

文章编号 1004-924X(2013)09-2317-09

Cartwheel 型双轴柔性铰链设计

李宗轩^{1,2*}, 张雷¹, 姚劲松¹, 解鹏¹, 金光¹, 孔林^{1,2}

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所 小卫星技术国家地方联合工程研究中心, 吉林 长春 130033;
2. 中国科学院大学, 北京 100039)

摘要:针对精密光学仪器对光学元件柔性支撑的需求,提出了由带圆角的短直梁复合组成的 Cartwheel 型双轴柔性铰链,并利用无量纲设计图研究了设计方法。首先,基于对 Cartwheel 双轴柔性铰链的参数化有限元分析进行多项式拟合,建立了其刚度、应力等力学指标的无量纲设计图。针对光学仪器的工程需要,利用该无量纲设计图进行了实例设计,并利用有限元分析对其进行了实验验证。搭建了光学测试平台,对设计实例的转动刚度进行了测量。结果显示:有限元分析结果、实验测量数据与设计结果符合得较好,最大相对误差为 10.1%。使用无量纲设计图方法作为设计工具,设计者可根据对带圆角短直梁复合组成的 Cartwheel 型双轴柔性铰链的刚度、转角行程、最大应力与结构重量等要求,确定其几何尺寸,从而方便、快速、准确地满足设计要求。

关键词: Cartwheel; 双轴柔性铰链; 有限元分析; 无量纲设计图; 转动刚度

中图分类号: TH133 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20132109.2317

Design of Cartwheel bi-axial flexural hinge

LI Zong-xuan^{1,2*}, ZHANG Lei¹, YAO Jin-song¹, XIE Peng¹, JIN Guang¹, KONG Lin^{1,2}

(1. *Motional & Local United Engineering Research Center of Small Satellite Technology, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;*

2. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China)*

* *Corresponding author, E-mail: lizongx@126.com*

Abstract: To realize the flexural support for optical elements in a precision optical instrument, a Cartwheel bi-axial flexural hinge composed by filleted short beams was proposed. The dimensionless design graph method for the design of the spatial flexural hinge was presented. First, the parametric finite element analysis on the Cartwheel bi-axial flexural hinge was performed, and then a polynomial fitting was carried out according to the analysis results to establish the dimensionless design graph for the mechanical characteristics of the flexural hinge, such as rotational stiffness and maximum stress. A practical design by the dimensionless graph method was performed to satisfy the supporting demand of an optical instrument, and the finite element analysis was used to verify it also. Finally, an optical test platform was established, and the rotational stiffness of the design was measured. Obtained results show that the maximum relative error of the rotational stiffness between analysis result, test re-

收稿日期: 2013-04-13; 修订日期: 2013-06-05.

基金项目: 国家 863 高技术研究发展计划资助项目 (No. 2007AA12J123)

sult and design result is 10.1%. In conclusion, by using the dimensionless design graph as a design tool, a designer can determine the optimal geometry rapidly and correctly of the Cartwheel bi-axial flexural hinge based upon its demands for the stiffness, rotation angle, maximum stress and the weight. This paper can provide reference for the application of the Cartwheel bi-axial flexural hinge in precision optical instruments.

Key words: Cartwheel flexural hinge; bi-axial flexural hinge; finite element analysis; dimensionless design; rotational stiffness

1 引言

传统的旋转铰链通过旋转轴与支承间的相对转动而产生旋转运动,由于存在固有的间隙、摩擦、爬行与颤动等问题,使其不能应用于高精度传动与微小角度定位等场合。柔性铰链是指设计在两个相邻刚性部件之间的薄弱环节,通过自身弹性弯曲形变来产生相对旋转运动。尽管柔性铰链在旋转过程中其回转中心位置会发生变化而产生一定的转动误差,而且可提供转动角度的行程有限,但因为柔性铰链具有无摩擦损耗,无需润滑,无迟滞,无需维护,结构紧凑,易于制造等诸多优点,被广泛应用于航空航天工程、生物医学工程、光学工程、机器人与 MEMS 等领域^[1-5]。

一般来讲,按照柔性铰链的旋转轴数量可将其分为单轴柔铰,双轴柔铰和多轴柔铰^[6];按照柔性环节的几何外形曲线轮廓种类可分为圆切口柔铰,直梁圆角柔铰,抛物线切口柔铰,双曲线切口柔铰,椭圆切口柔铰,正割线切口柔铰,交错轴柔铰等;按照柔性铰链的复杂程度可分为基本型柔铰和复合型柔铰,基本型柔铰包括各种简单的曲线切口型柔铰与直梁型柔铰等,复合型柔铰是由 2 个或多个基本型柔铰组合而成的,常见的有交错轴(Cross Strip)柔铰,裂开管(Split-Tube)柔铰以及 Cartwheel 型柔铰。

