

文章编号:1000-8055(2012)02-0472-09

静压气体轴承气膜力及其与转子耦合动力学特性研究

赵 广¹, 刘盼年¹, 于贺春², 马文琦³, 崔 颖⁴, 刘占生⁴

(1. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024;

2. 中原工学院 机电学院, 郑州 450007;

3. 大连海事大学 交通与物流工程学院, 辽宁 大连 116026;

4. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 针对静压气体轴承, 进行三维实体建模, 采用供气孔区域非结构化网格和非供气孔区域结构化网格相结合的网格划分方法; 采用基于有限体积法的计算流体动力学(CFD)商业软件对三维稳态可压缩气体 Navier-Stokes(N-S)方程进行求解; 根据计算结果, 通过数据拟合获得了考虑转子偏心和转速的静压气体轴承气膜支承载力模型. 基于有限元法建立了气体轴承-转子系统动力学模型, 采用 Newmark 逐步积分法求解了系统的临界转速和不平衡响应. 在此基础上进行实验测试, 验证了数值仿真结果. 研究表明: 低速、小偏心下, 气膜主支承载力随偏心呈近似线性变化; 高速、大偏心下, 气膜主支承载力急剧增大, 气体轴承的动压效应显著增强; 气膜 x, y 向耦合支承载力随转速和偏心呈非线性变化; 转子系统一、二阶临界转速对当前结构刚度变化比较敏感, 而三阶临界转速对此不敏感. 因此, 气体轴承气膜支承载力的非线性特性及其与转子耦合动力学特性较为复杂, 在对气体轴承进行结构设计时, 应充分考虑其与转子的耦合, 合理设计工作转速范围.

关 键 词: 气体轴承; 转子; 气膜力; 气膜刚度; 动力学特性**中图分类号:** TG156; TH213.3**文献标志码:** A

Research on gas film force of aerostatic gas bearing and its coupled dynamics with rotor

ZHAO Guang¹, LIU Pan-nian¹, YU He-chun²,MA Wen-qi³, CUI Ying⁴, LIU Zhan-sheng⁴

(1. School of Energy and Power Engineering,

Dalian University of Technology, Dalian Liaoning 116024, China;

2. School of Mechanical and Electronic Engineering,

Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 450007, China;

3. Transportation and Logistics Engineering College,

Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China;

4. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: For aerostatic bearings with tangential gas supply, a three dimensional solid model was developed. Combining structured mesh with unstructured mesh, three-dimensional compressible Navier-Stokes (N-S) equations were solved with computational fluid dynamics (CFD) commercial software based on finite volume method. According to the simulation results, gas film supporting force model related to rotor eccentricity and speed was de-

收稿日期: 2011-03-29; **修订日期:** 2011-08-15**基金项目:** 教育部 2011 年博士点基金(20110041120034); 国家自然科学基金(11102050, 51075048);

辽宁省博士启动基金(20110129); 中央高校基本科研业务费 DUT09RC(3)(272)

作者简介: 赵广(1981—), 男, 河南遂平人, 讲师, 博士, 研究方向为转子动力学及非线性振动. E-mail: zhaoguang@dlut.edu.cn

rived with data fitting. Dynamics model of aerostatic bearing-rotor system was built with finite element method and critical speed and unbalance response were solved using Newmark integration method. Experimental tests were performed to verify the numerical simulation results. Research results show that film main supporting force changes linearly in the state of low-speed, small eccentricity, whereas increases rapidly under high-speed and large eccentricity, and effect of dynamic pressure of aerostatic bearing significantly enhances. Coupling supporting force between x and y directions changes nonlinearly with speed and eccentricity; First and second critical speed are sensitive to the current structural stiffness while the third one is not. Therefore, nonlinear characteristics of gas bearing and coupled dynamics of rotor-bearing system are complex; in the case of bearing structure design, coupling between gas bearing and rotor, work speed range should be taken in to full account.

Key words: gas bearing; rotor; gas film force; gas film stiffness; dynamics

气体轴承具有精度高、摩擦功耗极小、寿命长、清洁等优点,在高速旋转机械上具有广阔的应用前景.然而气体轴承固有的缺陷如阻尼不足、缺乏不对中补偿能力等^[1]使得气体轴承-转子系统的动力学特性复杂、稳定性较差^[2].静压气体轴承具有结构简单、承载能力小、刚度低、精度高等特点,在气源有保障的场合具有良好的适应性^[3].

对于静压气体轴承的建模,在基本假设下对雷诺方程进行二维简化,然后采用有限差分法^[4-6]或有限元法^[7]等数值方法进行计算.但当供气压力、偏心率较大时,简化后的二维雷诺方程不能精确反映润滑气膜内的三维流动,得到结果与实际工程情况存在一定偏差^[8].

