

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.050

基于结构-整机性能映射模型的机床薄弱件结构优化方法

杨勇^{1,2} 孙群³ 沈晔湖^{1,2} 蔡晓童^{1,2} 李华^{1,2} 张子钺^{1,2}

(1. 苏州科技大学机械工程学院, 苏州 215009; 2. 苏州科技大学苏州市精密与高效加工技术重点实验室, 苏州 215009;
3. 上海电机学院机械工程学院, 上海 201306)

摘要: 提出了一种基于结构-整机性能映射模型的机床薄弱件结构优化方法。首先,通过机床动静特性分析确定薄弱结构部件。其次,提出基于扩展常数自组织选取椭圆基函数(Elliptical basis function, EBF)的结构-动静性能映射元模型建模方法;对椭圆基函数神经网络进行改进,提出基于扩展常数自组织选取的EBF建模方法,通过扩展系数的自组织选取以确定不同椭圆基函数合理的参与度与重叠性,避免所有椭圆基函数图形偏平或偏尖而影响EBF建模精度;基于改进后的椭圆基函数神经网络构建薄弱件结构-整机动静态性能映射元模型。通过实例样本数据检验得到,所构建的机床实例映射元模型计算结果与实际值之间的误差检验复相关系数均在0.995以上,说明了该结构-整机性能映射元模型构建方法的正确性。在此基础上,根据上述薄弱件结构-整机动静态性能映射关系,以整机动静态性能为评价指标,以薄弱结构部件为优化对象,基于多目标优化算法,实现面向机床整机性能的薄弱件结构优化。

关键词: 机床; 薄弱件结构; 整机性能; 优化

中图分类号: TH122; TG502.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)12-0420-09

Structure Optimization Method of Machine Tool Weak Part Based on Mapping Model between Structure and Whole Machine Performance

YANG Yong^{1,2} SUN Qun³ SHEN Yehu^{1,2} CAI Xiaotong^{1,2} LI Hua^{1,2} ZHANG Ziyue^{1,2}

(1. College of Mechanical Engineering, Suzhou University of Science and Technology, Suzhou 215009, China

2. Key Laboratory for Precision and Efficient Processing Technology,
Suzhou University of Science and Technology, Suzhou 215009, China

3. College of Mechanical Engineering, Shanghai Dianji University, Shanghai 201306, China)

Abstract: A structure optimization method of machine tool weak part based on mapping model between structure and whole machine performance was proposed. In this method, firstly the structure weak component was determined by the dynamic and static characteristics analysis of machine tools. Secondly, the structure-performance mapping modeling method based on elliptical basis function (EBF) neural network, whose extended constant was selected adaptively, was proposed. In this section, the elliptical basis function neural networks was modified and improved, and the EBF modeling method based on self-adaptive extended constant was proposed. The self-organizing selection of expansion coefficients was used to determine the reasonable participation and overlap of different elliptic basis functions, and it can avoid all elliptical basis functions from too flatting or too slant effectively, which may affect the accuracy of EBF modeling. Then, the structure-performance mapping model based on improved elliptic basis function neural network was structured. Also the validity and correctness of the mapped model was verified based on the sample data; the correlation coefficients between actual values and calculation results from mapped model were all above 0.995. Thirdly, on the above basis, according to the physical mapping relation between structure and static/dynamic performance of the whole machine tool, considering the effect of boundary constraint of the whole assembly, by taking dynamic and static performances as evaluation, and choosing the structure of weak component as the optimization object, based on multi-objective

收稿日期: 2018-04-08 修回日期: 2018-05-15

基金项目: 国家自然科学基金项目(51805346)和国家科技重大专项(2012ZX04005031)

作者简介: 杨勇(1985—),男,讲师,博士,主要从事机床动态特性优化研究, E-mail: yangyong5114360@163.com

通信作者: 李华(1961—),男,教授,博士,主要从事精密与超精密制造技术研究, E-mail: lihua@mail.usts.edu.cn

optimization algorithm, the optimization of weak structure part and the whole dynamic performance of machine tool were realized finally. After optimization, the center point deformation of tool was reduced by 12.8%, the mass of structure part was reduced by 9.7%, while the first order natural frequency of the whole machine tool was increased by 6.9%.

Key words: machine tool; structure of weak part; performance of whole machine; optimization

0 引言

随着市场发展及汽车、船舶、军工等行业需求的不断提高,其对现代数控机床性能提出了更高的要求^[1-3],而通过其结构部件的优化设计来提高机床性能一直是相关研究的热点^[4-6]。

根据机床结构部件优化设计方法中优化目标评价尺度的不同,可以将机床结构部件优化设计方法大致分为两类:第 1 类是以结构件自身性能作为结构优化评价指标,采用元结构法^[7-8]、灵敏度分析法^[9]、仿生法^[10-11]、拓扑法^[12-13]等,面向结构件自身动静性能进行结构件优化设计。第 2 类是以机床整机动静性能等作为评价指标,面向整机性能进行结构部件的优化设计^[5,14-16]。

在第 1 类研究中,由于其仅针对单个机床结构件自身动静性能且在非实际装配条件下对结构件优化设计,忽略了装配边界约束影响,边界条件设置不准确,无法判定结构件在装配约束工况下的结构性能;此外,数控机床整机包含有多个结构部件,无法通过单个结构部件性能优化精确反映整机性能;且优化结构对象的选取存在一定的盲目性,无法判定该结构件是否属于整机薄弱环节,优化效率偏低。

在第 2 类研究中,部分研究通过对整机的动静性能分析,找出其薄弱结构部件,并通过对该薄弱结构件的优化设计实现整机性能的改善。这种基于整机分析对结构件指导优化的思路可以有效提高优化效率。但因其无法构建装配工况下薄弱结构件参数与整机性能之间的映射关系,其在整机分析确定薄弱结构件的基础上,仍然只能选取薄弱结构件自身动静性能作为结构件优化评价指标,对薄弱结构件进行类似于第 1 类方法的孤立式结构优化,依然无法真正实现面向整机性能的薄弱件结构优化设计。

