[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.02.016

# 基于静动态特性的数控带锯床仿真与优化

方传传

(浙江工业大学 机械工程学院,浙江 杭州 310014)

**摘 要**:针对某型号带锯床在锯切材料过程中存在着振动较大等问题,对其动静态特性进行仿真研究。通过对该带锯床整机锯架部位的受力平衡分析,确定了双立柱式为该带锯床最合理的布置方式。利用专业有限元分析软件对该带锯床进行了模态以及谐响应分析,得到该带锯床的主要振型以及整机由于激励的作用而造成的响应,据此对该带锯床进行了优化设计。结果表明:该型号带锯床的单立柱结构布局方式需重新设计为双立柱式;该带锯床一阶频率较低,需对其进行优化设计;优化后的带锯床性能优于改进前的带锯床。大部分带锯床均可采用文中针对该型号带锯床的静动态特性进行分析与研究的方法来提高其抗振性能,最终达到提高锯切效率和锯切精度的目的。课题组的研究成果在工程上具有比较高的应用价值。

**关 键 词**:带锯床;静态特性;动态特性;模态分析;结构布局

**中图分类号**:TG56 **文献标志码**:A **文章编号**:1005-2895(2018)02-0082-06

# Simulation and Optimization on CNC Band Saw Based on Static and Dynamic Characteristics

FANG Chuanchuan

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

**Abstract**: In view of the large vibration problem of the sawing machine when it is sawing materials, the dynamic and static characteristics were studied and analyzed. Based on the analysis of the force balance of the sawing frame parts, the double-column layout was considered as the most reasonable arrangement for the band sawing machine. The modal and harmonic response of the band sawing machine was analyzed by finite element analysis software to figure out the main vibration mode of the band sawing machine and the responsive results which are caused by the incentive function. Accordingly, the optimal design of the band saw was carried out. The results show that the layout of the single-column structure of the band saw should be redesigned as a double-column type. The first frequency of the band sawing machine is relatively low and it should be optimized again. The optimized band sawing performance is better than the improved front band sawing machine. As this method can be used to most of the band sawing machine to improve its anti-vibration performance and finally achieve the purpose of improving its sawing efficiency and accuracy. Therefore, the project has relatively high application value in engineering.

**Keywords**: band sawing machine; static characteristic; dynamic characteristic; modal analysis; layout of structure

在我国,带锯床作为机床的一种,其金属切削工艺起步较晚,与其相关的一系列技术标准也不太成熟[1]。带锯床的结构动静态特性会影响到零件的加工品质,如何提高带锯床性能值得研究[2]。

目前,专门针对带锯床动静态特性方面的研究较少。张祥雷等利用有限元理论对五轴数控磨床床身的动静态特性进行了研究和分析,并进行了优化设计,最终提高了磨床的整体性能[3]。周孜亮等以加工中心主轴箱为对象,获得了箱体的共振频率和阵型[4]。王伟林等以铂金斯3100柴油机为对象,利用Lanczos法求解出其振型和共振频率,找出了该采油机的薄弱部位[5]。刘晓东等对车床主轴箱进行了研究,获得了主

**收稿日期**:2017-05-10;**修回日期**:2017-08-10

**第一作者简介**:方传传(1990),男,安徽安庆人,硕士,主要研究方向为数控机床。E-mail:974897119@qq.com

轴箱的振型和固有频率,确定了主轴箱的薄弱部位,并针对薄弱部位做了优化改进[6]。梁祖锋等对 TH6350 加工中心主轴系统进行了研究,为系统后续改进奠定了基础[7]。赵运才等以立式粉磨机的立柱为对象进行了模态分析,得到其共振频率,为以后提高立柱的动态特性提供了理论依据[8-9]。

综上所述,大部分带锯床在锯切锯料过程中存在振动的现象,因此,提高带锯床的抗振能力已经成为亟待解决的课题。课题组分别从静态力学以及动态力学两方面来研究某型号带锯床,找出了该带锯床薄弱部位,根据研究与分析的结论,对该带锯床进行了改进设计。对改进后的结构进行分析,结果表明改进后的带锯床抗振性能优于改进前带锯床。

