

# 超声轴承用压电换能器结构与有限元分析

李东明<sup>1</sup>, 崔爽<sup>1</sup>, 丛琳皓<sup>1</sup>, 王道顺<sup>1</sup>, 崔玉国<sup>2</sup>

(1. 大连交通大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116028; 2. 宁波大学 机械工程与力学学院, 浙江 宁波 315211)

**摘要:**提出了一种超声轴承用新型径向挤压式压电换能器,对换能器的机电特性进行了有限元分析。明确了有限元建模方法,从模态分析角度分析压电换能器的谐振频率和径向最大振幅,依据模态分析结果对压电换能器的幅频特性进行谐响应分析,采用正交试验法对换能器结构进行优化设计,制作最佳结构压电换能器样机,并进行工作频率测试。实验结果表明,换能器径向振动谐振频率的有限元计算值与实验结果具有良好的 consistency,证明了有限元计算的正确性,为超声轴承用压电换能器的设计研究提供重要价值。

**关键词:**超声轴承;压电换能器;有限元;模态分析;优化设计

**中图分类号:**TN384 **文献标识码:**A

## Finite Element Analysis and Physical Design of Piezoelectric Transducer for Ultrasonic Bearing

LI Dongming<sup>1</sup>, CUI Shuang<sup>1</sup>, CONG Linhao<sup>1</sup>, WANG Daoshun<sup>1</sup>, CUI Yuguo<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China;

2. Faculty of Mechanical Engineering and Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

**Abstract:** A new type of radial extrusion piezoelectric transducer for ultrasonic bearing was proposed, and its mechanical and electrical characteristic was analyzed by the finite element method. The finite element modeling method was ascertained. The harmonic frequency and radial maximum amplitude of piezoelectric transducer was analyzed from the perspectives of the modal analysis. According to the results of modal analysis, the amplitude-frequency characteristics of piezoelectric transducer were calculated by the harmonic response analysis. The structure of piezoelectric transducer was optimized by the orthogonal method, thus a prototype of transducer with best structure was fabricated and the operating frequency was tested. The experimental testified that the finite element calculation result of harmonic frequency of transducer was well consistent with the result of experimental result, which proved an important value for design and research of piezoelectric transducer for ultrasonic bearing.

**Key words:** ultrasonic bearing; piezoelectric transducer; finite element; modal analysis; optimum design

### 0 引言

压电换能器具有良好的电声性,结构简单,制作方便等优点,广泛应用于超声加工、超声物料输送等相关领域<sup>[1-3]</sup>。随着超声悬浮技术在机械领域中的不断拓展,超声悬浮轴承具有克服了传统轴承和气体轴承、磁悬浮轴承等新型轴承的缺点,为轴承事业的发展注入了新鲜血液<sup>[4-5]</sup>。压电换能器是超声悬浮轴承中的核心器件,其本身性能的好坏将直接影响到整个机械设备的工作状态,因此要提高超声悬浮轴承的工作性能,有必要研究压电换能器的振动

特性。

有限元法是研究复杂结构压电换能器最便捷的一种数值计算方法。采用 ANSYS 有限元软件的模态分析,可方便地计算出压电换能器任意振动形态对应的谐振频率、径向振动位移分布和动态振动变形<sup>[6-10]</sup>。为获取压电换能器的最佳挤压效果,根据有限元分析结果探究换能器谐振频率及径向振幅与换能器结构尺寸的关系,并对其结构进行优化,设计出满足特定工作频率的超声悬浮轴承要求的振动挤压器。

收稿日期:2013-09-05

基金项目:辽宁省自然科学基金资助项目(201102022);国家教育部留学回国基金资助项目;浙江省零件轧制成形技术研究重点实验室开放基金资助项目

作者简介:李东明(1971-),男,吉林松原人,教授,硕士生导师,主要从事压电执行器的研究。通信作者:崔爽(1988-),女,辽宁凌海人,硕士生,主要从事压电执行器的研究。

## 1 压电换能器结构和工作原理

### 1.1 压电换能器结构

本文提出的超声轴承结构,主要由悬浮主轴、压电换能器和挤压空气薄膜3部分组成。图1为超声轴承用压电换能器结构示意图,压电换能器主要包括矩形压电陶瓷薄片、圆柱筒型金属基体及带有预紧螺栓孔的支撑座。

