

文章编号:1000-8055(2012)01-0190-08

用于转子系统的气膜密封阻尼结构稳态特性

王 虹, 洪 杰, 马艳红

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对航空发动机转子既转动又进动的运转情况, 推导用于转子系统的带金属橡胶弹性外环的气膜密封阻尼结构(gas film seal damper, GFSD)雷诺方程. 基于 GFSD 运动方程和位移协调关系, 建立转子—气膜—金属橡胶三者之间的流固耦合关系, 确定稳态压力场求解流程, 并提出金属橡胶刚度的定量设计方法. 采用有限差分法求解稳态压力场. 研究 GFSD 工作参数和结构参数对稳态特性的影响, 为 GFSD 结构参数设计提供参考. 最后与直通式篦齿封严的泄漏量进行比较. 结果表明: 合理设计金属橡胶刚度能够使 GFSD 自适应地调节气膜间隙; 在保证动压润滑的基础上, 选取大长径比、小金属橡胶刚度和密封间隙能够使 GFSD 具有良好的稳态特性; GFSD 的泄漏量远小于直通式篦齿封严, 能够满足现代航空发动机中高进出口压比下的封严需要.

关 键 词: 转子系统; 气膜密封; 金属橡胶; 稳态特性; 参数设计

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Steady-state properties of gas film seal damper used in a rotor system

WANG Hong, HONG Jie, MA Yan-hong

(School of Jet Propulsion,

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

Abstract: In order to describe the movement of rotor system in an aero-engine that combines the rotation and procession together, the Reynolds equation of gas film seal damper (GFSD) was deducted. The fluid-solid coupling relationship among rotor, gas film and metal rubber ring was constructed based on the movement equation and displacement coordinated relationship, so the solution process of steady-state pressure field was clear and the design method for the stiffness of metal rubber was put forward. The finite difference method was employed to solve the steady-state pressure field, and the effects of working parameters and structural parameters on the steady-state properties were analyzed, which could provide references for the structural design of GFSD, and finally the mass flow-rate between GFSD and straight labyrinth seal was compared. The results show that the appropriate stiffness of metal rubber can make GFSD adjust the clearance of gas film adaptively. In order to maintain a dynamic lubrication condition, the larger the ratio of length and diameter, and the smaller the stiffness of metal rubber and clearance of gas film is, the better the steady-state properties are. The mass flow-ratio of GFSD is much less than that of straight labyrinth seal, and therefore GFSD could meet the requirements of the seals in advanced aero-engines.

收稿日期: 2011-03-07; **修订日期:** 2011-06-22

基金项目: 航空基金(2006ZB51028); 凡舟青年科研基金(20060403)

作者简介: 王虹(1981—), 女, 辽宁大连人, 博士生, 主要从事转子动力学研究.

Key words: rotor system; gas film seal; metal rubber; steady-state properties; parameter design

航空发动机转子系统中约有几十处流体动密封,例如在转子叶尖、级间、压气机出口、涡轮入口及轴承腔等处。流体动密封工作性能的好坏直接且显著地影响整机的工作性能。在当前技术水平下,气动学家在发动机设计上花很大力气作改进才能使发动机耗油率降低 $0.1\% \sim 0.2\%$,而气封设计的改进不难使耗油率降低 $1\% \sim 2\%$ ^[1]。传统封严装置难以满足现代航空发动机追求高性能指标的需要。篦齿封严在减小泄漏和避免碰摩之间呈现出难以调和的矛盾。刷式封严的磨损寿命,尤其是高温高速的寿命使其封严性能变得极为严峻而受到限制。

动压气膜密封技术是基于气体动压原理,在密封端面间形成稳定的超薄动压气膜,气膜厚度一般约为 $3 \sim 13 \mu\text{m}$ ^[2],较适宜在航空发动机这种高界面转速和高环境温度下的旋转机械上工作。端面气膜密封技术已在地面工业用鼓风机和压缩机等高速流体机械上大量成功使用^[3-4],但在航空发动机上尚未有成功应用的实例,这受其特殊的结构形式和运行工况制约。

与地面设备不同,航空发动机转子系统的结构紧凑单薄,在频繁起停车、机动载荷和离心载荷作用下会引起转子较大的偏心振动,其进动径向位移常能达到 $0.2 \sim 0.5 \text{ mm}$ ^[5],约为动压气膜厚度的数倍甚至数十倍,这是在转子系统中应用气膜密封的最大障碍。因此开始考虑对密封装置在径向进行柔性设计。最具代表性的是 Salehi 和 Heshmat 提出的柔顺箔密封,研究结果表明:其泄漏量仅为刷密封的 30% ,而表面并未发现明显的接触和磨损痕迹;但其波形柔顺弹性支承很难定量设计和预测性能,限制了其应用推广^[6-7]。柔顺轴密封^[5]和混合浮动刷密封^[8]仅是新颖概念,并未对其进行深入的理论和试验研究。国内对轴向气膜密封的研究刚起步,相关的研究资料很少。马纲等^[9]采用准动态设计方法计算了柔性支承浮动环柱面密封的稳态性能,但稳态压力场的求解没有考虑柔性支承与气膜间的耦合关系。新近,洪杰等^[10]对仅考虑轴颈自转的气膜密封阻尼结构的稳态性能进行了研究。

