

文章编号:1000-8055(2010)05-1190-07

柔性支承浮环柱面气膜密封准动态特性分析

马 纲¹, 席 平¹, 沈心敏¹, 胡广阳²

(1. 北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 通过对柔性支承浮环柱面气膜密封系统工况特点和工作原理的研究,分析了该密封系统的设计分析要点;提出该密封系统的准动态特性计算分析方法,建立了基于旋转坐标系的系统稳态工作特性的数值计算模型;采用有限元法实现了密封气膜力学特性和密封稳态特性的计算仿真. 计算得到了反转轴间柔性支承浮环柱面气膜密封系统的主要密封特性参数随膜厚变化的特性曲线,为密封系统设计提供了理论基础.

关 键 词: 柔性支承; 柱面气膜; 准动态特性; 有限元法; 反转轴间密封

中图分类号: V233.42

文献标识码: A

Analysis of quasi-dynamic characteristics of compliant floating ring gas cylinder seal

MA Gang¹, XI Ping¹, SHEN Xin-min¹, HU Guang-yang²

(1. School of Mechanical Engineering and Automation,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Shenyang Aeroengine Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Based on the service conditions and working principle of a compliant floating ring gas cylinder seal, the key-points of the seal design and analysis were studied and the numerical calculation model was established on rotating reference frame. A quasi-dynamic characteristics analysis method was presented and the seal performance was analyzed quantitatively. Static characteristics of the seal and mechanical characteristics of the gas film were calculated through finite element method. According to the typical service conditions in counter-rotating shafts, the relationship of the seal performance parameters and the film thickness was obtained through numerical analysis and simulation.

Key words: compliant bearing; cylinder gas film; quasi-dynamic characteristics; finite element method (FEM); counter-rotating shafts seal

在类航空发动机高速柔性转子流体机械中,实现高速柔性转子系统的关键部位应用高性能气膜密封,以提高整机的工作效率、降低油耗、提高相关构件的耐久性和工作寿命,一直以来是人们

孜孜以求的目标^[1]. 这里存在两种特殊的工况条件:系统的三高(高界面滑速、高环境温度、高边界压差)和转子大的动态位移(源于剧烈振动、热力变形等)^[2].

收稿日期:2009-04-24; 修订日期:2009-06-29

基金项目:航空基金(20080451012)

作者简介:马纲(1967-),女,副教授,博士,主要从事流体动密封技术、机械设计方面的研究.

考察上述关键部位工况条件要求和柱面气膜密封的特点,柔性支承浮环柱面气膜密封系统结构在应对上述特殊工况方面具有独特的优势,合理定量的设计分析是该密封系统设计研究的基础^[3].类似于具有柔性弹支的箔轴承和箔密封的研究,在具有适应性的气膜密封系统研究中建立合理的理论分析模型十分困难,一直以来均以实验研究为主,理论分析严重滞后于实验研究^[4-6].本文针对柔性支承浮环柱面气膜密封系统型式,提出当量圆进动准动态平衡的设计分析方法,通过数值计算对密封气膜的特性进行分析,在上述工况下实现气膜密封系统各有关设计参数的定量设计和协调匹配.

1 分析方法

1.1 基本工作原理

柔性支承浮环柱面气膜密封系统的原理示意如图 1. 转子高速旋转使得转子轴颈和浮环之间产生动压密封气膜;浮环与静子之间的支承具有较大的柔性,使密封系统具有较大柔性支承特性,以排除系统中振动位移和变形等对密封副界面的干扰及不良影响,保证工作过程中所要求的最小气膜厚度;气膜和支承共同作用从而避免密封副表面之间的接触摩擦、磨损并实现良好的密封效果.转子系统的气膜密封可有部分支承刚性和阻

尼的效用,但它不同于支承、不需承受支反力,这为较大柔性支承和刚性气膜设计的实现提供了可能.

1.2 系统设计分析要点

参考图 1 原理示意,该类密封系统在高速柔性转子系统运转工况条件下设计分析的要点从以下方面予以考虑.

