

1.25m 口径宽波段测试设备设计

李盛林^{1,2}, 韩光宇¹, 卢惠琴³, 刘希财³

(1.中国科学院长春光学精密机械与物理研究所激光与物质相互作用国家重点实验室, 吉林 长春 130033;

2.中国科学院大学, 北京 100039; 3.南京中科天文仪器有限公司, 江苏 南京 210042)

摘要:多光轴一致性是衡量多光轴系统性能的一项重要技术指标。在研制某多光轴光测设备中,为提高测试精度,需要研制一台以口径1.25m,焦距15000mm的平行光管为主体的检测设备。对检测系统的组成和原理做了简单介绍;针对设计要求,提出了侧面柔性钢带支撑和杠杆平衡重锤的组合浮动支撑方式来解决主镜受重力影响而带来的面形问题;对支撑点个数,位置及重锤重量等参数进行优化,以达到最优的面形精度;确定了次镜室及三翼梁的结构;设计焦面水冷方案抑制辐射杂散光;利用接触非线性方法对主镜在重力作用下的面形精度进行了分析拟合结果为11.19nm($\lambda/56$);最后,利用4D动态干涉仪对已完成的平行光管进行检测,其系统面形精度RMS达到了35.05nm($\lambda/18$),实验结果表明,反射镜支撑结构以及整个系统的设计均达到了设计要求。

关键词:多光轴一致性;大口径平行光管;主镜支撑;非线性接触;面形精度

中图分类号:TH16;TN216 **文献标识码:**A **文章编号:**1001-3997(2020)05-0111-05

DOI:10.19356/j.cnki.1001-3997.2020.05.026

The Opto-Mechanical Structure Design of 1.25Meter Wide Band Detection Device

LI Sheng-lin^{1,2}, HAN Guang-yu¹, LU Hui-qin³, LIU Xi-cai³

(1.State Key Laboratory of Laser Interaction with Matter, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Jilin Changchun 130033, China; 2.University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China; 3.CAS Nanjing Astronomical Instruments Company Limited, Jiangsu Nanjing 210042, China)

Abstract:Multi-axes parallelism is an important technical indicators in measuring system performance of multi-axes system. In the project that a measurement device is developed, a wide band detection device which has a 1250mm aperture and 15000mm focal length is needed in order to improve the measurement accuracy. The composition and principle of the detection system are briefly introduced. According to the index requirements, a combination of floating primary mirror support solution which consists of the steel belt and the back of balance weight is proposed to solve the problem of surface figure influenced by gravity. In order to get the best surface figure, the support positions, the number of support points and the balance weight were optimized. The structures of the secondary mirror support and three-beam were designed. A water cooling solution for focus plane is used for suppressing the potential radiated stray light. A non-linear contact method was applied to analysis the surface figure of primary mirror influenced by gravity. The result is 11.19nm($\lambda/56$). The test to completed collimator was made by 4D dynamic interferometer and it shows that the optical system surface figure reached to $\lambda/18$ and other indexes met their requirements.

Key Words:Multi-Axes Parallelism; Large Aperture Collimator; Primary Mirror Support; Non-Linear Contact Method; Surface Figure

1 引言

随着光电技术的发展,为了使光电测量系统具有多谱段的探测能力,通常在光电跟踪测量设备上同时配有可见,红外跟踪及激光测距等多个光学系统^[1]。而多光轴光测系统的平行性问题成为衡量系统性能的重要内容^[2],是光测设备测量结果准确的关

键之一。光测设备在设计、安装、检修以及在环境变化引起的失调等情况下,都需要对光测设备的多光轴平行度进行检测和调校。

光轴一致性检测方法有投影靶板法、激光光轴仪法、五棱镜法、分光路投射法和大口径平行光管法等^[3]。对于大口径的光测设备,因为大口径平行光管具有误差环节少,精度高的优点,适应较

