

doi:10.3788/gzxb20164506.0622002

像旋补偿系统快速微调机构的结构研究

鄢永耀^{1,2}, 刘伟¹, 付锦江^{1,2}, 袁婷^{1,2}

(1 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033)

(2 中国科学院大学, 北京 100039)

摘 要:针对大型天文相机在旋转方向上出现的像旋现象,用无摩擦、无磨损、免润滑、易维护、分辨率高的柔性铰链轴系设计了一种快速微调机构,使其直接带动相机进行机械消旋。柔性轴系由八个倒圆角柔性单元均匀阵列分布组成,根据单个柔性单元的结构特性应用力学理论建立了该机构的理论模型,分析了刚度与结构参量的关系,进行了有限元仿真,并通过实验进行测试,结果表明:有限元仿真与理论分析最大误差为 3.215%,实验测试结果与理论分析最大误差为 4.875%,验证了理论公式准确可靠。通过理论公式建立数学模型,方便快捷地确定了该快速微调机构的最优结构参量,实现了满足技术要求并且工作力矩尽量小的设计目标。

关键词:机械设计;像旋补偿;结构分析;柔性铰链;快速微调;数学模型;刚度

中图分类号:TH69;TH752

文献标识码:A

文章编号:1004-4213(2016)06-0622002-7

Structure Design of a Fast Adjustment Mechanism in the Image Spin Compensation System

YAN Yong-yao^{1,2}, LIU Wei¹, FU Jin-jiang^{1,2}, YUAN Ting^{1,2}

(1 Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics with Chinese Academy of Science, Changchun 130033, China)

(2 University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China)

Abstract: Regarding the image rotation happened on the rotation direction of large astronomical cameras, a system of fast adjustment mechanism was designed with the flexible hinge shafting which was characterized by zero friction, non-abrasion, free of lubrication, easy maintenance and high resolution. This system could directly drive the camera for a mechanically despun. The flexible shafting was composed of 8 flexible units which were rounded off and evenly distributed. According to the structure of each flexible unit, a theoretical model was also set up for the system guided by applied mechanics theories, by which we analyzed the relationship between the rigidity and the structural parameters, carried out the finite element simulation and made experiments for test. The results showed: The maxim error between the finite element simulation and the theoretical analysis was 3.215%. The maxim error between the testing result and the theoretical analysis was 4.875%. It verified that the theoretical formula is correct and reliable. The mathematical model was built up according to theoretical formula, so that we could define the optimized structural parameters efficiently for the fast adjustment mechanism, and realize the design goal to meet the technical requests and minimize the working moment.

Key words: Machine design; Image spin compensation; Structure analysis; Flexible links; Fast adjustment; Mathematic models; Stiffness

OCIS Codes: 220.4000; 120.4640; 350.4600

基金项目:国家高新技术研究发展计划(No. 2011AA12A103)和设备研发基金(No. 08001SA050)资助

第一作者:鄢永耀(1988-),男,博士研究生,主要研究方向为光学精密机械结构设计及优化分析。Email:512190699@qq.com

导师(通讯作者):刘伟(1967-),男,研究员,博士,主要研究方向为光学精密机械结构设计。Email:liuwei@ciomp.ac.cn

收稿日期:2015-11-23; **录用日期:**2016-02-03

<http://www.photon.ac.cn>

0 引言

在空间站设置大型天文相机进行天文观测是未来天文观测的主要方式之一. 为获得高质量图像, 天文相机需要具有在成像过程中对目标高准确度凝视的功能. 由于空间站的运动等原因改变了相机光轴方向, 使其像面随着空间站的变化而绕光轴旋转从而产生像旋, 给图像处理和使用带来破坏性影响, 故在天文相机设计过程中, 要对像旋进行校正^[1-2]. 传统像旋补偿方法有光学消旋、数字消旋和机械消旋三种. 其中光学消旋需要增加额外的光学棱镜改变光学系统^[3], 数字消旋存在时间延迟、图像准确度较低, 而采用具有良好安装与装调性能的机械消旋^[4]较好. 据此设计的快速微调机构由旋转轴系、光电编码器、驱动元件等组成. 工作时, 在电机(如压电陶瓷驱动器、音圈电机、力矩电机等)的驱动下直接带动天文相机进行以旋转轴为中心的高准确度回转运动, 实现跟踪凝视功能. 同时在电控系统的控制下, 依据光电编码器的位置信号及导星信号进行闭环反馈, 实时调整像旋的补偿量, 进而达到快速微调目的. 此像旋系统进行校正时, 应当满足一定的技术要求(现阶段为工作范围即最大角位移为 $17''$, 工作响应频率优于 25Hz 等), 并且工作力矩应尽量小.

