

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.09.051

空间并联机构弹性动力学优化设计*

陈修龙 张中供 邓 昱

(山东科技大学机械电子工程学院, 青岛 266590)

摘要:研究了4-UPS-UPU 5自由度空间并联机构的弹性动力学优化设计。基于KED方法建立了并联机构的弹性动力学模型,以并联机构运动过程中5个驱动杆的最大变形能和最大动应力限制条件作为约束方程,将机构的总质量函数和基频函数整合成一个综合优化目标函数,分别采用fmincon函数和遗传算法进行优化设计,确定了并联机构动平台质量和5个驱动杆截面积的最佳参数值,验证了以上优化方法和优化结果的正确性与合理性。

关键词:空间并联机构 弹性动力学 优化设计

中图分类号: TH112 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)09-0318-06

引言

空间并联机构目前主要是向高速度、高精度和轻型化方向发展,因此对于高速空间并联机构,要获得最优的弹性特性,必须开展空间并联机构的弹性动力学优化设计研究。但目前空间并联机构优化设计的研究主要是针对运动学^[1-10]和刚体动力学^[11-13]的优化设计,涉及空间并联机构弹性动力学优化设计的很少^[14-16]。

本文以4-UPS-UPU空间并联机构为研究对象,构造出一种由机构的总质量函数和基频函数整合成的综合优化目标函数,并分别采用fmincon函数和遗传算法实现这类机构的弹性动力学优化设计,得到并联机构动平台质量和驱动杆截面积的最佳参数。

1 并联机构的弹性动力学模型

4-UPS-UPU空间并联机构由动平台、定平台和连接动平台、定平台的5个分支组成,见图1、2。定平台通过4个结构完全相同的驱动分支UPS(虎克铰-移动副-球副)以及另1个驱动分支UPU(虎克铰-移动副-虎克铰)与动平台相连接。由于4-UPS-UPU空间并联机构动平台、静平台以及驱动杆中摆动杆的刚度较大,应视为刚体;而驱动杆中伸缩杆刚度较低,应视为弹性体。因此,4-UPS-UPU空间并联机构是多刚体、多弹性体混合的动力系统。

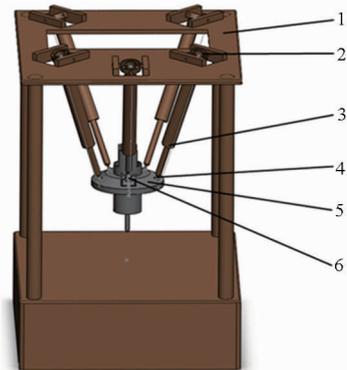


图1 4-UPS-UPU 并联机构实体模型

Fig. 1 Solid model of 4-UPS-UPU parallel mechanism

1. 定平台 2、6. 虎克铰 3. 移动副 4. 球铰 5. 动平台

1.1 空间并联机构的运动微分方程

本文采用KED方法和有限元建立4-UPS-UPU空间并联机构的运动微分方程

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = Q \quad (1)$$

其中 $M = \sum_{i=1}^5 R_i^T M_i R_i + R_0^T M_0 R_0$

$$C = \hat{C} + \zeta_1 M + \zeta_2 K$$

$$K = \sum_{i=1}^5 R_i^T K_i R_i$$

$$Q = \sum_{i=1}^5 R_i^T Q_i + Q_0$$

式中 \ddot{q} ——系统的弹性加速度

\dot{q} ——系统的弹性速度

q ——系统的弹性位移

收稿日期: 2013-10-12 修回日期: 2013-11-04

* 国家自然科学基金资助项目(51005138)、山东省优秀中青年科学家科研奖励基金资助项目(BS2012ZZ008)、山东科技大学杰出青年基金资助项目(2011KYJQ102)、江苏省数字化制造技术重点实验室开放课题资助项目(HGDML-1104)和山东省高校优秀科研创新团队计划资助项目

