

文章编号:1671-6833(2014)05-0092-04

基于 ANSYS Workbench 磨粉机减速器箱体动态特性分析

李大磊, 代朝磊, 牛鹏辉

(郑州大学 机械工程学院, 河南 郑州 450001)

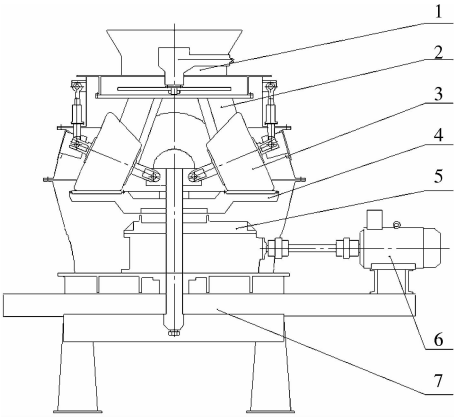
摘 要: 以新型立式磨粉机减速器箱体为研究对象, 运用 SolidWorks 创建减速器箱体三维模型, 对该模型作简化处理. 利用 ANSYS Workbench 有限元分析软件建立减速器箱体的有限元模型, 对该有限元模型进行模态分析和谐响应分析, 得到减速器箱体的前 6 阶固有频率、主振型以及谐响应曲线图, 据此对其固有频率和主振型进行分析, 并通过实验验证了仿真结果的正确性, 提出避免发生共振的相应措施.

关键词: 减速器箱体; ANSYS Workbench; 模态分析; 谐响应分析; 动态特性

中图分类号: TH16 文献标志码: A doi:10.3969/j.issn.1671-6833.2014.05.021

0 引言

新型立式磨粉机是一种以碾压为主, 兼有挤压机理, 并以液压缸作为加载方式的大型粉磨设备. 广泛应用于矿山、建筑、公路等行业, 适用于莫氏硬度 6 以下的物料, 生产效率高<sup>[1]</sup>. 如图 1 所示, 该新型立式磨粉机主要由分料器、下料器、减速器箱体、辊子、动力盘等部件组成. 由于该减速器箱体在工作过程中运行环境恶劣, 对整机的使用性能、成本及寿命有重要影响. 因此设计时除满足其刚度和强度要求之外, 还需对其动态特性进行分析, 以避免在其工作过程中发生共振.



1—分料器; 2—下料器; 3—辊子部件; 4—动力盘;  
5—减速器箱体; 6—动力部件; 7—底部支架

图 1 新型立式磨粉机的结构

Fig.1 The structure of new-type vertical milling machine

运用 SolidWorks 创建减速器箱体 3D 模型并对该模型作简化处理. 利用 ANSYS Workbench 有限元分析软件对减速器箱体进行模态分析和谐响应分析, 得到其固有频率、主振型和谐响应曲线图, 通过实验验证了仿真结果的正确性, 同时提出减速器箱体在工作过程中避开其固有频率相应措施, 为其动态特性的设计提供理论依据.

1 减速器箱体的结构尺寸图

新型立式磨粉机的减速器箱体的结构如图 2 所示, 选用材料为 QT400, 减速器箱体长度为 2 230 mm, 宽度 1 470 mm, 高为 880 mm, 减速器箱体壁厚为 60 mm, 质量约 5.44 t, 属于大尺寸结构件. 减速器箱体输入轴额定转速 1 450 r/min, 由于其工况极为恶劣, 在满足箱体强度和刚度要求的前提下, 为保证粉磨过程的平稳性, 需对其进行模态分析.

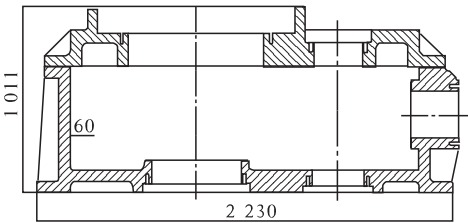


图 2 减速器箱体结构尺寸

Fig.2 Structure size of the gearbox

收稿日期:2014-06-16; 修订日期:2014-07-19

基金项目:河南省自然科学基金资助项目(2010A520039); 首钢集团工业固体废物粉煤灰再利用项目

作者简介:李大磊(1963-), 男, 河南郑州人, 郑州大学教授, 主要研究方向先进制造技术, E-mail: lidalei@zzu.edu.cn.

