

面向数控机床运行状态的切削稳定性预测研究

邓聪颖¹, 苗建国^{2*}, 殷国富³, 王 玲³, 冯 义¹, 赵 洋¹

(1.重庆邮电大学 先进制造工程学院, 重庆 400065; 2.四川大学 空天科学与工程学院, 四川 成都 610065;
3.四川大学 制造科学与工程学院, 四川 成都 610065)

摘 要:切削加工过程中出现的颤振失稳现象, 是限制机床加工质量和加工效率的主要因素。传统切削稳定性预测模型大多基于机床静止状态下的动力学特性, 并采用恒定的切削力系数表征不同的切削条件。但在加工过程中, 系统动力学特性和切削力系数会随着主轴转速等影响因素而变化, 导致预测的切削稳定性叶瓣图在实际工程运用中出现偏差。针对机床运行状态下切削稳定性的准确预测问题, 提出一种切削稳定性叶瓣图修正方法。该方法以刀具系统动力学特性与切削力系数为研究对象, 首先建立主轴转速样本信息, 将考虑转速效应的主轴轴承运行刚度写入机床有限元模型中, 获取刀尖频率响应函数及其对应的各阶模态参数, 以此结合模态拟合法和插值算法重构任意转速下的刀尖频响函数, 同时以各切削参数为变量构建切削力系数响应面预测模型, 进而将与转速对应的刀尖频率响应函数和不同切削条件下的切削力系数作为传统切削稳定性预测模型的输入, 并通过结合自适应粒子群算法共同求解各转速下的极限切削深度, 从而在全转速范围内绘制切削稳定性叶瓣图。将该方法应用于1台3轴立式加工中心的实际工序中, 采用多组预测的无颤振切削参数进行切削实验, 并通过切削力信号的频谱分析判定切削过程中未出现颤振, 验证了稳定性叶瓣图修正方法的有效性, 为无颤振切削参数的合理选择奠定了技术支持。

关键词:切削稳定性; 稳定性叶瓣图; 运行状态; 切削参数

中图分类号: TG501; TG506

文献标志码: A

文章编号: 2096-3246(2019)03-0184-08

Study on Prediction of Machining Stability for Machine Tool Under Operational State

DENG Congying¹, MIAO Jianguo^{2*}, YIN Guofu³, WANG Ling³, FENG Yi¹, ZHAO Yang¹

(1.School of Advanced Manufacturing Eng., Chongqing Univ. of Posts and Telecommunications, Chongqing 400065, China; 2.School of Aeronautics and Astronautics, Sichuan Univ., Chengdu 610065, China; 3.School of Manufacturing Sci. and Eng., Sichuan Univ., Chengdu 610065, China)

Abstract: Chatter in machining process is the main factor limiting the machining quality and machining efficiency. The traditional machining stability prediction models are mostly based on the machine tool dynamics under stationary state, and use the constant cutting force coefficients to represent different cutting conditions. However, in real machining process, system dynamics and the cutting force coefficients will change caused by the factors such as the spindle speed, leading inaccurate chatter prediction. Thus, a method to modify the conventional machining stability lobe diagram (SLD) is proposed to ensure the prediction accuracy based on the relationships among cutting parameters, system dynamics and cutting force coefficients. In this method, the sample information of the spindle speed is initially set up, and then the speed-dependent bearing stiffness is applied into the whole machine tool finite element model (FEM). Then the tool tip frequency response functions (FRFs) are obtained and their related modal parameters are identified. Therefore, with these sample modal parameters, the tool tip FRFs at any speed can be reorganized based on the modal fitting technique and the interpolation algorithm. A response surface method is established for predicting the cutting force coefficients under different machining conditions, which are further combined with the speed-dependent tool tip FRFs to be the inputs of the machining stability mathematical model. This model is combined with the adaptive particle swarm optimization algorithm to achieve the limiting cutting depth at

收稿日期: 2018 - 05 - 09

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51705058); 重庆市教委科学技术研究项目 (KJ1704087); 重庆市基础科学与前沿技术研究项目 (cstc2017jcyjAX0005); 四川省科技支撑计划项目 (2017GZ0057)

作者简介: 邓聪颖 (1991—), 女, 副教授, 博士。研究方向: 数控机床动力学; 数字化设计与制造。E-mail: dengcy@cqupt.edu.cn

* 通信联系人 E-mail: jianguiumiao1992@163.com

网络出版时间: 2019 - 04 - 22 15 : 03 : 00

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1773.TB.20190420.1146.003.html>

<http://jsuese.ijournals.cn> <http://jsuese.scu.edu.cn>

any spindle speed. Then a modified SLD in full spindle speed range is plotted. The proposed method is applied to a three-axis vertical machining center, and different sets of the predicted no chatter cutting parameters are adopted to carry out the chatter tests. And the frequency spectrums of the cutting force signals are analyzed to indicate that no chatter occurred, which verify the feasibility of the proposed method and show that it can lay a foundation for the cutting parameters selection.

