文章编号:1002-1582(2005)04-0580-03

摆臂式三点光学镜面支撑系统的研究

杨德华¹,向伟玮²

(1. 中国科学院国家天文台南京天文光学技术研究所, 江苏南京 210042)

(2. 中国科学技术大学精密机械与精密仪器系,安徽合肥 230026)

摘 要:提出了一种摆臂式三点光学镜面支撑系统,分析了其结构原理和工作性能,给出了实现的方法和制造工艺。该支撑系统具有结构简单、刚度恒定以及无附加温度应力等特点,可用于中小型光学镜面和光学元件的支撑,特别适用于空间仪器的光学加工领域。

关 键 词:光学镜面;镜面支撑;刚度;温度应力;光学元件;光学加工 **中图分类号**:TH706 **文献标识码**:A

Study on three-swing-jib support system for optical mirror

YANG De-hua¹, XIANG Wei-wei²

(1. Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, National Astronomical Observatories,

Chinese Academy of Sciences, Nanjing 210042, China)

(2. University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China)

Abstract : A support system with three swing-jibs for optical mirror , which was characterized by straightforward structure , constant stiffness and free thermal stress , was put forward. Principle and performance of the support system were elaborated before practical manufacturing technique was recommended. The discussion confirms that the 3-swing-jib support system suits very well for optical mirror or other optical elements in optical instruments of medium size , particularly for applications in space engineering and optical manufacturing.

Key words: optical mirror; mirror support; stiffness; thermal stress; optical elements; optical manufacture

1 引 言

光学支撑系统必须保证光学镜面或其它光学元 件在工作中保持准确的位置和准确的面形。由于工 作中的光学仪器可能需要变换方位和姿态,会导致 镜面自身重力或外载的方向发生相对变化甚至连续 变化,所以要求镜面支撑系统能很好地支撑镜面载 荷的轴向和径向分量,一般称之为镜面的轴向支撑 系统和径向支撑系统(或称轴支撑和侧支撑)。其中 轴向支撑的性能是保持镜面面形的主要原因^[1]。 又由于工作环境可能存在温度的变化,所以镜面支 撑系统不应因与镜面材料热膨胀系数的差异而引起 镜面的应力和变形,这一点主要由径向支撑的性能 保证。同时径向支撑的刚度性能还决定镜面位置在 不同方位和姿态下的准确性。因此一个良好的镜面 支撑系统除了可以支撑和保持光学镜面元件的准确 位置和面形外,还应对镜面的影响作用最小,以使附 加的镜面面形误差和位置误差最小。

一般而言,中小型镜面(直径 *D* < 30cm)采用的 是基于刚体运动学约束的三点式支撑方案^[2],如图 1 所示。这种支撑系统的缺陷在于支撑系统本身是



图1 点-线-面约束的三点镜面支撑 非对称的,可能出现的位移或变形会引起镜面中心 轴线的不对称偏离。为了解决这一问题,文献[3]提 出了一种弹片式支撑系统,即利用具有良好面内刚 度和法向柔度的适当尺寸的薄弹片来同时实现三点 式轴向支撑和径向支撑。该系统的缺点是弹片的面 内刚度和法向柔度总是矛盾的。本文提出了一种摆

* **收稿日期**: 2004-09-03; **收到修改稿日期**: 2004-09-20

E-mail: dhyang @lamost.org

作者简介:杨德华(1973-),男,安徽省人,中国科学院国家天文台南京天文光学技术研究所副研究员,博士,主要从事天文望远镜的结构 分析和优化设计方面的研究。

臂式三点支撑系统。通过对机构的分析表明,该支 撑系统具有刚度恒定,且径向刚度与受力方向无关、 无附加温度应力以及系统对称、结构紧凑和工艺简 单等优点。

2 机构描述

如图 2 所示,该摆臂式三点支撑系统的机架(可 以是机座安装点)为等边三角形,从机架三角形顶点 旋转对称地伸出三个共面的摆臂,其末端也构成等 边三角形,并连接被支撑光学镜面或元件。三个摆 臂互为 120 均匀分布,且几何参数完全相同,显然 两三角形的中心重合。摆臂的一端在与镜面连接处 为球铰,另一端在与机架连接处为垂直于三角形平 面的柱铰。因此这种摆臂式三点支撑机构可以同时 实现轴向支撑和径向支撑,即摆臂的抗弯能力由轴 向支撑来实现,摆臂的二力杆式抗拉压能力由径向 支撑来实现,温度应力和变形可通过摆臂的摆动来 消除。



