

# 快速自开合屏蔽罩系统建模与结构参数优化<sup>\*</sup>

王学伟, 张文生, 刘 衍

(中国科学院自动化研究所精密感知与控制研究中心 北京, 100190)

**摘要** 针对屏蔽罩快速开合过程中其支撑臂易产生扭转弹性形变这一问题, 基于分布参数法建立了能够描述屏蔽罩支撑臂扭转弹性形变特性的支撑臂动力学模型, 并结合驱动与传动机构的集中参数描述方法, 建立了屏蔽罩系统集中-分布参数模型。在此集中-分布参数模型基础上, 采用多目标非线性约束优化算法对屏蔽罩系统结构参数进行优化。实验结果表明, 屏蔽罩支撑臂扭转共振频率提高了 60%, 抑制了屏蔽罩系统的机械共振, 减小了屏蔽罩基体振动, 使目标执行器位置偏移量减小至 8  $\mu\text{m}$ 。

**关键词** 屏蔽罩; 支撑臂; 集中-分布模型; 结构参数; 优化

**中图分类号** TH6

## 引 言

快速自开合屏蔽罩作为目标执行器的自动化保护装置, 应用于航空、航天等领域<sup>[1]</sup>。当目标执行器定位后, 屏蔽罩快速打开, 以实现目标执行器与屏蔽罩外部仪器高精密(误差 $\leq 10 \mu\text{m}$ )对接<sup>[2]</sup>。在屏蔽罩快速开合过程中, 其支撑臂将产生弹性振动, 该振动不仅影响目标执行器的定位时间与精度, 而且限制了屏蔽罩伺服系统的带宽<sup>[3-4]</sup>。因此, 对屏蔽罩支撑臂产生的弹性振动特性进行研究, 对实现目标执行器的快速和高精度定位具有十分重要的工程意义。精准的屏蔽罩系统动力学模型对振动特性分析起决定性作用<sup>[5]</sup>, 成为振动控制研究的热点之一。

目前, 建立系统动力学模型的有效方法为集中参数法、分布参数法和集中-分布参数法<sup>[6-8]</sup>。Kim 等<sup>[9]</sup>采用集中参数法建立了丝杠传动系统动力学模型。该建模方法采用常微分方程描述系统动力学特性, 因为变量与空间位置无关, 所以此法不能对丝杠所引起的弹性扭转振动特性进行分析。Erkorkmaz 等<sup>[10]</sup>利用分布参数法建立了描述杆件扭转弹性振动特性的模型, 并通过杆件两端安装的角编码器获取其扭转共振频率和振型。该方法采用偏微分方程描述, 很难获取其解析解。Liu 等<sup>[11]</sup>通过将集中参数建模法和分布参数建模

法相融合, 得到了能够准确描述电机驱动横梁结构的系统动力学模型(简称集中-分布参数模型)。其中, 对于驱动系统采用集中参数方法建模, 针对横梁结构的弹性形变特性, 采用分布参数法描述, 集中和分布模型通过力传递关系及横梁边界条件进行统一, 并获得该模型动力学方程的解析解。此建模方法中两模型之间的力平衡关系描述值得借鉴, 但并未对横梁弹性共振特性展开研究。

笔者基于以上研究成果, 综合考虑屏蔽罩快速(角度为  $100 \sim 120^\circ$ , 时间为  $100 \sim 200 \text{ ms}$ )开合过程中, 支撑臂的扭转弹性形变特性, 利用集中-分布参数建模法建立屏蔽罩系统动力学模型, 分析屏蔽罩支撑臂结构参数对其扭转共振频率的影响, 获得提高共振频率、减小目标执行器位置偏移的最优结构参数, 并通过实验对优化结果进行验证。

## 1 屏蔽罩系统模型

屏蔽罩系统由伺服电机、蜗轮蜗杆、屏蔽罩、屏蔽罩支撑臂、屏蔽罩基体及其联结轴构成, 如图 1 所示。蜗轮蜗杆将伺服电机输出轴的转动转换为屏蔽罩支撑臂的开合运动, 因此, 屏蔽罩支撑臂承受着扭转力矩的作用, 而其反作用力通过屏蔽罩联结轴传递到屏蔽罩基体。

