

基于 MATLAB 与 CFX 的动压气体轴承计算对比

吴炎,谢振宇,陈李成,郝建胜,李超

(南京航空航天大学 直升机传动技术重点实验室,江苏 南京 210016)

摘 要:基于有限差分法的 MATLAB 编程与 ANSYS 软件中 CFX 数值仿真计算两种分析方法,分别建立了动压气体轴承的雷诺方程计算模型与几何模型,对比分析了不同偏心率和转速下人字槽径向动压气体轴承的静态性能。结果表明:两种方法计算结果总体趋势基本一致,但相对 MATLAB 编程计算,CFX 计算得到的承载力较小;二者在计算结果上存在一定偏差。

关键词:人字槽径向动压气体轴承;雷诺方程;牛顿迭代法;CFX

中图分类号:TH133.3

文献标志码:A

文章编号:1671-5276(2021)02-0151-03

Calculation Comparison of Dynamic Gas Bearing Based on MATLAB and CFX

WU Yan, XIE Zhenyu, CHEN Licheng, HAO Jiansheng, LI Chao

(National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: With the analysis of the difference between CFX module in ANSYS software and MATLAB based on finite difference method in the calculation results of the bearing capacity of the herringbone groove radial dynamic gas bearing, the Reynolds equation calculation model and the geometric model of the dynamic gas bearing were established respectively, and the static performance of the herringbone groove radial dynamic gas bearing under different eccentricity and rotation speed were compared and analyzed. The results show that the overall trend of the two methods basically is the same, but compared with MATLAB, the bearing capacity calculated by CFX is smaller, indicating a large deviation in two calculations.

Keywords: herringbone radial dynamic pressure gas bearing; Reynolds equation; Newton iteration method; CFX

0 引言

人字槽径向动压气体轴承润滑介质是气体,具有阻尼小、功耗低、污染少、寿命长等优点,适用于相对极端的环境,应用领域较广^[1-2]。但该轴承的承载力偏低,刚度偏弱^[3-4],理论分析难度较大,因此相关理论计算数据和试验数据比较少。

1886 年 REYNOLDS O 推导出了不可压缩流体的 Reynolds 方程,描述了相对运动表面的运动速度、介质黏度、间隙形状与介质膜压力分布的关系,为流体润滑技术奠定了理论基础^[5]。1962 年-1965 年间,CASTELLI V、REDDY M M 等在利用有限差分法和有限元法等数值方法在求解静态雷诺方程上作出了杰出贡献^[6-7]。有限差分法和有限元法广泛应用于求解动压轴承的静态性能。

计算机技术的高速发展为 Reynolds 方程的求解提供了极大的助力。在 MATLAB 上对 Reynolds 方程进行编程,利用有限差分法求解动压气体轴承的压力分布逐渐成为了一种主流形式,也是 CFD 计算最早采用的方法。而一些专业的 CFD 软件逐渐崛起,其中 ANSYS 软件的 CFX 和 Fluent 模块使用最广泛。

二者计算方式存在较大差异,这意味着计算结果也可能存在较大差异,因此分析不同计算方法的差异是非常必要的。

本文以人字槽径向动压气体轴承为研究对象,对比分析 ANSYS 软件中 CFX 模块与基于 MATLAB 的有限差分法计算结果的差别,为使用两种方法分析动压气体轴承提供参考。

为方便叙述,在后文中,将人字槽径向动压气体轴承简称为气体轴承。

1 气体轴承模型

取气体轴承的直径 D 为 55×10^{-3} m,气体轴承宽度 L 为 24×10^{-3} m,平均气膜厚度 c_r 为 3×10^{-5} m,槽数 N_c 为 16,槽宽 b_c 为 4.32×10^{-3} m,槽深 h_c 为 5×10^{-5} m,单边槽长 l_c 为 6×10^{-3} m,槽角为 19° ,额定转速为 30 000 r/min,偏心率为 0.6。气体轴承模型如图 1 所示。



