

一块 $\phi 220\text{cm}$ 主镜底支承的有限元计算

何 鑫

(中科院南京天文仪器厂)

摘要: 本文用有限元法, 对一块 $\phi 220\text{cm}$ 的主镜气垫底支承进行了研究, 优化了支承环的半径及每个支承环上的气垫数, 使得最终镜面轴向相对变形控制在 $0.016\mu\text{m}$ 以内。

一、引 言

大型天文望远镜性能的好坏主要反映在星像的锐度上, 而光学系统完成以后, 影响星像质量的一个主要原因就是镜面的变形。根据瑞利准则, 反射面其镜面变形要小于 $\lambda/8$ 考虑到加工误差, 一般镜面变形要求在 $\lambda/20$ 即 30nm 以内。镜面支承的最终目的是使镜面变形达到最小, 所以说在各种支承形式下对镜面变形的精确计算是必不可少的, 仅仅从经典理论上的分析是不够的, 数值分析方法方能满足要求。文^[1]在这方面做了介绍, Mark (1980) 采用了有限元法对望远镜主镜镜面变形进行了详细的计算^[2]。

本文也用有限元法对口径 $\phi 220\text{cm}$ 的主镜气垫, 支承进行了详细的分析、研究、计算, 以找出最佳的支承方式^[3]。

二、支承形式及径厚比的确定

1. 支承形式的确定

传统的杠杆重锤支承优点在于对不同的镜子位置, 各浮动点的支承力通过杠杆臂的变化而同步变化, 但它使得主镜室变得很复杂, 主镜室的重量成倍增加。

气垫支承是一个理想的选择, 每个气垫提供相同的压力, 可以通过分布在每个支承环上的气垫数的不同来达到调节支承力的目的, 而且每个气垫很小, 易于加工。澳大利亚 3.9 米望远镜和英国 3.8 米红外望远镜主镜都采用这种支承。

气垫支承还有一个优点, 即它在设计中有很大的自由度, 可以很方便地改变其支承环数、支承环位置及每个支承环上气垫的个数, 达到一个最佳的支承效果。

2. 径厚比的确定

传统望远镜, 主镜厚度相对要保守的多, 一般径厚比为 $6:1 \sim 8:1$, 这主要是与支承形式有很大的关系。在杠杆重锤支承下, 支承分布不连续, 分散在若干点作用于主镜背面, 这样如果主镜很薄, 极易产生局部过大的变形。

目前大望远镜的发展趋势之一即采用薄镜面。因为镜子重量的降低, 可以相应减轻主镜室乃至整个机架的重量, 从而降低整机的成本。

气垫底支承由于其支承力分布均匀而且接近连续（每个支承环气垫分布很密，可以近似成连续支承），使得薄镜面的应用成为可能。英国3.8米红外望远镜主镜平均径厚比为16.1:1，球面半径为750cm、口径 $\phi 220\text{cm}$ 的主镜中心径厚比若取15:1应该说是合理的。

三、有限元计算

当镜子水平放置时，重力垂直向下，此时镜面轴向变形最大。有限元计算即取这种状态。采用二维有限单元中的轴对称单元。单元模型见图1。

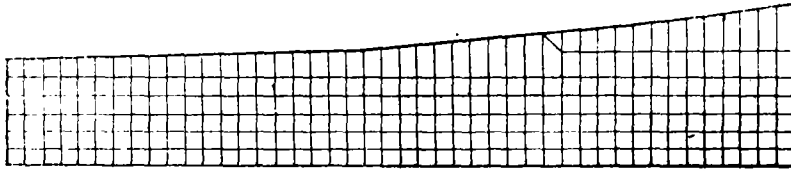


图1 $\phi 220\text{cm}$ 主镜轴对称有限元模型

材料参数：比重 $d = 2.58 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$ ，弹性模量 $E = 9.3 \times 10^5 \text{kg/cm}^2$ ，泊松比 $\nu = 0.247$ ，剪切模量 $G = 3.66 \times 10^5 \text{kg/cm}^2$ ，材料为微晶玻璃。

对于边界条件的处理，即支承条件的处理，分两步进行。第一步将支承点的径向和轴向的自由度约束掉，优化支承环的半径；第二步将支承点的反力加上进一步优化。第一步就相当于整个镜身支承在“刀口”状环上，虽然这里由于剪切和弯曲引起的变形比实际支承状态要大，但是这样做有两点优点，一是对支承环位置的变化镜面变形更加敏感，可使我们更快地找到最佳支承位置；二是减少了最初优化的自由度，计算更简明方便。第二步优化时的参数是各支承环上的气垫数，必要时对第一步优化中优化好的支承环位置做稍许调整即可达到最终优化结果。

