

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2024.04.019

考虑结合面特性影响的机床整机有限元静力学分析模型*

王 豪^{1,2}, 黄为彬^{1,2}, 方 兵^{1,2*}

(1. 福建农林大学 机电工程学院, 福建 福州 350002; 2. 福建省农业信息感知技术重点实验室, 福建 福州 350002)

摘要:针对机床数字化设计中典型结合面建模精度误差较大的问题,提出了一种采用虚拟材料等效结合面静力学特性的方法,建立了考虑结合面特性影响的机床整机有限元静力学分析模型,并完成了相应的静刚度测试实验。首先,综合考虑了弹塑性变形机制和摩擦力的影响,提出了一种新的结合面法向和切向刚度的分析模型;其次,根据不同类型结合面的特点,采用虚拟材料模拟结合面的刚度特性,建立了刚度特性与虚拟材料弹性模量和泊松比的关系,并将其应用于精密数控机床整机的静刚度分析;最后,开展了整机工艺系统的静刚度测试实验,得到了主轴末端 X 、 Y 、 Z 三个方向的刚度分别为 $26.60\text{ N}/\mu\text{m}$ 、 $41.87\text{ N}/\mu\text{m}$ 和 $40.17\text{ N}/\mu\text{m}$,并将其与仿真数据进行了对比。研究表明:不考虑结合面影响的模型相对误差将近17%,而考虑结合面影响的模型相对误差在5%以内,验证了考虑结合面特性影响的机床整机有限元静力学分析模型的有效性;采用虚拟材料等效结合面静力学特性的方法可作为机床数字化设计的一种可行的方法。

关键词:机床数字化设计;虚拟材料法;结合面静力学特性;静刚度测试;有限元静力学分析模型;弹塑性模型

中图分类号:TH114;TG50

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2024)04-0732-07

Finite element static analysis model of machine tool considering influence of joint surface characteristics

WANG Hao^{1,2}, HUANG Weibin^{1,2}, FANG Bing^{1,2}

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Fujian Agriculture and Forest University, Fuzhou 350002, China;

2. Fujian Key Laboratory of Agricultural Information Sensing Technology, Fuzhou 350002, China)

Abstract: In the digital design of machine tools, there is a problem of large accuracy errors in typical joint surface modeling. To address this type of problem, a method that uses virtual materials to equivalently estimate the static properties of the joint surface was proposed. The finite element static analysis model of the whole machine tool considering the influence of the characteristics of the joint surface was established, and the corresponding static stiffness test experiment was completed. Firstly, a new analytical model for the normal and tangential stiffness of the joint surface was proposed by comprehensively considering the effects of the elastic-plastic deformation mechanism and friction. Secondly, according to the characteristics of different types of joint surfaces, virtual materials were used to simulate the stiffness characteristics of the joint surface, and the relationship between the stiffness characteristics and the elastic modulus and Poisson's ratio of the virtual materials was established and applied to the static stiffness analysis of the entire precision computer numerical control machine tool. Finally, the static stiffness test experiment of the entire process system was carried out. In the stiffness test experiment, the stiffness of the spindle end obtained through the experiment in the X , Y , and Z directions was respectively $26.60\text{ N}/\mu\text{m}$, $41.87\text{ N}/\mu\text{m}$, and $40.17\text{ N}/\mu\text{m}$, and the experimental data were compared with the simulation data. The research results show that the relative error of the model without considering the influence of the joint surface is nearly 17%, while the relative error of the model considering the influence of the joint surface is within 5%, which verifies the effectiveness of the finite element static analysis model of the whole machine tool considering the influence of the characteristics of the joint surface. The method that using virtual materials to equivalently estimate the static properties of the joint surface is a feasible method

收稿日期:2023-07-01

基金项目:国家自然科学基金青年科学基金资助项目(51605091)

作者简介:王豪(1999-),男,河南驻马店人,硕士研究生,主要从事机械结构接触与传热方面的研究。E-mail:15836702514@163.com

通信联系人:方兵,男,博士,副教授,硕士生导师。E-mail:fangbing008@163.com

for the digital design of machine tools.

