

# 超声挤压轴承-转子系统动力学特性研究

姚红良<sup>†</sup> 李文龙 刘帅 闻邦椿

(东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

**摘要** 现代旋转机械中转静子之间的相对转速越来越高、间隙越来越小,因此,如何有效地减少转静子接触面间的摩擦具有重要的意义。由于超声波悬浮技术的快速发展,超声挤压轴承逐渐被应用在小型或微型的旋转机械上。近场超声悬浮效应作为一种减少振动的方法,具有超声悬浮、超声减摩等作用。超声挤压轴承是由压电陶瓷矩形薄片与金属铝薄壁圆筒组合而成;利用 ANSYS 软件对压电换能器进行了模态分析,得到其振型及谐振频率,由此确定压电换能器最佳工作的形状尺寸及频率。从气体润滑原理出发,推导出气体挤压膜雷诺方程,并运用有限差分方法对其进行简化求解。通过求解分析出当给定超声波频率时,超声悬浮力与悬浮间隙、超声波振幅等因素有关,其关系如下:超声挤压轴承的悬浮力随着悬浮间隙的增大而逐渐减小;随着超声波振幅的增大而逐渐增大。当超声频率一定时,探究超声轴承在不同悬浮间隙和不同超声振幅条件下对超声挤压轴承-转子系统的影响,对其进行动力学分析;之后又采用单一变量法进行试验研究证明其正确性。结果表明:该轴承可以达到稳定工作的效果,在压电换能器的谐振频率下工作时效果好且更加稳定。

**关键词** 稳定工作, 小型或微型的旋转机械, 超声挤压轴承, 转子系统, 谐振频率

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-077

## 引言

为了降低转静子之间的摩擦磨损,各类新型轴承被陆续开发设计,如磁悬浮轴承、气体静压轴承、超声轴承等。磁悬浮轴承<sup>[1]</sup>是通过磁力的作用使转子悬浮于空中,从而使转静子间没有接触;气体轴承<sup>[2]</sup>是一种用气体润滑代替油膜润滑的滑动轴承,其优点是结构简单、摩擦因数小等;超声波轴承作为新兴的非接触式气体轴承,由于其良好的自我调整性能,可以在高精度下稳定地运行<sup>[3]</sup>,并且具有非常好的悬浮和减摩效果<sup>[4, 5]</sup>。所以,相比之下超声轴承具有良好的发展前景<sup>[1]</sup>。

近 30 年内,人们对其进行了大量的研究,并且取得了很多极其重要的研究进展。目前,利用超声悬浮技术所实现的装置有超声悬浮和输送、超声夹持、超声气缸减阻、超声挤压膜导轨、直线轴承等。我国对超声悬浮的研究开始于 1992 年,国内研究这方面的有清华大学,哈尔滨工业大学,吉林大学等。其中吉林大学制作了超声波推力轴承、径向轴承以及双向支撑悬浮轴承,并做了大量的实验测试。

与此同时,哈尔滨工业大学也提出一种能承受径向和轴向载荷的超声悬浮轴承。经大量的实验研究证明,在相同的条件下,利用超声悬浮原理制成的超声波轴承比滑动轴承、滚动轴承或者可倾瓦轴承等普通轴承更具有优势。因此该技术在轴承的领域内具有很好的研究意义和应用前景。文献[6]表明相同条件下超声波产生的单位近场悬浮力仅次于磁悬浮力,而远大于气悬浮等其他方式;文献[7]提出了一种双向驻波压电超声波驱动器;文献[8]研究了压电传感器驱动的超声波轴颈轴承;文献[9]提出了利用压电换能器驱动新型非接触式超声波轴承;文献[10]提出了利用能量法对超声电机压电振子的耦合动力学模型进行分析。因此本文基于超声气体挤压膜悬浮的机理,将超声挤压轴承应用在小型或微型的转子系统上,并对该转子系统进行动力学特性分析,最后通过试验研究证明该理论的正确性。

