基于有限元方法的铣削振动问题分析与解决

谢瑞木[1]，汪旭光[2]，胡家诚[3]，王　庭[1]，任开云[3]

（1.宁波海天激光科技有限公司，浙江 宁波 315821；2.宁波海天精工股份有限公司，浙江 宁波 315821；3.海天塑机集团有限公司，浙江 宁波 315821）

摘要：文章针对机床用小直径铣刀在模具加工过程出现的振动与噪声问题展开分析。利用 Workbench 有限元仿真软件，建立机床主轴的有限元分析模型；通过主轴模态的测试校准分析模型，并以此作为优化设计的基础。文章通过提升主轴轴承刚性寻找抑制切削颤振的优化方向，通过切削试验确认主轴发生振动的固有频率点。最后，利用有限元软件对现有主轴结构进行可行性优化设计，并验证了新结构的可行性。

关键词：铣削；切削颤振；有限元仿真；优化设计

中图分类号：TH122　　**文献标志码：**A

1　引言

模具加工是数控机床加工的一个重要应用领域，但是随着行业应用的深入，逐步有用户反馈机床在特定铣削工况时会发生振动现象。具体表现为，客户用小直径铣刀进行模具表面铣削时，会在较短的时间内出现振动及噪声现象，并导致工件表面出现振纹，无法实现长时间的持续稳定加工。

文章利用 Workbench 软件，对发生加工振动的主轴进行模态分析。将实际切削工况测量数据与有限元分析相结合，建立合理的有限元模型，并以此为基础，通过结构的优化设计，提升主轴的模态频率，抑制切削颤振的发生，解决了客户用小直径铣刀在模具加工过程出现的振动与噪声问题。

2　切削振动原因分析与解决策略

切削振动是机械加工过程中十分普遍的现象，它严重的影响了零件的加工精度，尤其是零件加工表面粗糙度，影响零件的加工质量；振动也将带来刀具的快速磨损，降低刀具使用时间，增加加工成本；此外，振动带来的尖锐噪声让人难以忍受，使原本恶劣的加工环境雪上加霜。因此，应该对该问题给予重视。

对于机床振动的原因，刘惠鑫 [1] 等在其文章频谱分析法铣削稳定性判定中总结了切削过程振动的分类，指出切削振动主要包括强迫振动和自激振动，自激振动又称切削颤振。卢晓红 [2] 等将切削颤振按照形成的机理，分成三种形式：再生型颤振、摩擦型颤振和振型耦合型颤振。并明确指出再生型颤振是由于上一次切削周期所

形成的振纹，导致在下一次切削周期中因刀具切削厚度的不同而引起的颤振；摩擦型颤振是由切削速度方向上刀具与工件之间相互摩擦引起的；振型耦合型颤振是由于振动系统在两个方向上刚度相差不大，导致两个固有振型相耦合引起的。

本次用户反馈的信息中，小直径刀具铣削平面时的振动和噪声问题就是切削振动在实际应用过程中的体现。在颤振问题的解决方案中，王跃辉 [3] 等将切削颤振的抑制总结成主动控制、被动控制和半主动控制。而通过增加切削系统的刚度、阻尼等固有特性，依靠提升主轴切削系统刚度和阻尼来抑制颤振的产生，是机床厂家在产品的机械设计过程的主要技术。

3 电主轴有限元模型建立

提升主轴切削系统刚度，有限元分析是一个重要方法。文章首先对主轴结构进行建模分析，在此基础上对比分析结构差异性带来的模态差异，寻求小刀铣面结构性能的提升，并以此为指导，对主轴的结构进行优化。