针对航空发动机转子系统的流体动密封和振动问题,基于动压气体润滑原理,采用功能性阻尼材料金属橡胶(metal rubber, MR)^[11-12]作为弹性

外环,提出一种新型气膜密封阻尼结构(gas film seal damper, GFSD)。本文考虑转子既转动又进动的运转情况,推导适用于 GFSD 的雷诺方程,建立转子—气膜—金属橡胶三者力的平衡关系,并进行金属橡胶刚度的定量设计。在此基础上,求解 GFSD 气膜压力场。通过计算 GFSD 稳态特性参数,分析工作参数和结构参数对气膜密封阻尼结构稳态性能的影响情况,得到 GFSD 参数设计方法,最后与直通式篦齿封严的泄漏量进行比较。

1 GFSD 工作机理

用于转子系统的气膜密封阻尼结构示意图如图 1 所示,其中将金属橡胶弹性外环等效为刚度阻尼元件,得到图 2 所示的物理模型图,图中虚线表示浮动环和转子轴颈的初始位置。

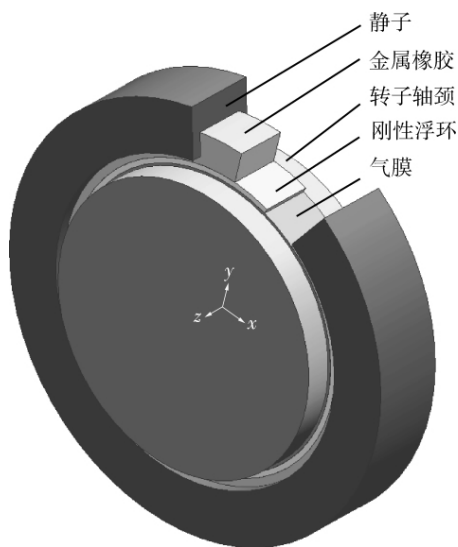


图 1 用于转子系统的气膜密封阻尼结构示意图

Fig. 1 Structure of GFSD used in a rotor system

气膜密封阻尼结构的工作机理是:气流从一侧进入 GFSD,在刚性浮动环和转子之间形成一层动压润滑气膜。GFSD 运转时,转子轴颈不仅绕其中心 O_j 转动,由于偏心作用,轴颈中心 O_j 还绕固定坐标系 $x-y$ 中心 O 进动。在转动和进动的共同作用下产生的气膜力驱使浮动环中心 O_b 绕 O 一起进动,挤压金属橡胶弹性外环产生径向变形。与此同时,金属橡胶的刚性力和阻尼力限制了浮动环的径向移动,使气膜压力场发生改变而影响转子轴颈的运动。因此,转子—气膜—金属橡胶三

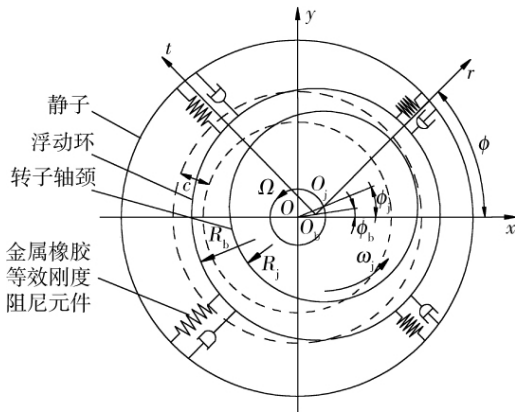


图 2 用于转子系统的气膜密封阻尼结构物理模型图
Fig. 2 Physical model of GFSD used in a rotor system

者构成一个流固耦合系统. 与刚性外环不同, 设计合理的弹性外环不仅能改变气膜压力场的分布, 而且可以自动调节气膜厚度, 减小碰摩发生的可能性. 浮动环与转子之间小间隙的节流作用能够限制气体轴向泄漏, 同时金属橡胶与气膜共同作用对转子产生阻尼. 因此 GFSD 具有封严和阻尼的双重作用.

