

混合型球形气体轴承气动力设计计算

彭兴泉

(北京理工大学)

傅仙罗 孙 征

(中国科学院力学研究所)

摘要—本文采用 ADI 数值方法求解气浮陀螺仪表所用的混合型气体轴承的气膜方程,给出了任意供气压强、任意转速、任意几何尺寸和任意偏心下,轴承的压强分布、承载能力、气膜刚度、供气流量和阻尼力矩等气动参数,为气浮陀螺仪的设计提供依据。

Calculation and Design of Gas Dynamical Forces for the Hybrid Spherical Bearing

Peng Xingquan

(Beijing Institute of Technology)

Fu Xianluo Sun Zheng

(Mechanics Institute of CAS)

ABSTRACT—This paper describes to calculate the gas lubrication equation of the hybrid gas bearing for the spherical gas bearing gyro with the ADI numerical solution method and provides with the pressure distribution, the load capability, the stiffness, the mass flow, the friction torque etc in the case of any supply pressure, any geometrical dimension, any eccentricity ratio and provides with the basis for design of the spherical gas bearing gyro.

1 引言

静压气浮自由转子陀螺仪采用球形静压气体轴承作为陀螺支承,使转子获得三个转动自由度,陀螺转子的高度转动呈现出陀螺特性,使反射镜的光轴得到直接稳定和控制。因此,这种陀螺支承既有静压气体轴承的特点,又有由于高速转动引起的动压气体轴承

的特点。静压气体轴承依靠外界供气,通过轴承节流小孔将高压气体引入轴承间隙,形成气膜润滑、产生承载能力。而动压气体轴承依靠轴承表面相对高速运动产生动压楔效应获得承载能力。动压轴承在低速时因润滑气膜刚度很低、承载能力突降而引起轴承表面接触磨损;在高速时,容易引起自激半速涡动,

导致轴承运转不稳定。对于轻负荷情况,在起停过程中因接触引起的磨损通常危害不大,但对较重负荷的情况会引起严重的磨损。为了避免磨损,通常需要增加外供气源,用静压起浮高速动压运转,这类轴承均称为混合型气浮轴承。混合型气体轴承的静压作用与动压楔效应对轴承的承载能力均有贡献,它既能在零速时有承载能力,实现非接触的起停过程,又能在高速时延迟自激半速涡动的发生,因而运转速度的范围很宽。

由于混合型轴承具有上述优点,因而它的应用范围很宽。但是在混合型轴承设计中,轴承的压强分布等气动参数的计算相当困难。相比较之下,静压轴承的气动力计算要容易一些,动压轴承的气动力计算就相当困难,特别是在高速小间隙情况下(即大压缩数情况下)计算结果难以收敛。

动压轴承压缩数大于 7000 左右时,收敛值通常呈现不稳定。我们在动压轴承设计中,采用 ADI 数值法及其它一系列计算技巧已能计算间隙小至 $0.005\mu\text{m}$,压缩数高达 375 万的动压气动力^[1,2]。本文将用动压轴承气动力设计计算的方法,结合动压和静压联合效应的特点,加以修正并移植到混合型轴承上,已获得了满意结果。

对于混合型球形轴承设计计算,在国内目前是采用非常近似的一维流方法。在国外,虽然采用精确的方程作数值计算,但轴承的偏心比小于或等于 0.6^[3],而且用简单的进气窄缝替代进气孔。

本文对由节流小孔供气的混合型球形气体轴的气动力参数作了详细的计算。在气动力参数数值计算中,采用的软件不但能在很少的迭代次数下(偏心比小于或等于 0.6)收

敛,而且在偏心比大于 0.6 至接近 1 的情况下(轴向偏心比可以稍大于 1)也能收敛。

2 控制方程

混合型球形气体轴承如图 1 所示。图中的内球为定子,外球为转子。我们采用球座标,设 \vec{e}_1, \vec{e}_2 和 \vec{e}_3 为单位矢量, r 为球半径, μ 为粘性系数, $\omega_\varphi, \omega_\theta$ 分别为转子绕赤道轴 X 和极轴 Z 的角速度, P 为气膜压强,则流过当地间隙 h 的控制体流量为

$$\begin{cases} q_{e_2} = \frac{\omega_\varphi r \sin\varphi}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \Delta p \vec{e}_2 \\ q_{e_3} = \frac{\omega_\varphi r h \sin\theta}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \Delta p \vec{e}_3 \end{cases} \quad (1)$$

