

S 形折叠式柔性铰链结构设计

闫凯^{1,2,3} 张静^{1,2,3} 寇子明^{1,2,3}

1.太原理工大学机械工程学院,太原,030024

2.太原理工大学山西省矿山流体控制工程实验室,太原,030024

3.太原理工大学矿山流体控制国家地方联合工程实验室,太原,030024

摘要:为了减小柔性铰链的转动刚度,依据串并联关系,设计了 S 形折叠式柔性铰链。使用伪刚体法和能量法,建立了 S 形柔性铰链的刚度模型。利用 ANSYS 建立了该柔性铰链的有限元模型,对铰链进行了刚度和应力分析,并将其与理论值进行了比较,得到刚度误差约为 3%,验证了刚度模型的准确性。当转角达到最大值 $\pm 35^\circ$ 时,安全系数为 4,符合设计要求。

关键词:柔性铰链;伪刚体法;能量法;等效刚度;有限元分析

中图分类号:TH122

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2017.14.010

Structure Design of S-type Foldable Flexible Hinges

YAN Kai^{1,2,3} ZHANG Jing^{1,2,3} KOU Ziming^{1,2,3}

1.College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, 030024

2.Shanxi Province Mineral Fluid Controlling Engineering Laboratory,
Taiyuan University of Technology, Taiyuan, 030024

3.National-local Joint Engineering Laboratory of Mining Fluid Control,
Taiyuan University of Technology, Taiyuan, 030024

Abstract: According to principles of flexure hinge series and parallel relationship, a S-type foldable flexible hinge was designed in order to reduce flexibility and get a larger corner of the flexible hinges. Using pseudo rigid-body method and energy method, the stiffness model of S-type flexure hinges was deduced. By ANSYS, a finite element model of the flexible hinges was built, and the stiffness and stress analyses of the S-type hinges were carried out. It is found that the stiffness of errors are about 3% by comparing the simulation values and theoretical values. As a result, the stiffness model of S-type flexure hinges is proved right. When the rotational degrees about the flexure hinge are up to $\pm 35^\circ$, the safety of factor is as 4. So the S-type foldable flexible hinges fully meet the design requirements.

Key words: flexure hinge; pseudo-rigid-body method; energy method; equivalent stiffness; finite element analysis

0 引言

柔性铰链是一种特殊的柔性单元^[1-3],具有整体化加工、无摩擦、免润滑等特点,主要用于要求较高的精密仪器、仿生机器人、航空航天等领域^[4]。柔性铰链的运动主要依靠缺口梁、杆或板单元的变形来实现^[5-7]。

为了减小柔性铰链的转动刚度,在一些柔性铰链的设计中采用多节悬臂梁结构作为变形单元,但目前多节悬臂梁单元刚度模型的建模方法还不完善。谭坤等^[8]采用多节悬臂梁结构设计了一种大变形柔性铰链,但并未给出多节悬臂梁的刚度模型。何光等^[9]对 Z 形、L 形多节悬臂梁进行了平面刚度模型的推导,但忽略了转角对刚度

的影响,精度并不高。吴志亮等^[10]对 S 形折叠式、W 形悬臂梁的刚度模型进行了推导,进一步提高了精度,但其推导公式仅限于 Y 向刚度。刘双杰等^[11]使用能量法对 S 形折叠式悬臂梁刚度模型进行了 X、Y 方向的推导,但是并没有考虑实际使用过程中,直梁部分更符合伪刚体法中的固定-导向梁^[12-14]的特征。

本文以 S 形折叠式悬臂梁为基础设计了一种大转角柔性铰链,并分别对直梁和曲梁部分使用伪刚体法和能量法,建立了 S 形折叠式柔性铰链的转动等效刚度模型。在 ANSYS 中建立了有限元模型,通过仿真分析验证了该刚度模型的正确性。

1 S 形折叠式柔性铰链设计

由自由度与约束拓扑理论可知,1 个梁单元限制板面内的 3 个自由度,对于单自由度转动柔性铰链来说,只需要 2 个相交梁单元就可以约束

收稿日期:2017-03-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51505319);太原理工大学
校基金资助项目(2014TD040);太原理工大学人才引进基金
资助项目(tyut-rc201448a)