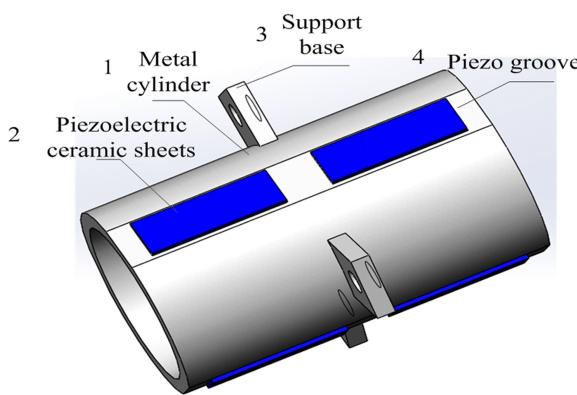
## 1 超声挤压轴承结构

### 1.1 超声挤压轴承模型

所设计的超声挤压轴承模型结构如图 1 所示。

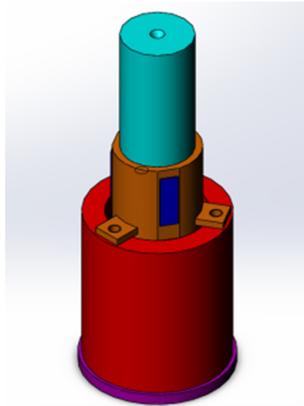
2018-06-15 收到第 1 稿, 2018-09-07 收到修改稿。

<sup>†</sup> 通讯作者 E-mail: hlyao@mail.neu.edu.cn



(a)压电换能器模型

(a)The model of the piezoelectric transducer



(b)超声轴承模型

(b) The model of the ultrasonic bearing

图1 超声轴承模型

Fig.1 The model of the ultrasonic bearing

该新型超声轴承由压电陶瓷矩形薄片与金属铝薄壁圆筒组合而成,即六片尺寸为 $15\times5\times1\text{mm}$ 的压电陶瓷薄片分三组两两连接且互成 $120^\circ$ 夹角均布于薄壁圆筒外表面上,并可以任意调节超声轴承在转子轴向的位置.该新型超声挤压轴承能够提高轴与轴承之间相互作用面积、增大挤压膜效应、提高承载力、改善轴向对中性.

## 1.2 压电超声换能器的模态分析

研究的压电超声换能器是由大连交通大学的崔爽提出的<sup>[11]</sup>,其结构如图2所示.为了选择出最理想的金属薄壁圆筒尺寸,对不同尺寸下金属薄壁圆筒进行仿真.考虑到压电换能器在工作状态下的刚度及实验室现有的实验条件,最终确定其基本尺寸为内径 $20\text{mm}$ ,壁厚 $2\text{mm}$ ,谐振频率为 $39.3332\text{kHz}$ ;其模态分析结果如图3所示.

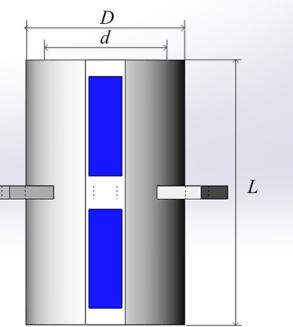


图2 压电换能器的结构尺寸

Fig.2 Structure size of the piezoelectric transducer

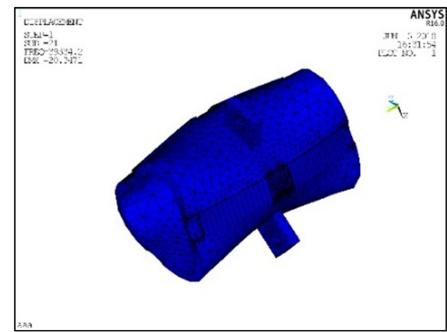


图3 第21阶模态

Fig.3 The 21st mode

## 2 超声挤压轴承悬浮机理研究

### 2.1 气膜力基本方程的建立

为了从运动微分方程推导出气膜压力分布基本方程,以流体力学为基础,推导出适用于超声轴承的Reynolds方程为

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} (ph^3 \frac{\partial p}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (ph^3 \frac{\partial p}{\partial z}) = 12\mu \frac{\partial(ph)}{\partial t} \quad (1)$$