根据质量流量连续性条件,经化简可得

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho q_{e_3})}{\partial \varphi} + \frac{\partial(\rho q_{e_2} \sin\theta)}{\partial \theta} \\ = - \frac{\partial}{\partial x} (\rho h r \sin\theta) \end{aligned} \quad (2)$$

在考虑等温条件下,有

$$p/\rho = RT \quad (3)$$

将方程(1)、(3)代入(2)式,化简后可得气膜方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} (ph^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi}) + \sin\theta \frac{\partial}{\partial \theta} (\sin\theta \cdot ph^3 \frac{\partial P}{\partial \theta}) \\ = 6\mu\omega_\varphi r^2 \sin^2\theta \frac{\partial}{\partial \varphi} (ph) \\ + 6\mu r^2 \omega_\theta \sin\theta \sin\varphi \frac{\partial}{\partial \theta} (ph \sin\theta) \\ + 12\mu r^2 \sin^2\theta \frac{\partial}{\partial x} (ph) \end{aligned} \quad (4)$$

在控制方程(4)中, p 为待求量,其它均为已知量,只是气膜厚度 h 尚需给出相应的表达式。设转子中心在直角坐标系中的座标值为 a, b, c , 则

$$\begin{cases} r_1 = R_1 \\ (r_2 \sin\theta \cos\varphi - a)^2 + (r_2 \sin\theta \sin\varphi - b)^2 + r_2 \cos\theta - c)^2 = R_2^2 \end{cases}$$

于是气膜厚度 h 为

$$h = r_2 - r_1 = a \sin \theta \cos \varphi + b \sin \theta \sin \varphi + c \cos \theta$$

$$+ [(a \sin \theta \cos \varphi + b \sin \theta \sin \varphi + c \cos \theta)^2 - (a^2 + b^2 + c^2) + R_2^2]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

方程(4)的边界条件为

$$\begin{cases} p(\theta_1, \varphi, t) = p(\theta_2, \varphi, t) = p_a \\ p(\theta, \varphi, t) = p(\theta, \varphi + 2k\pi, t) \\ \frac{\partial p}{\partial \theta}(\theta, \varphi, t) = \frac{\partial p}{\partial \theta}(\theta, \varphi + 2k\pi, t) \end{cases} \quad (6)$$

k 为整数

$$\begin{cases} R_4 = \sin \theta h D \\ R_5 = \cos \theta G + \frac{1}{\sin \theta} (D D_\varphi h_\varphi - D^2 h_{\varphi\varphi}) \\ + \sin \theta (D D_\theta h_\theta - D^2 h_{\theta\theta}) \end{cases}$$

3 计算方法

为提高偏心比小于 0.6 情况下计算结果的收敛速度和实现大偏心条件下计算结果的准确收敛,首先令

$$D = \rho h$$

并设

$$F = D h D_\varphi - D^2 h_\varphi - 6\mu\omega_\varphi r^2 \sin^2 \theta D$$

$$G = (D h D_\theta - D^2 h_\theta - 6\mu\omega_\theta r^2 \sin^2 \varphi D) \sin \theta$$

$$\begin{cases} Q_1 = -E(R_1 \frac{1}{2\Delta\varphi} + R_2 \frac{1}{\Delta\varphi^2}) \\ Q_2 = 2E \frac{R_2}{\Delta\varphi^2} + 1 \\ Q_3 = -E(-R_1 \frac{1}{2\Delta\varphi} + R_2 \frac{1}{\Delta\varphi^2}) \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_1 = -E \sin \theta (R_3 D_1 + R_4 B_1) \\ T_2 = -E \sin \theta (R_3 D_2 + R_4 B_2) \\ T_3 = -E \sin \theta (R_3 D_3 + R_4 B_3) \end{cases}$$

