

撓性陀螺儀譯文集

国外航空编辑部

1974.9.

592
-2

国外航空技术专题资料
挠性陀螺仪译文集

编辑出版者：国外航空编辑部
(北京市1652号信箱)

内 部 发 行

1974年9月 书号(外)021

挠性陀螺仪译文集

前 言

挠性陀螺仪是国外最近研制的一种新型陀螺仪。这种陀螺仪的优点是结构简单，加工容易，成本低，寿命长，其精度已接近液浮陀螺，随机漂移率最低可达 0.001 度/小时，一般为 $0.02\sim 0.01$ 度/小时。

挠性陀螺和普通陀螺一样都利用转子角动量产生陀螺效应，但它的转子不是由普通轴承而是由挠性接头支承的。挠性接头的形式是很多的。为了抵消挠性接头的弹性约束力矩，可采用磁力补偿法、惯性质量块补偿法、弹簧补偿法和动力调谐法（前三种方法本集都有介绍，后一种方法请参阅《动力调谐陀螺仪译文集（第一集）》）等。

本译文集重点介绍细颈式挠性陀螺，但其中有关部件（如力矩器、传感器和加热器等）和动平衡方面的内容对其它弹性支承陀螺也有一定参考价值。

挠性陀螺已在飞机、导弹和舰船的惯导系统中获得了应用。例如，美国卡尔福特公司制造的采用挠性陀螺的KT-70平台（详见本集59~82页）已生产2000台以上，用于P-3C、A-7、F-105、DC-10、L-1011等飞机和近程攻击导弹。斯派雷公司制造的挠性陀螺已用于MAINS船用惯性导航仪（详见本集83页）。

本集资料的翻译校对工作大部分由星云仪表厂承担，对于他们的大力支持和协作，在此表示感谢。

目 录

前 言

挠性陀螺·····	(1)
弹性枢轴悬置的陀螺·····	(6)
等弹性挠性支承和驱动的陀螺·····	(12)
挠曲弹簧悬置陀螺用的惯性补偿机构·····	(20)
挠性弹簧悬置陀螺正交力矩的补偿·····	(24)
陀螺仪转子的悬置装置·····	(28)
挠性陀螺转子重心位移的计算·····	(32)
陀螺仪动平衡的方法·····	(36)
减小陀螺仪热漂移率的方法·····	(41)
陀螺仪双金属片加热器·····	(45)
双轴组合电磁敏感-力矩器·····	(49)
双轴力矩器·····	(54)
民航机用低成本惯性测量仪·····	(59)
斯派雷公司研制的MAINS 船舰惯导系统用挠性陀螺·····	(83)

挠性陀螺

1. 绪言

六十年代初，工业部门就认识到需要小而轻、高精度低造价的惯性敏感元件。美国卡尔福特公司也认识到这个要求并开始集中力量研制挠性陀螺。挠性陀螺是在1958年提出的。它是一个二自由度、干式的，挠性接头悬置的自由转子陀螺。它的独特的特点是在轴的一端有一个特殊的旋转挠性悬置装置，这个装置支承转子和作为转子的支点。因此，所提供的支承完全没有球面摩擦。挠性悬置装置的内部是一个平衡环支架的补偿装置，该装置抵消了挠性轴的弹性牵制。支承挠性悬置装置的轴的另一端由一个同步磁滞马达驱动。结果就成了一个具有极小弹性系数并依据普通双轴陀螺原理工作的位移陀螺。

图1是挠性陀螺的结构简图。轴上有相同的传感器和力矩器线圈(未示出)。挠性陀螺的设计思想容许惯性转子完全没有线绕件。双轴传感器的铁心和直流力矩器的永久磁铁是惯性转子的组成部分，但是它们不需要电的连接。因此，不要求滑环、旋转变压器或经过悬置系统传递功率的软引线。因而性能好、可靠性高。

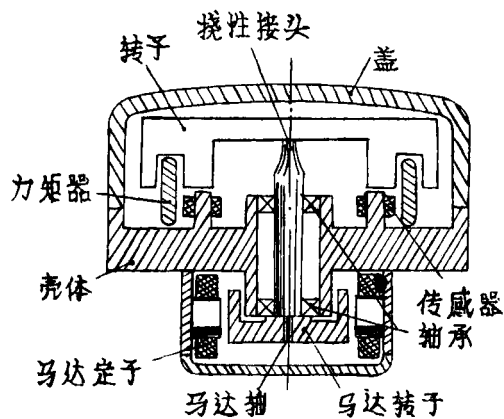


图1 挠性陀螺结构简图

2. 悬置装置

为了获得惯性级性能，悬置系统必须具有很低的弹性系数和没有摩擦。挠性接头提供了一种无摩擦悬置系统，因为它没有摩擦部件或滑动部件。低弹性系数由使用尽可能细的挠性接头来获得，同时需要高强度以承受在冲击和振动时所遇到的应力。挠性接头被制成在远低于材料微屈服点的情况下工作。因为横截面细，所以精密控制材料晶粒大小是必要的，很低的迟滞是通过材料的选择和精确的加工得到的。