对公式(1)进行无量纲化处理: $z = R \tilde{z}$ ,  $p = p_0 \tilde{p}$ ,  $h = h_0 \tilde{h}$ ,  $\tilde{t} = \omega t$ ,其中, $R$ 为转子半径, $p_0$ 为大气压力, $h_0$ 为初始气体膜厚, $\omega$ 为超声振动频率, $\mu$ 为当前温度下的空气动力粘度,因此,无量纲雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\tilde{p} \tilde{h}^3 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} (\tilde{p} \tilde{h}^3 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}}) = \sigma \frac{\partial(\tilde{p} \tilde{h})}{\partial \tilde{t}} \quad (2)$$

其中,  $\sigma$  表示挤压数  $\sigma = \frac{12\mu\omega R^2}{p_0 h_0^2}$ .

利用有限差分方法对以上方程进行离散化并且进行MATLAB编程,对方程进行求解.

### 2.2 不同参数对超声轴承气膜力的影响规律

#### 2.2.1 不同悬浮间隙对超声轴承的影响规律

假定超声波振幅为 $a = 2\mu\text{m}$ ,取悬浮间隙为

$h=30\mu\text{m}\sim55\mu\text{m}$ ,计算结果如下:

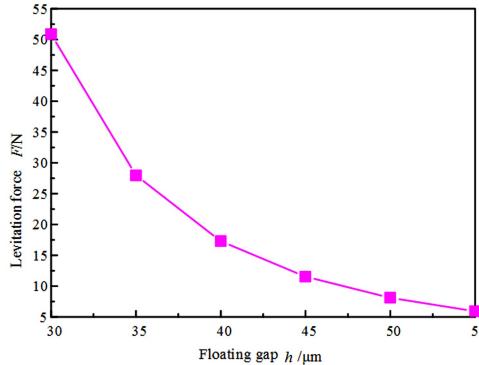


图4 不同悬浮间隙下的超声气膜力

Fig.4 Ultrasonic gas film force under different levitation gap

由图4可以看出,随着初始悬浮间隙的逐渐增大,超声挤压轴承与转子之间的挤压膜气压逐渐减小.

### 2.2.2 不同超声波振幅对超声轴承的影响规律

假定悬浮间隙为  $h=50\mu\text{m}$ ,当超声波振幅为  $a=1\mu\text{m}\sim6\mu\text{m}$ ,计算结果如下:

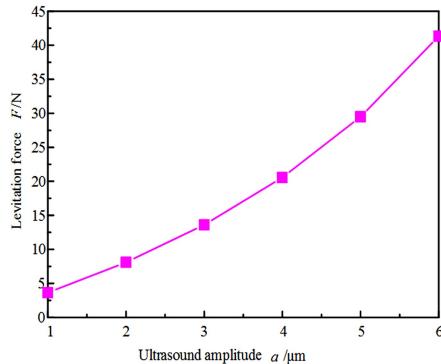


图5 不同超声波振幅下的超声气膜力

Fig.5 Ultrasonic gas film force under different amplitude

由图5可以看出,随着超声波振幅的逐渐增大,超声挤压轴承与转子之间的挤压膜气压逐渐增大.而且,图5中曲线的斜率明显高于图4中曲线的斜率,因此可以推断出相对于初始悬浮间隙,超声波振幅的大小对于超声轴承产生的挤压膜气压的影响比较大.