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(U1135005); 国防基础研究“十二五”规划资助项目(0101050302)  
收稿日期: 2013-10-22; 修回日期: 2013-12-27

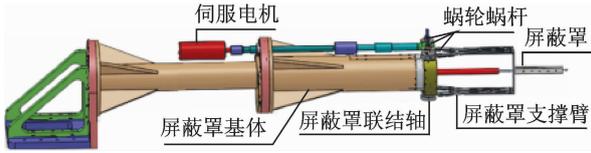


图 1 屏蔽罩系统模型示意图

Fig. 1 System model of the shielding

1.1 屏蔽罩支撑臂分布参数模型

将蜗轮蜗杆、屏蔽罩及其基体简化为刚体，忽略屏蔽罩联结轴质量而将其简化为扭转弹簧。屏蔽罩支撑臂承受的蜗轮扭转力是引起其弹性形变的唯一外部激励。

屏蔽罩支撑臂采用偏微分方程描述，其扭转弹性动力学模型如图 2 所示。其中： $K_p$ 、 $G_p$  和  $P_p$  分别为屏蔽罩支撑臂第 2 段扭转刚度、剪切模量和扭转极惯性矩； $K_r$  为支撑臂末端联结轴扭转刚度。屏蔽罩支撑臂第 1 段沿  $x$  轴方向任意位置的扭转内力矩为  $T(x, t)$ ，扭转弹性变形为  $\gamma_1(x, t)$ ，末端形变记为  $\gamma_1(L_1, t)$ 。

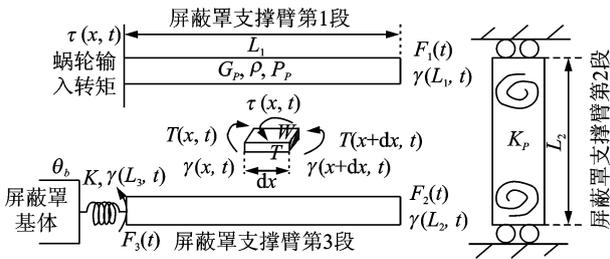


图 2 屏蔽罩弹性动力学模型

Fig. 2 Elastic dynamical model of the shielding

选取微元  $dx$ ，两端所受扭转内力矩分别为  $T(x, t)$  和  $T(x + dx, t)$ ，转动轴对应的外力矩为  $\tau(x, t)$ ，两端扭转变形分别为  $\gamma_1(x, t)$  和  $\gamma_1(x + dx, t)$ 。屏蔽罩支撑臂第 1 段的内力矩与材料弹性参数的关系为  $T(x, t) = G_p P_p (\frac{\partial \gamma_1(x, t)}{\partial x}) dx$ ，则  $dx$  扭转动力学方程为

$$\frac{\partial^2 \gamma_1(x, t)}{\partial x^2} = \frac{\tau(x, t)}{\rho_p P_p} + \alpha_r^2 \frac{\partial^2 \gamma_1(x, t)}{\partial t^2} \quad (1)$$

其中： $\alpha_r = \sqrt{G_p / \rho_p}$  为屏蔽罩扭转振动波的扭转传播速度；集中载荷的过程激励  $\tau(x, t) = \delta(x - L_1) F_0(t)$ ； $\delta(x - L_1)$  为单位脉冲函数； $F_0(t)$  为集中载荷。

由于振型与振动方式无关，则该段扭转方向各处弹性形变可表示为

$$\gamma_1(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} Y_{1n}(x) H_{1n}(t) \quad (2)$$

其中： $H_{1n}(t)$  和  $Y_{1n}(x)$  分别表示该段振动方式和振型函数。

振型函数仅为位置  $x$  的函数，其正弦波为

$$Y_{1n}(x) = A_{1n} \sin(\frac{P_{1n}}{\alpha_r} x + \varphi_{1n}) \quad (3)$$

其中： $A_{1n}$ 、 $P_{1n}$  和  $\varphi_{1n}$  分别为该段扭转共振的幅值、频率和相位角。

通过三角函数正交性分离振动和振型函数，并根据零初始条件下的杜哈梅积分得该段扭转弹性形变  $\gamma_1(x, t)$  的时域解表达式为

$$\gamma_1(x, t) = \frac{2}{J_{p1}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\frac{P_{1n}}{\alpha_r} L_1 + \varphi_{1n}) \sin(\frac{P_{1n}}{\alpha_r} x + \varphi_{1n})}{p_{1n}} \int_0^t F_0(\tau) \sin p_{1n}(t - \tau) d\tau \quad (4)$$

