

静压气体轴承静刚度的动态测试新方法*

郭良斌¹ 王祖温²

(1. 武汉科技大学城市建设学院 武汉 430070;

2. 大连海事大学机电与材料工程学院 大连 116026)

摘要:以环面节流静压气体球轴承为例,建立轴承动静刚度与气膜位移—动态力频响函数的数学模型;借助数学分析和数值试验,从理论上揭示了轴承气膜位移—动态力频响函数与气膜静刚度、动刚度之间的联系,指出静压气体轴承静刚度的测量可以通过测量低频下气膜频响函数的幅频特性来代替。介绍球轴承气膜幅频特性测试装置的工作原理及测试系统固有模态对测试结果的影响。实测结果表明,静压气体轴承静刚度的动态测试新方法是正确可行的,气膜与承载质量构成的本质非线性二阶振动系统,其低频段的动态刚度数值仍然等于该工作点处的静刚度。新的测试方法,能够实现轴承静态刚度的在线自动测试,提高静刚度的测试精度和效率;将激振频率扩展到机械系统通常涉及的频段后,可以同时得到轴承的动静刚度和气膜位移—动态力的幅频特性,这对于气体轴承稳定性及精密轴系动态性能的研究具有重要的意义,是轴承的静态测试所无法实现的。

关键词:静压气体轴承 静态刚度 动态刚度 幅频特性

中图分类号: TH133.36

0 前言

静压气体轴承由于能提供多自由度的低摩擦运动,常被空间飞行器三轴气浮仿真装置、惯导测试设备和超精密机床主轴部件选作精密支承,实现设备所需要的回转精度^[1-3]。轴承气膜刚度是静压气体轴承最主要的技术指标之一,因而其动静刚度的测试成为轴承研制的一个关键技术问题。

文献[4-5]中给出了目前常用的静压气体轴承气膜静刚度的测试方法,即通过测量工作点处载荷变化量与相应的气膜高度变化量,再求其比值得到相应气膜高度下的轴承静刚度。实际测试中由于测量误差的存在,气膜高度变化量 Δh 不可能取得很小,因此这种测试方法的测试精度并不高,且不便于在线测试。对于静压气体轴承动态刚度的测试,荷兰飞利浦研究实验室的 HOLSTER 等^[6]曾较深入研究了非均匀间隙圆盘止推静压气体轴承气膜动态刚度的测试原理,并设计了测试装置。

文献[7]提出一种在线测量支承精密离心机主轴的静压气体轴承刚度的新方法,即利用精密离心机原有的动平衡执行机构,人为设置一个静不平衡与一个偶不平衡,建立以轴承刚度为未知量的离心机转子的力矩方程,测得某转速下主轴几何轴线的径向位移后,再反求出轴承气膜的刚度,但并没有

明确这种方法测量出来的轴承气膜刚度到底是静态刚度还是动态刚度。

机械振动理论表明,线性系统低频时的动刚度数值等于其静刚度^[8]。与气动位置伺服系统的非线性类似^[9-10],气体润滑膜和负载质量组成的等效弹簧阻尼质量系统,也是一个本质非线性的系统,显然,线性系统低频时的动刚度数值等于其静刚度这一结论并不能立即适用于气膜质量这个本质非线性系统。对于气膜质量系统而言,其静态刚度和动态刚度之间是否仍存在某种联系?动态刚度与气膜位移—动态力幅频特性之间又有什么样的关系?HOLSTER 等在文献[6]中并没有对上述问题给出回答。搞清楚本质非线性气膜质量系统的这些基本物理特性,对于静压气体轴承的研制和测试,具有重要的现实意义。

1 数学模型与计算实例

1.1 数学模型

以环面节流静压气体球轴承为例,其结构如图 1 所示。加压气体流入供气孔(直径 d_0)之前的压力为 p_s ,流出供气孔时的出口压力为 p_a ,气体流出气膜边界时压力降至环境大气压 p_a ,工作时球心的起浮高度为 h ,供气孔对应的球窝包角为 θ_0 ,球窝外包角为 θ_1 ,球头与球窝具有相同的半径 R 。

气膜静态承载力、静刚度的数学表达式^[11]为

$$F_0 = p_a R^2 \iint (\bar{p}_0 - 1) \sin \theta \cos \theta d\theta d\varphi \quad (1)$$

