

DOI: 10.7652/xjtuxb201704002

机床支承件螺栓连接布局设计方法研究

盛晓茜, 朱林波, 洪军, 屈云鹏

(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: 针对机床支承件螺栓连接布局设计缺乏相关技术理论支撑的问题,提出了考虑压力分布耦合作用的螺栓连接布局优化设计方法。该方法基于高斯函数,通过数据拟合方法对单螺栓连接结合面压力分布进行数学表征,引入单螺栓极限作用半径的概念,表征单螺栓连接结合面压力分布区域的大小,研究单螺栓极限作用半径的确定方法,并通过分析螺栓间压力分布的耦合作用对其进行修正,以修正后的极限作用半径为依据,建立机床支承件螺栓连接布局优化设计方法。构建机床典型支承件微缩模型,通过有限元分析和试验的方法验证模型的可行性,依据此模型在动刚度和静刚度两方面校验螺栓布局设计方法。研究表明,该设计方法使机床动刚度一阶固有频率最大提高了13.86%,静刚度最大提高了18.16%,有效改善了机床整体的动静特性,将为机床支承件螺栓连接布局设计提供基础理论与技术支持。

关键词: 机床;支承件;螺栓连接;布局设计;动静特性

中图分类号: TH123 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)04-0006-10

Bolted Connections Layout Design for Machine Tool Support Part

SHENG Xiaolian, ZHU Linbo, HONG Jun, QU Yunpeng

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

Abstract: A novel optimization design method considering coupling of pressure distribution is proposed to provide theoretical support to the bolted connections layout design of machine tool support part. The data fitting method is used to characterize the pressure distribution on the interface of single bolt based on Gaussian function. The region of pressure distribution is represented by the ultimate impact radius of single bolt. The ultimate impact radius is corrected by the coupling of pressure distribution. The design schedule of bolted connections layout is established according to the corrected radius. This method is verified with a micro model of a real machine tool by analyzing the static and dynamic rigidity, and the feasibility of the micro model is confirmed by FEM and experiments. It is concluded that the maximum optimum reaches 13.86% in the first-order natural frequency of dynamic rigidity, and 18.16% in the static rigidity, and the static and dynamic performances of the machine tool can be effectively improved.

Keywords: machine tool; support part; bolted connection; layout design; static and dynamic performance

螺栓连接由于其拆装方便、结构简单、连接强度高特点,被广泛应用于复杂机械系统的装配连接

收稿日期: 2016-09-28。 作者简介: 盛晓茜(1986—),女,博士生;洪军(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51635010)。

网络出版时间: 2017-02-09 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170209.1818.006.html>

中。机床的床身、立柱、主轴箱等支承件主要通过螺栓连接进行装配。螺栓的集中加载方式决定了每个螺栓的作用区域有限,如果螺栓布局不合理将导致连接结合面出现零压力区域,使得部件连接性能下降。因此,合理设计螺栓的布局方式对提高机床支承件连接结合面接触性能以及机床整机的动静态特性具有重要意义。

国内外学者对螺栓结合面压力分布及接触特性、螺栓连接布局设计等进行了大量研究工作。文献[1-3]分析得到,被连接件间结合面压力分布沿螺栓孔径径向距离逐渐下降,靠近螺栓孔中心区域接触压力较大。文献[4]提出以多项式样条曲线、抛物线等简单曲线函数,模拟被连接件间结合面压力分布规律。文献[5-6]基于文献[7]提出的被连接件间结合面压力分布关于径向距离呈四次函数的假设,研究了螺栓公称直径、被连接件厚度、螺栓预紧力大小等因素对结合面接触压力的影响。文献[8]分析了不同预紧力下结合面接触压力的分布规律,并应用到被连接件的刚度计算中。文献[9]指出被连接件归一化厚度(真实厚度/螺栓直径)、被连接件厚度比、螺栓孔间隙是影响压力分布区域大小的主要因素。文献[10]采用接触式感压胶片测量方法获得了被连接件结合面的压力分布曲线,采用韦氏分布函数对压力分布进行拟合,获得了被连接件间结合面接触压力的统计模型及相关参数。文献[11]采用超声波测量方法,发现增加螺栓预紧力不能使被连接件间结合面接触区域增大。文献[12]发现支承件床身立柱螺栓连接的个数对整机的动静态性能影响很大,螺栓个数过多不能改善立柱的固有频率,而过少将使固有频率大幅降低。文献[13-14]研究了螺栓布局对加工中心刚度的影响,表明连接结合面两端应集中布置螺栓,内侧也需添加螺栓数量。文献[15]提出了准确控制螺栓预紧力的装配工艺设计技术,并成功应用于某高精度数控镗铣床的床身立柱螺栓连接设计中。

目前,对螺栓连接结合面接触压力的研究,主要以单螺栓连接结合面压力计算或试验测试为主,未考虑螺栓间耦合作用对结合面接触压力及分布区域的影响,在机床设计中的实际应用也较少。针对机床支承件螺栓布局设计的研究,指出了螺栓连接对机床性能保障的重要性,但尚未给出机床支承件螺栓连接布局设计的方法及规则,不能指导实际工程设计。

本文以机床支承件螺栓连接为对象,基于高斯

函数进行数据拟合,对单螺栓连接结合面压力分布进行参数化表征,引入单螺栓极限作用半径的概念,并研究其确定方法,提出考虑压力分布耦合作用的螺栓连接布局优化设计方法,并通过构建的机床支承件微缩模型校验此设计方法。

1 压力分布的参数化表征

首先根据实际螺栓连接的几何参数,构建了单螺栓连接的有限元数值模型,研究了单螺栓连接结合面压力分布的一般规律,并采用压力薄膜传感器测量了单螺栓连接件、被连接件间结合面压力分布,与有限元结果进行对比,验证了有限元模型的正确性。

