

# 基于 Ansys Workbench 的 CJ190Z4 机床主轴 实验模型振动力学分析

王正浩,张杜娟

(沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168)

**摘要** 目的 研究 CJ190Z4 机床主轴模型机壳和主轴的动静态特性,得到主轴前 6 阶固有频率,振型和变形应力等,确定主轴前端及中端位移-频率关系和相位角-频率关系. 方法 利用 Solidworks 建立了 CJ190Z4 机床主轴模型的三维实体模型,将实验模型分为主轴和机壳两个子单元,运用 Ansys Workbench 有限元分析软件,对 CJ190Z4 机床主轴系统进行静力和动态分析,在此基础上进行谐响应分析,通过实测得到实验模型的刚体振动模态. 结果 不同温度下的主轴的固有频率不同,20 ℃下的前 3 阶固有频率分别为 151.1 Hz,152.9 Hz,157.3 Hz,机壳单元的固有频率最小为 255.15 Hz. 主轴的 1 阶临界转速  $n = 69\ 066\ \text{r/min}$ ,远大于主轴的最高工作转速  $3\ 000\ \text{r/min}$ ,主轴能有效地避免共振发生,保证了主轴的加工精度. 主轴最大位移量是  $4.1\ \mu\text{m}$ ,最大应力是 19.5 MPa. 固有频率随温度升高而降低. 结论 提高主轴的刚度和阻尼,可以有效减小振动变形,避免共振现象的发生;提高机壳单元的 1 阶固有频率或加设阻尼抑制机壳单元 1 阶共振,应加强机壳单元基础板的抗弯刚度.

**关键词** 机床主轴;实验模型;Ansys Workbench 分析;固有频率;振型

中图分类号 TH113.2<sup>+</sup>2

文献标志码 A

## Vibration Dynamics Analysis of CJ190Z4 Machine Tool Spindle Experimental Model Based on Ansys Workbench

WANG Zhenghao, ZHANG Dujuan

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

**Abstract:** To study the dynamic and static characteristics of the chassis and the spindle of the CJ190Z4 machine tool, the natural frequency, the vibration mode and the deformation stress of the first 6 orders of the main shaft are obtained. The relationship between the front and end displacement-frequency relationship and the phase angle-frequency relationship is obtained. The three-dimensional solid model of CJ190Z4 machine tool spindle model was established by Solidworks. The

收稿日期:2017-04-25

基金项目:国家自然科学基金项目(51375317)

作者简介:王正浩(1960—),男,教授,博士,主要从事机械动力学、振动利用与控制等方面研究.

experimental model was divided into two sub-units of spindle and chassis. Ansys Workbench finite element analysis software was used to analyze the static and dynamic analysis of CJ190Z4 machine tool spindle system. And the harmonic response of the experimental model is obtained. The natural frequencies of the main axes at different temperatures are different, and the first three natural frequencies are 151. 1 Hz, 1 152. 9 Hz and 2 157. 3 Hz at 20 °C. The minimum natural frequency of the housing unit is 255. 15 Hz. The first-order critical speed of the spindle is 69 066 r/min, which is far greater than the maximum working speed of the spindle 3 000 r/min, which indicates that the spindle can effectively avoid the resonance area and ensure the machining precision of the spindle. The maximum displacement of the spindle is 4. 1 μm, the maximum stress is 19. 5 MPa. The natural frequency decreases with increasing temperature. The bending stiffness of the base plate of the chassis unit should be strengthened to improve the first order natural frequency of the casing element or the first order resonance of the damping suppression shell element. Improve the stiffness and damping of the spindle, can effectively reduce the vibration deformation, to avoid the occurrence of resonance phenomenon.

**Key words:** machine tool spindle; experimental model; analysis of Ansys Workbench; natural frequency; vibration mode

机床主轴的性能逐渐向高转速、高精度、高刚度方向发展,其动态特性对机床加工精度和被加工零件表面的质量产生很大影响,在其重切削时,既要承受重切削负荷,又要可靠安全地保证所加工零件的高精度<sup>[1-7]</sup>. 由于主轴单元的静态特性反映了主轴抵抗静态外载荷的能力,所以进行静力学分析需要分析结构在静载荷作用下的应力、应变、位移等<sup>[8-10]</sup>,随着机床主轴要求越来越精密且复杂,传统的静态分析方法已经不能满足机械运动分析的要求,而模态分析和谐响应分析对于研究主轴系统的振动具有显著效果,同时能够提高主轴系统的精度、强度,以及有效地抑制主轴的共振<sup>[11-15]</sup>. 因此,在静态分析的基础上进行模态和谐响应分析,不仅能够分析静力的应力、应变、静力负载等,也能研究在静力负载下的各种响应,使其更能满足现实情况的需要<sup>[16-20]</sup>. 笔者以某公司的数控车床主轴模型为研究对象,制作了机床主轴系统的实验模型,研究其在静动态特性下的各项响应,从而得到机床主轴的薄弱环节和振动情况的参数,分析结果能在产品设计阶段就能对主轴部件静、动态特性做出符合实际的预测并提出改进方案.

