

DOI: 10.7652/xjtuxb201707016

概念设计阶段机床基础大件质量的优化方法

陈以磊, 邱志惠, 郭俊康, 洪军, 刘志刚

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为探索精密机床动态设计中对机床基础大件质量进行主动设计的方法,以提高机床动态特性为目标,利用集中参数法建立了机床的等效模型,进而使用拉格朗日方程建立了机床动力学方程,对机床进行了动力分析,并依据中心组合试验,拟合得到了机床一阶固有频率与基础大件质量的二次多项式响应面模型;以二次多项式响应面模型作为目标函数,基础大件质量上、下限作为约束条件,进行了机床基础大件质量的优化设计。以精密坐标镗床为对象,应用上述方法完成了机床基础大件质量的优化设计,结果表明:与原始设计方案相比,该方法能在提高一阶固有频率的同时实现机床的轻量化设计,使一阶固有频率最高值提高了 3.86%,机床基础大件总质量最大值降低了 9.3%。

关键词: 机床;动态设计;质量优化;响应面分析

中图分类号: TH161 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)07-0105-10

Mass Optimization of Large Machine Tool Components in Conceptual Design

CHEN Yilei, QIU Zhihui, GUO Junkang, HONG Jun, LIU Zhigang

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To solve the problem of lacking active design method for the large components in dynamic design of precision machine tools, the lumped parameter method is adopted to establish an equivalent model of a machine tool. For improving the dynamic characteristics of the machine tool, Lagrange equations are utilized to build the dynamic equations of the machine tool. Based on the central composite design, a quadratic polynomial response surface model is built to reveal the relationship between the machine tool's first-order natural frequency and the mass of large machine tool components. Taking this response surface model as the objective function and regarding the upper and lower mass limits of the large machine tool components as the constraint conditions, the mass matching design is obtained. Applying the present method to mass matching design of a precision jig boring machine, the results show that, compared with the original design, the first-order natural frequency is increased by 3.86%, and the total mass is reduced by 9.3%. This research may provide a guidance for the mass matching design of large machine tool components.

Keywords: machine tool; dynamic design; mass optimization; response surface analysis

收稿日期: 2016-12-22。 作者简介: 陈以磊(1990—),男,硕士生;邱志惠(通信作者),女,副教授。 基金项目: 国家高技术研究发展计划资助项目(2012AA040701)。

网络出版时间: 2017-05-02 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170502.1719.008.html>

机床是现代机械制造业中的工作母机^[1],其良好的性能取决于完善的机床设计方法。机床的传统设计方法大多是经验设计或者模仿设计^[2],重点只是关注于满足机床的静态性能要求。然而,如今机械产品日益多样化的需求对机床的柔性、精度等性能的要求越来越高,这种局限于机床静态性能要求的传统设计方法已经不能满足精密产品的生产要求。机床的设计理念需要与时俱进,关注机床动态特性^[3]的动态分析设计方法应该普遍推广。目前,机床动态特性的研究主要集中于机床结构动力分析和机床结构优化设计^[4]。机床的固有动态特性主要包括固有频率、模态振型等,其中固有频率对机床抗振性能、加工效率有着显著影响,是机床动力分析和优化设计的重要组成部分。机床基础大件包括床身、工作台、立柱、滑鞍、主轴箱,基础大件的设计是机床设计的重中之重。在众多影响基础大件设计的因素中,基础大件的质量与机床的固有频率密切相关,是影响机床性能的关键因素。基础大件质量分布不合理会导致机床刚度分布不均匀,进而影响机床的加工性能。由于传统机床设计方法主要沿用静态设计方法,采用理论力学、材料力学对机床部件进行强度和刚度设计,通常赋予机床结构较大的安全系数,导致机床结构尺寸和质量过大,影响机床的动态性能。

国内外学者和研究机构对机床的动态特性开展了大量的研究。例如:文献[5]采用有限元方法建立了机床动力学模型,运用广义模态函数和广义刚度场函数分析了机床动态特性随工作空间变化的规律,在一定程度上优化了机床的加工工艺;文献[6]考虑了机床结合面对机床动态特性的影响,优化了机床结合面的薄弱环节,提高了机床的动态特性;文献[7]提出了一种将响应面模型和多目标遗传算法相结合的设计方法,对机床立柱参数进行了优化设计;文献[8]建立了机床固有频率与机床部件位置的模型,并应用该模型分析和预测了机床部件位置变化对固有频率的影响。但是,以上这些研究没有有效地将机床动态特性与基础大件质量相关联,没有将基础大件的质量作为设计变量进行机床方案设计,也没有涉及基础大件质量对机床动态性能的影响规律。因此,有必要对机床基础大件的质量进行主动设计。

本文提出一种在机床结构设计之前的机床整体方案设计方法,用于在概念设计阶段合理分配机床基础大件的质量。首先,利用集中参数法建立机床

动态特性的等效模型,使用拉格朗日方程建立机床的动力学方程,求解出机床一阶固有频率与机床基础大件质量的隐式关系,进而对机床的动态特性进行分析;然后,对机床一阶固有频率和基础大件质量进行中心组合试验设计,运用响应面分析方法中的二次多项式拟合得到机床一阶固有频率与机床基础大件质量的显式关系,并以该响应面模型作为优化设计的目标函数,以机床基础大件质量的上、下限为约束条件,使机床的一阶固有频率达到最大,进而对机床基础大件质量进行优化设计;最后,运用该方法完成对TGK46100精密坐标镗床基础大件质量的优化设计。

1 机床动力学方程的建立

1.1 机床的集中参数模型

在新型机床的设计阶段,机床的具体结构特征不为设计人员所知,他们在研发阶段只能依靠机床的拓扑信息进行设计,然后根据零件的加工要求,确定出导轨的型号和布局,进而确定出机床的粗略设计方案。从机床的粗略设计方案到详细设计方案,传统设计方法主要依靠经验、类比的方法,盲目性较大,其流程如图1所示。机床的动态设计方法则采用一系列正向设计方法,首先在概念设计阶段进行机床基础大件质量优化设计,得到基础大件质量的最优分布,制定完善的机床总体设计方案,提高机床的动态性能,然后采用拓扑优化方法^[9]、刚度匹配设计方法等进行机床的详细结构设计,提高机床的静态性能,具体流程如图2所示。机床的设计过程是一个设计—分析—优化—分析的反反复复的过程。设计过程是不断循环递进的,目前这个不断反复的设计过程只是停留在机床的详细设计阶段,而完整的机床设计方法应该在机床的概念设计阶段就将机床的动态特性考虑进去,通过概念设计阶段和详细设计阶段的反复循环来完成机床的设计。

