

气体动压止推轴承性能及实验

侯安平¹, 林蓬成², 王锐¹, 李剑雄¹, 胡斌¹

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 中国航天科技集团有限公司 北京航天动力研究所, 北京 100071)

摘 要: 为了研究气体动压箔片止推轴承的动力特性,建立了刚性表面气体动压止推轴承模型,采用数值计算的方法找出了不同结构参数、转速等对刚性表面气体动压止推轴承性能的影响规律。综合衡量加工难度及数值计算结果中气体动压止推轴承性能表现,加工出刚性表面气体动压止推轴承。同时选用新型弹性箔片材料完成波箔、平箔的压制及热处理工艺,设计开发了箔片动压止推轴承。搭建了单侧气体动压止推轴承实验台,重点对轴承的承载力、起飞转速、摩擦力矩等进行监测与分析。通过实验研究明确了轴承启停过程,同时发现:起飞瞬间刚性表面气体动压止推轴承与弹性表面气体动压止推轴承位移响应方向相反,且在相同轴向载荷条件下,弹性表面气体动压止推轴承起飞转速较同种结构的刚性表面气体动压止推轴承有 1/2~2/3 的下降。

关 键 词: 气体动压; 止推轴承; 轴承实验台; 启停过程; 起飞转速

中图分类号: V229⁺.2; TH133.37 **文献标志码:** A

Performance of air-dynamic lubrication thrust bearing
and experiment

HOU Anping¹, LIN Pengcheng², WANG Rui¹, LI Jianxiong¹, HU Bin¹

- (1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Beijing Aerospace Propulsion Institute,
China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100071, China)

Abstract: To deal with the dynamic characteristics of the air-dynamic lubrication foil thrust bearing, a model of rigid-surface bearing was developed. Through numerical simulation, the effect of structural parameters and speed on performance of rigid surface air-dynamic lubrication thrust bearing were studied. Considering the manufacturing difficulties and the results of numerical simulation, a rigid-surface thrust bearing and a bump kind of aerodynamic compliant foil thrust bearing were developed. And a kind of foil metal was successfully used, the punching process and heat treatment were also accomplished. In order to measure the bearing capacity, lift-off speed, and drag torque in the on-off operation, a single-surface experiment rig was set up. It was found that different dynamic displacement responses occurred between the two kinds of bearings at the beginning of lift-off. Meanwhile, the lift-off speed of flexible surface bearing had a ratio of 1/2—2/3 advantage under the same axial load.

收稿日期:2016-12-07

作者简介:侯安平(1975—),男,副教授,博士,主要从事叶轮机机械气动弹性、气浮高速电动机研究。

引用格式:侯安平,林蓬成,王锐,等. 气体动压止推轴承性能及实验[J]. 航空动力学报,2018,33(6):1510-1518. HOU Anping, LIN Pengcheng, WANG Rui, et al. Performance of air-dynamic lubrication thrust bearing and experiment[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(6): 1510-1518.

Key words: air-dynamic lubrication; thrust bearing; bearing experiment rig; on-off operation; lift-off speed

动压轴承主要由楔形结构和流体润滑膜两部分组成。通过回转几何体将具有黏性的流体拖入一个楔形间隙,来提高流体压力并产生支承能力。1883 年 Tower 首先发现了这种楔形效应;Hershey 指出该现象是滑动轴承技术研究的关键;1889 年 Reynolds 对 Tower 揭示的这一现象进行了研究,指出滑动轴承中的润滑油流动可用流体动力学理论进行研究^[1]。1928 年 Pollock 首次提出箔片轴承的概念,随后 1953 年 Blok 和 van Rossum 以油为润滑介质,采用单箔片张紧绕轴的形式对该理论进行了验证分析^[2]。紧接着相关领域应用了该技术,并对轴承内部结构进行了修正,箔片张紧形式由一片发展为多片^[3],润滑介质也由最早的润滑油拓展到不同流体介质。

气体动压轴承作为无油涡轮机械的标志性元件,与传统滚动轴承或油润滑的滑动轴承相比,其具有质量小、不易磨损、维修周期长、运行成本低、工作转速高、工作温度范围宽等诸多优点。但气体动压轴承技术并没有广泛地应用到叶轮机械领域^[4]。这主要因为与传统的油润滑轴承相比其承载能力低,气体动压轴承应用的风险较大。又因为气体动压轴承本身加工难度也较大,工程师们除了要对气体润滑理论特别了解之外,还需要对材料热处理、金属冲压工艺、摩擦学等有较为深入地了解,这将很多试图制造和改进箔片轴承的研究人员拒之门外^[5-7]。

在此同时,与径向轴承相比,止推轴承理论在公开文献中很少涉及。很多文献内容往往涉及许多箔片支承柔性结构的设计原则,但仅有很少的作者进行止推轴承性能的实验研究^[8-12]。

因此,本文首先建立了刚性表面气体动压止推轴承(下文简称为刚性表面轴承)模型,对轴承结构参数、转速等对轴承性能的影响规律进行了数值研究。结合计算结果,在充分考虑加工难度的前提下,加工出刚性表面轴承实验实体。并进一步加入弹性箔片结构制成弹性表面气体动压止推轴承(下文简称为弹性表面轴承)实验实体,对轴承启停性能实验研究。

