doi:10.6041/j. issn. 1000-1298. 2013. 05. 050

基于 Kriging 元模型的机床进给驱动系统动态特性优化*

杨 勇1 张为民1,2 杨 涛

(1. 同济大学机械工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学中德学院, 上海 200092)

摘要:提出一种基于改进 Kriging 元模型的机床进给系统动态特性优化方法。在推导滚珠丝杠副动力学模型,建立准确进给驱动多柔体模型的基础上,在实际装配边界条件下,以立柱为设计对象,以刀具位置中心点的振动加速度最大偏离比为动态特性直观评价指标,采用可信参数更新元模型对进给系统的动态特性进行优化,在不增加质量的前提下,刀具位置中心点的进给向振动加速度最大偏离比降低了8.7%,从而最终实现立柱结构改进、伺服电动机至刀具端的进给系统的动态特性改善。

关键词: 机床 进给系统 动态特性优化 元模型

中图分类号: TH113.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2013)05-0288-06

Dynamic Characteristic Optimization of Feed System Based on Kriging Metamodel

Yang Yong¹ Zhang Weimin^{1,2} Yang Tao¹

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China

2. Chinese - German School for Postgraduate Studies, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: A dynamic characteristic optimization method of feed system based on improved Kriging metamodel was proposed. On the foundation of dynamic model derivation of screw-nut assembly and accurate multi-flexible body dynamic model of feed drive system, the dynamic characteristic of feed system was optimized by taking the Kriging metamodel based on the trust parameters update with the assessment of tool motion (maximum ratio of vibration acceleration), which adopted the column as the design object under the condition of assembly. The optimization result showed that both the structure of column and dynamic performance of feed system from motor to tool were improved.

Key words: Machine tool Feed system Dynamic characteristic optimization Metamodel

引言

机床进给驱动系统中的机械传递环节对整体进给系统动态特性有着非常重要的影响[1~7],从不同角度改善其动态性能一直受到国内外学者的关注。以往研究中多借助大型商用数值仿真与优化软件,通过反复调用仿真程序、计算、迭代、改进,最终实现机械传动部件及机械传递环节动态特性改善[8~12]。但由于大多数优化通过模态分析法在非实际装配条件下进行,边界条件设置不够准确,优化评价指标选择多受限于软件本身,且随着产品复杂性、非线性以

及内部耦合性程度不断增加,使得整个系统的优化过程十分耗时甚至无法实现,且其结果准确性、适用性与可靠性均受到一定制约[13~14]。

机床滚珠丝杠进给系统中,由伺服电动机产生的旋转运动通过滚珠丝杠转换成为立柱的平移运动,并通过立柱的连接最终转换为刀具运动,立柱作为机械传递环节中的一个重要的结构大件,同时受到进给驱动力和切削阻力的作用,其动力学性能直接影响到伺服电动机至刀具端的进给系统的动态特性及机床的加工精度。

针对上述问题,本文提出一种基于 Kriging 元模

收稿日期: 2012-05-28 修回日期: 2012-06-13

* 国家科技重大专项资助项目(2011ZX04016-021)

型的过程优化方法,并对该 Kriging 元模型进行改进,以进给系统准确的多柔体动力学模型为基础,以立柱为设计对象,在实际装配边界条件下,以刀具位置中心运动为动态特性直观评价指标,在降低优化过程计算成本,保证优化结果可靠性的同时,最终实现立柱结构改进、伺服电动机至刀具端的进给系统动态特性改善及机床加工精度的提高。