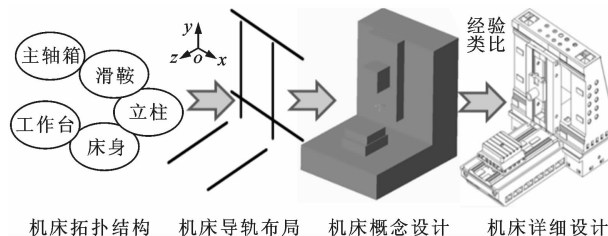


图1 机床的传统设计流程

首先,利用图2所示的机床正向设计流程,通过借鉴比较完善的机床设计方案,利用集中参数法建

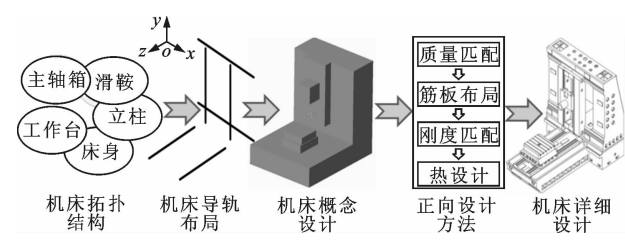


图 2 机床的正向设计流程

立机床的等效动态特性模型。该集中参数等效模型的建立原则是使模型计算的前 6 阶固有频率值与已有机床前 6 阶固有频率的试验值相等,从而获得机床优化设计的初始概念设计方案。集中参数等效模型如图 3 所示,是包含机床质量、转动惯量、质心位置、基础大件尺寸参数等一系列信息的参数化模型^[10]。在集中参数等效模型中, $c_1 \sim c_5$ 分别表示床身、工作台、立柱、滑鞍、主轴箱的质心; $a_1 \sim a_4$ 、 $b_1 \sim b_4$ 分别表示各个质心之间的位置关系; d_1 、 e_1 、 $f_1 \sim d_5$ 、 e_5 、 f_5 分别表示床身、工作台、立柱、滑鞍、主轴箱的尺寸参数,其值可通过下式计算得到

$$\left. \begin{aligned} d_i^2 &= \frac{3(I_{xi} + I_{yi} - I_{zi})}{2M_i} \\ e_i^2 &= \frac{3(I_{yi} + I_{zi} - I_{xi})}{2M_i} \\ f_i^2 &= \frac{3(I_{xi} + I_{zi} - I_{yi})}{2M_i} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$
$$i = 1, \dots, 5$$

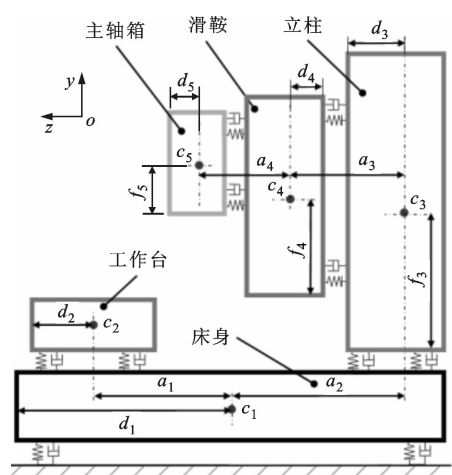
式中: i 为某个基础大件; I_{xi} 、 I_{yi} 、 I_{zi} 为各个基础大件绕质心的转动惯量; M_i 为各个基础大件的质量。这些参数值可通过将机床模型导入有限元软件获得。

然后,根据精密机床仿真微振试验获得的各个支撑大件的振动位移特点,确定出机床的运动自由度。

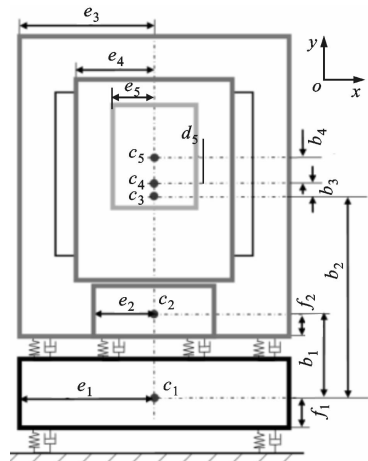
1.2 机床结合面的等效模型

在建立机床集中参数等效模型的过程中,需要对机床基础大件之间的结合面进行正确等效。机床结合面中既有可动结合部,如导轨结合部,也有固定结合部,如螺栓结合部。结合部在受到外加载荷作用时,结合面会产生多自由度、有阻尼的微幅振动,表现出既有弹性又有阻尼的特性。这种特性会使机床整体刚度下降、阻尼增加,从而导致机床的固有频率降低,对机床整体的动态性能产生显著影响^[11]。

由于影响结合部动力特性的因素多而复杂,在机床结合面等效形式上有一些难题尚未解决。本文通过参考现有机床结合面的研究成果^[12-13],将机床结合面等效为弹簧阻尼模型,在结合面上分别用 4 组弹簧阻尼单元等效,每组单元分别由 x 、 y 、 z 方向