则控制方程变形为

$$F_\varphi + \sin \theta G_\theta = 12\mu r^2 \sin^2 \theta D_i \quad (7)$$

式中下标 φ, θ, t 为相应函数对这些自变量的偏导,为采用 ADI 方法,需要变换方程(7)的形式,用差分代替微分,方程(7)变形为

$$\begin{cases} Q_1 D_{i+1,j}^* + Q_2 D_{i,j}^* + Q_3 D_{i-1,j}^* \\ = 2D_{i,j}^n + E \sin \theta R_5 - T_1 D_{i,j+1}^n \\ - T_2 D_{i,j}^n - T_3 D_{i,j-1}^n \\ T_1 D_{i,j+1}^{n+1} + T_2 D_{i,j}^{n+1} + T_3 D_{i,j-1}^{n+1} \\ = 2D_{i,j}^{n+1} + E \sin \theta R_5 - Q_1 D_{i+1,j}^* \\ - Q_2 D_{i,j}^* - Q_3 D_{i,j-1}^* \end{cases} \quad (8)$$

其中

$$\begin{cases} E = \Delta t / (12\mu r^2 \sin^2 \theta) \\ R_1 = h D_\varphi - 2D h_\varphi - 6\mu\omega_\varphi r^2 \sin^2 \theta \\ R_2 = D h \\ R_3 = \sin \theta (h D_\theta - 2D h_\theta - 6\mu\omega_\theta r^2 \sin \varphi) \end{cases}$$

$$\begin{cases} B_1 = \frac{2}{\Delta y_j (\Delta y_j + \Delta y_{j-1})} \\ B_2 = -\frac{2}{\Delta y_j \Delta y_{j-1}} \\ B_3 = \frac{2}{\Delta y_{j-1} (\Delta y_j + \Delta y_{j-1})} \\ D_1 = \frac{\Delta y_{j-1}}{\Delta y_j (\Delta y_j + \Delta y_{j-1})} \\ D_2 = \frac{\Delta y_j - \Delta y_{j-1}}{\Delta y_j \Delta y_{j-1}} \\ D_3 = -\frac{\Delta y_j}{\Delta y_{j-1} (\Delta y_j - \Delta y_{j-1})} \end{cases}$$

在计算中,初值的选择对收敛速度起着极为重要的作用。本文采用外推法,大大提高了收敛速度。

网格点的分布直接关系到计算机的许可容量和计算精度,也是计算中必须考虑的技巧之一。

此外,各个节流小孔可视为气膜面上的数学奇点。在该点上,控制方程不适用。为此,利用质量守恒定律,使流出小孔的质量流量

与相关的控制体质量流量相等,补充条件为

$$F_i(p) = \pi a^2 p_s [(\delta/\bar{h})^2 RT]^{-\frac{1}{2}} \bar{G}$$

其中, p_s 为供气压强, $\delta = a^2/cd$, a 为进气口半径, d 为出气口直径, $\bar{h} = h/c$, \bar{G} 为无量纲质量流量

$$\bar{G} = C_D \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}, \\ \text{当 } \frac{p_i}{p_s} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1}} \left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}, \\ \text{当 } \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \leq \frac{p_i}{p_s} < 1 \end{cases}$$

4 计算结果

这里给出的算例之一的结果,从计算结果可知,混合型气体轴承的承载能力、姿态角、阻尼力矩等参数不象单纯的静压轴承、动压轴承那样有较多的规律可循,它们既有赖于与动压有关的参数,也取决于与静压有关的参数。因此,混合型轴承的承载能力难以估算,更没有近似解析式可采用,只能用数值方法求解,即便这样,由于计算过程中需要精确地符合供气孔邻域内的气动条件,也给本来就相当复杂的数值计算增加了难度。