3.1 有限元建模

在分析之初，对主轴模型做一定的简化：

1）忽略主轴套筒、轴承座等非转动零件，仅分析转动芯轴部分的结构；

2）轴承当成弹性体，每个轴承根据刚度值的大小简化成 SPRING 弹簧单元；

3）电主轴转子为硅钢片的层叠结构，简化成整体钢件结构。

建立主轴芯轴简化的有限元模型如图 1 所示。

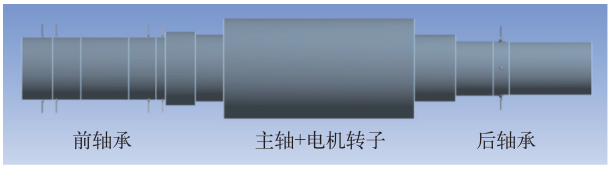

图 1 主轴芯轴简化模型

3.2 轴承弹簧单元刚度拟合

主轴有限元模型中，对分析结果存在较大影响的有两点：轴承刚度和电机材料属性。对于电机材料属性，由于获取的难度较大，上文已经将其进行简化。对于轴承刚性，由于不同预紧力下的刚性值不同，理论值仅提供了标准预紧力的轴承刚性，因此采用反向拟合的方法对刚度值进行确认。公司内部生产有两种在结构上存在一定差异的主轴，但是两种主轴的轴承单元是一样的，因此对两种主轴分别用锤击法测得其一阶固有频率，见表 1。

表 1 主轴一阶固有频率

序号	主轴	一阶固有频率 /Hz
1	主轴 1	695
2	主轴 2	620

在 Workbench 中用有限元分析理论模型的一阶固有频率。根据 SKF 轴承轻预紧力下的刚性推荐值，再根据公司内部对轴承预紧力的调整情况，对弹簧单元的刚度取值范围限定于 50 000~75 000 N/μm，输入的主轴有限元模型进行相关计算，得到不同弹簧刚度下主轴的一阶频率变化情况如图 2 所示。

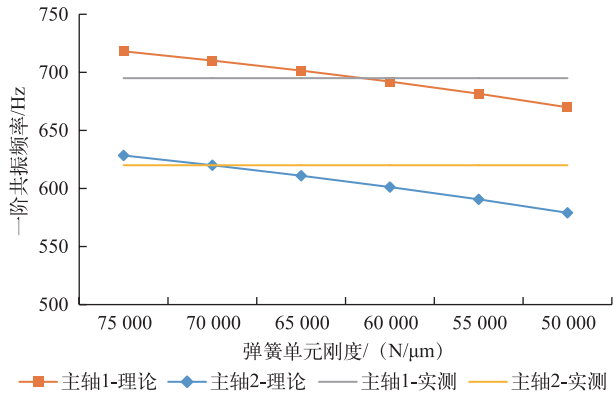

图 2 弹簧刚度—主轴频率曲线

对比理论共振频率和实验测试结果，从上图可得，当弹簧刚度值为 62 000~70 000 N/μm 之间时，频率的实测值介于理论值之间，可兼顾两者的情况。因此最后确认仿真模型中的弹簧刚度为 65 000 N/μm。

4 切削实验与振动测试

对厂内不同型号、不同系统的主轴进行小刀铣面探索性实验，并对切削过程的振动情况进行测量，希望通过初期的实验验证文献查询结果的猜想，并为该振动问题的解决提供方向性指导。

4.1 初步实验探索

目前公司该加工中心机型在用系统分为 FANUC 和三菱，其中 FANUC 系统对应的电主轴有两种，分别是 FANUC-1 号和 FANUC-2 号，三菱系统对应的内置电机

为三菱 -3 号，因此实验的对象确定为配置以上主轴的统一型号的整机。

根据切削颤振抑制方法分为主动控制、被动控制和半主动控制的文献查询结果[4]，主动控制和半主动控制是根据切削的振动情况，利用现代控制技术，通过外部干预的手段实现抑制[5]，其对振动的控制更加具有针对性，被动控制则是以提高机床本身的刚度、阻尼等手段进行振动控制[6-7]，更加具有普遍性。由于面向客户的不确定性和实现抑制的难易度，我们优先选择被动控制方式。

根据增加主轴刚性的指导思想，对主轴轴承的预紧力进行调整，得到最后的实验对象列表见表 2。

表 2　小刀铣面实验主轴

序号	系统	主轴	轴承预紧力
1	FANUC	1 号	预紧力不变
2		2 号	
3	三菱	3 号	
4	FANUC	1 号	预紧力增加
5		2 号	
6	三菱	3 号	