* 国家自然科学基金(50335010)和武汉科技大学科学研究发展基金(2005XZ2)资助项目。20060512 收到初稿,20061211 收到修改稿

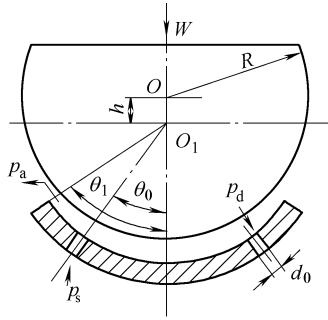


图1 环面节流静压气体球轴承

式中 F_0 ——气膜静态承载力
 \bar{p}_0 ——气膜内各点的量纲一静态压力
 θ, φ ——气膜内各点的球面坐标

$$k = \frac{\partial F_0}{\partial h} \quad (2)$$

式中 k ——气膜静刚度

由于并不能写出静态压力分布 p_0 关于球心起浮高度 h 的显式表达式,所以不可能直接从静刚度的定义式(2)出发计算静刚度。在实际设计过程中都是采用差分代替微分^[4-5]

$$k = \frac{F_0(h + \Delta h) - F_0(h)}{\Delta h} \quad (3)$$

显然,球心的位移量 Δh 越小,式(3)的计算结果越接近于准确的定义式(2)。

设轴承球体在平衡位置作小幅简谐运动,则气膜承载力也是简谐变化,气膜的总承载力^[12]写成

$$F_0 + \varepsilon F_1 \exp(ift) = F_0 - k_d y_h - c_f \frac{dy_h}{dt} \quad (4)$$

式中 F_1 ——气膜动态承载力
 f ——摄动频率
 ε ——球心动态位移幅值与工作点处球心的稳态起浮高度之比,远小于1
 k_d ——气膜动态刚度
 y_h ——工作点处球心的动态位移
 $y_h = \varepsilon h_0 \exp(ift)$
 h_0 ——工作点处球心的稳态起浮高度
 c_f ——气膜阻尼

气膜动态承载力、动刚度及阻尼的数学定义^[12]为

$$F_1 = p_a R^2 \iint \bar{p}_1 \sin \theta \cos \theta d\theta d\varphi \quad (5)$$

式中 \bar{p}_1 ——气膜内各点的量纲一复动态压力

$$k_d = \frac{-\text{Re}(F_1)}{h_0} \quad (6)$$

$$c_f = -\frac{\text{Im}(F_1)}{h_0 f} \quad (7)$$

式(1)~(6)给出了轴承动静态刚度的数学定义,但从中并不能直接观察到二者之间有什么样的联

系,进一步的分析,需要借助于数值试验。文献[7]中利用精密离心机原有动平衡执行机构设置的一个静不平衡或一个偶不平衡,在低速旋转时实际上形成了一个固定低频率的周期激振力,电容测微仪测得的是转子的振动位移矢量,因此在忽略气膜阻尼的情况下建立的以轴承刚度为未知量的离心机转子力矩方程中,未知的轴承刚度应该是轴承气膜在这一特定低频率处的动态刚度。

定义气膜质量等效系统的输入信号为工作点处球心的动态位移,输出信号为动态承载力,则由式(4)可得气膜质量系统位移—动态力频响函数 $H(f)$ 的表达式

$$H(f) = -k_d - c_f f i \quad (8)$$

式(8)表明,气膜质量系统位移—动态力频响函数的实部等于负的动态刚度,虚部则等于阻尼与摄动频率乘积之负。气膜质量系统位移—动态力的幅相频率特性写为

$$|H(f)| = \sqrt{k_d^2 + (c_f f)^2} \quad (9)$$

$$\phi(f) = \arctan \frac{c_f f}{k_d} \quad (10)$$

对于实际的系统,阻尼不可能为无穷大,故从式(9)可知,在低频即 f 趋于0时,幅频特性的幅值将约等于动态刚度的绝对值。

1.2 数值试验

试验球轴承的结构参数为:球窝外包角 $\theta_1=60^\circ$,供气孔包角 $\theta_0=30^\circ$,供气孔数为6,供气孔直径为1.2 mm,球直径为100 mm。气体参数如下:温度 26° ,环境大气压为标准大气压,空气密度取 1.226 kg/m^3 ,动力粘度 $1.833 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。选择的二个轴承工作点为:①供气压力 $p_s=0.2 \text{ MPa}$,承载质量为 23.022 kg ;②供气压力 $p_s=0.3 \text{ MPa}$,承载质量为 39.510 kg 。根据给定的供气压力和承载质量,可以通过承载力—气膜高度曲线确定二个工作点对应的理论气膜高度,再由理论气膜高度在静刚度—气膜高度曲线上确定工作点处轴承的静刚度^[11]。图2、3给出了不同供气压力下试验球轴承的静承载力—气膜高度特性和静刚度—气膜高度特性。

