

文章编号 1674-2915(2012)04-0401-06

## 光刻投影物镜可变光阑的结构设计与分析

孙振\*, 巩岩

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所 应用光学国家重点实验室, 吉林 长春 130033)

**摘要:**针对光刻机投影物镜的可变光阑设计对光阑调整范围、安装空间、调整精度的要求,设计了口径为236 mm、调整精度为 $NA \pm 0.003$ 的连续可变光阑。通过设计与计算236 mm光阑片参数,得到了光阑各组件的结构参数,并采用部分齿轮减小了运动机构的质量和摩擦。为了保证光阑的调整精度和材料应力要求,对光阑的各个部件进行强度校验并对其固有频率进行了分析。结果表明:光阑的关键受力部件(如连接铆钉及传动齿轮)的应力均满足要求,光阑片的固有频率间不存在密频现象。结果证明了提出结构的合理性。

**关键词:**可变光阑;投影物镜;结构设计;有限元分析

中图分类号:TH703; TH132 文献标识码:A doi:10.3788/CO.20120504.0401

## Design and analysis of iris diaphragm structure in lithographic projection objective

SUN Zhen\*, GONG Yan

(State Key Laboratory of Applied Optics, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics  
and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

\* Corresponding author, E-mail: sunzhen176@163.com

**Abstract:** The diaphragm structure in a lithographic projection objective is designed depending on the character demand for large adjustable ranges, small installing spaces and high adjustable precision, and the iris diaphragm has an aperture of 236 mm and adjustable precision of  $NA \pm 0.003$ . The parameters of the iris piece are calculated in detail and the size of part is acquired. Then, the part of gear is used to reduce the mass and motion friction of the motion structure and the strength of parts such as the rivet and gears is checked to ensure the adjustable precision and material stress of the diaphragm. It is shown that the stress of all of key parts of the diaphragm meets the requirement of the system and the nature frequency of the diaphragm is no dense frequency phenomenon. These results prove the rationality of the proposed structure.

**Key words:** adjustable diaphragm; projection objective; structure design; finite element analysis

收稿日期:2012-03-21;修订日期:2012-05-23

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 40974110)

## 1 引言

获得清晰图像的前提条件是光学系统在适应景物照度的变化下实现最佳“曝光”<sup>[1]</sup>。调光机构是成像系统不可缺少的组成部分,它与成像质量有着密切的关系。当物镜的焦距一定时,改变孔径光阑的大小影响着像平面上的照度。调光机构的主要作用是调节进入镜头的光通量,使像平面获得适当的照度<sup>[2]</sup>。自动调光方法分为4类:光敏电阻调光、可变密度盘调光、电子快门调光和可变光阑调光。光敏电阻的光电转换精度有限,动态性能差,很难将图像调到最佳;可变密度盘采用滤光片,机构实现复杂、体积大、驱动功率大、调光不连续且响应慢;电子快门调光响应速度快,但它对于通光孔径较大的场合难以满足使用要求;可变光阑调光方法简单、结构紧凑、重量轻、调光范围大,能很好地与其他调光方法配合使用,应用广泛<sup>[1,3]</sup>。

在光刻投影物镜<sup>[4-5]</sup>中,依靠可变光阑调节物镜的数值孔径,可以在不同的曝光条件下改变光学系统的分辨率和景深。本文对光刻投影物镜中236 mm口径的可变光阑进行设计与分析,得出了光阑各个组件的详细结构参数。在传动机构上采用了部分齿轮,减小了结构质量和传动摩擦;分析了光阑固定环和活动环在重力和摩擦力作用下的变形和应力情况,并对光阑片进行了模态分析,得到了光阑片的前10阶固有频率,并对传动齿轮的齿面接触强度进行了分析。设计结果表明:光阑可在20~236 mm调整,调整精度优于 $NA \pm 0.003$ ,最大强度满足材料使用要求。

## 2 可变光阑的结构设计

### 2.1 光阑整体结构

在进行结构设计时主要考虑光阑的安装空间限制、运动的传递形式、结构的支撑刚度、结构紧凑和减小运动件摩擦等因素。为了满足光阑轴向尺寸 $<25$  mm的安装空间要求,在设计各个部件时对其沿光轴方向的轴向尺寸进行控制,综合体积、刚度、质量等因素得到各个部件的轴向尺寸,