对以上 6 组实验对象进行整机试切，得到结果见表 3。

根据实验结果，可得初步结论为：主轴轴承增加预紧力有助于小刀铣面振动异响的改善，其中 FANUC-2 号电主轴在增加轴承预紧力后能够彻底解决振动异响问题。因此，对标 FANUC-2 号主轴参数，对电主轴整体结构进行优化，以解决小刀铣面的振动异响问题。

表 3　小刀铣面实验主轴切削结果

序号	系统	主轴	轴承预紧力	是否异响	稳定切削时间
1	FANUC	1 号	预紧力不变	是	0
2		2 号		是	25min
3	三菱	3 号		是	0
4	FANUC	1 号	预紧力增加	是	15~50min
5		2 号		否	＞ 6h
6	三菱	3 号		是	15~40min

4.2　切削振动测试

对现场小刀铣面进行振动测试，以公司的一台三菱系统机床为实验对象，以客户的切削参数为基础，并尝试更改主轴转速以改变机床主切削频率，得到不同转速下的振动结果见表 4。

表 4　不同转速主轴小刀铣面切削结果

序号	主轴转速 /（r/min）	切削结果
1	2 400	振动
2	3 600	振动
3	4 800	振动

利用实验室振动测试设备对切削过程进行振动测试，提取小刀铣面过程中的振动信号，如图 3 所示。

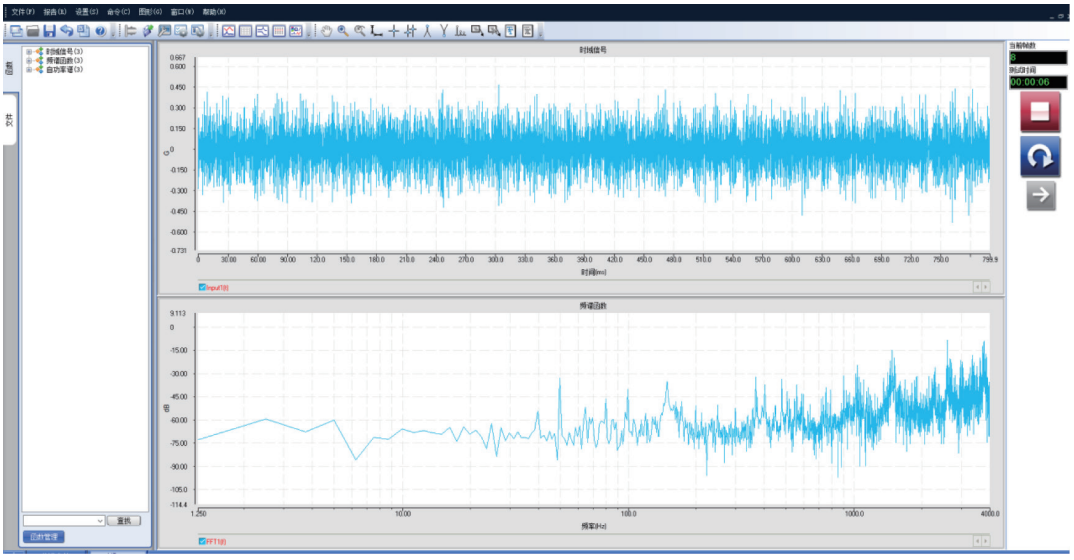

图 3　振动测试与信号

分别记录正常切削状态和产生切削振动状态的振动信号，并对所测得的振动信号进行 FFT（Fast Fourier Transform，快速傅里叶变换）频谱分析，得到频谱图如图 4、图 5 所示。

