

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.02.010

基于有限元的钢爪摩擦焊机床身结构设计及优化研究^{*}

王 斌, 辛 舟^{*}, 李权飞

(兰州理工大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要:针对钢爪摩擦焊机床身结构设计的合理性及静、动态性能较差的问题,在钢爪摩擦焊机满足焊接工艺要求的基本条件下,设计出了钢爪摩擦焊机床身。在对床身结构进行了有限元分析的基础上,以壁板及肋板厚度作为设计变量,以静态特性为目标参数,对壁厚、肋板厚度等设计参数进行了灵敏度分析,得到了各参数对静态特性的影响趋势,根据灵敏度分析结果对初步设计的床身各项设计参数进行了改进;最终得到了改进后的钢爪摩擦焊机床身,并对其进行了有限元分析。研究表明:优化后钢爪摩擦焊机床身的静、动态性能都有一定程度的改善,并且其质量也有所降低。

关键词:钢爪摩擦焊机床身;有限元;灵敏度;静动态特性

中图分类号:TH122;TG502

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)02-0162-04

Design and optimization of steel claw friction welding machine based on finite element

WANG Bin, XIN Zhou, LI Quan-fei

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: Aiming at the rationality of the structural design of the steel frame friction welding machine bed and the problem of poor static and dynamic performance, on the basic condition of meeting welding process requirements of the steel claw friction welding machine, the steel claw friction welding machine bed was firstly designed. Based on the finite element analysis of the bed structure, the sensitivity of the design parameters, such as the thickness of the wall thickness and the thickness of the ribs, was analyzed regarding the static characteristics as the objective parameters, and the influence tendency of the parameters on static characteristics was obtained. Furthermore, according to the results of the sensitivity analysis, the design parameters of the initial design were improved. Finally, the improved steel claw friction welding machine bed was obtained, and its finite element analysis was carried out. The results indicate that the static and dynamic performance of the steel frame friction welding machine bed has some improvement and its quality is also reduced.

Key words: steel claw friction welding machine bed; finite element; sensitivity; static and dynamic characteristics

0 引言

摩擦焊机是由摩擦焊主机、液压系统、电气控制系统三部分组成。其中,摩擦焊主机是由机身、主轴箱、顶端装置、4根导柱、夹具、电机等组成。

钢爪摩擦焊机在摩擦焊接过程中,顶端压力、摩擦压力、摩擦扭矩通过钢爪本体夹具传到床身上。因此,

床身的强度、刚度及稳定性要求较高,如果床身变形过大,不仅会使床身上的夹具出现爬行现象,而且还会引起系统的严重振动。床身作为钢爪摩擦焊机非常重要的基础件,关系到零件的焊接质量以及机床的工作寿命^[1-3]。因此,床身的强度、刚度及稳定性要求较高。而床身的静动态特性直接影响着钢爪摩擦焊机的工作性能。钢爪摩擦焊机在焊接过程中需要3 500 kN的

收稿日期:2017-04-18

基金项目:甘肃省科技重大专项计划项目(07-0138)

作者简介:王 斌(1990-),男,甘肃陇南人,硕士研究生,主要从事特种装备技术方面的研究。E-mail:839517469@qq.com

通信联系人:辛 舟,男,教授。E-mail:2556694710@qq.com

顶锻压力以及 32 000 N/m 的扭矩,因此,要求床身结构应具有较好的静动态性能。

本文通过 Solidworks 建立钢爪摩擦焊机床身模型,导入 ANSYSWorkbench 中进行静态分析以及灵敏度分析,根据灵敏度分析结果改进床身结构,进而增加床身静、动态性能,改善焊接质量,减小床身质量。

1 灵敏度理论分析

灵敏度分析是指结构的特征参数对结构的物理参数(质量、刚度、阻尼)的变化率。通过灵敏度分析,可以掌握结构各部分的参数变化与特征变量的敏感程度,为结构优化提供方向^[4]。

无阻尼的特征方程为：
$$(\mathbf{K} - \omega_r^2 \mathbf{M}) \varphi_r = 0 \tag{1}$$
式中： $[\mathbf{M}]$ —质量矩阵； $[\mathbf{K}]$ —刚度系数； $[\omega_r]$ —第 r 阶固有频率； $[\varphi_r]$ —第 r 阶模态振型。