在  $x = L_1$  处扭转弹性形变  $\gamma(L_1, t)$  与外部激励  $F_0(t)$  的动力学方程的拉氏变换  $\Gamma_{L_1}^n(s)$  为

$$\Gamma_{L_1}^n(s) = \frac{2F_0(s)}{J_{p1}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(\frac{P_{1n}}{\alpha_r} L_1 + \varphi_{1n})}{(s^2 + p_{1n}^2)} \quad (5)$$

从  $F_0(s)$  到  $\Gamma_{L_1}^n(s)$  的传递函数为该段传动链扭转动态柔度，记为  $C_{L_1}^n(s)$ ，其表达式为

$$C_{L_1}^n(s) = \frac{\Gamma_{L_1}^n(s)}{F_0(s)} = \frac{2}{J_{p1}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(\frac{P_{1n}}{\alpha_r} L_1 + \varphi_{1n})}{(s^2 + p_{1n}^2)} \quad (6)$$

靠近蜗轮端，伺服电机的扭转力矩通过蜗轮传递到屏蔽罩支撑臂第 1 段的输入端，此处内应力为零；远离蜗轮轴端，其内应力与扭转弹性力保持平衡，则扭转变形与弹簧形变的协调关系为

$$G_p P_p \frac{\partial \gamma_1(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=L_1} = -K_p \gamma_1(L_1, t) \quad (7)$$

由式(7)得共振频率  $p_{1n}$  的表达式为

$$G_p P_p \frac{p_{1n}}{\alpha_r} \sin \frac{p_{1n}}{\alpha_r} L_1 = K_p \cos \frac{p_{1n}}{\alpha_r} L_1 \quad (8)$$

同理得支撑臂第 2 段传动链的扭转动态柔度  $C_{L_2}^n(s)$ ，其表达式为

$$C_{L_2}^n(s) = \frac{\Gamma_{L_2}^n(s)}{F_1(s)} = \frac{2}{J_{p2}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(\frac{P_{2n}}{\alpha_r} L_2 + \varphi_{2n})}{(s^2 + p_{2n}^2)} \quad (9)$$

其中： $F_1(s) = K_p \Gamma_{L_1}^n(s)$

该段共振频率  $p_{2n}$  的表达式为

$$2K_p G_p P_p \frac{p_{2n}}{\alpha_r} \cos \frac{p_{2n}}{\alpha_r} L_2 =$$

$$[(G_p P_p \frac{p_{2n}}{\alpha_r})^2 - (K_p)^2] \sin \frac{p_{2n} L_2}{\alpha_r} \quad (10)$$

第 3 段传动链的扭转动态柔度为  $C_{L_3}^n(s)$

$$C_{L_3}^n(s) = \frac{\Gamma_{L_3}^n(s)}{F_2(s)} = \frac{2}{J_{p_3}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(\frac{p_{3n} L_3}{\alpha_r} + \varphi_{3n})}{(s^2 + p_{3n}^2)} \quad (11)$$

其中:  $F_2(s) = K_p \Gamma_{L_2}^n(s)$ 。

该段共振频率  $p_{3n}$  的表达式为

$$(K_p + K_r) G_p P_p \frac{p_{3n}}{\alpha_r} \cos \frac{p_{3n} L_3}{\alpha_r} = [(G_p P_p \frac{p_{3n}}{\alpha_r})^2 - K_p K_r] \sin \frac{p_{3n} L_3}{\alpha_r} \quad (12)$$

其中:各段共振频率  $p_{1n}$ ,  $p_{2n}$  和  $p_{3n}$  均通过数值解析法求得其值后,即可得到  $\varphi_{1n}$ ,  $\varphi_{2n}$  和  $\varphi_{3n}$  的值。

