

文章编号 1004-924X(2021)08-1867-14

大口径光学透镜的双级柔性支撑结构设计

曹玉岩^{1,2*}, 王建立¹, 初宏亮¹, 李洪文¹, 陈 涛¹, 明 名¹, 蒋 斐³

(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. 中国科学院大学, 北京 100049;

3. 32040 部队, 青海 海东 810699)

摘要:为了解决大视场巡天望远镜中大口径透镜支撑问题,提出了一种双级柔性支撑结构,既可以保证透镜位置精度和面形精度,又能够克服镜框结构弹性变形的影响。首先,详细阐述了大口径光学透镜支撑结构设计中的难点及所提出的双级柔性支撑结构方案,并详述了该支撑结构克服镜框弹性变形的机理和优势。然后,根据双级柔性支撑结构的组成部分以及结构特征,基于欧拉薄梁理论,推导了柔性支撑单元的结构力学模型。然后,假设透镜为刚体,根据在不同姿态下透镜的力平衡和柔性支撑单元的变形协调条件,推导了该柔性支撑结构的整体刚度模型,包括了轴向刚度、横向刚度以及转动刚度。最后,以 640 mm 口径实验透镜为例,采用数值仿真方法分别模拟了刚性支撑、单级柔性和双级柔性支撑情况下,镜框弹性变形对镜面面形精度的影响。在镜框弹性变形非常大的情况下,双级柔性支撑结构下的镜面面形精度由 20 nm 下降到 50 nm 仅下降了 2.5 倍。此外,利用 Zygo 干涉仪对实验透镜下表面干涉检测,最佳的面形精度为 0.05λ ,达到了加工状态,进一步验证了所提出的双级柔性支撑结构的优越性。

关键词:光学透镜;双级柔性;支撑结构;面形精度;数值仿真

中图分类号:TP273 **文献标识码:**A **doi:**10.37188/OPE.20212908.1867

Design and analysis of bi-flexible mounting structure for large optical lens

CAO Yu-yan^{1,2*}, WANG Jian-li¹, CHU Hong-liang¹, LI Hong-wen¹, CHEN Tao¹,
MING Ming¹, JIANG Fei³

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences,
Changchun 130033, China;

2. The University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

3. Unit 32040, PLA, Haidong 810699, China)

* Corresponding author, E-mail: yuyan_cao@126.com

Abstract: A new bi-flexible mounting structure is presented for the large lenses used in wide-field survey telescopes. Using this bi-flexible structure, the position and surface precision of the lens can be guaranteed, and the influence of barrel elastic deformation can be considerably reduced. First, the limitations of existing mounting structures for large optical lenses and the structure scheme are elaborated upon. Moreover, the mechanical principle and advantages of the proposed bi-flexible structure are discussed. Thereaf-

收稿日期:2021-01-18;修订日期:2021-03-16.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 11803035, No. U2031126);吉林省科技攻关项目(No. 20180201059GX)

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

ter, according to the structural components and structural properties of the bi-flexible structure, a mechanical model of this structure is established based on Euler beam theory. Then, assuming the lens to be a rigid body, an integrated stiffness model of the mounting structure, which includes axial, transverse, and rotary stiffnesses, is derived based on the force equilibrium and considering compatible deformation conditions. Finally, a 640 mm test lens is used as an example for experimental verification. The influence of the barrel on the lens surface precision for three types of mounting structures are simulated. In the worst case, as the barrel undergoes the maximum elastic deformation, the lens surface precision is reduced to 50 nm; this indicates that the bi-flexible mounting structure performs better than the other two types of structures. In addition, the optical measurement results show that the minimum root mean square error is 0.05λ , which further verifies the advantages of the proposed bi-flexible mounting structure.

Key words: Optical lens; bi-flexible; mounting structure; surface precision; numerical simulation

1 引言

为了探索宇宙奥秘,深入开展暗能量和暗物质探测、大规模时域巡天、银河系测量、瞬态太空光学及太阳物理等研究工作,一台有效口径足够大的地基大视场巡天望远镜观测设备是前提^[1],典型的如日本天文台 8.2 m 昴星团望远镜 (Subaru)^[2]、美国亚利桑那州的基特峰天文台的 4 米望远镜 Mayall^[3-4]和智利塞拉托洛天文台 Blanco 望远镜^[5]、西班牙拉帕尔玛岛的 4 米望远镜 (William Herschel Telescope)^[6]、8.4 m 口径的大视场望远镜 LSST^[7]、兴隆观测基地 2.16 m 望远镜^[8]等等。

上述典型的地基大视场巡天望远镜的一个主要特点是采用了主焦点形式光学系统来实现大相对口径和视场。天体目标发出的光线经过主镜反射进入透镜组进行像差校正,再进入探测器终端,用于校正像差的透镜组的通光口径随光学系统视场而增大,否则会造成系统成像终端出现渐晕,即边缘视场相对照度降低,这会严重影响系统探测能力。因此主焦形式光学系统中必然要采用口径相对较大的透镜,例如昴星团望远镜主焦装置中最大透镜口径为 550 mm/170 kg^[2],Mayall 望远镜中暗能量光谱仪 DESI 中最大透镜口径为 1 140 mm/201 kg^[3-4],Blanco 望远镜中宽视场暗能量测量相机 DECam 中最大透镜口径为 930 mm/173 kg^[5],WHT 望远镜中的宽视场多目标监视光谱 WEAVE 最大透镜口径为 1 100 mm/230 kg^[6],LSST 中最大透镜口径为 1.6 m^[9]。对于大口径光学透镜来说,将其安装

在理想位置并保证其位置精度和镜面面形精度是实现预期探测能力及测量精度的前提,而透镜的位置和面形精度是由其支撑结构来保证,因此透镜支撑结构是大视场巡天望远镜中的一个难点和关键。

目前,主要有两种类型的支撑结构,一类是刚性支撑结构^[10-11],另一类是柔性支撑结构^[12-17]。刚性支撑是直接将透镜安装在镜框内,按材料热胀系数差异以及透镜尺寸和工作温度范围预留一定的间隙,并通过压圈压紧,这种方式结构简单,加工容易,但仅适用于口径 200 mm 以下的透镜。为了克服刚性支撑的不足,在支撑结构中逐渐引入了基于运动学原理的柔性环节,使刚性支撑转化为柔性支撑,通过合理的刚度和柔度匹配,可以显著提高支撑结构的温度适应性及镜面精度。在大口径光学透镜柔性支撑结构设计方面,Fata 等^[18]针对 MMT 望远镜主焦点校正器中熔石英透镜,在径向和轴向分别采用 24/12 个离散支撑点,在支撑点与透镜支撑加入了弹性模量较低且热胀系数较大的硅橡胶垫 RTV560 来补偿镜框与透镜之间的热变形差异。支撑结构中除硅橡胶垫为柔性环节外,其余结构均为刚性件。随后,宽视场暗能量监视光谱 WEAVE^[6]、暗能量光谱仪 DESI^[3-4]、暗能量测量相机 DECam^[5]均采用了与 MMT 相似的支撑结构。在上述支撑结构中,径向支撑点与透镜边缘通过硅橡胶 RTV560 粘接在一起,这表示一旦结构粘接完成就无法再精细调整,即使透镜因为粘接或其他原因未达到预期的支撑效果。为了克服此结构的不足,Barto 等^[9]在 LSST 中透镜 L1 和 L2 支撑结

构中设计了平行四边形柔节来代替硅胶垫,在透镜边缘粘接若干个离散的PAD,透镜通过PAD连接在支撑结构上,利用平行四边形导向的特性保证了仅在透镜径向自由度上具有柔度。此结构通过径向柔性环节克服了透镜与镜框热变形差异性的影响,而且可以对每个离散支撑点精细调整从而得到最佳支撑效果。