来稿日期:2019-12-07

作者简介:李盛林,(1992-),男,内蒙古赤峰人,硕士研究生,主要研究方向:光学精密机械结构设计;

韩光宇,(1972-),男,吉林梨树人,博士研究生,硕士生导师,副研究员,主要研究方向:光学精密机械设计

为广泛。文献^[9]采用的离轴大口径平行光管对光轴一致性的检测方法检测较好,但采用了两组分光镜,结构安装较为复杂。文献^[10]所设计的多光轴准直系统结构较为简单,但是只针对待测系统的激光发射轴有接收成像的功能,适用范围较窄。因此,要设计一套结构简单,适用性广,大口径,多波段的多光轴检测系统。此外,该设备还要求可以作为辐射特性测量系统的目标源。

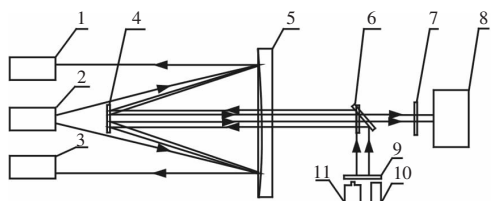
要获得较高的测试精度,必须要保证主镜有较高的面形精度。由于口径较大,主镜重量较大,所以必须设计合理的支撑结构使主镜在重力作用下变形最小。主要的径向支撑方式有水银带支撑,径向余弦推力支撑,柔性切向杆机构支撑和芯轴支撑等^[5-8]。

根据研制的某光测设备的需求,首先简单介绍了系统组成和原理,然后对该系统结构设计进行了较为详细的论述,最后经试验验证,设计符合预期的要求。

2 系统组成及原理

2.1 系统组成

大口径平行光管为卡塞格林式,分光镜将光路分成两路,透射光路由衰减片,探测器(激光接受部件、CCD 探测器、视频采集卡、计算机、数据处理软件)组成;反射光路由目标发生器(包括可见光源,黑体辐射源和目标发生器切换装置)、靶轮,靶标(带有分划板)组成,其中靶标安装在焦面处。此外还配有光学平台,气浮平台,为控制杂散辐射而设计的筒壁和水冷装置。系统组成,如图 1 所示。



1.可见光接收光轴 2.激光发射光轴 3.红外光接收光轴
4.次镜 5.主镜 6.分光镜 7.衰减片 8.CCD 探测器及计算机
9.带有十字分划板的靶轮 10.黑体辐射源 11.积分球

图 1 系统组成

Fig.1 System Components

2.2 系统原理

检测激光发射光轴与可见光光轴的平行性。由积分球发射可见光,经过十字丝分划板,分光镜,次镜,主镜,为可见光瞄准轴提供无穷远目标,可见光十字靶标成像在可见光瞄准具物镜的焦面上。激光发射轴瞄准十字靶标的成像发射激光,激光经过次镜、主镜、分光镜,衰减片,在转换片上形成光斑,在 CCD 相机上成像。光斑与 CCD 视场中心的偏差由两光轴不平行造成的。通过软件进行数据处理 CCD 中心与光斑距离得到激光发射轴与可见光瞄准系统光轴的平行度。

切换到黑体辐射源,同理可以检测激光发射轴与红外瞄准轴系统光轴的平行性。

2.3 主要技术指标

根据该项目的具体要求,需要满足下面的技术要求和性能要求:

- (1) 光谱范围: $(0.4 \sim 20) \mu\text{m}$;
- (2) 系统有效通光口径: $\Phi 1250\text{mm}$;

(3) 系统焦距: $15000\text{mm} \pm 30\text{mm}$;

(4) 在视场 $0^\circ \sim \pm 0.03^\circ$ 内时,光管系统波像差: 优于 $\lambda/15$ (RMS, $\lambda=632.8\text{nm}$);