1 CJ190Z4 数控机床主轴介绍

CJ190Z4 数控机床实验模型如图 1 所示.

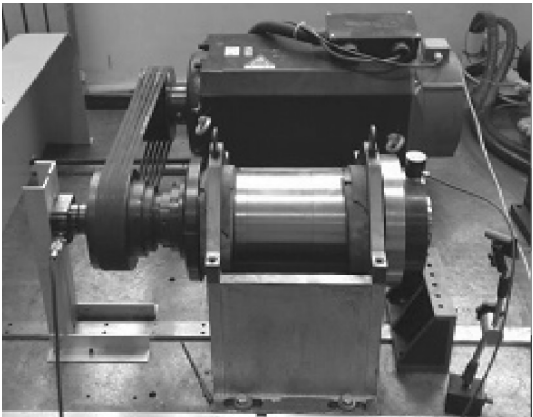


图 1 CJ190Z4 机床主轴实验模型

**Fig. 1** The picture of CJ190Z4 machine tool spindle model

主轴系统的制造精度、抗振性、表面质量都会影响着整个机床的加工精度和效率. CJ190Z4 数控机床的加工对象为轴类零件,包括阶梯轴和非圆曲面的凸轮轴. CJ190Z4 机床的主轴采用带通孔的阶梯形轴和两端支撑的结构. 加工过程中需要通过不断改变刀具的加工轨迹和加工速度等参数来对零件进行切削加工,润滑方式采用油脂润滑,冷却方

式为自冷,安装方式为水平安装.这类主轴加工精度高、零件表面质量好,有助于现代机械产品的生产管理,主轴结构简单紧凑,拆卸方便,传动扭矩大、工作平稳、噪声低和刚性好等特点.

2 机床主轴实验模型结构简化和有限元模型建立

在使用仿真软件建立模型的过程中,如果完全按照实际主轴模型建立是完全不可能的,所以有必要对主轴系统模型进行简化,以便于进行机床主轴部件的有限元分析.为了真实准确有效地对主轴进行特性分析,简化时要遵循以下原则:①忽略一些不影响整体结构的局部,如退刀槽、倒角等局部特征;②对模型中的锥度和曲率进行直线化和平面化的处理.因此,将机床主轴系统结构简化为直径均匀的空心轴,简化后的主轴二维图如图 2 所示.机床主轴参数如表 1 所示.

建立三维模型时可以采用两种方式:一是在专门的三维造型软件 (Solidworks、Proe) 中建立模型,然后再导入到 Ansys 软件中;二是直接在 Ansys 中建立实体模型.两种方法各有利弊,适用于不同的情况.由于笔者的主轴模型不是十分复杂,故采用第一种方法,在 Solidworks 中建立模型再导入 Ansys Workbench

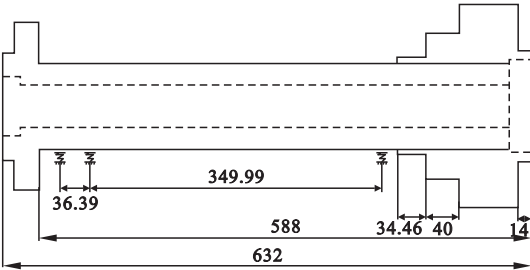


图 2 主轴结构简化图

Fig. 2 Schematic diagram of the spindle structure

表 1 机床主轴参数

Table 1 Machine spindle parameters

密度/ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	弹性模量/ GPa	泊松比	最高转速/ ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	最高工作 频率/Hz
$7.8 \times 10^3$	206	0.3	3 000	50

进行动静态特性分析,简单快捷建立模型的同时实现网格均匀划分.

Workbench 平台对模型进行网格划分有 2 个平台,即 Meshing 网络划分和 FEM 网络划分.笔者采用 Meshing Tetrahedrons (四面体网格)划分,可以使得单元规则,同时限制单元的个数,从而提高计算机的计算速度和计算精度<sup>[2]</sup>.为了更好地分析实验模型的变形体动态特性,笔者将实验模型分为两个子单元:主轴单元和机壳单元.经过有限元建模与网格划分后,主轴三维外观图如图 3 所示.