1 刚性表面轴承数值计算

1.1 气体动压止推轴承计算模型建立

对气体动压止推轴承(下文简称轴承)来讲,

由于气膜间隙较小,作用又是维持转子轴向位置的稳定,故轴承形式一般为双向止推形式,实体模型见图 1。轴承结构示意图见图 2,图上 $h_{\min}$ 为最小气膜间隙, H 为楔形高度。转盘与芯轴直接连接(可达到较大的转子转速),两侧为推力盘,其上均布有楔形瓦块、波箔片和平衡箔片等柔性支承结构。

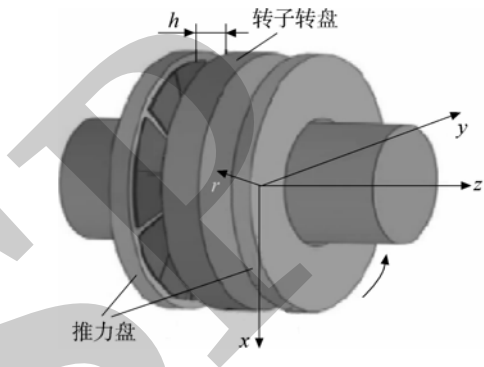


图 1 气体动压止推轴承模型^[8]

Fig. 1 Model of air-dynamic lubrication thrust bearing^[8]

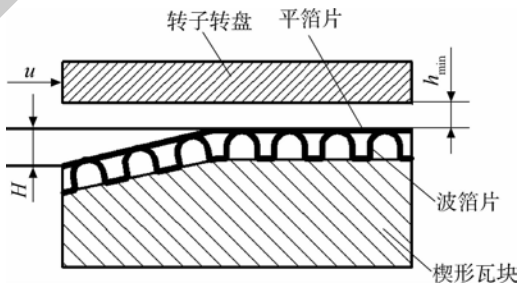


图 2 弹性表面轴承结构示意图

Fig. 2 Structure of flexible surface bearing

实际工作中,转子转盘率先达到较大的转速,由于空气具有一定黏性,转盘会带动空气进入预留的楔形区域。同时气体被压缩,被压缩的气体将对转盘和推力盘产生轴向的压力。假如存在一个轴向的振动,转盘两侧的压力会随之变化,中间的气膜也将产生一定的阻尼作用将这种振动削减掉,从而保证转子的稳定运转。

为节省计算量,数值计算中对实体模型进行了必要的简化。将双向止推轴承形式简化为单向止推轴承形式,单向止推轴承模型见图 3。这样就可以得到刚性表面轴承数值计算的流体域模

型,见图 4,流体域包括三个区域:楔形区、最小气膜区、空缺区。

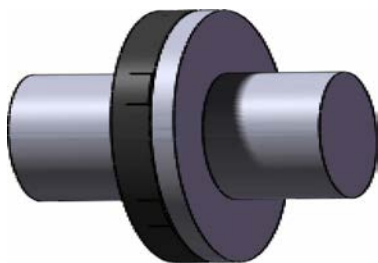


图 3 单向止推轴承模型
Fig. 3 Model of single-direction thrust bearing

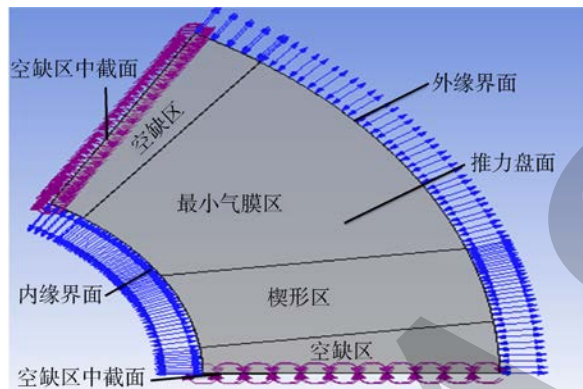


图 4 流体域各边界设定
Fig. 4 Boundary of the fluid domain

1.2 模型控制方程及边界条件设定

基于动量方程、连续性方程和能量守恒等方程,充分结合轴承结构及应用条件,推导出了适用于轴承的 Reynolds 控制方程,在推导过程中做出如下假设:

- 1) 将气膜间隙内的空气视为理想气体,满足连续流体假设,在计算中不考虑内部温度变化。
- 2) 推力盘和轴承表面间均无相对滑动,即计算中设定为无滑移边界条件。
- 3) 假定气膜厚度方向压力不变。轴承稳定运转过程可视为稳态定常流动过程。

由此得出柱坐标下,适用于轴承气膜间隙内压力分布的 Reynolds 微分方程

$$\frac{1}{R} \cdot \frac{\partial}{\partial R} \left(Rh^3 p \frac{\partial p}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial (ph)}{\partial \theta} + 12\mu \frac{\partial (ph)}{\partial t}$$

(1)

其中 R 为轴承径向坐标; θ 为圆周方向坐标; p 为气膜压力; h 为气膜厚度; μ 为流体动力黏度; ω 为轴颈角速度; t 为时间。

转子转盘与推力盘平行,故每块扇形区域对应的气膜间隙分布相同。气膜间隙分布可用以下方程表示:

$$h = Hk(\theta) + h_{\min}$$

$$k(\theta) = \begin{cases} 1 - \theta/\beta_b & 0 < \theta \leq \beta_b \\ 0 & \beta_b < \theta < \beta \end{cases}$$

