

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.02.019

数控卧式铣镗床高速主轴松拉刀机构优化设计与应用

姜昂, 林洋, 迟皓男

(通用技术集团沈阳机床有限责任公司, 辽宁 沈阳 110142)

摘要:方滑枕类数控卧式铣镗床因其行程较大, 主轴尺寸较长, 拉刀机构安装在主轴内部, 在松刀及主轴旋转时, 拉刀机构会产生较大的变形量, 对主轴产生较大的振动。通过静力学分析及振动学理论将现有拉刀机构进行优化, 经实际工程应用证明: 优化后的拉刀机构主轴整体性能明显改善。

关键词:数控卧式铣镗床; 拉刀机构; 有限元分析; 振动; 优化

中图分类号: TG531 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2024)02-0092-04

Improved Design and Application of High Speed Spindle Broach Mechanism for Horizontal Milling and Boring Machines

JIANG Ang, LIN Yang, CHI Haonan

(Genertec Shenyang Machine Tool Co., Ltd., Shenyang 110142, China)

Abstract: Due to long travel and large-sized spindle of horizontal milling and boring machines, and its automatic broach mechanism installed in the spindle, the automatic broach mechanism will cause deformation amount in spindle rotating or processing, resulting in vibration to spindle. With statics analysis and vibration theory, automatic broach mechanism is optimized. Practical application verifies the remarkable improvement in the overall performance of the optimized automatic broach mechanism spindle.

Keywords: horizontal milling and boring machines; automatic broach mechanism; finite element analysis; vibration; optimization

0 引言

随着机床主轴高速化发展, 主轴组件作为高速主轴的关键部件, 其高速旋转时的刚性、振动、可靠性对机床精度及寿命至关重要。机床主轴往往采用 7:24 的锥孔与刀具锥柄配合定心, 通过松拉刀机构将刀具松开及锁紧。碟形弹簧组拉刀机构因其结构简单, 便于安装与调整, 而被广泛应用^[1]。当前, 对松拉刀机构的研究主要偏向于松拉刀原理的分析、松拉刀力的计算, 主轴高速旋转时松拉刀机构对其振动的影响以及松拉刀机构的工艺性研究较少^[2-6]。数控卧式铣镗床中尤其是带有方滑枕类型的铣镗床, 因其行程较大, 主轴尺寸较长, 而松拉刀机构又安装在主轴内, 故主轴转速对于松拉刀机构的稳定性就更加敏感。本文通过改进原有拉刀机构的结构组成, 有效地提升了数控卧式铣镗床主轴高速旋转时的精度及稳定性, 降低了主轴振动, 减小了机床噪声。

1 松拉刀机构振动学理论基础

松拉刀机构安装在镗轴内, 且拉刀杆与镗轴间有多组线接触式密封圈密封。为保证拉刀力的大小与松拉刀动作执行的顺畅, 碟形弹簧与拉刀杆之间会留有 0.5 mm 间隙, 当主轴在高速旋转加工时, 受离心力的作用, 碟形弹簧会偏离轴线位置, 对主轴产生持续激励的阻尼振动, 且碟形弹簧的高度越大, 振动的响应结果越明显。振动结果满足二阶常系数线性非齐次常微分方程^[7]:

$$m d^2 x / dt^2 + c dx / dt + kx = F_0 \sin \omega t \quad (1)$$

在振动开始后的一小段时间内的小阻尼振动为瞬态振动, 其响应函数为

$$x = A e^{-\xi \omega_n t} \sin(\omega_d t + \varphi) \quad (2)$$

在持续外力激励下的等幅强迫振动为稳态振动, 其响应函数为

$$x = X \sin(\omega t - \varphi) \quad (3)$$

第一作者简介:姜昂(1987—), 男, 黑龙江齐齐哈尔人, 工程师, 硕士, 研究方向为机床结构设计、自动线机床设计, 15542172512@163.com。

化简后可得:

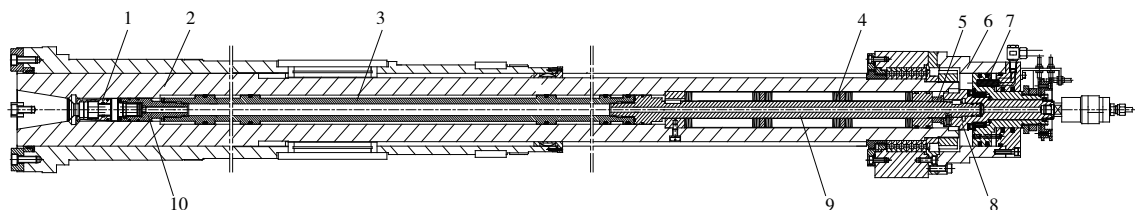
$$X = \frac{F_0/k}{\sqrt{[1 - (w/w_n)]^2 + [2\zeta(w/w_n)]^2}} \tan\varphi = \frac{2\zeta(w/w_n)}{1 - (w/w_n)^2} \quad (4)$$

式中: $w_n = \sqrt{k/m}$; $\zeta = c/c_c$; $c_c = 2mw_n$ 。

稳态振动下的位移响应为

$$x = \frac{F_0/k}{\sqrt{[1 - (w/w_n)]^2 + [2\zeta(w/w_n)]^2}} \sin(\omega t - \varphi) \quad (5)$$

由此可知,在保证拉刀力的前提下,控制弹簧碟片的总高度及直径可减小稳态振动下的位移,主轴振动的影响也会相应减小。



1—拉刀爪组;2—镗轴;3—拉刀杆;4—碟形弹簧组;5—调整垫;6—油缸;7—活塞;8—支撑杆;9—中间杆套;10—连接套。

图1 优化前主轴松拉刀结构示意图

2.2 松拉刀力大小确定

在松开及锁紧的过程中,碟形弹簧是执行力转换的关键部件。通常情况下,需根据主轴的尺寸及结构确定拉力的大小,再根据拉力的大小结合主轴空间及尺寸选择碟形弹簧的内径,最终确定碟形弹簧的压缩尺寸^[8-9]。设计主轴松刀力为30000 N,选取碟形弹簧的内径为31 mm,数量为116片,组合方式为叠合组合型式,装配前自由状态下碟簧的总高度为461 mm,松刀行程为6.8 mm。

2.3 优化前松拉刀结构存在的问题

由于此类铣镗床主轴的行程900 mm,主轴总长度可达2800 mm,安装松拉刀机构的 $\phi 52$ mm内孔长度2000 mm,主轴加工难度较大,圆柱度很难达到要求。拉刀机构在主轴内反复移动时,拉刀杆容易弯曲变形,影响拉刀力的大小,且容易刮伤密封圈,导致切削液进入出现锈蚀,进而失效。经现场测试结合用户的使用情况,发现优化前拉刀机构存在以下问题。

1) $\phi 52$ 内孔较小,选取的相应碟形弹簧内径较小、片数较多,碟形弹簧接触面积小,装配时可能会出现相对滑动,导致接触不良,影响拉刀力的

2 优化前松拉刀结构分析

2.1 松拉刀结构原理

如图1所示,主轴松刀时,活塞7通过滚针推力圆柱滚子轴承推动支撑杆8向左移动,支撑杆8向左推动中间杆套9移动,通过调整垫5压紧碟形弹簧组4,中间杆套9与拉刀杆3通过螺纹联接,拉刀杆3推动连接套10向左移动,连接套10继续推动拉刀爪组1将刀具松开。在松刀的过程中,碟形弹簧组4受压后,将力通过镗轴2传递给主轴后支撑轴承。因而设计了4列一组接触角为 25° 的角接触球轴承,以承受较大的轴向和径向载荷。主轴拉刀时,碟形弹簧组释放压力推动活塞7向右移动,达到初始状态,将刀具锁紧。

