

柔性零件车削振动系统建模与实验*

王永强^{1,2}, 吕凯波¹, 娄培生¹, 王昱昊¹, 庞新宇¹, 常宗旭¹

(1. 太原理工大学机械与运载工程学院 太原, 030024) (2. 火箭军装备部驻长治地区军事代表室 长治, 046000)

摘要 由于刀具进给运动致使工件系统所受切削力的位置实时改变, 根据实际车削加工过程, 建立柔性工件颤振动力学模型, 得到工件车削时系统的时变稳定性极限图。考虑在加工过程中主轴-卡盘-顶尖-尾座对工件的影响, 建立实际切削系统的主轴-卡盘-工件-顶尖有限元模型, 研究工件在不同位置的刚度分布和不同支承条件下固有频率的变化规律, 并开展相应的车削实验。研究表明: 工件刚度在不同切削位置具有时变性, 在中间靠近顶尖位置刚度最低; 增大主轴、顶尖支承刚度可在一定程度上提高系统固有频率, 改善系统动态特性。切削实验表明, 柔性工件在车削状态下通常经历稳定-颤振-再稳定的变化过程, 在中间靠近顶尖位置容易发生颤振, 轴心轨迹发生混乱。实验结果与理论有限元模型计算结果基本吻合, 该模型可用于指导实际柔性工件的车削加工。

关键词 柔性工件; 车削; 颤振; 时变系统; 建模; 稳定性

中图分类号 TH113.1

引言

切削加工过程中产生的振动现象与机床结构和切削过程的动态特性密切相关, 在不同的切削振动类型中, 颤振是影响工件表面质量和加工效率最为常见和主要的一种振动形式^[1]。柔性工件如航空发动机中的细长拉杆、风扇轴、机床的滚珠丝杠及光杠等由于刚性弱, 切削过程中极易诱发颤振。因此, 为了有效预测此类零件切削加工的稳定性, 准确建立切削振动系统的动力学模型就显得尤为重要。

国内外学者在切削系统的建模与颤振稳定性分析方面做了诸多研究。吴卫国等^[2]建立了一精密加工系统的单自由度颤振模型, 实验结果表明, 增加工件悬臂长度、减小夹紧力将降低系统稳定性。Vela-Martinez等^[3]分别将工件、刀具系统作为单自由度振动系统, 采用闭环控制理论, 分析两自由度振动耦合系统的稳定性。梁国利等^[4]建立了主轴-刚性工件-顶尖车削振动模型, 研究轴承支承刚度对工件动态特性的影响。丛春晓等^[5]通过理论分析和实验测试, 预测双卡盘装夹方式下细长轴加工颤振的稳定性。郭力^[6]对车削激励下主轴的轴心轨迹进行在线监测, 研究了不同转速及工况下主轴稳定车削和空载状态时轴心轨迹的变化规律。

近年来, 学者们考虑到车削过程的时变性因素,

建立了工件直径、质量及切削位置等变化的振动模型。韩贤国等^[7]建立了考虑工件质量和直径变化的旋转轴振动力学模型, 得到了工件自身变化、主切削力和走刀速度对振动响应的影响, 并进行了实验验证。Otto等^[8]建立了切削系统的多自由度动力学模型, 且考虑系统的多阶模态作用, 分析了切削位置改变对颤振稳定性的影响。黄贤振等^[9]考虑随机因素对金属切削颤振的影响, 采用蒙特卡罗数值模拟方法, 提出了一种金属切削过程中颤振稳定性可靠度计算模型。Lu等^[10]建立了一种细长轴车削颤振解析模型, 预测和解释颤振在整个切削路径上的起始位置与持续效应, 并得到了实验验证。

当前, 在柔性工件车削系统颤振建模方面, 大部分研究将工件的边界支承(卡盘、顶尖)作用简化为固定或铰支约束, 而忽略了主轴-卡盘-顶尖系统对工件切削系统振动特性的影响。笔者基于柔性工件车削颤振稳定性理论, 建立包含主轴、顶尖子系统的有限元模型, 获取切削系统的动力学参数, 研究工件刚度和固有频率对车削振动系统的影响, 并通过车削实验加以验证。