提取有限元数值计算得到的螺栓连接结合面压力值,利用 Matlab 曲线拟合工具对螺栓结合面压力分布进行曲线拟合,获得表征压力分布的函数表达式。考虑预紧力对压力分布的线性影响和靠近连接孔中心压力集中分布等特点,采用高斯函数对连接结合面压力径向分布曲线进行拟合表征。当工程预紧力 F 为 30 kN、被连接件紧固厚度为 25 mm 时, M10 螺栓的结合面压力分布曲线拟合效果见图 1,其拟合公式为

$$P(r) = aFe^{-(r-b)^2/c^2} \tag{1}$$

式中: a 、 b 、 c 为拟合参数; $P(r)$ 为接触面压力。

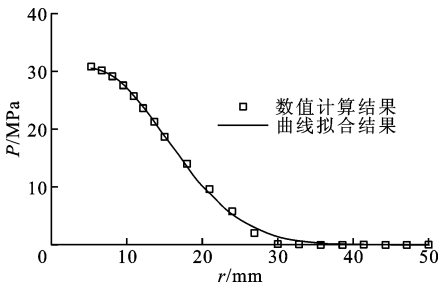


图 1 结合面压力分布拟合效果

式(1)中共有 3 个拟合参数,上述结构下各参数分别为 $a=1.021$, $b=5.038$, $c=14.32$ 。其中, a 控制曲线幅值,不改变曲线形状; b 为拟合曲线压力最大值点的位置,不改变曲线的形状和幅值; c 控制曲线形状, c 越大,曲线越平坦,压力分布范围越广。改变螺栓连接结构参数,计算连接结合面接触压力并对压力分布进行曲线拟合,得表 1 所示的不同连接结构下的拟合参数。

通过 Matlab 分别获得如图 2 所示拟合参数 a 、 b 、 c 与被连接件厚度 h 、螺栓公称直径 d 的变化关系。进一步通过 Matlab 曲面拟合功能可获得由 h

和 d 表示的参数 a 、 b 、 c 的拟合表达式

$$a=0.685-0.935h-0.101d+0.624h^2+0.113hd$$

(2)

$$b=6.661+0.112h+1.157d$$

(3)

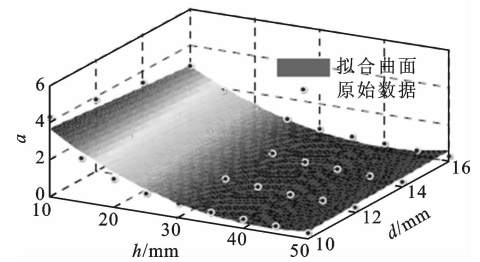
$$c=16.94+7.605h-0.153d$$

(4)

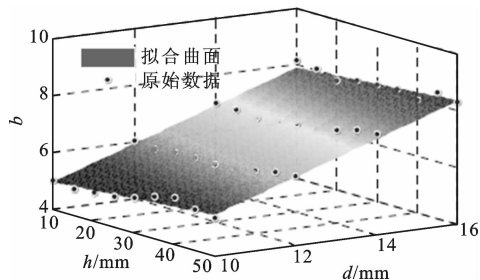
由图 2 及式(2)~式(4)可以看出,被连接件厚度 h 是决定参数 a 、 b 、 c 的主要因素,螺栓公称直径 d 对 3 个拟合参数的影响较小。

表 1 不同连接结构的拟合参数

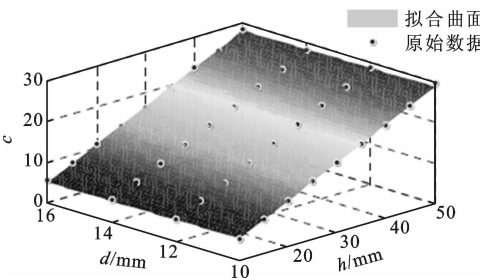
h/mm	M10			M12			M14			M16		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c	a	b	c
10	4.28	5.01	5.56	3.86	6.05	5.45	3.40	7.02	5.62	2.93	8.17	5.69
15	2.37	4.89	8.50	2.23	5.94	8.25	2.05	6.99	8.10	1.88	8.06	8.05
20	1.49	5.00	11.35	1.44	6.05	10.97	1.34	6.90	11.04	1.26	7.86	10.96
25	1.02	5.04	14.32	1.00	6.05	13.88	0.94	7.04	13.80	0.90	8.05	13.55
30	0.74	5.20	17.25	0.73	6.03	16.92	0.69	7.09	16.69	0.67	8.12	16.37
35	0.56	5.46	20.04	0.56	6.08	19.97	0.53	7.17	19.62	0.52	8.17	19.23
40	0.45	5.61	22.90	0.44	6.20	22.93	0.42	7.29	22.57	0.40	7.99	22.84
45	0.36	5.40	26.06	0.35	6.37	25.80	0.34	7.49	25.37	0.34	8.45	24.93
50	0.29	5.29	29.66	0.29	6.42	28.72	0.28	7.55	28.29	0.27	8.33	28.66



(a) a 随 h 、 d 的变化



(b) b 随 h 、 d 的变化



(c) c 随 h 、 d 的变化

图 2 3 个拟合参数随 h 、 d 的变化关系

2 螺栓连接布局设计

通过所构建的单螺栓连接的有限元模型的数值分析发现,每个螺栓的作用区域有限,超过螺栓的极限作用区域后,连接结合面将出现零压力区域,连接刚度降低,结合面连接性能下降。因此,准确估计螺栓的极限作用区域对设计螺栓布局具有重要意义。

2.1 螺栓极限作用半径的定义

引入螺栓极限作用半径 R_0 来表征螺栓作用区域的大小,定义 R_0 为连接结合面接触压力为 0 时的最小径向半径。Class8.8 M10 螺栓、 h 为 30 mm 时极限作用半径的定义见图 3,该螺栓极限作用半径约为 35.7 mm。