在图2所示的静承载力—气膜高度曲线上,工作点1处在A点的位置,对应的气膜高度为 $67 \mu\text{m}$,承载力为 228.63 N ;工作点2处在点B的位置,对应的气膜高度为 $70 \mu\text{m}$,承载力为 387.68 N 。在图3所示的静刚度—气膜高度曲线上,工作点1处在C点的位置,对应的静刚度为 $2.80 \text{ N}/\mu\text{m}$,工作点2处在点D的位置,对应的静刚度为 $6.46 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。

求解球坐标系下的二维非定常雷诺气体润滑方程^[12],计算二个工作点处轴承气膜的动刚度曲线,

如图4所示。

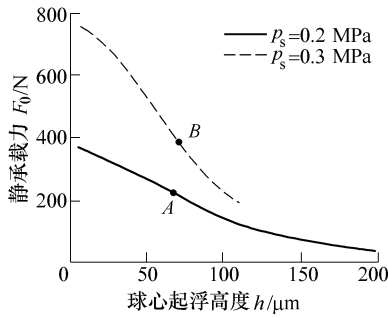


图2 静承载力—气膜高度特性

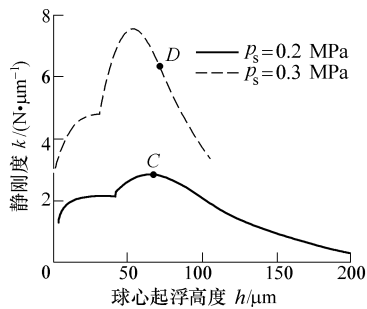


图3 静刚度—气膜高度特性

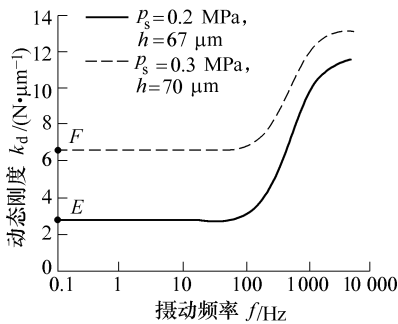


图4 工作点处的动态刚度

图4表明，在小于50 Hz的低频段，气膜的动态刚度是一条水平直线，此时动态刚度的数值与频率无关。超过50 Hz后，各工作点处气膜的动刚度曲线陆续发生转折，随频率的增加动刚度数值快速增大，而且气膜高度越小的工作点，转折处的曲线斜率越陡。

图4中E、F点表示工作点1处、2处摄动频率为0.1 Hz时的动态刚度，其值为2.83 N/μm和6.59 N/μm；显然图3中C、D点对应的静刚度数值和图4中E、F点对应的动刚度数值非常接近。这表明轴承在工作点1、2处的静刚度与低频段动刚度数值几乎相等，这个特性不仅在上述的2个工作点处成立，大量的数值计算表明，任选其他的轴承工作点，都可以得到同样的结论。因此借助于数值试验，可以建立轴承气膜的动静刚度在低频段几乎相等的理论判断。