本算例球轴承半径为 25mm,间隙为 10 μ m,轴承的边界是 43°和 137°在 70°和 110°纬度线上各有六个进气孔,转速为 4200 转/分,供气 $P_s = 4$ 大气压。

图 2、图 3 给出了上述轴承的轴向和径向承载能力,轴向承载能力随偏心的增大几乎是线性增大。径向承载能力也随偏心的增加而增加,但在增加幅度上两者有较大的差别,其原因是在轴向偏心情况下,动压效应在球面积分时大部分被抵消。而在径向偏心条件下,高压区与低压区几乎在同一直径的两端,因而载荷上升较快。在大偏心情况下,静

压效应的作用为辅,动压效应的作用为主,甚至出现真空区,导致承载曲线在经过一个缓增长后又重新出现快速增长。由于球轴承的动压楔区域较小,因而在大偏心时承载能力的增长还不够明显。如果是混合型轴颈轴承,则承载曲线末端将急剧上升。

图 4 是径向偏心时姿态角的变化曲线。轴向偏心时,姿态角为零。所谓姿态角,即轴承和轴的两个球心的连线与负荷方向的夹角,在不可压缩的假设下,负荷作用线与两球心连线一致,若考虑气体可压缩性后,姿态角将随偏心增大而增大。

图 5、图 6 给出了轴向与径向偏心情况下,气膜刚度随偏心的变化曲线。对于轴向刚度来说,随着偏心增大,刚度下降。对于径向刚度来说,先是随偏心的增加而降低,而后又增大。在大偏心情况下,刚度增加的原因与承载能力变化的原因一样,是动压楔效应起主导作用。

图 7、图 8 给出了转轴 z 方向的摩擦力矩值随轴向和径向偏心的变化曲线。从图中可知,摩擦力矩均随偏心的增加而增大。径向偏心时绕 z 轴方向的摩擦力矩要大于轴向偏心时绕 z 轴方向的摩擦力矩。对于绕 x 和 y 轴方向摩擦力矩与绕 z 轴方向相比,要小 10 个数量级,可以忽略不计。

5 讨论与结论

①采用 ADI 方法有限差分法计算混合型气体轴承气动力,具有收敛速度快,收敛值稳定,适用于混合型气体轴承陀螺气动力的优化设计。

②与已有的用一维流模型计算所得结果比较,本文给出的三维流模型计算结果(其中半径方向的一维用解析的积分方法处理,其余的二维用数值计算处理)准确、可靠,满足设计要求。

③混合型气体球轴承的承载能力、姿态

角和摩擦力矩均随偏心增加而增大。在气浮陀螺设计中只需考虑绕 z 轴方向的摩擦力矩,其它两个方向的摩擦力矩可忽略不计。气膜刚度随偏心的变化而变复杂,对于轴向偏心而言,刚度随偏心增加而减小。而对于径向偏心而言,刚度随偏心的增加先是减小到偏心在 0.6 左右时达到极值,而后又随偏心的增加而增大。