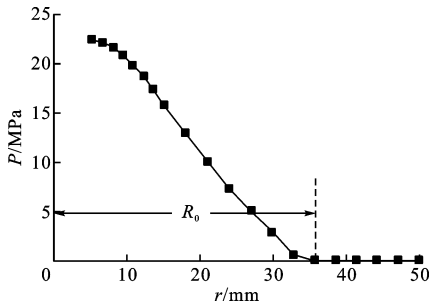


图 3 45 钢螺栓 $F=30\text{ kN}$ 时的极限作用半径定义

对不同螺栓型号、不同被连接件厚度的螺栓连接进行数值分析,求解相应连接结构下螺栓极限作用半径,汇总于表 2。

表 2 螺栓极限作用半径统计表

h/mm	R_0/mm				
	M8	M10	M12	M14	M16
10	14.5	14.6	15.2	16.4	17.2
15	20.1	20.3	23.4	26.2	26.9
20	22.8	23.2	26.6	29.3	30.0
25	28.9	29.5	31.2	33.2	33.9
30	35.2	35.7	36.2	37.0	37.6
35	38.1	38.6	42.2	43.1	43.9

2.2 螺栓耦合作用对极限作用半径的影响

根据圣维南原理,在螺栓组连接中,假设螺栓间耦合作用只发生在相邻螺栓之间,即对于某一个螺栓,除了与其相邻的螺栓存在耦合作用,其他螺栓对该螺栓的力学状态没有影响,即不会影响该螺栓附近结合面压力。

若忽略螺栓之间的耦合作用,认为结合面各点的压力是所有螺栓单独作用的线性叠加。根据单螺栓压力分布式(1),螺栓组作用下的结合面上第 i 点的压力为

$$P_{n_bolt}(x_i,y_i)=\sum_{j=1}^n aF_j e^{-(r_{ij}-b)^2/c^2} \tag{5}$$

$$r_{ij} = ((x_i - x_{bj})^2 + (y_i - y_{bj})^2)^{1/2} \tag{6}$$

式中: $P_{n_bolt}(x_i,y_i)$ 为结合面上第 i 点的接触压力; r_{ij} 为第 i 点到第 j 个螺栓的距离; (x_i,y_i) 为第 i 点的坐标; (x_{bj},y_{bj}) 为第 j 个螺栓的中心坐标; F_j 为第 j 个螺栓的预紧力。

由式(5)、式(6)可计算忽略耦合作用时线性叠加所得的连接结合面压力。螺栓间耦合作用下的结合面压力通过数值分析求得。建立图 4 所示的双螺栓组连接有限元数值分析模型,假定两螺栓预紧力大小一致,忽略螺栓预紧顺序对螺栓预紧力的影响,两个螺栓同时拧紧加载。

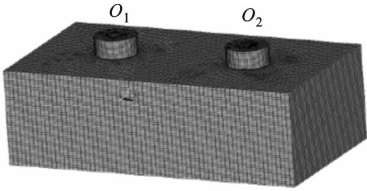
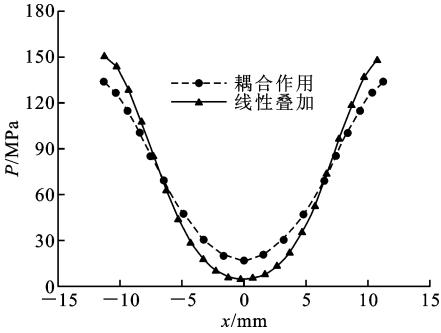


图 4 双螺栓组连接的数值分析模型

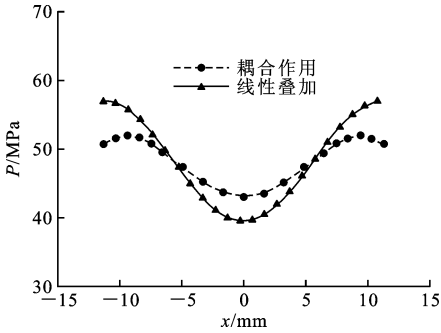
结合面路径 O_1O_2 上的接触压力能直接反映两个螺栓相互作用区域的耦合效果,因此可作为观察耦合作用的路径。以 M12 为例,改变被连接件厚度 h 以及螺栓间距 L ,将两螺栓耦合作用下的结合面

压力分布与单螺栓单独作用的线性叠加进行比较,结果如图 5 所示。

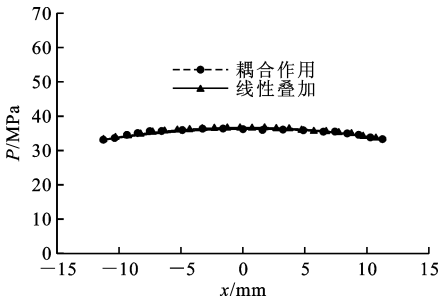
由图 5 可知,当螺栓间存在耦合作用时,影响最大的区域在两螺栓的中部。耦合作用会使连接结合面压力相对于单螺栓线性叠加产生不同程度的误差,且误差大小主要由被连接件厚度及两螺栓之间的距离决定。