目前, 并未检索到国内外应用于空间载荷类似准确度要求的一维快速微调机构, 需要从其它设备(如快反镜^[5]、微动工作台^[6]及大型转台^[7])进行借鉴参考. 如 James Webb Space Telescope 和 Giant Magellan Telescope 的快反镜旋转控制, 一般采用多足并联机构进行控制旋转, 通过自控飞轮进行微调, 以保证刚度同时能准确达到位置准确度. 但多足并联机构因为维度过大, 且结构复杂, 只用于一维旋转, 虽然位置准确度较高, 但速度准确度无法保证, 因此不能直接采用. 而其他的消像旋和旋转机构由于技术要求及工作环境等原因, 也不宜使用, 因此需设计满足技术要求的相关结构.

普通旋转轴系均不同程度地存在空回和间隙, 如处理不当, 会给像旋补偿机构的快速精密微调带来困难. 但如果采用取消了传统轴系中滚珠和滚道的柔性铰链轴系^[8-9]来实现支撑和旋转功能, 则能具有无摩擦、无空回、无需润滑及结构简单等特点. 此类轴系在旋转自由度上具有一定的柔性, 而在其他自由度上具有较高的刚性, 从而可以实现较高机械谐振频率与快速精密调整两个矛盾的统一. 由于柔性结构的诸多优点, 已被广泛应用于航空航天中精密、超精密传动和定位场合, 而对于空间站来说, 快速微调机构的转动部分采用柔性轴系进行设计是最佳选择.

本文主要通过理论推导和有限元仿真来介绍快速微调机构的结构设计过程及就目前技术要求下的尺寸

参量确定.

1 快速微调机构结构设计

1.1 设计概述

参考柔性支撑结构^[10-11], 转动型柔性铰链^[12]及分布式柔性铰链^[13], 将柔性铰链单元组以 O 点为圆心, 在平面空间内均匀阵列分布(为了满足对称性, 并且分布紧凑却不显拥挤, 柔性铰链单元个数设计为 8 个), 得到快速微调机构的主体结构, 如图 1. 由于 8 个柔性铰链单元几何结构完全相同, 分布完全对称, 如果假设机构所用材料在受力变形时不存在材料非线性, 则当机构中心受到转矩作用时, 此结构形式没有转动中心的漂移且整个结构受力稳定, 非常适用于对位置准确度要求较高的这类空间机构.

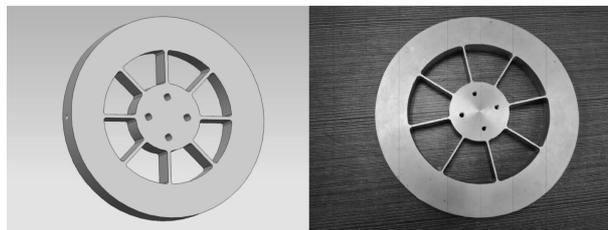


图 1 快速微调机构仿真模型及实验样品

Fig. 1 Simulate model and Sample of the fast adjustment mechanism

该结构空间放置如图 2, 柔性机构下方连接光电编码器反馈负载位置进行控制, 通过驱动元件如压电陶瓷驱动此柔性机构的转动构成快速微调机构, 来完成对负载(即空间相机)的像旋补偿.

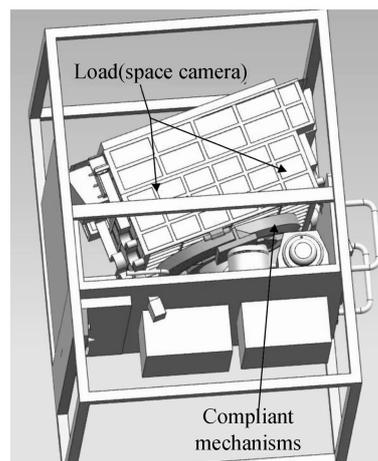


图 2 快速微调机构空间位置

Fig. 2 The spatial location of the fast adjustment mechanism

其中柔性铰链单元根据结构形式可以分为直梁型、圆弧型、椭圆型、抛物线型和双曲线型. 在此基础上可以得到 4 种复合型柔性铰链^[14]包括倒圆角直梁型、椭圆直梁型、双曲线直梁型和抛物线直梁型. 相比于传统的柔性铰链, 复合型柔性铰链兼具曲线型铰链运动准确度高和直梁型铰链刚度小的优点. 在 4 种复合

型铰链中,同样尺寸下,倒圆角直梁型柔性铰链刚度仅次于椭圆直梁型柔性铰链且差别不大,但倒圆角柔性铰链精确度较高,加工方便且制造尺寸更准确,便于实际应用.因此此机构中的柔性单元选用倒圆角直梁型柔性铰链^[15].

1.2 理论模型

在此柔性机构设计中,倒圆角柔性单元完全几何对称分布,因此主要通过计算单个主运动柔性单元的受力变形,忽略柔性机构中外圆环和内圆柱的受力变形,根据受力分析计算得出整个柔性机构的受力变形情况.