作者简介: 陈修龙,副教授,博士后,主要从事并联机构及其动力学研究, E-mail: cxldy99@163.com

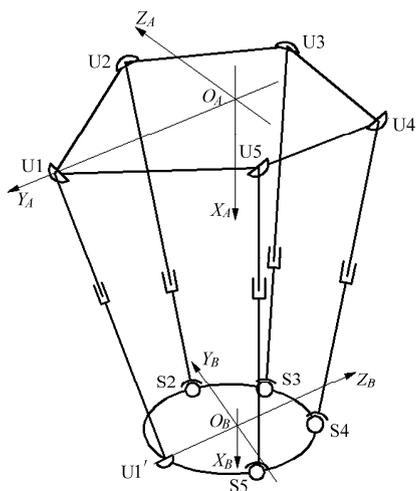


图2 4-UPS-UPU 并联机构简图

Fig.2 Diagram of 4-UPS-UPU parallel mechanism

- M ——并联机构系统总质量矩阵
- C ——系统的总阻尼矩阵
- K ——系统总刚度矩阵
- Q ——系统广义力列阵
- R_i ——驱动支链上广义坐标与系统广义坐标的转换矩阵
- R_0 ——动平台位移改变量与系统广义坐标的转换矩阵
- M_0 ——动平台的广义质量矩阵
- \hat{C} ——未计入比例阻尼前的系统阻尼
- ζ_1, ζ_2 ——比例阻尼系数

1.2 空间并联机构系统的动力约束方程

本文以动平台为研究对象,建立4-UPS-UPU空间并联机构的动力约束方程

$$M_0 \ddot{q}_0 = f_0 + F_0 - M_0 \ddot{q}_0 \quad (2)$$

式中 f_0 ——并联机构支链作用于动平台的合力与合力矩列阵

F_0 ——作用于并联机构动平台的合外力与合外力矩列阵

\ddot{q}_0 ——系统动平台名义加速度列阵

1.3 空间并联机构系统的运动约束方程

以支链与动平台的连接点为研究对象,建立空

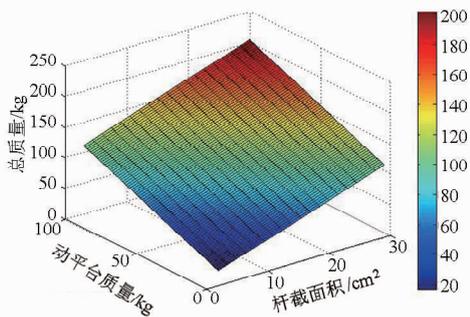


图3 并联机构总质量与设计变量的关系及等高线

Fig.3 Relationship and contour between the gross mass and the design variables

间并联机构系统的运动约束方程

$$q_{Si} = J_{Si} q_0 \quad (3)$$

式中 q_{Si} ——系统支链中点的弹性位移矢量

q_0 ——由系统支链构件的弹性变形引起的动平台位移改变量

J_{Si} ——系统运动学约束条件矩阵

联立空间并联机构系统运动微分方程(1)与系统动力约束方程(2)、系统运动约束方程(3),即得到4-UPS-UPU空间并联机构的弹性动力学方程。

2 并联机构弹性动力学优化设计

并联机构弹性动力学行为主要影响因素是驱动杆截面积和动平台质量,因此本优化问题的设计变量为4-UPS-UPU并联机构5个驱动杆的截面积和动平台质量。

2.1 优化目标为并联机构的总质量最小

为了满足高速度、高精度工作以及经济方面的需要,寻求质量最轻,以设计出轻型化的并联机构是现代机械设计中重要设计目标。本设计的目标之一为并联机构中动平台和5个伸缩杆的总质量最小,目标函数可以写为

