

# 极大望远镜桁架式镜筒设计及优化\*

徐洁倩<sup>1,2,3†</sup> 王国民<sup>1,2,3</sup> 崔向群<sup>1,2,3</sup>

(1 中国科学院国家天文台南京天文光学技术研究所 南京 210042)

(2 中国科学院天文光学技术重点实验室 南京 210042)

(3 中国科学院大学 北京 100049)

**摘要** 极大望远镜由于其口径大、焦比快的特点,与大、中、小型望远镜相比在镜筒设计上更高的位置精度和动力学要求.为了设计满足要求的极大望远镜镜筒,保证极大望远镜成像质量,根据中国极大望远镜的镜筒设计参数与要求设计了笼式镜筒和脚架镜筒.通过对比评估,确定最优方案,并对最优方案进行优化.经过分析优化,极大望远镜的镜筒采用脚架结构,主副镜轴向最大相对位移1.61 mm,径向最大相对位移4.58 mm,最大相对偏转角1.29',镜筒固有频率4.21 Hz,满足设计要求.首次针对极大望远镜设计满足要求的全钢材脚架式镜筒,为极大望远镜,焦比快的望远镜在这方面的工作提供了技术储备.

**关键词** 望远镜, 仪器: 自适应光学, 方法: 分析, 方法: 数据分析

**中图分类号:** P111; **文献标识码:** A

## 1 引言

镜筒是光学望远镜结构重要组成部分,主要有两个作用:一是连接主镜与副镜,保证主副镜的相对位置;二是与机架相连,以调整高度角进行观测<sup>[1]</sup>.镜筒根据结构形式主要有薄壁筒式和桁架笼式两种结构.薄壁筒式镜筒适用于小型及特殊工作环境的望远镜,如南极巡天望远镜<sup>[2]</sup>等.桁架笼式镜筒相对薄壁筒式镜筒具有风载小、散热好的优点,在大口径望远镜中得到了广泛的应用,如VLT甚大望远镜<sup>[3]</sup>、SUBARU昴星望远镜<sup>[4]</sup>等.而在极大望远镜中,主镜很大,焦比快,中国极大望远镜(Chinese Future Giant Telescope, CFGT)口径及镜筒长度达30 m级.在大中小型光学望远镜上适用的镜筒结构是无法满足极大望远镜的位置精度要求或动力学要求的.

国际上的极大望远镜中,GMT大麦哲伦望远镜采用了三脚架六足支撑结构,但需用CFRP碳纤维增强复合材料,价格昂贵<sup>[5]</sup>,TMT 30 m望远镜、E-ELT欧洲极大望远镜镜筒采用笼式结构,整体分别呈六边形、十二边形,但为满足镜筒的动力学要求,设计的重量相对较重<sup>[6-7]</sup>.

脚架结构在射电望远镜副反射面支撑上运用较多,如云南台40 m射电望远镜<sup>[8]</sup>、德国波恩100 m望远镜<sup>[9]</sup>等.但射电望远镜主焦比比极大望远镜更快,镜筒长径比很小,相

2018-04-24收到原稿, 2018-07-05收到修改稿

\*中国科学院知识创新工程重要方向项目(Y0A0061000)资助

†jqxu@niaot.ac.cn

同结构较难满足极大望远镜主副镜相对位置精度要求. 在其他望远镜中, 脚架结构应用极少. 天顶望远镜中ILMT国际液态镜面望远镜采用三脚架支撑结构对CCD等光学仪器进行支撑<sup>[10]</sup>, LLMT月基液态镜面望远镜采用脚架式六杆脚架结构<sup>[11]</sup>, 但天顶望远镜高度角始终为 $90^\circ$ , 无需考虑脚架结构转动一定角度后受重力影响的变形, 故相同结构不能直接运用到极大望远镜上.

本文根据中国极大望远镜的光学系统位置精度要求和镜筒动力学要求, 试探性地引入脚架结构. 运用ANSYS WORKBENCH对笼式镜筒和脚架镜筒进行模拟仿真, 通过比较分析, 四脚架叶片式桁架镜筒具有刚度高、质量轻的优点. 对于大型望远镜来讲, 这样的工作具有重要的意义, 可以为极大望远镜, 焦比快的望远镜在这方面的的工作提供技术储备.

