

文章编号 1004-924X(2015)09-2578-07

大口径快速密闭窗口的设计及测试

刘旭堂^{1,2}, 高云国^{1*}, 曹佃生¹

(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 100039)

摘要:针对大口径宽波段高能激光发射系统使用环境复杂、激光发射间歇时间长, 晶体窗口无法满足使用要求等情况, 为发射系统设计了一套快门式机械窗口。该机械窗口采用聚氯乙烯(PVC)薄板作为防尘罩, 利用弹簧和密封环组成半固定式滑槽, 采用步进电机驱动。利用圆形薄板的大挠度变形原理, 建立了防尘罩挠曲变形量与正压风载间的非线性微分方程; 以中心挠度为摄动参数用摄动法求解微分方程, 获得防尘罩挠曲变形量与风压载荷间的关系, 并进一步求出电机的负载扭矩。由于电机的输出扭矩是一定的, 为了使防尘罩抗风载能力达到最大, 利用电机负载与防尘罩挠曲变形量间的解析关系式进一步优化了防尘罩的弯曲刚度。实际测试结果显示, 防尘罩挠曲变形量的求解误差不超过15%; 当防尘罩弯曲厚度为0.8 mm时, 防尘罩可以抵御12 m/s风载作用, 电机负载扭矩为0.34 Nm; 开启与关闭的最短时间小于3 s, 窗口运行可靠, 符合设备使用要求。

关键词:光电探测设备; 激光发射窗口; 快门式机械窗口; 圆形薄板; 正压风载

中图分类号: V556; TN243 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20152309.2578

Design and test for large-diameter fast seal window

LIU Xu-tang^{1,2}, GAO Yun-guo^{1*}, CAO Dian-sheng

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

2. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 130039, China)*

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

Abstract: As high-power laser launch system with large-caliber and multi-band has complex service environment and a long laser emission interval, and its crystal window can not meet use requirements, this paper designs an automatic shutter-type mechanical window for the laser emission system. The mechanical window consists of a Polyvinyl Chloride(PVC) sheet dust cover and a semi-permanent chute established by a spring and a pressure ring, driven by a stepping motor. Based on the large round plate deflection principle, it establishes the nonlinear differential equations for the deformation of dust cover and positive wind load. The center deflection perturbation is taken as the perturbation parameter to solve the differential equation to obtain the relationship between the dust deflection deformation and wind load and to further determine the motor load torque. Due to the certain motor load torque, the dust cover bending stiffness is optimized by using the relation between motor output torque and deformation to maximize capacity against the wind load. Experimental test shows that the

收稿日期: 2014-11-12; 修订日期: 2015-01-17.

基金项目: 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所三期创新工程资助项目(No. 057X22C050)

solving error for the deflection of dust cover does not exceed 15%. When the thickness of the dust cover is 0.8 mm, it can resist 10 m/s wind load and the motor load torque is 0.34 Nm. The intervals of the window are stably from 2 to 3 s no matter it is opened or closed. This proposed window works reliably, satisfying working requirements.

Key words: opto-electro detection equipment; laser launch window; shutter-type mechanical window; round plate; positive wind load

1 引言

窗口是保证光学系统能够正常工作的关键部件^[1],其主要作用是保护内部光学元件免受外界环境的影响,增强系统的环境适应性,提高设备的使用寿命和可靠性^[2]。因此,密封性好、可靠性高、适应能力强、对光束质量影响小的激光发射窗口对提高激光发射系统的性能至关重要。激光发射窗口按工作原理可分为晶体窗口和气动窗口。目前能够满足宽波段高能激光束发射要求的窗口材料稀少,而且制备困难,晶体尺寸也受到限制^[3-6];而且随着现代光电探测设备口径不断增大^[7],晶体窗口越来越难以满足使用要求。气动窗口设计复杂,单一使用时氮气和能源消耗量大,长时间工作时使用价格昂贵。本文针对大口径宽波段高能激光发射系统工作时间短、间歇时间长等情况,依据薄板大挠度变形原理设计了一套机械窗口。该窗口可在设备使用的大部分时间里用于窗口密封,仅在激光发射的短暂时刻需启动气动窗口,由此不仅减少了能源和气体的消耗,而且提高了窗口抵御风沙等外界环境侵袭的能力,改善了设备的环境适应性。

