

DOI: 10.3969/j.issn.1001-4551.2014.02.008

水轮发电机主轴螺栓联接的有限元分析

彭 惠, 石端伟*, 汪勇波, 程术潇
(武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072)

摘要: 针对“某水轮发电机主轴螺栓联接仅采用传统的安全系数法设计, 得出的水轮发电机主轴无垫片螺栓联接的最大应力为72.0 MPa, 可靠性不高”的问题, 运用ANSYS软件, 建立了由精细结构和一般结构组成的主轴螺栓联接有限元模型, 精细结构为对称的1/12螺栓联接结构; 一般结构只模拟上/下法兰, 不包含螺栓, 用来传递主轴的扭转力矩; 两部分之间运用约束方程联接; 采用了TARGE170/CONTA174单元模拟螺栓与法兰轴接触, PREST179单元模拟螺栓预紧。计算了在额定工作状态下, 有/无14.5 mm垫片的主轴螺栓联接结构应力分布。研究表明, 有/无14.5 mm垫片两种主轴螺栓联接结构均满足强度要求; 无垫片结构的螺栓最大应力为92.6 MPa, 比由安全系数法得到的结果大28.61%; 有垫片结构的各部件应力增大4.10%~8.55%, 螺栓最大应力为96.4 MPa, 比无垫片结构增大4.10%。

关键词: 水轮发电机主轴; 螺栓联接; 有限元法; ANSYS

中图分类号: TH243; TH133.2; TH122 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2014)02-0169-04

Finite element analysis of bolted connection of hydro-generator shaft

PENG Hui, SHI Duan-wei, WANG Yong-bo, CHENG Shu-xiao

(School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

Abstract: Aiming at the problem that the low reliability of the result that the maximum stress of bolted connection without gaskets is 72.0 MPa, which is obtained by the traditional safety factor method applied to design the bolted connection of the hydro-generator shaft, a nonlinear finite element model of the bolted connection of the hydro-generator shaft was built by ANSYS, which composed of the fine structure and the general structure. Both parts were connected with constraint equations. The fine structure was a symmetrical 1/12 bolt coupling structure. The general structure, not including the bolts, only simulated the up/down flange which transmitted the torsional moment of the shaft. Elements of TARGE170/CONTA174 and PREST179 were used to simulate the bolt-flange contact and the bolts preload respectively. The stress distribution of the bolted connection structure of the main shaft under the rated working condition with/without 14.5 mm gaskets was calculated. The results indicate that the strength requirements of the bolted connection structure with/without 14.5 mm gaskets of the main shaft can be both satisfied. In terms of the no-gaskets structure, the maximum stress of the bolts is 92.6 MPa which increases by 28.61% compared with the results obtained by the safety factor method. In terms of the structure with gaskets, the maximum stress of each component increases by 4.10%~8.55%. The maximum stress of the bolts is 96.4 MPa, which increases by 4.10% compared with the no-gaskets structure.

Key words: hydro-generator shaft; bolted connection; finite element method(FEM); ANSYS

0 引 言

某水轮发电机主轴螺栓联接结构由发电机法兰轴(简称上法兰轴)、水轮法兰轴(简称下法兰轴)、12

个M68螺栓等组成。该螺栓联接结构仅采用传统的设计方法, 通过螺栓联接强度计算公式^[1], 得出了无垫片螺栓联接的危险界面的应力为72.0 MPa。该值实际上仅为螺栓截面平均应力值, 难以用于评价主轴法

收稿日期: 2013-11-04

作者简介: 彭 惠(1988-), 男, 湖北武汉人, 主要从事机械动力学仿真相关方面的研究。E-mail: 275261046@qq.com

通信联系人: 石端伟, 男, 教授, 博士生导师。E-mail: dwshi@whu.edu.cn

兰螺栓联接的安全可靠性。更重要的是,由于发电机组结构与安装尺寸的变化,该螺栓联接结构的上/下法兰轴之间出现了14.5 mm的轴向间隙,必须增加相应厚度的垫片才能保证该水轮发电机主轴的正常运行。

针对重要零部件螺栓联接的有限元分析,国内有不少成功的工程案例,谢建华等^[2]对主动轴、法兰接合面在剪切作用下进行了接触分析和试验研究;黄冰阳等^[3]研究了联接螺栓过盈量及改进加工工艺对各部件应力应变情况的影响;孙雷^[4]研究了联接螺栓在预紧状态下各部件的应力情况。但均未对螺栓在同时承受预紧力、拉力、扭矩和弯矩状态下进行综合分析。