Cartwheel 型柔性铰链又称为 Haberland 型柔性铰链^[7],属于单轴复合型柔铰,由处于同一平面的 4 根直梁型柔铰复合组成,具有转角行程大,转动精度高,最大应力低,抗屈曲能力强、易于加工装调等优点。利用电火花线切割技术将一个空心圆柱体沿两个正交方向分别对称加工,即形成 4 处在两个正交方向上具有相同柔度的 Cartwheel 型双轴柔性铰链,这种形式的双轴柔性铰链具有如下优点:(1)正交两向转动刚度相等,轴

向刚度与扭转刚度; (2)一体化加工至成品,无需装调; (3)具有限位功能,可防止大负载情况下的屈服破坏^[8]。

国内外研究机构对 Cartwheel 型柔性铰链的研究已开展多年。Howells 与 Smith 基于欧拉梁理论建立了在弯矩作用下的转动刚度公式^[2]; Schotborgh 利用无量纲方法研究了平面应力状态下的刚度特性;毕树生利用对三角形柔铰的综合得到在弯矩与正交两向力作用下的刚度公式;裴旭利用伪刚体模型法研究了弯矩作用下的转动刚度公式^[9-11]。

上述研究都只针对平面应力状态下无圆角薄直梁的 Cartwheel 型单轴柔铰,而对于刚度相对较大的由带有圆角的短直梁复合组成的 Cartwheel 双轴柔铰,上述解析公式并不适用。

本文针对精密光学仪器中对光学元件的柔性支撑需求,提出一种基于带圆角短直梁 Cartwheel 型柔性环节的双轴柔性铰链,并利用无量纲设计图研究了这种柔性铰链的设计方法。进行了实例设计,并通过有限元方法,光学测量实验验证了分析与设计过程的准确性。

2 Cartwheel 双轴柔铰的无量纲设计图

2.1 薄直梁 Cartwheel 柔性铰链的一般形式

Cartwheel 型柔性铰链一般为对称布局。图 1(a)即为通常的无圆角薄直梁 Cartwheel 型单轴柔性铰链。它由汇聚于中心一点处的 4 根直梁柔性单元组成,其中相邻的两根连接下部的固定平台,另外两根连接上部的转动平台。当外部载荷作用在转动平台时,通过直梁单元的分布式柔性变形实现转动平台相对于固定平台的转动。其参数化尺寸模型如图 1(b)所示,由单根直梁长度 L ,直梁截面高度 h ,直梁截面宽度 t ,直梁与竖直

对称面夹角 α (通常为 45°) 等参数可确定其几何外形尺寸。

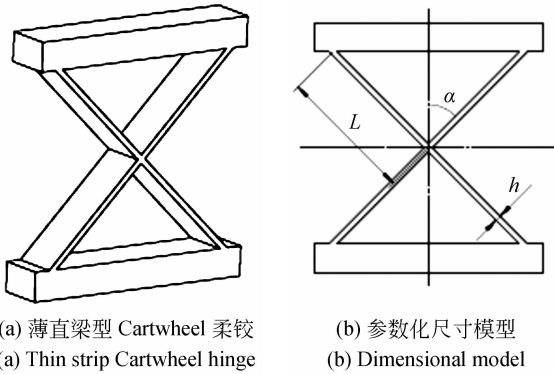


图1 无圆角薄直梁 Cartwheel 型柔性铰链

Fig. 1 Cartwheel flexural hinge without filleted thin strips

当只有力矩 M 作用于上部转动平台时,薄直梁型 Cartwheel 柔铰的转动刚度公式为:

$$K_{\theta M} = M/\theta = \frac{4EI}{L}, \quad (1)$$

其中: E 为杨氏弹性模量; $I = th^3/12$ 为直梁的截面惯性矩; L 为直梁的长度。

在式(1)的推导中,一般采用材料力学中“欧拉-伯努利梁”的理论假设。当柔铰中梁的截面高度 h 远小于梁的跨度 L , 即 $h \ll L$ 时(一般认为 $h < 0.1L$), 即在薄直梁杆件的情况下使用, 式(1)的精度可以满足需要。而当 h 相对 L 比较可观时, 则会失去一定的准确性^[12]。并且在工程应用中, 为避免应力集中会在直梁两端加工出圆角, 圆角会导致直梁刚度的增加, 更加偏离解析公式的解值。在将 Cartwheel 柔性铰链一体化加工在空心圆柱体上时, 还会导致另外一个问题: 由于圆柱面曲率的影响不可忽视, Cartwheel 型双轴柔性铰链中的所有柔性环节, 其转动刚度的解析计算不再属于二维平面问题, 而变成三维空间问题, 推导解析公式变得更加困难。

