

文章编号 1004-924X(2009)04-0813-06

# 双向支撑超声波悬浮轴承的设计

田丰君,车小红,杨志刚,姜 斌,姚雪峰

(吉林大学 机械科学与工程学院,吉林 长春 130025)

**摘要:**设计并给出了一种对轴径向和轴向同时进行支撑的超声波轴承结构,并测试了轴的最大转速。分析了轴承表面超声辐射压力的形成以及超声波轴承的工作原理,在此基础上设计了双向支撑超声波轴承机构,测试了不同悬浮间隙下轴的最大转速。实验结果表明:在轴重 85.5 g、悬浮间隙为 8.53  $\mu\text{m}$  时,轴最高转速达到了 8 946 r/min;说明双向支撑超声波轴承结构可以实现对轴的悬浮支撑,且悬浮间隙越小,轴承对轴的支撑刚度越大,轴的工作稳定性越好,转速越高。

**关键词:**压电换能器;轴承;双向支撑;悬浮;间隙

**中图分类号:**TH133.3 **文献标识码:**A

## Structure design of bidirectional support ultrasonic levitation bearing

TIAN Feng-jun ,CHE Xiao-hong ,YANG Zhi-gang, JIANG Bin,YAO Xue-feng

(College of Mechanical Science and Engineering ,Jilin University , Changchun 130025,China)

**Abstract:** In order to research the levitation capability of a ultrasonic bearing, a bidirectional ultrasonic bearing which levitates and supports a shaft in axial and radial directions respectively was introduced, and the max rotation speed of the shaft was measured. The generation mechanism of the ultrasonic radiation pressure from this kind of bearing and the working principle of the ultrasonic bearing were analyzed, then, a bidirectional support ultrasonic bearing was designed, and the max rotation speeds of the shaft with different levitation clearances were measured. The results indicate that when the shaft weigh is 85.5 g and the levitation clearance is 8.53  $\mu\text{m}$ , the max rotation speed could be 8 946 r/min. The results also show that the bidirectional support ultrasonic bearing could support the shaft in a levitation state, and the smaller the levitation clearance and the greater the bracing stiffness of the bearing support are, the better the stability and the higher the rotation speed of the shaft are.

**Key words:** piezoelectric transducer; bearing; support in two directions; levitation; clearance

## 1 引言

轴承是机械设备中的重要零部件,其性能的优劣直接影响着整个轴系的旋转精度及整机的性能,提高轴承性能的措施之一是减少轴间摩擦。自从 Kundt 在 1886 年发现声悬浮现象以来,越来越多的学者开始了超声波悬浮减摩方面的研究。超声波悬浮是高声强条件下的一种非线性效应,它是由强驻波声场中的辐射压力对重力或微重力空间的固体、液体重力或生物细胞的重力相平衡而使其稳定悬浮的一种现象。日本的熊田明生教授通过实验证明,超声波的悬浮作用可使物体间的摩擦阻力降低到原有的  $1/10 \sim 1/30$ <sup>[1-2]</sup>;日本东京工业大学的上羽贞行教授证实以频率为 40 kHz、振幅为  $2 \mu\text{m}$  振动的平板,其表面动压力可达  $0.75 \text{ MPa}$ <sup>[3-5]</sup>。利用超声的悬浮减摩作用,有人设计了超声波输送装置以运送对表面外观有严格要求的微小物体,另外在高级的录放设备中已普遍采用超声波振动进行磁头对磁带的悬浮滑动支撑,从而保证了磁头与磁带的基本无摩擦接触,延长整机寿命。本文提出以超声振动构造对轴的轴向和径向的双向悬浮支撑,通过轴承表面的超声辐射压力达到对轴颈的支撑和减摩。

## 2 工作原理

超声波悬浮轴承的工作原理可以归结于超声的辐射压力。众所周知,声波在媒质中传播时,介质的压缩与稀疏会依次交替出现,媒质中质点在平衡位置附近往返运动,媒质中的压强时大时小地发生变化。在线性声学中,声压时正时负地变化,不能对轴形成悬浮作用,但当声能密度很大时,必须用非线性声学的理论来研究声压<sup>[6]</sup>。此时,声场中各点的声压、媒质密度的变化量及质点速度均是非线性的,在媒质中会产生一种指向声传播方向的单向力,即辐射压力;当辐射压力大到可与轴重力平衡时,轴便处于悬浮状态,而这正是超声波轴承的基本工作原理。

