

Bulk Flow 方法分析孔型密封转子动力特性的有效性

晏鑫, 李军, 丰镇平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 基于 Kleynhans 和 Childs 的两控制容积等温 BF(Bulk Flow)模型,通过增加能量方程和理想气体状态方程,建立了理想气体 BF 方法的数学模型,来预测和分析孔型密封转子在偏心状态下的静力学和动力学特性. 由于转子在密封中心附近做微小涡动,故可通过采用摄动方法使得 NS 方程的求解过程得到较大的简化,再通过迭代求解简化后的零阶和一阶摄动方程组,就可以求出孔型密封的流场和动力特性系数. 以此为依据发展了相关程序,计算出了不同工况条件下孔型密封的转子动力特性系数与激振频率的关系,通过与已有的实验数据和等温 BF 模型的计算结果进行对比,验证了理想气体 BF 模型及相关求解方法的有效性. 结果表明:理想气体 BF 模型的预测结果与实验数据吻合良好,且优于等温 BF 模型的计算结果,证明了该理想气体 BF 模型的正确性和计算方法的可靠性. 该方法可用于孔型密封动力特性的预测.

关键词: 孔型密封; Bulk Flow 方法; 两控制容积; 转子动力学特性

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)01-0024-05

Validation of Two-Control-Volume Bulk Flow Method for Rotordynamic Characteristics of Hole-Pattern Seals

YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: An ideal gas bulk flow model was established based on the two-control-volume isothermal bulk flow model developed by Kleynhans and Childs. A computational analysis was performed for prediction of the static and dynamic performance of gas annular hole-pattern seals at eccentric rotor conditions. The computational process was simplified by applying the perturbation method for small amplitude rotor excursion about an off-centered position. The flow field and rotordynamic coefficients were obtained by iteratively solving the simplified zeroth-order and first-order perturbation equations. The relations between the rotordynamic coefficients and excitation frequency were also calculated with the codes developed under different boundary conditions and geometrical sizes. The results obtained with the present method are well in agreement with the experimental data and more accurate than those with the isothermal bulk flow method. These findings confirm that the present method can be adopted to predict the rotordynamic characteristics of the hole-pattern seal.

Keywords: hole-pattern seal; bulk flow method; two-control-volume; rotordynamic characteristics

符 号 表

c	交叉阻尼, $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	L	密封长度, m	ξ	进口损失系数
C	主阻尼, $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	P_{R}	来流压力, Pa	ξ_{e}	出口损失系数
C_{eff}	有效阻尼, $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	P_{S}	出口恢复压力, Pa	γ	比热容比
C_{r}	径向间隙, m	T_{R}	来流温度, K	γ_{c}	孔面积覆盖率
D	密封直径, m	R	转子半径, m	ϵ	摄动偏心率
e	比总能, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$	$\hat{u}$	比内能, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$	ρ	密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
f	归一化频率($f=\Omega/\omega$)	Z_{c}	压缩因子	τ	切应力, $\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$
H_{d}	孔深, m	Ω	涡动转速或涡动频率, r/min 或 Hz	V, U, W	径向、周向、轴向速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
k	交叉刚度, $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	ω	转子转速, r/min	r, θ, z	径向、周向、轴向
K	主刚度, $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	μ	动力黏性系数, $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$		
K_{eff}	有效刚度, $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$				

叶轮机机械中广泛使用的迷宫密封虽然结构简单,能减少泄漏,但易引起流体激振问题^[1]. 为了改善非接触式密封的性能,特别是增强动密封的转子动力学特性,近几十年发展了相应的阻尼密封技术,即通过增大密封系统的阻尼来增强转子的稳定性. 例如,工业中采用的蜂窝密封和孔型密封,便是属于阻尼密封的系列,两者均通过增加静子面的粗糙程度来改善泄漏特性和动力特性. 第 1 次应用蜂窝密封来增加转子的稳定性以解决振动问题是在美国航天飞机主引擎的高压氧气涡轮泵^[1]中,研究者通过将阶状迷宫密封(齿在转子上)更换为具有恒定间隙的光滑转子面蜂窝密封后,消除了转子的同步振动和亚同步振动.