板壳变形量不超过自身厚度 1/5 可视为小挠度变形,可采用传统力学中板壳变形的线性微分方程求解^[8]。当板壳变形量大于自身厚度的 1/5 小于自身厚度的 10 倍时属于大挠度变形。传统板壳变形计算公式的计算误差较大,而且误差随变形量的增大会迅速增大,因此,需要重新建立含有薄膜力作用的非线性微分方程^[9]。摄动法是求解非线性微分方程的常用方法,其将非线性边界问题中各待定函数展开为载荷的幂级数(相应系数为未知函数),通过代入原方程、比较载荷的同次幂系数,得到一系列的确定未知函数的线性边界问题,再进一步求解线性方程组,得到挠度与正压载荷和挠度与径向应力间的解析关系^[10]。其

中以中心挠度作为摄动法的摄动参数,求解更加简便,计算结果与实验结果更加接近。本文依据圆形薄板的大挠度变形原理,建立了防尘罩变形的非线性微分方程,并利用摄动法解出对应不同风压载荷下防尘罩的挠曲变形量。依据机构传动过程中的受力情况和电机的最大输出扭矩对机构做了进一步优化。

2 窗口的基本结构

窗口基本结构和尺寸如图 1 所示。

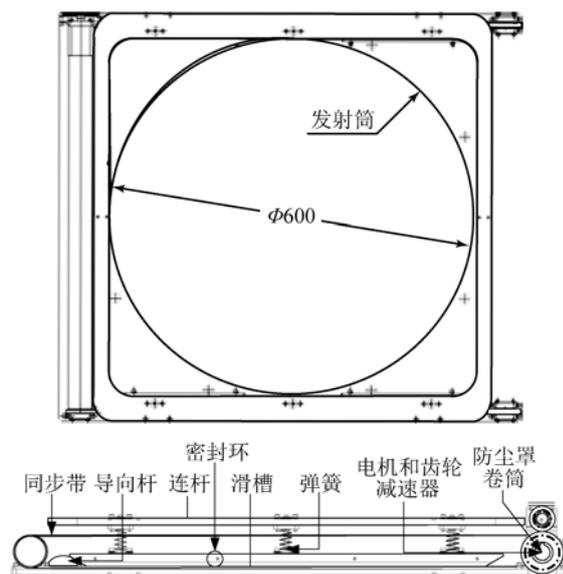


图 1 机构整体装配图

Fig. 1 Overall structure diagram of window

该机构主要由电机、齿轮、同步带、弹簧、滑槽和连杆等组成。水平方向电机通过同步带带动导向杆沿水平方向运动。防尘罩一端固定在防尘罩卷筒上;另一端固定在导向杆上,随导向杆同步运动。垂直方向连杆通过 3 组弹簧压紧下方的密封环,密封环可以沿垂直方向运动,既允许导向杆从下方通过,又可以压紧下方的防尘罩。其中弹簧与

密封圈间的连接机构如图 2 所示,连杆上固定有轴套,密封圈上固定有球形轴套,轴套与球形轴套通过球头导杆连接。弹簧一端固定在轴套上,另一端固定在球形轴套上,利用球头导杆导向。

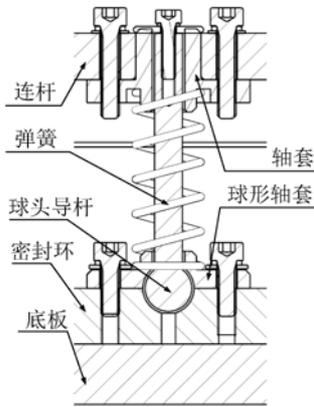


图 2 连接机构的结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of connecting mechanism

电机与同步带间配有 2 : 1 的齿轮减速器。车载激光发射系统使用环境复杂^[11-12],窗口的防尘罩要抵御不同程度的风沙侵袭。防尘罩所能承受的风压载荷决定了窗口的密封和防护效果,是窗口最重要的设计指标。由于尺寸空间和质量的限制,驱动电机所能提供的输出功率是固定的。为使窗口获得最大的抗风载能力,必须合理设计压紧弹簧刚度、防尘罩弯曲刚度和电机输出扭矩。