1.2.1 密封系统准动态定义

转子轴颈绕其中心 O_j 旋转(转速为 ω),在偏心惯性力作用下,其轴心 O_j 绕静子孔中心 O_s 进动;初始运动时,轴颈因旋转和进动使它在浮环上可能发生的接触和气膜的反力,驱使浮环中心 O_b 绕静子孔中心 O_s 一起进动;正常运转时,这种轴颈进动和浮环进动近似同步,即进动角速度 $\Omega = \Omega_b = \omega$,并假定为圆进动.轴颈和浮环之间只有相对的旋转,以此作为密封系统的设计分析基础.

在图 1 所示轴颈和浮环同步圆进动下, $r-t$ 坐标系也跟随一起进动旋转.如果在这个旋转坐标系上考察密封系统,又在系统是轴对称条件下,即可将该系统的进动状态下的工作状态看作为一种稳态工作状态,定义为准动态.在此准动态状态下,设计轴颈和浮环之间的密封气膜和相应的柔性支承结构有关的设计参数.可能出现的动态偏心位移引起的转子轴颈偏心圆进动采用当量转子偏心位移 e_{max} 进行近似.

1.2.2 密封系统的准动态设计分析要点

1) 密封气膜准动态设计分析

设计分析稳态的密封系统的轴颈和浮动环之间的气膜力学性能和密封性能,保证密封效果.气膜力学性能与密封界面的结构相关,根据力学性能设计密封界面的结构参数,同时为支承结构设计提供基础.

2) 密封浮动环力平衡条件下的参数协调匹配设计分析

以可能出现的当量转子偏心位移 e_{max} 作为设计条件,保证必要的最小气膜厚度 h_{min} ,在此基础上使气膜特性与弹支特性匹配,根据密封界面结构(气膜准动态特性分析确定)和弹性匹配关系分析设计支承结构^[7].

平衡设计需要以密封气膜准动态特性分析计算做为前提,因此气膜特性的准动态分析是系统准动态特性分析的关键.

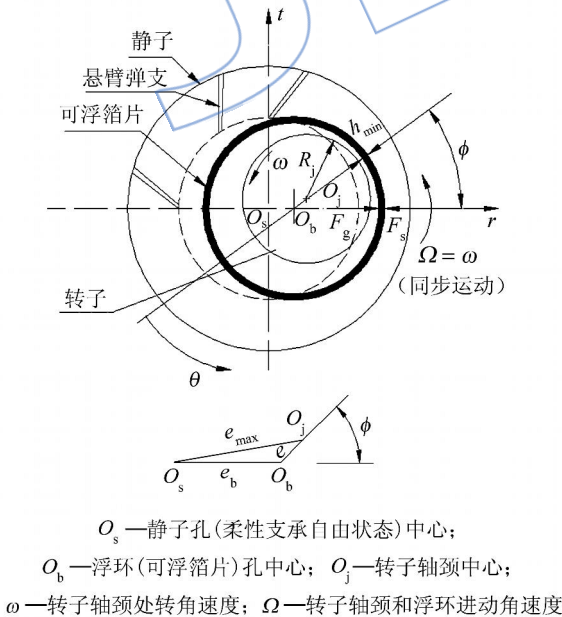


图 1 工作原理示意图
Fig. 1 Working principle of a compliant floating ring gas cylinder seal

2 气膜特性数值计算理论基础

2.1 气膜压力场数值计算基础

2.1.1 轴颈和浮环之间气膜的控制方程

图 2 给出了轴颈和浮环同步圆进动状态时在旋转坐标系下的简化分析模型。

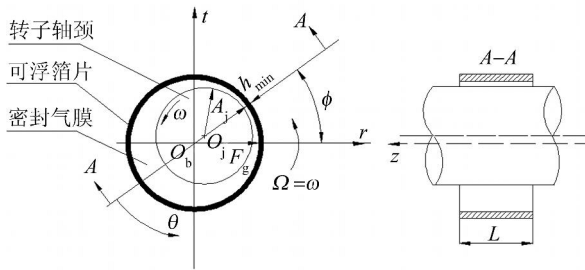


图 2 旋转坐标系中的简化模型

Fig. 2 Model of the gas film seal in rotat coordinates

描述柱面密封气膜压力,能计及可变黏度、双柱面旋转、并相对进动的瞬态三维压力微分方程,即较广义的雷诺方程为^[8-9]

$$\frac{1}{R_j^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(\omega_b + \omega_j - 2\Omega) \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