1 进给系统多柔体动力学建模

为保证优化结果的可靠性,需要建立准确的进 给系统多柔体动力学模型,以确保优化边界条件及 评价指标的准确性。

首先建立滚珠丝杠副动力学模型,对于滚珠丝杠接触副而言,其质量可以忽略^[15],在建立滚珠丝杠副动力学模型时,可只考虑结合部的刚度和阻尼特性,因此,滚珠丝杠副的动力学模型可以简化为

$$\dot{Cx}(t) + Kx(t) = Q(t) \tag{1}$$

式中 x——系统速度向量

x----系统位移向量

C---系统阻尼矩阵

K----系统刚度矩阵

Q——系统载荷向量

假设滚珠丝杠副的接触为点接触,分别用 S 和 N 来定义滚珠丝杆与螺母的接触点。在接触副刚度特性中,相比于丝杠和螺母,滚珠变形处于主导位置 [4],因此,滚珠丝杠结合副单元示意图可用图 1 表示,在实际的动力学模型建立过程中,将滚珠丝杠接触副连接简化为丝杆接触点 S 和螺母接触点 N 的关系问题。

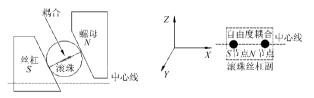


图 1 滚珠丝杠结合副示意图与简化模型 Fig. 1 Sketch map and simplification model

of ball screw assembly

假设 S 节点与 N 节点在各自由度上的相对位移为 $(x_{is}-x_{in})(i=1,2,\cdots,6)$,其中 x_{is} 、 x_{in} 分别为 S 点和 N 点在各自由度上的位移 $(i=1,2,\cdots,6)$,分析可得滚珠丝杠结合副势能 U_{SN} 由两部分组成,即

$$U_{SN} = U_{SN1} + U_{SN2} \tag{2}$$

Usm是与各自由度上的相对位移有关的势能

$$U_{SN1} = \sum_{i=1}^{6} \int_{0}^{x_{is} - x_{in}} k_{i} x dx$$
 (3)

式中 k_i 为结合副各自由度上的刚度影响系数,其物

理意义可理解为仅在S节点与N节点的i自由度方向上产生单位相对位移所需要施加的力。

 U_{SN2} 是与滚珠丝杠副牵连运动有关的势能。假设各自由度上的相对位移均按照同一比例系数 m从零增加至终值,且在某一中间值时自由度 1 和自由度 4 上的位移分别为 $m(x_{1s}-x_{1n})$ 、 $m(x_{4s}-x_{4n})$,设位移有一微小增量 Δm ,则自由度 4 上的位移引起的自由度 1 上的位移增量为 $r\Delta m(x_{4s}-x_{4n})$,其中r为旋转运动到直线运动的转换常数,此时自由度 1 上的力在该位移上的做功为

 $\Delta W = -k_1 m(x_{1s} - x_{1n}) r \Delta m(x_{4s} - x_{4n})$ (4) 位移从零到终值(m 从 0 到 1)的过程中,牵连运动势能可通过对式(4)的积分得到

$$U_{SN2} = \sum_{s} -k_1 m(x_{1s} - x_{1n}) r \Delta m(x_{4s} - x_{4n}) =$$

$$\int_{0}^{1} -k_1 m(x_{1s} - x_{1n}) r(x_{4s} - x_{4n}) dm \qquad (5)$$

因为滚珠丝杠副的接触刚度可近似认为是常数,即 k_i 大小与x无关,因此将式(3)~(5)代人式(2)整理后可得

$$U_{SN} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{6} k_i (x_{is} - x_{in})^2 - \frac{1}{2} k_1 (x_{1s} - x_{1n}) r(x_{4s} - x_{4n})$$
 (6)

依据动力学基本原理,将式(6)代人拉格朗日动力学方程进行求解,可得其刚度矩阵 K为

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{k}^* & -\mathbf{k}^* \\ -\mathbf{k}^* & \mathbf{k}^* \end{bmatrix}$$
(7)
$$\mathbf{K}^* = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & -rk_1/2 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & 0 & 0 & 0 \\ -rk_1/2 & 0 & 0 & k_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_6 \end{bmatrix}$$