Key words: machining stability; stability lobe diagram; operational conditions; cutting parameters

切削过程中远比额定速度低的工况下就出现的强烈振动(颤振),是制约零件加工效率、加工质量以及加速机床磨损的关键因素^[1]。为避免切削颤振的发生,基于切削稳定性预测模型获取的稳定性叶瓣图,直观描述了极限切削深度和主轴转速的关联关系,有助于无颤振切削参数的合理选择^[2]。然而传统切削稳定性预测模型,通常基于机床静止状态下的动力学特性,且尚未考虑不同切削条件下的切削力系数变化,导致预测的稳定性叶瓣图在实际应用中存在一定偏差^[3]。目前,针对机床加工状态下的切削稳定性预测,已有学者进行了研究,主要为面向工况下的刀尖点频率响应函数辨识与切削力系数辨识^[4-5]。

机床运行时,主轴转速诱发的离心力和陀螺力矩效应使刀尖点频响函数动态变化。为获取与主轴转速对应的刀尖频响函数,Long等^[6]结合Newton-Raphson法和赫兹接触理论计算离心力和陀螺力矩作用下的主轴轴承运行刚度,构建高速主轴系统有限元模型获取刀尖点模态信息,并采用半离散法获取与主轴转速对应的切削稳定性图;Özşahin等^[7]通过切削过程声音信号的频谱分析,确定给定转速下颤振发生时的固有频率和极限切削深度,基于其实验值和理论值的误差优化算法求解当前转速下的模态参数,以用于拟合对应的刀尖频响函数,但该方法需要进行大量实验,通用性较差。

切削力系数是求解动态切削力的关键参数,其大小与各切削用量密切相关。切削力系数的辨识主要基于试切实验,如Grossi等^[8]在主轴转速最高值和最低值间进行等分,通过切削实验辨识各转速下的切削力系数,修正该主轴转速对应范围内的切削稳定性图,进而延伸到整个主轴转速段。由于实际加工中,切削条件各指标处于动态变化中,无法针对每组切削条件进行切削实验,已有部分学者着手建立不同切削条件下的通用切削力系数模型,如田凤杰等^[9]采用Altintas提出的动态铣削力模型,假设切削力系数为切削深度、切削宽度、每齿进给量的多项式函数,根据切削力实验值辨识该多项式回归系数,但其忽略了主轴转速的影响。

作者拟从机床切削系统动力学特性和切削力系数角度,首先建立主轴转速样本信息,获取各转速下的主轴轴承运行刚度,并将其写入机床动力学模型

中,获取刀尖频响函数及其对应的模态参数,从而结合模态拟合法与插值算法重构任意转速下的刀尖频响函数;同时融合以各切削参数为变量的切削力系数响应面模型,依托传统切削稳定性预测模型和自适应粒子群算法,共同求解与转速对应的极限切削深度值,获取修正后的切削稳定性叶瓣图。以一台高速立式加工中心为例,通过试切实验中切削力信号的频谱分析,确定颤振初始发生时的切削深度,验证了本文提出的机床运行状态下切削稳定性预测方法的有效性。

1 机床刀具系统动态特性的转速效应

高速加工中心通常采用电主轴系统,且大多配置滚动轴承。机床运转时,主轴转速显著影响轴承刚度,进而改变求解切削稳定性所需的刀尖频响函数信息。因此,本节基于主轴轴承运行刚度,探讨主轴转速与刀尖频响函数的关系。机床动力学模型中,轴承刚度通常采用图1所示的弹簧单元等效^[10]。

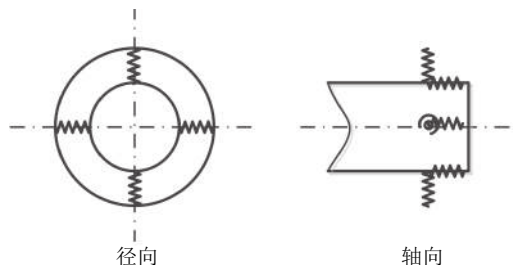


图1 轴承结合部等效动力学模型

Fig. 1 Dynamic model of the bearing joints

鉴于邻近转速的切削稳定性差异较小,以300 r/min为间隔对关心转速段进行离散化处理^[7],形成转速样本信息。将每个样本点对应的主轴轴承运行刚度值,依次写入机床整机动力学模型的弹簧单元中进行动力学分析,获取所有样本点的刀尖频响函数。根据模态理论,频响函数为多阶独立模态的线性叠加,可按式由各阶模态参数构成:

$$H(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{1}{K_{er}[(1-\lambda^2) + j2\xi_r\lambda]} \quad (1)$$

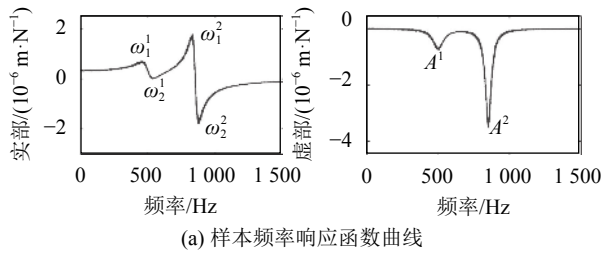
式中, K_{er} 为第 r 阶模态刚度, λ 为频率 ω 与第 r 阶模态固有频率 ω_r 比值, ξ_r 为第 r 阶模态阻尼比。因此,只需获得各阶模态参数,即可重构刀尖频响函数。如果系统在第 r 阶模态附近振动,式(1)可写为:

$$\begin{cases} H(\omega)_{\omega=\omega_r} = \frac{1}{K_{er}[(1-\lambda^2)+j2\xi_r\lambda]}, \\ \operatorname{Re}[H(\omega)]_{\omega=\omega_r} = \frac{1}{K_{er}} \left(\frac{1-\lambda^2}{(1-\lambda^2)^2+(2\xi_r\lambda)^2} \right), \\ \operatorname{Im}[H(\omega)]_{\omega=\omega_r} = \frac{1}{K_{er}} \left(\frac{-j2\xi_r\lambda}{(1-\lambda^2)^2+(2\xi_r\lambda)^2} \right) \end{cases} \quad (2)$$

