

基于轴向支撑超声波悬浮高速电机的研究

王洪臣^{1,2}, 杨志刚², 刘磊², 杨利¹

(1. 长春工程学院 工程训练中心, 吉林 长春 130012; 2. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130025)

摘要:设计了一种轴向支承电机转子的超声波悬浮支撑结构。采用圆锥型轴承超声悬浮支撑结构,并对承载能力进行了分析和测试,获得了悬浮力与悬浮间隙间的关系,在振动过程中形成稳定的承载气膜;从理论上分析了在超声悬浮支承条件下,悬浮间隙变化对于电机转子临界转速与振动模态的影响情况,对转子最高转速与悬浮间隙的关系进行了实验研究。结果表明,通过减小悬浮间隙,能增强间隙气膜的刚度支承效果,并提高转子的最高转速。

关键词:超声振动;悬浮支承;气体挤压膜;转子;悬浮间隙;振动模态;临界转速;气膜

中图分类号:TH137.33

文献标识码:A

Based on Axial Support Study on Ultrasonic Levitation High-speed Motor

WANG Hongchen^{1,2}, YANG Zhigang², LIU Lei², YANG Li¹

(1. Engineering Training Center, Changchun Institute of Technology, Changchun 130012, China;

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

Abstract: A ultrasonic levitation support structure for axial-support motor rotor is designed in this paper. The cone-type bearing suspended support structure was used and the hosted capacity was analyzed and tested. The relationship between the suspension force and the suspension clearance has been obtained. The hosted gas film was formed in the vibration process. The effect of the suspension clearance change on the critical speed and vibration mode of the motor rotor was analyzed theoretically. The experimental study on the relationship between the maximum speed of revolution and the suspension clearance was carried out. The results have shown that the stiffness support effect of the gas film can be enhanced by reducing the suspension clearance and increase the maximum speed of revolution.

Key words: ultrasonic vibration; suspension support; squeeze film; rotor; suspension clearance; vibration mode; critical speed; gas film

0 引言

超声波悬浮技术是一种利用高频振动实现物体悬浮支撑的技术。日本的上羽贞行教授证实以频率40 kHz、振幅2 μm 振动的平板,其表面动压力可达0.75 MPa^[1];吉林大学对超声振动减摩进行了实验研究,肯定了这种悬浮支承的效果^[2-9]。传统的电机转子支承一般采用接触式轴承,其摩擦与磨损大,寿命低,不适应高速转子的支承要求。采用超声波悬浮技术解决转子的非接触支承问题,具有非接触、摩擦和磨损小,无需润滑,结构简单等优点,在高速旋转机械、精密陀螺、飞轮储能等领域具有广泛的应用前景^[10]。

超声悬浮支承利用振动方式获得承载能力,无需额外的压力源产生高压流体膜,所以比流体静压

轴承的结构简单;在转子启动和低速运行阶段也能保持承载能力,比流体动压支承稳定;相对于磁悬浮支承,不会产生磁场干扰,系统结构更简单,更适合安装在体积较小的电机上使用。Takaaki Oiwa将超声悬浮技术应用于盘形转子支承上,其研制的超声悬浮系统能限制转子轴向和径向运动,转子在惯性作用下转速约为120 r/min^[11]。Tadeusz等设计的径向超声悬浮支撑结构,高频振动通过柔性铰链机构传递到圆柱形的内表面,转轴由气动驱动,转速可达1 020 r/min^[12-16]。

本文设计了一种圆锥型双向支承电机转子的超声波悬浮支撑结构,承载气膜由超声振动形成,通过圆锥振动面同时实现电机转子轴向和径向支撑,并自动保证对中性。实验表明,该结构能在较高

收稿日期:2014-12-20

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50977037);吉林省科技厅基金资助项目(20120352)

作者简介:王洪臣(1972-),男,吉林省长春市人,副教授,博士生,主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械的研究。E-mail: whcwanghongchen@126.com。通信作者:杨志刚(1956-),男,吉林省长春市人,教授,博士生导师,主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械的研究。

