

DOI: 10.19322/j.cnki.issn.1006-4710.2016.01.021

CA6150 柔性刀架设计及静动特性分析

徐 彬, 杨 静, 郭茫茫

(西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 车削振动主动控制中, 考虑到车削加工中刀架的受力以及控制执行器的性能特点, 刀架设计至关重要。为了减小径向载荷对执行器的作用, 本文利用柔性铰链设计了 CA6150 柔性专用刀架, 在此基础上, 分析了专用刀架的静、动特性, 表明该结构达到设计要求, 并通过脉冲激励实验证明了刀架具有较好的动特性, 可以满足 CA6150 车削振动主动控制的要求。

关键词: 车削振动; 柔性铰链; 专用刀架; 静动特性

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

文章编号: 1006-4710(2016)01-0115-05

Design and analysis of flexible tool rest for CA6150

XU Bin, YANG Jing, GUO Mangmang

(School of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: Given the tool rest subject to force in turning processing and the characteristics of control actuator, the design for tool rest plays a vital role in turning vibration active control. Using flexure hinge, a special flexible tool rest for CA6150 is designed to reduce the radial loading on the actuator, on the basis of which this paper analyzes the static and dynamic properties of this special tool rest, whereby showing that the structure can meet the design requirements, and then a pulse excitation experiment is conducted to verify that the holder has a better dynamic properties and can meet the requirements of turning active control for CA6150.

Key words: turning vibration; flexure hinge; special tool rest; static and dynamic properties

高速车削加工中, 刀具相对工件的振动, 会导致刀具磨损, 影响加工精度, 严重时甚至引起崩刀^[1], 因此车削振动的主动控制成了研究热点^[2]。振动主动控制的基本原理是通过传感器采集振动信号, 通过控制器施加主动控制力抑制振动。对车削振动的主动控制, 一般是先通过特殊结构使刀架相对机床床身产生振动, 然后通过传感器、执行器对刀架施加主动控制力以抑制车削刀架振动。整个控制系统中, 刀架结构的设计至关重要。

然而, 现有的研究报道主要关注系统的控制算法以及驱动器设计^[1-3], 对于刀架设计的研究却很少。李晓舟在铣削振动控制中则采用了延长杆的结构^[6]; 江浩等设计了基于柔性铰链的主动减振铣削平台, 对平台进行了仿真分析^[5]。车削振动主动控制中常用压电致动器、磁致动器等作为执行器, 根据

工作原理它们一般不能承受径向力。然而, 车削加工中, 车刀同时承受背向力、主切削力以及进给力。现有的柔性刀架结构却没有考虑各方向切削力对执行器径向的作用, 如文献[4]设计了基于压电致动器的车削振动柔性刀架, 就没有考虑进给力 F_f 给致动器带来的径向负载。柔性铰链具有体积小、无间隙、无机械摩擦、定位精度高、冲击小等优点, 在微进给等一些机构中得到广泛应用。本文设计了基于柔性铰链的 CA6150 柔性刀架, 通过结构设计, 减小车削力对致动器的径向力作用, 并对专用刀架静、动特性进行理论分析及测试。

1 柔性刀架结构设计

在车削加工中车刀受主切削力 F_c 、背向力 F_p 、进给力 F_f 的作用而产生振动。根据 CA6150 机床

收稿日期: 2015-05-22

基金项目: 陕西省教育厅产业化基金资助项目(2013JC25); 陕西省教育厅省级重点实验室科研计划基金资助项目(11JSS0720)

作者简介: 徐彬, 男, 硕士生, 研究方向为机电系统检测与控制。E-mail: xbuingoaix@163.com

通讯作者: 杨静, 女, 副教授, 博士, 研究方向为机电系统检测与控制。E-mail: yjzhd@163.com

刀座结构,设计了如图 1 所示的柔性刀架,由 12 个直圆型柔性铰链和 2 个直梁型柔性铰链组成, x 、 y 、 z 为车削加工工作坐标轴,铰链编号如图 2 所示。