声辐射压力是声波的非线性在媒质中引起的一种物理现象。当声能密度很大时,声场中各点

的声压、密度的变化量及质点速度均不能再当作小振幅线性声学处理。此时,声压  $p_{\text{acous}}$  与质点速度  $u$  的运动方程具体化为<sup>[7]</sup>:

$$(\rho_0 + \rho') \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u \right] = -\nabla p_{\text{acous}},$$

即:

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u. \quad (1)$$

式(1)等号右边的第二项  $(u \cdot \nabla) u$  被称为对流加速度或迁移加速度,在高声强下不能忽略,由此便会产生一些重要的现象,其中之一就是声辐射压力。声辐射压力分为两种,其一为因对流加速度引起的郎之万辐射压力。

考虑声场中一点的密度随声压瞬时值而改变,记为

$$\rho = \rho_0 + \rho', \quad (2)$$

将式(2)代入平面波的声压表达式:  $u = \frac{p_{\text{acous}}}{\rho_0 c_0}$ , 有:

$$p_{\text{acous}} = (\rho_0 + \rho') c_0 u = \rho_0 c_0 u + p u / c_0 \approx \rho_0 c_0 u + \rho_0 u^2. \quad (3)$$

这里把声辐射压力  $\Delta p_{\text{acous}}$  看作是声压  $p_{\text{acous}}$  的时间平均值。显然,若不引入次级效应项  $\rho_0 u^2$ , 式(3)的线性项  $\rho_0 c_0 u$  积分为 0。现因  $u^2$  的存在,使积分不为零,即:

$$\Delta p_{\text{acous}} = \frac{1}{T} \int_0^T p_{\text{acous}} dt = p_{\text{acous}}^2 / \rho_0 c_0^2 = \epsilon, \quad (4)$$

可见,此辐射压力等于声波的平均声能密度。

声辐射压力其二为由物态方程的非线性引起的瑞利辐射压力,其值为:

$$\Delta p_{\text{acous}} = \frac{\gamma - 1}{2} \epsilon. \quad (5)$$

式中  $\gamma$  为气体的比热比,可见,瑞利辐射压力也正比于声场的平均声能密度。两种辐射压力均正比于声强,且是指向声传播方向的一种单向力。对平面声波,在全反射面前,由于声能密度加倍,此辐射压力也加倍。

对于轴承而言,表现为当轴承与轴之间的支撑间隙越小时,单位时间内超声波反射次数就越多,而声辐射压就越大;当间隙很小时,辐射压力会大到一定程度,在与轴系重力平衡时,宏观上就表现为轴悬浮。当间隙小到以微米为单位计量时,即可称之为超声波近场悬浮。此时辐射压

$p_{\text{radia}}$ 与悬浮间隙 $h$ 、介质密度 $\rho$ 、介质中的声速 $c$ 、波动幅值 $A$ 以及超声波辐射率 $\delta$ 有关,它们之间的关系可以表述为<sup>[8]</sup>:

$$p_{\text{radia}} = \frac{1+\delta}{4} \rho c^2 \frac{A^2}{h^2}. \quad (6)$$

基于此原理,本文设计了双向超声波悬浮轴承,其原理如图1所示。

图中, $f$ 为压电超声换能器谐振频率, $\alpha$ 为换能器发射端锥度角, $G$ 为轴系所受径向合力, $N$ 为轴系所受沿轴向合力,由于轴系径向合力原因,轴与换能器发射端面沿锥度方向的悬浮间隙 $h$ 并不处处相等,总体上看,上半圆周的平均间隙 $h_t <$ 下半圆周的平均间隙 $h_b$ ,即 $h_t < h_b$ ,根据式(6)知, $p_{\text{radia},t} > p_{\text{radia},b}$ ,也就是说超声波对轴系的辐射压力合力 $F_y$ 方向竖直向上,与重力方向相反。

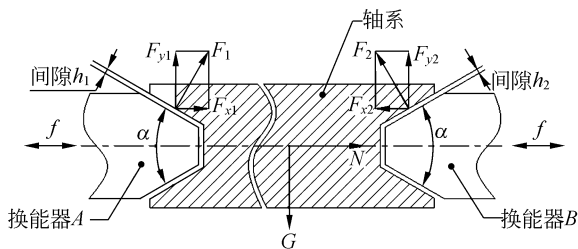


图1 超声波轴承原理示意图

Fig. 1 Principle of ultrasonic bearing

设辐射压作用单元面积为 $\Delta S_i$ ,则辐射压对轴的作用力为<sup>[9]</sup>:  $F = \sum (p_{\text{radia},i} \times \Delta S_i)$

