

文章编号 1004-924X(2007)10-1564-07

一种多路流体关节机构的研究

高云国¹,唐国栋^{1,2},韩光宇¹

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所,吉林 长春 130033;

2. 中国科学院 研究生院,北京 100039)

摘要:根据大型光电经纬仪提出的温度控制要求,研制了多路流体关节机构。介绍了机构研究背景,说明了该机构的组成及工作原理,并通过计算摩擦阻力矩验证了机构的可行性,最后通过实验验证设计的合理性。实验结果表明,当用添加青铜的聚四氟乙烯制作的密封隔环进行密封时,能做到不泄漏,造成的摩擦阻力矩仅为 $1.666 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。该机构工作可靠,实现了流体由静到连续转动的传输,结构紧凑,设计巧妙,完全可以满足大型高精度光电设备的使用要求。

关键词:光电经纬仪;光电跟踪;温度控制;摩擦阻力矩;聚四氟乙烯

中图分类号: V556.5; TP211.3 **文献标识码:** A

Research on a multiway fluid joint mechanism

GAO Yun-guo¹, TANG Guo-dong^{1,2}, HAN Guang-yu¹

(1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,*

Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;

2. Graduate School of the Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China)

Abstract: According to the temperature control requirements of a large photoelectric theodolite, a compact multiway fluid joint mechanism with skillful structure is researched and designed. The mechanism research background is introduced and the composition and principle of the mechanism are presented. The feasibility of the structure is verified through calculating the friction resistance torque. Finally, the reasonability of the structural design is verified through the theoretical analysis and experimental results. The experimental results indicate that the mechanism is no leak when the sealing ring made of PTFE combined with the bronze is utilized to seal, and the friction resistance torque is only $1.666 \text{ N} \cdot \text{m}$. The mechanism runs reliably and realizes the fluid transmission from static state to the continuous rotated state, which can meet the performance requirements of large photoelectric instrumentations properly.

Key words: photoelectric theodolite; photoelectric tracking; temperature control; friction resistance torque; PTFE

1 引言

在利用大型光电经纬仪对目标特性进行测量时,有些目标特性的获取受环境的影响很大,如目标的红外特性测量对测量系统的温度控制要求较高,其中以中、长波红外为代表。针对非制冷型红外探测器^[1],为改善高温设备本身的热辐射干扰,最大限度地减少外界其他热辐射的干扰,降低探测的背景噪声,获取分辨率较高的探测精度,一些设备提出了环境控制要求。经论证采取从跟踪架底部开始输送循环水和冷空气进行环境控制,将系统工作环境温度控制在 $0\sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$,是简单、实用、经济的方案,同时也解决了常规方法将温控系统安放在镜筒之上增加系统载荷的问题。但基于地平式两轴跟踪测量系统的垂直旋转轴在工作时需连续转动,如用管路直通势必将造成对管路的破坏,无法完成连续转动情况下的流体输送,对介质的连续传输有了限制。因此,要保证在垂直轴连续旋转条件下介质的传输,行之有效的导流结构就显得尤为重要。

2 机构组成及工作原理

众所周知,在传统的地平式经纬仪中,利用导电环^[2]可以从跟踪架底部固定装置传输电流和电信号到垂直轴旋转装置,从而实现两个相对转动机构的图像、数据信号的传递。本文设计的机构实际上和导电环所要实现的功能是相似的,只不过传输介质不是数据信号而是流体。能实现流体在固定部件和转动部件间传输的结构^[3-4]不少,但涉及到多路传输,包括如何对摩擦损失进行合理的补偿,以及如何控制泄漏损失,这些结构并没有提出很好的解决措施。

本文设计了如图 1 所示的多路流体关节机构,该机构设计巧妙,结构紧凑,很好地解决了流体由静到连续转动的传输,且由于机构采用了上下弹簧垫圈对称安装的方法,能对密封件的磨损起到一定的补偿作用。