对于该类密封系统中浮环与转子轴颈之间的动压气膜,浮环与转子轴颈一起进动,浮环周向限转、径向可浮,浮环与转子轴颈相互之间只有相对转动;其所建立的气膜动压力场是随着它们的进动而在空间旋转的,在旋转坐标系中考察该气膜压力场是一个稳定的压力场。旋转坐标系中的该稳态压力场微分方程为

$$\frac{1}{R_j^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} \quad (2)$$

采用无量纲参数

$$\bar{p} = \frac{p}{p_a}, \quad \bar{z} = \frac{z}{L}, \quad \bar{h} = \frac{h}{c}, \quad \bar{B} = \frac{L}{D_j}.$$

对应的无量纲压力方程为

$$\frac{1}{R_j^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{2} \frac{p_a^2 c^3}{\eta R T} \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{L^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{1}{2} \frac{p_a^2 c^3}{\eta R T} \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{z}} \right) = 6 \frac{p_a c}{R T} \omega \frac{\partial(\bar{p} \bar{H})}{\partial \theta}$$

进一步简化为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{H^3} \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R_j}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{1}{\bar{H}^3} \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial(\bar{p} \bar{H})}{\partial \theta} \quad (3)$$

式中 h 为气膜厚度, ω 为相对转速, c 为半径间隙, p 为气膜压力, p_a 为高压边界压力, η 为气膜黏度, L 为浮动环轴向宽度, R_j, D_j 为轴颈半径、直径, $\bar{B}$ 为宽径比, $\Lambda = 6 \left(\frac{R_j}{c} \right)^2 \frac{\eta \omega}{p_a}$ 为可压缩数。

2.1.2 数值计算分析基础

采用有限元的分析方法进行压力场的数值分析计算。数值求解的基本思路为:基于微分方程等效积分提法的加权余量思想,使用伽勒金法对柱面气膜压力微分方程改造得到其等效积分形式,进而得到更利于使用的弱形式而建立起单元刚度矩阵,组集为整体压力场方程组,引入对应的边界条件,确定压力场分布的数值解^[10]

柱面气膜密封压力场数值计算的强制边界条件,周期边界条件,计算解域及单元划分如图 3 所示。

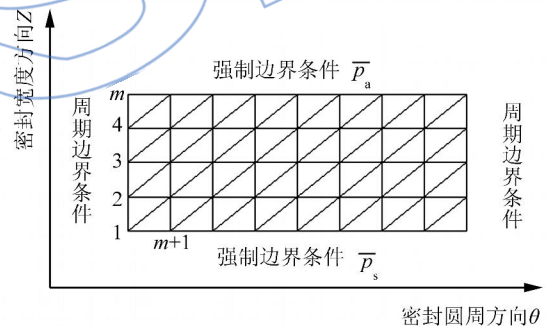


图 3 柱面气膜密封计算域

Fig. 3 Calculation domain of gas cylinder seal

解域范围

$$\theta: 0 \sim 2\pi; \quad \bar{z}: 0 \sim 1$$

周期性边界条件

$$\bar{p}(\theta, \bar{z}) = \bar{p}(\theta + 2\pi, \bar{z})$$

强制性边界条件

$$\begin{aligned} \bar{z} = 0 \text{ 时}, \bar{p} &= \bar{p}_s; \\ \bar{z} = 1 \text{ 时}, \bar{p} &= \bar{p}_a. \end{aligned}$$

选择三角形单元。解域分割时注意:尽量利用周期性简化求解域;如果在解域内有螺旋槽等阶梯面,应使槽台界线落在单元网格边界上。

单元编号时注意:按照图 3 所示进行顺序编

号,较先编待求节点再编边界节点的编号方法更容易实现网格的离散化;边界条件的引入需要记录边界节点的编号后再引入;方程可以压缩存储,但可能会引起后续压缩矩阵与完整矩阵对应关系和后续编程的复杂.