此外,部分商用软件^[17]可以实现整机装配约束工况下对特定部件的结构优化设计,但其优化评价指标选择多受限于软件本身,且随着产品复杂程度的不断增加,整个优化过程十分耗时甚至无法实现,其普适性受到一定制约。

针对上述问题,本文提出一种基于结构-整机性

能映射元模型的机床薄弱件结构优化方法。该方法首先通过机床整机性能分析确定薄弱结构部件。其次,提出基于扩展常数自组织选取椭圆基函数(Elliptical basis function, EBF)的结构-动静态性能映射元模型建模方法,对 EBF 神经网络进行改进,提出基于扩展常数自组织选取的 EBF 建模方法,通过扩展系数的自组织选取确定不同椭圆基函数合理的参与度与重叠性,避免所有椭圆基函数图形偏平或偏尖而影响 EBF 建模精度;基于改进后的椭圆基函数神经网络构建薄弱件结构-整机动静态性能映射元模型。通过实例样本数据验证该映射元模型有效性和可靠性。在此基础上,根据上述薄弱件结构-整机动静态性能映射关系,以薄弱结构部件为优化对象,以整机动静态性能为评价指标,以期实现面向机床整机动静态性能的薄弱结构部件结构优化。

1 基于动静特性分析的机床薄弱结构件确定

通过有限元方法构建机床结构力学分析模型,并对其进行动静特性分析,确定薄弱结构部件,以进一步实现基于结构-整机性能映射元模型的机床薄弱件结构优化,并且将此分析结果作为约束条件,确保优化后机床的动静性能优于优化前。

以某型号机床为例,基于商用有限元软件构建该机床有限元模型,床身、主轴箱、床鞍、刀架等部件采用三维实体单元进行建模,采用灰铸铁材料,弹性模量为 118 GPa,泊松比为 0.28,密度为 7 200 kg/m³,其他构件为结构钢材料,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,密度为 7 800 kg/m³。由于机床结构复杂,存在如小倒角、小圆角、螺纹孔、高度较小的阶梯结构等细微结构,为便于网络划分,可以将其去除。主轴箱和床身采用固定连接,床鞍与床身之间采用导轨滑块进行连接,通过查询产品零件技术参数手册,可得其导轨滑块切向、垂向刚度分别为 5.66×10^9 、 3.76×10^9 N/m,刀架与床身之间采用导轨滑块进行连接,其导轨滑块切向、垂向刚度分别为 1.73×10^8 、 1.38×10^8 N/m,实际建模中采用切向弹簧和垂向弹簧进行模拟,该机床结构整体有限元模型见图 1。

采用指数模型对切削力进行推导计算,其模型为^[18]

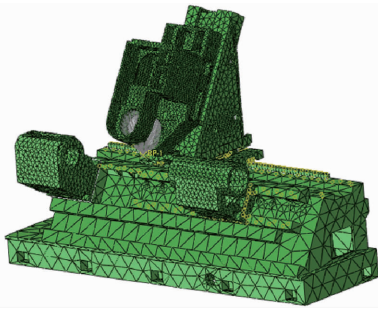


图 1 某型号机床结构整体有限元模型

Fig. 1 Integral finite element model of one machine tool structure

$$\begin{cases} F_c = C_{F_c} a_p^{x_{F_c}} f^{y_{F_c}} v_c^{n_{F_c}} K_{F_c} \\ F_p = C_{F_p} a_p^{x_{F_p}} f^{y_{F_p}} v_c^{n_{F_p}} K_{F_p} \\ F_f = C_{F_f} a_p^{x_{F_f}} f^{y_{F_f}} v_c^{n_{F_f}} K_{F_f} \end{cases} \quad (1)$$

式中 F_f ——牵引切削力
 F_p ——背向切削力
 F_c ——主切削力 a_p ——切削深度
 v_c ——切削速度 f ——进给速度
 C_{F_c} 、 C_{F_p} 、 C_{F_f} ——切削系数,根据加工条件决定
 x_{F_c} 、 y_{F_c} 、 n_{F_c} ——各因素对切削力的影响程度指数
 K_{F_c} 、 K_{F_p} 、 K_{F_f} ——不同加工条件对各切削分力的影响修正系数

一般在粗加工时切削力大,故按粗加工情况进行切削力计算,根据该机床产品的切削指导手册,将执行粗加工的参数代入式(1)进行计算,其中所选的切削用量参数为 $a_p = 3 \text{ mm}$ 、 $f = 0.3 \text{ mm/r}$ 、 $v_c = 325 \text{ m/min}$,最终得 $F_c = 1\,427.5 \text{ N}$ 、 $F_p = 1\,063.4 \text{ N}$ 、 $F_f = 1\,159.7 \text{ N}$,在进行静态特性分析时,将该载荷施加在刀具中心点位置处。

对其进行动静态特性分析,计算得到静载变形云图如图 2 所示,其中刀具中心点变形量为 $21.2 \mu\text{m}$,通过模态分析计算得到机床的前 3 阶固有频率及振型描述见表 1,其中第 1 阶振型云图见图 3。从动态特性的振型描述及振型云图可以看出,低阶振型多表现为床鞍及其所承载托架跟随其

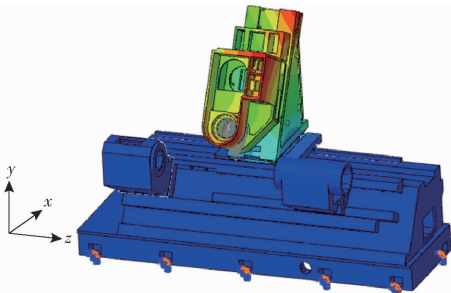


图 2 静力变形云图(刀具中心点变形量为 $21.2 \mu\text{m}$)

Fig. 2 Cloud chart of static deformation (tool center deformation was $21.2 \mu\text{m}$)

产生的运动,由此可确定床鞍即为对低阶振型影响程度大的结构件。

表 1 前 3 阶固有频率及其振型描述

Tab. 1 The first three orders natural frequencies and their vibration modes description

