文章编号:1000-8055(2013)10-2194-08

箔片摩擦对波箔型径向气体轴承静刚度和悬浮转速影响实验

徐方程，刘占生，马瑞贤，闫佳佳
(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院，哈尔滨 150001)

摘　　要：加工制造了两个不同轴承壳体圆柱孔内表面的表面粗糙度的波箔型径向气体轴承.在建立的波箔型径向气体轴承性能测试实验台上对预紧状态下两个波箔型径向气体轴承进行了静刚度测试实验,并利用摩擦力矩法测量了波箔型径向气体轴承的悬浮转速,通过对比两个轴承的实验结果分析了波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦效应对轴承静刚度和悬浮转速的影响.结果表明:降低轴承壳体圆柱孔内表面的表面粗糙度能够减弱波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦,减小了轴承静刚度,进而在轴承载荷相同的条件下有效降低了波箔型径向气体轴承的悬浮转速,减少了轴承表面磨损,对轴承结构设计和提高轴承寿命具有工程指导意义.此外,波箔型径向气体轴承的静刚度并不是线性的,而是随着箔片变形量的增大而增大,因此有必要在波箔型径向气体轴承理论建模时考虑箔片结构刚度的非线性特性.

关　键　词：波箔型径向气体轴承；表面粗糙度；轴承静刚度；摩擦力矩；悬浮转速
中图分类号：V229^{+}.2；TH133.37　　**文献标志码**：A

Experiment of foil friction effect on static stiffness and lift off speed of bump foil journal bearing

XU Fang-cheng，LIU Zhan-sheng，MA Rui-xian，YAN Jia-jia
(School of Energy Science and Engineering，
Harbin Institute of Technology，Harbin 150001，China)

Abstract：Two bump foil journal bearings with different surface roughness of bearing housing's cylindrical hole surface were manufactured. The test-bed was established by exploiting bump foil journal bearing to test the static stiffness and lift off speed of bump foil journal bearings using friction torque method. By comparing test results of each bump foil journal bearing，the effects of friction between bump foil and bearing housing on static stiffness and lift off speed of bump foil journal bearing were studied. The results indicate that reducing surface roughness of bearing housing's cylindrical hole surface can weaken the friction between bump foil and bearing housing，decrease the bearing static stiffness and lift off speed under the same bearing load capacity. It has engineering significance to improve the bearing structure design and extend the bearing life due to lower the wear of bearing surface. Moreover，the static stiffness of bump foil journal bearing has strong nonlinear characteristic，and increases with the increasing foil deformation，so it is necessary to consider the nonlinear foil structural stiffness when modeling the bump foil journal bearing.

收稿日期:2012-10-14
网络出版地址:
基金项目:国家自然科学基金(11176010)；航空科学基金(20110377005)
作者简介:徐方程(1985－),男,浙江金华人,博士生,主要从事气体箔片轴承、挤压油膜阻尼器及转子动力学研究.
E-mail:fcc1985@163.com

Key words：bump foil journal bearing；surface roughness；static stiffness of bearing；friction torque；lift off speed

波箔型径向气体轴承是一种自作用式气体动压轴承，广泛应用于高速旋转机械，如透平膨胀机[1]和微小型透平机械[2]. 相比于油润滑滑动轴承和滚动轴承，波箔型径向气体轴承具有稳定性高、环境污染少、耐高温和工作转速高等优良特点[3].

箔片轴承的结构类型主要有：张紧型、悬臂型、多楔型及波箔型等[4-5]. 波箔型箔片轴承由平箔片和波纹箔片共同组成，平箔片相当于提供了轴承光滑表面和轴承部分刚度，而波纹箔片为轴承提供了刚度，并且平箔片与波箔片之间、波箔片与轴承壳体之间的摩擦为轴承提供了阻尼和部分刚度. 针对箔片之间的摩擦效应，许多学者对其进行了理论研究. 1992 年，Roger 和 Heshmat[6] 通过引入波纹箔片和平箔片之间及波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦，理论分析了波纹箔片的刚度特性，并且研究了波纹箔片的结构参数对其刚度的影响. 1994 年，Roger 和 Heshmat[7] 建立了箔片结构库伦摩擦解析模型，仿真分析了箔片的库伦摩擦效应对轴承刚度以及结构阻尼的影响规律. 1999 年，Iordanoff[8] 通过引入箔片和轴承壳体之间的库伦摩擦力建立了一端固定一端自由和两端都自由的波纹箔片刚度计算公式，结果表明有一端约束的波纹箔片刚度是两端自由的波纹箔片的 2 倍. 2007 年，Lez 等[9] 考虑了波箔片与平箔片及波箔片与轴承壳体之间的摩擦，利用基于有限元法的商业程序仿真分析了波箔片单个波纹的刚度. 2008 年，Lee 等[10] 建立了考虑箔片库伦摩擦效应的箔片结构有限元模型，仿真分析了箔片结构静刚度特性、气膜压力分布及轴承承载特性. 2009 年，Kai 等[11] 建立了箔片结构变形的解析模型，研究了波纹箔片与平箔片及波纹箔片和轴承壳体之间不同摩擦因数对轴承静特性的影响，仿真结果表明增大摩擦因数能够提高轴承的刚度及承载能力. 此外 Lee 等[12] 也利用相同的方法研究了箔片之间的库伦摩擦效应对轴承静特性的影响，得到了相同的结论.