2.1 机构工作原理

多路流体关节机构各零部件的安装位置及相互关系如图 1 所示,该机构主要由壳体、弹簧垫圈、压紧圈、密封隔环、隔圈、调节垫、压紧片、压

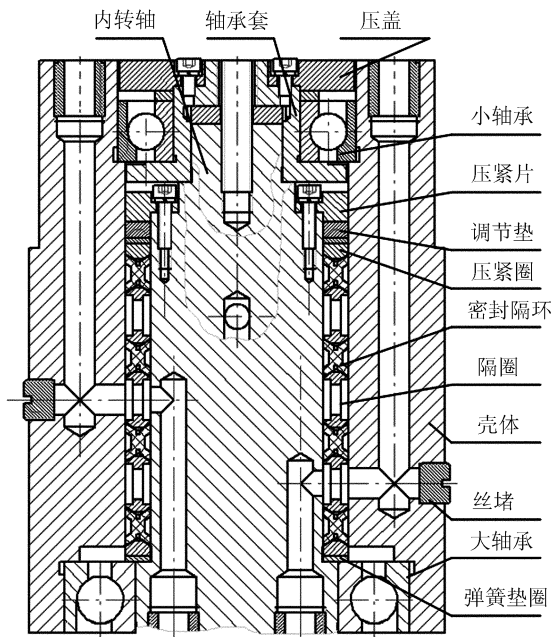


图 1 多路流体关节机构

Fig. 1 Multiway fluid joint mechanism

盖、大轴承、小轴承、轴承套、丝堵、内转轴、支撑平板和支架组成。

该样机试做了三个流体导流通路,具体结构形式如图 1 所示,内转轴从底部端面均布地打三个深度不等的垂直孔,并在各个孔底处相对应的径向方向打横交孔,使之形成三个通孔。对应地,对旋转壳体而言,从顶部端面均布地打三个垂直孔,各孔的深度要求满足装配完成后内转轴和壳体各个垂直通孔相对应处的横交孔中心线在结构允许的误差范围内。其中内转轴固定在支撑板上,连同支架一起固定不动。在内转轴上采用了一组弹性密封隔环和密封隔圈依次交错叠加安装在内转轴外圆柱面上。如图 2 所示,密封隔环的端面开有两个环形 V 形槽,而隔圈的端面则相对应地设计成环锥形,这就造成了当叠加安装时多个件之间能够密切地贴合在一起。由于采用弹簧垫圈上下对称套于内转轴上的结构,通过调节压紧片的轴向位置,靠弹簧垫圈的弹性力可压紧和驱动密封隔环,使弹性密封隔环同时完成径向和轴向两个方向的密封,这样可使密封接触面的磨损得到及时补偿,也可极为方便地人工调节密封面的比压。因此,本结构很好地解决了密封问题,从而大幅度地延长了其密封装置的使用寿命。由于密封隔圈内外都开有环形槽,且周向有通孔,所

以在内转轴上密封隔圈的每一个安放处,即流体流通处,旋转壳体 and 静内转轴通过密封隔圈把它们之间的环形间隙形成内外两个环形密封腔。在上下密封隔环的密封作用下,流体由内转轴底部的通孔导入,分别先后进入内、外环形密封腔,然后从外部旋转的壳体导出进入经纬仪环境控制腔室,最终再由外部壳体导入,流经外、内环形密封腔和内转轴通孔,实现一个循环过程。实际工程运用时,旋转壳体同经纬仪垂直轴是固接的,即壳体和垂直轴是同步旋转的。这样,从壳体上端引出的流体输送管路就不会因垂直轴的连续旋转而

遭破坏,从而实现了传输介质由静到连续转动的传输,完成了一个流体循环过程。其中密封隔环同时完成径向和轴向两个方向的密封,套在轴上的弹簧垫片、密封隔环、密封隔圈、压紧片和压紧圈构成可调节自动磨损补偿系统。