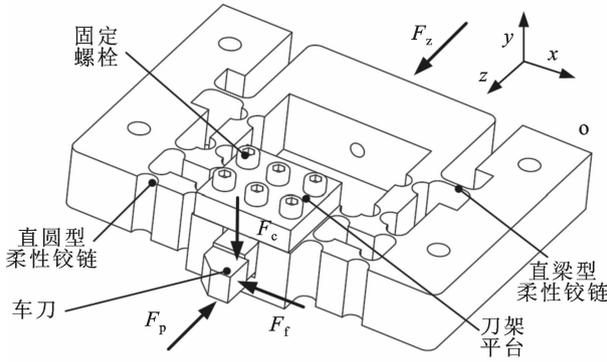


图 1 柔性刀架结构示意图

Fig. 1 The structure diagram of flexible hinge

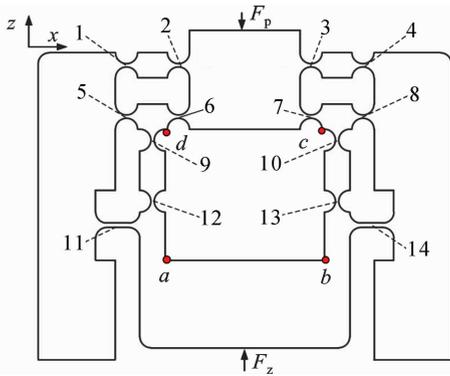


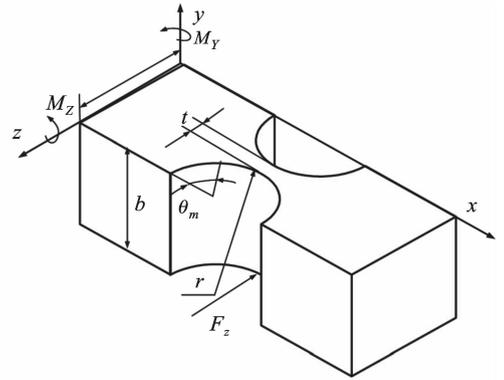
图 2 柔性铰链编号

Fig. 2 Straight round flexure hinge number

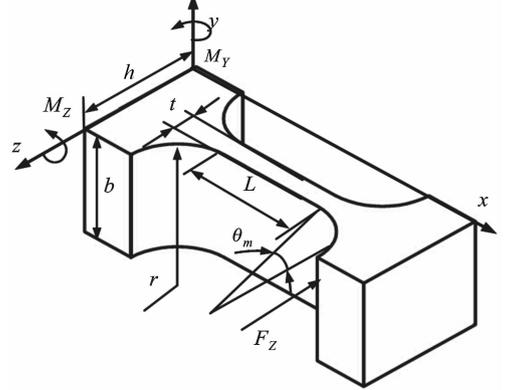
在振动控制中,执行器控制力 F_z 沿轴向 z 作用在刀架的“执行器连接部位”,抑制刀架 z 向振动。为了避免执行器受径向力,图 1 的柔性刀架结构中,“车刀夹持部位”与“执行器连接部位”之间有 4 个直圆型柔性铰链单元,在车削背向力 F_p 的作用下,直圆型柔性铰链 1~8 和直梁型柔性铰链 13、14 在 x 方向上发生扭转变形;在进给力 F_f 的作用下,直圆型柔性铰链 9~12 在 y 方向上发生扭转变形,从而避免执行器受径向变形的作用。

2 刀架静态特性分析

刚度是影响结构振动和变形的主要因素。图 1 的柔性刀架在 z 方向上的刚度为直圆型铰链和直梁型铰链的刚度和,图 3 为两种单元的几何结构示意图。背向切削力 F_p 作用下,直圆型铰链转动刚度 $K_{\alpha z}$ 由文献[7]可得。



(a) 直圆型



(b) 直梁型

图 3 柔性铰链的几何结构

Fig. 3 The flexible hinge of dimensions

$$\begin{cases} K_{\alpha z} = Eb_1 r_1^2 / \{ 12 [2c^3 (6c^2 + 4c + 1) / \\ [(2c + 1) (4c + 1)^2] + 12c^4 (2c + 1) \times \\ (\arctan \sqrt{4c + 1}) / [(4c + 1)^{\frac{5}{2}}]] \} \\ K_{z1} = 4K_{\alpha z} / l^2 \end{cases} \quad (1)$$