虽然很多学者在理论上研究了箔片摩擦效应对轴承特性的影响，但目前还没有实验方面的相关文献. 此外由于箔片轴承表面是弹性的，且气体轴承半径间隙比油润滑轴承小得多，因此准确控制箔片轴承半径间隙非常困难，而转子、轴承初始预紧状态也是箔片轴承应用形式的一种，当转子达到一定转速时能通过气膜把平箔片“胀开”，使得转子成悬浮状态，此后转子能够以更高的转速运转. 而转子在悬浮之前与平箔片存在大量摩擦，会对轴承表面造成磨损，降低轴承寿命，因此有必要降低轴承的悬浮转速. 此外在以往国内外文献中，在箔片轴承结构建模时箔片往往被简化为线性弹簧，其考虑箔片结构摩擦效应的静刚度特性并没有实验研究. 因此本文在建立的波箔型径向气体轴承性能测试实验台上对两个不同轴承壳体圆柱孔内表面粗糙度的波箔型径向气体轴承进行了静刚度测试，并基于摩擦力矩法[13-14] 测量了轴承悬浮转速，重点研究了波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦效应对轴承静刚度及轴承悬浮转速的影响.

1　波箔型径向气体轴承结构

第一代波箔型径向气体轴承的结构简图如图 1 所示，它由平箔片、波纹箔片和轴承壳体组成，其中平箔片的一端与波箔片的一端同时焊接在轴承壳体的狭小槽内，两者的另一端都自由. 波纹箔片结构简图如图 2 所示.

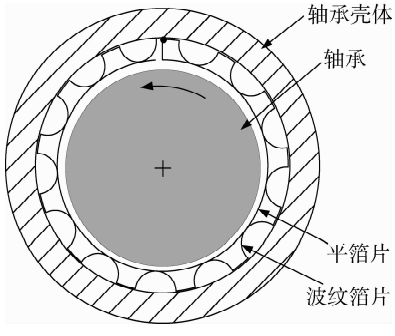

图 1　第一代波箔型径向气体轴承结构简图

Fig. 1　Structure of the first generation bump foil journal bearing

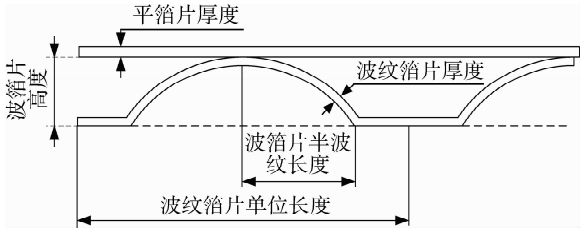

图 2　波纹箔片几何结构示意图

Fig. 2　Configuration of bump foil

被测波箔型径向气体轴承如图 3 所示，图中

左侧轴承的轴承壳体圆柱孔内表面(轴承壳体与波纹箔片接触面)的表面粗糙度 $R_a=0.4\,\mu m$,右侧轴承的轴承壳体圆柱孔内表面的表面粗糙度 $R_a=1.6\,\mu m$. 而两者的平箔片的表面粗糙度相同. 表 1 列出了实验用波箔型径向气体箔片轴承的结构参数.