3 密封件材料的选取

由于弹性体种类繁多,性能各异,经过综合考虑,决定用添加青铜的聚四氟乙烯材料制造密封隔环。PTFE^[5-6]是“聚四氟乙烯”塑料的简称,具有相当高的化学稳定性,几乎耐一切酸、碱等化学物质,摩擦系数低(0.02~0.04)。这里选用的填充型聚四氟乙烯在保持了纯聚四氟乙烯低摩擦系数等优越性能的基础上,提高了聚四氟乙烯的物理机械性能,具有更好的耐磨性能(可提高1 000~1 500倍)。同时考虑到实验的可对比性,这里也用聚氨酯加工了密封隔环,还包括用常见的丁腈橡胶 O 型圈作密封以验证其通用性。

4 摩擦阻力矩的计算

由于此机构的密封原理是通过对密封隔环施以轴向压力以使之产生径向的抱紧力,这样当外面的旋转壳体运动时,就势必造成一个摩擦阻力矩。在本机构中,选用了添加青铜的聚四氟乙烯材料加工密封隔环,由于该材料静、动摩擦系数差别小,所以这里把最大静摩擦力和动摩擦力看成近似相等,下面涉及到的一些计算都是基于此假设的。而用聚氨酯加工密封隔环以及 O 型圈主要是为了验证聚四氟乙烯材料的合理性而进行的对比试验,所以关于它们的相关计算在此不做论述。

4.1 轴承产生的摩擦阻力矩

如图 1 所示,该机构采用一对角接触球轴承来支承传动。下面的大轴承起着主要的承载作用,现只计算下面的大轴承因轴向载荷引起的初始摩擦转矩。这里轴向载荷可以看成是旋转壳体和外面大齿轮的重力。

轴承产生的摩擦转矩^[7]为:

$$M = \mu \times F \times d / 2, \quad (1)$$

式中: μ —摩擦系数,取 $\mu = 0.0025$; d —大轴承内径, $d = 40 \text{ mm}$; F —壳体和齿轮的总重力, $F =$

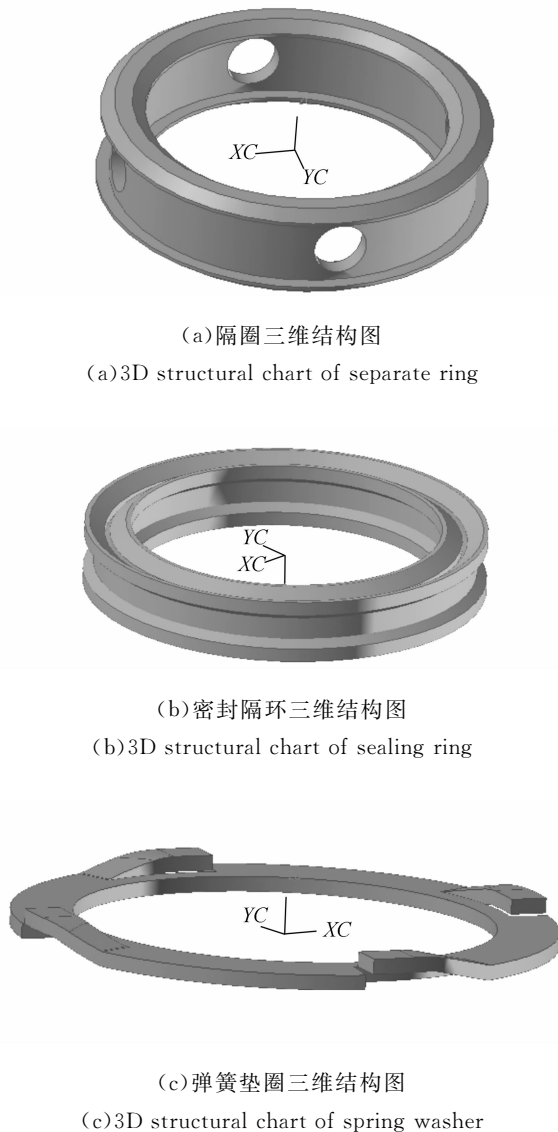


图 2 机构主要零件三维结构图

Fig. 2 3D structural charts of the major parts of mechanism

29.249 N。

所以有 $M = 0.0025 \times 29.249 \times 0.04/2 = 0.00146 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