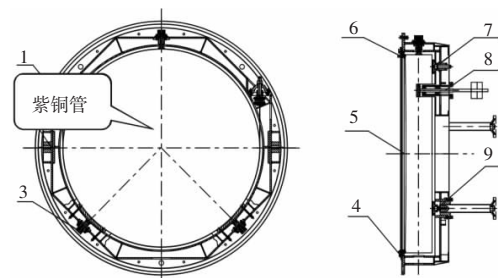
在视场 $\pm 0.03^\circ \sim \pm 0.08^\circ$ 内时,光管系统波像差: 优于 $\lambda/7$ 。

在视场 $\pm 0.08^\circ \sim \pm 0.16^\circ$ 内时,光管系统波像差: 优于 1.5λ 。

3 机械结构设计

3.1 主镜支撑结构设计

主镜支撑是平行光管结构设计中最为重要的部分,主镜的面形精度直接影响成像质量^[10],考虑到主镜尺寸,重量较大,同时系统装调时会带来一些误差,则主镜在支撑后的面形精度至少要达到 $\lambda/40$ (RMS, $\lambda=632\text{nm}$),才能保证系统面形精度 $\lambda/15$ (RMS, $\lambda=632\text{nm}$) 的要求。由于平行光管的有效口径达到了 1250mm ,且没有俯仰方向的变化,且主镜经过一次装调后,不需要拆卸,调整。使用柔性钢带侧支撑与杠杆平衡重锤卸载机构组合支撑的方式。同时主镜底部,顶部的侧支撑,主镜背部底支撑作为辅助支持。主镜支撑结构,如图 5 所示。



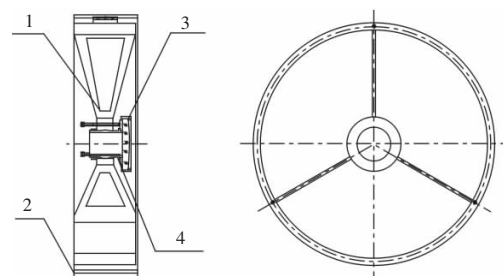
1.钢带及调整机构 2.主镜室起吊孔(左右各一) 3.主镜底部辅助侧支撑
4.防翻机构 5.双曲面主镜 6.主镜顶部辅助侧支撑 7.主镜背部辅助支撑
8.杠杆平衡卸载机构 9.主镜安装辅助工具

图 2 主镜支撑结构

Fig.2 Bracing Structure of Primary Mirror

3.2 次镜室结构设计

次镜由次镜室,次镜座及调节机构组成,如图 6 所示。次镜装在次镜室内,采用三翼对称的支撑结构,次镜室背面为球头机构,通过三顶三拉结构调节次镜的俯仰角度,次镜结构安装于三翼架上,三翼架通过三点均布的止钉调节次镜平移,三翼架连接三根纲杆与主镜之间保证镜间间距。次镜与三翼架面积相当于主镜面积遮拦比 6.98% 。



1.三翼架 2.次镜室 3.次镜 4.次镜座

图 3 次镜支撑结构

Fig.3 Bracing Structure of Second Mirror

3.3 水冷系统结构设计

对光测设备进行辐射标定时,需要将黑体放置在平行光管的焦面位置,其温度范围一般为 $(100 \sim 800)^\circ\text{C}$ 左右,腔型黑体并不

是以绝对的平行光向外辐射,当长时间使用时,附近的机械部件会逐渐积累热量,由于恰好处于平行光管的焦面附近,该热源即形成了红外辐射定标的杂散光,会对定标精度造成很大的影响,因此必须加以解决。

在平行光管的设计时,设计了一套水冷机构,将其放置在黑体和平行光管的次镜之间,水冷机构内部采用紫铜管以螺旋形式缠绕成多层的环形结构,在紫铜管的两端设计有水接头,并通过水接头分别与水冷机的出水口和入水口连接,在紫铜管外侧通过发泡和铝板构成保温层对紫铜管环带进行保护。当利用平行光管进行辐射定标时,开通冷水机,即可通过水循环带走形成杂散光的热量,进而提高定标精度。水冷机构示意图,如图4所示。