2 模态分析理论基础

根据机械系统动力学所遵循的平衡方程可知<sup>[2]</sup>

$$[M]\{x''\}+[C]\{x'\}+[K]\{x\}=\{F(t)\},$$

(1)

式中:[*M*]、[*C*]、[*K*]分别表示质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵; $\{x\}$ 、 $\{F(t)\}$ 、 $\{x'\}$ 、 $\{x''\}$ 分别表示位移列阵、激振力列阵、速度列阵和加速度列阵.

若系统不受外部激振力作用时,即 $\{F(t)\}=\{0\}$ ,则此时系统处于自由振动状态.在求解结构的固有频率和主振型时,由于阻尼对系统影响不大,因此不考虑阻尼因素,此时动力学运动方程为

$$[M]\{x''\}+[K]\{x\}=\{0\}.$$

(2)

其结构的动力学振动问题转化为简谐振动时,振动位移为正弦函数

$$x=x\sin(\omega t).$$

(3)

由方程式(2)和(3)化简可得

$$([K]-\omega^2[M])\{x\}=\{0\}.$$

(4)

求解方程(4)可得其特征值和特征向量,即为结构所对应的固有频率和主振型.

3 减速器箱体有限元模型建立

3.1 减速器箱体模型的简化

利用 SolidWorks 创建减速器箱体的三维模型,并将其导入到 ANSYS Workbench 有限元分析软件中.由于所创建有限元模型质量直接影响分析结果的准确性,因此在进行模态分析之前要对减速器箱体模型进行简化处理<sup>[3]</sup>,由于减速器箱体上下端盖以及箱体底座的固定设计有大量的螺纹孔和退刀槽等工艺结构,对网格划分存在很大的不利因素.首先忽略掉减速器箱体结构中的螺纹孔、退刀槽和倒角等结构,其简化后的模型如图 3 所示.

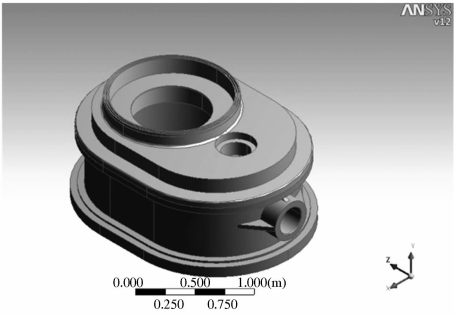


图 3 减速器箱体的简化模型

Fig.3 The simplified model of the gearbox

3.2 设置材料属性

对模型进行材料属性设置如下,减速箱体材

料是球墨铸铁 QT400,弹性模量  $E=150\text{ GPa}$ ,泊松比  $\mu=0.25$ ,密度为  $\rho=7\,200\text{ kg/m}^3$ .

3.3 网格划分

采用默认 10 节点 SOLID186 四面体单元进行网格的划分,并利用 Sizing 控制网格单元尺寸大小为 0.05 m,对模型采用自动网格划分,其节点数和单元数分别为 163 135 和 94 895 个.

3.4 添加边界条件

利用 ANSYS Workbench 有限元分析方法进行动态特性分析时,减速器箱体边界条件的设定和所受载荷对分析结果正确与否至关重要.根据减速器箱体之间的连接关系可知,其箱体与地基固定连接,箱体与上端盖结合面主要通过螺栓连接.目前,对于结合面通常采用等效建模方法进行处理<sup>[4]</sup>,将结合面等效为弹簧阻尼器的连接方式,此种方法较为准确的模拟实际结合特性,并在其结合面之间通过添加弹簧连接,模拟两结合面间的阻尼和刚度<sup>[5]</sup>.完成网格划分和边界条件设置后的有限元模型如图 4 所示.

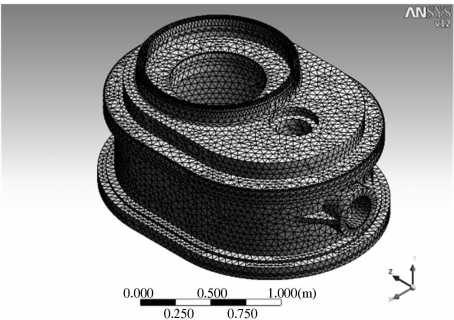


图 4 减速器箱体有限元模型

Fig.4 FEM of the gearbox

4 减速器箱体模态分析

在 ANSYS Workbench 中对所创建的减速器箱体的有限元模型进行模态分析,据此得到其前 6 阶固有频率,如表 1 所示.

