

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.09.011

空气静压径向轴承静态性能的有限元分析

吴利杰, 杨春娥, 王为辉

(中广核工程有限公司, 广东 深圳 518124)

摘要:针对空气静压轴承在静态性能方面存在的承载力小和刚度低等问题,对空气静压轴承的结构参数对其静态性能的影响等方面进行了研究,对空气在径向轴承中的流动状态进行了验证。提出了全参数三维实体建模的方法,利用有限元软件 ANSYS 开展了在不同空气流动状态下气体轴承流场的仿真计算,研究了节流小孔的轴向位置、节流孔径、供气的压力以及平均半径间隙这几种因素对气体径向轴承静态特性的影响,得出了相关因素的变化规律曲线,并进行承载性能对比,据此优选出了空气静压轴承的结构参数,研究表明,空气在径向轴承中的流动状态为可压缩紊流,工程理论计算的结果与数值仿真的结果进行比较误差为 4%,说明了该仿真方法的有效性,为设计超高速微切削空气静压电主轴提供一定的理论依据。

关键词:空气静压径向轴承;静态特性;有限元分析;三维流场

中图分类号:TH133.3;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2015)09-1201-05

Finite element analysis on static characteristics of aerostatic radial bearing

WU Li-jie, YANG Chun-e, WANG Wei-hui

(China Nuclear Power Engineering Co., Ltd., Shenzhen 518124, China)

Abstract: Aiming at the problems of low loading capacity, low stiffness, which exist in aerostatic radial bearing. Study on the relationship between the structure and the static characteristics of aerostatic radial bearing was carried out. The flow condition of radial bearing was proved. The three-dimensional flow field of aerostatic radial bearing in different flow conditions was simulated by the finite element analysis software ANSYS, The effect of the axial position of the orifice, orifice diameter, gas pressure and average radius clearance on the static characteristics of aerostatic radial bearing was analyzed And obtained the diagram of curves accordingly. The optimized structure of radial bearing was selected by comparing the load-bearing characteristics. The results indicate that the flow condition of radial bearing was compressible and turbulent. The engineering calculation results is good agreement with the simulation results. The tolerance achieved four percent that proves numerical simulation is effective. Which provides theories basis for design of the ultra-high-speed aerostatic motorized spindle.

Key words: aerostatic radial bearing; static characteristics; finite element analysis; three-dimensional flow field

0 引言

超高速微切削空气静压电主轴是加工 PCB 板微小孔的核心部件^[1],空气静压径向轴承因为其所具有的低摩擦、高精度、高速等优点,广泛应用于超高速空气静压电主轴。它是根据空气所具有的粘性,使得充分干燥和过滤后的空气通过气体轴承里的节流小孔导入轴承间隙,在主轴和轴承表面形成了具有可压缩性

的压力气膜,并用来支撑外界负载。其中空气轴承的承载力及刚度则是轴承设计里最关键的性能参数。

国内外大量的学者已经对空气轴承做了深入的研究,当前理论方面得出空气轴承气膜的压力分布及承载力通常有几种方法,一种方法是通过工程理论计算,例如 Khatait J P 采用了简化的工程算法,分析了轴承的直径、节流小孔的直径、供气压力以及轴承间隙因素等对气体轴承刚度及承载力的影响^[2]。V. Viktorov

等提出全新的解析建模方法对空气轴承动静性能都进行了研究^[3]。刘墩根据空气轴承结构提出了近似计算公式,对轴承承载特性进行计算^[4]。王云飞^[5]将空气轴承气膜展开成平面,推算出轴承的承载力及刚度。还有一种方法是气体轴承简化成具有一定质量及刚度的弹簧模型,但是忽略了其所具有的非线性。另外一种方法是通过有限元方法联立并求解流体运动方程,可以有效解决气体轴承中的非线性。段明德^[6]建立空气静压轴承的理论模型,根据有限体积法仿真分析了处于旋转状态的轴承,其供气压力与平均半径对空气轴承承载能力及耗气量等参数带来的影响;徐刚^[7]以中心孔圆盘空气静压止推轴承作为分析对象,研究气膜间隙、节流孔直径、气浮面直径及供气压力 4 个设计参数对轴承承载特性的影响,并探讨 4 个设计参数间的耦合关系;张在春^[8]基于空气静压轴承对称性和节流器阵列性,利用 ANSYS 二维流场分析取代复杂的三维分析,对轴承内气膜进行数值仿真,求解出气膜的压力分布。