尽管LSST中采用的支撑结构具有一定的优势,通过详细的分析对比发现还存在一定的不足,即由于仅在径向自由度上存在柔度,镜框的轴向弹性变形对镜面面形精度影响很大,而且由于尺寸空间限制,镜框刚度是有限的。为了克服这方面的不足,本文在已有结构基础上,引入了轴向柔度,即提出了一种双级柔性支撑结构,通过轴向和侧向柔度/刚度的匹配,能够显著改善镜框变形对镜面面形精度的影响。首先,详细阐述了大口径光学透镜支撑结构的难点,并对提出的双级柔性支撑结构方案的优势做详细介绍。然后,详细推导了双级柔性支撑结构的力学模型,包括单元模型以及集成模型。最后,通过数值仿真模拟和实际镜面的干涉检测验证了该双级柔性支撑结构的优势及所推导的力学模型。

2 双级柔性支撑结构方案

大口径透镜支撑结构设计难度非常大,其原因如下:

(1)为保证透镜通光口径范围内不遮拦,其支撑方式与反射镜不同,无法同时支撑镜体的底面和侧面,而仅能利用透镜的边缘进行其支撑结构设计,这造成了透镜受载面集中在边缘,受力状态恶劣。当光轴竖直状态时,透镜中心部位会出现非常大的弯沉变形,直接影响透镜两个镜面的曲率半径和曲率中心位置;

(2)为了保证望远镜光学系统的性能,对透镜的透射波前误差有较高要求,这需要其支撑结构能够同时保证透镜在各个工作姿态下两镜面的面形精度,相比反射镜保证单个镜面而言,透镜的高精度支撑结构实现难度更大;

(3)主焦点光学系统的像差是通过若干片透镜构成透镜组而进行综合校正的,各个透镜之间的相对位置精度,即各个透镜光轴之间的相对偏心、倾斜以及间隔,同样也是保证像差校正效果

的一个关键因素。由于光学系统遮拦比的限制,透镜的支撑结构在其通光口径范围内不能出现遮挡,而支撑结构在径向上的延伸同样会造成光学系统遮挡,这两方面决定了支撑结构仅能是一个圆环形结构,且其内外圆被严格限定在一个狭窄的尺寸带范围内。在有限的空间范围内,设计圆环形的且高刚度的透镜支撑结构是一个挑战;

(4)在纳米级面形精度要求下,透镜镜面支撑应力尤其是热应力非常敏感。由于透镜材料与镜框结构材料热胀系数很难完全一致,且各个透镜材料热胀系数差异较大,这造成了透镜和支撑结构之间必然产生热应力。为了减小这部分温度应力,要求透镜的支撑结构在热变形方向上设计足够的柔度,这又与高刚度支撑结构之间相互矛盾,结构刚度与柔度的综合是一个难点。

为了克服LSST中透镜支撑结构的不足,提出了用于大口径光学透镜的双级柔性支撑结构,其原理如图1所示,由镜座和若干个沿透镜圆周均匀分布的柔性支撑单元构成,其中支撑单元中的PAD通过环氧树脂均匀粘接在透镜边缘。从图1中可以看出,每个柔性支撑单元具有双级柔度,即在相互正交的两个方向上具有较大的柔度,分别称为径向柔度和轴向柔度,由厚度为0.5~1 mm不等的柔性薄片来实现,在其余方向上具有较高刚度。以透镜光轴方向为 z 轴,垂直于光轴方向的平面为 xy 平面,图1所示结构可简化为图2所示模型,其中每个柔性支撑单元简化为具有五个方向刚度的弹簧,即径向刚度 K_r ,切向刚度 K_t ,轴向刚度 K_a ,径向转动刚度 $K_{\theta r}$ 和切向转动刚度 $K_{\theta t}$ 。

支撑结构的作用是限制透镜的6个空间自由度来实现透镜的定位及位置保持,且不破坏镜面的

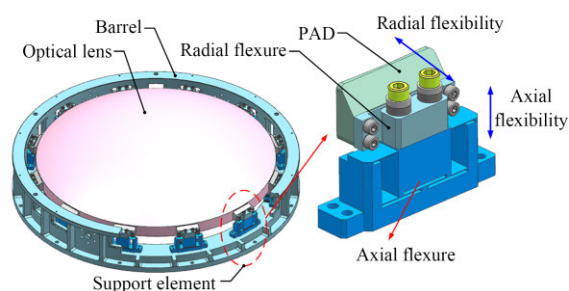


图1 双级柔性支撑结构

Fig. 1 Bi-flexible mounting structure

面形精度。由图 2 可知,此支撑结构对透镜的定位作用体现在:轴向刚度 K_a ,径向转动刚度 $K_{\theta r}$ 和切向转动刚度 $K_{\theta t}$ 用于约束透镜的 U_z , $RotX$ 和 $RotY$ 自由度,径向刚度 K_r 和切向刚度 K_t 用于约束透镜的 U_x , U_y 和 $RotZ$ 自由度。

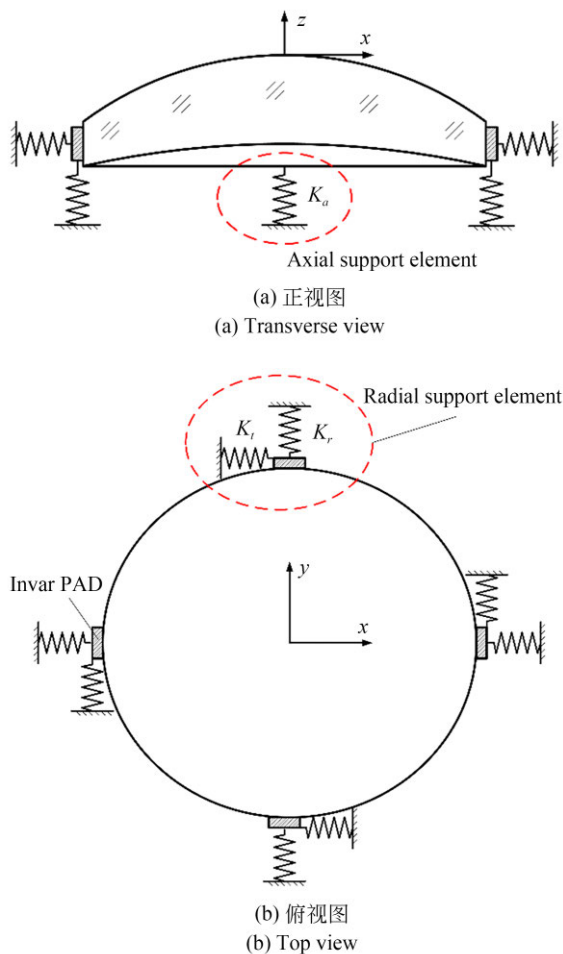


图 2 柔性支撑结构原理

Fig. 2 Principle of the flexure mounting structure

对于大口径光学透镜,采用图 1 所示的双级柔性支撑结构具有很多优点:

(1) 柔性支撑结构具有变形可恢复能力,即在受到冲击、振动及温度应力等影响后,透镜的位置及共轴精度不会受到影响。而且由于柔性结构的缓冲作用,不会使透镜内部产生过大的冲击应力;

(2) 柔性支撑结构具有热变形适应能力,即当镜座和透镜出现不一致的热变形时,利用每个柔性支撑单元的径向柔度,可以有效减小这部分

温度应力对镜面面形精度的影响,而且温度应力仅会发生在 PAD 附近的区域,如图 3 所示,不会对整个镜面造成影响;