蜂窝密封的缺点是不允许工作在易磨损的环境中,且制造成本高,安装工期长. 近期发明的孔型密封(见图 1)不仅具备了蜂窝密封几乎所有的优点,还弥补了蜂窝密封的上述不足. Yu 和 Childs^[2]测试了 3 种使用右手端铣技术成孔的铝制孔型密封,发现其中一种具有 70% 孔面积比例的孔型密封与测试的蜂窝密封性能相近. 在这种趋势下,孔型密封由于其制造工艺简单、成本较蜂窝密封低、加工时间短等优点即将成为蜂窝密封的替代产品^[3].

目前,对蜂窝密封或孔型密封动力特性的预测主要是采用两控制容积等温 BF(Bulk Flow)模型,由 Kleynhans 和 Childs^[4]在 1997 年提出,用来计算蜂窝密封的动力特性系数. 它的优点是计算速度快、精度高,但美中不足的是该模型假设密封内流体的温度恒定不变,这与实验结果相违背^[3]. Shin 和 Childs^[5]于 2007 年通过增加能量方程,建立了理想气体 BF 模型和实际工质 BF 模型,并计算出了一个甲烷压气机密封的动力特性,但未对该方法做出任

何考核和评价. 为了更好地研究新型密封的动力特性,特别是蜂窝密封和孔型密封的动力特性,本文首先给出了两控制容积、理想气体、可压流动的控制方程组. 然后,采用摄动方法将非稳态二维流体力学方程转化为一维一阶非线性方程组,通过迭代求解,计算了 3 个孔型密封(以空气为工质)的动力特性系数,并与已有的实验数据和等温 BF 模型的计算结果进行了比较,验证了本文所采用的理想气体 BF 模型和相应算法的可靠性.

1 计算模型和求解方法

1.1 控制方程

图 1 为孔型密封静子的照片,气流流经密封时,可以划分为 2 个区域(见图 2):一部分气流在转子面和静子内表面的间隙内流动,这部分空间称为控制容积 I;另一部分气流在孔内流动,这部分空间称为控制容积 II. 考虑到空间结构的相似性,可以取一个单独的孔空间(控制容积 II)以及其所对应的间隙空间(控制容积 I)来建立流体力学方程.

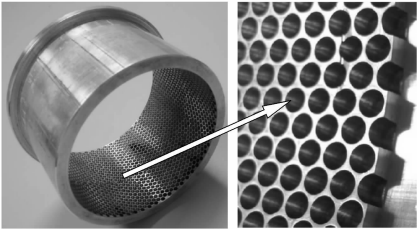


图 1 孔型密封静子照片

对于控制容积 I,连续方程、轴向动量方程、周向动量方程和能量方程分别如下

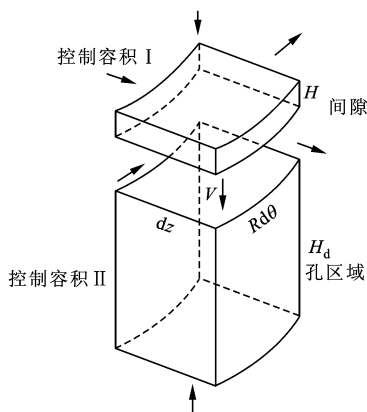


图2 孔型密封两控制容积示意图

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho U H) + \frac{\partial}{\partial Z}(\rho W H) + \rho V = 0 \quad (1)$$

$$-H \frac{\partial P}{\partial Z} = \tau_{\infty} + \tau_{rz} + \rho W V + \frac{\partial(\rho H W)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho H W U)}{R \partial \theta} + \frac{\partial(\rho H W^2)}{\partial Z} \quad (2)$$