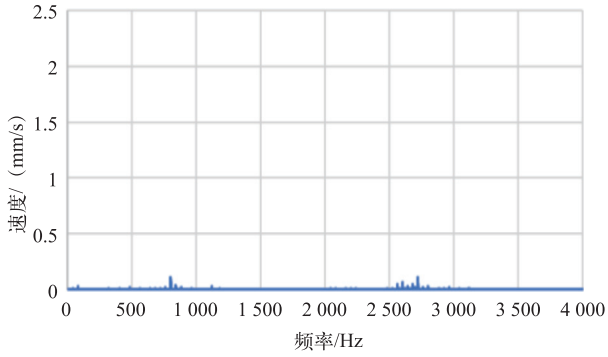

图 4　正常切削振动频谱图

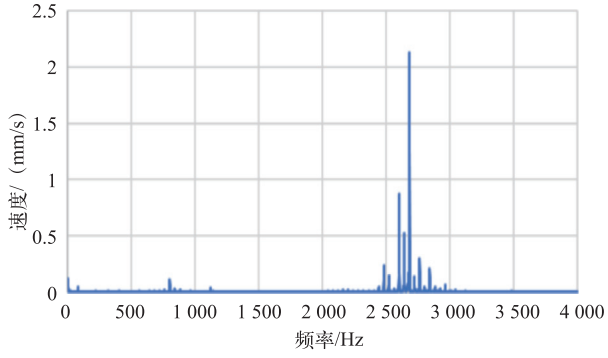

图 5　产生切削振动时频谱图

根据测试所得的频谱图，可以发现切削系统在发生振动异响时，有一个 2 600~2 700 Hz 的振动点。经过多次更改切削转速，该振动频率并未有明显改变。初步验证了该振动为非外界强迫振动，应该是系统在切削过程中的一种自激振动，类比同类情况相关研究，猜测可能存在于系统的某一固有频率附近 [8]。

4.3　不同结构的主轴模态对比

对 FANUC-1 号、FANUC-2 号和三菱 -3 号三种电主轴进行模态对比，分析 FANUC-2 号对应的主轴在进行轴承预紧力调整后能够稳定切削的差异性。为主轴的结构优化提供方向指导。

利用有限元软件计算不同电机主轴的各阶共振频率，数据对比如图 6 所示。

根据上述测得的主轴在 2 600~2 700 Hz 存在共振点的推测，结合振型和对应的频率值，考虑理论计算与实际测量存在的误差，主轴的第 4 阶共振点最有可能与切削过程的自激频率重合，因此获取主轴的 4 阶模态振型如图 7 所示。

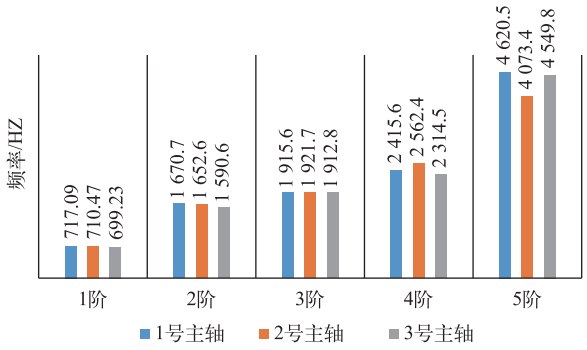

图 6　实验主轴共振频率对比

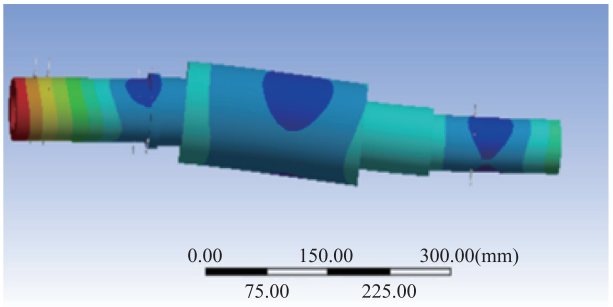

图 7　主轴模态振型

从模态振型也可以发现，该振动方向为径向方向，振动幅值最大值出现在主轴前端，这也与铣削过程主轴端振动符合。因此以主轴的 4 阶模态为主要优化目标参数，其他模态值作为次选目标参数。