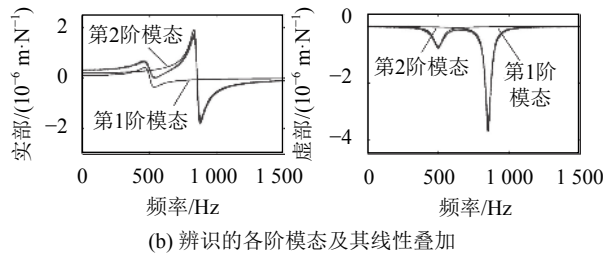
式中: 实部最大值出现在 $\lambda^{\text{th}} = \sqrt{1-2\xi_r}$ 处, 忽略 ξ_r^2 可记为 $\lambda^{\text{th}} = 1-\xi_r$, 对应振动频率为 $\omega_1^r = \omega_r(1-\xi_r)$; 实部最小值出现在 $\lambda^{\text{th}} = \sqrt{1+2\xi_r}$ 处, 对应振动频率为 $\omega_1^r = \omega_r(1+\xi_r)$; 虚部最小值出现在固有频率 ω_r 处, 振动幅值为 $-\frac{1}{2}K_{er}\xi_r$ 。因此, 根据刀尖频响函数曲线就可以辨识各阶模态参数。

以图2(a)所示频响函数曲线的第 r 阶模态为例阐明辨识过程。采用图中实部 ω_1^r 与 ω_2^r 差值计算模态阻尼比, 虚部 ω_r 对应的幅值 A^r 计算模态刚度:

$$\xi_r = \frac{\omega_2^r - \omega_1^r}{2\omega_r}, K_{er} = \frac{-1}{2\xi_r A^r} \quad (3)$$



(a) 样本频率响应函数曲线



(b) 辨识的各阶模态及其线性叠加

图 2 模态参数辨识与频响函数重构实例

Fig. 2 Modal parameters identification and FRFs reorganization

由辨识的各阶模态参数按式(2)构造各阶频响函数, 再对其线性叠加重构图2(b)中的频响函数曲线。通过辨识所有样本转速对应的模态参数信息, 对相邻样本点转速和模态参数依次进行插值处理, 获取任一转速下的各阶模态参数, 以拟合刀尖频响函数, 用于后续机床运行状态下切削稳定性分析。

2 切削力系数响应面模型构建

切削稳定性分析中, 通常考虑图3所示的两自由度铣削系统。根据 Altintas 等^[9]提出的线性切削力模型, 沿 x 、 y 方向的平均切削力可用式(4)表达:

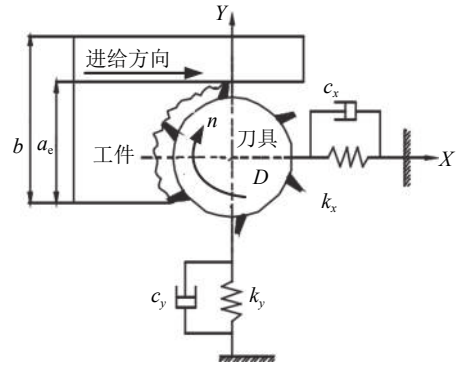


图 3 两自由度铣削力模型

Fig. 3 Dynamic model for a milling system

$$\begin{cases} \bar{F}_x = \frac{Na_p f_z}{8\pi} (-K_{tc} \cos 2\varphi_{jl} + K_{rc} (2\varphi_{jl} - \sin 2\varphi_{jl})) \Big|_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}}, \\ \bar{F}_y = \frac{Na_p f_z}{8\pi} (K_{tc} (\sin 2\varphi_{jl} - 2\varphi_{jl}) - K_{rc} \cos 2\varphi_{jl}) \Big|_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \end{cases} \quad (4)$$

式中, a_p 为轴向切削深度, K_{tc} 、 K_{rc} 分别为切向、径向切削力系数。因此, 通过结合式(4)和平均切削力的试切实验值, 可计算该组切削条件下的切削力系数。在给定刀具-工件材料和切削方式的前提下, 切削力系数可表示为主轴转速 n 、切削深度 a_p 、切削宽度 a_e 和每齿进给量 f_z 的函数。为预测不同切削用量组合对应的切削力系数, 采用响应面法建立表征切削力系数与切削用量关系的预测模型。响应面法是基于试验设计理论建立的样本信息, 通过构造多项式函数来近似原设计问题中目标、约束与设计变量的隐式函数关系, 对于复杂系统而言一般表现为2阶模型^[11-12]。因此, 切削力系数2阶响应面模型可表示为:

$$\begin{bmatrix} K'_{tc} \\ K'_{rc} \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \beta_0 + \beta_1 n + \beta_2 a_p + \beta_3 a_e + \beta_4 f_z + \beta_5 n a_p + \\ \beta_6 n a_e + \beta_7 n f_z + \beta_8 a_p a_e + \beta_9 a_p f_z + \\ \beta_{10} a_e f_z + \beta_{11} n^2 + \beta_{12} a_p^2 + \beta_{13} a_e^2 + \beta_{14} f_z^2 \\ \beta'_0 + \beta'_1 n + \beta'_2 a_p + \beta'_3 a_e + \beta'_4 f_z + \beta'_5 n a_p + \\ \beta'_6 n a_e + \beta'_7 n f_z + \beta'_8 a_p a_e + \beta'_9 a_p f_z + \\ \beta'_{10} a_e f_z + \beta'_{11} n^2 + \beta'_{12} a_p^2 + \beta'_{13} a_e^2 + \beta'_{14} f_z^2 \end{bmatrix}^T \quad (5)$$