图 2 三点摆臂式支撑机构示意图

3 力学分析

由于摆臂式三点支撑机构可以同时实现轴向支 撑和径向支撑,可对轴向和径向两种情形分别进行 分析。

3.1 轴向力学分析

rm

传统的轴向支撑一般采用经典的多点支撑方式,径厚比(直径对厚度的比值)较大的镜面需按弹 性体处理。因此镜面面形的均方根值为^[1,4]

$$_{s} = N \left(\frac{-h}{D} \right) \left(\frac{-r^{2}}{N} \right)^{2} \left[1 + 2 \left(\frac{-h}{u} \right)^{2} \right]$$
(1)

式中: $_{N}$ 为支撑效率常数; 为镜面材料密度; r为 镜面半径; h为镜面厚度; $u = r/\sqrt{N}$ 为支撑有效 长度; $D = Eh^{3}/[12(1 - v^{2})]$ 为抗弯刚度, 其中 E为镜面材料的弹性模量, v为泊松比。

理想的摆臂式三点支撑机构与镜面连接的三点 应按以上公式选取。根据式(1),对三点支撑机构来 说,N = 3,其三点按周向间隔 120 °均匀分布, $N = 5.76 \times 10^{-3}$,分布圆半径(最佳支撑半径) $r_3 = 0.645 r_s$ 三点支撑所受的轴向力相等,即三根摆臂 所受弯矩相等。当小尺寸或镜厚比为 6 ~ 8 时,三点 位置不必按此法选取。

3.2 径向力学分析

如图 2 所示,由于摆臂 与镜面之间采用球铰连接, 与机架之间采用柱铰连接, 因此摆臂只能在平行于镜 面的平面内摆动。如图 3 所示,当径向外力 *P*不在摆 臂平面内时,*P*将移置到摆 臂平面内,并附加一个力 矩,该力矩由摆臂的抗弯能



图 3 径向力学 分析示意图

力来承担。由于摆臂的设计具有良好的抗弯刚度,因 此在进行径向力分析时,力矩的作用可以不考虑。因 此每个摆臂可视为平面二力杆。如图 3 所示,径向外 力 *P* 与摆臂 1 之间的夹角为任意角 ,三个摆臂对 镜面的作用力分别为 *T*₁, *T*₂ 和 *T*₃,定义沿摆臂向 外为正方向。因此在图示坐标系内,镜面关于 *P*, *T*₁, *T*₂ 和 *T*₃ 四个力下的平衡方程为

$$F_{x} = 0$$

$$F = 0$$

$$\Rightarrow F_{y} = 0$$

$$M = 0$$

$$M = 0$$

$$(2)$$

$$T_{1}\sin + T_{2}\sin(+120\,9 + T_{3}\sin(-120\,9 = 0))$$

$$T_{1}\cos + T_{2}\cos(+120\,9 + T_{3}\cos(-120\,9 = P))$$

$$T_{1} + T_{2} + T_{3} = 0$$

解得

$$T_{1} = \frac{2}{3} P\cos$$

$$T_{2} = \frac{2}{3} P\cos (+120)$$

$$T_{3} = \frac{2}{3} P\cos (-120)$$
(4)

摆臂对镜面的作用力 *T_i* 与夹角 有关,如图 4 所示。*T_i* 的大小和方向随外力 *P* 的方向的变化呈三 相交流形式变化,其最大值为外力 *P* 的 2/3。由于结 构的旋转对称性,镜面受力的重复周期为 120°,每隔 60°受力情况正好相反。

4 系统的刚度分析

光学支撑系统应该具有恒定的刚度,尤其对径 向支撑来说更是如此。与方向无关的恒定径向刚度 有利于在径向力方向变化的情况下光轴能始终保持

(3)



图 4 摆臂对镜面作用力的变化曲线

恒定的偏移量,并且还可使支撑系统的安装更加便 利。由以上分析可知,这种摆臂式三点支撑系统的 轴向刚度是通过摆臂的抗弯刚度来实现的,且恒定; 径向刚度是通过摆臂的拉压刚度来实现的,在受径 向外力的情况下,摆臂的受力大小随径向力方向的 变化而变化,也就是说三根摆臂的伸缩量是变化的, 因此需要分析整个系统的偏移量是否恒定,即系统 径向刚度是否恒定。