2.2 带圆角短直梁 Cartwheel 型双轴柔性铰链

图2与图3为带圆角短直梁 Cartwheel 双轴柔铰及其参考坐标系示意图。设柔铰轴线方向为 z 轴, 具有转动灵活性的两个正交方向分别为 x 轴和 y 轴。在经过线切割加工后, 空心圆柱体分为可产生相对转动的上平台与下平台, 两者之间由4处完全一致的具有转动灵活性的 Cartwheel 柔性

环节相连。在柔铰的上、下平台分别设计有机械接口。图2中右图为 Cartwheel 柔性环节在 x 或 y 坐标轴方向的局部视图。图3(a)为该双轴柔铰的正视剖视图, 图3(b)为俯视剖视图。其中柔铰外壁直径为 Φ , 壁厚为 t 。

双轴柔性铰链装配在光学仪器有限的空间内。其最大外形尺寸 Φ 受到限制。此时影响 Cartwheel 型双轴柔性铰链力学特性的主要结构尺寸参数为: 空心圆柱体的壁厚 t , 单根直梁的高度 h , 单根直梁的长度 L , 以及直梁连接处的圆角 R 。

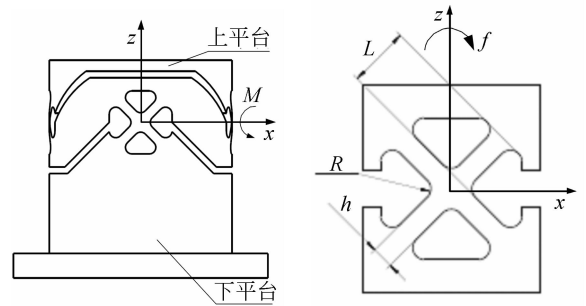


图2 Cartwheel 型双轴柔性铰链与柔性环节尺寸参数
Fig. 2 Schematic of Cartwheel bi-axial flexural hinge

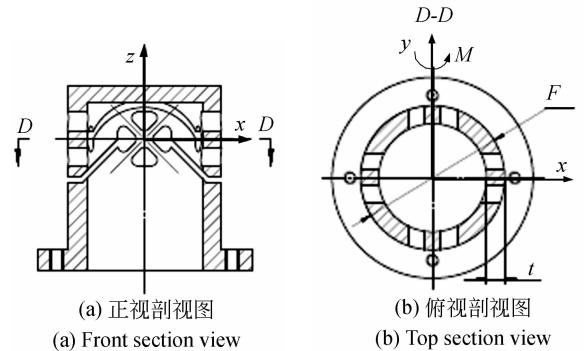


图3 Cartwheel 双轴柔性铰链的参考坐标系

Fig. 3 Coordinate system of bi-axial Cartwheel flexure hinge

2.3 Cartwheel 双轴柔铰无量纲设计方程与设计图

为了准确、快速地掌握 Cartwheel 双轴柔性铰链的刚度与应力特性, 方便工程设计与应用, 采用无量纲设计图方法对其进行研究。尽管 Cartwheel 双轴柔性铰链的变形与应力属于三维空间问题, 但其刚度与应力特性取决于几何外形尺寸的全部参量。如果通过无量纲的结构尺寸参数, 建立起它的几何尺寸参量与各个力学特性之间的

数值化与图表化关系,则可以为设计者寻找最优几何尺寸时提供早期快速的设计方法^[13]。表 1 为建立无量纲设计图过程中所涉及的变量说明。

表 1 符号命名规则
Tab. 1 Nomenclature

符号	变量说明
C	线位移刚度
E	杨氏模量
R	圆角半径
L	直梁长度
h	直梁截面高度
t	双轴柔铰壁厚
k	转动刚度
φ	转动角度
σ	绕 y 轴转动产生的最大应力
x, y, z	参考坐标系坐标轴

Cartwheel 双轴柔铰的无量纲设计图是利用通用有限元分析程序 NASTRAN 对双轴柔铰的参数化有限元分析结果拟合得到的。关于 NASTRAN 有限元程序分析计算涉及的细节为:

(1) 有限元程序版本: MD NASTRAN 2010.1。

(2) 单元类型: TET10, 即 10 节点四面体单元。在四面体 4 个顶点以及 6 个边的中点共有 10 个节点, 每个节点只有 x, y, z 3 个正交方向的线位移自由度。利用 TET10 二次四面体单元可以对外形复杂的系统尤其是带有尖角和小圆角的模型建立质量较好的网格, 能够获得精度较好的计算结果。

(3) 材料属性: 采用弹簧钢 60Si2Mn 作为柔性铰链使用的材料, 其杨氏弹性模量为 206×10^9 Pa, 泊松比为 0.28。

根据对带圆角短直梁型柔性铰链的大量有限元分析结果, 当圆角半径取值为直梁截面高度 h 的 70% 时, 即 $R=0.7h$ 时, 直梁型柔性单元具有最大的“转角-应力”比, 可以用最小的应力代价换取最大的转动角度。按照上述原则选取的 R 值为最优圆角尺寸^[9]。因此 Cartwheel 双轴柔性铰链几何尺寸的独立参数变量只剩下 3 个: 空心圆

