

专题技术译丛

动压气浮自由轉子陀螺仪

长沙工学院资料室

1974年10月

目 录

1. 动压气浮自由转子陀螺仪.....	(1)
2. 宇宙飞行器的捷联式姿态基准.....	(25)
3. 空间应用的低速陀螺仪的研究.....	(41)
4. 低空飞机使用的自由转子陀螺仪.....	(51)
5. 动压气体支撑二自由度陀螺仪.....	(61)
6. 自由转子陀螺仪的马达和力矩器.....	(69)
7. 陀螺仪的马达及力矩器的补偿方法.....	(77)
8. 如何设计动压气体轴承.....	(85)

动压气浮自由轉子陀螺仪

应用在空间运载工具和宇宙飞行器制导系统中的惯性仪表的主要要求是：高精度，高可靠性，较长的寿命，耗能较少以及在长期运行中性能的稳定性。动压气浮自由转子陀螺仪由于其具有的一系列特点和优点，上述诸要求不仅与目前大量应用的液浮或静压气浮陀螺仪比美，而且有可能超过。因此，近年来在飞行器的惯性导航系统中动压气浮自由转子陀螺仪得到了实际的应用，以成为惯性仪表的一个重要分枝。本文对动压气浮自由转子陀螺仪的工作原理，结构特点，误差源，以及数学模型等问题作一简要介绍。因编译者水平有限及时间仓促，提出的问题难免有不当之处，望读者指出以求改正。

一、自由轉子陀螺及其悬浮系統

§ 1.1 什么是自由转子陀螺仪

从基本概念上讲，所谓自由转子陀螺仪是指陀螺仪的转子支撑在一个万向的球形轴承上，从而使转子相对基座可进行任意的角运动。换言之，自由转子陀螺仪是一个具有三个自由度的定位陀螺仪，它的转子轴轴承，内外常平架以及常平架轴承被一个球形轴承所代替。

球形轴承在理论上可以采用诸如滚珠轴承或其他型式的机械轴承。但在实际应用上，为了提高精度，均采用悬浮技术，使转子相对基座悬浮起来，如静压或动压气体球

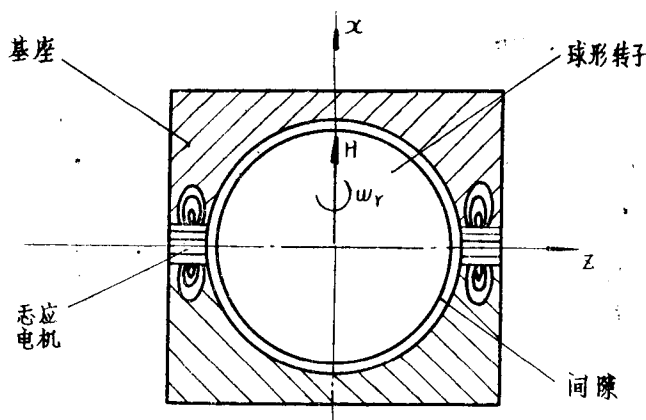


图 1 自由转子陀螺仪示意图

形轴承或静电球形轴承等等。

自由转子陀螺仪不存在复杂的常平架和轴承系统，它唯一的旋转部分是同基座完全脱离机械接触的陀螺转子，机械结构十分简单，避免了由于常平架和轴承系统所带来的误差源，提高了可靠性。

§ 1.2 自由转子陀螺仪的悬浮系统

为了使自由转子陀螺仪正常工作，球形轴承必须向转子提供足够的和一定方向的支撑力，保证转子同基座脱离接触，使转子“悬浮”起来。我们称自由转子陀螺仪中转子悬浮的支撑力为“悬浮力”，相应的力学和电气系统为“悬浮系统”。

自由转子陀螺仪转子悬浮方法很多，但这些方法必须满足下列条件：1) 不仅需要支持转子自重，而且能够支持沿任何方向作用在转子上的惯性力；2) 悬浮力的方向只沿球形轴承的径向作用，而无切向分量作用在转子上，切向力将引起干扰力矩，使陀螺漂移；3) 在环境的振动和冲击下，希望悬浮系统能及时产生悬浮力，作用在转子上，阻止转子同基座接触，整个悬浮系统的动态特性必须满足一定要求。

实现自由转子陀螺仪转子悬浮的工程技术途径很多，诸如：1) 电磁悬浮；2) 超导电悬浮；3) 静压气体悬浮；4) 动压气体悬浮；5) 静电悬浮等等^[1]。上述悬浮方法的自由转子陀螺仪，都进行了大量的研究工作。其中个别类型如静电悬浮和动压气体悬浮自由转子陀螺仪，已经得到了实际的应用。本文研究的是后者，即动压气浮自由转子陀螺仪。

图1是自由转子陀螺仪的示意图。陀螺仪的球形转子被装置在基座上的感应电机驱动，以 ω_r 高速旋转，形成沿 x 轴的动量矩 H 。如果是静电陀螺仪，基座上的静电电极同球形转子之间形成的静电引力使球形转子悬浮在基座的球形腔内；如果是动压气浮自由转子陀螺仪，则因转子高速旋转，由于气体的粘滞性使间隙内的气体高速流动，产生气体的动压力，使球形转子悬浮在球形腔内。

如果图1所示的悬浮系统（静电或动压气浮）产生的悬浮力满足前述要求，根据动量矩守恒原理，在没有外加干扰作用条件下球形转子将在空间保持不变的方位，在一定信号读出系统的配合下即可感受到基座相对转子的倾斜角（失调角），组成了具有两个敏感轴的陀螺仪。