综上所述,屏蔽罩支撑臂扭转动态柔度的拉式变换  $C_{PBZ}^n(s)$  的表达式为

$$C_{PBZ}^n(s) = \frac{8(K_p)^2}{J_{p_1} J_{p_2} J_{p_3}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(\frac{p_{1n} L_1}{\alpha_r} + \varphi_{1n})}{s^2 + p_{1n}^2} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(\frac{p_{2n} L_2}{\alpha_r} + \varphi_{2n})}{s^2 + p_{2n}^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(\frac{p_{3n} L_3}{\alpha_r} + \varphi_{3n})}{s^2 + p_{3n}^2} \quad (13)$$

### 1.2 屏蔽罩系统集中-分布参数模型

伺服电机、蜗轮蜗杆采用集中参数模型方法进行描述,其表达式为

$$T_m - T_b = J_0 s^2 \theta_w(s) + B_0 s \theta_w(s) \quad (14)$$

其中:  $T_m$  为电机的力矩;  $T_b$  为屏蔽罩联结器的扭转力矩;  $J_0$  为电机与蜗轮蜗杆的等效转动惯量;  $B_0$  为电机和蜗轮蜗杆等效转动黏性阻尼系数。

屏蔽罩支撑臂末端扭转角位移为蜗轮刚体自由旋转角位移与屏蔽罩支撑臂扭转弹性形变所产生的扭转角位移的叠加,其表达式为

$$\begin{cases} \theta_w(s) - \theta_b(s) = F_3(s)(C_{PBZ}^n(s) + \frac{1}{K_r}) \\ T_b = J_b s^2 \theta_b(s) \\ F_3 = T_b / r \end{cases} \quad (15)$$

其中:  $R$  为蜗轮轴半径;  $r$  为屏蔽罩联结轴半径;  $J_b$  为屏蔽罩联结轴转动惯量;  $C_{PBZ}^n(s)$  为屏蔽罩支撑臂扭转动态柔度。

依据式(14)和式(12)得屏蔽罩系统动力学传递函数方框图,如图 3 所示。从伺服电机扭转力矩到屏蔽罩联结轴扭转角位移的传递函数表达式为

$$\frac{\theta_b(s)}{T_m} = \frac{r}{J_0 J_b s^2} \cdot \frac{1}{(\frac{s}{p_n})^2 + \zeta(\frac{s}{p_n}) + 1} \quad (16)$$

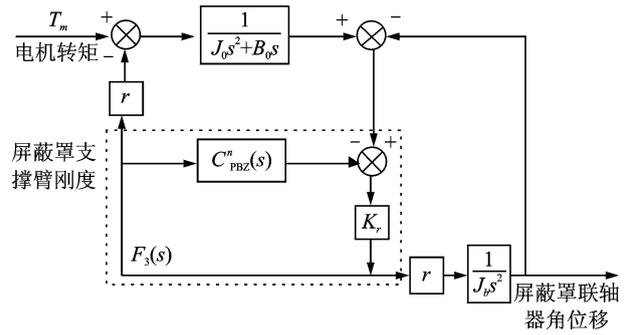


图 3 屏蔽罩系统动力学传递函数方框图

Fig. 3 Dynamical transfer function of shielding system

其中

$$\begin{cases} p_n = \sqrt{\frac{r(J_0 + K_p J_b)}{J_0 J_b}} \\ \zeta = \sqrt{\frac{J_b}{r J_0 (J_0 + K_p J_b)}} \\ 1/K_p' = C_{PBZ}^n(s) + 1/K_r \end{cases}$$

## 2 屏蔽罩系统结构参数优化

为削弱机械共振对屏蔽罩系统动态性能的影响,改善系统动力学特性,在保证系统指标的基础上对屏蔽罩支撑臂结构参数进行优化,以满足屏蔽罩支撑臂快速开合过程中伺服系统带宽要求。

图 4 所示为屏蔽罩支撑臂质量、第 2 段扭转刚度  $K_p$  与 1 阶扭转共振频率的关系。由图可知,增大扭转刚度可提高扭转共振频率,但存在极值;增大屏蔽罩支撑臂质量对扭转共振频率的影响作用相反。因此,需寻找屏蔽罩支撑臂质量和第 2 段扭转刚度  $K_p$  的最优值。