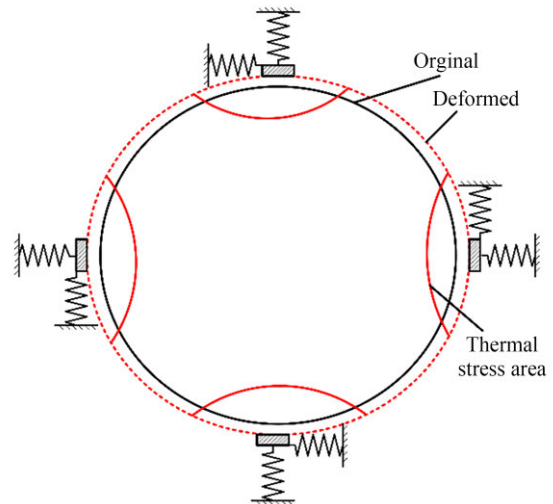


图 3 柔性支撑结构的热适应性

Fig. 3 Thermal adaptability of this flexible mounting structure

(3) 柔性支撑结构对镜座自身变形的影响具有一定补偿作用,即由于镜座结构空间尺寸及形式的限制,自身刚度是有限的,其结构变形是必然的。而利用每个支撑单元的轴向柔度可有效的减小镜座的结构变形对镜面面形精度的影响,如图 4 所示,相比于刚性支撑结构能显著改善镜面面形精度。

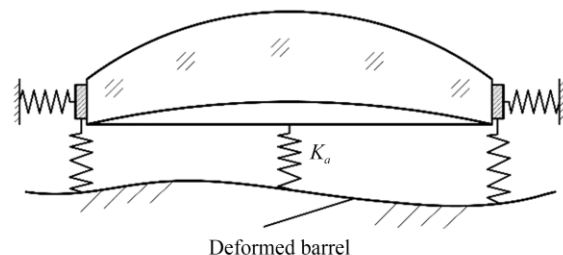


图 4 柔性支撑结构的变形适应性

Fig. 4 Deform adaptability of this flexible mounting structure

3 双级柔性支撑结构力学建模

尽管图 1 所示的双级柔性支撑结构具有上述优点,但由于存在柔性环节,柔性支撑结构对透

镜的位置保持能力将低于刚性支撑结构,在重力作用下,透镜的位置精度会较理想位置出现一定的偏差,且偏差大小随透镜的姿态而改变。此外,由于柔性环节的引入,使得支撑结构力学模型变得非常复杂。为了能够合理设计上述双级柔性支撑结构,需要深入研究其力学模型,进而确定合理的结构设计参数。

3.1 柔性支撑单元力学建模

由图1所示,该支撑结构是由多个完全相同且在圆周方向上对称分布的柔性支撑单元构成,每个柔性支撑单元包括径向柔性单元和轴向柔性单元,由螺钉连接在一起,如图5所示。

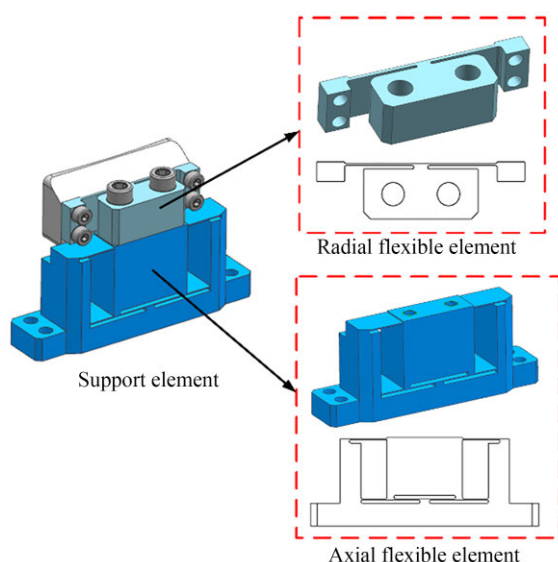


图5 柔性支撑单元

Fig. 5 Flexible support element

如图5所示,径向柔性单元的柔度由一个两端固定的柔性薄片来提供,按其结构特征可简化为具有横向和径向刚度的超静定梁,如图6所示。由欧拉梁理论,其径向刚度和横向刚度可表达为:

$$K_{rt} = \frac{2EA_1}{l_1}, \quad (1)$$

$$K_{rr} = \frac{24EI_1}{l_1^3}, \quad (2)$$

其中, E 为材料弹性模量, A_1 为横截面积, I_1 为截面惯性矩, l_1 为有效长度。

同样,如图5所示,轴向柔性单元的柔度由两层柔性薄片来提供,其轴向刚度可简化为3个弹簧并联形式,如图7所示,轴向刚度表达式为:

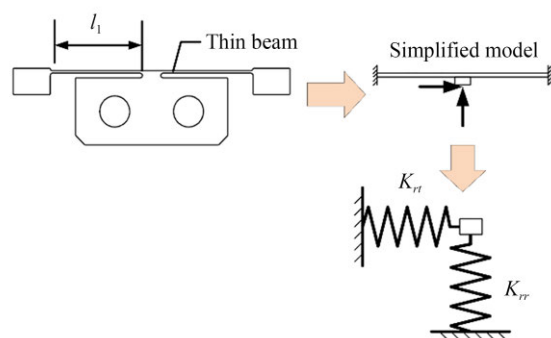


图6 径向柔性单元的简化模型

Fig. 6 Simplified model of the radial flexible element

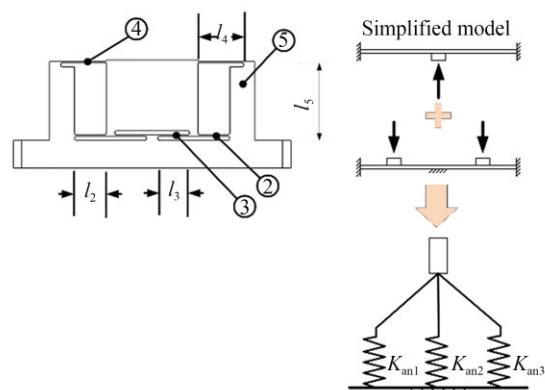


图7 轴向柔性单元的简化模型

Fig. 7 Simplified model of the axial flexible element

$$K_{aa} = \frac{24EI_2}{l_2^3} + \frac{24EI_3}{l_3^3} + \frac{24EI_4}{l_4^3}. \quad (3)$$

轴向柔性单元的横向刚度相对复杂,可以由如图8所示的力学模型来推导。假设除了柔性薄片以外,其余部分为刚体,则由可动部分的力和力矩平衡得

$$F = 2f_{11} + 2f_{21}, \quad (4)$$

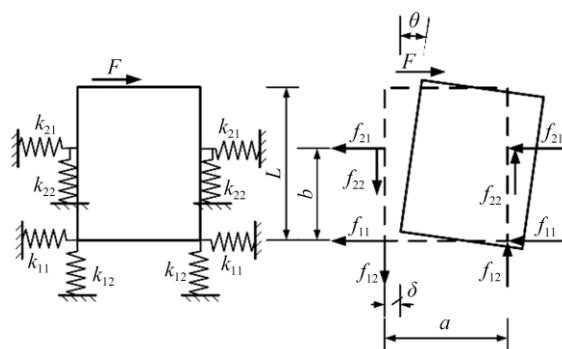


图8 轴向柔性单元横向刚度

Fig. 8 Transverse stiffness of the axial flexible element

$$FL = f_{12}a + f_{22}a + 2f_{21}b. \quad (5)$$

假设轴向柔性支撑单元在切向力 F 作用下发生了刚体位移 δ 和转角 θ , 其余部分固定不动, 且考虑小变形条件, 各个力分量可表达为:

$$f_{11} = k_{11}\delta, \quad (6)$$

$$f_{12} = k_{12}\frac{a}{2}\theta, \quad (7)$$

$$f_{21} = k_{21}(\delta + b\theta), \quad (8)$$

$$f_{22} = k_{22}\frac{a}{2}\theta. \quad (9)$$

由弹性薄梁的相关理论, 可得各弹簧刚度的表达式为:

$$k_{11} = \frac{EA_2}{l_2} + \frac{EA_3}{l_3}, \quad (10)$$

$$k_{12} = \frac{12EI_2}{l_2^3} + \frac{12EI_3}{l_3^3}, \quad (11)$$

$$k_{21} = \frac{\frac{EA_4}{l_4} + \frac{3EI_5}{l_5^3}}{\frac{EA_4}{l_4} + \frac{3EI_5}{l_5^3}}, \quad (12)$$

$$k_{22} = \frac{12EI_4}{l_4^3}. \quad (13)$$

由式(4)~式(9)可得轴向柔性单元的等效切向刚度为:

$$K_{at} = \frac{F}{\delta + \theta L}. \quad (14)$$

经过上述简化, 柔性支撑单元可等效为五个相互正交的弹簧, 如图 9 所示, 其中径向刚度 K_r , 切向刚度 K_t 和轴向刚度 K_a 的表达式分别为:

$$K_r = K_{rr}, \quad (15)$$

$$K_a = K_{aa}, \quad (16)$$

$$K_t = \frac{K_{at}K_{rt}}{K_{at} + K_{rt}}. \quad (17)$$

由于径向转动刚度 $K_{\theta r}$ 和切向转动刚度 $K_{\theta t}$ 的理论表达式推导困难, 所以利用上述三个刚度的

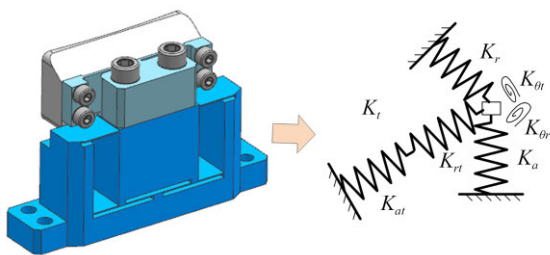


图 9 柔性支撑单元的等效模型

Fig. 9 Equivalent model of the flexible support element

线性组合来表示, 即:

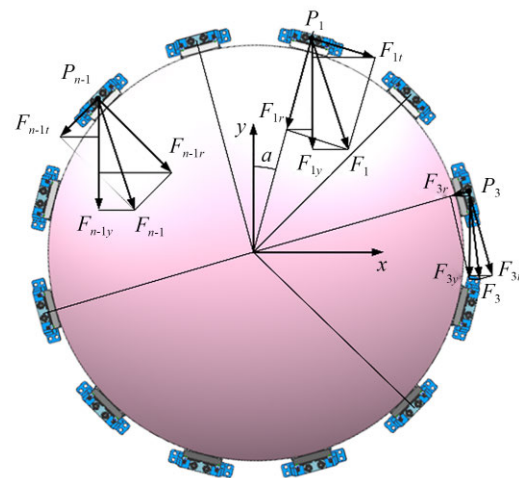
$$K_{\theta r} = \lambda_{11}K_r + \lambda_{12}K_a + \lambda_{13}K_t, \quad (18)$$

$$K_{\theta t} = \lambda_{21}K_r + \lambda_{22}K_a + \lambda_{23}K_t, \quad (19)$$

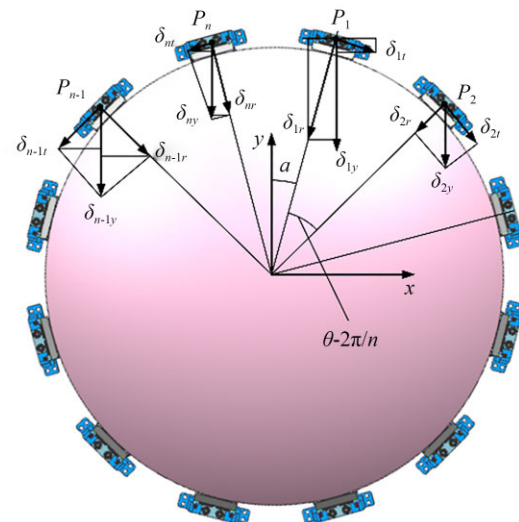
式中, λ_{ij} 为线性刚度系数, 可通过仿真分析或实验测试来确定。

3.2 支撑结构整体模型

考虑如图 1 所示的支撑结构组件, 其功能是实现透镜的定位与位置保持, 即在任何姿态下, 透镜位置精度在容许偏差范围内。假设镜座底



(a) 力分析
(a) Force analysis



(b) 力分析
(b) Displacement analysis

图 10 支撑结构整体在 xy 平面内的力及位移分析

Fig. 10 Force and displacement analysis of the whole structure in xy plane

面完全约束,透镜的位置约束是通过其边缘粘接的若干个支撑单元来实现。由于透镜的镜面变形,即面形精度为纳米量级,通常优于 0.05λ ($\lambda=632.8\text{ nm}$),因此在分析透镜位置偏差时可将其视为刚体,其位置偏差包括五个方面: $\delta_x, \delta_y, \delta_z, r_x$ 和 r_y 。

首先推导透镜在垂直于光轴平面上的位置偏差 δ_x, δ_y 。支撑组件中各个柔性支撑单元的受力及位移如图10所示,其中: α 为安装角度, F_i 表示作用点 P_i 处所受的外力, F_{ir} 和 F_{it} 分别为 F_i 的径向和切向分量, F_{iy} 为 F_i 的竖向分量, δ_{ir} 和 δ_{it} 分别表示作用点 P_i 处的径向和切向位移分量, δ_{ix} 和 δ_{iy} 分别表示横向和竖向位移分量, n 为柔性支撑单元数, $i=1, 2, \dots, n$ 。

由几何关系, y 向的分力 F_{iy} 和位移 δ_{iy} 可分别表示为

$$F_{iy} = -F_{it} \sin\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right) - F_{ir} \cos\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right), \quad (20)$$

$$\delta_{iy} = -\delta_{it} \sin\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right) - \delta_{ir} \cos\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right). \quad (21)$$

在垂直于光轴平面内,由竖向力平衡条件得:

$$F = \sum_{i=1}^n F_{iy} = - \sum_{i=1}^n \left(F_{it} \sin\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right) + F_{ir} \cos\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right) \right). \quad (22)$$

假设重力在垂直于光轴平面内的分量为竖直向下,且透镜可近似视为刚体,作用点 P_i 的 x 向位移分量为零,即:

$$\delta_{ix} = -\delta_{it} \cos\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right) + \delta_{ir} \sin\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right) = 0. \quad (23)$$

根据式(15)~式(17)及式(20)~式(23)得:

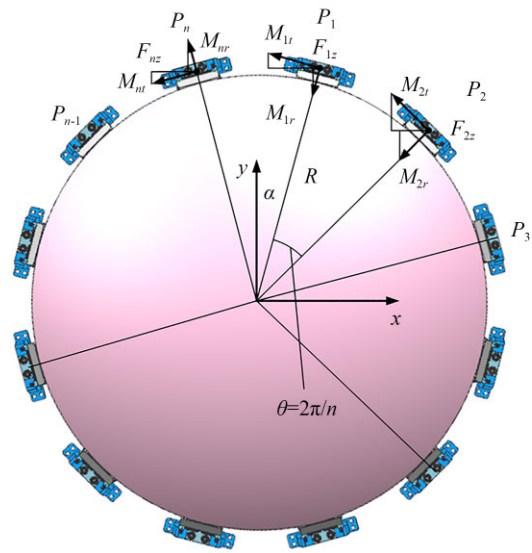
$$G_t = \delta_y \sum_{i=1}^n \left(K_t \sin^2\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right) + K_r \cos^2\left(\alpha + (i-1) \frac{2\pi}{n}\right) \right) = \delta_y \frac{n}{2} (K_r + K_t). \quad (24)$$