(a) $y-z$ 方向视图



(b) $x-y$ 方向视图

图 3 机床的集中参数等效模型

的弹簧阻尼单元组成,结合面的刚度参数和阻尼参数通过试验方法识别。结合面各个方向的弹簧阻尼模型示意图如图 4 所示,其中 K 、 C 分别表示结合面的刚度和阻尼。

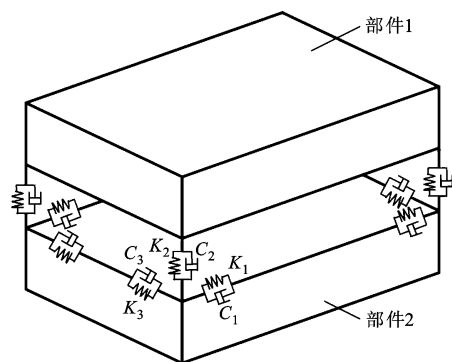


图 4 结合面弹簧阻尼单元示意图

1.3 机床动力学方程

结合上述集中参数等效模型和结合面等效模型,利用机床动力学方程可以建立机床一阶固有频

率与基础大件质量之间的关系模型。机床动力学方程是根据拉格朗日方程^[14]建立的,由拉格朗日方程可得

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right]-\frac{\partial T}{\partial q_j}+\frac{\partial V}{\partial q_j}+\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j}=Q'_j, \quad j=1,2,\cdots,n \tag{2}$$

式中: n 为机床的总自由度数目; q 为系统广义坐标; T 为机床的总动能; V 为机床的总势能; D 为瑞利耗能函数; Q'_j 为广义激振力。机床的动能、势能根据 1.1 节的集中参数等效模型求得,是包含机床各个基础大件质量、质心位置参数、尺寸参数、机床自由度以及结合面参数的函数。

根据式(2)可以得到如下方程

$$\boldsymbol{M}_{n\times n}\ddot{\boldsymbol{q}}_{n\times 1}+\boldsymbol{C}_{n\times n}\dot{\boldsymbol{q}}_{n\times 1}+\boldsymbol{K}_{n\times n}\boldsymbol{q}_{n\times 1}=\boldsymbol{Q}_{n\times 1} \tag{3}$$

式中: $\boldsymbol{q}$ 、 $\dot{\boldsymbol{q}}$ 、 $\ddot{\boldsymbol{q}}$ 分别为位移、速度、加速度列阵; $\boldsymbol{M}$ 为质量矩阵; $\boldsymbol{C}$ 为阻尼矩阵; $\boldsymbol{K}$ 为刚度矩阵; $\boldsymbol{Q}$ 为激振力列阵。质量矩阵是关于机床基础大件质量参数的矩阵,阻尼矩阵、刚度矩阵是关于机床结合面参数的矩阵。质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵中的 (i,j) 元素的求解公式为

$$M_{(i,j)}=\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right] \tag{4}$$

$$C_{(i,j)}=\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j}\left[\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i}\right] \tag{5}$$

$$K_{(i,j)}=\frac{\partial V}{\partial q_j}\left(\frac{\partial V}{\partial q_i}\right) \tag{6}$$

式中: $i=1,2,\cdots,n$; $j=1,2,\cdots,n$ 。

1.4 机床固有频率求解

求解 1.3 节得到的机床动力学方程。当仅考虑机床固有频率时,式(3)可以转化为

$$\boldsymbol{M}_{n\times n}\ddot{\boldsymbol{q}}_{n\times 1}+\boldsymbol{K}_{n\times n}\boldsymbol{q}_{n\times 1}=\boldsymbol{0} \tag{7}$$

设方程的解为

$$\boldsymbol{q}=\boldsymbol{A}\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega_n t} \tag{8}$$

式中: $\boldsymbol{A}$ 为系统自由振动时的振幅向量; ω_n 为振动频率; t 为时间。结合式(7)、式(8),固有频率的求解转化为求解方程

$$\det(\boldsymbol{K}-\omega_n^2\boldsymbol{M})=0 \tag{9}$$

求解方程(9)即可得到系统的固有频率与各个基础大件质量的函数关系,但是因为机床的自由度数量普遍较多,此方程无法得到解析解,只能运用数值计算方法得到固有频率与各个基础大件质量的隐式函数关系。在此只关注一阶固有频率与各个基础大件质量的关系

$$f(F,M_1,\cdots,M_s)=0, \quad s=1,2,3,\cdots \tag{10}$$

式中: s 为机床的基础大件数目; F 为机床一阶固有频率; $M_1\sim M_s$ 为基础大件的质量。根据式(10)可以得到机床一阶固有频率与机床基础大件质量的多组对应数据,从而为后面的中心组合试验提供数据。

2 二次多项式响应面模型

响应曲面法^[15]是一种试验条件寻优的方法,适用于解决非线性数据处理的相关问题,包括试验设计、建模、检验模型的合适性、寻求最佳组合设计条件。机床固有频率与基础大件质量之间是复杂的非线性关系,选用二次多项式响应面模型可以很好地描述它们之间的关系。

二次多项式响应面模型为

$$f(x_1,\cdots,x_p)=a+bx_1+\cdots+cx_p+\cdots+dx_1^2+\cdots+ex_p^2+fx_1x_2+\cdots+gx_{p-1}x_p \tag{11}$$
$$i=1,\cdots,p$$

式中: p 为试验影响因素的数目; x_i 为试验影响因素; $a\sim g$ 为试验影响因素系数,可由最小二乘回归法拟合获得。

2.1 中心组合试验设计

为了选取合适的样本点来建立一阶固有频率与机床各基础大件质量的二次多项式响应面模型,采用中心组合试验来设计试验影响因素的组合方式,这样能用最少的试验循环方式来提供试验变量与试验影响因素的关系信息。中心组合试验的安排方案见表 1。该表是在两水平析因设计的立方点的基础上加上轴向点和中心点构成的,每个因素取 5 个水平,以 $(0,\pm 1,\pm r)$ 编码,0 为中心点, r 为轴向点对应的极值, $r=2^{k/4}$,其中 k 为因素数目,其值等于对应的机床基础大件数量。试验点的选取方式如图 5 所示。本文将采用均一精密试验方法来进行机床一阶固有频率和机床基础大件质量映射关系的试验。

表 1 中心组合试验安排方案

因素数目	2	3	4	5
析因设计点数	4	8	16	32
星点数	4	6	8	10
r	1.414	1.682	2.000	2.378
中心点数 (均一精密)	5	6	7	10
中心点数(正交)	8	9	12	17
试验总次数 (均一精密)	13	20	31	52
实验总次数(正交)	16	23	36	59