1 颤振稳定性分析

再生型颤振在实际的车削过程中最为常见, 它

* 国家自然科学基金资助项目(51805352); 山西省自然科学基金资助项目(201601D011057)

收稿日期: 2019-10-10; 修回日期: 2019-12-03

是由振纹再生效应引发的,即前一次车削形成的振纹与后一次车削振动位移不同相,从而引起切削力的动态变化。

细长轴工件的刚度往往要比机床的刚度小得多,因此将细长轴看做切削系统的主振动体。图1为根据车刀在进行外圆车削时所建立的细长轴再生型车削颤振系统动力学模型,其运动方程为

$$m\ddot{q}(t) + c\dot{q}(t) + kq(t) = \Delta f \cos\beta \quad (1)$$

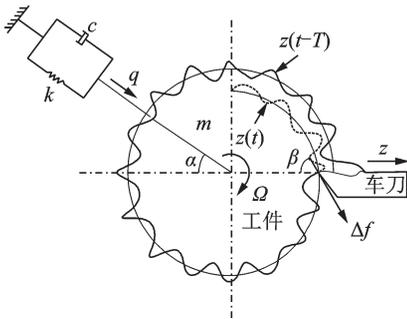


图1 再生型车削颤振系统动力学模型

Fig.1 Dynamic model of regenerative turning chatter

动态切削力可表示为

$$\Delta f = k_c b [\mu z(t - T) - z(t)] \cos(\beta - \alpha) \quad (2)$$

其中: m 为振动系统的等效质量; k 为振动系统的等效刚度; c 为振动系统的等效阻尼; β 为动态车削力 Δf 与测量车削厚度方向 z 的夹角; α 为主振方向 q 与测量车削厚度方向 z 的夹角; k_c 为切削刚度系数; b 为车削宽度; $z(t)$ 为本次车削振纹轨迹; $z(t-T)$ 为前一次车削表面残留振纹轨迹; T 为工件每转所用时间; $T=60/\Omega$, Ω 为机床主轴转速; $0 < \mu < 1$ 为前后两次车削的重叠系数。

将式(2)代入到式(1)中,进一步整理可得再生型车削颤振微分方程为

$$\ddot{z}(t) + 2\omega_n \zeta \dot{z}(t) + \omega_n^2 z(t) = K [\mu z(t - T) - z(t)] \quad (3)$$

其中: ω_n 为系统固有频率, $\omega_n^2 = k/m$; ζ 为系统的阻尼比; $\lambda = \omega/\omega_n$, ω 为颤振频率; $u = \cos(\beta - \alpha)\cos(\alpha)$ 为方向系数; $K = \omega_n^2 k_c b u/k$ 。

通过闭环控制理论的稳定性判据,可求得车削颤振的稳定性极限表达式为

$$b = -\frac{2\zeta\lambda k}{k_c \mu \sin\theta} \quad (4)$$

显然,切削过程稳定性不仅与切削参数(k_c, μ, θ)有关,还与切削系统的动力学特性(ζ, λ, k)有关。

实际切削过程中,由于刀具进给运动致使工件系统所受切削力的位置实时改变,在不同切削位置

处,工件的刚度会发生变化。根据式(4)可以绘制此时变切削系统的稳定性曲线,如图2所示。可见,随着工件刚度的减小,系统的稳定切削深度随之下降。当某切削位置(工件刚度)对应的临界切削深度小于所采用的切削深度时,系统切削状态进入稳定性曲线上方的非稳定区域,颤振可能发生。因此,在切削参数给定的情况下,切削振动系统在当前切削位置处的动力学特性参数决定着加工过程的稳定性。下面将采用有限元建模和实验测试相结合的方法,着重研究系统动力学参数(ω_n, k)变化对切削稳定性的影响规律。

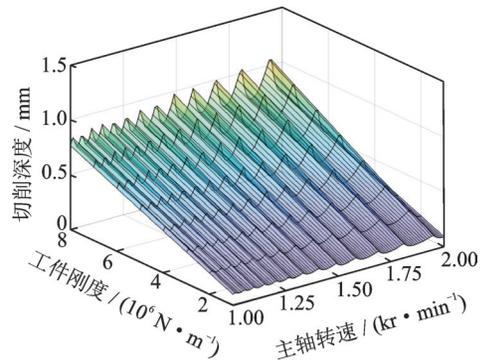


图2 切削系统时变稳定性曲线

Fig.2 Time-varying stability of cutting System

2 切削系统有限元模型

为更加接近实际切削加工过程,建立3个子系统模型:①主轴-卡盘-工件模型;②主轴-轴承模型;③工件-顶尖模型。考虑实际加工中的复杂接触,添加各部分子系统之间的边界约束条件,最终得到整个切削系统的有限元模型。