在后面的叙述中可以看出这个值相对整个机构产生的阻力矩来说是非常小的,可以忽略。因而承受更小轴向力的小轴承引起的摩擦转矩这里可不做计算。

4.2 轴向压力产生的摩擦阻力矩

轴向压紧力是通过弹簧垫圈对压紧圈产生轴向力依次向下传递的,这里主要需求得壳体内壁对密封隔环的径向正压力,从而由正压力求得摩擦阻力矩。图 3 所示为压紧圈的受力示意图,这里设压紧圈的倾角和密封隔环的唇部倾角一样同为 $\alpha = 35^\circ$ 。

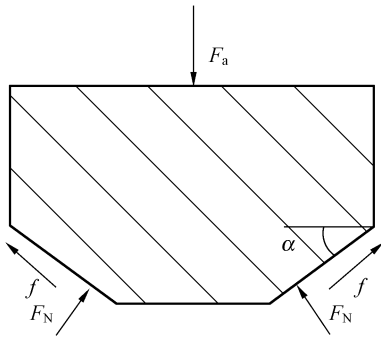


图 3 压紧圈受力示意图

Fig. 3 Sketch of force acting on pressed ring

其中: f —压紧圈所受到的摩擦力;

F_N —压紧圈受密封隔环的支撑反力;

F_a —弹簧垫圈对压紧圈的轴向力。

以垂直方向定义为 y 轴,该力系在 y 轴上静力平衡,所以有:

$$F_a = 2F_N \cos \alpha + 2f \sin \alpha = 2F_N \cos \alpha + 2\mu F_N \sin \alpha,$$

设 $\mu = 0.04$,

$$F_N = \frac{F_a}{2\cos \alpha + 2\mu \sin \alpha} = \frac{F_a}{1.684190},$$

而当不考虑摩擦力 f 时:

$$F_N^1 = \frac{F_a}{2\cos \alpha} = \frac{F_a}{1.638304}.$$

则相对误差 $\Delta\% = \frac{F_N^1 - F_N}{F_N} \times 100\% = 2.8\%$ 。

可见忽略摩擦力对整个计算的影响不大,而在实际工作中,刚开始对上面的弹簧垫圈施压时,套在内轴上的一系列组件整体下移,由于摩擦力

的存在,这时可能会出现上紧下松的情况,但运行一段时间后,由于上下弹簧垫圈的对称安装作用,套在内转轴上的密封隔环、隔圈会沿着轴向方向作整体窜动,最终使得上下弹簧垫圈的压紧力趋于一致。运行平稳后,上下对称安装的弹簧垫圈起着保持压紧力及对磨损进行补偿的作用。当密封隔环有磨损时,上下弹簧垫圈弹性压缩部分同时向轴线中间伸展,中间的组件也随之同时从两端向中间压缩,在此过程中,摩擦力是可以相互抵消的。分析表明,这里将摩擦力忽略不计简化计算是完全可行的。

此处的 F_N 同压紧圈对配合处密封隔环的正压力大小相等,方向相反,经过上面的简化处理后,可以认为密封隔环内凹槽的正压力不递减地向下传递,所以密封唇口处受到的正压力也是相等的。