二个工作点处气膜频响函数的幅相频率特性如图5、6所示。

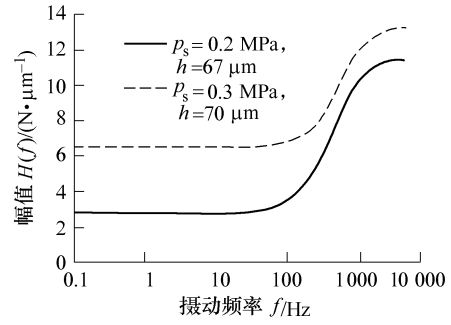


图5 工作点处气膜的幅频特性

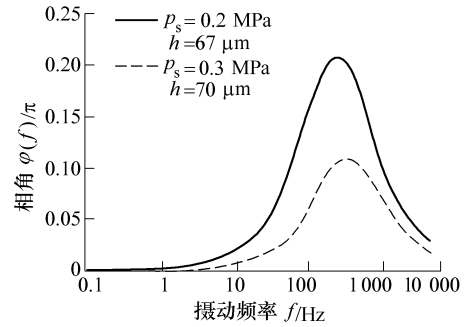


图6 工作点处气膜的相频特性

从图5、6可知，不同工作点处气膜频响函数特性曲线的数值不同，但形状相似。小于50 Hz的低频段，气膜系统位移—力频响函数的幅值基本上等于一常数；同时这一频段内输出力信号与输入位移信号之间的相位滞后也较小，小于0.1π。超过50 Hz后，各工作点处气膜频响函数的幅频特性曲线陆续发生转折，随频率的增加频响函数幅值快速增大，而且气膜高度越小的工作点，转折处的曲线斜率越陡。超过50 Hz后，各工作点处的相位滞后也快速增加，在300 Hz附近取得最大的相位滞后值。

图7给出了静压气体球轴承在工作点处气膜幅频特性曲线与动态刚度曲线的进一步比较。

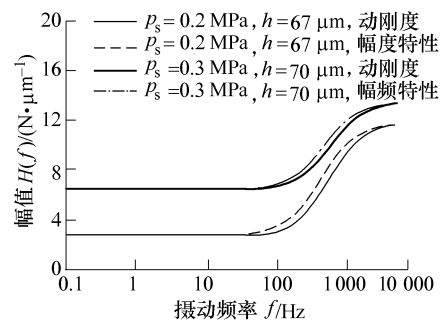


图7 气膜幅频特性与动刚度的比较

从式(9)、(10)所示的幅相频率特性计算式可看出，当输出力信号与输入位移信号之间的滞后相位角很小时，可以忽略频响函数的虚部对幅频特性的影响，幅频特性的幅值可近似等于轴承气膜的动刚

度。图 7 进一步表明了幅频特性的幅值约等于动态刚度的低频段具体范围。气膜幅频特性曲线与动刚度曲线在 50~3 000 Hz 之间有少许差异,而在小于 50 Hz 的低频段二者几乎没有差别。

综合考虑静刚度与动刚度、动刚度与幅频特性之间的关系,可以得到一个重要的结论:在小于 50 Hz 的低频段,环面节流静压气体球轴承气膜位移—力频响函数的幅频特性基本表现为气膜的静刚度特性,亦即频率小于 50 Hz 以下的幅频特性曲线的数值就等于此工作点处轴承的静态刚度。静压气体轴承气膜的这个特性为测量轴承在某一工作点处的静态刚度提供了一种新的、更为准确的方法。

2 试验验证

2.1 测试系统的工作原理

测试系统工作原理如图 8 所示。正弦信号发生器通过功率放大器给激振器施加一固定频率和幅值的正弦电流,经激振器转换为正弦力信号,通过激振器的出力杆作用在气体球轴承的球头上。安装于球头上表面加速度传感器测量球头周期性位移幅值;同时,力传感器测量作用在球窝上的动态气膜力的大小。两路信号通过数据采集卡采入工控机。示波器用来监视功率放大器及电荷放大器的输出波形,保证测试结果以及测试设备工作的安全可靠。对力信号和加速度信号数据进行处理后,可以得到该激振频率点处的气膜位移—力的频率响应幅值。逐一改变激振频率来进行激振,测量记录各频率点的响应幅值,可得到振动系统在整个测试频率范围内响应的幅频曲线。