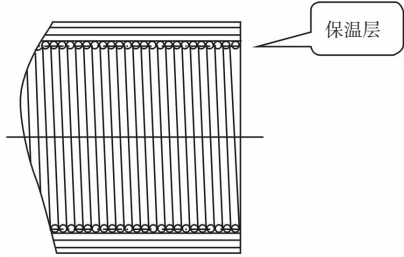


图4 水冷结构示意图
Fig.4 Sketch Diagram of Cooled Water

4 主镜支撑卸载机构的优化

主镜的卸载机构的原理是一种杠杆机构,卸载机构对主镜的作用点所组成的平面与主镜的质心面重合,利用重锤挑起主镜来抵消主镜的重力。对于任何一块反射镜,使用卸载机构的数量、平衡块的质量、杠杆的力臂长度以及在反射镜上的分布位置,都需详细计算^[9]。该优化问题的设计变量包括支撑点个数 N 、支撑半径 R 、卸载机构支撑主镜质量的百分比 M 。优化过程中以主镜支撑后面形精度 RMS 最小为优化目标,将变形后反射镜表面相对于变形前反射镜表面的峰谷值之差 PV 值为约束条件,优化问题的数学描述为:

$$\left. \begin{aligned} \min \text{RMS} &= f(N, R, M) \\ \text{s.t. } PV &< 100; N_{\min} \leq N \leq 14; 0 \leq M \leq 1 \end{aligned} \right\}$$

4.1 支撑点总数的优化设计

主反射镜支撑点的数量选取可根据一个确定反射镜最少支撑点个数的经验公式(Hall, 1970),该公式是在反射镜测试过程中防止自重变形大于规定的 PV 值给出的式(1)为:

$$N_{\min} = \left(\frac{0.375r^2}{t} \right) \left(\frac{\rho}{E\delta} \right)^{1/2} \quad (1)$$

式中: N —最少支撑点个数; r —反射镜半径; t —反射镜厚度; ρ —反射镜的材料密度; E —弹性模量; δ —允许的 PV 值。主镜材料为微晶玻璃, $\rho=2530\text{kg/m}^3$; $E=91000\text{MP}$,反射镜边缘厚度为 150mm。

根据经验公式,可以得到最少支撑点数为 2 个,下面分别对 2、4、6、8、10、12、14 点支撑模型最优化和重力作用下的面型分析。通过构建不同的支撑模型,对支撑点个数 N 进行优化,如表 1 所示。由优化结果显示, $N=8$ 时,此时的支撑效果最好。 $N=10$ 时, RMS 有小幅上升,但仍满足要求;考虑到支撑点越多,加工成本越大,工艺性越复杂。所以综上所述,选择 8 点支撑方式。

表 1 支撑点个数 N 与 RMS/PV 之间的关系(单位:nm)
Tab.1 The Relation of N and RMS/PV(unit:nm)

N	RMS	PV
2	28.6	177.19
4	19.41	136.93
6	11.87	52.45
8	10.42	47.07
10	10.99	15.79
12	15.79	39.39
14	17.89	27.56

4.2 支撑点位置的优化设计

支撑点个数确定以后,要确定盲孔在主镜背板的位置,盲孔靠近主镜中心孔的边缘或靠近主镜外部边缘都会破坏局部的强度,造成塌边的现象,会有较大的局部变形。主镜口径为 1250mm,中心孔为 200mm,盲孔直径为 100mm,综合考虑,以盲孔中心到主镜中心的距离即支撑半径 R 从 300 到 500mm,建立不同的模型进行优化,得到 R 与 RMS, PV 值之间的关系,如图 5 所示。