转速下实现对转子的悬浮支撑。

1 结构与工作原理

图 1 为本文建立超声悬浮支撑结构,主要由压电换能器(朗之万振子)、电机轴(转子)、定子线圈及外壳、换能器支架和定子支架等组成。对永磁同步电主轴进行改装,拆除其原有的球轴承,并在电机轴两端加装圆锥形结构,其内表面与压电换能器前端的外圆锥面相配合。电机轴线方向垂直于水平面,上、下两端的压电换能器在超声频率的交流电压的激励下产生一阶纵向振动,使内外圆锥面之间形成悬浮间隙,从而对电机转子形成超声波悬浮支撑。定子外壳固定在支架上,其内部三相交流定子绕组按一定规律分布于定子内圆,通电时在永磁转子和定子间的气隙中会形成旋转磁场,并带动装有永磁体的电机轴旋转。

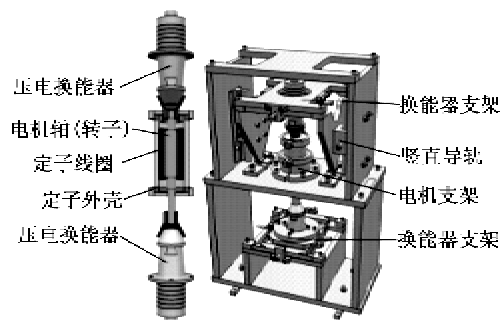


图 1 超声悬浮支撑结构示意图

2 圆锥型超声悬浮支撑的支撑力

图 2 为圆锥型超声悬浮支撑结构。将压电换能器的圆锥辐射面作为声振动面,而将连接在转子端部的圆锥环内表面作为声悬浮支撑的承载面。压电换能器产生高频纵向振动,使间隙内的气体受到反复地挤压作用,在这一过程中振动能转化气膜的挤压能,并产生承载力。这种圆锥型超声波悬浮支撑结构能同时实现轴向和径向支撑,并自动保证对中性。

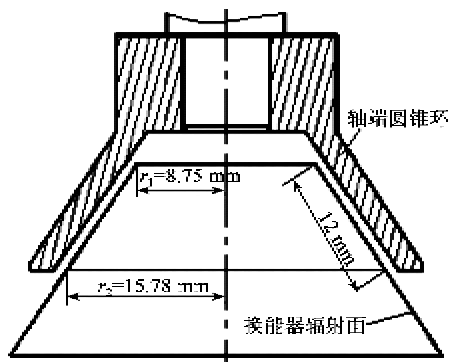


图 2 圆锥型超声波悬浮支撑结构

假设气膜内的气体为理想气体,因此满足方程:

$$p_{\text{abs}} = \rho R_m T_m \quad (1)$$

式中: p_{abs} 为绝对压力; ρ 为气体密度; R_m 为气体常数; T_m 为温度。

在高频挤压下,可以认为上、下表面的切向流速接近于 0,且气膜上方的悬浮质量无明显的宏观运动。在上述假设下,挤压气膜的承载压力可通过雷诺方程来表示,即

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{p_{\text{abs}} h^3}{12\eta} \frac{\partial p_{\text{abs}}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{p_{\text{abs}} h^3}{12\eta} \frac{\partial p_{\text{abs}}}{\partial y} \right) = \frac{\partial (p_{\text{abs}} h)}{\partial t} \quad (2)$$

式中: h 为气膜厚度; η 为气体粘度; t 为时间。

考虑 p_{abs} 、基准压力 p_0 和压力增量 p 的关系为 $p_{\text{abs}} = p_0 + p$,得到以 p 为自变量的雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(1 + \frac{p}{p_0} \right) \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \left[\left(1 + \frac{p}{p_0} \right) \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = \frac{h}{p_0} \frac{\partial p}{\partial t} + \left(1 + \frac{p}{p_0} \right) \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3)$$