## 1　静态特性分析

### 1.1　支撑系统强度分析

某型号带锯床的支撑系统对锯切系统的移动起导向作用,其性能直接关系到带锯床锯切精度的高低。

支撑系统的载荷主要来源于其系统的重力总和,经三维软件分析计算,重力总和约为 8 243 N。支撑系统加载简图如图 1 所示。

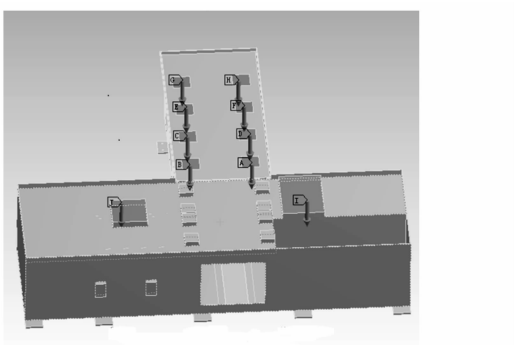

图 1　支撑系统加载简图

Figure 1　Loading diagram of supported system

图 1 中,在底板处添加固定约束,在立柱底面与底座接触面处施加 8 243 N 向下的集中载荷。附机主要用来放置锯料,因此,将锯料总重 800 N 加载在附机上。

$$G_a = \pi(D/2)^2 \cdot l_a \cdot \rho \cdot g \approx 800\ \text{N}。\qquad (1)$$

式中:$G_a$ 为锯料总重,$D$ 为锯料直径;$l_a$ 为锯料长度;$\rho$ 为锯料密度;$g$ 为重力加速度。

经过软件计算得到该带锯床支撑系统的应力应变云图,如图 2 所示。

由图 2 可得支撑系统应力最大值约为 42.73 MPa,附机顶面为最大变形区域所在处,约为 0.25 mm。计算可知油缸与底座接触面处的变形相对较大,因此,需要采取一定措施提高此处的刚性。

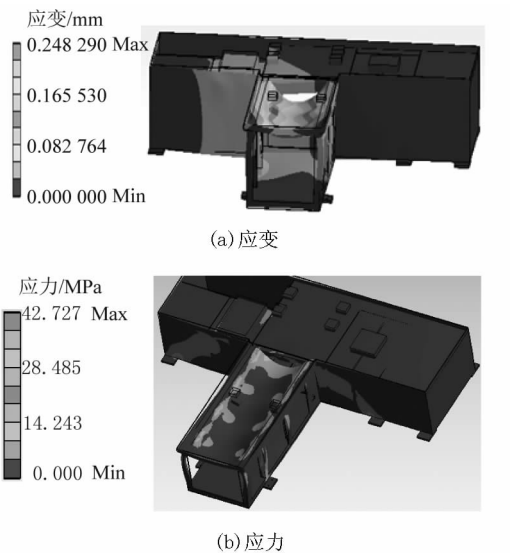


图 2　应力和应变云图

Figure 2　Cloud diagram of results

### 1.2　锯切系统强度分析

锯切系统加载简图如图 3 所示。

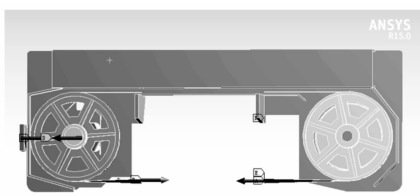


图 3　锯切系统加载简图

Figure 3　Loading diagram of sawed system

松边和紧边张紧力有[10]:

$$F_1 = F_x/(e^{f'\pi} - 1);\qquad (2)$$

$$F_2 = F_x e^{f'\pi}/(e^{f'\pi} - 1)。\qquad (3)$$

式中:$F_x$ 为锯切抗力;$F_1$ 为松边张紧力;$f'$为锯轮与锯条之间的动摩擦因数;$F_2$ 为紧边张紧力。

通过计算,求得 $F_1$ = 2 846.8 N;$F_2$ = 3 558.7 N。

综上所述,对带锯条两端施加 $F_2$ = 3 558.7 N 和 $F_1$ = 2 846.8 N 的集中载荷;对丝杆添加 9 557 N 的预紧力。固定立柱连接座与锯架接触面,利用有限元分析软件求解后,应力最大处位于张紧液压缸处,应力最大值约为 124 MPa,安全系数较小,因此,需要通过加大张紧液压缸活塞杆来提高此处强度。

