

文章编号: 1673-3851 (2013) 05-0719-04

基于 ANSYS Workbench 的离心铸造机主轴结构优化

沈 毅, 费 鑫, 杨 明, 骆然然

(浙江理工大学浙江省现代纺织装备技术重点实验室, 杭州 310018)

摘 要: 以浙江永成集团 ZJ013860 型离心铸造机为研究对象,对其现有结构基于 ANSYS Workbench 进行有限元分析,就弯曲应力及弯曲变形挠度两方面对离心铸造机主轴进行结构优化,优化后相比原铸型最大变形值降低了 81%;主轴变形值降低了 73%;主轴危险截面应力值降低了 70%,并对优化后结构进行模态分析,校核了临界转速。

关键词: ANSYS Workbench; 主轴; 挠度; 弯曲应力; 弹性模量; 临界转速

中图分类号: TF351.6 **文献标志码:** A

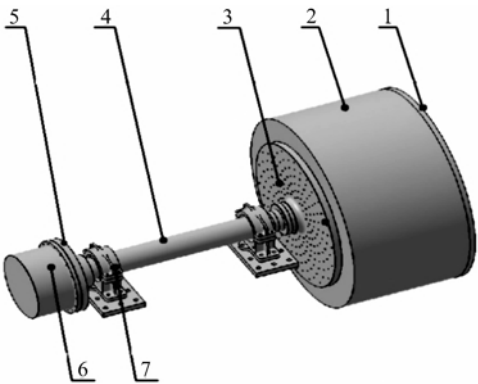
0 引 言

大型离心铸造机结构中离心铸造机主轴结构是整套大型设备的关键零件,主轴在高速旋转工作状态下,如果变形过大或发生共振则容易影响离心铸造的生产效率,严重时还会对生产安全造成严重的影响。因此,在设计主轴时,有必要对其进行强度、刚度和临界转速的校核^[1]。在以往的设计中工程师往往通过标准机械设计方法对离心铸造机的强度和刚度进行计算,这样的方法往往无法适应复杂结构带来的误差影响。近些年来,在国外设计机械结构过程中工程师及专家通常使用先进的有限元分析方法及相应有限元分析软件对所设计的零件进行强度、刚度和临界转速的校核,因此通过 ANSYS Workbench 平台对离心铸造机主轴的分析具有较大参考价值^[2-3]。

1 原结构模型的力学分析

有限元分析模型的建立,可以在 ANSYS 软件中直接创建,也可以采用其他三维CAD软件建立,然后

通过 ANSYS Workbench 对应的选项调入到 ANSYS 软件中^[4]。笔者对于大型离心铸造机及其部件模型的建立都是通过 CATIA 来创建的。在建模过程中,对模型进行了一定的简化,忽略了螺栓等小零件。图 1 为浙江永成集团优化前的离心铸造机结构的三维模型。



1. 铸型盖; 2. 铸型; 3. 飞轮; 4. 主轴;
5. 平衡块法兰; 6. 平衡块; 7. 轴承座总成

图 1 优化前的离心铸造机结构的三维模型
永成集团 ZJ013860 型离心铸造机主要零件初步选定材料和具体性能参数如表 1 所示。

表 1 主要零件弹性模量、泊松比及密度值表

结构名称	材料	牌号	弹性模量 $E/(\text{MPa})$	泊松比 μ	密度 $/(\text{kg}/\text{m}^3)$
主轴、基础板	碳素结构钢	45	209×10^3	0.269	7 890
轴承盖、轴承座、飞轮、平衡块法兰、铸型、铸型盖	灰铸铁	HT300	143×10^3	0.270	7 300
平衡块	灰铸铁	HT250	138×10^3	0.156	7 280