当压电换能器振动时,气膜膜厚方程为

$$h = h_0 + a \sin 2\pi f t \quad (4)$$

式中: h_0 为平均气膜厚度; f 为声辐射表面的振幅; a 为换能器的谐振频率。

为求得方程中 p 的数值解,在 ansys 中建立有限元模型如图 3 所示,离散网格分为固体结构和气膜间隙两个区域,固体结构区域采用六面体单元 solid 185,限制 x 、 y 方向的节点位移自由度,利用正弦函数施加 z 方向节点位移边界条件;气膜间隙区域采用四边形单元 fluid 136,间隙边缘设置为自由压力边界,即等于 p_0 (标准大气压)。这里谐振频率为 20.4 kHz,振幅为 3 m, $\eta = 1.9 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $h_0 = 20 \mu\text{m}$ 。采用点点接触保证固体网格与流体面网格的对应节点重合,并实现结构区域的运动传递给流体区域。

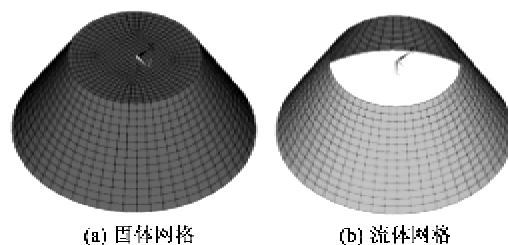


图 3 圆锥型挤压膜有限元模型

采用瞬态求解方法对模型进行计算,获得振动过程中间隙气膜内的 p 的时间变化及空间分布情况。一个周期 T 内压力增量的时间均值可表示为

$$\bar{p}(r) = \frac{1}{T} \int_0^T p(r, t) dt \quad (5)$$

图 4 为压力增量的时间变化及空间分布情况。

由图4可看出,压力变化的时间均值大于0,说明超声波悬浮支承在一个周期内具有净承载能力。轴向悬浮承载力为

$$F = 2\pi p_0 \cos \frac{\theta}{2} \int_{r_1}^{r_2} \bar{p}(r) r dr \quad (6)$$

式中 $\theta=72^\circ$ 为锥角。

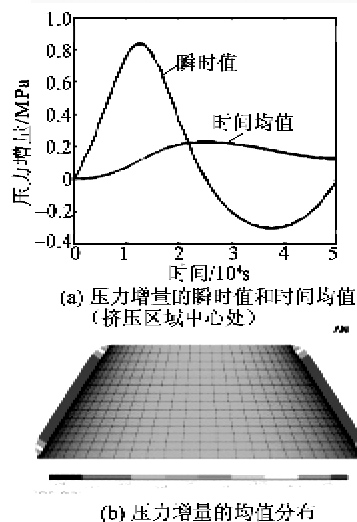


图4 压力增量的时间变化及空间分布情况

使用测微仪对2个换能器的轴向承载能力进行测量,如图5所示。将具有不同质量的锥环作为悬浮的负载,得到换能器静止状态与谐振状态下测微仪的读数差值 Δh ,则悬浮间隙 h 为

$$h = \Delta h \sin \frac{\theta}{2} \quad (7)$$

图5为获得悬浮力与悬浮间隙的关系:实验测得数值与计算曲线较吻合,在换能器处于谐振工作状态时,悬浮间隙减小,轴向悬浮承载力增大。

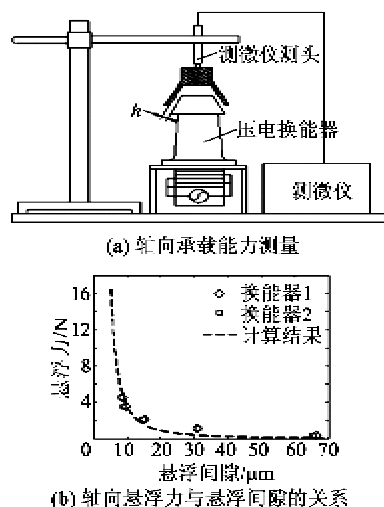


图5 轴向承载特性

考虑间隙和压力变化较小的情况,压力变化的一阶微量为

$$p = A \cos 2\pi ft + B \sin 2\pi ft \quad (8)$$

结合膜厚方程发现 $A \cos 2\pi ft$ 与振动速度同步变化,称为阻尼力; $B \sin 2\pi ft$ 与振动位移同步变化,称为刚度力。对圆锥型挤压膜模型进行谐响应分析,获得振动位移引起的压力变化 p_m 的分布情况(见图6),轴向与径向刚度系数 K_z 、 K_r 为