由式(24)可得柔性支撑组件在垂直于光轴

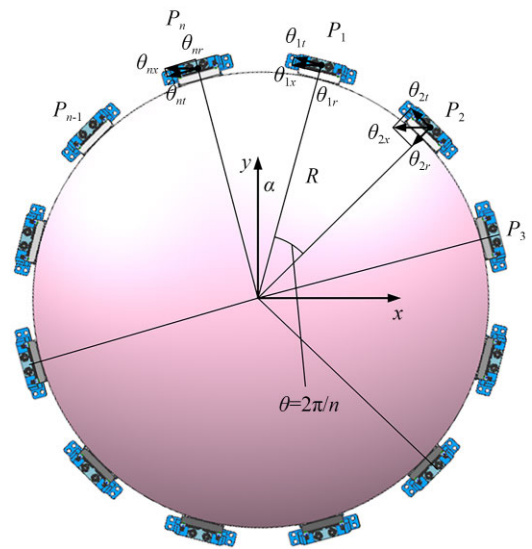
平面的整体刚度为:

$$K_x = K_y = \frac{n}{2} (K_r + K_t). \quad (25)$$

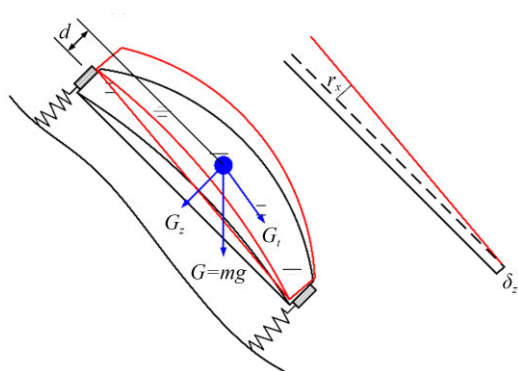
下面推导沿光轴方向上的位置偏差 δ_z 及角度偏差 r_x 和 r_y ,各个支撑单元的受力及位移如图11所示。图中: F_{iz} 为作用点 P_i 处所受的竖向力, M_{it} 和 M_{ir} 分别为作用点 P_i 所受的径向转矩和切向转矩, θ_{ix} 为转角位移, θ_{ir} 和 θ_{it} 分别为 θ_{ix} 的径向和切向分量, R 为作用点位置距离透镜光轴的距离, d 为透镜质心位置距离支撑单元作用面的垂



(a) 力分析
(a) Force analysis



(b) 转动位移分析
(b) Rotation displacement analysis



(c) 位移分析
(c) Displacement analysis

图 11 支撑结构整体在沿光轴方向上的力和位移分析
Fig. 11 Force and displacement analysis of the whole structure in z direction

直距离, G_z 为重力沿光轴方向的分量, G_i 为重力垂直于光轴方向分量。

在光轴方向上, 由力平衡和力矩平衡条件得

$$G_z = \sum_{i=1}^n F_{iz}, \quad (26)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^n F_{iz} R \sin\left(\alpha + (i-1)\frac{2\pi}{n}\right) + \\ & \sum_{i=1}^n M_{ir} \sin\left(\alpha + (i-1)\frac{2\pi}{n}\right) + \\ & \sum_{i=1}^n M_{it} \cos\left(\alpha + (i-1)\frac{2\pi}{n}\right) = G_i d. \end{aligned} \quad (27)$$

由小变形理论, 每个作用点处的竖向力 F_{iz} 以及 M_{it} 和 M_{ir} 可分别表达为:

$$F_{iz} = K_a \left[R \sin\left(\alpha + (i-1)\frac{2\pi}{n}\right) \sin r_x + \delta_z \right], \quad (28)$$

$$M_{ir} = K_{\theta r} \theta_{ir} = K_{\theta r} \theta_{ix} \sin\left(\alpha + (i-1)\frac{2\pi}{n}\right), \quad (29)$$

$$M_{it} = K_{\theta t} \theta_{it} = K_{\theta t} \theta_{ix} \cos\left(\alpha + (i-1)\frac{2\pi}{n}\right). \quad (30)$$

利用恒等式 $\sum_{i=1}^n \sin^2\left(\alpha + (i-1)\frac{2\pi}{n}\right) = \frac{n}{2}$ 和 $\sum_{i=1}^n \sin\left(\alpha + (i-1)\frac{2\pi}{n}\right) = 0$, 及式(26)~式(28)可得:

$$G_z = nK_a \delta_z, \quad (31)$$

$$G_i d = \frac{n}{2} (K_a R^2 + K_{\theta r} + K_{\theta t}) \theta_x. \quad (32)$$

由式(31)和(32)可得柔性支撑组件在沿光

轴方向及绕 x 轴转动的整体刚度分别为:

$$K_z = nK_a, \quad (33)$$

$$K_{\theta x} = K_{\theta y} = \frac{n}{2} (K_a R^2 + K_{\theta r} + K_{\theta t}). \quad (34)$$

上述推导得到了支撑组件在各个自由度上的整体刚度表达式(25), 式(33), 式(34)。从表达式中看出, 整体刚度仅与支撑单元三个方向的刚度及支撑单元数有关, 与初始角度 α 无关。根据整体刚度可以进行透镜的位置精度评估, 以及柔性支撑结构参数设计优化等。

4 数值算例与实验测试

为了验证本文提出的大口径光学透镜双级柔性支撑结构在克服温度变形及镜座结构变形方面的优势, 以及双级柔性支撑结构力学建模方法, 进行了如下数值模拟与实验测试。

4.1 双级柔性支撑结构效果验证实例

以直径 640 mm 透镜为例, 如图 12 所示, 其上下面曲率半径分别为 540 mm 和 1 860 mm, 中心厚度为 113 mm, 分别分析镜座在不同约束区域情况下三种支撑结构(即刚性支撑、单级和双级柔性支撑)对应的透镜镜面面形精度, 其约束区域位置如图 13 所示。三种支撑结构的 PAD 粘接位置相同, 共有 12 个支撑单元, 其中刚性支撑直接实体单元将 PAD 与镜座相连, 单级柔性支

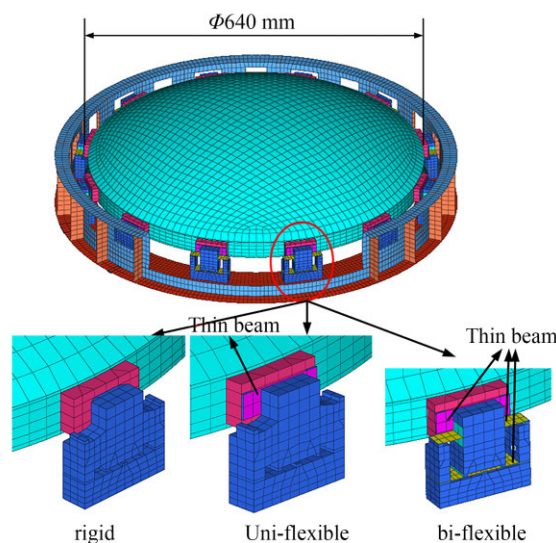


图 12 三类支撑结构分析模型

Fig. 12 The analysis model of three types of support structure

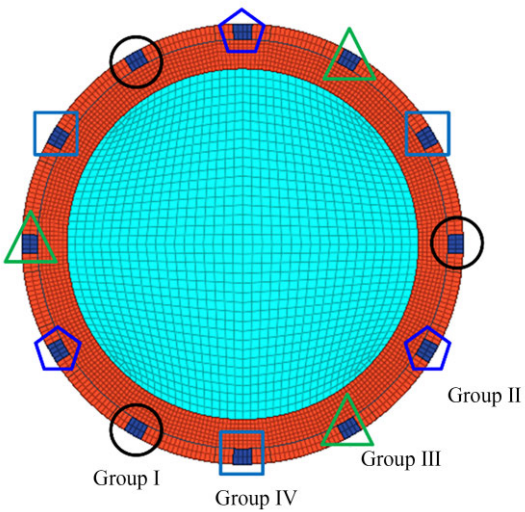


图 13 镜座约束区域位置

Fig. 13 Position of constrained zones of the barrel

撑结构仅在径向方向上含有一柔性薄片,而双级柔性支撑结构在径向和轴向各有一柔性薄片。支撑单元的材料为 TC4,镜座材料为 HT250,透镜材料为 H-K9L,PAD 材料为 4J45,各材料参数如表 1 所示,柔性薄片的几何参数如表 2 所示。