2 GFSD 数学模型

2.1 GFSD 雷诺方程

双柱面旋转定黏度、可压缩流体广义雷诺方程的极坐标形式^[13]为

$$\frac{1}{R_j^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu(U_1 + U_2) \frac{\partial(\rho h)}{R_j \partial \theta} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

GFSD 的运动情况如图 3 所示. 根据图中的速度关系可得:

$$\begin{cases} u_1 = R_j \omega_j + \dot{e}_j \sin(\theta + \phi - \phi_j) - e_j \dot{\phi}_j \cos(\theta + \phi - \phi_j) \\ v_1 = -\dot{e}_j \cos(\theta + \phi - \phi_j) - e_j \dot{\phi}_j \sin(\theta + \phi - \phi_j) \\ u_2 = \dot{e}_b \sin(\theta + \phi - \phi_b) - e_b \dot{\phi}_b \cos(\theta + \phi - \phi_b) \\ v_2 = -\dot{e}_b \cos(\theta + \phi - \phi_b) - e_b \dot{\phi}_b \sin(\theta + \phi - \phi_b) \end{cases} \quad (2)$$

经过化简可得

$$\begin{cases} u_1 - u_2 = R_j \omega_j + \dot{e} \sin \theta - e \dot{\phi} \cos \theta \\ v_2 - v_1 = \dot{e} \cos \theta + e \dot{\phi} \sin \theta \end{cases} \quad (3)$$

由于气膜厚度 $h = c + e \cos \theta$, 则可得

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \dot{e} \cos \theta, \quad \frac{\partial h}{\partial \theta} = -e \sin \theta \quad (4)$$

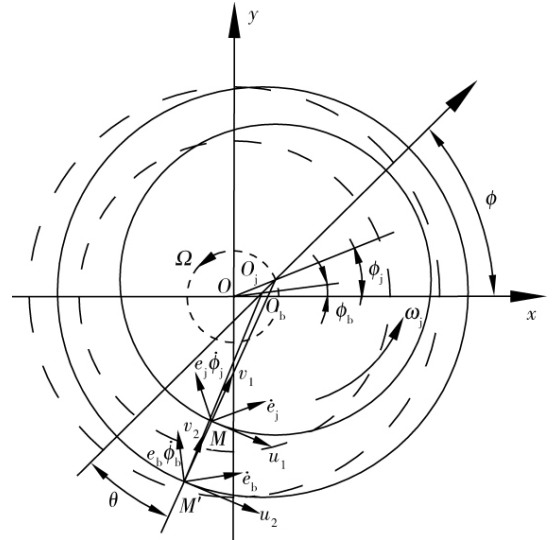


图 3 GFSD 运动情况
Fig. 3 Movement of GFSD

将式(3)和(4)代入式(1), 忽略 $c/R_j, e/R_j$, 化简得

$$\frac{\partial}{R_j^2 \partial \theta} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu(\omega - 2\dot{\phi}) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (5)$$

当 GFSD 稳态运转时, 式(5)右端第二项为 0, 且有 $\dot{\phi}_b = \dot{\phi}_j = \dot{\phi} = \Omega = \omega_j = \omega$, 则将式(5)化简并进行无量纲处理可得

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = (\Lambda_\omega - 2\Lambda_\Omega) \frac{\partial(\bar{p} \bar{h})}{\partial \theta} \quad (6)$$

式(6)即为 GFSD 无量纲稳态雷诺方程. 式中各无量纲参数定义为: $\bar{h} = h/c; \bar{p} = p/p_a; \bar{z} = z/(L/2)$; 其中 p 为气膜压力; μ 为气体动力黏度; L 为 GFSD 的轴向长度; D 为转子直径, 现定义 L/D 为长径比. $\Lambda = 6\mu\omega R_j^2/p_a c^2$, 称为可压缩数, 为了区别起见, 将转子轴颈转动可压缩数记为

Λ_ω , 进动可压缩数记为 Λ_Ω . 可压缩数综合反映了气膜密封阻尼结构的结构参数和工作参数, 是直接影响 GFSD 压力场分布形式的重要参数.

对于稳态运转的 GFSD, 有 $\Lambda_\omega = \Lambda_\Omega = \Lambda$, 但式(6)中的 $\Lambda_\omega - 2\Lambda_\Omega$ 并不能做代数化简. 这是因为由转动楔形效应引起的气膜压力分布, 理论上是在 $0 \sim \pi$ 区域, 而由进动挤压效应引起的气膜压力分布理论上在 $\pi \sim 2\pi$ 区域. 因此, 需要分别求轴颈仅转动和轴颈与浮动环同步进动的气膜压力场, 再在全解域 ($0 \sim 2\pi$) 上对全部相应压力采用向量求和.

2.2 GFSD 运动方程和位移协调

从 GFSD 的工作机理可知, 转子—气膜—金属橡胶三者构成了一个流固耦合系统, 当 GFSD 稳态运转时, 这三个组件必须同时满足力的平衡和位移协调这两个条件.