图 1 气体轴承外壁模型

2 静态特性的 MATLAB 求解

2.1 雷诺方程建立与离散化

从 $N-S$ 方程出发进行推导,得到柱坐标系下可压缩气体的广义曲面支静态二元流动雷诺方程:

$$\frac{1}{R^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{ph^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{ph^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega \frac{\partial(ph)}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中: R 为气体轴承半径, m ; θ 为圆周方向弧度数, rad ; p 为气膜压力, Pa ; h 为气膜厚度, m ; μ 为气体黏度, $N \cdot s/m^2$; z 为气体轴承轴向坐标, m ; ω 为工作角速度, rad/s 。将式(1)无量纲化可得:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{PH^3}{4\lambda^2} \cdot \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \Lambda \frac{\partial(PH)}{\partial \theta} \quad (2)$$

式中: $Z = z/L$; $H = h/c_r$; $P = p/p_0$; $\lambda = L/D$; Λ 为气体的可压缩系数; L 为气体轴承轴向宽度, m ; c_r 为气体轴承平均气膜厚度, m ; p_0 为环境压力, Pa ; μ_0 为 $25^\circ C$ 时空气的动力黏度; ν 为扰动角速度, rad/s ; D 为气体轴承直径, m 。利用中心差分法对式(2)进行离散,化简后提取系数矩阵得

$$a_{i,j} \delta_{i-1,j} + b_{i,j} \delta_{i+1,j} + c_{i,j} \delta_{i,j} + d_{i,j} \delta_{i,j-1} + e_{i,j} \delta_{i,j+1} = -S_{i,j} \quad (3)$$

式中: $a_{i,j}$ 、 $b_{i,j}$ 、 $c_{i,j}$ 、 $d_{i,j}$ 、 $e_{i,j}$ 、 $S_{i,j}$ 为与气膜厚度、气膜压力有关的系数矩阵; $\delta_{i,j} = (P_{n+1} - P_n)_{i,j}$ 表示在第 (i,j) 节点处,第 $n+1$ 次迭代与第 n 次迭代压力差。

迭代计算的收敛条件有很多种,其中最常用的是相对精度判断(相对收敛准则),相应的收敛公式为

$$\sqrt{\sum_{i=1}^{n\theta} \sum_{j=1}^{nz} \left(\frac{\Delta P_{i,j}}{P_{i,j}} \right)^2} \leq 10^{-6} \quad (4)$$

2.2 气膜厚度方程建立

如图2所示,设两中心连线 O_1O_2 与载荷 W 方向为偏角 φ ,偏心距 e 与平均气膜厚度 c_r 的比值为偏心率 ε 。忽略无穷小量,整理后可得无量纲气膜厚度为

$$H = 1 + \varepsilon \cos \theta + \frac{h_c}{c_r} \quad (5)$$

其中无槽处槽深 $h_c = 0$ 。

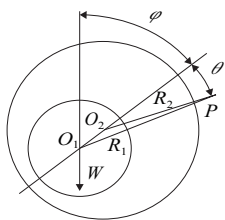


图2 转子相对位置示意图

将气膜沿圆周方向展开,其分布模型如图3所示。

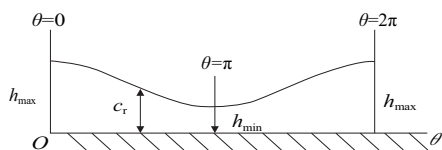


图3 气膜轴向展开示意图

对气膜模型进行网格划分,并对网格节点进行分类,用于判断网格节点是否处于槽区。气体轴承网格划分如图4所示。

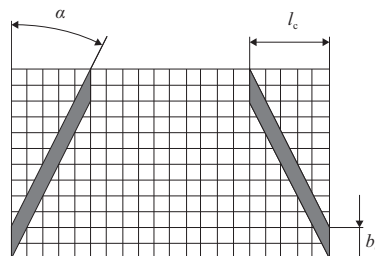


图4 气体轴承网格划分示意图

图4中, l_c 为单边槽长, b_c 为槽宽, α 为槽角。一组槽可分为两个槽区,分别由四条直线围成。为方便计算,使某一组槽的一个边界点置于原点处,并使整个槽区处于第一象限,设 $k = \tan \alpha$, 则有:

节点处于左半部分槽区条件

$$\begin{cases} 1 - L_c < z(j) < 1 \\ -k[\theta(i) - B] + 1 < z(j) < -k\theta(i) + 1 \end{cases} \quad (6)$$

节点处于右半部分槽区条件

$$\begin{cases} 0 < z(j) < L_c \\ k[\theta(i) - B] < z(j) < k\theta(i) \end{cases} \quad (7)$$

其中: $L_c = l_c/L$ 为无量纲槽长; $B = b_c/R$ 为无量纲槽宽。当节点满足式(6)或式(7)的条件时,可认为该节点落在槽区中,由此可以判断节点所在位置。

采用 MATLAB 进行数值计算的编程,动压气体轴承的性能求解程序框图如图5所示。

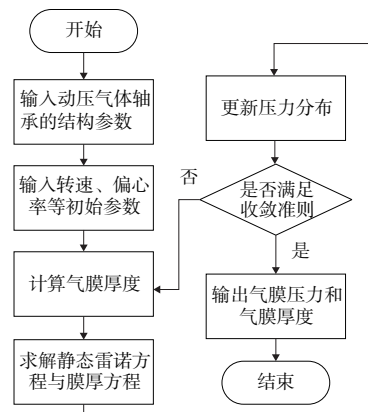


图5 MATLAB 求解流程图

3 静态特性的 CFX 求解

3.1 气膜模型建立与网格划分

Reynolds 方程是 $N-S$ 方程的简化版,推导基础为流体的动量守恒。而 CFX 的计算则同时兼顾了动量守恒和质量守恒,融合了有限元法和有限体积法,内置了非常丰富的物理模型,很适合用于气体轴承这种气膜几何尺寸跨度极大的模型计算。

利用 UG 建立气体轴承外壁与转子部分的三维模型,导入 Workbench 的 DM 模块中,对气体轴承的内流域进行抽取,得到气膜模型。气体轴承的气膜模型如图 6 所示。

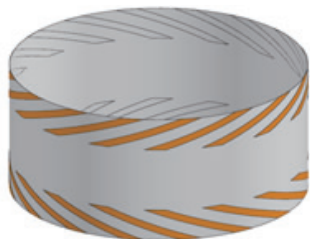


图 6 气膜三维几何模型

由于气膜厚度与气体轴承直径相差两个数量级,而气体轴承存在偏心和人字槽,模型不能应用周期阵列,且在模型传输过程中易出现几何畸变,生成网格时易产生负网格。ANSYS 内置的 ICEM 模块内置强大的几何修补功能,且能对模型进行结构化网格的划分,保证网格质量,提高计算精度。

针对气膜厚度与气体轴承直径相差过大的问题,可利用 ICEM 的块映射,通过雕塑法在拓扑空间进行模型的块划分,利用挤出得到与槽区相合的块。由于模型存在偏心,需要使每一个块与实体模型间建立点、线、面的关联,以保证每一个块与物理模型形成完美映射,生成光滑贴体的高质量结构网格。而结构网格在生成速度、计算精度、抗畸变度等方面,往往更加优越。该模型的块划分结果如图 7 所示,生成的结构化网格(局部)如图 8 所示。