可以看出该刚度矩阵具有以下性质 $[^{16-17}]$:可分块性;沿主对角线的对称性,该性质可通过功的互等定理证明。参照动力学模型坐标系(图 1 所示),分析可知: k_1 表示滚珠丝杆副的轴向刚度; $k_2 = k_3$ 表示滚珠丝杠副的径向刚度; k_4 表示滚珠丝杠副的扭转刚度; $k_5 = k_6$ 表示滚珠丝杠副的弯曲刚度; $k_e = -nk_1/2$ 表示滚珠丝杠副旋转与平移运动的耦合刚度, $k_1 \sim k_6$ 可参照文献 [4] 及赫兹弹性接触理论 $[^{18-19}]$ 进行计算。滚珠丝杠接触副的基本参数为:丝杆的公称直径 60 mm,滚珠直径 9 mm,接触压力角 45°,滚珠工作圈数 8,丝杠有效长度 $[^{105}]$ mm。滚珠丝杠接触副的接触刚度为; $[^{105}]$ mm。滚珠丝杠接触副的接触刚度为; $[^{105}]$ mm。滚珠丝杠接触副的接触刚度为; $[^{105}]$ mm。滚珠丝杠接触副的接触刚度为; $[^{105}]$ mm。滚

 $k_2 = k_3 = 8.35 \times 10^8 \text{ N/m}, k_4 = 9.4 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m/rad},$ $k_5 = k_6 = 1.73 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m/rad}, k_c = 3.94 \times 10^6 \text{ N/rad}$

同理得支撑轴承轴向刚度为 2.13 × 109 N/m. 导轨滑块的竖直刚度和切向刚度为 1.88 × 10° N/m、 1.25×10° N/m,实际动力学建模过程中,采用弹簧 单元对轴承及直线导轨进行模拟建模。

立柱的结构示意图及有限元模型见图 2.滚珠 丝杠进给系统整体模型如图 3 所示,为保证优化结 果的准确性,床身、立柱、滑枕等部件采用三维实体 单元进行建模,近似认为滚珠丝杠轴及电动机轴为 两端弹性支承且均匀材料、等圆截面的铁木辛柯梁, 采用考虑剪切变形的梁单元建模,电动机轴及滚珠 丝杠轴通过弹簧单元与床身连接以模拟轴承的支撑 作用,立柱与床身之间采用切向弹簧和垂向弹簧模 拟导轨滑块系统(保留立柱沿导轨的相对滑动自由 度).模拟实际边界条件约束床身支座的全部自由 度。

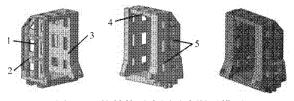


图 2 立柱结构示意图及有限元模型 Fig. 2 Structure and FEM model of column 1. 纵肋板 2. 横肋板 3. 内侧肋板 4. 顶肋板 5. 外侧肋板

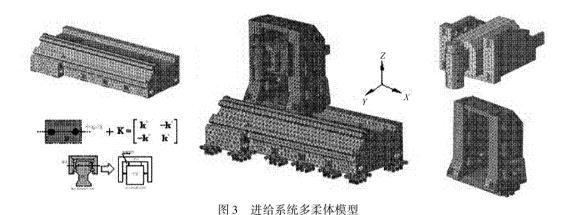


Fig. 3 Multi flexible body model of feed system

基于可信参数更新的 Kriging 元模型

设x 为待估计点, $x_1, \dots, x_i, \dots, x_N$ 为待估计点 周围的试验样本点,且 $\mathbf{x}_i = (x_i^{(1)}, x_i^{(2)}, x_i^{(3)}, \cdots, x_i^{(i)},$ $\dots, x_i^{(n)}$), N 为试验样本点数, n 为设计变量数,则试 验样本点处的观测值为 $y(x_i)$, 根据 Kriging 元模型 的基本原理,则待估计点处的预测值可以由待估计 点周围试验样本点的已知观测值加权求和得到,其 加权系数可根据无偏估计和方差最小来确定,其基 本形式为[20~21]

$$\mathbf{v}(\mathbf{x}) = \boldsymbol{\lambda}^{\mathrm{T}} \mathbf{Y}(\mathbf{x}) + \mathbf{Z}(\mathbf{x}) \tag{8}$$