## 3 超声挤压轴承-转子系统动力学分析

### 3.1 超声挤压轴承-转子系统动力学模型的建立

由Lagrange方程计算得到转子系统的动力学方程为

$$M\ddot{\mathbf{u}}+C\dot{\mathbf{u}}+K\mathbf{u}=\mathbf{F}_{\text{unb}} \quad (3)$$

其中,  $M$  为质量矩阵,  $C=D+\omega G$ ,  $D$  为阻尼矩阵,  $G$

为陀螺力矩矩阵,  $K$  为刚度矩阵,  $\mathbf{F}_{\text{unb}}$  为质量偏心引起的外激励向量,  $\omega$  为转子转速,  $\mathbf{u}$  为振动响应向量,  $k$  为刚度,  $c$  为阻尼,  $\theta$  为转角,  $x, y$  为不同方向的位移, 矩阵的具体形式如下:

$$\begin{aligned} M &= \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} & C &= \begin{bmatrix} D+c_{11} & \omega G_1+c_{12} \\ -\omega G_1+c_{21} & D+c_{22} \end{bmatrix} \\ K &= \begin{bmatrix} K_1+k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & K_1+k_{22} \end{bmatrix} & \mathbf{u} &= \begin{bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{u}_2 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

其中,  $\mathbf{u}_1 = \{x_1 \ \theta_{y1} \ x_2 \ \theta_{y2} \ \cdots \ x_N \ \theta_{yN}\}^T$

$$\mathbf{u}_2 = \{y_1 \ -\theta_{x1} \ y_2 \ -\theta_{x2} \ \cdots \ y_N \ -\theta_{xN}\}^T$$

本节建立的超声轴承-转子系统力学模型如图6所示,转子总长度为300mm,直径10mm,将转子系统离散分为30个轴段,31个节点.

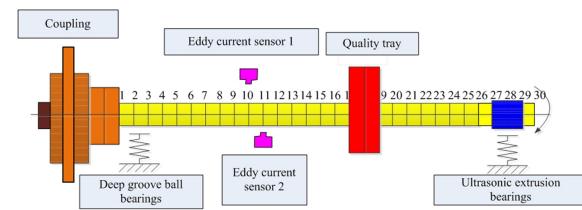


图6 转子系统有限元模型

Fig.6 Finite element model of rotor system

### 3.2 超声挤压轴承-转子系统的动力学响应分析

#### 3.2.1 不同悬浮间隙下转子系统的响应

现假设模型气压为1个标准大气压,超声波振幅为  $5\mu\text{m}$ ,转子偏心质量的偏心距为30mm,将超声挤压轴承作用在转子系统第28个节点上,初始悬浮间隙分别为  $30\mu\text{m}$ 、 $40\mu\text{m}$ 、 $50\mu\text{m}$  时,当不施加超声波信号时,初始悬浮间隙采用  $50\mu\text{m}$ .转子系统第10节点的响应曲线如图7所示.

随着悬浮间隙的增大,气膜力随之减小,对转子的振动抑制效果也逐渐地减弱.

#### 3.2.2 不同超声振幅下转子系统的响应

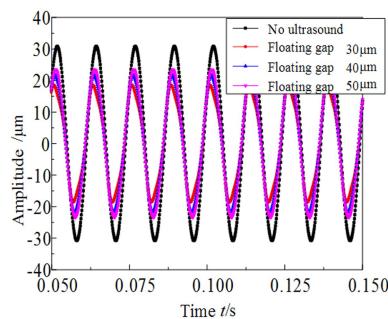
初始悬浮间隙为  $40\mu\text{m}$ ,转子偏心质量的偏心距为30mm,将超声挤压轴承作用在转子系统第28个节点上,超声波振幅分别为  $5\mu\text{m}$ 、 $7\mu\text{m}$ 、 $10\mu\text{m}$  时,转子系统第10节点的响应曲线如图8所示.

随着超声波振幅的增大,气膜力也随之增大,对转子的振动抑制效果也逐渐地增强.

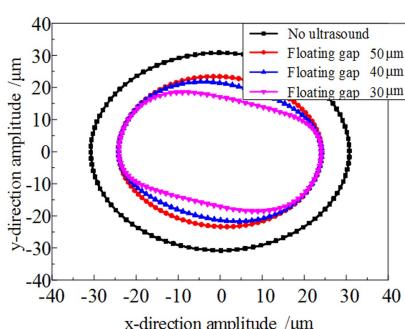
## 4 超声挤压轴承性能的实验研究

### 4.1 试验台结构

超声挤压轴承-转子实验台如图9所示.