表 1 前 6 阶固有频率

Tab.1 Natural frequency of preceding six orders

阶数	1	2	3	4	5	6
固有频率/Hz	271	278	308	371	480	490

根据减速器箱体的额定转速为 1 450 r/min,由于齿轮与轴的转动频率<sup>[6]</sup>为  $f_r=N/60$ ,齿轮的啮合频率为  $f_m=ZN/60$ ,式中  $Z=15$ ,可知工作时的频率为  $f_m=Zf_r=370\text{ Hz}$ .由表 1 可以看出其工作频率 370 Hz 在减速器箱体的前 6 阶频率范围内,故需对其固有频率的主振型进行研究.

减速箱体第 1~6 阶主振型如图 5 所示.

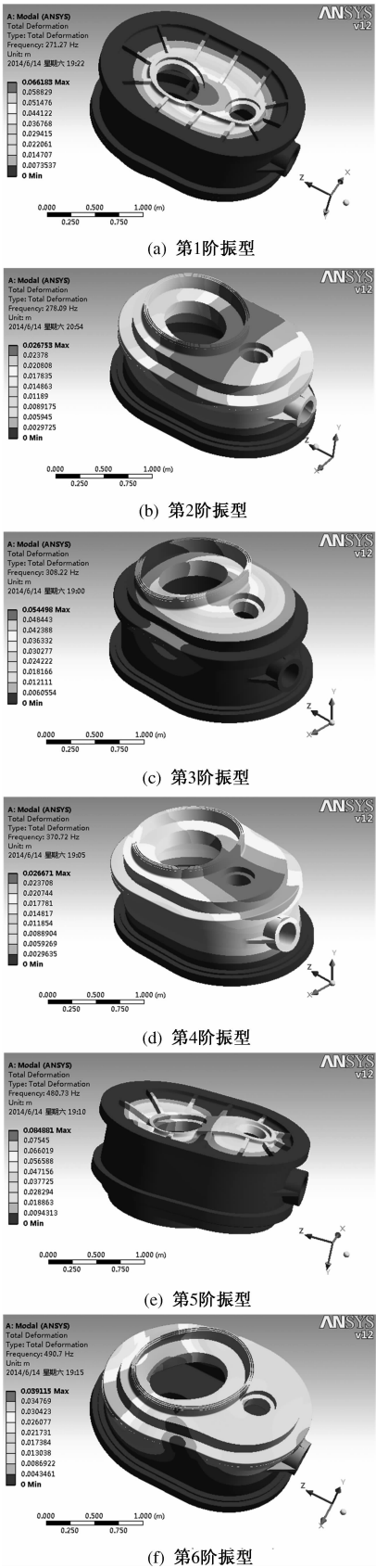


图 5 减速器箱体前 6 阶主振型  
Fig. 5 The preceding six orders modal shape of the gearbox

减速器箱体第 1 阶固有频率 271.27 Hz,其主振型如图 5(a) 所示. 由图可知,减速箱体的底座向  $y$  轴正方向振动,在箱体底部中心位置振动达到最大位移. 第 2 阶固有频率 278.09 Hz,其主振动如图 5(b) 所示. 可知其箱体端盖整体向  $x$  轴正方向发生振动,且在端盖中间位置达到最大位移. 第 3 阶固有频率 308.22 Hz,其主振型如图 5(c) 所示,可知箱体端盖整体向  $y$  轴正方向振动,在中间位置其振动达到最大位移. 第 4 阶固有频率 370.72 Hz,其主振型如图 5(d) 所示,可知箱体端盖向  $z$  轴正方向振动,在箱体端盖右部其振动达到最大位移. 第 5 阶固有频率 480.73 Hz,其主振型如图 5(e) 所示,可知箱体底部左侧向  $y$  轴正方向振动、右侧向  $y$  轴负方向振动,在箱体底部左部其振动达到最大位移. 第 6 阶固有频率 490.7 Hz,其主振型如图 5(f) 所示,可知箱体整体发生顺时针扭曲振动,且在箱体端盖左部振动达到最大位移.

5 谐响应分析

在减速器箱体模态分析的基础上,对其进行时域分析,即谐响应分析. 由于其箱体工作频率 370 Hz,设定谐响应计算范围为 0~500 Hz,同时在减速器箱体端盖施加一个激振力,作用于  $y$  轴负方向大小为 1 000 N,其谐响应分析的位移曲线如图 6 所示,可知其在 370 Hz 附近出的位移响应达到最大值. 并与前 6 阶固有频率比较可知,与第 3 阶固有频率对应. 位移响应过大的原因是此处发生共振所引起<sup>[7]</sup>.