其中 β 为扇形瓦块张角, β_b 为楔形角度。

对应轴承结构将完整的轴承模型按瓦块均布的形式,平分成多块,这样在处理边界条件时每个瓦块所对应的流体域都相同,其对应的径向交界面可设定为旋转周期性交界面。周向上的内、外缘界面设定为开放式边界条件,其他区域都设定为壁面边界条件,其中转子转盘面具有相应的转速设定,其余壁面静止。流体域各边界名称见图 4,对应边界条件设定见表 1。

表 1 流体域边界条件设定

Table 1 Boundary conditions of the fluid domain

边界	边界类型	备注
内缘界面	开放式边界	压力为 0.1 MPa
外缘界面	开放式边界	压力为 0.1 MPa
空缺区中截面	旋转周期性交界面	
转子转盘面	壁面、无滑移	转动
推力盘面	壁面、无滑移	静止

1.3 模型有效性验证

为充分保证数值结果的计算精度和有效性,对计算模型进行网格无关性验证和对比验证本文计算结果与公开文献中计算结果则尤为重要。

网格无关性验证中,逐步将网格量增大,主要是将气膜间隙方向的节点和径向节点进行加密。据计算结果中轴承承载力的表现来看,当网格量逐渐增加承载力逐渐增大,可解释为网格细化后对流动的细节具有更准确的计算。当网格量增加到一定数量之后,再增加网格量,承载力几乎不再增加,据此可断定网格划分形式与数量不再是影响计算结果准确性的关键因素。

图 5 所示为楔形高度 $H=30\mu\text{m}$,最小气膜间隙 $h_{\min}=10\mu\text{m}$,节距比 $\beta_b/\beta=0.5$,瓦块张角 $\beta=60^\circ$ 轴承参数下,模型不同位置所受作用力的网格无关性验证曲线。可以看到,当网格数量达到 200 万以上时可基本认为模型计算结果不再受网格数量的影响。因此,在随后的计算过程中为合理节省计算资源,提高计算速度,总将网格划分选

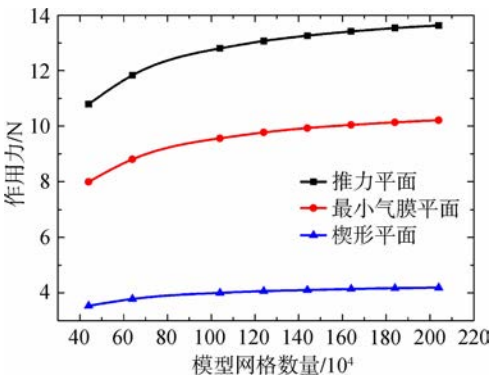
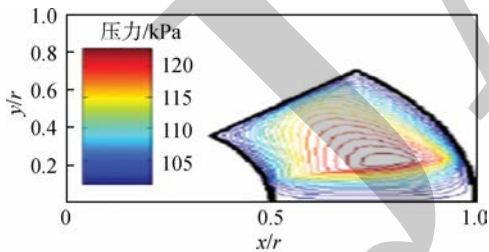


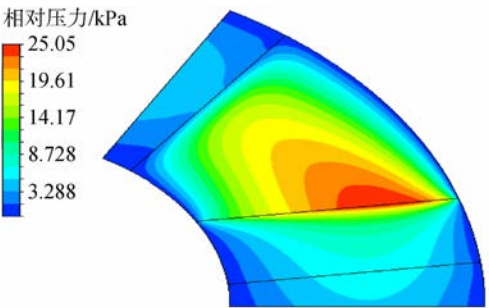
图 5 网格无关性验证
Fig. 5 Grid independence verification

定为相应模型承载力趋稳时所对应的数值划分形式。

图 6(a)、图 6(b)分别为文献[13]中应用有限差分法得到的数值计算结果和本文建立的数值计算模型得到的结果。模型结构参数、转速(n)等设定一致(图中 r 代表瓦块外径, x 为模型周期性交接面径向方向, y 垂直于该周期性交接面, 分别代表气膜间隙内各点的位置)。对比压力云图可以看出:气膜间隙内压力分布形式一致(图 6(a)为绝对压力计算结果,图 6(b)为相对压力计算结果);最大气膜压力形成的区域及大小基本一致。由此可基本说明本文所建立模型及采用的数值计算方法是行之有效的。



(a) 文献[13]中计算结果



(b) 本模型计算结果

图 6 本文计算结果与文献[13]计算结果对比验证
Fig. 6 Comparison of numerical calculation results between in this paper and in Ref. [13]

2 数值计算结果分析

数值计算中对不同轴承结构参数、转速等对轴承性能的影响分别进行了研究。具体参数设定见表 2。

从图 7 中可以看到,当最小气膜间隙在 $20\text{ }\mu\text{m}$ 以上时,轴承承载力较弱,计算中重点研究了最小气膜间隙在 $10\text{ }\mu\text{m}$ 时的轴承承载性能。将图 7 中 $10\text{ }\mu\text{m}$ 的最小气膜间隙下轴承承载力数值统计后分析便得到了不同楔形高度下轴承承载性能曲线,见图 8。