GFSD 的受力关系如图 4 所示. 图中 e_j 为轴颈偏心距, e_b 是浮动环偏心距, e 是相对偏心距, β 是轴颈滞后相位角. 建立 GFSD 运动方程时考虑以下载荷:

1) 径向气膜力

$$F_r = F'_r$$

2) 周向气膜力

$$F_t = F'_t$$

3) 金属橡胶弹性恢复力

$$F_k = k_{mr}e_b \quad (7)$$

4) 金属橡胶阻尼力

$$F_d = d_{mr}e_b\Omega \quad (8)$$

5) 外力 W , 与转子系统自身属性有关.

忽略浮动环质量, 可得到

$$\begin{cases} F_r \cos(\phi - \phi_j) - F_t \sin(\phi - \phi_j) = W \cos \beta \\ F_r \sin(\phi - \phi_j) + F_t \cos(\phi - \phi_j) = W \sin \beta \\ F_r \cos(\phi - \phi_b) - F_t \sin(\phi - \phi_b) = F_k \\ F_r \sin(\phi - \phi_b) + F_t \cos(\phi - \phi_b) = F_d \end{cases} \quad (9)$$

式(9)即为 GFSD 稳态运转时的运动方程.

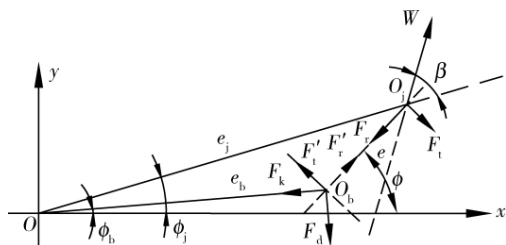


图 4 GFSD 受力分析

Fig. 4 Mechanical analysis of GFSD

此外, 从图 4 中三个偏心距的几何关系得到

$$\cos(\phi - \phi_j) = \frac{e^2 + e_j^2 - e_b^2}{2ee_j} \quad (10)$$

$$\cos(\phi - \phi_b) = -\frac{e^2 + e_b^2 - e_j^2}{2ee_b} \quad (11)$$

式(11)和式(12)即为 GFSD 稳态运转时的位移协调方程.

从雷诺方程(6)以及气膜厚度的无量纲形式 $\bar{h} = 1 + \epsilon \cos \theta$ 可知, 在工作参数和结构参数一定的条件下, 相对偏心率 ϵ 直接决定了气膜压力场和气膜力的大小. 将式(7)和式(8)代入式(9)中可得

$$e_b = \sqrt{\frac{F_r^2 + F_t^2}{k_{mr}^2 + d_{mr}^2 \Omega^2}} \quad (12)$$

因此, 在给定相对偏心率 ϵ 的情况下, 便可得到浮动环偏心距 e_b . 将 e_b 代入位移协调方程(11)中可得到 $\phi - \phi_b$, 进而可求得轴颈偏心率 ϵ_j 和 $\phi - \phi_j$.

为了便于随后研究比较参数对稳态特性的影响规律, 避免转子系统自身属性对规律的影响, 在此直接给定径向振动量 (即已知轴颈偏心率 ϵ_{j0}), 通过建立 GFSD 的运动方程, 迭代得到在给定振动量条件下 GFSD 稳态运转时的相对偏心率 ϵ , 以最终迭代得到的轴颈偏心率 ϵ_j 与 ϵ_{j0} 满足精度要求为止. 此时对应的结果即为在给定振动量下的 GFSD 稳态气膜压力场.

2.3 GFSD 流场边界条件和求解方法

GFSD 稳态压力场求解的边界条件如下:

1) 强制性压力边界条件

$$\left. \begin{aligned} \bar{p} &= \bar{p}_{in}, \bar{z} = -1 \\ \bar{p} &= \bar{p}_{out}, \bar{z} = 1 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

2) 周期性压力边界条件

$$\bar{p}(\theta, \bar{z}) = \bar{p}(\theta + 2\pi, \bar{z}) \quad (15)$$

采用有限差分法将微分方程组化为差分方程组, 通过 Newton-Raphson 法将有限差分得到的非线性方程组线性化, 并结合以上稳态压力边界条件, 采用 Matlab 软件编程求解气膜压力场.

2.4 金属橡胶刚度的定量设计方法

金属橡胶不同于传统柔性支承结构的最大特点是不仅具有高阻尼性能, 而且其刚度可进行定量设计. GFSD 中的金属刚度确定, 一方面需要防止由于金属橡胶刚度过大引起转静子间的碰摩, 必须考虑转子系统运转过程中的最大径向偏移, 另一方面必须保证能够维持动压润滑的最小气膜厚度. 基于以上两点, 可得到转子轴颈最大偏心率

$\epsilon_{j\max}$ 和最大相对偏心率 $\epsilon_{\max}$, 对于给定结构参数的 GFSD, 便可迭代得到能够保证 GFSD 稳定运转的最大刚度 $k_{mr\max}$. 直到 ϵ_j 与 $\epsilon_{j\max}$ 的精度满足要求为止. 最后选取 $k_{mr} \leq k_{mr\max}$ 即可, 具体 k_{mr} 对 GFSD 稳态特性的影响见随后分析.