见表1,可变光阑结构模型如图1所示。

表1 部件轴向尺寸

Tab.1 Thickness of parts (mm)

| 固定环 | 活动环 | 齿轮 | 光阑片 |
|-----|-----|----|-----|
| 5   | 3   | 5  | 0.2 |

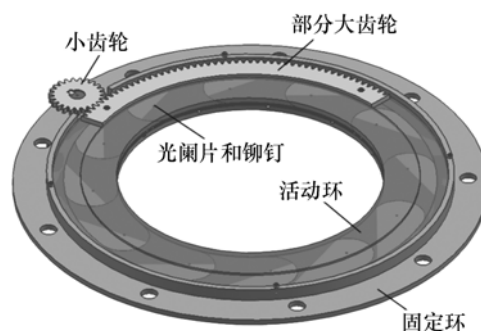


图1 光阑结构模型

Fig.1 Model of diaphragm structure

### 2.2 光阑片的结构设计与计算

光阑结构按其含有的光阑片的数目可以分为单片光阑、双片光阑和多片光阑(虹彩光阑)。为了满足光阑孔径连续调节、结构尺寸紧凑和光孔圆度等要求,本文选择了虹彩光阑作为可变光阑的结构形式。虹彩光阑由固定环、活动环和光阑片组成,其中光阑片按形状大致分为弯月形光阑片和单圆弧形光阑片,如图2所示。

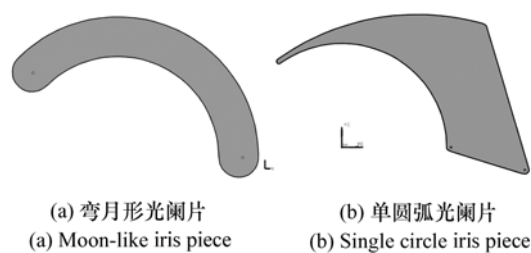


图2 光阑片形状

Fig.2 Shapes of iris pieces

单圆弧光阑片为一端支撑,弯月形光阑片为两端支撑,在跨度较大时其刚度较单圆弧光阑片好,因此,本文采用弯月形光阑片。其主要设计参数和性能指标为:最大光孔圆半径 $r_{\text{ins}} = 118$  mm,最小光孔圆半径 $\rho_{\text{min}} = 10$  mm,光阑动环转速 $v =$

30 r/min,光阑轴向尺寸 < 25 mm,光阑片内圆弧半径与最大光孔圆半径相等,外圆弧半径可按结构选取  $r_{out} = 165$  mm。

其主要尺寸参数计算<sup>[6]</sup>如下:

$$r = \frac{1}{3} [r_{ins} + \sqrt{4r_{ins}^2 + 3(r_{ins} - \rho_{min})^2}] , \quad (1)$$

$$r_1 = r \quad r_2 = r + e_2 , \quad (2)$$

$$a = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2\cos\omega} , \quad (3)$$

$$\omega = 2\arcsin \frac{r + r_{ins}}{2r} , \quad (4)$$

$$N = \frac{360}{\varepsilon} , \quad (5)$$

$$t = \frac{360}{N\omega} T , \quad (6)$$

$$\beta_{max} = 4\arcsin \frac{r_{ins} - \rho_{min}}{2r} , \quad (7)$$

$$d = 2.1 \text{ mm} , \quad (8)$$

式中: $r$ 为光阑片圆弧中心线半径; $r_{ins}$ 为最大光孔圆半径; $\rho_{min}$ 为最小光孔圆半径; $r_1$ 为固定铆钉所在圆周半径; $r_2$ 为活动铆钉所在圆周半径; $e_2$ 为活动铆钉偏移量; $\omega$ 为铆钉孔对应的中心张角; $N$ 为光阑片片数; $t$ 为光阑片厚度; $T$ 为光阑片安装间隙(取  $T = 1$  mm); $a$ 为铆钉孔距; $\beta_{max}$ 为活动环最大转角; $d$ 为铆钉孔径; $\varepsilon$ 为在最小光孔圆时,相邻两片光阑片的活动钉相对于光孔中心的夹角:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \varphi_1 - \varphi_2 \\ \cos\varphi_1 &= \frac{r_{ins}^2 + (r_{ins} - \rho_{min})^2 - r_{out}^2}{2r_{ins}(r_{ins} - \rho_{min})} \\ \cos\varphi_2 &= \frac{r_{ins} - \rho_{min}}{2r_{ins}} . \end{aligned} \quad (9)$$

