

文章编号: 1000-8055(2002) 05-0635-06

刷式密封接触动力学特性研究

刘占生, 叶建槐

(哈尔滨工业大学 能源学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 对刷式密封的结构动力学特性进行了分析, 从弹性理论出发, 考虑轴颈和密封环之间的非线性摩擦力作用, 建立了密封环与转子相互作用的非线性动力学方程, 推出了密封环对转子的非线性支承刚度的近似表达式, 这一支承刚度的导出为研究转子—密封—轴承系统的非线性动力学行为奠定了基础。最后用数值仿真方法验证了本文推导出的表达式的正确性。

关键词: 航空发动机; 转子; 刷式密封; 动力学特性

中图分类号: TB42; V231.96

文献标识码: A

Research on Structural Dynamic Characteristics of Brush Seals

LIU Zhan-sheng, YE Jian-huai

(Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: In order to formulate a simple and exact expression for studying rotor-bearing-sealing system, the structural dynamic characteristics of brush seals were analyzed. On the basis of the elastic theory, this paper establishes the nonlinear dynamic equations describing the actions between the ring seal and the rotor, in which nonlinear friction between the ring seal and the rotor was considered. Then an approximate expression of the nonlinear supporting stiffness was derived, which provides the mathematical model and method for the study of nonlinear dynamics of rotor-bearing-sealing system. Finally the correctness of the expression was proved by using numerical simulation.

Key words: aeroengine; rotor; brush sealing; dynamic characteristics

1 引言

刷式密封是近年来发展起来的高效密封系统, 它的泄漏量仅为迷宫密封的 5%^[1], 是提高发动机效率的重要手段。

刷式密封的力学行为非常复杂, 它包括密封体与转子间的相互挤压和摩擦作用、密封体与气体介质间的耦合作用, 还有转子振动与气体间的相互作用, 是一个具有非线性摩擦力作用下的气固耦合动力学问题。Chew 和 Hogg^[2]采用多孔介质模型研究了气体介质对密封体的作用, 用气固

耦合理论合理解释了密封体的“突然断裂”现象; Howell 和 Lattimer^[3]采用线性梁理论对密封体“锁定”现象进行了研究, 认为密封体和气体介质间的相互耦合作用是该现象产生的根本原因; Braun 等通过实验方法研究泄漏量与压比、密封的几何尺寸以及刷毛的排列方式等因素的关系^[4~8]。尽管人们对刷式密封进行了一些研究, 但对密封体与转子间的相互挤压和摩擦作用产生的转子振动稳定性问题还没有进行研究, 这主要是因为这是一个复杂的非线性动力学问题, 理论研究比较困难, 而实验研究又具有很大的不确定性。

模量为 E , 初始偏角为 θ_0 , 转子半径为 R , 转子和密封环之间的间隙为 δ 。刷毛和转子在 A 点接触, 其在 ξ 轴的投影为 A 点, 而在 OO 连线上的投影为 B 点, OA 与 OO 连线的夹角为 φ , 摩擦系数为 μ , OB 长度为 s' , OA 长度为 s , AA' 长度为 $\eta(s)$ 。转子在任意位置时刷毛与 OO 夹角为 θ , 刷毛挠度为 $\eta(\xi)$ 。

根据图 2 所示的几何关系, 可以推出如下关系式:

$$\left. \begin{aligned} s' &= \delta + R(1 - \cos\varphi) \\ \eta(s) &= R\sin\varphi\cos\theta_0 - s'\sin\theta_0 \\ s &= \frac{s'}{\cos\theta_0} + \eta(s)\tan\theta_0 \end{aligned} \right\}$$
$$\int \frac{1}{1 + \theta^2} d\xi = L$$

(1)

2.2 单根密封体与轴颈的相互作用力关系

在对密封体与转子间的几何关系分析后, 再对转子与密封体的相互作用进行受力分析并列平衡方程。刷毛的受力分析如图 3 所示, 其中 N 是轴颈对刷毛的正压力, f 是轴颈作用于刷毛的