对于气体轴承-转子系统的耦合研究,采用线性刚度显然不能准确刻画气体轴承的动态特性;采用雷诺方程编程求解可实现与转子的耦合求解^[9],但对于逆切向供气轴承,流场内形成一定的环流效应,这种方法无法满足精度要求;而采用计算流体动力学(CFD)软件与转子动力学程序的动网格耦合求解^[10],轴承间隙与尺寸比例严重失调,网格二次生成会出现畸形和负体网格,仍然存在一定的问题.

本文针对气体轴承-转子系统,采用基于有限体积法 Fluent 软件,考虑转子的偏心和转速对气体轴承流场进行数值仿真,在此基础上,将气膜支承力与转子系统耦合起来探讨气体轴承-转子系统非线性动力学特性,并进行了实验验证.

1 切向供气静压气体轴承
三维流场仿真

1.1 气体轴承结构参数

静压气体轴承采用切向供气,双排小孔节流

每排供气孔个数为 20 个.静压气体轴承结构如图 1 所示,具体结构参数如表 1.

表 1 气体轴承结构参数
Table 1 Structure parameters of gas bearing

参数	数值
轴承长 L/mm	60
轴承内径 D/mm	50
轴承半径间隙 e'/mm	0.04
供气孔直径 d_0/mm	0.4
偏心量 $e_0/\mu\text{m}$	4~32
孔边距 l_1/mm	15
孔距 l_2/mm	30
节流孔数(双排)	20/排

1.2 建模及模型简化

由于静压气体轴承的应用转速越来越高,采用雷诺方程的编程计算难以满足计算精度的需求,尤其当供气孔具有一定角度时,所形成的环流效应无法得到考虑.文献[8]研究结果表明,层流精算模型即可以满足精算精度需求,同时具有较高的计算效率.

根据流场计算的特点,建模过程只考虑流动对流场特性的影响,因此图 1 的结构简化成如图 2 所示的结构.简化后的模型有三类边界条件:压力进口(pressure inlet,供气孔位置)、压力出口(pressure outlet,出气孔处)、壁面(wall),其中壁面又分旋转面(与轴颈配合位置)和静止面(与轴承内表面配合位置).为考虑动压效应,旋转面需要给定旋转速度,所有边界条件的设定值在 Fluent 求解时进行.模型简化过程中,不考虑偏心角

的影响,均假设偏心角为 0,同时暂时不考虑安装位置对流场特性的影响。

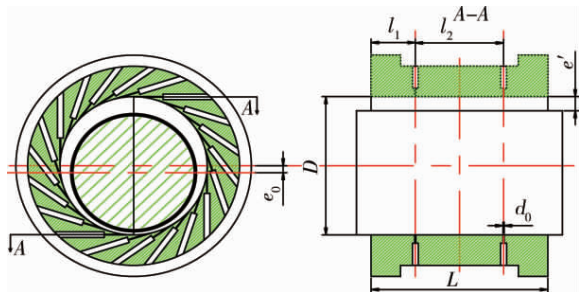


图 1 切向供气静压气体轴承结构

Fig. 1 Structure of tangential aerostatic bearing

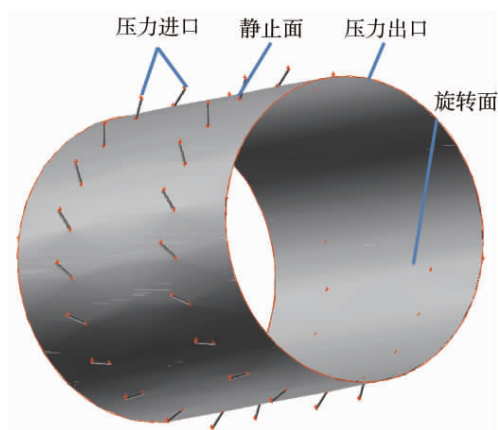


图 2 计算模型及边界条件

Fig. 2 Calculation model and boundary conditions

层流模型计算中的假设条件如下:

1) 轴承与转子工作面均为理想光滑曲面,气膜厚度为常值,不考虑粗糙度对轴承特性的影响^[11]。

2) 气体为理想气体,气体在气膜内的流动过程很短,热量来不及交换,因此假设流动过程是绝热的^[12]。

3) 不考虑 0.8 以上的偏心率的流场特性,此时局部间隙较小,已经接近气体分子运动的自由程,需要考虑滑移边界条件。

在上述假设条件下,径向静压气体轴承边界条件设定如下:压力进口 (pressure inlet) $p_{in} = 0.6 \text{ MPa}$;轴承气直接排入大气中,因此压力出口 (pressure outlet) p_{out} 等于大气压力,当工作环境压力 $p_a = 0.101 \text{ MPa}$, $p_{out} = 0 \text{ MPa}$;旋转面的速度为 $0 \sim 60\,000 \text{ r/min}$ 。

气体轴承的气膜间隙及供气孔出口区域是计算的关键部位,所以需要对上述部位进行局部加密。同时考虑到轴承的工作间隙远小于轴承其他

尺寸,会导致网格纵横比失衡,因此在网格划分时将整个流场分为 20 个有供气孔区和 20 个无供气孔区;在有供气孔的区域,由于结构的限制,需要采用五面体和六面体网格相结合的方式;在无供气孔区域,采用六面体网格,如图 3 所示。为提高工作间隙内的流场计算精度,在气膜高度方向上进行多层细化,气膜高度方向上分为 10 层。