经过设计计算后,光阑片的各个参数值如表2所示。

表2 光阑片结构参数

Tab.2 Structure parameters of iris piece

| $r_{ins}/\text{mm}$ | $r_{out}/\text{mm}$ | $r/\text{mm}$ | $a/\text{mm}$ | $\omega/(\circ)$ | $N$ | $t/\text{mm}$ | $\beta_{max}/(\circ)$ | $r_1/\text{mm}$ | $r_2/\text{mm}$ | $d/\text{mm}$ |
|---------------------|---------------------|---------------|---------------|------------------|-----|---------------|-----------------------|-----------------|-----------------|---------------|
| 118                 | 165                 | 140           | 264           | 135              | 12  | 0.2           | 90.75                 | 140             | 146             | 2.1           |

### 2.3 传动结构设计

常用的光阑传动方式有蜗轮蜗杆传动和齿轮传动等。蜗轮蜗杆传动在反向运动时存在的反向间隙虽然可以通过机械和电控等手段消除<sup>[7]</sup>,但由于本文设计的光阑通光孔径较大,蜗轮蜗杆传动比也很大,若选择双头蜗杆,其传动比约为100:1,这使得满足设计目标的转速要求时需要的蜗杆转速很大,导致较大的摩擦和发热量,运动精度差。齿轮传动具有传动精度高、传动平稳、采用双薄齿轮可以消除反向运动间隙等优点,所以本文采用齿轮传动方式。传统的齿轮传动方式中,末级齿轮套在光阑固定环上,齿轮带动导钉在固定环上的导钉槽中运动进而带动光阑动环转动。这种方式的齿轮直径必须大于固定环的支撑部分直径,在运动过程中,由于采用完整齿轮,对齿轮和固定环的接触面的加工精度要求较高,而且齿轮与固定环间存在摩擦。由于光阑动环的运动是

绕光轴来回摆动,所以只有部分齿轮的轮齿参与啮合,其余轮齿对运动传递没有任何作用。综合考虑完整齿轮存在的这些弊端,本文提出末级齿轮采用部分齿轮的传动方式,齿轮与动环通过螺钉固定连接,消除了齿轮与固定环间的摩擦,使结构更加紧凑,减小了结构质量,使支撑结构的受力情况得到一定的改善。

### 2.4 材料的选取

由于虹彩光阑的结构特点使其在工作过程中光阑片的受力情况不是恒定的。通光孔径由大到小变化的过程中,光阑片间的挤压力逐渐增大,导致光阑片之间的摩擦力逐渐增大,也使得光阑片挠曲变形。因此,在光阑片的材料选择时,应重点考虑弹性模量低、伸长率大、耐磨性好的材料。本文选择含磷3%的锡青铜作为光阑片材料,各部件材料属性见表3。

表3 材料属性

Tab.3 Material properties

| 部件  | 材料       | 密度 $\rho/(g \cdot cm^{-3})$ | 弹性模量 $E/GPa$ | 泊松比 $\mu$ | 抗拉强度 $\sigma_b/MPa$ |
|-----|----------|-----------------------------|--------------|-----------|---------------------|
| 光阑片 | 磷青铜      | 8.86                        | 113          | 0.32      | 370                 |
| 固定环 | 45#      | 7.8                         | 206          | 0.28      | 600                 |
| 活动环 | 45#      | 7.8                         | 206          | 0.28      | 600                 |
| 铆钉  | 1Cr18Ni9 | 7.8                         | 206          | 0.28      | 600                 |
| 齿轮  | 40Cr     | 7.8                         | 206          | 0.3       | 750                 |

### 3 主要部件的仿真分析

#### 3.1 静力分析

在光阑使用过程中,结构上最薄弱的部分是连接光阑片和固定环、活动环之间的铆钉。光阑在运动过程中,光阑片的受力情况是变化的,在光孔圆达到最小时,光阑片的挤压变形使其对铆钉的剪切力达到最大,这个最大的剪切力往往是导致铆钉被拉断的主要原因。综合负载转矩和光阑片变形对铆钉小端的挤压作用,铆钉小端圆柱面上的受力为:

$$F = \frac{T_i}{r \times 12} + F_{\text{friction}} = \frac{0.583}{0.14 \times 12} + 0.02 = 0.3475 \text{ N}, \quad (10)$$

式中:  $T_i$  为负载转矩;  $r$  为固定铆钉所在圆弧半径;  $F_{\text{friction}}$  为光阑片间的摩擦力。

根据剪切强度计算公式:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2} = 11.07 \text{ MPa} < [\tau] = 115 \text{ MPa}, \quad (11)$$

式中:  $d$  为铆钉小端圆柱直径;  $[\tau]$  为许用剪切应力。

图3、图4是考虑部件重力、摩擦力和部件间作用力下固定环和活动环的变形和应力云图。

从图4可以看出,活动环的变形和应力云图偏向一侧,这是由于部分齿轮安装在活动环的一侧,齿轮的重量导致了活动环变形不对称,但其变形量在  $\mu\text{m}$  级,最大应力仅为 0.3 MPa,满足设计要求。