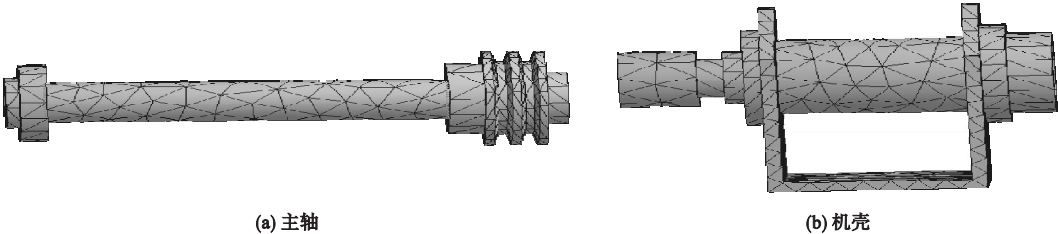


图 3 机床主轴有限元模型

Fig. 3 Finite element model of machine tool spindle

3 机床主轴实验模型静力学分析

静力学分析是为了得到机床主轴在一定静态载荷作用下所产生的变形,是结构在特定的动态激励下抵抗变形的能力,也可计算

主轴单元静刚度<sup>[3]</sup>.主轴单元静刚度,主要是轴向与径向静刚度,刚度计算是振动理论和结构稳定性分析的基础.在质量不变的情况下,刚度大则固有频率高.因此,需要分析主轴在受静载荷下主轴前端的变形量.文中的有限元模型,限制了轴两端节点的所有自

由端,即设置其各点的  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向位移为 0. 主轴有限元节点在整体坐标系中的位移、应

变和应力如图 4、图 5 所示.

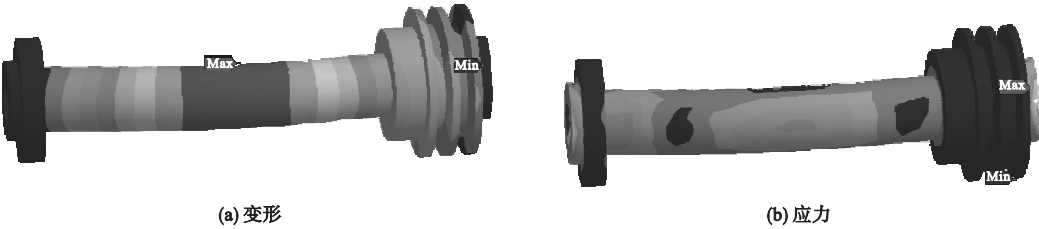


图 4 机床主轴均匀受载时位移与应力

Fig. 4 Displacement and stress of machine tool spindle under uniform load

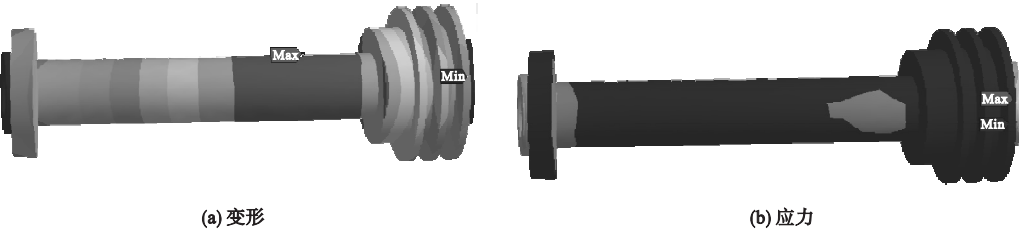


图 5 主轴右端受载时位移与应力

Fig. 5 Displacement and stress of machine tool spindle when the right side of the spindle is loaded

由图 4 可知,主轴装置在均匀受载时,其最大位移为  $4.1\mu\text{m}$ ,所以可以计算出此位移下的主轴静刚度  $K_1$  为

$$K_1 = \frac{452.9}{4.1} = 110.5 \text{ N}/\mu\text{m}.$$

同时主轴均匀受载时最大应力为  $2.89\text{MPa}$ ,最大应力为左右两侧外端轴处,最小应力为右伸出轴端处.

图 5 可知,当轴右端受载时,主轴装置的最大位移为  $1.05\mu\text{m}$ ,最大应力为  $19.5\text{MPa}$ . 最大应力集中在两端外伸轴端处,最小应力为右端皮带轮处. 计算出此位移下的主轴静刚度  $K_2$  为

$$K_2 = \frac{452.9}{1.05} = 431 \text{ N}/\mu\text{m}.$$

#### 4 机床主轴实验模型动力学分析

在高速精密机床上,主轴的动态特性直接影响着加工出来的产品质量. 系统的动力学分析主要是确定固有频率和振型,还有就是在一定载荷下的动力回应模态是机械结构

的固有振动特性,每一个模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型. 笔者动态分析只需进行模型的模态分析和谐响应分析<sup>[4]</sup>. 结构动力学要求解系统的动力方程为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f(t). \tag{1}$$

式中:  $M$  为质量矩阵;  $C$  为阻尼矩阵;  $K$  为刚度矩阵;  $u$  为位移矩阵.