$$\min f_a = \sum_{i=1}^5 \rho_i A_i(x) l_i + m_0 \quad (4)$$

式中 ρ_i ——驱动杆 i 的密度

A_i ——驱动杆 i 的截面积,5个驱动杆的截面积相等

l_i ——驱动杆 i 的长度

m_0 ——动平台的质量

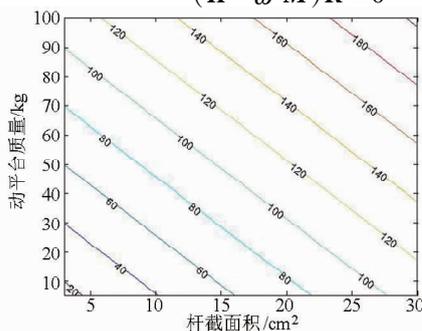
i ——驱动杆标号,驱动杆共有5个,其中各杆的材料、截面尺寸和截面形状相同

并联机构的总质量随设计变量(驱动杆截面积和动平台质量)的变化规律及其等高线见图3。

2.2 优化目标为并联机构的基频最大

由4-UPS-UPU空间并联机构的运动微分方程(1)可以得到系统的固有频率和振型方程式为

$$(K - \omega^2 M) R = 0 \quad (5)$$



式中 ω 为系统固有角频率,对于具有 n 个广义坐标的机构系统,可以求出 n 阶固有角频率; \mathbf{R} 为固有振型,也称为主振型,为与 ω 对应的特征矢量。

系统的固有频率 f_j 和固有角频率 ω_j 的关系可表示为

$$f_j = \omega_j / (2\pi) \quad (6)$$

式中 f_j 称为第 j 阶固有频率,其中系统第一阶固有频率称为基频 f_1 。

为避免发生共振现象,4-UPS-UPU并联机构系统的基频应尽可能的大,目标函数可以写为

$$\min f_b = -f_1 \quad (7)$$

并联机构的基频随设计变量(驱动杆截面积和动平台质量)的变化规律及其等高线见图4。

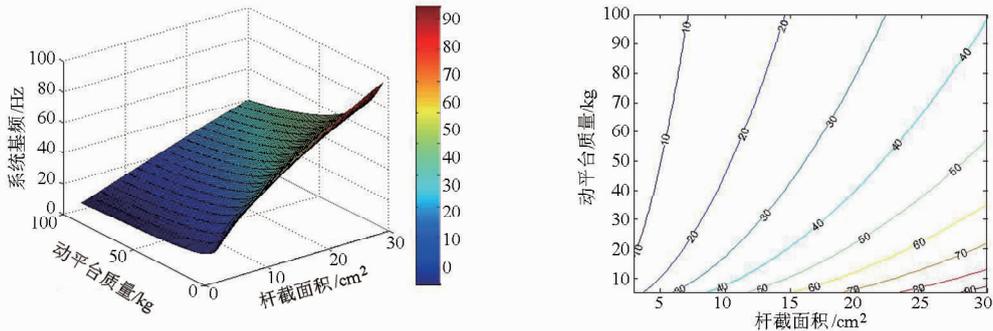


图4 系统基频与设计变量的关系及等高线

Fig. 4 Relationship and contour between the first frequency and the design variables

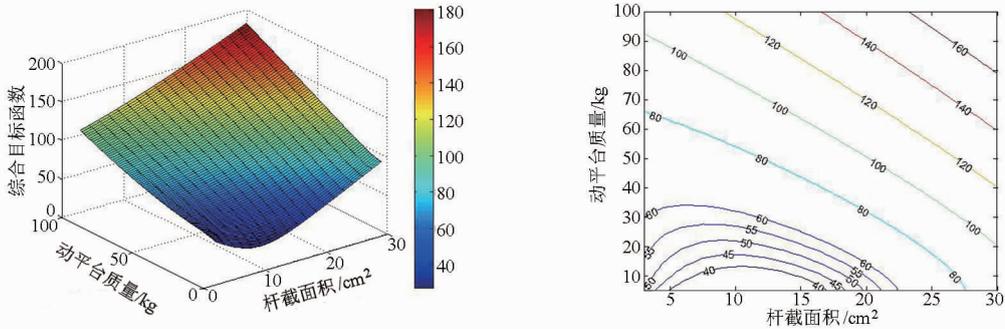


图5 新目标函数与设计变量的关系及等高线

Fig. 5 Relationship and contour between the new objective function and the design variables