$$-\frac{H}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \tau_{\theta\theta} + \tau_{r\theta} + \rho U V + \frac{\partial(\rho H U)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho H U^2)}{R \partial \theta} + \frac{\partial(\rho H W U)}{\partial Z} \quad (3)$$

$$\rho H \left(\frac{\partial e}{\partial t} + \frac{U}{R} \frac{\partial e}{\partial \theta} + W \frac{\partial e}{\partial Z} \right) + \rho \gamma_c H_d \frac{\partial e}{\partial t} + \frac{\partial(P W H)}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial(P U H)}{\partial \theta} + R \omega \tau_{r\theta} = 0 \quad (4)$$

等温 BF 模型^[4]的控制方程仅包含式(1)~式(3),没有能量方程。

对于控制容积 II,连续方程和理想气体方程可以表示为

$$\rho V = \gamma_c H_d \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (5)$$

$$e = \hat{u} + \frac{U^2}{2} + \frac{W^2}{2}, \quad \hat{u} = C_v T = \frac{1}{Z_c(\gamma-1)} \frac{P}{\rho} \quad (6)$$

动量方程中的应力项采用 Hirs^[6]的摩擦因子关系式来处理。工质的黏性采用下式得到

$$\frac{\mu}{\mu_R} = \left(\frac{T}{T_R} \right)^{\kappa} \quad (7)$$

对于空气, $\kappa=0.7$

1.2 边界条件

$$P_R - P(0) = \frac{1+\xi}{2} \rho(0) W^2(0) \quad (8)$$

假设进口面处为等熵流动

$$\frac{P(0)}{P_R} = \left(\frac{\rho(0)}{\rho_R} \right)^{\gamma} \quad (9)$$

出口边界条件

$$P_S - P(1) = \frac{1-\xi_e}{2} \rho(1) W^2(1) \quad (10)$$

式中:括号中的 0 表示进口位置,1 表示出口位置。

1.3 量纲归一化和摄动求解

控制方程和边界条件可用如下的关系式进行量纲归一化

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{W}{R\omega}, & p &= \frac{P}{P_R}, & u &= \frac{U}{R\omega}, & \bar{\rho} &= \frac{\rho}{\rho_R} \\ c_r &= \frac{C_r}{R}, & h &= \frac{H}{Rc_r}, & h_d &= \frac{H_d}{Rc_r}, & l &= \frac{L}{R} \\ z &= \frac{Z}{L}, & \tau &= t\omega, & p_s &= \frac{P_S}{P_R}, & p_c &= \frac{P_R}{\rho_R(\omega R)^2} \end{aligned} \quad (11)$$

根据摄动理论和转子动力学理论可知,当转子在静子中心附近作小位移涡动时,相关的参数可以展开为

$$\begin{aligned} h &= h_0 + \epsilon h_1, & \bar{\rho} &= \rho_0 + \epsilon \rho_1 \\ \omega &= \omega_0 + \epsilon \omega_1, & p &= p_0 + \epsilon p_1 \\ u &= u_0 + \epsilon u_1 \end{aligned} \quad (12)$$

将上式代入控制方程中即可求得 0 阶摄动方程组和 1 阶摄动方程组。0 阶摄动方程组可直接用迭代法求解。1 阶摄动方程组是一个空间二维的非稳态方程组,需要作如下简化才有利于快速求解。