2.1 主轴-卡盘-工件模型

基于沈阳机床厂的CA6140型车床,建立细长轴的有限元车削模型,并对主轴、卡盘和工件进行一体化处理,视为一个零件。约束主轴左端面轴向自由度,释放径向自由度。工件直径为20 mm,长度为400 mm(卡盘夹持长度为40 mm)。其材料设为结构钢,密度为7 850 kg/m³,弹性模量为200 GPa,泊松比为0.3。

2.2 主轴-轴承模型

由于CA6140主轴前、后端轴承均为双列圆柱滚子轴承,中间轴承为单列圆柱滚子轴承,主要承受径向力作用,所以主要考虑轴承径向刚度对系统的影响。实际选用的轴承参数见表1。

表1 主轴前、中、后轴承参数

Tab.1 Front, middle and rear bearing parameters of the spindle

部位	轴承类型	轴承代号	主要尺寸/mm
前端	双列圆柱滚子轴承	NN3021K	105×160×41
中端	单列圆柱滚子轴承	NU216	80×140×26
后端	双列圆柱滚子轴承	NN3015K	75×115×30

根据赫兹接触理论,滚动轴承的支承刚度可以采用式(5)^[10]进行估算

$$k_b = \frac{1}{K_1/d_b + 4/\pi(1 + d_b/D_b)K_2/d_b b_b} \quad (5)$$

其中: d_b 和 D_b 分别为轴承内径和外径; b_b 为轴承宽度; K_1 为轴承系数,其范围为 $(0.44\sim 0.66) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$; K_2 为轴承精度系数,其范围为 $(5\sim 25) \times 10^{-11} \text{ m}^3/\text{N}$,因主轴中有单、双列滚子轴承,故取其平均值代入计算。

轴承的刚度值如表2所示。

表2 有限元模型中的轴承刚度

Tab.2 Bearing stiffness in finite element model

轴承代号	刚度/ $(10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1})$
NN3021K	0.817~4.080
NU216	0.416~2.080
NN3015K	0.428~2.140

主轴添加轴承约束,基于表2计算结果并取平均值,设置靠近卡盘端轴承刚度为 $2.45 \times 10^7 \text{ N/mm}$,中间位置处轴承刚度设置为 $1.25 \times 10^7 \text{ N/mm}$,远离卡盘端轴承刚度为 $1.29 \times 10^7 \text{ N/mm}$ 。

2.3 工件-顶尖模型

实际的车削过程中,工件的另一端往往采用轴承转动的无弹性顶尖,保证顶尖与中心孔良好接触而使工件径向定位。轴向力是由工件尾座丝杆控制,故在顶尖和工件的接触处添加弹簧约束(径向和轴向),模拟顶尖对工件的作用。根据实验测得数据,设置竖直方向刚度为 $7.4 \times 10^6 \text{ N/mm}$,水平方向刚度为 $8.4 \times 10^6 \text{ N/mm}$,轴向刚度为 80 N/mm ,压缩量为 0.02 mm 。同时对尾座底面约束全部自由度。

根据子系统建立模型中各部件接触和边界约束关系,在形状规则的部分采用映射方法划分网格,其余部分自动分网。选取solid186单元和combi214单元应用于实体模型和弹簧单元,共有215 504个单元,340 077个节点,其划分完成的模型如图3所示。