为了保证水轮发电机运行的可靠性,准确校核增加14.5 mm厚度垫片后主轴螺栓联接结构的受力特性,本研究运用有限元软件ANSYS,准确模拟水轮发电机主轴法兰有/无垫片螺栓联接结构,分析在额定运行工况下,上/下法兰轴之间联接螺栓的受力情况,从而得出法兰轴螺栓联接结构的综合应力、接触应力,校核螺栓联接的强度。

1 有垫片主轴螺栓联接结构有限元模型的建立与分析求解

1.1 主轴联接螺栓结构的基本尺寸与材料力学属性

主轴联接螺栓结构由上法兰轴、下法兰轴、联接螺栓、垫片组成。其中,联接螺栓为12-M68×4,螺栓销直径 $D_x=75$ mm,螺栓分布圆直径 $D_b=680$ mm;上法兰轴底部圆环外径 $D_1=825$ mm,底部圆环内径 $D_2=200$ mm,底部圆环厚度 $B_1=130$ mm;下法兰轴底部圆环外径 $D_3=825$ mm,底部圆环内径 $D_4=200$ mm,底部圆环厚度 $B_2=185$ mm;垫片外径 $D_5=825$ mm,垫片内径 $D_6=400$ mm,垫片厚度 $B_3=14.5$ mm(主轴螺栓联接结构如图1所示)。

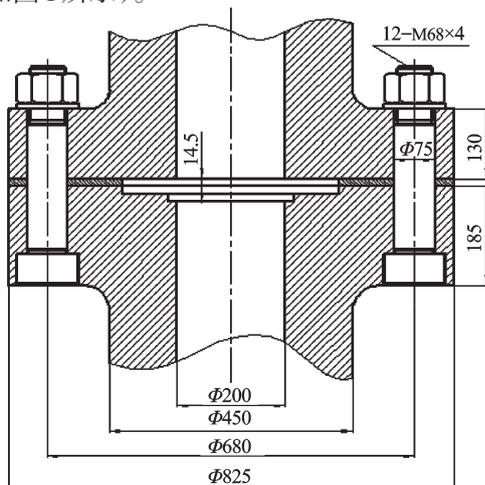


图1 主轴螺栓联接结构

主轴联接螺栓结构各部分材料的弹性模量 $E=2.0\times 10^5$ MPa,密度 $\rho=7.85\times 10^{-9}$ t/mm³,泊松比 $\nu=0.3$ 。主轴(包括上/下法兰轴、垫片)最大综合应力不应超过材料最小屈服强度的2/5(98.0 MPa),联接螺栓的最大综合应力值不应超过其材料最小屈服强度的1/3(183.3 MPa)。

1.2 主轴螺栓联接结构简化及有限元建模

为了提高计算效率,在不影响计算精度的前提下,本研究将有限元建模进行了简化:截取上/下法兰轴适当长度;六角形螺母简化为圆柱;未计螺栓退刀槽和越程槽;不考虑局部螺纹纹牙连接情况,将螺杆简化为光杆,将螺母与螺杆黏结为一体进行处理^[5]。根据主轴螺栓联接结构对称、受力不对称的特点,模型被分为精细结构和一般结构。精细结构为对称的1/12螺栓联接结构,单元尺寸控制在2 mm以内,目的是准确分析螺栓联接结构的非线性接触受力特性;一般结构不包含螺栓,只模拟上/下法兰,单元尺寸控制在30 mm以内,既模拟了上/下法兰的扭转力矩,又避免了庞大的不必要的计算量。本研究将精细结构与一般结构用约束方程联接^[6],形成的整体有限元模型如图2所示。上/下法兰轴、垫片、螺栓的主体结构采用SOLID185实体单元模拟;螺栓的预紧力采用PREST179预紧单元^[7]模拟(螺栓模型及预紧力单元如图3所示);由于螺栓与螺栓