阶次	固有频率/Hz	振型描述
第 1 阶	36.62	床鞍及其所承载托架绕 z 轴摆动
第 2 阶	47.23	床鞍及其所承载托架绕 x 轴摆动
第 3 阶	72.75	床鞍及其所承载托架绕 y 轴摆动,刀架绕 z 轴发生摆动

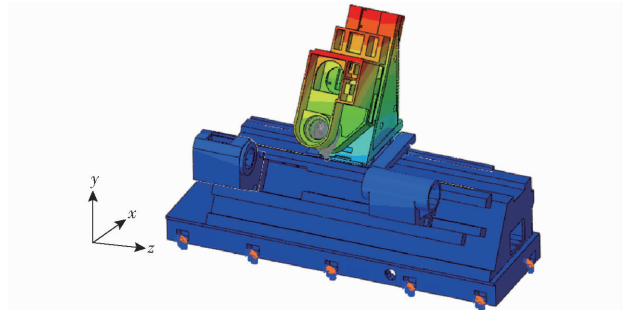


图 3 第 1 阶振型云图(36.62 Hz)

Fig. 3 The first order vibration mode (36.62 Hz)

2 基于扩展常数自组织选取 EBF 的动静态性能结构映射元模型建模

2.1 基于扩展常数自组织选取的改进 EBF 建模

设 $x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_N$ 为输入样本,且 $x_i = (x_i^{(1)}, x_i^{(2)}, \dots, x_i^{(i)}, \dots, x_i^{(n)})^T$,其中 N 为输入样本点个数, n 为设计变量数,已知样本点输出值为 $y(x_i)$,设待求未知量为 x ,选取输入样本点为基函数中心,待求未知量对应的输出值 $\hat{y}(x)$ 可以由 x 到基函数中心 x_j 之间马氏距离为自变量的基函数线性加权组合而成,即

$$\hat{y}(x) = \sum_{j=1}^N \lambda_j g_j(\|x - x_j\|_m) + \lambda_{N+1} \quad (2)$$

将 λ 写作 $\lambda = (\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{N+1})$, $g_j(\|x - x_j\|_m)$ 为椭圆基函数,可写作 $g_j(x)$, $\|x - x_j\|_m$ 为马氏距离。

对于 N 个输入输出样本 $(x_i, y(x_i)) (i = 1, 2, \dots, N)$,式(2)应满足

$$\begin{cases} y(x_1) = \sum_{j=1}^N \lambda_j g_j(\|x_1 - x_j\|_m) + \lambda_{N+1} \\ \vdots \\ y(x_i) = \sum_{j=1}^N \lambda_j g_j(\|x_i - x_j\|_m) + \lambda_{N+1} \\ \vdots \\ y(x_N) = \sum_{j=1}^N \lambda_j g_j(\|x_N - x_j\|_m) + \lambda_{N+1} \end{cases} \quad (3)$$

将式(3)写作矩阵形式

$$\mathbf{Y} = \mathbf{G}\boldsymbol{\lambda}^T + \lambda_{N+1}\mathbf{E} \quad (4)$$

$$\text{其中 } \mathbf{G} = \begin{bmatrix} g_1(\mathbf{x}_1) & \cdots & g_N(\mathbf{x}_1) \\ \vdots & & \vdots \\ g_N(\mathbf{x}_1) & \cdots & g_N(\mathbf{x}_N) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{Y} = [y(\mathbf{x}_1) \quad \cdots \quad y(\mathbf{x}_i) \quad \cdots \quad y(\mathbf{x}_N)]^T$$

$$g_j(\mathbf{x}_i) = g_j(\|\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_j\|_m)$$

式中 \mathbf{E} ——单位向量

因待求加权系数向量 $\boldsymbol{\lambda}$ 包含 $N+1$ 个变量,因此增加约束方程,令

$$\sum_{j=1}^N \lambda_j = 0 \quad (5)$$

若在椭圆基函数 $g_i(\mathbf{x}_j) = g_i(\|\mathbf{x}_j - \mathbf{x}_i\|_m)$ 确定的情况下,联立式(4)、(5)便可以求解得到线性加权系数向量 $\boldsymbol{\lambda} = (\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{N+1})$ 。因 Multiquadric 函数具有全局性估计的特点,求解时选取其作为椭圆基函数,将其写为

$$\begin{cases} g_j(\mathbf{x}) = (\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_j\|_m^2 + \sigma_j^2)^{1/2} \\ \|\mathbf{x} - \mathbf{x}_j\|_m^2 = (\mathbf{x} - \mathbf{x}_j)^T \mathbf{S} (\mathbf{x} - \mathbf{x}_j) \\ \mathbf{S} = \text{diag}(S_i) \end{cases} \quad (6)$$

式中 \mathbf{S} ——协方差矩阵

S_i —— \mathbf{S} 的对角线元素

σ_j ——扩展常数

从式(6)可以看出,椭圆基函数不仅含变量 \mathbf{x} 且包含扩展常数 σ_j ,因此在联立式(4)、(5)求解线性加权系数向量 $\boldsymbol{\lambda}$ 时必须确定扩展常数 σ_j ,扩展常数 σ_j 表征了椭圆基函数的宽度,扩展常数 σ_j 越小,椭圆基函数的宽度越小,椭圆基函数的选择性越强、参与度越大,从椭圆基函数图形来看其就越尖;反之扩展常数 σ_j 越大,基函数宽度越大,从而其选择性降低,不同基函数之间的重叠性较大,从椭圆基函数图形来看其就越平坦^[19-20]。因此,需要选取合适的扩展系数以确定不同椭圆基函数合理的参与度与重叠性,避免所有椭圆基函数图形偏平或偏尖。而通常情况下,为便于求解,常设定所有的扩展常数 σ_j 相等且根据经验进行取值,势必会造成不合理的椭圆基函数的参与度与重叠性,从而影响 EBF 建模的精度。因此,提出基于样本点数据的扩展常数自组织选取确定方法,通过样本点数据的训练学习,依赖于样本数据自身特性来选取确定扩展常数 σ_j 。

