

动压气体止推轴承间隙气动热特性分析

罗轶欣,张镜洋

(南京航空航天大学 航天学院,江苏 南京 210016)

摘要:为掌握不同工作条件下箔片型动压气体轴承气动热特性规律,以箔片型动压气体止推轴承为研究对象,建立其变截面气膜间隙模型,引入粘性耗散项,通过数值仿真计算不同工作条件下气膜间隙的无量纲温度分布,并对轴承转速、进/出口压力、进/出口温度等参数对气膜温比的影响进行数值分析。结果表明,在进/出口压力同比变化工作条件下,气膜温比随进/出口压力增大而下降,随转速的增大而升高,随进/出口温度的升高而降低。

关键词:止推轴承;热特性;转速;进/出口压力;进/出口温度

中图分类号:TH133.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2019)05-0039-04

Analysis of Gas Film Thermal Characteristics of Gas Thrust Bearing

LUO Yixin, ZHANG Jingyang

(College of Astronautics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To master the aerodynamic thermal characteristics of foil-type dynamic pressure gas bearing under different working conditions, this paper takes the foil dynamic pressure gas thrust bearing as object of study, establishes a new type of gas-film gap model with variable cross section. The viscous dissipation term is introduced, and the dimensionless temperature distribution of the air film gap in different working conditions is calculated by the numerical simulation, and the numerical value of the effect of the bearing speed, inlet/outlet pressure and temperature and other parameters on the gas film adiabatic rate is analyzed. The results show that under the working conditions of changing the inlet/outlet pressure, the gas film surface adiabatic rate decreases with the increase of the inlet/outlet pressure, increases with the increase of the rotational speed, and decreases with the increase of the inlet and outlet temperature.

Keywords: thrust bearing; thermal characteristic; rotational speed; inlet/outlet pressure; inlet/outlet temperature

0 引言

如今,气体润滑轴承凭借着高速、长寿命、低摩擦三大特点,在燃气透平、涡轮增压器、透平膨胀机和风机等高速旋转机械转子支撑应用中处于首选地位^[1]。随着小型涡轮透平机械转速的不断提高,高速旋转带来大剪切力,产生较强的热耗散(气动加热)会导致箔片的烧蚀和失效,从而大大影响轴承的可靠性^[2]。因此,尽管低摩擦作为气体箔片轴承的一个优点,但是气动加热使轴承失效的情况却不容忽视。诸多学者对其温度场分布进行了大量的理论和试验研究。DellaCortez^[3]在不同温度和转速下测量了轴承的性能,并发现环境温度从 23℃ 增加到 538℃ 会使轴承的最大载荷能力下降;Dykas^[4]进行试验研究时,轴承工作在环境温度 450℃,转速 60 kpm 时轴承支撑结构完全被破坏,并在转轴中形成一个(直径 15 mm)近一角硬币大小的洞,并指出这是由于热膨胀,压力梯度的变化使得平箔变形,破坏气膜的生成,导致轴承失效。Joseph-Prahl 等^[5]对该型轴承进行了理论分析,指出气膜间隙很小的温度梯度将导致止推盘较大的变形,为了保证止推盘旋转过程中的平整度,对轴承整体结构需要进行散热设

计,以减少轴承的功率损失,提高承载力;Feng 和 Kanedo^[6]对该型轴承进行了热特性理论分析,指出气膜间隙的温度最高点在最小气膜厚度处,气膜温度会随载荷的增大而升高;Andres 和 Kim^[7]对该型轴承进行了试验研究,指出向轴承通入外部冷却气体可以有效地降低轴承温度;随后 Lee 和 Kim^[8]通过轴承热平衡条件建立计算模型,结果表明轴承温度呈抛物线状分布,箔片自身弹性变形对温度场的影响远小于气膜间隙的影响。陈汝刚和陈韬^[9]通过数值计算对该型轴承温度场进行仿真,指出气膜温度随箔片组刚度、轴承数的增加而升高;姜本刚等^[10]通过试验验证了计算结果的准确性,指出仿真结果和数据测量的偏差基本在 10% 以内。从前述研究中不难看出,学者对动压气体止推轴承气动热进行了广泛的试验和数值研究,为该型轴承性能和可靠性提升打下良好的理论基础。然而,当前的研究系统性还不足,对于轴承工作条件的影响规律还缺乏细致的探讨,因此进一步获得不同工作条件下的气动热特性规律,为轴承可靠性设计提供技术参考。

本文以气体动压止推轴承为研究对象,考虑转静子间剪切流动下的粘性耗散,建立动压气体止推轴承气膜间隙气动热计算模型,数值研究进/出口压力同比变化下转子旋转转速、进/出口温度、进/出口压力等参数对气膜无量