动压气体悬浮同静电悬浮系统所产生的悬浮力共同之处是作用在转子上的悬浮

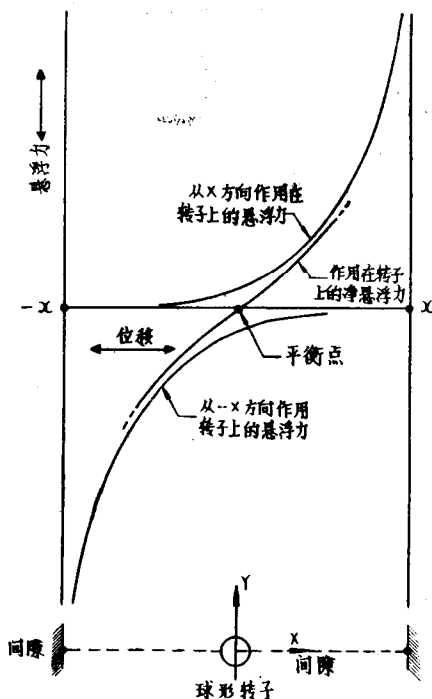


图2 悬浮力静态特性图

力均为间隙尺寸的函数。转子同基座的间隙减小时悬浮力增大,而间隙变大则悬浮力减小。不同之处是作用在转子上的静电悬浮力的方向对于球形转子几何中心是“相斥”的,而动压气体悬浮力对于转子几何中心则是“相吸”的。

图2是球形转子一个轴向的悬浮力静态特性曲线。当转子悬浮在平衡位置(转子几何中心与球形腔几何中心重合)时,作用在转子上的悬浮力合力为零;当转子受扰动沿横轴离开平衡点,转子二侧间隙发生变化,这时作用在转子上的净悬浮力是二侧间隙中产生的悬浮力的代数和。

当转子受扰动离开平衡位置后,如果悬浮力是“相吸”型,转子将被悬浮力的合力推回平衡位置;如果悬浮力是“相斥”型,转子必然向间隙减少一侧急剧靠扰,最后与基座相碰,丧失陀螺仪的定位能力。

由此可知,具有“相吸”型悬浮力的动压悬浮是稳定平衡,无须借助其他手段,即可保证转子的稳定悬浮。而具有“相斥”型悬浮力的静电悬浮为不稳定平衡,必须随时将转子相对平衡点的位移检测出来,借助电子伺服系统,控制悬浮力使转子返回平衡位置。

由于自由转子陀螺仪的转子与基座完全脱离了机械接触,不存在常平架系统,如果陀螺仪制作精确,保证转子正常悬浮高速旋转,那么陀螺动力学效应可不予考虑。它不存在一般常平架陀螺仪由于基座运动引起的常平架惯性力矩传递到转子而引起的动态过程。而这个问题在常平架陀螺仪中确是一个相当重要的问题。自由转子陀螺仪的这个特点,使得它在动态环境中工作比之常平架陀螺仪要优越[3]。

§ 1.3 动压气体悬浮的基本工作原理^[9]

动压气体悬浮^①的基本理论建立在流体力学连续理论的基础上。图1所示的自由转子陀螺仪,当转子以 ω_r 高速旋转且间隙很小时,由于气体的粘滞性,引起间隙内的气体高速流动。间隙内高速流动气体服从流体的连续定律:

$$\rho V h = \text{常数} \quad (1.1)$$

其中 ρ —气体密度; V —气流平均速度; h —间隙(气膜)厚度。如果气体没有漏洩,外力作用下间隙 h 的变化,必然引起密度 ρ 速度 V 的变化以满足流体的连续定律。高速流动气体密度和速度的变化将引起作用在球形转子上的压力变化。即产生所谓的动压效应。

以高速 ω_r 旋转的球形转子受外力 P_L 作用后(参考图3),引起转子几何中心 O 相对壳体球形内腔几何中心 O' 位移 e' 如图3a)所示。间隙 h 将在负载 P_L 作用线方向发生变化。

假定气流平均速度 V 不变,则在图3a)所示 A 点气体密度 ρ 增大,而 B 点密度减小。即 A 点静压力增加,而 B 点压力减小。此在负载作用线方向产生一个力图使转子恢复到初始状态的作用力 P_S 即产生“密度弹簧”效应。

转子发生 e' 位移同时,间隙 h 的均匀性受到破坏。在左右半部各形成一个楔形间隙。假定气体密度不变,高速流动的气体在楔形间隙内必然产生速度 V 的变化。高速流

① 又称动压气体轴承和气体润滑轴承

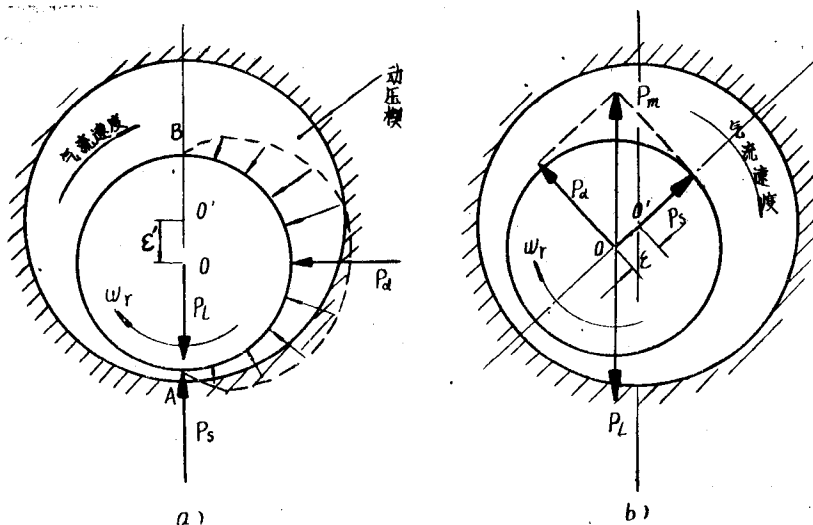


图 3 动压悬浮作用原理图

动的气体在右部间隙内形成与速度平方及斜面斜率成比例的流体动态压力 P_d ，作用在转子上。即产生“动压楔”效应。

实际上，间隙内气流既有密度变化又有速度变化；既有“密度弹簧”效应又有“动压楔”效应。 P_s 、 P_d 的合力与负载 P_L 平衡（图 3 b），使转子在球形腔内保持稳定悬浮。