## 2 CFGT镜筒结构设计

目前, 多架大口径光学望远镜已经问世, 已观测到一些早期的宇宙事件, 用这些望远镜和其他望远镜还观测到一些类木行星, 为了观测到更多早期宇宙事件, 需要集光能力更强、分辨率更高、口径更大的望远镜. 目前, 国际上TMT、E-ELT、GMT等课题正在研究之中, 国内天文界提出了CFGT, 均属于极大望远镜计划<sup>[12-13]</sup>. 初期方案设计中, CFGT是1个口径30 m, 中心孔口径2.8 m, 主焦比1.2的望远镜. 根据图1所示的CFGT光学系统及初期方案设计, CFGT镜筒设计参数如表1所示, 其中, M1为主镜, M2为副镜.

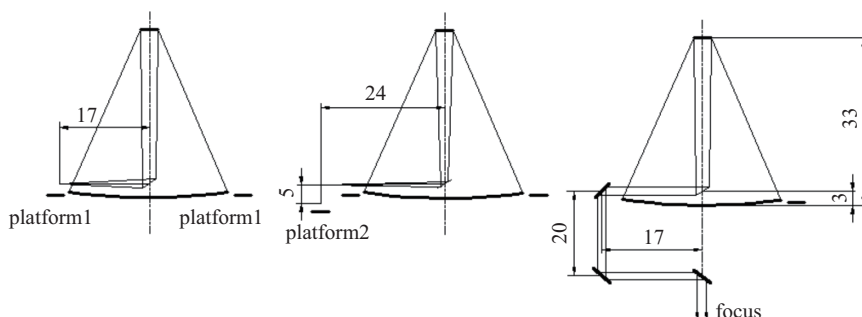


图1 CFGT光学系统(单位: m)

Fig.1 CFGT optical system (unit: m)

### 2.1 CFGT镜筒变形理论分析及设计要求

桁架式镜筒结构包括副镜上桁架、中间块和主镜下桁架, 其中, 中间块提供与望远镜机架的接口. 随着光学望远镜口径的增大, 主镜与主镜室、副镜与副镜室重量差距增大, 中间块及主镜桁架逐渐简化. 在极大望远镜中, 不再像大、中、小型望远镜一样设计中间块和主镜下桁架结构, 而是将镜筒的副镜上桁架与主镜室、机架直接连接. 极大望远镜镜筒的静力学模型相当于一端固定的悬臂梁结构, 如图2所示. 其中,  $G_{M2}$ 为副镜及副镜室重量,  $\alpha$ 为镜筒高度角,  $x$ 表示镜筒轴向,  $y$ 表示镜筒径向. 镜筒自重相当于分布载荷, 载荷集度为 $q(x)$ .

表 1 CFGT 镜筒设计约束条件  
Table 1 Design restrictions of CFGT tube

Parameters	Values
M1 aperture/m	30
M2 aperture/m	2.74
Length of the tube/m	33
Projection of altitude structure/(m×m)	30×18.5
M1 center aperture/m	2.8
Mass of M1 and M1 support structure/t	144
Mass of M2 and M2 support structure/t	6.9

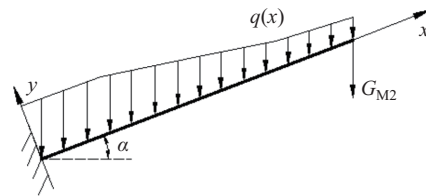


图 2 极大望远镜镜筒悬臂梁简化模型

Fig. 2 Simplified model of the cantilever beam of giant telescope tube

为满足光学设计的要求, 保证主副镜相对位置关系, 需要对极大望远镜镜筒轴向、径向变形进行分析. 镜筒长度为  $L$ , 当镜筒高度角为  $\alpha$  时, 镜筒等效悬臂梁所受轴力  $F_N(x)$  为:

$$F_N(x) = \int_x^L q(t) \sin \alpha dt + G_{M2} \sin \alpha, \quad (1)$$

镜筒的等效抗拉压刚度用  $EA$  表示, 根据材料力学杆轴向变形公式<sup>[14]</sup>, 镜筒轴向变形(主副镜轴向相对位移)就可以表示为:

$$\Delta L = \int_0^L \frac{F_N(x)}{EA} dx. \quad (2)$$

镜筒径向受力  $F_y(x)$  可以表示为:

$$F_y(x) = \begin{cases} q(x) \cos \alpha & 0 \leq x < L, \\ G_{M2} \cos \alpha & x = L. \end{cases} \quad (3)$$