表 2 轴承参数设定
Table 2 Parameters of bearing

参数	数值及详情
$\beta/(\text{ }^\circ)$	45, 60, 90
β_b/β	0.2~0.7
$H/\text{ }\mu\text{m}$	鉴于国内外研究差别较大,需先进行数值检验
$h_{\min}/\text{ }\mu\text{m}$	10~50
$n/(\text{r}/\text{min})$	$10^4\sim7\times10^4$ (稳定运转) $1000\sim5000$ (起飞转速)

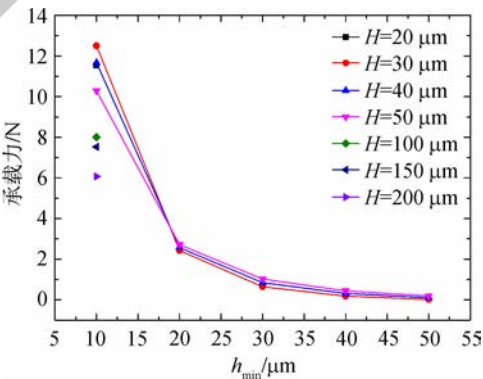


图 7 气膜间隙与轴承承载力的关系
Fig. 7 Relationship between the clearance of gas film and bearing capacity

当楔形高度为 $30\text{ }\mu\text{m}$ 时,轴承承载力达到最大。出于轴承尺寸与加工精度考虑,楔形角度太小,加工精度难以保证,楔形角度太大,轴承的承载性能很大程度上会削减。因此,在轴承楔形高度的选择上,进行了必要的折中,将楔形高度定为 $200\text{ }\mu\text{m}$ 进行轴承的实验研究。

图 9 则重点对轴承瓦块均布形式进行了研究,计算结果表明在一定结构参数条件下当瓦块

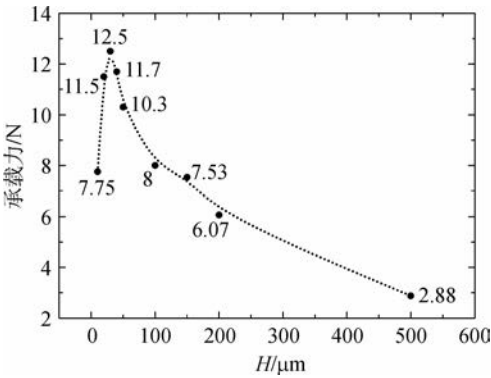


图 8 楔形高度与轴承承载力关系 ($h_{\min}=10\text{ }\mu\text{m}$)
Fig. 8 Relationship between ramp height and bearing capacity ($h_{\min}=10\text{ }\mu\text{m}$)

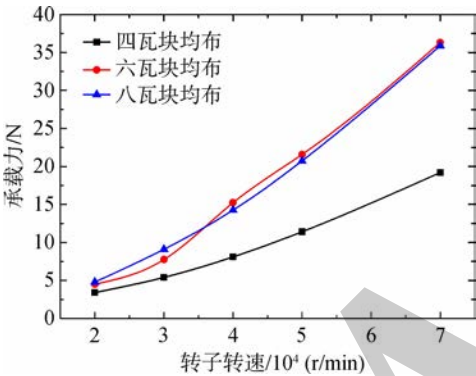


图 9 瓦块张角对轴承承载力影响
Fig. 9 Influence of pad angle on bearing capacity

张角 β 为 45° 和 60° 时(分别对应八瓦块和六瓦块),轴承性能明显优于瓦块张角为 90° (对应四瓦块)时的情形。分析造成这种结果的原因是,最小气膜间隙内在瓦块张角较大时,最大压力分布的区域不能有效地占据较大的比例,导致轴承整体的承载能力下降。

此外还对转速、节距比等参数对轴承性能的影响进行了研究,研究发现:在一定转速范围内,转速与承载能力成类抛物线性关系。节距比对轴承性能的影响则没有明确的规律性,因此在轴承设计时应进行相应节距比的计算,以确保轴承能够获得最佳的气膜压力分布。

结合得到的刚性表面轴承结构参数选用的基本规律,并充分参考近年来一些经典理论在波箔压制成型参数设计准则,最终开发了刚性表面轴承和弹性表面轴承,并对以上两种形式的轴承性能的综合表现进行了实验研究。

综合分析数值计算结果及其他各方面的因素后,实验研究刚性表面轴承实体的结构参数设定

为:瓦块张角为 60° ,楔形高度为 $200\text{ }\mu\text{m}$,楔形角度为 22.5° ,空留区域 15° ,轴承内径为 40 mm ,轴承外径为 80 mm ,具体结构见图 10。弹性表面轴承在气膜结构方面来看与刚性表面轴承结构一致,不同之处在于弹性表面轴承拥有经过真空热处理及精密冲压成型的弹性箔片夹层,其轴承实体见图 11。