表 1 材料参数

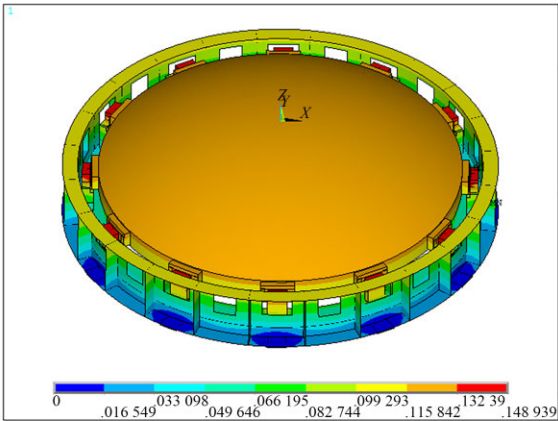
Tab. 1 Material parameters

材料	弹性模量 (GPa)	泊松比	密度 (kg·m ⁻³)	热胀系数 (10 ⁻⁶ /°C)
H-K9L	79.2	0.211	2 520	7.6
TC4	109	0.34	4 400	9.1
HT250	138	0.27	7 280	11
4J45	150	0.25	8 300	7.0

表 2 柔性薄片参数

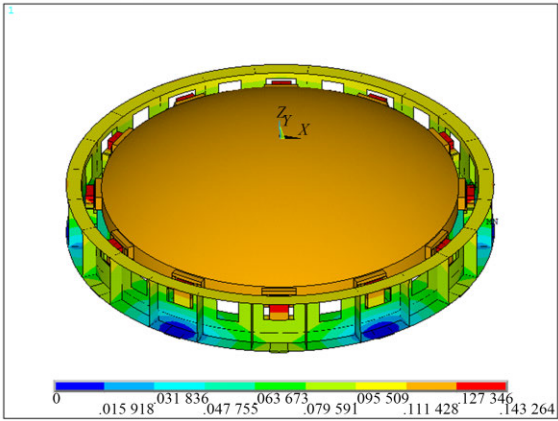
Tab. 2 Geometrical parameters of flexible parts(mm)

	长度	宽度	厚度
①	22	16	0.5
②	11	20	0.5
③	12	20	0.5
④	16	16	0.5
⑤	33	20	9



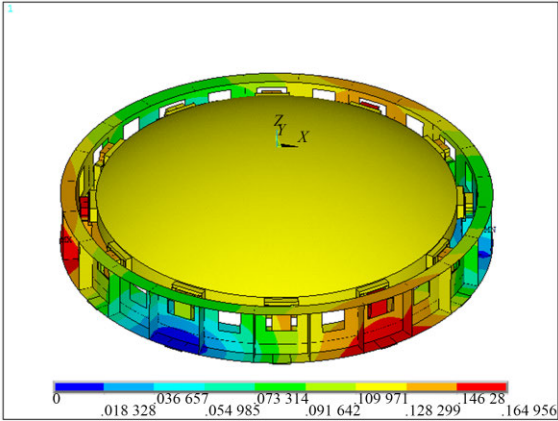
(a) 约束12个区域

(a) All the discrete zones in Group I~IV are constrained



(b) 约束6个区域

(b) Six discrete zones in Group I and III are constrained



(c) 约束3个区域

(c) Three discrete zones in Group I are constrained

图 14 镜座在不同约束情况下的变形

Fig. 14 Barrel deformations under different constrained cases

首先为了模拟镜座变形情况的影响,分别分析了以下三种情况:完全约束 12 个离散区域,均匀约束其中 6 个区域(I)和(III),均匀约束其中 3 个区域(I),其中约束区域分布位置如图 13 所示。三种约束情况下,镜座的变形如图 14 所示。从镜座变形结果中可以发现:12 个约束区域时镜座底面的变形是非常均匀的,最大变形和最小变形差小于 0.02 mm,可以近似为理想约束情况;6 个约束区域时,镜座底面的最大变形差接近 0.07 mm;而 3 个约束区域时,镜座底面的最大变形接近 0.15 mm。在实际结构中,由于加工误差以及装配等方面原因,镜座自身不可能是无限刚性的结构,自身总会存在一些不利的结构变形。从镜座变形结果上看,用减少约束区域的方式来模拟实际结构中镜座自身的结构变形是可行的。

三种约束情况下,透镜镜面面形精度变化如图 15 所示。对于双级柔性支撑结构形式,透镜上表面的镜面变形云图如图 16 所示。从透镜面形精度曲线中可以看出,镜座的变形会导致面形精度下降,其中刚性支撑结构面形精度下降程度最为显著,由 9 nm 下降到 2 533 nm,单级柔性支撑结构的影响稍小,由 20 nm 下降到 350 nm 左右,双级柔性支撑结构影响最小,由 20 nm 下降到 50 nm,仅下降了 2.5 倍。从镜面面形云图 16 中可以看出,6 个约束区域时的面形精度与初始一致,说明双级柔性结构具有一定的克服镜座自身变形的能力。此外,当 3 个约束区域时,镜面面形已

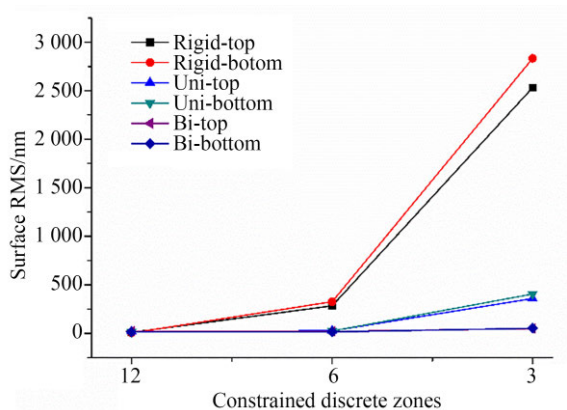
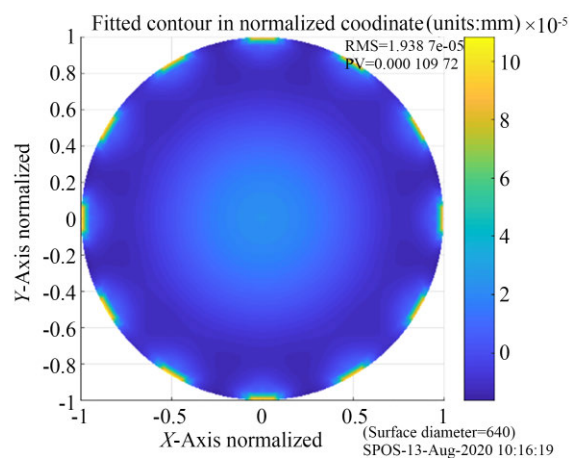