定义误差

$$e_k = |y(\mathbf{x}_k) - \hat{y}(\mathbf{x}_k)| \quad (k=1, 2, \dots, N) \quad (7)$$

将式(2)与式(6)代入式(7),可得

$$e_k =$$

$$\left| y(\mathbf{x}_k) - \left[\sum_{j=1}^N \lambda_j (\|\mathbf{x}_k - \mathbf{x}_j\|_m^2 + \sigma_j^2)^{1/2} + \lambda_{N+1} \right] \right|$$

$$(k=1, 2, \dots, N) \quad (8)$$

定义目标函数

$$\min \sum_{k=1}^N e_k = \min \sum_{k=1}^N \left| y(\mathbf{x}_k) - \left[\sum_{j=1}^N \lambda_j (\|\mathbf{x}_k - \mathbf{x}_j\|_m^2 + \sigma_j^2)^{1/2} + \lambda_{N+1} \right] \right| \quad (9)$$

将 N 个样本点数据 $(\mathbf{x}_k, y(\mathbf{x}_k))$ 代入式(9),通过样本点数据的训练学习,采用多目标优化算法可以求解得到当目标函数式(9)取得最小值时的 $\hat{\sigma}_i$,从而最终实现了基于样本点数据的扩展常数自组织选取,根据该求解结果可定义扩展系数向量 $\hat{\boldsymbol{\sigma}} = (\hat{\sigma}_1, \hat{\sigma}_2, \dots, \hat{\sigma}_i)$,并将其代入式(6),可以得到基于扩展常数自组织选取的椭圆基函数,在此基础上进一步将式(6)代入式(2)便可以得到基于扩展常数自组织选取的改进 EBF 模型。

2.2 基于改进 EBF 的动静态性能结构映射元模型构建

基于上述改进 EBF 模型,构建结构-整机性能映射关系元模型,将改进后 EBF 模型的输入向量 $\mathbf{x} = (x^{(1)}, x^{(2)}, \dots, x^{(i)}, \dots, x^{(n)})^T$ 对应于结构件的一系列结构参数变量,其中 $x^{(1)}$ 为结构件的某一结构参数变量;将改进后 EBF 模型的输出向量 $\mathbf{y}(\mathbf{x}) = (y^{(1)}, y^{(2)}, \dots, y^{(i)}, \dots, y^{(p)})^T$ 对应于一系列动静态性能评价指标,例如选取低阶固有频率作为动态性能评价指标、选取刀具中心点最大变形量作为静态变形评价指标等,其中 P 为动静态性能评价指标个数。借助基于有限元构建的机床力学分析模型,求解得到一系列结构-整机性能样本数据点 $(\mathbf{x}_i, \mathbf{y}(\mathbf{x}_i))$,即

$$\mathbf{y}(\mathbf{x}_i) = \mathbf{F}(\mathbf{x}_i) \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (10)$$

式中 $\mathbf{F}(\cdot)$ ——基于机床有限元模型的动静态特性分析求解过程

将上述得到的结构-整体性能样本数据点 $(\mathbf{x}_i, \mathbf{y}(\mathbf{x}_i))$ 代入式(4)~(6)、(9),依照前述基于扩展常数自组织选取的改进 EBF 建模方法,可优化求解得到自组织选取扩展系数及最终的基于扩展常数自组织选取的改进 EBF 模型,该模型的输入为结构参数变量,输出为整机性能评价指标,从而构建基于改进 EBF 的结构-整体性能映射关系。

综上所述,并结合 2.1 节内容,基于改进 EBF 的动静态性能结构映射元模型建模过程如图 4 所示,从图 4 可以看出,在结构-性能元模型建模的基础上,通过定义各个结构设计变量的范围、动静态性能目标函数、约束条件等,基于多目标优化算法可以实现基于动静态性能结构映射元模型的机床薄弱件结构优化。

从图 4 可以看出,动静态性能结构映射元模型

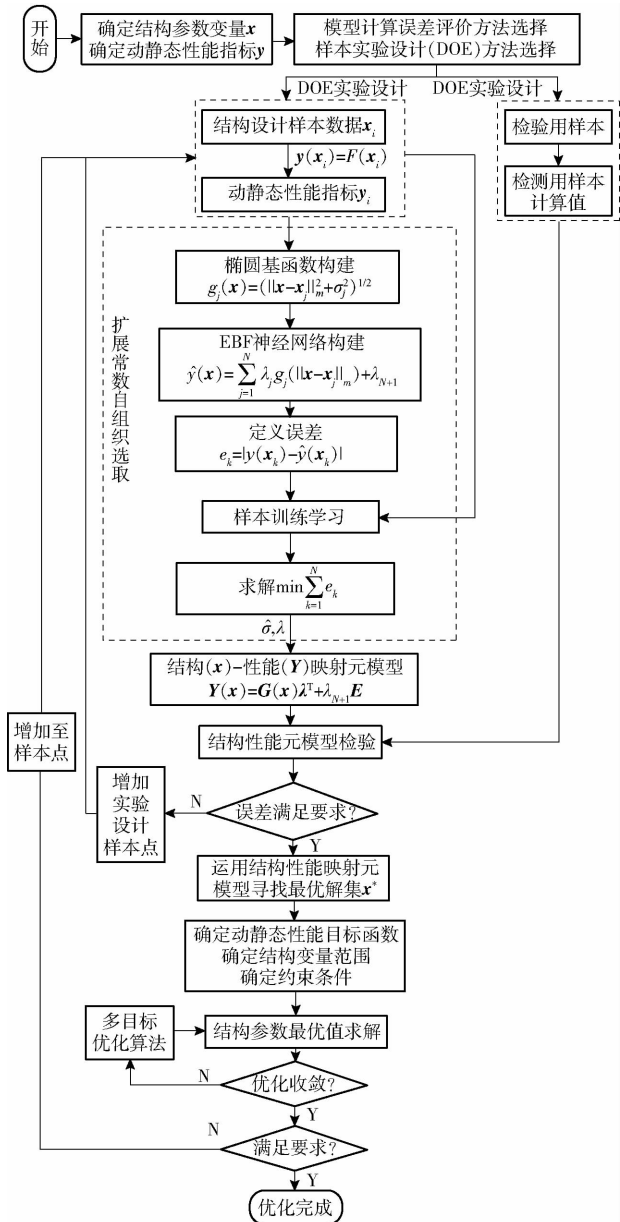


图4 动态性能结构映射元模型建模及薄弱件结构参数优化过程

Fig. 4 Mapping meta modeling between dynamic and static performance and structure and also structural parameter optimization