式中,弹性模量 $E = 2.06e^{11}$ Pa、剪切弹性模量 $G = E / [2(1 + \mu)]$ (泊松比 $\mu = 0.28$)、 $c = r_1 / t_1$ (r_1 为直圆铰链半径、 t_1 为铰链最薄处厚度)、 b_1 为直圆型铰链厚度。 K_{z1} 为 z 方向的等效刚度, l 为加载力到铰链中心的距离。

在 F_z 作用下,直梁型铰链单元的转动刚度 $K_{\beta z}^{[8]}$ 如式 2 所示。

$$\begin{cases} K_{\beta z} = Eb_2 r_2^2 / \{ 12 [2s^3 (6s^2 + 4s + 1) / \\ [(2s + 1) (4s + 1)^2] + 12s^4 (2s + 1) \times \\ (\arctan \sqrt{4s + 1}) / [(4s + 1)^{\frac{5}{2}}]] \} + \\ Eb_2 t_2^2 / (12L) \\ K_{z2} = 4K_{\beta z} / l^2 \end{cases} \quad (2)$$

式中, $s = r_2/t_2$ (r_2 为直梁铰链半径, t_2 为铰链最薄处厚度)、 L 为直梁长度。同理, K_{z2} 为 z 方向等效刚度。

根据 CA6150 机床实际尺寸,设计的柔性刀架结构参数见表 1。

表 1 柔性刀架结构参数(单位:mm)

Tab.1 Flexible tool rest parameters(unit:mm)

名称	b	r	t	h	$l \cdot N$	L
直圆型	30	5	1.5	11.5	30×4 53.55×4 41.75×4	~
直梁型	30	5	2	12	57.5×2	10

表 1 中, h 为铰链高度, l 为作用力到铰链中心的距离, N 为铰链单元数量。刀架材料选为 45 钢, 可以保证柔性刀架满足良好的抗疲劳性、韧性、塑性和耐磨性等性能。由式(1)和(2)可得直圆型和直梁型铰链 z 方向的等效刚度分别为 1.90×10^7 N/m 和 1.42×10^6 N/m, 柔性铰链总刚度为 $K = 2.042 \times 10^7$ N/m。

将刀架的三维图导入到 Workbench 14.5 中, 对刀架进行静力学分析, 得到刀架在 z 、 x 、 y 三个方向上的变形(见图 4~6)。由图可见, 刀架在三个方向力的作用下, 最大变形都发生在夹持刀具部位, 同时, 主切削力 F_c 以及进给力 F_f 对致动器的径向作用最小。图 4 中当 z 方向作用力为 200 N 时刀架变形量为 $10.022 \mu\text{m}$, 可得刀架在 z 方向上的等效刚度 $K = 1.991 \times 10^7$ N/m, 与理论计算结果的偏差为 2.4%。

A:Static Structural
Total Deformation
Type:Total Deformation
Unit:mm
Time:1
2015/3/13 17:02

0.010022 Max
0.0089086
0.0077950
0.0066814
0.0055679
0.0044543
0.0033407
0.0022271
0.0011136
0 Min

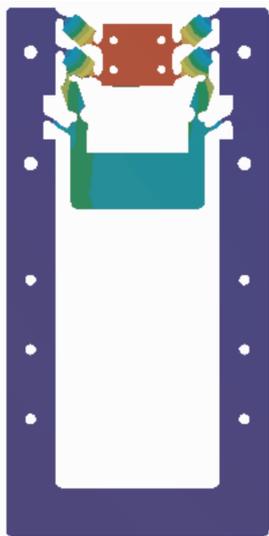


图 4 刀架 z 向变形

Fig.4 The tool rest deformation of z direction

B:Static Structural
Total Deformation
Type:Total Deformation
Unit:mm
Time:1
2015/1/11 14:36