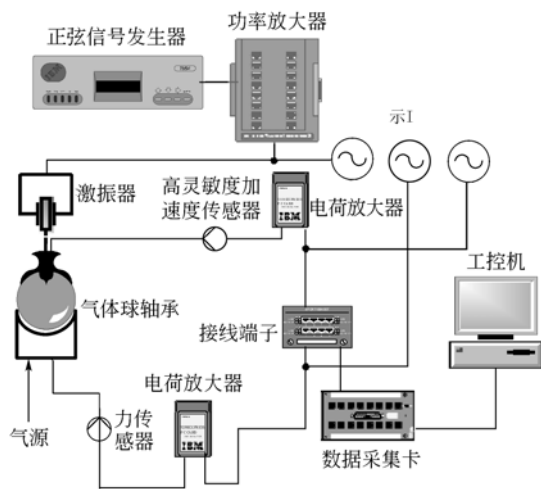


图 8 测试系统工作原理图

2.2 测试系统仿真

测试装置总体机械结构如图 9 所示。

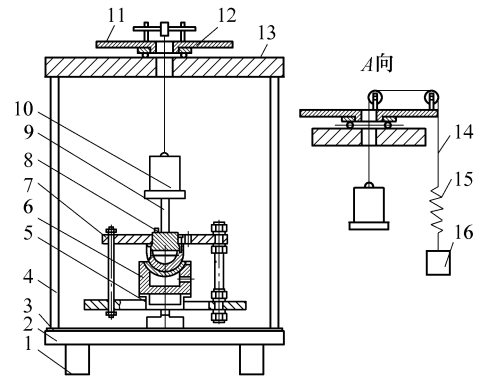


图 9 测试装置总体机械结构

1. 支撑刚架 2. T形槽工作台 3. 钢板台面 4. 框架 5. 力传感器
6. 球窝组件 7. 气浮台架 8. 加速度传感器 9. 激振器出力杆
10. 壳体 11. 滑轮组件安装板 12. 滑轮组件 13. 平面推力轴承
14. 呢绒绳 15. 软弹簧 16. 壳体平衡质量块

在忽略各部件阻尼的情况下,整个测试系统可以简化为如图 10 所示的 5 自由度动力学模型^[13]。

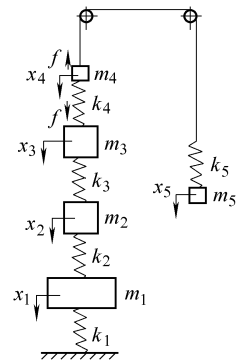


图 10 测试系统动力学模型

图 10 中 k_1 对应支撑刚架的刚度, m_1 对应 T 形槽工作台和钢板台面的质量和; k_2 对应力传感器的刚度, m_2 对应球窝组件的质量; k_3 对应气膜的动态刚度, m_3 对应球头组件、气浮台架以及安装在球头上表面的激振器出力杆的总质量; k_4 对应激振器内部出力杆与激振器壳体的连接刚度, m_4 对应激振器壳体的质量; k_5 对应平衡软弹簧的刚度, m_5 对应激振器壳体的平衡质量。 $x_1 \sim x_5$ 表示各质量块相对于各自平衡位置的位移。正弦变化的激振力作用在质量 m_3 上(即激振器的出力杆上)。

对于机械元件的动态特性测试,由于在整个测试系统中,除被测对象以外,还包括其他的辅助支承、平衡元件,这些元件自身的模态必然会对测试结果产生影响。图 11 给出了气膜幅频特性的理论曲线与测试仿真曲线。

在小于 50 Hz、70~1 000 Hz 的频段内,图 11 中两曲线非常接近。在 60 Hz 附近,仿真曲线存在一个下凹的谐振峰,在 65 Hz 附近存在一个上凸的谐振峰,在 3 468 Hz 附近存在一个巨大的共振峰。

通过对测试系统的模态分析^[13]，可知仿真曲线的后两个共振峰是测试系统的第4、5阶固有频率造成的，而60 Hz附近的下凹的谐振峰，是由于试验台台面相对于球头的反共振造成的^[14]。测试系统的其他模态对测试结果则没有影响。

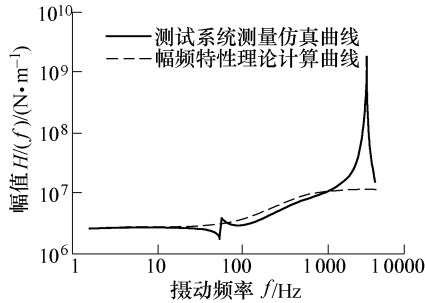


图11 气膜幅频特性的理论曲线与测试仿真曲线

由于力传感器安装在球窝座的底部，而激振器的激振力作用在球头上，从激振力输入，到力传感器信号输出，信号需经过承载质量+气膜形成的二阶系统的传递，当频率跨过二阶系统的转折频率后，传递函数幅频曲线将以 -40 dB 的斜率下降，意味着力传感器上的信号将迅速减弱。当力信号减弱到不能从测试系统的背景噪声中分辨出来时，此时的频率将是测试系统工作时所能达到的高频极限，而测试系统工作的低频极限取决于加速度传感器的信号与背景噪声水平以及激振器的最低激振频率限制。实际测定的测试系统工作频带为 $22\sim 50\text{ Hz}$ 、 $70\sim 400\text{ Hz}$ 。