柱体的壁厚 t , 单根直梁的高度 h , 单根直梁的长度 L 。

设无量纲数 ϵ 为:

$$\epsilon = \sqrt{h/L}, \quad (2)$$

其中: h 是单根直梁的高度, L 是单根直梁的长度。在圆角 R 取值为 $0.7h$ 的情况下, h 与 L 的比值即可表征 Cartwheel 柔性环节的无量纲平面几何特性。之所以令 h/L 的平方根为无量纲参数, 是为了使拟合曲线在 h/L 值较小的情况下更加清晰可辨。

为准确的描述 Cartwheel 双轴柔性铰链的力学特性与几何尺寸参量之间的关系, 利用最小二乘法对大量的分析数据点进行了多项式函数拟合(每条曲线拟合 20 个数据点)。此处选取多项式拟合函数最高次项的阶次为 3 次, 而引入更高阶次的多项式项, 并不会显著提高拟合函数的拟合精度^[14]。得到带圆角短直梁 Cartwheel 双轴柔性铰链的无量纲几何尺寸参数方程为:

在沿 z 轴方向的力 F 作用下, 沿 z 轴方向的无量纲线位移刚度 C_z :

$$\frac{C_z}{Et} = -0.0023 + 0.0597\epsilon - 0.21\epsilon^2 + 0.4048\epsilon^3. \quad (3)$$

在沿 x 轴方向的横力 F 作用下, 绕 y 轴的无量纲转动刚度 k_{yF} :

$$\frac{k_{yF}}{Eh} = -0.0037 + 0.0645\epsilon - 0.3665\epsilon^2 + 0.77\epsilon^3. \quad (4)$$

在绕 y 轴方向力矩 M 作用下, 绕 y 轴的无量纲转动刚度 k_{yM} :

$$\frac{k_{yM}}{Eh^2} = 0.0081 - 0.1930\epsilon + 1.5108\epsilon^2 - 1.0291\epsilon^3. \quad (5)$$

绕 y 轴转动时的无量纲最大应力 σ_{yy} :

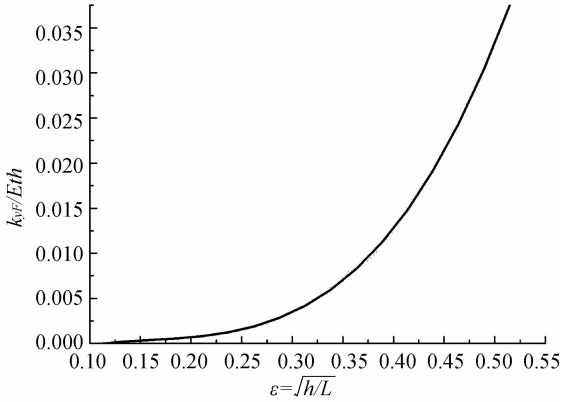
$$\frac{\sigma_{yy}}{\varphi E} = 0.0176 - 0.3019\epsilon + 2.2783\epsilon^2 - 0.8608\epsilon^3. \quad (6)$$

图 4 为根据拟合得到的三次多项式函数所绘制的带圆角短直梁 Cartwheel 双轴柔性铰链的无量纲设计图。

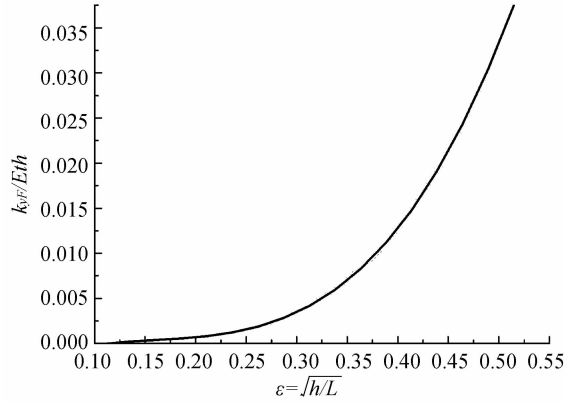
上述无量纲方程与无量纲设计图是利用最小二乘法对大量有限元分析数据进行多项式拟合的结果, 是由离散数据得到半解析数值解的过程, 在给定对双轴柔铰的刚度特性需求后, 可利用上述