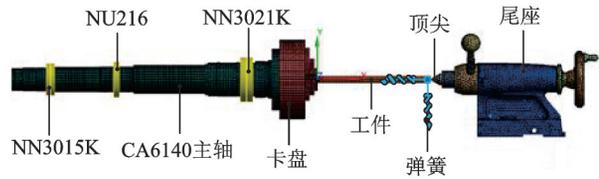


图3 有限元模型

Fig.3 Finite element model

2.4 有限元参数获取

工件上等距取8个点,将工件分为9段,在每个点上施加节点力 $F=200 \text{ N}$,计算出对应的变形量,即可求得该点处的刚度。

对工件系统进行模态分析,其边界约束条件同上。在车削实验中,主轴转速为 $1\ 120 \text{ r/min}$,属于中低速切削。同时考虑到实际机械结构在工作状态下,通常仅有少数的低阶模态起主导作用,因此求解前3阶模态振型,如图4所示。

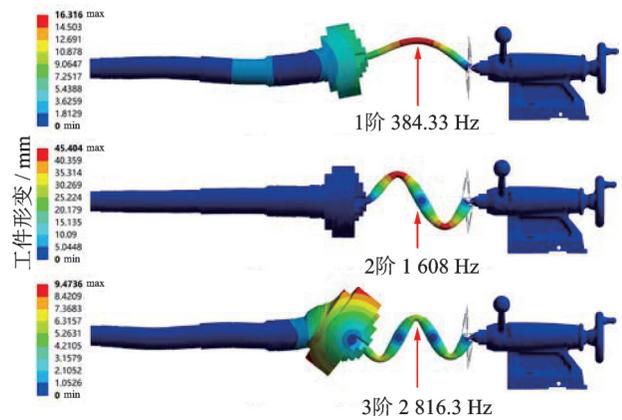


图4 前3阶振型

Fig.4 First three modes

由图4可以观察到,工件系统的模态以弯曲模态为主,1阶振型呈卡盘与工件的“V”型弯曲,工件固有频率为 383.39 Hz 。2阶振型呈工件的“N”型弯曲,固有频率为 $1\ 608 \text{ Hz}$ 。3阶振型呈卡盘与工件的“W”型弯曲,固有频率达 $2\ 816.3 \text{ Hz}$ 。如果考虑多阶模态对切削系统稳定性的影响,可根据振型叠加原理与模态截断法予以分析。

卡盘端和顶尖端的支承状态很大程度上会影响工件的模态振型,较小的支承刚度会使卡盘随工件发生弯曲变形(见图4)。为了获得不同位置处支承刚度对工件系统固有频率的影响,通过改变支承刚度,给出工件系统1阶固有频率的变化曲线,如图5所示。

仿真结果显示:①增大主轴轴承刚度,可以提高

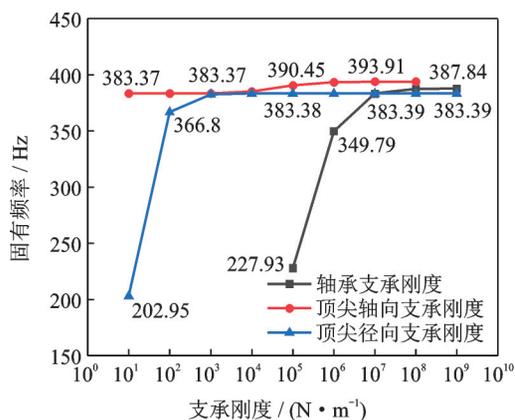


图 5 不同支承刚度下工件固有频率曲线

Fig.5 Natural frequency curve of workpiece under different supporting stiffness

工件系统的固有频率,但增大到某一值后,其固有频率的变化非常微小,因此提高轴承刚度在一定程度上能够改善系统的动态性能,使车削加工远离共振频率,提高车削稳定性;②工件系统固有频率随着顶尖径向刚度的变化而保持稳定,仅在刚度很小时发生变化,而实验测量刚度要远大于该刚度,故在实际加工中顶尖支承能够使系统处于一个相对稳定的状态;③改变顶尖轴向刚度几乎不影响系统固有频率,即通过改变顶尖轴向预压力无法大幅改善工件的动态性能。

3 实验分析

3.1 测试系统的搭建

实验装置布置如图 6 所示,图中 X 为测试点,在该点处布置水平、竖直两个方向的电涡流传感器,用于测量这两个方向的振动位移。数据采集器为 NI USB-6002,实验所用刀具为日本三菱公司硬质合金刀片 DCMT11T304,其中刀尖半径为 0.4 mm,后角