#### 3.2 光阑片模态分析

由于光阑片尺寸大、厚度小,在外界振动干扰

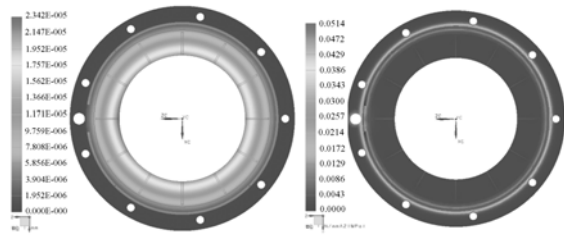


图3 固定环的变形及应力云图

Fig.3 Distortion and stress diagram of fixed ring

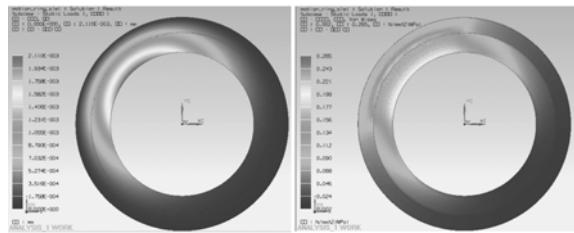


图4 活动环的变形及应力云图

Fig.4 Distortion and stress diagram of motion ring

的影响下有可能导致光阑产生“自激振动”现象<sup>[3]</sup>,导致光阑片做近似等幅的振动而无法自动停止,使通过光阑孔径的光束产生时强时弱的变化,严重影响光学系统的性能和精度。为了避免

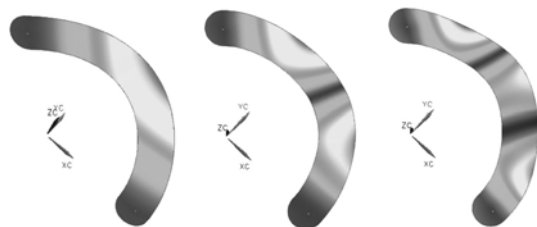


图5 前3阶固有频率振型图

Fig.5 Vibration model diagram of the first 3 order natural frequencies

环境频率与光阑片的固有频率相同或倍频,需要求出光阑片的固有频率,进而避免光阑片的自激

振动。图5是光阑片前3阶固有频率振型图。表4为光阑片的前10阶固有频率值。

表4 前10阶固有频率

Tab.4 The first 10 order natural frequencies

| 阶数 | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
|----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 频率 | 5.171 | 14.96 | 30.27 | 34.12 | 50.73 | 62.08 | 75.99 | 92.05 | 105.7 | 122.7 |

由光阑片固有频率列表可以看出,其10阶固有频率没有出现密频或重根现象,有利于避开振动源的频率,避免发生自激振动。

### 3.3 齿面接触强度分析

在光阑传动系统中,大小齿轮的直径相差很大,在光阑的一个运动周期中小齿轮的全齿多次与大齿轮的部分齿啮合。为了保证光学系统的洁净度,齿轮啮合时不能使用任何润滑剂,所以其齿面接触强度需要重点考虑<sup>[8]</sup>。本文中齿轮模数为2 mm,齿数分别为23和170。为了简化分析,本文取齿轮的两对齿进行接触应力分析,以便减少网格划分数量,加快运算速度。图6是齿轮有

限元模型,图7是齿轮齿面接触应力云图。齿轮采用合金钢调质处理,考虑到小齿轮的应力循环次数,其许用接触应力为350 MPa。

从图7中可以看出,最大接触应力值为42.3 MPa,远小于许用接触应力值。仿真结果表明:大齿轮的齿顶与小齿轮接触处应力相对较大,应对大齿轮齿顶进行修圆处理。

### 3.4 光阑调整精度分析

光阑传动机构的间隙是影响光阑调整精度的主要因素,其中主要是齿轮啮合过程中的两齿轮的齿距累计偏差和铆钉与铆钉孔的配合间隙。齿轮选用7级精度,其大小齿轮的齿距累计偏差分别为32 μm和90 μm,传动比为7.39。铆钉与铆钉孔采用间隙配合,间隙量为20 μm,将上述几个误差参数转换成大齿轮的转动角度约为:

$$\frac{32 \times 10^{-3}}{23} \times \frac{180}{\pi} \times \frac{1}{7.39} + \frac{90 \times 10^{-3}}{170} \times \frac{180}{\pi} + \frac{20 \times 10^{-3}}{146} \times \frac{180}{\pi} = 0.049^\circ \quad (12)$$