对于模态分析:

$$f(t) = 0. \tag{2}$$

忽略结构的阻尼,得到动力方程为

$$M\ddot{u} + Cu = 0. \tag{3}$$

谐响应分析时载荷和位移按正弦规律随时间变化:

$$f(t) = f_0 \sin(\omega_t + \omega_0) \tag{4}$$

其动力方程式为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f_0 \sin(\omega_t + \varphi_0). \tag{5}$$

##### 4.1 机床主轴模型主轴单元振动模态分析

###### 4.1.1 模态分析理论基础

用模态分析来确定结构的固有频率和振型,固有频率的大小反映了结构刚度的大小,固有频率越大,刚度也就越大. 通过模态分析,可以使结构设计避免共振或者以特定频

率发生的振动. 由于自由振动是正弦规律的, 对于模态动力方程为

$$(K + \omega^2 M)u_0 = 0. \tag{6}$$

式中: $\mu_0$  为自由频率总体振幅即振型; $\omega$  为固有频率.

4.1.2 固有频率与温度的关系

主轴系统实验模型工作时温度会上升, 所以有必要分析固有频率随温度的变化<sup>[10]</sup>.

材料弹性模量与温度的关系为

$$E(t) = 207.8 - 0.069t - 3.8 \times 10^{-5}t^2. \tag{7}$$

笔者利用有限元分析软件 Ansys Workbench 主轴单元的前 6 阶固有模态进行分析,同时分时了不同温度下转子系统固有模态的变化. 在温度分别为 20 ℃、200 ℃、400 ℃、600 ℃和 800 ℃,导热系数  $k = 25.96 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{℃})$ ,热膨胀系数  $\alpha = 1.25 \times 10^{-5} \text{ ℃}^{-1}$ ,材料密度  $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$  情况下. 各种温度下主轴单元的固有频率如表 2 所示. 由表 2 可知,20 ~ 200 ℃时固有频率有上升,但是 200 ℃之后的温度下主轴单元的各阶固有频率都有降低,主轴单元的固有频率随温度的升高而降低. 随着温度的升高,系统固有频率的改变量逐渐增大,所以温度越高主轴单元振动的固有频率越低.

表 2 不同温度下主轴单元的固有频率

Table2 Natural frequencies of the spindle at different temperatures

模态阶数	固有频率/Hz				
	20 ℃	200 ℃	400 ℃	600 ℃	800 ℃
1	151.1	1 171.1	1 156.9	1 139.6	1 110.1
2	1 152.9	1 172.9	1 158.6	1 141.3	1 111.8
3	2 157.3	2 194.8	2 168.1	2 135.6	2 080.5
4	2 161.1	2 198.6	2 171.9	2 139.4	2 084.1
5	2 487.2	2 530.3	2 499.6	2 462.2	2 398.5
6	3 440.8	3 500.5	3 457.9	3 406.2	3 318.2

4.1.3 机床主轴模态振型分析

主轴的振动可理解为各阶固有振型的线性组合,其中低阶固有振型比高阶固有振型对主轴的振动影响大,越是低阶固有影响就

越大,因此主轴的动态特性决定作用主要取决于低阶固有振型,经 Workbench 运行求解前后 6 阶振型如图 6 所示.

