直圆抛物线复合铰链柔度研究

张　伟[1,2],杨立保[1],李清雅[1,2],王　严[1],王　晶[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 100049)

摘　要: 提出了一种新型柔性铰链:双边直圆抛物线复合铰链,建立了其理论结构模型,利用卡氏第二定理及微积分理论对铰链的主要性能指标柔度和转动精度进行计算,并取实际参数对柔度及转动精度进行了理论计算及有限元分析,同时对影响铰链性能的结构参数进行研究,结果表明:铰链柔度及转动精度的理论值与有限元分析值相比较,一致性大于 92%,且铰链柔度随最小切割厚度 t 的变化最大。作为一种新型铰链与其他柔性铰链进行了对比,直圆抛物线铰链融合了直圆铰链与抛物线铰链的优点,当 $c<L/2$ 时,铰链具有较强的转动性能及较弱的载荷敏感性,且热适应能力更强。所设计的直圆抛物线铰链为包括空间环境使用的支撑结构柔节的设计提供了指导。

关键词: 铰链; 柔度; 直圆; 抛物线

中图分类号: V414.19　　**文献标志码:** A　　**DOI:** 10.3788/IRLA201847.1117009

Research on compliance of compound circular-parabolic hinges

Zhang Wei[1,2], Yang Libao[1], Li Qingya[1,2], Wang Yan[1], Wang Jing[1]

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;
2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: A new type of flexible hinges was proposed, which were double sided circular- parabolic hinges. The theoretical structure model of the hinges was established. The Castigliano′s second theorem and calculus theory were used to calculate the main performance indexes that were compliance and rotational accuracy of the hinges. The theoretical calculation and finite element analysis of the compliance and rotational accuracy were carried out. At the same time, the structural parameters that affected the hinges′ performance were studied. The results show that the theoretical values of compliance and rotational accuracy were better than those of the finite element analysis, and the consistency was greater than 92%. And the minimum cutting thickness t had the greatest influence on the change of hinges′ compliance. As a new type of hinge, compared with other flexible hinges, the circular-parabolic hinges combined the advantages of straight circular hinges and parabolic hinges. At that time, the hinges had stronger rotation performance and weaker load sensitivity, and the thermal adaptability was stronger. The design of the circular-parabolic hinges provids guidance for the design of the support structure including using in the space environment.

Key words: hinges; compliance; circular; parabolic

收稿日期: 2018-06-10;　**修订日期:** 2018-07-20

基金项目: 国防科技预研基金(1040603)

作者简介: 张伟(1992-),男,博士生,主要从事空间相机结构设计、在轨维护方面的研究。Email: zhangwei415@mails.ucas.ac.cn

导师简介: 王晶(1966-),女,研究员,主要从事光电成像与测量技术方面的研究。Email: wangjing@ciomp.ac.cn

0 引 言

柔性铰链利用材料的弹性变形和自恢复特性，使得连接的两个件产生高精度的相对位移[1]。不同于传统的运动副连接，柔性铰链具有较多优点，如结构紧凑、无间隙、无摩擦、运动精度高、制造工艺简单等，在精密设备、镜子支撑等领域使用较广[2]。

Paros 和 Weisbord[3]根据 Euler-Bernoulli 方程分析了直圆铰链的性能，推导了其柔度的解析式，为此后柔性铰链柔度的研究奠定了基础；Lobontiu[4]分析了抛物线柔性铰链的柔度、精度等性能，推导了其理论计算公式；国内的陈贵敏则对直圆椭圆形柔性铰链进行了分析计算。以往学者对单一形状及复合型铰链均有研究，但尚未见到将直圆和抛物线铰链结合的相应研究分析。

当所在环境温度变化较大时，由于材料的各向异性以及不一致会对结构性能产生影响，柔节的作用就是降低温度变化的影响。除此之外，柔节还有减小所支撑组件的偏心误差、释放装配应力等作用[5]。很多场合需要转动能力高、载荷敏感性弱、温度适应能力强的柔性铰链，且要具有一定的释放热应力(柔度)和抵抗变形(刚度)的能力[6-7]。由于抛物线铰链载荷敏感性较强，转动性能稍弱[8]，直圆铰链转动能力及转动精度较大，但载荷敏感性及温度适应性稍差，将抛物线和直圆结合可结合其优势，因此文中提出了双边直圆抛物线复合铰链。对其进行了分析，并将双边直圆抛物线铰链与双边直圆铰链、抛物线铰链、直圆双曲线铰链的性能对比，结果表明文中所研究的双边直圆抛物线铰链综合性能均优于后三种。

