

球面主反射镜基体形状选择

吴清文 卢 鐸 王家骐

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春130022)

摘要 分析指出重量和变形两项技术要求不能直接衡量主反射镜性能, 采用有限元法计算了双拱、双凹、弯月和平背四种形状主反射镜的自振频率, 并通过它来衡量主反射镜的动态刚度, 以寻求重量轻、变形小的主反射镜基体形状。

关键词: 主反射镜; 变形; 自振频率

1 引言

现代应用光学技术的提高, 以及光学仪器所面临的艰巨任务要求光学元件, 特别是航天摄像仪器中的光学元件刚度高、重量轻, 即要求具有高的结构比刚度, 本文对空间遥感相机中主反射镜的选型作一探讨。

该反射镜设计为球面反射镜, 曲率半径为 $R2130\text{mm}$, 其最大厚度初步设计为 80mm , 通光口径为 $\varphi500\text{mm}$, 中心口径为 $\varphi190\text{mm}$ 。对其面形变化要求高, 在 $1g$ 重力作用下, $[PV]=\lambda/20$, $[RMS]=\lambda/80$ 。同时对其重量要求苛刻。高轻量化率的实现, 不仅与结构型式有关, 而且还受制造工艺的制约, 与制造费用等密切相关, 设计的好坏决定了制造费用的 70% 。比较减轻重量的效率和制造工艺的难易程度、费用等两方面因素发现, 主反射镜背部外形轮廓设计比局部打孔等手段对减轻重量更直接, 效率更高, 加工更容易, 所以本文进行主反射镜背部结构形状的选择。

只要形状、轮廓尺寸和材料确定了, 重量也就确定了, 而变形却既与形状有关, 又与材料、支承约束以及环境条件(载荷)等因素有关。镜面变形与重量之间存在相互关联、相互制约的关系, 所以很难以技术要求项目; 面形变化和重量来直接衡量某种反射镜的好坏。

2 衡量主反射镜动态刚度的物理参数的确定

对于无阻尼系统, 根据牛顿第二定律有

$$mx + kx = F(t)$$

当载荷 $F(t) = 0$ 时, 上式是系统的自由振动方程。求解该方程可以得到 x 的振型表达式,

同时可以得到系统的自振频率 $f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$

f_n 既包含 m 的信息,又包含 k 的信息, k 增大, m 减小, f_n 将增大,它能综合体现上述两项技术要求。

另外,在设计光学成像系统时,知道单个光学元件的动态响应足够小以至于能够使像移最小是很重要的。典型的光学遥感仪器中具有镜子数可能多达6个,作为系统设计的第一步,它们的自振频率必须首先计算出来。镜子的自振频率必须能够避开马达、风扇和其他连续运动源的激振频率,并且需要足够高以便能使由搜索系统的运动以及其他冲击激励引起的瞬态响应减小^[1]。

综上两点,本文选择自振频率为衡量主反射镜结构刚度高低的物理参数。

3 有限元法自振频率的计算

空间遥感相机或天文望远镜中常用的 Cassegrain 光学系统所用的主反射镜有类 R-C 主镜、R-C 主镜、抛物面主镜和球面主镜等四种^[2],而其中球面镜又有双拱形、双凹形、弯月形和平背形四种^[3,4],如图1所示。对于这种变截面镜的力学分析可以把截面作一定的简化后,按平板弯曲理论进行计算,如文献[5]。这里我们把整个镜子划分为一定数量的节点和单元,采用有限元法进行模态分析,求取上述四种形状主反射镜的第一阶到第五阶自振频率,来衡量其优劣。

①有限元模型的建立

A 网格的划分

最优的支承结构应该使得主反射镜自身不存在倾覆力矩,受到外部载荷作用后应力或应变能分布均匀。基于该点,首先求取各主反射镜的1/3和1/6模型的重心位置,求出其所在半径的大小,以便背部支承时正好约束各部分模型的重心通过背部的节点。下面以平背形主反射镜为例说明网格划分情况。图2是平背形主反射镜的网格分布图。在光轴(厚度)方向上划分为三层单元,四层节点;在周向方向上,考虑 ANSYS 软件模拟柱面的要求以及收敛精度的要求,每10度为1个单元;在径向上取8~10个单元,以使单元的长宽比接近于1.0。

B 约束

常见的主反射镜支承方式有中心支承、周边支承、背部支承(包括三点支承、六点支承、九点支承和多点支承)和侧面支承(包括带子悬挂法、气/水银袋浮托法等^[6])。由于该主反射镜的直径不甚大,不宜采用主动支承^[7]。这里背部支承仅考虑三点支承和六点承两种情况。不考虑侧面支承。