1. 支承环数的确定

对于 $\phi 220\text{cm}$ 主镜，一环支承显然是不行的。两环如何？见图2曲线1、2，最大相对变形量分别为180nm和380nm。显然两环支承状态下的镜面变形不可能通过优化其支承环的半径而改善到允许的程度。

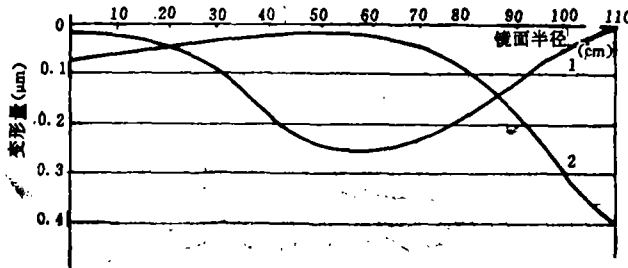


图2 两环支承下的镜面变形曲线(支承环半径：曲线1： $r_1 = 25\text{cm}$ ， $r_2 = 100\text{cm}$ ；曲线2： $r_1 = 37.5\text{cm}$ ， $r_2 = 77.5\text{cm}$)

图3中曲线3为三环支承状态下的镜面变形情况，此时最大相对变形为23nm，并且优化的余地还很大。所以 $\phi 220\text{cm}$ 主镜底支承采用三环气垫是完全可以的。

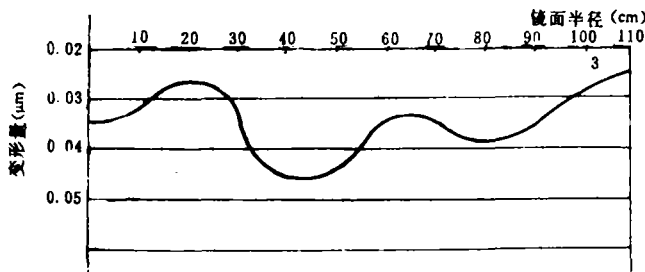


图3 三环支承下的镜面变形曲线 (支承环半径 $r_1=25\text{cm}$, $r_2=65\text{cm}$, $r_3=100\text{cm}$)

2. 支承环位置的优化

根据镜面的变形情况，变化各支承环半径得曲线4, 5, 6, 7, 8, 9。由这六条曲线可以看出，曲线8最大相对变形量最小，为16nm。此时支承环半径为 $r_1=25\text{cm}$, $r_2=62.5\text{cm}$, $r_3=97.5\text{cm}$ 。

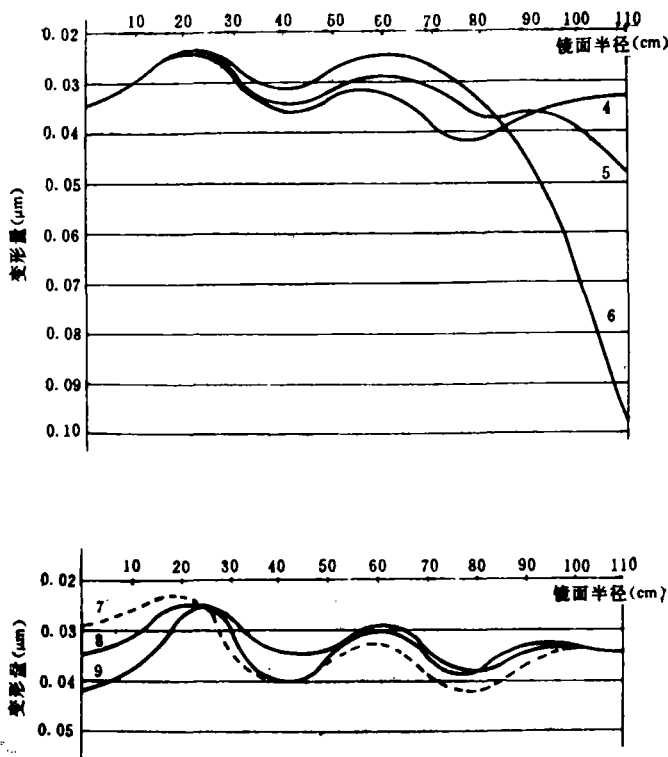


图4 不同支承环位置时的镜面变形 (支承环半径 (单位cm))。

曲线4: 25, 60, 97.5; 曲线5: 25, 60, 95; 曲线6: 25, 60, 90;

曲线7: 22.5, 60, 97.5; 曲线8: 25, 62.5, 97.5; 曲线9: 27.5, 62.5, 97.5)