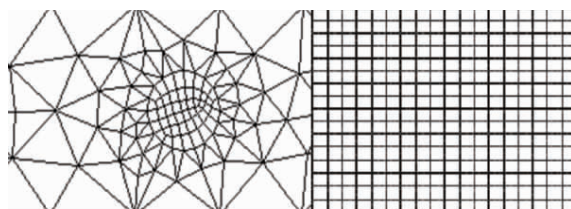


图 3 有、无供气孔区域的计算网格

Fig. 3 Calculation grids with and no hole region

1.3 仿真与实验结果对比

采用相同的模型简化方法、网格划分、边界和假设条件,建立与文献^[13]中实验结果所用的结构,气体轴承承载力仿真与实验结果如图 4 所示。

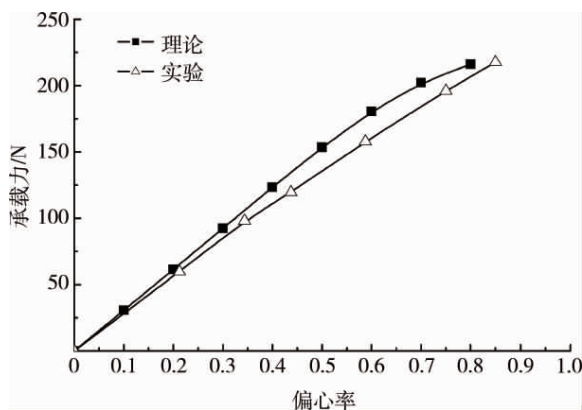


图 4 计算结果与实验结果对比

Fig. 4 Comparison between calculation and experiment results

图 4 对比结果表明,计算和实验结果整体吻合较好,偏心率在 0.4~0.6 之间时,吻合性随偏心率增大逐渐变差。如果不计实验状态、测试误差等,主要源于大偏心率下,网格划分效果相对变差,计算收敛效果也随之变差,因此计算结果误差较大,气体轴承一侧工作间隙增大会出现压力陡降,采用层流模型不能精确的计算压力分布。

1.4 静压气体轴承三维流场特性仿真

考虑气体轴承结构的对称性,设偏心发生在 x 方向,分别为 0, 4, 8, $\dots$, $32 \mu\text{m}$, y 方向的偏心量

为 0. 转速分别设为静止、10 000, 20 000, …, 60 000 r/min, 对流场域进行仿真, 收敛精度控制在 1×10^{-10} , 对 x, y 向径向合力分别进行计算, x 向径向合力为主气膜力, 用 f_x 表示; 耦合气膜力为 x 方向偏心量导致的 y 方向气膜力, 用 f_y 表示. 主气膜力、耦合气膜力随偏心量、转速变化规律分别如图 5、图 6 所示(图中离散圆点).

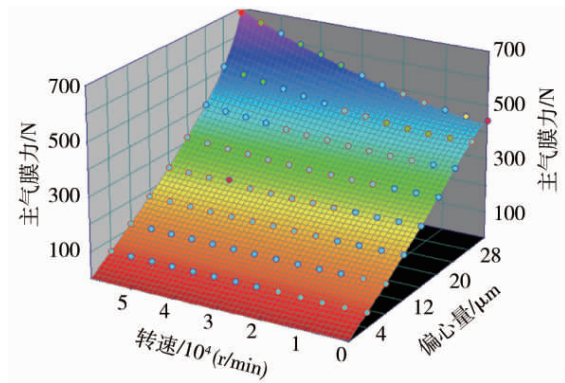


图 5 主气膜力随偏心量、转速变化规律

Fig. 5 Main gas film force versus eccentricity and rotor speed

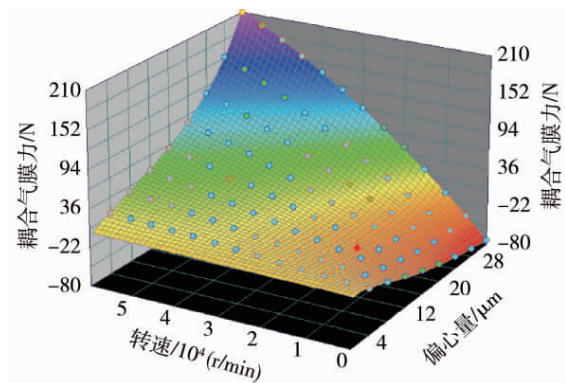


图 6 耦合气膜力随偏心量、转速变化规律

Fig. 6 Coupled gas film force versus eccentricity and rotor speed

主气膜力仿真结果表明, 在低速、偏心不大(小于 $24 \mu\text{m}$) 时, 主气膜支承力随偏心呈近似线性变化, 即低速小偏心下主气膜力(对应气膜主刚度)对偏心不太敏感, 而在高速时呈非线性变化. 为了方便求导获得气膜刚度, 结合主气膜力分布特点, 采用非线性逼近的二维有理函数的插值, 可以得到较高的拟合精度

$$f_x(e_0, \omega) = \frac{a + ce_0 + e\omega + ge_0^2 + i\omega^2 + ke_0\omega}{1 + be_0 + d\omega + fe_0^2 + h\omega^2 + je_0\omega} \quad (1)$$

式中 f_x 为主气膜力, e_0 为偏心量, ω 为转速, $a \sim k$

为主气膜力系数, 根据三维流场仿真结果得到的 $f(e_0, \omega)$ 确定, 系数结果如表 2 所示.