因为结构完全对称,单个柔性单元所受的轴向力 F_x 可以相互抵消,因此不予计算.中心所受转矩 M 可以分解为每个柔性单元的自由端所加载的纵向力 F_y 和力矩 M_z ;因柔性单元的自由端受力后轴向中心线始终指向柔性机构中心 O ,则根据边界条件可以得出自由端的转角为 θ ,位移挠度为 $d=2R\sin(\theta/2)$,如图3所示;当转角很小时,此时 $d \approx 2R \times (\theta/2) = R\theta$,考

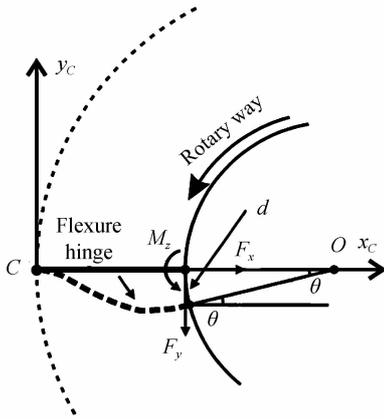


图3 快速微调机构受力分析

Fig. 3 Force analysis of the fast adjustment mechanism

考虑剪力判断受力方向后根据力学知识可得

$$\begin{cases} C_{b,r}M_z + C_{b,c}(-F_y) = \theta \\ C_{b,c}M_z + C_{b,t}(-F_y) = -d \end{cases} \quad (1)$$

式中 R 为柔性机构的内圆环半径; $C_{b,t}^s$, $C_{b,c}$ 和 $C_{b,r}$ 分别为柔性单元的平移、切向和转动弯曲柔度.解得

$$\begin{cases} M_z = \frac{RC_{b,c} + C_{b,t}^s}{C_{b,r}C_{b,t}^s - C_{b,c}^2} \theta \\ F_y = \frac{RC_{b,r} + C_{b,c}}{C_{b,r}C_{b,t}^s - C_{b,c}^2} \theta \end{cases} \quad (2)$$

而柔性机构所需总力矩为

$$M = N \times (RF_y + M_z) \quad (3)$$

式中 N 柔性单元的个数,根据结构设计,这里 $N=8$.则由式(2)、(3)即可得到

$$M = \frac{8\theta(R^2C_{b,r} + 2RC_{b,c} + C_{b,t}^s)}{C_{b,r}C_{b,t}^s - C_{b,c}^2} \quad (4)$$

定义此机构的刚度为

$$K = M/\theta \quad (5)$$

从式(4)、(5)中可以看出,要求得工作力矩或者刚度,只需确定单个柔性单元的相关柔度即可.

对于单个倒圆角直梁型柔性铰链单元,其结构如图4.主要结构参量有宽度 b 、最小厚度 t 、倒圆角半径 r 和总长度 l ,其中 θ 的变化范围是 $[0, \pi/2]$.假设倒圆角直梁型柔性铰链受力如图5.

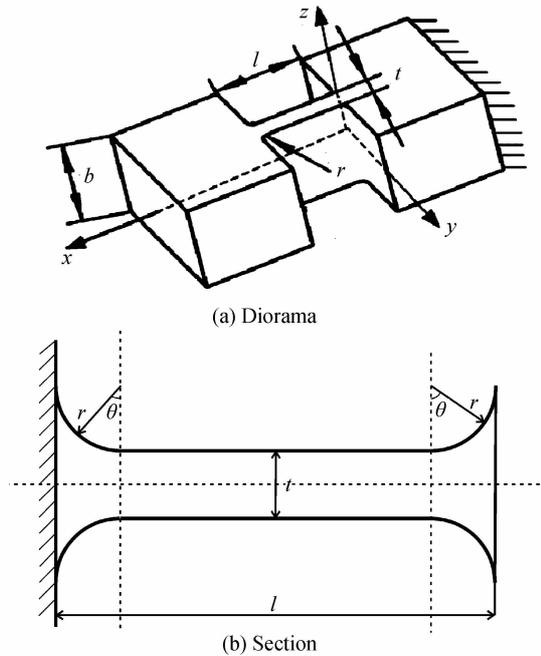


图4 柔性铰链几何参量

Fig. 4 Geometry and parameters of flexure hinges

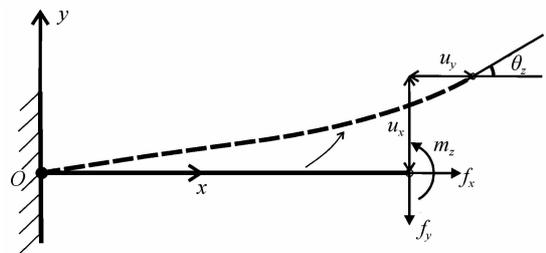


图5 柔性铰链受力分析

Fig. 5 Force analysis of the flexure hinges

由材料力学的知识可知,曲率等于挠度的二阶导数即: $1/\rho = d^2y/dx^2$.假设柔性铰链的宽度为 b ,可变化厚度为 $t(x)$,则可以得到柔度公式为

$$\begin{cases} C_a = \frac{u_x}{f_x} = \frac{1}{(Eb)} \cdot \int_0^l \frac{1}{t(x)} \cdot dx \\ C_{b,t} = \frac{u_y}{f_y} = \frac{12}{(Eb)} \cdot \int_0^l \frac{x^2}{t(x)^3} \cdot dx \\ C_{b,c} = \frac{\theta_z}{f_y} = \frac{u_y}{m_z} = \frac{12}{(Eb)} \cdot \int_0^l \frac{x}{t(x)^3} \cdot dx \\ C_{b,r} = \frac{\theta_z}{m_z} = \frac{12}{(Eb)} \cdot \int_0^l \frac{1}{t(x)^3} \cdot dx \end{cases} \quad (6)$$