3 防尘罩挠曲变形的计算分析

3.1 防尘罩的风载计算

为准确计算窗口的抗风载能力,须确定在窗口防尘罩的挠曲变形量、正压风载和防尘罩刚度三者之间的解析关系。当防尘罩的挠曲变形量超过 10 mm 时,防尘罩会从滑槽中脱出,窗口的密封效果将会受到影响。防尘罩在正压风载作用下产生变形的力学模型如图 3 所示。

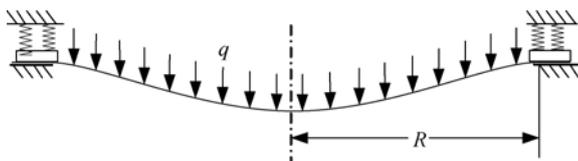


图 3 防尘罩风载变形示意图

Fig. 3 Deformation of dust corer under positive load

为方便计算先假设防尘罩所承受的风压载荷为均布载荷,依据工程风载计算公式^[13]:

$$q=0.5C_D\rho v_m^2, \quad (1)$$

来获得防尘罩在不同风压条件下受到的压力 q , 式中: C_D 是风阻系数, v_m 为平均风速, ρ 为空气密度。防尘罩承受风载部分的半径为 R , 为方便计算, 首先建立以下两个假设: (1) 中面法线在板变形后仍在垂直于中面; (2) 在变形过程中, 板厚近似不变^[9]。薄板的大挠度方程为^[8]:

$$D \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left\{ \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left[r \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] \right\} - \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(rh\sigma_r \frac{dw}{dr} \right) = q, \quad (2)$$

$$r \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (r^2 h\sigma_r) \right] + \frac{Eh}{2} \left(\frac{dw}{dr} \right)^2 = 0, \quad (3)$$

式中: σ_r 是薄板的径向切应力, h 是防尘罩的厚度, r 是求解单元的径向坐标, q 是窗口所受的正压风载。式(2)左边第一项是防尘罩弯曲刚度对挠曲变形量的影响, 第二项是防尘罩薄膜应力对挠曲变形量的影响。当防尘罩的挠曲变形量较小时, 薄膜应力 σ_r 的影响较小, 式(2)可以简化为薄板小挠度变形的线性微分方程^[8]:

$$D \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left\{ \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left[r \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] \right\} = q, \quad (4)$$

其中: $D = \frac{Eh^3}{12(1-\sigma^2)}$ 是防尘罩的弯曲刚度, σ 是泊松比。利用薄板小挠度变形的线性微分方程(4)

求解, 结果显示防尘罩变形量远超出小挠度变形的范畴, 此时防尘罩挠曲变形过程中薄膜力的影响不能忽略。由于使用式(4)求解防尘罩的挠曲变形量存在较大误差, 需要求解式(2)来获得防尘罩的挠曲变形量。式(2)属于非线性微分方程。摄动法是求解非线性微分方程最常用的求解方法之一, 这里选取防尘罩的中心挠度作为摄动参数。假设防尘罩承受风载部分为圆形, 因此防尘罩中心的挠曲变形量达到最大; 防尘罩周边通过密封圈压紧, 因此防尘罩周边的变形量和变化率为零。综上, 防尘罩挠曲变形的边界条件可以简化为:

当 $r=0$ 时,

$$w = w_{\max}, \frac{dw}{dr} = 0, \quad (5)$$

当 $r=R$ 时,

$$w = 0, \frac{dw}{dr} = 0. \quad (6)$$

为方便式(2)求解引入以下无量纲参数^[9]:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\sigma^2)},$$

$$W = \sqrt{3(1-\sigma^2)} \frac{\tau w}{h},$$

$$Q = \frac{3}{4}(1-\sigma^2) \sqrt{3(1-\sigma^2)} \frac{R^4 q}{Eh^4},$$

$$S = 3(1-\sigma^2) \frac{R^2 N_r}{Eh^3}, z = 1 - \frac{r^2}{R^2}. \quad (7)$$

式(2)可以简化为^[14]:

$$\begin{cases} \frac{d^2}{dz^2} \left[(1-z) \frac{dW}{dz} \right] = S \frac{dW}{dz} - Q \\ \frac{d^2}{dz^2} \left[(1-z) S \right] + \frac{1}{2} \left(\frac{dW}{dz} \right)^2 = 0 \end{cases} \quad (8)$$