2.3 测试结果

工作点1、2处的仿真曲线与实测曲线如图12、13所示。图12、13表明两个工作点处实测的气膜频响函数幅频特性与仿真曲线吻合较好，表明了在这 $22\sim 400\text{ Hz}$ 内，采用文献[12]中给出的静压气体球轴承频响函数分析方法，可以准确地计算工作点处气膜位移—力频响函数的幅频特性，同时也证明了本文对静压气体球轴承气膜静刚度、动刚度以及幅频特性曲线之间的关系的论断是正确的。

图12中轴承在工作点1处实测的气膜平均静刚度为 $2.1\text{ N}/\mu\text{m}$ ，图13中工作点2处实测的气膜平均静刚度为 $4.0\text{ N}/\mu\text{m}$ ，与图3中C点、D点所示静刚度的理论计算值基本吻合。实测的低频动刚度值与理论静刚度值之间存在的部分偏差，一部分来源于对工作点认定的简化处理，另一部分则来自于试验轴承的制造误差^[15-16]。对应图12、13中仿真曲线的气膜高度并不是实测的气膜高度值，而是根据实际的承载力和供气压力，从承载力—气膜高度—供气压力计算曲线上获得的理论高度，这种对工作点认定的简化处理会对测试结果产生一定的影响。

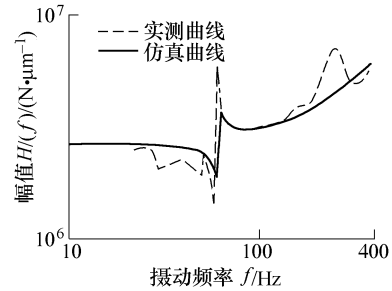


图12 工作点1处的仿真曲线与实测曲线

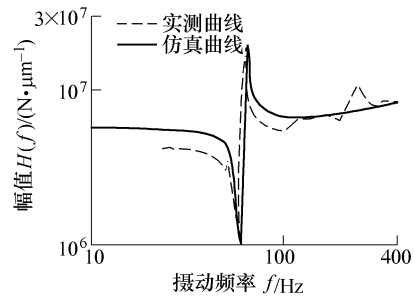


图13 工作点2处的仿真曲线与实测曲线

3 结论

(1) 数值试验和实际测试表明，静压气体轴承中气体润滑膜和负载质量组成的本质非线性二阶振动系统，在低频段的动态刚度数值等于其在该工作点处的静刚度。在动静刚度之间的内在联系问题上，可以把气膜质量系统当作线性系统来处理。

(2) 在低频段，静压气体轴承气膜输出力信号与输入位移信号之间的滞后相位角很小，工作气体的流体阻尼可以忽略不计，轴承在工作点处静刚度的测量可以通过测量低频下气膜位移—动态力频响函数的幅频特性来代替。所做研究揭示了这一静压气体轴承静态刚度测试新方法的物理本质及低频下适用的限制条件。

(3) 不同结构形式的静压气体轴承动态特性会有所不同，用动态方法测量轴承工作点处的静刚度时，使用激振频率的限制会不一样，这个限制频率需要根据以具体轴承参数进行动态性能计算的结果来确定。

(4) 静压气体轴承静刚度的动态测试新方法，能够实现轴承静态刚度的在线自动测试，提高静刚度的测试精度和效率。

(5) 对比静态测试方法使用的测试装置^[4]和所设计的静刚度动态测试装置，毫无疑问后者要复杂得多。但采用所述的新测试方法，将激振频率扩展到一般机械系统通常涉及的整个频段以后，可以同时得到轴承的动静刚度及气膜位移—动态力频响函数的幅频特性，这是气膜的静态测试所无法实现的。