通过正确地选择间隙和球形的几何尺寸，旋转速度和工作气体等等因素，可使球形转子有足够的位移刚性，在环境条件最大负载力作用下位移在允许的范围内。这样，就使得动压气体悬浮在特定的环境条件下稳定地工作。

二、动压陀螺仪的结构特点和工作原理^①

在动压陀螺仪的发展过程中，如图 1 所示的简单的球形转子已被具有较大轮缘的外轮子所代替。发生这种变化的原因主要有两个：其一，在克服相同球形气体轴承的阻尼力矩条件下，后者可以提供较大的动量矩，因为动量矩是转子轮缘半径的四次方函数；其二，在工艺制造，信号读出以及加矩等方面简单的球形转子诸多不便。

现代动压陀螺仪典型结构图如图 4 所示。下面分几个方面来讨论动压陀螺仪的结构

① 动压气浮自由转子陀螺仪技术上名称还有：气体薄膜支撑自由转子陀螺仪，以及气体自润滑自由转子陀螺仪等等，为了方便，这里简称“动压陀螺仪”。

特点和工作原理。

§ 2.1 悬浮系统——球形动压轴承

典型动压陀螺仪的球形动压轴承由与仪器壳体（1）固联的固定球体（2）和具有内球腔的轮缘形转子（3）组成。固定球和转子之间形成一个很小的间隙（4）。仪器内部充以工作气体（氢或氦）。典型的尺寸是，固定球直径为2—3公分，间隙小于0.001公分。当转子（3）在电机驱动下高速旋转时，间隙（4）内形成一高速流动的气体薄膜。

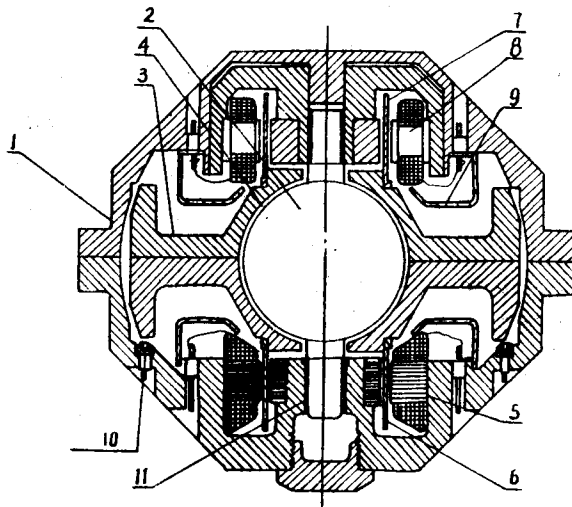


图4 典型动压陀螺仪机械结构图

气膜产生的动压力——悬浮力，使得转子同壳体脱离机械接触，在自重或加速度过荷作用下保持转子在空间的稳定，使转子为运动对象提供一个惯性姿态基准。

转子球形腔表面在其赤道带附近是光滑的球形表面，提供径向悬浮力的原理同§1.3论述相同。由于接近球面二极附近线速度愈来愈小，因而二极附近间隙内的气流速度减小。因此光滑的内球面的转子轴向的悬浮力较小，不能保证在轴向过荷作用下的稳定悬浮。工程技术上在转子内球面二极区域刻“引风槽”或“扇形阶梯”（图5a,b）使球形轴承两极区域气体压力提高，形成轴向止推“气垫”，提高轴向的承载能力。

理论和实践表明，球形轴承直径尺寸、旋转速度、间隙尺寸和工作气体的压力及粘性都直接影响轴承的承载能力。球体直径大，转速高，间隙小，工作气体压力大则轴承的承载能力大。但随之而来电机消耗功率增大，交联耦合干扰和随机干扰增加，以及加工工艺困难。正确的动压轴承设计必须综合地考虑承载能力，功率消耗和干扰等等

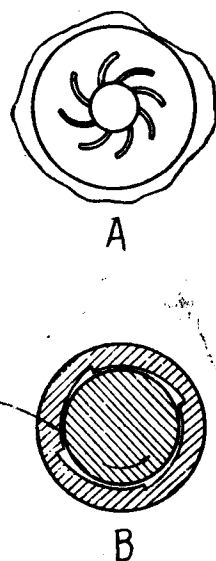


图5 A 转形轴承二极带的引风槽
B 转形轴承二极带扇形阶梯结构

因素。

§ 2.2 动压陀螺仪驱动电机

典型的动压陀螺采用简单的感应异步电机。如图4所示,电机定子(5)固联在壳体上,感应铜杯(6)安装在转子的一端。当电机定子绕组通以多相交流电时,旋转磁场在铜杯上产生感应电流(涡流)。感应电流与磁场作用产生电机拖动力矩作用在铜杯切线方向,驱动转子旋转。

用于稳定平台的动压陀螺仪采用异步电机驱动可以正常工作而无须转速恒定。要求转速高度稳定的动压陀螺仪一般也不采用同步电机。为了避免电磁干扰,转子上不希望有铁磁物质。而是采用调速回路,把电机转速控制在要求的数值范围内[8]。

驱动电机用来克服球形动压轴承的阻尼力矩和转子轮缘的风阻力矩。阻尼力矩的数学表达式为:

$$D = - \frac{8\pi\mu r^4}{3h} \quad (2.1)$$

式中: μ —气体的动粘滞系数, h —轴承间隙(气膜厚), r —球轴承半径。风阻力矩可根据通常的空气动力学方法计算[2]。当工作气体采用低粘度的气体(氢或氦)风阻力矩只占总阻力矩的小部分,而主要是轴承阻尼力矩。动压陀螺仪采取密封低粘度气体来减小功率消耗。

现代发射飞行器和宇宙飞行器的能量消耗是一个值得注意的问题。动压陀螺仪设计要尽可能减小驱动马达功率。这样作除了减少能量消耗外,在降低交联耦合干扰,随机漂移和热噪声都有重大意义[10]。