由于轴心围绕密封中心转动,根据运动规律

$$\epsilon h_1 = -x \cos \theta - y \sin \theta \quad (13)$$

则

$$\Phi_1 = -\Phi_{1c} \cos \theta - \Phi_{1s} \sin \theta \quad (14)$$

其中

$$\Phi = \{u, \omega, p, \bar{\rho}\}$$

引入复变量

$$\epsilon h_1 = -x - jy = -r_0 e^{j\theta} \quad (15)$$

$$\Phi_1 = \Phi_{1c} + j\Phi_{1s} = \bar{\Phi}_1 e^{j\theta} \quad (16)$$

式中: r_0 是偏心率。

于是一阶摄动方程可以整理为

$$[M(f, z)] \frac{d}{dz} \begin{bmatrix} \bar{\rho}_1(z) \\ \bar{\omega}_1(z) \\ \bar{u}_1(z) \\ \bar{p}_1(z) \end{bmatrix} + [A(f, z)] \cdot \begin{bmatrix} \bar{\rho}_1(z) \\ \bar{\omega}_1(z) \\ \bar{u}_1(z) \\ \bar{p}_1(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_1(z) \\ g_2(z) \\ g_3(z) \\ g_4(z) \end{bmatrix} \quad (17)$$

上述方程组是复变量方程组,其中 $[M(f, z)]$ 和 $[A(f, z)]$ 是 4×4 复系数矩阵,由 0 阶方程计算

得到.

1.4 动力特性系数的求解

根据转子动力学理论和 Kleynhans^[4]提出的方程,描述孔型密封动力特性的运动模型是

$$-\begin{bmatrix} F_x(j\Omega) \\ F_y(j\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D(j\Omega) & E(j\Omega) \\ -E(j\Omega) & D(j\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X(j\Omega) \\ Y(j\Omega) \end{bmatrix}$$

(18)

其中 $j=(-1)^{1/2}$

$$D(j\Omega) = K(\Omega) + j\Omega C(\Omega)$$

(19)

$$E(j\Omega) = k(\Omega) + j\Omega c(\Omega)$$

(20)

定义有效刚度和有效阻尼为

$$K_{\text{eff}}(\Omega) = K(\Omega) + \Omega c(\Omega)$$

(21)

$$C_{\text{eff}}(\Omega) = C(\Omega) - \frac{k(\Omega)}{\Omega}$$

(22)

通过求解 1 阶摄动方程组,即可得到密封的动力特性系数 $k, K, c, C, K_{\text{eff}}, C_{\text{eff}}$.

2 模型验证和算例考核

采用表 1 所示的 3 个孔型密封尺寸和表 2 所给出的流动条件作为算例来验证以上算法的可靠性.

表 1 3 个算例对应的孔型密封几何参数

算例	间隙/mm	长度/mm	孔深/mm	孔面积比例
1	0.1	86.055	3.3	0.684
2	0.1	86.055	3.3	0.684
3	0.2	86.055	3.3	0.684

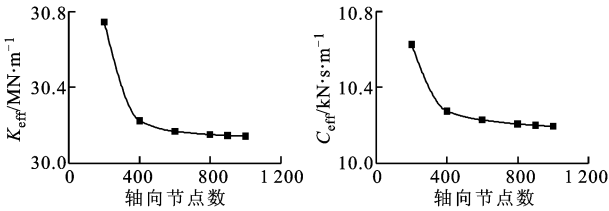
表 2 3 个算例对应的孔型密封边界条件

算例	进口压力 /MPa	进口温度 /℃	出口压力 /MPa	转速 /r·min ⁻¹	进口 预旋
1	7.0	10.00	3.20	10 200	0.000
2	7.0	11.87	3.29	20 200	0.303
3	7.0	19.06	3.43	20 200	0.598

算例 1 是小间隙、无进口预旋工况. 算例 2 是在算例 1 的基础上改变边界条件即进口施加预旋时的工况. 算例 3 是在算例 2 的基础上改变几何尺寸即增大间隙尺寸和增大进口预旋,以对本文的理想气体 BF 方法进行考核. 工质是理想空气,比热容比取 1.4,黏性系数取 $1.88 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

计算的精度与密封轴向设置的节点数相关,为了得到与节点数无关的计算结果,特对节点数进行考核. 如图 3 所示,随着轴向节点数的增加,有效刚度和有效阻尼逐渐不再发生变化. 在本文计算中,最

终选取的计算节点数为 1 000 个.