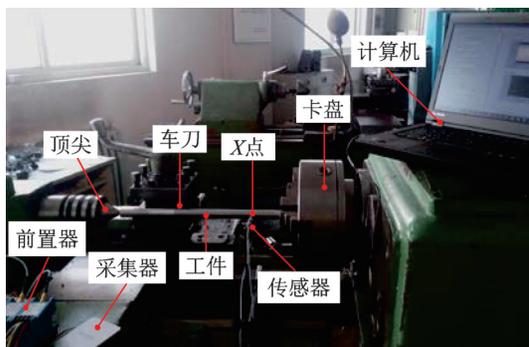


图 6 实验装置

Fig.6 Experimental setup

为 7°。与之相配套的刀杆是海纳精密车削刀具 SDNCN2525M11,截面为 25 mm×25 mm,刀杆长度为 150 mm。

3.2 模态测试分析

测量工件不同位置的刚度,结合其他两种模型,得到工件沿切削方向的刚度分布,如图 7 所示。

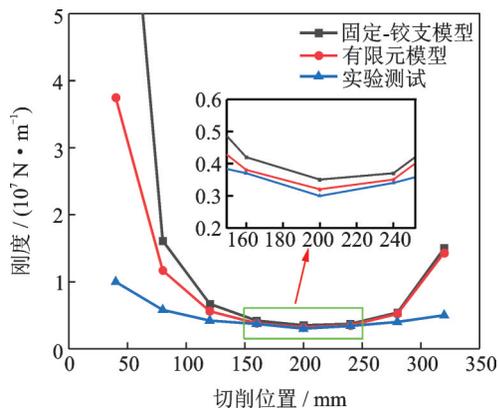


图 7 不同位置处工件刚度分布对比

Fig.7 Comparison of workpiece stiffness distribution at different locations

图 7 表明:①工件的刚度分布呈中间小、两边大的趋势,整个车削过程刚度具有时变性,因此可以预测颤振从中间靠近顶尖位置处发生,在刚度较大处结束;②对比工件不同夹持方式,可见固定-铰支模型使工件两侧刚度变大,其原因是未考虑实际加工中主轴、顶尖对工件的影响,约束、受力等集中于工件自身,使得刚度太大;③实验测试低于其他两者,原因在于工件的装夹方式是一个装配体模型,在车削力的作用下,机床各个部件变形叠加,使得工件实测变形增大,因此刚度减小。

对上述的实验装置进行力锤敲击实验,获取工件的固有频率,结合其他两种模型,得到其频率响应 (frequency response function, 简称 FRF) 曲线,如图 8 所示。

固定-铰支模型下固有频率远大于其他两者,其原因在于:模型中工件根据实际工况简化为一端固定一端铰支的梁振动模型;而有限元模型考虑了车床主轴、轴承以及卡盘的影响,其约束受力、等效质量等更接近实际工况,所以固有频率值较接近于实验测试。结合文献[2]可以发现,顶尖支承可提高主轴-工件系统固有频率,改善系统动态性能;因此,与工件的固定-铰支模型相比,主轴-卡盘-工件-顶尖模型与实验测试更吻合。

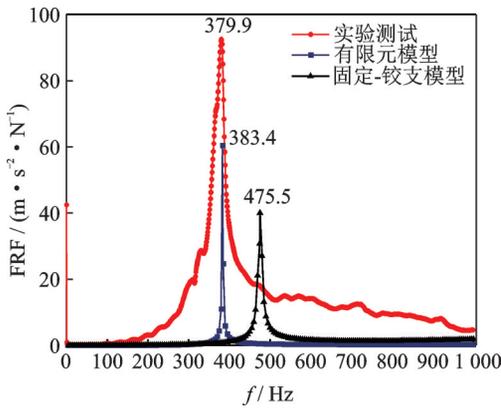


图8 不同装夹方式下工件幅频响应曲线

Fig.8 Amplitude-frequency response curve of workpiece under different fixing ways

3.3 车削振动分析

为验证系统稳定性理论分析的结果,并探究切削参数与时变位置对车削系统稳定性的影响,进行如下车削实验:主轴转速为1 120 r/min,进给速度为0.1 mm/r,单边车削深度为0.8 mm。此切削参数下,随着工件刚度降低,切削系统将步入稳定性曲线上部的非稳定区域(见图2)并发生颤振;随着切削位置靠近顶尖,工件刚度增大,切削系统又回到稳定区域。图9为实验车削信号的时域波形及工件的加工情况。