2.2 密封气膜的稳态特性

在柱面气膜的压力场数值计算结果基础上,可以求得气膜的稳态密封特性.

无量纲气膜反力

$$\left. \begin{aligned} \overline{F_r} &= \frac{F_r}{p_a R_j L} = \iint_0^{2\pi} (\overline{p} - 1) \cos \overline{\theta} d\overline{\theta} d\overline{Z} \\ \overline{F_t} &= \frac{F_t}{p_a R_j L} = \iint_0^{2\pi} (\overline{p} - 1) \sin \overline{\theta} d\overline{\theta} d\overline{Z} \\ \overline{F_g} &= \sqrt{\overline{F_r}^2 + \overline{F_t}^2} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

无量纲气膜刚度

$$\overline{K_{rr}} = \frac{\overline{F_g} \cos \phi \cdot e}{c} \quad (10)$$

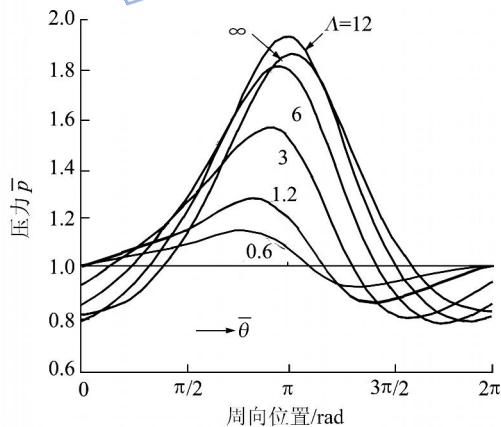
偏位角

$$\phi = \arctan \left(\left| \frac{\overline{F_t}}{\overline{F_r}} \right| \right) \quad (11)$$

无量纲密封泄漏

$$\overline{Q_z} = \int_0^{2\pi} \left(-\frac{\overline{H}^3}{12} \frac{\partial \overline{p}}{\partial \overline{z}} \right) d\overline{\theta} d\overline{Z} \quad (12)$$

无量纲摩擦转矩



(a) 参考文献[11]计算结果

3 算例验证

为验证上述分析方法和有关计算程序,进行相关的算例验证.

3.1 压力场数值计算算例

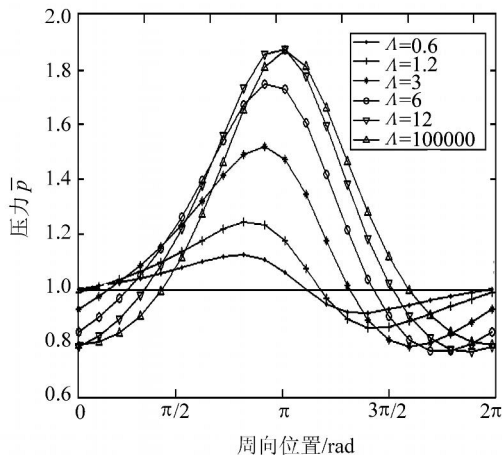
针对全周圆轴承和轴颈旋转的动压气体轴承压力场分布进行分析计算,在与参考文献[11]相同的轴承几何及其运转条件下,对不同的可压缩数,本文所用有限元法编制的程序计算结果与参考文献采用的有限差分方法计算结果进行比较(图4).

对比计算结果可以看出,两种计算结果基本吻合,表明本文对气膜力学性能分析和计算的方法和结果可信.

3.2 气膜特性数值计算算例

在宽径比为1的条件下,将本文所用有限元法编制的程序计算结果与参考文献[12]中 Cheng H S和 Pan C H T使用有限差分数值计算方法对动压气体轴承特性计算的结果进行比较(图5).

可以看出,偏位角和无量纲气膜反力随可压缩数的变化曲线一致性较好.表明本文对气膜特性分析和计算的方法和结果可信.



