

文章编号: 1000-8055(2010)06-1417-10

径向气体轴承-柔性转子耦合系统动力学研究

张广辉, 刘占生

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 采用轨迹法对径向气体轴承(纯动压径向气体轴承、动静混合径向气体轴承)-柔性转子耦合系统的非线性动力学特性进行研究. 建立柔性转子系统的多自由度模型, 通过变方向隐式(ADI)方法实现瞬态气体润滑雷诺方程(含时间项)与转子动力学方程的耦合求解, 通过数值仿真获得了系统在不同偏心质量作用下的非线性气膜力、轨迹图、相图、频谱图、能量谱图、分岔图、振型图及重力作用下轴承的平衡位置分布图. 针对所采用的轨迹法的特点, 研究了相应的非线性动力学参数获取方法. 结果表明, 轨迹法能够很好的描述径向气体轴承转子动力学特性及其气膜涡动现象, 为径向气体轴承-柔性转子系统设计奠定基础.

关 键 词: 径向气体轴承; 稳定性; 非线性动力学; 耦合求解; 轨迹法

中图分类号: TH 133.35

文献标识码: A

Dynamic study of journal gas bearings flexible rotor coupling system

ZHANG Guang-hui, LIU Zhan-sheng

(School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The nonlinear dynamic characteristic of journal gas bearings (self-acting gas bearing and hybrid gas bearing)-flexible rotors coupling system was studied theoretically by employing the orbit method in this paper. The multiple degree freedom model of the rotor system was established, solving the coupling with the Reynold equation (including the time terms) by applying alternating direction implicit (ADI) method. Through numerical simulation, the nonlinear gas film forces, trajectory diagram, phase diagram, frequency spectrum, power spectrum, bifurcation diagram, vibration mode diagram and the equilibrium position diagram were obtained. As for the characteristic of the orbit method employed in this study, the methods of obtaining the nonlinear dynamic parameters were proposed. It indicates that the dynamic characteristics of journal gas bearings-rotor system and whirling instability of the gas film could be depicted commendably.

Key words: journal gas bearings; stability; nonlinear dynamic; coupling solving; orbit method

径向气体轴承由于自身气膜润滑的特点, 具有运转速度快、低摩擦、无磨损、无污染、运转平滑等优点, 在航空和机械工程中有着日益广泛的应用. 但是, 径向气体轴承中存在类似液体轴承的自激涡动现象. 不同于液体轴承, 径向气体轴承实际涡动转速为转速的 0.25 到 0.45 倍^[1] (即分数频

率涡动), 该现象会导致径向气体轴承-转子系统的不稳定, 进而在某种程度上限制其应用范围. 气体润滑的动压效应普遍存在于纯动压径向气体轴承及动静混合径向气体轴承中. 因此, 通过对上述两种类型的径向气体轴承-柔性转子系统的动力学特性进行研究, 进而奠定分析其他类高速旋转

收稿日期: 2009-05-17; 修订日期: 2009-09-01

作者简介: 张广辉(1981-), 男, 山东泰安人, 博士生, 主要从事转子动力学和气体轴承方面的研究

径向气体轴承-转子系统的基础.

分析径向气体轴承转子动力学特性通常有两种方法:一种是基于稳定运行状态的小扰动方法,另一种是轨迹法.在小扰动法中,通过对稳定运行状态施加小的位移或速度扰动进而计算出扰动状态下的载荷;将载荷的变化量通过小扰动手段分解,获得刚度系数和阻尼系数.这种方法 Stenlicht^[2], Rentzepis^[3], Ausman^[4], 和 Lund^[5] 都使用过.该方法在分析涡动轨迹范围偏小(如重载低速转子)时具有简单易行且精度高的特点;但是当转子涡动轨迹范围较大时(如高速轻载转子发生涡动)采用小扰动法的计算过程中会产生难以估计的数值误差. Castelli 在文献[6]中提出了轨迹法,其包括完全的非线性方程组,计算过程和假设的控制方程高度吻合,进而获得轴颈中心的运动路径.该方法能够建立稳定性的阈值,同时也可以对转子进入不稳定区域进行预测.由于其上述优点,轨迹法不断获得广泛的应用.

Castelli 在文献[7]中讨论了求解时间瞬态雷诺方程的数值解法,该解法具备隐式解法的稳定性与显式解法的求解速度. Dimofte 在文献[8]中对替换方向隐式算法进行修改,并发展了求解气体动压径向轴承稳态及动态特性的程序. Bour Sa 在文献[9]中采用求解考虑时间项的非线性雷诺方程来模拟转子的动力学特性,并与传统的使用刚度和阻尼系数所建立的径向轴承线性模型进行了对比.结果表明,线性模型会导致不正确的结果,非线性模型可以更好对转子动力学特性进行预测. Wang 在文献[10]使用有限差分法和超松弛迭代求解与时间相关的气体雷诺方程.通过轨迹图,庞加莱映射,能量谱图和分叉图分析了轴颈在水平和垂直方向上的动力学行为,但是其在求解过程中仍引入了涡动比的概念. Yang 通过扰动法求解了转子-轴承系统的运动方程并通过特征值法分析了稳定区域和临界涡动比,研究了节流孔结构参数对静压气体轴承-转子系统稳定性的影响^[11]. 上述对于径向气体轴承-转子系统的分析,其轴承模型大部分为纯动压径向气体轴承,转子模型或者没有考虑转子因素,或者将转子假设为两自由度的刚性转子模型,而没有对多自由度转子进行建模分析.

本文对纯动压径向气体轴承及动静混合径向气体轴承-柔性转子系统(多自由度)进行有限元建模,通过变方向隐式方法(ADI)实现瞬态气体润滑雷诺方程(含时间项)与转子动力学方程的耦

合求解,进而分析径向气体轴承-转子系统非线性动力学特性,研究径向气体轴承中存在的气膜涡动现象及其发生机理.同时针对本文中轨迹法的特点,研究了相应的非线性动力学特性参数的识别方法.

1 数学模型的建立

1.1 瞬态气膜压力分布的数值求解

考虑气体轴承中气体的可压缩性,模型中包含如下假设:流动是绝热的;沿膜厚度方向上黏度和密度的变化可以忽略;轴承端泄引起的气体损失被忽略;气体为理想气体.