其中 λ 表示待定回归系数向量,可写为: λ = $(\lambda_1, \lambda_2, \cdots, \lambda_p)^T; Y(x)$ 表示回归模型向量,可表示 为 $Y(x) = (f_1(x), f_2(x), \dots, f_p(x))^T, p$ 为回归模 型向量中的基本回归模型个数; $\lambda^{T}Y(x)$ 为全局近似 函数,Z(x)为服从正态分布的局部偏差函数,且其 具有如下性质[20~21]

$$\begin{cases}
E(\mathbf{Z}(\mathbf{x})) = 0 \\
D(\mathbf{Z}(\mathbf{x})) = \sigma^{2} \\
Cov(\mathbf{Z}(\mathbf{x}), \mathbf{Z}^{j}(\mathbf{x})) = \sigma^{2} \mathbf{R}(R(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{x}, \mathbf{x}^{j}))
\end{cases} \tag{9}$$

其中 σ^2 为方差, $R(R(\theta,x,x^i))$ 为相关函数矩阵,其

矩阵元素 $R(\theta,x,x')$ 为以相关系数待估参数向量 θ 为参数的相关函数。工程应用中常用的相关函数包 括指数函数、样条曲线函数、高斯函数等,本文采用 高斯函数为其核函数,其基本形式为

$$\begin{cases}
R(\boldsymbol{\theta}, \boldsymbol{x}, \boldsymbol{x}^{j}) = \prod_{k=1}^{n} R_{k}(\boldsymbol{\theta}, \boldsymbol{x} - \boldsymbol{x}^{j}) = \\
\prod_{k=1}^{n} \exp(-\theta_{k} (x_{k} - x_{k}^{j})^{2}) \\
\boldsymbol{\theta} = (\theta_{1}, \theta_{2}, \dots, \theta_{k})
\end{cases} (10)$$

其中 x_k 为第 k 个设计变量的第 i 组样本值。其中 θ 可通过最大似然函数的参数估计求得,当相关函数 为高斯函数时,该过程可以表示为

$$\boldsymbol{\theta} = \min(|\boldsymbol{R}|\sigma^{2n}) \tag{11}$$

其中|R|为相关函数矩阵的行列式。实际应用 过程中回归模型常作常数项处理,即令 $f_i(x)=1$,因 此 Y(x) = I, 令 Y_R 为设计样本的响应向量, $Y_R =$ $(y(x_1),y(x_2),\cdots,y(x_n))$,通过最大似然函数参数 估计可以得到 λ 和 σ^2 的预测值为 $^{[20~23]}$

$$\hat{\boldsymbol{\lambda}} = (\boldsymbol{I}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{R}^{-1} \boldsymbol{I}) \boldsymbol{I}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{R}^{-1} \boldsymbol{I}$$
 (12)
$$\hat{\boldsymbol{\sigma}}^{2} = [(\boldsymbol{Y}_{R} - \boldsymbol{I}\hat{\boldsymbol{\lambda}})^{\mathrm{T}} \boldsymbol{R}^{-1} (\boldsymbol{Y}_{R} - \boldsymbol{I}\hat{\boldsymbol{\lambda}})]/N$$
 (13)

 $\diamondsuit \mathbf{r}^{\mathrm{T}} = (R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{1}), R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{2}), \cdots, R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{N}))$, 最

终可以得到待估点 x 处的预测值为

$$\hat{\mathbf{y}}(\mathbf{x}) = \hat{\boldsymbol{\lambda}}^{\mathrm{T}} \mathbf{Y}(\mathbf{x}) + \mathbf{r}^{\mathrm{T}} \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{Y}_{R} - \mathbf{I}\hat{\boldsymbol{\lambda}})$$
 (14)