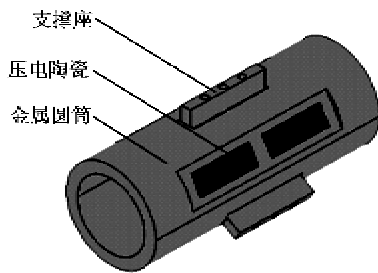


图1 超声轴承用压电换能器结构示意图

压电片(两两一组)和支座各3组以夹角 $120^\circ$ 间隔均匀分布在圆柱壳体外表面,压电片通过环氧树脂粘贴在圆柱上。这种换能器辐射面为金属圆筒内表面,辐射面积大且均匀、挤压膜效应强、被悬浮轴的对中性好。

### 1.2 压电换能器工作原理

压电换能器的工作原理主要是利用矩形压电陶瓷薄片在交流电压下作周期性的长度伸缩振动,由于压电陶瓷薄片通过环氧树脂粘结在具有弹性金属圆柱筒外表面,压电片伸缩振动会带动金属一起振动,导致圆柱筒径向端面会产生径向挤压变形。当压电片通过交变电压产生振动频率达到一定时,圆柱筒径向端面产生的径向位移可达到最大值,此时的频率即为该压电换能器的谐振频率。

## 2 压电换能器有限元分析

在超声轴承系统中,压电换能器是将电能转化成机械能的重要器件。压电换能器径向振幅和谐振频率直接影响到超声轴承系统的悬浮效果,因此通过有限元模态分析选择压电换能器最佳振动模态,对于提高压电换能器的工作效率具有重要作用。

### 2.1 实体模型及网格划分

本文采用ANSYS有限元分析软件分析圆柱径向挤压式压电换能器的振动模态,建立整体有限元模型并进行二维分析。为便于在ANSYS环境中实体建模,忽略铜电极的影响,并对预紧螺栓及螺栓孔简化处理。对于压电换能器的压电耦合分析采用直接耦合分析方法,利用多场自由度的耦合单元同时

分析系统的多场耦合工作状态,因此压电陶瓷(PZT-4)单元类型选择为solid5,基体金属(铝镁合金)单元类型选择为solid95。压电换能器结构材料属性与结构尺寸参数如下:

1) 铝镁合金。 $\rho=2\ 700\ \text{kg/m}^3$ ,  $Y=1\times 10^9\ \text{Pa}$ ,  $\sigma=0.34$ ;筒:内径 $r=20\ \text{mm}$ ,外径 $R=28\ \text{mm}$ ,筒长 $L=60\ \text{mm}$ ;凹槽:长 $l_1=40\ \text{mm}$ ,宽 $w_1=10\ \text{mm}$ ,深 $h_1=1\ \text{mm}$ ;支撑座:长 $l_2=20\ \text{mm}$ ,宽 $w_2=3\ \text{mm}$ ,高 $h_2=5\ \text{mm}$ 。

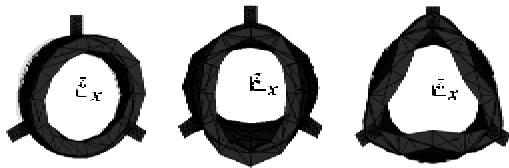
2) 压电陶瓷。 $\rho=7\ 800\ \text{kg/m}^3$ ,  $\epsilon_{33}^T/\epsilon_0=1\ 300$ ,  $d_{31}=-1.31\times 10^{-10}\ \text{C/N}$ ,  $d_{32}=6.34\times 10^{-10}\ \text{C/N}$ ,  $d_{33}=2.88\times 10^{-10}\ \text{C/N}$ ,  $s_{11}^E=12.3\times 10^{-12}\ \text{m}^2/\text{N}$ ,  $s_{12}^E=-3.49\times 10^{-12}\ \text{m}^2/\text{N}$ ,  $s_{13}^E=-4.53\times 10^{-12}\ \text{m}^2/\text{N}$ ,  $s_{22}^E=15.6\times 10^{-12}\ \text{m}^2/\text{N}$ ,  $s_{23}^E=43.5\times 10^{-12}\ \text{m}^2/\text{N}$ ,  $s_{33}^E=31.1\times 10^{-12}\ \text{m}^2/\text{N}$ ;压电片:长 $l_3=15\ \text{mm}$ ,宽 $w_3=5\ \text{mm}$ ,厚 $h_3=0.5\ \text{mm}$ 。

建立有限单元前,为保证网格划分后,实现传递耦合物理场分析,应先将压电陶瓷与圆筒、圆筒与支撑座之间进行粘接操作,使压电陶瓷与圆筒边界重合部分产生公共的新几何元素,再对压电片及基体赋予材料属性;在网格划分时,压电陶瓷采用映射网格划分,基体金属采用自由划分。