1 双边直圆抛物线复合铰链的计算

1.1 柔性铰链模型的建立

建立双边直圆抛物线复合铰链理论结构模型，如图 1 所示，其由半径为 R 的圆以及抛物线组成。铰链分为双边铰链与单边铰链，双边铰链由两部分铰链延 X 轴上下对称组成，每一部分为对应的单边铰链，文中主要对双边铰链的性能进行分析计算。假定：

(1) 铰链的整体切割厚度，即直圆与抛物线两部分铰链最小切割厚度为 t，且连接平滑；

(2) 铰链直圆部分的半径 R 等于抛物线部分的长度 L；

(3) 以直圆与抛物线的交点作为抛物线的顶点。

如图 1 所示，影响柔性铰链工作性能的主要结构参数有直圆半径 R、抛物线部分的切割深度 c、直圆部分与抛物线部分长度 L、铰链的最小厚度 t、铰链宽度 b。

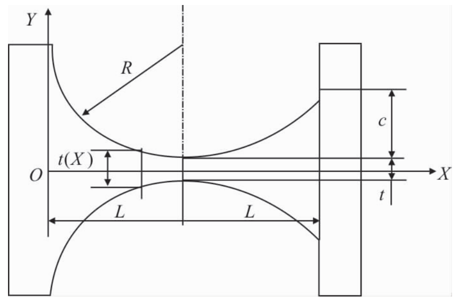

图 1 直圆抛物线柔性铰链的理论结构模型

Fig.1 Theoretical structure model of circular-parabolic flexure hinges

1.2 柔性铰链整体柔度的计算

在对双边直圆抛物线铰链性能计算时，为了其计算简便，假设[9]：

(1) 铰链形变只产生在直圆与抛物线部分；

(2) 因为铰链实际产生的形变较小，忽略铰链各部分之间形变的耦合影响；

(3) 分析小变形悬臂梁时，弯矩和力使得铰链产生形变，考虑轴向载荷而忽略剪切和扭转带来的影响。

根据以上假设，假定铰链抛物线部分所在的一端完全固定，直圆部分所在的一端施加转动力矩 M_{z0} 及力 F_{x0}、F_{y0}，并可自由移动转动，如图 2 所示。

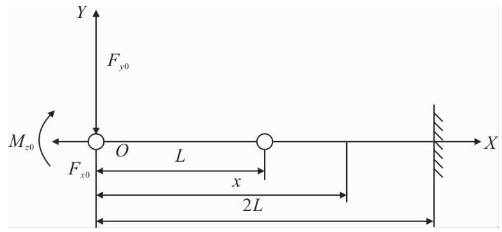

图 2 直圆抛物线柔性铰链受力示意图

Fig.2 Load sketch of circular-parabolic flexure hinges

由图 2 可知，转动力矩 M_{z0} 及 F_{y0} 使得直圆抛物线复合铰链发生绕 Z 轴旋转的微小角位移 θ；力 F_{x0} 使铰链产生延 X 方向的拉伸或压缩运动，并产生微

小位移 x；转动力矩 M_{z0} 及 F_{y0} 使铰链产生延 X 轴及 Y 轴方向的拉伸或压缩运动，产生微小位移 y。由卡氏第二定理可知，简支梁如果一端完全固定，另一端承受弯矩及力，则 0 点形变与载荷的关系为：

$$\begin{bmatrix}\theta_{z0}\\ y_0\\ x_0\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}C_{\theta_z,M_z} & C_{\theta_z,F_y} & 0\\ C_{y,M_z} & C_{y,F_y} & 0\\ 0 & 0 & C_{x,F_x}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}M_{z0}\\ F_{y0}\\ F_{x0}\end{bmatrix} \tag{1}$$

式中：$C_{i,j}$ 为柔度。

由刚度互等原理可知 $C_{\theta_z,F_y}=C_{y,M_z}$；根据卡氏第二定理可知 $\begin{cases}\theta_{z0}=\dfrac{\partial U}{\partial M_{z0}}\\ y_0=\dfrac{\partial U}{\partial F_{y0}}\\ x_0=\dfrac{\partial U}{\partial F_{x0}}\end{cases}$；通过材料力学相关理论，变形能为：

$$U=\frac{1}{2}\left(\int_t\frac{F_x^2}{EA(x)}+\int_t\frac{M_z^2}{EI_{z(x)}}\right) \tag{2}$$