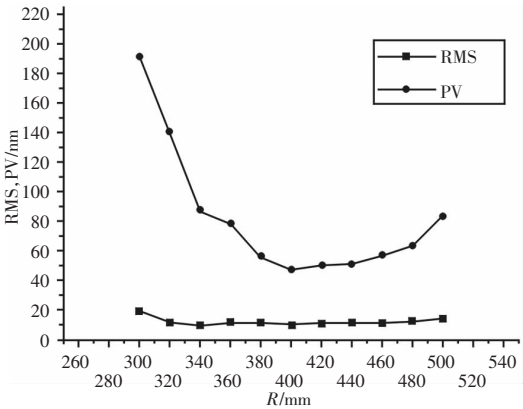


图5 支撑半径 R 与 RMS/PV 之间的关系
Fig.5 Diagram of Supporting Radius and RMS/PV

要考虑到主镜背板上还要安装其他辅助支持结构,要避免支撑点过于集中。通过优化的结果和实际情况,选择 $R=400\text{mm}$ 。

4.3 平衡锤质量的优化

我们以重锤承担主镜重量的百分比作为优化的变量,在保证 PV 值得前提下,以 RMS 作为优化目标,得到 M 与 RMS, PV 值之间的关系,如图 6 所示。

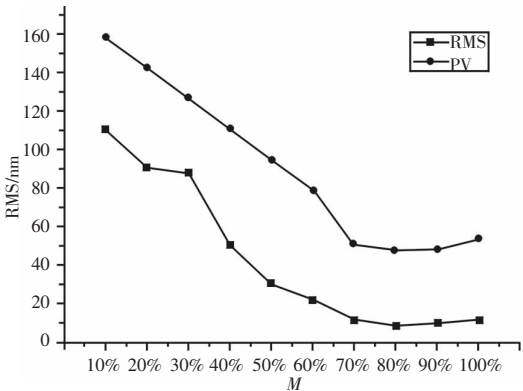


图6 重锤重量 M 与 RMS/PV 的关系
Fig.6 Diagram of M and RMS/PV

由优化结果可知,当重锤卸载机构承受 80% 的主镜重力时,此时的 RMS 最优。较大的臂长比会使支撑系统的谐振频率降低,

但较小的臂长比会增加每个重锤的质量,且考虑到主镜室的具体结构,每个重锤的质量为 6.3kg。

5 主镜支撑的有限元分析

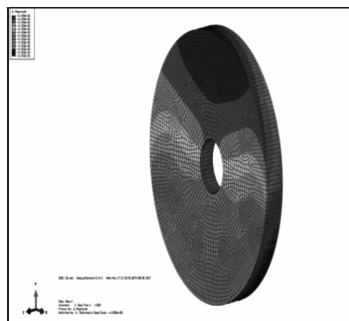
5.1 非线性接触理论

在有限元理论中,非线性的来源主要有三种,材料非线性,几何非线性和边界条件非线性^[1]。在分析的过程中,接触条件发生变化而产生的非线性问题是边界条件非线性问题。对于接触条件这类特殊的不连续约束问题,在计算的开始边界条件不能全部给定,而是在计算过程中给定,所以分析方法必须能判断两接触面的接触与分离,并相应施加和撤销约束。钢带起到约束主镜的作用,考虑到钢带在受力过程中会产生变形,钢带与主镜之间的接触会发生改变,这样约束条件和受力情况都会发生改变,因此要进行非线性的接触分析。

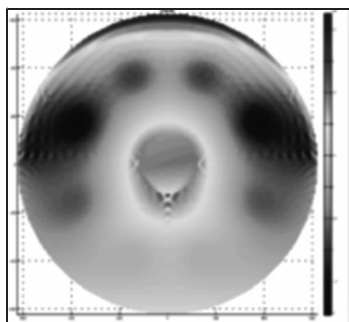
5.2 有限元建模

为了更加准确分析主镜在钢带及重锤作用下的面形精度,我们在分析时主镜与钢带之间建立接触关系,并采用分析软件 ABAQUS 的 Newton-Raphson 法来求解非线性问题,它把分析过程划分为一系列的载荷增量步,在每个增量步开始前检查所有接触的相互作用状态,以判断从属节点是闭合还是脱开,并相应施加或撤除约束,在每个增量步内进行多次迭代,直到接触状态不发生改变才停止迭代。得到合理的解后再求下一个增量步,最后得出非线性问题的近似解。

