

包装机械

3UPS+1RPU 非对称并联机构的刚度与模态分析

李俊帅, 马春生, 李瑞琴, 胡洋

(中北大学, 太原 030051)

摘要: **目的** 针对自动化包装过程中需要搬运重物和高工作精度的特殊应用要求, 运用有限元法对3UPS+1RPU 并联机构进行刚度与模态分析, 找出机构刚度的薄弱环节和共振频率。**方法** 首先运用SolidWorks 建立三维实体模型, 然后导入到Ansys Workbench 软件进行有限元分析。**结果** 通过静力学分析, 得到了机构在某一工作位置时, 2种不同受力情况下机构整体的变形云图、应力云图。然后进行模态分析, 得出3UPS+1RPU 并联机构一到六阶固有频率分别为34.5, 35.8, 50.1, 523.9, 526.7, 528.8 Hz, 以及各阶频率下的振型。**结论** 找到了机构刚度的薄弱部位, 并证明了机构的静刚度满足设计要求; 找出了机构运动过程中易发生共振的位置, 从而可有效避免或抑制机构运动工程中的共振现象。

关键词: 非对称; 并联机构; 有限元; 静力学分析; 模态分析

中图分类号: TB486; TH112 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)05-0127-05

Stiffness and Modal Analysis of 3UPS+1RPU Asymmetrical Parallel Mechanism

LI Jun-shuai, MA Chun-sheng, LI Rui-qin, HU Yang

(North University of China, Taiyuan 030051, China)

ABSTRACT: The work aims to carry out stiffness and modal analysis on parallel mechanism of 3UPS+1RPU in finite element method to find out weak link of mechanism stiffness and the resonance frequency regarding the special application requirement of carrying heavy objects and high working accuracy in the automatic packaging process. Firstly, the 3D model was established by SolidWorks software and then imported into Ansys Workbench for finite element analysis. The deformation cloud and stress cloud of the whole mechanism were obtained under two different forces at some working position. Through the modal analysis, the natural frequencies from first order to sixth order of 34.5, 35.8, 50.1, 523.9, 526.7, 528.8 Hz and the vibration mode of each order frequency of the 3UPS +1RPU parallel mechanism were obtained. It is concluded that the weak position of mechanism stiffness is discovered, proving that the static stiffness of the mechanism meets the design requirements. The resonance-prone position in the process of movement is found out, which can consequently avoid or suppress the resonance during the movement of mechanism.

KEY WORDS: asymmetric; parallel mechanism; finite element; static analysis; modal analysis

并联机构具有刚度高、承载力强、精度高和惯性小等优点^[1], 在自动化包装领域具有很好的应用价值, 并已经运用到填充、裹包和封口等实际工作当中, 不仅可以大幅度提高生产效率, 而且有效避免了一些人为的干扰因素, 提高了工作精度^[2]。并联机构又可分为6自由度并联机构和少自由度机构, 其中6自由度并联机构因为具有高度的非线性耦合性, 控制方法繁琐, 在包装工程等领域的应用较少。少自由度机构

的构型相对简单, 不仅拥有并联机器人的优点, 而且还具有较大的工作空间和较少的驱动, 在自动化包装等领域具有广阔的应用前景^[3]。

3UPS+1RPU 非对称并联机构是一种运用约束支链法构成的四自由度并联机构, 通过在3个UPS支链上添加RPU支链构成。彭铁柱等^[4]通过研究3UPS+1RPU 非对称并联机构的奇异性得出了消除奇异性的条件。但是目前还没有人对3UPS+1RPU 非对

收稿日期: 2016-09-21

基金项目: 国家自然科学基金(51275486)

作者简介: 李俊帅(1991—), 男, 中北大学硕士生, 主攻机构理论与机器人技术。

通讯作者: 马春生(1974—), 男, 博士, 中北大学副教授, 主要研究方向为机构理论与机器人技术。

称并联机构的刚度和共振现象进行研究。文中针对自动化包装过程中需要搬运重物和高工作精度的特殊应用要求,分析研究了3UPS+1RPU非对称并联机构的刚度和共振现象,找出了机构的刚度薄弱环节,并与材料本身的刚度进行比较,来校核是否满足刚度要求。当机构发生共振现象时,变形量达到最大,对封装工作精度的影响最大,此时可以通过避免机构发生共振现象来提高工作精度,因此研究机构的刚度和共振现象有着实际意义^[5-7]。