5　主轴结构优化与切削对比

主轴的刚性在芯轴直径和轴承已经确定的情况下，其刚性主要由轴承跨距决定，即图 8 中的 $L1$、$L2$。

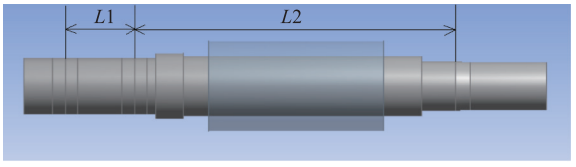

图 8　主轴芯轴简化模型

根据电主轴的使用条件，考虑轴承、电机发热，轴承预紧力调节等需求，$L1$、$L2$ 的最小长度受到一定的结构限制，见表 5。

表 5　轴承跨距 $L1$、$L2$ 数值

$L1$/mm	120	110	100	90	80	70	60	50
$L2$/mm	400	390	380	370	360	350	340	330

5.1　前轴承跨距的影响

建立有限元模型，在其余结构尺寸不变的前提下，改变主轴前端轴承跨距 $L1$，计算主轴前六阶模态，绘制曲线图如图 9 所示。

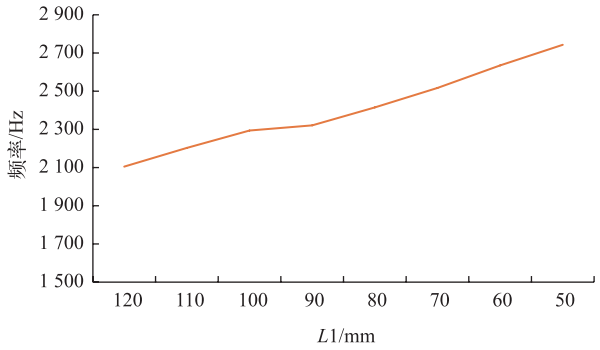

图 9　前轴承跨距对主轴共振频率的影响

5.2　前后轴承跨距的影响

建立有限元模型，在其余结构尺寸不变的前提下，改变主轴前后轴承跨距 $L2$，计算主轴前六阶模态，绘制曲线图如图 10 所示。

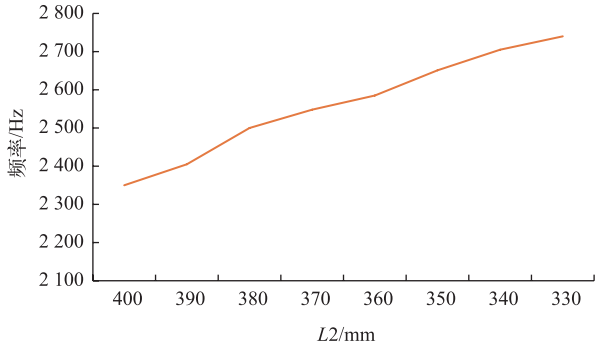

图 10　前后轴承跨距对主轴共振频率的影响

5.3　主轴整体优化结果

从以上两张曲线图中可以获知，在表 6 轴承跨距的取值区间内，当 $L1$、$L2$ 减小时，主轴的 4 阶共振频率明显上升，其中 $L1$ 的影响大于 $L2$ 的影响。结合 FANUC-2 号主轴的 4 阶共振值，以提高共振的为优化目标，结合具体的结构布局等因素对主轴进行长度跨距优化，$L1$、$L2$ 的取值见表 6。

表 6　轴承跨距优化结果

跨距	$L1$	$L2$
数值	75	375

对 FANUC-1 号和三菱 -3 号主轴结构进行重新设计，优化后的主轴 4 阶共振频率数值均不低于 2 号主轴机的 4 阶共振点，对比主轴优化前后的 4 阶共振频率，具体数值如图 11 所示。

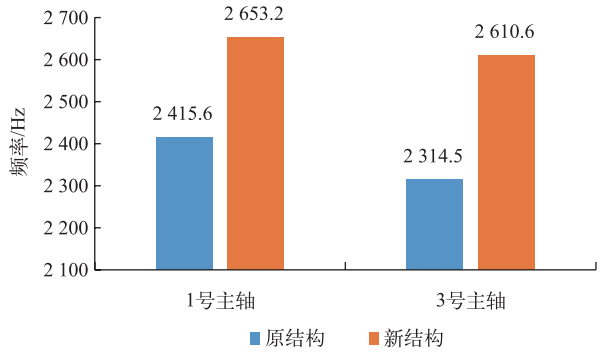

图 11　改善前后主轴第 4 阶频率对比

5.4　新结构小刀铣面测试

对新的主轴结构进行投产试制，并在试制完成后进行现场小刀铣面测试。最终结果显示，新结构主轴在连续切削 6h 后仍然能够稳定切削，6h 连续切削后由于刀具磨损而停止实验。老结构切出的零件表面因为有振纹存在，呈现发白现象；新结构的主轴切削效果良好，零件表面光亮。改善前后切削效果如图 12、图 13 所示。