所以密封唇口处正压力 N 为:

$$N = F_N \sin \alpha = \frac{F_a \tan \alpha}{2}. \quad (2)$$

由于两个弹簧垫圈采用上下对称安装,所以在整个机构中可以把两个弹簧垫圈看成是串联,把密封件轴向方向的变形忽略,当上面的压紧片下行距离为 x 时,可认为两个弹簧垫圈各自轴向压缩了 $x/2$,且有 $x/2 = F_a/k$,其中 k 为单个弹簧垫圈的刚度系数,所以有 $F_a = kx/2$ 。代入式(2),得:

$$N = \frac{k \cdot x \tan \alpha}{4}. \quad (3)$$

在机构中共有四个密封隔环,所以可知由此轴向压力产生的摩擦阻力矩为

$$T = T_1 + T_2, \quad (4)$$

$$T_1 = 8\mu ND/2 = \mu Dkx \tan \alpha, \quad (5)$$

$$T_2 = \mu dkx \tan \alpha, \quad (6)$$

其中: T_1 —密封隔环外圈所传递的摩擦阻力矩; T_2 —密封隔环内圈所传递的摩擦阻力矩; D —密封隔环外径(44 mm); d —密封隔环内径(34 mm)。经整理得到:

$$T = \mu kx \tan \alpha (D + d). \quad (7)$$

4.3 初始过盈量引起的摩擦阻力矩

机构设计时,将密封隔环同内转轴及壳体之间都设为间隙配合,但实际加工时,由于加工误差的存在,使得初始装入时就有过盈现象出现,从而产生了因初始过盈量引起的摩擦转矩。

假设密封隔环自然状态下轴截面上径向宽度为 d , 密封隔环外径为 D 。装入机构内, 由于制造误差会产生一定的径向预压缩。设装上之后轴截面径向宽度为 b , 以所探讨密封隔环横截面的对称轴为空间直角坐标系的 Z 轴, Z 轴与壳体内壁的相交点 A 为坐标原点 (如图 4), 令 Y 轴方向与壳体轴向方向平行。从密封隔环 A 点处截出单元体进行受力分析。

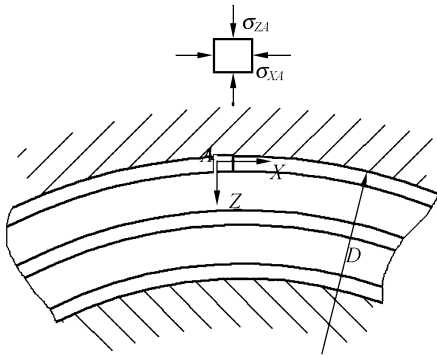


图 4 密封隔环截面示意图

Fig. 4 Cross section of sealing ring

设预压缩率为:

$$e = \frac{d-b}{d} \times 100\%, \quad (8)$$

在预压缩作用下该单元体沿 X 轴方向的应变 ϵ_{XA} 可写成:

$$\epsilon_{XA} = \frac{\pi(D-2ed) - \pi D}{\pi D} = \frac{-2ed}{D}, \quad (9)$$

单元体在 Z 轴方向应变 ϵ_{ZA} 可接近似计算:

$$\epsilon_{ZA} = \frac{(d-ed) - d}{d} = -e. \quad (10)$$

这里假设密封隔环材料遵循广义虎克定律, 于是可列出下列方程组:

$$\epsilon_{XA} = \frac{1}{E} [\sigma_{XA} - \mu(\sigma_{YA} + \sigma_{ZA})], \quad (11)$$

$$\epsilon_{ZA} = \frac{1}{E} [\sigma_{ZA} - \mu(\sigma_{XA} + \sigma_{YA})], \quad (12)$$

式中 E 及 μ 分别是密封隔环材料的弹性模量及泊松比, σ_{XA} , σ_{YA} , σ_{ZA} 分别为单元体外法线平行于 X 轴、 Y 轴及 Z 轴面上的正应力。在无液体压力作用下, 可认为 $\sigma_{YA} = 0$ 。在此条件下把式 (9)、(10) 代入上述方程组, 得出:

$$\sigma_{ZA} = \frac{-e(1+2\mu \frac{d}{D})E}{1-\mu^2} \approx \frac{-e(1+2\mu \frac{d}{D_1})E}{1-\mu^2}, \quad (13)$$