$$K_z = \frac{\iint_S p_z ds}{a} \sin \frac{\theta}{2} \quad (9)$$

$$K_r = \frac{\iint_S p_r ds}{4a} \cos \frac{\theta}{2} \quad (10)$$

刚度系数与悬浮间隙的关系如图7所示。



图6 压力虚部的分布情况

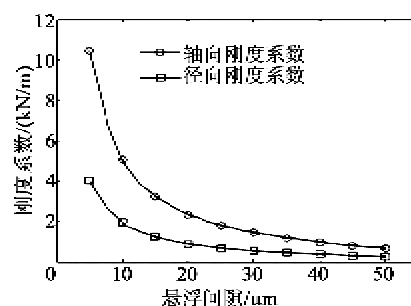


图7 刚度系数与悬浮间隙的关系

3 超声波悬浮支撑下转子动力学分析

模型主要由电机转子和超声悬浮支撑两部分组成。电机转子采用变截面梁单元建模,并赋予相应的截面属性和材料参数,锥环材料为铜锌合金,永磁体材料为钕铁硼,其余部分为合金钢;悬浮支撑部分采用弹簧单元 `combin14` 来模拟悬浮效果,并约束转子两端 y 和 z 方向的自由度,径向悬浮刚度的初始值设置为 3×10^4 N/m。最终建立的整个转子系统的有限元分析模型如图8所示。

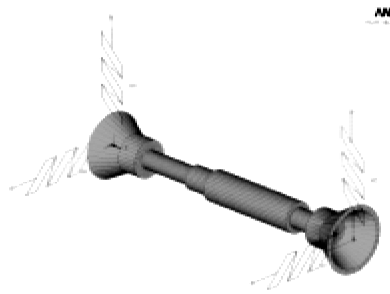


图8 转子系统的有限元模型

这里主要考虑正反向同步涡动的情况,求解得到系统的前六阶固有频率和模态振型。通过一系列模态分析计算出在多个不同转速条件下转子系统的固有频率,然后根据各次模态分析的结果得到固有频率与转动速度间的变化曲线,如图9所示。

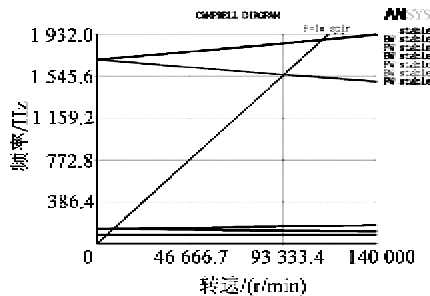
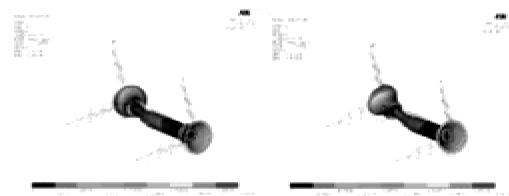
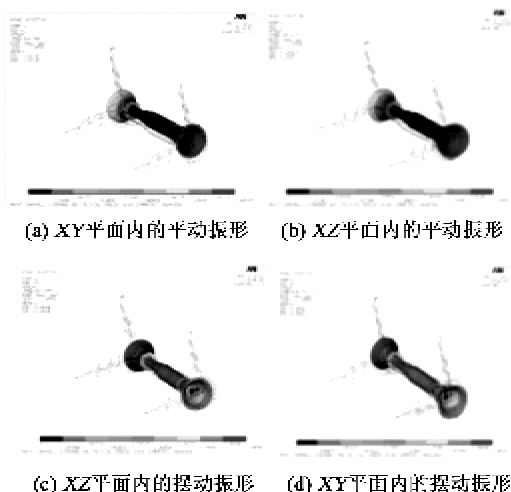