式中: K'_{tc} 、 K'_{rc} 分别为切削力系数预测值; n 、 a_p 、 a_e 、 f_z 及其交叉项和二次项为设计变量; $[\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_{14}]^T$ 、 $[\beta'_0, \beta'_1, \dots, \beta'_{15}]^T$ 为待辨识的回归系数向量。设由试验设计确定的 m 组样本点构成的设计变量矩阵为 $\mathbf{X}$, 通过切削实验辨识的切削力系数矩阵为 $\mathbf{Y}$, 采用响应面模型预测的切削力系数矩阵为 $\mathbf{Y}_p$, 则 $\mathbf{Y}$ 与 $\mathbf{Y}_p$ 可表达为:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{Y}_p + \boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon} \quad (6)$$

式中, $\boldsymbol{\beta}$ 为式(5)中回归系数组成的 15×2 维待定系数矩阵, $\boldsymbol{\varepsilon}$ 为随机误差矩阵。为使响应面模型拟合精度较高, 基于最小二乘原理使误差平方和最小:

$$\min \rightarrow S(\beta) = \sum_{k=1}^m (\varepsilon_k \cdot \varepsilon_k) = \sum_{k=1}^m (y_k - (X\beta)_k) \cdot (y_k - (X\beta)_k) \quad (7)$$

式中, ε_k 、 y_k 、 $(X\beta)_k$ 分别为前述矩阵 ε 、 Y 、 Y_p 中第 k 行向量。根据式(7)取极值的必要条件,进一步求得式中的待定系数矩阵 β :

$$(X\beta - Y)^T X = 0, \beta = (X^T X)^{-1} X^T Y \quad (8)$$

采用式(9)表达的均方根误差相对值($RMSE$)和决定系数 R^2 两个标准来评价构建的响应面模型。 f_k 、 f_{kp} 分别为第 k 组样本中响应的真实值与预测值, $\bar{f}$ 为全部样本中真实响应的平均值。如果 $RMSE \rightarrow 0$ 且 $R^2 \rightarrow 1$,则表明响应面模型具有较高准确度。

$$RMSE = \frac{1}{m\bar{f}} \sqrt{\sum_{k=1}^m (f_k - f_{kp})^2}, R^2 = 1 - \frac{\sum_{k=1}^m (f_k - f_{kp})^2}{\sum_{k=1}^m (f_k - \bar{f})^2} \quad (9)$$

3 切削稳定性预测与实例研究

3.1 颤振ZOA预测模型

采用0阶近似法预测图3中铣削系统的稳定性,极限切削深度 a_{plim} 和主轴转速 n 为:

$$\begin{cases} a_{plim} = -\frac{2\pi\Lambda_R [1 + (\Lambda_I/\Lambda_R)^2]}{K_{tc}N}, \\ n = \frac{60\omega_c}{N[(2t+1)\pi - 2\arctan(\Lambda_I/\Lambda_R)]} \end{cases} \quad (10)$$

式中, ω_c 为颤振频率, t 为工件表面刀具留下的振动波纹, Λ_R 、 Λ_I 为特征值 Λ 的实部和虚部:

$$\begin{cases} \det \left[I - \frac{a_p K_{tc} N}{4\pi} (1 - e^{-i\omega_c \tau}) A_0 G(i\omega_c) \right] = 0, \\ \Lambda = -\frac{a_p K_{tc} N}{4\pi} (1 - e^{-i\omega_c \tau}) \end{cases} \quad (11)$$

式中, $G(i\omega_c)$ 为刀具-工件接触区的频响函数矩阵。

求解极限切削深度 a_{plim} 和主轴转速 n 时,需要提前获取切削力系数,而切削力系数又与最终求解的 a_{plim} 和 n 关联,增加了切削稳定性叶瓣图的绘制难度。为解决该问题,拟在给定切削宽度 a_e 、每齿进给量 f_z 的前提下,在每一个主轴转速下以切削深度 a_p 作为变量,在 a_p 的变化范围内采用搜索能力较高的自适应粒子群算法搜寻既满足稳定性条件,又满足切削力系数响应面模型的极限切削深度 a_{plim} ^[4]。假设 Q 个

粒子在 D 维空间中组成一个群落,则每个粒子的特性通过位置 $U_i = (u_{i1}, u_{i2}, \dots, u_{id})$ 、速度 $V_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{id})$ 、适应度值 S_i 来表征。每一个粒子位置对应应该优化搜索的一个潜在解,速度表征粒子当前的飞行方向和距离。适应度值表示粒子在当前位置的优劣性,采用适应度函数计算,并在每一次迭代后更新。每个粒子的位置更新取决于个体极值 P_{best} 和群体极值 G_{best} 的变化,按下式更新:

$$\begin{cases} v_{id}^{k+1} = w v_{id}^k + c_1 r_1 (P_{best_{id}}^k - u_{id}^k) + c_2 r_2 (G_{best_{id}}^k - u_{id}^k), \\ u_{id}^{k+1} = u_{id}^k + v_{id}^{k+1} \end{cases} \quad (12)$$

式中: i 为第 i 个粒子, $i=1, 2, \dots, Q$; d 为维数, $d=1, 2, \dots, D$; c_1 、 c_2 为速度加权因子,为0或正的常数; r_1 、 r_2 为 $[0, 1]$ 之间的随机数; w 为惯性权重,按式(13)变换提高搜索能力:

$$w = w_{max} - Z^2 (w_{max} - w_{min}) / Z_{max}^2 \quad (13)$$

式中, Z 为当前迭代次数, Z_{max} 为算法设定的最大迭代次数, w_{max} 、 w_{min} 一般取0.9和0.4。

将自适应粒子群算法用于切削稳定性叶瓣图绘制中,以切削深度作为粒子位置,其与当前位置计算的极限切削深度的差值作为适应度函数。在每次迭代中,基于粒子当前位置 a_p 和已知的切削条件 n 、 a_e 、 f_z ,获取对应的刀尖频响函数和切削力系数作为ZOA颤振预测模型的输入,计算当前位置的极限切削深度以及适应度值;同时以具有较小适应度值的位置更新个体和群体极值,并根据式(12)确定下一次迭代计算的粒子位置。当适应度值满足约束条件时停止搜索,对应的群体极值 G_{best} 即为当前转速下的实际极限切削深度。为在全转速范围内绘制切削稳定性叶瓣图,以20 r/min为间隔将转速空间离散化,针对每一个转速搜寻其对应的极限切削深度,获取修正后的叶瓣图,具体流程如图4所示。