以中心挠度为摄动参数,将式(2)中所有未知函数展开为中心挠度的幂级数。其中均布压力和径向拉应力为:

$$Q = \sum_{i=1}^{\infty} \alpha_i W_m^{2i-1} = \sum_{i=1}^{\infty} \alpha_i \left(\sqrt{3(1-\sigma^2)} \frac{\tau w}{h} \right)^{2i-1}, \quad (9)$$

$$S(z) = \sum_{i=1}^{\infty} l_i(z) W_m^{2i-1}, \quad (10)$$

式中: $l_i(z)$ 为系数函数, α_i 为待定系数。将各未知函数带入式(8),按照 W_m 的次数进行整理化简,可以得到关于 $l_i(z)$ 和 α_i 的线性微分式,将边界条件(5)和(6)带入微分式,可以求出对应任意 z 值时,待定函数 $l_i(z)$ 和待定系数 α_i 的取值,进而获得防尘罩任意位置的挠曲变形量。当 $i \geq 3$ 时, $l_i(z)$ 和 α_i 的取值太小,可忽略不计。最终求出防尘罩中心位置处均布压力和径向拉应力为:

$$Q = 4W_m + 73W_m^3/270, \quad (11)$$

$$S = W_m/2.1 + 13W_m^3/1984.5. \quad (12)$$

假设防尘罩厚度 h 已知,则无量纲参数 $Q(h)$ 是已知量;根据式(11)可以得到无量纲参数 $W(h)$ 的准确值;进一步依据式(12)获得无量纲参数 $S(h)$ 。为满足防尘罩挠曲变形要求,防尘罩周边的径向拉力最小值需满足:

$$F_{\min} = \frac{Eh^4 \pi S(h)}{3(1-\sigma^2)R}. \quad (13)$$

密封环上方压紧弹簧的行程一定,为满足防尘罩密封要求弹簧刚度应该满足:

$$k \geq \frac{\pi E h^4 S(h)}{18(1-\sigma^2)R x_0 \mu}, \quad (14)$$

式中: x_0 是弹簧的初始压缩量, μ 是防尘罩与滑

槽间的摩擦系数, $S(h)$ 是一个关于防尘罩厚度 h 的函数。为方便计算可以假设:

$$f(h) = \frac{\pi E h^4 S(h)}{18(1-\sigma^2)R x_0 \mu}. \quad (15)$$

出于安全考虑,取弹簧刚度的约束条件为 $k \geq 1.5 f(h)$,要想确定弹簧刚度还需进一步确定防尘罩厚度。由于驱动电机的最大输出扭矩一定,因此,设计防尘罩的厚度和压缩弹簧的刚度时还必须要考虑驱动电机输出扭矩的限制。

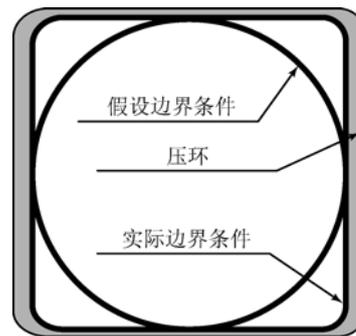


图 4 实际边界条件与理想边界条件对比

Fig. 4 Comparison of ideal boundary conditions with actual boundary

由于窗口的压环并不严格紧贴发射筒的周边;防尘罩的实际边界条件与式(2)的假设边界条件存在偏差。将式(14)作为机构进一步优化改进的约束条件,因此需要计算式(11)和式(12)计算结果的偏差。以防尘罩挠曲变形量的最大值作为参数,利用有限元软件评价式(11)和(12)的计算误差。依据防尘罩实际受力情况,利用 Anasys 建立相应的有限元模型,取不同的风压载荷分析防尘罩的挠曲变形,当防尘罩厚度为 0.8 mm,正压风速为 8 m/s 时防尘罩的变形如图 5 所示。