§ 2.3 力矩装置

对动压气浮自由转子陀螺仪施加控制力矩是一个较为特殊的问题,因为它没有一个“承受”力矩的常平架,需要把控制力矩直接加到高速旋转的转子上。

图4所示陀螺驱动电机的对称位置是动压陀螺仪的力矩器。

陀螺转子高速旋转时,力矩器的锰钢杯(7)切割磁极(8)的磁场而感应出涡流电流,根据电磁感应定律,涡流与磁场作用将在锰钢杯(7)的切线方向产生电磁力 F, F' (图6所示)。如果对应的磁极间隙内磁场强度相等,则 $F = F'$, 电磁力对转子几何中心的净力矩为零。当在对应的磁极的控制绕组中加入方向不同的控制电流而使磁场强度不等时,电磁力 $F \neq F'$, 电磁力 F, F' 对于转子几何中心的净力矩不为零。电磁力的净力矩即为控制力矩。如果力矩器设计正确,就可以使力矩器加入一定大小和方向的控制电流,陀螺仪按要求的速度和方向进动。

图4所示平面的一对磁极产生的控制力矩可使陀螺转子沿与纸面垂直的轴线进动;另外一对安装在正交方向的磁极可使陀螺转子绕图6水平轴线(虚线)进动。

力矩器仅用来提供一个常值的补偿力矩时,加入一常值的稳定电流即可。为了精确地控制陀螺运动,控制电流采用等幅的脉冲电流,脉冲的幅值接近磁路饱和电流。这样可减小磁性材料的磁滞影响,降低对力矩器刻度因数线性度要求。所述电磁感应型力矩

器刻度因数与陀螺转速无关，在变化的转速下可保持刻度因数稳定。证明这个结论很容易，陀螺仪的进动速度：

$$\dot{\theta} = \frac{T}{H} = \frac{T}{J\omega_r} \quad (2.2)$$

其中 J 为陀螺惯性矩， ω_r 为转子转速。 T 为控制力矩，控制力矩 T 是控制电流 i 转速 ω_r 的函数，

$$T = K' \omega_r i \quad (2.3)$$

K' 为力矩器的常数，由上二式可得，

$$\dot{\theta} = \frac{K'}{J} i = K i \quad (2.4)$$

可见进动速度仅是控制电流的函数，与转速无关。

电磁感应型力矩器是在牺牲驱动马达转矩的情况下得到控制力矩的。在力矩杯上产生的电磁力是反抗电机转动的切向力。因此这种力矩对于要求加矩速度较小的情况如飞行高度和地球自转的视在速度误差进行补偿，地面校准以及误差补偿比较合适。如果要求产生较大的控制力和较为稳定的转速，例如在捷联应用时，为了在动态环境下准确控制陀螺转子跟踪运载器快速动作，这种型式力矩器则显得不够合适。

为了使动压陀螺仪能得到较大的加矩速度，又不影响陀螺仪的转速，参考文献[8]给出了一种新的结构。基本的改进是将力矩器的力矩杯改为用高导磁能力和极少涡流损耗的铁氧体材料烧结而成。直接利用电极和铁氧体杯间隙的电磁吸力来控制陀螺进动。

§ 2.4 信号拾取系统——电容传感器

动压陀螺仪壳体相对转子的失调角用电容传感器来敏感。图4可以看出，电容传感器的一个极板是转子轮缘，另一个极板是装配在壳体上与壳体绝缘的金属圆环。金属圆环分为四个象限，互相绝缘。相对的二个象限同转子轮缘构成的可变电容用来敏感转子相

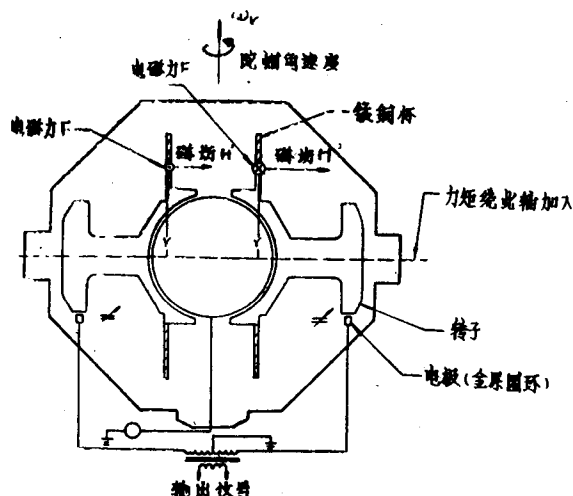


图6 动压陀螺仪力矩和信号拾取系统原理图

对壳体一个轴向的失调角。另外二个象限则敏感正交轴向的失调角。电容极板间的距离在 0.02 公分左右, 极板过于接近可使容量增大, 但气体动压效应增强, 使转子受到强制作用。

图 6 给出了电容传感器信号输出系统。交变激励电压通过固定球体同转子的间隙构成的固定电容加在转子上。固定球对壳体绝缘 [图 4 中的 (11) 为绝缘层]。金属圆环相对的二个象限同微型输出变压器初级绕组二个臂相联构成桥电路。当转子相对壳体有失调角时, 转子同金属圆环间隙发生变化, 转子轮缘和金属圆环之间电容发生变化, 破坏了桥路平衡, 在微型输出变压器次级有信号输出。为了避免干扰, 电容传感器的激励电压一般在音频和无线电频率之间。

电容传感器由于采用交流激励电流利用了轴承间隙形成的固定电容, 陀螺仪实现了无软导线联接, 这对陀螺精度和稳定性有很大好处。另外传感器的结构非常简单, 故传感器的性能稳定, 工作可靠。电容传感器有很高的输出阻抗, 可充分利用误差信息能量, 做到有很高的灵敏度。电容传感器在防放射性辐射能力方面也比其他型式传感器优越。

由于电容传感器具有很高的输出阻抗, 容易受干扰, 因此在设计传感器和前置放大装置时对于布线, 干扰屏蔽和阻抗匹配要给予特殊的注意。

§ 2.5 动压陀螺仪设计加工、制造中一些主要的问题:

为了使动压陀螺仪有高精度和高可靠性, 在设计、制造过程中下列问题必须解决:

1) 信号拾取系统以及与其相联接的电子伺服控制回路, 必须有良好的动、静态品质和很高的灵敏度, 以保证动压陀螺仪失调角的动态和静态幅值在很小的范围内 (通常不大于 1 角秒), 否则过大的失调角将引起过大的交连耦合误差 (参看 § 3.1) 使系统产生不能容许的静态漂移。

2) 动压陀螺仪的球形动压轴承工作表面必须有允许多次启动和停转而不磨损和划伤的特性。因此, 需要选择高耐磨材料, 或进行特殊的表面强化处理。

3) 球形动压轴承的几何形状和尺寸都必须十分精确 (几何尺寸误差在十分之一到百分之一微米) 光洁度也要十分高。轴承工作表面任何过大的椭圆度和尺寸偏差, 将引起轴承的悬浮力不通过转子几何中心, 引起干扰力矩, 使陀螺仪漂移。表面光洁度影响间隙内气体流动特性, 直接影响轴承的承载能力和随机漂移。

4) 球形轴承间隙必须尽可能小, 间隙愈小则轴承的悬浮力愈强工作也愈稳定。根据资料^[9]介绍, 只有当轴承间隙 h 和半径 r 之比 $h/r < 0.0004$ 时, 轴承才有可能稳定地工作。

5) 为了提高仪表精度, 降低对加工工艺和电子伺服系统的要求, 必须考虑对误差, 陀螺驱动电机和力矩器的轴对准, 力矩器的刻度因数线性度、不对称度以及温度稳定性进行补偿。

虽然上述问题的解决是困难的, 但应看到动压陀螺仪的结构简单, 高精度加工要求主要集中在球形轴承 (转子) 一个部件上, 因此解决是完全可能的。动压陀螺仪已在洲

际弹道导弹、航空和宇航任务中得到应用^①。对于动压陀螺的结构、材料和控制系统进一步研究表明，它的性能还可进一步提高，应用也能更加广泛。

三、动压陀螺仪误差源分析

常平架陀螺仪主要的误差源是：1) 常平架和相互独立的轴承引起的不可预计的质量位移和不等弹性；2) 轴承和软导线的干扰力矩；3) 由于磨损造成干扰力矩的不稳定性；4) 浮液温度梯度造成的悬浮力变化。

由于工作原理和结构不同，动压陀螺仪误差源与常平架陀螺仪有很大不同。动压陀螺仪唯一的精密旋转部件——转子具有简单的对称结构，壳体也是简单的对称结构，因此质量位移和不等弹性均可控制的很小；由于转子同壳体在正常工作时无任何机械接触，不存在由磨擦带来的干扰力矩和磨损。不言而喻，温度梯度带来的干扰因素也不存在。

但是，动压陀螺的转子被球形轴承直接支撑，球形轴承任何不理想的工作表面及几何尺寸误差都可能使悬浮力不通过转子几何中心，在过荷作用下引进干扰力矩。动压陀螺转子工作在具有一定粘性的气体介质中，转子同壳体之间存在着粘性交连，这种交连影响在常平架陀螺中不存在（常平架陀螺转子密封在陀螺“房”中，同壳体之间没有气体相互作用）。动压陀螺转子相对壳体可自由运动，固定在壳体上的电机产生的驱动力矩在 H 向量的正交方向分量构成动压陀螺仪独有的误差干扰源。

值得注意，由于动压陀螺仪结构简单，没有像浮液、金属软导线以及具有机械磨损的轴承等对温度敏感和形状特性随时间和环境变化的组件，因此，其漂移特性比较稳定。有一些干扰因素可以预先测出或用解析方法确定，并采取措施加以补偿。动压陀螺仪有一些误差因素实际上算不得误差，而只能说成是它的特点。

§ 3.1 与加速度无关的干扰源

电机耦合误差

常平架陀螺仪的转子几何对称轴所确定的动量矩 H 方向同电机驱动力矩 Mm 方向是一致的，或者至少在名义上是一致的。但是自由转子陀螺仪的 H 和 Mm 方向却可以相对运动。当动压陀螺仪的壳体和转子有失调角时，驱动电机力矩 Mm 和动量矩 H 发生相对运动不在一条直线上， Mm 在 H 正交方向的分量就形成了“电机耦合干扰”力矩。由于电机力矩在陀螺正常运转时用以克服工作气体的粘性阻尼力矩，故这种干扰因素又称为“粘性耦合干扰”力矩。

图7给出了电机耦合干扰力矩的示意图。当仪表壳体连同电机定子相对转子转动 ϕ 角时，电机力矩矢量 $\vec{Mm}$ 与动量矩矢量 $\vec{H}$ 也产生相应的 ϕ 角位移。 Mm 在 H 正交方向的分量 $Mm\sin\phi$ 就是所研究的电机耦合干扰力矩。它引起陀螺转子的进动角速度为：

① 民兵——III洲际弹道导弹系统采用改进的动压气浮自由转子陀螺仪G10B，精度为0.050/小时，寿命为15000小时，可启动数千次以上。射击精度由民兵——II的1.2公里（圆公算偏差）提高到0.5公里。