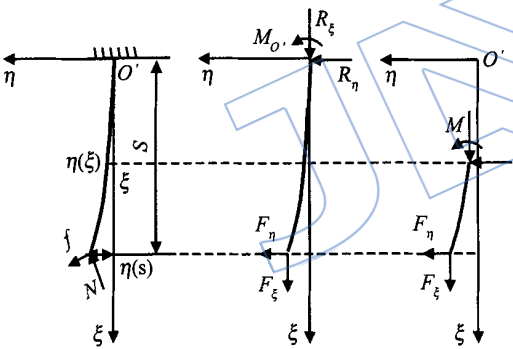


图 3 刷毛的受力分析图
Fig. 3 Force analysis of a bristle

摩擦力, F_ξ 和 F_η 则分别表示轴承对刷毛的合力在 ξ, η 两轴方向上的投影, M 为对应 ξ 位置刷毛所受的弯矩。由受力分析可得:

$$\left. \begin{aligned} F_\eta &= N \frac{1}{1 + \mu^2} \sin[\theta_0 + \varphi + \arctan(\mu)] \\ M &= F_\eta(s - \xi) \end{aligned} \right\}$$

(2)

根据挠度和弯矩的关系:

$$M = EI \frac{d^2\eta(\xi)}{d\xi^2}$$

可得刷毛的转角为:

$$\theta = QN \frac{2s\xi - \xi^2}{2}$$

(3)

其中:

$$Q = \frac{\overline{1 + \mu^2} \sin[\theta_0 + \varphi + \arctan(\mu)]}{EI}$$

挠度为:

$$\eta(\xi) = QN \frac{3s\xi^2 - \xi^3}{6}$$

(4)

将式(2)代入:

$$\int \frac{1}{1 + \theta^2} d\xi = L$$

即可求得轴颈对刷毛的作用力 N 和 f 。为获得单根密封体与转子相互作用关系的近似表达式, 可近似认为:

$$\overline{1 + \theta^2} = 1 + \theta^2/2$$

从而可得近似表达式如式(5)所示, 由式(5)可得单根刷毛对轴颈的作用力。

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{\overline{15}}{QL^2} \frac{1 - z}{z^5} \\ f &= \mu N \\ z &= s/L \end{aligned} \right\}$$

(5)

其中:

3 密封环与轴颈的相互作用

密封环与轴颈之间的相互作用实际上就是所有刷毛共同作用在转子上的结果。由于转子的偏心作用, 转子在密封环中运动, 刷毛对转子的综合作用如图 4 所示。

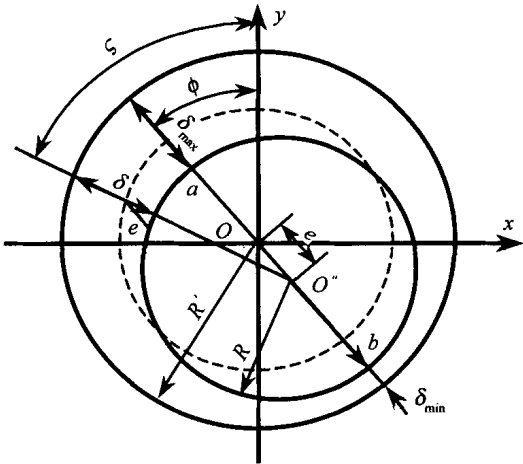


图 4 密封环与轴颈的位置关系
Fig. 4 The positional relation between the seal ring and shaft

取密封环的中心 O 为坐标原点建立坐标系 xoy , 在轴颈相对于密封环位置, 由偏心 e (或偏心率 ϵ) 和偏位角 φ 来确定其位置。

偏心率: $\epsilon = e/C$

式中: C 为密封环的半径间隙。

转子在任意位置时动静件间的间隙为:

$$\delta \approx C + e \cos(\zeta - \vartheta) = C[1 + e \cos(\zeta - \vartheta)] \quad (6)$$

