DOI: 10.3901/JME.2018.03.001

垂直载荷对交叉簧片柔性铰链准恒定转动刚度的影响分析*

李永振¹ 毕树生¹ 赵宏哲¹ 杨其资¹ 张述卿²

(1. 北京航空航天大学机器人研究所 北京 100191;

2. 北京控制工程研究所 北京 101500)

摘要: 交叉簧片柔性铰链的转动刚度特性对设计人员是需要重点考虑的,但一些相关的特性尚未被揭晓。通过对应用于静平衡仪的交叉簧片柔性铰链转角公式推导过程中保留垂直载荷的二阶项,建立铰链的转角-载荷模型。分析包含垂直力载荷高阶项的转动刚度和垂直力刚度,更好地描述了垂直载荷、几何参数对铰链刚度的影响。研究发现,只有垂直载荷及铰链转动角度均相对较小时,铰链才具有近似常值的转动刚度,并且随着垂直载荷的增加,铰链转动刚度趋于不断增大。当旋转角度较大时,垂直载荷作为铰链转动的驱动力,将会使铰链转动刚度的非线性特征体现的更明显。通过有限元仿真分析和试验验证了该类铰链的刚度特性,从而为交叉簧片柔性铰链的应用提供了依据。

关键词: 交叉簧片柔性铰链; 垂直载荷; 近似恒定转动刚度; 刚度特性

中图分类号: TH112

Influence of Vertical Loads on Quasi-constant Rotational Stiffness of The Cross-spring Flexure Pivot

LI Yongzhen¹ BI Shusheng¹ ZHAO Hongzhe¹ YANG Qizi¹ ZHANG Shuqing²

(1. Robotics Institute, Beihang University, Beijing 100191;

2. Beijing Institute of Control Engineering, Beijing 101500)

Abstract: The rotational stiffness characteristics of cross-spring pivot are important consideration for designers, but some of these attributes of the pivots subjected to vertical loads have not been revealed. A simple rotational angle model with high order terms of vertical loads is developed to study the influence of vertical loads on Quasi-constant rotational stiffness of cross-spring pivot used in compliant static balance instrument. Then rotational stiffness and vertical stiffness are analyzed to better characterize the influence of vertical loads on rotational stiffness. The study shows that can rotational stiffness be deemed to be quasi-constant only when the value of vertical load and rotational angle both are small. Otherwise, when vertical load is very large, rotational stiffness is quadratic function of vertical load. While when rotational angle is very large, vertical load will be a driving load, and the nonlinear characteristic of rotational stiffness becomes apparent. Finally, these attributes, analyzed by theoretical model, are verified by finite element analysis (FEA) and experiments.

Key words: cross-spring pivot; vertical loads; quasi-constant rotational stiffness; stiffness characteristics

0 前言

交叉簧片柔性铰链具有免装配、无摩擦、无需润滑及良好转动精度等优点,被广泛应用于精密仪器中^[1-5]。典型的例子就是,美国空间电子公司利用交叉簧片柔性铰链设计了稳像平台质心测量系统^[6]。

BI 等^[7]利用交叉簧片柔性铰链设计了用于不平衡力矩测量的静平衡仪。HUANG 等^[8]将交叉簧片柔性铰链应用于支撑大口径反射镜。因此,柔性铰链已经越来越多地应用于精密工程领域。

基于广阔的应用前景,柔性铰链转动性能方面的研究得到众多学者的青睐。AWTAR 等^[9-10]通过若干近似方法,提出了柔性簧片梁单元的载荷-转角的精确模型。WITTRICK^[11]研究了簧片交叉点对铰链刚度、轴漂和应力的影响。特别是,对交叉点位于

* 国家自然科学基金(51275017, 51675015)和北京市自然科学基金(L150002)资助项目。20170127 收到初稿,20170904 收到修改稿

