

透平膨胀机动压气体止推轴承的试验研究

苏兵 侯予 周权 赵红利 陈纯正

(西安交通大学低温工程研究所 陕西西安 710049)

摘要: 将自行设计的复合式螺旋槽动压止推轴承应用在高速透平膨胀机上, 对其在动压下的振动特性进行了试验研究。试验结果表明: 在高速透平膨胀机上采用复合式动压螺旋槽止推轴承, 转子运行平稳、振动特性良好, 轴承与系统体现出较好的配合性能; 一定压力下的辅助供气是全动气体止推轴承具有良好的起停性能的重要保证, 对于透平膨胀机采用的全动压气体止推轴承, 供气压力在 0.1 ~ 0.2 MPa 之间。止推轴承的径向承载力不够是最终失稳的主要原因, 可通过提高轴承的设计承载能力和合理选择叶轮及工作轮参数将轴向力控制在很小的范围内来提高轴承稳定性。

关键词: 止推轴承; 机械性能; 振动特性

中图分类号: TH133.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 0254 - 0150 (2006) 11 - 093 - 3

Experimental Research on Self-acting Gas-lubricated Thrust Bearings Used in Expansion Turbine

Su Bing Hou Yu Zhou Quan Zhao Hongli Chen Chunzheng

(Institute of Refrigeration and Cryogenic Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China)

Abstract: The compound gas-lubricated spiral grooved thrust bearings which were designed independently by us were used on the turbine expander and its mechanical performance was studied through the experiment. The results show that the expander can run steadily with this special thrust bears and it has a nice performance of vibration, the bearings show its coherence with the whole system. Assistant air of certain pressure is necessary to assure the good performance of start and stop of bearings. The assistant pressure can be arranged from 0.1 MPa to 0.2 MPa when the self-acting gas-lubricated thrust bears work with an expander. The cause of final instability of the system is the lost of radial direction supporting capacity of bearings. The stability of system can be improved by enhancing the designed supporting capacity of bearings and selecting out appropriate parameters of impellers to control the axial force.

Keywords: thrust bears; mechanical performance; performance of vibration

平面螺旋槽动压止推气体轴承以其较高的承载力、良好的稳定性, 在普遍采用气体润滑的高速透平机械中得到了广泛的应用。其原理主要是利用轴承表面槽台区的气流沿周向周期性地流过而产生的阶梯动压效应来使止推轴承产生承载力。为了进一步研究平

面螺旋槽止推轴承机械特性并且加快全动压气体轴承的国产化研究的步伐, 本文作者设计并加工了复合式平面螺旋槽动压止推轴承, 将其与低温膨胀机系统配套进行了一系列的实验研究。

1 轴承设计

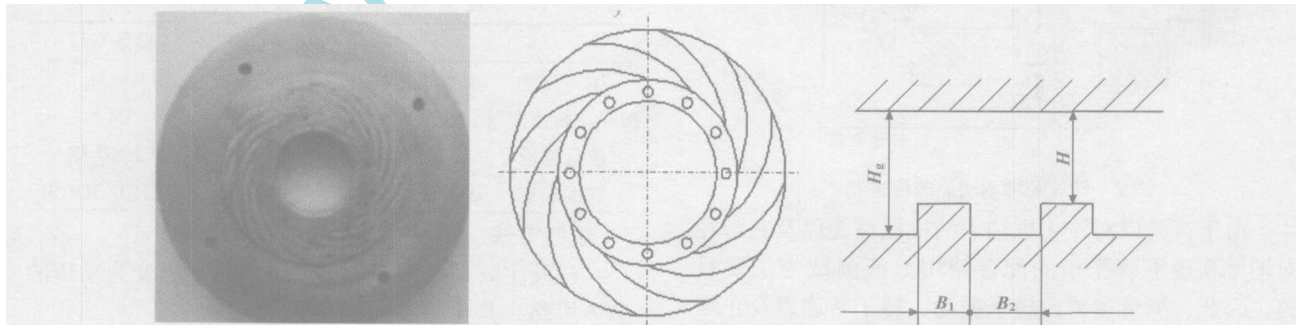


图 1 复合式平面螺旋槽动压止推气体轴承

本文作者选用了生产实践中广泛应用的泵入式轴

承作为止推轴承。另外, 由于在转子运动的起停过程中, 转子和轴承之间无法形成有效的动压气膜, 转子和止推轴承必然发生固体滑动接触干摩擦, 从而会导

收稿日期: 2006 - 03 - 14

联系人: 苏兵, E-mail: bingsu@stu.xjtu.edu.cn.