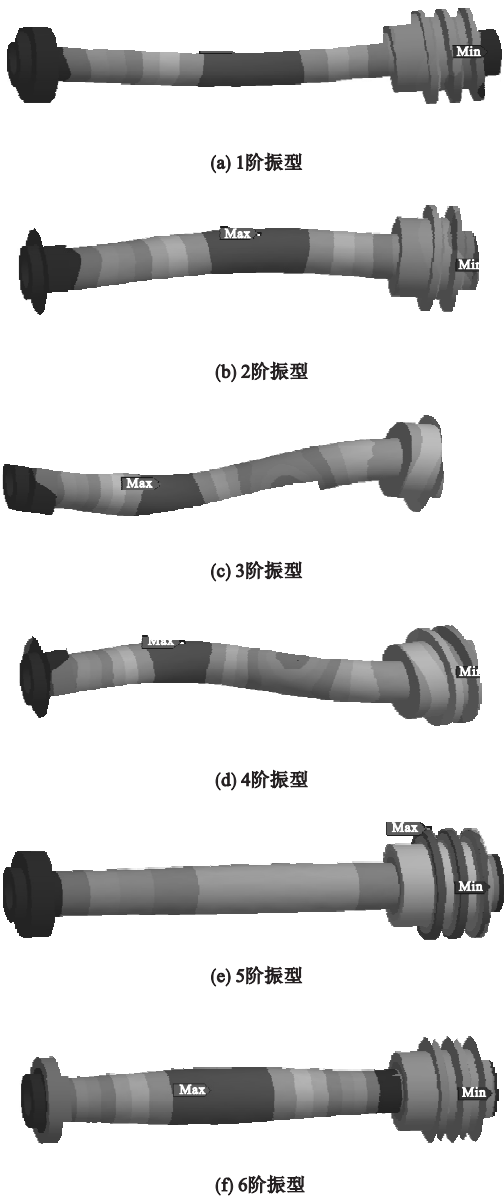


图 6 主轴单元前 6 阶振型图

Fig. 6 The first 6 order vibration modes of spindle unit

从图 6 可以看出,1 阶和 2 阶振型主要是转轴在竖向平面和横向平面内的弯曲振动;3 阶和 4 阶振型主要是转轴的弯曲振动或转轴的扭转振动;5 阶振型是转轴右轴端扭转振动;6 阶振型主要是转轴的弯曲振动和膨胀变形. 主轴单元振动主要为主轴的弯曲振动,抑制弯曲振动的主要措施是增大主



轴的抗弯刚度. 主轴单元模型前 4 阶振动模态主要是弯曲振动形态, 后两阶振动模态主要是扭转振动形态. 抑制弯曲振动的主要措施是增大主轴的抗弯刚度.

4.2 机床主轴临界转速分析

高速主轴的临界转速是某一固有频率下对应的转速, 当主轴的自转频率与其固有频率相同时, 主轴会发生共振的情况. 共振是机械系统振幅显著增大的现象, 会发生在当其所受激励的频率与该系统的某阶固有频率相接近时的情况下, 一般情况下共振是有害的, 会使机械结构产生很大的变形和应力, 甚至造成破坏性事故. 共振在实际的产品加工过程中, 不仅影响产品的加工质量, 同时会对机床主轴造成严重的破坏, 降低主轴的寿命, 会增大机床的维护成本. 主轴的临界转速与固有频率的关系为

$$n = 60f. \tag{8}$$

式中:  $n$  为临界转速,  $\text{r/min}$ ;  $f$  为固有频率,  $\text{Hz}$ .

计算得到的临界转速如表 3 所示. 从表 3 可以看出主轴的 1 阶临界转速为  $n = 69\,066\text{ r/min}$ , 远大于主轴的最高工作转速  $3\,000\text{ r/min}$ , 说明此主轴能有效地避免共振情况的发生, 保证主轴的加工精度.

表 3 不同温度下的主轴单元的临界转速  
Table 3 Critical speed of the spindle unit at different temperatures

模态阶数	$n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$				
	20 ℃	200 ℃	400 ℃	600 ℃	800 ℃
1	69 066	69 414	68 376	66 606	64 422
2	69 174	69 516	68 478	66 708	64 518
3	129 438	130 086	128 316	124 830	120 732
4	129 666	130 314	128 364	125 046	120 942
5	149 232	149 976	147 732	143 910	139 194
6	206 448	207 474	204 372	199 092	192 558

4.3 机床主轴模型机壳单元振动模态分析  
机床主轴模型机壳单元前 6 阶固有频率

和振型计算结果和分析结果如表 4 所示.

表 4 机床主轴机壳单元的前 6 阶固有频率及临界转速  
Table 4 The first 6-order natural frequency and critical speed of the machine tool spindle housing unit

模态阶数	$f/\text{Hz}$	$n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	模态振型
1	255.15	918.540	主轴基础板上部 轴向方向振动
2	672.4	40 344	长外伸段横向振动
3	741.01	44 460.6	短外伸段振动
4	1 069.2	63 732	长外伸段的横向摆动
5	1 477.9	88 674	长外伸段的横向摆动
6	1 685.6	101 136	整体横向振动

由表 4 可知, 机壳单元的固有频率最小为  $255.15\text{ Hz}$ , 大于主轴的最高工作频率  $50\text{ Hz}$ , 机壳单元的固有频率相对主轴单元的固有频率小, 说明机壳单元刚度较小. 机床主轴系统的 6 阶振型如图 7 所示.

由图 7 可知, 机壳单元 1 阶振型主要是基础板上部轴向方向的振动; 2 阶振型主要是左面外伸端的横向振动; 3 阶振型主要是基础板的扭转振动和右面外伸端的变形振动; 4 阶振型主要是左面外伸端的横向振动; 5 阶振型主要是左面外伸端的横向振动和右面基础板的扭转振动; 6 阶振型主要是基础板的弯曲振动、中间圆形薄壁套筒的弯曲振动和右面外伸端的变形振动.