表 2 系数取值

Table 2 Values of coefficient

系数	主气膜力	交叉气膜力
a	2.5820198	-7.5318519
b	-0.035308777	6.5576743
c	12.527305	-3.2565392
d	2.0950792×10^{-6}	0.5417684
e	$-1.0471488 \times 10^{-4}$	1.1198298×10^{-4}
f	1.6307464×10^{-4}	9.014828×10^{-11}
g	-0.37845042	-0.78652235
h	$-1.1911832 \times 10^{-11}$	0.22641306
i	1.6605398×10^{-9}	-0.023426656
j	$-8.7249627 \times 10^{-9}$	1.3153128×10^{-7}
k	2.9222552×10^{-5}	

图 6 表明, 耦合气膜力对转速、偏心扰动均比较敏感; 随着转速和偏心的增加, 耦合力非线性增加, 其最大值约为主气膜力的 30% 左右, 且会出现负值, 对该非线性规律较强的耦合气膜力进行拟合, 采用非线性逼近函数

$$f_y(e_0, \omega) = \frac{a + blne_0 + c(\ln e_0)^2 + d(\ln e_0)^3 + e\omega + f\omega^2}{1 + glne_0 + h(\ln e_0)^2 + i(\ln e_0)^3 + j\omega} \quad (2)$$

式中 f_y 为耦合气膜力, $a \sim j$ 为耦合气膜力系数, 如表 2 所示.

根据拟合表达式, 在合适范围内给定任意偏心、转速, 即可得到该偏心量和转速下的主气膜力、耦合气膜力, 给定一系列偏心量和转速, 求得对应气膜力, 即可绘制三维曲面如图 5、图 6 所示. 曲面(拟合结果)和离散圆点(流场仿真结果)之间的误差如图 7 所示.

图 7 表明, 除偏心率为 0.8 时的低速和高速状态误差在 5% 以内, 其余拟合结果误差均在 2% 以内. 图 6 中耦合气膜力拟合结果理想, 最大误差在 4% 以内. 因此所采用的拟合表达式能够满足拟合精度要求.

偏心量在实际轴颈运动中代表振动位移, 刚度的本质是力对位移的求导, 则分别对主气膜力、耦合气膜力表达式(1)和式(2)关于偏心量 e_0 求导, 即可得到气膜主刚度和交叉刚度; 对偏心量、

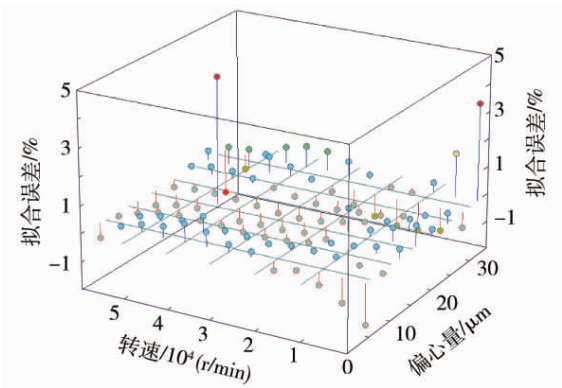


图 7 主气膜力仿真与拟合结果误差分析
Fig. 7 Error analysis of simulation and fitting results for gas film force

转速赋值,得到一系列刚度,绘制刚度随偏心率、转速变化曲面,如图 8、图 9 所示.

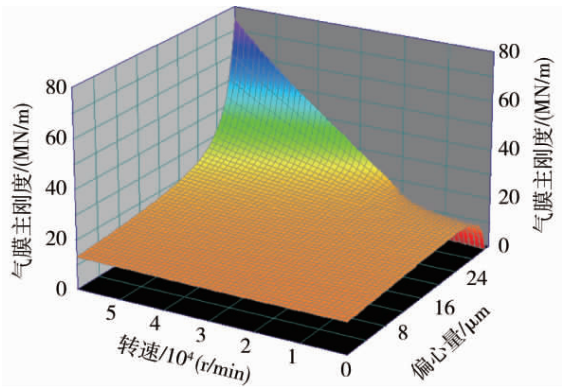


图 8 气膜主刚度随偏心率、转速变化规律
Fig. 8 Main gas film stiffness versus eccentricity and rotor speed