因为悬置系统同惯性转子一起旋转，挠性接头的弹性偏差效应在整转的旋转中被抵消了。

挠性陀螺另一个理想的特性是没有“死区”，转子相对壳体的极小运动也能被传感器所感受。

3. 回转马达轴承磨损和质量稳定性

在挠性陀螺中，回转轴承不装在惯性转子组件上。惯性转子和马达被挠性接头隔离。因此，由于预载变化或滚道磨损所引起的马达轴位置的任何偏移都不可能引起惯性转子相对于

挠性接头的质量偏移。同样，回转轴承护圈或润滑剂位置的偏移也不影响挠性陀螺的性能。在普通陀螺中，这些偏移会直接引起沿回转轴的质量偏移。

挠性陀螺质量十分稳定的另一个重要理由是惯性转子上完全没有线绕件和灌封化合物，众所周知，这些线绕件和灌封化合物多少都是不稳定的，因而在普通陀螺中由于放出气体而引起质量偏移，随后就是转子重量变化和材料的移动。

4. 填充介质

因为是用挠性接头支承挠性陀螺转子，所以不需要液体支承。填充介质根据回转轴承的润滑剂和热时间常数的要求而定。采用最佳的气体压力可获得长寿命和迅速的加温。适当设计惯性转子和线绕件(允许大间隙)，可使气体的影响减到最小。

挠性陀螺性能和可靠性方面的另一个重要优点是它对气体污染或存在于回转轴承之外的粒子不敏感，并且没有在液浮陀螺中常常成为问题的液体成层作用。

5. 热灵敏度

挠性陀螺中热灵敏度的来源，除了那些与使用悬浮液有关的以外，同普通陀螺是一样的。挠性陀螺不使用浮液，因此它的热灵敏度主要地取决于其结构中所使用的金属的热特性。热灵敏度的主要来源是因温度变化使传感器产生的零位偏移和沿回转轴的质量不平衡偏移，后面这个偏移是由于线膨胀系数的失配而引起的。这两种偏移都被减到了最小的程度。没有浮液因而可以迅速加温。在无液体热梯度的情况下，只要金属零件一达到工作温度，漂移率就是恒定的。具有最大时间常数的部件是惯性转子，因为它被悬在挠性接头上，但它的时间常数只有两分钟。

6. 试验数据

挠性陀螺的惯性导航型(型号 I)在美国海军航空发展中心和荷勒曼空军基地作了试验，结果是极好的。卡尔福特公司对各种型别的挠性陀螺进行了充分的试验台试验和环境试验，早期型别在霍洛曼空军基地的低成本惯性系统和通用精密公司的 Hereflex 系统中进行了飞行试验，得到了部件的试验数据。低成本惯性系统在飞行中达到了优于 1.85 公里/小时的平均精度。Hereflex 系统中的挠性陀螺在飞行试验计划的 550 小时工作期间内，保持它的起始校准位置，漂移率在 0.02 度/小时以内。

7. 角速度方式试验法

挠性陀螺的漂移试验是用角速度方式进行的。采用这种方法可以同时检查两条轴，而用不着采用昂贵的双轴伺服转台。在角速度方式中，将来自 X 轴传感器的信号放大和解调，加到产生绕 Y 轴力矩的力矩器上，其力矩的取向是把误差信号传动到零。同样，Y 轴传感器通过放大和解调其信号，并把电流输入给产生绕 X 轴力矩的力矩器而保持在零位。因此，输给两力矩器的电流正比于绕两条轴的总力矩。在一个条带记录器上记录这些电流，可获得漂移率的瞬时指示(图 2)。为了便于计算随机漂移率并增加数据的灵敏度，采用了数字式数据。一个电压-频率转换器把来自采样电阻器的直流信号变换为一个正比于输入电压的输出频率($f = Ke$)。这个频率由计数器计数，预置计数器确定计数期间的时间增量。当预定的时

间增量到达时，预置计数器指令打印机打印出计数器上积累的读数。这个数字读数正比于特定的时间增量期内瞬时漂移率的时间积分。典型的预定时间增量是2分钟，典型的试验时间是2~3小时（图3）。

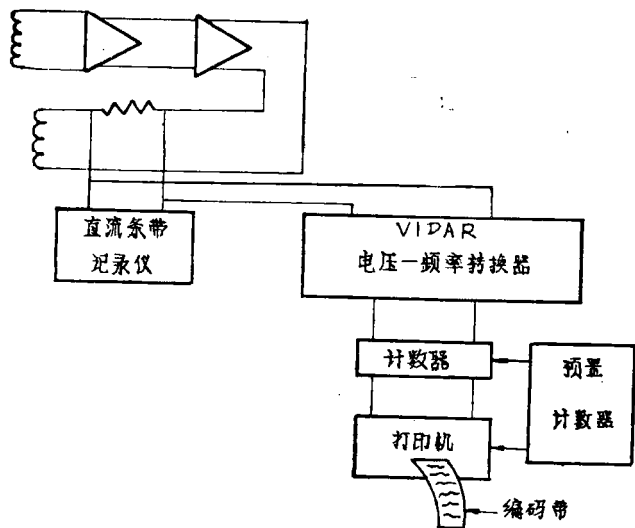
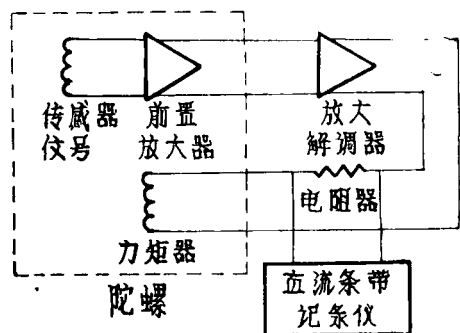