图 3 不同轴承壳圆柱孔内表面表面粗糙度的波箔型径向气体轴承

Fig. 3 Bump foil journal bearings with different surface roughness of bearing housing cylindrical hole surface

表 1 波箔型径向气体轴承结构参数

Table 1 Structural data of bump foil journal bearing

参数	数值
轴颈直径/mm	19.84
轴承直径/mm	19.82
平箔片厚度/mm	0.16
波纹箔片厚度/mm	0.16
波纹箔片半波纹长度/mm	1.75
波纹箔片高度/mm	0.5
波纹箔片单位长度/mm	4.2
波纹箔片波纹个数	13

2 波箔型径向气体轴承静刚度测试实验

2.1 实验台介绍

波箔型径向气体轴承静刚度测试原理如图 4 所示,图中有一个两端固定的刚性转子穿过被测轴承,波箔型径向气体轴承安放在轴承套内,轴承外套通过钢丝与顶端梁架连接,梁架与轴承套之间安装有静力传感器用来测量加载力的大小,加载装置由顶端梁架上的螺栓、螺母组成,通过旋转螺母改变钢丝的拉紧状态,从而调节施加在波箔型径向气体轴承上的载荷. 在轴承套的两端分别安装有电涡流位移传感器,用于测量波箔型径向气体轴承的箔片相对于转轴的变形. 最后通过胡克定律,求得波箔型径向气体轴承的静刚度. 这里要说明的是:在对轴承进行测试之前首先测量轴承和轴承套的总重力,然后将轴承穿入转轴中,旋转载荷调节用螺栓,使得力显示仪的数值等于轴承以及轴承套总重力,这样测试时轴承本身的自重就被消除了.

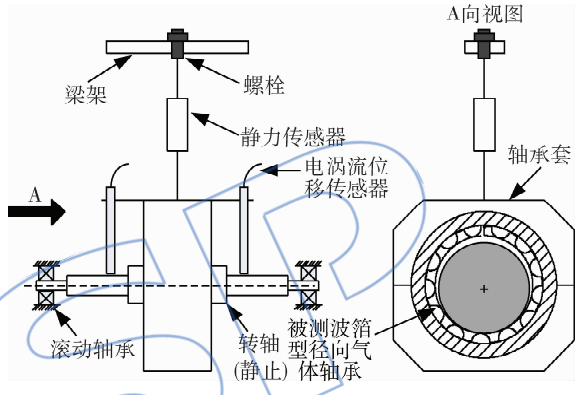

图 4 波箔型径向气体轴承静刚度测试实验原理图

Fig. 4 Schematic of static stiffness test for bump foil journal bearing

实验台实物图如图 5 所示,两个电涡流位移传感器的灵敏度为 16.048 V/mm,转子的直径为 19.84 mm,两个被测波箔型径向气体轴承直径为 19.82 mm,因此平箔片与轴颈是处于抱紧的状态.

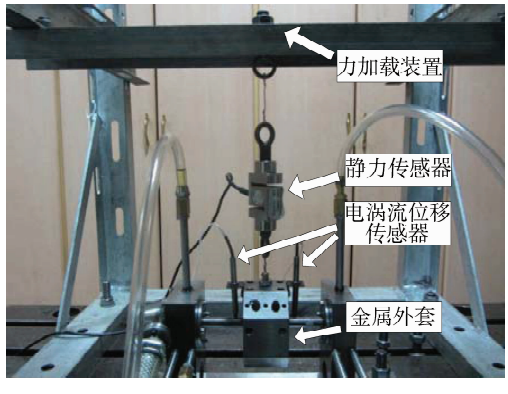

图 5 波箔型径向气体轴承静刚度测试实验台实物图

Fig. 5 Photo of test-bed for static stiffness of bump foil journal bearing

2.2 测试结果

测试过程分别对两个波箔型径向气体轴承进

行了加载和卸载实验,得到的实验结果分别如图 6 和图 7 所示,具体的实验数值如表 2 和表 3 所示.从两个图中可以看出,无论是加载实验还是卸载实验,在相同的箔片变形量下轴承壳体圆柱孔内表面的表面粗糙度大的波箔型径向气体轴承静刚度要大于表面粗糙度小的轴承静刚度,并且随着箔片变形量的增大,两者刚度相差也越大.同时,当箔片变形量增大时,波箔型径向气体轴承静刚度并不是恒定不变的,而是随着箔片变形量的增大而明显增大,因此波箔型径向气体轴承的静刚度呈现出很强的非线性特征.