1 并联机构的有元模型

1.1 建立几何模型

3UPS+1RPU 并联机构的几何结构相对比较复杂,如果在 Ansys Workbench 中直接建模存在困难,因此运用 SolidWorks 进行三维实体建模,然后将建立的模型导入到 Ansys Workbench 中进行分析^[8]。由于并联机构在建模的过程中本身存在一些复杂性,因此在导入 Ansys Workbench 之前,对模型应进行合理的简化^[9],具体过程为:利用 SolidWorks 建模时,要保证尺寸准确,避免发生干涉,这样可以避免一些错误的发生;对零件中存在的小孔、倒角等微小的特征进行删除和简化,这样有利于下一步网格的划分;对动平台、导向杆等零件做简化处理;对零件之间的配合关系进行合理简化,消除运动副间存在的间隙。对模型进行简化后,得到模型见图 1。

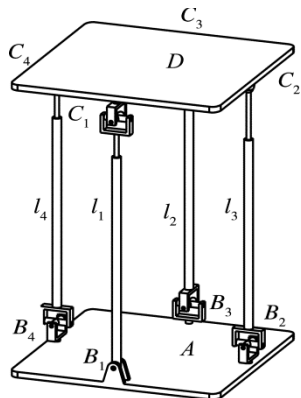


图1 简化模型

Fig.1 The simplified model

1.2 有限元模型

将上述三维模型导入到Ansys Workbench中建立相应的有限元模型,具体过程如下所述。

1) 定义单元和材料属性。由于模型复杂的空间几何结构,所以设置单元类型为四面体^[10]。材料采用结构钢,弹性模量为 200 GPa,泊松比为 0.3,密度为 $7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ 。

2) 网格划分。在进行静应力分析时,网格划分

方式采用自动划分,这样划分出来的网格疏密不同。在进行模态分析时,采用均匀的网格划分形式^[11]。

2 静应力分析

在该并联机构搬运某货物的过程中,由图 1 所示垂直位置为极限位置之一,属于危险位置。在这个过程中,动平台上会承受货物 300 ~ 500 N 的重力作用,对该位置下的机构进行静应力分析后即可得知机构的薄弱部位。首先对定平台施加一个 Fixed Support 约束,机构所承受的载荷简化为作用在动平台上的均布载荷,因此在动平台上添加一个均匀分布、大小为 300 N 的力,然后进行求解,得到了整个机构的变形云图与应力云图,结果见图 2。由图 2a 可知,最大变形发生在动平台的中心区域,则该部位就是该机构刚度的薄弱环节,最大变形量为 0.038 mm,变形量较小,可以满足刚度要求。由图 2b 可知,应力值在分支与万向节的联接处达到最大,为 86.51 MPa,低于结构钢的屈服极限 195 MPa,满足强度要求。

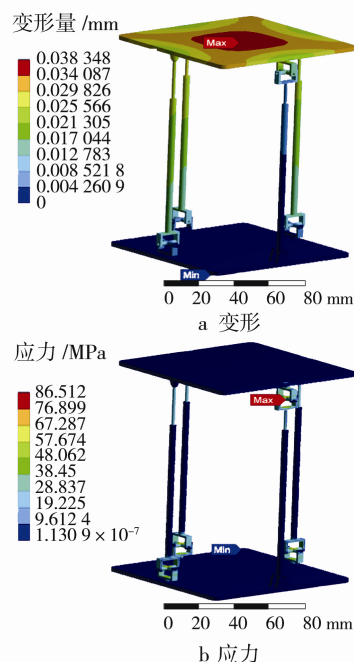


图2 载荷 300 N 云图

Fig.2 The cloud image of 300 N load

将动平台上的所承受的力增加到 500 N,经求解得出整个机构的变形云图和应力云图见图 3。由图 3 可知,在动平台的中心区域变形量达到最大,为 0.064 mm,变形量很小,最大应力值为 144.17 MPa,低于结构钢的屈服极限,可以满足强度要求。