图2 角速度回路试验（记录器检查）

图3 角速度回路试验（打印数据）

8. 随机漂移率

在环境温度为 65.6°C 的条件下，以角速度获取方式测量预在3小时时间内的漂移率。记录了回转轴垂直和回转轴水平两种情况下的漂移率。随机漂移率是通过把漂移试验时间分成2分钟的时间间隔并在每2分钟的时间间隔上进行平均来计算。然后用这些平均值计算 1σ （68%）值的随机漂移率。试验结果如图4和图5所示。

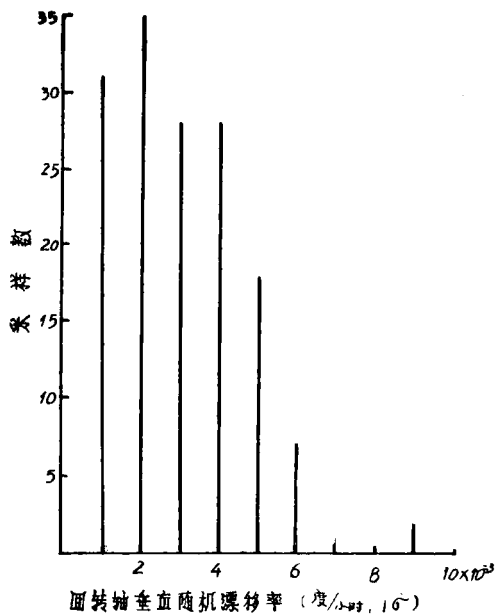


图4 回转轴垂直时随机漂移率与采样数的关系
(挠性陀螺型号II数据, 25个陀螺, 150个样)

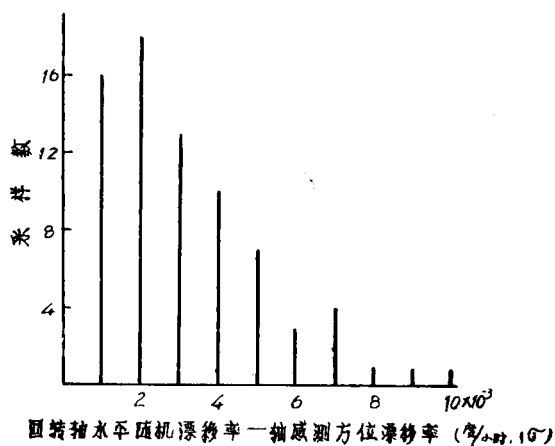


图5 回转轴水平时随机漂移率（轴感测方位漂移率）与采样数的关系
(挠性陀螺型号II数据, 25个陀螺, 75个样)

9. 逐日漂移率

典型的逐日漂移率特性如图 6 所示。每个数据点表示切断电源并冷却到 25.6°C 后的漂移率大小。在这一系列试验以前，对陀螺进行了完整的环境试验。

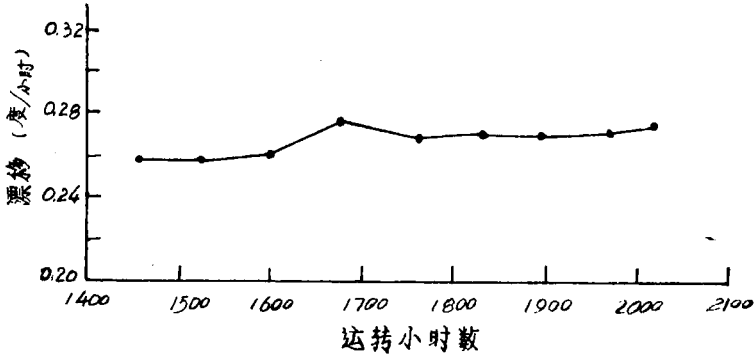


图 6 运转小时数漂移率的关系

(寿命试验数据：挠性陀螺型号 II，质量不平衡稳定度为 $0.0066^{\circ}/\text{小时}1\sigma$ ，600小时)

10. 伺服方式数据

典型的伺服方式随机漂移率和力矩器比例系数的线性度数据列于表 1 中。

表 1 试验数据

自由状态——伺服方式随机漂移率

时间 间隔数	试验时间	俯 仰 轴		横 滚 轴	
		方 位	水 平	方 位	水 平
16	$1\frac{1}{2}$ 小时	$0.0018^{\circ}/\text{小时}$ (1σ)	$0.002^{\circ}/\text{小时}$ (1σ)	$0.0032^{\circ}/\text{小时}$ (1σ)	$0.0015^{\circ}/\text{小时}$ (1σ)

伺服方式——力矩器比例系数线性度

输入电流范围	俯仰轴误差	横滚轴误差
± 0.3 毫安 $\sim\pm 0.75$ 毫安	0.0042% (1σ)	0.0042% (1σ)