$$\dot{\theta} = \frac{Mm}{H} \sin\phi \quad (3.2)$$

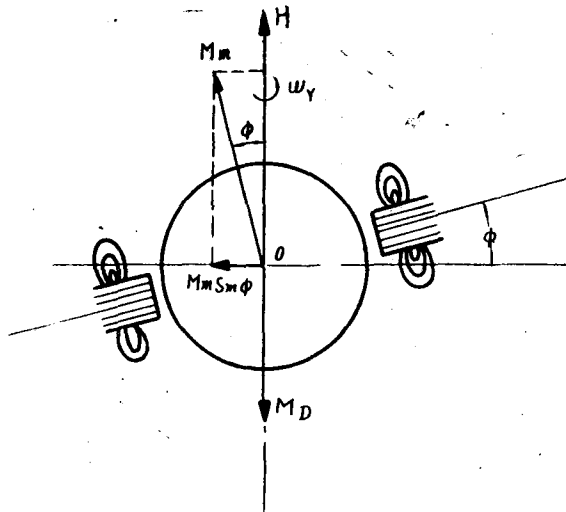


图 7 电机耦合干扰力矩图

图 7 给出的仅是示意图，实际上，转子在电机耦合干扰力矩 $Mm \sin\phi$ 作用下产生进动角 θ ，电机驱动力矩 Mm 和动量矩 H 的失调角将是

$$\sigma = \phi - \theta \quad (3.2)$$

而电机耦合干扰力矩为 $Mm \sin\sigma$ (参看图11)，引起的漂移速度：

$$\dot{\theta} = \frac{Mm}{H} \sin\sigma \quad (3.3)$$

电机耦合干扰力矩是自由转子陀螺仪所独有的，它的存在使得自由转子陀螺仪在应用时出现了一些特殊的矛盾。

几何形状误差引起的干扰因素

严格地讲，由于加工精度带来的球形轴承工作表面是一个不规则的球面。加工成功的球形轴承给出的数据仅是几个点测量结果的最大值和最小值，即椭圆度。并不能确切知道球面上每一点的数据，球轴承力场分布不能确切了解，因此对于几何形状误差引起的干扰确分析计算是非常困难的，只能近似的估计。

为了便于研究，假定球形转子具有椭圆断面，(图 8) 椭圆度为 η

$$\eta = 1 - \frac{r_p}{r_e} \quad (3.4)$$

式中 r_p 为椭圆极轴半径， r_e 为赤道轴半径。如果 r_p ， r_e 相差很小， $\eta \ll 1$ 则椭圆表面垂线与中心线夹角 $(\alpha - \alpha')$ 可近似为：

$$\alpha - \alpha' = \eta \sin 2\alpha = \eta \sin 2\alpha \quad (3.5)$$

垂直作用在表面 A 点的悬浮力 F 对于球转子几何中心的干扰力矩为：

$$M_g = (\alpha - \alpha') \cdot r \cdot F = F \cdot r \cdot \eta \sin 2\alpha$$

r 为球转子的名义半径。

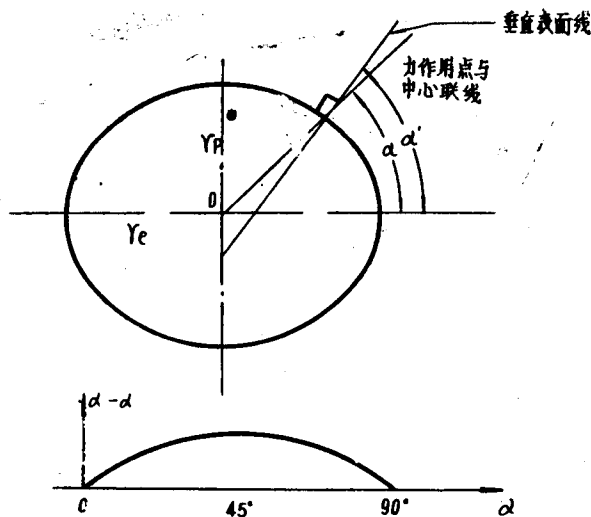


图 8 几何形状误差引起的干扰力矩示意图

简单的分析可知，几何形状误差（椭圆度）引起的误差因素是使悬浮力的合力不通过几何中心，而对几何中心形成干扰力矩，干扰力矩大小与椭圆度成正比。

不管加速度过荷存在与否，几何形状误差引起的干扰因素都是存在的，但在较大的加速度过荷环境下能使这种干扰恶化。

§ 3.2 与加速度有关的干扰因素

转子质量不平衡

当转子质心偏离其几何中心即转子质量不平衡存在时，在加速度过荷作用下将引起陀螺仪的漂移。对于图 4 所示的陀螺仪，具有明显旋转对称轴的转子，质量不平衡可分解成径向和轴向二个分量。

径向质量不平衡不能直接构成陀螺仪漂移。沿着旋转轴方向的加速度作用下，陀螺仪转子径向质量不平衡在每一转内形成干扰力矩平均值为零。但径向质量不平衡将引起转子的振动，从而引起球形轴承间隙不应有的变化。在转子加工过程中，通过转子的动平衡，应将径向质量不平衡控制在允许的范围內。对于现代动压陀螺仪应将动不平衡限制在 0.1 毫克—公分以下。

轴向质量不平衡将引起陀螺仪的干扰力矩。干扰力矩大小与质量不平衡轴向分量以及垂直旋转轴方向的加速度分量成比例。

轴向质量不平衡通过装配前的静平衡可修正到最小程度。通常将转子用其他支承方式，例如静压气浮悬浮起来，进行静平衡。剩余的轴向质量不平衡可通过装配后的测试确定，并给陀螺力矩器送入适当电流加以校正。

球形轴承不同心引起的粘性误差力矩

即使是加工完全精确的球形轴承，在负荷作用下转子相对固定球也要发生一定位

移, 间隙发生一定的变化。(参考 § 1.3) 间隙变化时, 间隙变小点上气体密度增大, 对转子旋转粘性阻力增加; 间隙增大点上气体密度变小, 对于转子旋转粘性阻力减小 (图 9)。这样由于间隙的不均匀引起作用在球形转子工作面的切向的粘性阻力不同, 产生对于转子几何中心的净力矩引起转子的漂移。

转子的不同心引起的粘性误差力矩在转子位移已知的情况下, 可以用解析式表达。这里给出推导的结果[8]。

$$M_e = \frac{8\pi\mu r^4}{3h} \left[\frac{\epsilon^2}{5} + \frac{6\epsilon^4}{35} + \dots \right] \omega_r \sin\alpha \cos\alpha \quad (3.7)$$

式中: $\epsilon = \frac{\epsilon}{r}$ ——不同心度 (中心位移比名义半径);

α ——位移线同 H 的夹角;