空气静压雷诺方程可以比较准确地描述空气在气膜中的流动,不过因为它的形式太复杂,实际上仅能在比较少数情况才能够得出精确的求解,因此在前文所描述的几种方法中,只有通过数值计算方法才能求得比较精确的近似解,在实际应用中空气在气体轴承间是复杂的三维流动,三维仿真可以得到更为精确的结果,传统的数值仿真方法并没有考虑到气腔和节流孔等区域对空气轴承性能的重大影响。

笔者建立全参数的三维流场模型,以 Ansys 为平台,考虑了节流孔和气腔等重点区域,从而解决传统数值分析的不足。

1 空气静压径向轴承的结构参数和性能核算

径向轴承的节流孔布置主要有两种形式,一种是双排孔,一种是单排孔。因为在同样的供气条件下双排孔的承载力和刚度都更好,应用得更为广泛。本次设计采用双排孔供气。

径向轴承结构如图 1 所示。

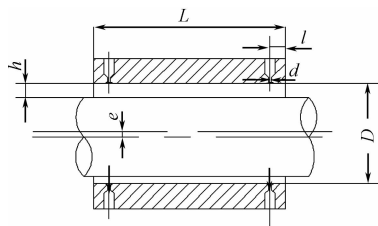


图 1 径向轴承结构

承载力和刚度是衡量气体轴承最重要的指标,其静态性能取决于供气的压力、结构参数及气体的性质等因素。空气轴承主要的结构参数包括:节流孔的轴向位置 l , 轴承的内径 D , 轴承的宽度 L , 小孔直径 d , 节流孔数 n , 轴承与轴芯的间隙 h_0 与供给气体的压力 P_s 。

本研究采用的空气静压轴承的基本结构参数是 $D = \Phi 20 \text{ mm}$, $L = 20 \text{ mm}$, $n = 8$, 排数为 2。

主轴在受到外在负载时,会产生一定的偏心量 e , 造成上下气膜表面压力分布不均,下气膜表面气膜厚度变小,气体的阻力增大,从而气膜的压力变大。同理,上气膜表面气膜厚度变大,气体阻力减小,从而气膜的压力变小。这样上下气膜表面会形成压力差 W , 用以平衡外在负载,这就是气膜承载力。刚度表示气膜厚度变化引起的承载力变化的大小,由此得到径向轴承气膜刚度 K :

$$K = \frac{dW}{dh} \approx \frac{W}{\varepsilon h_0} \quad (1)$$

承载力是空气静压轴承最重要的一个性能指标,也是本次设计的关键。下面利用轴承静态性能近似计算公式,对承载力、刚度等性能进行近似的估算(在 $\varepsilon = 0.5$, 且 $l/L = 0.25$ 的情况下)。

(1) 单个径向轴承的承载力 W 。根据公式:

$$W = C_j LD(P_s - P_a) \quad (2)$$

其中:

$$C_j = \begin{cases} 0.2 & \text{单排孔供气} \\ 0.25 & \text{双排孔供气} \end{cases}$$

$$L = 20 \text{ mm}$$

$$D = 20 \text{ mm} \quad (3)$$

式中: P_a —环境压力,即标准大气压力, $P_a = 1.0 \times 10^5 \text{ Pa}$; P_s —供气压力, $P_s = 6.0 \times 10^5 \text{ Pa}$; C_j —载荷系数,它是轴承在不同情况下可以承受载荷与各参数确定后所能达到的理论承载力之比,因为本研究采用的径向轴承为双排孔供气, $C_j = 0.25$ 。