2.4 约束条件

并联机构驱动杆的许用变形能是指构件发生最大弹性变形(即将而未发生塑性变形,此时的应力称为许用应力)时储存的弹性变形能(也叫应变能)。许用变形能与构件的用途及构件本身性质如材料、长度、截面形状和截面尺寸等有关。不同材料、不同长度、不同截面形状和不同截面尺寸的许用变形能(或许用变形量)是不一样的,但同种材料的许用应力是相同的。4-UPS-UPU并联机构中驱动杆材料为钢,其许用应力为350 MPa;杆的变形包括伸缩变形、弯曲变形和扭转变形,因此在计算变形能时不能简单相加,可以将对变形量的约束转换为

2.3 优化策略

在实际设计中,单独地追求4-UPS-UPU并联机构的总质量最小或4-UPS-UPU并联机构的基频最大并不合理,必须综合考虑质量和基频两个因素,这样得到的优化结果才更具合理性。由于质量和基频两个优化目标函数数值上相差较大,且无法明确两目标函数的加权因子,因此对两目标函数进行处理,整合成一个新优化目标函数,为

$$f = \sqrt{(f_a - f_{amin})^2 + (f_b - f_{bmax})^2} \quad (8)$$

式中 f_{amin} 、 f_{bmax} 为各分目标函数在优化区间上的理想值,分别为23.3753、-65.2248。

并联机构的新目标函数随设计变量(驱动杆截面积和动平台质量)的变化规律及其等高线见图5。

对杆的变形能的约束,使总的变形能小于许用变形能。并联机构驱动杆上的最大变形能和最大动应力分别随设计变量在合理范围内的变化情况及其等高线见图6、7。

并联机构驱动杆的许用应力和变形能的关系图见图8、9。

由图8、9可以看出,在并联机构驱动杆的许用应力在350 MPa时对应的驱动杆变形能约为1.7 J。故在本优化中许用变形能取1.7 J。因此,并联机构弹性动力学优化设计的约束条件为

$$\begin{cases} C_1(\mathbf{X}) = U_{max} - U \leq 0 \\ C_2(\mathbf{X}) = \sigma_{max} - [\sigma] \leq 0 \end{cases} \quad (9)$$

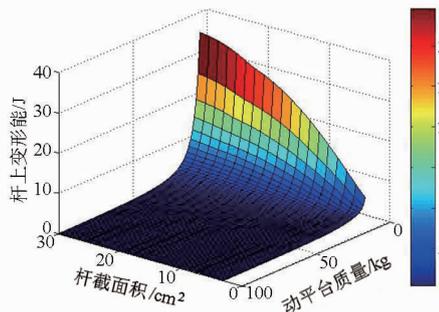


图 6 驱动杆变形能与设计变量的关系及等高线图

Fig. 6 Relationship and contour between the deformation energy and the design variables

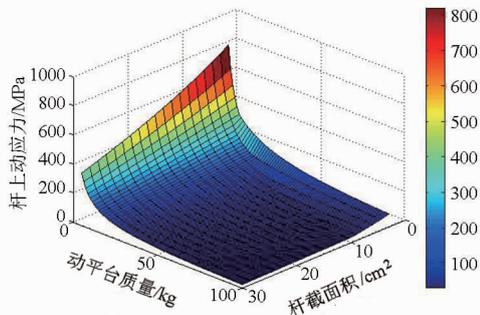
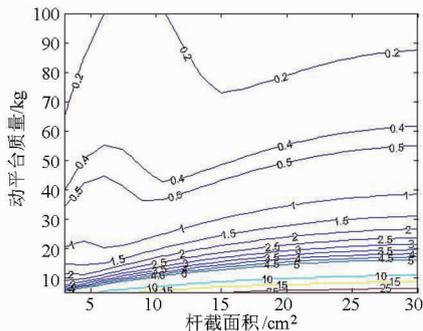