收稿日期: 2012-10-10

作者简介: 沈 毅(1963-),男,杭州人,教授,硕士,主要从事纺织理论及设备、CAD 仿真的研究。

通信作者: 费 鑫,电子邮箱: active_fei@gmail.com

永成集团 ZJ013860 型离心铸造机主轴轴承座支撑点跨距 $L=2\,932\text{ mm}$, 主轴轴承安装部位直径

360 mm, 主轴直径最大位置 400 mm, 具体主轴尺寸如图 2 所示。

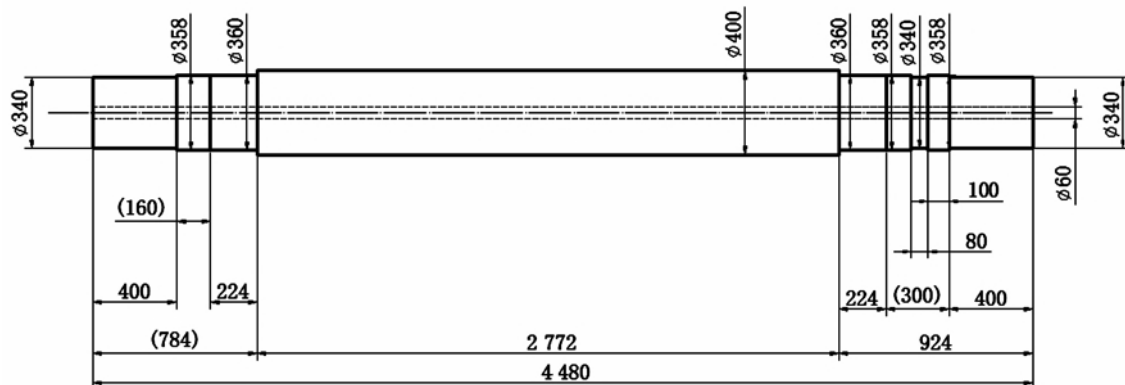


图2 ZJ013860 型离心铸造机主轴尺寸

通过 ANSYS Workbench 建立静态力学分析项目^[5], 导入离心铸造机模型总成, 通过对两套轴承座底面施加固定约束, 对铸型内表面和平衡块分别施加 196 kN 和 122.5 kN 竖直向下的作用力进行有限元计算, 分析结果如图 3 所示。

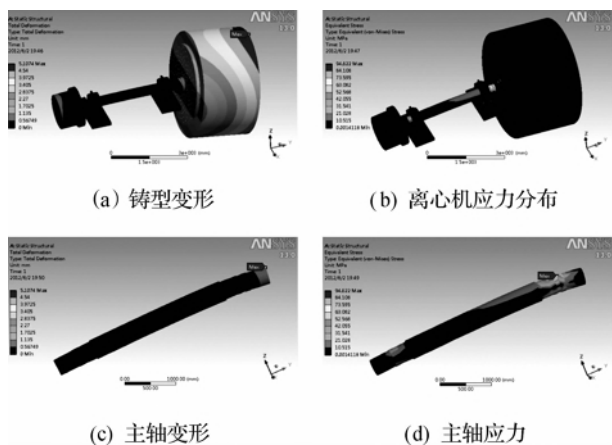


图3 静态分析云图(原结构)

由分析云图可知 ZJ013860 型离心铸造机铸型最大变形量 5.107 4 mm, 变形过大造成工作时铸型跳动剧烈; 主轴危险界面最大应力 94.622 MPa, 已非常接近主轴材料弯曲许用应力 100 MPa; 主轴右侧连接飞轮端变形尺寸依据应力分析云图色差估算约为 1.135 mm, 由机械设计主轴变形许用挠度 $[\omega]=0.000\,5\times L=1.466\text{ mm}$ 可知, 主轴变形值已接近许用值, 刚度较低, 安全系数无法达到要求。

2 结构主参数优化分析

通过重新选择飞轮、平衡块法兰材料为铸钢 (ZG230-450) 以提高弹性模量; 保证主轴质量不变的情况下分别增大最大直径尺寸至 450、500、550、600 mm, 并以相同增幅增大各阶梯轴尺寸, 优化后的零件弹性模量、泊松比及密度值如表 2 所示; 主轴最大直径尺寸增加至 450 mm 后结构如图 4 所示。