图 10 刚性表面轴承实体
Fig. 10 Photograph of rigid-surface bearing



图 11 弹性表面轴承实体
Fig. 11 Photograph of flexible-surface bearing

3 实验系统组成

为准确测定轴承启停过程所对应的物理量,判断轴承的各项性能表现,在研究过程中设计并搭建了单侧轴承实验台^[14-18]。具体实验系统组成见图 12,其主要包括轴承供气系统、转子供气系统、测试系统、实验台主体等。

实验台可实现:转速实时监测、气膜间隙实时监测、温度测定、轴向载荷的加载与卸载。实验主体见图 13~图 14,采用全气浮静压轴承支承设计,静压轴承由外界气源提供压力为 0.4 MPa 的压缩空气,实验过程中静压轴承性能良好。实验主轴采用冲击式涡轮转子与转盘一体化设计。涡轮转盘直径为 108 mm ,之所以比推力盘直径大 28 mm ,是预留了静压轴承的气孔冲击区域,实验中转子转盘可在同一平面实现轴承起飞。涡轮转

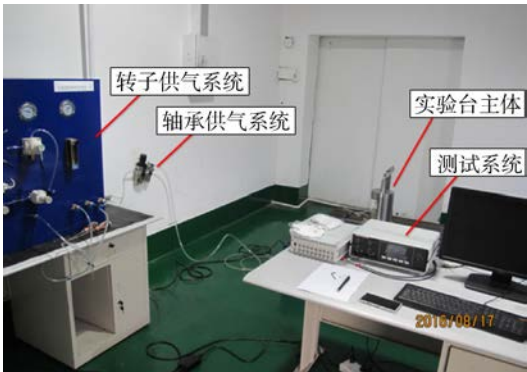


图 12 实验系统组成

Fig. 12 Whole system of experiment rig



图 13 实验台主体

Fig. 13 Main part of experiment rig

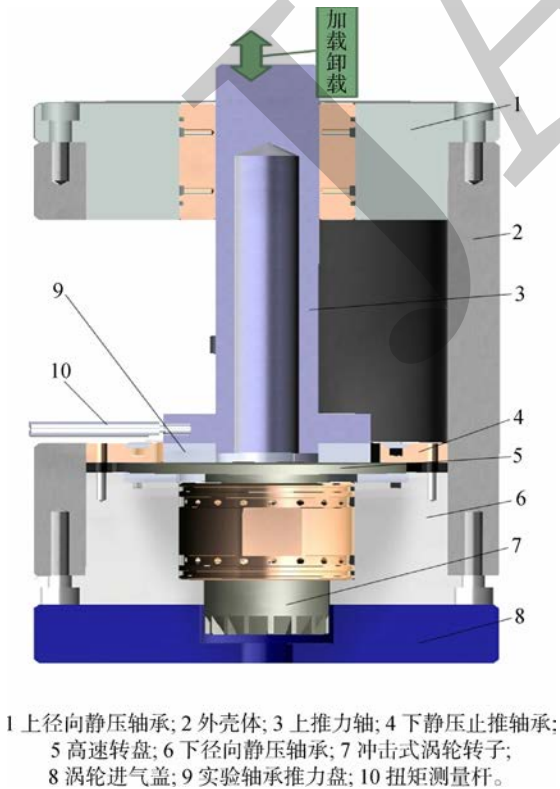


图 14 实验台主体构造

Fig. 14 Constitution of experiment rig

子叶型为直角,轴向均布 16 个。实验前,采用双面支承方式在 2 600 r/min 转速条件下实现转子动平衡校正,单面剩余不平衡质量控制 在 20 mg 以内。涡轮盖上四气嘴均布,对端气嘴成 135°角,叶尖间隙为 1 mm,进气孔直径为 4 mm。在机房供气压力为 0. 58~0. 64 MPa 时,涡轮转子最大转速可达 43 000~45 000 r/min。

4 实验结果分析

4.1 轴承整个运转过程

图 15~图 16 分别为刚性表面轴承和弹性表面轴承从起飞到停车的整个实验过程。图 17、图 18 分别为起飞阶段和停车阶段的摩擦力变化情况。图 15~图 20 中,红色曲线代表推力盘轴向位移(表征气膜间隙),蓝色曲线为摩擦力变化实时曲线。