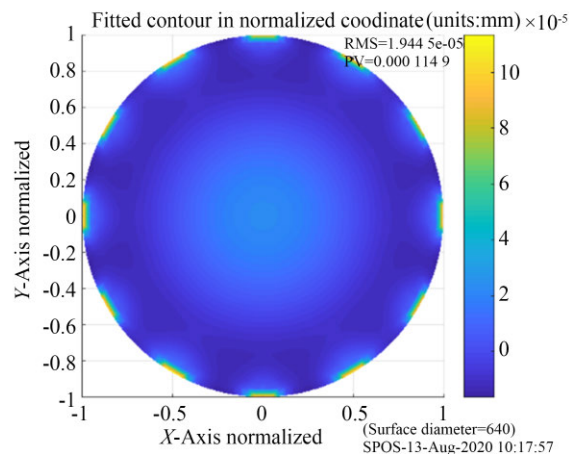
图 15 镜面面形精度

Fig. 15 Lens surface precision under different constrained cases



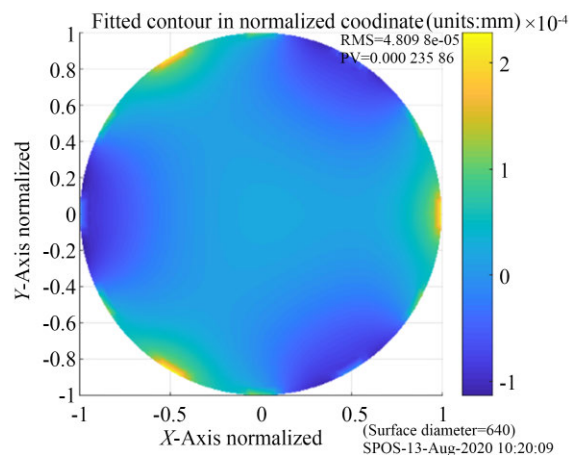
(a) 约束12个区域

(a) All the discrete zones in Group I~IV are constrained



(b) 约束6个区域

(b) Six discrete zones in Group I and III are constrained



(c) 约束3个区域

(c) Three discrete zones in Group I are constrained

图 16 透镜上表面变形云图

Fig. 16 Deformations contour of the lens top surface

出现明显的三叶像差,这表明此时的镜座变形已严重影响到光学系统的性能,从这个角度可以据此来评价镜座的结构设计刚度。

4.2 双级柔性支撑结构力学模型验证

这一节从数值仿真的角度来验证双级柔性支撑结构的力学模型,所采用的仿真模型与 4.1 节中的模型一致,约束镜座底部的 12 个区域,分别利用所推导的理论模型以及数值仿真计算镜体的横向和竖向刚体位移以及刚体转角位移随光轴角度的变化情况。镜体在不同角度下的刚体位移理论和数值仿真分析结果如图 17 和 18 所示。

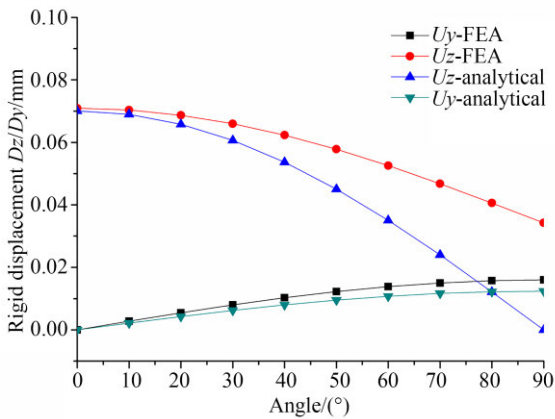


图 17 镜体在 y 和 z 方向的刚体位移随光轴角度的变化
Fig. 17 Rigid displacement in y and z directions vs. angle of optical axis

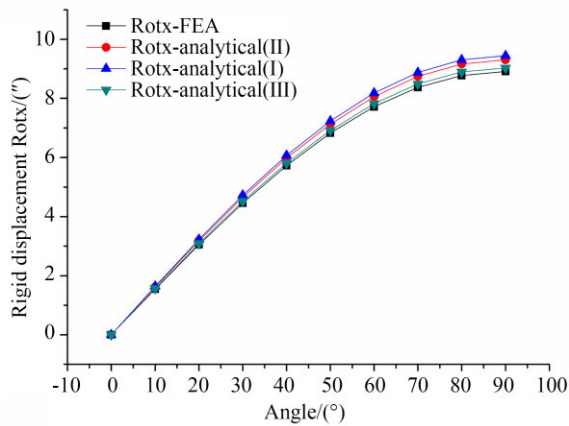


图 18 镜体绕 x 方向的转动刚体位移随光轴角度的变化
Fig. 18 Rotate rigid displacement in x direction vs. angle of optical axis

在图 18 中,理论分析结果(I)~(III)分别对应式(18)和(19)中的三组不同刚度系数 λ_j ,具体数值如表 3 所示。

表 3 刚度系数						
Tab. 3 Stiffness coefficients						
	λ_{11}	λ_{12}	λ_{13}	λ_{21}	λ_{22}	λ_{23}
I	0	0	0	0	0	0
II	100	50	50	100	50	50
III	100	150	150	100	150	150

对比理论和数值仿真曲线可以得出以下结论:

(1)沿 y 向刚体位移理论与仿真曲线接近,而沿 z 向的刚体位移存在一定的偏差,随着光轴角度增大而增大。在光轴竖直状态时, y 向刚体位移为零, z 向刚体位移最大约为 0.07 mm;而光轴水平状态时, y 向刚体位移达到最大约 0.02 mm, z 向刚体位移理论上应为零,而数值仿真结果中却存在一定的刚体位移,这也造成了 z 向刚体位移偏差;

(2)由于透镜重心不在支撑点所在平面之间,这造成了光轴会出现一定的转角偏差,且偏差随角度增加而增大,光轴水平时达到最大约为 9°,理论与数值仿真结果变化趋势基本一致;此外,从几组不同的刚度系数对应的理论结果曲线看出,柔性支撑单元的转动刚度对支撑结构整体转动刚度存在定的影响;

(3)上述理论与数值分析结果对比表明,所推到的透镜多级柔性支撑结构的理论模型与数值仿真结果基本一致,可以在理论上用于指导支撑结构的设计。

4.3 镜面面形精度干涉检测实验

利用所提出的双级柔性支撑结构来支撑 640 mm 光学透镜的实际结构如图 19 所示,为了进一步验证支撑结构的效果,采用 Zygo 干涉仪检测透镜下凹面的面形精度,检测光路如图 20 所示,透镜光轴处于竖直状态,干涉仪水平放置,通过 45°平面镜实现光路折转。采用这种检测状态的原因是镜座在此状态下的变形状态可控,而且各个柔性支撑点在此状态下的受力状态基本一

致,有利于后续的面形分析和调整。

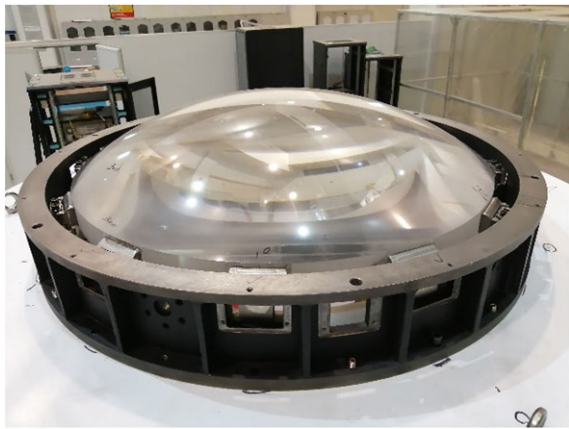


图 19 透镜双级支撑结构实物

Fig. 19 Bi-flexible mounting structure

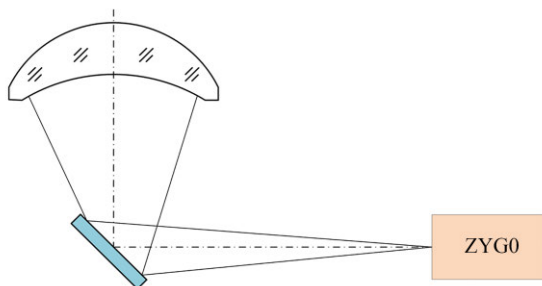


图 20 透镜检测光路

Fig. 20 Layout of optical measurement

透镜凹面的干涉仪检测结果如图 21 所示,多次不同时段的重叠检测结果基本一致,面形精度 RMS 值保持在 $0.05 \sim 0.06\lambda$, 约为 $30 \sim 40 \text{ nm}$, 与透镜初始加工时的面形精度一致。此透镜为实验透镜,凹面的加工面形精度仅达到 0.048λ 左右。干涉仪检测结果可以说明本文所提出的双级柔性支撑结构可以应用于支撑大口径光学透镜,且支撑效果能够达到光学加工的面形