图 7 驱动杆动应力与设计变量的关系及等高线图

Fig. 7 Relationship and contour between the dynamic stress and the design variables

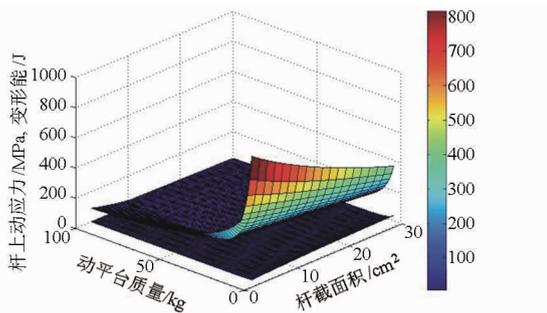
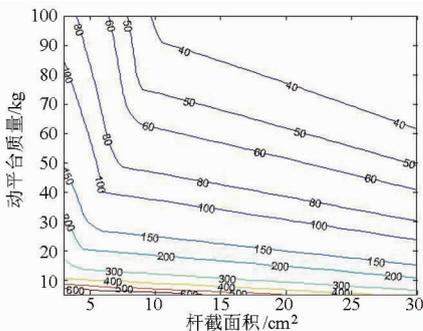


图 8 驱动杆上许用应力与变形能关系图

Fig. 8 Relationship between the allowable stress and the deformation energy

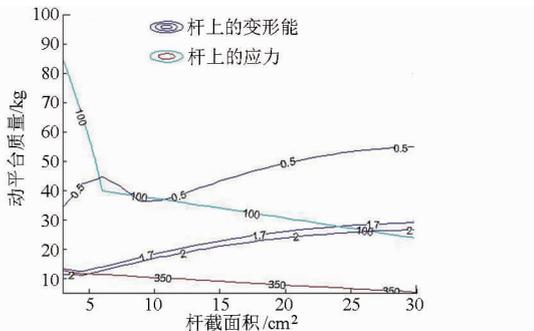


图 9 驱动杆上许用应力与变形能等高线

Fig. 9 Contour between the allowable stress and the deformation energy

式中 U_{\max} 为系统运动过程中 5 个驱动杆的最大变形能; U 是允许变形能, 为 1.7 J; σ_{\max} 为系统运动过程中 5 个驱动杆的最大动应力; $[\sigma]$ 是许用应力, 为 350 MPa; $\mathbf{X} = (x_1, x_2)$, 其中 x_1, x_2 为设计变量, 即动

平台质量和驱动杆截面积。

3 算例分析

对 4-UPS-UPU 并联机构进行弹性动力学优化设计, 该机构的参数如下: 4-UPS-UPU 并联机构定平台上的 5 个铰链点中, 第 1 个铰链点 U1 沿定坐标系 $\{A\}$ 的 X 坐标轴方向, 坐标值为 710 mm, 其余 4 个铰链点为均匀布置, 半径为 650 mm; 动平台上 5 个铰链点均匀布置, 半径为 202 mm; 各驱动杆的材料为钢, 密度为 7801 kg/m³, 拉压弹性模量 $E = 2.0 \times 10^{11}$ Pa, 剪切弹性模量 $G = 8.0 \times 10^{10}$ Pa, 泊松比为 0.29; 5 个驱动杆的长度都为 0.88 m。

定义 4-UPS-UPU 并联机构动平台运动轨迹

$$\begin{cases} X_B = 0.1 + 0.015t \\ Y_B = 0.01 \sin\left(\frac{\pi}{10}t\right) \\ Z_B = 0.01 \cos\left(\frac{\pi}{10}t\right) \\ \alpha = -\frac{\pi}{36} + \frac{\pi}{72}t \\ \beta = -\frac{\pi}{36} + \frac{\pi}{72}t \end{cases} \quad (0 \leq t \leq 1) \quad (10)$$