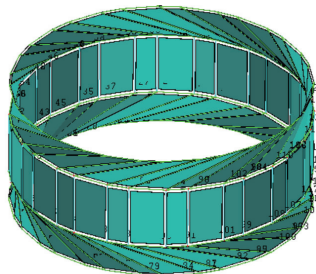


图 7 气膜模型的块划分

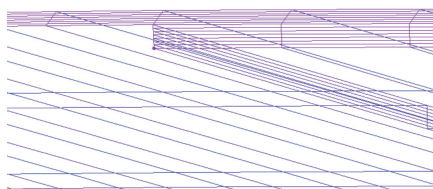


图 8 气膜模型的局部结构化网格

3.2 边界条件及求解设置

将网格导入 CFX 求解器,将气体轴承的润滑介质定为 25℃ 下满足理想气体条件的空气。由于气体轴承的雷诺系数很小,模型的 domain 选为层流模型。气体轴承气膜两侧界面同时充当入口和出口,因此该界面为开放式边界,采用 Entrainment 作为边界气体交换条件。转子壁面

设为旋转面,气体轴承外壁设为固定面。为保证计算精度,采用高阶求解对气体轴承性能进行计算。

CFX 中对残差的定义为:

$$\mathbf{r}^n = \mathbf{c} - \mathbf{A}\boldsymbol{\theta}^n \quad (8)$$

其中: $\mathbf{r}^n$ 为第 n 次迭代计算后所得的残差; $\mathbf{c}$ 为 CFX 求解方程中质量守恒微分方程与动量守恒微分方程离散、线性化后的常数项; $\mathbf{A}$ 为系数矩阵; $\boldsymbol{\theta}^n$ 为待求量(压力、速度)第 n 次迭代计算值。

为保证计算精度,取残差 $< 10^{-6}$ 时停止计算。

4 计算结果分析

4.1 压力分布

气体轴承转速为 30 000 r/min、偏心率为 0.6 时, MATLAB 计算所得压力分布如图 9 所示,CFX 计算所得压力分布如图 10 所示。

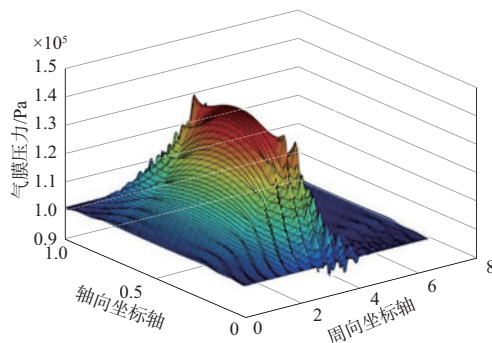


图 9 MATLAB 气膜压力分布

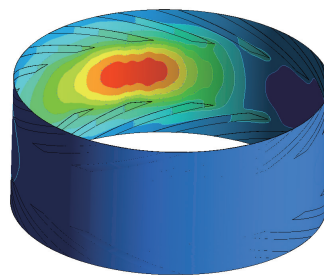


图 10 CFX 气膜压力分布图

可以看出,通过 MATLAB 进行数值计算所得结果与 CFX 计算结果在分布情况上基本一致。在气体轴承两边以及气膜较厚处,压力大小与外界压强基本一致,在气膜较薄处压力相对较大,且槽根处压力相对较大,说明气体由于黏性在气膜内被不断压缩,聚积在气膜较薄处和人字槽槽根处,形成动压效应和泵吸效应,产生支承力支承转子。

4.2 静态承载力结果对比

转速为 30 000 r/min 时承载力随偏心率变化情况如图 11 所示,偏心率为 0.6 时承载力随转速变化情况如图 12 所示。

(下转第 158 页)