大小。

2) 碟形弹簧的尺寸也限制了拉刀杆的直径,因而长径比较大,主轴在高速旋转时受离心力的影响,主轴的振动会变大,噪声变大。

3) 拉刀杆装配好后,需要装入主轴内才能测得实际的拉刀力。如果拉刀力不够,需将调整垫拆卸下来反复配磨,既增加了装配的难度,又影响装配效率,图2为装配完成后主轴松拉刀力数值测试试验。

4) 拉刀杆长度较长,支撑点较少,旋转时尾部支撑杆容易摆动,使旋转接头与拉刀杆之间同轴度降低,易损坏。



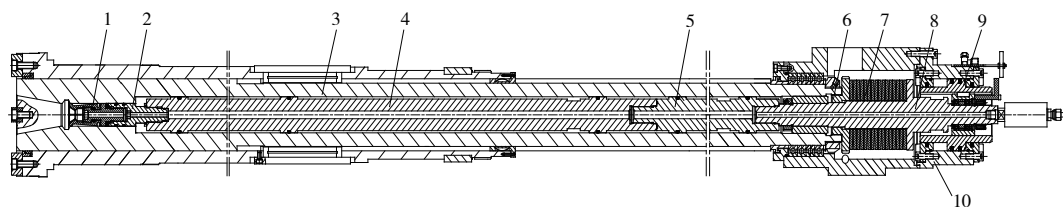
图2 主轴松拉刀力测试试验

3 优化后拉刀机构分析

3.1 松拉刀结构特点

如图3所示,主轴松刀时,活塞9推动支撑杆8向左移动,支撑杆8向左推动中间杆套5移动,压紧碟形弹簧组7,中间杆套5与拉刀杆4通过螺

纹联接,拉刀杆4推动连接套2向左移动,连接套2继续推动拉刀爪组1将刀具松开。在松刀的过程中,碟形弹簧组7受压后,将力通过镗轴传递给主轴后支撑轴承。主轴拉刀时,碟形弹簧组7释放压力推动活塞9向右移动,达到初始状态,将刀具锁紧。



1—拉刀爪组;2—连接套;3—镗轴;4—拉刀杆;5—中间杆套;6—螺纹套;7—碟形弹簧组;8—支撑杆;9—活塞;10—油缸。

图3 优化后主轴松拉刀结构示意图

3.2 优化后松拉刀结构优势

针对现有主轴拉刀机构存在的问题,结合主轴的结构及安装空间,做出如下优化方案:

1) 安装松拉刀机构的 $\phi 52\text{ mm}$ 内孔改为 $\phi 65\text{ mm}$, 主轴加工难度降低, 拉刀杆不易变形, 刚性强, 在主轴内部移动时不易研伤;

2) 碟形弹簧尺寸由 $63\text{ mm} \times 31\text{ mm} \times 3.5\text{ mm}$ 增加至 $125\text{ mm} \times 51\text{ mm} \times 6\text{ mm}$, 片数由 116 片减少为 16 片, 碟形弹簧接触面积大大增加, 降低了多片弹簧接触不佳的影响, 拉刀力易达到理论值;

3) 拉刀杆直径从 $\phi 52\text{ mm}$ 增加至 $\phi 65\text{ mm}$, 长径比降低, 主轴高速旋转时振动减小, 稳定性增强;

4) 拉刀杆多点位支撑, 支撑杆后端由一组角接触球轴承支撑, 减少了主轴高速旋转时的尾部摆动现象, 既增加了联接处的可靠性, 同时又减少了因不利振动带来的主轴后支撑轴承寿命降低的

情况;