0.00081068 Max
0.00072060
0.00063053
0.00054045
0.00045038
0.00036030
0.00027023
0.00018015
9.0076e-5
0 Min

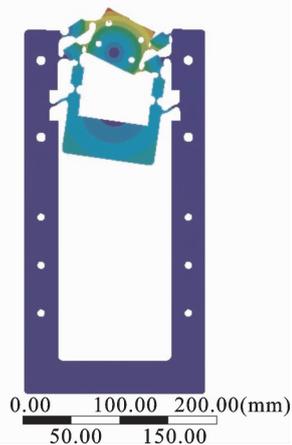


图 5 刀架 x 向变形

Fig.5 The tool rest deformation of x direction

B:Static Structural
Total Deformation
Type:Total Deformation
Unit:mm
Time:1
2015/1/11 14:34

0.0061535 Max
0.0054698
0.0047860
0.0041023
0.0034186
0.0027349
0.0020512
0.0013674
0.00068372
0 Min

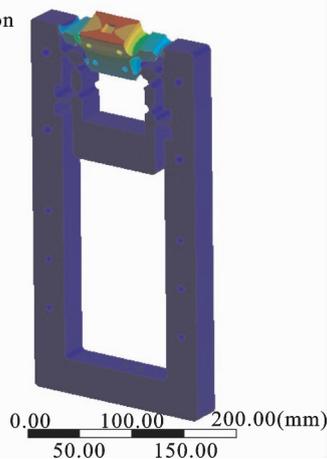


图 6 刀架 y 向变形

Fig.6 The tool rest deformation of y direction

3 刀架动态特性分析

在车削加工中, 为避免刀架产生共振, 需要对设计的柔性刀架进行模态分析。在 Workbench 14.5 中, 建立柔性刀架的模型, 设定刀架材料为 45 钢, 泊松比 $\mu = 0.28$, 对刀架进行划分网格以及无约束模态分析, 得到柔性刀架的前六阶固有频率分别为: 579.07 Hz、593.69 Hz、726.16 Hz、913.82 Hz、1 051.4 Hz、1 142.6 Hz。图 7 为前两阶振动模态。

由于固有频率是在无约束状态下求得的, 因此, 将刀架用橡皮筋悬挂于空中(见图 8), 以模拟无约束状态, 对柔性刀架进行脉冲激励模态试验。在刀架的“夹持刀具部位”贴上加速度传感器 3263M8; 刀架保持在静止平衡状态, 用脉冲锤(086B20)在图示方向敲击刀架, 脉冲敲击锤频率范围为 $0 \sim 1$ kHz, 出力范围为 $0 \sim 22\ 000$ N, 力传感器为 480 B; 用 M+P 数据分析软件对数据进行分析, 得到如

图 9 所示的柔性刀架振动频谱,由图可见,前六阶固有频率为:576 Hz、612 Hz、744 Hz、833 Hz、1 320 Hz、1 370 Hz,理论计算的固有频率基本相同。CA6150 车削加工的最高转速为 1 400 r/min,