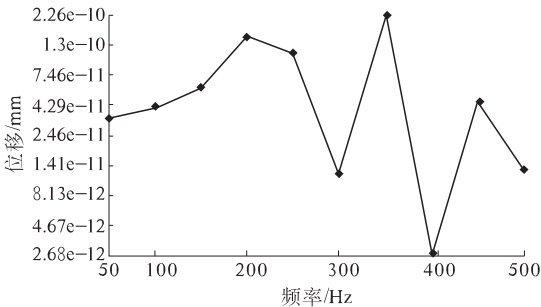


图 6 谐响应曲线图  
Fig. 6 Harmonic response curve

6 实验验证

根据基于影响系数法的动平衡实验,通过速度传感器采集数据,利用 PDES-E(设备状态监测与安全评价仪)进行振动数据分析,实验过程中其测量点分别分布于电机驱动端为测点 1、减速

器箱体输入端弧齿锥齿轮轴轴承处为测点 2、减速器箱体输出端低速轴轴承处为测点 3. 通过对立式磨粉机减速器箱体测点的分析完成现场的实验测试. 对 3 个测点进行振动信号采集,得到其测点处振动情况基本相似,通过综合分析以测点 2 处所采集信号绘制频谱图如图 7 所示.

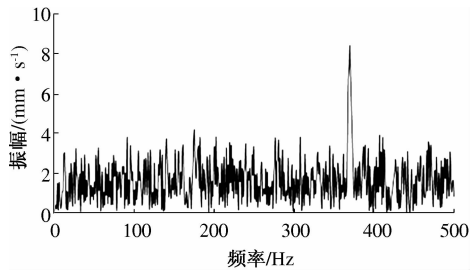


图 7 减速器箱体测点 2 频谱图

Fig.7 The second test point spectrum of gearbox

由测点 2 处频谱图分析可知:立式磨粉机减速器箱体在输入端弧齿锥齿轮轴轴承处 370 Hz 左右时振动幅值最大,即在此频率段存在共振区. 通过实验进一步验证仿真结果的正确性,为动态特性分析提供实验依据.

7 结论

通过 ANSYS Workbench 有限元分析软件对减速器箱体模态分析、谐响应分析和实验验证得到以下结论:(1)由模态分析可得减速器箱体的前 6 阶固有频率和主振型,且前 3 阶频率在工作频率范围之内,容易发生共振,影响磨粉机的正常

的粉磨精度,因此在其平稳工作时应避免相应转速;(2)由谐响应分析所得到的曲线图可知,第 3 阶固有频率所处位置振幅最大,这是由于发生共振所引起的;(3)通过动平衡试验,利用 PDES-E 进行振动数据分析所绘制频谱图验证了仿真所得结果 370 Hz 附近发生共振的正确性;(4)通过增加减速器箱体壁厚,使其刚度增加,抗振型增强,固有频率可得到了很好的提高,为进一步提高减速器箱体动态特性的设计提供理论基础.

参考文献:

[1] 李大磊,张伟旺. 基于 Simulation 的新型破碎机专用减速器箱体模态分析[J]. 矿山机械,2011,39(8): 125 - 127.

[2] 邵忍平. 机械系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.

[3] 雷少敏,唐华平,朱维南. 3ZX 平面铣床横梁有限元分析及优化研究[J]. 郑州大学学报:工学版,2011, 32(3):60 - 61.

[4] 翁德凯,程寓,夏玲玲,等. 基于结合面的立式加工中心进给系统的动态特性分析[J]. 机械设计及制造,2012(3):130 - 132.

[5] 谢志坤. 数控机床直线滚动导轨结合面动态特性研究[D]. 沈阳:东北大学机械工程学院,2007.

[6] 易良桀. 简易振动诊断现场实用技术[M]. 北京:机械工业出版社,2003.

[7] 姚晓坡,刘德平,高建设,等. 基于 ANSYS Workbench 的加工中心动态特性分析[J]. 机床与液压: 2013,41(8):164 - 167.

Dynamic Analysis for the Gearbox of Milling Machine Based on ANSYS Workbench

LI Da-lei, DAI Chao-lei, NIU Peng-hui

(School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

**Abstract:** The new-type vertical milling machine was taken as the research object, and the 3D model of gearbox was created by SolidWorks and the model was simplified. By using the finite element analysis software ANSYS Workbench, we established the finite element model of gearbox. After the modal analysis and harmonic response analysis for the finite element model of gearbox, we could obtain natural frequency of preceding six orders, vibration mode and harmonic response curve. According to the natural frequency and main vibration mode analysis, meanwhile the analysis of experiments verified the correctness of the simulation results and the corresponding measures were put forward to avoid the resonance.

**Key words:** gearbox; ANSYS Workbench; modal analysis; harmonic analysis; dynamic characteristics