多项式连续方程与设计图求解双轴柔铰的几何尺寸参量。从设计图曲线可知, Cartwheel 双轴柔

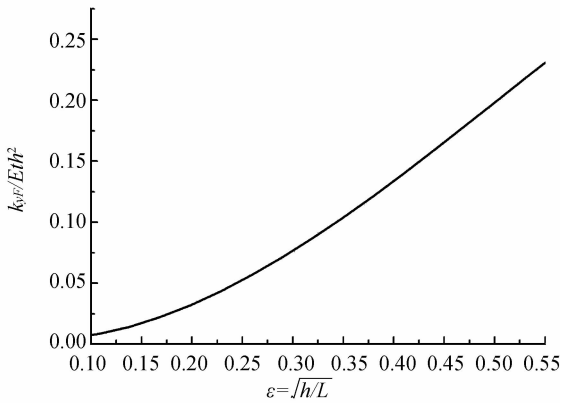
铰的刚度与梁的截面高度 h 成正相关, 与梁的长度 L 成负相关。



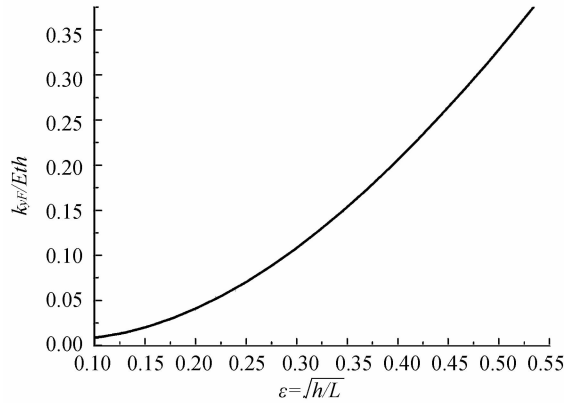
(b) 在横力 F 作用下绕 y 轴的无量纲转动刚度
(b) Dimensionless stiffness in axial direction



(b) 在横力 F 作用下绕 y 轴的无量纲转动刚度
(b) Dimensionless rotational stiffness under lateral force F



(c) 在力矩 M 作用下绕 y 轴的无量纲转动刚度
(c) Dimensionless rotational stiffness under moment M



(d) 绕 y 轴转动产生的无量纲最大应力
(d) Dimensionless rotational stress caused by rotation

图 4 带圆角短直梁 Cartwheel 双轴柔性铰链无量纲设计图

Fig. 4 Dimensionless design graph for Cartwheel bi-axial flexural hinge composed of filleted short beams

3 Cartwheel 型柔性铰链实例设计

应用上述无量纲设计方法, 针对某光学仪器中光学元件的支撑要求, 对 Cartwheel 双轴柔性铰链进行如下的实例设计。

3.1 柔铰的结构尺寸设计

某光学仪器要求双轴柔性铰链能够分别实现在两个正交方向上 $\pm 0.66^\circ$ 的最大转动角度 (即总转角行程 1.32°), 轴向刚度大于 7.0×10^7 N/m, 转动刚度不大于 $3\ 000$ Nm/rad。根据金属材料性能手册, 在结构材料采用高强度弹簧钢 60Si2Mn 的情况下, 其许用应力为 $1\ 200$ MPa, 则 Cartwheel

双轴柔铰对应最大应力的无量纲数可通过式(7)计算得到:

$$\frac{\sigma_{yy}}{\varphi E} = 0.502\ 6. \tag{7}$$

由无量纲设计图 4(d), 或将式(7)代入式(6)求解关于 ϵ 的三次方程可得所设计的 Cartwheel 双轴柔铰的无量纲数 ϵ 为:

$$\epsilon = \sqrt{h/L} = 0.621\ 1. \tag{8}$$

将式(8)代入式(3)可得:

$$\frac{C_z}{t} = 1\ 045 \times 10^{10}\ \text{Pa}. \tag{9}$$

由设计要求 $C_z > 7.0 \times 10^7$ N/m, 代入式(9)可得:

$$t > 6.70\ \text{mm}. \tag{10}$$

在满足式(10)的前提下, t 越小, 则双轴柔铰的重量越轻, 可令 Cartwheel 双轴柔铰的壁厚 $t=7$ mm, 则双轴柔铰沿 z 轴方向的无量纲线位移刚度 C_z 可通过无量纲设计图 4(a), 或代入式(3)得到:

$$C_z = 7.320 \times 10^7 \text{ N/m}. \quad (11)$$

至此, 决定 Cartwheel 双轴柔铰外形尺寸的未知参量只剩下 h , 将式(8)与式(10)代入式(5)可得:

$$\frac{k_{yM}}{h^2} = 3.237 \times 10^8 \text{ N/m}. \quad (12)$$

由于要求 $k_{yM} \leq 3\,000 \text{ Nm/rad}$, 代入式(12)可得:

$$h \leq 3.04 \text{ mm}. \quad (13)$$

可令双轴柔铰单根直梁厚度 $h=3$ mm, 由式(5)可计算得单根直梁的长度 $L=7.78$ mm, 并由式(5)可得设计的 Cartwheel 双轴柔铰在绕 y 轴方向力矩 M 作用下, 绕 y 轴的转动刚度为 $k_{yM} = 2\,912.01 \text{ Nm/rad}$.