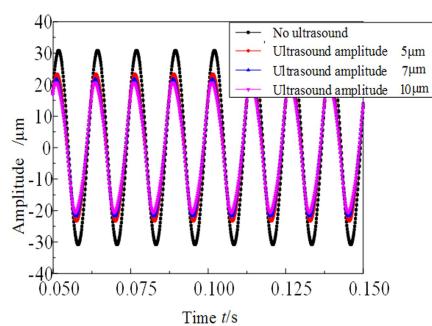
(a) 时域对比图  
(a) Time domain comparison chart



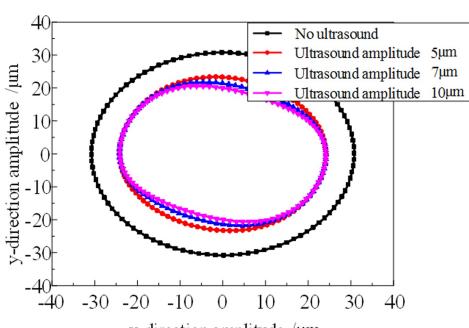
(b) 轴心轨迹对比图  
(b) Axis trajectory comparison chart

图7 不同悬浮间隙下的对比图

Fig.7 The comparison diagram of under different levitation gap



(a) 时域对比图  
(a) Time domain comparison chart



(b) 轴心轨迹对比图  
(b) Axis trajectory comparison chart

图8 不同超声振幅下的对比图

Fig.8 The comparison diagram of under different amplitude

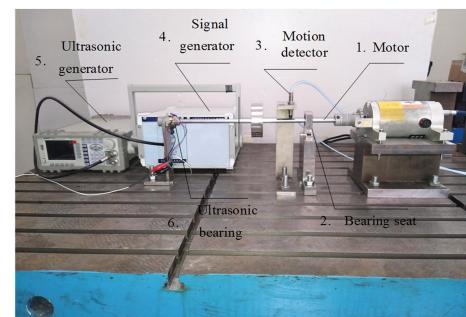


图9 实验装置图

Fig.9 Experimental apparatus

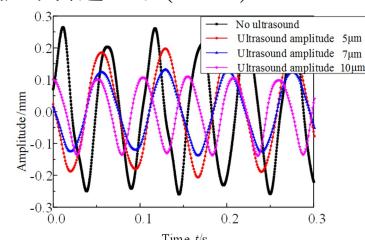
超声挤压轴承-转子实验台由电机、旋转轴、支撑座、联轴器、轴承、底座支撑架、轴套、压电陶瓷、金属薄壁圆筒、压电陶瓷电源、信号发生器组成。金属薄壁圆筒与压电陶瓷粘贴组成压电换能器；压电陶瓷电源为压电陶瓷提供电源产生超声作用；信号发生器为压电陶瓷电源给定一个固定频率的交流信号；底座支撑架用于支撑超声挤压轴承；电机的转速范围为 $0\sim 4000\text{r}/\text{min}$ ；转子半径为 $R=5\text{ mm}$ ，转子轴向长度为 $300\text{ mm}$ 。

通过安装不同的金属铝薄壁圆筒来调节压电换能器与转子之间的间隙(即初始悬浮间隙为 $30\mu\text{m}$ 、 $40\mu\text{m}$ 、 $50\mu\text{m}$ )；通过调节信号发生器的输入电压来改变超声波振动的幅值，分别为 $10\mu\text{m}$ 、 $7\mu\text{m}$ 、 $5\mu\text{m}$ ；利用电涡流位移传感器测量转子上的振动信号。

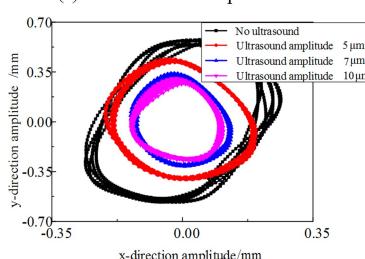
## 4.2 实验结果

### 4.2.1 不同超声振幅的影响

#### (1) 临界转速以下( $20\text{Hz}$ )



(a) 时域对比图  
(a) Time domain comparison chart



(b) 轴心轨迹对比图  
(b) Axis trajectory comparison chart

图10 不同超声波振幅的响应图

Fig.10 Response of different ultrasonic amplitudes

(2) 临界转速附近(60Hz)