5个自由度(存在一个冗余约束)。如图1所示,为了获得Z向的转动自由度,使用板1和板2进行约束。板1限制Y向移动自由度、Z向移动自由度、绕X轴的转动自由度;板2限制X向移动自由度、Z向移动自由度、绕Y轴的转动自由度,存在1个限制Z向移动的冗余约束。本文所设计S形折叠式柔性铰链将3个相交的S形梁作为变形单元,限制5个自由度(内含冗余约束)。

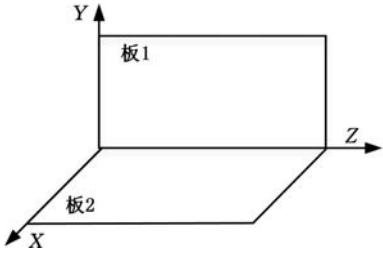


图1 柔性铰链的板约束

Fig.1 Constraint board of flexure hinge

S形梁可以视为由5个直梁和4个曲梁串联而成,串联结构可以减小柔性铰链的转动刚度,增大柔性铰链的变形。通过3个S形梁单元的并联,提高了铰链的稳定性和径向刚度,因此本文利用铰链间的串并联关系对其进行设计,其结构如图2所示。S形折叠式柔性铰链由内部圆柱、外部圆环和3个S形梁单元组成。圆环的内径为R,S形梁单元宽为b,厚为h。外环固定,在内部圆柱施上加扭矩和力。

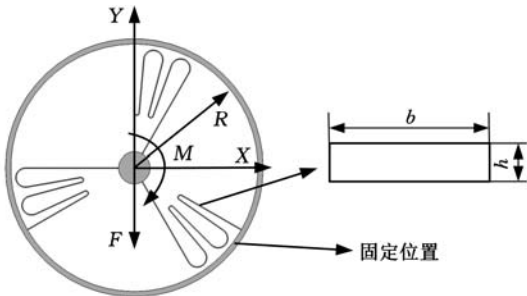


图2 S形柔性铰链3D模型图

Fig.2 3D model of S type flexible hinge

如图3所示,S形梁单元由9个梁单元组成,梁1的长度为 L_1 ,梁2、5、7的长度为 L_2 ,梁2、6的半径为 r_1 ,梁4、8的半径为 r_2 。

2 转动刚度模型建立

把S形梁的直梁和曲梁的弯曲变形等效为弹簧,根据弹簧的串联关系,得到3个S形折叠式柔性铰链的刚度 K_I 、 K_{II} 、 K_{III} ,根据弹簧的并联关系可以求出该柔性铰链的整体刚度K,如图4所示。

S形折叠式柔性梁单元的刚度为

$$K_I = K_{II} = K_{III} = 1 / \sum_{i=1}^9 \frac{1}{K_i} \quad (1)$$

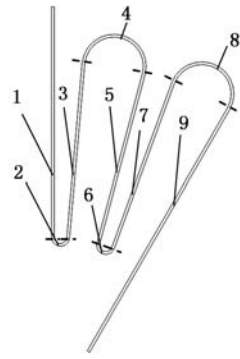


图3 柔性铰链第一部分尺寸示意图

Fig.3 Size of the first part about flexible hinge

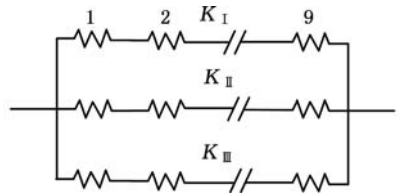


图4 柔性铰链的等效刚度

Fig.4 Equivalent stiffness of flexure hinge

S形折叠式柔性铰链的主整体刚度为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{K_I} + \frac{1}{K_{II}} + \frac{1}{K_{III}}} \quad (2)$$

2.1 直梁部分

采用伪刚体法中的固定-导向型梁单元^[1]模型,建立了S形折叠式柔性铰链直梁部分的刚度模型。在一定角度范围内,该模型可用图5表示。

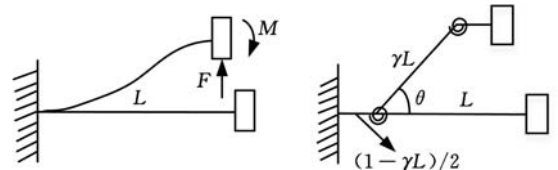


图5 固定导向型梁单元变形

Fig.5 Deformation of the fixed-oriented beam element

固定-导向型梁单元结构对称,可视作由2个受力F作用、长度为 $L/2$ 的悬臂梁串联而成,弹簧刚度常数为

$$K_{fg} = 2\gamma k_0 EI / L \quad (3)$$

式中, γ 为特征半径系数, $\gamma = 0.85$; k_0 为弹簧刚度系数, $k_0 = 2.65$; E 为弹性模量; I 为材料的惯性矩, $I = bh^3/12$; L 为梁的长度^[1]。