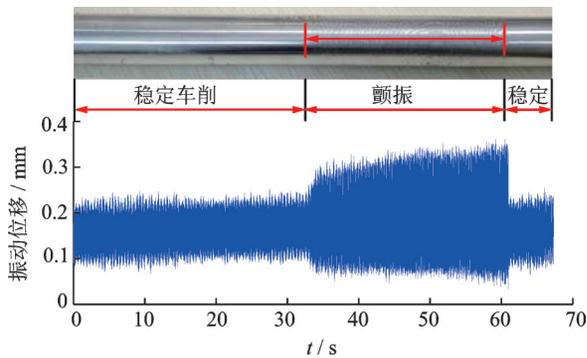


图9 车削时域信号与工件对比图

Fig.9 Contrast between turning time domain signal and workpiece

对比分析图9,可以看到车削状态从稳定到颤振的变化过程。在平稳车削阶段,振动位移的峰峰值在0.13 mm左右;发生颤振时,信号的幅值有明显增大,其峰峰值为0.20 mm左右,工件变得不稳定。对比工件加工情况,发现工件表面由光滑变得粗糙,工件在中间靠近顶尖位置附件发生颤振,使得在工件表面留下颤振痕迹,持续一段时间后,恢复稳定车削状态。可见随着切削位置的改变,工件的刚度先

减小后增大(见图7),整个切削过程经历了稳定-颤振-稳定3个阶段,证实了切削过程的时变性,与预测结果一致。

根据车削时 y, z 两方向得到的数据,绘制工件在车削过程中的轴心轨迹,图10左图为稳定车削时的轴心轨迹,右图为发生颤振时的轴心轨迹。

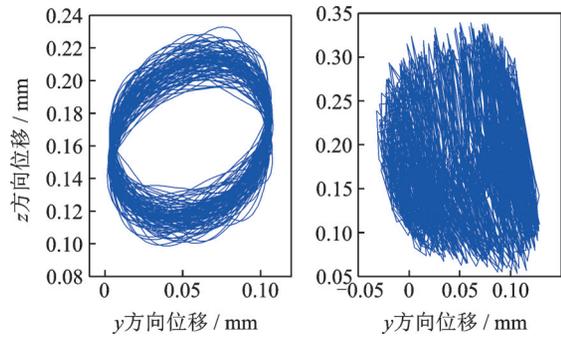


图10 稳定和失稳轴心轨迹

Fig.10 Orbits in stable and unstable cutting

通过研究工件失稳前后的运动特征,可以发现平稳车削时轴心轨迹为椭圆,发生颤振时轴心轨迹变得很混乱。其原因是在车削过程中工件始终受到来自刀具的偏心力,所以轴心轨迹为椭圆;当车削失稳时,系统产生的非线性振动或自激振动在频率上与轴频无确定的倍数关系,导致合成后轴心轨迹变得混乱。

将整个车削过程的振动位移信号做短时傅里叶变换,得到如图11所示时频瀑布图。

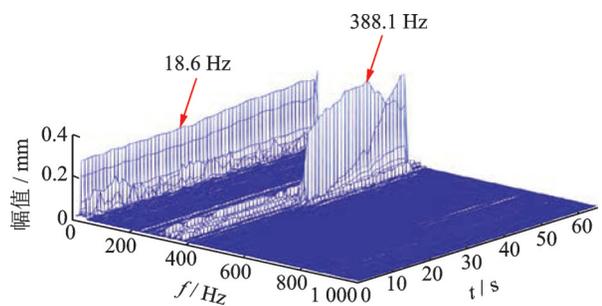


图11 切削振动信号时频瀑布图

Fig.11 Time-frequency waterfall diagram of cutting vibration

时频瀑布图可以凸显频率成分的时变特性,适用于分析整个切削过程。由图可知:稳定车削过程中有多频率成分出现,主要以18.6 Hz的工频成分为主,呈现振幅平稳,带宽较宽等特点;随着颤振的发生,频率成分由宽带向窄带过渡,集中在388.1 Hz附近,频率幅值急剧增大。通常再生型颤振频率略大于车削系统某环节的固有频率,实验结果与这一特征完全相符。