3.2 切削稳定性分析实例

3.2.1 切削力系数响应面建模

切削实验采用刀具直径为20 mm的4齿立铣刀,工件材料为45钢。采用测力仪Kistler-9257B获取各向切削力信号。以主轴转速 n 、切削深度 a_p 、切削宽度 a_e 、每齿进给量 f_z 为试验因素,每个因素确定5个水平,生成4因素全因子中心复合试验设计表如表1所示。针对每一组实验方案进行顺铣实验,根据各工况下切削力分量实验值,结合式(4)计算表1所示的切削力系数,以此在MATLAB软件中由式(8)计算出式(14)所示的系数矩阵 β :

$$\beta = \begin{bmatrix} -0.43 & -0.53 & -0.62 & 0.34 & 1.83 & 0.48 & 1.75 & 0.28 & -0.89 & -1.14 & -0.55 & 0.34 & 0.20 & -0.81 & -0.55 \\ -1.26 & -0.07 & -0.47 & -0.32 & 0.57 & 0.60 & 1.50 & 0.97 & 0.03 & 0.14 & 0.31 & -0.55 & -0.04 & -0.59 & -0.34 \end{bmatrix}^T \quad (14)$$

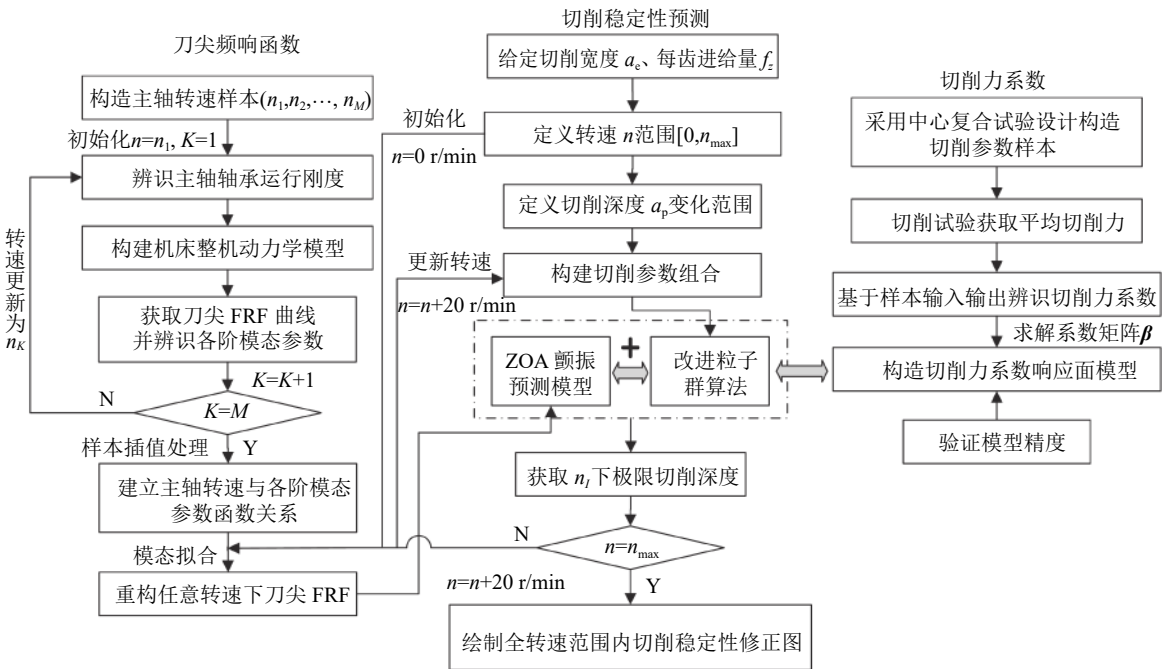


图 4 切削稳定性叶瓣修正图绘制流程

Fig. 4 Flow for predicting the machining stability lobe

表 1 基于中心复合实验设计的切削实验汇总

Tab. 1 Arrangements of the cutting experiments

序号	转速/ mm	切削深度/ mm	切削宽度/ mm	每齿进给 量/mm	切削力系数/ (N·mm ⁻²)	
					切向	径向
1	12 000	4	0.03	10	1 974	887
2	9 000	3	0.12	8	2 016	968
3	6 000	2	0.03	6	1 848	793
4	12 000	2	0.09	6	1 987	867
5	12 000	4	0.09	6	2 001	889
6	9 000	3	0.06	8	1 963	926
7	9 000	3	0.06	8	1 960	920
8	6 000	2	0.03	10	1 884	852
9	9 000	3	0.06	8	1 982	927
10	6 000	4	0.03	10	1 964	903
11	9 000	3	0.06	8	1 975	919
12	6 000	2	0.09	6	1 947	898
13	6 000	2	0.09	10	1 954	910
14	12 000	4	0.03	6	1 967	816
15	12 000	2	0.03	10	1 990	865
16	9 000	3	0.01	8	1 890	856
17	9 000	5	0.06	8	2 012	960
18	9 000	3	0.06	4	1 987	877
19	6 000	4	0.03	6	1 883	836
20	12 000	2	0.09	10	1 964	924
21	15 000	3	0.06	8	1 988	812
22	12 000	4	0.09	10	1 986	932
23	9 000	3	0.06	8	1 989	917
24	9 000	3	0.06	12	2 005	948
25	4 000	3	0.06	8	1 939	876
26	6 000	4	0.09	6	2 013	884
27	12 000	2	0.03	6	1 949	741
28	9 000	3	0.06	8	1 989	923
29	9 000	1	0.06	8	1 942	894
30	6 000	4	0.09	10	2 040	948
31	9 000	3	0.06	8	1 982	925