式中：E 为材料的弹性模量；$A(x)$为铰链的横截面面积，$A(x)=bt(x)$，$t(x)$为铰链的可变厚度；$I_{z(x)}$为转动惯量，$I_{z(x)}=bt(x)^3/12$；$F_x=F_{x0}$；$M_z=F_{z0}-F_{y0}x$。

$t(x)$的表达式为：

$$t(x)=\begin{cases}2\left[L+t/2-\sqrt{R^2-(x-L)^2}\right],\ 0<x<L\\ 2\left[c(x/L-1)^2+\dfrac{t}{2}\right],\ L<x<2L\end{cases} \tag{3}$$

求得铰链形变为：

$$\begin{cases}\theta_{z0}=\dfrac{\partial U}{\partial M_{z0}}=\dfrac{12}{Eb}(M_{z0}I_{\theta_{z0},M_z}-F_yI_{y,M_z})\\ y_0=\dfrac{\partial U}{\partial F_{y0}}=\dfrac{12}{Eb}(M_{z0}I_{y,M_z}+F_{y0}I_{y,F_y})\\ x_0=\dfrac{\partial U}{\partial F_{x0}}=\dfrac{F_{x0}I_{x,F_x}}{Eb}\end{cases} \tag{4}$$

其中，积分变量分别为：

$$\begin{cases}I_{\theta_z,M_z}=\displaystyle\int_t\frac{\mathrm{d}x}{t(x)^3}=\int_0^L\frac{\mathrm{d}x}{8\left(L+t/2-\sqrt{R^2-(x-L)^2}\right)^3}+\int_L^{2L}\frac{\mathrm{d}x}{8\left(c(x/L-1)^2+t/2\right)^3}\\ I_{y,M_z}=\displaystyle\int_t\frac{x\mathrm{d}x}{t(x)^3}=\int_0^L\frac{x\mathrm{d}x}{8\left(L+t/2-\sqrt{R^2-(x-L)^2}\right)^3}+\int_L^{2L}\frac{x\mathrm{d}x}{8\left(c(x/L-1)^2+t/2\right)^3}\\ I_{y,F_y}=\displaystyle\int_t\frac{x^2\mathrm{d}x}{t(x)^3}=\int_0^L\frac{x^2\mathrm{d}x}{8\left(L+t/2-\sqrt{R^2-(x-L)^2}\right)^3}+\int_L^{2L}\frac{x^2\mathrm{d}x}{8\left(c(x/L-1)^2+t/2\right)^3}\\ I_{x,F_x}=\displaystyle\int_t\frac{\mathrm{d}x}{t(x)}=\int_0^L\frac{\mathrm{d}x}{2\left(L+t/2-\sqrt{R^2-(x-L)^2}\right)}+\int_L^{2L}\frac{\mathrm{d}x}{2\left(c(x/L-1)^2+t/2\right)}\end{cases} \tag{5}$$

计算得到铰链整体各方向柔度公式为：

$$C_{\theta_z,M_z}=\frac{3L}{4Ebt^{5/2}}\cdot\left[\frac{2\sqrt{ct}(6c+5t)+3\sqrt{2}(2c+t)^2\arctan(\sqrt{2c/t})}{4Ebt^{5/2}\sqrt{c}(2c+t)^2}+\frac{16(\sqrt{t(4L+t)}(6L^2+4Lt+t^2)+3L(2L+t)^2\arctan(2L/\sqrt{t(4L+t)}))}{(2L+t)(4L+t)^{2/5}}\right]$$

$$C_{y,M_z}=\frac{3}{4Ebt^{5/2}}\cdot\left[\frac{L^2(2\sqrt{ct}(10c+9t)+3\sqrt{2}(2c+t)^2\arctan(\sqrt{2c/t})}{\sqrt{c}(2c+t)^2}+\frac{8(\sqrt{t(4L+t)}(L^2t-2L^3)+6L^3(2L+t)\arctan(2L/\sqrt{t(4L+t)}))}{((4L+t)^{2/5}}\right]$$