式中 X_B, Y_B, Z_B ——动平台中心 x, y, z 坐标
 α, β ——动平台的方位角

由于并联机构的弹性动力学优化设计是一个非线性有约束的优化问题, 因此分别应用 Matlab 中的

fmincon 函数和遗传算法对新优化目标函数(8)进行优化,最终优化结果见表1。

表1 新目标函数优化结果

Tab.1 Optimization results of the new objective function

优化方法	动平台质量/kg	杆截面积/cm ²	总质量/kg	基频/Hz
fmincon 法	18.882 2	8.0	43.330 0	25.471 1
遗传算法	15.866 7	78.5	42.813 5	25.063 2

从表1中的优化结果比较可以看出:分别采用遗传算法和 fmincon 法都得到了质量较轻、基频较大的最佳结构,优化结果是确实可行的,能得到满意的结果;使用遗传算法优化的结果与采用 fmincon 法优化的结果相比,动平台质量减小 3.015 5 kg,杆截面积减小 0.15 cm²,总质量减小 0.516 5 kg,基频减小 0.407 9 Hz。

4 结束语

基于 4-UPS-UPU 空间并联机构的弹性动力学模型,分别分析了并联机构的总质量和基频随设计变量(驱动杆截面积和动平台质量)的变化规律,建立了综合考虑并联机构总质量和基频的综合优化目标函数,建立了以并联机构运动过程中 5 个驱动杆的最大变形能和 5 个驱动杆的最大动应力限制条件的约束方程,通过 fmincon 函数和遗传算法两种优化方法实现了 4-UPS-UPU 空间并联机构动平台质量和 5 个驱动杆截面积等参数的优化设计,动平台质量从优化前的 36.64 kg 分别降为优化后的 18.882 2 kg 和 15.866 7 kg,并联机构的驱动杆截面积从优化前的 6.36 cm²分别降为优化后的 8.0 cm²和 7.85 cm²,对比分析了优化结果,得到了质量轻且基频大的最优结构。

参 考 文 献

- Chen Xiulong, Feng Weiming, Sun Xianyang, et al. Kinematics analysis of a parallel coordinate measuring machine [J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2013, 10: 1-6.
- 陈修龙, 孙先洋, 邓昱. 4-UPS-RPS 空间 5 自由度并联机构运动学分析[J]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 257-261. Chen Xiulong, Sun Xianyang, Deng Yu. Kinematics analysis of 4-UPS-RPS spatial 5-DOF parallel mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 257-261. (in Chinese)
- Gosselin C, Angeles J. A global performance index for the kinematic optimization of robotic manipulators [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1991, 113(3): 220-226.
- Rao N M, Rao K M. Dimensional synthesis of a spatial 3-RPS parallel manipulator for a prescribed range of motion of spherical joints [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(2): 477-486.
- Li Y M, Xu Q S. A new approach to the architecture optimization of a general 3-PUU translational parallel manipulator [J]. Journal of Intelligent and Robotic Systems: Theory and Applications, 2006, 46(1): 59-72.
- 孙立宁, 丁庆勇, 刘新宇. 2 自由度高速高精度并联机器人的运动学优化设计[J]. 机械工程学报, 2005, 41(7): 94-98. Sun Lining, Ding Qingyong, Liu Xinyu. Optimal kinematic design of 2-DOF planar parallel robot with high speed and high precision [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(7): 94-98. (in Chinese)
- 李坤全, 方跃法. 改进遗传算法在 6-RSS 并联机器人机构设计中的应用[J]. 北京交通大学学报, 2008, 32(4): 19-23. Li Kunquan, Fang Yuefa. Application of intelligent optimization in structure design for the 6-RSS parallel mechanism [J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2008, 32(4): 19-23. (in Chinese)
- Liu H T, Huang T, Zhao X M, et al. Optimal design of the TriVariant robot to achieve a nearly axial symmetry of kinematic performance [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(9): 1643-1652.
- Xie Fugui, Liu Xinjun, Wang Liping, et al. Optimum kinematic design of the 4R2-DOF parallel mechanism [J]. Tsinghua Science And Technology, 2009, 14(5): 663-668.
- 张立杰, 牛跃伟, 李永泉, 等. 基于工作空间的球面 5R 并联机器人机构设计[J]. 机械工程学报, 2007, 43(2): 55-59. Zhang Lijie, Niu Yuewei, Li Yongquan, et al. Mechanism design of spherical 5R parallel manipulator based on workspace [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(2): 55-59. (in Chinese)
- 刘善增, 余跃庆. 平面 3 自由度并联机器人的动力学设计[J]. 机械工程学报, 2008, 44(4): 47-52. Liu Shanzeng, Yu Yueqing. Dynamic design of a planar 3-DOF parallel manipulator [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(4): 47-52. (in Chinese)
- 陈修龙, 贾帅帅, 邓昱. 高速空间并联式坐标测量机动力学优化设计[J]. 农业机械学报, 2012, 43(3): 213-218. Chen Xiulong, Jia Shuaishuai, Deng Yu. Dynamics optimization design of high-speed spatial parallel coordinate measuring machine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(3): 213-218. (in Chinese)
- 郭祖华, 陈五一, 张鼎昌. 基于全局动力学性能的并联机床结构参数优化[J]. 中国机械工程, 2003, 14(10): 861-864.
- Tang Xueyan, Chen I-Ming, Li Qing. Design and nonlinear modeling of a large-displacement XYZ flexure parallel mechanism with decoupled kinematic structure [J]. Review of Scientific Instruments, 2006, 77(11): 115101.1-115101.11.
- Li Haihong, Yang Zhiyong, Huang Tian. Dynamics and elasto-dynamics optimization of a 2-DOF planar parallel pick-and-place