其中: ζ 为从 y 轴顺转向角度。

由于密封环对轴颈的作用力是所有刷毛对轴颈的作用合力, 通过力的合成就可确定密封环对轴颈的作用力。但是由于刷毛的数量 n 非常大, 要确定所有刷毛作用于轴颈的力的工作量非常大, 因此将刷毛对轴颈的作用力近似为分布力, 轴颈表面任意位置的微元弧段对轴颈的作用力如图 5 所示, 分布力的密度如 (7) 式:

$$\left. \begin{aligned} N' &= \frac{nN}{2\pi R} \\ f' &= \frac{nf}{2\pi R} = \frac{n\mu N}{2\pi R} = \mu N' \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

由以上分析可知, 对任意给定的 ζ 都有一个确定的 δ 与之相对应, 由式 (6) 和 (7) 可知, 任意给定的 ζ 值都有一组 N 和 f 与之相对应, 即作用于轴颈上的分布力的密度是可以确定的。

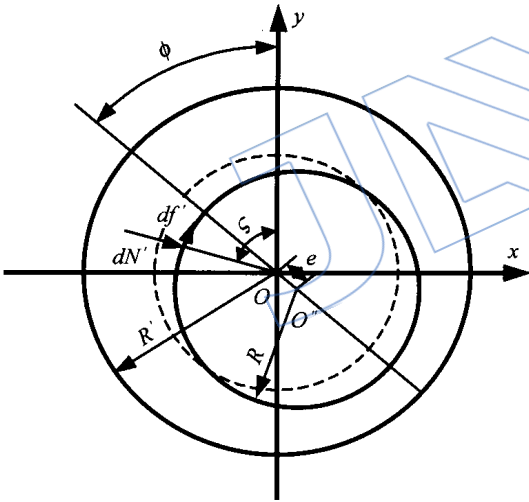


图 5 轴颈表面任意微元弧段受力情况

Fig. 5 Force analysis of a discretional tiny circle in the face of shaft

通过受力分析可知, 对于给定的刷式密封系统在轴颈和密封环间的相对位置确定的情况下, 密封环对轴颈的作用力在 x 轴和 y 轴方向上的投影 F_x 和 F_y 可由式 (8) 给出。

$$\left. \begin{aligned} F_x &= \int_0^{2\pi} N' (\zeta \cdot R \cdot (\sin \alpha + \mu \cos \zeta) d\zeta \\ F_y &= \int_0^{2\pi} N' (\zeta \cdot R \cdot (\sin \alpha + \mu \cos \zeta) d\zeta \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

确定 F_x 和 F_y 后, 就可以计算轴颈在任意位置的

刚度。

从单根密封体与轴颈的相互作用模型上可以看出, 该模型涉及非线性积分方程组的求解问题, 而且对所得结果还要进行数值积分, 其计算量非常大, 方程的收敛性也比较差, 另外在分析密封体对转子的作用力对转子稳定的影响时, 还要加上若干个常微分方程, 这将给求解带来更大的问题, 甚至出现不可解的情况。因此有必要对方程组 (5) 进行简化, 以获得接触刚度的近似解析表达式。

为了获得接触刚度的近似解析表达式, 结合数值拟合, (5) 式可以近似为:

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{\overline{15}}{QL^2} \cdot (a_0 + a_1 z + a_2 z^2 + a_3 z^3 + a_4 z^4) \\ f &= \mu N \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

其中:

$$\begin{aligned} a_0 &= -3289.6658, & a_1 &= 14396.323 \\ a_2 &= -23589.56, & a_3 &= 17158.898 \\ a_4 &= -4675.9807 \end{aligned}$$