通过 2 组结果的对比可知,载荷发生变化时,动平台的中心区域变形量均达到最大,位置没有发生变化,可知动平台是 3UPS+1RPU 并联机构的刚度薄弱环节。在最大载荷 500 N 力的作用下,机构的最大应

力值仍小于材料的屈服极限, 最大变形量也很小, 可以满足使用要求。

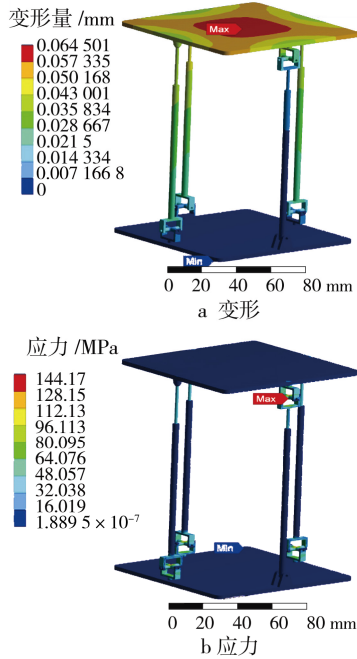


图 3 载荷 500 N 云图

Fig.3 The cloud image of 500 N load

3 模态分析

模态分析一般用于求解结构的固有频率和振型, 从而避免因共振而对机构造成损伤^[12-14]。由于该机构要做频繁的周期运动, 运动过程中受到的冲击振动是一个影响稳定性的重要因素, 因此, 对 3UPS+1RPU 非对称并联机构的动态特性进行研究, 具有重要意义。

3.1 模态分析基本原理

由机械振动理论的知识可知, 对于一个确定的并联机构, 其运动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中: $[M]$, $[C]$, $[K]$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵及刚度矩阵; $\{\ddot{X}\}$, $\{\dot{X}\}$, $\{X\}$ 分别为加速度向量、速度向量及位移向量, 其中, $\{X\} = \{X_1, X_2 \cdots X_n\}^T$; $\{F(t)\}$ 为机构所受外力向量, $\{F(t)\} = \{F_1, F_2 \cdots F_n\}^T$ 。

对于钢构件的内阻尼或铰链的摩擦阻尼因为数值较小, 一般可以忽略不计, 忽略阻尼项后得到新的运动微分方程:

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (2)$$

式中: $\{X\}$ 可线性变换为 $\{X\} = [\phi]\{y\}$, $[\phi]$ 为变换矩阵, 同时有: $\{\ddot{X}\} = [\phi]\{\ddot{y}\}$ 。将线性变换后的 $\{X\}$ 和 $\{\ddot{X}\}$ 带入式(2), 化简即为:

$$[M^*]\{\ddot{y}\} + [K^*]\{y\} = 0 \quad (3)$$

式中: $[M^*]$ 为广义质量矩阵, 而 $[K^*]$ 则为广义刚度矩阵。由方程(3)可得第 i 个自由度的运动方程:

$$\ddot{y}_i + w_i^2 y_i = 0 \quad (4)$$

式中: w_i 为振动系统在第 i 个模态时的频率。

求解式(4), 得: $y_i(t) = A_i \sin(w_i t) + A_i^* \cos(w_i t)$ 。

其中常数 A_i 及 A_i^* 由初始条件 $x_i(0)$ 及 $\dot{x}_i(0)$ 决定。

将式(2)两边同乘以 $[M]^{-1}$, 可得:

$$[I]\{\ddot{X}\} + [D]\{X\} = 0 \quad (5)$$

式中: $[I]$ 为单位矩阵; $[D]$ 为过渡矩阵。

若 $\{X\} = \{A\}e^{i\omega t}$, 则可得:

$$\{\ddot{X}\} = -\omega^2 \{A\}e^{i\omega t} = -\lambda \{x\} \quad (6)$$

式中: $\lambda = \omega^2$; $\{A\}$ 为当角频率为 ω 时, 各质点振幅向量模组成的向量。

将式(6)代入式(5), 可得:

$$[[D] - \lambda[I]]\{x\} = \{0\} \quad (7)$$

所以系统的特征方程为 $|[D] - \lambda[I]| = \{0\}$ 。当确定特征值 λ_i , 即能确定机构的固有频率 w_i 。将 w_i 代入公式(4), 可得:

$$A_i' = \sqrt{A_i^2 + A_i^{*2}} \quad (8)$$

由于在该机构中忽略了阻尼的影响, 单元划分采用实体单元, 所以采用 Block Lanczos (默认) 的模态提取方法, 不仅有利于计算过程的收敛, 而且有助于获得较高的计算精度^[15]。

3.2 模态分析结果及结论

由于低阶模态对结构的性能影响较大, 高阶模态的影响很小, 因此这里只选取一到六阶进行研究^[16]。在模态分析的过程中, Fixed Support 约束是唯一有效的载荷, 其他的载荷将被忽略。根据机构实际的情况选择将静平台进行固定, 然后做无阻尼自由振动, 可得出该并联机构一到六阶固有频率和振型图, 结果见图 4。

一阶振型的固有频率为 34.5 Hz, 振型主要为动平台在 xz 平面内的摆动, 发生在动平台及与其相连的分支处, 其中动平台处振幅达到最大, 其振型见图 6a。二阶振型的固有频率为 35.8 Hz, 振型主要为动平台在 yz 平面内的摆动, 主要发生在动平台及与其相连的分支处, 在球副处振幅最大, 其振型见图 6b。三阶振型的固有频率为 50.1 Hz, 振型主要表现为支链在 xy 平面上的扭转, 在动平台上振幅最大, 其振型见图 6c。四阶振型的固有频率为 523.9 Hz, 振型主要为 2 条 UPS 分支在 xz 平面内的一阶反向弯曲变形, 在该分支的移动副联接处振幅最大, 其振型见图 4d。五阶振型的固有频率为 526.7 Hz, 振型主要为一条