簧片中心位置的柔性铰链进行了大量研究。HARINGX^[12]利用椭圆积分法计算铰链在纯弯矩载荷下的转角和轴漂。在AWTAR研究的基础上,ZHAO等^[13-15]对广义交叉簧片柔性铰链的刚度、应力特性和轴漂进行了研究。文献[16-17]基于交叉簧片柔性铰链的转动特性,研究了其建模问题。ZELENKA等^[18]研究了交叉簧片柔性铰链仅受水平力作用下的寄生运动问题。EIJIK^[19]揭示了不同力的组合将会影响铰链的转动刚度,但具体应怎样减小载荷对转动刚度的影响却没有说明。而具有恒定转动刚度交叉簧片柔性铰链通常作为转动模块,并且垂直载荷通常作为有效载荷,因此其转动刚度与垂直载荷间的关系需要被更详细地研究。

文献[12, 14]在大量假设和近似取值的基础上,建立了交叉簧片柔性铰链的转角模型和轴漂模型,并分析了刚度、应力特性等。此外,文献[6, 14]均提出,当铰链几何参数满足一定关系时,铰链的转动刚度不受垂直载荷的影响。据此,利用具有近似恒定转动刚度的交叉簧片柔性铰链作为转动单元,研制了一套用于不平衡力矩测量的柔性静平衡仪。然而,建模过程中忽略了垂直载荷的二阶及以上的项式,且没有分析垂直载荷对铰链垂直力刚度的影响。垂直载荷的高阶项对转动刚度的影响体现不足,从而使得铰链的近似恒定转动刚度成立的条件揭示不清。特别,对于仅有垂直载荷作为驱动力的场合,忽略垂直载荷高阶项的铰链刚度模型对垂直载荷影响的体现不足。

基于上述问题,文章重点分析垂直载荷二阶项影响下的铰链刚度特性,并进行仿真和试验验证。首先,针对作用于交叉簧片柔性铰链的切向载荷为零的情况,基于前期对柔性铰链的研究,建立包含垂直载荷二阶项的交叉簧片柔性铰链转角模型。然后,推导出含垂直载荷高阶项的铰链转动刚度和垂直力刚度模型,并进行理论分析。最后,通过仿真分析和试验验证了柔性铰链的转动刚度特性。

1 交叉簧片柔性铰链刚度模型

柔性静平衡仪用于物体不平衡力矩的精密测量^[20]。交叉簧片柔性铰链凭借其良好的转动精度而作为静平衡仪的转动单元。为了提高仪器的应用普遍性,避免不同垂直载荷对仪器灵敏度的影响,采用了具有近似恒定转动刚度的交叉簧片柔性铰链。文献[15]指出,铰链设计过程中,其转动刚度满足式(1),并且当转动刚度满足式(2)时,其可被看作一个常值。最终设计完成的静平衡仪能够实现物体不

平衡力矩的精确测量。然而,由于在载荷-转角模型推导过程中,采用了若干假设和近似取值,如 $\sin \theta \approx \theta, \cos \theta \approx 1$,垂直载荷对铰链转动刚度的影响并不能得到充分体现。为此,本文在建立铰链转角模型过程中,保留了垂直载荷的二阶项,进而开展深入研究

$$K_m = - \left[\frac{2(9\lambda^2 - 9\lambda + 1)}{15 \cos \alpha} + \lambda \cos \alpha \right] p + 8(3\lambda^2 - 3\lambda + 1) \quad (1)$$

$$2(9\lambda^2 - 9\lambda + 1) + 15\lambda \cos^2 \alpha = 0 \quad (2)$$

图1 柔性静平衡仪

1.1 含垂直载荷高阶项的载荷-转角关系

广义交叉簧片柔性铰链由两根簧片沿其长度方向在任意位置交叉形成。交叉簧片柔性铰链的载荷-位移关系如图2所示。文献[12, 14]均给出了交叉簧片柔性铰链的转角模型,并研究了铰链的刚度和应力特性。