由于形状选择尚处于主反射镜设计的最初阶段,本文暂不考虑支承结构对主反射镜面形变化的影响,约束直接定义到镜子表面,使该处节点的位移变化为0进行约束。实际工作中可能在确定了主反射镜形状后寻求其较优的支承方式,也可能在确定了支承方式后再选择主反射

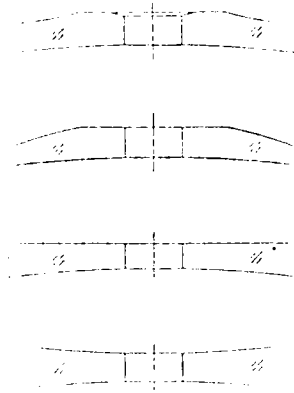


图1 四种常见球面主反射镜截面形状示意图

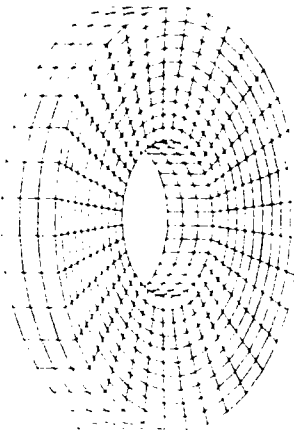


图2 平背形主反射镜的有限元网格图

镜背部形状,所以这里对几种支承条件下的每种主反射镜同时进行研究。下面对几种约束处理分别简述如下:

●中心支承,镜子内环面上中间两圈节点上均布的六处各四个节点的所有自由度被约束掉。

●背部三点支承,背部均布三处各5个节点的自由度被约束。其中1个节点正好处于1/3模型重力作用线与背部曲面相交点,其余4个节点是周围与之相邻最近的节点。

●背部六点支承,由于六点(以上)支承结构的支承效应已相当于环支承,背部六点支承情况下,仅分别约束6个处于1/6模型重力作用线与背部曲面相交的6个点。

●周边三点,与中心支承类似,约束外周环面内中间两层上周向均布的三处各四个节点。

●周边六点,与背部六点支承类似,取外周中间均布六处各两点为固定点。

C 主自由度的选取

主自由度是进行模态分析必须选取的特定节点的自由度。主自由度的选取主要考虑以下几个方面:

- 主自由度数至少是所求的自振频率最高阶数的二倍;
- 主自由度的选取必须能够充分表达振型的几何形状;
- 必须包含精度要求高、对精度影响敏感的区域或构件;
- 必须包括大质量或具有较大转动惯量的结构特征所处位置的节点;
- 主自由度不宜定义在具有无效质量的结构上;
- 如果某方向上的运动将引起另一方向上的运动,则在这两方向上均应定义主自由度;
- 对于薄壳单元,为了避免主自由度间的振动,最好选择平行或近似平行于中心线的 X 方向的自由度为主自由度。

在满足以上几点的前提下,四种主反射镜分别选大约25个节点为主节点,其 X、Y 和 Z 三个方向的自由度均设为主自由度。

②计算结果及其分析

通过计算,上述四种形状的主反射镜的第一至五阶自振频率如表1~4所示。

表1 双拱形主镜各支承状态下自振频率

模态	中心支承	背部三点支承	背部六点支承	周边三点支承	周边六点支承
1	957.248474	1117.43040	1647.27474	993.440771	1401.37142
2	999.684987	1173.62579	1707.69732	1066.02592	2790.46067
3	1167.62268	2128.93080	2209.63038	1073.80419	2855.28231
4	1656.97370	2375.17965	2229.75390	2633.70198	4159.29361
5	1690.49905	2711.13796	2338.74210	2641.69486	4298.19851

表2 双凹形主镜各支承状态下自振频率

模态	中心支承	背部三点支承	背部六点支承	周边三点支承	周边六点支承
1	854.318	1419.12	1669.73	1229.91327	1785.428052
2	937.255	2204.02	1694.83	1231.36589	3402.339917
3	1196.15	3053.34	2011.74	1233.49962	3524.895801
4	1666.12	3686.85	2173.10	2783.77786	5444.429011
5	1689.04	3984.03	2256.39	3133.81408	5700.979981

表3 弯月形主镜各支承状态下自振频率

模态	中心支承	背部三点支承	背部六点支承	周边三点支承	周边六点支承
1	1100.02944	1064.30420	1368.50649	1108.88160	1639.87660
2	1158.04567	1080.42440	1394.01502	1146.43728	2922.03368
3	1340.12417	1874.56186	1871.53307	1173.03432	2984.26392
4	1717.89534	2133.57522	1957.08233	2807.25804	4219.40565
5	1757.41830	2147.55564	1979.43219	2821.94259	4451.18938