若被支撑镜面的径向刚度远大于支撑系统的径向刚度,则在径向外力 P的作用下,镜面的位移取 决于三根摆臂的伸缩变形。若外力 P在其方向上位 移,即镜面位移,三根摆臂的受力伸缩量分别为

$$P = T_{1 1} + T_{2 2} + T_{3 3}$$
 (5)

若系统的刚度为 K,臂的拉压刚度相同且均为 k,则 = K/k_0 上式可变换为

$$\frac{P_2}{K} = \frac{T_1^2 + T_2^2 + T_3^2}{k} \tag{6}$$

$$K = \frac{P^2 k}{T_1^2 + T_2^2 + T_3^2} \tag{7}$$

将 T_i代入上式,有

$$K = \frac{9k}{4[\cos^2 + \cos^2(-120) + \cos^2(-120)]}$$
(8)

得

$$K = \frac{3}{2}k \tag{9}$$

因此,这种摆臂式三点支撑系统的径向刚度是与外 力方向无关的,且恒定,始终是摆臂拉压刚度的 1.5 倍。

5 温度变化的影响

由于光学镜面支撑系统的材料与镜面本身的材料不同,所以热膨胀系数也不同。当环境温度发生变化时,支撑机架和摆臂的尺寸会发生变化,从而对镜面产生影响。由于摆臂在支撑平面内可自由摆

动,所以温度位移和应力可得到完全释放,但它是通 过镜面绕光轴摆臂摆动产生微小自转角获得的。

在均匀温度场的情形下,三根摆臂的几何参数 和材料完全相同,在温度发生均匀变化时会产生相 同大小的伸长或缩短,镜面尺寸也会发生膨胀或收 缩。如图 5 所示,若摆臂相对于镜面的伸缩变化量 为 *L*,则摆臂会因镜面的约束而一致摆动,也就是 说镜面会产生一个自转角 (单位为弧度)。因此

$$L = \begin{pmatrix} 2L - b\cos\phi \end{pmatrix} \tag{10}$$

$$=\frac{L}{b\sin\phi} \tag{11}$$

式中: ⁴ 如图 5 所示; 1为镜面材料的热膨胀系数; 2 为支撑系统材料的热膨胀系数; L 为摆臂的长 度; 为温度变化量; b 为镜面最佳支撑半径 r₃ 或 是在一定安装方式下摆臂对镜面支撑点的分布圆半 径。



图 5 温度变化的影响分析

由式(10)和式(11)可见,在 1,2相差不大的 情况下,可以通过调整 L, b和 ϕ 以及选择适当的材 料使 L = 0,以便实现温度变化时镜面不会发生转 动。式(11)表明 ϕ 不可为 0°或 180°,也就是说球铰、 柱铰和机架中心(图 2 中的镜面回转中心)不可共 线。

6 工艺的实现

摆臂式三点支撑系统的原理和特点是基于无间 隙和无摩擦的理想铰链上的。实际应用中,结合被 支撑镜面的特点和安装条件,可以选用不同的方法 来实施这一支撑方案。

尺寸较小或镜厚 比较小的镜面可采用 钢丝 薄弹片来代替摆臂,^{弹用} 利用其良好的法向柔 性实现铰链的功能, 利用其良好的面内刚



图 6 采用弹片的 外缘安装方式

度来实现摆臂的抗弯支撑功能。安装时的空间条件 可采用镜面外缘的方式,如图 6 所示。图 7 中,采用 弹片代替了摆臂柱铰的方式。图 8 是运用线切割工 (下转第 585 页) 大,其材料损耗约为1.98dB/cm,计算得到的材料传输损耗约为11.95dB。同类型的国外基片,其材料损耗可降低到0.04dB/cm。刻蚀器件的工艺误差也会增加器件的整体损耗。

(2) 串扰增加的原因是多方面的,其中影响较 大的因素是在制版、光刻和刻蚀时相邻阵列波导的 长度差不同于设计值。理论计算表明,当它与设计 值的偏离为10⁻²时,串扰就会增加到-20dB。另外 就是材料质量对串扰的影响,理论计算表明,当芯区 折射率的偏差为1×10⁻⁴时,AWG的串扰会增加到 -22dB。波导质量对串扰的影响包括波导尺寸误 差、侧壁陡直度和光滑程度。在版图设计时,由于该 器件位于版图的边缘,因此光刻和刻蚀效果不理想 也是导致器件串扰的一个主要原因。