图2 铰链的载荷-位移关系

为简化求解过程,铰链转角模型推导过程中,采用了一些近似及假设,并省略了 p 的二阶及以上项式。例如,求解式(5)时,采用以下近似

$$\sin \theta \approx \theta \quad \cos \theta \approx 1 \quad (3)$$

交叉簧片柔性铰链通常用于仅有垂直载荷作为驱动力的工况,例如柔性静平衡仪。因此,本文中令水平力 F 始终为零。为了更好地描述垂直载荷对交叉簧片柔性铰链转动刚度的影响,在推导转角模型过程中,保留了垂直载荷 P 的二阶项,忽略 θ 的高阶项。首先,根据载荷位移关系方程式和几何相容性条件^[15]求解得

$$\sin \theta \approx \theta + \frac{[p(12\lambda - 1) + 120\cos\alpha(2\lambda - 1)]\theta\cos\alpha}{20\lambda d \sin^2 \alpha}$$

$$\cos \theta \approx 1 + \frac{p}{2\lambda d \cos \alpha} \quad (4)$$

最后,联立载荷平衡方程、几何相容性条件,求得交叉簧片柔性铰链的载荷-转角关系

$$\theta \approx m / \left\{ 8(3\lambda^2 - 3\lambda + 1) + \left[\frac{2(9\lambda^2 - 9\lambda + 1) + 15\lambda \cos^2 \alpha}{15\cos \alpha} + \frac{6(2\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{d \cos \alpha} \right] p + \frac{(12\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{20d \cos^2 \alpha} p^2 \right\} \quad (5)$$

小写字母是量纲一参数,大写字母为有量纲的物理变量,定义如下

$$m = \frac{ML}{EI} \quad p = \frac{PL^2}{EI} \quad f = \frac{FL^2}{EI} \quad d = 12 \left(\frac{L}{T} \right)^2$$

式中, M , P 和 F 分别是作用于交叉簧片柔性铰链动平台的弯矩、垂直力以及水平力; L 、 W 、 T 分别为簧片的长度、宽度、厚度, I 为簧片截面惯性矩, E 为材料弹性模量, λ 为动平台到交叉点距离与动平台到静平台距离的比值, 2α 为铰链两根簧片的夹角。

1.2 含垂直载荷高阶项的转动刚度分析

根据式(5),铰链的转动刚度可表示为

$$K_m \approx 8(3\lambda^2 - 3\lambda + 1) + \left[\frac{2(9\lambda^2 - 9\lambda + 1) + 15\lambda \cos^2 \alpha}{15\cos \alpha} + \frac{6(2\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{d \cos \alpha} \right] p + \frac{(12\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{20d \cos^2 \alpha} p^2 \quad (6)$$

据此,可以得出转动刚度 K_m 与垂直载荷 p , 铰链参数 λ 、 α 之间的关系如图3所示。由图3可以看出,转动刚度随着 λ 、 α 的变化而变化,形成的曲面在 p 取值为零附近汇交成一条曲线。

根据文献[14],当等式(2)成立时,转动刚度 K_m 和切向力刚度 K_f 均不受垂直载荷 p 的影响,并且当 λ 确定时,转动刚度 K_m 可近似为常值。

当式(2)成立时,式(6)可简化为

$$K_m \approx \frac{(12\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{20d \cos^2 \alpha} p^2 + \frac{6(2\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{d \cos \alpha} p +$$

$$8(3\lambda^2 - 3\lambda + 1) \quad (7)$$

图3 铰链转动刚度 K_m 与 p 、 λ 、 α 间的关系

与文献[14]所揭示的转动刚度 K_m 的特点不同,由式(7)可知,当刚度化简式(2)成立时,转动刚度 K_m 并非定值, K_m 的取值还受到垂直载荷 p 的影响。由参数定义可知 d 的值相对其他几何参数或载荷参数大得多,这使得式(7)中 p 的二次项式和一次项式的值都非常小,若 p 的值也足够小,则含 p 的项式可忽略,进而转动刚度 K_m 简化为仅含 λ 的二次函数。反之,若 p 的值足够大,则 K_m 将是垂直力载荷 p 的二次函数,转动刚度受垂直载荷影响明显,体现出更多的非线性特性。因此,欲想削弱垂直载荷 p 对铰链转角 θ 的影响,垂直载荷 p 的取值不宜过大。

垂直载荷 p 作为铰链的有效载荷,若铰链参数满足刚度化简式(2),同时 λ 满足最小轴漂理论^[6],则垂直载荷 p 与转动刚度 K_m 的关系如图4所示。由图2可知,垂直载荷较小时,转动刚度可近似为常值,但随着 p 的不断增大,转动刚度的非线性特征体现出来。