从整个运转周期来看,刚性表面与弹性表面轴承轴向位移响应及气膜间隙内摩擦力变化情况

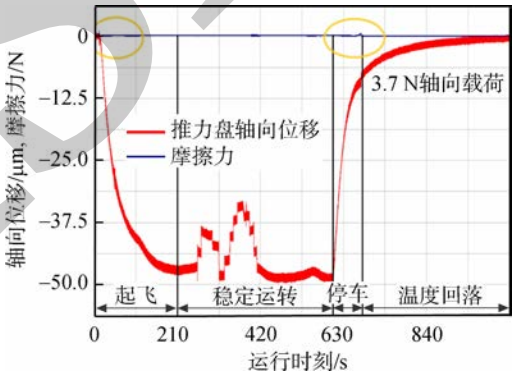


图 15 刚性表面轴承整个工作过程

Fig. 15 Whole working process of rigid-surface bearing

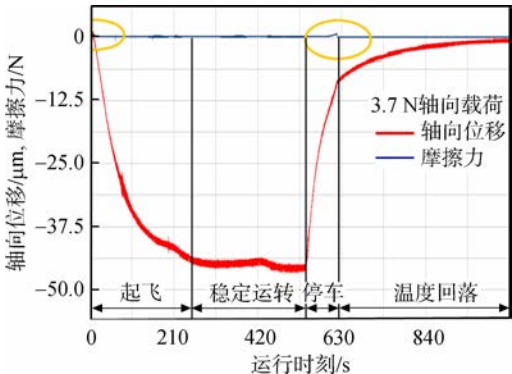


图 16 弹性表面轴承整个工作过程

Fig. 16 Whole working process of flexible-surface bearing

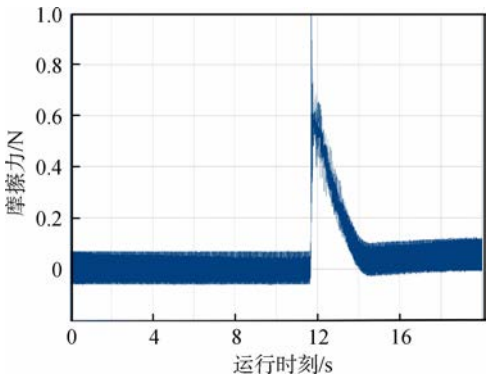


图 17 起飞阶段摩擦力变化
Fig. 17 Friction force during lift-off

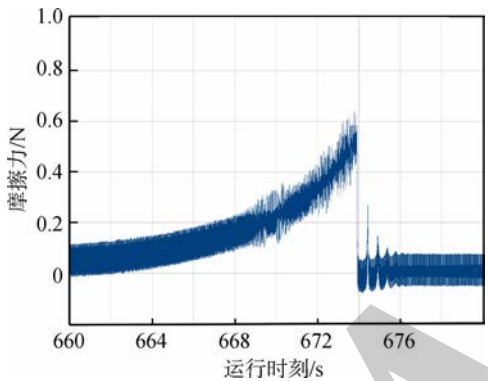


图 18 停车阶段摩擦力变化
Fig. 18 Friction force during shut down

大体相同。整个周期可概括为：从零位平面开始涡轮进气运转，轴承状态依次对应为起飞过程，稳定运转过程（中间包含载荷的加减），停车降落过程，温度回落过程，最后轴承面恢复到初始状态，实验数据采集终止。

在此有必要对停车过程进行说明：停止冲击式涡轮转子供气，转子转速稳定下降。气膜间隙逐渐减小，在零刻线下方一定距离处与转子转盘接触，摩擦力瞬间达到最大值（此时摩擦力为盘面与平箔片之间的摩擦力并不是气膜所形成的摩擦力）。由于起飞阶段有强烈的干摩擦作用，且高速运转过程中气膜间隙内气体也存在较强的摩擦作用，使得转子转盘及轴承推力盘较初始室温有 $30\sim40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温度提升，材料本身产生一定膨胀量，停车后随温度降低，逐渐恢复到零刻线位置。

4.2 起飞性能对比

起飞转速是推力盘和轴承表面间形成完全气体润滑的标志。由于弹性箔片与推力盘表面间没有预留间隙，在特定的轴向载荷下，推力盘表面和

轴承顶层箔片表面直接接触，推力盘启动过程中两者处于干摩擦状态，随转速提高，表面间逐渐形成气膜，达到某一特定转速时，推力盘和轴承顶层箔片表面间形成完整的动压气膜而从干摩擦状态转为完全气体润滑状态，这时就认为轴承起飞，对应转速即为轴承的起飞转速。

刚性表面轴承的起飞过程见图 19：在起飞瞬间推力盘便有较小向上的位移，这种情况由推力盘与转子转盘的表面粗糙度造成，其上局部高点使得旋转瞬间形成早期不太稳定的气膜间隙。然后气膜形成开始有向上的速度，直到形成稳定气膜间隙。

与刚性表面轴承不同，弹性表面轴承起飞过程见图 20，起飞阶段先有较小向下的位移。该现象可认定为转子转盘运转瞬间气体被带入楔形间隙，对波箔夹层产生的压缩作用。因波箔夹层受力会较容易产生形变，有效气膜间隙更易形成，故弹性表面轴承更容易起飞。图 21 对比了相同结构、轴向载荷条件下，刚性表面轴承与弹性表面轴承起飞转速，发现弹性表面轴承的起飞转速相对刚性表面轴承下降 $1/2\sim2/3$ 。