11. 环境试验

(1) 冲击

陀螺在不工作情况下作了十八次 $30g$ 、 11 毫秒的冲击试验。沿六条轴的每条轴加三次冲击。冲击以前和以后的特性在试验设备精度所能达到的范围之内是一致的。

(2) 振 动

陀螺按ASN-57陀螺罗盘姿态参考系统的振动技术规范,即MIL-E-5400进行振动试验。将曲线4加于隔振器,此隔振器在二倍频程/分的速率下以10-500-10赫的方式进行扫描振动,隔振器的自然频率是20赫。测量了振动期间的漂移率并通过在1分钟的时间间隔内进行积分来计算。振动以前和以后的特性在试验设备精度所能达到的范围以内是一致的。

(译自AGARD CP.43 "Inertial Navigation—Systems and Components", P401—409)

弹性枢轴悬置的陀螺

本发明主要阐述二自由度陀螺仪的改进，特别与高速运载器，诸如飞机、导弹等用的陀螺有关。

作为导航及控制系统的核心，陀螺仪必须是一种极为精密、准确和可靠的装置，大量的工作在于使该装置的误差尽可能小。在理想情况下，陀螺仪中必须有这样一个特性，它不管磨损、温度变化、以及其它环境因素，皆能长期地保持其在空间固定方位不变，从而能提供一个极为精确的基准，以检查和控制运载器姿态的变化。获得这种基准的最普通方法，是将转子相对运载器悬置起来。这样，运载器可变化方位和姿态而不会干扰转子的方位。但是，已知的机械轴颈和轴承具有磨损、摩擦和间隙等问题，因而引入了误差力矩使转子的自转轴发生倾斜。同样，因磨损而造成质量分布的改变，又导致自转轴偏离(或漂移)其初始位置。在机械陀螺或其它同类型的陀螺中，灰尘和微粒的存在都能导致误差的出现，因为微粒增加摩擦、污染液体以及导致质量不平衡、迟滞效应和寄生力矩，妨害正常工作。环境温度的变化引起陀螺各元件的不等量膨胀，使质量分布有所变动，也能导致陀螺产生误差。

由于上述种种理由，陀螺的制造和调整必须是在极为精确控制的气压、温度、清洁环境以及严格的尺寸公差下进行。然而，尽管给予极大的注意，误差仅能按陀螺之结构形式的不同而减小到一定的程度，但不能用任何已知的方法使之完全消除。

本发明提供了一种新型的、独特的陀螺悬挂和结构，它本质上不存在许多上述这样的误差。纵然，这种陀螺是机械式陀螺的一种类型，但它既不使用轴承，也不使用宝石眼作枢轴悬挂，而采用一种改进的、新的无定向的弹簧或挠性悬挂。为了转子的自旋，也采用了轴承，但并不需要小巧或特别精密的轴承，而是采用较之在精密陀螺中习惯采用者为大、较结实和更耐用的轴承，陀螺各部分相互作用的方式也和一般陀螺结构不同，即为使陀螺和壳体能在两个自由度上相对倾斜所采取的措施和一般陀螺不同。在作用上看，枢轴机构是和自转轴承隔开的，因此只有转子是一个对空间稳定的元件，而所有其它部件，包括自转轴承，都是坚实地被固联于壳体上。

为了减小温度变化的有害影响，本发明的陀螺采用了新结构，用绝热真空壳体把工作部分密封在内。且这种独特的陀螺结构在壳体内只有最少的热传导通路，因而象真空容器一样，实际上保持了一种恒温状态，也就是不需要在许多陀螺结构中所使用的那种辅助加热线圈。

本发明的目的之一在于提供一个具有改进漂移特性的双轴陀螺。

它具有较长的稳定寿命，由于摩擦、灰尘以及环境温度变化产生的不平衡误差力矩对陀螺的影响较小。

另一目的是降低成本和制造精密陀螺所需各种设备的复杂性。

对熟悉本专业的人员来说，在详细地考虑了下列附图和说明以后，许多附加优点及其它目的将是容易了解的。这些是：

图1是所研究陀螺的正面垂直剖视图。

图 2 是通过图 1 的 2—2 线的横截面图。

图 3 是类似于图 1 的一个修正方案的垂直剖视图。

图 4 是类似于图 1 的另一结构形式陀螺的垂直剖视图。

图 5 是通过图 4 的 5—5 线的部分平面视图与部分横截面图。

图 6 是为了说明有关工作关系的图 5 的部分垂直剖视图。所示为转子相对于轴线的角位移关系。

图 7 是示于图 1、2 和 3 中的力矩器的一个局部放大剖面图，所示为线圈绕于铁心上的情形。

图 8 是示于图 1、3 和 7 上的力矩器中之一的俯视图，所示为线圈绕于铁心上的情形。

参看图 1 和图 2，壳体 10 包含了一个倒置杯形的转子(对称结构的陀螺转子 11)，它被支承起来绕轴线 12 以高速旋转。壳体 10 由两部分组成：一部分是包围转子的空心圆筒部分 10a，另一部分则是盖子 10b。用螺钉或其它方式将盖子 10b 固定在空心圆筒 10a 之上。