图4 转动刚度 K_m 与垂直载荷 p 间的关系

1.3 含垂直载荷高阶项的垂直力刚度分析

根据式(5)可知,垂直载荷 p 的取值将对铰链的

转角产生影响,为一探究竟,对式(5)求 p 关于转角 θ 的导数,得交叉簧片柔性铰链的垂直力刚度为

$$K_p \approx -15m \cos \alpha / [2(9\lambda^2 - 9\lambda + 1) + 15\lambda \cos^2 \alpha + \frac{90(2\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{d} + \frac{3(12\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{2d \cos \alpha} p] \theta^2 \quad \theta \neq 0 \quad (8)$$

垂直力转动刚度存在的条件是 $\theta \neq 0$ 。由式(8)可知,垂直力刚度 K_p 与转角 θ 、垂直载荷 p 及铰链几何参数 λ 、 α 皆相关。首先,若转角 θ 足够小,则 K_p 的值将很大,垂直载荷 p 引起的转角将趋于零。因此,转角 θ 在一定小的范围内,垂直载荷 p 对转角的贡献几乎为零。随着转角 θ 的增大,垂直力刚度变小,进而垂直载荷 p 引起的转角在铰链转角 θ 中所占比重将增大,此时垂直载荷 p 表现为一种驱动载荷,其对转角 θ 的影响不可忽略。

当铰链参数 λ 和 α 取值满足刚度化简式(2)时,垂直力刚度 K_p 可简化表示为

$$K_p \approx \frac{-15m \cos \alpha}{[\frac{90(2\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{d} + \frac{3(12\lambda - 1)\sin^2 \alpha}{2d \cos \alpha} p] \theta^2} \quad \theta \neq 0$$

$$p \neq -\frac{60(2\lambda - 1)\cos \alpha}{12\lambda - 1} \quad (9)$$

特别地,若式(9)中 θ^2 项的系数趋于零,即 p 的取值满足式(10),则垂直力刚度 K_p 将趋于无穷大,此时 p 与 λ 之间的关系如图5所示。对于转角 θ 较小的情况,若铰链参数和垂直载荷的取值合理,可大大削弱垂直载荷对铰链转角的影响。

$$p = -\frac{60(2\lambda - 1)\cos \alpha}{12\lambda - 1} \quad (10)$$

图5 垂直载荷 p 与 λ 间的关系

此外,满足刚度化简式时,垂直力刚度 K_p 与转角 θ 、垂直载荷 p 之间的关系曲线分别如图6、7所示。当转角很小时, K_p 受 θ 影响较显著。图7表明,

K_p 存在奇点,而奇点即是满足式(10)的 p 值。所以,欲想尽可能削弱垂直载荷 p 对铰链转角 θ 的影响,一方面转角 θ 要尽可能小,另一方面垂直载荷 p 的取值尽可能满足式(10)。

图6 垂直力刚度 K_p 与转角 θ 之间的关系

图7 垂直力刚度 K_p 与垂直载荷 p 之间的关系

2 有限元验证

为了验证对柔性铰链转动刚度理论分析的正确性,利用有限元分析软件 Workbench,对交叉簧片柔性铰链进行非线性分析。选取铝合金作为铰链的材料,并将柔性铰链设置为多体单部件,以方便生成六面体网格单元,提高仿真结果的精确性。交叉簧片柔性铰链的几何、形状参数和材料参数如表1所示。

表1 交叉簧片柔性铰链几何、形状参数和材料参数

参数	数值
簧片长度 L/mm	45
宽度 W/mm	10
厚度 T/mm	0.74
簧片交叉点位置参数 λ	1/3
两根簧片夹角 $\alpha/(\text{°})$	$\arccos \sqrt{2/5}$
材料弹性模量 $E/\times 10^{10} \text{Pa}$	7.3

该铰链的几何参数 λ 和 α 满足刚度简化式(2)，当垂直载荷与铰链转角较小时，应具有近似恒定的转动刚度。对该铰链作用于不同垂直载荷大小的情况进行有限元分析，以验证铰链转动刚度理论分析的正确性，结果如图 8 所示。由图可知，相同驱动力矩 $55 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 作用下，垂直载荷在 $0\sim 60 \text{ N}$ 变化时，若施加的垂直载荷较小，铰链具有近似恒定的转动刚度，而随之垂直载荷的增加，铰链的转动刚度具有增加的趋势，并且该增长趋势会越来越大。