3 GFSD 稳态特性

3.1 GFSD 稳态压力场分布

为了研究 GFSD 稳态压力场分布的基本特点, 现选取一组基本参数进行分析, 随后的分析均以此为参考进行研究: $\bar{p}_{in} = 1.5, \bar{p}_{out} = 1.0, L = 0.03\text{ m}, D = 0.1\text{ m}, c = 13\text{ }\mu\text{m}, \epsilon_j = 5, k_{mr} = 2 \times 10^6\text{ N/m}, \omega = 5512\text{ r/min}$ (带鼠笼弹支刚性转子系统的一阶临界转速, 对应可压缩数 $\Lambda = 9.22$), 通过计算得到在以上参数条件下稳态运转时的偏心率 $\epsilon = 0.426$. 图 5(a) 和图 5(b) 分布给出 GFSD 稳态压力场分布三维图和等高线图. 图 6 分别给出在 $\bar{z} = 0$ 时, 转子轴颈仅转动、仅进动的周向压力分布, 以及两者叠加后 GFSD 沿周向的压力分布情况. 从两图中可以看出, GFSD 稳态压力场是转子转动压力场和进动压力场在全解域上的叠加结果. GFSD 稳态压力场的最大值出现在 π 附近.

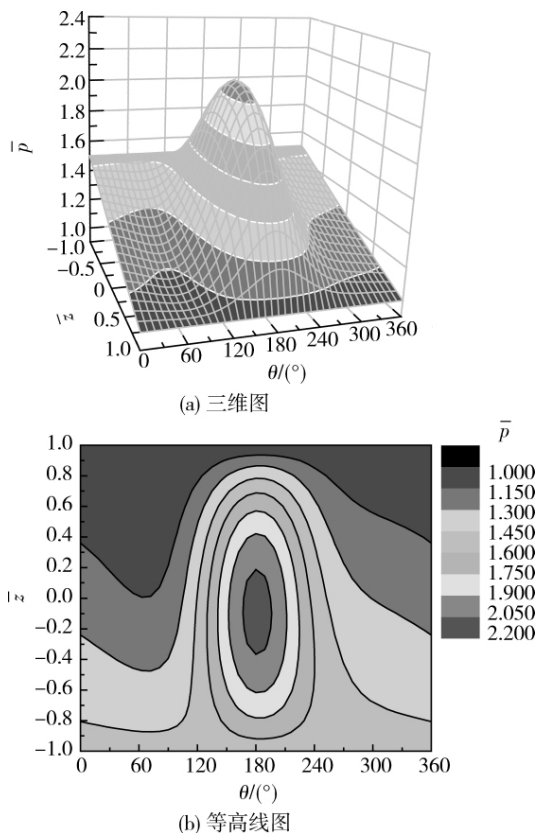


图 5 GFSD 稳态压力场
Fig. 5 Steady-state pressure field of GFSD

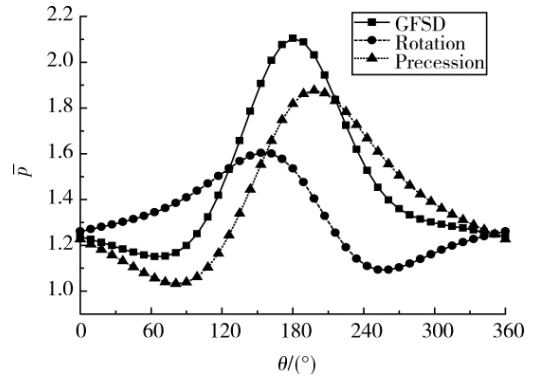


图 6 在 $\bar{z} = 0$ 时, 转子仅转动、仅进动及 GFSD 沿周向的压力场分布情况

Fig. 6 Pressure field in the condition of rotation, precession and GFSD respectively at $\bar{z} = 0$ in the circumferential direction

3.2 GFSD 稳态特性参数

在 GFSD 稳态压力场求解基础上, 可得到表征 GFSD 稳态特性的参数并化为无量纲形式有:

1) 无量纲气膜力

$$\bar{F}_r = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} (\bar{p} - 1) \cos \theta d\theta d\bar{z} \quad (16)$$

$$\bar{F}_t = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} (\bar{p} - 1) \sin \theta d\theta d\bar{z} \quad (17)$$

气膜合力

$$\bar{F} = \sqrt{\bar{F}_r^2 + \bar{F}_t^2} \quad (18)$$

2) 无量纲质量泄漏量

$$\bar{Q} = \int_0^{2\pi} \bar{p} \left(-\frac{\bar{h}^3}{12} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) d\theta \quad (19)$$

3) 无量纲摩擦转矩

$$\bar{M} = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \cdot \frac{\bar{h}}{2} + \frac{\Lambda}{6\bar{h}} \right) d\theta d\bar{z} \quad (20)$$

3.3 GFSD 稳态特性分析

通过考查结构参数和工作参数对 GFSD 稳态特性的影响, 指导气膜密封阻尼结构的设计.