采用有限元软件 ABAQUS 建立有限元模型。主要包括主镜,钢带和重锤杠杆机构。主镜采用六面体单元,钢带采用壳单元。钢带宽 100mm,厚度为 1mm。为了增加计算迭代的收敛性,接触面网格细化处理。选取主镜为主接触面,钢带为从接触面。经过迭代计算,得到主镜的变形云图 7(a)及变形拟合云图 7(b)。主镜的面形精度 RMS 为 11.19nm($\lambda/56$),满足主镜 $\lambda/40$ 的设计要求。



(a) 主镜变形云图



(b) 主镜变形拟合云图

图 7 模型及分析结果

Fig.7 Finite Element Model and Result

6 实验验证

系统波像差是整个测试设备最重要的性能指标之一,是衡量测试设备测量精度是否精确的重要标志。本实验采用自准直法,利用 4D 动态干涉仪对系统的波像差进行检测。

6.1 主镜的装调与检测

(1)在主镜内安装主镜,并将钢带,卸载机构安装调试,主镜与镜室整体竖立并吊装在光管主体机构上。(2)架设主镜检测光路。(3)主镜采用补偿器检测。主镜光路架设完毕后,可检测主镜的初始面形,再根据干涉图不断的调整钢带的位置。最终得到主镜面行精度为 12.08nm,理论计算值为 11.19nm,误差为 7%,考虑到有限元的计算中各种条件处于理想状态,考虑到加工误差、试验中的装配误差和实验环境的影响,误差可以接受。主镜的设计要求为优于 15.82nm,满足设计要求,验证了主镜的机械结构支撑的合理性。

6.2 次镜的装调

(1)安装三翼架、次镜。将三翼架装入镜筒内,调整三翼架位置,使其与镜筒、主镜同心,用经纬仪检测同心偏差。(2)调整干涉仪及平面镜。(3)安装调整次镜,消除主次镜同心误差和主次镜间距的误差对系统波像差的影响。不断地微调次镜的位置、角度以及平面镜的角度,直至将所有像差都消除掉,得到系统波相差的最优值。

6.3 系统轴内、外波像差的检测

(1)光管整体吊装在气浮支架上,架设检测光路。(2)吊装直径为 1300mm 的标准平面镜平面镜,调整平面镜位置,与主、次镜中心对齐。(3)调整干涉仪的位置,干涉仪位于系统焦面处(4)分别检测系统轴内视场(0°)轴外 $\pm 0.03^\circ$ 、 $\pm 0.08^\circ$ 和 $\pm 0.16^\circ$ 视场的波像差,实验形式,如图 8 所示。实验结果,如表 2 所示。各视场的波像差均优于设计要求,说明结构设计及整个设备的设计合理,符合指标要求。

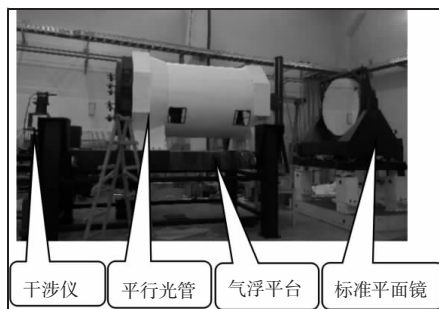


图 8 平行光管检测

Fig.8 Collimator Testing

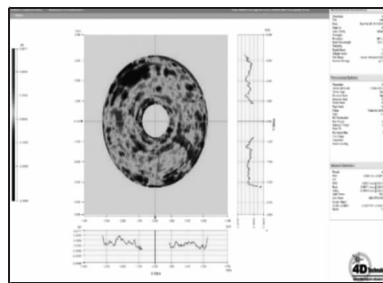


图 9 平行光管 0 度视场面形精度

Fig.9 Collimator Figure Accuracy of 0° Field

表 2 实验结果与设计要求(单位:nm)
Tab.2 Experiment Result and Design
Requirement(unit:nm)