$$C_{y,F_y}=\frac{3}{8Ebt^{5/2}}\cdot\left[\begin{array}{l}\dfrac{L^3(2\sqrt{ct}(28c^2+28ct-t^2)+\sqrt{2}(2c+t)^2(6c+t)\arctan\left(\dfrac{\sqrt{2c}}{\sqrt{t}}\right)}{c^{3/2}(2c+t)^2}+\dfrac{2(\sqrt{t(4L+t)}(-16L^4-8L^3(8\sqrt{L^2}-3t)}{(4L+t)^{2/5}}+\\ 8L^2(3+2\pi)t^2+4L(1+2\pi)t^3+\pi t^4+2(2L+t)^3(6L^2-4Lt-t^2)\arctan\left(\dfrac{2L}{\sqrt{t}\sqrt{4L+t}}\right)\end{array}\right]$$

$$C_{x,F_x}=\frac{1}{2Eb}\left[\frac{\sqrt{2}L}{\sqrt{ct}}\arctan\sqrt{\frac{2c}{t}}+\frac{\pi}{2}\sqrt{t(4L+t)}-\frac{2L+t}{\sqrt{t(4L+t)}}\arctan\frac{2L}{\sqrt{t(4L+t)}}\right] \tag{6}$$

1.3 柔性铰链转动精度分析

铰链在理论工作时，形变只发生在铰链受力部位，但即使作用在铰链上的力很小，铰链的中心也会偏移理论位置，对其转动精度产生影响。铰链的转动精度可由铰链中心 1 点的柔度代替，为了求 1 点的柔度，类似于求解铰链柔度的方法，在中心点 1 施加一组虚力 F_{x1}、F_{y1}，如图 2 所示，通过卡氏第二定理及微积分理论求解 1 点相应的位移，同理可知：

$$\begin{bmatrix} 0 \\ y \\ x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ C'_{y,M_z} & C'_{y',F_y} & 0 \\ 0 & 0 & C'_{x,F_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{z0} \\ F_{y0} \\ F_{x0} \end{bmatrix} \tag{7}$$

根据卡氏第二定理可知 $\begin{cases} x_1 = \dfrac{\partial U}{\partial F_{x1}} \\ y_1 = \dfrac{\partial U}{\partial F_{y1}} \end{cases}$。

通过材料力学相关理论，变形能为：

$$U = \frac{1}{2}\left(\int_t \frac{F_x^2}{EA(x)} + \int_t \frac{M_z^2}{EI_{z(x)}} \right) \tag{8}$$

式中：E 为材料的弹性模量；$I(x)$为转动惯量。

X 点处所受的弯矩 M_z 和轴向力 F_x 分别为：

$$\begin{cases} F_{x0} = -F_{x0} - F_{x1} \\ M_z = M_{z0} - M_{y0}x + F_{y1}(x-L) \end{cases} \tag{9}$$

由公式(7)~(9)可知铰链转动精度解析式为：

$$\begin{cases} C'_{y,M_z} = \dfrac{12}{Eb}\left(I'_{y,M_z} I'_{y,M_z} - L I'_{\theta_z,M_z} \right) \\ C'_{y,F_y} = \dfrac{12}{Eb}\left(I'_{y,F_y} - L I'_{y,M_z} \right) \\ C'_{x,F_x} = \dfrac{I'_{x,F_x}}{Eb} \end{cases} \tag{10}$$

其中积分变量为：

$$\begin{cases} I'_{\theta_z,M_z} = \displaystyle\int_t \frac{dx}{t(x)^3} = \int_L^{2L} \frac{dx}{8(c(x/L-1)^2+t/2)^3} \\ I'_{y,M_z} = \displaystyle\int_t \frac{x dx}{t(x)^3} = \int_t^{2L} \frac{x dx}{8(c(x/L-1)^2+t/2)^3} \\ I'_{y,F_y} = \displaystyle\int_t \frac{x^2 dx}{t(x)^3} = \int_L^{2L} \frac{x^2 dx}{8(c(x/L-1)^2+t/2)^3} \\ I'_{x,F_x} = \displaystyle\int_t \frac{dx}{t(x)} = \int_L^{2L} \frac{dx}{2(c(x/L-1)^2+t/2)} \end{cases} \tag{11}$$