式中 C_a 是轴向拉伸柔度, $C_{b,t}$, $C_{b,c}$ 和 $C_{b,r}$ 分别为平移、切向和转动弯曲柔度. 积分得

$$\left\{ \begin{aligned} C_a &= \frac{1}{Eb} \left[\frac{l-2r}{t} + \frac{2(2r+t)}{\sqrt{t}(4r+t)} \arctan \sqrt{1+4\frac{r}{t}} - \frac{\pi}{2} \right] \\ C_{b,r} &= \frac{12}{Eb^3} \left[(l-2r) + \frac{2rt(6r^2+4rt+t^2)}{(2r+t)(4r+t)^2} + \frac{6r\sqrt{t}(2r+t)}{(4r+t)^{5/2}} \arctan \sqrt{1+4\frac{r}{t}} \right] \\ C_{b,c} &= \frac{6l}{Eb^3} \left[l - \frac{4r^2(16r^2+13rt+3t^2)}{(2r+t)(4r+t)^2} + \frac{12r^2\sqrt{t}}{(4r+t)^{5/2}} \arctan \sqrt{1+4\frac{r}{t}} \right] \\ C_{b,t} &= \frac{3}{Ebt^2} \left[\frac{4(l-2r)(l^2-lr+r^2)}{3t} + \frac{8l^2r(6r^2+4rt+t^2)+4lr^2(4r^2-t^2)}{(2r+t)(4r+t)^2} - \right. \\ &\quad \left. \frac{80r^4-24r^3t-8(3+2\pi)r^2t^2-4(1+2\pi)rt^3-\pi t^4}{2(4r+t)^2} + \frac{48(2r+t)(l-r)^2r^4}{\sqrt{t}(4r+t)^{5/2}} \right. \\ &\quad \left. \arctan \sqrt{1+4\frac{r}{t}} + \frac{2(2r+t)(8r^4+8r^3t-14r^2t^2-8rt^3-t^4)}{\sqrt{t}(4r+t)^{5/2}} \arctan \sqrt{1+4\frac{r}{t}} \right] \end{aligned} \right. \quad (7)$$

另外如果柔性铰链的长宽比 (l/b) 小于 5 时, 需要考虑剪切力的影响. 此时, 平移弯曲柔度 $C_{b,t}$ 应当为

$$C_{b,t}^* = C_{b,t} + 2(1+\mu)\alpha_s C_a \quad (8)$$

式中, μ 为泊松比; α_s 为剪切变形系数, 大小取决于柔性铰链的截面形状. 根据 Timoshenko 梁理论^[16], 当截面形状为矩形时

$$\alpha_s = (12+11\mu)/(10+10\mu) \quad (9)$$

根据力学相关知识还可以得到机构基频为

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{J}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{M}{J\theta}} \quad (10)$$

同时, 柔性铰链的最大应力为

$$\sigma_{\max} = 6k_b \frac{M_z + (-F_y)l}{bt^2} + k_t \frac{F_x}{bt} \quad (11)$$

式中, M_z , F_y 可由式(2)确定. 另根据相关文献^[17], 应力集中系数 k_b , k_t 可由式(12)确定

$$\left\{ \begin{aligned} k_b &= -0.1729 \left(\frac{r}{t}\right)^3 + 0.8539 \left(\frac{r}{t}\right)^2 - \\ &\quad 1.4265 \left(\frac{r}{t}\right) + 1.9613 \\ k_t &= 0.1721 \left(\frac{r}{t}\right)^4 - 0.9288 \left(\frac{r}{t}\right)^3 + \\ &\quad 1.8387 \left(\frac{r}{t}\right)^2 - 1.6593 \left(\frac{r}{t}\right) + 1.669 \end{aligned} \right. \quad (12)$$

同时, 由柔性单元的柔度公式定义可知

$$F_x = \frac{x}{C_a} \quad (13)$$

对于小角度转动近似认为

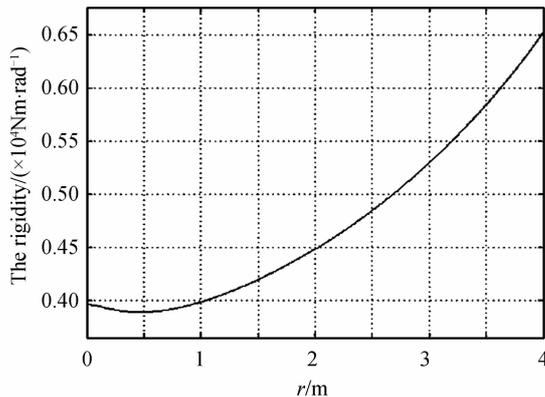
$$x \approx \sqrt{(l+R-R\cos\theta)^2 + (R\sin\theta)^2} - l \approx \sqrt{l^2 + (R\theta)^2} - l \quad (14)$$