为了使陀螺转子能以所希望的高速旋转，在壳体 10 外面垂直放置了一个驱动马达 13，它可以是电气马达，也可是其它所希望形式的马达。驱动马达 13 有一向上延伸的驱动轴 14，它向上进入密封壳体 10，并通过挠性杆 15 直接与转子的中心部分连接。挠性杆 15 可以是由弹性金属车制的一根匀称的圆柱杆，或者在位于转子 11 和马达轴 14 之间有一个细颈部分 16。

挠性杆 15 的上端 15a 是用压配合(或其它方式)与转子牢固连接，下端 15b 可以是马达轴 14 的整体延伸，或固联于马达轴。

挠性杆 15 的作用是在马达轴 14 和转子 11 之间提供一个旋转驱动连接，同时允许在它们之间绕垂直于自转轴 12 的两个座标轴能挠曲和有转动动作。因而当相当厚重的转子 11 由马达带动以高速转动时，它就像一个陀螺一样，不论壳体 10 绕垂直于轴线 12 的任何轴倾斜或转动时，转子力图保持它在空间的同一方位不变。壳体 10 的任何倾斜或转动，如图 1 点划线所示，仅仅造成挠性杆 15 的细颈 16 挠曲，因而提供了陀螺转子 11 和壳体 10 之间的方向连接。挠曲的限度取决于转子的外表面和邻近壳体部分以及其它部件之间隙。

因为挠性杆 15 的细颈 16 犹如一个弹簧，它在壳体和转子间位移的相反方向上作用一个力矩。所以需要有一种装置，能补偿或平衡该弹簧力矩，使这种结构的作用和一个位置陀螺一样。这种补偿装置可以采用一个永磁构件 17，它被支承在圆盘或一系列支臂 18 上，圆盘或支臂 18 在转子 11 下面，且与马达轴 14 相固接，随同转子一起旋转。

由于磁铁 17 与转子 11 的轮缘 11a 之间有相等的间隙 19，所以当转子与壳体处于如图(所示的初始位置时，不产生使转子 11 倾斜或转动的合成磁力，这是因为作用在轮缘 11a 一边的向下的磁拉力为径向相对的另一边的磁拉力所平衡。然而，当转子与壳体绕轴线 12 有相对位移时，磁铁 17 和转子轮缘 11a 之间的间隙在一边是减小了，而在径向相对的另一边则是增加了，所以对前者是增加了磁力，而对后者是减小了磁力。换句话说，当壳体绕转子自转轴 12 倾斜时，如图 1 点划线表示的那样，这时磁铁 17 产生一个合力作用于转子上，其效果是力求增加位移。因为由挠性杆 15 的细颈 16 所产生的弹性力是减小倾斜位移，而由磁铁 17 产生的力是增加位移，所以很明显，通过原始设计和以后的调节，可使这些力彼此抵消。这样，转子壳体组合的作用就和一个所希望的位置陀螺一样了。

在这种结构中，平衡磁铁 17 和转子 11 之间的环形间隙，可用机械调节这些构件的位置这一方法进行调整，使磁铁的拉力平衡由挠性杆 15 之细颈所产生的弹性力。于是，转子在实际

上就不受外部力矩的干扰，从而提供了一个在有限转角范围内是无定向的柔性悬挂。应该着重指出，为了抵消随位移变化的弹性力变化，磁拉力也应随间隙19变化，但这种匹配性调整对于精密陀螺而言，仅在1%左右。陀螺转子11的零位并不需要定位于垂线上，挠性杆15的细颈16甚至可以有永久的弯曲而无损陀螺的性能。这是因为由这种不平衡或弯曲产生的合成误差力矩随着轴和挠性杆之旋转而均匀分布，所以任何漂移都可以抵消掉，或绕轴均匀分布。

为了补偿地球自转和其它导航作用的需要，以便进动陀螺转子11，所以在壳体盖10b的内壁装有一组力矩器20，并且环形地包围着转子11的圆周面的下部，如图2所示。这些力矩器可以是常用的电磁式装置，也可以是静电式装置，不论哪一种，皆可产生一个合成进动力矩作用于陀螺转子11上。如图7、图8所示，每个力矩器有线圈20a绕于铁心上。

为了产生比例于陀螺壳体绕任一敏感轴的倾斜（或转动）的电信号，在壳体10之内壁上，于力矩器20之上，装有两对电气传感器21，如图1所示。这些传感器可以是在陀螺结构中常用的灵敏而精确的E桥路方案，也可以是其它方案。

本结构中有许多改进而优于一般的陀螺结构。首先，在转子11和轴14之间的枢轴连接，并不需要象一般陀螺装置中的平衡环那样去承载自旋轴承22和23。轴承22和23位于挠性杆15的细颈16之前的马达轴14上，并由壳体10支承，因此，并不需要那种精密、小巧或轻型的轴承。由于自转轴承不均匀磨损而引起的质量不平衡是产生陀螺漂移的一个经常性原因，所以，当不采用精密轴承或宝石轴承时，就明显地改进了陀螺漂移特性，降低了轴承的成本和复杂性。此外，由于轴承22和23可以做得比较大和有较好的润滑，所以它们的寿命是相当长的。