纲温度场的影响。获得不同工作条件的气动热特性规律,可为轴承可靠性设计提供技术参考。

1 轴承模型和计算方法

1.1 轴承结构和参数

图 1a) 所示为气体动压止推轴承沿 x 轴方向的结构图,轴承由平箔、波箔、轴承座和止推盘组成,平箔表面由斜面 and 与止推盘平行的平面组成,与止推盘表面形成变截面轴承间隙气膜,其气膜间隙如图 1b) 所示。止推盘以转速 ω 随转子旋转,轴承间隙内的气体由粘性力的作用随着转子周向流动,在变截面气膜间隙内产生动压压缩效应,为轴承提供止推力^[11]。同时,随着转速的增加,气体流动时气体粘性剪切力作用增大,气体与间隙表面间产生的摩擦作用力增加,气膜间隙内粘性耗散作用明显,气膜温度逐渐上升,对轴承性能产生影响^[12]。轴承的基本参数设置如表 1 所示。

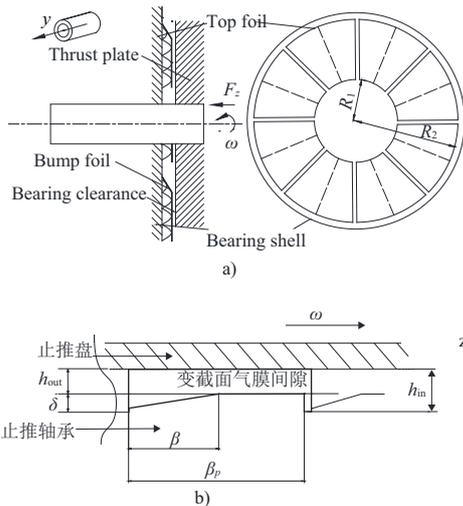


图 1 气体动压止推轴承结构

表 1 气体动压止推轴承基本参数

名称	数值
轴承外直径(R_2)/mm	38
轴承内直径(R_1)/mm	12
节距比 $b = \beta/\beta_p$	0.5
最小气膜厚度(h_{out})/mm	0.006
倾斜面高度(δ)/mm	0.024
气膜间隙(h_{in})/mm	0.03

1.2 止推轴承气膜间隙传热模型

箔片型动压气体止推轴承的变截面气膜间隙传热是非常复杂的,这和轴承独特的结构以及冷却空气的使用有关^[13]。如图 2 所示,在箔片气体止推轴承的正常工作状态下,气体由于粘性力的作用随止推盘一起运动,在气体流动过程中由于粘性耗散,气体运动的动能转换成热能,导致气膜温度升高。在止推盘旋转过程中,变截面气膜间

隙的气动热主要由两个部分组成:一部分是由于高速剪切流动产生的粘性耗散;另一部分是气体在变截面间隙内动压压缩效应带来的焓值提高。尽管空气的粘性较低,但是最小气膜厚度在微米级的条件下,高速旋转的止推盘带动气体运动,气膜内会产生很大的速度梯度,导致气膜间隙产生较强的热量^[14]。润滑气体从轴承一侧进入轴承间隙,同时冷却气体进入箔片背面与箔片产生对流换热从而冷却箔片。工程应用中,通常润滑气体和冷却气体无法分开供应,这使得润滑气体和冷却气体往往具有相同的进/出口条件变化。进口为高压供气,出口为封严或开敞。当出口封严时或在大气压条件下,可以假定为进/出口压力相同,此时由于供气压力和供气温度变化造成气体物性变化,从而使得气动热和冷却发生变化。当高压供气出口开敞时,润滑气体和冷却气体会因压比的变化而产生径向速度变化,从而影响气动热和冷却。

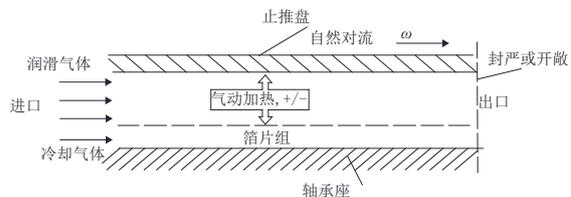


图 2 箔片型气体动压止推轴承传热模型

1.3 气膜热特性建模

在 UG 建模软件下对轴承气膜间隙进行参数化建模,变截面气膜模型如图 3 所示^[15]。设定环境参考温度为 $T_0 = 300\text{ K}$,环境参考压力为 $P_0 = 0.1\text{ MPa}$;在整个流体域模型中加载转速为 ω ; ρ 表示气膜间隙上各点到原点 $O(0,0)$ 的距离;止推盘表面和箔片表面均设为无滑移壁面条件,其中取 $\theta = 22^\circ$ 为气膜结构轴向中面。表 2 为不同条件下工况参数的变化范围。