Key words: digital design of machine tools; virtual materials method; static properties of joint surface; static stiffness test; finite element static analysis model; elastoplastic models

0 引言

目前,基于计算机辅助设计的理念已经广泛地应用于精密数控机床产品的开发中。设计者期望在设计阶段准确掌握产品的刚度、热特性、动态响应以及加工精度等性能。但由于机床零部件数量众多、结构复杂,存在多种类型的结合面;结合面不连续的特点对机床刚度、热传导特性的影响显著,且结合面自身的影响因素较多、规律不明显。因此,结合面的建模准确与否在较大程度上影响整体分析的结果^[1-3]。

在处理结合面问题时,“弹簧-阻尼”法是常用的方法之一。该方法用若干个“弹簧-阻尼”单元来模拟结合面的静、动态特性。如朱坚民等人^[4]使用了“弹簧-阻尼”单元模拟主轴刀柄结合面,并进行了动力学参数识别,结果表明实验值与计算值相对误差在4%以内,具有较高精度。李院生等人^[5]采用了4节点的“弹簧-阻尼”单元模型来等效结合面,解决了螺栓固定结合面参数识别问题。兰国生等人^[6]采用了“弹簧-阻尼”法,建立了固定结合面法向接触阻尼模型及结合面间阻尼损耗因子模型。

然而“弹簧-阻尼”单元法存在一些缺点。该方法是一种简化自由度的方法,需要根据具体的问题,选择单元的数量,确定单元的位置,并且忽略了各单元之间的相互影响。

为了解决上述问题,近年来研究人员已经开始采用虚拟材料法建立固定结合面模型。

虚拟材料法是一种根据结合面接触部位微观结构,采用具备弹性模量、泊松比以及密度的材料来模拟结合面静力学和动力学特性的方法。比如,张学良等人^[7]提出了一种利用宏观各向同性虚拟材料等效的固定结合部动力学参数化建模方法,即采用虚拟材料的弹性模量、泊松比等来模拟结合面静力学和动力学特性,结果显示,计算值与实验值的绝对误差在10%以内。孙伟等人^[8-9]采用了一层虚拟材料来对含螺栓复合材料结构进行动力学分析,均达到了较高的精度。

然而,上述研究并未考虑弹塑性变形对虚拟材料属性的影响。

因此,笔者基于 Greenwood-Williamson(G-W)接触分析模型,考虑弹塑性变形的影响,依据粗糙表面形貌统计参数,提出一种新的考虑摩擦力影响的刚度模型;

根据结合面的刚度特性,将结合面等效成一层虚拟材料,建立固定结合面的静力学分析模型,将其应用于整机的有限元分析,并且开展机床静刚度测试实验,以验证上述分析结果的正确性。

1 结合面虚拟材料模型

结合面实质上是由两个相互接触的粗糙表面组成,可以将其简化为一个粗糙表面与一个刚性平面接触。

GREENWOOD J A 等人^[10]早在 20 世纪 60 年代就提出了基于统计理论的 G-W 接触分析模型。该模型假定凸峰的高度服从某种特定的分布(如高斯分布),凸峰具有相同的曲率半径。当凸峰的变形量 ω 大于弹性极限值 ω_e 时,凸峰开始呈现塑性变形的特点。然而,KOGUT 通过有限元分析的方法发现,凸峰由弹性变形阶段开始进入塑性变形阶段时,先要经历一个弹塑性混合变形阶段;然后,直到其变形量大于等于 $110 \times \omega_e$ 时,凸峰才呈现完全塑性变形的特点^[11]。因此,单个凸峰的接触过程可由弹性、弹塑性和塑性三个阶段来描述。

1.1 弹性接触变形

根据 Hertz 接触理论,可建立弹性接触面积 a_e 、弹性接触载荷 p_e ,以及弹性变形量 ω 间的关系如下:

$$a_e = \pi R \omega \quad (1)$$

$$p_e = \frac{4}{3} E' R^{1/2} \omega^{3/2} \quad (2)$$

式中: E' 为等效弹性模量, $1/E' = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$; E_1, E_2 为弹性模量; ν_1, ν_2 为泊松比; R 为等效平均半径。

当结合面间存在摩擦力时^[12],由凸峰发生屈服的临界平均接触压力 $p_{ave} = k_v k_\mu H$ 可得到弹性变形极限,即:

$$\omega_e = \left(\frac{3\pi k_v k_\mu H}{4E'} \right)^2 R \quad (3)$$

式中: k_v 为平均接触压力系数,由材料泊松比 ν 确定^[13], $k_v = 0.4645 + 0.3141\nu + 0.1943\nu^2$ (若取 $\nu = 0.3$,则 $k_v \approx 0.6$); k_μ 为摩擦力影响系数,其值与摩擦系数 μ 有关^[9]; H 为材料硬度。

k_μ 的计算公式如下:

$$k_\mu = \begin{cases} 1 - 0.228\mu & 0 \leq \mu < 0.3 \\ 0.932e^{-1.58(\mu-0.3)} & 0.3 \leq \mu < 0.9 \end{cases} \quad (4)$$