由于转子直径 R 比刷毛的长度 L 大得多, 故可近似认为:

$$\varphi = \arcsin \left[\frac{L \sin \theta_0}{R} \right]$$

为常值。将 (9) 式代入 (8) 式可得密封体对轴颈的作用力, 如式 (10) 所示。

$$\left. \begin{aligned} F_x &= -\frac{\overline{15}}{2} \cdot \frac{n}{QL^2} \left(d_1 e + \frac{3}{4} d_2 e^3 \right) \cdot (\sin \varphi + \mu \cos \vartheta) \\ F_y &= \frac{\overline{15}}{2} \cdot \frac{n}{QL^2} \left(d_1 e + \frac{3}{4} d_2 e^3 \right) \cdot (\cos \varphi + \mu \sin \vartheta) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

其中:

$$\begin{aligned} d_1 &= a_1 b_1 + 2a_2 b_1 b_2 + 3a_3 b_1 b_2^2 + 4a_4 b_1 b_2^3 \\ d_2 &= a_3 b_1^3 + 4b_1^3 b_2 \\ b_1 &= \cos \theta_0 / L \end{aligned}$$

$$b_2 = \frac{R}{L} [\cos \theta_0 - \cos(\theta_0 + \vartheta)] + \frac{c}{L} \cos \theta_0$$

4 密封环对转子的支承刚度与阻尼模型

当轴颈在某一位置上受到扰动时, 密封环作用于轴颈上的力与扰动之间的关系是非线性的如

式(10)所示。将密封环对轴颈的作用力对扰动参数作 Taylor 展开, 可得:

$$\begin{aligned} F_x &= F_{x0} + \left. \frac{\partial F_x}{\partial x} \right|_0 \Delta x + \left. \frac{\partial F_x}{\partial y} \right|_0 \Delta y + \\ &\quad \left. \frac{\partial^2 F_x}{\partial x^2} \right|_0 \Delta x^2 + \left. \frac{\partial^2 F_x}{\partial x \partial y} \right|_0 \Delta x \Delta y + \left. \frac{\partial^2 F_x}{\partial y^2} \right|_0 \Delta y^2 \\ F_y &= F_{y0} + \left. \frac{\partial F_y}{\partial x} \right|_0 \Delta x + \left. \frac{\partial F_y}{\partial y} \right|_0 \Delta y + \\ &\quad \left. \frac{\partial^2 F_y}{\partial x^2} \right|_0 \Delta x^2 + \left. \frac{\partial^2 F_y}{\partial x \partial y} \right|_0 \Delta x \Delta y + \left. \frac{\partial^2 F_y}{\partial y^2} \right|_0 \Delta y^2 \end{aligned}$$

其中: F_{x0} 和 F_{y0} 为扰动前轴颈的接触力在 x 和 y 方向上的分量。

当扰动为微小量时, 定义接触刚度系数为单位位移所引起的接触力的增量, 即:

$$\left. \begin{aligned} k_{xx} &= \left. \frac{\partial F_x}{\partial x} \right|_0, & k_{xy} &= \left. \frac{\partial F_x}{\partial y} \right|_0 \\ k_{yx} &= \left. \frac{\partial F_y}{\partial x} \right|_0, & k_{yy} &= \left. \frac{\partial F_y}{\partial y} \right|_0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

定义接触阻尼为单位速度所引起的接触力增量, 即:

$$\left. \begin{aligned} k_{xx} &= \left. \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \right|_0, & k_{xy} &= \left. \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \right|_0 \\ k_{yx} &= \left. \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \right|_0, & k_{yy} &= \left. \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \right|_0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中各系数第一个下标代表力的方向; 第二个下标代表位移速度的方向。