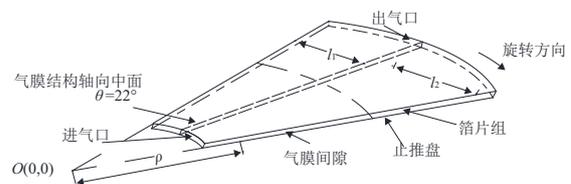


图 3 几何模型与边界条件设定

表 2 工况参数变化范围

名称	取值范围
转速(ω) 10^{-4} /(r/min)	1~5
进口温度/环境温度/($^\circ\text{C}$)	25~100
进口压力/环境压力/MPa	0.5~1.2

1.4 边界条件

边界条件设置如图 3 所示:外缘面为压力出口;内缘面为压力进口。本文中,止推盘表面采用旋转壁面条件;平箔片表面采用定壁面条件;两侧为旋转周期面。气膜间隙与止推盘设置为自然对流条件,其对流换热系数 $\alpha = 15$

$W/(m^2 \cdot K)$ 。

2 变截面气膜间隙热特性分析

2.1 不同工作条件下轴承气膜间隙无量纲温度场分布

图4所示为转速 $\omega=5 \times 10^4$ r/min时,不同条件下动压气体止推轴承变截面气膜间隙的无量纲温度分布图。图4a)为大气压条件下,环境温度 $T_0=300$ K时气膜的无量纲温度分布,气膜在靠近进口面和出口面温比较低,中间气膜温比随着气膜实际间隙的变小而增加,中部小气膜间隙处压力大,温比大,同时轴承的变截面气体从大气膜间隙到小气膜间隙是从低压区到高压区的压缩效应,温比增加。图4b)为环境压力 $P_0=1.0$ MPa,环境温度 $T_0=300$ K时气膜的无量纲温度分布(即进/出口压力均为1.0 MPa)。气膜温比最高点分布在靠近压力出口,变截面气膜间隙的斜面与平面交界处及 $\theta=22^\circ$ 的轴向中面附近。这是由于止推盘的线速度 $v=\omega r$ 随着半径的增大呈线性增大的缘故。在转速相同的情况下,半径越大,线速度增加,气动加热量增加,温比增加。在靠近出口处出现了小部分温比极低的区域,这是由于该区为负压区,外界气体由于压力的作用进入负压区进行冷却,且冷却效果明显,该小部分温度与环境温度保持一致。

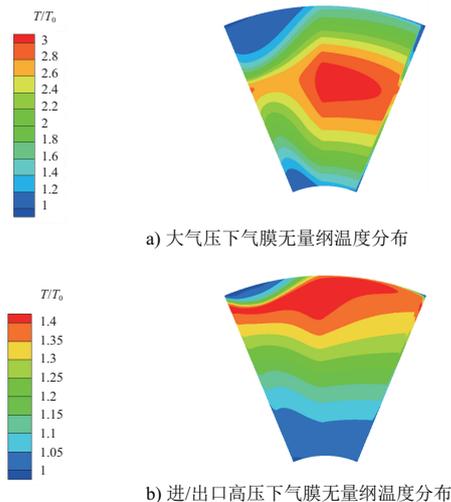


图4 不同条件下气膜无量纲温度分布情况

图5所示为不同条件下气膜轴向中段 $\theta=22^\circ$ 时扇面无量纲温度变化曲线。在大气压条件下,气膜在 $\rho=45$ mm处温比最高点 $T/T_0=3.13$,温度 $T=939$ K;在环境压力 $P_0=1.0$ MPa,环境温度 $T_0=300$ K时,气膜在 $\rho=62$ mm处温比最高点 $T/T_0=1.45$,温度 $T=435$ K,此时较大气压条件下温比降低了1.68,由于两端压力同时升高轴承间隙内的气体密度增加,气体运动碰撞变剧烈,气动加热量增加,温比增加。

2.2 进/出口压力同比变化时气膜间隙气动热特性变化规律

1) 转速对气膜间隙气动热特性的影响

图6所示为转速 ω 由 1×10^4 r/min~ 5×10^4 r/min变化

过程中,进/出口压力同比变化(环境温度 $T_0=300$ K,环境压力 $P_0=1.0$ MPa)时气膜无量纲温度的分布情况。随着转速的增加,气膜温比有明显的提升,转速和温比成正比的关系。随着止推盘转速的升高,轴承间隙的气体流速增加,气膜内速度梯度增加,气体剪切作用增强,气膜温比升高。温比最高点分布在靠近出口处,气膜间隙上各点角速度相同,线速度 $v=\omega r$ 。随着半径的增大,呈线性增大,半径越大,线速度增加,气动加热量增加,温比增加。