致转子和轴承的破坏。因此，为避免上述情况发生，作者设计了复合式平面螺旋槽动压止推轴承（如图 1 所示），即在平面螺旋槽动压止推轴承的密封区开设一定量的辅助供气小孔，在转子启停过程中供给一定的压力气，由螺旋槽动压效应和小孔节流静压效应复合提供止推承载力，以改善轴承的启停性能。

运用流量连续方程和粘性层流的牛顿切应力公式，可以推导出适用于轴承润滑问题的广义 Reynolds 方程：

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{m^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1 + \nu}{2} m \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_1 + v_2}{2} m \right) + r \frac{\partial (h)}{\partial t} \quad (1)$$

表 1 经典理论参数选用与本试验参数选用的综合对照分析表

	槽端半径比 γ^*	螺旋角 $\gamma / (^\circ)$	台槽宽度比 B_c	气膜厚度比 H_c	槽数 N_R	设计根据
Malanoski-Pan	0.73	71.2	0.526	4.05	—	准不可压缩理论
洛阳轴承所 ^[14]	0.5	72	0.769	5.5	15条	实验
十合晋一 ^[2]	0.75	72	0.636	4.0	16条	窄槽理论
本次研究推荐值	0.68 ~ 0.75	72 ~ 74	0.6 ~ 1.0	3.9 ~ 4.2	16 ~ 20条	有限元理论

2 试验装置

本试验选择在 1 台 150 m³/h (标准状态) 的制氧机用中压低温透平膨胀机上进行。其转子质量 891 g 轴径 25 mm，止推盘外径为 44 mm，膨胀机额定转速为 107 500 r/min。试验选用膨胀机工作轮为反动式叶轮，采用风机制动，双止推盘对置，配套径向轴承选择新型结构弹性支撑箔片动压气体径向轴承。现

根据轴承转子系统的实际运转的情况，并将变换 $P = p/p_a$ 、 $H = h/h_0$ 、 $R = r/r_0$ 、 $\mu = (6\mu^2/r^2)/(p_a h_0^2)$ 代入上式，可得到无量纲控制方程：

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial R} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \left(PRH^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) = \frac{\partial}{\partial t} (PH) \quad (2)$$

通过有限元方法对非线性控制方程 (2) 进行求解可得出平面螺旋槽动压止推气体轴承的静态特性，从而，可经进一步分析得到轴承结构参数选用的基本准则。由于参数的变化对于轴承的承载性能有很大的影响，这里参照了近年以来各阶段较有影响的经典理论的参数设计准则，并加以对照分析，最终根据综合分析结果和以往实践经验制定出设计该轴承的参数选用范围。

根据前面所得的参数选取范围并结合转子具体参数对轴承螺旋槽进行设计，静压小孔的设计则参考 MTI 给出的准则，最终轴承各参数选取见表 2，表中各参数依次表示轴承内径 D_i ，轴承外径 D_0 ，螺旋槽内径 D_g ，螺旋槽槽数 n_g ，槽深 h ，螺旋线流入角 γ ，槽宽比 B_c ，动压节流孔孔径 d ，节流孔直径 D_e ，节流孔个数 n_e 。

表 2 复合式平面螺旋槽动压止推轴承参数

D_i	D_0	D_g	n_g	h	B_c	d	D_e	n
26 mm	44.5 mm	33 mm	16	20 μ m	72 $^\circ$	0.35 mm	29.3 mm	16

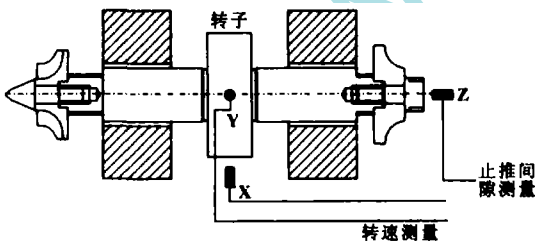


图 2 转速及轴承间隙的传感器

由于试验以对该止推轴承的机械性能以及它与径向轴承和透平膨胀机的配合使用性能测试为主要目的，因此，测量主要以转子振动、转子转速以及止推间隙的测量为主，同时还测得压力和流量的变化值。止推间隙与振动的测量用轴向位移（振幅）传感器直接测出，转速的测量则不采用转速传感器，而是通过软件对径向布置的位移（振幅）传感器采集到的信号进行频域分析获得转速信息（图 2）。测试系