根据对支承刚度的定义, 结合式(10)可得刷式密封支承刚度的近似解析表达式, 如式(13)所示:

$$\left. \begin{aligned} k_{xx} &= -\frac{15}{4} \cdot \frac{n}{QL^2} \cdot \left[2d_1 + \frac{3}{2}d_3(3x^2 + y^2) - 3\mu d_{3xy} \right] \\ k_{xy} &= -\frac{15}{4} \cdot \frac{n}{QL^2} \cdot \left[2\mu d_1 + \frac{3}{2}\mu d_3(x^2 + 3y^2) - 3d_{3xy} \right] \\ k_{yx} &= -\frac{15}{4} \cdot \frac{n}{QL^2} \cdot \left[2\mu d_1 + \frac{3}{2}\mu d_3(3x^2 + y^2) + 3d_{3xy} \right] \\ k_{yy} &= -\frac{15}{4} \cdot \frac{n}{QL^2} \cdot \left[2d_1 + \frac{3}{2}d_3(x^2 + 3y^2) + 3\mu d_{3xy} \right] \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中: x 和 y 分别为偏心 e 在 x 和 y 两个方向上的分量, 这是一个具有较强非线性特性的刚度。

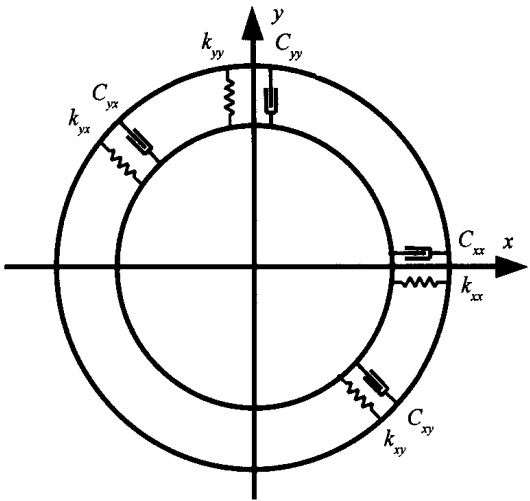


图 6 接触刚度与阻尼的数学模型
Fig. 6 The mathematical model of contact stiffness and contact damping

5 仿真实验

基于以上模型, 对刷式密封系统的接触刚度的近似解(式 13)和数值仿真结果(将式(1), (4), (8), (11)联立得到)进行比较, 计算中采用的系统参数为:

$$\begin{aligned} L &= 10 \text{ mm}, & R &= 122 \text{ mm} \\ \theta &= 45^\circ, & \mu &= 0.1 \\ d &= 0.07 \text{ mm} \\ n &= 75000 \text{ r/min} \end{aligned}$$

对于该刷式密封系统, 当其半径间隙 $C=6.4$ mm, 偏心率取 $\epsilon=0.03$ 时, 其接触刚度随偏位角 φ 的变化而变化(如图 7 所示), 其中纵坐标为该刷式密封系统的垂直刚度和交叉刚度, 横坐标为偏位角, 虚线表示数值仿真结果, 实线表示近似解。从数值仿真和近似解的比较可以看出, 非线性项则存在一定的误差, 但是其基本规律是一致的。

6 结 论

- (1) 影响刷式密封接触刚度的因素很多, 其中包括刷毛的尺寸、密封与轴颈的几何关系以及转子在密封腔中的位置等。
- (2) 各刚度是有线性刚度和呈简谐规律变化的非线性刚度叠加而成, 同正刚度相比, 交叉刚度要小得多, 而且可能会出现负交叉刚度。