建模及结构参数优化过程,需要定义结构设计变量、元模型误差检测方法、样本 DOE 实验设计方法等。可以通过整机分析选取其薄弱结构部件作为设计对象;常用的元模型误差评价方法包括显著性检验、复相关系数法、均方差法 (RMSE) 等^[21-23];实验设计方法包括全因子方法、中心复合法、超拉丁方方法等^[21-23]。此外可以看出,当通过样本检测后结构性能映射元模型误差较大不满足要求时,则需要适当增加样本采集点重新构建映射关系模型,从而一定程度上实现了以尽可能少的样本点设计来建立满足误差要求的结构-性能映射元模型的目的,这对于求

解样本点实际值时需要耗费计算成本较大的情况是非常有利的。此外,不同于以往优化过程中设计响应目标函数只能选择商用软件所设置提供的目标函数类型,基于结构-整机性能映射元模型的动态性能优化过程中设计响应目标函数选取可以不受软件限制,亦可以选取其他动态性能评价指标如动态响应中的结构最大振幅、振动衰减时间等来构建该评价指标与结构之间映射关系元模型,从而进一步实现结构性能优化。

3 基于薄弱件结构-整机性能映射元模型的薄弱件结构优化

根据第2节中基于改进 EBF 的动态性能结构映射元模型建模方法,构建所研究机床实例的薄弱件结构-整机动静态性能元模型,并通过实例样本数据验证所建立映射元模型的有效性和可靠性。在此基础上,根据上述薄弱件结构-整机动静态性能映射关系,实现面向机床整机动静态性能的薄弱结构部件结构优化。

通过前述分析得到所研究实例机床薄弱件为床鞍,选取其结构参数作为设计变量,根据其结构特点选取其两侧板厚度为变量 x_1 、前侧板厚度为变量 x_2 、底板厚度为变量 x_3 、背部肋板厚度为变量 x_4 、底部肋板为变量 x_5 。两侧板、前侧板、底板、背部肋板、底部肋板具体位置如图5所示。所对应的设计变量变化范围如表2所示;选取一阶固有频率作为动态性能评价指标;选取刀具中心点变形量作为静态性能评价指标。根据前述改进 EBF 的结构-整机性能元模型建模方法,考虑装配边界约束影响,在实

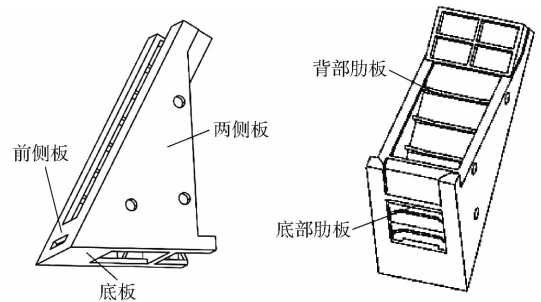


图5 机床薄弱结构部件实例

Fig. 5 Design variables for weak structural components

表2 设计变量范围

	Tab.2 Range of design variables			mm
	初始值	下限	上限	
两侧板厚度 x_1	40	30	50	
前侧板厚度 x_2	40	30	50	
底板厚度 x_3	32	22	42	
背部肋板厚度 x_4	20	10	30	
底部肋板厚度 x_5	20	10	30	

际装配条件下以整机动静态性能为评价指标,以薄弱结构部件为优化对象,基于多目标优化算法,对所研究机床实例的床鞍结构进行优化。

以优化前机床的动静态性能作为约束条件,在保证床鞍质量不多于优化前质量以及刀具中心点位移不大于优化前刀具中心点变形量的情况下,尽量使其一阶固有频率最大。定义优化问题为

$$\begin{cases} \max \{f(\mathbf{x})\} \\ \text{s. t. } \delta(\mathbf{x}) \leq \delta_0 \\ M(\mathbf{x}) \leq M_0 \\ f(\mathbf{x}) \geq f_0 \\ \mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) \\ x_{1x} \leq x_1 \leq x_{1s} \\ \vdots \\ x_{5x} \leq x_5 \leq x_{5s} \end{cases} \quad (11)$$

式中 M_0 ——床鞍初始质量,为 0.998 t

$x_{1x}, x_{2x}, \dots, x_{5x}$ ——设计变量的下限值

$x_{1s}, x_{2s}, \dots, x_{5s}$ ——设计变量的上限值

δ_0 ——初始变形量

f_0 ——初始频率

基于优化拉丁方设计方法进行试验设计,根据

优化拉丁方方法设计原理,为保证计算精度,本文选取样本点最大间隔 $\frac{1}{N-1} \max(x_{is} - x_{ix}) = 0.5 \text{ mm}$,其中 x_{is} 为第 i 个设计变量的上限, x_{ix} 为第 i 个设计变量的下限,因此 $N = 41$ 。基于式(10)借助所研究机床有限元模型求解结构设计试验样本点对应的动静态性能评价指标,提取前述定义结构设计变量与动静态性能指标,最终形成动态特性评价指标样本,限于篇幅,表 3 为部分设计变量与动静态性能指标,其中 f 为一阶固有频率, δ 为刀具中心点变形量, M 为床鞍质量。

根据第 2 节基于改进 EBF 的动静态性能结构映射元模型建模方法,按照图 4 所示的动静态性能结构映射元模型建模过程,将样本数据 $(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, y_1, y_2, y_3)$ 代入式(4)~(6)、(9),其中一阶固有频率 f 为 y_1 ,刀具中心点变形量 δ 为 y_2 ,质量 M 为 y_3 ,可得到 EBF 的动静态性能结构映射元模型加权系数向量 λ 如表 4 所示,其中 λ_i^f 为结构-频率映射元模型加权系数, λ_i^δ 为结构-刀具中心点变形量映射元模型加权系数, λ_i^M 为质量映射元模型加权系数。