代入数据得:

$$W = C_j LD(P_s - P_a) = 50 \text{ N}$$

(2) 径向刚度(单个轴承):

$$K = \frac{W}{\varepsilon h_0} = 5 \text{ N}/\mu\text{m}$$

式中: ε —偏心率, h_0 —径向间隙。

2 径向轴承静态特性有限元仿真

在求解轴承气膜压力场时,因为空气在轴承内的流动状非常复杂,用传统的解析法求解气体的压力情况非常困难。Ansys flotrán 是专业求解不可压缩及高

度可压缩等复杂流动状态的 CFD 分析软件,根据 Ansys 可以仿真出实际的轴承气膜流动状态,如压力、速度、温度随着时间变化的特性,除此之外还能得出规律性结论^[9]。

2.1 小孔节流径向静压轴承建模

本研究分析的是有两排节流孔的空气径向轴承,径向轴承气膜有限元模型如图 2 所示。在气膜的周向方向上均匀分布 8 个节流孔,且每排节流孔的在气膜的轴向位置也是左、右对称,这样就保证了流场分布的对称性。

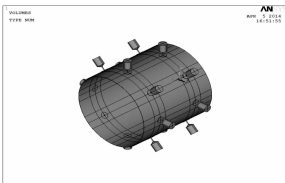


图 2 径向轴承气膜有限元模型

轴承工作时,外部气体经过节流孔时,由于速度急剧增长会在节流孔喉部造成很大的速度及压力梯度,所以应该尽量使用非常规则的映射网格,并且在节流孔气腔处需要更密集,划分好的网格如图 3 所示。

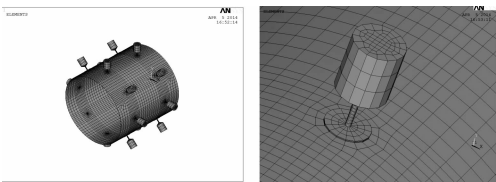


图 3 径向轴承网格

轴承的端部因为直接排入大气,环境压力即为出口处的压力,然后在供气孔的端面施加 0.5 MPa 的供气压力,这是压力边界条件。由连续介质气体动力学可知,在壁面处轴承表面的速度与气体分子的速度相等,因为轴承是固定的,对轴承的静态特性进行研究时,主轴也是静止的,所以笔者对气膜内外表面、节流孔施加速度为零的速度边界条件。

边界条件的设置情况如图 4 所示。

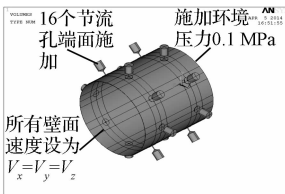


图 4 径向轴承边界条件示意图

2.2 初步试解

在流体分析中,空气在径向轴承中的流动是紊流

还是层流、是不是可压缩流动都有可能,流动的状态比较复杂,所以可以先暂定不可压缩层流进行试解^[10]。已知 20 ℃ 时空气的密度 $\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$,空气粘性系数 $\eta = 1.81 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$,因为假设空气为牛顿流体,空气粘性系数为常数,并且密度不变。本研究通过以上参数设定,为流场分析设置适当的迭代次数,径向轴承的流速矢量图如图 5 所示。由图 5 可知流速最大值约为 534 m/s。

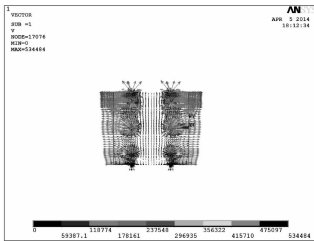


图 5 径向气膜流速矢量图

流体的流动状态分为紊流和层流,由雷诺系数 Re 决定,其定义为:

Re = ρvl / μ (4)

式中: v —流体的流动速度, l —流场特征长度, ρ —流体密度, μ —流体粘度。

然而马赫系数常用来判别流体是否可压缩,它反映的是流速与声速的比例,其定义为:

Ma = v / a (5)