圆柱坐标系下绝热径向气体轴承的雷诺方程如下:

$$-\frac{\partial}{R\partial\theta}\left(\frac{\rho h^3}{\eta}\frac{\partial p}{R\partial\theta}\right)-\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\rho h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\right)+12\frac{\partial}{\partial t}(\rho h)+6\omega\frac{\partial}{\partial\theta}(\rho h)=12\delta\eta\rho\frac{p_a}{\rho}\bar{v}$$

气膜厚度

$$h=h_m[1+\varepsilon\cos(\theta-\varphi)]$$

$$\varepsilon=\frac{1}{c}\sqrt{e_x^2+e_y^2},\varphi=\arctan\frac{e_y}{e_x}$$

动静混合径向气体轴承中通过小孔的气体作为点源处理,得到其质量流量

$$\rho\bar{v}=m_i=\Phi p_s A_{orifice}\sqrt{\frac{2\rho}{p_a}}\phi$$

$$\phi=\begin{cases} \left[\frac{\kappa}{\kappa-1}(\beta_i^{2/\kappa}-\beta_k^{2/\kappa})^{1/2}\right] & \beta>\beta_k \\ \frac{\kappa}{2}\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} & \beta\leq\beta_k \end{cases}$$

其中 $\beta_k=\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$

针对纯动压径向气体轴承, $\delta=0$; 针对动静混合径向气体轴承, $\delta=1$ 为节流孔处雷诺方程, $\delta=0$ 为非节流孔处雷诺方程. h 为气膜厚度, c 为气膜平均厚度, p 为气膜压力, p_a 为大气压力, ε 为轴承偏心率, θ 为角坐标系, φ 为轴承姿态角, x, y, z 为笛卡儿坐标系, ω 为转速. 在动静混合径向气体轴承中, $A_{orifice}$ 为节流孔面积, p_s 为节流孔供气压力, $\bar{v}$ 通过节流孔的气体流动速度, κ 为空气比热容, Φ 为小孔节流系数.

采用如下无量纲参数

$$\xi=\frac{z}{R}, P=\frac{p}{p_a}, H=\frac{h}{c}, \Lambda=\frac{6\eta\omega R^2}{p_a c^2},$$

$$\tau=\frac{\omega t}{2\Lambda}, c_0=\frac{p_a c^3 \rho}{24\eta}$$

可得无量纲化的雷诺方程形式如下:

$$-\frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) - \frac{\partial}{\partial \xi} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) + \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) + \frac{\partial (PH)}{\partial \tau} = \frac{\dot{m}_i}{2c \cos \theta d \xi} \times \delta_i \quad (6)$$

式(6)中的无量纲化瞬态雷诺方程为非线性偏微分方程,因此使用迭代方法来求解该非线性方程.径向气体轴承的具体结构如图(1)所示,对称边界条件,周期边界条件,质量流量边界条件如图(2)所示.计算域为 $x(0:nx+1)$ 和 $z(0:nz+1)$,求解域为 $x(1:nx)$ 和 $z(1:nz)$.

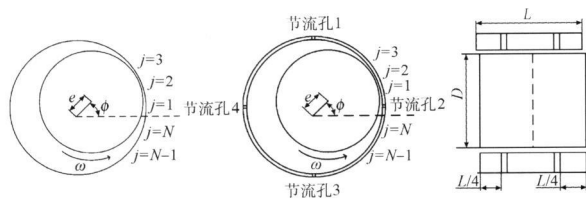


图 1 纯动压及动静混合径向气体轴承模型
Fig. 1 Model of self-acting and hybrid gas journal bearings

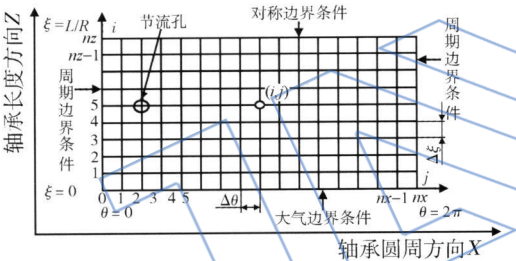


图 2 径向(纯动压、动静压混合)气体轴承计算域
Fig. 2 Calculation domain of journal gas bearings (self-acting and hybrid type)

采用中心差分法对 θ 和 ξ 方向进行离散化,同时使用变方向隐式法(ADI)对时间进行离散化.整个过程采用规格化网格,具体过程如下:

假设第 n 步的压力分布为已知.在求解迭代循环的第一步即 $n+1$ 步的过程中,将关于 θ 方向的偏导作为未知参数,将 ξ 方向的偏导作为从第 n 步获得的已知参数;在求解迭代循环的第二步即 $n+2$ 步的过程中,将关于 ξ 方向的偏导作为未知参数,将 θ 方向的偏导作为从第 $n+1$ 步获得的已知参数,进而完成一个迭代循环.完成上述迭代循环后,将第 $n+2$ 步的解作为新的第 n 步的初值,开始下一次迭代循环计算.

其中,求解所需的边界条件如下:

- 大气边界条件 $p(z=0)=p_a$
- 对称边界条件 $p(z=nz+1)=p(z=nz-1)$

周期边界条件 $p(x=0)=p(x=nx)$

$p(x=1)=p(x=nx+1)$

1.2 瞬态气膜力的求解

作用与轴颈上的瞬态气膜力可以通过对 $p(\theta, \xi, \tau)$ 进行积分求得,具体过程如下:

$$F_x = p_a R^2 \int_0^{2\pi} \int_0^{L/R} p(\theta, \xi, \tau) \cos \theta d\xi d\theta$$

$$F_y = p_a R^2 \int_0^{2\pi} \int_0^{L/R} p(\theta, \xi, \tau) \sin \theta d\xi d\theta$$

1.3 转子动力学方程及数值仿真步骤

径向气体轴承转子系统结构示意图如图 3 所示,该系统是由离散的轮盘,具有分布质量的弹性轴段等部件组成.沿轴线将转子-轴承系统划分为圆盘、轴段等单元,各单元间彼此在结点处联接.结点选择在圆盘中心、轴颈中心以及轴线的一些位置上,并按顺序编号.