5) 拉刀机构组装好后, 从主轴一侧装入, 将螺纹套与主轴联接, 设计无刀夹紧、有刀夹紧两种状态, 拉刀力可根据实际要求自适应调整。

4 优化前后静力学对比分析

结合拉刀机构的使用工况, 拉刀杆材料选用 40Cr, 弹性模量 $E = 2.13 \times 10^{11}\text{ Pa}$, 密度 $\rho = 7\,700\text{ kg/m}^3$, 泊松比 $\mu = 0.28$, 屈服强度 624 MPa , 整体调质处理, 局部高频淬火, 松刀时, 活塞推动拉刀杆向前运动, 拉刀杆受到活塞的推力, 同时又要克服碟形弹簧弹力, 当到达松刀行程时, 此时拉刀杆受到的应力最大。按理论计算施加松刀力大小为 $30\,000\text{ N}$, 如图4—图6所示。利用 SolidWorks Simulation 对此极限状态下的拉刀杆进行静力学分析。

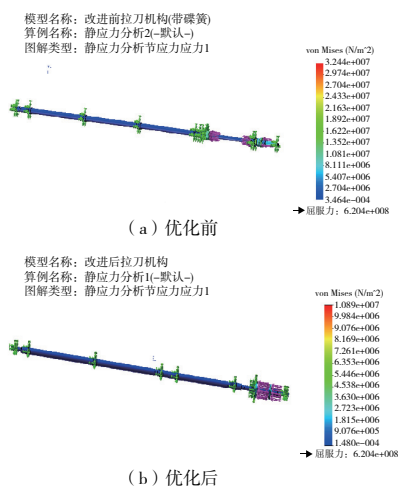


图4 拉刀机构应力图

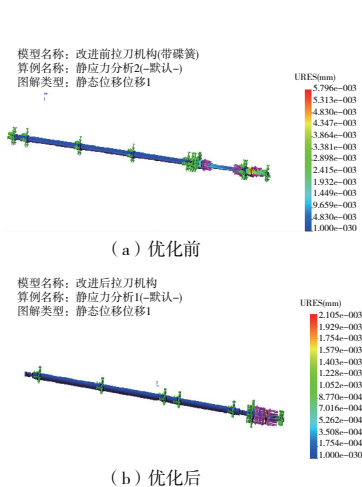


图5 拉刀机构位移图

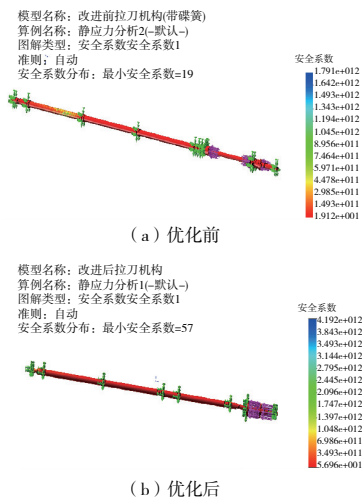


图6 安全系数图

通过静力学分析可以看出,优化前后拉刀杆在碟簧接触部位应力最大,因此需要对接触部采用特殊的热处理工艺并增大受力部位的接触面积及厚度。优化前最大应力 32.44 MPa,优化后最大应力 10.89 MPa,优化前后拉刀杆在碟簧接触部位变形量也最大,优化前的最大变形量 5.796 μm ,优化后的最大变形量 2.105 μm ,由于拉刀杆后端的支撑部位变宽,变形也明显改善。优化前的静刚度为: $K=P/D_{\max}=5.18\times 10^9\text{ N/m}$,优化后的静刚度 $K=P/D_{\max}=1.42\times 10^{10}\text{ N/m}$ 。与优化前相比,拉刀杆的静刚度显著提升,刚性增强,优化后安全系数也由 1.912 提升至 5.696。

5 模态分析

由于拉刀机构随主轴一起高速转动,拉刀机构在主轴内部的状态会对主轴产生一定影响。现对拉刀机构的振动频率进行分析。在模型的两端施加固定约束,在密封圈处施加弹性支撑,支撑刚度 0.5 N/m,在碟形弹簧两端面施加 24 000 N 的拉

刀力。由于数控卧式铣镗床在切削加工时振源频率属于低频范围,因而低阶模态对振动系统的影响较大,低阶振型对于主轴的振动起决定作用。如图 7—图 9 所示。现用 SolidWorks Simulation 的频率分析得到拉刀机构优化前后的 4 阶振型及固有频率^[10]。