精度。

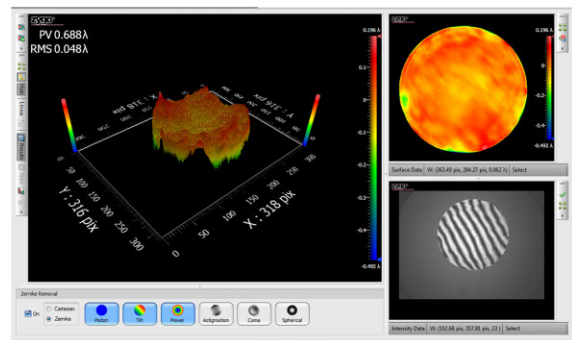


图 21 透镜干涉仪检测结果

Fig. 21 Result of optical measurement using Zygo

5 结 论

本文针对大视场巡天望远镜中的大口径光学透镜,提出了一种双级柔性支撑结构,既能保证透镜的位置精度和面形精度,又能克服镜框弹性变形对镜面面形精度的影响。本文首先详细介绍了大口径光学透镜支撑结构设计的难点,以及该双级柔性结构的结构组成及优势。然后根据该柔性支撑结构特征和组成,推导了柔性单元的力学模型,并利用透镜刚体假设和柔性单元变形协调条件,推导了整体刚度模型。最后,以 640 mm 实验透镜为例,进行了详细的仿真分析及实验检测。实验结果证明:在镜框弹性变形非常大的情况下,双级柔性支撑结构下的镜面面形精度由 20 nm 下降到 50 nm 仅下降了 2.5 倍,明显优于刚性支撑和单级柔性支撑的情况下的分析结果。此外,实验透镜下表面的干涉检测的最佳面形精度为 0.05λ ,达到了加工状态,这进一步验证了所提出的双级柔性支撑结构的优越性。

参考文献:

- [1] 方成, 顾伯忠, 袁祥岩, 等. 2.5 m 大视场高分辨率望远镜[J]. 中国科学: 物理学 力学 天文学, 2019, 49(5): 20-34.
FANG CH, GU B ZH, YUAN X Y, et al. 2.5 m wide-field and high-resolution telescope[J]. *Scientia*

Sinica (Physica, Mechanica & Astronomica), 2019, 49(5): 20-34. (in Chinese)

- [2] MIYAZAKI S, KOMIYAMA Y, SEKIGUCHI M, et al. Subaru prime focus camera—suprime-cam [J]. *Publications of the Astronomical Society of Japan*, 2002, 54(6): 833-853.
- [3] MILLER T N, DOEL P, BROOKS D, et al.

- Progress on the fabrication of the DESI corrector optics[C]. *Ground-based and Airborne Instrumentation for Astronomy VI. Edinburgh, United Kingdom. SPIE*, 2016, 9908: 99088J.
- [4] MILLER T N, BESUNER R W, LEVI M E, *et al.* Fabrication of the DESI corrector lenses [EB/OL]. 2018, : arXiv: 1807.09371 [astro-ph. IM]. <https://arxiv.org/abs/1807.09371>
- [5] KENT S, BERNSTEIN R, ABBOTT T, *et al.* Preliminary optical design for a 2.2 degree diameter prime focus corrector for the Blanco 4 meter telescope[C]. *Ground-based and Airborne Instrumentation for Astronomy. Orlando, Florida, USA. SPIE*, 2006, 6269: 626937.
- [6] LHOMÉ E, AGÓCS T, ABRAMS D C, *et al.* Manufacturing process for the WEAVE prime focus corrector optics for the 4.2m William Herschel Telescope [C]. *Advances in Optical and Mechanical Technologies for Telescopes and Instrumentation II. Edinburgh, United Kingdom. SPIE*, 2016, 9912: 991245.
- [7] SEBAG J, ANDREW J, ANGELI G, *et al.* LSST telescope modeling overview [C]. *Modeling, Systems Engineering, and Project Management for Astronomy VI. Edinburgh, United Kingdom. SPIE*, 2016, 9911: 99112E.
- [8] 吴元杰, 叶慧琪, 韩建, 等. 2.16m 望远镜高分辨率光谱仪的天文光学频率梳[J]. *光学学报*, 2016, 36(6): 181-186.
- WU Y J, YE H Q, HAN J, *et al.* Astronomical laser frequency comb for high resolution spectrograph of a 2.16-m telescope [J]. *Acta Optica Sinica*, 2016, 36(6): 181-186. (in Chinese)
- [9] BARTO A A, WINTERS S E, BURGE J H, *et al.* Design and component test results of the LSST Camera L1-L2 lens assembly [C]. *Astronomical Optics: Design, Manufacture, and Test of Space and Ground Systems. August 6-10, 2017. San Diego, USA. SPIE*, 2017, 10401: 104010N.
- [10] Yoder P R. *Opto-Mechanical Systems Design* [M]. Third ed. Washington: CRC Press, 2006.
- [11] YODER P R. *Mounting optics in optical instruments* [M]. 1000 20th Street, Bellingham, WA 98227-0010 USA: SPIE, 2008.
- [12] KIHM H, YANG H S, MOON I K, *et al.* Adjustable bipod flexures for mounting mirrors in a space telescope [J]. *Applied Optics*, 2012, 51(32): 7776-7783.
- [13] 李宗轩, 陈雪, 张雷, 等. 大口径空间反射镜 Cartwheel 型柔性支撑设计[J]. *光学学报*, 2014, 34(6): 218-226.
- LI Z X, CHEN X, ZHANG L, *et al.* Design of cartwheel flexural support for a large aperture space mirror[J]. *Acta Optica Sinica*, 2014, 34(6): 218-226. (in Chinese)
- [14] 赵磊, 彭海峰, 于新峰, 等. 具有整体径向挠性的光学元件多点均匀支撑结构[J]. *光电工程*, 2015, 42(10): 43-48.
- ZHAO L, PENG H F, YU X F, *et al.* Lens support structure of multi point equal supporting with wholly radical freedom [J]. *Opto-Electronic Engineering*, 2015, 42(10): 43-48. (in Chinese)
- [15] 曹玉岩, 王志臣, 周超, 等. 光学元件挠性支撑结构广义建模及优化设计[J]. *光学精密工程*, 2016, 24(11): 2792-2803.
- CAO Y Y, WANG ZH CH, ZHOU CH, *et al.* General modeling and optimal design of flexure supporting structure for optical components [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(11): 2792-2803. (in Chinese)
- [16] CAO Y Y, WANG Z C, ZHOU C. Modeling and optimal design of circular-arch flexible structure with radial-freedom considering geometry and material selection simultaneously [J]. *Precision Engineering*, 2017, 48: 83-97.
- [17] 曹玉岩, 王志臣, 周超, 等. 考虑材料和几何构型的环形柔性铰链优化设计[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(9): 46-57.
- CAO Y Y, WANG ZH CH, ZHOU CH, *et al.* Optimization of circular-axis flexure hinge by considering material selection and geometrical configuration simultaneously [J]. *Journal of Mechanical*

- Engineering*, 2017, 53(9): 46-57. (in Chinese)
- [18] FATA R G, KRADINOV V, FABRICANT D.
Mounting large lenses for the MMT's f/5 wide-

field corrector: lessons learned[C]. *Ground-based
Instrumentation for Astronomy. USA. SPIE*,
2004, 5492: 553-563.

作者简介:



曹玉岩(1986—),男,吉林大安人,博士研究生,副研究员,2012年于西安电子科技大学获得硕士学位,主要从事地基大型光学望远镜系统集成仿真模拟方面的研究。E-mail: yuyan_cao@126.com



王建立(1971—),男,山东曲阜人,研究员,博士生导师,主要从事空间探测技术和地基高分辨率成像光电望远镜总体技术的研究。E-mail: wangjianli@ciomp.ac.cn