对于轴的两端,其相关力计算如下:

$$F_{y1} = F_1 \times \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (7)$$

$$F_{y2} = F_2 \times \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (8)$$

$$F_y = F_{y1} + F_{y2}, \quad (9)$$

$$F_{x1} = F_1 \times \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (10)$$

$$F_{x2} = F_2 \times \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (11)$$

$$F_x = F_{x2} - F_{x1}, \quad (12)$$

当 $F_y = G, F_x = N$ 时,轴系就被悬浮起来了,这就是双向支撑超声波轴承能同时对轴系径向和轴向悬浮支撑的原理。

### 3 结构设计及实验分析

#### 3.1 结构设计

本文设计的双向支撑超声波悬浮轴承如图2所示,换能器前端为 $66^\circ$ 锥面,轴两端也做成 $66^\circ$ 内锥面,为减轻质量将轴设计为中空结构,同时在轴的中心处设计有安装驱动皮带的V形槽,V形槽的两边对称设计了类似于辐板的飞轮,以方便测试轴在较高转速下的悬浮状况;两个充当轴承的压电换能器各用4个M4螺栓固定在支架上,换能器与支架间垫2 mm厚硅胶垫片,以减少噪

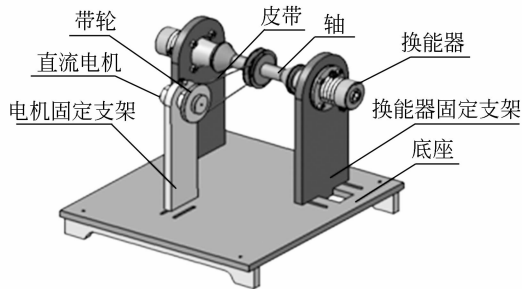


图2 双向支撑超声波悬浮轴承

Fig. 2 Bidirectional support ultrasonic levitation bearing

音。换能器固定支架用螺栓固定在底座上,其中一个支架位置固定不可调整,另一支架可沿轴向调整,以取得合适的换能器与轴的轴向间隙;为了测试轴系在较高转速情况下的悬浮效果,设计了带传动部分,直流电机固定在电机支架上,电机位置可沿轴向调整,电机支架用螺栓固定在底座上,并且支架可沿底座上垂直于轴系轴向的长条孔移动,以调节皮带的张紧度;在电机输出轴上安装有铝制带轮,带轮回转中心线与轴心位于同一水平面,带轮与轴之间采用硅氟橡胶O型带传动;底座为厚10 mm的矩形状钢板,钢板上加工有供安装和调节用的长条孔和矩形孔;另外,基于实验需要,配备了两台超声波发生器电源和一台直流电机驱动电源。

#### 3.2 实验设计

在实验中发现,在轴能正常旋转工作的前提下,轴与换能器锥面间的悬浮间隙在一定范围内可调,为了测试不同悬浮间隙下轴的最大许可转速值,设计了如图3所示的测试系统。

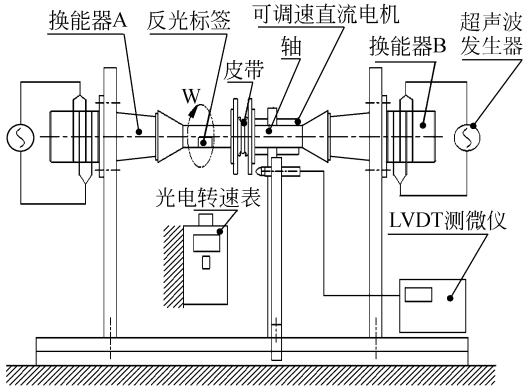


图 3 超声波悬浮轴承最大转速测量示意图

Fig. 3 Testing of max rotation speed of ultrasonic bearing

### 3.3 实验条件及设备

(1) 实验条件: 压电换能器 A 谐振频率为 19.61 kHz; 压电换能器 B 谐振频率为 19.855 kHz; 工作电流为 0.6 A; 温度为室温 20 °C。

(2) 实验设备: 超声波发生器两台; APR-3005 高精度直流稳压电源; 直流可调速电机, 旋转方向可调; ONO SOKKI HT-441 光电转速表; LVDT 测微仪; 万用表。