可以看出,气膜主刚度在低速、小偏心率下保持常数,高速大偏心率下随偏心率非线性变化;气膜交叉刚度对转速、偏心扰动极为敏感;随着转速

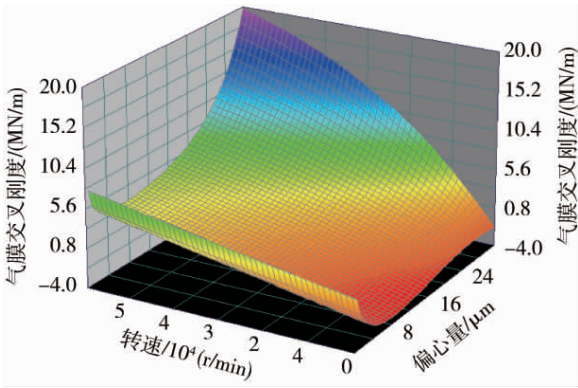


图 9 气膜交叉刚度随偏心率、转速变化规律
Fig. 9 Crossing gas film stiffness versus eccentricity and rotor speed

的变化,气膜交叉刚度非线性增大,而随着偏心率的增加,交叉刚度先减小后增大.在低速情况下,交叉刚度出现负值.

2 气体轴承-转子系统动力学特性仿真

2.1 气体轴承-转子系统动力学模型分析

对于转子,采用有限元法划分为 8 个单元,9 个结点,每结点 4 个自由度.径向气体轴承分别位于第 2,7 结点处,驱动涡轮位于第 9 结点处,转子有限元模型如图 10 所示.

转子有限元模型中单元结点信息如表 3 所示.

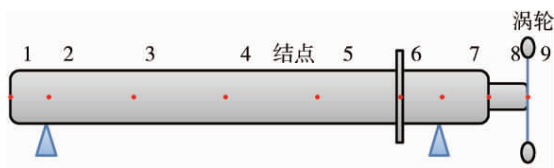


图 10 转子有限元模型
Fig. 10 Finite element model of rotor

表 3 转子有限元模型信息

Table 3 Information of rotor finite element model

单元编号	段长/m	外径/m	结点编号	轴段质量/kg	结点总质量/kg	备注
			1		0.385	尾端
1	0.05	0.05	2	0.771	1.002	轴承
2	0.08	0.05	3	1.233	1.233	
3	0.08	0.05	4	1.233	1.233	
4	0.08	0.05	5	1.233	1.233	
5	0.08	0.05	6	1.233	1.556	止推盘
6	0.07	0.05	7	1.079	0.925	轴承
7	0.05	0.05	8	0.771	0.638	
8	0.06	0.025	9	0.231	0.253	涡轮

注:其中结点总质量考虑涡轮和止推盘的质量,转动惯量不再表中给出.

基于有限元法,采用 Euler-Bernouli 梁模型假设,得到该系统的动力学方程如下:

$$[M]\{\ddot{Z}\} + ([C] - [J]\Omega)\{\dot{Z}\} + [K]\{Z\} = \{G\} + \{Q(t)\} + \{f(e_0, \omega)\} \quad (3)$$

其中 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 分别为系统质量、阻尼(取比例阻尼)、刚度阵; $[J]\Omega$ 为转子的陀螺力矩矩阵; $\{Z\} = \{x_k, y_k, -\theta_{xk}, \theta_{yk}\}$ (k 为结点编号)为结点位移向量; $\{G\}$, $\{Q(t)\}$ 分别为重力和不平衡力项; $f(e_0, \omega)$ 为上述得到的径向气体轴承气膜支承力,其偏心为结点 2,7 的动态振动位移。由于实际气体轴承的阻尼很小,因此忽略了气体轴承的阻尼力。

2.2 气膜力对转子锥动和弯曲临界正确性验证

考虑方程(3)的自由振动形式,去掉方程右端项,并将气体轴承主支承刚度合并到刚度矩阵中,由于交叉气膜刚度对临界转速影响甚微,忽略其影响,则

$$[M]\{\ddot{Z}\} + ([C] - [J]\Omega)\{\dot{Z}\} + ([K] + [K_b])\{Z\} = 0 \quad (4)$$

方程(4)对应的特征方程的特征值即为临界转速。改变气体轴承主支承刚度,得到系统各阶临界转速随支承刚度变化的规律,如图 11 所示。

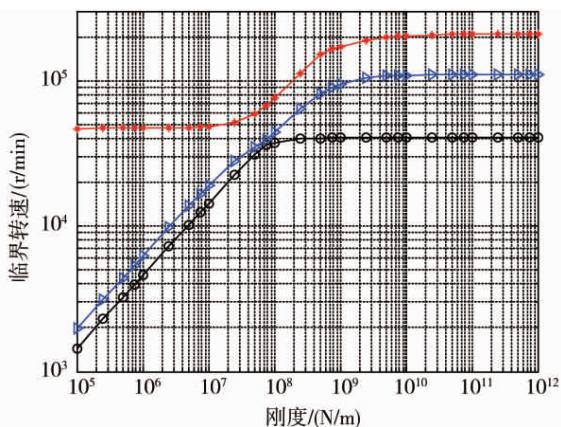


图 11 前三阶临界转速随支承刚度变化规律

Fig. 11 First three critical speeds versus supporting stiffness

由图 8 可得,气膜主刚度在 20 000 r/min 以前基本保持在 12 MN/m,不随偏心变化,此时对应的前两阶锥动临界转速分别为 17 000, 20 000 r/min。当转速在 50 000 r/min 的弯曲临界转速附近时,偏心(振动)较大,因而气膜刚度在 20~30 MN/m 范围内,对应的三阶临界转速范围 51 000~53 000 r/min。本结果为根据支承刚度预测的转子系统前三