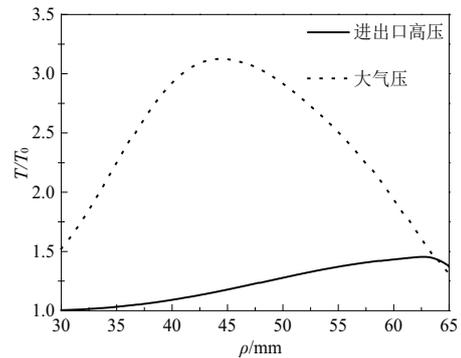


图5 不同条件下轴向中段 $\theta=22^\circ$ 时扇面无量纲温度变化曲线

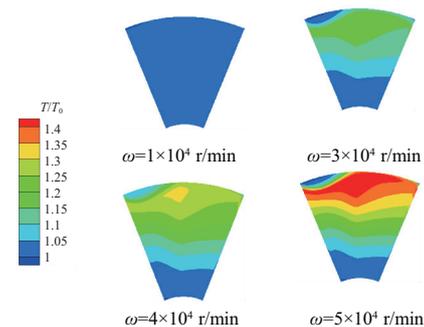


图6 进/出口高压下不同转速下气膜无量纲温度分布

图7为不同转速下轴向中段 $\theta=22^\circ$ 时扇面无量纲温度变化曲线。不同转速情况下气膜温比分布规律大体一致,均在 $\rho=62$ mm附近温比达到最高。当转速 $\omega=1 \times 10^4$ r/min时,气膜温比最高点 $T/T_0=1.02$,温度 $T=306$ K;当转速 $\omega=5 \times 10^4$ r/min时,气膜温比最高点 $T/T_0=1.45$,温度 $T=435$ K,温比升高了0.43。

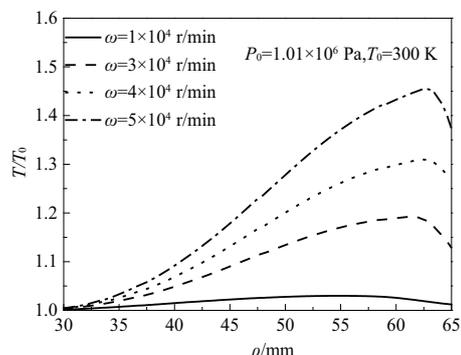


图7 不同转速下轴向中段 $\theta=22^\circ$ 时扇面无量纲温度变化曲线

2) 进/出口压力对气膜间隙气动热特性的影响

图 8 所示为转速 $\omega = 5 \times 10^4$ r/min, 环境温度 $T_0 = 300$ K 时, 进/出口压力同比变化 $P_0 = 0.5 \sim 1.2$ MPa 下气膜无量纲温度分布情况。气膜温比随着进/出口压力的增加而升高, 压力升高, 气体密度增加, 分子之间的碰撞变剧烈, 轴承间隙气膜的气动加热量增加, 气膜温比整体上升。

图 9 为不同进/出口压力下轴向中段 $\theta = 22^\circ$ 时扇面无量纲温度变化曲线。随着进/出口压力的增加, 在轴向中段面的最高温比对应的 ρ 取值略有前移。当进/出口压力 $P_0 = 0.5$ MPa 时, 气膜温比在 $\rho = 63$ mm 处取得最高, 气膜温比最高点 $T/T_0 = 1.25$, 温度 $T = 375$ K; 当进/出口压力 $P_0 = 1.2$ MPa 时, 气膜温比在 $\rho = 60$ mm 处取得最高, 气膜温比最高点 $T/T_0 = 1.54$, 温度 $T = 462$ K, 温比升高了 0.29。

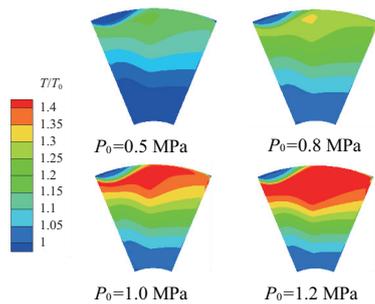
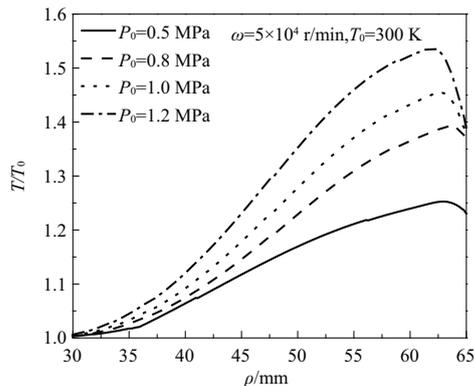