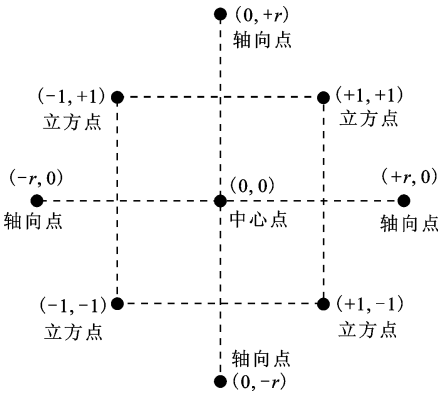


图 5 试验点的选取方式示意图

试验设计开始之前,首先确定试验设计的因素数目以及各个因素变动的下限和上限值。因素数目为 5 的试验编码表如表 2 所示。

表 2 因素数目为 5 的试验编码表

试验点	编码				
	因素 1	因素 2	因素 3	因素 4	因素 5
1	0	0	0	0	0
2	1	1	1	-1	1
3	-1	1	1	1	1
4	0	0	-r	0	0
5	0	r	0	0	0
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
52	-1	1	-1	-1	-1

注:0、-1、+1、-r、+r 分别为各个因素进行试验设计的平均值、下限值、上限值、轴向点对应的负极值、轴向点对应的正极值。

利用式(9)求解得出的一阶固有频率与基础大件质量的隐式关系,使用中心组合试验设计提供的方式进行试验,然后利用式(10)计算出一阶固有频率在中心组合试验中的响应值,进而求解出式(11)二次多项式响应面模型中各个试验影响因素的系数,从而得到如下—阶固有频率与机床基础大件质量的显式关系式

$$F = f(M_1, M_2, M_3, M_4, M_5) \tag{12}$$

式中: F 为机床的一阶固有频率; M_1 、 M_2 、 M_3 、 M_4 、 M_5 分别为床身、工作台、立柱、滑鞍、主轴箱的质量。

2.2 基础大件质量的优化设计

利用二次多项式响应面模型得到一阶固有频率与各个机床基础大件质量的显式关系,即可对基础大件质量进行优化设计。以一阶固有频率与各个机床基础大件质量的关系式(12)为目标函数,以各个机床基础大件质量的上、下限为约束条件,以一阶固有频率最大为目标,对机床基础大件的质量进行优化设计,得到基础大件质量的最优分布。

$$\left. \begin{aligned} \max F &= f(M_1, M_2, M_3, M_4, M_5) \\ \text{s. t. } M_{1, \text{lower}} &\leq M_1 \leq M_{1, \text{upper}} \\ M_{2, \text{lower}} &\leq M_2 \leq M_{2, \text{upper}} \\ M_{3, \text{lower}} &\leq M_3 \leq M_{3, \text{upper}} \\ M_{4, \text{lower}} &\leq M_4 \leq M_{4, \text{upper}} \\ M_{5, \text{lower}} &\leq M_5 \leq M_{5, \text{upper}} \end{aligned} \right\} \tag{13}$$

式中: $M_{1, \text{lower}} \sim M_{5, \text{lower}}$ 、 $M_{1, \text{upper}} \sim M_{5, \text{upper}}$ 分别表示床身、工作台、立柱、滑鞍、主轴箱质量的下限和上限值。

因为机床基础大件质量的优化设计是一个复杂的设计过程,所以机床基础大件质量的优化结果会有多个较好的质量组合方式。

上面得到的机床基础大件质量的优化结果是以提升机床动态性能为目标的,可以据此利用拓扑优化、刚度匹配设计等方法进行后续基础大件结构的优化设计,而此时的优化设计以提升机床的静态性能为目标。

3 机床基础大件质量优化算例

以昆明机床厂生产的 T GK46100 精密坐标镗床为例,进行基础大件质量的优化设计。该坐标镗床主要由床身、立柱、滑鞍、主轴箱、工作台等五大基础部件组成,机床的结构简图如图 6 所示。

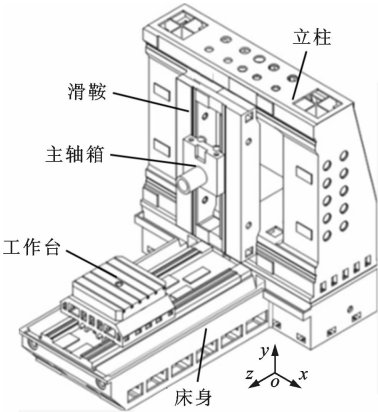


图 6 T GK46100 精密坐标镗床简图

首先,利用 1.1 节中的方法建立机床的等效动态特性模型,机床各个基础大件的信息见表 3,质心

表 3 基础大件的基本信息

基础大件	质量/kg	转动惯量/kg · m ²		
		I_x	I_y	I_z
床身	12 722	2.391×10^4	3.205×10^4	9.968×10^3
工作台	2 888	3.747×10^2	5.625×10^2	4.178×10^2
立柱	10 480	1.367×10^4	1.519×10^4	2.558×10^4
滑鞍	2 023	1.345×10^3	4.249×10^2	1.698×10^3
主轴箱	1 011	8.141×10^1	7.863×10^1	5.251×10^1

位置参数见表 4。

表 4 基础大件的质心位置参数 m

a_1	a_2	a_3	a_4
1. 05	1. 04	0. 71	0. 27
b_1	b_2	b_3	b_4
0. 76	1. 66	0. 30	0. 19

然后,利用式(1)求得机床基础大件的尺寸参数,如表 5 所示。

表 5 基础大件的尺寸参数 m

基础大件	d	e	f
床身	2. 33	1. 46	0. 46
工作台	0. 52	0. 56	0. 35
立柱	0. 69	1. 98	1. 86
滑鞍	0. 23	0. 76	1. 39
主轴箱	0. 40	0. 27	0. 29