至此, 决定 Cartwheel 双轴柔铰的全部尺寸参数都已经确定, 并且能够满足设计要求。表 2 给出了实例设计的 Cartwheel 双轴柔铰的尺寸参数与相应的无量纲数。

表 2 设计实例的无量纲参数

Tab. 2 Parameters of design case

设计参数	数值
无量纲数 ϵ	0.621 1
圆角半径 R/mm	2.1
直梁长度 L/mm	7.78
直梁截面高度 h/mm	3
双轴柔铰壁厚 t/mm	7
最大转角 $\varphi/(\text{^\circ})$	0.66
绕 y 转动刚度为 $k_{yM}/(\text{Nm} \cdot \text{rad}^{-1})$	2 912.01
轴向线位移刚度 $C_z/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	7.320×10^7

3.2 柔铰刚度的有限元数值分析

利用 MD NASTRAN 有限元分析软件对所设计加工的 Cartwheel 双轴柔铰的刚度进行数值分析计算。基于上述尺寸设计参数, 利用 MSC/PATRAN 有限元前处理器建立了双轴柔铰的 10 节点四面体网格模型。在双轴柔铰的柔性环节处网格密度有所增加, 以增加建模与有限元计算的准确性。

为了模拟在双轴柔铰上部转动平台上施加的转矩载荷, 在上端面中心点偏上 10 mm 处建立一个节点 node, 以其为主节点 (Independent Term), 以双轴柔铰上端面的所有节点为从节点 (Dependent Terms), 并约束所有从节点沿 x, y, z 3 个正交方向的线位移自由度 (U_x, U_y, U_z) 和绕 x, y, z 3 个正交方向的角位移自由度 (R_x, R_y, R_z), 建立 RBE2 型刚性连接 MPC 多点约束。之后在主节点处施加单位转矩载荷, 分析得到边缘处 z 向位移为 $\Delta Z = 9.15 \times 10^{-6} \text{ mm}$, 代入式(8)可求得有限元数值计算得到绕 y 轴的转动刚度 $k_{yM}' = 3\,060.11 \text{ Nm/rad}$.

$$k'_{yM} = \frac{M}{\theta} = \frac{M\Phi}{2\Delta Z}, \quad (14)$$

其中: M 为施加的单位转矩, $\Phi = 56 \text{ mm}$ 为 Cartwheel 双轴柔铰的外直径, ΔZ 为边缘处 z 向位移。图 5 为对 Cartwheel 双轴柔铰进行上述有限元数值分析得到的位移云纹图。

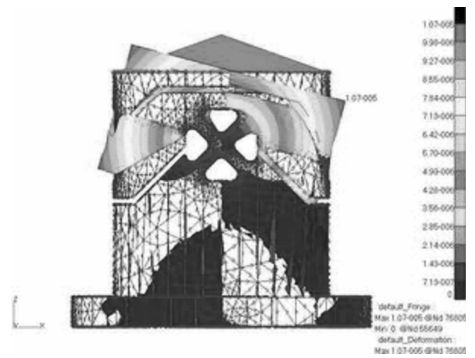


图 5 柔铰设计实例有限元数值分析得到的位移云纹图

Fig. 5 Displacement fringe of FEA results of design case

4 实验验证

4.1 Cartwheel 双轴柔铰转动刚度测量

为了验证利用无量纲设计图方法来设计 Cartwheel 双轴柔性铰链转动刚度的准确性与有限元数值分析结果的准确性, 搭建了光学测试平台, 对 Cartwheel 双轴柔铰的转动刚度进行了测量实验。具体实施方案如图 6 所示: 工装板由螺钉紧固在气浮隔振平台上; 将 Cartwheel 双轴柔铰的固定平台连接在工装板上; 而在 Cartwheel 双轴柔铰的转动平台上连接固定一根金属杆; 在杆的一端悬吊砝码, 利用方向平行于柔铰的轴向且与轴线偏置一定距离的砝码的重力作用, 来模拟施加在上平台的转

矩;在金属杆的中心固定有一个平面反射镜,利用自准测微平行光管即可测量悬吊砝码前后的反射镜角度偏差,此偏差即为 Cartwheel 双轴柔铰的转动平台在模拟力矩载荷作用下的转动角度。令砝码质量为 M ,自重 F_G 的作用点与柔铰轴线之间的偏置距离为 $l=0.1\text{ m}$ 。在实验过程中,采用砝码质量每次递增 200 g 的加载方式,加载从 200 g 递增至 $2\,400\text{ g}$,以测量双轴柔铰在不同加载 F_G 作用下的转角变化。