1.3 结构参量与刚度的关系

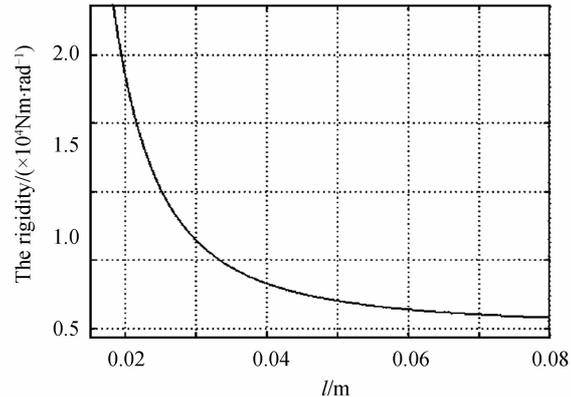
采用控制子变量法, 当机构中的某一结构参量变化时, 其它结构参量均保持不变. $E = 71 \text{ GPa}$, $\mu = 0.33$, $b = 16 \text{ mm}$, E , μ 由材料属性确定, 宽度由式(7)可知与刚度成反比, 本文保持它们为常量.

如图 6(a)所示, 取 $l = 35 \text{ mm}$, $t = 2 \text{ mm}$, $R = 30 \text{ mm}$ 均为常量, 可以看出变量倒圆角半径 r 与刚度关系曲线呈现非线性. 当 $r \leq 0.464 \text{ mm}$ 时, 刚度随着倒圆角半径的增大而变小; 而当 $r \geq 0.464 \text{ mm}$ 时, 刚度随着倒圆角半径的增大而变大. 但一般因为实际制造时尺寸不能过小, 取 $r \geq 0.5 \text{ mm}$ 作为参考, 所以此时倒圆角半径越小, 工作力矩越小.

同样地, 当可变化参量分别为 l , R , t 时, 它们与刚度的关系曲线分别如图 6(b)、(c)、(d)所示, 其中倒圆角半径 $r = 2 \text{ mm}$. 从图 6 可知, 刚度随着 t , R 增大而非线性变大; 随着 l 增大而非线性减小.



(a) Fillert radius r



(b) Length l

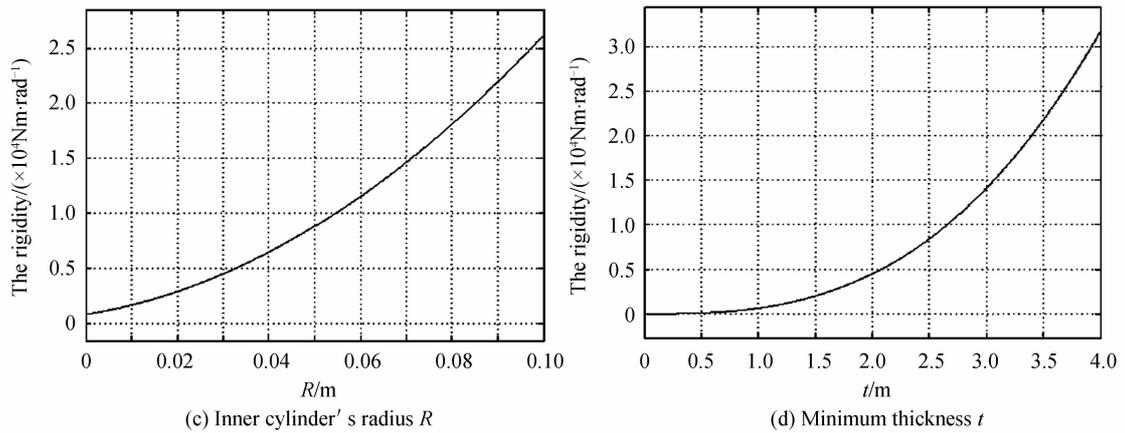


图6 刚度与结构参数的关系
Fig. 6 The rigidity as a function of structure parameters

由式(5)可知,当转角 θ 一定时,工作力矩与刚度成正比关系,则此时工作力矩与结构参数的曲线关系图同刚度与结构参数的曲线关系图一致。

1.4 有限元仿真及实验验证

通过 UG 软件建立此快速微调机构的三维模型,尺寸参量 $l=35\text{ mm}$, $t=2\text{ mm}$, $r=2\text{ mm}$, $b=16\text{ mm}$ 以及 $R=30\text{ mm}$. 为了配合实验,这里材料选用 LC9 ($E=71\text{ GPa}$, $\mu=0.33$). 采用第二阶四面体网格,用 Hypermesh 软件对此机构进行有限元分析,如图 7.

