[J]. 机械设计与制造,2010(7): 244~246.
Su Jiang. Current status and development trends of vibration feeder[J]. Machinery Design & Manufacture,2010(7): 244~246. (in Chinese)

4 田忠静, 吴文福. 压电振动送料装置的研究现状及其应用[J]. 机械设计与制造,2011(11):54~56.
Tian Zhongjing, Wu Wenfu. Research status and application of piezoelectric vibratory feeder device [J]. Machinery Design & Manufacture,2011(11):54~56. (in Chinese)

5 Hu Z, Maul G P, Farson D. Piezo actuated vibratory feeding with vibration control[J]. International Journal of Production Research,2007,45(5): 1 089~1 100.

6 Paul C-P Chao, Chien-Yu Shen. Dynamic modeling and experimental verification of a piezoelectric part feeder in a structure with parallel bimorph beams[J]. Ultrasonics,2007,46(3):205~218.

7 Yung Ting, Ho-Chin Jar, Chung-Yi Lin, et al. A new type of parts feeder driven by bimorph piezo actuator[J]. Ultrasonic,2005, 43(7):566~573.

8 Wang Yang, Wu Wenfu, Shi Suping. Research on the mechanism of multi-source piezoelectric vibratory feeder[J]. Applied Mechanics and Materials,2013,241(12):1 427~1 430.

9 Liu Yung-tien, Higuchi Toshiro. Precision positioning device utilizing impact force of combined piezopneumatic actuator [J]. Asmetransactions on Mecha-tronics, 2001, 6(4):467~473.

10 Smits J, Ballato A. Dynamic admittance matrix of piezoelectric cantilever bimorphs[J]. Journal of Microelectromechanical System,1994,3(3):105~112.

11 Jan G Smits, Susan I Dalke, Thomas IL Cooney. The constituent equations of piezoelectric bimorphs[J] . Sensors and Actuators A: Physical, 1991, 28(1): 41 ~ 61.

12 Lin Shuyu. Study on the radial vibration of a new type of composite piezoelectric transducer[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 306(1):192 ~ 202.

13 郑炜,董景石,于洪洋,等. 单振子气体压电泵研究[J]. 农业机械学报,2012,43(2):226 ~ 229.
Zheng Wei, Dong Jingshi, Yu Hongyang, et al. Kipp oscillator gas piezoelectric pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(2):226 ~ 229. (in Chinese)

14 詹启贤. 自动机械设计[M]. 北京:中国轻工业出版社,1997:225 ~ 245.

15 汤瑞. 轻工机械设计[M]. 上海:同济大学出版社,1992:55 ~ 71.

16 尚久浩. 自动机械设计[M]. 北京:中国轻工业出版社,2002:231 ~ 258.



(上接第 272 页)

11 刘宗川. 铁磁性材料磁滞回线数学模型的研究[D]. 南宁:广西大学, 2007.
Liu Zongchuan. Research of the hysteresis model about ferromagnetic material [D]. Nanning: Guangxi University, 2007. (in Chinese)

12 Rashid M H. Power electronics[M]. USA: Prentice-Hall,Inc. , 1988: 20 ~ 150.

13 谷会东,赵鸿宾,赵雷. 电磁轴承功率放大器参数设计[J]. 机械工程学报,2006,42(2):208 ~ 211.
Gu Huidong, Zhao Hongbin, Zhao Lei. Design of active magnetic bearing's power amplifier[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2006,42(2):208 ~ 211. (in Chinese)

14 余宇翔,胡业发. 磁悬浮主轴数字功率放大器的设计研究[J]. 武汉理工大学学报, 2005,27(5):230 ~ 233.
Yu Yuxiang, Hu Yefa. Research and design of digital power amplifier for magnetic levitating bearing system[J]. Journal of WUT,2005,27(5):230 ~ 233. (in Chinese)

15 张建生. 磁悬浮支承系统中数控技术及功率放大器的应用研究[D]. 上海:上海大学,2006.
Zhang Jiansheng. Study and applications on digital control technology and power amplifier in magnetic levitation support system [D]. Shanghai:Shanghai University,2006. (in Chinese)