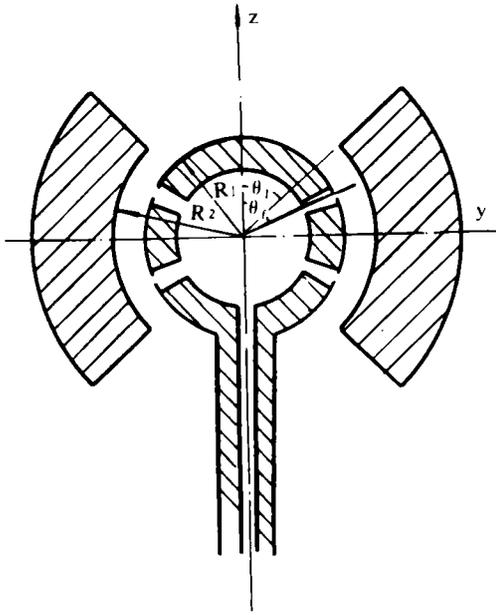


图 1 混合型气浮轴承示意图

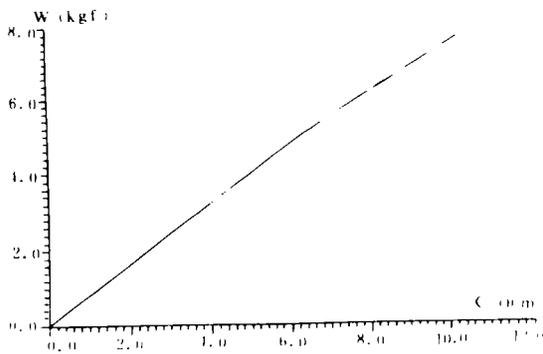


图 2 承载能力与轴向偏心的关系

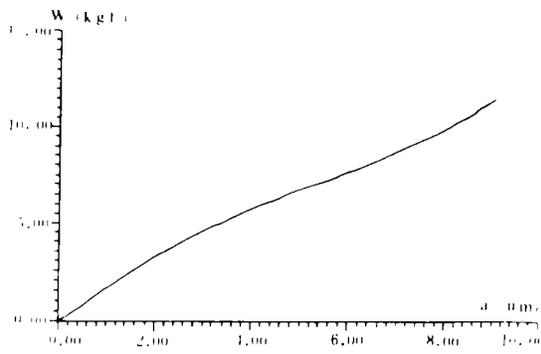


图 3 承载能力与径向偏心的关系

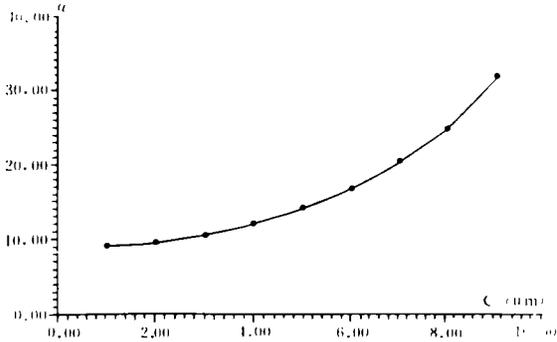


图 4 姿态角随径向偏心的变化曲线

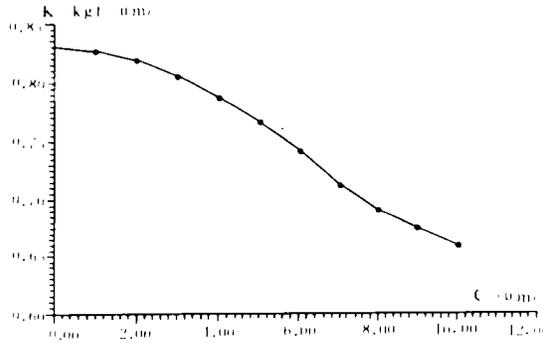


图 5 气膜刚度随轴向偏心的变化规律

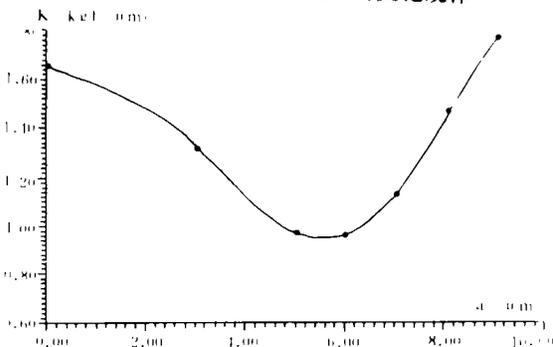


图 6 气膜刚度随轴向偏心的变化规律

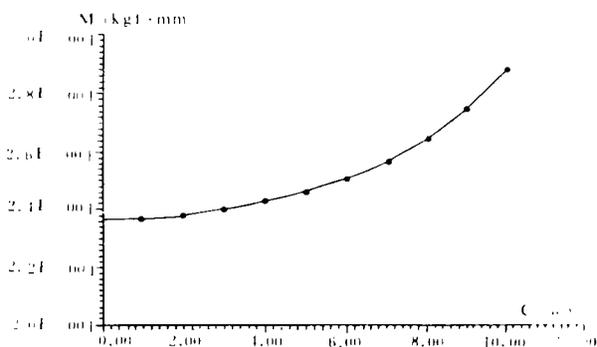


图7 转轴方向的阻尼力矩(轴向偏心)

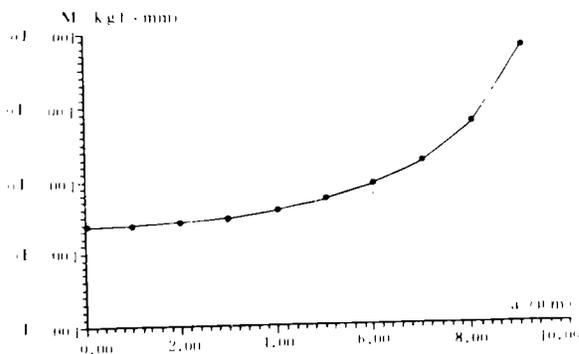


图8 转轴方向的阻尼力矩(径向偏心)

6 参考文献

1 傅仙罗,张红英.轻负荷磁头气动分析.计算机学报,1992(6)15.

2 傅仙罗,孙征.超薄膜磁头滑块气动力特性.力学学报,1993年(1)25.
3 J. V. Johnston, Gyroscope Air Bearing Design and Analysis, April 1985. Presented To: Chinese Society of Astronautics Beijing China.

(上接第23页)