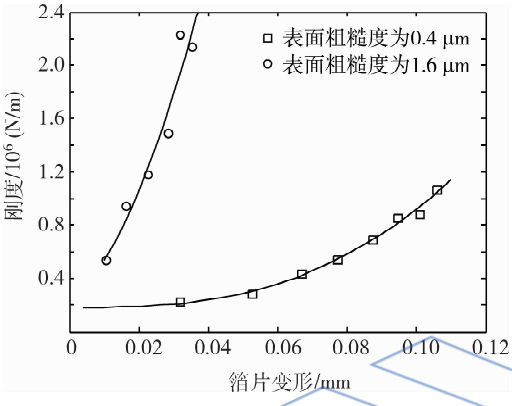

图 6　加载过程两个波箔型径向气体轴承刚度随箔片变形变化曲线

Fig. 6　Variation curves of stiffness of two bump foil journal bearings versus foil deformation in loading process

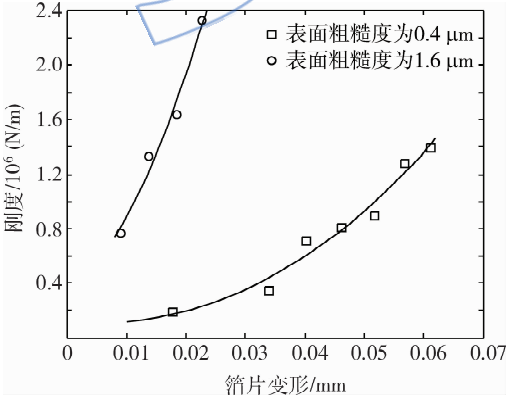

图 7　卸载过程两个波箔型径向气体轴承刚度随箔片变形变化曲线

Fig. 7　Variation curves stiffness of two bump foil journal bearings versus foil deformation in unloading process

表 2　轴承壳体圆柱孔内表面 $R_a=0.4\,\mu m$ 的波箔型径向气体轴承静刚度测试结果

Table 2　Static stiffness test results of bump foil journal bearing with housing cylindrical hole $R_a=0.4\,\mu m$

	编号	加载力/N	平均位移量/mm	刚度/10^6(N/m)
加载过程	1	7.154	0.03209	0.223
	2	5.782	0.02056	0.281
	3	6.174	0.01433	0.431
	4	5.586	0.01028	0.543
	5	7.056	0.01028	0.686
	6	6.076	0.00717	0.848
	7	5.488	0.00623	0.881
	8	5.292	0.00499	1.062
	编号	加载力/N	平均位移量/mm	刚度/10^6(N/m)
卸载过程	1	6.958	0.00499	1.396
	2	5.586	0.00436	1.281
	3	4.998	0.00561	0.891
	4	4.802	0.00592	0.811
	5	4.41	0.00623	0.708
	6	5.586	0.01620	0.345
	7	3.332	0.01776	0.188

表 3　轴承壳体圆柱孔内表面 $R_a=1.6\,\mu m$ 的波箔型径向气体轴承静刚度测试结果

Table 3　Static stiffness test results of bump foil journal bearing with housing cylindrical hole $R_a=1.6\,\mu m$

	编号	加载力/N	平均位移量/mm	刚度/10^6(N/m)
加载过程	1	5.684	0.01069	0.532
	2	5.390	0.00570	0.945
	3	7.546	0.00642	1.176
	4	8.330	0.00561	1.485
	5	7.644	0.00343	2.230
	6	7.448	0.00349	2.134
	编号	加载力/N	平均位移量/mm	刚度/10^6(N/m)
卸载过程	1	9.702	0.00418	2.324
	2	7.742	0.00474	1.635
	3	6.370	0.00480	1.328
	4	6.860	0.00894	0.767

3 波箔型径向气体轴承悬浮转速测试实验

3.1 实验台介绍

本实验采用摩擦力矩法对波箔型径向气体轴承进行悬浮转速测量，波箔型径向气体轴承悬浮转速测量原理如图 8 所示，利用梁架上的螺母给定初始轴承载荷，当转子转动时，转轴与波箔型径向气体轴承平箔片存在滑动摩擦，产生的扭矩通过安装在波箔型径向气体轴承壳体上的力矩杆传递到静力传感器上，这样能测出波箔型径向气体轴承各个时刻的摩擦力矩，当转速达到一定值时，转轴与平箔片之间狭小间隙中的气膜产生足够大的推力使得波箔型径向气体轴承与转轴脱开，此时位于力矩杆一端的静力传感器测得的摩擦力突然减小，则证明该转速为在特定轴承载荷下的悬浮转速. 同理改变梁架上的螺母松紧，通过上述过程可测量不同轴承载荷下波箔型径向气体轴承的悬浮转速.