表2 优化后主要零件弹性模量、泊松比及密度值表

结构名称	材料	牌号	弹性模量 $E/(\text{MPa})$	泊松比 μ	密度 $/(\text{kg}/\text{m}^3)$
飞轮、平衡块法兰	铸钢	ZG230-450	211×10^3	0.311	7 830

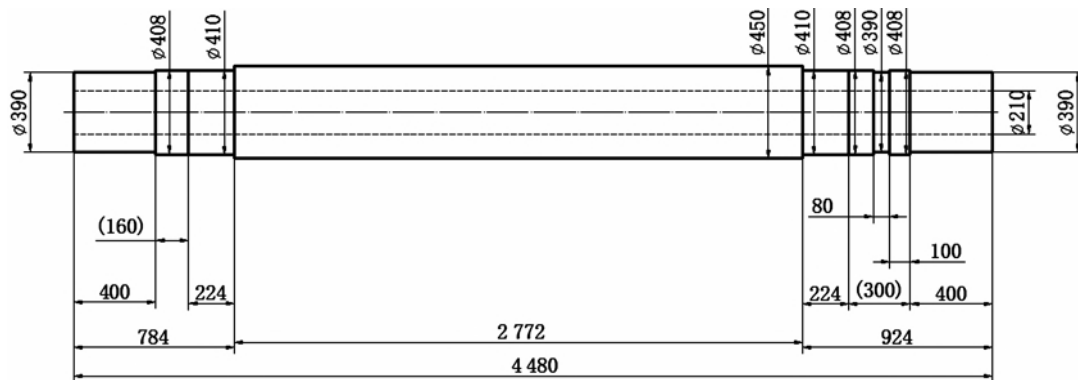


图4 离心铸造机调整主轴一

通过建立 ANSYS Workbench 模态分析工程, 得到离心铸造机主轴与轴承座总成六阶振型(如图 7)和固有频率^[6], 如表 3 所示。

表3 六阶振型及固有频率

阶次	1	2	3	4	5	6
固有频率/Hz	146.44	161.71	213.66	266.52	318.80	357.11
振型	左右摆动	竖直摆动	竖直扭转	前端摆动	后端摆动	竖直跳动

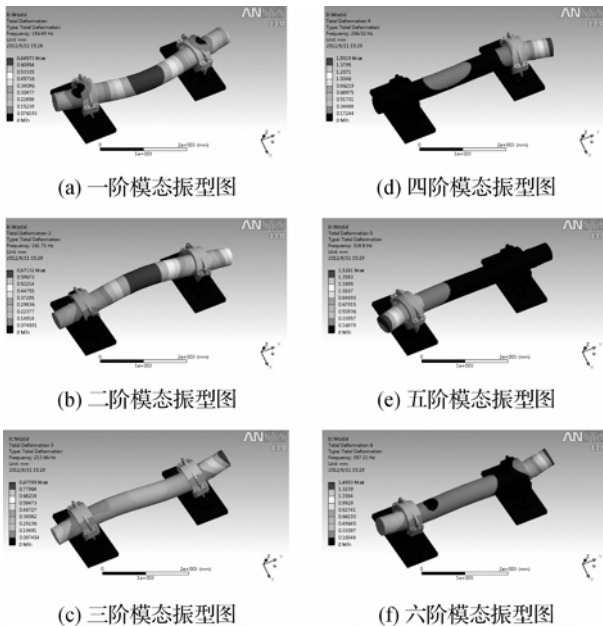


图7 离心铸造机主轴与轴承座总成六阶振型
由于转速和频率的关系为:

$$n=60f$$

式中 n 为转速(r/min), f 为频率(Hz)。将模态分析算得的六阶固有频率转化成临界转速,如表4所示。

表4 离心铸造机主轴六阶临界转速

阶次	1	2	3	4	5	6
固有频率/Hz	146.44	161.71	213.66	266.52	318.80	357.11
临界转速/(r/min)	8786	9703	12820	15991	19128	21427