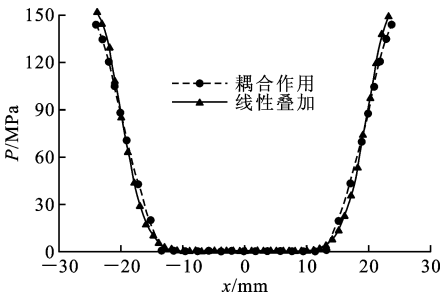
(a) $h=10\text{ mm}, L=35\text{ mm}$



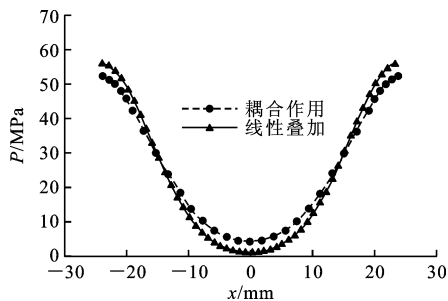
(b) $h=20\text{ mm}, L=35\text{ mm}$



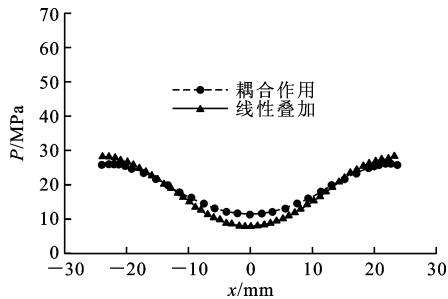
(c) $h=30\text{ mm}, L=35\text{ mm}$



(d) $h=10\text{ mm}, L=60\text{ mm}$



(e) $h=20\text{ mm}, L=60\text{ mm}$



(f) $h=30\text{ mm}, L=60\text{ mm}$

图 5 路径 O_1O_2 上的压力分布情况

为了进一步探讨螺栓之间耦合作用对单个螺栓极限作用区域的影响规律,保持被连接件厚度为 10 mm,不断增大两螺栓间距,提取连接结合面路径 O_1O_2 上的接触压力,结果如图 6 所示。

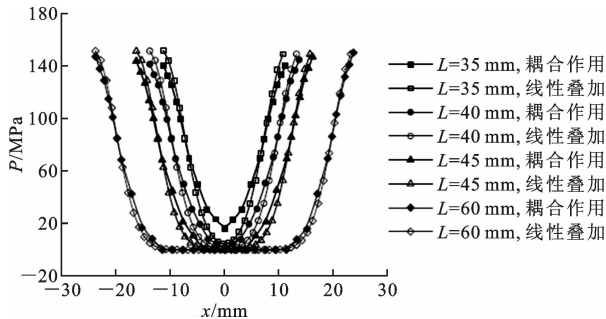


图 6 不同间距下 O_1O_2 路径上的压力对比

设曲线中最大点与靠其最近的最小点横坐标的间距为 L_1 ,则单螺栓的修正极限作用半径 R'_0 可表示为 $R'_0=L_1+R_1$,其中 R_1 为螺孔半径,对于图 5 所示 4 种情况下的 R'_0 如表 3 所示。

表 3 不同间距下的修正极限作用半径

L/mm	R'_0/mm
35	17.5
40	20.0
45	18.7
60	18.7

从表 3 可以看出,当螺栓型号一定时,保持被连

接件厚度不变,逐渐增大两螺栓的间距,修正极限作用半径 R'_0 先增大后减小。当路径 O_1O_2 上的压力存在唯一极小值点,且该极小值接近或等于 0 时,修正极限作用半径 R'_0 达到最大值。同时由图 6 可知,当螺栓间距大于 $2R'_0$ 后,螺栓耦合作用不明显。因此本文认为,当螺栓间距小于 $2R'_0$ 时,需考虑螺栓之间的耦合作用对结合面压力的影响,当间距大于 $2R'_0$ 时,结合面上的压力分布等同于两个螺栓单独作用时的线性叠加的结果。

对不同尺寸及型号的螺栓,可利用上述类似的方法求解修正极限作用半径 R'_0 ,汇总如表 4 所示,为后续机床床身立柱螺栓布局设计提供指导。

表 4 螺栓修正极限作用半径统计表

h/mm	R'_0/mm				
	M8	M10	M12	M14	M16
10	18	19	20	21	22
15	24	28	29	30	31
20	32	33	35	35	36
25	39	40	40	42	43
30	46	47	47.5	49	50
35	52	53	54	55	56

2.3 基于极限作用半径的螺栓布局设计

通过上述研究发现,当螺栓间距较大时,连接结合面会出现较大的零压力区域,而螺栓间距较小时,相邻螺栓的压力分布区域相互叠加,螺栓数目随之增加。当螺栓间距为两倍的修正螺栓极限作用半径时,能最大化利用每个螺栓的作用区域,螺栓组连接结合面基本不出现零压力区域,可保证螺栓组连接结合面的接触性能。

为了提高机床整机的动静态特性,本文提出了结合面的高刚性要求:针对给定的螺栓型号和被连接件厚度,要求部件之间结合面基本不出现零压力分布区域。由于机床支承件是对连接刚性要求苛刻的连接件,因此采用螺栓分布间距为两倍的单螺栓修正极限作用半径,即 $L=2R'_0$ 。

3 螺栓布局设计方法校验

3.1 机床支承件有限元分析模型的构建和验证

(1)螺栓连接固定结合面弹簧阻尼等效方法。由于结合面的阻尼特性只影响振动的响应而对振动频率不产生影响,因此本文在处理结合面时仅考虑刚度建模。

在构建有限元模型时,采用六面体网格划分技

术对几何模型进行划分,最终将结合面表面离散为
数个正方形面元,在面元 4 个节点处定义相应的弹
簧单元等效面元的刚度特性。其中将节点压力作为
该节点邻近区域的平均压力,将与节点相连的 4 个
面元面积之和的 1/4 作为与该节点对应的等效面元
面积。由于机床床身立柱结合面均会经过刮研等表
面处理,表面粗糙度低,且本文后续加工试件的结合
面是经过磨削加工完成的,表面粗糙度也较低。使用
文献[16]中的磨削表面刚度公式和面元刚度公式,
得到节点的法向接触刚度、切向接触刚度,构建相
应的弹簧单元,并对结合面上所有单元进行同样的
处理,建立基于结合面实际压力分布的刚度模型。
其中某一节点的刚度可表示为

$$K_{n_node} = 10^6 \times 4.683 P_e^{0.8609} S_{node} \tag{7}$$

$$K_{\tau_node} = K_{n_node} / 2 \tag{8}$$

式中: K_{n_node} 为节点法向接触刚度(N/m); K_{τ_node} 为
节点切向接触刚度(N/m); S_{node} 为节点对应的面积
(mm²)(为与节点相连 4 个单元面积之和的 1/4)。