图 8 进/出口高压下气膜无量纲温度分布

图 9 不同进/出口高压下轴向中段 $\theta = 22^\circ$ 时扇面无量纲温度变化曲线

3) 进/出口温度对气膜间隙气动热特性的影响

图 10 所示为转速 $\omega = 5 \times 10^4$ r/min, 环境压力 $P_0 = 1.0$ MPa 时, 进/出口温度 $T_0 = 300$ K ~ 375 K 下气膜无量纲温度分布情况。随着进/出口温度的升高, 气膜温度升高, 温比下降。这是由于进/出口温度升高, 轴承间隙气体本身温度升高, 能量增加, 分子运动剧烈, 气动加热量增加, 导致温度大幅上升。可是由于进/出口温度升高, 润滑气体的冷却效果下降, 所以温比下降。

图 11 为不同环境温度下轴向中段 $\theta = 22^\circ$ 时扇面无量纲温度变化曲线。不同进/出口温度情况下气膜温比分布规律大体一致, 均在 $\rho = 60$ mm 附近温比达到最高。当进/出口温度 $T_0 = 300$ K 时, 气膜温比最高点 $T/T_0 = 1.45$, 温度 $T = 435$ K; 当进/出口温度 $T_0 = 375$ K 时, 气膜温比最高点 $T/T_0 = 1.31$, 温度 $T = 491$ K, 此时温度升高了 56 K, 温

比降低 0.14。

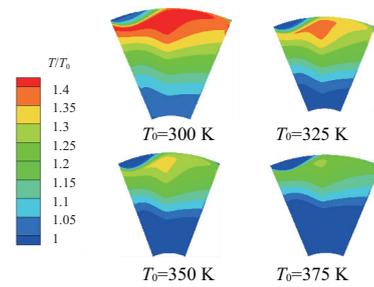
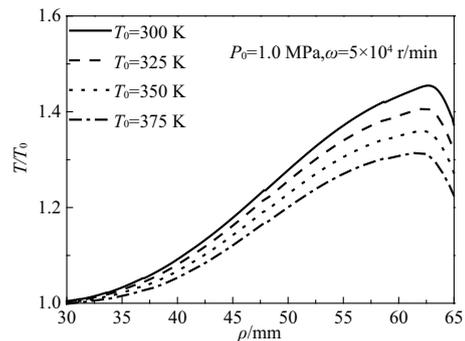


图 10 进/出口高压下气膜无量纲温度分布

图 11 不同环境温度下轴向中段 $\theta = 22^\circ$ 时扇面无量纲温度变化曲线

3 结语

本文通过数值仿真对动压气体止推轴承变截面气膜间隙气动热特性进行了分析。对进/出口压力同比变化工作条件下的气膜间隙无量纲温度分布进行了分析, 并计算了不同的转速、进气温度、进/出口压力等参数变化对气膜无量纲温度的影响, 得出以下结论:

1) 在大气压条件下环境温度 $T_0 = 300$ K 时, 气膜在靠近进/出口处温比较低, 周向中段气膜温比随着气膜间隙的变小而增加, 在最小气膜实际厚度处温比最高; 在单端进气进口压力 $P_1 = 1.0$ MPa, 进口温度 $T_1 = 300$ K 时, 温比最高点分布在最小气膜厚度与斜面的交界处及 $\theta = 22^\circ$ 的轴向中面附近且靠近压力进口处; 在进/出口压力同比变化 $P_0 = 1.0$ MPa, 环境温度 $T_0 = 300$ K 时, 气膜温比最高点在变截面气膜间隙的斜面与平面交界处及 $\theta = 22^\circ$ 的轴向中面附近且靠近压力出口处。

2) 在进/出口压力同比变化条件下, 气膜温比随转速的增加而增加, 随进气压力的增加而增加, 随进气温度的升高而减小。

参考文献:

- [1] 石卓奇. 波箔动压气体轴承承载特性的理论与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2016.
- [2] 闫佳佳. 弹性箔片动压气体止推轴承-转子系统动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [3] DellaCorte, C. A new foil air bearing test rig for use to 700°C and 70,000 rpm[J]. ASLE Transactions, 1998, 41(3): 335-340.

(下转第 63 页)