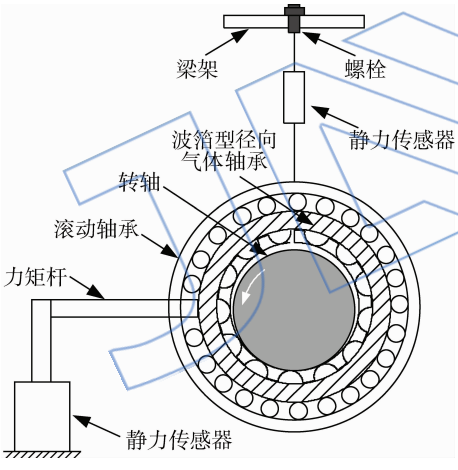

图 8 波箔型径向气体轴承悬浮转速测原理图

Fig. 8 Schematic of lift off speed measurement for bump foil journal bearing

波箔型径向气体轴承悬浮转速实验台实物图如图 9 所示，波箔型径向气体轴承固定在滚动轴承内环上，金属外套固定在滚动轴承外环上，因此波箔型径向气体轴承能很容易与转子一起转动，金属外套上方配有与轴承静刚度类似的静力加载装置. 波箔型径向气体轴承的轴承壳体上安装有一横杆，横杆的另一端固定在静力传感器上，用于测量转子与波箔型径向气体轴承平箔片间的摩擦力矩. 转子一端装有涡轮，通过高压气源给转子提供动力，转子两端用滚动轴承支承，采用喷油润滑，转速用光电转速传感器测得. 静力传感器的型号为 HDW301，静力传感器安装中心与被测轴承中心距离为 90 mm.

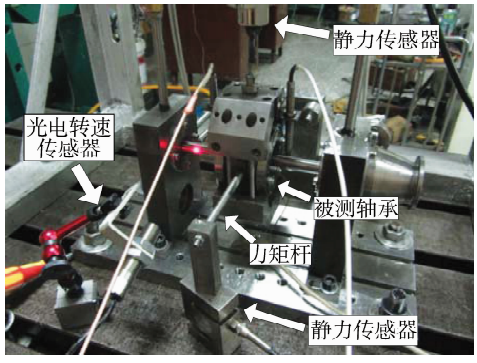

图 9 波箔型径向气体轴承悬浮转速测试实验台

Fig. 9 Test-bed of lift off speed for bump foil journal bearing

3.2 测试结果

通过改变轴承载荷，对两个轴承壳体内壁不同表面粗糙度的波箔型径向气体轴承进行悬浮转速测量，轴承载荷分别为 0，4.9，9.6 N 和 14.5 N. 图 10 是轴承载荷为 4.9 N、轴承壳体圆柱孔内表

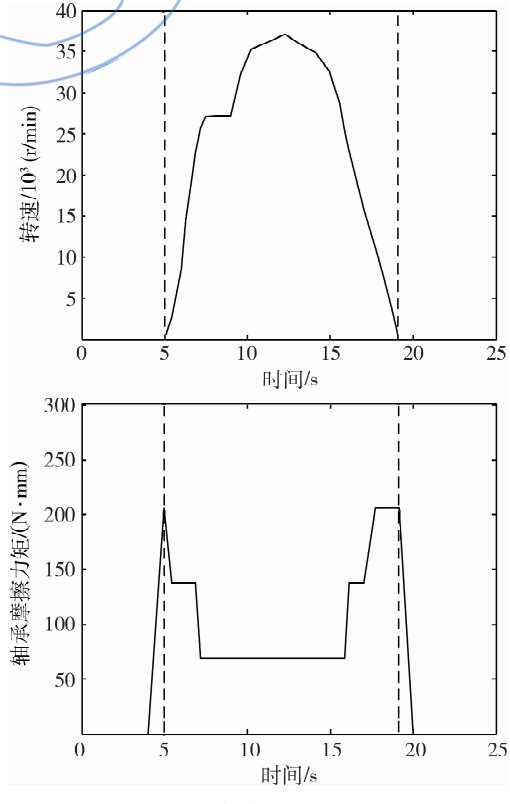

图 10 在一个起飞降落周期内转子转速和轴承摩擦力矩随时间变化曲线

Fig. 10 Variation curves of rotor speed and friction torque versus elapsed time during a lift off test cycle