表 3 结构设计变量及动静态性能指标部分样本数据

Tab. 3 Structural design variables and part of data samples of dynamic and static performance indicators

x_1/mm	x_2/mm	x_3/mm	x_4/mm	x_5/mm	f/Hz	δ/mm	M/t
41.5	48.5	26.5	15.5	28.0	36.647	0.019 517 98	1.044
49.0	44.5	39.0	22.5	25.5	36.362	0.016 624 30	1.126
30.5	36.5	38.5	21.5	27.5	38.669	0.022 951 48	0.905
46.0	39.0	25.5	13.5	12.0	37.144	0.019 106 62	1.036
36.0	36.0	27.5	25.5	10.0	38.494	0.021 273 16	0.928
48.0	42.0	26.0	26.0	12.5	37.126	0.017 305 20	1.075
35.5	33.0	29.5	12.5	13.0	38.549	0.022 090 84	0.903
35.0	43.0	22.0	16.0	16.0	38.030	0.022 489 93	0.931
48.5	45.0	33.5	11.0	22.0	36.209	0.018 405 59	1.108
50.0	41.0	24.5	19.0	23.0	36.988	0.017 068 56	1.087
38.5	41.5	22.5	25.0	26.5	37.873	0.018 815 50	0.977
41.0	43.5	36.0	10.5	11.5	36.742	0.020 880 94	1.026

得到的 EBF 动静态性能结构映射元模型协方差矩阵 S 为

$$S = \begin{bmatrix} 8.940 5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4.861 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 8.546 9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 6.435 3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.262 7 \end{bmatrix} \quad (12)$$

借助机床有限元模型求解得到的检验用样本数据(表 5)对该动静态性能结构映射元模型进行检验,从表 5 可以看出,通过结构映射元模型得到的

计算结果与实际值误差较小,采用复相关系数评价动静态结构映射元模型计算结果与真实值之间误差,通过计算可以得到其复相关系数均在 0.995 以上,说明所建立映射元模型的准确性和有效性,从而验证了该结构-整机性能映射元模型构建方法是正确的。

根据上述动静态性能结构映射元模型数学映射关系,基于多目标优化算法,对上述优化问题进行求解。图 6 为基于动静态性能结构映射元模型得到的 $x_1 - x_2 - y_1$ 和 $x_1 - x_2 - y_2$ 关系图;优化前后设计变量及动静态特性评价指标见表 6,可以看出优化后,设计变量 x_4 较初始值增加, x_1, x_2, x_3, x_5 较初始值减

表4 动静态性能结构映射元模型部分加权系数 λ

Tab.4 Weighted coefficient value of dynamic and static performance-structure mapping meta-model

i	λ_i^f	λ_i^δ	λ_i^M	i	λ_i^f	λ_i^δ	λ_i^M
1	-0.006 050	-0.000 245	-0.007 390	15	0.078 114	0.000 150	-0.001 730
2	0.170 139	3.75×10^{-5}	-0.013 440	16	0.020 261	-5.91×10^{-5}	0.002 938
3	-0.144 010	-4.57×10^{-5}	0.001 581	17	0.057 069	-0.000 901	0.000 218
4	-0.047 600	2.58×10^{-5}	-0.000 190	18	0.017 485	9.92×10^{-5}	-0.000 270
5	-0.078 040	-0.000 261	0.002 875	19	-0.000 780	0.000 102	-0.000 560
6	0.005 120	-0.000 126	0.000 329	22	-0.019 100	1.64×10^{-5}	0.002 151
7	1.134 005	-0.000 258	0.001 115	23	-0.120 030	3.98×10^{-5}	0.001 575
8	-0.072 260	0.000 141	0.003 815	24	-0.079 830	-8.73×10^{-5}	-0.004 020
9	0.068 331	-0.000 479	0.006 361	25	-0.003 620	-2.30×10^{-6}	-0.004 620
10	0.155 785	5.04×10^{-6}	-0.012 190	26	-0.239 750	-0.000 233	0.014 623
11	0.054 027	-6.33×10^{-5}	-0.009 930	27	0.116 239	-0.000 140	0.002 343
12	0.114 872	-2.28×10^{-5}	-0.003 310	28	-0.130 250	1.36×10^{-5}	-0.001 150
13	0.115 748	0.002 273	-0.006 080	29	-0.313 150	-6.20×10^{-6}	0.003 633
14	-0.071 940	4.07×10^{-5}	0.000 133	30	-0.082 800	-2.13×10^{-5}	0.012 033

表5 动静态性能结构映射元模型求解与实际值比较

Tab.5 Comparison between result from structure-performance mapping meta-model and actual value

x_1/mm	x_2/mm	x_3/mm	x_4/mm	x_5/mm	f/Hz		δ/mm		M/t	
					有限元计算	映射元模型计算	有限元计算	映射元模型计算	有限元计算	映射元模型计算
31.4	44.2	40.0	22.8	11.4	37.726	37.800	0.023 180	0.022 76	0.949 1	0.951 7
32.8	42.8	25.7	25.7	25.7	38.109	38.200	0.019 110	0.018 55	0.932 8	0.932 4
34.2	38.5	28.5	20.0	22.8	38.479	38.260	0.021 847	0.021 32	0.925 7	0.918 9
35.7	47.1	22.8	15.7	30.0	37.579	37.614	0.020 697	0.020 06	0.966 6	0.964 2
37.1	41.4	31.4	24.2	27.1	37.602	37.391	0.019 344	0.019 82	0.983 2	0.980 5
40.0	32.8	35.7	30.0	28.5	38.213	38.308	0.019 879	0.019 54	0.991 4	0.986 9
41.4	34.2	24.2	18.5	17.1	38.437	38.135	0.018 773	0.018 26	0.960 7	0.964 9
42.8	35.7	34.2	28.5	20.0	37.921	37.822	0.019 379	0.019 18	1.024 3	1.021 8
44.2	50.0	27.1	21.4	14.2	36.271	36.377	0.017 094	0.017 51	1.080 3	1.079 0