由式(7)、式(8)可以建立接触面每个接触节点
对相应弹簧单元的刚度特性,进而完成结合面整体
刚度的数值建模,图 7 为结合面刚度建模示意图。

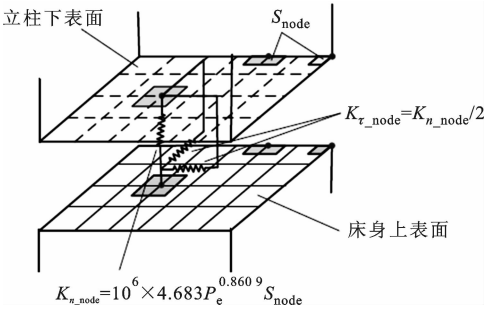


图 7 机床床身立柱结合面刚度建模示意图

(2)机床支承件微缩模型的建立。参考真实机
床,并考虑后续试验的可行性等因素设计机床结构
件,其中立柱底座厚度 $h_1=15\text{ mm}$,底座长 $a_1=250\text{ mm}$,底座宽 $b_1=100\text{ mm}$;立柱高 $h_2=180\text{ mm}$,立柱
长 $a_2=210\text{ mm}$,立柱宽 $b_2=50\text{ mm}$ 。为了较真实地
模拟机床立柱,立柱两龙门柱及顶端横梁处均设计
有方形通孔,立柱两侧边设计了一组圆形通孔模拟
筋板结构,同时参考实际机床,在床身接触面打 3 个
较大的沉槽,沉槽尺寸按照真实机床比例设计。机
床结构微缩几何模型如图 8 所示。

对机床结构件进行分析计算时,约束条件有:机
床床身底面所有节点全约束,模拟床身固定于地面;
每个螺栓施加相同大小的螺栓预紧力 5 kN;考虑机
床的重力效应;设置一系列的弹簧阻尼单元,模拟支

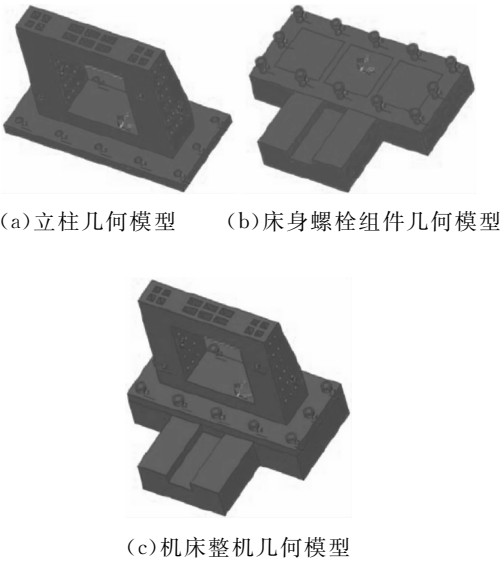
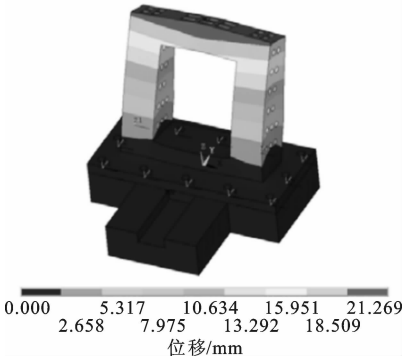


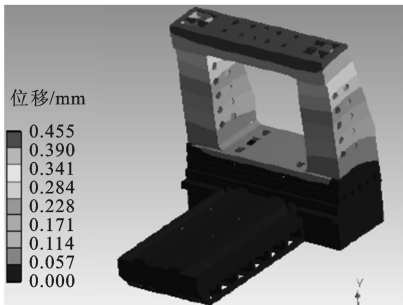
图 8 机床结构微缩几何模型

承件间螺栓连接固定结合面的接触特性。

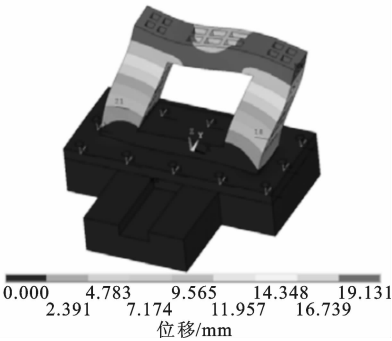
(3)机床支承件有限元模型的数值分析验证。
对机床支承件有限元模型进行模态分析,计算求得
机床前三阶模态,将设计的机床结构件模态振型与
实际高精度数控镗铣床的前三阶模态进行对比,如
图 9 所示。一阶振型为立柱前后摆动,二阶振型为
立柱侧向摆动,三阶振型为立柱扭动。机床结构件
前三阶模态振型与真实高精度数控镗铣床的模态振
型一致,因此采用设计的机床结构件进行研究具有