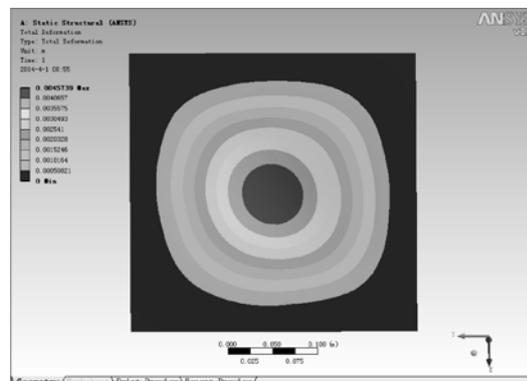


图 5 防尘罩挠曲变形量分布

Fig. 5 Deformation distribution of dust corer

当风速不同时,防尘罩的挠曲变形量和径向拉力的数值不同,但分布规律基本一致。防尘罩中心的挠曲变形量最大,防尘罩周边的变形量为零,与式(11)的计算结果相同。防尘罩径向拉力的计算偏差小于 5%,压环的密封压力有 1.5 倍的安全系数,因此式(12)的计算偏差可以忽略不计。当风速超过 8 m/s 时,对于不同厚度的防尘罩,有限元计算结果和式(11)计算结果的偏差如表 1 所示。防尘罩实际变形量比式(11)计算结果高 8%左右,但两者计算结果偏差不超过 10%,防尘罩的最大变形量小于 8 mm,因此式(11)计算结果的最大偏差量不超过 1 mm 符合设计要求。由此可知,防尘罩实际边界条件与假设边界条件的偏差对计算结果的影响较小可以忽略不计,式(14)可作为进一步优化改进的依据。

表 1 防尘罩挠曲变形量计算偏差

Tab. 1 Calculation deviation of deformation for dust corer

| 防尘罩厚度 h/mm | 风速/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ | | | |
|---------------------|--------------------------------------|-------|-------|-------|
| | 0.6/% | 0.8/% | 1.0/% | 1.2/% |
| 8 | 8.7 | 8.5 | 8.5 | 8.6 |
| 9 | 8.6 | 8.7 | 8.7 | 8.2 |
| 10 | 8.8 | 8.7 | 8.6 | 8.2 |
| 11 | 8.7 | 8.5 | 8.9 | 8.5 |
| 12 | 8.5 | 8.3 | 8.9 | 8.5 |

4 电机负载扭矩计算

由于电机的最大输出扭矩一定,要合理优化弹簧刚度和防尘罩厚度还需要确定这两个优化参数与电机负载扭矩间的关系。电机的负载扭矩主要由滑槽的摩擦阻力和防尘罩的抗弯扭矩两部分组成,即 $M_d = M_f + M_h$ 。其中防尘罩的抗弯扭矩 $M_f = \frac{Elh^3}{12\rho}$ 为定值, ρ 是防尘罩卷筒半径,为 0.002 m,与运动过程无关。窗口开启和关闭过程中都是导向杆带动防尘罩从滑槽中通过,导向杆的厚度是防尘罩厚度的几十倍,防尘罩与滑槽间的摩擦力可以忽略,仅把导向杆作为分析对象。因此 M_h 主要是由导向杆在滑槽间运动时受到的阻力产生的。 M_h 为变量,随运动状态的变化而变化,导向杆通过滑槽的整个过程大致分为图 6 所示的 3 种