采用式(9)计算的均方根误差相对值 $RMSE$ 分别为0.010 4、0.014 7, 决定系数 R^2 分别为0.951、0.942, 表明建立的切削力系数响应面模型拟合精度较高。任选一组切削参数($n=5\,000\text{ r/min}$, $a_p=4\text{ mm}$, $a_e=6\text{ mm}$, $f_z=0.02\text{ mm}$), 基于该响应面模型计算的铣削力系数 K_t 、 K_r 为1 877、798 N/mm², 用于仿真该工况下的铣削

力变化曲线。对比图5(a)与图5(b), 仿真结果与实测铣削力的变化趋势较为吻合、相对误差小于20%, 进一步验证预测模型的有效性。

3.2.2 刀尖频响函数重构

以主轴转速0~15 000 r/min为研究对象, 形成转速样本信息。主轴轴承型号为NSK7012C, 根据课题

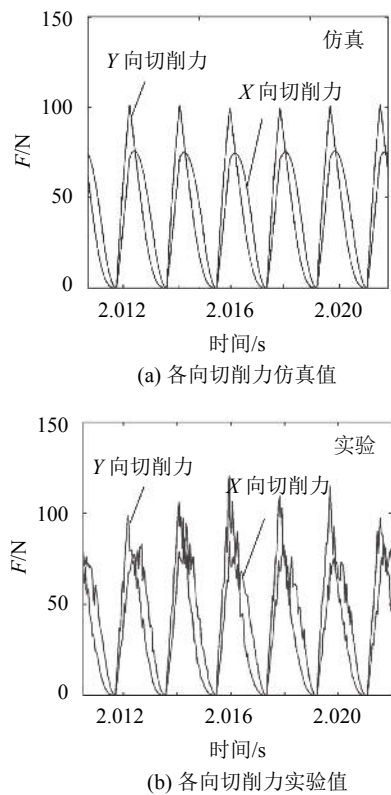


图5 切削力仿真与实验值

Fig. 5 Simulated and tested value of cutting forces

组前期研究成果^[13], 计算的各转速下轴向与径向轴承运行刚度如图6所示。将各刚度值的机床整机有限元模型中, 得到x、y向的刀尖频响函数。以8 000 r/min为例, 对应的轴向、径向刚度为 4.25×10^7 、 3.28×10^8 N/mm²; 采用ANSYS软件获取的x向刀尖频响函数如图7所示。根据频响函数曲线的实部和虚部信息, 在0~4 000 Hz范围内按式(2)~(3)共辨识3阶模态参数(如表2所示)。

表2 辨识的模态参数

Tab. 2 Identified modal parameters

阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%	模态刚度/(N·m ⁻¹)
1	646	0.196	2.36×10^7
2	1 428	0.20	3.28×10^7
3	1 824	0.16	2.44×10^8

综合分析转速样本对应的刀尖频响函数曲线, 主轴转速仅影响各阶模态参数的数值, 并未改变模态的阶数。因此, 在MATLAB中针对主轴转速和前3阶x、y向的各模态参数对应地进行线性插值处理, 得到任意转速下的各阶模态参数。

3.2.3 切削稳定性实例计算

针对机床常用加工工艺, 给定切削宽度 $a_e=6$ mm、每齿进给量 $f_z=0.02$ mm。在MATLAB中以主轴转速

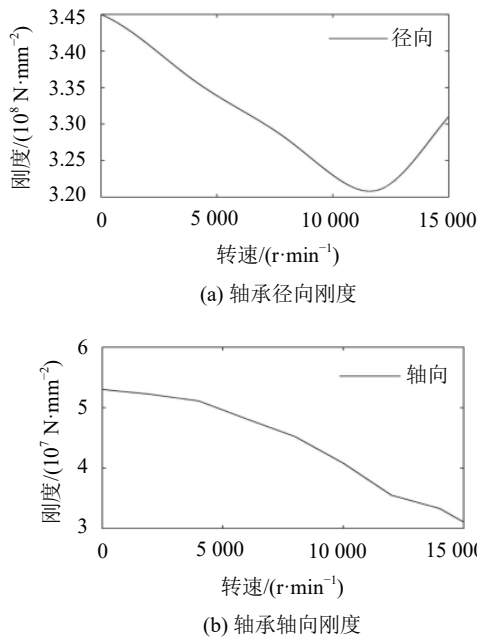


图6 整机动力学模型及刚度与主轴转速关联关系

Fig. 6 Relationship between the stiffness and spindle speed for the whole machine tool dynamic model