分布载荷可以看做是由无数微小集中载荷所组成. 在距固定端  $x$  处的微载荷  $q(x) \cos \alpha dx$  作用下, 等效抗弯刚度用  $EI$  表示, 根据材料力学梁弯曲变形公式<sup>[14]</sup> 可得, 自

由端产生的变形 $dw_1$ 及转角 $d\theta_1$ 分别为:

$$dw_1 = \frac{q(x)\cos \alpha x^2 dx}{6EI} (3L - x), \quad (4)$$

$$d\theta_1 = \frac{q(x)\cos \alpha x^2 dx}{2EI}. \quad (5)$$

分布载荷在自由端产生的变形 $w_1$ 及转角 $\theta_1$ 分别为:

$$w_1 = \int_0^L \frac{q(x)\cos \alpha x^2}{6EI} (3L - x) dx, \quad (6)$$

$$\theta_1 = \int_0^L \frac{q(x)\cos \alpha x^2}{2EI} dx. \quad (7)$$

由于副镜及副镜室产生的变形 $w_2$ 及转角 $\theta_2$ 分别为:

$$w_2 = \frac{G_{M2}\cos \alpha L^3}{3EI}, \quad (8)$$

$$\theta_2 = \frac{G_{M2}\cos \alpha L^2}{2EI}. \quad (9)$$

根据叠加原理<sup>[14]</sup>, 悬臂梁自由端挠度 $w$  (主副镜径向相对位移)及转角 $\theta$  (主副镜相对偏转角)就可以分别表示为:

$$w = w_1 + w_2, \quad (10)$$

$$\theta = \theta_1 + \theta_2. \quad (11)$$

由上述理论分析可知, 极大望远镜主副镜相对位置由镜筒自重、抗拉压刚度、抗弯刚度决定. 在极大望远镜镜筒设计时, 需尽可能保证主副镜相对位置关系. 另外, 极大望远镜镜筒需具有较高的固有频率, 满足控制系统的要求, 同时抵抗风载. 极大望远镜镜筒设计要求如表2所示. 本文根据CFGT镜筒的设计参数及设计要求, 设计了两种桁架笼式镜筒, 并引入脚架支撑结构形式, 设计了两种四脚架叶片式镜筒.

表 2 CFGT镜筒设计要求  
Table 2 Design requirements of CFGT tube

Constraint	Relative displacement/mm	Relative deflection/'	Natural frequency/Hz
Value	$\leq 10$	$\leq 3$	$\geq 4$

## 2.2 笼式结构镜筒设计

笼式结构是光学望远镜镜筒常用的结构形式, 具有受力均匀, 周向刚度高的优点. 本文设计了两种形式的笼式镜筒结构, 作为脚架镜筒结构的比较对象. 方案1如图3所示, 采用立柱与V字梁组合的笼式结构, 整体为六边形结构, 6根立柱分别与机架和主镜室连接, 副镜支撑杆为6对叶片. 方案2如图4所示, 镜筒为密集笼式结构, 整体分为3层, 呈十六边形结构, 镜筒直径略大于CFGT口径, 防止对主镜周边镜子的遮挡, 顶层为四翼梁结构, 四翼梁结构对应的立柱与机架连接, 其他立柱与主镜室连接. 方案2镜筒底层内部端

点距离大于副镜直径, 防止挡光. 笼式镜筒的杆件根据位置和作用不同可分为副镜叶片梁、副镜圈、立柱、V字梁.