将公式(12)代入公式(11)中得到：

$$C'_{y,M_z} = \frac{3L^2(-2\sqrt{ct}\,(10c+9t)+\sqrt{2}\,(2c+t)^2(-3+2t^2)\arctan(\sqrt{2c/t}\,))}{4\sqrt{c}\,Ebt^{5/2}(2c+t)^2}$$

$$C'_{y,F_y} = \frac{12}{Eb}\cdot$$

$$\left[\frac{L^3(2\sqrt{ct}\,(28c^2+28ct-t^2)+\sqrt{2}\,(2c+t)^2(6c+t)\arctan(\sqrt{2c/t}\,))}{32c^{3/2}t^{5/2}(2c+t)^2} - \frac{L^3}{16c}\left[\frac{2\sqrt{2c}\,\arctan(\sqrt{2c/t}\,)}{\sqrt{t}} - \ln(t) + \ln(2c+t) \right] \right]\cdot$$

$$C'_{x,F_x} = \frac{L\arctan(\sqrt{2c/t}\,)}{\sqrt{2ct}\,Eb} \tag{12}$$

2 柔性铰链的算例分析及有限元验证

2.1 算例分析

为了量化分析双边直圆抛物线铰链性能，首先对其进行实例计算。计算与分析中均采用 TC4 材料，材料参数 E=110 GPa，μ=0.3。取 9 组参数列于表1，将其分别代入到文中推导的柔性铰链柔度性能公式(6)、转动精度公式(12)中得到理论计算结果。表1 中各参数意义如图 1 描述所示。

2.2 有限元仿真及分析

采用 MSC/PATRAN 建立有限元模型，如图 3 所示，通过建立 MPC 施加相应的载荷，铰链的直圆部分施加载荷 F_{x0}=1 N，F_{y0}=1 N，F_{M0}=1 N·m，抛物线部分完全固定。对铰链 0、1 点相应的形变进行计算，通过公式(1)、(7)得出柔度及转动精度，与通过

表 1 柔性铰链参数表

Tab.1 Parameters of flexible hinges

Number	L/mm	R/mm	t/mm	b/mm	c/mm
1	8	8	0.5	5	2
2	8	8	2	7	2
3	8	8	2	9	5
4	10	10	1	5	5
5	10	10	0.5	7	2
6	10	10	2	9	5
7	12	12	0.5	5	2
8	12	12	1	7	2
9	12	12	2	9	5

公式(6)、(12)的理论结果比较,仿真与理论结果计算误差如图 4、5 所示。

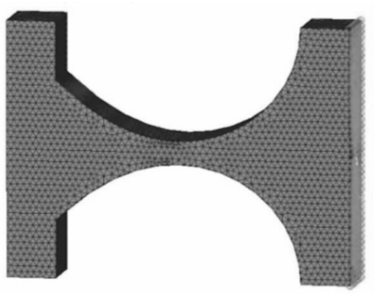

图 3 双边直圆抛物线柔性铰链的有限元模型

Fig.3 Finite element model of double sided circular-parabolic flexure hinges

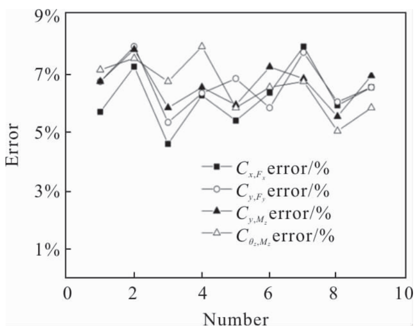

图 4 柔度理论计算结果与有限元仿真结果误差值

Fig.4 Comparison of the results of compliance of theory with the results of finite element simulation

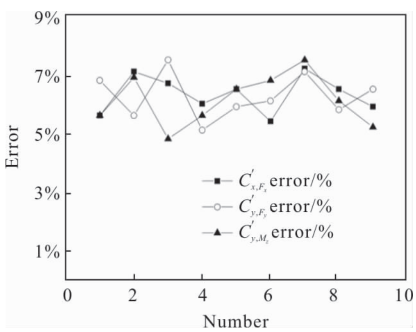

图 5 转动精度理论计算结果与有限元仿真结果对比

Fig.5 Comparison of the theoretical calculations of rotational accuracy and finite element simulation results

由图 4、图 5 得知铰链柔度及转动精度理论结果与有限元结果对比,其误差均小于 8%,即其一致性大于 92%,表明理论推导过程及其结果的准确性。虽然理论计算和有限元仿真结果一致性满足要求,但还存在误差,误差可能有两方面的原因:理论计算和有限元仿真。首先在理论计算中,建立柔性铰链的悬臂梁等效模型基于一系列的假设,例如变形集中于直圆与抛物线部分、忽略各部分形变耦合影响、忽略剪切和扭转影响等,这些假设会引入建模误差。其次在有限元仿真中,柔性铰链是连续体,有限元分析必须先对它进行离散化来进行近似计算,从而产生离散误差。此外为了兼顾有限元分析的精度和效率,单元网格划分的大小也可能会引入误差。