图 3 径向气体轴承 转子系统模型

Fig. 3 Model of journal gas bearing system

采用有限单元法获得转子系统的质量矩阵 M 与刚度矩阵 K ,获得转子系统的动力学方程如下:

$$M\ddot{\mathbf{u}} + C\dot{\mathbf{u}} + K\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (7)$$

其中 $\{\mathbf{u}\}$ 为转子系统的各节点的位移向量,即 $\{x_1, \theta_1, y_1, -\theta_1, x_2, \theta_2, y_2, -\theta_2, \dots, x_N, \theta_N, y_N, -\theta_N\}$, N 为转子系统的节点数, C 为系统阻尼矩阵, $\{\mathbf{F}\}$ 为施加到转子系统上的力,本研究中 $\{\mathbf{F}\}$ 为径向气体轴承作用到转子上的瞬态气膜力 F_x, F_y 和动力系数识别时所施加的额外激振力 $f_{\text{exat}_x}, f_{\text{exat}_y}$.

对式(7)中的常微分方程,采用逐步积分的 Newmark 方法进行数值求解,获得转子各个节点的位移、速度和加速度.

通过图(4)来说明经过 $t \rightarrow t + \Delta t$ 时间,采用 ADI 算法的过程.

1.4 基于迹迹法的非线性动力系数识别方法

针对变方向隐式算法(ADI)耦合求解的转子动力学分析过程,采用相应的动力学特性系数分析过程.对于任意时间 τ ,转子的运动方程可以写为如下形式:

$$\begin{cases} m\ddot{x}(\tau) + C_{xx}\dot{x}(\tau) + C_{xy}\dot{y}(\tau) + \\ K_{xx}x(\tau) + K_{xy}y(\tau) = f_{\text{excit}_x}(\tau) \\ m\ddot{y}(\tau) + C_{yx}\dot{x}(\tau) + C_{yy}\dot{y}(\tau) + \\ K_{yx}x(\tau) + K_{yy}y(\tau) = f_{\text{excit}_y}(\tau) \end{cases} \quad (8)$$
$$\ddot{x}(\tau) = \frac{1}{m}[f_{\text{excit}_x}(\tau) - F_x(\tau)]$$
$$\ddot{y}(\tau) = \frac{1}{m}[f_{\text{excit}_y}(\tau) - F_y(\tau)] \quad (9)$$

其中 $F_x(\tau)$, $F_y(\tau)$ 为 1.2 节中气膜作用在转子上的瞬态气膜力, f_{excit_x} , f_{excit_y} 为非线性动力学系数识别时作用在转子上的额外激振力, 将式 (9) 带入式 (8) 可得

$$\begin{cases} C_{xx}\dot{x}(\tau) + C_{xy}\dot{y}(\tau) + K_{xx}x(\tau) + K_{xy}y(\tau) = F_x(\tau) \\ C_{yx}\dot{x}(\tau) + C_{yy}\dot{y}(\tau) + K_{yx}x(\tau) + K_{yy}y(\tau) = F_y(\tau) \end{cases} \quad (10)$$

在转子运动的一个周期时间 T 内将其分为 N 步, 即 $i = N$, 可以获得时间步长 $\tau = T/N$, 利用轨迹法的计算特点, 获得每一时间步长位移、速度及气膜力, 进而得到 N 个类似于式 (10) 的以 K_{xx} , K_{xy} , K_{yx} , K_{yy} , C_{xx} , C_{xy} , C_{yx} , C_{yy} 八个参数为未知数的方程组。

采用以 Marquast 算法为基础的非线性最小二乘估计求解维数为 N 的方程组式 (10). Marquast 算法是专门为参数估计的最小二乘准则而设计的, 其具有如下特点: ①关于被估参数的最小二乘函数, 在接近最小值点时, 呈抛物线形态, 且可用泰勒级数的前三项足够好的近似; ②在远离最小值点时, 变化陡峭, 适于最速下降法处理。

Marquast 非线性最小二乘估计算法的具体数学描述为: 对于非线性向量函数

$$E(\mathbf{K}, \mathbf{C}, x, y, \dot{x}, \dot{y}) = \begin{bmatrix} e_1(\mathbf{K}, \mathbf{C}, x, y, \dot{x}, \dot{y}) \\ \vdots \\ e_N(\mathbf{K}, \mathbf{C}, x, y, \dot{x}, \dot{y}) \end{bmatrix}$$

其中 $\mathbf{K}$, $\mathbf{C}$ 为被估参数, 即式 (10) 中的非线性气膜刚度与非线性气膜阻尼; $x, y, \dot{x}, \dot{y}$ 为已知参数

$$e_1(\mathbf{K}, \mathbf{C}, x, y, \dot{x}, \dot{y}) = \mathbf{C} \times \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \mathbf{K} \times \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix}$$

进而求解满足 $\min_{\mathbf{K}, \mathbf{C}} \frac{1}{2} \|E(\mathbf{K}, \mathbf{C}, x, y, \dot{x}, \dot{y})\|_2^2$ 的参数 $\mathbf{K}$, $\mathbf{C}$ 其中, 被估参数 $\mathbf{K}$, $\mathbf{C}$ 统一写为形式 a , 采用 $a_{\min} \approx a_0 + \delta a$ 更新, 在此处 $\delta a = -\mathbf{H}^{-1} \cdot \Delta a(x^2)$. Hessian 矩阵近似表达和迭代计算为

$$H_{ij} = 2 \sum_{m=1}^n \frac{1}{\Delta y_m^2} \cdot \left[\frac{\partial f(a, x_m)}{\partial a_i} \frac{\partial f(a, x_m)}{\partial a_j} \right]$$
$$\mathbf{H} \Rightarrow \mathbf{H} \cdot \mathbf{I} (1+k). \text{ 这里 } \mathbf{I} (1+k) \text{ 是元素为 } 1+k \text{ 的}$$

对角阵. 远离最小值点时, k 取最大; 反之取最小.

图 4 ADI 方法计算流程图

Fig. 4 Flow chart of the ADI method

2 数值仿真结果及分析

数值分析的模型参数如下: 轴承长度 $L = 0.05 \text{ m}$, 轴承直径 $D = 0.0506 \text{ m}$, 气体密度 $\rho_a = 1.204 \text{ kg/m}^3$, 气体黏度 $\mu = 1.82 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$, 空气比热容 $\kappa = 1.401$, 大气压力 $p_a = 101325 \text{ Pa}$, z 方向(轴向) 网格数 $n_z = 20$, x 方向(周向) $n_x = 40$, 转子直径 0.05 m , 转子长度 0.3 m , 转子弹性能量 2.0×10^{11} , 转子密度 7825 kg/m^3 , 收敛条件为 $\max |\bar{p}_{i,j}^{n+1} - \bar{p}_{i,j}^n| \leq 10^{-6}$. 其中对于动静压混合径向气体轴承, 供气压力 $p_s = 151950 \text{ Pa}$; 小孔节流系数 $\Phi = 0.8$; 节流孔直径 0.002 m .