	计算值	测量值
通道间隔/nm	0.8	0.79078
中心波长 / µm	1.5525	1.55266
插入损耗 / dB	12(1.98dB/cm)	16.5~18.5
串扰 / dB	< - 45	- 5
3dB 带宽 / nm	0.3	0.5
	2	2

表 2 AWG器件的设计值与测试结果的比较

4 结 论

本文在硅基二氧化硅基片上设计并制作了单侧 耦合 100 GHz 16 通道阵列波导光栅 (AWG) 器件,完

(上接第 582 页)



图 7 采用弾	图 8	采用钢丝和
片代替柱铰	线切]割柔性铰链

艺,一次加工出了三组摆臂和柔性柱铰,并采用钢丝 代替球铰。需要指出的是,设计中应利用式(10)和 式(11)来选择适当的参数;球铰、柱铰和机架中心不 可共线;虽然从自由度上分析,机构是静定的,但这 一状态是不稳定的。

7 结 论

由于工作中的光学仪器要求不断地改变方位和 姿态,所以镜面自身重力的方向也会不断地变化。 采用摆臂式三点镜面支撑机构具有系统对称、结构 成了器件的端面抛光和测试等。通过增加一个 Y 分支波导结构,将 AWG的输入、输出波导等间距整 齐排列,仅用一个光纤阵列即可对其进行 AWG器 件的耦合封装。这种 AWG的结构设计可以有效的 减小器件尺寸和增加波导结构的弯曲半径,可减少 器件的抛光和耦合时间,可降低器件的成本。由于 材料损耗及工艺误差较大,所以器件的插入损耗为 16.5dB,其中包括材料损耗(约12dB)和器件损耗的 不均匀性(小于 2dB)。实验结果表明,这种新型单 边耦合 AWG的设计是可行的,如果提高材料质量 以及制备工艺,则还可进一步提高 AWG器件的各 项性能指标。

参考文献:

- Smit M K. New focusing and dispersive planar component based on an optical phased array [J]. Electron Lett, 1988, 24 (7): 385 – 386.
- [2] Takahashi H, Nishi I, Hibino Y. 10 GHz spacing optical frequency division multiplexer based on arrayed waveguide grating[J]. Electron Lett, 1992,28(4):380-381.
- [3] Takahashi H, Toba H, Inoue Y. Transmission characteristics of arrayed waveguide NxN wavelength multiplexer [J]. J Lightwave Technol, 1995, 13(3): 447.
- [4] Takada K, Abe M, Shibata M, et al. Low-Crosstalk 10-GHzspaced 512-channel arrayed-waveguide grating mulit/demultiplexer fabricated on a 4-in wafer [J]. IEEE Transactions on Photonics Technology Letters, 2001,13(11).
- [5] Kazumasa Takada, Abe M, Shibata T, et al. 1- GHz-spaced 16channel arrayed-waveguide grating for a wavelength reference standard in DWDM network systems[J]. IEEE transactions on Journal of Lightwave Technology, 2002,20(5).

紧凑和工艺简单等优点,可同时实现镜面的轴向和 径向支撑,刚度保持恒定且与方向无关。在温度变 化的环境中,该支撑机构可以释放温度应力和变形。 对于空间仪器来说,在地期间和在轨期间,仪器载荷 和环境温度可能发生剧烈变化,这种摆臂式三点支 撑机构可以有效地适应这种环境。在光学加工中, 径向力较大,且随时改变方向,该支撑机构可以用来 安装磨盘,从而获得磨盘径向力与其移动方向无关, 有效地保证了加工质量。这种摆臂式三点镜面支撑 系统除了可用于支撑光学镜面以外,还可用于支撑 其它精密光学元件。

参考文献:

- [1] 程景全. 天文望远镜原理和设计[M]. 北京:中国科学技术出版 社, 2003.
- [2] Bely P Y. The design and construction of large optical telescopes[M]. Springer-Verlag, 2003.
- [3] 姚正秋. 弹片式光学元件支撑系统[J]. 光仪技术, 1988, 34 (2):18-22.
- [4] Daniel Vukobratovich. Introduction to opto-mechanical design[M]. Mc Graw-Hill, 1993.