S形折叠式柔性铰链的直梁可以近似视为固定-导向型梁单元,因此采用该模型对直梁刚度进行计算,如图6所示。

弹簧的刚度常数计算公式为

$$M / \theta = K_{fg} \quad (4)$$

式中, M 为所受的扭矩, $M = FL/2$; θ 为伪刚体的转角。

由圆环相对于圆柱的转角 φ 与 θ 所对应的弧度近似相等,可得

$$\theta \gamma L = \varphi R \quad (5)$$

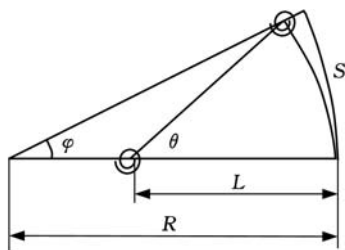


图 6 直梁的伪刚体模型

Fig.6 Pseudo rigid body model of straight beam

由式(3)~式(5)可以推出:

$$K_z = \frac{M}{\varphi} = \frac{k_\theta REbh^3}{6L^2} \quad (6)$$

S 形曲梁的第 1、3、5、7、9 部分适用于式(5),则有

$$K_i = \frac{M}{\varphi} = \begin{cases} \frac{k_\theta REbh^3}{6L_1^2} & i = 1 \\ \frac{k_\theta REbh^3}{6L_2^2} & i = 3, 5, 7 \\ \frac{k_\theta REbh^3}{6L_3^2} & i = 9 \end{cases} \quad (7)$$

2.2 曲梁部分

对于 S 形折叠式柔性铰链曲梁部分的变形,采用能量法计算转动刚度。由卡氏第二定理可知,悬臂梁在力作用下的线性位移

$$\frac{\partial U}{\partial F_i} = \delta_{s_i} \quad (8)$$

式中, U 为悬臂梁的变形成; F_i 为悬臂梁所受第 i 个载荷的力; δ_{s_i} 为结构在 F_i 作用方向上的位移。

由式(7)可知,对悬臂梁的能量求解力求偏导,可得到其中一节悬臂梁的位移,将位移逐次叠加,计算出悬臂梁末端的总位移 S ,对应的转角 $\varphi = S/R$ 。由线弹性理论,折叠悬臂梁的刚度 $K = M/\varphi$ 。

对于曲梁部分,由于结构对称,所以采用一半进行计算,如图 7 所示,在曲梁对称轴处进行固定,在曲梁与直梁的交接处受力和扭矩作用。

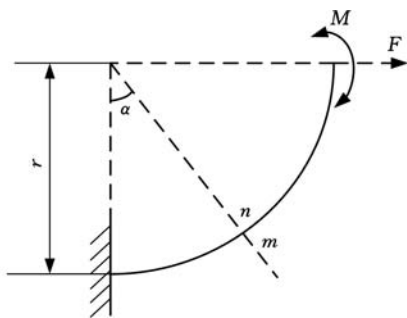


图 7 曲梁结构受力图

Fig.7 Force diagram of the curved beam

在曲梁自由端施加一水平虚拟附加力 F ,可得曲梁在 M 和 F 共同作用下的弯矩方程:

$$M_i = M + Fr \cos \alpha \quad (9)$$

$$\frac{\partial M_i}{\partial F} = r \cos \alpha \quad (10)$$

$$s = \int_l \frac{M_i}{EI} \frac{\partial M_i}{\partial F} dl = \frac{M}{EI} \int_0^{\frac{\pi}{2}} r^2 \cos \alpha d\alpha = \frac{Mr^2}{EI} \quad (11)$$

式中, r 为圆柱半径; α 为法线与竖直方向的角度。

由位移与转角的关系可得

$$\varphi = \frac{s}{R} = \frac{Mr^2}{ERl} = \frac{12Mr^2}{ERbh^3} \quad (12)$$

由式(11)、式(12)可以推出

$$K_Q = \frac{M}{\varphi} = \frac{ERbh^3}{12r^2} \quad (13)$$

式(12)为曲梁部分一半的转动刚度,由串联关系可得

$$K_z = \frac{1}{\frac{1}{K_Q} + \frac{1}{K_Q}} = \frac{1}{2} K_Q = \frac{ERbh^3}{24r^2} \quad (14)$$