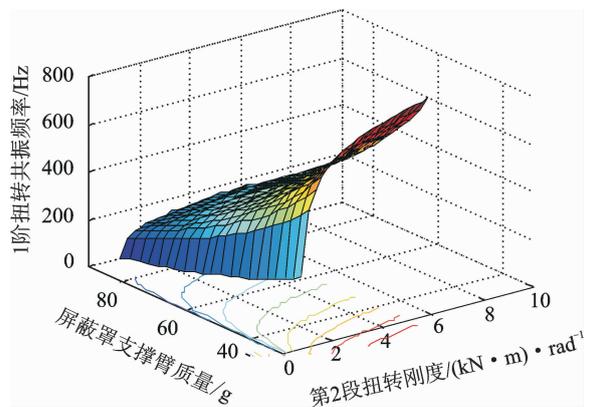


图 4 支撑臂质量-第 2 段扭转刚度-共振频率关系曲线

Fig. 4 Relation curves of the supporting arm, torsional stiffness and torsional resonance frequency of the second section

图 5 所示为屏蔽罩支撑臂质量、末端联轴轴刚度  $K_r$  与 1 阶扭转共振频率的关系。1 阶扭转共振频率的当前值为 85Hz, 从图中得出其极值为 150Hz, 则末端联轴轴刚度  $K_r$  影响扭转共振频率的提高, 需优化  $K_r$ 。

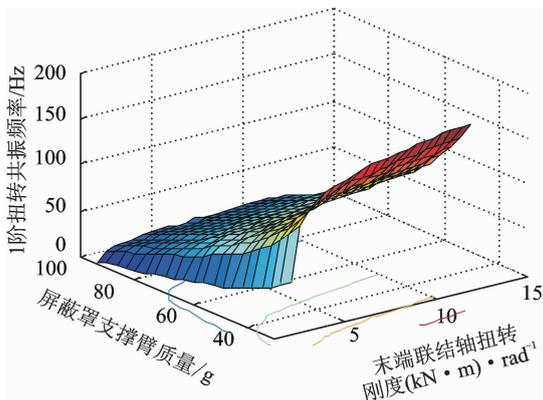


图 5 支撑臂质量-末端联轴轴扭转刚度-共振频率关系曲线

Fig. 5 Relation curves of the supporting arm, torsional stiffness and torsional resonance frequency of the end

因此, 选择屏蔽罩支撑臂结构优化设计参数  $\mathbf{x} = (T, W, L_3, K_p, K_r)^T$ , 目标函数  $F_x = \{F_1(x), F_2(x)\}$  和如表 1 所示的约束条件。其中:  $T$  和  $W$  分别为屏蔽罩支撑臂的厚度和宽度;  $F_1(x)$  和  $F_2(x)$  分别为屏蔽罩支撑臂第 2 段和第 3 段的扭转共振频率表达式。

屏蔽罩支撑臂第 2 段和第 3 段扭转共振频率的目标函数  $F_1(x)$  和  $F_2(x)$  的表达式如下

$$\tan \frac{p_{2n}}{\alpha_r} L_2 = \frac{2K_p G_p P_p p_{2n} / \alpha_r}{(G_p P_p p_{2n} / \alpha_r)^2 - (K_p)^2} \quad (17)$$

$$\tan \frac{p_{3n}}{\alpha_r} L_3 = \frac{(K_p + K_r) G_p P_p p_{3n} / \alpha_r}{(G_p P_p p_{3n} / \alpha_r)^2 - K_p K_r} \quad (18)$$

表 1 屏蔽罩参数的约束条件

Tab. 1 Constraint conditions of the parameters of the shielding

屏蔽罩参数名称	约束条件
厚度 $T$ /mm	$0 \leq T \leq 10$
宽度 $W$ /mm	$10 \leq W \leq 50$
第 3 段长度 $L_3$ /mm	$100 \leq L_3 \leq 500$
第 2 段扭转刚度 $K_p$	$K_p > 0$
末端联轴轴刚度 $K_r$	$K_r > 0$