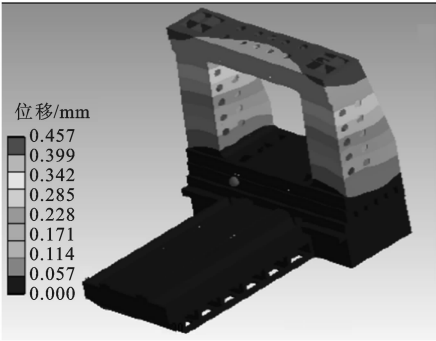
(a)设计机床结构件一阶振型



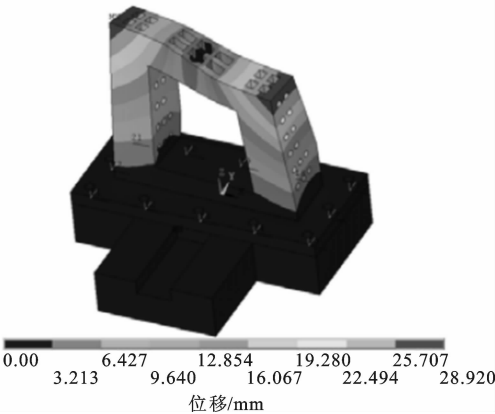
(b)真实镗铣床一阶振型



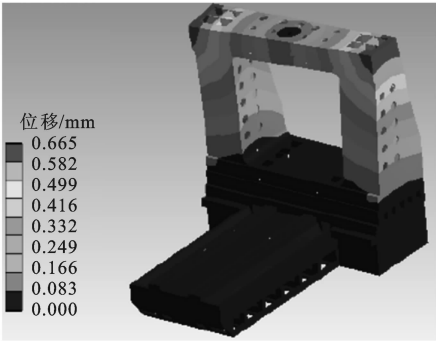
(c)设计机床结构件二阶振型



(d)真实镗铣床二阶振型



(e)设计机床结构件三阶振型

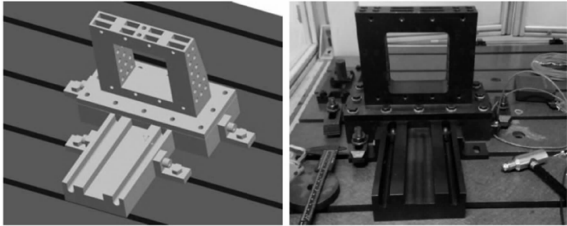


(f)真实镗铣床三阶振型

图 9 机床结构件与实际机床的前三阶模态对比

参考意义;同时发现,整机前三阶模态均为立柱围绕连接结合面的摆动或扭转,说明机床支承件床身立柱连接对整机的动静态特性影响很大,研究其连接性能对机床整机性能的提高有重要意义。

(4)机床支承件有限元模型的试验验证。根据几何相似原理,设计加工机床模拟结构件。图 10 所示为机床模拟结构件的三维实体图及加工实物,设计结构件中床身立柱螺栓布局数为 12 个,螺栓型号为 Class8. 8 M10。



(a)三维立体图 (b)加工实物

图 10 机床结构件

采用 LMS Test. Lab10a 系统进行模态测试与分析。模态测试系统示意如图 11 所示,图 12 为试验整体布局。

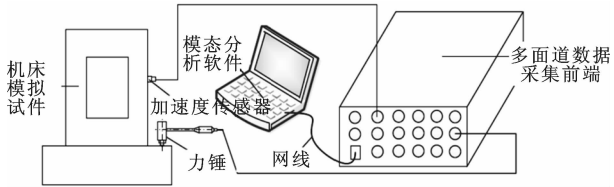


图 11 模态测试装置示意图



图 12 试验整体布局图

以床身后端上部作为锤击点,单点激振,多点拾振,按照规划的点框模型测量,移动三向加速度传感器依次对布点进行测试,每次测试中力锤敲击 5 次,最终得到整机所有测量点(共 78 个)的频响函数。选取 0~2 000 Hz 的带宽,利用 LMS 测试软件中 Time MDOF 模块对测试结果进行分析。将有限元分析结果与试验结果进行对比,如表 5 所示。

对比有限元分析与试验结果可知,有限元计算得到的前三阶模态的固有频率与试验结果相对误差较小。因此,证明了机床支承件有限元模型在机床动静态分析中应用的可行性。

表 5 有限元分析与模态试验对比

模态阶数	固有频率/Hz		相对误差/%
	试验值	计算值	
1	876.08	848.59	3.13
2	980.78	1 059.67	8.04
3	1 424.59	1 309.34	8.09

3.2 机床支承件螺栓布局设计的动刚度校验

机床不是理想刚体,在外力作用下会产生变形,当引起机床变形的作用力为交变载荷时,此时由该交变载荷和相应变形确定的刚度称为机床动刚度。文献[17]指出,提高机床构件的固有频率和静刚度能很好地提高机床的动刚度。因此,本文通过模态分析,研究不同螺栓布局下机床整机前三阶模态固有频率的变化规律,以此间接反映螺栓布局对机床整机动刚度的影响。

图 13 为不同螺栓数(N)的布局设计,分别装配有 6、8、12、14 个螺栓,其中按照修正螺栓极限作用半径 R' 。设计的螺栓布局数为 12。

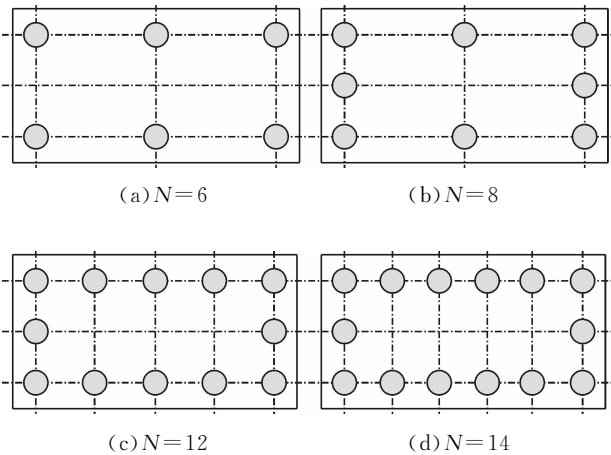


图 13 螺栓组不同布局设计

(1)不同螺栓布局下连接结合面接触压力对比。对不同布局下机床结构件数值分析模型施加相同的边界约束,考虑重力效应,螺栓预紧力均为 5 kN,忽略螺栓装配顺序对螺栓预紧力的影响,所有螺栓同时拧紧,不同螺栓布局下床身立柱连接结合面压力分布情况如图 14 所示。

从图 14 可以看出,当 $N=6$ 时,结合面出现较大的零接触压力区域;当 $N=8$ 时,左右两侧接触区域有较大的改善;当螺栓数目增加至 12 时,结合面只有很少一部分出现零压力分布;再继续增加螺栓数目至 14 时,结合面压力相对螺栓数为 12 时的改善效果一般。