### 1.3　锯架受力平衡分析

锯架是带锯床主要功能件,锯架的平衡对产品加

工的品质至关重要。

某型号带锯床整机各主要零部件的相对位置布局如图 4 所示,锯切系统载荷示意图如图 5 所示。

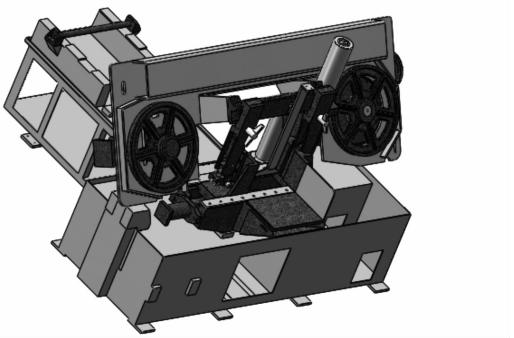

图 4 整机布局简图

Figure 4 Layout diagram of whole machine

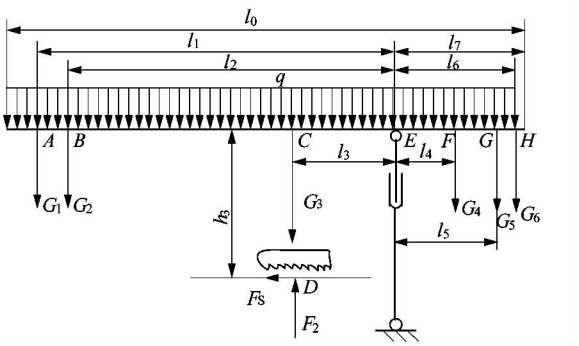


图 5 锯切系统载荷示意图

Figure 5 Loading diagram of sawed system

图 5 中油缸中心轴处两侧顺、逆时针(由于扭矩为三维矢量,文中为了便于计算,将其近似为同平面)扭矩达到平衡时,整机稳定性较高。简化计算,有

$$G_1l_1 + G_2l_2 + G_3l_3 + q \cdot (l_0 - l_7) \cdot (l_0 - l_7)/2 = M_1; \tag{4}$$

$$G_4l_4 + G_5l_5 + G_6l_6 + F_sh_3 + F_zl_3 + q \cdot l_7 \cdot (l_7/2) = M_2。 \tag{5}$$

式中:$q$ 为锯架均布载荷;$G_1$ 为张紧系统总重;$l_1$ 为张紧系统中心到主立柱轴线距离;$G_2$ 为主动轮总重;$l_2$ 为主动轮中心到主立柱轴线距离;$G_3$ 为锯架系统总重;$l_3$ 为锯架系统中心到主立柱轴线距离;$l_0$ 为锯架总长;$l_7$ 为锯架从动轮侧长度;$G_4$ 为锯架系统从动轮侧总重;$l_4$ 为锯架从动轮侧中心到主立柱轴线距离;$G_5$ 为从动轮总重;$l_5$ 为从动轮中心到主立柱轴线距离;$G_6$ 为减速器总重;$l_6$ 为减速器中心到主立柱轴线距离;$F_s$ 为切削抗力;$F_Z$ 为进给抗力;$M_1$ 为油缸顺时针合扭矩;$M_2$ 为油缸逆时针合扭矩。

代入该带锯床相关参数计算,可得 $M_1 = 3\ 015.52$ N · m,$M_2 = 1\ 522.25$ N · m。若要二者相等,则需将油缸向左侧偏移 $a$,但是由于固定虎钳的存在会引起干涉,应采用双立柱的布局方式来提高锯架系统的稳定性。

