

文章编号:1005-0523(2013)06-0055-04

单平行四杆柔性铰链机构刚度特性分析

张霖,王建华

(华东交通大学1. 科研处;2. 学报编辑部,江西 南昌 330013)

摘要:柔性铰链是并联微机器人的柔性关节,其刚度特性直接影响到微机构的定位精度。根据材料力学能量法推导了圆弧型柔性铰链平行四杆机构刚度的解析式,利用ANSYS软件对柔性铰链四杆机构刚度进行了验证,有限元分析结果与解析式的计算结果基本一致;并分析了柔性铰链平行四杆机构的结构参数对其刚度性能的影响,为柔性移动副设计提供了有价值的参考。

关键词:柔性平行四杆机构;柔性铰链;刚度;有限元分析

中图分类号:TP24

文献标志码:A

柔性铰链的优点主要是体积小、无机械摩擦、无间隙和运动平稳等,其技术被用于要求小转角位移、高运动精度的微动机构,如微夹持机构。在光学调整装置、微加速度计、陀螺仪、盒式天平、小型力敏元件、显微镜支架、微机电系统(MEMS)、高精度微位移工作台等领域得到广泛的应用^[1-2]。

1965年,J M Paros 推导出了柔性铰链的计算公式^[3],对某些柔性铰链不同结构的性能指标进行了研究。文献[5-10]对常用柔性铰链的刚度计算及研究有比较全面的论述。目前多以柔性铰链平行四边形机构来替代柔性移动副,但还没有柔性平行四边形机构的刚度的准确表达式,柔性平行四边形机构有分为单、双平行四杆机构。还有一类柔性移动副是平行板移动副^[4],它分单边、双边平行板移动副,但尚未见到该类柔性移动副刚度的准确表达式及分析。

本文以圆弧型柔性铰链单平行四杆机构为研究对象,利用材料力学的基本公式对该移动副的刚度计算公式进行了推导,并用有限元软件(ANSYS)验证了公式的正确性;并在此基础上,分析各设计参数对柔性移动副刚度的影响,通过分析得知柔性铰链四杆机构的结构参数对其刚度的影响大小依次为:影响最大的是厚度 t ,其次为柔性杆长 l 和圆弧半径 R ,最后为宽度 b 、杨氏模量 E 。

1 直圆弧型柔性铰链的转动刚度

图1为直圆弧型柔性铰链的结构,图中参数 R 为柔性铰链的切割半径, t 为柔性铰链的最小厚度, b 为柔性铰链的宽度, h 为柔性铰链的高度。柔性铰链绕 z 轴的转动刚度 K_R 是最重要的性能参数,计算公式如下^[4]:

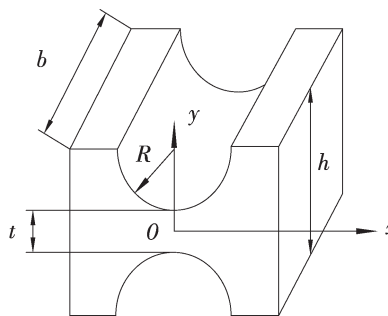


图1 直圆弧柔性铰链结构

Fig. 1 Model of arc flexible hinge

收稿日期:2013-08-25

基金项目:江西省教育厅基金项目(GJJ13344);华东交通大学基金项目(12GD07)

作者简介:张霖(1968—),男,讲师,研究方向为机械制造。

$$K_R = \frac{2}{3} \times \frac{EbR^2(2e+e^2)}{\frac{1+e}{f^2} + \frac{3+2e+e^2}{f(2e+e^2)} + \frac{6(1+e)}{(2e+e^2)^{3/2}} \arctan \sqrt{\frac{2+e}{e}}} \quad (1)$$

式中: e 为铰链最小厚度 t 与铰链直径比; $e = t/(2R)$; $f = 1 + e$; E 为材料的弹性模量。

当 $e \ll 1$, $e \ll f$, 则式(1)可简化为

$$K_R = \frac{2Ebt^{5/2}}{9\pi R^{1/2}} \quad (2)$$

2 单平行四杆柔性铰链机构的刚度

单平行四杆柔性铰链机构的结构如图2(a)所示,它的转动副是柔性铰链。在铰链D处施加外力 F , 平行四杆机构产生相对应的变形位移, 设连杆DC沿外力的方向产生位移为 S , 在 S 的垂直方向同时会有一个耦合误差位移 d , 每个连杆产生一转角 θ , 其伪刚性模型如图2(b)所示。根据教材《机械原理》的机构运动知识, 可知每一个柔性铰链的转角为

$$\theta = \arcsin\left(\frac{s}{l}\right)$$

由于柔性铰链的转角很小, 即 $s \ll l$, 所以

$$\theta \approx \frac{s}{l} \quad (3)$$

该机构的耦合位移为^[4]

$$d = \frac{s^2}{2l}$$

由材料力学能量法的原理可知, 外力所做的功等于每构件产生的弹性应变能总和。假设柔性四杆机构仅在柔性铰链处发生弹性变形, 而其余部分认为刚性体(不产生变形), 4个铰链均产生微转动角 θ , 则有^[11]

$$\frac{1}{2}FS = \frac{1}{2}KS^2 = 4 \times \left(\frac{1}{2}K_R\theta^2\right) \quad (4)$$