式中: μ 为摩擦系数。

在该阶段单个凸峰的法向刚度 k_n^e 可定义为:

$$k_n^e = \frac{dp_e}{d\omega} = 2E' \sqrt{R\omega} \quad (5)$$

根据文献[14]可知, 单个凸峰的切向刚度为:

$$k_\tau^e = \frac{8G'R^{1/2}\omega^{1/2}}{2-\nu} \left(1 - \frac{1}{\mu} \frac{Q_e}{P_e}\right)^{1/3} \quad (6)$$

式中: G' 为结合面两接触材料的当量剪切弹性模量,

$G' = \frac{E'}{2(1+\nu)}$; ν 为较软材料的泊松比。

Q_e 和 P_e 分别表示该阶段的总体切向载荷和法向载荷, 其中:

$$P_e = \frac{4}{3}\eta A_0 E' \sqrt{R} \int_d^{d+\omega_e} (z-d)^{3/2} \phi(z) dz \quad (7)$$

式中: η 为凸峰密度; A_0 为名义接触面积; z 为凸峰高度; d 为刚性平面与粗糙表面中线的距离, 且满足关系式: $\omega = z - d$; ω_e 为弹性极限值; $\phi(z)$ 为高度分布的概率密度函数。

文献[15]给出了单个凸峰所承受的切向载荷为:

$$q = \frac{8\sigma_y}{(6-3\nu)\pi} a + \frac{8(2\nu-1)}{(6-3\nu)\pi} p \quad (8)$$

式中: σ_y 为与摩擦力方向相同的应力; a 为接触点面积; p 为接触点上的载荷。

根据接触面积与变形的关系, 可得该阶段总切向载荷为:

$$Q_e = \eta A_0 \int_d^{d+\omega_e} \left[\frac{8R\sigma_y\omega}{(6-3\nu)} + \frac{8(2\nu-1)}{(6-3\nu)\pi} p \right] \cdot \phi(z) dz \quad (9)$$

1.2 弹塑性接触变形

当变形量在 ω_e 和完全塑性临界值 ω_p 之间时, 微小凸峰处在弹塑性混合变形阶段。

李玲等人[16]在接触面积、平均接触载荷满足连续变化的基础上, 构造了以变形量 ω 为自变量的多项式表达式, 其接触面积可表示为:

$$a_{ep} = \pi R \kappa_1(\omega) \quad (10)$$

其中:

$$\kappa_1(\omega) = (3-2\omega)g^3(\omega) + (3\omega-4)g^2(\omega) +$$

$$g(\omega) + \omega; g(\omega) = \frac{\omega - \omega_e}{\omega_p - \omega_e}.$$

接触载荷可表示为:

$$P_{ep} = \pi RH \left[1 - (1 - k_v k_\mu) \frac{\ln \omega_p - \ln \omega}{\ln \omega_p - \ln \omega_e} \right] \kappa_1(\omega) \quad (11)$$

类似的可定义刚度为接触载荷对变形量的导数, 于是法向接触刚度可以表示为:

$$k_n^{ep} = \pi RH \left(\kappa_3(\omega) + \frac{\kappa_2 \kappa_1(\omega)}{\omega} - \ln \frac{\omega_p}{\omega} \kappa_2 \kappa_3(\omega) \right) \quad (12)$$

其中:

$$\kappa_2 = \frac{1 - k_v k_\mu}{\ln \omega_p - \ln \omega_e};$$

$$\kappa_3(\omega) = -2g^3(\omega) + 6(2-\omega)g^2(\omega) + 2(3\omega-4)$$

$$g(\omega) + 2.$$

则, 切向接触刚度可以表示为:

$$k_\tau^{ep} = \frac{8G'R[\kappa_1(\omega)]^{1/2}}{2-\nu} \left(1 - \frac{1}{\mu} \frac{Q_{ep}}{P_{ep}}\right)^{1/3} \quad (13)$$

式中: P_{ep} , Q_{ep} 为该阶段的总体切向载荷和法向载荷。

P_{ep} 和 Q_{ep} 表达式如下:

$$P_{ep} = \eta A_0 \int_{d+\omega_e}^{d+\omega_p} p_{ep} \phi(z) dz \quad (14)$$

$$Q_{ep} = \eta A_0 \int_{d+\omega_e}^{d+\omega_p} \left[\frac{8R\sigma_y \kappa_1(\omega)}{(6-3\nu)} + \frac{8(2\nu-1)}{(6-3\nu)\pi} p_{ep} \right] \cdot \phi(z) dz \quad (15)$$