假设该带锯床主立柱小径为 $T_d$,大径为 $T_D$,则惯性矩

$$I = \pi(T_D^4 - T_d^4)/64。 \tag{6}$$

当油缸行程最大时,由于弯矩的作用引起的挠度

$$\omega_x = Mk^2/2EI = (M_1 - M_2) \cdot k^2/2EI。 \tag{7}$$

式中:$E$ 为 Q235 的弹性模量;$M = M_1 - M_2$;$k$ 为底座与锯架之间的距离。

代入该带锯床相关参数,可求得 $\omega_x \approx 0.398$ mm。

最终将单立柱式带锯床改进双立柱式带锯床。双立柱式带锯床整机图如图 6 所示。

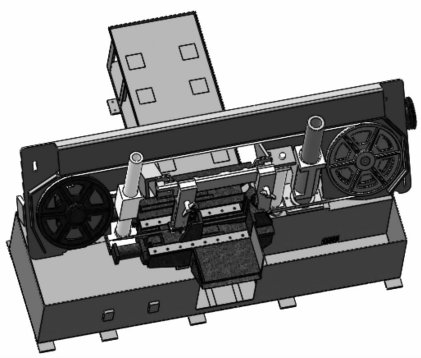

图 6 改进后的整机简图

Figure 6 Picture of improved machine

## 2 整机动态特性分析

### 2.1 整机模态分析

通常,个别薄弱部件制约了带锯床整机的性能,改进薄弱部件,有助于提高整机动态特性。因此,当油缸行程取不同值时,通过模态分析法了解某型号带锯床的振型和固有频率,为后续求解该带锯床的谐响应分析提供理论基础。

该带锯床主要部件使用的材料及其相关属性如表 1 所示。

表 1 材料及其属性

Table 1 Basic parameters of material

| 材料名称 | 弹性模量 $E$/GPa | 密度 $\rho$/kg · m$^{-3}$ | 泊松比 $\mu$ |
|---|---|---|---|
| HT200 | 148 | 7 200 | 0.310 |
| 40Cr | 219 | 7 830 | 0.300 |
| Q235B | 212 | 7 860 | 0.288 |
| ZCuAl10Fe3 | 119 | 7 750 | 0.330 |
| 45 | 209 | 7 890 | 0.270 |

### 2.1.1　约束的施加

由于固有频率反映的是带锯床自身属性,因此,在对该带锯床进行模态分析求解时,只对其施加约束,忽略外部激励等载荷,固定底座下底面。副立柱套限制了副立柱只能进行铅垂面方向的移动,因此,副立柱套3个底面添加位移约束,即 $U_x=0$;$U_y=0$。