由于光阑转角与孔径变化为非线性关系,由式(7)可得,当转动0.049°时,孔径最大变化为:

$$\Delta r = 2r \sin \frac{0.049}{4} = 0.06 \text{ mm} \quad (13)$$

由于光阑孔径为236 mm时对应NA为0.75,将孔径大小与NA值近似按照线性关系计算,得到光阑的调整精度约为 $NA \pm 0.0002$ ,满足 $NA \pm 0.003$ 的调整精度要求。

## 4 结 论

本文对光刻投影物镜可变光阑进行了设计和分析,计算得到了光阑片的详细结构参数,改进了传动结构,采用部分齿轮减小了运动机构的质量和摩擦。对关键结构件(固定环、活动环和铆钉)

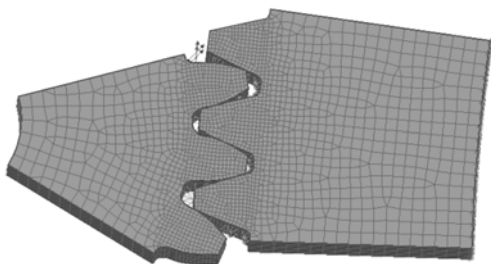


图6 齿轮有限元模型

Fig.6 Finite element model of gear



图7 齿面接触应力云图

Fig.7 Contact stress diagram of gear surface

进行了受力分析,对光阑片的固有频率和齿轮齿力和变形满足设计要求,光阑调整精度满足要求。面接触强度进行了分析,结果表明各个部件的应

#### 参考文献:

- [1] 董莉莉,金宏.采用可变光阑的自动调光系统的稳定性分析[J].光学精密工程,1999,7(1):100-104.  
DONG L L, JIN H. The stabilization analysis of automatically adjustable optical-intensity system using iris diaphragm[J]. *Opt. Precision Eng.*, 1999, 7(1):100-104. (in Chinese)
- [2] 李为,李德熊,陈南光.摄影仪器[M].北京:北京理工大学出版社,1993.  
LI W, LI D X, CHEN N G. *Photography Apparatus*[M]. Beijing:Beijing University of Technology, 1993. (in Chinese)
- [3] 王义龙.特殊口径调光系统的研制及其实验研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2007.  
WANG Y L. Development of the special caliber dimming system and its experimental study[D]. Harbin:Graduate Harbin Institute of Technology, 2007. (in Chinese)
- [4] 巩岩,张巍.光刻曝光系统的现状与发展[J].中国光学与应用光学,2008,1(1):25-35.  
GONG Y, ZHANG W. Present status and progress in 193 nm exposure system in lithography[J]. *Chinese J. Opt. Appl. Opt.*, 2008, 1(1):25-35. (in Chinese)
- [5] 王丽萍.极紫外投影光刻光学系统[J].中国光学与应用光学,2010,3(5):452-461.  
WANG L P. Optical system of extreme ultraviolet lithography[J]. *Chinese J. Opt. Appl. Opt.*, 2010, 3(5):452-461. (in Chinese)
- [6] 《光学仪器设计手册》编辑组.光学仪器设计手册[M].北京:国防工业出版社,1972.  
Editor group of 《Optics Apparatus Design Manual》. *Optics Apparatus Design Manual*[M]. Beijing:National Defence Industry Press, 1972. (in Chinese)
- [7] 常远,甄万才.齿轮传动与蜗轮蜗杆传动性能比较与消除机构[J].电子工业专用设备,2007,(144):74-76.  
CHANG Y, ZHEN W C. Gear and worm-wheel steering gear's performances comparison and backlash eliminated structure [J]. *Equipment Electronic Products Manufacturing*, 2007, (144):74-76. (in Chinese)
- [8] 程文冬,曹岩.直齿轮啮合疲劳强度的有限元仿真与失效分析[J].西安工业大学学报,2010,30(3):239-242.  
CHENG W D, CAO Y. Simulation study of meshing fatigue strength of involute cylinder gear[J]. *J. Xi'an Technological University*, 2010, 30(3):239-242. (in Chinese)

作者简介:孙振(1987—),男,吉林辽源人,硕士,研究实习员,主要从事光机结构设计、仿真、精密加工等方面的研究。

E-mail:sunzhen176@163.com

巩岩(1968—),男,吉林梅河口人,博士,研究员,博士生导师,主要从事精密光学仪器、光机电一体化技术等方面的研究。E-mail:gongy@sklao.ac.cn