第一步的优化结束，第二步是确定各环上的气垫数以计算支承反力，加到支承点上。在具体计算中应注意两点，一是各环上的气垫数应该是3的倍数。这主要是考虑到在实际应用

中要用三个气压调节泵与三个定位点相呼应，每个泵控制 120° 范围内的气垫；二是在处理边界条件时，应在第一、第二环支承点上施加反力，因第三环有三个定位点，所以支承点上可以仅约束其轴向自由度即可。

图5中曲线10、11，支承力不变，改变内两环支承的位置时镜面变形情况；曲线12、13，为改变支承力及支承环位置时镜面变形情况；曲线14是在曲线13的基础上支承力不变，改变支承环位置时的镜面变形情况，此时镜面最大相对变形为 15.8nm ，完全满足要求。具体参数为：

气垫数	支承环半径 (cm)	反力 (kg)
6	25	215.95
18	62.5	647.99
27	97.5	971.86

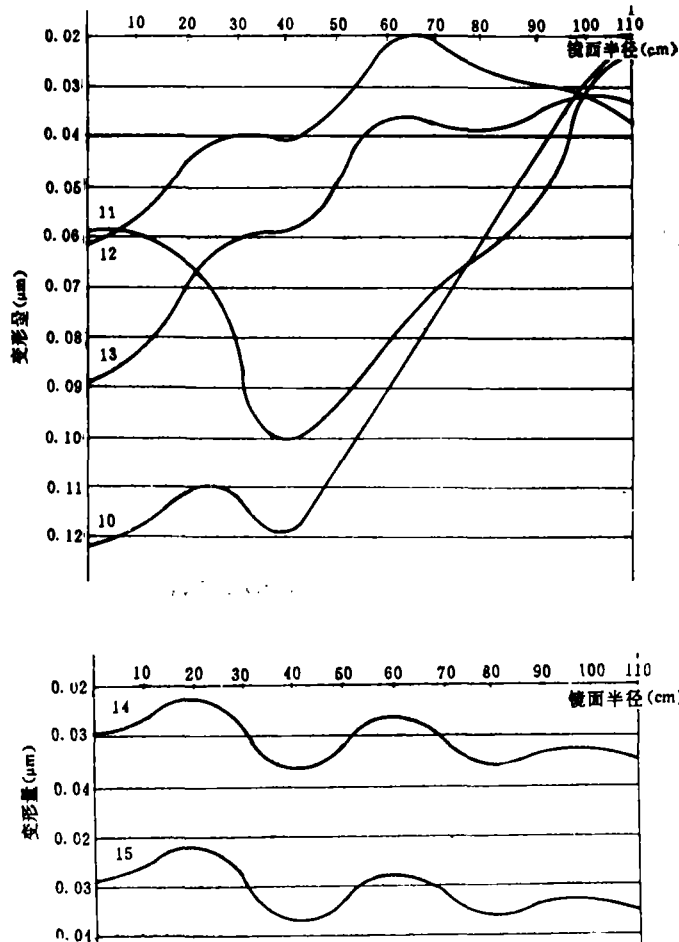


图5 不同支承力及支承环位置时的镜面变形 (曲线10: 支承环半径 (单位cm) 25, 62.5, 97.5, 支承力 (单位 kg) 229.46, 573.67; 曲线11: 支承环半径22.5, 62.5, 97.5; 曲线12: 支承环半径27.5, 65, 97.5, 支承力229.46, 688.39; 曲线13: 支承环半径27.5, 62.5, 97.5, 支承力215.95, 647.99; 曲线14: 支承环半径25, 62.5, 97.5)

曲线15的镜面变形是考虑到气垫的大小引起,取气垫面积 0.02m^2 ,此时镜面最大相对变形为 16.1nm 。

至此,已完成 $\phi 220\text{cm}$ 主镜气垫底支承的研究计算。采用三环气垫支承,镜面轴向变形完全控制在所要求的精度以内。

感谢潘君骅先生对本文所给予的指导。

参 考 文 献

- [1] 胡企千, 光学机械, 1983, 6, p29.
- [2] B. Mack; Appl. Opt., 19, 1000, 1980.

The Finite Element Calculation of the Axial Support of a $\phi 220\text{cm}$ Primary Mirror

He Xin

Abstract

A study has been made on the pneumatic cylinder axial support system of a $\phi 220\text{cm}$ primary mirror. By finite element method, the radii of the support annuli and the number of pads in each ring has been optimized. The peak-to-peak axial deformation of the mirror induced by the support system is in $0.016\mu\text{m}$.