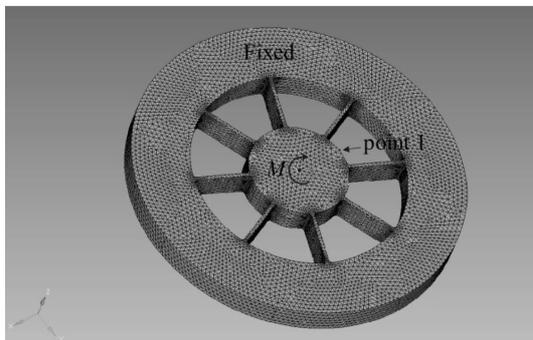


图7 快速微调机构的有限元模型
Fig. 7 Finite-element model of the fast adjustment mechanism

为了使机构的计算准确度更高,柔性铰链部分的网格较其他部分更加密集;仿真时,将机构外圆环固定,在内圆柱中心点施加不同大小的转矩 M ,查看分析结果记录下内圆柱最大半径处(即点 1 处)的微位移,则此机构旋转部分的微转角为

$$\theta = d/R'_{\max} \tag{15}$$

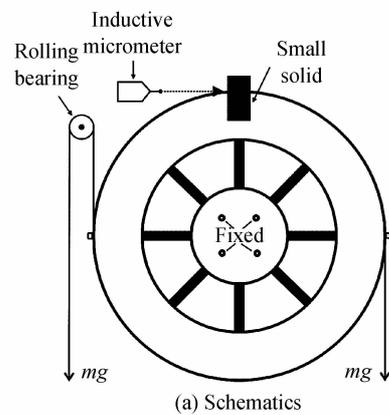
式中, R'_{\max} 是内圆柱的最大半径.

将整理后的有限元仿真结果记入表 1.

实验时,使内圆柱固定,对柔性机构外圆环施加一对相互平行且反向的切向拉力从而形成等效于中心点的力矩,切向拉力由不同重量的负载的重力提供. 由于力的相互作用,其结果与有限元仿真时等效. 外圆环固定一个固体块,由电感测微仪测量固体块的微位移,其

表 1 有限元分析及实验数据
Table 1 FEA and experiment data

Moment/Nm	Angle/rad $\times 10^{-3}$	
	FEA	Experiment
4.41	0.953	0.933
3.92	0.847	0.826
3.43	0.741	0.718
2.94	0.635	0.616
2.45	0.530	0.508
1.96	0.423	0.402
1.47	0.318	0.297
0.98	0.212	0.196
0.49	0.106	0.095



(b) Test

图8 实验验证
Fig. 8 Experiment

测量点几乎位于机构最大半径处. 如图 8 所示, 微位移可换算成机构的微转角, 等效力矩也能计算求得

$$\theta = d/R_{\max}, M = mgR_{\max} \quad (16)$$

式中, R_{\max} 是外圆环的最大半径, m 是提供切向拉力的负载的总重量.

将整理后的实验数据同样记入表 1.

将表 1 数据按照式经过原点进行线性拟合, 得到该机构的转角-弯矩曲线, 如图 9. 可以看出拟合曲线的线性度很好, 其斜率即为该快速微调机构的结构刚度: 有限元仿真结果拟合后为 4628.7 Nm/rad, 实验结果拟合后为 4703.1 Nm/rad. 而通过式(4), 可以得到理论计算结果为 4484.5 Nm/rad.

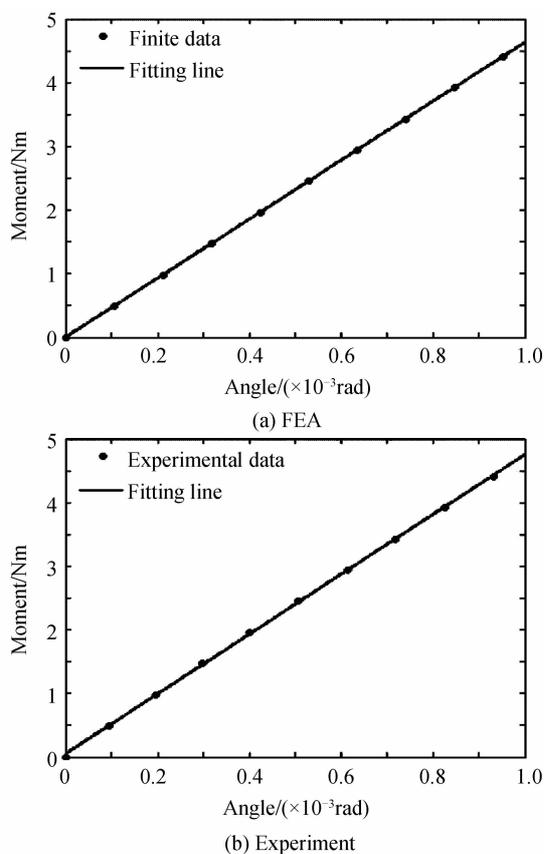


图 9 转角-力矩拟合曲线

Fig. 9 Fitting lines of Angle-Moment

通过比较可知有限元结果、实验结果与理论计算结果的相对误差分别为: 3.215% 和 4.875%, 均低于 5%, 可以看出此快速微调机构的理论计算公式准确可靠.