为了验证本文径向气体轴承模型数值分析所用程序的准确性, 首先按照文献[12]中建立长径比为 1 的轴承模型, 并计算其承载力 W 与姿态角 θ_0 . 将其结果与采用有限元法(FEM)和微分求积

表 1 计算结果对比

Table 1 Comparison of calculated results

Λ	ε	W			θ_0		
		FEM	DQM	*	FEM	DQM	*
0.1	0.1	0.0221	0.0223	0.0223	80.14	80.03	80.30
	0.2	0.0451	0.0457	0.0454	79.18	79.01	79.34
	0.4	0.0994	0.0984	0.105	74.55	74.01	74.45
	0.6	0.1833	0.1885	0.188	63.31	61.65	62.10
0.6	0.1	0.0850	0.0856	0.0859	49.62	49.36	49.69
	0.2	0.1737	0.1745	0.175	47.88	47.59	47.98
	0.4	0.3802	0.3831	0.384	41.17	40.75	41.18
	0.6	0.7114	0.7267	0.730	30.99	30.40	30.50
3.0	0.1	1.5364	1.5470	1.5560	18.75	17.99	18.01
	0.2						

法(DQM)进行比较, 具体结果见表 1. 其中, Λ 为无量纲轴承参数, 具体定义见式 (6); ε 为轴承偏心率; * 为本文所用程序的计算结果. 可以看出, 本文所用程序与文献吻合结果较好, 进而证明其分析径向气体轴承可用性, 为分析纯动压及动静混合径向气体轴承-转子系统动力学特性奠定基础.

2.1 无偏心质量转子动力学分析

为了更直观的描述转子的轴心轨迹, 本文轴心轨迹图及转子静平衡位置图的横纵坐标均为无量纲化后的参数, 其中无量纲参数为轴承平均半径间隙.

图 5 中分析了无偏心质量的纯动压径向气体轴承-转子系统及动静混合径向气体轴承-转子系统在不同转速下的轴心轨迹图. 当转速为 5000r/min 时(图 5(a)), 纯动压径向气体轴承-转子由初始位置运动一段时间后稳定在某位置, 即‘点稳定’; 动静混合径向气体轴承转子系统在 37000r/min 时也呈现相同的运动特性(如图 5(b)所示). 当纯动压径向气体轴承支撑的转子转速增加到 11500r/min 时(图 5(c)), 系统呈现出稳定的极限环运动; 如图 5(d), 动静混合径向气体轴承-转子系统在 79000r/min 时为类似的极限环运动.

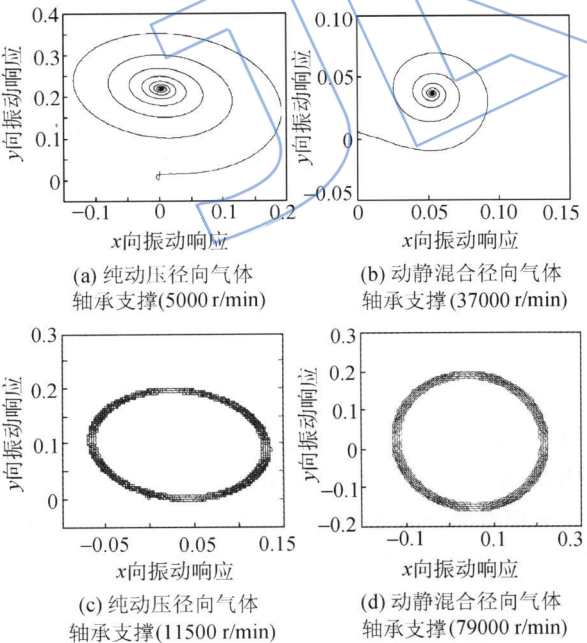


图 5 无偏心质量作用下不同转速下不同支撑轴承轴心轨迹图

Fig.5 Trajectory diagram of the system with no unbalance mass with different bearings under different rotating speeds

在图 6 中对无偏心质量的转子轴承系统进行了频率分析. 由图 6(a) 和 (b) 可以看出, 对于纯动压径向气体轴承-转子系统, 频率成分中普遍出现了小于 0.5 倍频的低频分量; 并且随着转速的增加, 低频分量的幅值逐步增大. 这是由于气体黏性较润滑油小很多, 导致其发生低频涡动的频率也很低. 上述低频分量在动静混合径向气体轴承-转子系统中也有体现(图 6(c) 和 (d)).

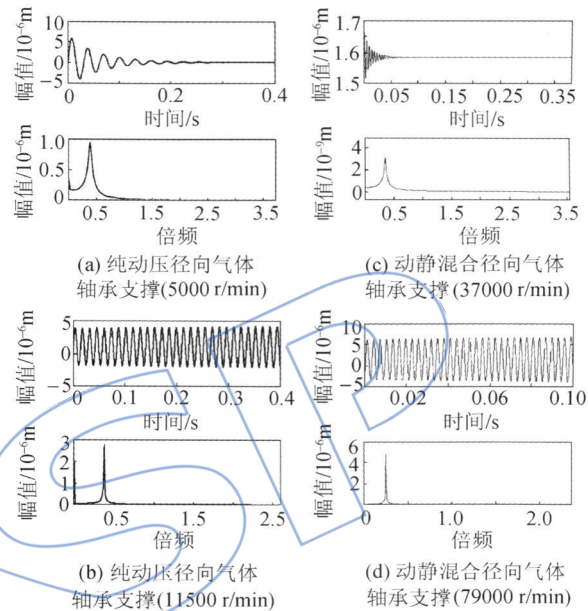


图 6 无偏心质量作用下不同转速不同支撑轴承振动频谱图

Fig.6 Frequency spectrum of the system with no unbalance mass with different bearings under different rotating speeds

在图 7 中, 以转速为分岔参数进行分析, 可以看出: 纯动压径向气体轴承-转子系统转速升高至约 8000r/min 时, 系统发生 Hopf 分岔, 从平衡点

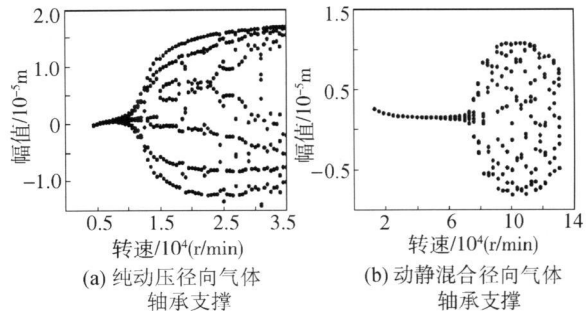


图 7 无偏心质量时 X 方向位移分岔图

Fig.7 Bifurcation diagram of displacement on X with no unbalance mass

的稳态运动,逐步变为极限环运动,具体如图 7 (a)所示;动静混合径向气体轴承-转子系统在转速为 70 000 r/min 时系统发生 Hopf 分叉(如图 7 (b)),由此可见,由转子涡动所引起的气膜失稳及其稳定性问题上,动静压混合径向气体轴承的稳定性好于纯动压气体轴承.