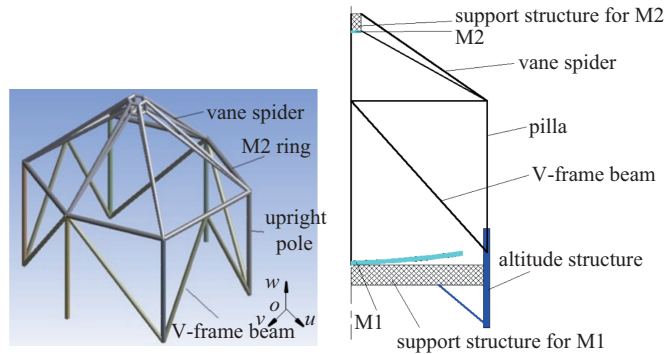


图3 CFGT笼式镜筒1

Fig. 3 CFGT cage tube 1

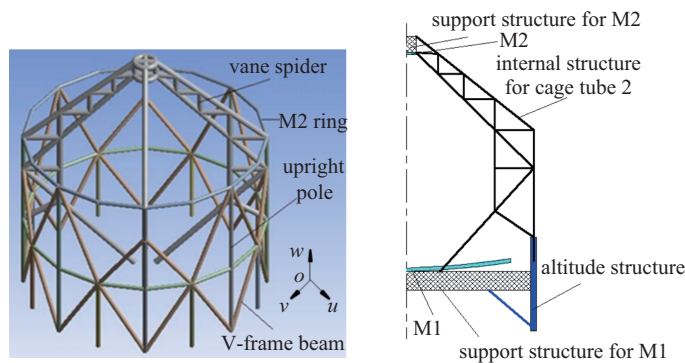


图4 CFGT笼式镜筒2

Fig. 4 CFGT cage tube 2

### 2.3 脚架结构镜筒设计

传统的光学望远镜常采用四翼梁结构连接副镜室与副镜圈; 一般的射电望远镜采用放置在直角三角形顶点上的三脚架或正方形上的四脚架支撑结构. 方案3、方案4试探性地引入脚架支撑结构, 设计CFGT四脚架式镜筒. 方案3如图5所示. 为了减小挡光, CFGT四脚架镜筒设计为叶片式桁架结构. 四脚架底部的4个端点与机架相连. 中间设计十字桁架结构, 增加镜筒的刚度. 方案4也是四脚架叶片式结构, 如图6所示. 整体分为两层, 顶层为规律的四翼梁结构, 底层为阶梯状叶片结构, 镜筒底部的外侧端点与机架相连, 内部端点与主镜室相连, 内部端点距离大于副镜直径, 防止挡光.

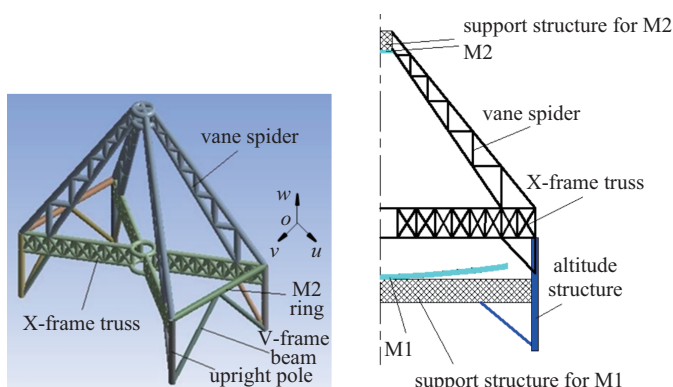


图 5 CFGT脚架镜筒结构1

Fig. 5 CFGT quadripod tube 1

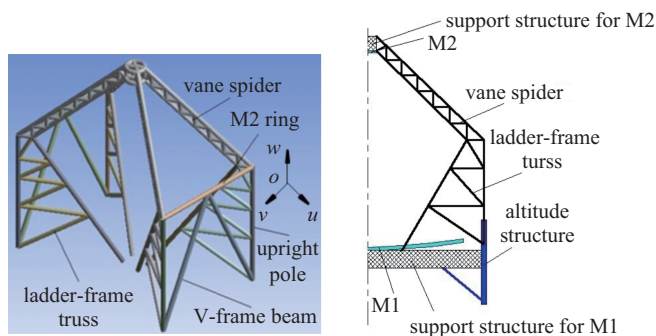


图 6 CFGT脚架镜筒结构2

Fig. 6 CFGT quadripod tube 2

### 3 笼式、脚架镜筒性能比较

#### 3.1 CFGT镜筒仿真方法及边界条件

CFGT镜筒的仿真利用ANSYS WORKBENCH完成, 本文在设计4种镜筒结构的基础上结合静力学和模态分析进行仿真, 涉及Geometry、Static Structural、Modal 3个模块<sup>[15]</sup>.