图9 固有频率随转动速度的变化曲线

图9中各阶固有频率曲线与1倍涡动速度线“1x spin”的交点所对应的转速即为同步涡动的各阶临界转速,速度在20 000 r/min内出现了6个临界转速值,如表1所示,其对应的振型如图10所示。前四阶都为平动或摆动,四阶以上出现弯曲振动。

表1 刚度为 3×10^4 N/m 时的临界转速

各阶序号	1	2	3	4	5	6
临界转速/ (10^3 r/min)	4.94	4.95	8.21	8.42	93.8	113.1



(e) XZ平面内的弯曲振型 (f) XY平面内的弯曲振型

图10 临界转速对应振型

减小悬浮间隙,使刚度增大为 1.9×10^6 N/m,其余参数均不变,考察轴承气隙对系统临界转速和模态振型的影响,得到的前六阶临界转速对应的模态振型同图10,表2为相应临界转速数值。

表2 刚度为 1.9×10^6 N/m 时的临界转速

各阶序号	1	2	3	4	5	6
临界转速/ (10^3 r/min)	32.1	32.4	63.8	65.1	117.3	139.4

当悬浮间隙减小时,悬浮支撑的各自由度的刚度增加,各临界转速都得到提高且前四阶增幅较大,说明这四阶刚体运动模态的临界转速受气膜刚度影响较大,可通过改变悬浮间隙来调节。

4 样机测试

在未开启超声换能器电源的情况下,转轴端部与换能器的圆锥面相接触;开启超声换能器电源后,可以观察到转轴出现向上浮起的动作。如果此时使用万用表的通断测量档位对换能器和转轴间的状态进行测试,会发现蜂鸣器未发声,说明转轴已脱离换能器表面悬浮起来。沿周向拨动转轴,能使其在惯性下低速旋转,且无滞阻现象出现。

通过微分头调整顶部换能器的位置,逐渐减小2个换能器与电机轴之间的轴向间隙,直到轴向间隙达到能确保超声悬浮轴承能将电机轴悬浮起来的最小值,记录微分头显示的刻度,启动电机,并逐渐增大电机转速,观察电机轴的悬浮状况,电机轴每转1圈,电机轴上的反光标签就会向光电转速表中的传感器反射一个光信号,传感器将接收到的光信号转换为电信号,并由光电转速表记录下来,并最终换算为电机轴的转速。在电机速度逐渐升高的过程中,如电机轴与换能器开始出现接触摩擦的情况时,应利用变频器逐渐调低电机转速,在摩擦噪音消失后,记录下此时光电转速表显示的转速。关闭电机与换能器的电源后,通过拧动微分头逐渐增大电机轴与换能器之间的轴向间隙,并重复上述实验步骤,得到电机的最高转速与轴的悬浮间隙之间的关

系。

由于受到质量分布不均匀、定子线圈阻抗不均匀等因素的影响,电机转子在旋转过程中会出现一定程度的不平衡状态,这种不平衡状态在转速较高时会表现得更明显。在转速较低时,受不平衡力的影响较小,转子的工作状态较好;但随着转子转速的升高,并逐渐与低阶临界转速相接近,不平衡力会加剧转子的振动状态,继而出现摩擦碰撞的情况。

图11为最高转速与悬浮间隙的关系。由图可看出,电机转子在超声波悬浮支承下随着悬浮间隙的减小,电机转子的最高转速具有逐渐增大的趋势。由于间隙气膜刚度与悬浮间隙之间具有反相关的变化关系,所以轴承悬浮间隙较大时,其刚度较小,转子易出现失稳现象。而通过减小悬浮间隙,提高超声悬浮轴承刚度,能够提升电机转子稳定运行时的最高转速。但悬浮间隙越小,对轴承表面的光洁度及制造精度的要求越高。