S 形曲梁的 2、4、6、8 部分适用于式(14),则有

$$K_i = \frac{M}{\varphi} = \begin{cases} \frac{ERbh^3}{24r_1^2} & i = 2, 6 \\ \frac{ERbh^3}{24r_2^2} & i = 4, 8 \end{cases} \quad (15)$$

由 S 形折叠式柔性梁单元的刚度(式(1))可得

$$K_1 = \frac{1}{\sum_{i=1}^9 \frac{1}{K_i}} = \frac{k_\theta REbh^3}{6(L_1^2 + 3L_2^2 + L_3^2 + 8k_\theta r_1^2 + 8k_\theta r_2^2)} \quad (16)$$

因此, S 形折叠式柔性铰链的主整体刚度为

$$K = 3K_1 = \frac{k_\theta REbh^3}{2(L_1^2 + 3L_2^2 + L_3^2 + 8k_\theta r_1^2 + 8k_\theta r_2^2)} \quad (17)$$

3 柔性铰链的有限元分析验证

3.1 材料与结构参数选取

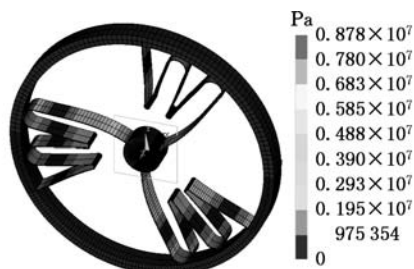
本文选择聚丙烯为 S 形折叠式柔性铰链的实验材料,其弹性模量 $E = 1.4$ GPa,泊松比 $\mu = 0.42$,屈服极限 $[\sigma] = 34$ MPa。选取尺寸参数为:圆柱半径 $r = 2.5$ mm,圆环半径 $R = 30$ mm,扁梁长度 $L_1 = 17$ mm, $L_2 = 12.9$ mm, $L_3 = 23.4$ mm,宽度 $b = 5$ mm,厚度 $h = 0.2$ mm。

3.2 转动角度的有限元仿真分析

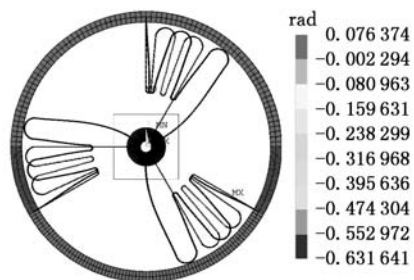
为了验证转动刚度模型的正确性,在 ANSYS 中建立了有限元仿真模型:外端圆环固定,在内部圆柱部分施加扭矩,以梁单元 beam189 为基础变形体建立有限元计算模型,采用四面体网格划分,共划分 1171 个单元、2338 个节点,其应力及转动变形如图 8 所示。

分别对内部圆柱施加从小到大的扭矩,柔性铰链转角,扭矩与应力的关系如表 1 所示。

由表 1、图 9 可以得出,扭矩随着转角的增大而增大,扭矩仿真值与理论值较为接近,误差约为 3.3%,验证了柔性铰链转动刚度模型的正确性。



(a) 应力图



(b) 变形图

图8 转动应力图与变形图

Fig.8 Diagram of rotational stress and deformation

表1 铰链应力与扭矩的仿真值和理论值

Tab.1 Simulation value, theoretical value and stress value of the torque hinge

转角(°)	扭矩 (10 ⁻⁴ N·m)		误差(%)	应力(kPa)
	仿真值	理论值		
3.5	0.97	0.94	3.19	848
7.0	1.93	1.87	3.21	1697
10.5	2.90	2.81	3.20	2545
14.0	3.87	3.74	3.48	3394
17.5	4.83	4.68	3.21	4243
21.0	5.80	5.62	3.20	5091
24.5	6.77	6.55	3.36	5940
28.0	7.73	7.49	3.20	6788
31.5	8.70	8.43	3.20	7637
35.0	9.67	9.36	3.31	8485

当扭矩达到最大值 10⁻³ N·m 时,转角可以达到 ±35°, 应力小于许用应力,安全系数约为 4,保证了该柔性铰链的安全。目前已知的一些柔性铰链的转角相对较小,如一种交错型柔性铰链的转角为 26°,蝶形结构的柔性铰链转角约为 ±15°^[8],因此该柔性铰链在转角方面有明显的优势。