由挠性杆15的细颈16所提供的弹性约束是随位移变化而线性增长的力，而随气隙19的变化由磁铁17所给的力是非线性的，但对本发明的这种精密陀螺而言，壳体和转子间角位移的变化和气隙19的变化都是很小的，所以在有限位移范围内，弹性约束力和相反的磁拉力可认为是线性变化而彼此抵消。

显然，图1这种结构实际上消除了挠性杆15上细颈16的迟滞效应，这是因为挠性杆15是以高速连续旋转的，且每当转子和壳体有任何相对倾斜时，它又绕细颈16的轴线连续挠曲。在这方面，转子的工作很象一个放在直立轴尖顶的自转玩具陀螺，不论尖顶如何偏离其垂直位置，玩具陀螺皆保持其在空间的方位不变。

为了消除转子11的风阻效应，最好通过适当的抽气装置使壳体的空气排空之后密封，使壳体内保持低量级的真空度。如果需要，可充入粘度比空气低的化学惰性气体。

在抽走了壳体的空气后，这种陀螺的独特结构还提供了实际上是恒温的状态，这是因为陀螺结构和壳体之间的热传导通路较小，抽空的壳体就象一个包容着陀螺的真空瓶。如图1所示，只有轴承22、23把马达轴14连接到壳体上，而转子和磁铁由轴14所支承，与壳体并不接触。所以，为了减小它们之间的热传导，一种合适的隔热材料可以嵌于轴承和壳体之间，以及马达和壳体之间（未示出）。此外，转子11实际上完全处于真空之中，仅通过挠性杆15的细颈16与马达轴相连，所以转子对马达轴和壳体实际上是隔热的。这些特点与一般陀螺结构相比是很不同的，在相应的温度梯度和预定的工作温度到达前，一般的陀螺是不能保证精度的。另一方面，本发明的陀螺可在宽广的外界环境温度变化范围内有效地工作，且只需要短短的加热时间（如果需要的话），这是由于没有和转子有关的吸热元件、没有小轴轴承、宝石轴承、悬浮液体或气体，以及由于真空瓶效应等。

图3所示之结构类似于图1和图2，但平衡磁铁25装于倒置杯形的陀螺转子11的内部，并作用在内壁26上，而不是如图1所示那样作用在环11a上。这种改进能增大转子11的直径，增加转动惯量，同时又能缩短壳体10的高度，而使结构紧凑。如图所示，平衡磁铁可以由两个同心的环形磁铁25组成，而不象图1所示为单一磁铁。在所有其它方面，各部件和工作情况同于图1，所用之数字标志也是相同的。

在图4和图6中，描述了另一种结构的位置陀螺，它没有图1的平衡磁铁17或图3的磁铁25，而用一种机械弹性平衡装置代替，以抵消挠性杆细颈所产生的恢复力。参考图4，陀螺转子31包含在外壳30之中，垂直安装的驱动轴32伸入壳体30，带动转子高速旋转，而驱动轴32由安装于壳体外的马达33所驱动。

和图1及图3上所示的结构相同，高速旋转的转子31在空间有定向作用，并且自转轴和壳体中心轴之间的任何偏差由固定在壳体上环绕转子31圆周面的传感器34所检测。同样，任何希望转子偏离它的自转轴的力矩，是由环绕转子31安装在传感器34之下的力矩器35所提供。其情景有如以前所讨论的。

然而，在这种结构中，挠性杆36有两个细颈37和38，下面的细颈37位于转子31的中心凸缘31a的下面，以提供下面的弹性挠曲点，上面的细颈38位于转子31的中心凸缘31a的上面，以提供上面的弹性挠曲点，所以挠性杆36可以绕上面和下面的细颈37和38挠曲。

在细颈38的上面，固接在挠性杆36的上部是一块水平平板39，在细颈37的下面，有相同的一块平板40，由驱动轴32所支承。用一组拉簧41，把平板39和40相互连接起来，由图5可见其相互关系，靠近平板39和40的外缘共有四个拉簧41，均等分布，每个相距90°。

综上所述，有两块上、下平板39和40，分别地固定在挠性杆和驱动轴上，并位于细颈38和37之上下，其间用一组拉簧41连接起来。由这种配置可以看出，由拉簧41产生的弹性拉力作用于挠性杆36上，它力图缩短平板39和40之间的垂直距离。

假定陀螺壳体绕垂直于图4的中心轴线42的任何座标轴无倾斜(或转动)，则陀螺转子31和壳体处于如图4所示的位置，且绕上面和下面的细颈38和37皆无转动发生。然而，当壳体30绕上述的任一坐标轴偏转位移时，转子31保持其空间方位不变，挠性杆36绕细颈38和37弯曲(或转动)，如图6所示，如果没有力图把平板39和40拉近的拉簧，则挠性杆36的细颈37和38将产生一个弹性力，力图拉直挠性杆36，使它回到图4的那种正常的非弯曲位置，从而就有一个弹性力作用在陀螺转子31上。然而，拉簧41和挠性杆36的力是相反的，它力图使平板39和40靠近；同时，拉簧41又力图保持平板于图6所示那样的偏斜位置，与挠性细颈37、38的力图使自己恢复至图4所示对准位置的恢复力相反。通过适当地设计拉簧41和挠性杆36，相反的两种弹性力可以做到彼此抵消或彼此补偿，最终没有合力作用在陀螺转子31上。这样，它的特性就好象一个真正的位置陀螺。