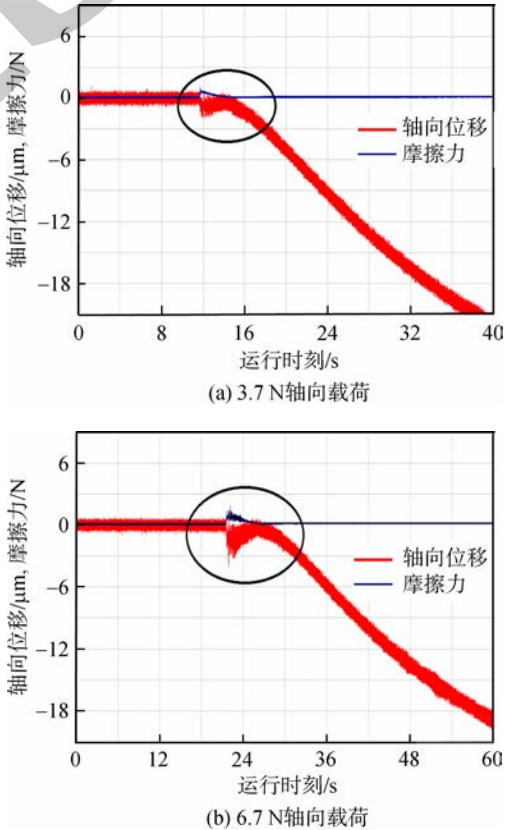


图 19 刚性表面轴承起飞
Fig. 19 Lift-off behavior of rigid-surface bearing

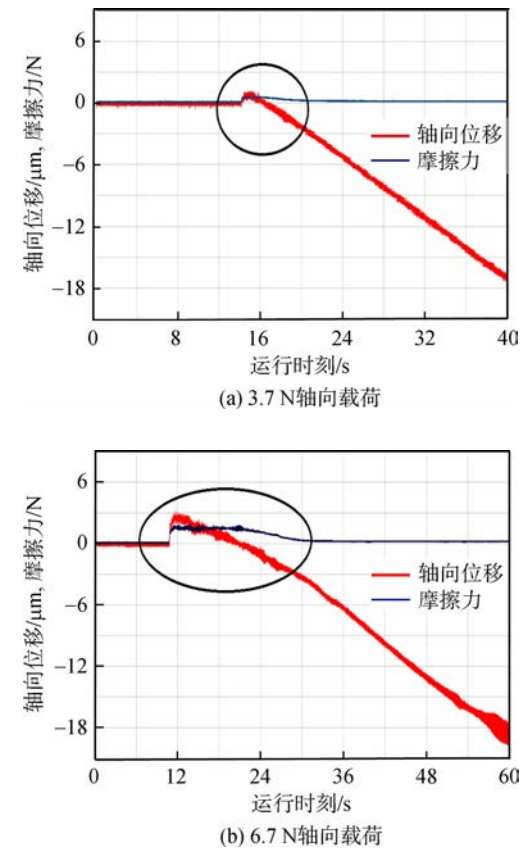


图 20 弹性表面轴承起飞

Fig. 20 Lift-off behavior of flexible-surface bearing

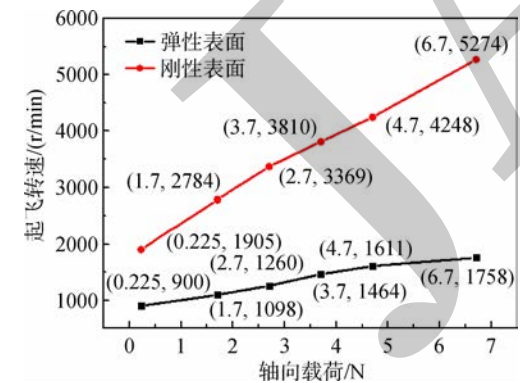


图 21 轴承起飞转速对比

Fig. 21 Lift-off speed of different type bearings

4.3 稳态下轴承刚度

稳态下刚性表面轴承刚度等价于气膜刚度,弹性表面轴承的轴承刚度则包含了气膜刚度和箔片夹层刚度两方面。从实验研究的结果来看(图 22~图 23),刚性表面与弹性表面轴承在相同条件下,轴向位移响应和轴承轴向载荷呈明显的非线性关系。这与文献[8,16]中轴承气膜间隙内垂直于轴承推力面的压力不变的假设不相符,在以后研究工作中应重点对模型的控制

方程及相应修正系数做出合理改进,以提高计算的准确性。

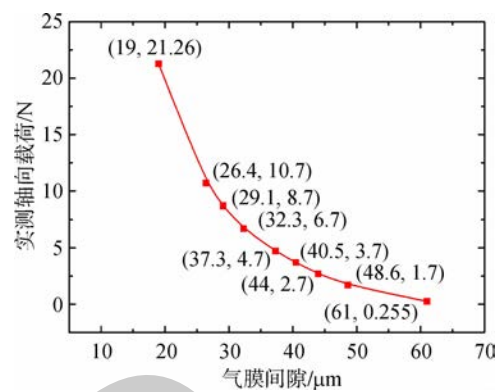


图 22 刚性表面轴承刚度($n=34500\text{ r/min}$)

Fig. 22 Stiffness of rigid-surface bearing
($n=34500\text{ r/min}$)

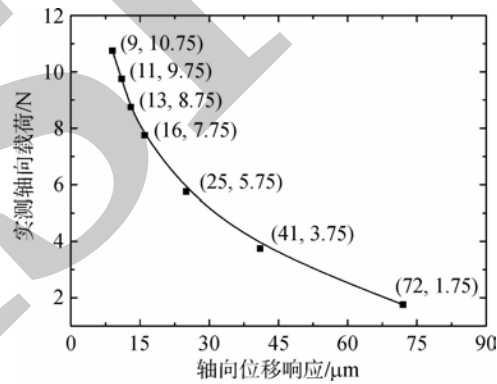


图 23 弹性表面轴承刚度($n=34500\text{ r/min}$)

