

立式电机振动分析

郭灯塔, 张海凤

(湘潭电机股份有限公司, 湖南湘潭 411101)

摘要: 立式电机振动问题普遍存在, 导致振动大的原因也很多。主要从机座、水泵支座的刚度及转子不平衡量的角度分析立式电机的振动问题。采用 ANSYS 软件对立式电机进行模态、瞬态动力学分析, 得到结构的固有频率及瞬态响应。在现有结构刚度满足要求的基础上, 对结构进行优化设计, 对今后设计出具有更好刚度、更好稳定性的立式电机具有重要的指导作用。

关键词: 有限元分析; 立式电机; 电机振动; 转子不平衡

中图分类号: TM301.4*2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1673-6540(2007)06-0009-04

Vibration Analysis of Vertical Motor

GUO Deng-ta, ZHANG Hai-feng

(Xiangtan Electric Manufacturing Group Co., Ltd., Xiangtan 411101, China)

Abstract: The vertical motor's vibration is one universal phenomenon with many reasons. Vertical motor's vibration from the base of motor and pump bearing's stiffness and the unbalance of rotor are analyzed. Adopting ANSYS software to analysis the modal and transient kinetics of the vertical motor and get to the structure of the natural frequency and transient response. Basis on the existing rigidity of the structure can meet the requirements, the structural design optimization, then analysis and comparing the result of optimization design with the original structure are carried out, which have an important instruction function for designing vertical motor with better rigidity and stability.

Key words: finite element analysis; vertical motor; electric machine vibration; unbalanced rotor

0 引言

立式凝泵电机的振动问题普遍存在^[1], 严重的会导致轴承损坏。因此, 有必要对立式电机振动问题进行研究并寻求改善方法。然而, 国内目前对这方面的研究并不多见。导致立式电机振动的原因很多, 这是由于其本身的特殊工作条件决定的。立式电机为受压“细长”结构, 尤其是与水泵连接后, 整个系统的稳定性更差, 更易产生振动问题, 因此对整个系统的安装、连接都提出了更高的要求。

本文主要从结构刚度及转子不平衡量的角度分析立式电机的振动问题。采用 ANSYS 软件对立式电机进行模态和瞬态动力学分析^[2-3], 得到结构的固有频率及瞬态响应, 对结构进行优化设计, 为今后设计出具有更好刚度、更好稳定性的立式电机提供指导。

机械振动特性的主要研究方法有机械阻抗

法、能量法和有限元法^[4]。随着计算机技术的发展, 目前已普遍应用有限元法^[5]对复杂的结构进行运动学、动力学分析, 得到机械产品的振动参数, 从而提高产品的质量。

动力学的通用运动方程如下:

$$[M]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [k]u = F(t)$$

式中: $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为质量、阻尼和刚度矩阵; \ddot{u} 、 \dot{u} 、 u 分别为节点加速度、速度和位置向量。

当进行模态分析时, $F(t) = 0$, $[C]$ 一般忽略。进行瞬态动力学分析时, 方程见式(1)。

在任意给定的时间 t , 这些方程可看作是一系列考虑了惯性力 $[M]\ddot{u}$ 和阻尼力 $[C]\dot{u}$ 的静力学平衡方程。ANSYS 程序使用 Newmark 时间积分方法在离散的时间点上求解这些方程。

瞬态动力学分析可采用三种方法: 完全(Full)法、缩减(Reduced)法及模态叠加法。本次分析采用完全法。

1 有限元模型的建立

实际结构往往是复杂的,在建立力学模型时,根据等力学效应常常将结构做一些简化处理^[6-7]。简化的原则是:对结构刚度影响不大但对模型的复杂程度影响很大的小构件及小孔、倒角等;在建模时将焊接结构作为一个整体考虑,且不考虑焊接残余应力的影响,对于螺栓连接紧固的重要结构也作为整体考虑;对于质量很大而刚度很小的结构(如线圈),以附加质量单元形式考虑。

根据这些简化原则,采用 Solidworks 对产品进行实体建模,导入 ANSYS,采用 Solid45-8 节点六面体单元对结构进行网格划分,建立有限元模型。整个模型共有节点 39 506 个,单元 121 432 个。有限元模型见图 1~3。

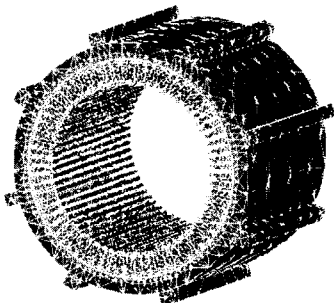


图1 定子铁心有限元模型

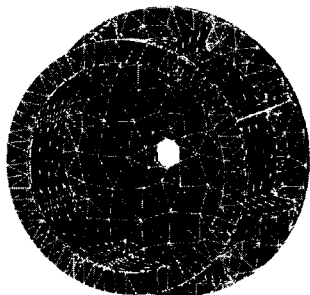


图2 上机架有限元模型

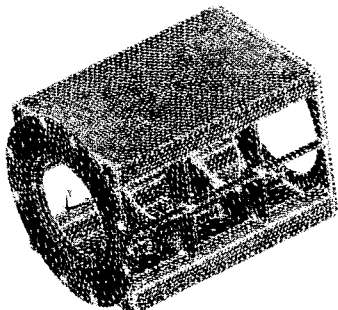


图3 机座有限元模型

2 载荷及边界条件

2.1 电磁场载荷

电磁振动是由电机气隙磁场作用于电机铁心产生的电磁力所激发。由于异步电机气隙磁密波的作用,在定子铁心齿上产生的磁力有径向和切向两个分量^[8-9]。径向分量使定子铁心产生的振动变形是电磁噪声的主要来源。因此,分析电机的电磁振动主要分析径向电磁力波作用下结构的变形情况。气隙磁场产生的径向力主要有以下力波。