统选用了 1 台海信 APIB50 的 PC 兼容机作为测试主机，测试系统其余仪器见表 3。

表 3 试验测量装置主要设备

	选用设备	设备型号
压力测量	高精度固态压阻压力传感器	GYG01
振幅及转速测量	高精度电涡流传感器	SI4-1
流量测量	气体涡轮流量传感器	LW CQ-15
数据采集	DAS 数据采集卡 信号端子板	1801ST/STP-50

3 试验方法

试验主要采取先静压辅助供气再逐渐变为动压的总体思路，其步骤如下：

(1) 当总压缩机气源压力达到 2 MPa 以上后，首先打开减压阀给止推轴承供气 0.8 MPa，使止推轴承充分起浮，打开透平膨胀机进气阀使转子起浮，径向轴承稳定工作。转子转速稳定在 8.0 $\times 10^4$ r/min 左右。

(2) 待运行稳定后, 逐渐减小辅助供气压力直至轴承达到完全动压工况, 该过程中, 采用微机动测试系统实时监控轴承的振动及间隙情况, 并记录实验数据。

(3) 逐渐增加膨胀机进气压力, 伴随着压力的升高, 膨胀机转速不断提升, 最终, 止推轴承失效造成转子失稳。记录该过程中的间隙变化和转子的运行轨迹。

4 结果与分析

图 3 是在辅助压力逐渐减小的情况下测得的止推间隙的变化曲线。实验发现, 止推间隙随着辅助供气压力的降低而减小, 间隙变化幅度在低压区逐渐变大, 当全动压工作时, 止推间隙已经降到了 $7 \mu\text{m}$, 比设计最小值 $10 \mu\text{m}$ 还小, 虽然从轴心轨迹来看, 转子还可比较稳定地工作, 但这时止推轴承的稳定性裕度已经很小了。

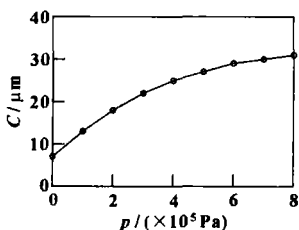


图 3 转速为 $8.0 \times 10^4 \text{ r/min}$ 时辅助压力的变化引起的止推间隙的变化

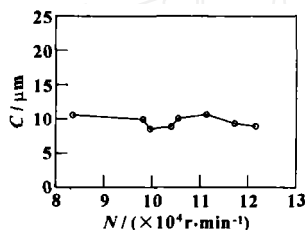


图 4 全动压状态下转速变化所引起的止推间隙的变化

图 4 表示在全动压状态下转速不断提升引起的止推间隙的变化。实验结果表明, 虽然在转速变化的情况下轴承间隙在不断改变, 但基本上围绕在 $10 \mu\text{m}$ 上下波动, 且间隙的极值点也并未和转速的相应最值点对应。因此, 这说明转子转速的提高可大大加强平面螺旋槽的动压效应, 而动压承载力的提高恰好抵销了转速升高带来的轴向力的增加, 于是, 转子与左右止推轴承之间的间隙自动调整到合适的平衡位置, 转子系统正常稳定工作。

图 5 是动压止推轴承在升速过程中的 Z 向振动波形及此时的轴心轨迹图。由试验结果可知: 该动压螺旋槽止推轴承的轴向振动主要由低频涡动和同步振动组成。在低转速区, 低频涡动与同步振动都随着转速的提高而幅值增加; 随着转速的不断升高, 同步振动的幅值基本保持不变, 低频涡动的幅值却不断增加。最终, 在 $12.4 \times 10^4 \text{ r/min}$ 左右因轴承间隙过小而失稳。因此, 可以看出是低频涡动的幅值决定了止推轴承的稳定性。