根据精密机床仿真激振试验获得的各个支撑大件的振动位移特点,将机床设置为 18 个自由度,见表 6。

表 6 基础大件的自由度

基础大件	自由度
床身	q_1 沿 y 轴方向平动
	q_2 沿 x 轴方向转动
	q_3 沿 z 轴方向转动
工作台	q_4 沿 y 轴方向平动
	q_5 沿 z 轴方向平动
	q_6 沿 z 轴方向转动
立柱	q_7 沿 y 轴方向平动
	q_8 沿 x 轴方向转动
	q_9 沿 y 轴方向转动
	q_{10} 沿 z 轴方向转动
滑鞍	q_{11} 沿 x 轴方向平动
	q_{12} 沿 y 轴方向平动
	q_{13} 沿 x 轴方向转动
	q_{14} 沿 y 轴方向转动
	q_{15} 沿 z 轴方向转动
主轴箱	q_{16} 沿 x 轴方向平动
	q_{17} 沿 y 轴方向平动
	q_{18} 沿 z 轴方向平动

根据 1. 2 节中的机床结合面等效方法,将床身与大地螺栓结合面、床身与工作台导轨和丝杠结合面、床身与立柱螺栓结合面、立柱与滑鞍导轨和丝杠

结合面、滑鞍与主轴箱导轨和丝杠结合面等效为 4 组沿 x 、 y 、 z 向的弹簧阻尼单元,等效形式如图 4 所示。通过试验方法识别出等效结合面的刚度值,见表 7。

表 7 等效结合面的刚度

部件	结合面	刚度/ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$		
		法向	切向	轴向
螺栓	床身-大地	$3. 8 \times 10^9$	$1. 13 \times 10^9$	
	床身-立柱	$6. 8 \times 10^7$	$1. 76 \times 10^8$	
	床身-工作台	$8. 4 \times 10^7$	$9. 2 \times 10^7$	
导轨	立柱-滑鞍	$5. 2 \times 10^8$	$2. 76 \times 10^8$	
	滑鞍-主轴箱	$5. 6 \times 10^9$	$1. 64 \times 10^8$	
	床身-工作台			$5. 8 \times 10^8$
丝杠	立柱-滑鞍			$2. 4 \times 10^7$
	滑鞍-主轴箱			$6. 4 \times 10^6$

根据机床的集中参数模型和机床自由度等信息,分别计算机床的动能和势能。动能和势能分别是关于机床基础大件质量、结合面参数的函数,其中机床总动能

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} I_{x1} \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} I_{z1} \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} m_2 (-b_1 \dot{q}_3)^2 + \\ & \frac{1}{2} m_2 (\dot{q}_1 + \dot{q}_4 - a_1 \dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{q}_5 + b_1 \dot{q}_2)^2 + \\ & \frac{1}{2} I_{z2} \dot{q}_6^2 + \frac{1}{2} m_3 (-b_2 \dot{q}_3)^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{q}_1 + \dot{q}_7 + a_2 \dot{q}_2)^2 + \\ & \frac{1}{2} m_3 (b_2 \dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2} I_{x3} \dot{q}_8^2 + \frac{1}{2} I_{y3} \dot{q}_9^2 + \frac{1}{2} I_{z3} \dot{q}_{10}^2 + \\ & \frac{1}{2} m_4 (\dot{q}_{11} - b_3 \dot{q}_{10} + a_3 \dot{q}_9)^2 + \frac{1}{2} m_4 (\dot{q}_7 + \dot{q}_{12} - a_3 \dot{q}_8)^2 + \\ & \frac{1}{2} m_4 (b_3 \dot{q}_8)^2 + \frac{1}{2} I_{x4} \dot{q}_{13}^2 + \frac{1}{2} I_{y4} \dot{q}_{14}^2 + \frac{1}{2} I_{z4} \dot{q}_{15}^2 + \\ & \frac{1}{2} m_5 (\dot{q}_{11} + \dot{q}_{16} - b_4 \dot{q}_{15} + a_4 \dot{q}_{14})^2 + \\ & \frac{1}{2} m_5 (\dot{q}_{12} + \dot{q}_{17} - a_4 \dot{q}_{13})^2 + \frac{1}{2} m_5 (\dot{q}_{18} + b_4 \dot{q}_{13})^2 \end{aligned} \tag{14}$$