由于主轴旋转最高转速 500 r/min,转速远远小于临界转速,避开了共振区,因此在正常工作转速范围内不会产生共振。

4 结 语

本次设计基于 ANSYS Workbench 对离心铸造机进行了静态结构分析和模态分析,最后得出如下结论。

a) 优化后离心铸造机铸型最大变形尺寸最优值为 0.923 7 mm 与原结构变形尺寸 5.107 4 mm 相比有明显的减小,保证了在离心铸造工作过程中铸型旋转时的圆跳动不至于过大;

b) 优化后主轴危险截面应力从 94.622 MPa 降低至最小 26.595 MPa,降幅达到 70%,有明显的减小,能够满足所用材料(45 号钢)的弯曲许用应力;

c) 优化后主轴最右端变形挠度最小值 0.31 mm 与原结构最右端变形值 1.135 mm 相比降低 73%,满足许用挠度 $[\omega]=1.466$ mm 的要求;

d) 对优化后的离心铸造机主轴总成进行了基于 ANSYS Workbench 的模态分析,通过六阶振型和固有频率校核了主轴的临界转速,验证了在常规工作转速条件下不会发生共振。

通过 ANSYS Workbench 的分析使得离心铸造机的变形量和危险截面应力直观化、具体化,通过运用 ANSYS Workbench 大大缩短了离心铸造机关键部位的优化设计周期,从而减少了设计成本。

参考文献:

- [1] 陈 龙,文湘隆,丁国平. 基于有限元分析的轴的设计[J]. 现代机械, 2005(1): 36-38.
- [2] 王天煜,王凤翔,方 程,等. 高速电机转子临界转速计算与振动模态分析[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2009, 28(5): 805-808.
- [3] Ede J D, Zhu Z Q, Howe D. Rotor resonances high-speed permanent magnet brushless machines[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2002, 38(6): 1542-1548.
- [4] 凌桂龙,丁金滨,温 正. ANSYS Workbench13.0 从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社, 2012.
- [5] 孙 妍. ANSYS在轴类零件有限元分析中的应用[J]. 机械工程师, 2010(12): 40-41.
- [6] 黄建龙,闫 磊,张为科. 基于 ANSYS 升降台低速轴有限元分析[J]. 科学技术与工程, 2010, 10(36): 9077-9081.

(下转第 728 页)

Research on Characteristics of Inertia Loading of Shedding Mechanism Based on Pro/E

HU Zhe-ke, ZHOU Xiang-qin

(School of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University,
Hangzhou 310018, China)

Abstract: To study characteristics of inertial loading of shedding mechanism of loom, this study conducts dynamic simulation of shedding mechanism by using mechanism analysis module of Pro/E and analyzes the distribution law of equivalent load of each component part. The research result shows that the equivalent moment of inertia of heald frame, orthogonal connecting rod and drive shaft respectively accounts for 42%, 20.8% and 8.2% in the whole shedding mechanism. With the increase of shedding stroke, quality of harness wire and speed of rotation, the driving moment constantly increases. Therefore, selecting an appropriate shedding stroke and using lighter harness wire are two effective ways to reduce driving load.

Key words: shedding mechanism; Pro/E; equivalent moment of inertia; inertia loading

(责任编辑: 马春晓)

(上接第 722 页)

Optimization of Main Shaft Structure of Centrifugal Casting Machine Based on ANSYS Workbench

SHEN Yi, FEI Xin, YANG Ming, LUO Ran-ran

(Key Laboratory of Modern Textile Machinery Technology of Zhejiang Province,
Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: With ZJ013860 centrifugal casting machine of Zhejiang Yongcheng Group as the research object, this paper conducts finite element analysis on its existing structure based on ANSYS Workbench and optimizes the structure of main shaft of centrifugal casting machine in terms of bending stress and bending deflection. After optimization, compared to the original casting mold, the maximum deformation value, main shaft deformation value and dangerous section stress value of main shaft respectively decrease by 81%, 73% and 70%. This paper conducts modal analysis on the optimized structure and verifies critical speed of rotation.

Key words: ANSYS Workbench; main shaft; deflection; bending stress; elastic modulus; critical speed of rotation

(责任编辑: 马春晓)