式中 D_1 为壳体内径。

所以这种情况下摩擦阻力矩为:

$$M = M_1 + M_2, \quad (14)$$

其中 M_1, M_2 分别为密封隔环外圈、内圈所传递的摩擦阻力矩。

$$M_1 = \pi D_1 l p f D_1 / 2, \quad (15)$$

$$M_2 = \pi D_2 l p f D_2 / 2, \quad (16)$$

其中: D_1 —壳体内径 (44 mm); D_2 —内转轴外径 (34 mm); p —密封唇口处的接触应力, $p = \sigma_{ZA}$; l —密封隔环密封口处轴向方向的总长度, $l = 1.5 \times 2 \times 4 = 12$ mm; f —密封隔环同内外接触面的摩擦系数 (取 0.04)。

所以有:

$$M = \pi l p f (D_1^2 + D_2^2) / 2 = \frac{-e \pi l f (D_1^2 + D_2^2) (1 + 2\mu \frac{d}{D_1}) E}{2(1-\mu^2)}. \quad (17)$$

由于初始的压缩率有一个范围, 即可以把 e 确定在一个范围之内。这里取填充青铜型聚四氟乙烯的弹性模量 $E = 900$ MPa, 泊松比 $\mu = 0.46$, 所以从理论上可以大致地推算因初始过盈产生的最大摩擦阻力矩 $M_{\max} = 10.8$ N·m, 最大接触应力为 $p_{\max} = 4.6$ MPa。

当然, 实际的摩擦阻力矩要结合多个影响因素综合考虑, 并且在实际工作时, 由于机构内部流体对密封体的挤压也要产生相应的接触应力, 这里可以先通过一个简单的数值上的累加, 得出大致数值。

5 实验验证分析

5.1 实验数据

具体实验时, 采用一单向自吸泵 (扬程 20~25 m) 从水箱里将水吸出, 通过管路从内转轴底部的最上层入水管进入, 经过旋转壳体中各通孔的流通, 最后从内转轴底部最下层出水管流进入到水箱中, 完成整个的循环过程。在实验期间, 将几种密封圈先后调换装配, 分别测出各自的初始摩擦转矩, 并通过轴向力的调整, 给出各自初始摩擦转矩随轴向力的变化趋势。再者, 通过节流阀的控制以调整出口压力来检验密封性能。机构整体结构如图 5 所示。

当调整轴向力时, 各种材料的密封圈随着弹

性垫圈压缩量的变化引起的摩擦阻力矩变化如表 1 所示。

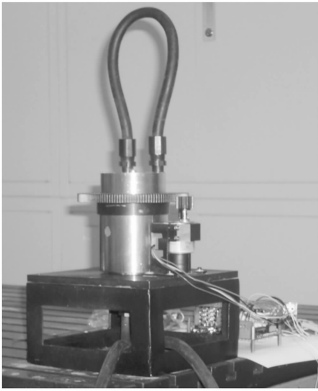


图 5 机构整体结构图

Fig. 5 Whole structure chart of mechanism

表 1 三种密封圈随压缩量变化引起的摩擦阻力矩变化情况

Tab. 1 Friction resistance torques corresponding to compressions of three kinds of sealing rings

* PTFE(添加青铜)