从式(8)~(14)可以看出,在试验样本点确定的情况下,只要确定最大似然函数的参数估计 θ ,便可以最终得到待估点x的预估值 $\hat{y}(x)$,而在求解最优向量 θ 的实际过程中,常需要对 θ 进行预估计,而不同的参数预估尤其在样本点不足、样本区间有所偏差的情况下,势必造成结果的局部最优性与式(14) Kriging 元模型的求解误差差异较大。为了减少 Kriging 元模型对待估点的预测误差,本文提出可信参数更新的 Kriging 元模型,实现不同的初始可信参数选择,适当抑制因样本不足、样本设计缺陷、局部寻优性等带来的不良影响,从而提高 Kriging 元模型拟合精度,改善最终优化结果的不确定性,其具体的求解过程见图4。

从图 4 可以看出优化过程开始前需要定义优化求解问题以及确定模型误差评价标准、实验设计方法。工程实际应用中,常用的元模型误差评价方法包括 update 最大绝对误差法、均方误差法(RMSE)、复相关系数法、显著性检验等方法^[23~24];试验设计方法包括全因子方法、超拉丁方方法、正交数组法、中心复合法等^[23~24]。此外,可以看出如果可信参数更新的 Kriging 元模型在抑制样本不足、局部寻优性等不良影响因素的基础上,近似误差仍然较大,则需要适当增加样本采集点,重新建立其元模型,该方法一定程度实现了以最少样本点采集来建立最小误差元模型的目的,这对于样本点观测值求解成本较大的情况是非常有利的。

3 基于可信参数更新元模型的进给系统动态特性优化

基于可信参数更新的 Kriging 元模型,综合考虑进给系统内部的非线性及耦合因素,以进给系统准确的多柔体动力学模型为基础,在实际装配条件下,以立柱为设计对象,以刀具位置中心运动为动态特性直观评价指标,实现立柱结构的改进、伺服电动机至刀具端的进给系统的动态特性优化。模拟加工时的边界条件,在电动机轴端施加扭矩载荷(电动机额定载荷74 N·m),在刀具位置中心点施加三向切削力载荷(300 N),立柱的设计变量见表1。不同于以往优化过程设计响应选择受限于大型商用软件,基于可信参数更新元模型的评价指标选择的直观性与多样性大大增加,本文定义上述边界条件下刀具中心点的运动加速度最大偏离比及立柱质量为设计响应作为优化评价指标,从而建立伺服电动机至刀具端的进给系统动态特性优化的元模型。

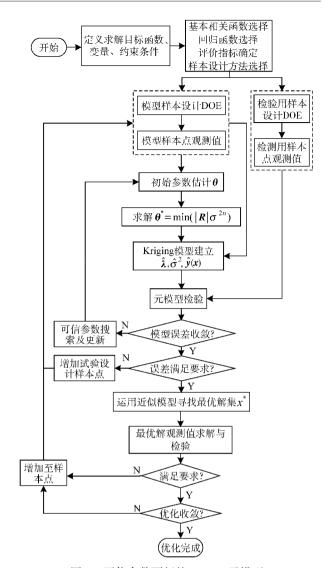


图 4 可信参数更新的 Kriging 元模型

Fig. 4 Kriging metamodel based on trust parameters update

表 1 立柱设计变量

Tab. 1 Design variable of column

设计变量	初始值/mm	上限/mm	下限/mm
外侧肋板厚度 x ₁	30	60	15
内侧肋板厚度 x_2	30	60	15
横肋板厚度 x3	20	60	10
纵肋板厚度 x_4	20	60	10
顶肋板厚度 x ₅	20	60	10