图 8 铰链转动刚度 K_m 与垂直载荷 p 间的关系

3 计算结果与比较

3.1 仪器

尽管有限元分析已经展示了理论分析的有效性，但一些像摩擦力和非线性等因素在有限元分析及理论分析中均没考虑到。下面采用试验方法来进行进一步评估分析的正确性。交叉簧片柔性铰链的材料为航空铝 7075-T6，采用慢走丝线切割加工完成。为了保证两根簧片加工精度的一致性，采用一道工序完成切割过程，铰链实物如图 9 所示。试验所用交叉簧片柔性铰链参数如表 1 所示。搭建的一套用于测量铰链转动刚度的试验测试系统，如图 10 所示。

图 9 柔性铰链实物图

3.2 试验和结果

试验过程中，分别在铰链自由端中心位置悬挂质量为 0 kg 、 0.5 kg 、 1 kg 、 2 kg 、 4 kg 和 6 kg 的砝

图 10 试验系统图

1. 测力仪 2. 安装座 3. 手动三维位移移动台 4. 交叉簧片柔性铰链

码，作为铰链所受的垂直载荷。通过移动三维移动底座，使得测力仪对铰链施加垂直力，并读取三维移动底座移动的距离和测力仪显示数值。一种垂直载荷工况下，连续施加驱动力矩，进而得出铰链的转动角度和所受驱动力矩，最后求得铰链的转动刚度，结果如图 11 所示。对不同垂直载荷条件下，交叉簧片柔性铰链转动刚度的理论分析、有限元分析和试验结果进行对比，如图 12 所示。

图 11 不同垂直载荷下，铰链转角与驱动力矩间的关系

图 12 铰链转动刚度与垂直载荷 p 间的关系

3.3 讨论

结果显示,当垂直载荷在 0~6 kg 范围内变化过程中,铰链的转动刚度随垂直载荷的增大而变大,铰链转动刚度增长的幅度大于理论分析结果。试验中,三维移动底座的移动距离误差为 0.002 mm,测力仪的测量误差为 0.005 N,则铰链转动刚度的测量误差为 0.25 N·mm/(°)。这是最主要的误差来源。此外,还有以下因素引起的误差,使得试验结果与理论分析结果有差距。

(1) 为了减小测力仪推杆与铰链接触之间的摩擦力,在铰链表面涂有润滑油。不过,对于该种精密测量,该误差来源也不容忽视。

(2) 由于线切割误差,铰链中两根簧片的实际几何参数与理论设计也有一定的误差。这也将导致试验测量结果的不够准确。

(3) 试验过程中,铰链下方悬挂有不同质量的重物作为垂直载荷。实际悬挂的重物是有微小晃动的,这会使得测力仪的测量数据有一定的变化。

尽管上述因素导致了试验测量铰链转动刚度与理论和有限元分析之间有误差,但试验结果也验证了铰链旋转刚度的特性。

4 结论

(1) 含有垂直载荷二阶项的转角-载荷模型显示了铰链载荷与转角间的关系:垂直载荷对铰链的转动刚度和旋转角度有一定的影响。通过推导铰链的转动刚度和垂直力刚度模型,可看出:当铰链的几何参数 λ 和 α 满足刚度化简式时,转动刚度是关于垂直载荷的二次函数。由参数定义知, d 的值相对其他参数都很大,使得包含 p 的项式系数均很小,如果垂直载荷 p 的值也很小,转动刚度可近似为一常数。若垂直载荷 p 足够大,转动刚度将是关于 p 的二次函数。

(2) 由垂直力刚度分析可知,当转动角度较小且垂直载荷满足等式(10)时,垂直载荷对转动角度的影响可忽略。而当转动角度较大时,垂直载荷将作为有效驱动力。因此,使用具有近似常值转动刚度的柔性铰链的条件是:作用于铰链上的垂直载荷不能太大,转动角度要小。

(3) 通过有限元仿真分析和试验,验证了广义交叉簧片柔性铰链的这一转动刚度特性。上述对交叉簧片柔性铰链转动刚度的特性分析,对设计包含该类交叉簧片铰链的柔性机构具有重要的意义。