表4 平背形主镜各支承状态下自振频率

模态	中心支承	背部三点支承	背部六点支承	周边三点支承	周边六点支承
1	999.620407	1231.98469	1638.46002	1271.06329	1820.96075
2	1003.85543	1239.87224	1652.28161	1279.94000	3486.65487
3	1191.90775	2124.21825	2080.46892	1287.54824	3618.12022
4	1725.66236	2547.46162	2105.19526	2927.13762	5248.87106
5	1731.94122	2935.84090	2302.30336	2942.81936	5556.27730

不容置疑,从理论上说六点支承比三点支承好。这里我们主要侧重于比较中心支承、背部支承和周边支承,而不是支承点数。从表中数据可以得出如下分析结果。

A 双拱形主反射镜(表1)背部支承最好。这主要是由于其背部的凸起环带对整个镜子支承,在径向上相当于一个倒三角形结构,其重心直接通过支承面,结构刚度好,而中心支承和周边支承均有悬臂梁效应。

B 双凹形主反射镜(表2)中间薄,外周厚的结构使得1/3模型和1/6模型的重心均在较大半径处,所以背部支承和周边支承均不错。相比三点和六点支承,三点以背部占优,而六点以周边占优。

C 弯月形主反射镜(表3)中心支承、背部支承和周边支承的效果相差无几,以中心支承和周边支承略优。由此可知,如果以中心支承为主,周边支承为辅,将大大提高弯月形主镜的动态刚度。

D 平背形主反射镜(表4),由于与双凹形主反射镜类似的原因,以背部支承和周边支承两

种方式较好,其中周边支承略优。

为了比较同种支承方式下的各种主反射镜形状的结构比刚度,将表1~4中模态1,即第一阶自振频率参数罗列到一起,并分别对各支承方式下各主镜的频率作比较,其最优者如表5所示。

表5 各模型一阶自振频率比较

主镜形状	中心支承	背部三点支承	背部六点支承	周边三点支承	周边六点支承	重量(kg)
双拱形	957.248474	1117.43040	1647.27474	993.440771	1401.37142	20.4465
双凹形	854.318	1419.12	1669.73	1229.91327	1785.428052	24.0517
弯月形	1100.02944	1064.30420	1368.50649	1108.88160	1639.87660	20.5971
平背形	999.620407	1231.98469	1638.46002	1271.06329	1820.96075	26.4919
最佳形状	弯月形	双凹形	双凹形	平背形	平背形	

4 结束语

本文以自振频率为衡量主反射镜重量、变形及动态刚度是否较优的参数对双拱、双凹、弯月和平背形四种主反射镜进行了比较,得出对设计工作有一定指导意义的结论。在具体工作中,当确定了主镜形状及其支承方式后,尚需对主镜的结构和支承作详细设计和计算。

另外,如果对重量要求较突出时,可以综合考虑重量和自振频率两个量。上述四种主反射镜(材料:K9)的重量已列入表5中,供参考。主反射镜背部形状的选择还应考虑环境温度场等因素的影响,这里不作阐述。

参 考 文 献

- [1] William J. Nowak, A Parametric Approach to Mirror Natural Frequency Calculations. Proc. SPIE, **450**:164
- [2] 羿美良,卡塞格林系统非球面板像场改正器的设计和研究.天文仪器文集,科学院南京天文仪器厂,1984:31-51
- [3] Myung K. Cho and Ralph M. Richard, Structural and Optical Properties for Typical Solid Mirror Shapes. Proc. SPIE, 1990,**1303**:78
- [4] 吴清文,卢 铿,主镜轻量化初探—形状及支承方式的选择.吉林省光学学会首届青年学术讨论会论文集,1994,10
- [5] Thomas V. Prevensilik, The Deflection of Circular Mirrors of Linearly Varying Thickness Supported along a Central Hole and Free along the Outer Edge. Applied Optics, 1968,**7**(10):2123
- [6] Alson E. Hatheway, Evaluating Optical Surfaces with MSC/Nastran. A paper presented at the 1991 MSC World Users' Conference
- [7] Luc Arnold, Optimized Axial Support Topologies for Thin Telescope Mirrors. Optical Engineering, 1995,**34**(2):67

Selection of Substratum Shapes of Spherical Primary Reflection Mirrors

Wu Qingwen, Lu E, and Wang Jiaqi

*(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics,
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022)*

Abstract

It's pointed out that the performances of primary reflection mirrors couldn't be proved by their mass or deformation. It's supposed for them to be lightweight and little deformed while under loads. Natural frequencies of mirrors in some shapes, bouble-arch, double-concave, Single-arch and plain-rear, are calculated in Finite Element Method, which are used to determine if the mirrors meet their structural stiffness.

Key words: Primary reflection mirror, Deformation, Natural frequency