2.2 有偏心质量转子动力学分析

偏心质量施加到图 3 中 4 号节点处,大小为 0.2 kg,偏心距为 0.000 1 m.

在纯动压径向气体轴承-转子系统中,当转速为 5 000 r/min 时(图 8(a)),转子系统为稳定的周期运动,其幅值伴随着转速的增加而增加.当转速达到 12 000 r/min 时(图 8(b)),系统稳定的周期运动发生失稳,但是其幅值并不是很大,所以是可以接受的.当转速逐步增加到 23 000,47 000 r/min (图 8(c),(d))时,系统的振动的幅值逐步变大,纯动压径向气体轴承转子系统运动的规律变得更加复杂.

在动静混合径向气体轴承-转子系统中,伴随着转速的增加,该系统也呈现出类似于纯动压径向气体轴承类似的规律(如图 8(e),(f),(g),(h)).不同于纯动压径向气体轴承-转子的系统动力学特性,发生相似的振动特性的转速比较高,并且在转速很高的情况下振动幅值偏小(如图 8(d))47 000 r/min 时纯动压径向气体轴承转子系统响应幅值约为 0.7 倍轴承间隙,而图 8(h)在 118 000 r/min 时动静混合径向气体轴承转子系统响应幅值为 0.32 倍轴承间隙),上述现象是由于动静混合径向气体轴承节流孔了产生额外的承载能力,使转子系统运行的偏心距偏小,进而抑制了由气体动压效应而产生的涡动现象.

对有偏心质量作用下的径向气体轴承-转子系统进行频率成分分析.对于纯动压径向气体轴承-转子系统,当转速为 5 000 r/min 时,系统以由偏心质量引起的 1 倍频为主,如图 9(a)所示.当转速增加到 12 000 r/min (图 9(b))时,出现约为 0.35 倍频的低频分量,但幅值很小.当转速增加到 30 000 r/min (图 9(c))时,0.35 倍频的幅值逐步增大并超过了 1 倍频的幅值,此时低频涡动表现较为明显.随着转速的进一步增加,在原来 0.35 倍频的基础上又出现了更小的低频分量,如图 9(d)所示,但是整个系统仍以 0.35 倍频的幅值最大.

对于动静混合径向气体轴承-转子系统,其频率成分的变化规律类似于纯动压径向气体轴承-转子系统,即随着转速的增加,系统由 1 倍频成分

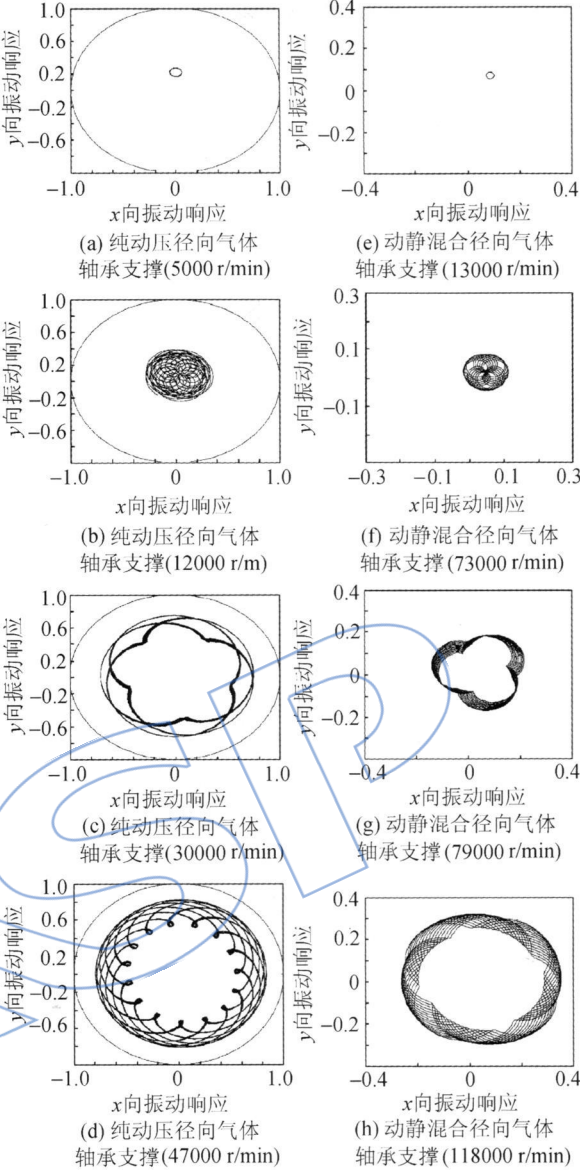


图 8 偏心质量作用下不同转速不同支撑轴承 轴心轨迹图

Fig. 8 Trajectory diagram of the system with unbalance mass with different bearings under different rotating speeds

为主,逐步出现低频成分,如图 9(e),(f),(g),(h)所示.但是,动静压混合径向气体轴承-转子系统出现低频分量的转速明显高于纯动压径向气体轴承-转子系统,且低频分量以 0.25 倍频为主,略低于纯动压径向气体轴承-转子系统的低频频率成份,同时在高转速情况下(如图 8(g),(h)),低频成份仍以 0.25 倍频为主,没有出现其他低频分量,上述现象也表明,动静混合径向气体轴承的额外供气可以抑制由转子涡动引起的不稳定性.