加工中产生的激振频率均小于 450 Hz^[9],由此可见,所设计的组合式柔性刀架避免了加工中刀架产生的共振,满足车削振动主动控制的要求。

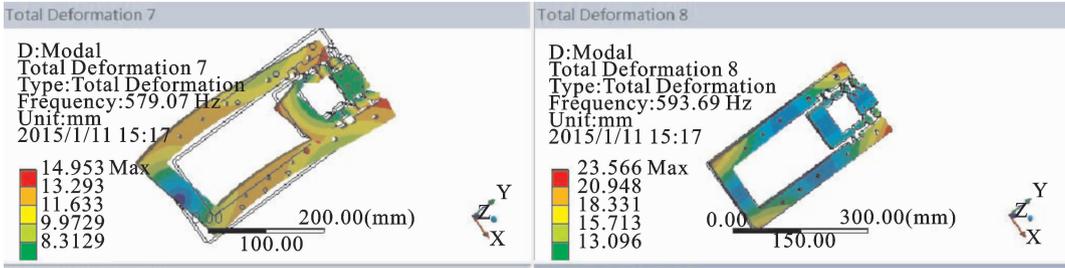


图 7 前两阶振动模式
Fig. 7 The first two order mode vibration

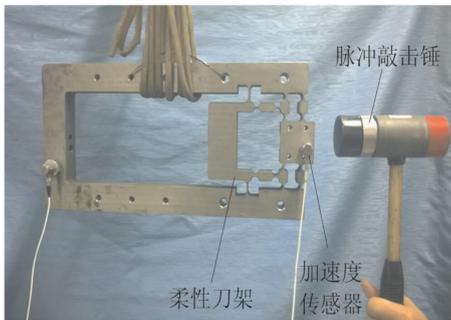


图 8 柔性刀架脉冲激励实验
Fig. 8 The pulse excitation of flexible tool rest

4 结 语

综合考虑刀架受力以及执行器性能特点,本文利用柔性铰链的无间隙、无机械摩擦等优点,设计了用于 CA6150 机床车削振动主动控制的专用刀架,从结构上减小执行器受径向载荷的作用。论文对刀架静、动特性进行了理论分析,并与实验结果相比较。结果表明,本文设计的 CA6150 柔性专用刀架,具有较好的静、动特性,可以满足车削振动主动控制的要求。

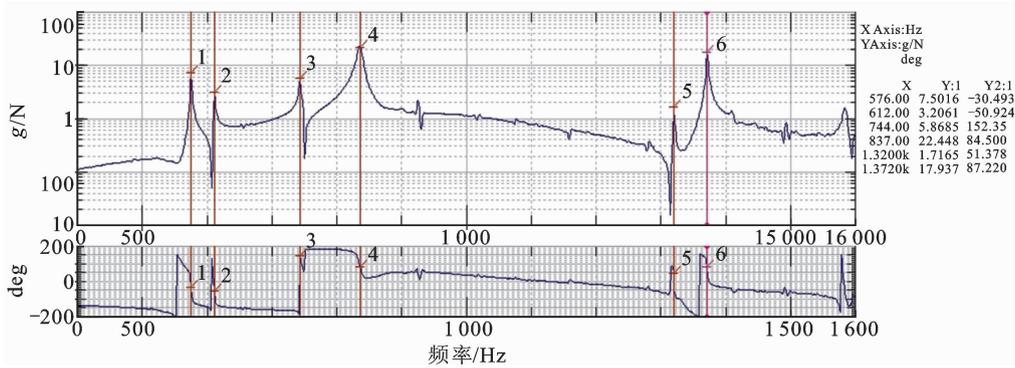


图 9 柔性刀架前六阶固有频率
Fig. 9 The first six natural frequencies of flexible tool rest

参考文献:

[1] 林君焕,邹祥,李国平. 基于压电陶瓷执行器的车削振动控制系统研究[J]. 计算机测量与控制, 2011, 19(6): 1082-1085.
LIN Junhuan, ZOU Xiang, LI Guoping. Research on a turning vibration control system based on piezoelectric ceramic actuator [J]. Computer Measurement & Control, 2011, 19(6): 1082-1085.

[2] 张永亮,李郝林,刘军. 外圆车削颤振的半主动模糊控制[J]. 振动与冲击, 2012, 31(1): 102-105.

ZHANG Yongliang, LI Haolin, LIU Jun. Semi-active fuzzy control for cylindrical turning chatter[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(1): 102-105.

[3] 邹翔. 压电陶瓷执行器在车削振动控制中的应用研究[D]. 宁波: 宁波大学, 2008.
ZOU Xiang. Study on piezoelectric actuator applied in turning vibration control[D]. Ningbo: Ningbo University, 2008.

[4] 林海波,林君焕,杨国哲. 卧式车床车削振动主动控制系统设计与实验研究[J]. 制造技术与机床, 2011, 6: 93-96.