将式(3)代入式(4)可得柔性铰四杆机构的刚度公式

$$K = \frac{4K_R}{l^2}$$

将式(2)代入可得柔性四杆机构的刚度表达式

$$K = \frac{8Ebt^{5/2}}{9\pi R^{1/2}l^2} \quad (5)$$

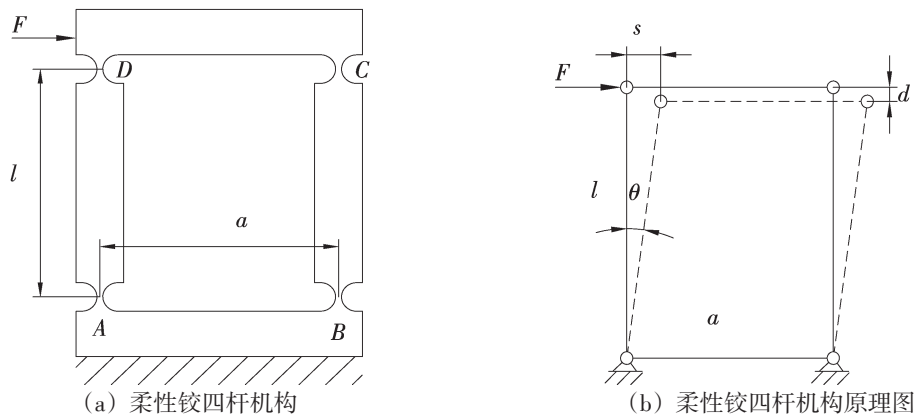


图2 柔性铰四杆机构

Fig. 2 Flexible parallel four-bar mechanism

3 有限元验证及刚度性能分析

3.1 有限元验证

采用有限元分析软件 ANSYS10.0 建立柔性铰四杆机构的有限元模型,在柔性铰四杆机构的 AB 杆进行全约束,施加外力 $F = 100 \text{ N}$,从而可得出柔性机构的位移 S 。有限元单元类型为 Solid95,机构的材料选铍铜, $E = 126 \text{ GPa}$, $\nu = 0.3$,直圆弧型铰链的基本参数为 $t = 1 \text{ mm}$, $R = 2.5 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$,机构长 $l = 40 \text{ mm}$ 。通过改变模型参数 t, b, R, l ,可得到相应的有限元刚度值和理论刚度值变化情况。

3.2 刚度性能分析

在机构的基本参数(有限元建模的基本参数)不变,分别改变其参数 t, b, R, l 和 E ,分别计算柔性铰平行四杆机构的解析刚度值和有限元刚度值,两者相结果如图 3~图 6 所示。

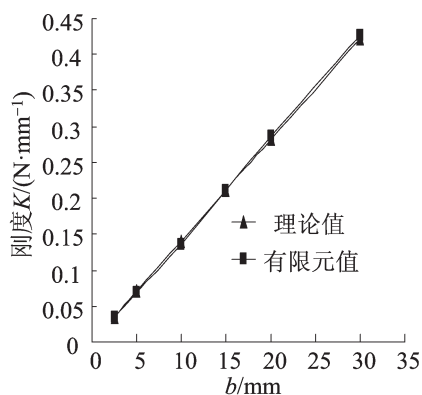


图3 改变宽度 b 的刚度有限元值与理论值比较

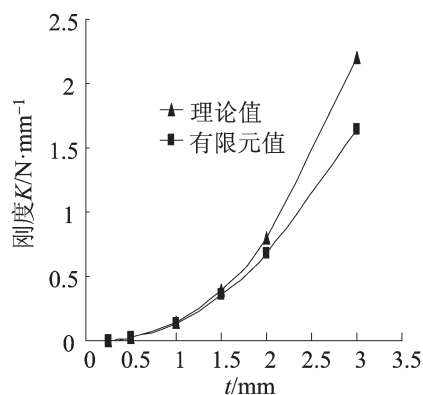


图4 改变厚度 t 的刚度有限元值与理论值比较

Fig. 3 Comparison of FEA value and the theoretical value with width b

Fig. 4 Comparison of FEA value and the theoretical value with changing thickness t