情况,即进入滑槽、处于滑槽两侧和处于滑槽正中间。

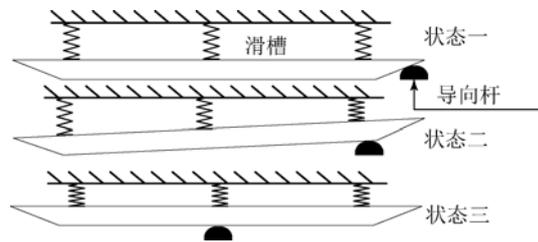


图 6 滑槽运动示意图

Fig. 6 Diagram of camming moring

滑槽对应 3 种运动状态的受力情况如图 7 所示。

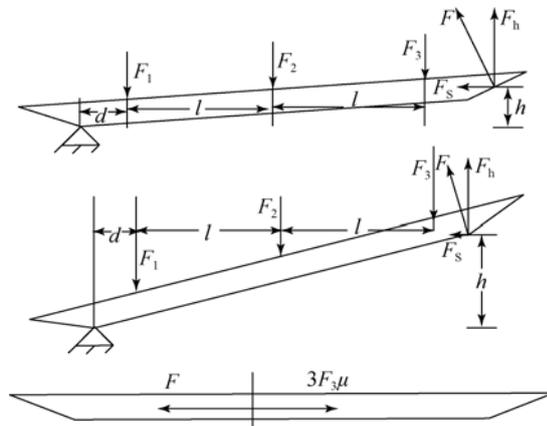


图 7 滑槽受力示意图

Fig. 7 Diagram of camming forcing

经初步受力分析发现,滑槽在状态一受到水平方向的作用力达到最大值,由于滑槽与导向杆之间的作用力大小相等,方向相反,因此导向杆受到阻力也达到最大。此时滑槽的受力平衡式为:

$$\begin{cases} F_1 d + F_2(l + d) + F_3(2l + d) = 2F_h(l + d) + F_S h \\ \tan(\theta + \arctan(h/(2l + 2d))) = F_S / F \end{cases}, \quad (16)$$

其中 F_1, F_2, F_3 为滑槽上弹簧压紧力。

$F_1 = k(x_0 + hd/2(l + d)), F_2 = k(x_0 + h/2), F_3 = k(x_0 + h(2l + d)/2(l + d)), \theta$ 是滑槽斜面的倾斜角, x_0 是弹簧的初始压缩量, F 为防尘罩导向杆对滑槽的作用力。导向杆的摩擦阻力为:

$$F_f = F_S + F\mu = F_S + \sqrt{F_S^2 + F_h^2}\mu, \quad (17)$$

其中 μ 是导向杆与滑槽间的摩擦系数。求解式(17)可得: $F_S = 33.6k, F_h = 56k, k$ 为弹簧刚度。于是

可得电机最大的负载扭矩为:

$$M_d = \frac{Elh^3}{12\rho} + (F_s + \sqrt{F_s^2 + F_h^2} \mu) \rho = 0.48kNm + 5 \times 10^8 h^3 Nm. \quad (18)$$

由于尺寸空间的限制,驱动电机的最大输出扭矩和对应输出转速是一定的,窗口所选用的驱动电机是由意美德公司提供的特种步进电机,其最大输出扭矩与输出转速的测试结果如表 2 所示,电机配有 2 : 1 的减速器。当电机的输出转速达到 2 r/s 以上时才能满足窗口开启和关闭的时间要求,由表 2 可知此时电机的最大输出扭矩为 0.53 Nm,减速的输出扭矩为 1.06 Nm。取 2 倍的安全系数,机构能够获得的最大设计扭矩为 0.53 Nm,因此本文优化的第二个约束条件是 $M_d \leq 0.53 \text{ Nm}$ 。在满足约束条件的前提下,为获得最大的抗风载能力,选取防尘罩的挠曲变形量 w 最小作为优化目标,由式(11)和式(12)可以获得目标函数:

$$G(h) = 25.039hS(h)/900 - 26hQ(h)/567. \quad (19)$$

优化模型的数学描述:

$$G(h) = 25.039hS(h)/900 - 26hQ(h)/567 \rightarrow \min$$

$$s. t. \quad 0.48k + 5 \times 10^8 h^3 \leq 0.53,$$

$$k \geq 1.5 f(h). \quad (20)$$

利用 MATLAB 编写相关程序进行改进优化,最终的优化结果是:密封条压紧弹簧的刚度为 0.5 N/mm,防尘罩的厚度为 0.8 mm。

表 2 电机输出参数

Tab.2 Output parameters of motor

| | | | | | | |
|---------------------------|------|------|------|------|------|------|
| 扭矩/Nm | 0.53 | 0.53 | 0.52 | 0.51 | 0.49 | 0.47 |
| 转速/(r · s ⁻¹) | 2 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |

5 实验测试

5.1 防尘罩挠曲变形量测试

机构测试方案如图 8 所示。由于各种误差因素的影响,机构运动规律与设计结果会存在一定偏差^[17]。为准确测量防尘罩所能承受的最大风载,选用苏州艾美乐公司的特种净化送风机来模拟正压风载。输出风速可以在 1~13 m/s 内调控。同时选取直线测位计测量防尘罩的挠曲变形