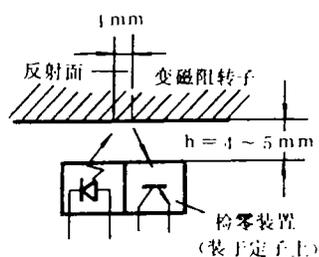


图7 集成光电检零装置示意图

探测器以及光刻隔离技术,组成光电耦合型集成器件,体积 $\leq 25\text{mm} \times 6\text{mm} \times 7\text{mm}$,重量 ≤ 20 克。可长期安装在仪表外壳上,便于反复测试。反射面采用蒸发镀银薄膜。其信号检测采用高精度信号比较器和低通滤波,输出触发信号采用微分后的脉冲上升沿($\leq 20\text{ns}$)。经试验验证,该装置在高速($>100\pi/\text{S}$)、低速($\leq 2\pi/700\text{S}$)及振动中均不发生脉冲丢失现象。

另外,为便于分清仪表回路及输出装置及检零装置各自的误差状态,可采用适当延长脉冲装订时间T的方法,即在振动测试中,“零开”脉冲输出后,再开启振动台;待振

动停止后,再输出“零关”脉冲。初步试验表明,输出装置的振动误差远小于允许值。

5 结束语

输出装置实现中的工程问题,涉及面较广,本文就传感器、线路和测试三个方面论述的一些方法,都是在研制调试过程中多次实验不断总结的结果。采用这些方法后,安装于仪表中的输出装置顺利通过了各种环境实验(如振动、冲击、离心、高低温等),全面达到了仪表提出的技术要求,从而证明,本文提出的工程方法有效地提高了输出装置的精度和可靠性。

6 参考文献

1 邵文政,徐长智等.一种新型的陀螺加速度计输出装置.惯性导航与仪表,1987年7月。
2 罗健,廖有用.变磁阻传感器的计算机设计及精度仿真.中国惯性技术学会学报,1990(总2)。
3 徐长智等.某陀螺加速度计输出装置研制QC小组成果报告.1991年5月。