通过 Matlab 优化设计工具箱, 采用多目标非线性约束优化方法, 得支撑臂结构参数和目标向量的最优值, 将各最优值取整后得表 2 所示结果。

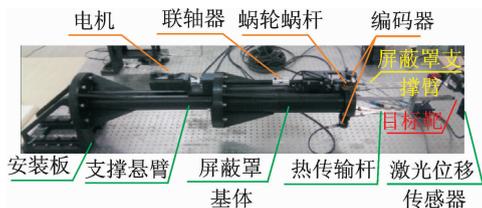
表 2 结构参数优化结果

Tab. 2 Optimization result of the structure parameters

屏蔽罩参数名	初始值	优化值
厚度 $T$ /mm	4	4.5
宽度 $W$ /mm	30	27
第 3 段长度 $L_3$ /mm	230	190
第 2 段扭转刚度 $K_p$ /(N·m)·rad <sup>-1</sup>	$0.6 \times 10^4$	$1 \times 10^4$
末端联轴轴刚度 $K_r$ /(N·m)·rad <sup>-1</sup>	$0.4 \times 10^4$	$0.9 \times 10^4$

### 3 模型与优化结果验证

搭建如图 6(a)所示的屏蔽罩系统实验平台, 蜗轮轴和屏蔽罩联轴轴上各安装一个编码器(角分辨率为 2 048), 用于测量蜗轮输入的角度值和联轴器扭转角度。将目标执行器固定于屏蔽罩基体底座上, 激光位移传感器测量目标执行器垂直于屏蔽罩基体方向的位置偏移。图 6(b)所示为该屏蔽罩系统运动控制示意图, 实验平台的控制采用编码器反馈的半闭环控制方式。由多轴运动控制器(programmable multi-axes controller, 简称 PMAC)控制伺服电机的转动, 电机输出轴通过联轴器与蜗轮蜗杆相连接, 由蜗轮输出轴的转动完成屏蔽罩的开合运动。



(a) 屏蔽罩系统机械结构

(a) The mechanical structure of the shielding system



(b) 屏蔽罩系统运动控制示意图

(b) The motion control of the shielding system

图 6 屏蔽罩系统整体结构

Fig. 6 The whole structure of the shielding system

#### 3.1 模型验证

通过对式(8)、式(10)和式(12)进行分析, 得屏蔽罩支撑臂各段扭转共振频率和振型与外部激励无关, 而由支撑臂自身物理特性、几何特性和联轴轴扭转刚度决定, 为机械系统固有特性。搭建如图 7 所

示的屏蔽罩支撑臂静力学实验平台,并通过该平台对支撑臂进行模态分析,以验证分布参数动力学模型的正确性。

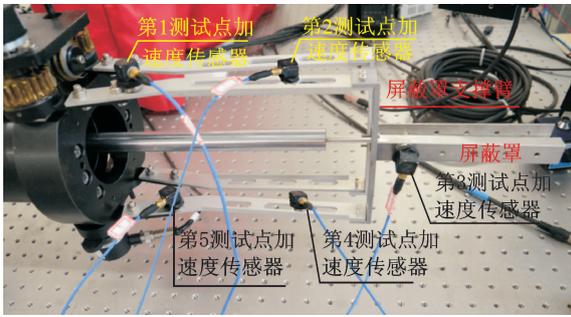


图 7 支撑臂静力学实验平台

Fig. 7 The static experiment platform of the supporting arm

图 8 所示为屏蔽罩支撑臂扭转正则化振型和共振频率,表 3 为依据式(11)得到共振频率和相位角的理论值,两者的扭转共振频率误差在 5% 以内,说明其分布参数动力学模型是正确的。

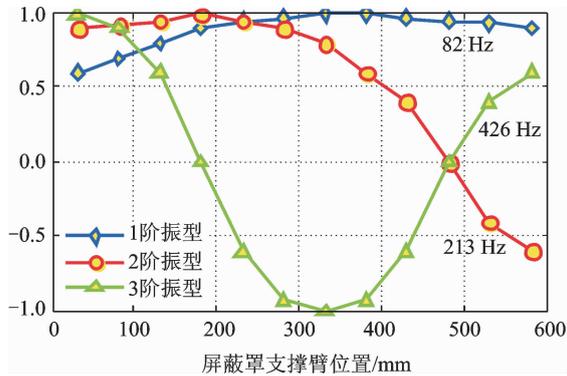


图 8 支撑臂 1-3 阶扭转正则化振型曲线和频率值

Fig. 8 Torsional regularization vibration modal curve of the and frequency of the supporting arm from one to three orders