1.3 塑性接触变形

KOGUT L 等人[11]通过有限元计算发现, 当变形量 ω 大于 $110 \times \omega_e$ 时, 凸峰呈现完全塑性变形的特点。此时, 接触面积、载荷与变形量的关系可以表示为:

$$a_p = 2\pi R \omega \quad (16)$$

$$p_p = H a_p \quad (17)$$

类似的, 可以求得该阶段的法向接触刚度和切向接触刚度分别为:

$$k_n^p = 2\pi HR \quad (18)$$

$$k_\tau^p = \frac{16G'R^{1/2}\omega^{1/2}}{2-\nu} \left(1 - \frac{1}{\mu} \frac{Q_p}{P_p}\right)^{1/3} \quad (19)$$

P_p 和 Q_p 表示该阶段的总体切向载荷和法向载荷, 分别为:

$$P_p = \eta A_0 \int_{d+\omega_p}^{+\infty} p_p \phi(z) dz \quad (20)$$

$$Q_p = \eta A_0 \int_{d+\omega_p}^{+\infty} \left[\frac{16R\sigma_y\omega}{(6-3\nu)} + \frac{8(2\nu-1)}{(6-3\nu)\pi} p_p \right] \cdot \phi(z) dz \quad (21)$$

综合式(5)、式(12)和式(18), 可得到总的法向接触刚度为:

$$k_n = \eta A_0 \int_d^{d+\omega_e} k_n^e \cdot \phi(z) dz + \eta A_0 \int_{d+\omega_e}^{d+\omega_p} k_n^{ep} \cdot \phi(z) dz + \eta A_0 \int_{d+\omega_p}^{+\infty} k_n^p \cdot \phi(z) dz \quad (22)$$

综合式(6)、式(13)和式(19), 可得到总的切向接触刚度为:

$$k_\tau = \eta A_0 \int_d^{d+\omega_e} k_\tau^e \cdot \phi(z) dz + \eta A_0 \int_{d+\omega_e}^{d+\omega_p} k_\tau^{ep} \cdot \phi(z) dz + \eta A_0 \int_{d+\omega_p}^{+\infty} k_\tau^p \cdot \phi(z) dz \quad (23)$$

1.4 虚拟材料属性确定

采用虚拟材料模拟结合面的静力学特性,需要知道虚拟材料的密度 ρ (取两接触材料的平均密度)、弹性模量 E_v 、泊松比 μ_v 、虚拟材料的面积 A 和厚度 t 等参数。

根据机械加工表面形貌特征以及有限元分析的需求,参考文献[17],可选取虚拟材料的厚度 t 为1 mm。等效虚拟材料模型如图1所示。

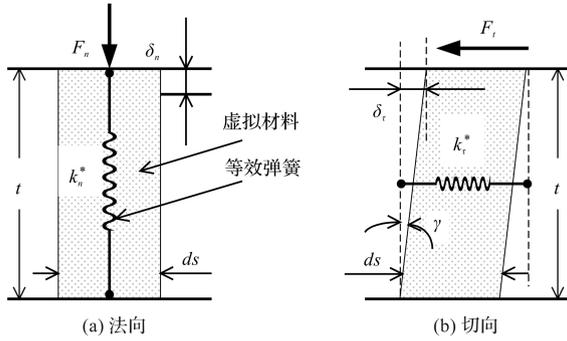


图1 等效虚拟材料模型

Fig.1 Equivalent virtual material model

若单位面积上的法向刚度和切向刚度分别为(量纲为 $[N \cdot m^{-3}]$):

$$k_n^* = k_n / A_0 \quad (24)$$

$$k_\tau^* = k_\tau / A_0 \quad (25)$$

取一面积为 ds 的微元,在法向载荷 F_n 的作用下,其法向应力和应变分别为 σ 和 ε ,则有:

$$k_n^* \cdot ds = \frac{F_n}{\delta_n} = \frac{ds \cdot \sigma}{\varepsilon \cdot t} \quad (26)$$

式中: δ_n 为法向变形量。

由弹性模量定义及化简式(14),得到:

$$E_v \doteq \frac{\sigma}{\varepsilon} = k_n^* \cdot t \quad (27)$$

式中: E_v 为虚拟材料的等效弹性模量。

同理,可得虚拟材料的等效切变模量 G_v 为:

$$G_v \doteq \frac{\tau}{\gamma} = k_\tau^* \cdot t \quad (28)$$

式中: τ 为切变应力; γ 为切变应变。

泊松比 μ_v 为:

$$\mu_v = \frac{k_n^*}{2k_\tau^*} - 1 \quad (29)$$

2 整机静刚度仿真分析

某立式加工中心的床身与立柱材料均为HT200,接触表面采用铣削方式加工。在机床 X 、 Y 、 Z 三个方向各布置一根丝杠分别用于驱动主轴箱、工作台和滑板。主轴前端安装锥度为7:24的BT50刀柄,轴承采