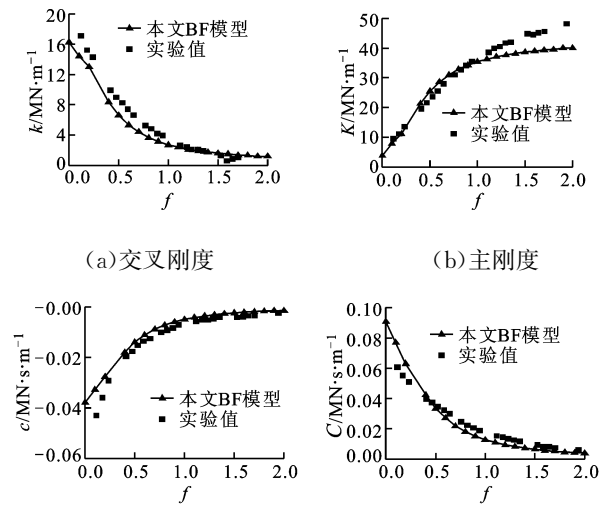


(a) 有效刚度 (b) 有效阻尼

图 3 有效刚度、有效阻尼与轴向节点数的关系($f=1.0$)

2.1 小间隙、无进口预旋时对本文 BF 模型的考核

算例 1 计算的是小间隙、无进口预旋时孔型密封的动力特性系数. 图 4 为 k, K, c, C 的计算值和实验值的对比,可以看出本文的 BF 模型计算结果与实验值吻合良好. 图 5 给出了有效刚度系数和有效阻尼系数随归一化频率 f 变化的关系,这 2 个参数基本上能反映该孔型密封的稳定性程度. 计算得到的有效刚度系数与实验值^[7]吻合良好,有效阻尼的预测值在 $f>0.5$ 时略低于实验值,在 $f<0.5$ 时略高于实验值,有效阻尼峰值出现在 $f=0.5$ 附近.



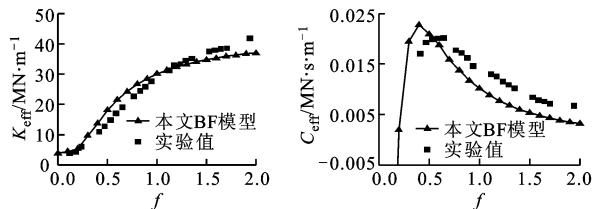
(a) 交叉刚度 (b) 主刚度

(c) 交叉阻尼 (d) 主阻尼

图 4 算例 1 中 k, K, c, C 随 f 的变化

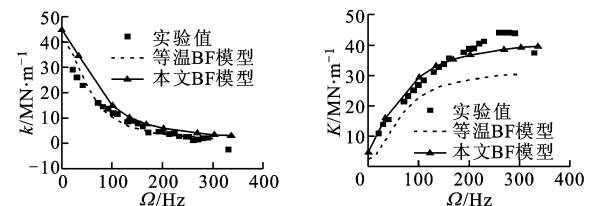
2.2 小间隙、进口有预旋时对本文 BF 模型的考核

图 6 给出了算例 2 的孔型密封动力特性系数随频率的变化关系,虚线是文献^[3]采用 Kleynhans 等人的等温 BF 模型计算的结果. 可以发现:本文的理想气体 BF 模型与等温 BF 模型精度相近,都能较好地预测孔型密封的动力特性系数,但本文的 BF 模型计算得到的主刚度系数要比等温 BF 模型的计算值更接近于实验值^[3](见图 6b).