量。利用皮托管流量计反馈实际风速。当防尘罩厚度为 0.8 mm 时,防尘罩最大挠曲变形量的检测和计算结果如表 3 所示。

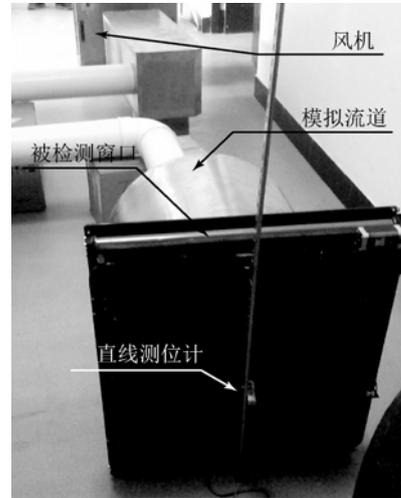


图 8 窗口风载测试方案

Fig.8 Wind load test of window

表 3 防尘罩挠曲变形量检测结果

Tab.3 Test results of deformation for dust corer

| 输出风速 $v_t/(m \cdot s^{-1})$ | 计算结果 /mm | 测试结果 /mm | 计算偏差 /% |
|--------------------------------|-------------|-------------|------------|
| 8.2 | 4.7 | 5.2 | 10.6 |
| 9.1 | 5.1 | 5.7 | 11.7 |
| 10.2 | 5.5 | 6.1 | 10.9 |
| 11.2 | 5.8 | 6.5 | 12.0 |
| 12.9 | 6.2 | 6.8 | 9.7 |

由表 3 可知式(14)的计算误差不超过 15%。防尘罩挠曲变形量的设计要求是不超过 10 mm。防尘罩厚度为 0.8 mm 时,防尘罩可以抵御风速为 12 m/s 的风载作用,此时挠曲变形量小于 10 mm,高于设备要求。

5.2 机构转速测试

窗口开启时间是设备的另一个重要的设计指标。利用限位开关检测防尘罩导杆的位置,通过检测限位开关的反馈信号来确定窗口的实际开启时间。调节电机输出不同转速,同一转速重复测量 10 次,记录实际转速与理想转速偏差的平均值。测量和计算结果如表 4 所示。

表 4 转速偏差测试结果

Tab. 4 Test results of speed deviation

| 转速 $v/(r \cdot s^{-1})$ | 转速偏差 $\Delta(v)/\%$ | 转速的波动 $s(v)/\%$ |
|----------------------------|------------------------|--------------------|
| 2~16 | ≤ 0.8 | ≤ 1.3 |
| ≥ 17 | ≥ 0.8 | ≥ 1.3 |

窗口的开启和关闭时间的设计要求为 3 s, 根据表 4 的检测结果表明: 当电机的输出转速在 2~16 r/s 时, 电机输出转速的偏差和波动值不超过 2%; 当电机输出转速为 2 r/s 时, 窗口的开启和关闭时间为 3 s; 当电机输出转速大于 2 r/s 时, 窗口的开启和关闭时间小于 3 s, 满足设计要求。由以上两个实验的检测结果表明, 设计指标均满足设计要求。选取的步进电机满足设备使用要求。

参考文献:

- [1] EDANEES A. *Optomechanical Engineering Handbook* [M]. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999.
- [2] PAUL R Y. *Opto-Mechanical Systems Design* [M]. Boca Raton: CRC Press LLC, 2006.
- [3] YU F P, ZHAO X S, HU Z, *et al.*. Influence of thermal deformations of the output windows of high-power laser systems on beam characteristics [J]. *Applied Optics*, 2004, 43(35):6465-6472.
- [4] 谢启明, 李奕威, 潘顺臣. 红外窗口和整流罩材料的发展和应用[J]. *红外技术*, 2012, 34(10):559-567.
- [5] XIE Q M, LI Y W, PAN SH CH. The development and application of the materials for infrared windows and domes [J]. *Infrared Technology*, 2012, 34(10):559-567. (in Chinese)
- [6] 么艳平, 刘景和. ZnSe 红外窗口材料的性能及其制备[J]. *人工晶体学报*, 2006, 35(1):183-187.
- [7] YAO Y P, LIU J H. Property and fabrication of ZnSe infrared window material [J]. *Journal of Synthetic Crystals*, 2006 35(1):183-187. (in Chinese)
- [8] VITALY E G, MICHELLE D S. Laser damage [J]. *Optical Engineering*, 2012, 51(12):121801-1.
- [9] 孙航, 张海波, 曹立华, 等. 大口径光电探测设备主镜晃动的误差补偿[J]. *光学精密工程*, 2014, 22(1):85-91.