算例名称频率2

模式号	频率/(rad/s)	频率/Hz	周期/s
1	142.53	22.684	0.044 084
2	142.59	22.694	0.044 064
3	364.58	58.025	0.017 234
4	364.74	58.051	0.017 226

(a) 优化前

算例名称频率1

模式号	频率/(rad/s)	频率/Hz	周期/s
1	140.78	22.405	0.044 632
2	140.79	22.408	0.044 628
3	411.61	65.51	0.015 265
4	411.67	65.52	0.015 263

(b) 优化后

图 7 4 阶频率

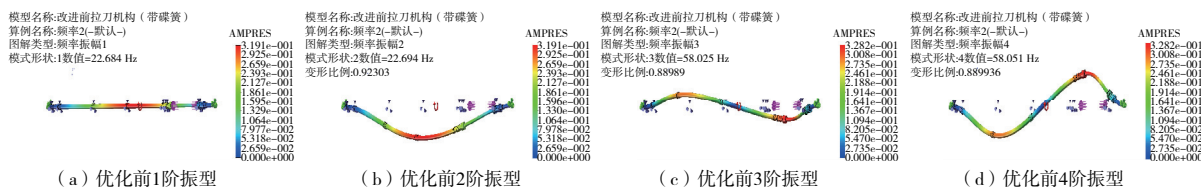


图 8 优化前振型图

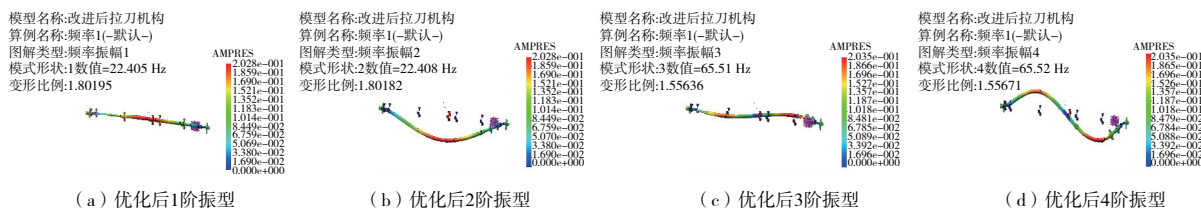


图 9 优化后振型图

通过频率分析可以看出,优化前后前 2 阶振动频率基本一致,此时拉刀机构 1 阶振动为轴向变形,2 阶振动为弯曲变形,3 阶以后频率开始逐渐增加,且以扭转变形与弯曲变形相结合,优化后的 3 阶、4 阶固有频率增加 7 Hz,固有频率比优化前增加 12%,极限转速由 3 500 r/min 增加至 4 000 r/min,机床设计的最高转速为 3 000 r/min,有效地避免了共振,改善了主轴的刚度,提升了机床的整体性能。

6 结语

通过分析得知现有方滑枕类数控卧式铣镗床松拉刀机构的不足,结合主轴的整体性能要求及安装空间,开发了一款全新的松拉刀机构。经实践证明,优化后的拉刀机构结构合理,与优化前相比,拉刀机构极限状态下的整体变形量减小,静态刚度由 $5.18\times 10^9\text{ N/m}$ 提升至 $1.42\times 10^{10}\text{ N/m}$,最大应力由 32.44 MPa 降至 10.89 MPa,安全系数由

(下转第 161 页)

4 结语

针对直接获取工件轮廓点云的需求,设计了一种基于 ZYNQ 芯片的线激光轮廓传感器,通过工件轮廓扫描试验进行了功能验证。采用 ZYNQ 芯片为核心处理器,进行了传感器的软硬件设计,通过逻辑电路实现中心线提取和点云坐标计算等算法的并行加速,直接输出工件轮廓点云数据。该传感器可使技术人员免于繁杂的点云获取工作,能够显著提高产品的设计效率,缩短设计周期。

参考文献:

- [1] LI Z K, MA L P, LONG X L, et al. Hardware-oriented algorithm for high-speed laser centerline extraction based on hessian matrix [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2021, 70: 1-14.
- [2] MARKOVIĆ B R, ČERTIĆ J D. Improving sub-pixel estimation of laser stripe reflection center by autoconvolution on FPGA [J]. Journal of Circuits, Systems and Computers, 2022, 31(4): 2250063.
- [3] ZHANG L, ZHANG S F, YANG H. Design of embedded application software of 3D camera based on line laser [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2021, 1812(1): 012017.
- [4] WANG H F, WANG Y F, ZHANG J J, et al. Laser stripe

center detection under the condition of uneven scattering metal surface for geometric measurement [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2020, 69(5): 2182-2192.

- [5] 孙有春, 庞亚军, 白振旭, 等. 激光三角测量法应用技术 [J]. 激光杂志, 2021, 42(4): 1-8.
- [6] JUNGER C, HESS A, ROSENBERGER M, et al. FPGA-based lens undistortion and image rectification for stereo vision applications [C]// Joint TC1-TC2 International Symposium on Photonics and Education in Measurement Science 2019. Germany: Jena, 2019, 11144: 284-291.
- [7] 黄鹏, 郑淇, 梁超. 图像分割方法综述 [J]. 武汉大学学报(理学版), 2020, 66(6): 519-531.
- [8] 张鹏, 丛林. 基于分形方法的载人压力容器内壁缺陷可视化检测方法 [J]. 机械制造与自动化, 2021, 50(6): 73-76.
- [9] XU X B, FEI Z W, YANG J, et al. Line structured light calibration method and centerline extraction: a review [J]. Results in Physics, 2020, 19: 103637.
- [10] 甘宏, 张超, 李林, 等. 复杂背景下激光条纹中心亚像素提取方法 [J]. 光电工程, 2019, 46(2): 82-89.
- [11] 郭新年, 白瑞林, 王秀平. 基于主动视觉的手眼矩阵和光平面标定方法 [J]. 计算机工程与应用, 2015, 51(19): 56-60.

收稿日期: 2022-10-24

(上接第 95 页)

1.912 提升至 5.696, 完全满足技术要求。同时, 模态 3 阶、4 阶固有频率增加 12%, 极限转速提升至 4 000 r/min, 主轴的机械振动降低, 噪声下降。这种自适应拉刀力调整型式, 可使装配更加方便, 主轴的整体机械性能显著提升, 为方滑枕类数控卧式铣镗床高速主轴研制提供了理论基础和工程实践经验。

参考文献:

- [1] 郭平均, 王伟. 快速调整碟形弹簧组夹紧力的装置 [J]. 制造技术与机床, 2013(8): 117-117, 121.
- [2] 代春香, 田亚峰. 主轴拉刀机构的结构改善及技术提升 [J]. 机械研究与应用, 2020, 33(3): 175-176, 179.
- [3] 徐建平, 王维, 尹作升, 等. 主轴松拉刀机构改进设计及应用 [J]. 机械设计, 2019(增刊 2): 239-241.

- [4] 金正, 何晓聪, 李坤. 主轴松拉刀机构的优化设计 [J]. 机电一体化, 2016, 22(4): 65-67.
- [5] 李翠芝, 刘通, 张培良. 数控机床主轴自动松拉刀结构分析 [J]. 机械工程师, 2013(7): 160-161.
- [6] 孙再富, 陈秀梅, 杨庆东. 多轴机床的自动松拉刀机构的锁刀分析研究 [J]. 机械设计与制造, 2012(8): 188-190.
- [7] 张义民. 机械振动 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2007.
- [8] 机械设计手册编委会. 机械设计手册·第 1 卷 [M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [9] 机床设计手册编写组. 机床设计手册·第 3 册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1986: 177, 228.
- [10] 李大磊, 赵玉奇, 张志林. SolidWorks 高级功能与工程应用 [M]. 北京: 北京邮电大学出版社, 2009.

收稿日期: 2022-10-11