在Geometry模块中, 采用线体绘制镜筒桁架结构, 在后面的仿真中, ANSYS WORKBENCH会自动对线体采用beam188梁单元模拟, 解决了ANSYS经典界面桁架结构绘图复杂, 同时需设置单元类型的问题. 在Static Structural中, 设置材料性能, 从节约成本的角度考虑, CFGT镜筒采用45钢的材料, 材料性能如表3所示.

表 3 CFGT镜筒材料性能  
Table 3 Material properties of CFGT tube

Material	Density/(kg/m <sup>3</sup> )	Young's modulus/Pa	Poisson's ratio
S45C	7890	2.09×10 <sup>11</sup>	0.269

极大望远镜不像大、中、小型望远镜一样设计中间块结构, 在静力学及模态分析时, 设置镜筒与主镜室、机架的连接点为固定支撑, 重力加速度为 $9.86 \text{ N/kg}$ , 副镜及副镜室设置为 $6.9 \text{ t}$ 重的刚体, 提取镜筒结构各方向及整体变形结果.

镜筒模态分析考虑无阻尼自由振动, 采用Modal模块, 提取固有频率及1阶振型结果.

### 3.2 CFGT镜筒各方案评估

利用2.1节的镜筒仿真方法并设置边界条件, 计算随 $v$ 轴转动 $0^\circ$ 和 $90^\circ$ 时, 即高度角为 $90^\circ$ 和 $0^\circ$ 时镜筒的静力学和模态仿真. 因为这两个高度角产生的镜筒轴向及径向位移最大. 评估指标主要有: 主副镜相对位移、相对偏转角、固有频率、镜筒质量、镜筒挡光率、最大应力. 其中, 镜筒挡光率为镜筒结构投影面积与主镜面面积之比.

CFGT镜筒各方案评估结果(保留两位小数)如表4所示. 设计的镜筒满足极大望远镜设计要求, 最大应力远小于45钢的屈服强度. 笼式结构1是结构简单的六边形结构, 固有频率较高, 但镜筒挡光率较大; 笼式结构2是密集结构, 镜筒挡光率较小, 但质量较重. 相比两个笼式结构, 在不同高度角情况下, 主副镜的径向相对位移和相对偏转角以及镜筒的最大应力相近, 但是镜筒的挡光率差别较大. 这是因为镜筒的挡光率主要由副镜叶片梁的个数与外径决定, 笼式结构1为满足镜筒设计的动力学要求, 副镜叶片梁增大了外径, 并采用6对叶片的结构, 而笼式结构2则是4个叶片式的桁架结构. 脚架结构1采用十字桁架结构增加刚度, 但固有频率仅为 $4.04 \text{ Hz}$ ; 脚架结构2为规律四翼梁和阶梯结构的组合结构, 质量较轻且挡光率较小.

表 4 CFGT镜筒各方案评估结果  
Table 4 Evaluated results of each scheme of CFGT tube

Evaluation index	Tube scheme	Cage		Quadripod	
		Tube 1	Tube 2	Tube 1	Tube 2
Natural frequency/Hz		4.95	4.49	4.04	4.17
Light shielding rate/%		10.60	5.82	7.38	5.82
Mass/t		630.19	869.41	578.67	354.07
Radial relative displacement/mm		7.55	7.56	7.67	7.61
Vertical angle $0^\circ$	Relative deflection/'	1.90	1.61	1.76	1.71
	Maximum stress/MPa	20.64	20.53	14.57	21.91
	Axial relative displacement/mm	1.26	1.81	1.52	1.94
Vertical angle $90^\circ$	Relative deflection/'	0.00	0.00	0.00	0.00
	Maximum stress/MPa	7.68	8.12	13.60	8.72