将式(1)左乘,并求对变量 μ 求偏导,可得：
$$\frac{\partial \varphi_r^T}{\partial \mu} (\mathbf{K} - \omega_r^2 \mathbf{M}) \varphi_r + \frac{\partial (\mathbf{K} - \omega_r^2 \mathbf{M})}{\partial \mu} \varphi_r + \varphi_r^T (\mathbf{K} - \omega_r^2 \mathbf{M}) \frac{\partial \varphi_r}{\partial \mu} = 0 \tag{2}$$
将式(2)化简可得动态特性灵敏度公式：
$$\frac{\partial \omega_r}{\partial \mu} = \frac{1}{2\omega_r} \varphi_r^T \left(\frac{1}{\omega_r} \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \mu} - \omega_r \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \mu} \right) \varphi_r \tag{3}$$
式中： μ — $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$ 矩阵中任意元素,因而可以通过改变其结构参数进而改变其特征参数。

这里将以床身的厚度以及肋板的厚度作为设计变量,通过灵敏度分析进而改进床身结构。

2 床身初步结构设计及建立模型

本研究根据钢爪摩擦焊机的加工工艺要求以及参考其他机床床身机构,初步设计出钢爪摩擦焊机床身结构^[5-6]。

笔者用 Solidworks 对其进行三维建模,床身模型如图 1 所示。

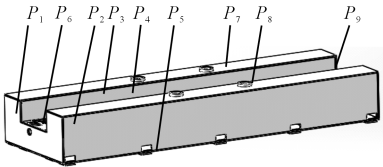


图1 床身三维模型

P_1 —床身大端板； P_2 —外纵立板； P_3 —内纵立板(上)； P_4 —内纵立板(下)； P_5 —底板； P_6 —中间面板； P_7 —上面板； P_8 —上肋板； P_9 —下肋板

初步设计床身的各壁板厚度及肋板的厚度均为 $t = 30 \text{ mm}$ 。

3 床身有限元分析

3.1 将初步设计的床身进行静态分析

本研究用 Solidworks 建立初步设计床身的三维模型,然后导入 ANSYSWorkbench 中进行静态分析^[7]。

床身的各项参数如下：
材料为 16Mn；
泊松比为 $\mu = 0.31$ ；
弹性模量 $E = 212 \text{ GPa}$ ；
屈服强度为 345 MPa；
床身质量为 20 571 kg。

本研究在床身的 16 个地脚板处施加固定约束,约束其所有自由度。由于床身结构较为复杂且倒角多,本研究对床身模型采用自由网格划分,划分出 60 607 个节点,20 667 个单元^[8]。

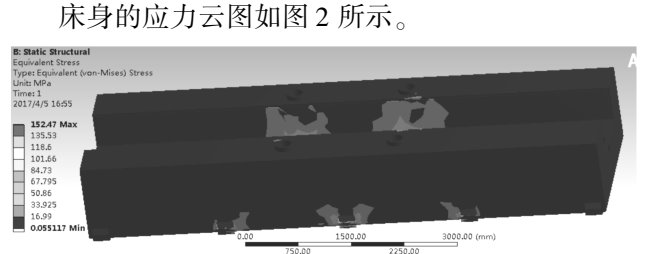


图2 床身的应力云图

床身的最大应力为 152.47 MPa,出现在中间面板与 4 根导柱连接处。由于材料的屈服强度为 345 MPa,满足强度要求。

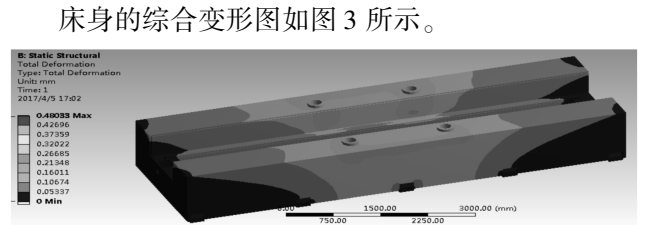


图3 床身的综合变形图

床身的最大综合变形为 0.480 33 mm,床身的最大变形较大,影响加工质量,因此要通过改变壁厚、肋板的厚度以及肋板的分布进而减小床身的总变形。床身的最大变形在 4 根导柱与中间面板连接处,且出现应力集中现象。

因此,为了减小在此处的应力应变,改变其肋板分布。

改变后的肋板分布如图 4 所示。



图 4 床身内部肋板分布图

3.2 床身壁板厚度与肋板厚度灵敏度分析

本研究以壁厚、肋板的厚度与位置等参数为设计变量进行灵敏度分析,以床身的总变形大小作为衡量床身静态性能的主要参数,得到各个变量对床身最大变形的影响程度,在此基础上改变各个变量进而减小床身的综合变形,最终改善床身静态性能。文献[9]对床身的灵敏度分析及结构优化提供了可靠的参考与理论依据。