机床总势能

$$\begin{aligned} V = & 2k_{x1} (f_1 q_3)^2 + \frac{1}{2} k_{y1} (q_1 - d_1 q_2 + e_1 q_3)^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{y1} (q_1 + d_1 q_2 + e_1 q_3)^2 + \frac{1}{2} k_{y1} (q_1 - d_1 q_2 - e_1 q_3)^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{y1} (q_1 + d_1 q_2 - e_1 q_3)^2 + 2k_{z1} (f_1 q_2)^2 + 2k_{z2} (f_1 q_3 + \\ & f_2 q_6)^2 + \frac{1}{2} k_{y2} [-q_1 + (a_1 + d_2) q_2 - e_2 q_3 + q_4 + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & e_2 q_6]^2 + \frac{1}{2} k_{y2} [-q_1 + (a_1 - d_2) q_2 - e_2 q_3 + q_4 + \\ & e_2 q_6]^2 + \frac{1}{2} k_{y2} [-q_1 + (a_1 + d_2) q_2 + e_2 q_3 + q_4 - \\ & e_2 q_6]^2 + \frac{1}{2} k_{y2} [-q_1 + (a_1 - d_2) q_2 + e_2 q_3 + q_4 - \\ & e_2 q_6]^2 + 2k_{z2} (f_1 q_2 - q_5)^2 + k_{x3} (f_1 q_3 + d_3 q_9 + \\ & f_3 q_{10})^2 + k_{x3} (f_1 q_3 - d_3 q_9 + f_3 q_{10})^2 + \frac{1}{2} k_{y3} [-q_1 - \\ & (a_2 - d_3) q_2 - e_1 q_3 + q_7 - d_3 q_8 + e_1 q_{10}]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{y3} [-q_1 - (a_2 + d_3) q_2 - e_1 q_3 + q_7 + d_3 q_8 + \\ & e_1 q_{10}]^2 + \frac{1}{2} k_{y3} [-q_1 - (a_2 - d_3) q_2 + e_1 q_3 + q_7 - \\ & d_3 q_8 - e_1 q_{10}]^2 + \frac{1}{2} k_{y3} [-q_1 - (a_2 + d_3) q_2 + e_1 q_3 + \\ & q_7 + d_3 q_8 - e_1 q_{10}]^2 + k_{z3} (f_1 q_2 + f_3 q_8 + e_1 q_9)^2 + \\ & k_{z3} (f_1 q_2 + f_3 q_8 - e_1 q_9)^2 + k_{x4} [d_3 q_9 - (b_3 + f_4) q_{10} - \\ & q_{11} + d_4 q_{14} + f_4 q_{15}]^2 + k_{x4} [d_3 q_9 + (f_4 - b_3) q_{10} - \\ & q_{11} + d_4 q_{14} - f_4 q_{15}]^2 + k_{y4} (q_7 - d_3 q_8 + e_4 q_{10} - q_{12} - \\ & d_4 q_{13} - e_4 q_{15})^2 + k_{y4} (q_7 - d_3 q_8 - e_4 q_{10} - q_{12} - d_4 q_{13} + \\ & e_4 q_{15})^2 + \frac{1}{2} k_{z4} [-(b_3 + f_4) q_8 + e_4 q_9 + f_4 q_{13} - \\ & e_4 q_{14}]^2 + \frac{1}{2} k_{z4} [(f_4 - b_3) q_8 + e_4 q_9 - f_4 q_{13} - e_4 q_{14}]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{z4} [-(b_3 + f_4) q_8 - e_4 q_9 + f_4 q_{13} + e_4 q_{14}]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{z4} [(f_4 - b_3) q_8 - e_4 q_9 - f_4 q_{13} + e_4 q_{14}]^2 + k_{x5} [q_{11} + \\ & d_4 q_{14} - (b_4 + f_5) q_{15} - q_{16}]^2 + k_{x5} [q_{11} + d_4 q_{14} + (f_5 - \\ & b_4) q_{15} - q_{16}]^2 + k_{y5} (q_{12} - d_4 q_{13} + e_5 q_{15} - q_{17})^2 + \\ & k_{y5} (q_{12} - d_4 q_{13} - e_5 q_{15} - q_{17})^2 + \frac{1}{2} k_{z5} [-(b_4 + \\ & f_5) q_{13} + e_5 q_{14} + q_{18}]^2 + \frac{1}{2} k_{z5} [(f_5 - b_4) q_{13} + e_5 q_{14} + \\ & q_{18}]^2 + \frac{1}{2} k_{z5} [-(b_4 + f_5) q_{13} - e_5 q_{14} + q_{18}]^2 + \\ & \frac{1}{2} k_{z5} [(f_5 - b_4) q_{13} - e_5 q_{14} + q_{18}]^2 \end{aligned} \quad (15)$$

利用求得的机床总动能和总势能表达式,根据式(4)和式(6)求解出机床质量矩阵和刚度矩阵,得到机床的动力学方程

$$\mathbf{M}_{18 \times 18} \ddot{\mathbf{q}}_{18 \times 1} + \mathbf{K}_{18 \times 18} \mathbf{q}_{18 \times 1} = \mathbf{0} \quad (16)$$

利用式(9)求解系统的固有频率。由于特征方程为 18 阶的高次方程,无法得到该方程的解析解,所以利用 MATLAB 软件,使用数值计算方法来求解出该精密坐标镗床的前 6 阶固有频率。计算结果与试验结果^[16]的对比列于表 8。

从表 8 可知:由机床等效动力学模型求解出的各阶固有频率值与试验测得频率值的相对误差均在 2%之内,证明该等效模型是正确的,可以用于指导机床基础大件的质量优化设计。

表 8 前 6 阶固有频率计算与试验结果对比

模态阶数	固有频率/Hz		误差/%
	试验值 ^[16]	计算值	
1	49.857	49.216 4	1.28
2	61.340	60.264 8	1.75
3	89.230	90.445 8	1.36
4	148.883	145.943	1.97
5	163.161	161.423	1.06
6	189.641	192.414	1.46

下面对机床一阶固有频率和基础大件质量进行响应面分析。为了得到较好的二次多项式响应面模型,将中心组合试验方案设置为以各个基础大件质量零水平为基准,上下浮动 20%,利用 2.1 节介绍的试验设计方法确定试验方案,见表 9。

表 9 中心组合试验方案 kg

约束	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5
上限	15 266	3 466	12 576	2 428	1 213
平均	12 722	2 888	10 480	2 023	1 011
下限	10 178	2 310	8 384	1 618	809

根据中心组合试验设计方案,按照上述求解得到的一阶固有频率对不同基础大件质量数据的响应值,得到中心组合试验设计结果,见表 10。

利用数据拟合得到机床固有频率与基础大件质量的二次多项式响应面回归方程

$$\begin{aligned} F = & 92.831\,25 - 8.334\,59 \times 10^{-6} M_1 - \\ & 3.529\,7 \times 10^{-5} M_2 - 1.888\,74 \times 10^{-3} M_3 - \\ & 8.558\,25 \times 10^{-3} M_4 - 2.485\,9 \times 10^{-2} M_5 + \\ & 2.816\,26 \times 10^{-21} M_1 M_2 - 3.516\,36 \times \\ & 10^{-12} M_1 M_3 + 1.091\,89 \times 10^{-10} M_1 M_4 + \\ & 5.108\,12 \times 10^{-10} M_1 M_5 - 5.158\,95 \times \\ & 10^{-12} M_2 M_3 + 3.737\,88 \times 10^{-10} M_2 M_4 + \\ & 1.712\,97 \times 10^{-9} M_2 M_5 + 1.124\,35 \times \\ & 10^{-7} M_3 M_4 + 7.349\,13 \times 10^{-7} M_3 M_5 + \\ & 3.042\,42 \times 10^{-6} M_4 M_5 + 2.831\,55 \times \\ & 10^{-10} M_1^2 + 5.458\,87 \times 10^{-9} M_2^2 + 8.056\,43 \times \\ & 10^{-9} M_3^2 + 2.296\,85 \times 10^{-7} M_4^2 + \\ & 4.980\,74 \times 10^{-7} M_5^2 \end{aligned} \quad (17)$$