用4+2的布置方式,即前端采用4列并列,后端采用2列并列的方式配置,型号分别为7020C和7018A。

笔者对模型进行必要的简化,并在CATIA V5r16中建立床身、立柱、滑板、工作台、主轴箱以及导轨等主要零部件模型,按设计尺寸装配成整机三维模型,再将CATIA V5r16中的整机三维模型导入ANSYS Workbench中,进行网格划分、参数设定以及边界条件设置等,以建立有限元分析模型^[18]。

得到结合面的虚拟材料属性是建立整机静刚度分析模型的关键。此处以床身立柱结合面为例,该结合面由16只螺栓固定,正压力约为56 000 N,接触面积为 0.238 m^2 ,平均接触压力为 $2.35 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。采用轮廓仪(泰勒霍普森Form Talysurf i120)测量所研究表面的形貌,并根据文献[19]所提供的方法,经计算得到服从高斯分布的表面凸峰的高度分布函数 $\phi(z)$,平均半径 β 为 $42.68 \mu\text{m}$ 以及单位面积凸峰个数 N 为 $8.45 \times 10^3 \text{ 个}/\text{mm}^2$ 。

平均接触压力 P_{av} 与弹性模量 E_v 的关系如图2所示。

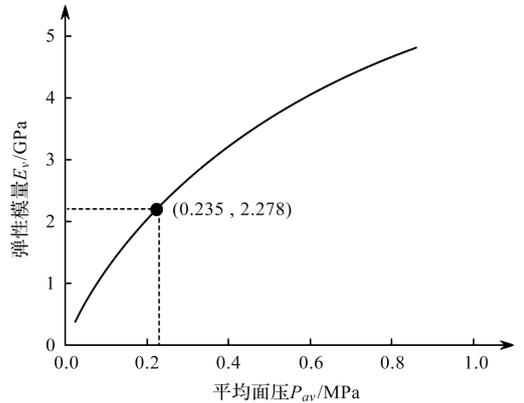


图2 平均面压与弹性模量间的关系

Fig.2 Relationship between mean surface pressure and elastic modulus

由式(7)、式(14)、式(20)和高度分布函数 $\phi(z)$ 可得到总载荷 P 与偏差 d 间的关系,由式(24)和式(25)可分别得到弹性模量 E_v 、 μ_v 和偏差 d 间的关系。

综合上述两个关系,便可得到平均接触压力 P_{av} 与弹性模量 E_v 。随着平均接触压力 P_{av} 的增加,虚拟材料的弹性模量也在增加,但趋势趋于缓慢。

所建立的有限元分析模型主要考虑了床身立柱结合面、轴承内圈与主轴的结合面、轴承外圈与箱体的结合面,以及主轴前后两个端面;轴承、丝杠以及导轨则采用弹簧单元法进行等效。

根据实际工况,可得到主要结合面的虚拟材料参数如表1所示。

仿真计算时,在主轴刀柄下端沿着 X 、 Y 、 Z 三个方向施加大约1 960 N的载荷,反向载荷施加在工作台面相应位置上,并将床身底座与地面的接触面固定约束。

表 1 主要结合面的虚拟材料属性

Table 1 Virtual material properties mainly combine faces

结合面	弹性模量/GPa	泊松比
床身立柱	2.278	0.148
主轴前端	2.375	0.156
主轴后端	2.375	0.133
前轴承内圈	2.158	0.214
前轴承外圈	1.416	0.179
后轴承内圈	2.158	0.227
后轴承外圈	1.416	0.161