4 结 论

1) 考虑工件刚度的影响,通过建立柔性工件车削颤振动力学模型,得到切削三维稳定性极限图。利用实验获得的相关动力学参数,证实了切削过程的时变性并预测了工件颤振发生的位置,可为柔性工件实际加工参数的选取提供可靠依据。

2) 研究支承刚度对主轴-卡盘-工件-顶尖系统动态特性的影响,通过增加轴承数量或增大轴承预紧力提高支承刚度,在一定程度上可提高系统的固有频率,改善切削系统动态性能,提高车削稳定性。

3) 考虑主轴、顶尖对工件的影响,建立主轴-卡盘-工件-顶尖有限元模型,与简化模型相比,该模型更接近实际车削系统,可提高振动分析结果的准确性。

参 考 文 献

- [1] SIDDHUPURA M, PAUROBALLY R. A review of chatter vibration research in turning [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2012, 61: 27-47.
- [2] 吴卫国,王贵成,沈春根,等.精密车床主轴动态特性对系统稳定性的影响[J].江苏大学学报(自然科学版),2007,28(4):293-296.
WU Weiguo, WANG Guicheng, SHEN Chungen, et al. Effect of spindle dynamics on system stability in super-precision machining center [J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science), 2007, 28(4): 293-296. (in Chinese)
- [3] VELA-MARTINEZ L, JAUREGUI-CORREA J C, RUBIO-CERDA E, et al. Analysis of compliance between the cutting tool and the workpiece on the stability of a turning process [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008, 48(9): 1054-1062.
- [4] 梁国利,段明德,赵海莲,等.轴承刚度对主轴-卡盘-工件系统动态特性的影响[J].河南科技大学学报(自然科学版),2013,34(4):21-25.
LIANG Guoli, DUAN Mingde, ZHAO Hailian, et al. Influence of bearing stiffness on dynamic characteristics of spindle-chuck-workpiece system [J]. Journal of Henan University of Science & Technology (Natural Science), 2013, 34(4): 21-25. (in Chinese)
- [5] 丛春晓,刘恒,吕凯波,等.细长轴车削颤振的稳定性分析和实验研究[J].振动与冲击,2012,31(5):73-76.
CONG Chunxiao, LIU Heng, LYU Kaibo, et al. Stability analysis and test for cutting chatter of a slender shaft [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(5): 73-76. (in Chinese)
- [6] 郭力.车削激励下主轴高精度轴心轨迹在线测试研究[J].机床与液压,2016,44(20):166-168.
GUO Li. Study on spindle precision axis track linetest under turning excitation [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(20): 166-168. (in Chinese)
- [7] 韩贤国,王敏杰,欧阳华江.考虑直径和质量变化的车削工件振动建模和试验分析[J].大连理工大学学报,2012,52(4):514-521.
HAN Xianguo, WANG Minjie, OUYANG Huajiang. Establishment of vibration model and experimental analyses of workpiece with variable mass and diameter in-turning process [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2012, 52(4): 514-521. (in Chinese)
- [8] OTTO A, KHASAWNEH F A, RADONS G, et al. Position-dependent stability analysis of turning with tool and workpiece compliance [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2015, 79(9): 1453-1463.
- [9] 黄贤振,许乙川,张义民,等.车削加工颤振稳定性可靠度蒙特卡罗法仿真[J].振动、测试与诊断,2016,36(3):484-487.
HUANG Xianzhen, XU Yichuan, ZHANG Yimin, et al. Monte Carlo simulation of chatter stability reliability in turning [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(3): 484-487. (in Chinese)
- [10] LU K, LIAN Z, GU F, et al. Model-based chatter stability prediction and detection for the turning of a flexible workpiece [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 100: 814-826.
- [11] RIVIN E I. Stiffness and damping in mechanical design [M]. New York: Marcel Dekker, 1999: 156-159.



第一作者简介:王永强,男,1993年9月生,硕士。主要研究方向为机械系统动力学。

E-mail: wangyongqiang914@163.com

通信作者简介:吕凯波,男,1984年2月生,博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为机械系统动力学及机械测试、技术与信号处理。

E-mail: lvkaibo@tyut.edu.cn