面 $R_a=1.6\,\mu m$ 的波箔型径向气体轴承在一个起飞降落周期内转子转速和轴承摩擦力矩随时间变化曲线. 从图中可以看出:当没有高压气体作用在涡轮上时(即图中横坐标为 4 s 之前),轴承的摩擦力矩为 0 N·mm,当有高压气体作用在涡轮上但气流力还不足以吹动涡轮旋转时(即图中横坐标在 4 s 至 5 s 之间),转轴和波箔型径向气体轴承的平箔片之间处于静摩擦状态,而当气流力大到足以吹动涡轮时,转轴和平箔片由静摩擦状态变为滑动摩擦状态,此时的摩擦力小于静摩擦力,随着转速的增大,摩擦力矩越来越小,当转速大到一定值时,摩擦力矩基本保持最小值不变,因此当摩擦力矩开始变为最小时的转速为波箔型径向气体轴承的悬浮转速,而转子降速状态的摩擦力矩结果和升速状态类似.

图 11 和图 12 分别是轴承壳体圆柱孔内表面

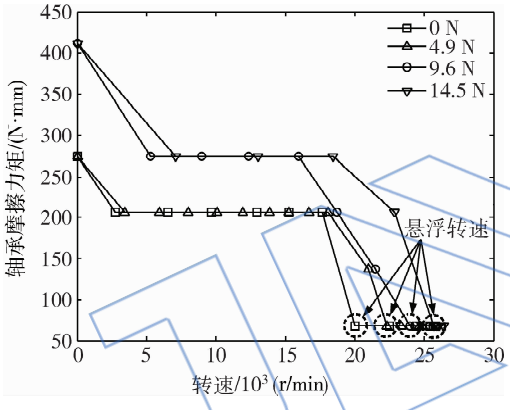

图 11　轴承摩擦力矩随转速变化实验结果($R_a=0.4\,\mu m$)

Fig. 11　Bearing friction torque versus rotor speed for various static loads ($R_a=0.4\,\mu m$)

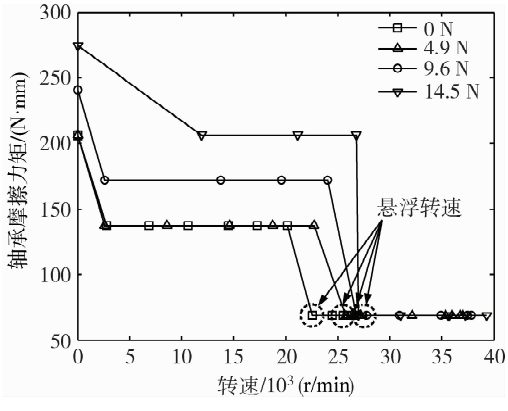

图 12　轴承摩擦力矩随转速变化实验结果($R_a=1.6\,\mu m$)

Fig. 12　Bearing friction torque versus rotor speed for various static loads ($R_a=0.4\,\mu m$)

$R_a=0.4\,\mu m$ 和 $1.6\,\mu m$ 的两个波箔型径向气体轴承在 4 种轴承载荷下的摩擦力矩随转轴转速变化曲线. 从单个图中可以看出,随着轴承载荷的增大,轴承悬浮转速也增大,并且轴承初始摩擦力矩也呈增大的趋势,这是由于在表面摩擦因数一定的情况下,轴颈与轴承平箔片间的摩擦力大小取决于轴颈作用在平箔片表面的正压力,因此轴承载荷越大,初始摩擦力矩也越大,并且轴承需要更高的转速才能使得转轴和轴承平箔片脱开.

4　实验结果对比分析

以上实验分别对两个不同轴承壳体圆柱孔内表面的表面粗糙度的波箔型径向气体轴承进行了静刚度和悬浮转速测试,下面对两个波箔型径向气体轴承的实验结果进行对比分析,重点研究波纹箔片与轴承壳体之间的摩擦对轴承静刚度和悬浮转速的影响.

4.1　波箔型径向气体轴承静刚度测试实验结果分析

图 13 是两个波箔型径向气体轴承静刚度测试结果对比图,从图中可以明显看出,波箔型径向气体轴承各自的加载和卸载过程测得的刚度明显不同,卸载过程的刚度要大于加载过程,并且刚度值随箔片的变形量的增大而增大,具有很强的非线性,这是因为波箔型径向气体轴承中平箔片与波纹箔片及波纹箔片和轴承壳体都紧密接触,当载荷垂直作用在平箔片表面时,除了平箔片和波纹箔片沿着载荷方向变形,还会产生波纹箔片顶端与平箔片间以及波纹箔片底端和轴承壳体间的横向相对滑移(如图 14 所示). 当卸载时,这两种