板厚对床身的最大变形灵敏度由床身的壁厚、肋板的厚度对床身最大变形的影响程度得到,如图 5 所示。

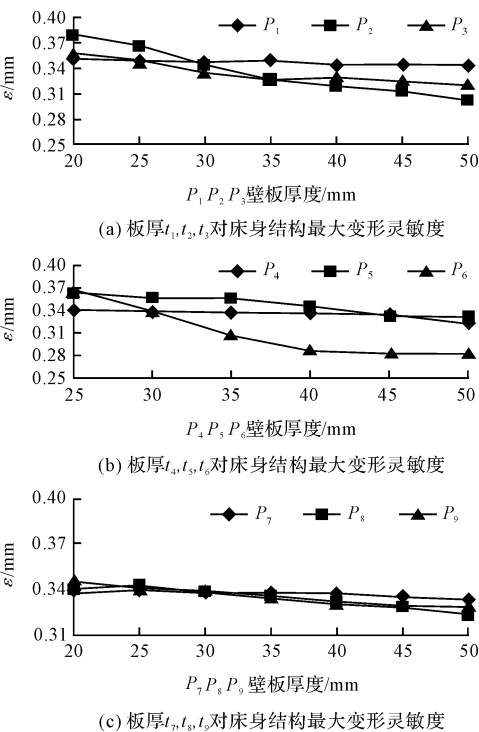


图 5 各壁板厚度对床身最大变形灵敏度

从图 5(a) 可以看出:随着床身两侧大端板(P_1)厚度 t_1 的增加,床身的总变形基本保持不变,考虑到床身的重量,取其厚度 $t_1 = 20$ mm。外纵立板(P_2)随着壁厚 t_2 的增加床身最大变形逐渐减小,因此取 P_2 的壁厚 $t_2 = 50$ mm。将内纵立板(上)的壁厚增加到 35 mm 后,床身的最大变形基本保持不变,因此可取内纵立板(上)(P_3)的厚度 $t_3 = 35$ mm。

从图 5(b) 可以看出:内纵立板(下)(P_4)随着其

壁厚的增加床身最大变形几乎没有变化,因此取其壁厚 $t_4 = 30$ mm。底板(P_5)随着壁厚增加到 45 mm 后床身最大变形基本保持不变,取 $t_5 = 45$ mm。中间面板(P_6)壁厚增加到 40 mm 以后床身最大变形基本保持不变,所以取 $t_6 = 40$ mm。

从图 5(c) 可以看出:上面板(P_7)壁厚增加到 30 mm 后床身的最大变形基本保持不变,因此取其壁厚 $t_7 = 30$ mm。增加上肋板(P_8)壁厚床身最大变形逐渐减小,因此取其壁厚 $t_8 = 50$ mm。增加下肋板(P_9)的壁厚床身变形也逐渐变小,取其壁厚 $t_9 = 50$ mm。

床身各壁板厚度如表 1 所示。

表 1 床身各壁板厚度										
P	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8	P_9	
t/mm	20	50	35	30	45	40	30	50	50	

3.3 将改进后的床身进行静态分析

本研究将改进后的床身用 Solidworks 建立的三维模型导入 ANSYSWorkbench 中进行静态分析。

床身等效力云图如图 6 所示。

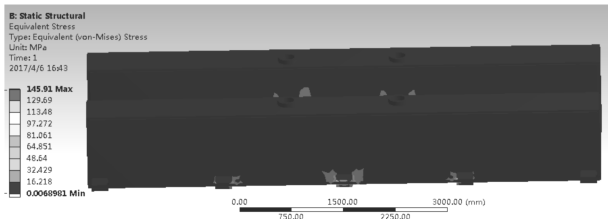


图 6 床身应力云图

床身的最大应力 145.91 MPa,小于初步设计床身的最大应力 152.47 MPa,小于屈服强度 345 MPa,因此改进后的床身满足强度要求。

床身的综合变形图如图(7,8) 所示。

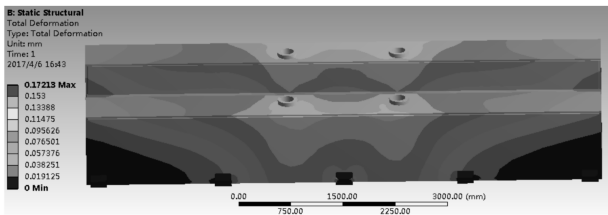


图 7 床身综合变形图

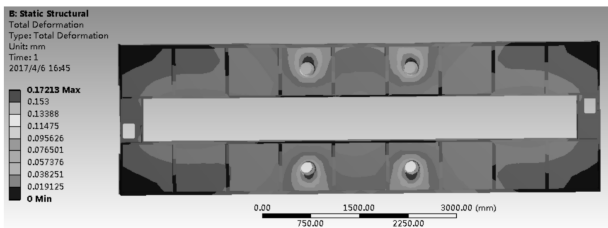


图 8 床身内部综合变形图

可见:最大变形在中间面板与导柱连接处,改进后床身的最大变形为 0.172 13 mm,远小于初步设计的床身的最大变形 0.480 03 mm。

4 床身模态分析

床身可以简化成一个多自由度系统。多自由度系统无阻尼自由振动运动方程为:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = 0 \tag{4}$$