式中: v —流体流动速度, a —声速。

当 $Re > 2\,300$ 时是紊流, $Re < 2\,300$ 的时候是层流。当 $Ma \ll 1$ 时,流体被视为不可压缩流动;当 $Ma > 0.7$ 时,则被当做可压缩流动求解;在 $Ma > 0.3$ 时,流体当做不可压缩和可压缩求解都可,结果差别不大。笔者研究的径向轴承,节流孔直径 0.2 mm,节流孔处 $Re = \rho vl / \mu = 1.21 \times 534 \times 0.2 \times 10^{-3} / 1.81 \times 10^{-5} = 7\,140 > 2\,300$,且马赫数 $Ma = 534 / 340 = 1.57 > 0.7$,因此分析径向轴承处的流场时需要将流体的流动状态设置为可压缩紊流处理。

2.3 重新求解

本研究把整个轴承的流场设置为可压缩紊流求解以后重新求解,进而得到空气轴承在偏心率为 0.5 时的轴承压力分布图,整体三维压力分布如图 6 所示。由图 6 可知,轴承的压力从节流孔到轴承边界逐渐降低,并且呈扩散状态。流体既存在周向流动也存在轴向流动,且在气膜中间形成具有一定范围的稳压区。

由于空气轴承存在偏心,从而造成上、下气膜的厚

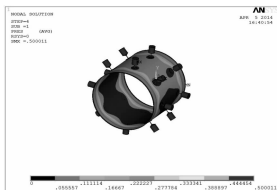


图 6 整体三维压力分布

度分布不均匀,进而压力分布也不均匀而产生压力差,这就是气膜具有承载力的根源。轴承气膜的表面压力分布如图 7 所示。下表面的气膜压力明显大于上表面的气膜压力,对气膜的压力进行数值积分,得出分别得出上、下表面的气膜压力,进一步做差就得到整个轴承的承载力。

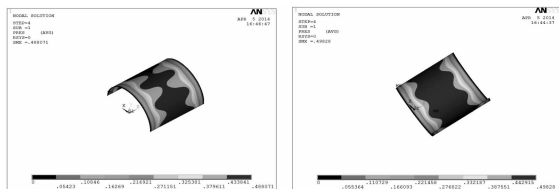


图 7 轴承气膜的表面压力分布

3 静态特性数值仿真结果分析与轴承结构参数优选

根据之前设计的轴承结构参数,笔者进一步探究节流孔轴向位置、节流孔直径大小、供气压力、平均半径间隙等因素对空气静压径向轴承静态性能的影响^[11]。

3.1 节流孔轴向位置对轴承静态性能的影响

设供气压力 $P_s = 0.4、0.5、0.6$ MPa 时,径向承载力和刚度与节流孔轴向位置的关系如图 8 所示。其结构参数为: $L = 20$ mm, $D = \Phi 20$ mm, $\varepsilon = 0.5$, $n = 8$, $d = \Phi 0.2$ mm, $h_0 = 24$ μm 。

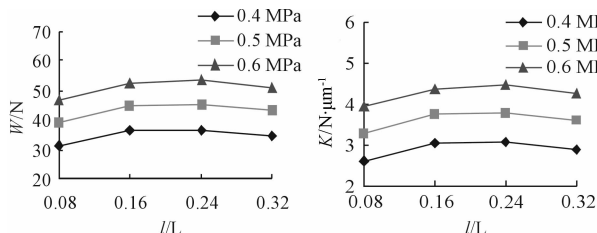


图 8 节流孔轴向位置与轴承静态性能的关系

由图 8 可知,承载力和刚度曲线在节流孔轴向位置 $l/L = 0.24$ 附近时,具有极大值。当供气压力为 0.6 MPa 时,轴承承载力 $W = 52$ N,在同等的结构参数和供气参数的条件下,之前运用工程理论算法上的近

似计算公式得出来的承载力 $W = 50$ N。两者比较得出仿真的误差为 4%,说明了仿真分析的可靠性。考虑到安装 O 型圈和加工节流孔的方便,径向空气轴承采用了 $l/L = 0.25$,即 $l = 5$ mm。