### 3.4 实验过程

实验内容包括两部分, 先测量换能器与轴端的锥面悬浮间隙, 后测量此间隙下轴的最高转速。步骤如下: (1) 换能器 B 位置固定不变, 沿轴向调整换能器 A 与轴的间距 (调整换能器 A 的固定支架), 在确定轴能正常悬浮工作后, 关闭超声波电源; 沿轴向调整轴的位置, 使其分别与换能器 A 和换能器 B 的前盖板紧贴, 当轴与换能器 A 紧贴时, 将 LVDT 测微仪的传感器用支架固定在底座上, 让传感器前端金属球与轴中心处的飞轮盘侧面接触, 记录下此时 LVDT 测微仪读数  $L_1$ , 当轴与换能器 B 紧贴时, 传感器前端金属球被压缩, 记录下此时 LVDT 测微仪读数  $L_2$ , 利用  $2H = L_2 - L_1$ , 以及  $h = H \sin(\alpha/2)$ , 计算出测试实际悬浮间隙  $h$ 。(2) 保持上面悬浮间隙不变, 将反光标签贴在轴上如图位置, 使光电传感器正对反光标签, 在距反光标签约 100 mm 处固定光电转速表, 用 O 型皮带将电机输出轴上的皮带轮与锥度轴连接, 启动超声波发生器, 启动直流电机, 逐渐增大电机转速, 查看轴悬浮状况, 当轴出现明显失稳或听到轴与换能器接触有摩擦声时, 往小微调电机

转速, 直到失稳现象和摩擦声消失, 用光电转速表测试此时轴的转速, 重复测 2~3 次, 取均值为测量结果并记录下来。

关闭直流电机电源, 关闭超声波发生器, 继续调整换能器与锥度轴的轴向间隙, 重复测量悬浮间隙值和轴最高转速, 并将间隙值与轴的最大转速记录下来。

### 3.5 实验结果及分析

实验数据见表 1:

表 1 转速测试数据

Tab. 1 Data of rotation speed

悬浮间隙 $h$ ( $\mu\text{m}$ )	轴最大转速 $n$ (r/min)
8.53	8 946
14.28	7 506
22.19	7 095
39.65	6 473
53.49	6 308

图 4 是根据实验数据制作的曲线图。从曲线图来看, 超声波悬浮轴承测试系统的最大转速随悬浮间隙增大而减小。在间隙值一定、电机转速逐渐升高的情况下, 轴初始旋转状态良好, 但当轴转速达到某一较高值时, 皮带开始跳动, 继续增大转速, 明显听到轴与换能器前盖板有摩擦声, 且转速越高, 声音越大。实验说明轴在转速达到极限值前, 处于悬浮状态, 工作状态良好, 此时, 轴的重力、离心力与换能器产生的超声辐射压力处于平衡状态, 悬浮间隙稳定存在; 而随着转速继续升高, 轴的离心力加大, 当力的平衡被打破时, 轴开始不时与换能器前盖板接触, 且这种接触表现为

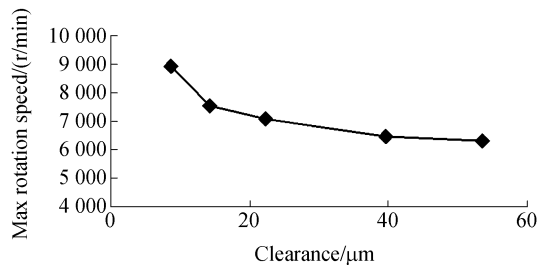


图 4 最大转速与悬浮间隙关系图

Fig. 4 Relationship between max rotation speed and clearance

轻微撞击,结果导致皮带时松时紧,出现跳动。由此可得出这样的推理:即使在轴保持质量完全对称的情况下,随着轴转速逐渐升高,由于皮带侧向拉力和轴系重力而引起的轴离心力也逐渐增大,那么总有一极限转速,在这个转速下,轴的重力、离心力刚好与换能器产生的超声波辐射压力相平衡,一旦轴转速超过这个极限值,力平衡就被打破,轴将不再处于悬浮状态。在保持悬浮间隙不变的情况下,为了提高转速,应尽量取得较好的轴系动平衡,同时可以增大压电超声换能器的超声波辐射能力,增大换能器输入功率,增加变幅杆等。

## 4 结 论

本文提出的双向支撑超声波悬浮轴承可以形成良好的超声辐射压力,并对轴形成的比较稳定的双向悬浮支撑。轴在一定的悬浮间隙范围内均可正常工作,随着悬浮间隙的增大,轴承对轴的支撑刚度降低。轴的最高许可转速与悬浮间隙相关,间隙越小,许可转速越大。本文设计的双向支撑超声波悬浮轴承在间隙值为  $8.53 \mu\text{m}$  时,轴的转速可达  $8\ 946 \text{ r/min}$ 。