参 考 文 献

- [1] 刘嗽, 杜建军, 姚英学, 等. 狭缝节流气体静压润滑方程式的离散化和相容性条件[J]. 机械工程学报, 2003, 39(1): 33-37.
- [2] 郭良斌. 静压气体轴承静态特性的理论研究综述[J]. 武汉科技大学学报(自然科学版), 2006, 29(1): 37-40.
- [3] 十合晋一. 气体轴承的设计与制造[M]. 刘湘, 徐楨基, 译. 哈尔滨: 黑龙江科学技术出版社, 1988.
- [4] 刘嗽, 刘育华, 陈世杰. 静压气体润滑[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990.
- [5] 吴起. 精密主轴气体静压轴承静态特性的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1995.
- [6] HOLSTER P, JACOBS J, ROBLEE J. The measurement and finite element analysis of the dynamic stiffness of nonuniform clearance, gas thrust bearings[J]. Trans. of ASME, Journal of Tribology, 1991, 113(4): 768-776.
- [7] 李顺利. 精密离心机气体静压轴承刚度测试新方法研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2002, 34(6): 797-800.
- [8] 张维屏. 机械振动学[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1983.
- [9] 王祖温, 杨庆俊. 气压位置控制系统研究现状及展望[J]. 机械工程学报, 2003, 39(12): 10-16.
- [10] 王祖温, 孟宪超, 包钢. 基于 QFT 的开关阀控气动位置伺服系统鲁棒控制[J]. 机械工程学报, 2004, 40(7): 75-80.
- [11] 郭良斌, 王祖温, 包钢, 等. 新型环面节流静压气体球轴承压力分布的有限元计算[J]. 摩擦学学报, 2004, 24(6): 531-535.
- [12] 郭良斌, 王祖温, 包钢, 等. 新型环面节流静压气体球轴承动特性分析[J]. 中国机械工程, 2004, 15(23): 2 069-2 073.
- [13] 郭良斌, 包钢. 气体球轴承气膜频响函数幅频特性测试装置的研制[J]. 中国机械工程, 2006, 17(3): 298-302.
- [14] 师汉民. 机械振动系统——分析·测试·建模·对策(上册)[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2004.
- [15] 郭良斌, 王祖温, 包钢, 等. 新型环面节流静压气体球轴承压力分布的实验研究[J]. 摩擦学学报, 2005, 25(4): 364-368.
- [16] 郭良斌, 包钢, 王祖温, 等. 环面节流静压气体球轴承承载力特性的实验研究[J]. 武汉大学学报(工学版), 2005, 38(4): 68-70.

NEW METHOD OF DYNAMIC TEST FOR STATIC STIFFNESS OF EXTERNALLY PRESSURIZED GAS BEARING

GUO Liangbin¹ WANG Zuwen²

(1. College of Urban Construction, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430070;
2. Electromechanics and Materials Engineering College, Dalian Maritime University, Dalian 116026)

Abstract: By instancing externally pressurized spherical gas bearing with inherently compensation, equivalent mathematical model of static stiffness, dynamic stiffness and frequency response function of aerostatic bearing are built. In the presence of mathematic analysis and numerical experiment, the relation between static stiffness, dynamic stiffness and frequency response function is opened out theoretically. It is indicated that static stiffness in externally pressurized gas bearing at operating point can be acquired by measure amplitude frequency response characteristics of gas film in low frequency. Operating principle of the test apparatus for spherical gas bearing and influence of apparatus' mechanical modal to test results are introduced. The results show that the new method of static stiffness measurement adopted dynamic test technique is correct and feasible. For inherent nonlinear vibration system consist of gas film and loading mass, dynamic stiffness in low frequency is equal to the static stiffness of the bearing at the operating point. On-line automatic testing of bearing static stiffness can be achieved by the new method and testing accuracy and efficiency is increased. After expansion of excitation frequency to the frequency range involved by mechanical system, static stiffness, dynamic stiffness and amplitude frequency response characteristics of externally pressurized gas bearing can be obtained at the same time by the new method. It is highly important to the study of stability and dynamic property of aerostatic bearing and precise shafting, which can be never implemented only by the static testing method of bearing's stiffness.

Key words: Externally pressurized gas bearing

Static stiffness Dynamic stiffness

Amplitude frequency response characteristics

作者简介: 郭良斌, 男, 1973 年出生, 工学博士。主要研究方向为气体润滑理论及新型气体轴承设计。

E-mail: guoliangbin@sina.com

王祖温, 男, 1955 年出生, 工学博士, 教授, 博士研究生导师, 大连海事大学校长。主要研究方向为气动元件、气压传动与控制及气体润滑技术。

E-mail: wangzw@dlnu.edu.cn