采用优化拉丁方方法(Optimal Latin hypercube) 进行试验设计,使试验设计矩阵中的各个样本点的因子水平分布尽可能均匀。根据试验方案设计,进行样本点观测值求解,提取前述定义的设计响应值,最终形成动态特性评价指标样本。其试验设计及响应观测值见表 2,其中 M 为立柱质量, δ_x 、 δ_y 、 δ_z 分别为刀具中心点在 X、Y、Z 方向的振动加速度最大偏离比。将评价指标按照质量递增进行排序,如图 5 所示,可以看出,随着 M 增加 δ_y 、 δ_z 呈递减趋势,并且在相同质量时 δ_y 、 δ_z 的幅值变化范围较小,而 δ_x

# 2	试验设计方案及评价指标样本
⊼ ₹ 2	试验设计力条及评价指标件本

Tab 2	Experimental	docian	and	avaluation	indov	complec
rap. z	Experimental	uesign	anu	evaluation	muex	samples

样本号	x_1/mm	x_2/mm	x ₃ /mm	x ₄ /mm	x ₅ /mm	M/t	δ_{X}	$\delta_{\scriptscriptstyle Y}$	δ_Z
1	19. 5	57. 75	35	20	42. 5	1. 880	1. 004 78	1. 078 97	1. 008 67
2	42	60	27. 5	50	27. 5	2.056	1. 021 59	1.048 32	0. 976 32
3	24	37. 5	30	12. 5	15	1. 703	1. 110 61	1. 138 61	1.05700
4	26. 25	48. 75	55	52. 5	47. 5	1. 992	1.01689	1. 055 74	0. 990 59
5	48. 75	51	12. 5	15	37. 5	1. 939	1.05697	1. 076 55	0. 997 37
6	30. 75	26. 25	45	57. 5	17. 5	1.839	1. 119 63	1. 108 69	1. 038 39
7	60	39. 75	37. 5	55	35	2.061	1.065 16	1. 052 55	0. 990 10
8	46. 5	21.75	60	42. 5	40	1. 905	1. 124 60	1. 086 45	1. 029 48
9	33	19. 5	10	35	30	1.668	1. 213 35	1. 149 13	1. 089 45
10	44. 25	15	40	17. 5	22. 5	1.711	1. 215 51	1. 142 59	1. 081 88
11	39. 75	35. 25	15	60	45	1. 911	1. 085 09	1.08042	1. 022 62
12	21.75	17. 25	32. 5	47. 5	55	1. 723	1. 176 16	1. 121 66	1. 076 58
13	57.75	24	25	25	50	1.865	1. 156 15	1. 094 77	1. 044 21
14	15	28. 5	52. 5	27. 5	32. 5	1. 721	1. 113 08	1. 129 19	1. 057 20
15	51	55. 5	42. 5	37. 5	57. 5	2. 103	1.02905	1. 032 58	0. 972 87
16	55. 5	44. 25	57. 5	22. 5	25	2.013	1.06270	1.06427	0. 991 98
17	37.5	33	47. 5	10	52. 5	1.826	1. 104 43	1. 097 09	1. 037 53
18	35. 25	53. 25	50	32. 5	10	1. 961	1. 046 57	1. 075 76	0. 993 14
19	17. 25	46. 5	17. 5	45	20	1. 796	1.049 51	1. 108 87	1. 031 29
20	53. 25	30. 75	22. 5	40	12. 5	1.879	1. 127 77	1. 103 23	1. 031 21
21	28. 5	42	20	30	60	1.826	1.065 40	1. 093 89	1. 031 94

曲线则相反,如点 1 和点 2,其质量几乎相同,但其偏离比则相差 10%,因此,可认为质量相同条件下, δ_x 的优化空间更大。最终优化问题定义为

$$\begin{cases}
\min \delta_{X}(\mathbf{x}) \\
\text{s. t.} \quad M(\mathbf{x}) \leq M_{0} \\
\mathbf{x} = (x_{1}, x_{2}, x_{3}, x_{4}, x_{5}) \\
x_{1d} \leq x_{1} \leq x_{1u} \\
\vdots \\
x_{5d} \leq x_{5} \leq x_{5u}
\end{cases} (15)$$