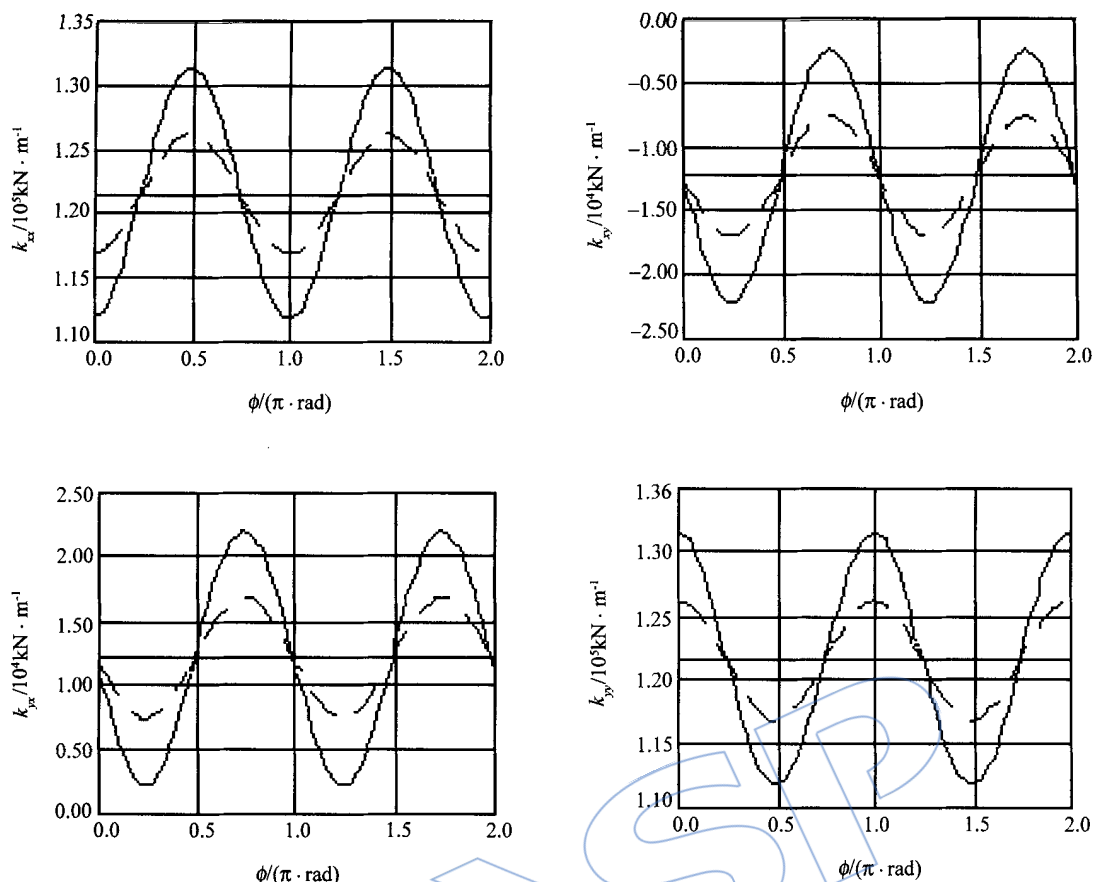


图 7 接触刚度随偏位角变化曲线

Fig. 7 Variation of contact stiffness with deflection angle

参考文献:

[1] 吴大观. 航空发动机研制工作论文集[C]. 北京: 航天工业出版社, 1999.

[2] Chew J W, Hogg S L. Porosity Modeling of Brush Seal[J]. ASME Journal of Tribology, 1997, 119(4): 769– 775.

[3] Howell P D, Lattimer T R B. Modelling Bristle Bending in Brush Seals[J]. Mathematical Engineering in Industry, 1999, 7(3): 349– 359.

[4] Braun M J, Canacci V A, Hendricks R C. Flow Visualization and Quantitative Velocity and Pressure Measurements in Simulated Single and Double Brush Seals[J]. STLE Tribology Transactions, 1991, 34(1): 70– 80.

[5] Carlile J A, Hendricks R C, Yoder D A. Brush Seal Leakage Performance With Gaseous Working Fluids at Static and Low Rotor Speed Conditions[J]. ASME Journal of Engineering for

Gas Turbines and Power, 1993(2): 397– 403.

[6] Chupp R E, Dowler C A. Performance Characteristics of Brush Seals for Limited- Life Engines[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1993, 115(2): 390– 396.

[7] Wood P E, Jones T V. A Test Facility for the Measurement of Torques at the Shaft to Seal Interface in Brush Seals[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(1): 121– 161.

[8] Chen L H, Wood P E, Jones T V. Detailed Experimental Studies of Flow in Large Scale Brush Seal Model and a Comparison With CFD Predictions[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122(4): 672– 679.

(责任编辑 吴一黄)