3 直圆抛物线复合铰链柔度性能分析

3.1 铰链柔度与其参数的关系

分析公式(6)、(12)可知,柔度性能与 E、b 成单调递减关系,其他铰链结构参数 t、c、L 均影响铰链的柔度性能,且其影响关系较复杂。现利用 Matlab 对铰链柔度进行计算,分析柔度与 t、c、L 之间的关系。作出柔度 C_{θ_z,M_z} 随参数(L,c)、(L,t)、(t,c)的关系图,图 6~8 所示分别为双边直圆抛物线铰链柔度 C_{θ_z,M_z} 随设计参数 c 和 t、c 和 L、L 和 t 的变化关系,其他柔度的变化关系与 C_{θ_z,M_z} 类似。

根据图 6~8 双边直圆抛物线铰链柔度 C_{θ_z,M_z} 的变

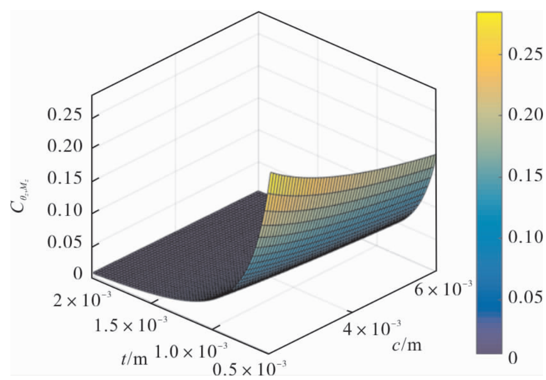

图 6 双边直圆抛物线铰链柔度 C_{θ_z,M_z} 随设计参数 c 和 t 变化关系

Fig.6 Relationship between double sided circular-parabolic hinges' compliance C_{θ_z,M_z} and the design parameters c, t

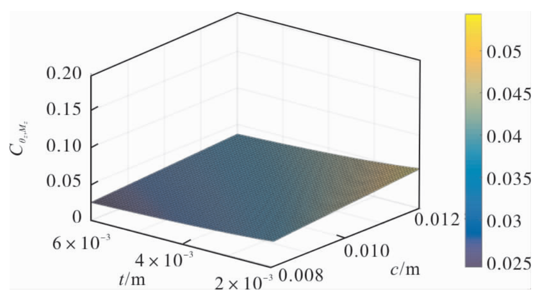

图 7 双边直圆抛物线铰链柔度 C_{θ_z,M_z} 随设计参数 c 和 L 变化关系

Fig.7 Relationship between double sided circular-parabolic hinges' compliance C_{θ_z,M_z} and the design parameters c, L

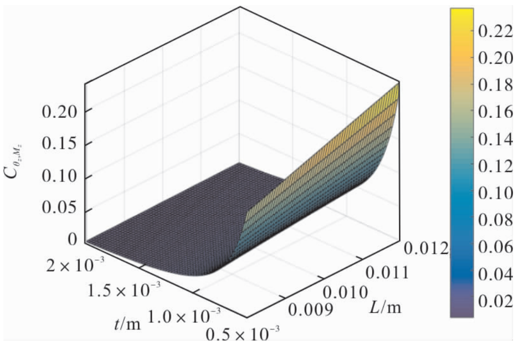

图 8 双边直圆抛物线铰链柔度 C_{θ_z,M_z} 随设计参数 L 和 t 变化关系

Fig.8 Relationship between double sided circular-parabolic hinges' compliance C_{θ_z,M_z} and the design parameters L, t

化关系可知,柔度与铰链半长度 L、直圆半径 R 成正比关系,与 t、c 成反比关系。根据分析可知,在 L 或 c 一定的情况下,柔度随 t 的变化较快,在 t 一定时柔度随 L、c 的变化缓慢,说明双边直圆抛物线复合铰链对参数 t 的变化最敏感,L、c 次之。