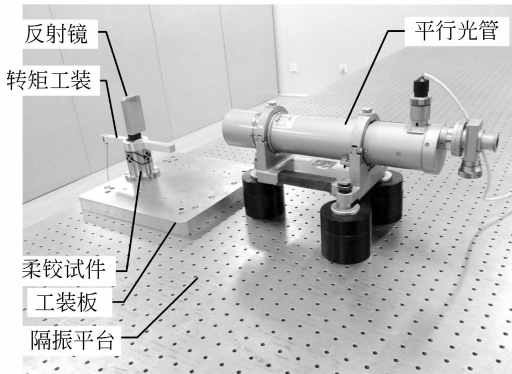


图6 光学测量实验

Fig. 6 Optical experimental setup

表3 柔铰转动刚度试验数据

Tab. 3 Experimental results of rotation stiffness

测量次数	砝码质量 M/g	大格读数 $\alpha/(')$	小格读数 $\beta/(')$	绝对角度 $\gamma/(')$	角度增量 $\theta/(')$
1	200	7	1.5	421.5	—
2	400	6	49.0	409.0	12.5
3	600	6	31.8	391.8	17.2
4	800	6	16.1	376.1	15.7
5	1 000	6	1.9	361.9	14.2
6	1 200	5	47.0	347.0	14.9
7	1 400	5	32.7	332.7	14.3
8	1 600	5	18.0	318.0	14.7
9	1 800	5	3.5	303.5	14.5
10	2 000	4	48.7	288.7	14.8
11	2 200	4	34.4	274.4	14.3
12	2 400	4	19.9	259.9	14.5
平均值	—	—	—	—	14.7
标准差	—	—	—	—	1.13

测量结果如表3所示。其中大格读数 α 为平行光管标尺的读数,小格读数 β 为读数鼓读数,绝对角度 $\gamma=\alpha\times 60+\beta$,前后两次加载的绝对角度 γ 之差即为角度增量 θ 。

表3中,取角度增量 θ 的平均值 $14.7''$ 为对应 200 g 砝码重力 F_G 的柔铰转角变化值。则双轴柔铰的转动刚度实验测量值 $k_{y\theta}$ 可由式(9)求得。带入式(9)时, θ 须转换为弧度值, $l=0.1\text{ m}$, $F_G=1.96\text{ N}$ 。

$$k_{y\theta} = \frac{lF_G}{\theta}. \quad (15)$$

表4给出了 Cartwheel 双轴柔铰转动刚度的设计值、数值计算值与实验值三个结果之间的对比。三者之间的最大相对误差为 10.1% 。该结果验证了文中利用无量纲设计图方法对 Cartwheel 双轴柔性铰链进行工程设计的准确性。

表4 柔铰转动刚度的设计值、数值计算值与实验值的比较

Tab. 4 Comparison of rotation stiffnesses between theoretical, FEA and experimental results (Nm/rad)

	设计值	数值计算值	实验值
转动刚度	2 912.01	3 060.11	2 750.20

4.2 有限元数值计算与测量数据的误差分析

由表4可知:设计值、有限元数值计算值与实验测量值之间的相对误差最大为 10.1% 。有必要对无量纲设计公式的求解、有限元数值计算与实验测量过程中的误差源进行分析。

(1)无量纲设计公式求解过程中的误差为:

在求解无量纲设计公式的过程中,是利用最小二乘法,对大量离散参数化有限元分析数据进行三次多项式拟合得到的。各离散点的有限元分析数据本身带有有限元计算方法的误差;而最小二乘法本身也是一种近似方法,具有一定误差。

(2)有限元计算过程中的误差主要有:

有限元计算程序是通过连续体的离散近似来求解计算的,求解精度受有限元网格的近似程度、程序算法等因素影响;在建立有限元模型时,设定的边界条件、施加的外界载荷与输入的材料物理参数等因素的不准确性会对求解精度造成影响。

(3)测量实验过程中的误差主要有:

自准光管的仪器误差与操作者的人为误差。所使用的 JZC 型自准测微平行光管,其角度测量

误差在视场中央部位 $3'$ 范围内为 $1''$, $10'$ 范围内为 $3''$; 用于移动自准光管分划板十字分划的手轮上安装有读数鼓, 其最小刻度值为 $1''$, 读数时需估读至 $0.1''$; 上述两项为自准光管所带来的系统误差。在将测微目镜分划板上的十字分划对准经反射镜返回的十字分划的像时, 是由操作者经肉眼判断、瞄准并调节的, 引入了操作者的瞄准误差。

5 结 论

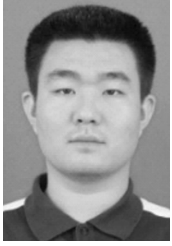
根据精密光学仪器中对光学元件柔性支撑的需要, 提出了一种由带圆角短直梁复合组成的