Fig. 23 Stiffness of flexible-surface bearing
($n=34500\text{ r/min}$)

5 结 论

- 1) 弹性表面轴承与刚性表面轴承起飞过程存在明显差异:弹性表面止推轴承由于箔片夹层弹性优势(稳定气膜更易形成),较刚性表面止推轴承起飞性能更为优良。实验中同种结构下,弹性表面止推轴承较刚性表面轴承起飞转速同比下降 $1/2\sim 2/3$ 以上。
- 2) 不论对刚性表面还是弹性表面止推轴承,同种结构下轴承起飞转速与轴向载荷基本成正比线性关系。
- 3) 同转速下,轴承轴向载荷与气膜间隙成非线性关系。

参考文献:

[1] LANG O R,STEINHILPER W. 滑动轴承[M]. 王成焱,

- 曹永上,译.北京:机械工业出版社,1986:95-106.
- [2] BLOK H,VAN ROSSUM J J. The foil bearing a new departure in hydrodynamic lubrication[J]. *Lubrication Engineering*,1953,9(6):316-320.
- [3] FRANCK B,MIHAI A,ROMAIN G,et al. Experimental analysis of the start-up torque of a mildly loaded foil thrust bearing[J]. *Journal of Tribology*,2013,135(3):031702. 1-031702. 7.
- [4] GAD A M,KANEKO S. A new structural stiffness model for bump-type foil bearings: application to generation II gas lubricated foil thrust bearing[J]. *Journal of Tribology*,2014,136(4):216-223.
- [5] RUBIO D,SAN A L. Bump-type foil bearing structural stiffness:experiments and predictions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,2006,128(3):653-660.
- [6] CHRISTOPHER D C,ROBERT J B. Remaining technical challenges and future plans for oil-free turbomachinery [R]. ASME Paper GT2010-22086,2010.
- [7] DYKAS B,BRUCKNER R,DELLACORTE C,et al. Design,fabrication,and performance of foil gas thrust bearings for microturbomachinery applications[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,2008,131(1):629-639.
- [8] 闫佳佳.弹性箔片动压气体止推轴承-转子系统动力学特性[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012.
YAN Jiajia. Research on dynamic characteristics of compliant foil gas bearing-rotor system[D]. Harbin:Harbin Institute of Technology,2012. (in Chinese)
- [9] 杨利花.可倾瓦与弹性箔片动压气体轴承的性能研究[D].西安:西安交通大学,2009.
YANG Lihua. Study on performance of aerodynamic tilting-pad and compliant foil bearing[D]. Xi'an:Xi'an Jiaotong University,2009. (in Chinese)
- [10] 林韶宁,李军,朱朝辉,等.新型弹性箔片动压气体止推轴承的实验研究[J].西安交通大学学报,2009,39(7):701-705.
LIN Shaoning,LI Jun,ZHU Zhaohui,et al. Experimental study of new aerodynamic complaint foil thrust gas bearing [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*,2009,39(7):701-705. (in Chinese)
- [11] HESHMAT H. Advancements in the performance of aerodynamic foil journal bearings:high speed and load capability[J]. *Journal of Tribology*,1994,116(2):287-294.
- [12] FRANCK B,MIHAI A,ROMAIN G. Experimental analysis of the dynamic characteristics of a foil thrust bearing [J]. *Journal of Tribology*,2015,137(2):021703. 1-021703. 8.
- [13] ANDRÉS L S,RYU K,DIEMER P. Prediction of gas thrust foil bearing performance for oil-free automotive turbochargers[R]. ASME Paper GT2014-25940,2014.
- [14] KEUN R,ZACHARY A. Bump-type foil bearings and flexure pivot tilting pad bearings for oil-free automotive turbochargers: highlights in rotor dynamic performance [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,2015,138(4):042501. 1-042501. 10.
- [15] 徐方程,刘占生,张广辉,等.气体止推箔片轴承试验台设计及实验[J].航空动力学报,2016,31(9):2298-2304.
XU Fangcheng,LIU Zhansheng,ZHANG Guanghui,et al. Test rig design and experiment of gas foil thrust bearing [J]. *Journal of Aerospace Power*,2016,31(9):2298-2304. (in Chinese)
- [16] 闫佳佳,刘占生,张广辉,等.考虑稀薄气体效应的止推箔片轴承静特性分析[J].航空动力学报,2016,31(6):1521-1529.
YAN Jiajia,LIU Zhansheng,ZHANG Guanghui,et al. Static characteristics analysis of foil thrust bearing considering the rare-field gas effect [J]. *Journal of Aerospace Power*,2016,31(6):1521-1529. (in Chinese)
- [17] 冯凯,张俊,王法义.径向间隙及加工工艺对气体箔片轴承性能的影响[J].航空动力学报,2016,31(11):2773-2780.
FENG Kai,ZHANG Jun,WANG Fayi. Influence of radial clearance and processing technology on structural properties of gas foil bearing [J]. *Journal of Aerospace Power*,2016,31(11):2773-2780. (in Chinese)
- [18] DONGHYUN L,DAEJONG K. Design and performance prediction of hybrid air foil thrust bearings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,2011,133(4):042501. 1-042501. 13.

(编辑:陈 越)