(b) 本文计算结果

图4 压力场数值计算比较

Fig. 4 Comparison of pressure calculated results

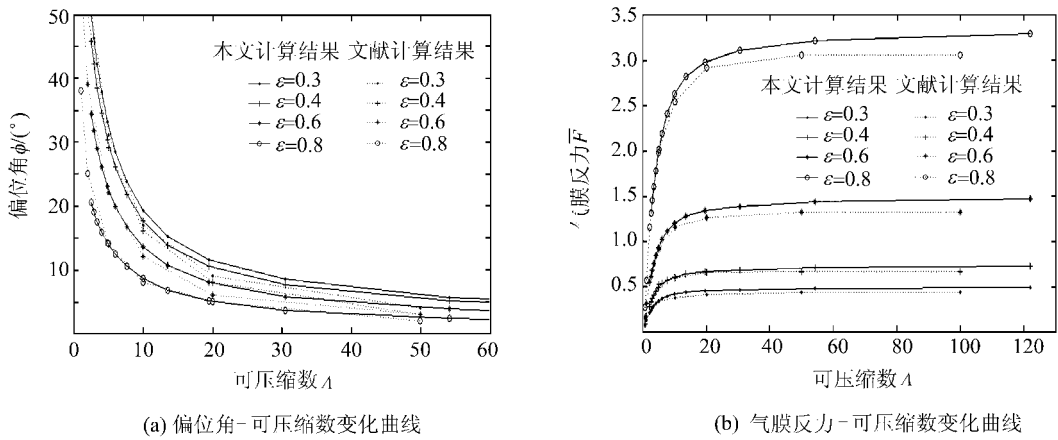


图 5 气膜特性数值计算比较
Fig. 5 Comparison of curve of gas film characteristic

4 典型算例计

以某高速转子反转轴间处的工作条件作为典型工况,采用大柔性支承浮环柱面气膜密封系统,通过准动态分析计算,对其密封特性进行分析预测.典型算例计算参数见表 1.

表 1 轴间密封计算参数
Table 1 Calculation parameters of counter-rotating shafts seal

参数	数值
转子转速 ($n = n_1 + n_2$) / (r/min)	25 000
下游气体压力 p_a / MPa	0.11
转子轴颈直径 D / 10^{-3} m	160
密封宽度 L / 10^{-3} m	40
上游气体温度 t / $^{\circ}\text{C}$	480
气体动力黏度 η / 10^{-5} (Pa · s)	1.932
气体密度 ρ_0 / (kg / m^3)	1.1614
上游气体压力 p_s / MPa	0.11, 0.20, 0.32, 0.45

图 6 为偏心率 0.5、气膜厚度 0.01 mm 时不同边界压力下密封宽度中点处气膜压力沿周向位置变化曲线.存在高低边界压差和轴向尺寸较小的密封压力场的分布形式,明显有别于普通动压气膜轴承的压力场,压力分布出现很大的变化,直接导致密封特性的变化.

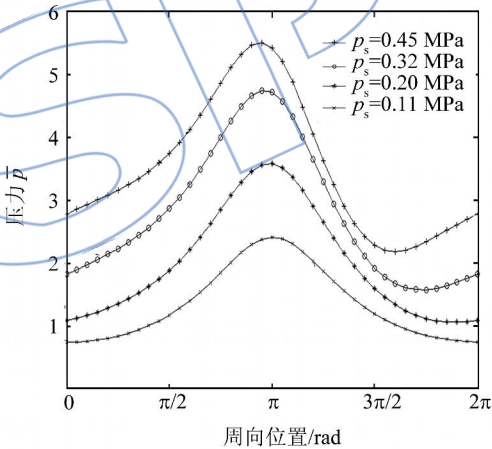
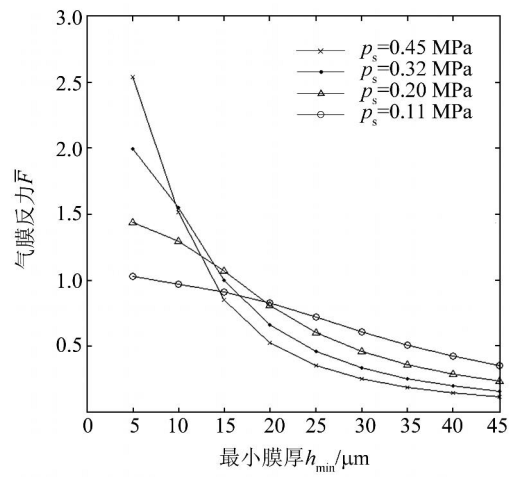