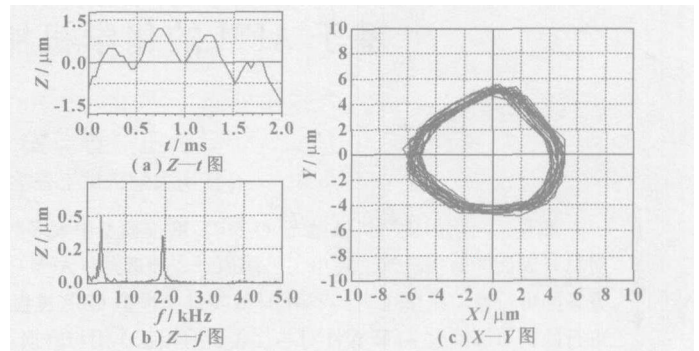


图 5 全动压止推轴承转速提高过程中的振动特性 ($N = 117.187 \text{ r/min}$)

5 结论

(1) 一定压力下的辅助供气是全动气体止推轴承具有良好的起停性能的重要保证, 对于常规设计下的透平膨胀机在使用全动压气体止推轴承时, 为保证其运行稳定性, 最好加以辅助供气, 供气压力在 $0.1 \sim 0.2 \text{ MPa}$ 之间即可。

(2) 止推轴承的径向承载力不够是最终失稳的主要原因, 它导致了止推间隙过小、低频涡动幅值激增, 最终引发了动压止推轴承的失稳。因此, 防止止推轴承失稳, 提高轴承稳定性可从 2 方面着手: 研究轴承参数及转速对承载力的影响从而加强所设计轴承的承载能力; 合理选择叶轮及工作轮参数将轴向力控制在很小的范围内。

(3) 实验中, 不管是轴承气的辅助压力的变化还是透平转速的变化, 整套轴承-转子系统始终运行平稳, 具有良好的振动特性, 其轴心轨迹保持规则清晰, 几乎不受止推间隙变化的影响。这充分说明了该平面螺旋槽止推轴承与径向轴承及其配套的膨胀机系统具有良好的耦合性和协调性, 从而为我国自主研发高速低温机械全动压气体轴承打下了基础。

参考文献

- [1] M Capino. Analysis of foil bearings for cryogenic applications [C]. Proc of the 1990 NASA Conference on Advanced Earth-To-Orbit Propulsion Technology. NASA Conf Pub, 1990, 3092 (II): 432 - 441.
- [2] 十合晋一. 气体轴承设计制作与应用 [M]. 北京: 宇航出版社, 1981.
- [3] 王云飞, 等. 气体润滑理论与气体轴承设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [4] 洛阳轴承所. 气体螺旋槽止推轴承稳态性能分析 [C]. 气体轴承会议交流资料, 1975.
- [5] 侯予, 陈纯正, 王秉琛. 平面螺旋槽动压止推气体轴承的设计 [J]. 润滑与密封, 2001 (1): 2 - 4.
Hou Yu, Chen Chunzheng, Wang Bingchen. The Design of Gas-lubricated Spiral Grooved Thrust (下转第 98 页)

芯片有着明显的磨损,并在这一区域的二维剖面截图上也能得出中间加载参考点为 1.0 的区域内的平均高度明显低于周围加载参考点为 0.3 的区域。对于在二维剖面分析中图中存在的高度波动,可能是探针在芯片表面滑动时推动磨屑造成的结果,即图 3 中呈白色的区域,图 3 的高度表也表明这很可能是探针加载磨损时残留下来的磨屑。

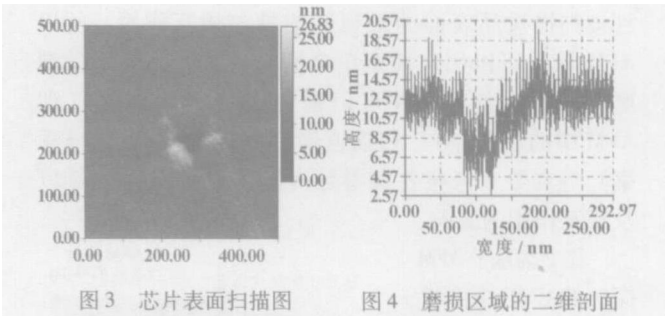


图 3 芯片表面扫描图

图 4 磨损区域的二维剖面

3 结论

通过在 CSPM4000 上的可行性试验表明,以 AFM 探针来模拟 CMP 过程中单颗磨粒对芯片表面的磨损与相互作用的试验方案是完全可行的。可以通过 AFM 探针对于芯片表面的相互作用与磨损,模拟得出单个磨粒对芯片表面的作用与磨损,并可以在此微观试验数据的基础上建立起新的 CMP 磨损模型。通过此模型的建立,可以为进一步认识 CMP 材料磨损的微观机制,为建立更加完善的 CMP 材料去除模型奠定基础,同时对于光学玻璃和计算机硬盘等精密部件的 CMP 加工也具有一定的借鉴作用。