对不同转速下纯动压径向气体轴承-转子系统的 x 方向位移能量谱及相图(图 10(a),(b)),

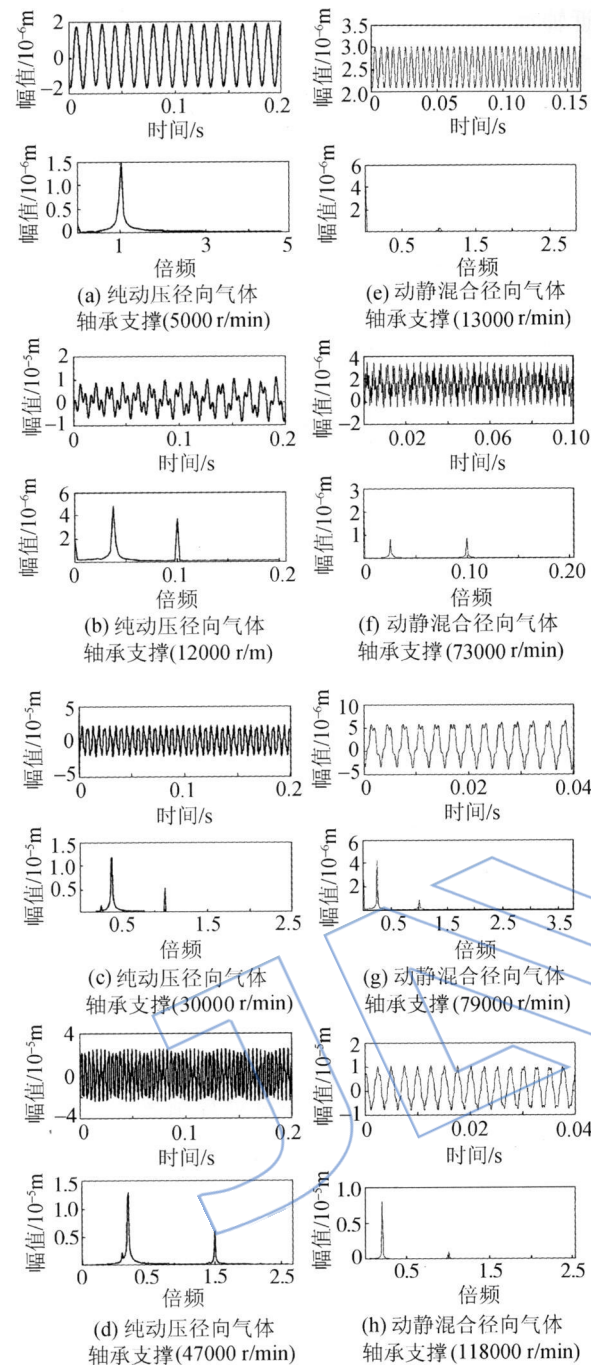


图 9 偏心质量作用下不同转速不同支撑轴承频谱图
Fig. 9 Frequency spectrum of the system with unbalance mass with different bearings under different rotating speeds

(e), (f)) 进行分析, 在转速为 5000r/min 时, 相图为椭圆; 当转速达到 47000r/min 时, 能量谱成份变复杂, 出现多个低频分量, 同时相图也反映出系统振动的复杂性. 对于动静混合径向气体轴承-转子系统, 当转速为 13000r/min 时, 能量谱的成份以 1 倍频为主, 相图为椭圆; 当转速为 118000r/min 时, 能量谱成份变得复杂, 1 倍频成分的能量

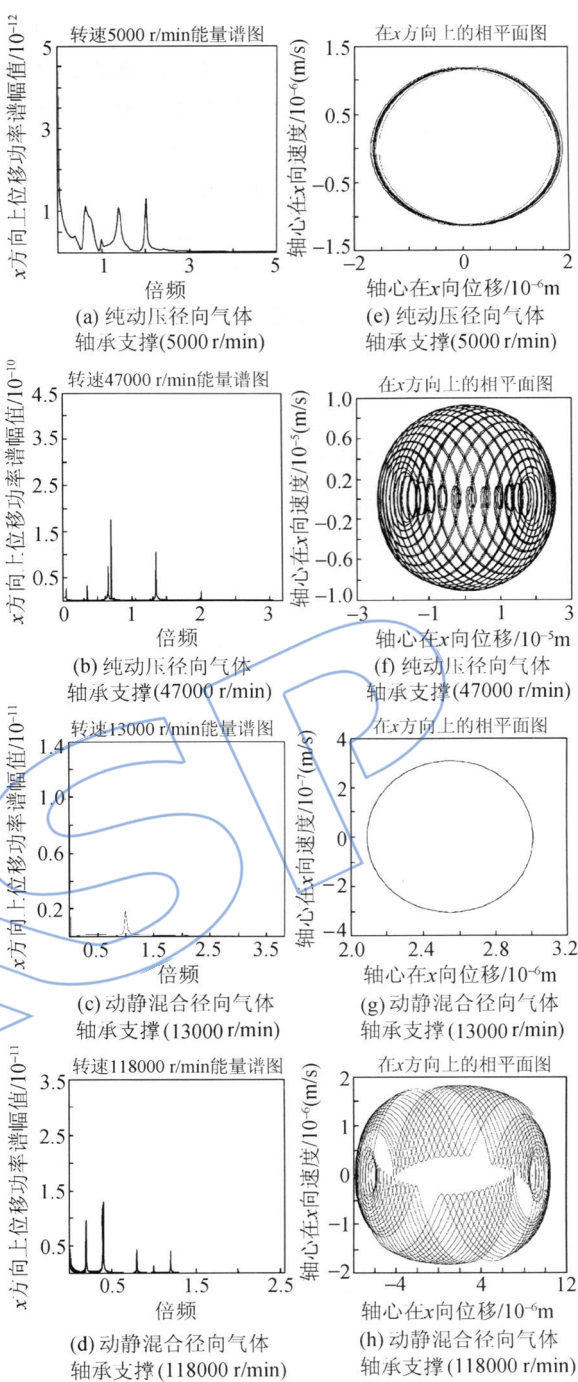


图 10 偏心质量作用下不同转速不同支撑轴承 x 方向能量谱图与相平面图
Fig. 10 Power spectrum of x direction and phase diagram with unbalance mass under different rotating speeds

越来越小, 系统的低频成分成为主要部分, 同时某些 1 倍频与 2 倍频之间的分量出现.