表 3 支撑臂末端共振频率和相位角

Tab. 3 Resonance frequency and phase angle at the end of the supporting arm

参数	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶
扭转共振频率/Hz	85	224	440
相位角/(°)	8	15	22

对屏蔽罩伺服系统进行位置环扫频,扫频带宽为 10~1 000 Hz,得其伺服带宽接近 90 Hz。屏蔽罩支撑臂扭转 1 阶共振频率在 85 Hz 左右,该共振频率将影响伺服系统动态精度,而 2 阶及以上扭转共振均大于 200 Hz,因此可不予以考虑,则其分布参数动力学模型可采用第 1 阶级数项描述。

### 3.2 优化结果验证

为验证屏蔽罩系统集中-分布参数模型的正确性,获取从电机输入力矩到屏蔽罩支撑臂联结轴输出角位移的开环 Bode 图,如图 9 所示。由图 9 得知:仿真与实验所获 Bode 图的幅频特性曲线在 100 Hz 左右存在共振频率,且振动幅值变换规律一致;在相频特性曲线中,与 100Hz 处均产生了 180° 的相位移。因此,所建屏蔽罩系统集中-分布参数模型对其系统描述是正确的。

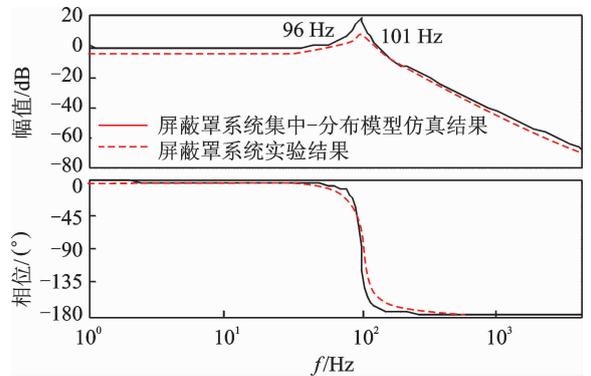


图 9 屏蔽罩系统传递函数 Bode 图

Fig. 9 Bode plot of the transfer function of the shielding system

图 10 为屏蔽罩支撑臂结构参数优化后,从伺服电机输入力矩到屏蔽罩联结轴输出角位移的开环 Bode 图。与图 9 对比得出,屏蔽罩支撑臂结构优化后,其 1 阶扭转共振频率由 101Hz 提高到 161Hz,远离了伺服系统带宽临界值。

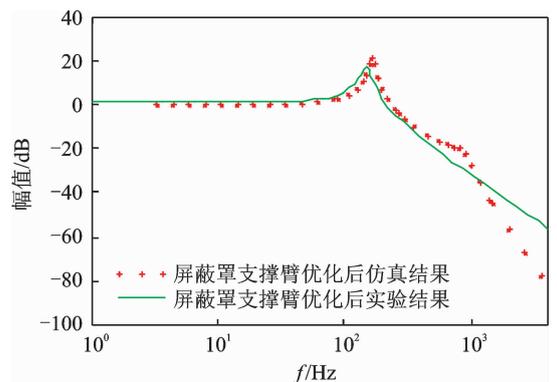


图 10 结构参数优化后的伺服系统频响仿真与实验 bode 图

Fig. 10 Bode plot of the servo-system's frequency response after optimization of the structure parameters

当屏蔽罩以 200 ms 打开角度 120°时,在结构参数优化前两编码器角度差平均为 8°;结构参数优化后,以

相同时间打开相同角度时,两编码器角度差平均为 $3^\circ$ 。

由激光位移传感器测得支撑臂结构参数优化前后,目标执行器沿垂直于屏蔽罩基体方向的位置偏移,如图11所示。从图中得出,目标执行器最大位置偏移量减小至 $8\ \mu\text{m}$ ,说明支撑臂结构参数的优化