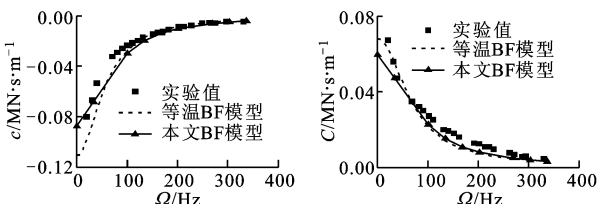


(a)有效刚度 (b)有效阻尼

图5 算例1中 K_{eff} 、 C_{eff} 随 f 的变化



(a)交叉刚度 (b)主刚度

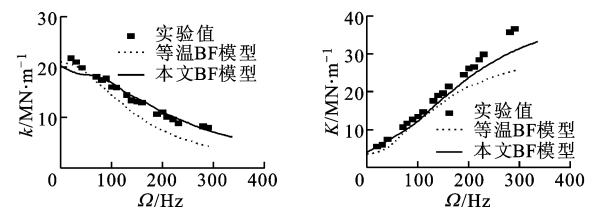


(c)交叉阻尼 (d)主阻尼

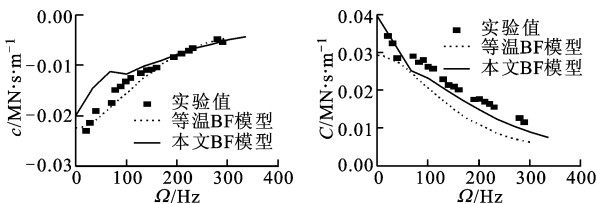
图6 算例2中 k 、 K 、 c 、 C 随涡动频率 Ω 的变化

2.3 增大间隙、增大预旋时对本文BF模型的考核

图7给出了算例3中孔型密封动力特性系数随涡动频率的变化关系,可以看出本文的计算值与实验值^[3]吻合良好,比等温BF模型^[4]计算结果的精度有一定程度的提高。



(a)交叉刚度 (b)主刚度



(c)交叉阻尼 (d)主阻尼

图7 算例3中 k 、 K 、 c 、 C 随涡动频率 Ω 的变化

3 结论

本文推导了理想气体两控制容积BF模型,建立了数学模型和摄动求解算法,开发了相应的计算程序,计算了孔型密封的动力特性,考核了包含能量方程的可压缩理想气体BF模型的正确性,并与已有的实验数据和等温BF模型的计算值进行了比较。研究表明:摄动方法和复数理论的引入将二维非定常流动问题转化为一维定常问题,使得求解过程大大简化。本文所采用的理想气体BF模型在预测孔型密封动特性方面具有较高的精度,与等温BF模型相比,精度有所提高。

参考文献:

- [1] CHILDS D W, MOYER D. Vibration characteristics of the HPOTP (high pressure oxygen turbopump) of the SSME (space shuttle main engine) [J]. ASME J Eng Gas Turbines Power, 1985, 107(1):152-159.
- [2] YU Z, CHILDS D W. A comparison of experimental rotordynamic coefficients and leakage characteristics between hole-pattern gas damper seals and a honeycomb seal [J]. ASME J Eng Gas Turbines Power, 1998, 120(4): 778-783.
- [3] CHILDS D W, WADE J. Rotordynamic-coefficient and leakage characteristics for hole-pattern-stator annular gas seals: measurements versus predictions [J]. ASME Journal of Tribology, 2004, 126(2): 326-333.
- [4] KLEYNHANS G F, CHILDS D W. The acoustic influence of cell depth on the rotordynamic characteristics of smooth-rotor/honeycomb-stator annular gas seals [J]. ASME J Eng Gas Turbines Power, 1997, 119(4): 949-957.
- [5] SHIN Y S, CHILDS D W. The impact of real gas properties on predictions of static and rotordynamic properties of the annular gas seals for injection compressors [C/CD]// Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007. Montreal, Canada: ASME, 2007: GT2007-27293.
- [6] HIRS G. A bulk-flow theory for turbulence in lubricating films [J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1973, 95:137-146.
- [7] SHIN Y S. Modifications to a two-control-volume, frequency dependent transfer: function analysis of hole-pattern gas annular seals [D]. Texas, USA: Texas A&M University. College Station, 2005.

(编辑 王焕雪)