(1) 主波磁场产生的力波:

$$p_0 = \frac{B_1^2}{4\mu_0} \approx \frac{B_\delta^2}{4\mu_0}$$

$$p_1 \approx \frac{B_\delta^2}{4\mu_0} \cos(2p\theta - 2\omega_1 t - 2\varphi_0)$$

(2) 定、转子绕组谐波磁场产生的力波

$$p_\mu = \frac{B_v B_\mu}{2\mu_0} \cos[(\mu \pm v)\theta - (\omega_\mu \pm \omega_1)t - (\varphi_\mu \pm \varphi_v)]$$

(3) 定子气隙磁导一阶齿谐波和转子气隙磁导一阶齿谐波磁场所产生的力波

$$p_{012} = \frac{1}{2} \frac{1}{2\mu_0} B_{01}^{(1)} B_{02}^{(2)} \cos \left\{ [(\pm Z_2 + p) \pm (\pm Z_1 + p)]\theta - (\omega_\mu \pm \omega_1)t - 2\varphi_0 \right\}$$

所以,总的载荷为:

$$p_1 \approx \frac{B_\delta^2}{4\mu_0} \cos(2p\theta - 2\omega_1 t - 2\varphi_0) + \frac{B_v B_\mu}{2\mu_0} \cos[(\mu \pm v)\theta - (\omega_\mu \pm \omega_1)t - (\varphi_\mu \pm \varphi_v)] + \frac{1}{2} \frac{1}{2\mu_0} B_{01}^{(1)} B_{02}^{(2)} \cdot \cos \left\{ [(\pm Z_2 + p) \pm (\pm Z_1 + p)]\theta - (\omega_\mu \pm \omega_1)t - 2\varphi_0 \right\}$$

2.2 其他载荷

转子的不平衡是旋转机械的主要激振源,也是多种自激振荡的诱发因素。不平衡产生的转子弯曲应力使机组产生振动和噪声,加速轴承和汽封磨损,严重时甚至会引发各类事故^[10-11]。因此,除了电磁场力之外,还要考虑转子残余不平衡

量产生的离心力及单边磁拉力的影响。转轴的残余不平衡量为 G 6.3 级,即 $e \cdot \omega$ 的值小于 6.3。其中, e 为转子的质量偏心,单位为 mm; ω 为转子工作转速的角速度,单位为 rad/s。

转轴旋转的角速度

$$\omega_{\text{转}} = 2n\pi/60 = 77.597 \text{ rad/s}$$

所以旋转的离心力

$$F_1 = M\omega_{\text{转}}^2 e = 455.2 \text{ N}$$

离心力以正弦波的形式通过轴承作用在机座上,

即 $F_1' = F_1 \sin \omega_{\text{转}} t$ 。

单边磁拉力

$$P = k_0 e_0 = \frac{3DL}{\delta} \left(\frac{B_\delta}{7000} \right)^2 \times 0.1 \delta$$

2.3 约束

根据实际工作条件在地脚螺栓孔施加约束。

3 分析结果

3.1 模态分析结果

对于电机等大中型设备,很难有足够的能量激发出高阶模态,因此一般只关注前两阶模态。本文采用 Block Lanczos 方法分析机座的前三阶模态。其固有频率如表 1 所示。

表 1 机座固有频率

阶数	1	2	3
频率/Hz	39.9	58.1	105.9

鉴于机座的固有频率与结构的激振力频率相差较大,因此,结构设计合理,不存在共振现象。

3.2 瞬态分析结果

通过改变不平衡量来分析不平衡量对机座的动态影响并与试验数据对比。当转子的不平衡量为允许的 10 倍时,即由原来的 $455.2 \sin 77.597t$ 变为 $4552 \sin 77.597t$ 时,其变形结果由原来的 $0.765 \times 10^{-4} \text{ m}$ 变为 $0.68 \times 10^{-3} \text{ m}$,响应约为原来的 10 倍(见图 4、5)。