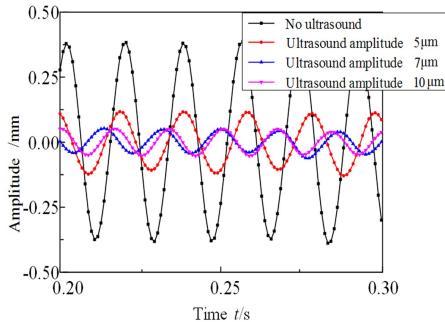
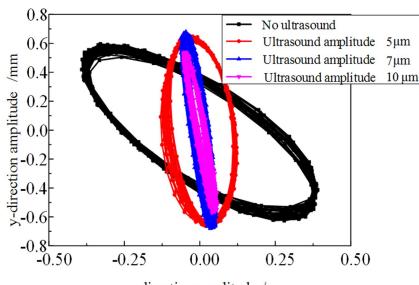
(a) 时域对比图  
(a) Time domain comparison chart(b) 轴心轨迹对比图  
(b) Axis trajectory comparison chart

图 11 不同超声波振幅的响应图

Fig.11 Response of different ultrasonic amplitudes

#### 4.2.2 不同悬浮间隙的影响

(1) 临界转速以下(20 Hz)

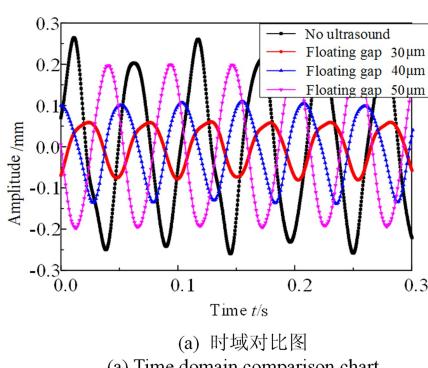
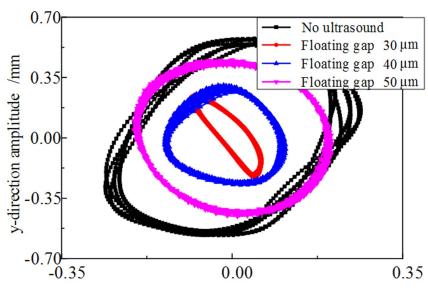
(a) 时域对比图  
(a) Time domain comparison chart

图 12 不同悬浮间隙的响应图

Fig.12 Different suspension gap response diagram

(2) 临界转速附近(60 Hz)

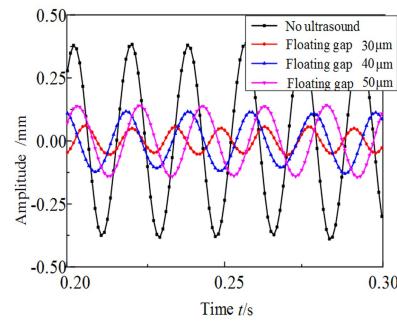
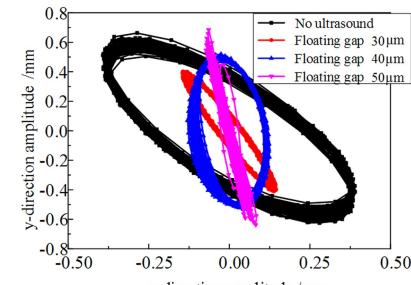
(a) 时域对比图  
(a) Time domain comparison chart(b) 轴心轨迹对比图  
(b) Axis trajectory comparison chart

图 13 不同悬浮间隙的响应图

Fig.13 Different suspension gap response diagram

## 5 结论

(1) 相对于初始悬浮间隙,超声波振幅对于超声挤压轴承的气膜力大小的影响更为明显;

(2) 随着超声悬浮初始间隙的减小或超声波振幅的加大,气膜力逐渐变大,超声轴承的减少振动作用也随之增强;