其中 M_0 为立柱的初始质量(1.69 t), x_{1d} ,…, x_{5d} 为设计变量的下限值, x_{1u} ,…, x_{5u} 为设计变量的上限值。

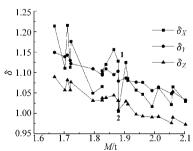


图 5 动态特性评价指标排序图

Fig. 5 Sequence diagram of evaluation index of dynamical property

由于优化部件的总质量为设计变量的线性函数,故采用一阶线性多项式建立部件质量与设计变量之间的关系,并用最小二乘法求解得到其最终关系式

$$M(x) = (5.23674x_1 + 6.34924x_2 + 2.17409x_3 + 2.72125x_4 + 1.12674x_5) \times 10^{-3} + 1.22996$$

用样本对此线性模型进行复相关系数求解,可以得到其复相关系数 R^2 = 0.997,说明该线性模型是有意义的。由于 δ_x 与设计变量之间的关系较复杂,采用可信参数更新的 Kriging 元模型构建其关系式,基于图 4 所示求解过程,按照式(16)的优化问题定义,根据检验样本采用均方误差法对所建模型进行评价,最终得到 θ^* = (0.060 3,0.031 0,0.024 3,0.029 5,0.004 3),其检验样本均方误差为0.005 482 6,说明所建立的元模型足够精确。优化前后设计变量及动态特性评价指标见表 3,可以看出:优化后,设计变量 x_2 较初始值增加较多, x_1 、 x_3 、 x_4 较初始值减少, x_5 几乎没变,在保证质量不增加的前提下, δ_y 、 δ_z 几乎没有变化, δ_x 降低了 8.7%,即电动机端至刀具端的进给系统的动态特性得到优化。

表 3 优化前后设计变量及评价指标
Tab. 3 Comparison of design variables
and evaluation index

		x_2 /mm					δ_{χ}	$\delta_{\scriptscriptstyle Y}$	δ_Z
优化前	30	30	20	20	20	1.689	1. 149	1. 145	1.071
优化后	15	48. 79	14. 54	10	20. 29	1.690	1.049	1. 132	1.048

4 结论

(1) 推导了滚珠丝杠副动力学模型,在综合考

虑系统柔性及内部耦合性影响因素的基础上,建立 了准确的进给系统多柔体模型,确保优化边界条件 及评价指标的准确性。

- (2) 提出一种基于 Kriging 元模型的过程优化 方法,并对该元模型进行改进,得到可信参数更新的 Kriging 元模型。
 - (3) 以进给系统准确的多柔体动力学模型为基

础,在实际装配边界条件下,以立柱为设计对象,以 刀具中心点在 X、Y、Z 坐标方向的振动加速度最大 偏离比为动态特性直观评价指标,采用可信参数更 新元模型对进给系统的动态特性进行优化,获得了 较好的优化结果,最终实现了立柱结构改进、伺服电 动机至刀具端的进给系统动态特性改善及机床加工 精度的提高。