压缩量(mm)	0	0.38	0.6	0.74
阻力矩(N·m)	1.666	2.107	2.205	2.422

* 聚氨酯

压缩量(mm)	0	0.48	0.64	0.84
阻力矩(N·m)	4.847	6.000	7.385	9.231

* O型圈

压缩量(mm)	0	1.18	1.54	1.88
阻力矩(N·m)	0.735	1.372	2.090	2.842

表 1 中,压缩量为 0 时的阻力矩代表初始启动摩擦阻力矩。为更加清楚地看出相互间的变化趋势,对每一组数据按 $Y=A+B \times X$ 进行线性拟合,比较斜率 B 的大小。结果三组数据线性拟合后得到的斜率 B 的值依次为:0.973(PTFE)、4.942(聚氨酯)、1.038(O 型圈),从这一点可以看出,三种材料中,添加青铜的聚四氟乙烯密封隔环随着轴向力的增加引起的摩擦阻力矩增长的趋势是最缓慢的,最迅速的是聚氨酯。

将此机构用于实际系统中工作时,无疑是要要求阻力矩尽可能的小。换句话说,在工况相同的情况下,机构摩擦阻力矩受轴向力或液体压力的影响程度越小,系统整体性能就越优越。从这个

角度来说,用添加青铜的聚四氟乙烯制造密封隔环是这几种材料中的最佳方案。

通入水后,各种密封圈在不同的工况下具体的密封性能如下:

(1)PTFE(添加青铜):直接将密封隔环按装配顺序安装上,不施加任何的轴向力,仅靠初始压缩来进行密封,水压在 0.05~0.18 MPa 变化时,机构连续运转 4 h 以上,无泄漏。

(2)聚氨酯:不加轴向力,直接安装上之后,水压为 0.075 MPa 时,运行 3 h 后,无泄漏;其余条件不变,水压调整为 0.16 MPa,运行 1 h 后,压紧片上部出现泄漏,中路没工作的通道上下都开始泄漏,但壳体下端无泄漏;加大轴向力,聚氨酯的启动摩擦阻力矩明显大于动摩擦阻力矩,在启动摩擦阻力矩达到 5.64 N·m 时,连续运行 4 h,无泄漏。

(3)O 型圈:完全装上之后,水压力为 0.16 MPa,壳体下端有明显泄漏,但中间通道没有;调整轴向力使启动摩擦阻力矩达到 3.53 N·m 时,水压仍然为 0.16 MPa,运行 1 h 后,有轻微泄漏出现;继续调整轴向力使启动摩擦阻力矩达到 3.76 N·m 时,运行 1 h 后,仍有轻微泄漏;同等情况下,当把水压减小到 0.075 MPa,连续运行 3 h,无泄漏。

需要说明的是,以上的实验结果是在壳体转速为 $8^\circ/\text{s}$ 左右情况下得出的,即经纬仪正常工作角速度。而经纬仪一般最大角速度 $\geq 80^\circ/\text{s}$,为验证在高速下机构的密封性能,实验时,取壳体高速转动进行试验,角速度变化为 $80 \sim 150^\circ/\text{s}$ 。实验结果如下:PTFE 密封隔环在高速下密封性能依然良好,在流体压力范围内不施加轴向力的情况下均能保持不泄漏;而另两种密封圈的密封状况同上面也大致相同。

5.2 实验结果分析

从实验结果中不难看出,无论从密封性能的角度,还是从对机构造成的摩擦阻力矩这一角度来说,用添加青铜的聚四氟乙烯制造的密封隔环在几种材料的密封圈中无疑是综合性能最好的。而另两种材料的密封圈其密封效果则不尽人意,其中橡胶 O 型圈的启动摩擦因数比运动摩擦因数要高 3~4 倍,这点当轴向力增大时显得尤为突出;聚氨酯也有相同的缺点,且聚氨酯的加工性能不好,用它加工的密封隔环密封唇口处光洁度和

尺寸精度很差,很难达到设计要求,以至当它装入到机构中时,和密封副间的配合精度很低,在密封处某个区域可能造成有不均匀的间隙,直接导致了如前面实验现象中出现的流体压力增大时泄漏量增大的结果。而在市场上选购的 O 型圈也存在着因外型尺寸有偏差,表面光洁度不好引起的泄漏,实验中选用的几个 O 型圈都有着不同程度的毛边现象,这也是泄漏的主要原因之一。