ω_r ——转子角速度

由粘性误差力矩引起的漂移速度可近似地表示为:

$$\dot{\theta}_e = \frac{D\epsilon^2}{5J} \sin\alpha \cos\alpha \quad (3.8)$$

式中: D 为阻尼系数, 由 (2.1) 式给出; J 为转子主惯性矩。

由 (3.7), (3.8) 式可以看出: 不是所有的不同心度都能引起粘性误差力矩和漂移。当转子中心位移方向沿着或垂直角动量 H 方向, 即 α 为 0° , 90° , 180° , 270° , 360° 时, 转子的不同心不能引起粘性误差力矩。振动的加速度过荷引起的中心位移将引起转子的漂移。这种粘性误差干扰对于振动具有“整流”作用。

对于实际具有轮缘外转子的动压陀螺仪, 除了球形轴承的粘性误差力矩外, 还需要研究作用在转子轮缘上的风阻力矩。如果陀螺仪采用低粘性工作气体 (氢或氦) 风阻力矩比之轴承的粘性制动力矩要小的多, 电机驱动力矩主要用来克服球形轴承引起的粘性制动力矩。但是当转子轮缘过大或表面光洁度不够引起很大的风阻力矩时, 将引起较大的陀螺仪噪声。

§ 3.3 动压陀螺仪的随机漂移

动压陀螺仪结构简单, 性能稳定, 前面讨论的各种干扰因素, 大部分可以用实验解析的方法预先确定并加以补偿, 不是构成决定仪器的主要情度指标——随机漂移的主要原因。

动压陀螺仪的随机漂移主要是由于陀螺转子和球形轴承几何形状误差, 表面光洁度以及电极发热引起的气动力特性的变化造成的。因此随机漂移与转子转速, 工作气体的动态粘度以及电机的功率有关。参考文献[8][10]给出了 $G10B$ 随机漂移与转子转速的关

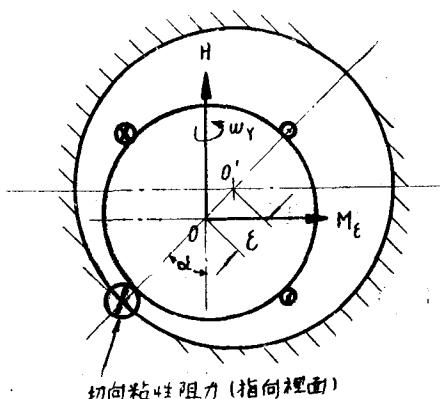


图 9 转子不同心引起的粘性误差力矩

系实验曲线。当转子转速为 60 转/秒时，随机漂移为 $0.005^\circ/\text{小时}$ —均方值，当转速为 240 转/秒时随机漂移为 $0.02^\circ/\text{小时}$ —均方值。陀螺仪设计时在满足轴承负荷能力的前提下，应该尽量减低转速，以降低陀螺仪的随机漂移。

四、动压陀螺仪工作状态分析

§ 4.1 动压陀螺仪的数学模型

描写刚体绕定点转动的一般动力学方程——欧拉方程可写为：

$$\frac{d\vec{H}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{H} = \vec{M} \quad (4.1)$$

式中： $\vec{H}$ ——刚体绕瞬时轴的动量矩；
 $\vec{\omega}$ ——刚体绕瞬时轴的角速度；
 $\vec{M}$ ——净外力矩

建立在转子动坐标系，（固联于转子，但不参与转子高速旋转的坐标系又称莱查坐标系）的欧拉方程可写成：

$$\left. \begin{aligned} J_e \frac{d\omega_x}{dt} + J(\omega_z + \omega_r)\omega_y - J_e\omega_y\omega_z &= M_x \\ J_e \frac{d\omega_y}{dt} - J(\omega_z + \omega_r)\omega_x + J_e\omega_x\omega_z &= M_y \\ J \frac{d}{dt}(\omega_z + \omega_r) &= M_z \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

式中：

M_x, M_y, M_z ——沿动坐标系 x, y, z 轴向作用在转子上的外力矩；

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ ——动坐标系轴 x, y, z 相对惯性空间的角速度分量；

ω_r ——转子自转角

速度；

J ——转子极轴惯性矩，主惯性矩；

J_e ——转子赤道轴惯性矩；

为了研究方便，本节仍沿用图 1 给出的动压陀螺示意图。不同之处是图 10 增加了测量转子相对壳体失调角的电容传感器极板。图 10 画出一对极板用来敏感绕 X 轴的失调角，另外一对敏感绕 y 轴的失调角的电容极板没

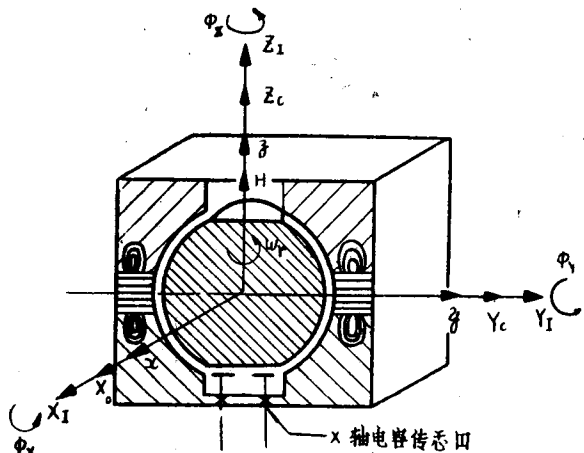


图 10 动压陀螺仪原理示意图

有画出。

图 10 给出了建立运动方程所必须的坐标系初始位置。图 11 是陀螺仪产生失调角后各坐标系的相对位置，以及电机耦合干扰力矩的向量图。

各坐标系为：

$O - X_I, Y_I, Z_I$ 惯性空间坐标系；

$O - X_c, Y_c, Z_c$ ，陀螺仪壳体坐标系；

$O \hat{=} x, y, z$ 固联于陀螺转子，但不参与转子自转的动坐标系；

ϕ_x, ϕ_y, ϕ_z ——壳体坐标系相对惯性空间的转角；

$\theta_x, \theta_y, \theta_z$ ——动坐标系相对惯性空间的转角；

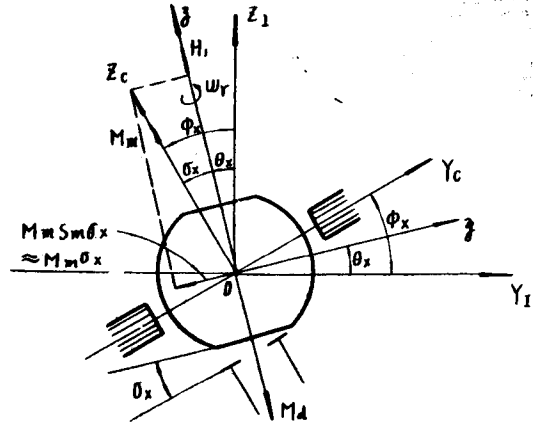


图 11 产生失调角段的坐标位置图

$$\left. \begin{aligned} \omega_x &= \dot{\theta}_x \\ \omega_y &= \dot{\theta}_y \\ \omega_z &= \dot{\theta}_z \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