由此可以看出,不平衡量对机座的振动影响很大。因此,转子的不平衡量要严格控制在一定范围内,并对整个轴系校动平衡,这与定洲电厂的实测数据相符。

3.3 优化设计结果

电机的上机架刚度增强、弯板加厚及机座高度降低等的响应图分别见图 6~8。

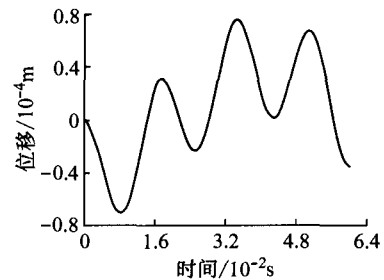


图 4 原始结构响应图

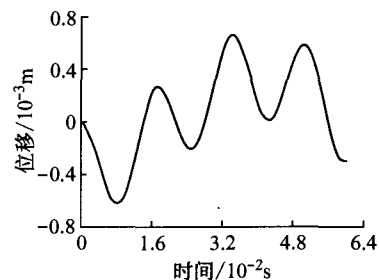


图 5 不平衡量增加的响应图

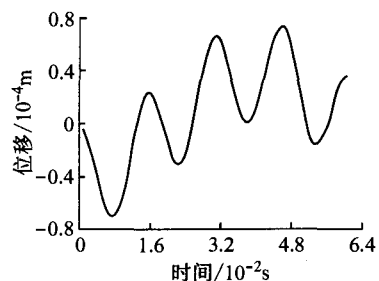


图 6 上机架刚度增强响应图

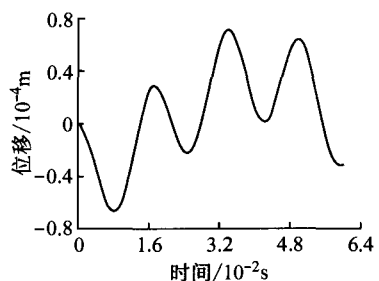


图 7 弯板加厚响应图

通过对上述结果进行分析,得出要想增加机座的刚度应该从以下几方面入手:

- (1) 增加上机架的刚度;
- (2) 通过增加弯板厚度来提高机座的刚度;
- (3) 降低机座的整体刚度。

三种情况的结果对比如表 2 所示。

表2 分析结果对比表

	原始结构	增加上机架刚度	增加弯板刚度	降低高度
位移响应/m	0.765×10^{-4}	0.742×10^{-4}	0.707×10^{-4}	0.635×10^{-4}
应力/MPa	5.28	5.14	3.62	3.4

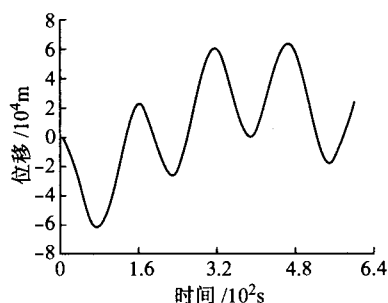


图8 机座高度降低响应图

3.4 水泵支座对电机振动的影响

水泵支座作为电机的安装基础,其刚度对电机的振动影响较大。由于水泵支座上开有入孔(见图9),导致电机在各个方向上的刚度有所不同。在开入孔方向电机的支承刚度急剧下降,振动迅速增加。通过现场测试数据表明,两个不同方向的振速相差近10倍。因此,在设计支座时要考虑对开入孔方向的支座进行加强,可适当增加加强筋。



图9 水泵支座

4 结论

(1) 通过模态分析,得出机座的固有频率与激振力频率相差很大,不存在共振现象;

(2) 通过分析发现电机的强度足以满足要求,因此对电机的分析主要考虑其刚度;

(3) 转子不平衡量对机座的振动影响很大,因此一定要对转子校动平衡,如果有必要还要对

整个轴系校动平衡;

(4) 提出了优化设计的方案,其中增加弯板刚度及降低机座高度可以很好地改善机座的刚度;

(5) 水泵支座作为电机的支承结构,其刚度对电机的振动影响较大,因此支座设计的整体刚度要满足要求。

【参考文献】

- [1] 顾德军,栾华. 两极中型异步电动机振动产生的原因及处理[J]. 防爆电机,2005,3(40):30-32.
- [2] ANSYS公司. ANSYS 动力学分析指南[R]. 2000.
- [3] 曹剑绵,谭恢村,陈昌林,等. 三峡机组刚度强度引进技术的消化吸收与工程应用[J]. 东方电气评论,2001,15(2):240-247.
- [4] 王宏华,王治平,江泉. 开关型磁阻电动机固有频率解析计算[J]. 中国电机工程学报,2005,12(25):135-139.
- [5] 王勛成. 有限单元法[M]. 北京:清华大学出版社,2002.
- [6] 杜平安,甘娥衷,于世婷. 有限元法——原理、建模及应用[M]. 北京:国防工业出版社,2004,70-73.
- [7] WALTON J H. 大型同步电机设计制造与运行[M]. 成都:《东方大电机》编辑部出版,1989.
- [8] 陈世坤. 电机设计[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
- [9] 许实章. 电机学[M]. 北京:机械工业出版社,1986.
- [10] 顾晃. 气轮发电机组的振动与平衡[M]. 北京:中国电力出版社,1998.
- [11] 沈佩华,顾晃,任浩仁. 关于引进型300 MW 汽轮发电机组振动异常问题的研究[J]. 中国电机工程学报,2004,24(9):267-271.

收稿日期:2007-03-01

欢迎订阅 欢迎投稿 欢迎刊登广告