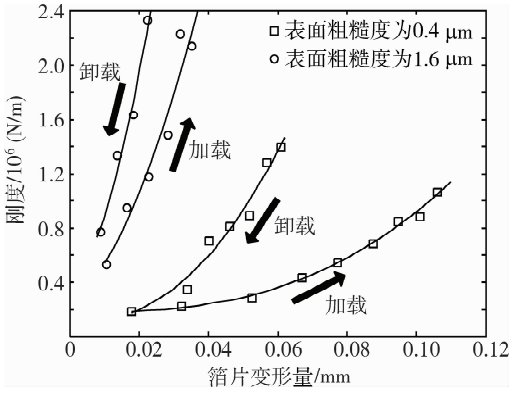

图 13　波箔型径向气体轴承静刚度测试结果对比

Fig. 13　Comparison of stiffness test results for bump foil journal bearings

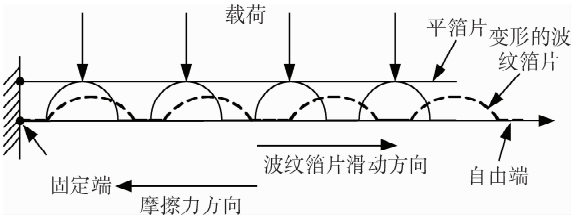

图 14 波箔型径向气体轴承箔片滑移效果示意图

Fig. 14 Schematic of foil slip for bump foil journal bearing

内部滑移产生的摩擦力会阻碍箔片的回弹，因此卸载过程测得的刚度要明显大于加载过程测得的结果.

由于在实际转子轴承系统中，轴承承受的转子重力是数值方向 y，因此本文刚度实验重点只测量了波箔型径向气体轴承沿数值方向的静刚度. 摩擦效应对 x 方向的静刚度和 y 方向的静刚度影响规律是相同的，都是随着摩擦因数的降低轴承静刚度下降. 唯一不同的是两个方向上刚度数值上的区别，原因是两个方向施加载荷后波纹箔片滑移的数量不同，数量越大，波纹箔片阻碍箔片变形的能力越强，体现在轴承静刚度越大. 文献[15]也证实了这点.

波纹箔片在平箔片和轴承壳体之间的滑移痕迹如图 15 和图 16 所示，图 15 是平箔片实验前后的照片，从左图中可以明显看到波纹箔片在其表面滑动过后的痕迹，同样的痕迹也能在图 16 中轴承壳体内表面上看到. 除此之外，轴承壳体内表面越粗糙，其越能阻碍波纹箔片的横向滑移，因此降低轴承壳体内表面的表面粗糙度在一定程度上可以减小波箔型径向气体轴承的静刚度.

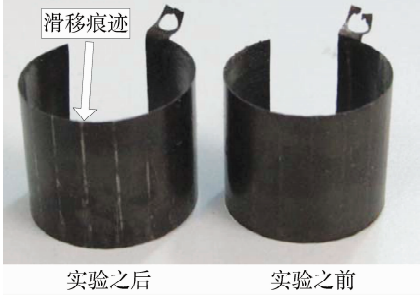

图 15 波纹箔片在平箔片表面滑移痕迹

Fig. 15 Slip traces of bump foil on the top foil surface

4.2 波箔型径向气体轴承悬浮转速测试实验结果分析

将两个波箔型径向气体轴承的悬浮转速测试结果汇总，如表 4 所示，其中在相同轴承载荷的条件下，轴承壳体内表面的表面粗糙度大的轴承悬浮转速要比表面粗糙度小的轴承高，这是因为轴承壳体内表面的表面粗糙度越大，其箔片结构刚度值也越大，所以需要更高的转速才能产生足够大的气膜力把转轴表面和平箔片分开. 此外载荷越大，需要的悬浮转速也越高，所以减小轴承壳体内表面的表面粗糙度能在一定程度上降低波箔型径向气体轴承的悬浮转速.