对笼式结构和脚架结构进行比较分析, 如表4所示, 高度角为 $0^\circ$ 时, 4种镜筒结构的主副镜径向相对位移均在 $7.6 \text{ mm}$ 左右, 即镜筒结构的刚度相近. 在刚度相近时, 笼式结构的固有频率稍高于脚架结构, 这是因为笼式镜筒的杆件分布均匀, 周向刚度大, 而本文为减小镜筒的挡光率, 脚架式结构均采用叶片式桁架, 降低了固有频率. 笼式镜筒1由于采用6对叶片的结构, 虽然提高了固有频率, 但挡光率较大. 从质量上看, 笼式镜筒结构大

于脚架镜筒结构,这是因为笼式结构适用于大、中、小望远镜,相同结构用于极大望远镜时,为满足镜筒的动力学要求,需要增加杆件的外径和壁厚.在高度角为 $0^\circ$ 时,4种镜筒的主副镜相对偏转角相近,在 $1.7'$ 左右.在高度角为 $90^\circ$ 时,由于镜筒为对称结构,主副镜不发生相对偏移,主副镜的轴向相对位移相近,且小于 $2\text{ mm}$ ,满足设计要求.极大望远镜镜筒的选型主要考虑在刚度相同的条件下,选择质量最轻的镜筒结构.本文中,各镜筒在高度角为 $0^\circ$ 和 $90^\circ$ 时的主副镜相对位移和偏转角相近,刚度相近,相对位移和偏转角在约束范围内,最大应力远小于45钢的屈服强度,固有频率均大于 $4\text{ Hz}$ ,脚架结构2是四脚架叶片式结构,镜筒的重量最轻,挡光率最小,故选择脚架结构2作为CFGT的镜筒结构.

### 3.3 CFGT镜筒优化

为减小主副镜相对偏移,更好地保证主副镜位置关系,提高光学系统成像质量,CFGT的镜筒优化考虑在满足CFGT镜筒设计要求的情况下,对脚架结构2进行优化,通过ANSYS WORKBENCH的Direct Optimization模块<sup>[15]</sup>进行.

将桁架式镜筒的杆件分为5组,分别为立柱、V字梁、副镜叶片梁、副镜圈和阶梯结构,如图6所示,每组的外径和壁厚相同.设置自变量为各组杆件的外径和壁厚 $X$ ,目标函数为最小主副镜径向相对位移 $\text{directional\_deformation}(X)$ .为保证光学系统的精度及稳定性,根据表2所示的镜筒设计要求,在高度角为 $90^\circ$ 时,要求主副镜相对偏转角 $\text{deflection}_{\max}$ 小于等于 $3'$ ,镜筒质量 $\text{mass}$ 小于等于 $500\text{ t}$ ,镜筒固有频率 $\text{Frequency}$ 大于等于 $4\text{ Hz}$ 的条件下,建立优化数学模型如下:

$$\begin{aligned}
 & \text{Find } X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T \\
 & \text{Min: } \text{directional\_deformation}(X) \\
 & \text{s.t.} \\
 & X_{\min} \leq X \leq X_{\max} \\
 & \text{mass} \leq 500\text{ t}, \\
 & \text{deflection}_{\max} \leq 3' \\
 & \text{Frequency} \geq 4\text{ Hz}
 \end{aligned} \tag{12}$$

在Direct Optimization模块中选用目标驱动优化(GDO)中的筛选法(Screening).筛选法的原理是计算一定数量的样本点(设计变量),并从中选出最优的样本点.样本点的产生通过Hammersley序列实现.设置自变量的约束范围为外径小于 $1\text{ m}$ ,壁厚小于 $0.06\text{ m}$ ,产生3000个样本点.优化结果如表5所示.

完成Direct Optimization优化后将最优样本点带回模型尺寸设置,进行有限元静力学模态分析,获得CFGT镜筒优化结果如表6所示.图7、图8和图9分别为CFGT镜筒高度角为 $0^\circ$ 时整体变形、CFGT镜筒高度角为 $90^\circ$ 时整体变形和1阶模态振型图.