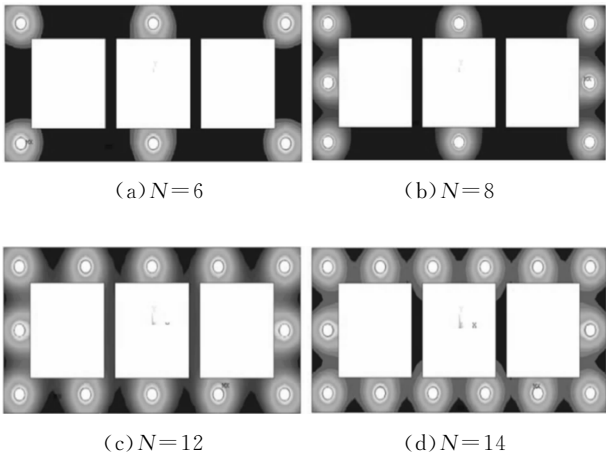


图 14 不同布局机床床身立柱连接结合面压力分布

(2)不同螺栓布局下机床前三阶模态对比分析。分别对 4 种布局下的机床支承件进行模态分析,各螺栓预紧力均为 5 kN,边界约束条件完全相同,机床前三阶模态的固有频率如表 6 所示。

表 6 不同布局对应的机床前三阶模态固有频率

螺栓数	一阶固有频率/Hz	二阶固有频率/Hz	三阶固有频率/Hz
6	742.5	991.5	1 206.0
8	775.6	1 057.1	1 231.6
12	848.6	1 059.7	1 309.3
14	849.3	1 060.8	1 310.1

从表 6 可以看出,螺栓布局对机床整机模态影响很大。当 $N=8$ 时,相对 $N=6$ 机床前三阶固有频率分别上升了 4.46%、6.62%、2.12%,第二阶固有频率的上升幅度较大,主要因为 $N=8$ 相对于 $N=6$ 的变化是在立柱两侧各增加一个螺栓,机床第二阶模态的振型为立柱围绕着床身的左右摆动,立柱两侧螺栓对其影响较大。当 $N=12$ 时,相对于 $N=8$ 机床前三阶模态固有频率分别提高了 9.40%、0.25%、6.31%,第二阶模态固有频率增幅很小,因为这两种布局立柱两侧螺栓分布相同,第一阶固有频率增幅高达 9.40%,第三阶固有频率的增幅达 6.31%,说明 $N=12$ 的螺栓布局较大地改善了立柱前后两侧螺栓分布,使得机床立柱前后摆动的第一阶模态和立柱围绕床身扭转的第三阶模态有较大的改善。当螺栓数从 12 增加至 14 时,机床的前三阶模态差别不大,改善作用明显减弱。

综上所述,按照螺栓修正极限作用半径 R' 。设计机床支承件的螺栓布局,能很好地满足结合面压力分布要求,以及机床支承件对高动刚度的要求,提

高了机床的动态性能,保障了机床的加工精度。

3.3 机床支承件螺栓布局设计的静刚度校验

提高机床动刚度的另外一条途径是提高机床的静刚度,机床静刚度是指机床在静力载荷作用下抵抗变形的能力。本文以机床床身立柱螺栓组连接为对象,研究螺栓布局对机床静刚度的影响。

在 3.1 节有限元分析模型的基础上,进一步构建滑鞍和主轴箱两个部件,对 4 种螺栓布局形式的机床结构件进行静刚度求解分析。机床床身底面所有节点全约束;每个螺栓施加相同大小的螺栓预紧力 5 kN;考虑重力效应;模拟机床加工切削力,在主轴末端施加三向载荷 $F_x=200\text{ N}$, $F_y=1\text{ kN}$, $F_z=200\text{ N}$;忽略螺栓装配顺序对螺栓最终形成夹紧力的影响,假设所有螺栓同时完成拧紧。计算得到各螺栓布局下机床整机变形如图 15 所示。

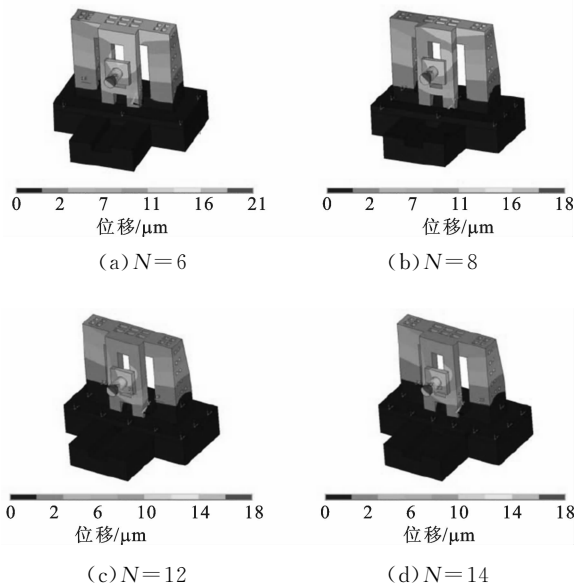


图 15 不同螺栓布局下机床整机变形云图对比

由图 15 可知,在不同螺栓布局下,机床整机最大变形均处于主轴末端,计算得到不同螺栓布局下机床变形如表 7 所示。计算不同螺栓布局下机床结构件整机 x 、 y 、 z 3 个方向的总刚度,计算结果列于表 8,其中 $K_x=F_x/\delta_x$, $K_y=F_y/\delta_y$, $K_z=F_z/\delta_z$ 。

表 7 不同螺栓布局下机床主轴各方向变形

N	δ_x/mm	δ_y/mm	δ_z/mm	δ/mm
6	0.007 875	0.015 067	0.012 633	0.021 019
8	0.007 684	0.014 996	0.012 453	0.020 829
12	0.007 678	0.013 464	0.010 499	0.018 692
14	0.007 582	0.013 408	0.010 467	0.018 576

表 8 不同螺栓布局下机床 3 个方向的总刚度

N	$K_x/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	$K_y/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	$K_z/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
6	25.40	66.37	15.83
8	26.03	66.68	16.06
12	26.05	74.27	19.05
14	26.38	74.58	19.11