视场	实验结果	设计要求(最大值)
主镜	12.08	15.82
0°	35.08	42.18
0.03°	36.96	42.18
-0.03°	36.96	42.18
0.08°	60.75	90.4
-0.08°	60.75	90.4
0.16°	-0.16°	126.56
126.56	949.2	949.2

7 结论

根据项目的技术指标和性能要求,重点对大口径平行光管的光主次镜支撑系统进行优化设计。通过合理的主次镜支撑结构,保证了平行光管良好的面形精度;利用非线性接触理论分析了支撑系统的合理性;从检测结果来看,各项指标均满足了项目的设计要求。

参考文献

[1] 丁振勇,叶露,沈相衡.激光与可见光系统光轴平行性检测[J].红外与激光工程,2008,37(5):890-893.
(Ding Zhen-yong,Ye Lu,Shen Xiang-heng.Detection method of parallelism of optic axes between laser and visible optical systems[J].Infrared and Laser Engineering,2008,37(5):890-893.)
[2] 邢宇.激光瞄具瞄准轴与发射轴平行性检测系统研究[D].长春:长春理工大学,2010:3-5.
(Xing Yu.Research on the system for testing the optical parallelism between laser emission axis and the axis of laser sighting[D].Changchun University of Science and Technology,2010:3-5.)
[3] 肖作江,夏洋,朱海滨.光学瞄具三轴一致性检测系统研究[J].长春理工大学学报:自然科学版,2015(1):21-24.
(Xiao Zuo-jiang,Xia Yang,Zhu Hai-bin.Research on the detection sys-

tem of optical sights triaxial parallelism[J].Journal of Changchun University of Science and Technology:Natural Science Edition,2015 (1):21-24.)
[4] 纪小辉,杨璐,姜旭.一种多光谱多光轴准直系统的设计[J].应用光学,2013,34(6):894-896.
(Ji Xiao-hui,Yang Lu,Jiang Xu.Design of multi-optical-axis and multi-spectral collimation system[J].Journal of Optics,2013,34(6):894-896.)
[5] 韩光宇,邵帅,高云国.主镜侧支撑结构分析与优化[J].机械设计与制造,2009(7):214-215.
(Han Guang-yu,Shao Shuai,Gao Yun-guo.The analysis & optimal for azimuthal support of primary mirror[J].Machinery Design & Manufacture,2009(7):214-215.)
[6] 王洋,张景旭,杨飞.大口径望远镜主镜支撑结构研究[J].红外与激光工程,2006(z2):31-34.
(Wang Yang,Zhang Jing-xu,Yang Fei.Support structure of large-aperture telescope primary mirror[J].Infrared and Laser Engineering,2006(z2):31-34.)
[7] 邵亮,赵勇志,明名.1.2 m 微晶主镜的新型支撑[J].光学精密工程,2016,24(10):2462-2470.
(Shao Liang,Zhao Zhi-yong,Ming Ming.Novel support for 1.2m zerodur primary mirror[J].Optics and Precision Engineering,2016,24(10):2462-2470.)
[8] 王槐,代霜,范磊.可见光粗跟踪成像镜头光机结构设计[J].仪器仪表学报,2017,38(5):1190-1197.
(Wang Huai,Dai Shuang,Fan Lei.Opto-mechanical structure design of visible light rough tracking and imaging lens[J].Chinese Journal of Scientific Instrument,2017,38(5):1190-1197.)
[9] 廖知春.平行光管反射镜的支承结构[J].航天返回与遥感,2003,24(1):19-23.
(Liao Zhi-chun.The mounting structure of reflection mirror collimator[J].Spacecraft Recovery and Remote Sensing,2003,24(1):19-23.)
[10] 辛雪军,陈长征,张星祥.平行光管主反射镜组件的非线性有限元分析[J].中国光学与应用光学,2010,3(2):170-176.
(Xin Xue-jun,Chen Chang-zheng,Zhang Xing-xiang.Nonlinear analysis of primary mirror subassembly forcollimator based on finite element method[J].Chinese Journal of Optics and Applied Optics,2010,3(2):170-1.)