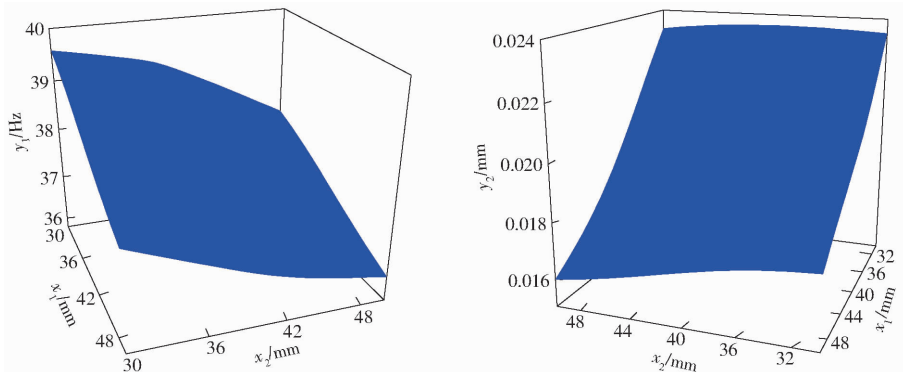
图6 基于动静态性能结构映射元模型得到的 $x_1 - x_2 - y_1$ 和 $x_1 - x_2 - y_2$ 关系图Fig.6 Relationship graph of $x_1 - x_2 - y_1$ and $x_1 - x_2 - y_2$ based on mapping meta model between structure and dynamic and static performance

表6 优化前后设计变量及动静态性能评价指标

Tab.6 Design variables and dynamic and static performance evaluation indexes before and after optimization

	x_1/mm	x_2/mm	x_3/mm	x_4/mm	x_5/mm	δ/mm	f/Hz	M/t
优化前	40	40	32	20	20	0.021 20	36.62	0.998
优化后	35.98	31.23	23.14	26.21	15.95	0.018 47	39.18	0.906
变化率/%						-12.8	6.9	-9.7

小,且其中 x_2 、 x_3 降低程度较大,优化前后刀具中心点变形量降低了 12.8%,而床鞍质量下降了 9.7%,并且整机一阶固有频率增加了 6.9%。

4 结论

(1)提出了一种基于结构-整机性能映射元模型的机床薄弱件结构优化方法。首先通过机床动静特性分析确定薄弱结构部件。其次,提出基于扩展常数自组织选取椭圆基函数的结构-动静态性能映射元模型建模方法,构建薄弱件结构-整机动静态性能物理映射关系。最后,根据上述薄弱件结构-整

机动静态性能物理映射关系,以薄弱结构部件为优化对象,基于多目标优化算法,实现面向整机动静态性能的机床薄弱件结构优化。

(2)以某型号机床为例,通过样本数据检验得到:所建立的动静态性能结构映射元模型计算结果与实际值之间复相关系数均在 0.995 以上,说明所建立映射元模型的准确性,验证了该结构-整机性能映射元模型构建方法的正确性。根据其薄弱结构件-整机性能映射关系对薄弱件优化后,刀具中心点变形量降低了 12.8%,而床鞍质量下降了 9.7%,且整机一阶固有频率增加了 6.9%。

参 考 文 献

- 1 ALTINTAS Y, BRECHER C, WECK M, et al. Virtual machine tool[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2005, 54(2): 115 - 138.
- 2 刘世豪,杜彦斌,姚克恒,等. 面向智能制造的数控机床多目标优选法研究[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(3):396 - 404. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170351&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.03.051.
- 3 LIU Shihao, DU Yanbin, YAO Keheng, et al. Multi-objective optimum seeking method of intelligent manufacturing oriented CNC machine tool[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(3):396 - 404. (in Chinese)
- 4 郭世杰,梅雪松,姜歌东,等. 数控机床几何误差相关性分析方法研究[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(10):383 - 389. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20161050&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.10.050.
- 5 GUO Shijie, MEI Xuesong, JIANG Gedong, et al. Correlation analysis of geometric error for CNC machine tool[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(10):383 - 389. (in Chinese)
- 6 黄华,张树有,何再兴,等. 基于切削动力学及其不确定特性的数控机床结构参数分析优化[J]. 振动与冲击, 2016, 35(18): 82 - 90.
- 7 HUANG Hua, ZHANG Shuyou, HE Zaixing, et al. Analysis and optimization of structural parameters of CNC machine tools based on cutting dynamics and its uncertainty[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(18): 82 - 90. (in Chinese)
- 8 刘成颖,谭锋,王立平,等. 面向机床整机动态性能的立柱结构优化设计研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3): 161 - 168.
- 9 LIU Chengying, TAN Feng, WANG Liping, et al. Research on optimization of column structure design for dynamic performance of machine tool[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(3): 161 - 168. (in Chinese)
- 10 LI B, HONG J, LIU Z. Stiffness design of machine tool structures by a biologically inspired topology optimization method[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2014, 84(6): 33 - 44.
- 11 刘成颖,谭锋,王立平,等. 考虑机床动态性能的床身元结构二次优化方法[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(11): 399 - 404. http://www.j-csam.org/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20151154&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.11.054.
- 12 LIU Chengying, TAN Feng, WANG Liping, et al. Two-level optimization method of bed unit structure considering dynamic performance of machine tool[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(11): 399 - 404. (in Chinese)
- 13 王富强,芮执元,雷春丽,等. 基于元结构的精密机床床身结构动态分析和优化[J]. 机械设计, 2012, 29(5): 93 - 96.
- 14 WANG Fuqiang, RUI Zhiyuan, LEI Chunli, et al. Structural dynamic analysis and optimization of precision machine tool bed based on meta structure[J]. Journal of Mechanical Design, 2012, 29(5): 93 - 96. (in Chinese)
- 15 郭垒,张辉,叶佩青,等. 基于灵敏度分析的机床轻量化设计[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2011, 51(6): 846 - 850.
- 16 GUO Lei, ZHANG Hui, YE Peiqing, et al. Light weight design of a machine tool based on sensitivity analysis[J]. Journal of Tsinghua University (Natural Science Edition), 2011, 51(6): 846 - 850. (in Chinese)
- 17 BAO N, MA J, ZHANG X, et al. Structural bionic lightweight design for the stiffened plate of base structure[C]//International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering, 2016:244 - 247.
- 18 YAN S, LI B, HONG J. Bionic design and verification of high-precision machine tool structures[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2015, 81: 1 - 13.
- 19 LI B, HONG J, WANG Z, et al. Optimal design of machine tool bed by load bearing topology identification with weight distribution criterion[J]. Procedia Cirp, 2012, 3(1): 626 - 631.
- 20 易继军. 结构拓扑优化方法研究及其在螺旋锥齿轮机床中的应用[D]. 长沙:中南大学, 2014.