因此，依靠在挠性杆36上设置两个细颈部分，一个在转子31的中心凸缘的上面，一个在其下面，以及设置一个沿挠性杆轴向作用着压缩力的独立装置，则可以使挠性杆36的挠曲恢复力被平衡，而细颈37、38可成为真正无约束的枢轴。

(译自美国专利 3,077,785)

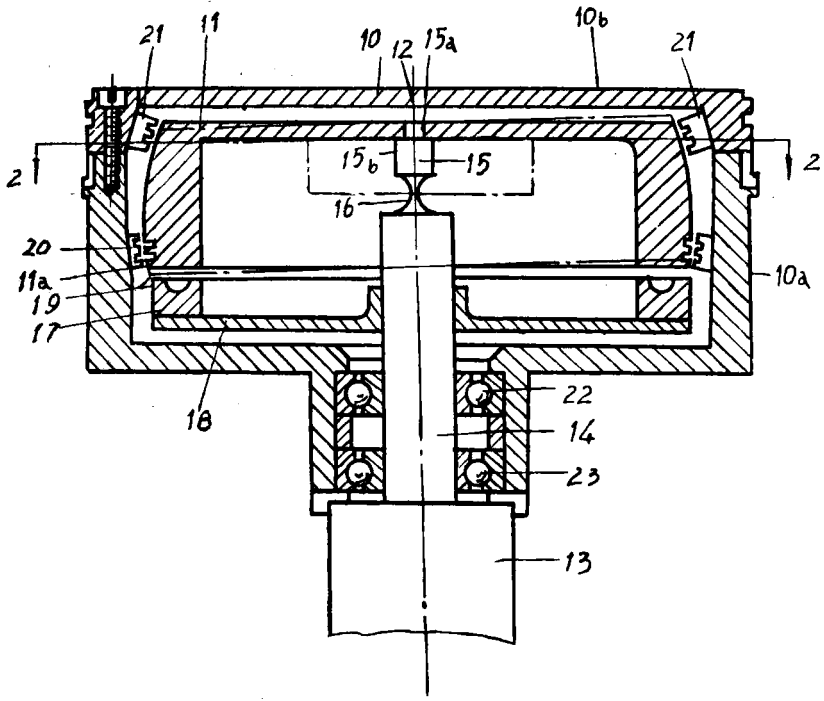


图 1

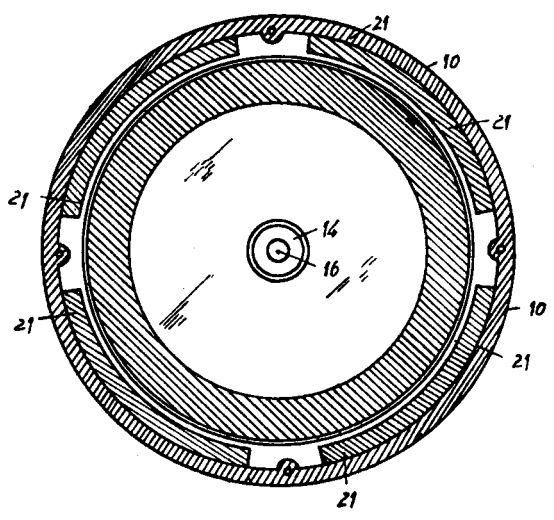


图 2

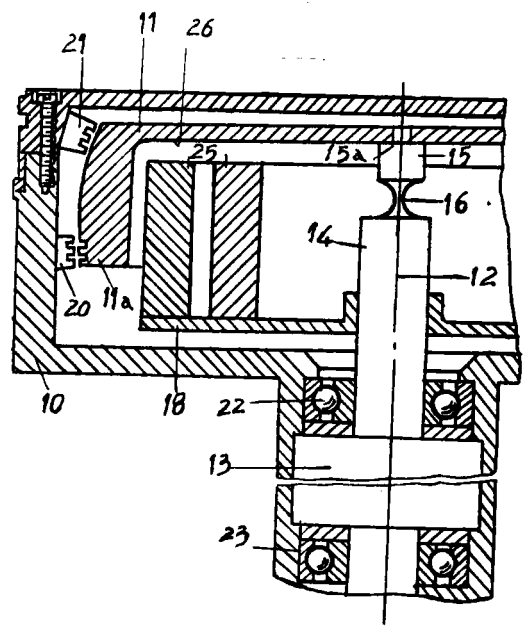


图 3

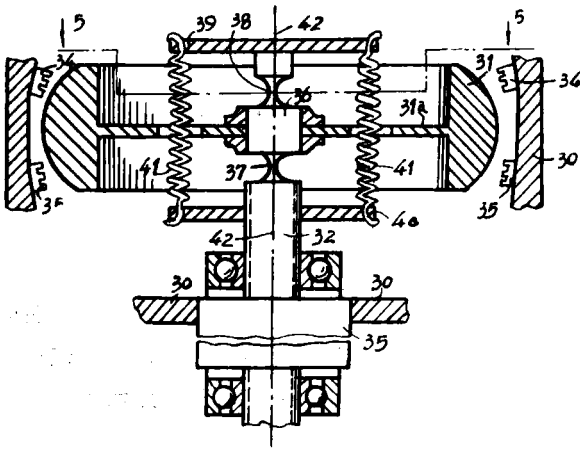


图 4

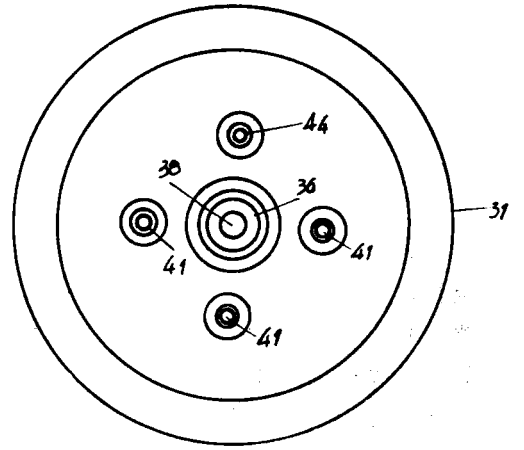


图 5

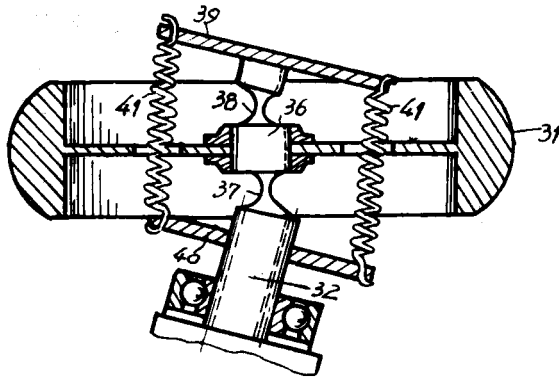


图 6

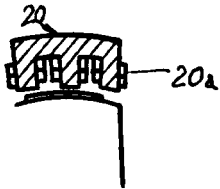


图 7



图 8

等弹性挠性支承和驱动的陀螺

本专利概括地叙述了挠性支承和驱动的陀螺的改进，特别涉及具有磁补偿挠性支承的二自由度陀螺。在前一份关于“弹性枢轴悬置的陀螺”*的专利申请中，曾公布了一种改进的陀螺结构，这种陀螺不采用习用的平衡环和轴承或支枢型活动接头，而采用了一种可弯曲的挠性接头来代替，接头的不平衡量及不需要的弹性恢复力和力矩被补偿得减至最小，这种结构大大地简化了陀螺的制造，更重要的是显著地减少以致消除了与轴承及常用支承有关的多种陀螺误差。

本专利提出了挠性支承和挠性构件两者构造的改进，以及挠性支承补偿机构的改进。这些改进都是致力于使陀螺更灵敏、更可靠，而且又改进了它的性能。