3.3.1 $\bar{p}_{in}$ 和 c 的影响

图 7 给出了 $\bar{p}_{in}$ 和 c 对 GFSD 稳态特性的影响曲线图. 从图中可知, $\bar{F}$ 均随 c 的增加而增大. 这是因为 c 增加, 必须相应增加 $\bar{F}$ 来维持在一定径向振动情况下的稳态运转. $\bar{Q}$ 随着 $\bar{p}_{in}$ 和 c 的增加而增大, 这从物理意义上很容易理解, 符合常识判断. $\bar{M}$ 随着 c 的增大呈非线性减小. 这是因为气膜厚度随着 c 和 ϵ 的增加而增大, 而较厚的气膜厚度增加了润滑效果, 从而减小了 $\bar{M}$. 而 $\bar{p}_{in}$ 对 $\bar{F}$ 和 $\bar{M}$ 没有影响.

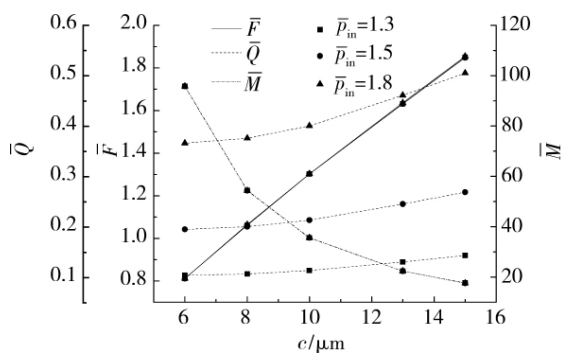
图 7 $\bar{p}_{in}$ 和 c 对 GFSD 稳态特性的影响

Fig. 7 Effects of $\bar{p}_{in}$ and c on the steady-state properties of GFSD

3.3.2 k_{mr} 和 Λ 的影响

图 8 给出了 k_{mr} 和 Λ 对 GFSD 稳态特性的影响曲线图。从图中可知, $\bar{F}$ 随 Λ 的增加而增大, k_{mr} 越大, $\bar{F}$ 越大。这是因为较大的 k_{mr} 使浮动环的径向自适应能力相对减弱, 在相同的振动量条件下, 相对偏心率较大, 从而引起 $\bar{F}$ 的升高。 $\bar{Q}$ 随着 Λ 的增加呈非线性减小。从 Λ 的数学定义可知, Λ 是与 c 的平方呈反比, 与 ω 呈正比。正如前文分析, c 的减小会使密封效果提高, 同时转速的提升增加了气膜在密封间隙中的切向速度, 从而限制了气体在轴向的泄漏。而 k_{mr} 越大, 密封效果越差。这是由于刚度较大的 k_{mr} 限制了浮动环的径向运动, 引起转子轴颈的稳态相对偏心率加大, 从而增大了气膜在轴向的压力梯度, 使泄漏增加。随着 Λ 的增加, $\bar{M}$ 呈线性增大。从数学公式上看, $\bar{M}$ 与 Λ 呈正比例关系。从物理意义上分析, 气膜厚度随 c 和 ϵ 的减小而减小, 使润滑效果减弱。另