3.2 节流孔直径对静态性能的影响

平均半径间隙 $h_0 = 16$ μm 、20 μm 、24 μm 以及偏心率 $\varepsilon = 0.5$,径向轴承的刚度与承载力和节流孔直径之间的关系如图 9 所示。其结构参数为: $L = 20$ mm, $D = \Phi 20$ mm, $n = 8$, $P_s = 0.6$ MPa。

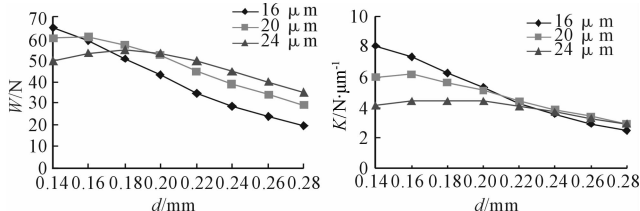


图 9 节流孔直径与轴承静态性能的关系

由图 9 可知,两条曲线都存在一个极大值,这是因为在一定范围内节流孔直径变小,其节流的效果就越强,轴承刚度与承载力会比较大,但是如果节流孔径太小,空气流量也很小,这样轴承就会缺乏支承它的气体。综合比较承载力与刚度,轴承节流孔直径取 $d = \Phi 0.2$ mm。

3.3 供给气体的压力对轴承静态特性影响规律

不同供给气体压力条件下,径向轴承承载力、刚度和偏心率的关系如图 10 所示。其结构参数为: $L = 20$ mm, $D = \Phi 20$ mm, $l = 5$ mm, $n = 8$, $d = \Phi 0.2$ mm, $h_0 = 20$ μm 。

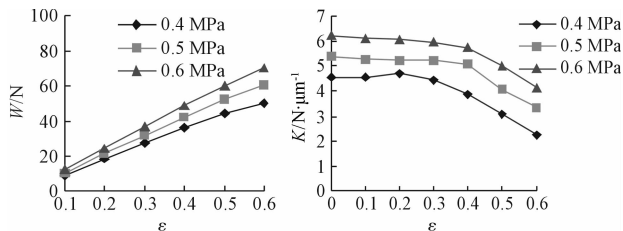


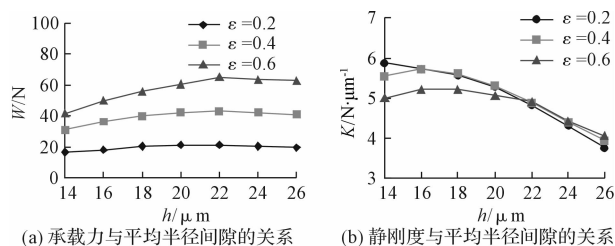
图 10 偏心率与轴承静态性能的关系

从图 10 中可以得知,轴承的承载力与静刚度随着供气压力增加而相应增大,这是因为承载力是根据轴承上、下气膜的压力差产生的,如果增大供气压力,那么压力差会随之增大,因此承载力也会增加;在某些范围之内,承载力和偏心率构成线性的关系,但是刚度会伴随偏心率的增大反而降低。为了提高轴承承载能力,可通过提高供气压力的方式来实现,但是供气压力越大,气锤振动的概率越大,所以供气压力不宜过高。

通过以上分析,径向轴承的偏心率 $\varepsilon = 0.5$,供气压力 $P_s = 0.6 \text{ MPa}$ 。

3.4 平均半径间隙对径向轴承静态性能的影响

有限元计算的不同偏心率下,径向轴承的承载力和刚度与平均半径间隙的关系如图 11 所示。其结构参数为: $L = 20 \text{ mm}$, $D = \Phi 20 \text{ mm}$, $l = 5 \text{ mm}$, $n = 8$, $d = \Phi 0.2 \text{ mm}$, $P_s = 0.6 \text{ MPa}$ 。