- YI Jijun. Research on structural topology optimization method and its application in spiral bevel gear machine [D]. Changsha: Central South University, 2014. (in Chinese)
- 14 ZULAIKA J J, CAMPA F J, LACALLE L N L D. An integrated process-machine approach for designing productive and lightweight milling machines[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2011, 51(7-8): 591-604.
- 15 杨毅青, 刘强, 申江丽, 等. 基于动力学及切削特性耦合的数控机床结构设计[J]. 振动与冲击, 2013, 32(10): 198-202. YANG Yiqing, LIU Qiang, SHEN Jiangli, et al. Machine tool structure design based on the coupling analysis of dynamics and cutting performances [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(10): 198-202. (in Chinese)
- 16 于长亮, 张辉, 王仁彻, 等. 机床整机刚度薄弱环节辨识与优化方法研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(21): 11-17. YU Changliang, ZHANG Hui, WANG Renche, et al. Study on method for weak link identification of dynamic stiffness of a machine tool and optimization design[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(21): 11-17. (in Chinese)
- 17 Simulia. Tosca structure documentation 8.1 [EB/OL]. 2014.
- 18 韩步愈. 金属切削原理与刀具 [M]. 3版. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- 19 陈允平. 神经网络原理及其应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2002.
- 20 闻新. MATLAB神经网络应用设计[M]. 北京: 科学出版社, 2000.
- 21 高云凯, 孙芳, 余海燕. 基于 Kriging 模型的车身耐撞性优化设计[J]. 汽车工程, 2010, 32(1): 17-21. GAO Yunkai, SUN Fang, YU Haiyan. Crashworthiness optimization of car body based on Kriging surrogate model [J]. Automotive Engineering, 2010, 32(1): 17-21. (in Chinese)
- 22 王振国, 陈小前, 罗文彩. 飞行器多学科设计优化理论与应用研究[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- 23 SAKATA S I, ASHIDA F, ZAKO M. Approximate structural optimization using Kriging method and digital modeling technique considering noise in sampling data [J]. Computers and Structures, 2008, 86(13-14): 1477-1485.

(上接第 392 页)

- 7 SAHIN M E, OKUMUS H I. Fuzzy logic controlled parallel connected synchronous Buck DC-DC converter for water electrolysis [J]. IETE Journal of Research, 2013, 59(3): 280-288.
- 8 BINGOL O, PACACI S. A virtual laboratory for neural network controlled DC motors based on a DC-DC Buck converter[J]. International Journal of Engineering Education, 2012, 28(3): 713-723.
- 9 MAHDAVI J, NASIRI M, AGAH A. Application of neural networks and state-space averaging to DC/DC PWM converters in sliding-mode operation[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2005, 10(1): 60-67.
- 10 LIN B R, HOFT R G. Neural networks and fuzzy logic in power electronics[J]. Control Engineering Practice, 1994, 2(1): 113-121.
- 11 STEFANUTTI W, MATTAVELLI P, SAGGINI S. Autotuning of digitally controlled DC-DC converters based on relay feedback [J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2005, 22(1): 199-207.
- 12 倪雨, 许建平, 王金平, 等. 滞环调制全局滑模控制 Buck 变换器设计[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(21): 1-6. NI Yu, XU Jianping, WANG Jinping, et al. Design of global sliding mode control Buck converter with hysteresis modulation[J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(21): 1-6. (in Chinese)
- 13 NAIK B B, MEHTA A J. Sliding mode controller with modified sliding function for DC-DC Buck converter [J]. ISA Transactions, 2017, 70: 279-287.
- 14 FENG Y, YU X, MAN Z. Non-singular terminal sliding mode control of rigid manipulators [J]. Automatica, 2002, 38(12): 2159-2167.
- 15 KOMURCUGIL H. Adaptive terminal sliding-mode control strategy for DC-DC Buck converters [J]. ISA Transactions, 2012, 51(6): 673-681.
- 16 马莉, 王常青, 丁世宏, 等. Buck 型功率变换器无抖振滑模控制器设计 [J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(5): 388-394. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160553&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.05.053. MA Li, WANG Changqing, DING Shihong, et al. Design of chattering-free sliding mode controller for Buck converters [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(5): 388-394. (in Chinese)
- 17 倪雨, 许建平, 于海坤, 等. 控制受限滑模控制 Buck 变换器设计 [J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(18): 26-32. NI Yu, XU Jianping, YU Haikun, et al. Design of sliding mode control Buck converter with bounded input [J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(18): 26-32. (in Chinese)
- 18 YANG J, LI S H, YU X. Sliding-mode control for systems with mismatched uncertainties via a disturbance observer [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 60(1): 160-169.
- 19 BHAT S P, BERNSTEIN D S. Finite-time stability of continuous autonomous systems [J]. SIAM Journal on Control and Optimization, 2000, 38(3): 751-766.
- 20 LI S H, YANG J, CHEN W, et al. Disturbance observer based control: methods and applications [M]. Boca Raton: CRC Press, 2014.