- [2] 刘国栋. 航空活塞发动机燃烧过程和特性的模拟研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2013.
- [3] 王豪. 对置活塞二冲程直喷汽油机缸内工作过程仿真研究[D]. 北京:北京理工大学,2016.
- [4] 周龙保. 内燃机学[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,2005.
- [5] 刘亦夫,刘兵,刘亮,等. 天然气缸内直喷发动机在不同喷射和点火时刻下的排放与燃烧特性[J]. 西安交通大学学报, 2011,45(5):12-16.
- [6] 马富康,赵长禄,张付军,等. 对置活塞二冲程汽油机燃烧特性试验[J]. 内燃机学报,2019,37(1):41-47.
- [7] 焦运景,张惠明,司鹏鹏,等. 稀燃点燃式天然气发动机的燃烧特性[J]. 燃烧科学与技术,2009,15(6):541-545.
- [8] 王蕾,赵振峰,俞春存,等. 航空活塞汽油机燃烧特性优化[J]. 航空动力学报,2018,33(6):1345-1353.
- [9] 蔡娟. 某小型航空煤油活塞发动机总体性能分析及优化[D]. 南京:南京航空航天大学,2015.
- [10] 马富康,赵长禄,张付军,等. 对置活塞二冲程汽油机分层稀燃组织研究[J]. 北京理工大学学报,2018,38(1):12-19.
- [11] 王蕾,赵振峰,俞春存,等. 航空活塞二冲程汽油机排气口高度优化研究[J]. 航空动力学报,2019,34(2):442-450.
- [12] KAPOPARA J M, PATEL S M, SOLANKI N M, et al. CFD analysis of scavenging process for dome headed piston in two-stroke cycle engine[J]. Materials Today: Proceedings, 2018, 5(2):5131-5137.
- [13] 陈丙伟,陈伟,张晨. 某型二冲程航空活塞发动机缸头热负荷研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2018, 32(11):58-63,92.
- [14] 刘敬平,夏孝朗,赵智超,等. 内燃机燃烧放热率的典型特征参数对比以及对热-功转换效率的影响[J]. 内燃机学报, 2012,30(3):260-265.

收稿日期:2020-02-11

(上接第153页)

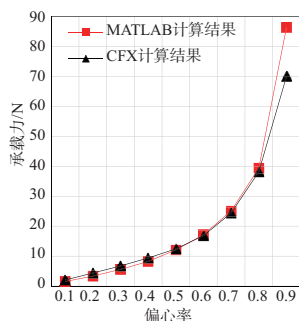


图 11 承载力随偏心率变化关系

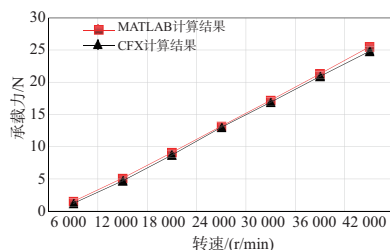


图 12 承载力随转速变化关系

可以看出,偏心率较小时,二者计算结果基本一致,CFX计算结果略高于MATLAB;当偏心率 >0.6 时,MATLAB计算结果更大,在极限偏心率下二者差别进一步拉大。而随着转速的升高,二者计算结果几乎没有明显区别。

5 结语

通过不同偏心率和转速下MATLAB数值计算与CFX仿真求解所得结果的对比,可以得到以下结论:

1) 动压气体轴承的承载力分别随偏心率和转速的增

大而增大,MATLAB数值计算与CFX仿真分析所得结果趋势变化基本一致,非极限偏心率下二者所得结果基本一致。

2) 在极限偏心率下MATLAB数值计算结果与CFX仿真结果存在较大偏差。

本文研究的算例虽然有限,但所得结论仍可为动压气体轴承的计算提供有益的参考。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] 十合晋一. 气体轴承:设计、制作与应用[M]. 北京:宇航出版社,1988.
- [3] 姚绍明. 气体复合润滑技术[M]. 北京:国防工业出版社,2008.
- [4] 祝汉婷. 人字槽动压滑动轴承—转子系统的动态特性研究[D]. 天津:天津大学,2012.
- [5] REYNOLDS O. On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil[J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1886, 40(242/243/244/245):191-203.
- [6] CASTELLI V, STEVENSON C H, GUNTER J, et al. Steady-state characteristics of gas-lubricated, self-acting, partial-arc, journal bearings of finite width[R]. Defense Technical Information Center,1963.
- [7] REDDI M M. Finite-element solution of the incompressible lubrication problem[J]. Journal of Lubrication Technology, 1969,91(3):524-533.
- [8] 罗秩欣,张镜洋. 动压气体止推轴承间隙气动热特性分析[J]. 机械制造与自动化,2019,48(5):39-42,63.

收稿日期:2020-02-09