仿真结果如图 3 所示。

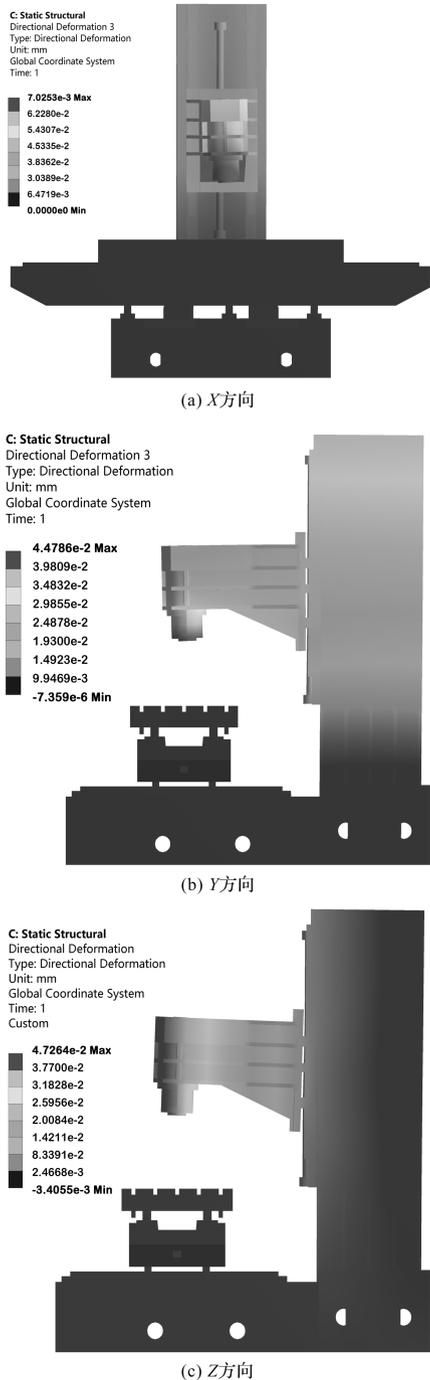


图 3 施加 1960 N 载荷的整机变形

Fig.3 The whole machine is deformed by applying a load of 1960 N

可见,主轴在承受载荷时,变形主要体现在主轴及其周边的零部件,其中主轴前端影响最为明显。在相同的载荷作用下, X 、 Y 和 Z 方向的位移分别为 $68.6 \mu\text{m}$ 、 $44.5 \mu\text{m}$ 和 $47.3 \mu\text{m}$,三个方向对应的刚度分别为 $28.57 \text{ N}/\mu\text{m}$ 、 $44.04 \text{ N}/\mu\text{m}$ 和 $41.43 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。总体来说, Y 方向的刚度最大, Z 方向上的刚度次之, X 向刚度最小。

3 实验与比较

为验证整机静刚度有限元分析结果的正确性,笔者开展了机床静刚度测试实验。

实验测试原理如图 4 所示。

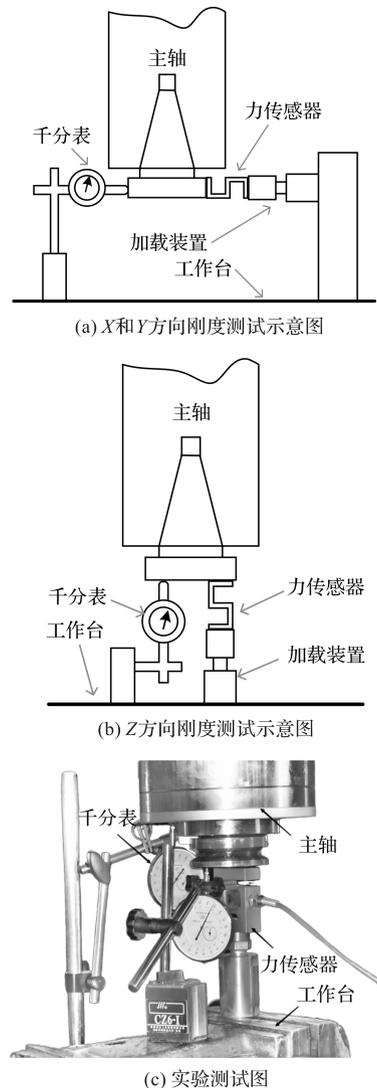


图 4 机床静刚度测量

Fig.4 Static stiffness measurement of machine tools

笔者将机床各零部件放置在与仿真分析时对应的位置上,以 98 N 为间隔逐步增加载荷至 1960 N ,采用精度为 0.98 N 的 BK-2 型压力传感器测量载荷,由二次仪表显示测量结果,采用分辨率为 $2 \mu\text{m}$ 的千分表

测量相对变形。

实验结果如图5所示。

随着外加载荷的增加,主轴末端的相对变形也在逐渐增加,测得的“载荷-变形”数据基本呈线性规律。可拟合得到X、Y、Z三个方向的刚度,分别为 $26.60 \text{ N}/\mu\text{m}$ 、 $41.87 \text{ N}/\mu\text{m}$ 和 $40.17 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。