降低了由于支撑臂扭转形变引起的屏蔽罩基体振动,从而使目标执行器的位置偏移量减小。

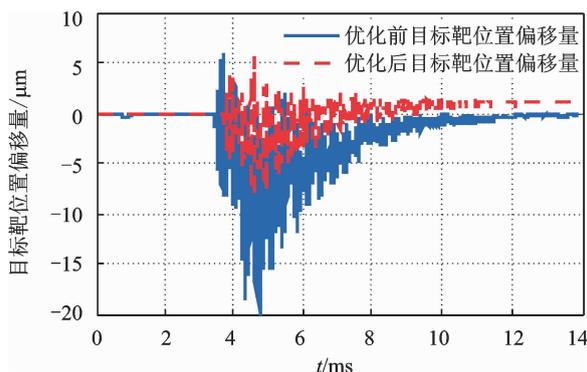


图11 目标执行器的位置偏移

Fig. 11 Position offset of the target actuator

## 4 结束语

首先,综合分析了屏蔽罩快速开合过程中支撑臂的扭转弹性形变特性,并结合伺服电机与蜗轮蜗杆的集中参数描述方法,建立了屏蔽罩系统的集中-分布参数模型;其次,为了提高伺服系统的动态性能,在屏蔽罩系统模型基础上,研究了结构参数与支撑臂扭转共振频率的关系,采用多目标非线性约束优化算法完成了对屏蔽罩支撑臂结构、联结轴刚度的优化,提高了支撑臂的扭转共振频率,抑制了伺服系统的机械共振,使目标执行器在垂直于屏蔽罩基体方向的最大位置偏移量减小至 $8\ \mu\text{m}$ ,达到系统设计指标要求。

## 参 考 文 献

- [1] Malsbury T N, Atkinson D P, Brugman V P. Fabrication and test of the NIF cryogenic target system[C]//Presentation to 19th Target Fabrication Meeting, New Jersey: IEEE, 2010.
- [2] Malsbury T, Haid B, Gibson C. Fielding the NIF cryogenic ignition target[C]//European Society for Precision Engineering and Nanotechnology 10th Anniversary International Conference, UK: EUSPEN, 2008.
- [3] 王珂, 孙妍妍, 茅志颖. 振动试验夹具动力学设计的综合优化方法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(3): 483-488.  
Wang Ke, Sun Yanyan, Mao Zhiying. Comprehensive

optimization method for dynamic design of fixture of vibration test[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(3): 483-488. (in Chinese)

- [4] Shen Zhibin, Sheng Liping, Li Xianfang. Nonlocal timoshenko beam theory for vibration of carbon nanotube-based biosensor[J]. Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures, 2012, 44(7-8): 1169-1175.
- [5] Shen Zhibin, Li Xianfang. Transverse vibration of nanotube-based micro-mass sensor via nonlocal Timoshenko beam theory[J]. Computational Materials Science, 2012, 53(1): 340-346.
- [6] 崔志琴, 杨瑞峰. 复杂机械结构的参数化建模及模态分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44(2): 234-238.  
Cui Zhiqin, Yang Ruifeng. Parametric modeling and modal analysis for the complex mechanical structure [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(2): 234-238. (in Chinese)
- [7] 张欣, 杜修力. 桥梁行车激励辨识的实验模态方法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(3): 364-370.  
Zhang Xin, Du Xiuli. Identification of dynamic load on bridges due to traffic [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(3): 364-370. (in Chinese)
- [8] 郝慧艳, 李晓峰, 刘运强, 等. 侵彻过程弹体结构响应频率特性的分析方法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(2): 307-311.  
Hao Huiyan, Li Xiaofeng, Liu Yunqiang, et al. Projectile structural response frequency characteristics analysis method in penetration process[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(2): 307-311. (in Chinese)
- [9] Kim M S, Chung S C. Integrated design methodology of ball-screw driven servomechanisms with discrete controllers, part I: modelling and performance analysis[J]. Mechatronics, 2006, 16(8): 491-502.
- [10] Erkorkmaz K, Kamalzadeh A. High bandwidth control of ball screw drives [J]. Annals of the CIRP, 2006, 55(1): 125-131.
- [11] Liu Yan, Zhao Tong, Zhang Hui. Hybrid dynamic modeling of a high speed ball-screw drive system[C]//Mechanics Automation and Control Engineering, New Jersey: IEEE, 2010: 3049-3053.



**第一作者简介:**王学伟,女,1983年3月生,博士研究生。主要研究方向为复杂系统运动控制与精密定位。曾发表《Position error compensation method of the cantilever's end based on 2-order dynamic model》(《Journal of Information and Computational Science》2014, Vol. 11, No. 9)等论文。  
E-mail: eve5958@163.com