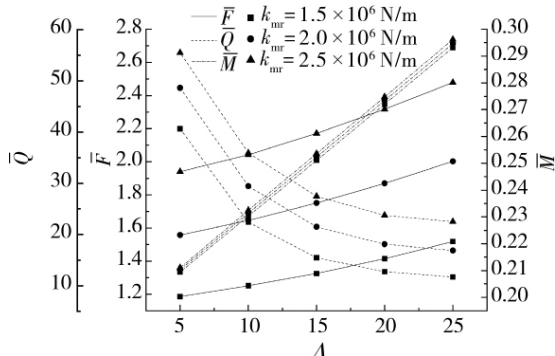
图 8 k_{mr} 和 Λ 对 GFSD 稳态特性的影响

Fig. 8 Effects of k_{mr} and Λ on the steady-state properties of GFSD

一方面, 转速的升高使周向剪切流增大, 也会引起 $\bar{M}$ 的升高。 k_{mr} 的变化对 $\bar{M}$ 基本没有影响。

3.3.3 L/D 和 ϵ_j 的影响

图 9 给出 L/D 和 ϵ_j 对 GFSD 稳态特性影响曲线。从图中可以看出, 随 ϵ_j 即径向振动量的增加, $\bar{F}$ 呈线性增加; L/D 越大则 $\bar{F}$ 越高, 这是因为较大的长径比能够为气膜力提供有效的增长空间。 $\bar{Q}$ 随着 ϵ_j 的增加而增大, 这是因为振动量的增加使浮动环的径向偏移增大, ϵ 也相应增大以维持力的平衡关系, 而 ϵ 增加使轴向的压差流增大, 从而增加了泄漏量。此外, 从图中可以看出, 较大的 L/D 能够使 $\bar{Q}$ 降低。对于相同的转子直径, 密封长度越长, 沿程的阻力损失越大, 因此, 较长的密封长度能起到更好的节流效果。此外, 可以看出振动量越大, $\bar{M}$ 越大, 这是由于 ϵ 的增加使周向剪切流增大的结果。而随着 L/D 的增加, ϵ 的减小使周向剪切流变小, 从而降低了 $\bar{M}$ 。

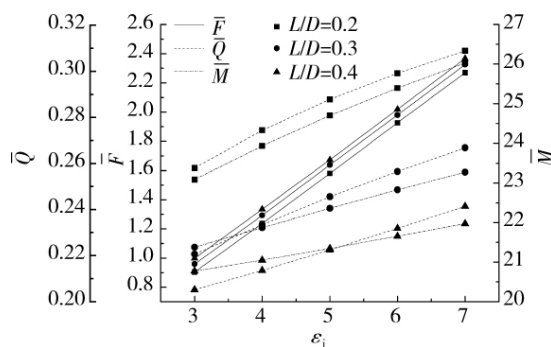
图 9 L/D 和 ϵ_j 对 GFSD 稳态特性的影响

Fig. 9 Effects of L/D and ϵ_j on the steady-state properties of GFSD

通过以上分析, 在实际发动机转子系统的应用中, 尽量保证低泄漏和小摩擦这两个工程指标, 因此应选取较大的长径比和较小的金属橡胶刚度。另外, 在保证动压润滑的基础上尽量选择较小的密封间隙, 使泄漏减小到最低。

3.4 GFSD 与篦齿封严密封效果对比

篦齿封严是航空发动机中广泛使用的一种非接触式密封结构, 其设计技术已基本成熟, 篦齿封严泄漏的计算也形成了一种较为近似的计算方法。在此采用文献[14]中提供的半经验公式计算给定结构参数下直通式篦齿封严的泄漏量, 并与 GFSD 的泄漏量进行对比。

直通式篦齿封严结构示意图如图 10 所示, 现选用篦齿封严的结构参数如下: 半径间隙 $c=0.2$ mm, 齿距 $B=2$ mm, 齿高 $H=2$ mm, 齿尖厚度 $t=0.2$ mm, 齿数 $N=4$, 密封直径 $D=100$ mm (选取

与 GFSD 转子直径相同的密封直径). GFSD 结构参数和工作参数的选取同 3.1 中的基本参数.

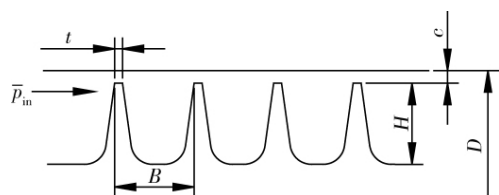


图 10 直通式迷宫封严结构示意图

Fig. 10 Structure of straight labyrinth seal

图 11 给出 GFSD 与直通式迷宫封严质量泄漏量随 $\bar{p}_{in}$ 的变化曲线. 从图中可知, GFSD 的泄漏量与在选定参数下直通式迷宫封严相比大大降低, 在最大的进口压力 $\bar{p}_{in} = 2.2$ 下, GFSD 的泄漏量约为直通式迷宫封严的 $1/600$. 直通式迷宫封严的泄漏量随进口压力的增加基本呈线性增大, 其增长率远远高于 GFSD 的泄漏, 进口压力越大, 泄漏量越多, 这是工程中需要极力避免的. 而 GFSD 在高进出口压差下的封严效果尤为突出. 此外, 直通式迷宫封严装置的间隙设计必须保证转子系统运转时的最大工作径向偏移, 这也是迷宫封严相对小间隙动压气膜密封泄漏量大的一个原因. 而 GFSD 不仅可以利用小间隙的动压气体润滑限制气体轴向泄漏, 而且由于弹性可浮动外环的存在, 在运转过程中能够自适应地调节转子轴颈与浮动环的间隙, 避免碰摩的发生. 因此可以说, 采用小间隙动压气膜密封的 GFSD 具有良好的密封效果, 能够满足现代航空发动机中高进

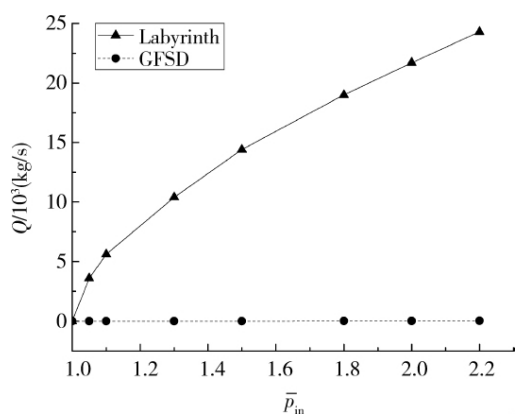


图 11 GFSD 与直通式迷宫封严质量泄漏量随 $\bar{p}_{in}$ 变化

Fig. 11 Comparison of mass flow-rate with $\bar{p}_{in}$ between GFSD and straight labyrinth seal

出口压比下的封严需要.