(3) 相对于临界转速情况,转子转速处于临界转速以下时,超声挤压轴承的振动抑制作用更明显。

## 参 考 文 献

- Noshadi A, Shi J, Lee W S, et al. Optimal PID-type fuzzy logic controller for a multi-input multi-output active magnetic bearing system. *Neural Computing & Applications*, 2016, 27(7): 2031~2046
- Li W, Liu W, Feng K. Effect of microfabrication defects on the performance of rarefaction gas-lubricated micro flexure pivot tilting pad gas bearing in power MEMS. *Microsystem Technologies*, 2017, 23(8): 3401~3419
- Shan X, Wang L, Xie T. A new model of the antifriction effect on wiredrawing with ultrasound. *The International*

- Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2012, 63 (9-12): 1047~1056
- 4 徐英帅, 邹平, 王伟等. 超声振动辅助车削高温合金和铝镁合金研究. 东北大学学报(自然科学版), 2017, 38 (1): 95~100 (Xu Y S, Zou P, Wang W, et al. Investigation on ultrasonic vibration assisted turning of Ni-Based superalloy and Al-Mg alloys. *Journal of Northeastern University(Natural Science)*, 2017, 38(1): 95~100 (in Chinese))
- 5 Vezzoli E, Dzidek B, Sednaoui T. Role of fingerprint mechanics and non-Coulombic friction in ultrasonic devices. Evanston: World haptics conference, 2015, II. 6
- 6 Matsuo E, Koike Y, Nakamura K, et al. Holding characteristics of planar objects suspended by near-field acoustic levitation. *Ultrasonics*, 2000, 38(1-8): 60~63
- 7 Liu Y, Shi S, Li C, et al. Development of a bi-directional standing wave linear piezoelectric actuator with four driving feet. *Ultrasonics*, 2018, 84: 81~86
- 8 Li H, Hua Y X, Quan Q Q, et al. On the modeling of levitation force for ultrasonic journal bearings actuated by piezoelectric transducers. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2018, 29(6): 1113~1119
- 9 Li H, Quan Q Q, Deng Z Q, et al. Development of a novel noncontact ultrasonic bearing actuated by piezoelectric transducers. *IEEE International Ultrasonics Symposium*, 2017; 1~4
- 10 赵增辉, 王育平, 袁义坤等. 基于能量法的超声电机压电振子的耦合动力学模型分析. 动力学与控制学报, 2006, 4(2): 145~150 (Zhao Z H, Wang Y P, Yuan Y K, et al. Analysis on the coupling dynamic model of piezoelectric resonator of ultrasonic motor based on energy method. *Journal of Dynamics and Control*, 2006, 4(2): 145~150 (in Chinese))
- 11 崔爽. 超声波轴承用压电换能器技术研究[硕士学位论文]. 大连: 大连交通大学, 2014; 74 (Cui S. Research on the technology of piezoelectric transducer used to ultrasonic bearing [ Master Thesis ]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2014; 74 (in Chinese))

## DYNAMIC CHARACTERISTICS OF ULTRASONIC EXTRUSION BEARING-ROTOR SYSTEM

Yao Hongliang<sup>†</sup> Li Wenlong Liu Shuai Wen Bangchun

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China)

**Abstract** Aiming to effectively reduce the friction caused by the contact between the rotor and the stator, the ultrasonic extrusion bearing was proposed to apply in a small-scale rotor system, and the dynamic characteristics of the bearing-rotor system were studied. The mode shape and frequency of the piezoelectric transducer's optimal operation were determined by using ANSYS. The Reynolds equations for gas-extrusion membranes were deduced and solved by the finite difference method. The effects of suspension gap and ultrasonic amplitude on the dynamic characteristics of the bearing-rotor system were studied, which were validated by experimental test. The results show that the bearing can achieve stable operation and works better at the resonant frequency of the piezoelectric transducer.

**Key words** stable operation, small or miniature rotating machinery, ultrasonic extrusion bearing, rotor system, resonant frequency