3.3 径向精度的有限元仿真分析

在 ANSYS 中采用梁单元建立柔性铰链的有限元仿真模型:外部圆环固定,对内部圆柱施加沿着 Y 方向的力,柔性铰链的应力和 Y 方向的位移变形如图 10 所示。

分别对内部圆柱施加从小到大的力,该柔性铰链的位移,力和应力的关系如表 2 所示。由表 2、图 11 可得出,在 Y 轴方向施加力的情况下,该柔性铰链位移刚度平均值为 7.26 N/m。由于该柔性铰链拟用于空间结构,因此所承受的径向力

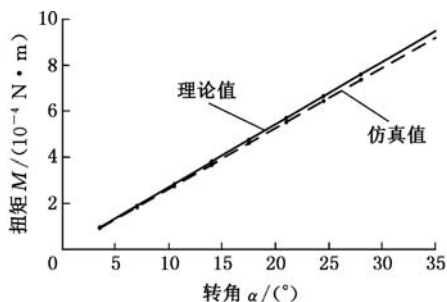
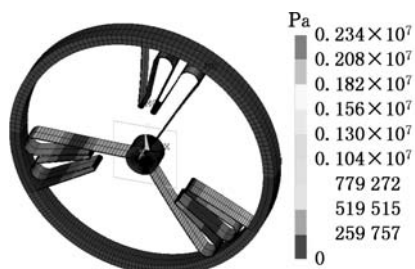
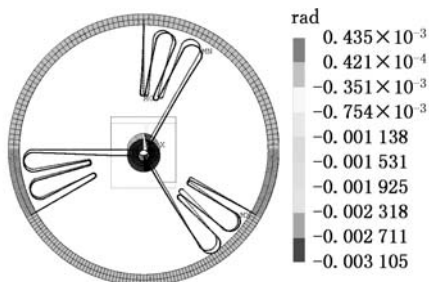


图9 柔性铰链转动刚度的仿真值和理论值

Fig.9 Simulation value and theoretical value of reverse stiffness about flexible hinge



(a) 应力图



(b) 变形图

图10 径向应力图与变形图

Fig.10 Diagram of radial stress and deformation

较小。对于可能受到的意外冲击,考虑通过径向刚度保持架对其进行封装,来保证该柔性铰链的径向刚度。

表2 铰链径向力与应力的仿真值

Tab.2 Simulation value of radial force and stress about the hinge

位移(mm)	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5
力(mN)	2.18	4.36	4.74	6.02	7.30
应力(kPa)	255	510	764	1020	1270
位移(mm)	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0
力(mN)	8.58	9.86	11.14	14.42	13.70
应力(kPa)	1530	1780	2040	2290	2550

4 结论

(1) 通过直梁和曲梁的串并联关系,设计了 S 形折叠式柔性铰链,使用伪刚体法和能量法建立了柔性铰链的刚度模型,通过有限元仿真分析进一步验证了该模型的准确性。

(2) 本文所设计 S 形折叠式柔性铰链,在安全系数为 4 的情况下,转角可达到 ±35°,转角大

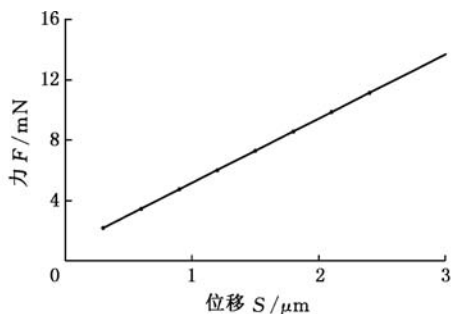


图 11 Y 向力-位移的仿真值

Fig.11 Force-displacement simulation values of y direction

于一般现有柔性铰链,具有明显的优势。

参考文献:

- [1] 秦宇,冯之敬.直梁型柔性铰链制造误差对刚度性能影响的建模与分析[J].中国机械工程,2008,19(18):2182-2185.
QIN Yu, FENG Zhijing. Manufacture Error of Corner-filled Flexure Hinge on the Performance of the Stiffness of Theoretical Modeling and Analysis[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(18): 2182-2185.
- [2] 邱丽芳,孟天祥,张九俏,等.梳齿形柔性铰链的设计与分析[J].东北大学学报(自然科学版),2014,35(9):1316-1320.
QIU Lifang, MENG Tianxiang, ZHANG Jiuyao, et al. Design and Analysis of Comb-shaped Flexure Joint[J]. Journal of Northeastern University(Natural Science), 2014, 35(9): 1316-1320.
- [3] HOPKINS J B, CULPEPPER M L. Synthesis of Precision Serial Flexure Systems Using Freedom and Constraint Topologies (FACT) [J]. Precision Engineering, 2011, 35(4): 638-649.
- [4] 于靖军,郝广波,陈贵敏,等.柔性机构及其应用研究进展[J].机械工程学报,2015,51(13):53-68.
YU Jingjun, HAO Guangbo, CHEN Guimin, et al. State-of-art of Compliant Mechanisms and Their Applications[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(13): 53-68.
- [5] 赵磊,巩岩,华洋洋.直梁圆角形柔性铰链的柔度矩阵分析[J].中国机械工程,2013,24(18):2462-2468.
ZHAO Lei, GONG Yan, HUA Yangyang. Compliance Matrix Analysis of Corner-filled Flexure Hinge[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(18): 2462-2468.
- [6] HOU C W, LAN C C. Functional Joint Mechanisms with Constant-torque Outputs [J]. Mechanism & Machine Theory, 2013, 62: 166-181.
- [7] PEI X, YU J, ZONG G, et al. The Modeling of Cart-wheel Flexural Hinges [J]. Mechanism & Machine Theory, 2009, 44(10): 1900-1909.

- [8] 谭坤,宗光华,毕树生,等.大变形柔性铰链的多簧片结构[J].军民两用技术产品,2007(3):38-42.
TAN Kun, ZONG Guanghua, BI Shusheng, et al. Multi-leaf Configuration of Expanded-motion-range Flexure Hinges[J]. Dual Use Technologies & Products, 2007(3): 38-42.
- [9] 李华,石庚辰. MEMS 平面微弹簧弹性系数的研究[J].探测与控制学报,2005,27(4):42-44.
LI Hua, SHI Gengchen. Study on the Elastic Coefficient of MEMS Planar Micro-spring[J]. Journal of Detection & Control, 2005, 27(4): 42-44.
- [10] 吴志亮,常娟,冯鹏洲,等.引信用 MEMS 平面微弹簧弹性系数分析[J].南京理工大学学报(自然科学版),2008,32(2):140-143.
WU ZHiliang, CHANG Juan, FENG Pengzhou, et al. Elastic Coefficient Analysis of MEMS Planar Microspring Used in Fuse [J]. Journal of Nanjing University of Science and Technology (Natural Science), 2008, 32(2): 140-143.
- [11] 刘双杰,郝永平. S 型折叠式微悬臂梁刚度计算[J].光学精密工,2013,21(2):388-393.
LIU Shuangjie, HAO Yongping. Calculation for Spring Constants of Folded Serpentine Micro-cantilevers[J]. Optics and Precision Engineering, 2013, 21(2): 388-393.
- [12] 邱丽芳,韦志鸿,俞必强,等. LET 柔性铰链的等效刚度分析及其参数优化[J].工程力学,2014,31(1):188-192.
QIU Lifang, WEI Zhihong, YU Biqiang, et al. Analysis of Equivalent Stiffness and Parameter Optimization of Let Flexure Hinge[J]. Engineering Mechanics, 2014, (1): 188-192.
- [13] 曹毅,刘凯,单春成,等.抗拉柔性铰链的理论建模及有限元分析[J].光学精密工程,2016,24(1):119-125.
CAO Yi, LIU Kai, SHAN Chuncheng, et al. Theory Modeling and Finite Element Analysis of Tensile Flexure Hinge[J]. Optics and Precision Engineering, 2016, 24(1): 119-125.
- [14] 刘凯,曹毅,丁锐.平面折展机构平面弹簧的设计与分析[J].中国机械工程,2016,27(19):2663-2667.
LIU Kai, CAO Yi, DING Rui. Design and Analysis of LEMs Planar Springs[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(19): 2663-2667.

(编辑 张洋)

作者简介: 闻凯,男,1991年生。太原理工大学机械工程学院硕士研究生。主要研究方向为柔性机构学、机电液一体化。E-mail:1028107796@qq.com。张静(通讯作者),女,1985年生。太原理工大学机械工程学院讲师。寇子明,男,1964年生。太原理工大学机械工程学院教授。