主轴的工作转速为  $3\,000\text{ r/min}$ , 激励频率为  $314\text{ rad/s}$ , 大于机壳单元 1 阶固有频率  $255.2\text{ rad/s}$ , 故 CJ190Z4 机床主轴系统实验模型在停车起动阶段机壳单元会发生 1 阶共振. 因为抑制共振的最有效措施是增大阻尼, 为了抑制机壳单元 1 阶共振的振幅, 采取的措施是在安装时在中间圆形薄壁套筒与基础板之间加设了一层橡胶垫. 主轴单元与机壳单元前 6 阶振动固有频率值对比如表 5 所示.

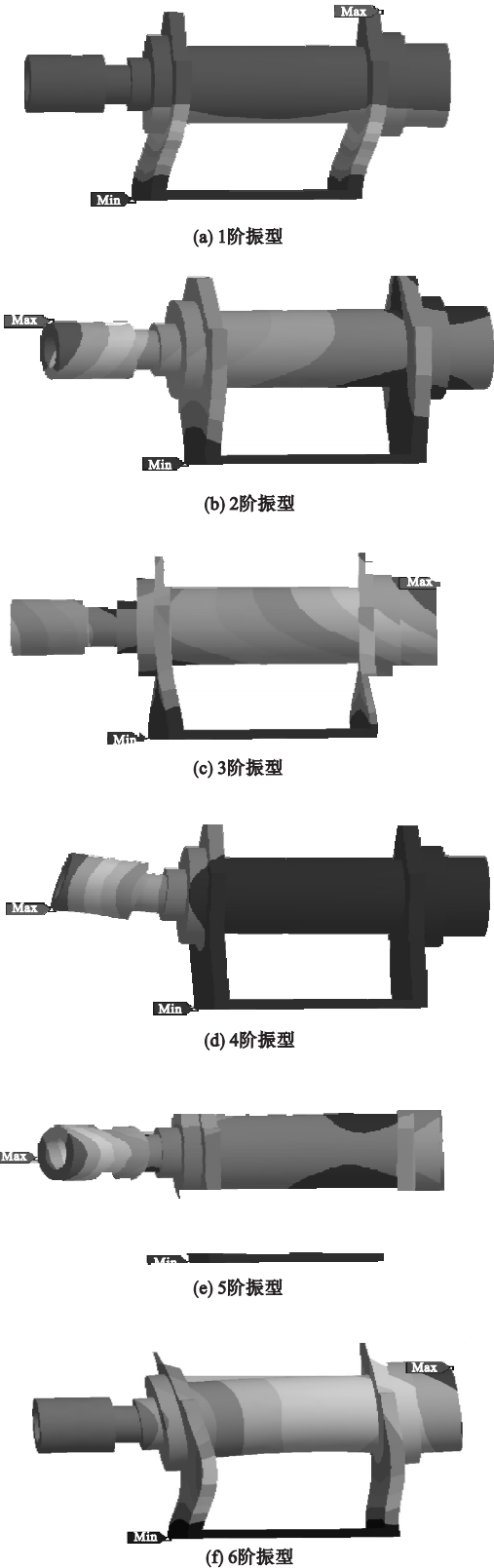


图 7 机床主轴系统的前 6 阶振型图

Fig. 7 The first 6-order vibration mode of machine tool spindle system

表 5 前 6 阶振动固有频率值对比

Table 5 Comparison of natural frequencies of the first 6 orders of vibration rad/s

模态阶数	主轴单元固有频率	机壳单元固有频率	固有频率差值
1	1 151. 1	255. 2	859. 9
2	1 171. 1	672. 4	498. 7
3	1 156. 9	741. 0	415. 9
4	1 139. 6	1 069. 2	70. 4
5	1 110. 1	1 477. 9	- 367. 8
6	1 073. 7	1 685. 6	- 611. 9

由表 5 可知,主轴单元前 4 阶固有频率均大于机壳单元的前 4 阶固有频率,且随着阶数的增大固有频率的差值逐渐减少,表明主轴单元的刚度大于机壳单元的刚度. 主轴单元后 2 阶固有频率均小于机壳单元的后 2 阶固有频率,随着阶数的增大,固有频率的差值逐渐增大.

4. 4 机床主轴单元的谐响应分析

谐响应分析是一种确定一个结构在已知频率的正弦(简谐)载荷作用下结构响应的技术. 谐响应分析是频率段扫描,也就是分析在一个频率范围内的响应,各个频率下的响应位移或响应应力可通过谐响应分析得到. 在 Workbench 分析软件中,谐响应分析的有限元模型同模态分析的有限元模型基本相同. 笔者采用模态叠加法进行谐响应分析.