如 2.1 节中的分析, 以转速为分岔参数进行分析. 在图 11 中, 以转速为分岔进行分析, 可以看出: 在考虑不平衡质量后, 纯动压径向气体轴承

转子系统转速升高至约 11 000 r/min 时,系统发生 Hopf 分岔,从平衡点的稳态运动,逐步变为极限环运动,如图 11(a) 所示;动静混合径向气体轴承-转子系统在转速为 70 000 r/min 时系统发生 Hopf 分叉(如图 11(b)),对比图 7 可知,当不平衡质量作用时,纯动压径向气体轴承-转子系统发生分岔时的转速有所升高,而动静混合径向气体轴承-转子系统发生分岔的转速基本没有变化。

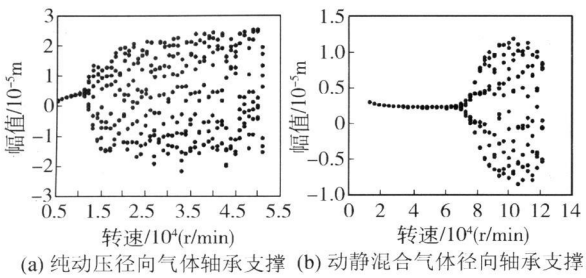


图 11 存在偏心质量时 x 方向位移分岔图
Fig. 11 Bifurcation diagram of displacement on x with unbalance mass

对转速为 47 000 r/min 时纯动压径向气体轴承-转子系统的振型进行分析,可以看出,在该转速下,其振型为一阶弯曲振动,即该转速位于转子-轴承系统一阶临界转速之下(图 12)。

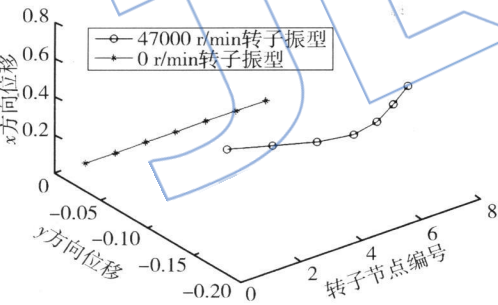


图 12 偏心质量作用下 47 000 r/min 时纯动压径向气体轴承-转子振型图
Fig. 12 Mode shape of self acting journal gas bearing with unbalance mass under the rotating speed of 47 000 r/min

2.3 重力作用径向气体轴承转子系统动力学特性分析

由图 13 中可以看出,本文所采用的方法可以用来分析考虑重力时不同转速下轴承-转子系统的平衡位置。在图 13(a) 中,当转速很低时,转子的平衡位置远离轴承中心,且由于重力作用而接

近轴承底部;伴随着转速的增加,平衡位置距离轴承中心的距离逐渐减少,与垂直方向的夹角逐步增大,整个轨迹为一近似的半圆,即通常所说的“平衡半圆”。在图 13(b) 中,由于动静混合径向气体轴承中节流孔产生额外的承载能力,导致轴承-转子系统在转速很低时轴心平衡位置仍然距离轴承中心不远的位置;随着转速的增加,转子运动的平衡位置逐步趋向于轴承中心。不同于纯动压径向气体轴承,重力作用下的动静混合径向气体轴承-转子系统的轴心轨迹没有形成相应的“平衡半圆”,但是可以看出,动静混合径向气体轴承在低转速时避免了纯动压径向气体轴承在低转速时启动困难的缺点。

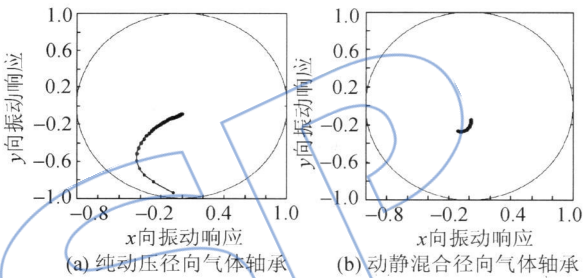


图 13 不同转速不同支撑轴承平衡位置分布图
Fig. 13 Equilibrium position of different bearing types with different rotating speeds

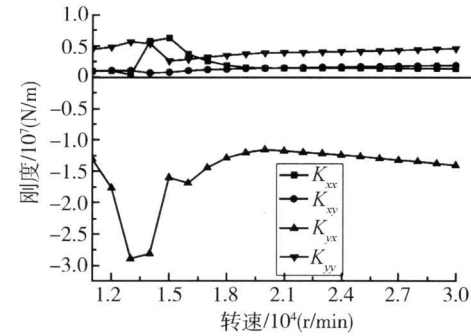
2.4 非线性动力学特性系数计算结果

应用 1.4 节中关于非线性动力学特性系数计算方法,采用上述数值模拟中所采用的动静混合径向气体轴承的模型参数,所施加的激励模型如下:水平方向 $4 \times \sin(\omega t)$;垂直方向 $8 \times \cos(\omega t)$,其中 ω 为转子的转速频率,激励力的单位为 N。在图 14(a) 中可以看出,动静混合径向气体轴承水平及垂直方向上主刚度随转速变化不大,这是由于动静混合径向气体轴承中节流孔的额外支撑所决定的。在图 13(b) 中,随着转速增加,动静混合径向气体轴承的阻尼系数逐步增大。

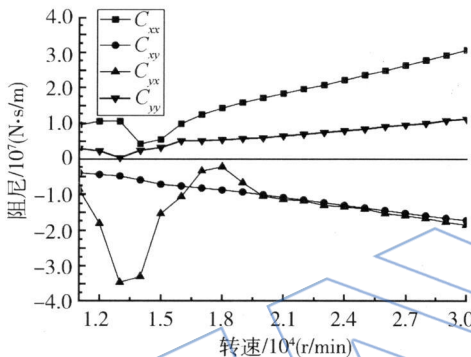
3 试验结果及分析

针对第 2 节中数值分析的转子轴承系统模型,进行试验研究。试验台主要由以下结构组成:1. 空气过滤器;2. 空气压缩机;3. 油水分离器;4. 碱洗塔;5. 电炉;6. 分子筛;7. 稳压罐;8. 陶瓷过滤器;9. 钢丝网过滤器;10. 镍片过滤器;11. 浮子流量计;12. 轴承气;13. 驱动涡轮;14. 转子;15. 电涡

流位移传感器; 16. 前置器; 17. 打印机; 18. 计算机; 19. 显示器. 试验过程中转子由离心空气涡轮驱动, 具体组成见图 15. 试验用转子及动静混合径向气体轴承部分参数与数值仿真所用的转子及轴承参数相同, 具体轴承及转子照片如图 16 所示.