### 2.1.2　结果及其分析

当油缸行程为0 mm时,通过有限元分析软件提取了该带锯床整机前6阶振型如图7所示。

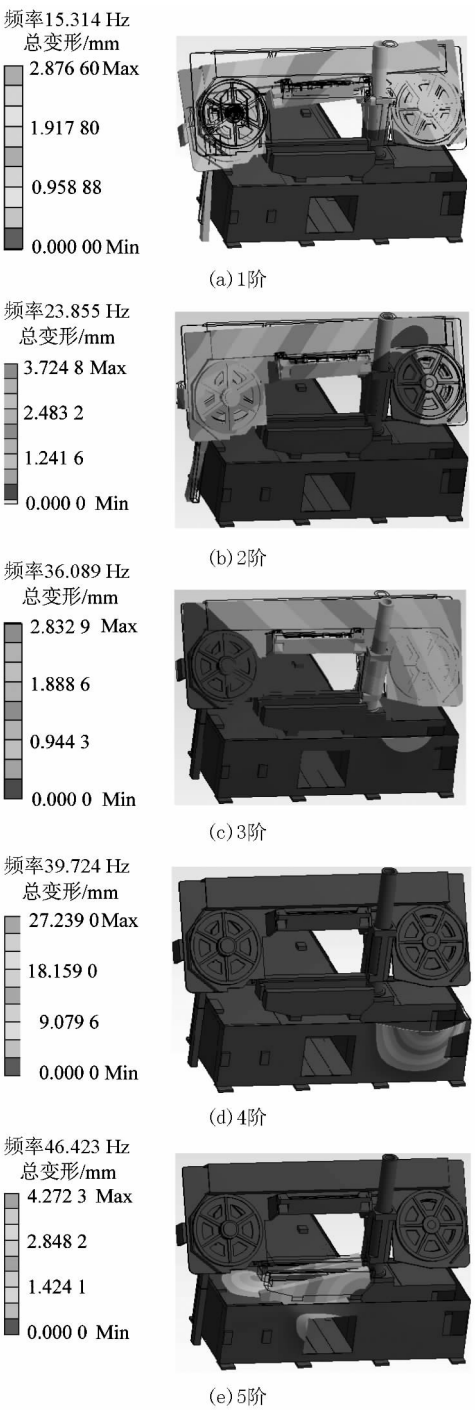


图7　整机振型云图

Figure 7　Cloud diagram of whole machine

由图7可知,当油缸行程为0 mm,带锯床1阶时,锯架在副立柱侧发生弯曲,频率约为15.3 Hz;2阶时,锯架在副立柱侧发生扭振,频率约为24.0 Hz;3阶时,锯架在减速箱侧发生扭振,频率约为36.0 Hz;4阶时,底座薄壁发生扭振,频率约为39.7 Hz;5阶时,夹持床身及底座发生弯曲,频率约为46.0 Hz;6阶时,锯架系统发生扭振,频率约为59.0 Hz。

经上述分析,可知锯切系统为该带锯床最主要的薄弱部位,其原因主要是锯切系统右侧集中了大部分质量,造成左侧的刚性相对较差,在外界激励的作用下,左侧部分比较容易引起共振。因此,通过对锯架的优化设计有助于改善该带锯床的性能。

为了解当油缸行程取不同值时该带锯床整机的固有频率与振型,对带锯床油缸行程为0,180,360 mm的3种工况进行模态分析,获得的固有频率如表2所示。

表2　6阶固有频率

Table 2　Natural frequency of six order

| 油缸行程/mm | 频率/Hz | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1阶 | 2阶 | 3阶 | 4阶 | 5阶 | 6阶 |
| 0 | 15.314 | 23.855 | 36.089 | 39.724 | 46.423 | 59.264 |
| 180 | 15.504 | 28.913 | 35.449 | 39.562 | 45.772 | 66.807 |
| 360 | 11.596 | 13.310 | 20.360 | 39.852 | 40.540 | 51.616 |

## 2.2　整机谐响应分析

某型号带锯床主电机频率约为18.5 Hz,依据振动理论及上文模态分析结果可知:该带锯床主电机频率与其1阶频率较接近,容易引发共振,因此,需要了解在该激励下,系统零件的响应情况。