式中:[*m*]—系统的质量矩阵;[*k*]—系统的刚度矩阵;[*x*]—系统的位移矩阵;[$\ddot{x}$]—系统的加速度阵列。

设方程的解为:
$$\{x\} = \{A\}e^{i\omega n^t} \tag{5}$$
式中:{*A*}—系统左右振动时的振幅向量。

将式(2)代入式(1)可得:
$$[K] - \omega_n^2[m]\{A\} = \{0\} \tag{6}$$

当{*A*}的系数矩阵为零时,即:
$$\Delta(\omega_n^2) = \text{dst}([k] - \omega_n^2[m]) = 0 \tag{7}$$

上式称为特征方程。*n*个自由度系统有*n*个固有频率和*n*个主振型。由于床身上的激振力的频率都不高,只有最低的固有频率可能与激振频率接近或重合,只需对床身的低阶模态进行分析。

在结构的动态分析中,各阶模态所具有的权重因子大小与该模态频率的倒数成正比,也就是说低阶模态特性基本决定了产品的动态特性^[10]。

将床身进行模态分析,确定其 1 阶模态。1 阶模态振型如图 9 所示。

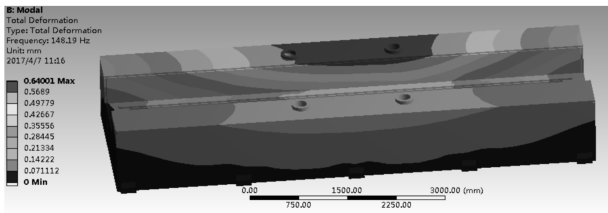


图9 床身1阶模态

由图 9 可知,床身结构有较强的抗弯和抗扭能力。床身的一阶固有频率为 148.19 Hz,远大于床身工作时的最大频率 50 Hz,因此钢爪摩擦焊机在工作时床身不易发生共振。

5 结束语

本研究将初步设计的钢爪摩擦焊机床身模型导入 ANSYS Workbench 中进行静态分析,得到其最大变形 0.480 03 mm,最大应力 152.47 MPa。通过灵敏度分析,将床身及肋板厚度作为设计变量,通过改变壁板厚度及肋板厚度来减小床身的最大变形,最终得到床身的最大变形为 0.172 13 mm,最大应力为 145.91 MPa,相比较初步设计床身的静态性能,通过优化的床身静态性能得到很大改善。最后将优化的床身进行模态分析,得到床身的最大频率为 148.19 Hz,远大于床身的固有频率,得到其床身有较好的抗弯和抗扭刚度。

研究结果可为大吨位、大扭矩机床床身的设计与优化提供参考。

参考文献 (References):

[1] 刘江,唐传军.立式加工中心床身结构有限元分析与优化[J].组合机床与自动化加工技术,2010(4):20-22.
[2] 吴良宝,张年松,张立. CK1440 型数控车床床身动态特性分析[J]. 机械制造与自动化,2011(6):18-19.
[3] 李和明. 基于 ANSYS Workbench 数控铣床床身的静模态分析[J]. 现代制造技术与装备,2014(6):23-25.
[4] 何成浩,尹志宏. 基于有限元分析的机床床身结构优化设计[J]. 科学技术与工程,2012(12):5743-5746.
[5] 王艳辉,伍建国. 精密机床床身结构参数的优化设计[J]. 机械设计与研究,2003(6):53-55.
[6] 杨志冬,赵晨,张卫园. 稀有金属粉体称量机振动给料器运行参数的正交优化[J]. 包装与食品机械,2016(3):1-4.
[7] 许京荆. ANSYS Workbench 工程实例[M]. 北京:人民邮电出版社,2015.
[8] 杜勇,辛舟. 5 000 kN 连续驱动摩擦焊机主轴箱的有限元分析[J]. 机械设计,2014(7):51-53.
[9] 李建福. 灵敏度分析方法及其在机械优化设计中的应用[D]. 烟台:烟台大学机电汽车工程学院,2010.
[10] 汤文成,易红,幸研. 加工中心床身结构分析[J]. 机械强度,1998(3):11-13.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

王 斌,辛 舟,李权飞. 基于有限元的钢爪摩擦焊机床身结构设计及优化研究[J]. 机电工程,2017,35(2):162-165.
WANG Bin, XIN Zhou, LI Quan-fei. Design and optimization of steel claw friction welding machine based on finite element[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2017,35(2):162-165.
《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>