(a) 动静混合径向气体轴承刚度系数



(b) 动静混合径向气体轴承阻尼系数

图 14 动静混合径向气体轴承非线性动力学系数随转速变化图

Fig. 14 Variation of nonlinear dynamic coefficients for hybrid bearing with different rotating speeds

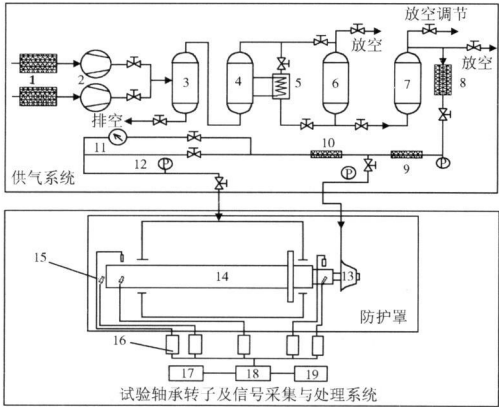


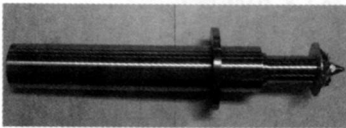
图 15 径向气体轴承试验系统组成图

Fig. 15 Constitution of journal gas bearing experiment system

由于第 2.1 节的数值模拟过程中发生低频涡动的转速很高(约 70000r/min), 且仿真时没有考虑重力作用, 在试验过程中受到离心涡轮驱动功率的限制, 难以达到上述发生低频涡动的转速. 因此本次实验中针对该转子系统进行不同的升速试验, 进而获得该轴承支撑下的转子平衡位置的变化. 在试验中最高转速达到 40000 r/min, 并且没有出现低频分量, 因此将 0~ 40000 r/min 升速过程中重力作用下的平衡位置与 2.3 节中的数值仿真结果进行比较.



(a) 径向气体轴承



(b) 转子

图 16 试验转子及轴承照片

Fig. 16 Photographic of experimental rotor and bearing

从图 17 中可以看出, 试验所获得在重力作用下平衡位置分布范围与图 13(b) 中静平衡位置的分布范围一致, 并且随着转速的增加平衡位置的变化规律相同; 由于试验中驱动涡轮的驱动气源存在波动, 所以在图 17 中得到的平衡位置略显不平稳, 与图 13(b) 相比平衡位置的连线较不光滑, 但是通过分析, 可以进一步证明本文所用数值仿真方法的正确性.

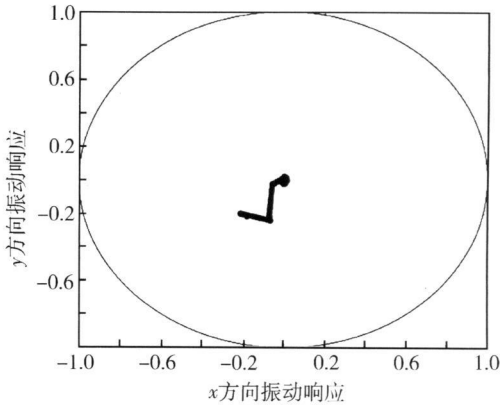


图 17 动静混合径向气体轴承在静平衡位置试验结果

Fig. 17 Experimental diagram of equilibrium position for hybrid gas bearing

4 结 论

本文对气体润滑的雷诺方程与转子动力学方程进行耦合求解, 进而分析纯动压径向气体轴承-转子及动静混合径向气体轴承-转子系统的非线

性动力学特性. 通过数值仿真获得了不同偏心质量下, 转子运动的轴心轨迹图、相图、频谱图、能量谱图、分岔图及重力作用下转子的静平衡位置分布图, 进而讨论了上述系统的运动稳定性问题. 研究表明, 本文中基于 ADI 的轨迹法能够很好的模拟气膜力的非线性特性, 并且计算得出由非线性气膜力引起的振动频率在 0.25~0.35 倍频之间, 这与文献[1]中径向气体轴承存在的现象相符; 重力作用下试验获得的动静混合径向气体轴承平衡位置与数值仿真获得的平衡位置分布范围一致, 变化规律相同, 从而验证了耦合求解建模及分析方法的正确性. 同时由于动静混合径向气体轴承中节流孔产生额外的支撑作用, 使动静混合径向气体轴承的涡动稳定性高于纯动压径向气体轴承, 但是本文所采用的模型没有考虑节流孔引起的“气锤”不稳定性, 因此需要进一步完善模型并研究动静混合径向气体轴承-转子系统的动力学特性.

参考文献:

- [1] 霍林 J. 摩擦学原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [2] Sternlicht B. Elastic and damping properties of cylindrical journal bearings[J]. ASME Journal of Basic Engineering, 1959, 81: 101-108.
- [3] Rentzepis G M, Sternlicht B. On the stability of rotors in cylindrical journal bearings[J]. Journal of Basic Engineering, 1961, 84(3): 521-532.
- [4] Ausman J S. An improved analytical solution for selfacting, gas lubricated journal bearings of finite length[J]. J. Basic Engineering, 1961, 83(2): 188-194.
- [5] Lund J W. The stability of an elastic rotor in journal bearings with flexible, damped supports[J]. Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics, 1965, 87: 911-920.
- [6] Castelli V, Elrod H G. Solution of the stability problem for 360 degree selfacting, gas lubricated bearing [J]. ASME Journal of Basic Engineering, 1961, 87: 199-212.
- [7] Castelli V, Stevenson C H. A semi implicit numerical method for treating the time transient gas lubrication equation [R]. New York: Mechanical Technology Inc., TID 23853, 1967.
- [8] Dimofte F. Fast methods to numerically integrate the Reynolds equation for gas fluid films [R]. New York: NASA Technical Memorandum, 105415, 1992.
- [9] Bour Sa B, Grau G, Jordanoff I. On nonlinear rotor dynamic effects of aerodynamic bearings with simple flexible Rotors [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130: 012503.
- [10] Wang C C, Jang M Y, Yenliang Y. Bifurcation and nonlinear dynamic analysis of a flexible rotor supported by relative short gas journal bearings[J]. Chaos, Solitons and Fractals, 2007, 32(2): 566-582.
- [11] Yang D W, Chen C H, Kang Y, et al. Influence of orifices on stability of rotor aerostatic bearing system [J]. Tribology International, 2009, 42(8): 1206-1209.
- [12] Malik M, Bert C W. Differential quadrature solutions for steady-state incompressible and compressible lubrication problems [J]. Journal of Tribology, 1994, 116(2): 296-302.