参 考 文 献

- [1] LOBONTIU N. Compliant mechanisms: Design of flexure hinges[M]. CRC Press, 2002.
- [2] PAROS J M, WEISBORD L. How to design flexure hinges[J]. Machine Design, 1965, 37: 151-156.
- [3] HOWELL L L. Compliant mechanisms[M]. New York: Wiley, 2001.
- [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, 13(51): 53-68.
- [5] 杨其资,刘浪,毕树生,等. 广义三交叉簧片柔性轴承的旋转刚度特性研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(13): 189-195.
YANG Qizi, LIU Lang, BI Shusheng, et al. Rotational stiffness characterization of generalized triple-cross-spring flexure pivots[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(13): 189-195.
- [6] BOYNTON R, WIENER K, KENNEDY P. Static balancing a device with two or more degrees of freedom (the key to obtaining high performance on gimbaled missile seekers)[C]// the 62nd Annual Conference of Society of Allied Weight Engineers, Inc. May19-21, 2003, New Haven, Connecticut, 2003: 8-24.
- [7] BI Shusheng, ZHANG Shuqing, ZHAO Hongzhe. Quasi-constant rotational stiffness characteristic for cross-spring pivots in high precision measurement of unbalance moment[J]. Precision Engineering, 2016, 43: 328-334.
- [8] HUANG Hongbiao, ZENG Taiying, ZHANG Tao, et al. Research on the stability of large aperture mirror mounts using cross-flexure pivots in ICF lasers[J]. Chinese Optics Letters, 2007(5): 60-63.
- [9] AWTAR S, SLOCUM A H, SEVINCER E. Characteristics of beam-based flexure modules[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2007, 129 (6): 625-639.
- [10] AWTAR S, SLOCUM A H. Constraint-based design of parallel kinematic xy flexure mechanisms[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2007, 129 (8): 816-830.
- [11] WITTRICK W. The properties of crossed flexural pivots and the influence of the point at which the strips cross[J]. The Aeronautical Quarterly, 1951, II: 272-292.
- [12] HARINGX J A. The cross-spring pivot as a constructional element[J]. Applied Science Research A1, (1949): 313-332.
- [13] ZHAO Hongzhe, BI Shusheng. Accuracy characteristics

- of the generalized cross-spring pivot[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45: 1434-1448.
- [14] ZHAO Hongzhe, BI Shusheng, YU Jingjun. Nonlinear deformation behavior of a beam-based flexural pivot with monolithic arrangement[J]. Precision Engineering, 2011, 35: 369-382.
- [15] ZHAO Hongzhe, BI Shusheng. Stiffness and stress characteristics of the generalized cross-spring pivot[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45: 378-391.
- [16] JENSEN B.D, HOWELL L.L. The modeling of cross-axis flexural pivots[J]. Mechanisms and Theory, 2002, 37 (5): 461-476.
- [17] TREASE B, MOON Y, KOTA S. Design of large-displacement compliant joints[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2005, 127 (4): 788-798.
- [18] ZELENKA S, BONA F D. Analytical and experimental characterisation of high-precision flexural pivots subjected to lateral loads[J]. Precision Engineering, 2002, 26: 381-388.
- [19] EIJK J V. On the design of plate spring mechanisms[D]. Delft University, 1985.
- [20] 张述卿, 毕树生, 赵宏哲, 等. 交叉簧片柔性胡克铰在静平衡仪中的应用及性能测试[J]. 机械工程学报, 2015, 51(21): 1-6.
- ZHANG Shuqing, BI Shusheng, ZHAO Hongzhe, et al. Application study and performance testing of cross-spring flexible Hooke hinge in static balancing instrument[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(21): 1-6.
-
- 作者简介: 李永振, 男, 1988 年出生, 博士研究生。主要研究方向为柔性机构。
E-mail: yongzhen_l@sina.com
- 毕树生, 男, 1966 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为全柔性机构及仿生机器人。
E-mail: ssbi@buaa.edu.cn
- 赵宏哲(通信作者), 男, 1981 年出生, 博士, 讲师, 硕士研究生导师。主要研究方向为全柔性机构。
E-mail: hongzhezha@gmail.com