- LIN Haibo, LIN Junhuan, YANG Guozhe. Design and experimental research on turning vibration active control system on horizontal lathe[J]. Manufacturing Technology and Machine Tool, 2011,6: 93-96.
- [5] 江浩,龙新华,孟光. 铣削主动减振平台设计及控制[J]. 上海交通大学学报,2008,42(5):725.
JIANG Hao, LONG Xinhua, MENG Guang. Design and control of active stage for vibration cancellation in milling[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008,42(5):725.
- [6] 李晓舟,郭欣宾,谭云成,等. 磁力跟刀架实验研究[J]. 组合机床与自动化加工技术,1994,11:31.
LI Xiaozhou, GUO Xinbin, TAN Yuncheng, et al. Experimental study of magnetism with the knife[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique,1994,11:31.
- [7] 吴鹰飞,周兆英. 柔性铰链的设计计算[J]. 工程力学,2002,19(6):136-140.
WU Yingfei, ZHOU Zhaoying. Design of flexure hinges [J]. Engineering Mechanics, 2002, 19(6):136-140.
- [8] 任宁,耿铁,周峰,等. 倒圆角直梁型柔性铰链刚度研究[J]. 机械强度,2012,34(3):366-370.
REN Ning, GENG Tie, ZHOU Feng, et al. Investigation of round straight beam type flexible hinge stiffness [J]. Journal of Mechanical Strength, 2012, 34 (3): 366-370.
- [9] 池维佳,郝维斌. 浅谈车削加工中产生的振动及控制方法[J]. 科学论坛,2011, 35: 86-87.
CHI Weijia, HAO Weibin. Talk shallowly on the vibration and control method in the turning process [J]. Science Forum, 2011, 35: 86-87.

(责任编辑 王卫勋)

(上接第 109 页)

- [5] THAKER S S, NANDI S, GOSWAMI D, et al. Clock synchronization in IEEE802. 11 ad hoc networks [J]. Lecture Note in Computer Science, 2004, 3356 (1): 180-189.
- [6] CHEN G N, WANG C Y, HWANG R H. Multi-hop time synchronization protocol for IEEE 802. 11 wireless ad hoc network[J]. Lecture Note in Computer Science, 2006,4138(1):664-675.
- [7] WANG C Y, WU C J, CHEN G N. Efficient power saving protocol for multi-hop mobile ad hoc networks [C]//Third IEEE International Conference on Information Technology and Applications, Sydney, 2005: 271-276.
- [8] 张晓辉,刘丁. 基于分层结构的可变网络时延补偿方法研究[J]. 西安理工大学学报,2012,28(3):258-263.
ZHANG Xiaohui, LIU Ding. Research on compensation method of variable network time delay based on layered structure[J]. Journal of Xi'an University of Technology, 2012,28(3):258-263.
- [9] ZHONG X F, WANG Y Z, MEI S L. Synchronization in TDMA ad hoc network[C]//Wireless Technologies for Global Security, Los Angeles, USA, IEEE, 2005, 7 (2):5011-5014.
- [10] 徐明霞. Ad hoc 网络中的时分多址接入及跨层设计研究[D]. 杭州:浙江大学,2007.
XU Mingxia. Research on TDMA and cross layer design of Ad hoc[D]. Hangzhou:Zhejiang University, 2007.
- [11] 杨勇. 一种等级化分布式时间同步算法[J]. 现代电子技术,2013,36(17):37-40.
YANG Yong. A hierarchical distributed time synchronization algorithm[J]. Modern Electronics technique, 2013, 36 (17):37-40.
- [12] ZHOU D, HUANG L F, LAI T H. On the scalability of IEEE 802. 11 ad-hoc-mode timing synchronization function[J]. Wireless Network, 2008, 14(4):479-499.
- [13] HOFMANN B, LICHTENEGGER H, COLLINS J. Global position system; theory and practice[M]. Berlin: springer Verlag, 1997:1-20.
- [14] FUKS H, LAWNICZAK A T. Performance of data networks with random links[J]. Mathematics and Computers in Simulation, 1999,51:101-117.
- [15] MITTAL S, PINKI E. Performance evaluation of AODV, DSR, DSDV and TORA routing protocols[J]. International Journal of Multidisciplinary Research, 2012,2(2):214-221.

(责任编辑 杨小丽)