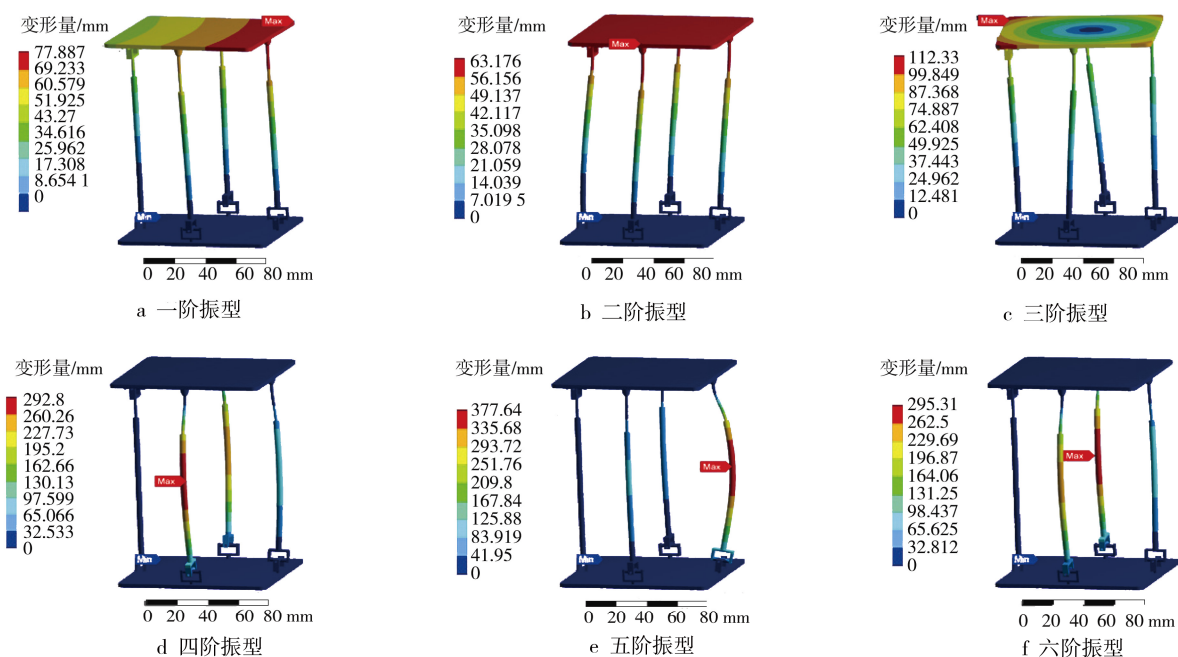


图4 并联机构一到六阶振型

Fig.4 The vibration pattern of first 6 orders of the parallel mechanism

UPS 分支在 yz 平面内的弯曲变形, 在该分支的移动副联接处振幅最大, 其振型见图 4e。六阶振型的固有频率为 528.8 Hz, 振型主要表现为 2 条 UPS 分支在 xz 平面内的一阶同向弯曲变形, 在该分支的移动副联接处振幅最大, 其振型见图 4f。

通过上述机构一到六阶固有频率的比较可知, 一、二、三阶的固有频率远小于四、五、六阶, 说明一、二、三阶的运动刚度远小于四、五、六阶。通过上述频率与振型可知, 动平台和各个支链与相邻部件连接处的刚度比较弱, 是机构的薄弱环节, 可以换用刚度较好的材料来提高其抗振特性。而且由于各个分支处的球副处容易发生变形, 可能会影响到工作过程中的稳定性, 所以可以增添一些辅助装置来达到保持机构稳定的目的, 从而提高该并联机构的工作精度。

4 结语

针对搬运重物的情况, 利用 SolidWorks 对 3UPS+1RPU 并联机构建立模型, 并利用 Ansys Workbench 对 300 N 和 500 N 作用下的机构分别进行静力学分析, 可知机构的最大变形均发生在动平台的中心区域, 从而得到动平台是 3UPS+1RPU 并联机构的刚度薄弱环节; 最大应力发生在分支与万向铰链的连接处, 并且低于结构钢的屈服极限, 所以变形和应力都满足要求。

通过模态分析, 获得该并联机构一到六阶的固有

频率和振型, 找出了机构工作过程中易引起共振的位置, 从而可以采取有效措施来避免或抑制机构运动过程中的共振现象, 达到提高该并联机构工作精度的目的, 也为该并联机构在自动化包装中的应用提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 路懿, 胡波. 少自由度并联机构研究进展[J]. 燕山大学学报, 2011, 35(5): 377—384.
LU Yi, HU Bo. Research Progress of Less Degree of Freedom Parallel Mechanism[J]. Journal of Yanshan University, 2011, 35(5): 377—384.
- [2] 池腾腾, 王南, 周莎莎, 等. 一种并联机构运动副摆放位置不同的静力学分析[J]. 包装工程, 2016, 37(17): 157—161.
CHI Teng-teng, WANG Nan, ZHOU Sa-sa, et al. A Static Analysis of the Static Analysis of the Position of a Pair of Parallel Mechanism Motion Pairs[J]. Packaging Engineering, 2016, 37(17): 157—161.
- [3] 白龙, 孙牧原, 崔国华, 等. 三平动并联机构动力学建模与 workspace 分析[J]. 包装工程, 2015, 36(23): 88—93.
BAI Long, SUN Mu-yuan, CUI Guo-hua, et al. Three Translational Parallel Mechanism Dynamics Modeling and Workspace Analysis[J]. Packaging Engineering, 2015, 36(23): 88—93.
- [4] 彭铁柱, 李凌丰. 无奇异 3UPS+1RPU 新型并联机构[J]. 浙江大学学报(工学版), 2010, 44(11): 2056—