### 2.2 模态分析

模态分析是确定压电换能器在无阻尼自由振动条件下的固有振动特性,即换能器振动系统的振型和固有频率(也称谐振频率)。固有频率和振型是功率超声系统的重要特性,它决定了所设计的振动系统能否实现最佳的功率转换与传递。在实际工程中,为了得到最大的振动幅值,一般应使所设计的超声系统的固有频率和工作频率相同。在ANSYS中模态分析又可叫做结构固有振动特性分析,这种分析用于确定结构的固有频率和振型,其分析结果可作为谐响应分析的基础。

在模态分析前需对压电换能器的3个支撑座进行零位移约束设置。模态分析类型为Modal,采用兰索斯(Lanczos)方法提取前30步的振动模态。图2为换能器前3阶振动模态,从应用于超声悬浮轴承角度讲,第三阶为径向三角型振动模态,径向变形均匀、前后一致,这种振动模态有利于超声悬浮轴承产生具有一定承载力的挤压膜,可实现悬浮轴与轴承保持良好的轴的对中性和承载的稳定性等。



(a) 第一阶振动模态 (b) 第二阶振动模态 (c) 第三阶振动模态

图 2 换能器的振动模态

在后处理中,提取第 24 步的振型,模态分析结果显示圆柱径向挤压型压电换能器径向振动模态分析云图如图 3 所示。

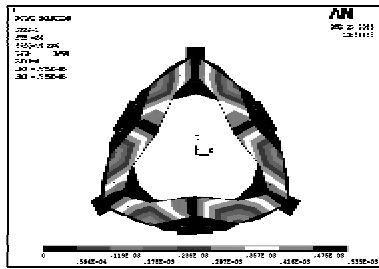


图 3 换能器系统模态分析云图

在位移云图中,可知换能器的谐振频率为 19.236 kHz 时,压电换能器端面能够呈现均匀的三角形变形,径向最大振动位移为 0.535  $\mu\text{m}$ 。

### 2.3 谐响应分析

对于压电换能器来说,谐响应分析可分析其在正弦激励电压下的稳态和动态响应,获得径向振动位移对频率的幅频特性曲线。当换能器的工作频率与固有频率相等时,其径向挤压变形达到最大值,即谐响应分析中峰值响应发生在激励电压频率和换能器固有频率相同时。

进行 ANSYS 谐响应分析时,分析类型选择为 Harmonic,求解方法为 Full(全矩阵),压电片上、下电极片加载分别为 75 V 交流电压和 0,载荷频率范围为 19.23~19.24 kHz,施加 0.2% 的阻尼,在选定频率范围内分为 10 个子步进行计算,计算结果如图 4 所示。图 4 中,  $u_x$  和  $u_y$  分别是压电换能器系统三角变形区沿  $x$  和  $y$  方向上的最大振动位移随频率

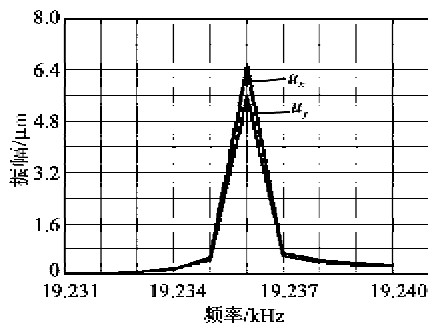


图 4 换能器径向振动系统谐响应曲线

变化曲线。

由图 4 可知,在载荷频率  $f=19.236$  kHz 时,换能器三角变形最大位置处沿  $x$ 、 $y$  方向上振动位移近似相等,即该换能器在频率为 19.236 kHz 时,径向振动均匀。

### 3 压电换能器结构优化设计

已知凹槽尺寸为  $l_1 \times w_1 \times h_1 = 20 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 0.8 \text{ mm}$ ,支撑座尺寸为  $l_2 \times w_2 \times h_2 = 30 \text{ mm} \times 6 \text{ mm} \times 0.8 \text{ mm}$ ,压电陶瓷片尺寸为  $l_3 \times w_3 \times h_3 = 10 \text{ mm} \times 6 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$ ,采用三因素三水平正交试验的研究方法,分析换能器的长度因素 A、壁厚因素 B 和内半径因素 C 对换能器的谐振频率以及其径向最大振幅的影响,并对换能器进行结构优化设计。

三因素三水平的全面试验水平的组合数为 27 组,选择有代表性的 9 组不同结构尺寸的换能器进行模态分析。谐振频率与径向振动最大振幅的分析结果如表 1 所示,对仿真结果进行极差分析、优水平组合。