阶临界转速结果,将在下面进行验证。

2.3 气体轴承-转子系统动力学特性

目前对于方程(3)求解比较有效的方法是数值仿真法,Newmark- β 逐步积分法计算效率高,稳定性好,因此采用该方法求解系统的动力学响应。

考虑实验台转子的加工工艺,不平衡发生在涡轮上,即转子上的结点 9。假设不平衡量发生的相位在 0° 位置,不平衡量为 $17.68 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 时,转子尾端结点 1 的水平 x 向幅频特性曲线如图 12 所示。

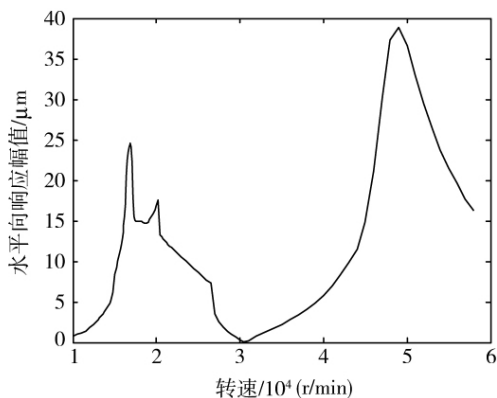


图 12 不平衡量为 $17.68 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 时尾端水平向幅频特性曲线

Fig. 12 Amplitude-frequency in rotor end with $17.68 \text{ g} \cdot \text{mm}$ unbalance

结果表明:

1) 转子的一阶临界转速为 16 900 r/min,一阶临界转速附近的响应幅值为 $24.5 \mu\text{m}$,二阶临界转速在 20 200 r/min 附近,三阶临界转速为 49 000 r/min,三阶临界转速附近的振幅为 $38.91 \mu\text{m}$ 。

对比 2.2 节中根据气膜主刚度预测的临界转速结果,前二阶阶锥动临界转速预测吻合较好,三阶临界转速略有偏差,因此,承载力拟合公式对于锥动和弯曲临界转速的预测具有较好的适用性。

2) 由于一阶、二阶临界转速较低且接近,结合弹性支承下模态分析结果,两者分别为转子的平动、锥动模态,三阶临界转速为转子的弯曲振动模态。

2.4 气体轴承-转子系统临界转速随不平衡量变化规律

结合上述仿真结果,考虑实际转子的不平衡量变化范围,保持不平衡量发生的位置和相位不变,同时保持响应输出位置即转子尾端水平向。分别进行数值仿真,分析气体轴承-转子系统各阶临界转速和临界转速振幅随不平衡量变化的规律。

气体轴承-转子系统临界转速随不平衡量变化规律如图 13 所示. 其中, 二阶临界转速在 $22.725\text{ g}\cdot\text{mm}$ 以后不明显因此不再考虑, 三阶临界转速基本保持不变, 为 $50\,000\text{ r/min}$, 图中不再给出. 系统临界转速附近振幅随不平衡量变化曲线如图 14 所示.

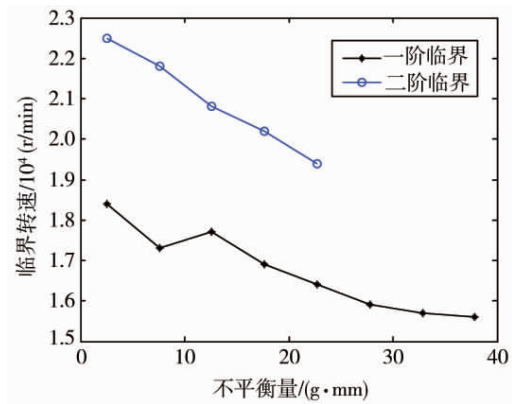


图 13 系统临界转速随不平衡量变化规律
Fig. 13 Critical speeds versus unbalances

结果表明:

- 1) 增大转子的不平衡量, 转子一、二阶临界转速均降低, 三阶临界转速基本保持不变. 这是由于不平衡增加即增加了转子的偏心, 虽然气膜主支承力(主刚度)变化不大, 但由于耦合气膜力(交叉刚度)对偏心和转速极为敏感导致的, 且无法用简单的线性理论进行解释.
- 2) 增大转子的不平衡量, 转子各阶临界转速

下的振幅增加; 一、二阶临界转速下的振幅随不平衡量非线性增加, 而三阶临界转速随之线性增加.