参考文献

- [1] 王新, 刘玉岭. ULSI 铜互连线 CMP 抛光液的研制 [J]. 半导体学报, 2002, 23 (9): 1006 - 1008.
Wang Xin, Liu Yulin. CMP Slurry of Copper Interconnection for ULSI [J]. Chinese Journal of Semiconductors, 2002, 23 (9): 1006 - 1008.
- [2] 何捍卫, 胡岳华, 黄可龙. 铜在氨水铁氰化钾 CMP 抛光液中抛光速率及其影响因素的研究 [J]. 电化学, 2002, 8 (2): 202 - 206.
He Hanwei, Hu Yuehua, Huang Kelong. Polishing Rate and Dependent Factors of Copper in $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$ Aqueous Solution Containing $\text{K}_3\text{Fe}(\text{CN})_6$ during CMP [J]. Electrochemistry, 2002, 8 (2): 202 - 206.
- [3] 狄卫国, 杨明, 刘玉岭. 超大规模集成电路制备中硅衬底抛光液研究 [J]. 石家庄铁道学院学报, 2003, 16 (4): 38 - 41.
Di Weiguo, Yang Ming, Liu Yuling. Study on Polishing Slurry for Silicon Substrate in ULSI [J]. Journal of Shijiazhuang Railway Institute, 2003, 16 (4): 38 - 41.
- [4] 雷红, 雒建斌, 屠锡富, 等. 计算机硬盘基片的亚纳米级抛光技术研究 [J]. 机械工程学报, 2005, 41 (3): 117 - 122.
Lei Hong, Luo Jianbin, Tu Xifu, et al. Sub-nanometer precision polishing of computer rigid disk substrate [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41 (3): 117 - 122.
- [5] 赵萍, 吕冰海, 袁巨龙, 等. 智能型纳米级抛光机的运动分析 [J]. 制造技术与机床, 2003, 19 (7): 19 - 22.
Zhao Ping, Lv Binghai, Yuan Julong, et al. Motion Analysis of Intelligent Polishing Machine at Nanometer Level [J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2003, 19 (7): 19 - 22.
- [6] Andrew Kin. A Soft Elastohydrodynamic Contact Model for Chemical Mechanical Planarization [D]. New York: Rensselaer Polytechnic Institute, 2001.
- [7] Y W Zhao, L Chang, S H Kim. A mathematical model for chemical mechanical polishing based on formation and removal of weakly bonded molecular species [J]. Wear, 2003, 254: 332 - 339.
- [8] Shi F G, Zhao B. Modeling of chemical mechanical polishing with soft pads [J]. Applied Physics A, 1998, 67: 249 - 252.
- [9] Bielmann M. Effect of particle size during tungsten chemical mechanical polishing [J]. Electrochemical and Solid - State Letters, 1999, 2 (8): 401 - 403.

(上接第 95 页) Bearings [J]. Lubrication Engineering, 2001 (1): 2 - 4.

- [6] 侯予, 林韶宁, 陈纯正, 等. 全动压气体轴承透平膨胀机机械性能的试验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2005 (5).
Hou Yu, Lin Shaoning, Chen Chunzheng, et al. Experimental Study on Mechanical Performance of Expansion Turbine with

Aerodynamic Bearings [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005 (5).

- [7] 杨梦辰, 张瑞乾, 孔凌嘉, 等. 平面螺旋槽气体止推轴承的研究 [J]. 机械设计, 1998, 15 (2): 9 - 11.
Yang Mengchen, Zhang Ruiqian, Kong Lingjia, et al. A study on the pneumatic thrust bearing with planar spiral groove [J]. Machine Design, 1998, 15 (2): 9 - 11.