3.2 与其他柔性铰链性能对比

双边直圆抛物线复合铰链作为一种新型柔性铰链,为了分析其相对于目前较常用的其他柔性铰链性能是否有所提升,将其与双边直圆柔性铰链、双边抛物线柔性铰链[10]、双边直圆双曲线铰链[11]进行比较,定义相对柔度比公式:

$$\gamma=\frac{C}{C_x} \tag{13}$$

式中:C、C_x 为文中及其他铰链的柔度。

结构参数取表 1 数据,由公式(13)计算出双边直圆抛物线复合铰链与其他三种铰链的的相对柔度比,通过计算发现 1、2、5、7、8 组数据对比明显而 3、4、6、9 组数据差别较小。分析其参数取值差别,主要区别在于抛物线铰链切割深度 c 取值不同,说明 c 对柔度的影响大于 L 对柔度的影响。此处主要对柔度随 c 的变化关系进行分析。为分析差别产生的原因,根据相关文献选择一组参数 t=2 mm,b=10 mm,L=10 mm,分析直圆抛物线铰链与其组成部分直圆铰链和抛物线铰链的柔度 C_{θ_z,M_z} 与 c 的关系,如图 9 所示,其他柔度随 c 的变化关系与 C_{θ_z,M_z} 类似。

由图 9 分析可知,双边直圆抛物线铰链切割深度 c 越大,C_{θ_z,M_z} 越小,即铰链的柔度与切割深度 c 是单调变化关系。当 c<5.2 mm 时,直圆抛物线铰链的转动能力大于直圆铰链,小于抛物线铰链,且其受载荷敏感性大于直圆铰链,与抛物线铰链基本一致。当 c>5.2 mm 时,直圆抛物线铰链的转动能力与直圆铰链、抛物线铰链的对比关系与 c<5.2 mm 时相反。

由以上分析可知,对于双边直圆抛物线铰链来说,$c=L/2$ 是其性能与直圆铰链和抛物线铰链对比的临界值,所以对于实际铰链的选用要根据具体情况进行参数选择,尽量避免取到临界值附近,以达到其最优性能。

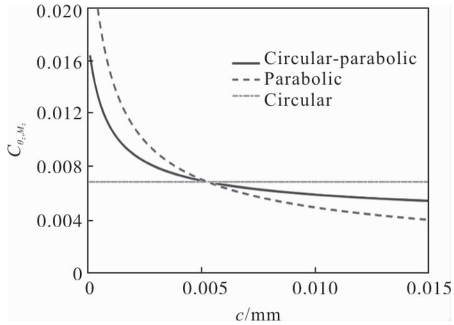

图 9 三种铰链的 C_{θ_z,M_z} 随 c 变化关系

Fig.9 Curve of C_{θ_z,M_z} with c of three kinds of hinges

由于实际中铰链的切割深度一般小于 10 mm,根据上述双边直圆抛物线复合铰链与双边直圆、抛物线铰链的柔度与抛物线部分切割深度 c 的对比,如果要求直圆抛物线铰链具有较高的转动能力,c 的取值要尽量小,因此选择表 1 中 1、2、5、7、8 组数据作为代表,对其进行理论计算,并将计算结果取平均值后作出图 10。由图 10 可知,双边直圆抛物线铰链的 C_{θ_z,M_z} 即转动能力要大于对应的双边直圆、双边直圆双曲线铰链,约为直圆铰链的 1.3 倍,直圆双曲

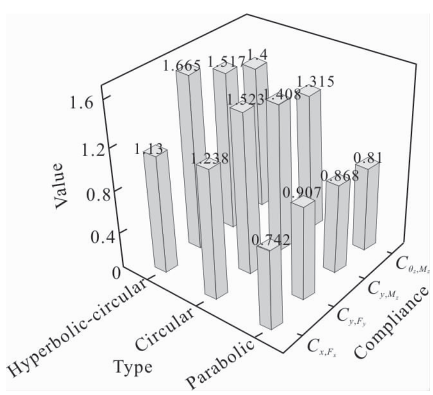

图 10 与其他铰链柔度的比较

Fig.10 Comparison of compliance with other flexure hinges

线铰链的 1.4 倍,仅次于抛物线铰链。由 C_{x,F_x} 的比较可知,双边直圆抛物线铰链对载荷的影响较为敏感,相对于双边直圆、双边直圆双曲线铰链来说,轴向敏感性分别提高 20%、14%,相对双边抛物线的轴向敏感性降低 18%。总的来说,当抛物线铰链切割深度时,双边直圆抛物线铰链的转动能力高于双边直圆、双边直圆双曲线铰链,但载荷的敏感性稍差,直圆抛物线铰链的结合对柔度的影响较大而对载荷敏感程度影响较小。