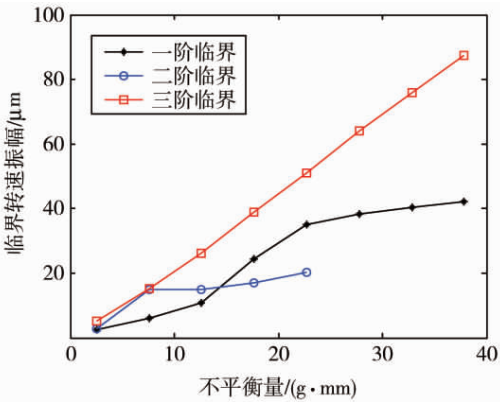


图 14 系统临界转速振幅随不平衡量变化曲线
Fig. 14 Amplitude under critical speeds
versus unbalances

- 3) 三阶临界转速不随不平衡量变化且三阶临界转速下的振幅随不平衡量线性变化表明, 系统的三阶临界转速(对应转子的弯曲模态)在当前结构刚度变化范围内不敏感, 而一、二阶临界转速对此敏感.

3 气体轴承-转子系统的实验研究

气体轴承-转子系统实验台结构示意图见图 15, 主要包括: 气体轴承-转子系统实验台本体、供气系统 8、信号采集与处理系统 9 三部分组成. 其中实验台本体包括: 1 涡轮组件; 2 密封; 3 径向轴承;

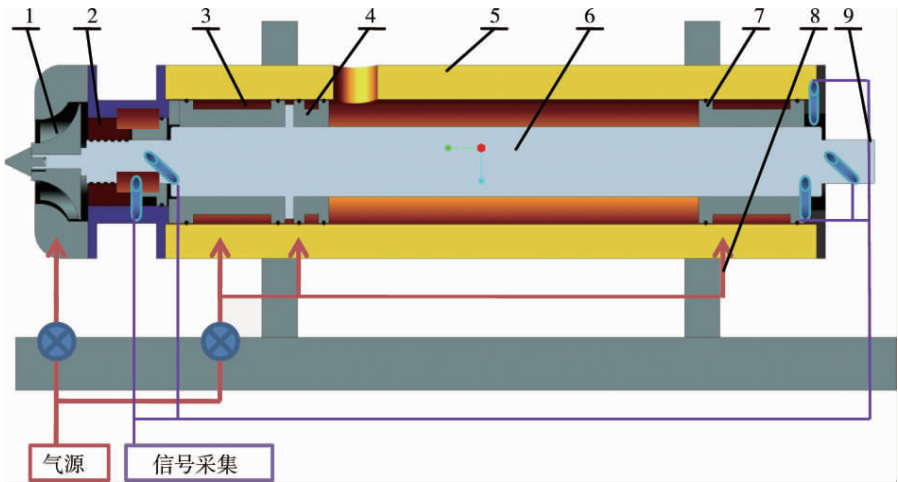


图 15 气体轴承-转子实验系统示意图
Fig. 15 Schematic of gas bearing-rotor experimental system

4 止推轴承;5 一体化机匣;6 转轴;7 径向轴承。

实验台本体转速调节通过驱动涡轮实现。转子尾端和密封处安装电涡流位移传感器测试转子的位移振动和转速。实验台本体实物图如图16所示。



图16 气体轴承-转子系统实验台

Fig. 16 Test rig of gas bearing-rotor system

调试各功能模块正常工作,静态下给气体轴承供气,测试气膜间隙,两端浮起量完全一致,也说明一体化支撑结构能够保证气体轴承的对中。对系统进行升速实验,测试转子尾端水平 x 向振动响应,其幅频特性曲线如图17所示。

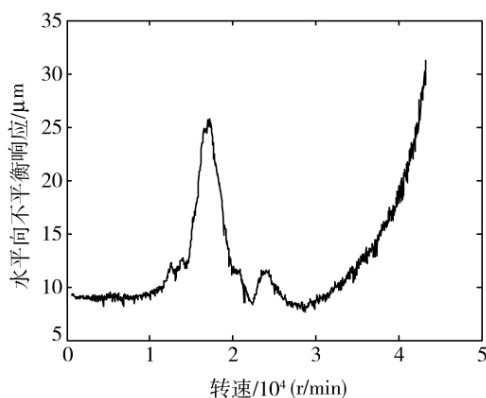


图17 转子尾端升速幅频特性曲线

Fig. 17 Amplitude-frequency in rotor end during speed increasing

实验结果表明,转子一阶临界转速在16 580~17 360 r/min 范围内,临界转速处的响应振幅为25 μm ;二阶临界转速在23 400~24 300 r/min 附近;三阶临界转速在43 300 r/min 以后,转子的最大振幅达到31.5 μm 。