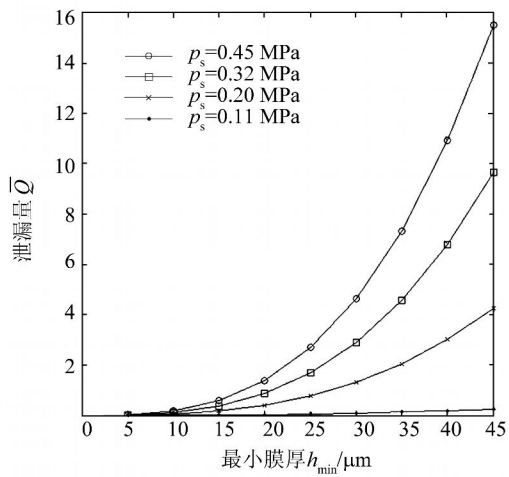
图 6 中面压力沿周向位置变化曲线
Fig. 6 Curve of middle pressure variation against circle position

图 7(a), (b), (c) 分别为不同边界压力条件下气膜反力、气膜刚度和偏位角随最小膜厚变化的情况.从计算结果可以看出,气膜反力的变化和刚度变化的趋势一致,在不同边界压力下,随着气膜厚度的增大,气膜反力和气膜刚度明显减小.

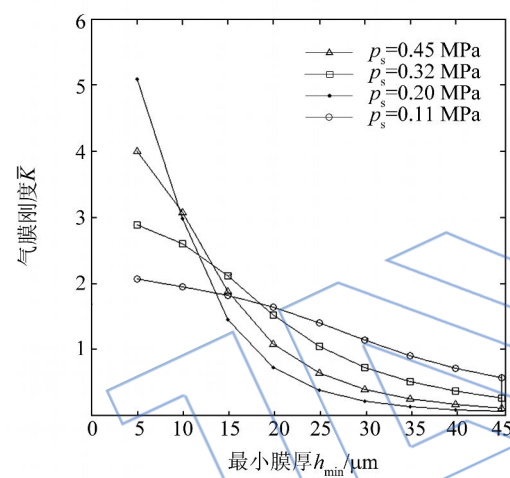
图 8(a), (b) 为不同边界压力条件下密封泄漏量和摩擦转矩随膜厚的变化情况.从计算结果可以看出,不同边界压差下,随着气膜厚度的增加,泄漏量均明显增大;边界压力的变化对摩擦转矩影响很小,随膜厚的增大,摩擦转矩呈减小趋势,且减小量逐渐减少.