### 2.2.1　载荷描述

谐响应分析的载荷是周期性的,因此,该带锯床的激励源主要为三相异步电动机。

带锯床在工作时,主电机经过减速箱带动主轴转动,由于制造或者安装等因素造成主轴的偏心,使得主

动轮上具有周期性的载荷。主轴转矩为

$$T = 9\,550 \times (P_d/n) \times i = 1\,066.68\ \text{N}。 \quad (8)$$

式中：$P_d$ 为主电机正常工作时的功率；$n$ 为主电机正常工作时的转速；$i$ 为蜗轮蜗杆传动比。

当初始相位为逆时针，相位角为 0，激励转矩最大值约为 1 066.68 N · m 时，主电机扭矩有

$$T' = T\sin(\omega t + \varphi) = 1\,066.68\sin \omega t。 \quad (9)$$

式中：$T'$ 为外界激振扭矩幅值；$\omega$ 为激振频率；$\varphi$ 为相位角。

### 2.2.2 结果分析

以前文模态分析的结果为基础，通过有限元软件的谐响应分析，得到该带锯床主要部件表面响应曲线如图 8 所示。

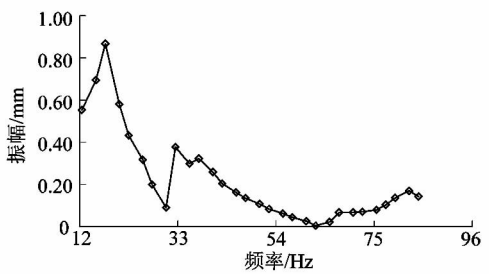


图 8 若干零部件响应曲线

Figure 8 Loading diagram of supported module

由图 8 可知，在 1 阶频率附近处，该带锯床若干零部件的响应振幅取得最大值，表明改善该带锯床的动态特性是有必要的。

锯架作为带锯床的核心部件关系着带锯床的整体性能。图 9 所示为油缸行程为 0 mm 时，锯架在 $Y$ 和 $Z$ 轴两方向的响应。

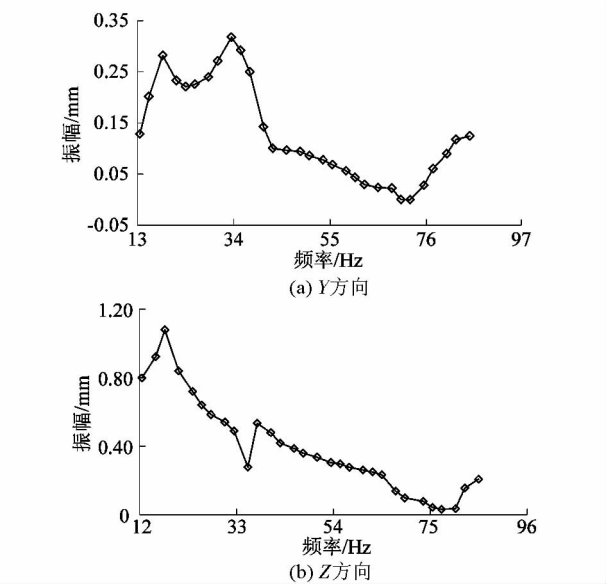


图 9 锯架响应曲线

Figure 9 Loading diagram of supported module

由图 8 和图 9 可知：在 1 阶频率附近处，锯架主要响应区域为 $Z$ 方向上，其激励源相位角为 −122.07°，频率为 17.5 Hz 时，锯架响应如图 10 所示。

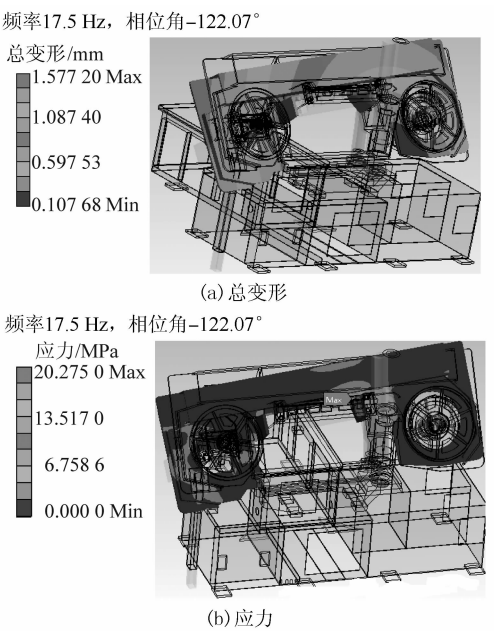


图 10 锯架位移及应力云图

Figure 10 Loading diagram of supported module

锯架在激励源为 17.5 Hz 时，应力最大为 20.28 MPa，变形最大约为 1.58 mm。锯架左侧为最大变形所在处，锯架连接座与锯架连接处产生最大应力，这和模态分析结果相吻合。为了减小其因共振而产生的影响，应通过将单立柱式改为双立柱式带锯床的方式来提高该带锯床左侧的刚度和强度。