相同状态仿真与实验结果对比表明,两者在临界转速及振幅上具有较好的吻合性,因此基于CFD 计算的考虑转子偏心和转速的气膜力模型

能够较好地刻画气体轴承-转子系统的动特性,也从侧面验证了气体轴承-转子系统数值仿真结果的正确性。

实验和仿真在二阶临界转速及振幅之间存在一定的误差,主要源于,数值仿真所采用的涡轮不平衡量是刚性转子在3 000 r/min 下的动平衡残余量,实际转子实验台支承改变后,且在高速时,实际不平衡量会发生一定的变化。

4 结 论

建立了气体轴承气膜支承力模型并将其与转子耦合起来进行了动力学特性研究,主要结论如下:

1) 基于CFD 方法建立了三维气体轴承流场仿真模型,简化了流场计算。通过与文献结果的对比,验证了CFD 仿真过程的正确性。

2) 采用Fluent 流场仿真和数据拟合,建立了考虑转子偏心和转速的气膜主支承力和 x, y 向耦合支承力模型。低速、小偏心下,气膜主支承力随偏心呈近似线性变化,高速、大偏心下急剧增大,气体轴承的动压效应显著增强;随着转速的变化,气膜交叉刚度非线性增大,而随着偏心的增加,交叉刚度先减小后增大。在低速情况下,交叉刚度出现负值。

3) 通过实验测试验证了气膜支承力模型,气体轴承-转子系统的仿真与实验结果在临界转速及其振幅方面均吻合较好。

4) 在一定范围内,转子一、二阶临界转速随偏心增加而降低,临界转速振幅随偏心非线性增加;三阶临界转速不随偏心变化,其振幅随之近似线性增加。说明一、二阶临界转速对当前结构刚度变化敏感而三阶临界转速对此不敏感。

5) 气体轴承气膜支承力的非线性特性及其与转子耦合动力学特性较为复杂,在对气体轴承进行结构设计时,应充分考虑其与转子的耦合,合理设计工作转速范围。

参考文献:

- [1] Powell J W. A review of progress in gas lubrication[J]. Rev. Phys. Technol., 1970, 1(1): 96-129.
- [2] 赵广,于贺春,马文琦,等. 转子-气体轴承-弹性支撑系统研究综述[J]. 润滑与密封, 2010, 35(11): 115-122.
ZHAO Guang, YU Hechun, MA Wenqi, et al. Review of research on rotor-gas bearing-flexible support system[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(11): 115-122. (in Chinese)

- [3] 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.
- [4] LO Chengying, WANG Chengchi, et al. Performance analysis of high-speed spindle aerostatic bearings[J]. Tribology International, 2005, 38(1): 5-14.
- [5] 张广辉, 刘占生. 薄膜节流器动静混合径向气体轴承性能[J]. 机械工程学报, 2011, 47(3): 73-80.
ZHANG Guanghui, LIU Zhansheng. Performance analysis of membrane restrictor hybrid journal gas bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(3): 73-80. (in Chinese)
- [6] Belforte G, Zaidi H, Frene J, et al. Theoretical investigation of fluid inertia effects and stability of self-acting gas journal bearings[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 836-843.
- [7] 李锻能, 张恩龙, 马平. 应用 Marc 分析气体静压轴承静态性能[J]. 润滑与密封, 2005, 171(5): 47-79.
LI Duanneng, ZHANG Enlong, MA Ping. Static performance analysis of aerostatic bearing with marc[J]. Lubrication Engineering, 2005, 171(5): 47-79. (in Chinese)
- [8] 于贺春, 马文琦, 王祖温, 等. 基于 FLUENT 的径向静压气体轴承的静态特性研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(12): 77-81.
YU Hechun, MA Wenqi, WANG Zhuwen, et al. Research on static characteristics of radial aerostatic bearings based on FLUENT[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(12): 77-81. (in Chinese)
- [9] 孙雅洲, 卢泽生, 饶河清. 基于 FLUENT 软件的多孔质静压轴承静态特性的仿真与实验研究[J]. 机床与液压, 2007, 35(3): 170-172.
SUN Yazhou, LU Zesheng, RAO Heqing. CFD simulation with FLUENT and experimental study on the static characteristic of aerostatic porous bearing machine[J]. Tool and Hydraulics, 2007, 35(3): 170-172. (in Chinese)
- [10] 李强, 刘淑莲, 郑水英, 等. 迷宫密封非线性动力特性的数值计算方法[J]. 浙江大学学报(工学版), 2009, 43(3): 500-504.
LI Qiang, LIU Shulian, ZHENG Shuiying, et al. Numerical calculation of nonlinear dynamic characteristics for labyrinth seals[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science), 2009, 43(3): 500-504. (in Chinese)
- [11] Hashimoto H. Surface roughness effects in high-speed hydrodynamic journal bearings[J]. Journal of Tribology, 1997, 119(4): 776-780.
- [12] 刘嗽, 刘育华, 陈世杰. 静压气体润滑[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990.
- [13] 张恩龙. 高速全支撑气体静压电主轴的承载特性研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2005.
ZHANG Enlong. Load property study of high speed motorized spindle on full support aerostatic bearing[D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2005. (in Chinese)