由表 8 可知,当 $N=8$ 时,相对 $N=6$ 时机床 x 、 y 、 z 方向刚度分别增大了 2.49%、0.49%、1.45%, x 方向增幅较大是因为 $N=8$ 相对于 $N=6$ 的螺栓布局是在机床两侧各增加了 1 个螺栓。按照修正极限作用半径设计的螺栓布局形式($N=12$)相对于 $N=8$,机床整机刚度在 y 、 z 方向增幅较大,分别达 11.38%、16.71%。这主要因为两种分布主要区别在于机床立柱前后螺栓的布局,而立柱左右两侧螺栓分布相同。继续加密螺栓,当 $N=14$ 时, x 、 y 、 z 方向的刚度相对于 $N=12$,增幅均在 1%左右,改善效果明显减弱。

综上所述,在设计螺栓布局基础上减少螺栓数,增大螺栓间距使得机床整机的静刚度下降较大;在设计布局的基础上增加螺栓数,对机床整机的静刚度改善作用明显减弱。因此,按照修正极限作用半径 R' 设计机床支承件间螺栓布局能很好地保证机床支承件连接的高刚性要求。

4 结 论

本文以机床支承件床身立柱螺栓连接为对象,引入极限作用半径的概念,形成了考虑压力分布耦合作用的螺栓连接布局优化设计方法。

采用高斯函数对结合面压力分布进行曲线拟合,以进行后续的耦合作用分析。研究了单螺栓极限作用半径的确定方法。考虑了螺栓间的耦合效应,对单螺栓极限作用半径进行修正,以修正后的极限作用半径为依据,提出了机床支承件螺栓布局的优化设计方法。设计了机床典型支承件微缩模型,并采用有限元和试验相结合的方法分析了该模型的静刚度和低阶模态特性。结果表明,与其他布局方式相比,本文支承件螺栓连接布局设计方法动刚度一阶固有频率最大提高了 13.86%, z 方向的静刚度最大提高了 18.16%,有效提高了机床整体的动静特性。

参考文献:

[1] FERNLUNG I. A method to calculate the pressure be-

- tween bolted or riveted plates [M]. Gothenburg, Sweden: Chalmers University of Technology, 1961, 13-51.
- [2] GREENWOOD J A. The elastic stresses produced in the mid-plane of a slab by pressures applied symmetrically at its surface [J]. Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society, 1963, 60(1): 159-169.
- [3] CHANDRASHEKHARA K, MUTHANNA S K. Stresses in a thick plate with a circular hole under axisymmetric loading [J]. International Journal of Engineering Science, 1977, 15(2): 135-146.
- [4] CHANDRASHEKHARA K, MUTHANNA S K. Analysis of a thick plate with a circular hole resting on a smooth rigid bed and subjected to axisymmetric normal load [J]. Acta Mechanica, 1979, 33(1): 33-44.
- [5] 杨国庆, 王飞, 洪军, 等. 螺栓被连接件轴向刚度高精度计算的半解析方法 [J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(9): 37-42.
- YANG Guoqing, WANG Fei, HONG Jun, et al. Semi-analytical method for accurate evaluation of axial stiffness of bolted member [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(9): 37-42.
- [6] 杨国庆, 王飞, 洪军, 等. 螺栓被连接件刚度理论的计算方法 [J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(7): 50-56.
- YANG Guoqing, WANG Fei, HONG Jun, et al. Theoretical analysis for bolted member stiffness [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(7): 50-56.
- [7] NASSAR S A, ABOUD A. An improved stiffness model for bolted joints [J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(12): 121001.
- [8] OSKOEI R H, KEIKHOSRAVY M, SOUTIS C. Estimating clamping pressure distribution and stiffness in aircraft bolted joints by finite element analysis [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part G Journal of Aerospace Engineering, 2009, 223(G7): 863-871.
- [9] YANG G, HONG J, WANG N, et al. Member stiffnesses and interface contact characteristics of bolted joints [C] // 2011 IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2011: 1-6.
- [10] MANTELLI M, MILANEZ F H, PEREIRA E, et al. Statistical model for pressure distribution of bolted joints [J]. Journal of Thermophysics & Heat Transfer, 2010, 24(2): 432-437.
- [11] MARSHALL M B, LEWIS R, DWYER-JOYCE R S. Characterisation of contact pressure distribution in bolted joints [J]. Strain, 2006, 42(1): 31-43.
- [12] 陈生华. 数控高速铣齿机床结构有限元分析及优化设计 [D]. 南京: 南京工业大学, 2005: 43-51.
- [13] 燕向阳, 张宁宁, 张功学, 等. 螺栓布局对加工中心刚度的影响 [J]. 机械设计与制造, 2011(10): 125-126.
- YAN Xiangyang, ZHANG Ningning, ZHANG Gongxue, et al. Impact of bolt layout on stiffness of machining center [J]. Machinery Design & Manufacture, 2011(10): 125-126.
- [14] 张功学, 韩兵兵. 加工中心立柱与床身螺栓联接对立柱静刚度的影响 [J]. 制造技术与机床, 2012(6): 82-85.
- ZHANG Gongxue, HAN Bingbing. The effect of bolts connection of the column and bed on the column static stiffness of machining center [J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2012(6): 82-85.
- [15] 屈云鹏. 机床支承件螺栓连接布局及连接工艺设计方法研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2014: 19-41.
- [16] 庄艳, 李宝童, 洪军, 等. 一种结合面法向接触刚度计算模型的构建 [J]. 上海交通大学学报, 2013, 47(2): 180-186.
- ZHUANG Yan, LI Baotong, HONG Jun, et al. A normal contact stiffness model of the interface [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2013, 47(2): 180-186.
- [17] 王飞月. 机床的动态特性分析 [J]. 河北工业科技, 2001, 18(4): 11-14.
- WANG Feiyue. Analysis of the kinetic features of tools [J]. Hebei Journal of Industrial Science & Technology, 2001, 18(4): 11-14.

(编辑 杜秀杰)