参考文献

- 1 Vicente D A, Hecker R L, Villegas F J, et al. Modeling and vibration mode analysis of a ball screw drive [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012,58(1~4): 257~265.
- 2 Dadalau A, Mottahedi M, Groh K, et al. Parametric modeling of ball screw spindles [J]. Production Engineering, 2010,4(6): 625 ~ 631.
- 3 Okwudire C E. Improved screw-nut interface model for high-performance ball screw drives [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2011,133(4): 041009 1 ~ 041009 10.
- 4 Zaeh M F, Oertli T. Finite element modelling of ball screw feed drive systems [J]. Annals of the CIRP, 2004,53(1); 289 ~ 293.
- 5 王林鸿. 数控工作台非线性动态特性的辨识研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2009.
- 6 Altintas Y, Verl A, Brecher C, et al. Machine tool feed drives [J]. CIRP Annals- Manufacturing Technology, 2011,60(2): 779 ~796.
- 7 AltintasY, Brecher C, Weck M, et al. Virtual machine tool [J]. Annals of CIRP, 2005,54(2): 651 ~674.
- 8 巫修海,马云芳,张建润. 高速高精度卧式加工中心动态优化设计[J]. 振动与冲击, 2009(10): 74~77. Wu Xiuhai, Ma Yunfang, Zhang Jianrun. Dynamic optimization design of a high-speed and high-precision HMC [J]. Journal of Vibration and Shock, 2009(10): 74~77. (in Chinese)
- 9 丛明,房波,周资亮. 车-车拉数控机床拖板有限元分析及优化设计[J]. 中国机械工程,2008,19(2):208~213. Cong Ming, Fang Bo, Zhou Ziliang. Finite element analysis and optimization design of the carriage of turn broach NC machine tool [J]. China Mechanical Engineering, 2008,19(2):208~213. (in Chinese)
- 10 吴凤和,乔利军,杨育林,等. 超重型数控落地铣镗床立柱结构优化研究[J]. 中国机械工程, 2011,22(21): 2 546~2 603.
 - Wu Fenghe, Qiao Lijun, Yang Yulin, et al. Column structure optimization of super-heavy-duty CNC floor boring and milling machine [J]. China Mechanical Engineering, 2011,22(21): 2546~2603. (in Chinese)
- Albers A, Ottnad J. Integrated structural and controller optimization in dynamic mechatronic systems [J]. Journal of Mechanical Design, 2010,132(4): 041008 1 ~ 041008 8.
- 12 李小彭,赵志杰,聂慧凡,等. 某型数控车床床身的模态分析与结构优化[J]. 东北大学学报:自然科学版,2011,32(7): 988~991.

 Li Xiaopeng, Zhao Zhijie, Nie Huifan, et al. Modal analysis and optimization of the bed structure of a CNC machine tool [J].
 - Journal of Northeastern University: Natural Science, 2011,32(7): 988 ~ 991. (in Chinese)

Wang G G, Shan S. Review of metamodeling techniques in support of engineering design optimization [J]. ASME Journal of

- Mechanical Design, 2007,129(2): 370~380.
- 14 黄章俊, 王成恩. 基于 Kriging 模型的涡轮盘优化设计方法[J]. 计算机集成制造系统, 2010, 16(5): 905~911.
- 15 毛宽民,李斌,谢波,等. 滚动直线导轨副可动结合部动力学建模[J]. 华中科技大学:自然科学版, 2008,36(8): 85~88. Mao Kuanmin, Li Bin, Xie Bo, et al. Dynamic modeling of the movable joint on rolling linear guide [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Nature Science Edition, 2008,36(8): 85~88. (in Chinese)
- 16 王瑁成,邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京:清华大学出版社, 1997.
- 17 朱伯芳. 有限单元法原理与应用[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2009.
- 18 Johnson K L. Contact mechanics [M]. New York: Cambridge University Press, 1985.
- 19 程光认. 滚珠螺旋传动设计基础[M]. 北京:中国机械出版社, 2011.
- 20 Simpson T W, Mauery T M, Korte J J, et al. Kriging models for global approximation in simulation-based multidisciplinary design optimization [J]. AIAA Journal, 2001, 39(12): 2 223 ~ 2 241.
- 21 Sacks J, Schiler S B, Welch W J. Design for computer experiment [J]. Technometrics, 1989,31(1): 1~47.
- 22 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 Yunka, Sun Fang, Yu Haiyan. Crashworthiness optimization of car body based on Kriging surrogate model[J]. Automotive Engineering, 2010,32(1): 17~21. (in Chinese)
- 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.
- 24 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.