σ_x, σ_y ——电容传感器的拾取角（转子相对壳体的失调角）。由图 11 可知：

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \phi_x - \theta_x \\ \sigma_y &= \phi_y - \theta_y \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

作用在陀螺转子的净外力矩：

$$\left. \begin{aligned} M_x &= -(D_x \dot{\sigma}_x + K_{xx} \sigma_x) + M_m \sigma_y + M_{cx} \\ M_y &= -(D_y \dot{\sigma}_y + K_{yy} \sigma_y) - M_m \sigma_x - M_{cy} \\ M_z &= M_m - M_d = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

上式中：

D_x, D_y ——球形动压轴承在 ox, oy 轴向的阻尼系数，假定 $D_x = D_y = D$ ，表达式由 (2.1) 式给出；

K_{xx}, K_{yy} ——球形动压轴承在 ox, oy 轴向的弹性系数，假定 $K_{xx} = K_{yy} = K_s$ ；

M_{cx}, M_{cy} ——沿 ox, oy 轴所加控制力矩；

将 (4.3)，(4.5) 式代入 (4.2) 式，并与 (4.4) 式联立，忽略非线性和高微量项，得到动压陀螺仪的运动微分方程：

$$\left. \begin{aligned} J \ddot{\theta}_x + H \dot{\theta}_y &= -(D \dot{\sigma}_x + K_s \sigma_x) + M_m \sigma_y + M_{cx} \\ J \ddot{\theta}_y - H \dot{\theta}_x &= -(D \dot{\sigma}_y + K_s \sigma_y) - M_m \sigma_x - M_{cy} \\ \sigma_x &= \phi_x - \theta_x \\ \sigma_y &= \phi_y - \theta_y \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

上式经拉氏变换，可得到动压陀螺仪的结构图。

由(4.6)式和图 12 可知, 动压陀螺仪为多变量交叉耦合系统。

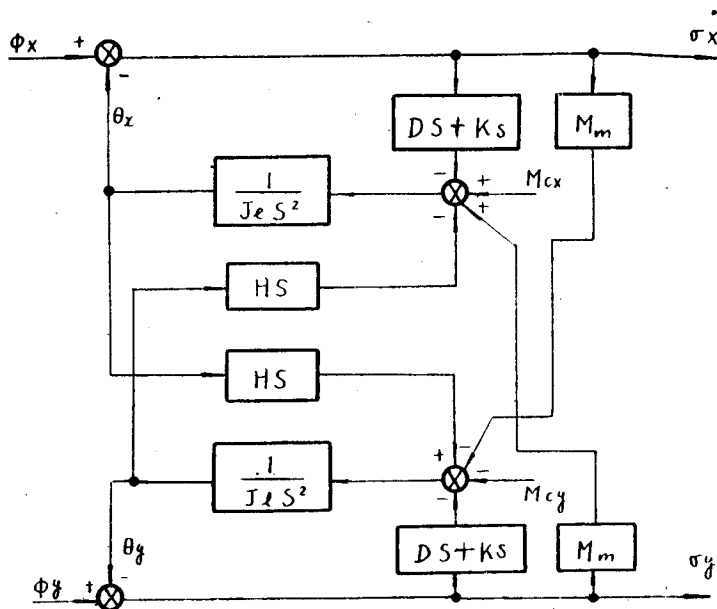


图 12 动压陀螺仪结构图

§ 4.2 动压陀螺仪作为稳定平台的姿态参考基准[3]

动压陀螺仪最早作为稳定平台的姿态参考基准发展起来的。稳定平台姿态参考基准的动压陀螺仪是作为自由陀螺仪工作的, 即用作为平台姿态角的敏感器。

当平台受到干扰作用绕某一轴向产生姿态角 ϕ 时, 作为自由陀螺的动压陀螺仪转子力图在空间保持自己的方位, 因此敏感出平台的转角 ϕ , 并由电容传感器送出与 ϕ 角成比例的误差电压信号。误差电压信号经放大变换后送入稳定平台的伺服马达, 产生相应的控制力矩与干扰力矩平衡, 保持平台的稳定。动压陀螺仪为三自由度陀螺, 故用二个动压陀螺仪即可稳定三轴平台, 多余的通道可组成重复通道或将其“锁定”。

假定不考虑稳定平台转轴的弹性和阻尼力矩, 动压陀螺仪作为稳定平台姿态基准的控制回路结构图如图 13 所示。

其中:

J_x, J_y ——为稳定平台 X, Y 转轴的转动惯量;

M_{dx}, M_{dy} ——作用在稳定平台 X, Y 轴向的干扰力矩;

ϕ_x, ϕ_y ——稳定平台 X, Y 轴向的姿态角

$K_x F(s), K_y F(s)$ ——稳定平台 X, Y 通道伺服控制回路的信号变换函数;

在满足 $H \gg J_e$ 的条件下, 图 13 经变换可得到图 14 的单通道结构图, 通道间的交叉耦合简化成干扰作用 $(DS + K_s)\sigma_y/HS$ 。

动压陀螺仪简化传递函数:

$$\frac{\phi_x}{\sigma_x} = \frac{S}{S + \omega_g} \quad (4.7)$$