表 10 中心组合试验结果

试验点	M_1/kg	M_2/kg	M_3/kg	M_4/kg	M_5/kg	F/Hz
1	6 672.4	2 888	10 480	2 023	1 011	49.219
2	10 178	3 466	8 384	1 618	809	55.017
3	10 178	2 310	8 384	2 428	809	51.490
4	10 178	3 466	12 576	2 428	1 213	44.933
5	10 178	3 466	12 576	2 428	809	47.994
6	10 178	2 310	8 384	1 618	1 213	49.717
7	10 178	3 466	8 384	2 428	809	51.488
8	10 178	3 466	8 384	1 618	1 213	49.716
9	10 178	2 310	8 384	2 428	1 213	47.382
10	10 178	3 466	8 384	2 428	1 213	47.381
11	10 178	2 310	12 576	1 618	1 213	47.086
12	10 178	2 310	12 576	2 428	809	47.996
13	10 178	2 310	12 576	1 618	809	50.945
14	10 178	2 310	8 384	1 618	809	55.019
15	10 178	2 310	12 576	2 428	1 213	44.935
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
37	15 266	3 466	12 576	1 618	809	50.940
38	15 266	3 466	8 384	2 428	1 213	47.379
39	15 266	2 310	12 576	2 428	1 213	44.933
40	15 266	2 310	8 384	1 618	809	55.016
41	15 266	3 466	12 576	2 428	809	47.992
42	15 266	2 310	8 384	1 618	1 213	49.715
43	15 266	2 310	8 384	2 428	809	51.487
44	15 266	3 466	8 384	1 618	809	55.014
45	15 266	3 466	8 384	2 428	809	51.485
46	15 266	2 310	8 384	2 428	1 213	47.380
47	15 266	2 310	12 576	1 618	1 213	47.084
48	15 266	3 466	12 576	1 618	1 213	47.083
49	15 266	2 310	12 576	2 428	809	47.994
50	15 266	3 466	8 384	1 618	1 213	49.714
51	15 266	2 310	12 576	1 618	809	50.942
52	15 266	2 888	10 480	2 023	1 011	49.214

通过对拟合的响应面回归方程(17)的分析可知,各个基础大件质量的灵敏度由高到低依次为:主轴箱,滑鞍,立柱,工作台,床身。灵敏度分析结果如图 7 所示,由图可知:减小主轴箱、滑鞍的质量可以较好地提高机床的动态性能。在后续机床结构设计时,可以参照灵敏度分析结果对基础大件进行详细设计。

机床的静态性能和动态性能与基础大件的质量是相互作用、相互影响的。一般来说,在一定的变化

范围内,基础大件的质量越小,机床的动态性能越好,固有频率越高,而静态性能则会相应下降,静刚度变差。本文在概念设计阶段优先考虑提高机床的动态性能,在基础大件质量优化完成后的结构设计阶段再主要考虑提高机床的静态性能,因此为了提高机床的动态性能,基础大件的质量优化方式采用轻量化设计方式。为了提高机床的动态性能,并能在提高机床频率响应的同时得到机床的轻量化设计方案,现以回归方程(17)作为目标函数,以机床基础

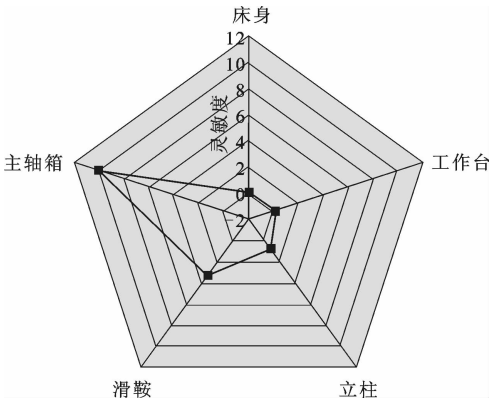


图 7 灵敏度分析结果

大件质量的平均值为基准将机床基础大件质量向下浮动 10%作为约束条件,进行机床的优化设计。优化设计的约束条件如表 11 所示。

表 11 优化设计的约束条件						kg
约束	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5	
上限	12 722	2 888	10 480	2 023	1 011	
下限	11 450	2 599	9 432	1 821	910	

根据求解结果,机床的一阶固有频率最高可以

表 12 机床基础大件质量优化方案

方案	M_1 /kg	M_2 /kg	M_3 /kg	M_4 /kg	M_5 /kg	一阶频率提高率/%	总质量减小率/%
1	11 767	2 742	9 458	1 827	915	3.86	8.29
2	12 429	2 718	9 448	1 830	915	3.84	6.13
3	12 129	2 808	9 445	1 830	920	3.73	6.84
4	11 818	2 733	9 443	1 837	915	3.80	8.17
5	12 534	2 760	9 454	1 834	916	3.77	5.58
6	11 940	2 686	9 482	1 829	918	3.72	7.79
7	12 221	2 701	9 500	1 827	917	3.73	6.72
8	11 562	2 682	9 451	1 831	920	3.72	9.20
9	11 577	2 625	9 455	1 841	917	3.71	9.30
10	12 187	2 772	9 490	1 835	916	3.71	6.61

4 总 结

- (1)本文建立了机床动态特性的集中参数等效动力学模型,利用该模型能够快速地对机床进行动力学分析,计算效率高。构建了机床一阶固有频率与机床基础大件质量的二次多项式响应面模型,利用该模型完成了机床基础大件质量的优化设计,在提高机床动态性能的基础上,优化了基础大件的质量分布,实现了机床的轻量化设计。
- (2)根据本文方法,通过精密坐标镗床基础大件质量优化设计实例,验证了该集中参数等效模型的

优化到 51.88 Hz,提高约 4.1%。质量优化设计的理想结果是,机床在提高一定固有频率的条件下能够实现机床基础大件轻量化,获得较好的机床基础大件质量分布。质量优化设计具有多种求解结果,可以以一阶固有频率提高的百分比和机床基础大件总质量减小的百分比作为筛选条件,得到符合工程实际需求的质量优化结果。该机床原始设计方案的一阶固有频率为 49.857 Hz,基础大件的总质量为 29 124 kg。符合工程实际的机床基础大件质量优化设计方案见表 12,从中可以看出:使用本文方法对机床基础大件的质量进行优化设计,可使一阶固有频率最高值提高 3.86%,基础大件总质量最大值减小 9.3%,说明本文方法是有效可行的。