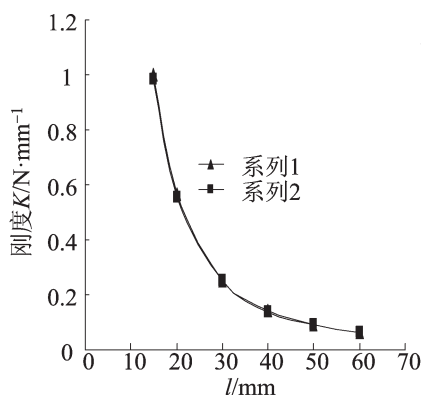


图5 改变柔性长度 l 的刚度有限元值与理论值比较

Fig. 5 Comparison of FEA value and the theoretical value with changing length l

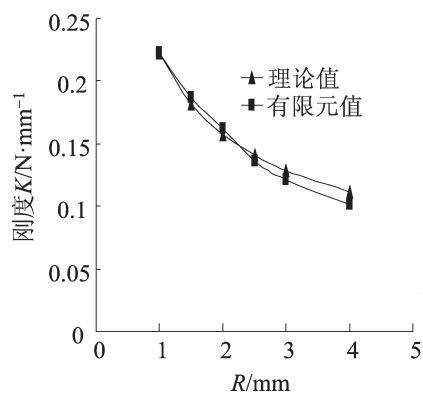


图6 改变柔性铰半径 R 的刚度有限元值与理论值比较

Fig. 6 Comparison of FEA value and the theoretical value with changing radius R

由式(5)和图 3~图 6 分析得

1) 由图 3 可见,柔性四杆机构刚度有限元值和理论值都随宽度 b 变化的图线为线性递增关系,且有限元值与理论值误差并不大。

2) 分析图 4 可知,柔性铰平行四杆机构的刚度随厚度 t 变化的图线为曲线递增关系。 t 越小,有限元值与理论值差越小。通过误差分析得知当 $t < 1.5 \text{ mm}$ 时,理论值与有限元值最大误差为 14.66%

3) 分析图 5 可知,柔性铰四杆机构的刚度随柔性杆长 l 变化的图线为曲线递减,且理论值和有限元值的误差较小,从图中可得 l 选在 25~50 mm 比较适宜。

4) 分析图6可知,柔性四杆机构刚度的随柔性铰半径 R 变化的图线为曲线递减关系。

总体分析可知,柔性铰四杆机构各的结构参数对其刚度的影响大小依次为:影响最大的是厚度 t ,其次为柔性杆长 l 和圆弧半径 R ,最后为宽度 b 、杨氏模量 E 。

4 结论

通过比较圆弧型柔性四杆机构刚度的解析值与有限元值,可知柔性四杆机构的不同结构参数对其刚度的影响大小依次为:影响最大的是厚度 t ,其次为柔性杆长 l 和圆弧半径 R ,最后为宽度 b 、杨氏模量 E 。通过有限元软件分析验证了柔性四杆机构刚度解析式的正确性,为此类柔性移动副的工程设计提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 左行勇,刘晓明. 三种形状柔性铰链转动刚度的计算与分析[J]. 仪器仪表学报,2006,27(12):1725-1728.
- [2] LOBONTIU N, GARCIA E. Analytical model of displacement amplification and stiffness optimization for a class of flexure-based compliant mechanisms[J]. Computer & Structures, 2003, 81: 2797-2801.
- [3] PAROS J M, WEISBORD L. How to design flexure hinges [J]. Machine Design, 1965, 37(27): 151-156.
- [4] 钟春华,杨春辉. 全柔性铰链平面并联微动机器人的静刚度性能分析[J]. 机器人, 2012, 29(2): 68-71
- [5] LOBONTIU N. Stiffness characterization of corner-filletted flexure hinges [J]. Review of Scientific Instruments, 2004, 75 (11): 4896-4904.
- [6] 侯文峰. 双轴矩形截面角圆形柔性铰链回转精度分析[J]. 机械工程学报, 2010(9): 15-19.
- [7] 陈贵敏,刘小院. 椭圆柔性铰链的柔度计算[J]. 机械工程学报, 2006, 42(5): 111-115.
- [8] 曹锋,焦宗夏. 双轴椭圆柔性铰链的设计计算[J]. 工程力学, 2007, 24(4): 178-182.
- [9] XU W, KING T G. Flexure hinges for piezo-actuator displacement amplifiers: flexibility, accuracy and stress considerations [J]. Precision Engineering, 2002, 19(1): 4-10.
- [10] LOBONTIU N, PAINE J S N. Design of circular cross-section corner-filletted flexure hinges for three-dimensional compliant mechanisms[J]. Journal of Mechanical Design, 2002, 124(3): 479-484.
- [11] 王洪喜. 平面柔性铰链导向机构刚度分析与实验测试[J]. 西安工业大学学报, 2012, 32(8): 631-634.

The Stiffness Analysis of Single Parallel Four-bar Flexure Hinge Mechanism

Zhang Lin, Wang Jianhua

(Scientific Research Department, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Flexure hinges are widely used as the flexible joint in micro robotics, whose stiffness directly affects the positioning accuracy of the micro-mechanism. In this paper, the analytical formula of stiffness for the arc parallel four-bar flexure hinge is derived from the energy method of material mechanics, and verified by ANSYS software. The analytical formula calculation results correspond basically with the finite element analysis results of ANSYS software. Moreover, this paper explores how the stiffness of the four-bar flexure hinge mechanism is affected by its structure parameters, which may provide valuable reference for the flexible mobile design of the parallel four-bar flexure hinge.

Key words: flexible parallel four-bar mechanism; flexure hinge; stiffness; finite element analysis