为了对主轴响应特性得到相对准确的评价,所以不能忽略一些重要的危险点,从而保证得到的主轴动刚度不会发生偏差,同时保证生产出来的机床达到实际生产中的加工精度. 笔者对机床主轴的 3 个危险点进行分析,分别对机床主轴的前端、主轴中端和主轴后端的响应位移进行分析,得到机床主轴的相位角频率曲线(见图 8).

由图 8 可知:当激振力的频率从 1 300 Hz 增加到 2 050 Hz 时,主轴前端处的径向位移呈增加趋势,动刚度有所减小;从 2 050 Hz 增加至 2 200 Hz 时,主轴前端的径

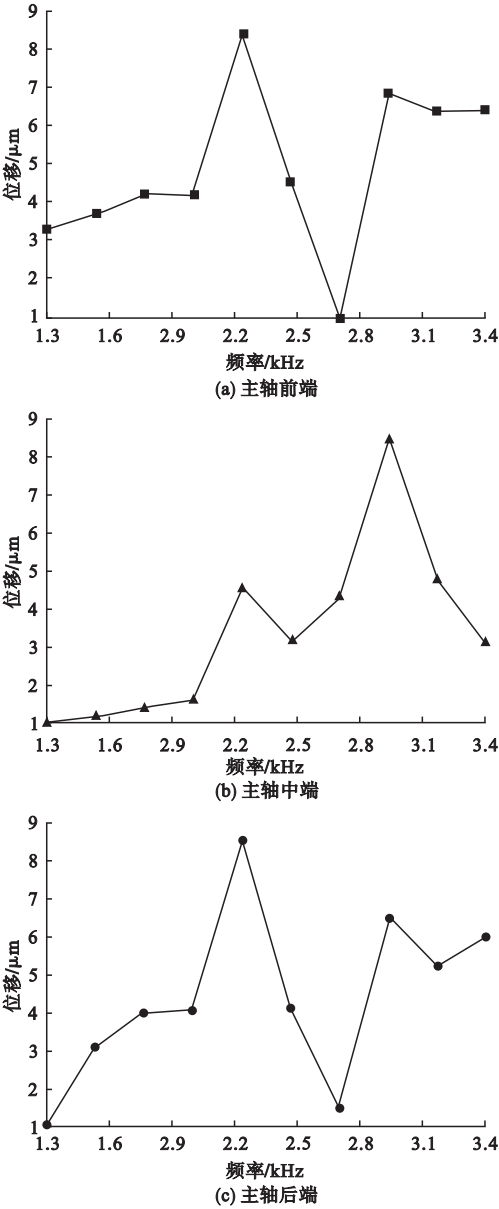


图 8 主轴径向位移曲线图

**Fig. 8** Radial displacement curve of the spindle  
向响应位移呈迅速增加趋势;从 2 200 Hz 增加至 2 700 Hz 时,主轴前端的径向响应位移又呈迅速减小趋势;在 2 200 Hz 时位移达到最大,为 8.13  $\mu\text{m}$ . 主轴中端径向位移与应力变化趋势一致. 在激振力的频率为 2 900 Hz 时,应力值达到最大,为 110 MPa 主轴前端和后端都是在 2 200 Hz 附近位移达到最大值,而主轴中端是在 2 900 Hz 附近位移达到最大值

通过对主轴上各点的分析可以发现,在 2 200 Hz 附近,主轴的位移响应比较突出,此处,响应位移突然增大,最大位移达到主轴的动刚度下降,由此可以判断此刻主轴容易产生裂纹;之后位移响应又突然下降,主轴动刚度逐渐提高.

5 结 论

(1)将主轴系统实验模型分为主轴单元和机壳单元两部分可以更精确的进行变形体振动固有模态分析.

(2)CJ190Z4 机床主轴以弯曲振动为主,机壳刚度相对较小,结构设计合理,表明主轴在加工工作过程中不会发生共振的情况. 机壳单元的固有频率最小为 255.15 Hz. 主轴的 1 阶临界转速  $n = 69\,066\text{ r/min}$ ,远大于主轴的最高工作转速 3 000 r/min,主轴能有效地避免共振发生,保证了主轴的加工精度.

(3)温度对固有频率有影响,不同温度下的主轴的固有频率不同,20  $^{\circ}\text{C}$  下的前 3 阶固有频率分别为 151.1 Hz,1 152.9 Hz,2 157.3 Hz,固有频率随温度的升高而降低.

(4)通过谐响应分析,得出在 2 200 Hz 附近,主轴的位移响应比较突出,此处,响应位移突然增大,达到最大位移. 主轴最大位移量是 8.13  $\mu\text{m}$ .