综上所述,在此机构中用添加青铜的聚四氟乙烯制作的密封隔环工作灵活可靠,密封性能良好。并且由于它摩擦系数小,且动、静摩擦系数差很小,能防止低速爬行现象,自润滑性能良好,耐磨,质量稳定,因此使用寿命长,减轻了操作维护人员的工作强度(实验过程中,用同样的密封隔环多日连续工作,均能达到很好的密封效果)。此外,一般大型经纬仪中垂直轴组件均采用直流力

矩电机直接驱动,所选用的电机其峰值堵转力矩大都有几千 $N \cdot m$,这意味着此密封隔环所引起的摩擦阻力矩对系统的影响是微乎其微的。事实上,用此材料制作的密封隔环略显偏硬,如选择质地较软的添料,如石墨、青铜或比例小一点的聚四氟乙烯来制作的话,密封性能将会更好。

6 结 论

理论分析和实验验证表明,该机构设计巧妙,结构紧凑,很好地解决了流体由静到连续转动的传输,且由于机构采用了上下弹簧垫圈对称安装的方法,能对密封件的磨损起到一定的补偿作用。当用添加青铜的聚四氟乙烯制作的密封隔环进行密封时,密封性能良好,造成的摩擦阻力矩最小,可以满足实际工程应用。

参考文献:

- [1] 崔敦杰. 关于红外探测器与红外焦平面阵列探测器性能参数描述方法的商榷[J]. 光学 精密工程, 2003, 11(3): 265-269.
CUI D J. How to define noise and associated performance parameters for infrared detector and infrared focal plane array detectors[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2003, 11(3): 265-269. (in Chinese)
- [2] 张景旭. 大型跟踪架方位轴系的研制[J]. 光学 精密工程, 1996, 4(2): 73-77.
ZHANG J X. Development of vertical axial system for large tracking and pointing mount[J]. *Opt. Precision Eng.*, 1996, 4(2): 73-77. (in Chinese)
- [3] 王金亮, 王鹏宇. 自补偿型主轴密封在万家寨机组上的应用[J]. 电力学报, 2005, 20(2): 207-209.
WANG J L, WANG P Y. The use of the itself-supply-type seal in unit of wanjiazhai hydroelectric power station[J]. *Journal of Electric Power*, 2005, 20(2): 207-209. (in Chinese)
- [4] 姜继海, 胡志栋. 静压滑环及其应用研究[J]. 工程设计学报, 2002, 9(3): 119-123.
JIANG J H, HU ZH D. Research on hydrostatic slipring and its application[J]. *Journal of Engineering Design*, 2002, 9(3): 119-123. (in Chinese)
- [5] 钱德森. PTFE 密封的发展和现状[J]. 润滑与密封, 1998, 26(4): 69-70.
QIAN D S. PTFE sealed development and current situation[J]. *Lubrication Engineering*, 1998, 26(4): 69-70. (in Chinese)
- [6] 王文东, 师延龄. 聚四氟乙烯复合材料与弹性体的组合应用[J]. 有机氟工业, 2005, (1): 11-14.
WANG W D, SHI Y L. Application of PTFE composites combined with elastomer[J]. *Organo-Fluorine Industry*, 2005, (1): 11-14. (in Chinese)
- [7] 成大先. 机械设计手册(7 版)[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
CHENG D X. *Machine Design Manual(7th edition)*[M]. Beijing: Chemistry Industry Press, 2002. (in Chinese)

作者简介:高云国(1955—),男,山东乳山人,中国科学院长春光学精密机械与物理研究所研究员,博士研究生导师,主要从事光电仪器总体设计方面的研究,曾获中科院科技进步二等奖,发表论文三十余篇,获得多项专利。E-mail: gaoyunguo@163.com