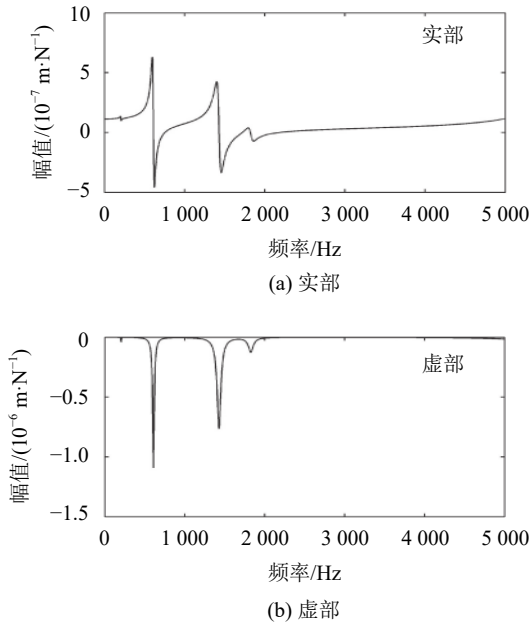


图7 8 000 r/min对应的刀尖频响函数

Fig. 7 FRFs at the tool tip related to 8 000 r/min

n ([0, 15 000] r/min)的线性递增($\Delta n=20$ r/min)作为初始主体循环条件, 将自适应粒子群算法融入主体循环程序, 并初始化粒子群数目为100, 迭代次数为400, $w_{\max}$ 与 $w_{\min}$ 初始值为0.9和0.4; 同时将第3.2.1节、第3.2.2节描述的模态参数计算方法和切削力系数响应面模型封装为函数, 并以转速和粒子位置作为输入参数调用各函数, 返回关联的各阶模态参数与切削力系数, 作为ZOA颤振预测模型的输入。整个循环流程在MATLAB软件中实现, 其数据流如图8所示。

根据输出的各转速及其对应的极限切削深度,绘制图9所示的叶瓣图。对比修正后的叶瓣图与采用机床静止时刀尖频响函数绘制的标准叶瓣图:在低速段,因为主轴转速效应对刀尖点频响函数的影响较小,两叶瓣图预测的极限切削深度误差较小;随着主轴转速增加,主轴轴承总体刚度急剧下降,改变刀尖频响函数的固有频率和模态刚度,导致修正后叶瓣图的极限切削深度值相比标准叶瓣图的预测结果大幅降低。

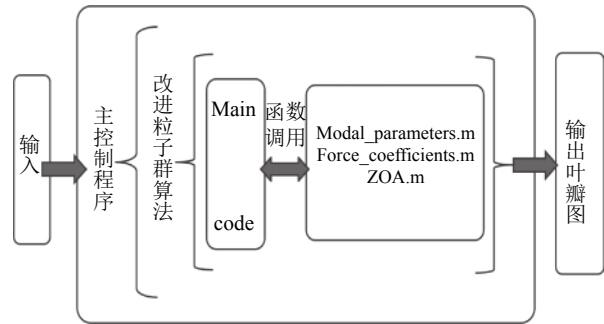


图 8 MATLAB数据流

Fig. 8 Data stream in the MATLAB software

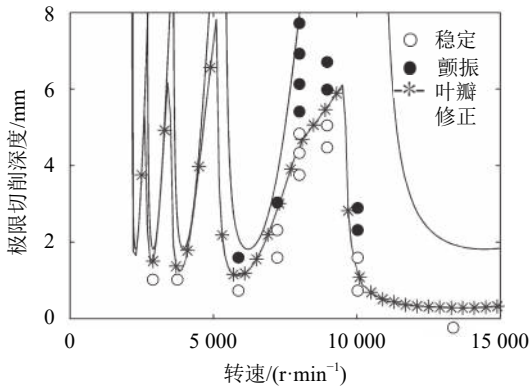
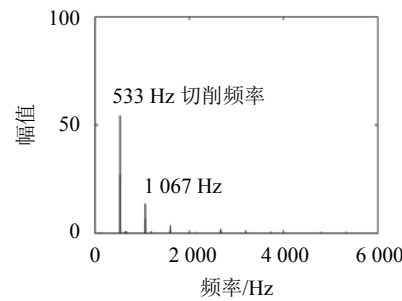


图 9 切削稳定性叶瓣修正图

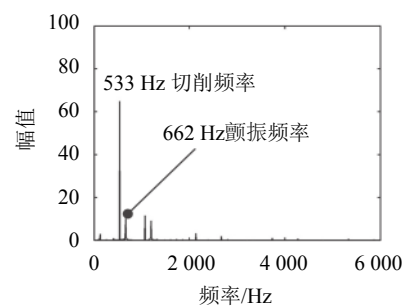
Fig. 9 Machining stability lobe diagram

根据图9选择几组切削参数进行切削实验,实验中采用Kistler测力仪获取各向切削力信号,通过对比分析各切削深度下的切削力频谱,确定颤振初始发生时的切削深度^[14]。综合图9可以看出,发生颤振部位均位于修正后的叶瓣曲线上部,曲线下部分在整个加工过程中没发生颤振;然而对于标准叶瓣图,在叶瓣曲线下部已经出现了颤振。以图9中8 000 r/min对应的极限切削深度预测值4.45、7.97 mm为例,当实验中切削深度为4.64 mm时,获得的切削力频谱为图10(b),图10中不仅可观察到刀齿切削频率,还可观察到峰值较小的颤振频率662 Hz,表明工艺系统在第一阶模态附近已出现轻微颤振;当切削深度为7.86 mm时,对应的切削力频谱为图10(c),此时颤振频率653 Hz对应的幅值明显高于刀齿切削频率,表明已产生较严重的颤振现象。由此可见,虽然修正图

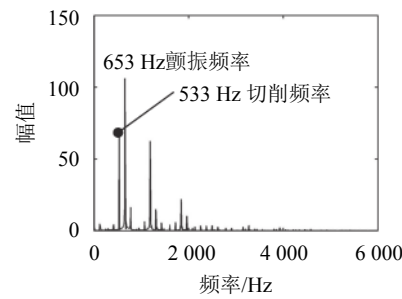
预测的切削深度值与实际值仍存在一定误差,但其精度仍高于标准叶瓣图。



(a) 无颤振时切削力频谱分析



(b) 颤振初始发生时切削力频谱分析



(c) 严重颤振出现时削力频谱分析

图 10 切削力信号频谱分析

Fig. 10 Frequency spectrum analysis of cutting force signal

4 结 论

融合切削参数对机床动力学特性和切削力系数的影响,提出了一种面向机床运行状态的切削稳定性预测方法,并将该方法运用到立式加工中心实际切削工序中,通过切削力信号的频谱分析验证了理论方法和仿真结果的有效性。