表 5 CFGT 镜筒设计变量优化结果  
**Table 5 Optimized results of the variables CFGT tube**

Design variables	Optimization results/m
External diameter of upright pole	0.51
Wall thickness of upright pole	0.04
External diameter of V-frame beam	0.75
Wall thickness of V-frame beam	0.03
External diameter of M2 ring	0.97
Wall thickness of M2 ring	0.02
External diameter of vane spider	0.64
Wall thickness of vane spider	0.02
External diameter of ladder-frame truss	0.48
Wall thickness of ladder-frame truss	0.04

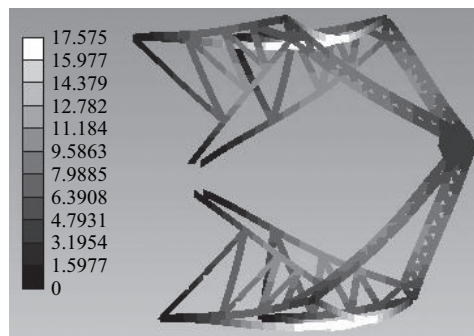


图 7 高度角为 $0^\circ$ 时 CFGT 镜筒整体变形(单位: mm)

Fig. 7 Total deformation of CFGT tube when elevation angle is  $0^\circ$  (unit: mm)

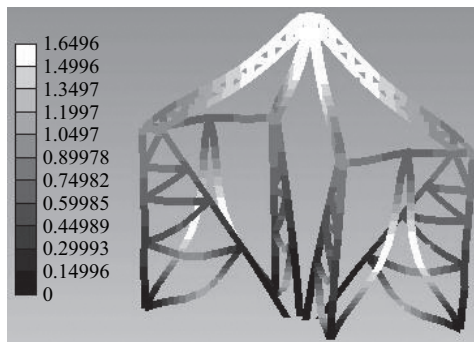


图 8 高度角为 $90^\circ$ 时 CFGT 镜筒整体变形(单位: mm)

Fig. 8 Total deformation of CFGT tube when elevation angle is  $90^\circ$  (unit: mm)

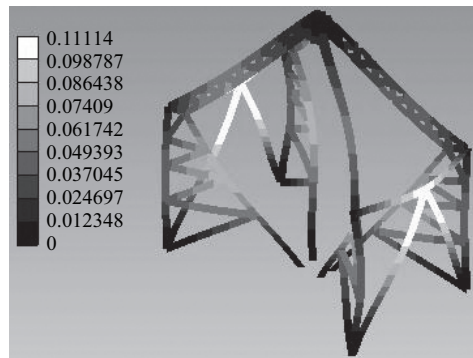


图 9 CFGT镜筒1阶模态振型图(单位: mm)

Fig. 9 First mode vibration shape of CFGT tube (unit: mm)

如表6所示, 优化后镜筒的质量稍有增加, 但镜筒的挡光率减小为5.44%, 固有频率增加至4.21 Hz. 根据2.1节镜筒变形的理论分析可知, 镜筒的变形由镜筒的质量、镜筒的抗弯刚度和抗拉压刚度决定, 而在质量不变的情况下, 镜筒的抗弯刚度和抗拉压刚度由镜筒的质量分布决定, 故优化镜筒的过程是优化镜筒质量分布的过程. 镜筒的质量分布优化后, 镜筒质量基本不变, 但在高度角为 $0^\circ$ 时, 主副镜径向相对位移从7.61 mm减小到4.58 mm, 相对偏转角从 $1.71'$ 减小到 $1.29'$ ; 在高度角为 $90^\circ$ 时, 镜筒的主副镜相对位移从1.94 mm减小到1.61 mm, 有效提高了光学系统的成像质量, 也减小了副镜的主动调节范围. 由(1)式和(3)式可知, 质量分布的优化过程也是应力优化的过程, 在高度角为 $0^\circ$ 时, 镜筒的最大应力大大降低, 从21.91 MPa降为10.58 MPa.