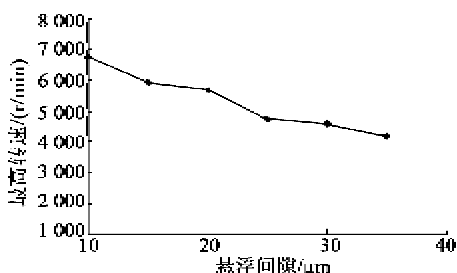


图11 最高转速与悬浮间隙的关系

5 结论

本文研制了一种用于支承电机转子的超声波悬浮支撑结构,经过理论分析及实验可得:

1) 利用圆锥辐射面压电换能器构造的超声波悬浮支撑,能形成对电机转子的轴向和径向支承。当悬浮载荷增大时,悬浮间隙减小。

2) 低阶模态对应的临界转速受悬浮支承刚度的影响较大,表现为当悬浮间隙减小、气膜刚度增加时,低阶模态临界转速的增加幅度更明显。

3) 利用超声波能够实现电机转子在旋转状态下的悬浮支承。通过逐渐减小悬浮间隙,增强间隙气膜的刚度,最高转速得到提升。

参考文献:

[1] 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.

- [2] 常颖,杨志刚,吴博达,等. 超声波轴承悬浮性能及承载能力的实验研究[J]. 压电与声光, 2004, 27(2): 197-199.
CHANG Ying, YANG Zhigang, WU Boda, et al. Experimental study on bearing capacity and suspension performance of ultrasonic bearing[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2004, 27(2): 197-199.
- [3] 常颖,吴博达,杨志刚,等. 超声波悬浮推力轴承承载能力及减摩性能[J]. 吉林大学学报, 2004, 34(2): 221-225.
CHANG Ying, WU Boda, YANG Zhigang, et al. The antifriction performance ability and the ultrasonic suspension thrust bearing[J]. Journal of Jilin University, 2004, 34(2): 221-225.
- [4] 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, 182(10): 18-21.
ZENG Ping, CAO Yongchang, CHENG Guangming, et al. The mechanism analysis of friction reduction of ultrasonic bearing[J]. Lubrication and Seal, 2006, 182(10): 18-21.
- [5] 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, 68(5): 752-759.
CHANG Ying, WU Boda, CHENG Guangming, et al. Piezoelectric modal analysis and experimental study of ultrasonic bearing[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2006, 68(5): 752-759.
- [6] 吴博达,常颖,杨志刚,等. 超声振动减摩性能的实验研究及理论分析[J]. 中国机械工程, 2004, 15(9): 813-815.
WU Boda, CHANG Ying, YANG Zhigang, et al. Theoretical analysis and experimental study of ultrasonic vibration anti-friction performance[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(9): 813-815.
- [7] 彭太江,杨志刚,田丰君,等. 轴系超声波悬浮支撑技术研究[J]. 光学精密工程, 2008, 16(10): 1895-1900.
PENG Taijiang, YANG Zhigang, TIAN Fengjun, et al. Technology of ultrasonic levitation supporting shaft[J]. Optics and Precision Engineering, 2008, 16(10): 1895-1900.
- [8] 黄明军,周铁英,巫庆华. 超声振动对摩擦力的影响[J]. 声学学报, 2000, 25(2): 115-119.
HUANG Mingjun, ZHOU Tieying, WU Qinghua. Effect of ultrasonic vibration on the frictional force[J]. Chinese Journal of Acoustics, 2000, 25(2): 115-119.
- [9] 程光明,曾平,邱晓阳,等. 超声振动减摩现象的研究[J]. 压电与声光, 1998, 20(5): 322-325.
CHENG Guangming, ZENG Ping, QIU Xiaoyang, et al. Study on ultrasonic vibration antifriction phenomenon[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 1998, 20(5): 322-325.

(下转第843页)