表 1 换能器谐振频率、径向最大振幅与结构尺寸的关系

编号	因素			频率	振幅/ $\mu\text{m}$	
	A/mm	B/mm	C/mm	$f/\text{kHz}$		
1	A1(30)	B1(2)	C1(10)	20.315	0.842	
2	A1	B2(2.5)	C2(12.5)	16.887	0.636	
3	A1	B3(3)	C3(15)	14.245	0.533	
4	A2(40)	B1	C2	12.239	0.759	
5	A2	B2	C3	10.978	0.565	
6	A2	B3	C1	18.468	0.567	
7	A3(50)	B1	C3	8.79	0.642	
8	A3	B2	C1	15.443	0.592	
9	A3	B3	C2	15.368	0.603	
$K_{f1}/\text{kHz}$				$K_{f2}/\text{kHz}$	$K_{f3}/\text{kHz}$	$R_f/\text{kHz}$
51.447				41.685	39.601	7.369
41.344				43.308	48.081	7.381
54.226				44.494	34.013	15.919
C1B3A1						
$K_{A1}/\text{kHz}$				$K_{A2}/\text{kHz}$	$K_{A3}/\text{kHz}$	$R_A/\text{kHz}$
2.011				1.891	1.837	0.174
2.243				1.793	1.703	0.54
2.001				1.998	1.7	0.301
B1C1A1						

注: $K_{f1}$ ,  $K_{f2}$ ,  $K_{f3}$  分别为因素 A、B、C 的第 1、2、3 水平所在的试验中对应的谐振频率之和,  $K_{A1}$ ,  $K_{A2}$ ,  $K_{A3}$  分别为因素 A、B、C 的

第1,2,3水平所在的试验中对应的振幅之和; $R_f, R_A$ 为极差。

从  $R_f$  分析结果可知,影响换能器谐振频率的最主要因素是内半径  $C$ ,其次是壁厚  $B$ ,最后是长度  $A$ ,根据  $K_f$  值大小可确定符合条件的最优水平组合为  $C1B3A1$ ;从  $R_A$  分析结果可知,影响换能器径向振幅的最主要因素是壁厚  $B$ ,其次是内半径  $C$ ,最后是长度  $A$ ,根据  $K_A$  值大小可以确定符合条件的最优水平组合为  $B1C1A1$ 。

综上所述,根据超声悬浮轴承的工况条件,要求换能器的谐振频率应尽可能小,径向振幅尽可能大,则换能器结构优化组合为  $A1B2C1$ ,即换能器基体结构长 30 mm,壁厚 2.5 mm,内半径 10 mm。

#### 4 实验

为验证有限元分析的正确性,制作了一台  $A1B2C1$  型径向挤压式压电换能器样机,如图 5 所示。



图5 径向挤压式压电换能器样机

将信号发生器提供的 75 V 正弦交流信号经过压电陶瓷驱动电源处理后,加载在压电换能器上压电陶瓷的铜电极上,采用数据采集卡将换能器振动数据采集并传输到上位机中,通过 LabVIEW 阻抗测试系统测试压电换能器谐振频率。其中, $f_s$  为仿真谐振频率, $f_e$  为实验谐振频率, $\Delta$  为误差。

表2 换能器谐振频率的仿真与实验结果

内半径/mm	壁厚/mm	长度/mm		
10	2.5	30		
$f_s$ /kHz	$f_e$ /kHz	$\Delta$ /%	仿真振幅/ $\mu\text{m}$	
18.231	19.172	4.91	0.78	

由表2可知,压电换能器样机谐振频率的仿真

计算与实验测试结果较一致, $\Delta=(f_e-f_s)/f_e$  为换能器谐振频率的仿真计算与实验测试结果误差,在 5%以内,验证了有限元仿真计算的正确性,为换能器结构优化设计提供重要依据。

#### 5 结束语

本文提出了一种新的应用于超声悬浮轴承上的径向挤压式压电换能器,利用 ANSYS 有限元软件对换能器谐振频率及径向振幅进行仿真计算,并对谐振频率进行实验验证,为新型超声悬浮轴承结构优化设计提供重要参考价值。结果如下:

1) 通过有限元模态分析,求解出第三阶径向三角型振动模态的压电换能器较适合应用于超声轴承领域;谐响应分析进一步确定压电换能器在第三阶振动模态的谐振频率下振动时,换能器的径向振幅均匀。

2) 通过三因素三水平优化设计,确定超声轴承用压电换能器的基体长 30 mm、壁厚 2.5 mm、内半径 10 mm ( $A1B2C1$  型)为最佳结构尺寸组合。