(a) 承载力与平均半径间隙的关系 (b) 静刚度与平均半径间隙的关系

图 11 平均半径间隙与轴承静态性能的关系

由图 11 中曲线可知,承载能力与刚度两个曲线都存在一个拐点,也就都存在一个极大值。这是因为平均半径间隙过大,空气流动的阻力小,造成气膜的压力减小。如果平均半径间隙过小,容易造成空气轴承出现气锤振动等不稳定现象,进而导致气膜的刚度和承载力下降。径向轴承在平均半径间隙 h_0 取 $20 \mu\text{m} \sim 22 \mu\text{m}$ 时,有一个最大的承载力; h_0 取 $16 \mu\text{m} \sim 18 \mu\text{m}$ 时,有一个最大的静刚度。兼顾承载力和刚度,径向轴承的平均半径间隙采用 $h_0 = 20 \mu\text{m}$ 。

4 结束语

本研究根据全参数三维实体建模方法,利用有限元软件 ANSYS 开展了在不同空气流动状态下气体轴承流场的仿真计算,研究结果表明:

(1) 气体在轴承间隙内的流动是极其复杂的三维流动,本研究综合考虑了节流孔和气腔等重点区域,应用 ANSYS 对空气静压径向轴承进行全参数三维实体建模,研究结果表明,气膜三维流场的仿真分析与经传统工程理论计算所得的轴承承载力和刚度的结果误差较小,为超高速微切削空气静压电主轴的轴承设计提供了依据。

(2) 探究了节流孔轴向位置、节流孔直径大小、供气压力、平均半径间隙等因素对空气静压径向轴承静态性能的影响规律,并据此优选出了轴承的结构参数和供气压力: $D = \Phi 20 \text{ mm}$, $L = 20 \text{ mm}$, $l = 5 \text{ mm}$, $n = 8$, $d = \Phi 0.2 \text{ mm}$,排数为 2, $h_0 = 20 \mu\text{m}$, $P_s = 0.6 \text{ MPa}$ 。

参考文献 (References):

- [1] 王冰,胡志超,汤宏群. PCB 钻床超高速电主轴特点及关键技术分析[J]. 机床与液压,2011,39(9):42-47.
- [2] VIKTOROV V, BELFORTE G, RAPARELLI T. Modeling and identification of gas journal bearings: externally pressurized gas bearing results [J]. *Journal of Tribology*, 2005 (127):549-556.
- [3] KHATAIT J P, LIN W J. Design and development of orifice-type aerostatic thrust bearing [J]. *SIMTech Technical Reports*, 2005, 6(1):7-12.
- [4] 刘瞰,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.
- [5] 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.
- [6] 段明德,张武果,曹立波. 空气静压径向轴承动压效应对其承载能力的影响[J]. 轴承,2013(1):36-38.
- [7] 徐刚,舒行军,郑越青. 空气静压止推轴承设计参数耦合关系研究[J]. 润滑与密封,2013,38(2):23-26.
- [8] 张在春,仲高艳. 空气静压轴承静态特性的工程计算与数值仿真[J]. 组合机床与自动化加工技术,2013(3):32-35.
- [9] 李海亮,严锦丽,王旭峰. 基于 ANSYS 的水轮机转轮流固耦合分析[J]. 机电工程,2013,30(9):1093-1096.
- [10] 杨文勇. 空气静压支承电主轴动态性能流固耦合分析与实验研究[D]. 广州:广东工业大学机电工程学院,2008.
- [11] 杜建军,张国庆,刘瞰. 均压槽与静压气体轴颈轴承承载特性的关系研究[J]. 机械工程学报,2012,48(15):106-112.

[编辑:洪炜娜]

本文引用格式:

吴利杰,杨春娥,王为辉. 空气静压径向轴承静态性能的有限元分析[J]. 机电工程,2015,32(9):1201-1205.

WU Li-jie, YANG Chun-e, WANG Wei-hui. Finite element analysis on static characteristics of aerostatic radial bearing [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2015, 32(9):1201-1205.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>