2 实际应用之结构参量确定

根据现阶段的技术要求, 在一定的最大角位移 ($\theta \leq 17''$) 下, 为了方便驱动元件的选取及后续设计, 机构所需要的工作转矩应当尽量小且搭载负载后基频不能低于工作响应频率的 2 倍 ($f \geq 25 \times 2$ Hz), 考虑到理论设计与实际应用有一定误差, 设计时取 $f \geq 50 \times$

$1.1 = 55$ Hz. 因为此机构实际应用时选用材料为 Tc10, 材料疲劳应力为 320 MPa, 则柔性机构中的最大应力不大于安全系数取 2 时的许用应力 ($\sigma_{\max} \leq 320/2 = 160$ MPa).

根据空间尺寸及所需力矩预估计满足要求, 取初步设计尺寸为 $r=4$ mm, $t=3$ mm, $l=40$ mm, $R=140$ mm; 为了使最大工作力矩尽量小, 同时基频和应力都满足尺寸要求, 通过理论公式对此快速机构进行尺寸优化. 此时假设 $E=114$ GPa, $\mu=0.33$, $b=60$ mm, $\theta=17''=17\pi/(3600 \times 180)$ rad 均为常量, r, t, l, R 是需要优化的可变尺寸参量. 另假设外负载转动惯量取 $J=7.5$ Kg \cdot m².

因工作力矩函数 $M(x)$ 由公式确定, 则只需求得 $\min(M(r, l, R, t)) = \min(M(x))$ 即可

根据柔性机构的空间尺寸限制可以得到 $l+R \leq 220$ mm, $R \geq 130$ mm, $10 \leq l \leq 80$ mm, 另外为了方便加工及结果更加准确某些尺寸不能过小, 则 $r \geq 3$ mm, $t \geq 3$ mm, $l \geq 2r$; 由此可以得到相关的线性约束及边界条件.

根据技术要求, 得到非线性约束为:

1) 柔性机构的基频不等式约束可根据式得到

$$c_1(x) = -M + J\theta \times (110\pi)^2 \leq 0 \quad (17)$$

2) 柔性机构的许用应力不等式约束可根据式得到

$$c_2(x) = 6k_b \frac{M_z + (-F_y)l}{bt^2} + k_t \frac{\sqrt{l^2 + (R\theta)^2} - l}{C_a bt} - 160 \leq 0 \quad (18)$$

综上所述, 可得数学模型为

$$f_{\text{obj}} = \min(M(r, l, R, t)) = \min(M(x))$$

$$\text{令 } x_1 = r, x_2 = t, x_3 = l, x_4 = R, x = (x_1, x_2, x_3, x_4)^T$$

$$\text{初值: } x = [0.004; 0.003; 0.04; 0.14];$$

则约束条件如下

$$\begin{cases} [0, 0, 1, 1; 2, 0, -1, 0] \cdot x \leq [0.2; 0] \\ [0.003; 0.003; 0.01; 0.13] \leq x \leq \\ [0.1; 0.1; 0.08; 0.2] - M + J\theta \times (110\pi)^2 \leq 0 \\ 6k_b \frac{M_z + (-F_y)l}{bt^2} + k_t \frac{\sqrt{l^2 + (R\theta)^2} - l}{C_a bt} - 160 \leq 0 \end{cases}$$

根据该模型通过 Matlab 软件编写相关程序进行计算, 可以求得: 当工作力矩最小时, 变量值 $x = [0.003; 0.003; 0.03473; 0.13]$. 为了方便实际加工, 根据前面所述结构参量与刚度间的关系, 近似取 $r=3$ mm, $t=3$ mm, $l=34.5$ mm, $R=130$ mm 作为最佳设计尺寸. 此时通过式(4)、(10)、(11)可得: $M_{\min} = 76.49$ N \cdot m, 而 $f=55.55$ Hz, $\sigma_{\max} = 12.338$ MPa, 均满足约束条件.

3 结论

本文结合某空间站项目需求, 设计出了一种直接

带动空间相机旋转的快速微调机构进行像旋补偿。就此机构的结构设计进行了相关研究,推导出了工作力矩/刚度的理论计算公式,分析了结构参量对刚度的影响,并通过有限元分析及测试实验验证了此公式计算结果准确可靠,揭示了这种快速微调机构的旋转特性。并且根据现阶段技术要求,运用理论公式得到数学模型并编写相关程序,快速方便地得到了满足要求的最优结构参量,避免了繁琐的三维建模及有限元分析。在后续工作中,可在技术要求发生变化时根据编写的程序直接修改结构参量,并可根椐计算所得的工作力矩选择相应的驱动元件,达成消像旋功能。此项研究具有一定的理论意义与较强的工程应用价值。