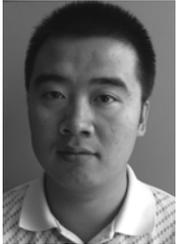
6 结 论

本文针对大口径多波段高能激光发射系统使用环境复杂, 工作间歇时间长, 晶体窗口无法满足使用要求等情况, 设计了一套全自动机械窗口; 并依据薄板大挠度变形原理对窗口的抗风载能力进行了系统的设计和优化。实验测试表明, 该机构实际运转顺畅、可靠性高, 风压载荷引起防尘罩变形量的计算结果与实际测试结果的偏差不超过 15%。窗口最大可以抵御 12 m/s 的风载作用, 窗口启动与关闭的最短时间小于 3 s, 两项设计指标均优于设备使用要求。该窗口成本低、运行可靠、环境适应能力强, 可以满足多种口径的宽波段高能激光发射系统的使用要求, 具有广泛的应用前景。

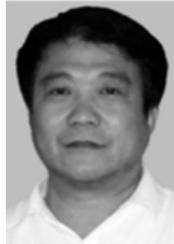
- [10] SUN H, ZHANG H B, CAO L H, *et al.*. Error compensation for primary mirror shaking of large aperture optical detection equipment [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(1):85-91. (in Chinese)
- [11] 吴建梁. 受预张力薄膜的轴对称大挠度问题[D]. 重庆: 重庆大学, 2009.
- [12] WU J L. *Axial symmetrical large deflection of pre-stretched membranes* [D]. Chongqing: Chongqing University, 2009. (in Chinese)
- [13] 高晓威. 轴对称线布载荷作用下圆薄膜大挠度问题研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
- [14] GAO X W. *Study on large deflection problem of circular membrane under axisymmetric linearly-distributed loads* [D]. Chongqing: Chongqing University, 2013. (in Chinese)
- [15] 胡建力. 环形薄膜轴对称变形的一般理论及其实践[D]. 重庆: 重庆大学, 2012.
- [16] HU J L. *General theory and its practice of axisymmetric deformation of annular membrane* [D]. Chongqing: Chongqing University, 2012. (in Chinese)
- [17] 徐新行, 高云国, 杨洪波, 等. 车载大口径刚性支撑式快速反射镜[J]. *光学精密工程*, 2014, 22(1):117-123.
- [18] XU X H, GAO Y G, YANG H B, *et al.*. large-diameter fast steering mirror on rigid support technology for dynamic platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(1):117-123. (in Chinese)

- [12] 伞晓刚. 1 m 口径光电经纬仪关键部件优化设计与仿真分析研究[D]. 北京:中国科学院大学, 2013.
SAN X G. *Research on optimization design and simulation analysis for the key components of 1m aperture photoelectric theodolite* [D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2013. (in Chinese)
- [13] 周超, 杨洪波, 吴小霞, 等. 1.2 m 望远镜风载作用分析[J]. 红外与激光工程, 2011, 40(5): 889-893.
- ZHOU C, YANG H B, WU X X, *et al.*. Influence of wind loading on the 1.2 m telescope [J]. *Infrared and laser engineering*, 2011, 40(5): 889-893. (in Chinese)
- [14] 钱伟长. 圆薄板大挠度变形[J]. 物理学报, 1954, 10(3):209-238.
- QIAN W CH. On the large deflection of circular plate [J]. *Acta Physica Sinica*, 1954, 10(3):209-238. (in Chinese)

作者简介:



刘旭堂(1986—),男,山东滨州人,博士,2010年于东北林业大学获学士学位,主要从事光学精密机械机构设计研究。E-mail: liuxutang220@163.com



高云国(1955—),男,山东乳山人,研究员,博士生导师,主要从事光电仪器总体设计的研究。E-mail: gaoyunhuo@163.com

(版权所有 未经许可 不得转载)