robot with flexible links[J]. Struct Multidisc Optim, 2009, 38(2): 195–204.

16 韩亚峰, 马履中, 吴伟光, 等. Delta 并联机器人弹性动力学研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(10): 197–202.

Han Yafeng, Ma Lüzhong, Wu Weiguang, et al. Elastic dynamics analysis of delta parallel robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(10): 197–202. (in Chinese)

Elasto-dynamics Optimal Design of Spatial Parallel Mechanism

Chen Xiulong Zhang Zhonggong Deng Yu

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China)

Abstract: The elasto-dynamics optimal design of 4-UPS-UPU 5-DOF spatial parallel mechanism was studied. The elasto-dynamic models of 4-UPS-UPU spatial parallel mechanism were established based on kineto-elasto dynamics. The total mass function and base frequency function of the parallel mechanism were integrated into a comprehensive optimization objective function, and the restrictive condition of the maximum deformation energy and the maximum dynamic stress of five driving limbs were considered as constraint equations to perform the optimal design. The optimized methods, such as fmincon function in matlab software and genetic algorithms were used respectively. The optimal parameters of the mass of moving platform and the sectional area of five driving limbs were determined based on the optimal design. And the correctness and rationality of the optimized method and results were verified.

Key words: Spatial parallel mechanism Elasto-dynamics Optimal design

(上接第 328 页)

Design and Test of Lamina Emergent Mechanisms S-shaped Flexure Hinge

Qiu Lifang Meng Tianxiang Zhang Jiuqiao Yang Debin

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: Part of the challenge in designing LEMs (Lamina emergent mechanisms) comes in designing the suitable flexure hinges. A new S-shaped flexure hinge used on LEMs was proposed and its structure was designed. The bending stiffness equivalent and torsion stiffness equivalent of the S-shaped flexure hinge was presented. By theoretical calculation and finite element simulation analysis of the design example, the correctness of the calculation formula and simulation models was verified. The LEMs slider mechanism base on S-shaped flexure hinge was produced. The FEA model and test results prove that this mechanism can produce large deformation with high accuracy in operating state, when the displacement of slider reached to 76 mm, the FEA and test results are basically the same, the deviation between them is 0.76%.

Key words: LEMs S-shaped flexure hinge Equivalent stiffness LEMs slider mechanism