由参考文献[12]可知,温度变化范围较大时,对直圆铰链的转动精度变差,产生的热误差和热振动也较大,但对抛物线铰链影响较小。

由于直圆铰链结构紧凑、精度高,但其转动能力稍弱,抛物线铰链转动能力大但其对载荷影响较敏感。将直圆与抛物线结合能够提升其优点,且性能优于直圆双曲线铰链。因此直圆抛物线复合铰链适用于大转角、结构紧凑、温度变化较大的应用场合。

4 结 论

文中介绍了新型双边直圆抛物线复合铰链的结构形式,对铰链柔度及转动精度理论计算公式进行推导,并进行了理论计算和有限元仿真,其结果一致性大于 92%。铰链对参数 t 的变化最敏感,c、L 次之。作为一种新型铰链,与其他铰链进行了对比分析,得到:当 $c=L/2$ 时,直圆抛物线铰链的转动柔度近似是直圆铰链的 1.3 倍,直圆双曲线铰链的 1.4倍。直圆抛物线铰链轴向载荷敏感性比抛物线铰链低 18%,相对于直圆铰链及直圆双曲线铰链高 20%、14%,但温度变化对直圆铰链影响较大。因此文中设计的直圆抛物线铰链结合了直圆与抛物线铰链的优点,更适用于结构紧凑、温度范围较大、需要大位移的应用场合,为相应适用条件下支撑结构的柔节的研究提供了指导。

参考文献:

[1] Ren Ning, Ou Kailiang, Wang Changlu, et al. Calculation and analysis of the rigidity for parabola-rectangle flexural hinges [J]. ***Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering***, 2012, 31(8): 1280-1284. (in Chinese)

[2] Fu Jinjiang, Yan Changxiang, Liu Wei, et al. Stiffness calculation and optimal design of elliptical flexure hinges [J]. ***Optics and Precision Engineering***, 2016, 24(7): 1703-1710. (in Chinese)

[3] Paros J M, Weisborb L. How to design flexure hinges [J]. ***Machine Design***, 1965, 37(27): 151-156.

[4] Lobontiu N, Paine J, Malley E, et al. Parabolic and hyperbolic flexure hinges: flexibility, motion precision and stress characterization based on compliance closed-form equations [J]. ***Precision Engineering***, 2002, 26: 183-192.

[5] An Mingxin, Xue Chuang, Zhang Lihao, et al. Research on compliance of tangent bipod kinematic mount [J]. ***Infrared and Laser Engineering***, 2017, 46(7): 0718001. (in Chinese)

[6] Zhang Lei, Ding Yalin, Xu Zhengping, et al. Long type scanning mirror with flexible supporting [J]. ***Infrared and Laser Engineering***, 2015, 44(12): 3678-3683. (in Chinese)

[7] Guo Peng, Zhang Jingxu, Yang Fei, et al. Design and buckling analysis of TMT tertiary mirror cell assembly flexure structure [J]. ***Infrared and Laser Engineering***, 2015, 44(12): 3650-3655. (in Chinese)

[8] Yu Zhiyuan, Yao Xiaoxian, Song Xiaodong. Design of micro-displacement amplifier based on flexure hinges [J]. ***Chinese Journal of Scientific Instrument,*** 2009, 30(9): 1818-1822. (in Chinese)

[9] Li Haixing, Ding Yalin. Mirror support structure with two mutually perpendicular single-axis circular flexure hinges [J]. ***Infrared and Laser Engineering***, 2013, 42(7): 1765-1769. (in Chinese)

[10] Zhang Zhijie, Yuan Yibao, Zhu Xianhui. Design calculation and analysis of half parabolic flexure hinge [J]. ***Chinese Journal of Electron Devices***, 2008, 31(4): 1341-1344. (in Chinese)

[11] Ni Yingxue, San Xiaogang, Gao Shijie, et al. Research on flexibility of the novel hybrid flexure hinge [J]. ***Infrared and Laser Engineering***, 2016, 45(10): 1017001. (in Chinese)

[12] Hao Yazhou. Study on mechanical properties of precision invert platform considering temperature effect [D]. Ganzhou: Jiangxi University of Science and Technology, 2015. (in Chinese)