Cartwheel 型双轴柔性铰链, 并利用无量纲设计图方法对该柔性铰链的刚度、最大应力、转角行程等特性进行了研究。之后, 根据工程需要进行了实例设计, 并对设计实例进行了有限元数值分析。最后, 建立了光学测试平台, 对该设计实例的转动刚度进行了测量。有限元数值分析结果、实验测量结果与设计的结果符合较好, 最大相对误差为 10.1% , 并对有限元数值分析与实验测量过程中的误差源进行了讨论。同传统解析计算方法相比, 无量纲设计图方法更能对带圆角短直梁 Cartwheel 型双轴柔性铰链进行快速、方便、准确的设计。

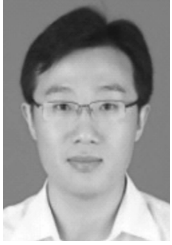
参考文献:

- [1] HOWELL L L. *Compliant Mechanisms* [M]. New York: Wiley, 2001.
- [2] SMITH S T. *Flexures: Elements of Elastic Mechanisms* [M]. New York: Gordon and Breach Science Publishers, 2000.
- [3] CHOI K B, LEE J J, KIM M Y. Cartwheel flexure-based compliant stage for large displacement driven by a stack-type piezoelectric element [C]. *International Conference on Control, Automation and Systems, Seoul*, 2007: 2754-2758.
- [4] 鲁亚飞, 范大鹏, 范世珣, 等. 快速反射镜两轴柔性支撑设计[J]. *光学精密工程*, 2010, 18(12): 2574-2582.
- LU Y F, FAN D P, FAN SH X, *et al.*. Design of two axis elastic support for fast steering mirror [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(12): 2574-2582. (in Chinese)
- [5] 辛宏伟, 关英俊, 李景林, 等. 大孔径长条反射镜支撑结构的设计[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(7): 1560-1568.
- XIN H W, GUAN Y J, LI J L, *et al.*. Design of support for large aperture rectangular mirror [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(7): 1560-1568. (in Chinese)
- [6] NICOLAE L. *Compliant Mechanisms: Design of Flexure Hinges* [M]. CRC Press, 2002.
- [7] RIJNVELD N, PIJNENBURG J A C M. Picometer stable scan mechanism for gravitational wave detection in space [J]. *SPIE*, 2010, 7734: 77341R-1-12.
- [8] 李琳, 杨勇. 空间曲线切口式柔性铰的设计[J]. *光学精密工程*, 2010, 18(10): 2192-2198.
- LI L, YANG Y. Design of flexure hinges with space curve notches [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(10): 2192-2198. (in Chinese)
- [9] SCHOTBORGH W O, KOKKELER F G M, HANS T, *et al.*. Dimensionless design graphs for flexure elements and a comparison between three flexure elements [J]. *Precision Engineering*, 2005, 29: 41-47.
- [10] BI SH SH, ZHAO H ZH, YU J J. Modeling of a cartwheel flexural pivot [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2009, 131: 061010-1-9.
- [11] PEI X, YU J J, ZONG G H, *et al.*. The modeling of cartwheel flexural hinges [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, 44: 1900-1909.
- [12] 刘鸿文. *材料力学* [M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- LIU H W. *Mechanics of Materials* [M]. Beijing: Higher Education Press, 2004. (in Chinese)
- [13] TIAN Y, SHIRINZADEH B, ZHANG D, *et al.*. Three flexure hinges for compliant mechanism designs based on dimensionless graph analysis [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34: 92-100.
- [14] BI SH SH, ZHAO SH SH, SUN M L, *et al.*. Novel annulus-shaped flexure pivot in rotation application and dimensionless design [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 22(6): 800-809.

作者简介:



李宗轩(1986—),男,河北衡水人,博士研究生,2009年于中国科学技术大学获得学士学位,主要从事精密光学仪器设计与分析方面的研究。E-mail: li-zongx@126.com



张雷(1982—),男,山东菏泽人,副研究员,2003年于东北大学获学士学位,2008年于中科院长春光学精密机械与物理研究所获博士学位,研究方向为空间相机支撑结构设计。E-mail: zhangleisong@tom.com



姚劲松(1962—),男,吉林洮南人,高级工程师,研究方向为精密机械设计与装调。E-mail: yaojinsong@ciomp.ac.cn



解鹏(1985—),男,山东聊城人,硕士,研究实习员,2007年于中国科学技术大学获学士学位,2010年于中科院长春光学精密机械与物理研究所获硕士学位,研究方向为机械设计与误差分析。E-mail: wl2sbq1314@126.com



孔林(1986—),男,安徽舒城人,博士研究生,2009年于中国科学技术大学获得学士学位,研究方向为航天器热控制。E-mail: konglin@mail.ustc.edu.cn

导师简介:



金光(1958—),男,吉林长春人,博士,研究员,博士生导师,1982年于长春光学精密机械学院获学士学位,1991年、2001年于中科院长春光学精密机械与物理研究所分别获硕士、博士学位,主要从事星载一体化技术方面的研究。E-mail: jing@ciomp.ac.cn

(版权所有 未经许可 不得转载)