表 6 CFGT镜筒优化结果  
Table 6 Optimized results of CFGT tube

Optimization evaluation parameters		Before optimization	After optimization
	Natural frequency/Hz	4.17	4.21
	Light shielding rate/%	5.82	5.44
	Mass/t	354.07	356.39
Vertical angle $0^\circ$	Radial relative displacement/mm	7.61	4.58
	Relative deflection/'	1.71	1.29
	Maximum stress/MPa	21.91	10.58
Vertical angle $90^\circ$	Axial relative displacement/mm	1.94	1.61
	Relative deflection/'	0.00	0.00
	Maximum stress/MPa	8.72	8.32

## 4 结论

为保证光学系统的位置精度, 设计中国极大望远镜的镜筒, 本文采用笼式结构, 并试探性地引入脚架支撑结构, 设计了4种镜筒结构, 利用ANSYS WORKBENCH对镜筒进行了静力学和模态分析. 通过选型及优化, 极大望远镜采用四脚架叶片式桁架镜筒, 主

副镜轴向最大相对位移为1.61 mm, 径向最大相对位移4.58 mm, 最大相对偏转角1.29', 镜筒固有频率4.21 Hz, 满足设计要求. 镜筒质量为356.39 t, 固有频率4.21 Hz, 镜筒挡光率5.44%. 计算结果可行, 设计的镜筒结构满足中国极大望远镜的设计要求. 为极大望远镜和焦比快的望远镜在这方面的工作提供了技术储备.

### 参 考 文 献

- [1] 胡企千, 姚正秋. 天文望远镜设计. 北京: 中国科学技术出版社, 2013: 320
- [2] 温海焜, 顾伯忠, 姜翔, 等. 机械设计与制造, 2015: 204
- [3] Quattri M, Ravensbergen M, Koch F, et al. SPIE, 1997, 2871: 196
- [4] Iye M, Karoji H, Ando H, et al. PASJ, 2004, 56: 381
- [5] Gunnels S, Davison W B, Cuerden B, et al. SPIE, 2004, 5495: 168
- [6] Szeto K, Roberts S, Sun S, et al. SPIE, 2006, 6267: 62672Q
- [7] Marchiori G, Busatta A, Ghedin L, et al. SPIE, 2012, 8444: 84440O
- [8] 张洪波, 毛佩锋, 汪敏, 等. 天文研究与技术, 2008, 5: 187
- [9] Kärcher H J, Baars J W M. SPIE, 2014, 9145: 914503
- [10] Surdej J, Absil O, Bartczak P, et al. SPIE, 2006, 6267: 626704
- [11] Angel R, Eisenstein D, Sivanandam S, et al. SPIE, 2006, 6265: 62651U
- [12] 苏定强, 王亚男, 崔向群. 天文学报, 2004, 45: 105
- [13] Su D Q, Wang Y N, Cui X Q. ChA&A, 2004, 28: 356
- [14] 单辉祖. 材料力学(I). 2版. 北京: 高等教育出版社, 2009: 55
- [15] 刘江. ANSYS14.5 Workbench机械仿真实例详解. 北京: 机械工业出版社, 2015: 133

## Design and Optimization of Truss Tube Based on Giant Telescope

XU Jie-qian<sup>1,2,3</sup>    WANG Guo-min<sup>1,2,3</sup>    CUI Xiang-qun<sup>1,2,3</sup>

(1 *Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, National Astronomical Observatories, Chinese Academy of Sciences, Nanjing 210042*)

(2 *Key Laboratory of Astronomical Optics & Technology, Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, Chinese Academy of Sciences, Nanjing 210042*)

(3 *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049*)

**ABSTRACT** Because of large caliber and small focus ratio, the giant telescope has higher positional precision and dynamics requirements in the design of the telescope tube, compared with large, medium, and small telescopes. In order to design the telescope tube which meets the above requirements and ensure the image quality of the telescope, the cage tube and the quadripod structure are designed according to the particularity of the giant telescope. By comparing and evaluating, the optimal scheme is determined and optimized. After analysis and optimization, the maximum relative axial displacement of the primary and secondary mirrors is 1.61 mm, the maximum relative radial displacement is 4.58 mm, the maximum relative deflection angle is 1.29', and the natural frequency is 4.21 Hz, which meets the design requirements. Steel quadripod tube of giant telescope which meets the requirements, for the first time, is designed in this paper, which provides a technical reserve for the work of the giant telescope or telescope with small focus ratio.

**Key words** telescopes, instrumentation: adaptive optics, methods: analytical, methods: data analysis