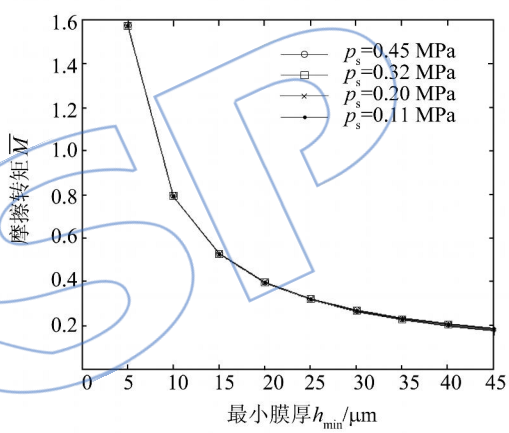
(a) 气膜反力



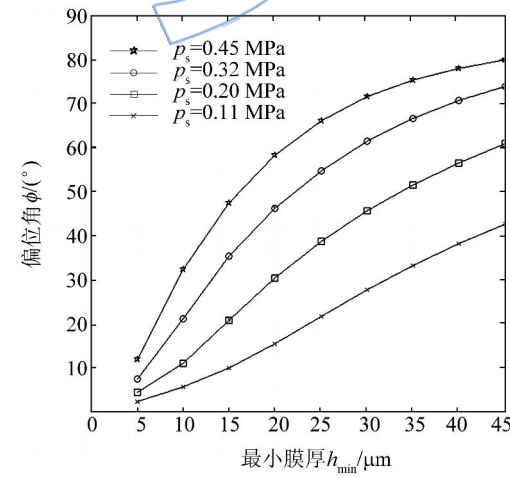
(a) 泄漏量



(b) 气膜刚度



(b) 摩擦转矩



(c) 偏位角

图7 气膜特性变化曲线

Fig. 7 Curve of characteristic variation of gas film

图8 密封特性变化曲线

Fig. 8 Curve of characteristic variation of seals

5 结 论

- 1) 在对大柔性支承浮环柱面气膜密封系统工况特点和工作原理研究的基础上,提出该密封系统的设计分析要点和准动态分析的思想,实现系统稳态工作状态下的性能分析和预测.
- 2) 建立了准动态密封气膜的压力方程和密封特性分析的理论模型,通过有限元法进行了密封气膜力学特性和系统密封特性的数值仿真计算,为柱面气膜密封系统设计提供了理论基础.
- 3) 计算结果与文献的比较表明了本文方法的正确性;通过准动态分析方法,得到了反转轴间大柔性支承浮环柱面气膜密封系统的主要密封特性变化曲线.该数值分析计算方法在仿真计算中体现出良好的收敛性.
- 4) 针对柱面气膜密封设计理论和方法的研究非常有限,本文针对大柔性支承浮环柱面气膜

密封系统型式所提出的准动态特性分析方法以及有关设计考虑,为其他类型的柱面气膜密封系统的研究也提供了一定的参考。

参考文献:

- [1] Mavhew E R, Bill R C, Voorhees W J. Military engine seal development: potential for dual use [R]. AIAA-94-2699, 1994.
- [2] Steinetz B M, Hendricks R C. Engine seal technology requirements to meet NASA's advanced subsonic technology program goals[R]. AIAA-94-2698, 1994.
- [3] 沈心敏, 刘玉川, 马纲, 著. 航空燃气轮机摩擦学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2008.
- [4] Heshmat H, Hermel P. Compliant foil bearing technology and their application to high speed turbine machinery [C]// The 19th Leeds-Lyon Symposium on Thin Film in Tribology-From Micro Meters to Nino Meters. United Kingdom: Elsevier Science Publishers B. V., 1993: 559-575.
- [5] Heshmat H. Operation of foil bearings beyond the bending critical mode[J]. Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 2000, 122(1): 192-198.
- [6] Radil K, Howard S, Dykas B. The role of radial clearance on the performance of foil air bearings [J]. Tribology Transactions, 2002, 45(4): 485-490.
- [7] Salehi M, Heshmat H. On the fluid flow and thermal analysis of a compliant surface foil bearing and seal[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(2): 318-324.
- [8] 马纲, 徐万孚, 徐广州, 等. 建立雷诺方程的一种新概念[J]. 润滑与密封, 2006(9): 24-30.
MA Gang, XU Wanfu, XU Guangzhou, et al. A new conception on deduction of Reynolds equation [J]. Lubrication and Seal, 2006(9): 24-30. (in Chinese)
- [9] Pinkus O. The reynolds centennial: a brief history of the theory of hydrodynamic lubrication[J]. Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 1987, 109: 2-15.
- [10] 刘雨川. 端面气膜密封特性研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1999.
LIU Yuchuan. Behavior of gas film face seal [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1999. (in Chinese)
- [11] 孙大成. 润滑力学原理[M]. 北京: 中国友谊出版社, 1991.
- [12] 王云飞. 气体润滑理论与气体轴承设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.