参考文献

- [1] WANG Jun-shan, ZHAI Lin-pei, DING Ya-lin, *et al.* Characteristic analysis and correction technique about the image rotation of aerial camera [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2008, **37**(5): 493-496.
王俊善, 翟林培, 丁亚林, 等. 航空相机像旋特性分析及其补偿方法[J]. *红外与激光工程*, 2008, **37**(5): 493-496.
- [2] XU Yong-sen, DING Ya-lin, TIAN Hai-ying, *et al.* Analysis of image motion compensation accuracy for aerial push-broom sensor[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2009, **17**(2): 453-459.
许永森, 丁亚林, 田海英, 等. 推扫式航空遥感器像移补偿准确度分析[J]. *光学精密工程*, 2009, **17**(2): 453-459.
- [3] WANG Zhi-chen, ZHAO Yong-zhi, ZHOU Chao. Design of K mirror for alt-az telescope[J]. *Acta Photonica Sinica*, 2012, **41**(7): 762-765.
王志臣, 赵勇志, 周超. 地平式望远镜消旋 K 镜的设计[J]. *光子学报*, 2012, **41**(7): 762-765.
- [4] WANG Dai, LI Xiao-yan, WU Qin-zhang. Design of eliminating image rotation on opto-electronic imaging tracking and measuring device[J]. *Opto-Electronic Engineering*, 2012, **39**(1): 108-112.
王岱, 李晓燕, 吴钦章. 某光测设备上消像旋的设计[J]. *光电工程*, 2012, **39**(1): 108-112.
- [5] OSTASZEWSKI M, VERMEER W. Fine steering mirror for the james webb space telescope [C]. SPIE, 2007, **6665**: 66650D.
- [6] ZHANG Jian-xiong, SUN Bao-yuan. Design and analysis of 2-DOF nanopositioning stage based on dual flexure hinges[J]. *Piezoelectrics & Acoustooptics*, 2006, **28**(5): 624-626.
张建雄, 孙宝元. 基于柔性铰链结构的二维微动工作台的设计分析[J]. *压电与声光*, 2006, **28**(5): 624-626.
- [7] TIAN Xue-guang, TIAN Xing-zhi, LIU Xuan, *et al.* Development of angular micro driving device for large-scale and high accurate turntable[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2010, **18**(5): 1112-1118.
田学光, 田志兴, 刘轩, 等. 大型精密转台高准确度角度微驱动装置的研制[J]. *光学精密工程*, 2010, **18**(5): 1112-1118.
- [8] YIN Tie. Structure design of shafting fast steering mirror with flexible bearing [J]. *Electro-optic Technology Application*, 2012, **27**(3): 22-25.
印铁. 柔性轴承有轴系快速反射镜结构设计[J]. *光电技术应用*, 2012, **27**(3): 22-25.
- [9] PENG Hai-feng, SUN Zhen. Design and analysis of a precision axial adjusting mechanism for optical elements in lithographic lens[J]. *Acta Photonica Sinica*, 2014, **43**(04): 113-117.
彭海峰, 孙振. 光刻物镜中光学元件精密轴向调整机构的设计与分析[J]. *光子学报*, 2014, **43**(04): 113-117.
- [10] DEVRIES J, NEILL D, HILEMAN E. LSST telescope primary/tertiary mirror hardpoints [C]. SPIE, 2010; **7739**: 77391J.
- [11] LIANG Biao, LIU Wei, CHEN Cheng. Design of supporting structure for plane grating and surface deformation calculation [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2011, **40**(10): 1514-1520.
梁彪, 刘伟, 陈程. 平面光栅支撑结构设计及其面形分析计算[J]. *光子学报*, 2011, **40**(10): 1514-1520.
- [12] KIM K, GWEON D, CHOI N, *et al.* Design and modeling of XY θ H type stage using 1 rotational DOF flexure joint [C]. 2011 International Conference on Photonics, 3D-Imaging, and Visualization; SPIE, 2011. p. 820518.
- [13] YU Jing-jun, PEI Xu, SUN Ming-lei, *et al.* A new large-stroke compliant joint & micro/nano positioner design based on compliant building blocks [C]. ASME/IFTOMM International Conference on Reconfigurable Mechanisms and Robots; IEEE, 2009. p. 409-16.
- [14] REN Ning, GENG Tie, ZHOU Feng. Analysis and application of rigidity of four kinds of composite flexural hinge [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2013, **37**(10): 119-122.
任宁, 耿铁, 周峰. 四种复合型柔性铰链刚度分析与应用[J]. *机械传动*, 2013, **37**(10): 119-122.
- [15] CHEN Gui-min, JIA Jian-yuan, LI Zhi-wu. Right-circular corner-filletted flexure hinges [C]. 2005 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering; IEEE, 2005. p. 249-53.
- [16] COWPER G R. The shear coefficient in timoshenko's beam theory [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1966, **33**: 335-40.
- [17] CHEN Gui-min, WANG Jia-lu, LIU Xiao-yuan. Generalized equations for estimating stress concentration factors of various notch flexure hinges [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2014, **136**: 031009.