参考文献

[ 1 ] 王少波. 燃气轮机拉杆转子动力学特性研究 [ D ]. 上海:上海交通大学,2013.  
(WANG Shaobo. An investigation on dynamic characteristics of gas turbine rod-fastening rotor [ D ]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2013. )  
[ 2 ] 胡秋,刘腾强. 数控机床高速主轴单元动态特性仿真分析 [ J ]. 机床与液压,2007,35 ( 1 ): 204 - 206.  
(HU Qiu, LIU Tengqiang. Dynamic characteristics simulation of high speed spindle unit in CNC machine tool [ J ]. Machine tool & hydraulics, 2007, 35 ( 1 ): 204 - 206. )



- [3] 张耀满,王伟. 数控车床主轴部件有限元分析及其验证[D]. 沈阳:东北大学,2009.  
(ZHANG Yaoman, WANG Wei. FEA of spindle assembly of NC lathe and its verification [D]. Shenyang: Northeastern University, 2009.)
- [4] 刘延峰. 高速旋转机械转子动力特性研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2010.  
(LIU Yanfeng. The critical speed research of high speed rotating machinery [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2010.)
- [5] 吴玉厚,刘小文. 170SD30 全陶瓷电主轴有限元分析及其振动性能测试[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版),2010,26(4):767-771.  
(WU Yuhou, LIU Xiaowen. 170SD30 full ceramic electric spindle finite element analysis and its vibration performance test [J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science edition), 2010, 26(4):767-771.)
- [6] 翟之平,周雷,杨忠义,等. 秸秆抛送装置抛送叶轮的振动特性分析[J]. 农业工程学报,2015,31(4):17-25.  
(ZHAI Zhiping, ZHOU Lei, YANG Zhongyi, et al. Analysis on vibration characteristics of throwing impeller of stalk impeller blower[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2015, 31(4):17-25.)
- [7] 左曙光,王哲,吴旭东,等. 考虑轴承波纹度的燃料电池车用旋涡风机振动特性分析[J]. 振动与冲击,2015,34(16):14-18.  
(ZUO Shuguang, WANG Zhe, WU Xudong, et al. Vibration characteristics analysis of full cell vehicle regenerative blower considering bearing waviness [J]. Journal of vibration and shock, 2015, 34(16):14-18.)
- [8] 王猛. LMV-311 型高速泵转子的临界转速计算与分析[D]. 南京:南京林业大学,2014.  
(WANG Meng. Calculation and analysis on critical rotational speeds of LMV-311 type high-speed pump[D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2014.)
- [9] 陈姗姗,陈亮亮. 基于 Workbench 齿轮箱系统固有特性分析[J]. 煤矿机械,2013,34(3):122-124.  
(CHEN Shanshan, CHEN Liangliang. Natural property analysis of gear box based on Ansys Workbench[J]. Coal mine machinery, 2013, 34(3):122-124.)
- [10] 徐文峰,袁向荣. DASP 系统在连续梁模态分析中的应用[J]. 工程与试验,2011,51(4):58-59.  
(XU Wenfeng, YUAN Xiangrong. Application of DASP system in modal analysis for continuous beam [J]. Engineering and testing, 2011, 51(4):58-59.)
- [11] MO J P T, MAHMOUDI M. Optimisation and simulation of high speed production system [J]. Journal of achievements in materials and manufacturing engineering, 2008, 31(2):794-802.
- [12] SONG Zhiqiang, LIU Yunhe. Dynamic parameter identification of hydrodynamic bearing-rotor system[J]. Shock and vibration, 2015(4):1-7.
- [13] CABRERA D L, WOOLLEY N H, ALLANSON D R, et al. Film pressure distribution in water-lubricated rubber journal bearings [J]. Journal of engineering tribology, 2005, 219(2):125-132.
- [14] PARAMASIVAM K, RAJOO S, ROMAGNOLI A. Suppression of tonal noise in a centrifugal fan using guide vanes[J]. Journal of sound and vibration, 2015, 357:95-106.
- [15] ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units [J]. Manufacturing technology, 2010(59):781-802.
- [16] ISHIDA Y. Nonlinear vibration and chaos in rotordynamics[J]. JSME international journal, Series C: dynamics, control, robotics, design and manufacturing, 1994, 37(2):237-245.
- [17] MO J P T, MAHMOUDI M. Optimisation and simulation of high speed production system [J]. Journal of achievements in materials and manufacturing engineering, 2008, 31(2):794-802.
- [18] CABRERA D L, WOOLLEY N H, ALLANSON D R, et al. Film pressure distribution in water-lubricated rubber journal bearings [J]. Journal of engineering tribology, 2005, 219(2):125-132.
- [19] PARAMASIVAM K, RAJOO S, ROMAGNOLI A. Suppression of tonal noise in a centrifugal fan using guide vanes[J]. Journal of sound & vibration, 2015, 357:95-106.
- [20] ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units [J]. Manufacturing technology, 2010(59):781-802.