1)将不同转速下的主轴轴承刚度写入机床动力学模型中进行有限元分析,获取刀尖点频响函数及其对应的各阶模态参数,通过建立模态参数的样本信息,结合模态拟合法和插值算法即可重构任意转速下的刀尖频响函数,有利于更准确描述机床加工时工艺系统的动力学特性。

2)采用全因子实验设计方法和多元回归技术建立切削力系数的响应面预测模型,涵盖了不同切削

用量随机组合下的切削力系数辨识,克服了传统切削稳定性分析采用恒定平均切削力系数的不足。

3)以重构的刀尖频响函数和切削力系数响应面模型作为传统切削稳定性预测模型的输入,并结合自适应粒子群算法,可获取修正后的稳定性叶瓣图,为更全面和更准确地进行无颤振切削参数合理选择提供理论依据和数据支持。

参考文献:

- [1] Liang Ruijun, Ye Wenhua, Huang Xiang. Three-dimensional stability predication for milling process[J]. *Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition)*, 2011, 43(3): 219–224. [梁睿君, 叶文华, 黄翔. 铣削加工3维稳定性预测[J]. *四川大学学报(工程科学版)*, 2011, 43(3): 219–224.]
- [2] Chi Yulun, Li Haolin. Determination of chatter stability field lobe diagrams for a milling processing[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(4): 90–93. [迟玉伦, 李郝林. 铣削颤振稳定域叶瓣图确定方法研究[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(4): 90–93.]
- [3] Wang Bo, Sun Wei, Wen Bangchun. Stability prediction and influence factors analysis of high-speed spindle system[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(21): 18–24. [汪博, 孙伟, 闻邦椿. 高速主轴系统切削稳定性预测及影响因素分析[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(21): 18–24.]
- [4] Cao Hongrui, Chen Xuefeng, He Zhengjia. Modeling of spindle-process interaction and cutting parameters optimization in high-speed milling[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(5): 161–166. [曹宏瑞, 陈雪峰, 何正嘉. 主轴-切削交互过程建模与高速铣削参数优化[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(5): 161–166.]
- [5] Liu Yu, Wang Zhenyu, Liu Kuo, et al. Chatter stability prediction in milling using time-varying uncertainties[J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2016, 89(9): 2627–2636.
- [6] Long Xinhuan, Meng Dehao, Chai Yingang. Effects of spindle speed-dependent dynamic characteristics of ball bearing and multi-modes on the stability of milling processes[J]. *Meccanica*, 2015, 50(12): 3119–3132.
- [7] Özşahin O, Budak E, Özgüven H N. In-process tool point FRF identification under operational conditions using inverse stability solution[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2014, 89: 64–73.
- [8] Grossi N, Sallèse L, Scippa A, et al. Chatter stability prediction in milling using speed-varying cutting force coefficients[J]. *Procedia Cirp*, 2014, 14: 170–175.
- [9] Tian Fengjie, Qi Genxiang. Study of cutting force coefficients identification aiming at milling process of die steel NAK80[J]. *Tool Engineering*, 2015(2): 12–15. [田凤杰, 齐根想. NAK80模具钢铣削加工过程中切削力系数识别[J]. *工具技术*, 2015(2): 12–15.]
- [10] Deng Congying, Yin Guofu, Fang Hui, et al. Optimal configuration of dynamic stiffness of machine tool joints based on orthogonal experiment[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(19): 146–153. [邓聪颖, 殷国富, 方辉, 等. 基于正交试验的机床结合部动刚度优化配置[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(19): 146–153.]
- [11] Yin Didi, Gao Naiyun, Gao Menghong, et al. Optimization of pre-treatment of Taihu Lake water with response surface methodology[J]. *Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition)*, 2015, 47(1): 192–199. [殷娉娉, 高乃云, 高梦鸿, 等. 响应面分析法优化太湖原水作为水厂水源的预处理工艺[J]. *四川大学学报(工程科学版)*, 2015, 47(1): 192–199.]
- [12] Deng Congying, Liu Yun, Yin Guofu, et al. Research on machine tool spatial dynamic characteristics based on response surface method[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2017, 49(4): 211–218. [邓聪颖, 刘蕴, 殷国富, 等. 基于响应面方法的数控机床空间动态特性研究[J]. *工程科学与技术*, 2017, 49(4): 211–218.]
- [13] Hu Teng, Yin Guofu, Sun Mingnan. Dynamic performance of a shaft-bearing system with centrifugal force and gyroscopic moment effects[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(8): 100–108. [胡腾, 殷国富, 孙明楠. 基于离心力和陀螺力矩效应的“主轴-轴承”系统动力学特性研究[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(8): 100–108.]
- [14] Guan Yueqi, Wei Kexiang, Zhang Wenming, et al. Stability analysis and experimental research for three-dimensional dither in processing of high speed milling[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(4): 192–197. [关跃奇, 魏克湘, 张文明, 等. 高速车铣加工三维颤振的稳定性分析与试验研究[J]. *振动与冲击*, 2017, 36(4): 192–197.]

(编辑 黄小川)

引用格式: Deng Congying, Miao Jianguo, Yin Guofu, et al. Study on prediction of machining stability for machine tool under operational state[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2019, 51(3): 184–191. [邓聪颖, 苗建国, 殷国富, 等. 面向数控机床运行状态的切削稳定性预测研究[J]. *工程科学与技术*, 2019, 51(3): 184–191.]