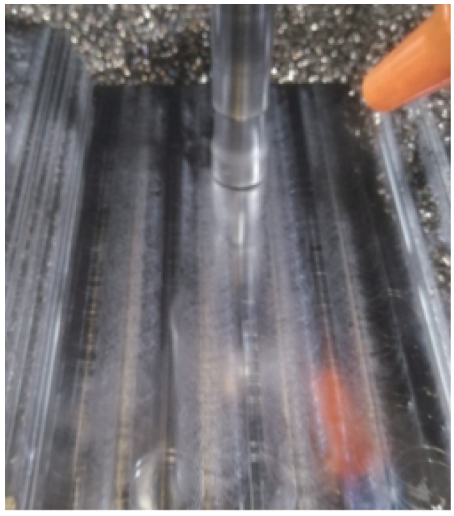

图 12　改善前切削效果

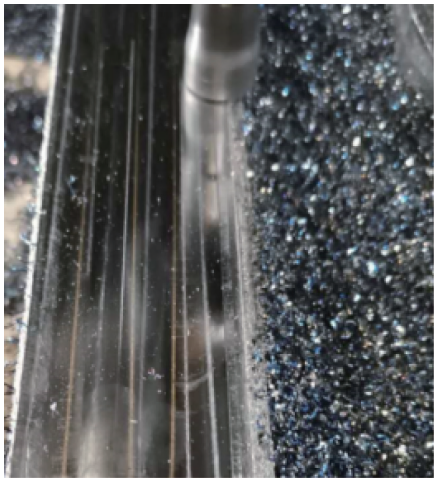

图 13　改善后切削效果

根据切削结果判定，优化后的主轴结构能够有效抑制铣面加工中的振动现象，并实现较长时间的稳定性切削。

6　结束语

本文基于有限元仿真方法，以机床铣削平面时发生振动为切入点，以公司内部不同主轴的切削效果为依据，确认了可以通过提升主轴固有频率，抑制切削颤振的产生。通过对主轴的优化设计案例验证，证明了有限元分析的可行性和有效性，可以更进一步地利用该工具对机床的主轴进行分析，以提升主轴在铣削过程中的性能。同时，通过本次对主轴性能的提升，弥补了小平面铣削时的不足，提升了产品质量和用户的印象，更是拉近了与进口机床在性能上的距离。IM

参考文献

[1] 刘惠鑫，李康举，刘永贤．频谱分析法铣削稳定性判定 [J]．辽宁工程技术大学学报（自然科学版），2013，32 (1)：93-96．

[2] 卢晓红，王凤晨，王华．铣削过程颤振稳定性分析的研究进展 [J]．振动与冲击，2016，35 (1)：74-82．

[3] 王跃辉，王民．金属切削过程颤振控制技术的研究进展 [J]．机械工程学报，2010，46 (7)：166-174．

[4] 乔晓利，祝长生．基于内置力执行器的铣削颤振的主动控制 [J]．机械工程学报，2012，48 (1)：185-192．

[5] 胡国志，叶文华，李佳璇，等．铣削颤振在线智能控制方法研究 [J]．制造技术与机床，2017 (6)：76-79，84．

[6] 杨毅青，谢日成，徐东东．旋转变刚度阻尼器抑制薄壁零件铣削颤振 [J]．振动与冲击，2018，37 (2)：72-75，84．

[7] 仇健，吴玉厚，张珂．影响铣削颤振稳定性的因素与规律分析 [J]．机床与液压，2017，45 (19)：38-44．

[8] 陈展翼，袁军堂，汪振华，等．高速铣削颤振识别和稳定性预测 [J]．传感器与微系统，2013，32 (3)：59-61，64．

收稿日期：2024-07-25