## 参考文献:

- [1] 熊田明生. 超声波减摩性能的研究[J]. 应用机械工学,1986(5):24-29.  
PIEZOTEKKU. Research of the capability of reducing friction by ultrasonic[J]. *Applications mechanics*, 1986(5):24-29. (in Chinese)
- [2] 曾平,曹永昌,程光明,等. 超声波轴承减摩机制分析[J]. 润滑与密封,2006,(10):18-21.  
ZENG P,CAO Y C,CHENG G M, et al.. Analysis of Antifriction Theory of Ultrasonic Bearing [J]. *Lubrication Engineering*, 2006, (10): 18-21. (in Chinese)
- [3] YOSHIKI H, YOSHIKAZU K, SADAYUKI U. Noncontact suspending and transporting planar objects by using acoustic levitation [J]. *Trans. IEE of Japan*,1997,117-D (11):1406-1407.
- [4] YOSHIKI H, YOSHIKAZU K, SADAYUKI U. Transporting objects without contact using flexural traveling waves[J]. *J. Acoust. Soc. Am*,1998,103 (6): 3230-3233.
- [5] MATSUO E, KOIKE Y, NAKAMURA K, et al.. Holding characteristics of planar objects suspended by near-field acoustic levitation [J]. *Ultrasonics*, 2000,38:60-63.
- [6] 刘克,李晓东. 空气中非线性声学研究[J]. 科技导报,1995(10):6-7.  
LIU K,LI X D. Research on Nonlinear Acoustics in Air Acoustics[J]. *Science & Technology Review*, 1995(10):6-7. (in Chinese)
- [7] 邹楠. 超声行波微流体驱动的基础研究和有限元分析[D]. 济南:山东大学,2008.  
ZOU N. *Basic Research and FE Analysis of Ultrasound Traveling Wave Microfluid Driving*[D]. Jinan:Shandong University,2008. (in Chinese)
- [8] Sadayuki Ueha, Yoshiki Hashimoto and Yoshikazu Koike. Non-contact transportation using near-field acoustic levitation[J]. *Ultrasonic*, 2000,38: 26-32.
- [9] 常颖. 超声波轴承悬浮与减摩作用机理及基础实验研究[D]. 长春:吉林大学,2005.  
CHANG Y. *Mechanism of Acoustic Levitation and Reducing Friction Analysis and Basic Experimental Study on the Ultrasonic Bearing* [D]. Changchun:Jilin University,2005. (in Chinese)

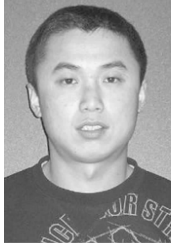
## 作者简介:



田丰君(1972—),男,博士研究生,主要从事压电驱动与控制技术的研究。E-mail: tianfjw@yahoo.com.cn



车小红(1976—),男,硕士研究生,主要从事压电驱动及超声波技术的研究。E-mail: xiaohong.che@163.com



姚雪峰(1985—),男,硕士研究生,从事压电驱动及微小型泵技术的研究工作。E-mail: yxf14031023@163.com



姜 斌(1972—),男,博士研究生,主要从事压电陶瓷控制技术与驱动电源的研究。E-mail: shushu-jb@yahoo.com.cn

## 导师简介:



杨志刚(1956—),男,教授,博士生导师,主要从事压电驱动与控制技术以及微小机械与精密机械的研究。E-mail: yzg@jlu.edu.cn

## ●下期预告

## 嵌入式虚拟动态信号分析仪的设计

熊 彪,范永坤,吴钦章

(中国科学院 光电技术研究所,四川 成都 610209)

为了给远程化控制的光电跟踪系统设计提供抗恶劣环境的设计工具,设计了一种嵌入式虚拟动态信号分析仪。对该系统采用的系统辨识等算法进行研究。基于某型号光电跟踪系统平台,结合虚拟仪器概念和嵌入式技术,建立了嵌入式虚拟动态信号分析仪的系统架构,设计了仪器系统架构中各层软件。利用该仪器测试了实际运行中的某光电跟踪系统速度回路和电流回路,实验结果表明光电跟踪系统满足设计要求,电流回路带宽为 266.05 Hz,速度回路带宽为 20.3 Hz,虚拟仪器具有较好的精确度和实用性,满足了光电跟踪系统设计工具准确、方便、快捷等要求,提高光电跟踪系统设计水平和设计效率。