上述基础大件质量的优化设计能够提升机床的动态性能,后续的详细结构设计则以提升机床的静态性能为目标。在结构设计阶段,可通过改变基础大件筋板的类型、数目、壁厚以及改变减重孔的形状、尺寸等方法来匹配基础大件的质量优化设计结果,完成基础大件的结构设计,在提升机床性能的同时,实现机床的轻量化设计。

正确性和有效性。质量优化设计结果与原始设计方案相比,一阶固有频率最高值提高了 3.86%,基础大件总质量最大值减小了 9.3%。从优化结果可以看出,本文方法实现了机床基础大件质量的优化设计。本文的研究可以为机床基础大件质量的优化分布设计提供参考,但是对机床结合面的处理方法比较简单,有待后续深入研究。此外,本文提出的机床基础大件质量优化方法只是针对机床整体设计方案的,而后续的机床基础大件结构详细设计方法对机床性能的提升也至关重要。

参考文献:

- [1] 杨兆军, 陈传海, 陈菲. 数控机床可靠性技术的研究进展 [J]. 机械工程学报, 2015, 49(20): 130-139.
YANG Zhaojun, CHEN Chuanhai, CHEN Fei. Progress in the research of reliability technology of machine tool [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 49(20): 130-139.
- [2] 马超. 机床结构设计方法研究在立柱设计中的应用 [D]. 辽宁大连: 大连理工大学, 2010: 2-9.
- [3] 田久良, 洪军, 朱永生. 机床主轴-轴承系统热-力耦合模型及其动态性能研究 [J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(7): 63-68.
TIAN Jiuliang, HONG Jun, ZHU Yongsheng. Optimization thermo-mechanical coupling model and dynamical characteristics of machining spindle-bearing system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(7): 63-68.
- [4] 隋秀凇, 高安邦. 实用机床设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010: 1327-1335.
- [5] 刘海涛, 赵万华. 基于广义加工空间概念的机床动态特性分析 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(21): 54-60.
LIU Haitao, ZHAO Wanhua. Dynamic characteristic analysis for machine tools based on concept of generalized manufacturing space [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(21): 54-60.
- [6] DENG Congying, GUO Fuyin, FANG Hui. Dynamic characteristics optimization for a whole vertical machining center based on the configuration of joints stiffness [J]. Int J Adv Manuf Technol, 2015, 76: 1225-1242.
- [7] 于海莲, 王永泉, 陈花玲. 响应面模型与多目标遗传算法相结合的机床立柱参数优化 [J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(11): 80-85.
YU Hailian, WANG Yongquan, CHEN Hualing. Optimization for machine tool column combining response surface model with multi-objective genetic algorithm [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(11): 80-85.
- [8] LUO Bo, PAN Dawei. A method to predict position-dependent structural natural frequencies of machine tool [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2015, 92: 72-84.
- [9] 易继军. 结构拓扑优化设计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: 3-9.
- [10] 廖伯瑜, 周新民, 尹志宏. 现代机械动力学及其工程应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2003: 120-125.
- [11] 张学良. 机械结合面动态特性及应用 [M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2002: 223-230.
- [12] 王磊, 杜瑞, 金涛, 等. 螺钉连接固定结合面匹配设计研究 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(7): 62-67.
WANG Lei, DU Rui, JIN Tao, et al. Optimization matching design for bolted joints based by effective contact radius maximization [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(7): 62-67.
- [13] 朱睿. 滚动直线导轨可动结合部动力学建模及参数识别方法研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2012: 9-20.
- [14] 鲁恒. 超精密机床动力学建模及分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007: 6-10.
- [15] 朱培浩. 计及工艺系统的机床动力学设计方法研究 [D]. 天津: 天津大学, 2014: 20-25.
- [16] 寸花英, 袁胜万, 田久良. TGK46100 高精度数控坐标镗床动态性能分析与试验验证 [J]. 机床与液压, 2012, 40(27): 3-6.
CUN Huaying, YUAN Shengwan, TIAN Jiuliang. Dynamic performance analysis and experimental verification for TGK46100 high-precision NC coordinate boring machine [J]. Machine and Hydraulics, 2012, 40(17): 3-6.

[本刊相关文献链接]

- 盛晓茜, 朱林波, 洪军, 等. 机床支承件螺栓连接布局设计方法研究. 2017, 51(4): 6-15. [doi:10.7652/xjtuxb201704002]
- 李海涛, 郭俊杰, 邓玉芬, 等. 数控机床几何精度的位姿测量原理. 2016, 50(11): 62-68. [doi:10.7652/xjtuxb201611010]
- 齐静雅, 王昭, 黄军辉, 等. 机床导轨滚转角测量误差分析. 2016, 50(9): 31-35. [doi:10.7652/xjtuxb201609005]
- 高表明, 洪军, 甄宜超. 机床多体系统空间刚度场约束下的加工误差预测. 2016, 50(6): 90-96. [doi:10.7652/xjtuxb201606014]
- 章云, 梅雪松. 机床柔性主轴转子低速无试重动平衡方法研究. 2016, 50(4): 89-93. [doi:10.7652/xjtuxb201604014]
- 余宝, 王昭, 黄军辉, 等. 机床滚转角高精度测量中的频偏现象研究. 2016, 50(3): 101-105. [doi:10.7652/xjtuxb201603016]
- 刘鹏, 洪军, 刘志刚, 等. 采用自适应遗传算法的机床公差分配研究. 2016, 50(1): 115-123. [doi:10.7652/xjtuxb201601018]
- 周强, 刘志刚, 洪军, 等. 卡尔曼滤波在精密机床装配过程误差状态估计中的应用. 2015, 49(12): 97-103. [doi:10.7652/xjtuxb201512016]

(编辑 葛赵青)