2062.
PENG Tie-zhu, LI Ling-feng. A New 3UPS+1RPU Parallel Mechanism without Singularity[J]. Zhejiang University Engineering Edition, 2010, 44(11): 2056—2062.
- [5] 郑坤明, 张秋菊. Delta 机器人弹性动力学建模与模态分析[J]. 包装工程, 2015, 36(21): 62—69.
ZHENG Kun-ming, ZHANG Qiu-ju. Elastic Dynamics Modeling and Modal Analysis of Delta Robot[J]. Packaging Engineering, 2015, 36(21): 62—69.
- [6] 冯志友, 汪梦. 基于 ANSYS 的新型 4 自由度并联机构动态特性分析[J]. 机械设计, 2016(3): 88—91.
FENG Zhi-you, WANG Meng. Analysis of Dynamic Characteristics of a New Type of 4 Degree of Freedom Parallel Mechanism Based on ANSYS[J]. Mechanical Design, 2016(3): 88—91.
- [7] 彭俊泉, 任衍坤, 刘晶晶, 等. 基于 3UPS-UP 并联机构的磁流变液抛光装置有限元分析[J]. 组合机床与自动化加技术, 2015(7): 37—40.
PENG Jun-quan, REN Yan-kun, LIU Jing-jing, et al. The Finite Element Analysis of the Magneto Rheological Fluid Polishing Device Based on 3UPS-UP Parallel Mechanism[J]. Combination Machine Tool and Automation Technology, 2015(7): 37—40.
- [8] 左晓明. 基于 SolidWorks 的变速箱变速机构模态分析[J]. 机械传动, 2011, 35(5): 49—51.
ZUO Xiao-ming. Modal Analysis of Transmission Mechanism Based on SolidWorks[J]. Mechanical Transmission, 2011, 35(5): 49—51.
- [9] KWON S H, CHOI H J, LEE J W, et al. Magnetorheology of Xanthan-gum-coated Soft Magnetic Carbonyl Iron Microspheres and Their Polishing Characteristics[J]. Journal of the Korean Physical Society, 2013, 62(12): 2118—2122.
- [10] 李明辉, 李波. 基于 Ansys 的注塑机前模板结构参数优化设计[J]. 包装工程, 2016, 37(3): 116—120.
LI Ming-hui, LI Bo. Optimization Design of the Structure Parameters of the Injection Molding Machine Based on Ansys[J]. Packaging Engineering, 2016, 37(3): 116—120.
- [11] ARTHY M, MICHAEL J. Introduction of Theasme Journal of Mechanisms and Robotics[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2009, 1(1): 1.
- [12] LIU Xin-jun, WU Chao, WANG Jin-song, et al. Attitude Description Method of PPS Type Parallel Robotic Mechanisms[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(10): 19—23.
- [13] 赵永生, 郑魁敬, 李秦川, 等. 5-UPS/PRPU 五自由度并联机床运动学分析[J]. 机械工程学报, 2004, 40(2): 12—16.
ZHAO Yong-sheng, ZHENG Kui-jing, LI Qin-chuan, et al. Kinematic Analysis of 5-UPS/PRPU 5-DOF Parallel Machine Tool[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(2): 12—16.
- [14] 吴斌方, 袁博, 严明霞, 等. 基于 UG 和 ANSYS 软件的瓦楞辊振动与模态分析[J]. 包装工程, 2013, 34(3): 55—58.
WU Bin-fang, YUAN Bo, YAN Ming-xia, et al. Vibration and Modal Analysis of Corrugated Roller Based on UG and Software ANSYS[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(3): 55—58.
- [15] 邓嘉鸣, 沈惠平, 王玮, 等. 用于光电产品检测的混联 6-dof 平台的刚度及模态分析与仿真[J]. 机械设计与研究, 2016(8): 15—19.
DENG Jia-ming, SHEN Hui-ping, WANG Wei, et al. The Stiffness and Modal Analysis and Simulation of the Hybrid 6-DOF Platform for the Detection of Optoelectronic Products[J]. Mechanical Design and Research, 2016(8): 15—19.
- [16] KONG X, JIN Y. Type Synthesis of 3-DOF Multimode Translational/spherical Parallel Mechanisms with Lockable Joints[J]. Mechanism & Machine Theory, 2015, 96(25): 323—333.