3) 通过对  $A1B2C1$  型压电换能器谐振频率的仿真与实验结果对比;误差在 5%以内,满足实际工作要求,验证了有限元仿真计算的正确性。

#### 参考文献:

- [1] HIROMI I, AKIRA K. Motion error correction for non-contact ultrasonic motor driven by multi-layered piezoelectric actuators[J]. *Microsystem Technologies*, 2005, 11(8/10): 970-973.
- [2] 何蔚,王琰,王宏祥. 超声物料输送的微摩擦驱动力实验研究[J]. *压电与声光*, 2011, 33(3): 407-410.  
HE Qing, WANG Yan, WANG Hongxiang. Experimental research on micro-friction driving force of ultrasonic vibrating feeding system [J]. *Piezoelectrics & Acoustooptics*, 2011, 33(3): 407-410.
- [3] 张雄,焦锋. 超声加工技术的应用及其发展趋势[J]. *工具技术*, 2012, 46(1): 3-8.  
ZHANG Xiong, JIAO Feng. Applications and development trends of ultrasonic machining technology [J]. *Tool Engineering*, 2012, 46(1): 3-8.
- [4] SHIGEKA Y, HIROYUKI K, MASAOKI M. Float characteristics of a squeeze-film air bearing for a linear motion guide using ultrasonic vibration[J]. *Tribology International*, 2007, 40(3): 503-511.
- [5] YAO L, LU L, WANG Z, et al. Exact solution of multilayered piezoelectric diaphragms[J]. *IEEE Transac-*

- tions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2003, 50(10):1262-1271.
- [6] MINIKES A. Coupled dynamics of a squeeze-film levitated mass and a vibrating piezoelectric disc; numerical analysis and experimental study[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 263(2):241-268.
- [7] 吴益晓,刘胜,岳建平,等. 弹簧式隔爆阀冲击强度有限元分析[J]. 重庆理工大学学报:自然科学版, 2013, 27(5):36-39.  
WU Yixiao, LIU Sheng, YUE Jianping, et al. Finite element analysis of impact strength for spring loaded explosion-proof valve[J]. Journal of Chongqing University of Technology: Natural Science, 2013, 27(5):36-39.
- [8] 常颖,吴博达,程光明,等. 超声波轴承用压电换能器模态分析及实验研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2006, 38(5):752-754.  
CHANG Ying, WU Boda, CHENG Guangming, et al. Analysis of vibration mode on piezoelectric ceramic actuator for ultrasonic vibration bearing and experimental study of the anti-friction[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2006, 38(5):752-754.
- [9] STOLARSKI T A, CHAI Wei. Self-levitating sliding air contact[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48(6):601-620.
- [10] 杨新峰,苑秉成,陈立纲. 压电换能器机电特性的有限元分析及实验研究[J]. 压电与声光, 2010, 32(3):392-394.  
YANG Xinfeng, YUAN Bingcheng, CHEN Ligang. Experiment study and finite element analyze on electromechanical characteristics of piezoelectric transducer[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2010, 32(3):392-394.
- 
- (上接第 52 页)
- [7] 栾桂冬,张金铎,王仁乾. 压电换能器和换能器[M]. 北京:北京大学出版社, 2005.
- [8] LU C F, YANG J S, WANG J C, et al. Power transmission through a hollow cylinder by acoustic waves and piezoelectric transducers with radial polarization[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325:989-999.
- [9] LIN S Y, XU C L. Analysis of the sandwich ultrasonic transducer with two sets of piezoelectric elements[J]. Smart Mater Struct, 2008, 17:65-72.
- [10] LULA A, LAMBERTI N, PAPPALARDO M. A model for theoretical characterization of thin piezoceramic rings[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectric, and Frequency Control, 1996, 43(3):370-375.
- [11] 林书玉. 弹性薄圆环的超声频径向振动及其等效电路研究[J]. 声学学报, 2003, 38(2):102-106.
- [12] 刘世清,林书玉,王成会. 锥形剖面环形聚能器径向振动等效电路研究[J]. 陕西师范大学出版社:自然科学版, 2005, 33(3):31-34.
- [13] LIN S Y. Study on the radial vibration of a piezoelectric ceramic thin ring with an inner metal disc[J]. J Phys D: Appl Phys, 2006, 39:4673-4680.
- [14] LIN S Y. Radial vibration of the combination of a piezoelectric ceramic disk and a circular metal ring[J]. Smart Mater Struct, 2007, 16:469-476.