(上接第 110 页)

(1) 研磨参数对研后齿轮表面的光滑度有显著的影响,影响深度:主轴转速>齿侧间隙>制动力矩。(2) 在参数试验的水平范围内,最优组合为:主轴转速为 1800r/min、制动力矩为 3.5N、齿侧间隙为 0.09mm。(3) 将理论性的参数优化设计与实际制造实验相结合,提高试验结论的准确性,为等高齿双曲面齿轮的研齿工艺提供了理论依据和技术指导,达到改善齿面接触区质量、提高齿轮啮合平顺性的目的。

参考文献

[1] 曾建成,曾韬,雷国伟.基于 ETCA 的螺旋锥齿轮研磨技术[J].微计算机信息,2010,26(25):157-158,128.
(Zeng Jian-cheng,Zeng Tao,Lei Guo-wei.Spiral bevel gear grinding technology based on ETCA[J].Microcomputer information,2010,26(25):157-158,128.)
[2] 唐进元,雷国伟,杜晋.螺旋锥齿轮安装误差敏感性与容差性研究[J].航空动力学报,2009,24(8):1878-1885.
(Tang Jin-yuan,Lei Guo-wei,Du Jin.Research on sensitivity and tolerance of spiral bevel gear assembly error[J].Journal of Aerodynamics,2009,24(8):1878-1885.)
[3] 张瑛,吴光强.基于田口方法的汽车悬架稳健性优化[J].机械与电子,2015(9):3-7.
(Zhang Ying,Wu Guang-qiang.Vehicle suspension robustness optimization based on taguchi method [J].Machinery and Electronics,2015(9):3-7.)
[4] 黎良田.基于田口方法车辆轮边减速器稳健性分析[J].机械设计与制

造,2016(9):219-222.
(Li Liang-tian.Robustness analysis of wheel rim reducer based on taguchi method[J].Machine Design and Manufacturing,2016(9):219-222.)
[5] 邹玉静,常德功.考虑动载荷和表面粗糙度的渐开线齿轮摩擦因数的研究[J].工程设计学报,2014,21(3):285-291.
(Zhou Yu-jing,Chang De-gong.Study on the friction coefficient of involute gear considering dynamic load and surface roughness[J].Journal of Engineering Design,2014,21(3):285-291.)
[6] 魏冰阳,谢建军.研齿对准双曲面齿轮副动态性能的影响[J].机械传动,2007(6):8-10.
(Wei Bing-yang,Xie Jian-jun.The influence of grinding on the dynamic performance of hypoid gears[J].Mechanical Transmission,2007(6):8-10.)
[7] 刘勤远.利用田口方法改善产品质量稳定性[D].上海:上海交通大学,2012.
(Liu Qin-yuan.Improve product quality and stability based on taguchi method[D].Shanghai:Shanghai Jiao Tong University,2012.)
[8] Hsin-Te Liao,Jie-Ren Shie,Yung-Kuang Yang.Applications of taguchi and design of experiments methods in optimization of chemical mechanical polishing process parameters[J].Manuf Technol,2008(38):674-682.
[9] 张合明.数控螺旋锥齿轮研齿机床关键技术研究[D].湖南:中南大学,2006.
(Zhang He-ming.Key technology research of CNC spiral bevel gear grinding machine tool[J].Hu'nan:Central South University,2006.)
[10] Alessandro Rascalha,Lincoln Cardoso Brandao.Optimization of the dressing operation using load cells and the taguchi method in the centerless grinding process[J].Manuf Technol,2013(67):1103-1112.