为研究结合面对整体刚度特性的影响,笔者对未考虑结合面特性的模型进行分析计算。所谓不考虑结合面是指忽略由连接部位(也就是结合面)引起的刚度的变化。

在有限元模型中,笔者直接将连接部位黏接成一体,使得结合部与被连接部件的材料属性一致。

实验结果与仿真结果如表2所示。

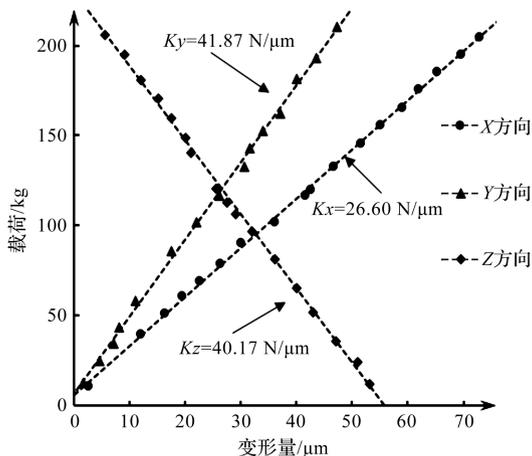


图5 载荷-变形曲线

Fig.5 Load-deformation curve

表2 整机静刚度仿真与实验对比

Table 2 Simulation and experimental comparison of static stiffness of the whole machine

方向	实验测量刚度 /($\text{N}/\mu\text{m}$)	未考虑结合面影响仿真数据		考虑结合面影响仿真数据	
		刚度/($\text{N}/\mu\text{m}$)	误差/%	刚度/($\text{N}/\mu\text{m}$)	误差/%
X	26.60	30.14	13.30	27.43	3.12
Y	41.87	48.63	16.15	43.86	4.75
Z	40.17	46.96	16.90	42.19	5.02

其中,仿真的结果分为两个模型,一个是考虑了结合面影响的模型,另一个是没有考虑结合面影响的模型。

对比结果表明:不考虑结合面的影响时,机床工艺系统的静刚度与实验值的相对误差达到17%左右;考虑结合面影响之后,其相对误差基本在5%以内。以上结果验证了所提出模型的准确性。

4 结束语

针对机床数字化设计中典型结合面建模精度误差较大的问题,笔者提出了一种采用虚拟材料等效结合面静力学特性的方法,建立了考虑结合面特性影响的机床整机有限元静力学分析模型,并完成了相应的静刚度测试实验。

笔者基于粗糙表面接触理论,推导了考虑摩擦力影响的固定结合面的法向刚度和切向刚度解析表达式,并确定了用于模拟结合面静力学特性的虚拟材料的等效弹性模量和泊松比。

研究表明:

1) 机床典型结合面等效后的虚拟材料弹性模量较基体材料小1到2个数量级。因此,对整机分析时,必须考虑结合面的影响;

2) 与实验测试结果对比,不考虑结合面影响的机床整机有限元静力学分析模型的误差在13%~17%

之间,与实际偏差较大;

3) 考虑了结合面特性影响后,得到机床整机有限元静力学分析模型的误差基本在5%以内,精度满足工程设计的要。

目前,笔者主要采用虚拟材料法研究了结合面的静力学特性。后续工作中,笔者将在本研究的基础上,将该模型应用于结合面的动态特性以及热-结构耦合分析等方面。

参考文献 (References):

- [1] 李玲,王晶晶,裴喜永,等.机械结合面接触刚度建模新方法[J].机械工程学报,2020,56(9):162-169.
LI Ling, WANG Jing-jing, PEI Xi-yong, et al. A new method for modeling mechanical joint surface contact stiffness [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(9):162-169.
- [2] LI Ling, YUN Qiang-qiang, LI Zhi-qiang, et al. A new contact model of joint surfaces accounting for surface waviness and substrate deformation[J]. International Journal of Applied Mechanics, 2019, 11(8):1950079.
- [3] WANG Wei, SHI Jun-ping, CAO Xiao-shan, et al. Meshless numerical method for the contact problems of joint surface [J]. Engineering Computations, 2022, 39(9):3255-3270.
- [4] 朱坚民,何丹丹.基于频响函数分析的主轴-刀柄-刀具结合面轴向分布参数辨识[J].中国机械工程,2017,