4 结 论

1) 提出了一种用于转子系统的带金属橡胶弹性外环的新型气膜密封阻尼结构. 在 GFSD 的工作机理基础上, 推导了同时考虑转子转动和进动的雷诺方程. 通过 GFSD 稳态运转时的运动方程和位移协调条件, 建立了转子—气膜—金属橡胶的流固耦合关系, 并迭代求解得到气膜压力场.

2) 在考虑转子系统运转过程中的最大径向偏移和维持动压润滑最小气膜厚度的基础上对 GFSD 中金属橡胶刚度进行定量设计, 得到能够保证 GFSD 稳定运转的最大刚度 k_{mrmax} . 实际选取金属橡胶刚度需满足 $k_{mr} \leq k_{mrmax}$.

3) 通过分析工作参数和结构参数对 GFSD 稳态特性的影响情况, 得到基于稳态特性分析的 GFSD 结构参数选取方法. 在实际发动机转子系统的应用中, 为了满足低泄漏和小摩擦这两个工程指标, 应尽量选取大长径比和小金属橡胶刚度. 另外, 在保证动压润滑的基础上尽量选择较小的密封间隙, 使泄漏减小到最低.

4) 与直通式迷宫封严密封效果相比, GFSD 的泄漏量大大下降, 且随进口压力增加的泄漏量增长率远小于直通式迷宫封严. 在进口压力 $\bar{p}_{in} = 2.2$ 下, 仅为迷宫封严的 $1/600$. GFSD 不仅可以利用小间隙限制气体轴向泄漏, 而且能够自适应地调节转子轴颈与浮动环的间隙, 避免碰摩的发生. 因此, GFSD 具有良好的密封效果, 能够满足现代航空发动机中高进出口压比下的封严需要.

参考文献:

- [1] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [2] 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)
- [3] Munson J, Pecht G. Development of film riding face seals for gas turbine engine[J]. Tribology Transaction, 1992, 35 (1): 65-70.
- [4] 陈秀琴, 朱维兵, 王和顺. 干气密封技术研究现状及发展趋势[J]. 液压与气动, 2008(2): 52-56.
CHEN Xiuqin, ZHU Weibing, WANG Heshun. Research status and developing trend of dry gas seal technique[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008 (2): 52-56. (in Chinese)

- [5] Steinert B M, Hendricks R C. Engine seal technology requirements to meet NASA's advanced subsonic technology program goals[R]. AIAA-94-2698, 1994.
- [6] Salehi M, Heshmat H. On the fluid flow and thermal analysis of a complaint surface foil bearing and seal[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(2): 318-324.
- [7] Salehi M, Heshmat H. Performance of a complaint foil seal in a small gas turbine engine simulator employing a hybrid foil/ball bearing support system[J]. Tribology Transactions, 2001, 44(3): 458-464.
- [8] Lattime S B, Braun M J, Chory F K. Design consideration towards the construction of hybrid floating brush seal (HFBS) [J]. Tribology International, 2004, 37(2): 159-167.
- [9] 马纲, 席平, 沈心敏, 等. 柔性支承浮环柱面气膜密封准动态特性分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(5): 1190-1196.
MA Gang, XI Ping, SHEN Xinmin, et al. Analysis of quasi-dynamic characteristics of compliant floating ring gas cylinder seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(5): 1190-1196. (in Chinese)
- [10] 洪杰, 王虹, 马艳红. 气膜密封阻尼结构的稳态特性分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2011, 37(1): 6-9, 35.
HONG Jie, WANG Hong, MA Yanhong. Analysis on gas film stability performance of gas film seal damper[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011, 37(1): 6-9, 35. (in Chinese)
- [11] MA Yanhong, WANG Hong, LI Haoyu, et al. Study on metal rubber material's characteristics of damping and sound absorption[R]. ASME Paper 2008-GT-50961, 2008.
- [12] WANG Hong, Rongong J A, Tomlinson G R, et al. Nonlinear static and dynamic properties of metal rubber dampers [R]. ISMA Paper 2010-0064, 2010.
- [13] 晏砺堂, 朱梓根, 宋兆泓, 等. 结构系统动力特性分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989.
- [14] 林基恕, 常春江, 杨九高, 等. 航空发动机手册第12册: 传动及润滑系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.