因此，本专利的主要目的是，提出一种改进的挠性支承陀螺，它具有一个等弹性挠性联接，并联接有一个辅助的角偏转件，使陀螺能均匀地反映绕所有敏感轴的角度位移。

另一目的是，提出这样一种陀螺，它绕所有敏感轴具有更高的灵敏度。

一个基本特点是，挠性机构是等弹性的，即在三个方向上的挠性实质上是相等的。

再有一个目的是，提出这样一种陀螺，它有一个适用于弹性挠体的经过改进的磁补偿装置。

至于其它目的和许多附带的优点，对熟悉本专业的人员来说，在仔细地考察了下述的说明和附图后，是很容易理解的。这些附图是：

图 1 是表示陀螺双重弹性挠体与转子结构的纵剖面图。

图 2 是表示在一种陀螺仪结构中所体现的一个类似的转子和多重弹性挠体的局部纵剖面图。

图 3 是从图 2 中 3—3 线所取得的剖面图。

图 4 是表示本专利的另一种构造形式的纵剖面图。

图 5 是表示本专利的另一特点的，和图 2 及图 4 相似的一个剖面图。

图 6 和图 7 是表示挠体及转子的尺寸和它们工作特性之间的关系的曲线图。

图 8 是经过修改的图 4 所示结构的、和图 4 相似的一个纵剖面图，剖面是从图 9 中的 8—8 线取得的。

图 9 是图 8 所示结构的一个平面视图，移去转子，视图是从图 8 中 9—9 线取得的。

图 10 是图 8 及图 9 中所示线圈和有关线路简图。

为了详细地考察本专利，现在看一看这些附图。在图 1 中示出了陀螺用转子及挠性体的一种可取的结构。如图所示，转子 10、挠性接头（实心挠性部）11 和驱动轴 12 是一个关于通过这些构件的中心线（转轴）13 轴对称的一个整体。

挠性接头 11 的作用是，在驱动轴 12 和转子 10 之间提供一个旋转的驱动联接，但容许围绕

* 即为美国专利 3,077,785——译者注