- 28(16):1891-1898.
- ZHU Jian-min, HE Dan-dan. Identification of axial distribution joint parameters of interfaces among spindle-holder-tool based on frequency response function analysis [J]. *China Mechanical Engineering*, 2017, 28 (16): 1891-1898.
- [5] 李院生,张广鹏,解芳芳,等.一种螺栓结合部刚度四点等效方法[J].*机械强度*,2017,39(3):642-646.
- LI Yuan-sheng, ZHANG Guang-peng, XIE Fang-fang, et al. A four-point equivalent method of the bolted joints stiffness[J]. *Journal of Mechanical Strength*,2017,39(3):642-646.
- [6] 兰国生,李祥,孙万,等.固定结合面法向接触阻尼三维分形模型[J].*组合机床与自动化加工技术*,2021,63(9):75-80.
- LAN Guo-sheng, LI Xiang, SUN Wan, et al. Fractal model for normal contact damping of joint surface based on three-dimensional contact fractional theory [J]. *Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique*,2021,63(9):75-80.
- [7] 张学良,范世荣,温淑花,等.基于等效横观各向同性虚拟材料的固定结合部建模方法[J].*机械工程学报*,2017,53(15):141-147.
- ZHANG Xue-liang, FAN Shi-rong, WEN Shu-hua. et al. Modeling method of fixed joint interfaces based on equivalent transversely isotropic virtual material [J]. *Journal of Mechanical Engineering*,2017,53(15):141-147.
- [8] 孙伟,方自文,刘晓峰.基于虚拟材料的螺栓联接复合板固有特性建模[J].*东北大学学报:自然科学版*,2020,41(10):1421-1426.
- SUN Wei, FANG Zi-wen, LIU Xiao-feng. Analytical modeling of inherent characteristics of bolted joint composite plates based on virtual materials[J]. *Journal of Northeastern University: Natural Science*,2020,41(10):1421-1426.
- [9] 陈帅,谢迎春,刘贵杰,等.基于虚拟材料模型的螺栓松动预测研究[J].*机电工程*,2023,40(5):699-706.
- CHEN Shuai, XIE Ying-chun, LIU Gui-jie, et al. Bolt loosening prediction method based on virtual material model [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*,2023,40(5):699-706.
- [10] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B P. Contact of nominally flat surfaces[J]. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical and Physical Sciences*, 1966,295(1442):300-319.
- [11] KOGUT L, ETSION I. Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2002,69(5):657-662.
- [12] 李小彭,鞠行,赵光辉,等.考虑摩擦因素的结合面切向接触刚度分形预估模型及其仿真分析[J].*摩擦学报*,2013,33(5):463-468.
- LI Xiao-peng, JU Xing, ZHAO Guang-hui, et al. Fractal prediction model for tangential contact stiffness of joint surface considering friction factors and its simulation analysis [J]. *Tribology*,2013,33(5):463-468.
- [13] LIN Li-po, LIN Jen-fin. An elastoplastic microasperity contact model for metallic materials [J]. *Journal of Tribology*,2005,127(3):666-672.
- [14] 张学良,温淑花.基于接触分形理论的结合面切向接触刚度分形模型[J].*农业机械学报*,2002,33(3):91-93.
- ZHANG Xue-liang, WEN Shu-hua. A fractal model of tangential contact stiffness of joint surfaces based on the contact fractal theory [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2002, 33 (3): 91-93.
- [15] 盛选禹,雒建斌,温诗铸.基于分形接触的静摩擦系数预测[J].*中国机械工程*,1998,20(7):16-18,89-90.
- SHENG Xuan-yu, LUO Jian-bin, WEN Shi-zhu. Prediction of static friction coefficient based on fractal contact [J]. *China Mechanical Engineering*, 1998, 20 (7): 16-18, 89-90.
- [16] 李玲,蔡安江,蔡力钢,等.螺栓结合面微观接触模型[J].*机械工程学报*,2016,52(7):205-212.
- LI Ling, CAI An-jiang, CAI Li-gang, et al. Micro-contact model of bolted-joint interface [J]. *Journal of Mechanical Engineering*,2016,52(7):205-212.
- [17] 田红亮,刘芙蓉,方子帆,等.引入各向同性虚拟材料的固定结合部模型[J].*振动工程学报*,2013,26(4):561-573.
- TIAN Hong-liang, LIU Fu-rong, FANG Zi-fan, et al. Immobile joint surface's model using isotropic virtual material [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2013, 26(4):561-573.
- [18] 张森,朱鹏鹏,徐乃强.包装机离心振动上料盘的耐磨性能优化[J].*包装与食品机械*,2023,41(2):1-6.
- ZHANG Sen, ZHU Shun-peng, XU Nai-qiang. Optimization of wear resistance of centrifugal vibration feeding disc of packaging machine [J]. *Packaging and Food Machinery*,2023,41(2):1-6.
- [19] MCCOOL J I. Comparison of models for the contact of rough surfaces [J]. *Wear*,1986,107(1):37-60.

本文引用格式:

王豪,黄为彬,方兵.考虑结合面特性影响的机床整机有限元静力学分析模型[J].*机电工程*,2024,41(4):732-738.

WANG Hao, HUANG Weibin, FANG Bing. Finite element static analysis model of machine tool considering influence of joint surface characteristics [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2024,41(4):732-738.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>