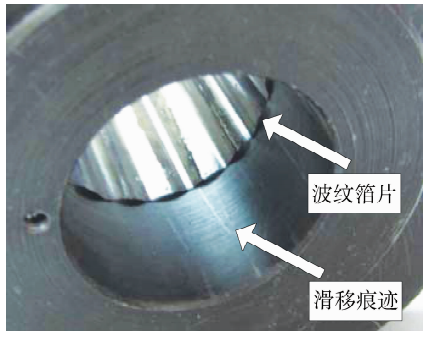

图 16 波纹箔片在轴承壳体圆柱孔内表面滑移痕迹

Fig. 16 Slip traces of bump foil on the bearing housing cylindrical hole surface

表 4 波箔型径向气体轴承悬浮转速实验结果

Table 4 Experimental results of lift off speed for bump foil journal bearing

载荷/N	轴承悬浮转速/(r/min)	
	轴承壳体圆柱孔内表面 $R_a=0.4\,\mu m$	轴承壳体圆柱孔内表面 $R_a=1.6\,\mu m$
0	20035	24617
4.9	22228	25719
9.6	23948	26772
14.5	25702	26947

5 结 论

本文在建立的波箔型径向气体轴承性能测试实验台上对两个不同轴承壳体圆柱孔内表面的表面粗糙度的波箔型径向气体轴承进行了静刚度测试实验，并利用摩擦力矩法测量了波箔型径向气体轴承悬浮转速，通过对比两个波箔型径向气体轴承的实验结果分析了波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦效应对波箔型径向气体轴承静刚度和悬浮转速的影响. 结果表明：

1）降低轴承壳体圆柱孔内表面的表面粗糙度能够减弱波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦，减小了轴承静刚度，进而在轴承载荷相同的条件下

有效降低了波箔型径向气体轴承的悬浮转速，减少了轴承表面磨损，对轴承结构设计和提高轴承寿命具有工程指导意义.

2）波箔型径向气体轴承的静刚度并不是线性的，而是随着箔片变形量的增大而增大，并且卸载时的刚度要明显大于加载时的刚度，因此在箔片结构理论建模时需要考虑箔片结构的摩擦效应，建立更符合工程实际的箔片结构非线性模型.

由于波箔型径向气体轴承的工作主要在轴承悬浮阶段，因此在将来的工作中进行箔片结构库伦摩擦效应对轴承动态特性的影响实验研究.

参考文献：

[1] Agrawal G L. Foil air/gas bearing technology: an overview [R]. ASME Paper 1997-GT-347, 1997.

[2] Kim D J, Andron C, Chang S S, et al. Mesoscale foil gas bearings for palm-sized turbomachinery: design, manufacturing, and modeling[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2009, 131(4): 042502. 1-042502. 10.

[3] Kai F, Shigehiko K. Analytical model of bump-type foil bearings using a link-spring structure and a finite-element shell model[J]. ASME Journal of Tribology, 2010, 132(2): 021706. 1-021706. 11.

[4] DellaCorte C, Zaldana A R, Radil K C. A system approach to the solid lubrication of foil gas bearings for oil-free turbomachinery[R]. NASA TM-211482, 2002.

[5] DellaCorte C, Nalco M J. Load capacity estimation of foil gas bearings for oil-free turbomachinery applications[R]. NASA TM-209782, 2000.

[6] Roger Ku C P, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part Ⅰ theoretical model including strip and variable bump foil[J]. ASME Journal of Tribology, 1992, 144(2): 394-400.

[7] Roger Ku C P, Heshmat H. Structural stiffness and Coulomb damping in compliant foil journal bearings: theoretical considerations[J]. Tribology Transactions, 1994, 37(3): 525-533.

[8] Iordanoff I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design[J]. ASME Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.

[9] Lez S L, Arghir M, Frene J. Static and dynamic characterization of a bump-type foil bearing structure[J]. ASME Journal of Tribology, 2007, 129(1): 75-83.

[10] Lee Y B, Park D J, Kim C H, et al. Operating characteristics of the bump foil bearings with top foil bending phenomenon and correlation among bump foils[J]. Tribology International, 2008, 41(4): 221-233.

[11] Kai F, Kaneko S. Link-sping model of bump-type foil[R]. ASME Paper 2009-GT-59260, 2009.

[12] Lee D H, Kim Y C, Kim K W. The effect of Coulomb friction on the static performance of foil journal bearings[J]. Tribology International, 2010, 43(2): 1065-1072.

[13] Kim D J, Zimbru G. Start-stop characteristics and thermal behavior of a large hybrid airfoil bearing for aero-propulsion applications[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2012, 134(3): 032502. 1-032502. 9.

[14] Andrés L S, Chirathadam T A. A metal mesh foil bearing and a bump-type foil bearing: comparison of performance for two similar size gas bearings[R]. ASME Paper 2012-GT-68437, 2012.

[15] Rubio D, Andrés L S. Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2006, 128(3): 653-660.