## 3 改进结果对比

通过之前的分析，对原带锯床相关部位进行了改进设计，最终获得了改进后的整机模型。并过对该模型进行了模态分析。

以油缸行程为 0 mm 为例，样机的振型云图如图 11 所示。

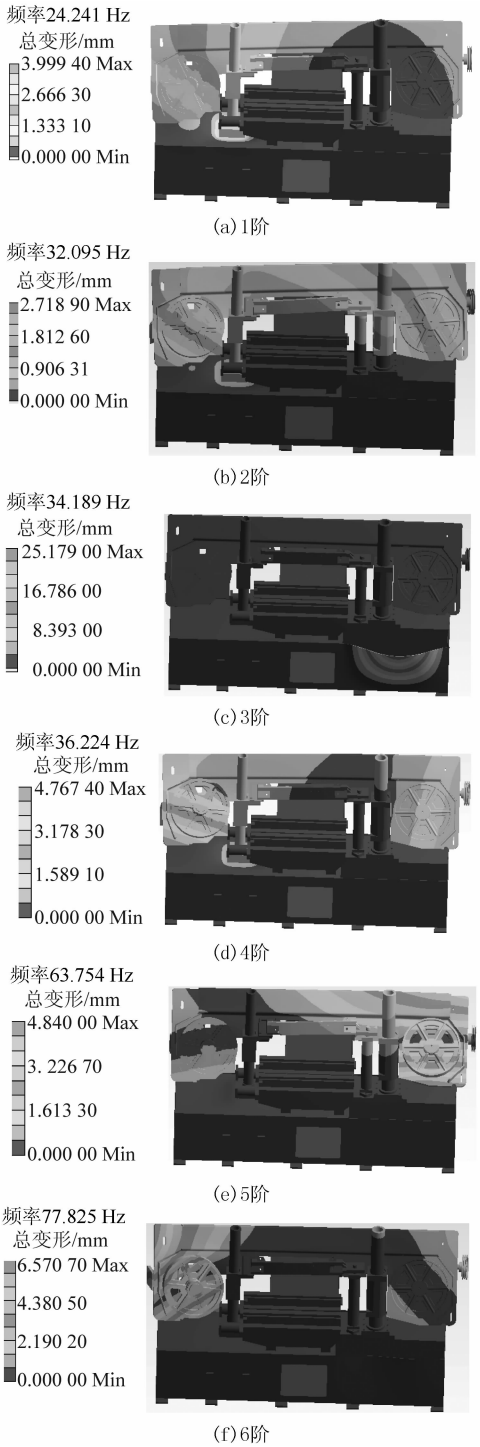


图 11 改进后振型云图

Figure 11 Pictures of improved mode sketch

改进后频率对比如表 3 所示。改进后 1 阶固有频率约为 24.2 Hz,相比于改进前的 15.3 Hz 有了一定程度的提高,而该带锯床主电机频率约为 18.5 Hz,因此,改进后的带锯床能够在一定程度上错开了主电机的共振区域,结果表明:改进后的结构相较于之前在抗振性能上有了一定程度上的改善。

表 3 改进后频率对比

Table 3 Natural frequency of six orders Hz

| 阶数 | 频率/Hz | | 阶数 | 频率/Hz | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 改进前 | 改进后 | | 改进前 | 改进后 |
| 1 阶 | 15.3 | 24.2 | 4 阶 | 39.7 | 36.2 |
| 2 阶 | 23.9 | 32.1 | 5 阶 | 46.4 | 63.8 |
| 3 阶 | 36.1 | 34.2 | 6 阶 | 59.3 | 77.8 |

## 4 结语

课题组根据某型号带锯床的几何模型,对其静态和动态特性两方面进行了分析,确定了其薄弱部位。利用经典力学对锯架进行分析与研究,结果表明:①需要调整该带锯床油缸的所在位置,并将单立柱式带锯床改为双立柱式带锯床;②确定了该带锯床的振型和激励响应,得出该带锯床处于主电机的共振区,较容易引起共振,需对其进行改进设计。最终鉴于之前分析的结论,对原带锯床的相关部位进行了改进设计,改进后的结构在抗振性能上有了一定程度上的提高。大部分带锯床均可通过分析与研究静动态特性来提高带锯床的抗振性能,最终达到提高其锯切效率和锯切精度的目的,课题组研究成果在工程上具有较高的应用价值。

**参考文献:**

[1] 郭北涛. 国内外金切锯床的现状及发展趋势[J]. 制造技术与机床,2004(2):32 - 33.

[2] 陶轩. GKT608 硬质合金圆锯床模态分析及立柱结合部改进设计[D]. 长沙:中南大学,2012:23 - 45.

[3] 张祥雷,姚博世,江铁强,等. 五轴数控磨床床身结构分析与优化[J]. 机床与液压,2012,40(15):18 - 21.

[4] 周孜亮,王贵飞,丛明. 基于 ANSYS Workbench 的主轴箱有限元分析及优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术,2012(3):17 - 20.

[5] 王伟林. 3100 柴油机机体有限元分析[D]. 天津:天津大学,2007:26 - 31.

[6] 刘晓东,吴入军. 车床主轴箱模态分析[J]. 机械设计与制造,2007(2):24 - 25.

[7] 梁祖峰. TH6350 加工中心主轴系统试验模态分析[D]. 昆明:昆明理工大学,2003:11 - 60.

[8] 赵运才,黄书烽. 立式粉磨机立柱模态与谐响应分析[J]. 矿业研究与开发,2012(6):94 - 97.

[9] 尧晶,王存堂. 泳池升降平台钢架结构的优化设计[J]. 机电工程,2017,34(8):870 - 874.

[10] 潘柏松. 金属切削带锯床设计理论与方法[M]. 北京:清华大学出版社,2013:1 - 100.