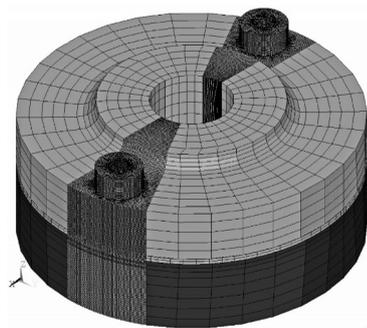


图2 主轴螺栓联接结构有限元模型

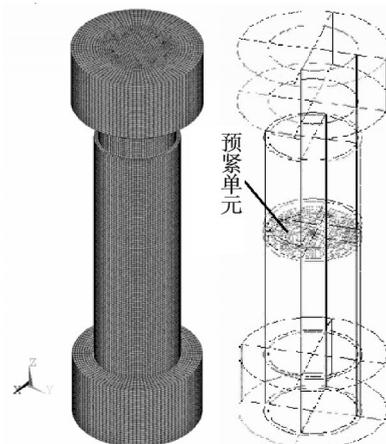


图3 螺栓模型及预紧力单元

孔接触面之间的摩擦可能呈无序状态,求解难以收敛,不能运用约束方程或自由耦合来代替接触,所以螺栓与螺栓孔之间的受力特征属于非线性接触问题^[8]。有限元模型中采用TARGE170/CONTA174接触单元^[9-11]模拟6对接触面的接触(螺母/上法兰轴、螺栓杆/上法兰轴、螺栓杆/下法兰轴、螺栓头/下法兰轴、垫片/上法兰轴、垫片/下法兰轴),接触摩擦系数设置为0.2。

有限元分析模型包含实体单元数1 754 743个,接触单元数75 421个,预应力单元数2 534个,计算方程数5 461 049个,构成了超大规模接触非线性模型。

1.3 计算加载、约束条件与求解设置

计算载荷由轴向拉力、螺栓预紧力和下法兰轴扭转力矩构成:①1/12下法兰轴轴向拉力 $P_0 = P/12 = 56\,467.6\text{ N}$,方向铅垂向下;②主轴联接螺栓的预紧力 $F_0 = 2P_0 = 112\,935.3\text{ N}$;③根据发电机最大功率,最大扭转力矩为 $M_k = 200\,351\text{ N}\cdot\text{m}$,总切向扭转力为 $F = M_k/r = 162.5\text{ mm}$,其中: r —平均扭转半径, $r = 162.5\text{ mm}$ 。施加在1/12模型下法兰轴底面上的扭转切向力为 $F_t = F/12 = 102\,744.1\text{ N}$ 。

约束上法兰轴(截断)顶面的 UX 、 UY 、 UZ 。在求解设置中,本研究选择增广的拉格朗日法。

1.4 计算结果及分析

计算结果表明,法兰螺栓联接结构的变形导致其应力分布并不均匀。各组件 von Mises 应力云图如图4所示。上法兰轴主要承受的载荷为下端面挤压力和摩擦力以及螺栓杆的挤压力和摩擦力,从图4(a)中可以看出,最大综合应力为78.0 MPa,出现在上法兰轴螺栓孔下端孔缘处。

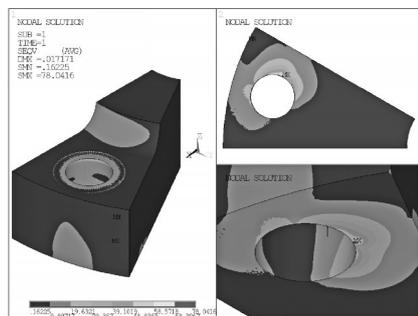
下法兰轴主要承受的载荷为扭转力矩、上端面挤压力和摩擦力以及螺栓杆的挤压力和摩擦力,从图4(b)中可以看出,最大综合应力为78.7 MPa,出现在下法兰轴螺栓孔上端孔缘处。

联接螺栓承受拉力、剪力、挤压以及弯矩作用,从图4(c)中可以看出,最大综合应力为96.4 MPa,出现在螺栓头与螺栓杆连接处,此处是联接螺栓的薄弱环节^[12],当外力增大时,联接螺栓首先在此处发生破坏。

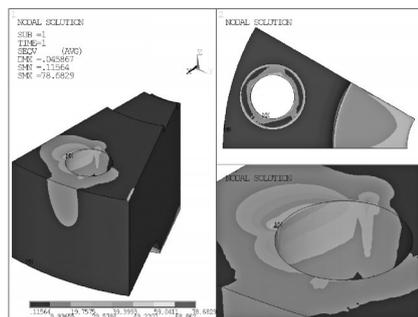
垫片在承受上/下法兰摩擦力与挤压力的状态下,从图4(d)中可以看出,最大综合应力为16.6 MPa,出现在垫片上端孔缘处。

接触面接触应力数据如表1所示,6对接触面中,接触应力最大值为87.6 MPa,出现在螺栓杆/下法兰轴接触面上端孔缘处。

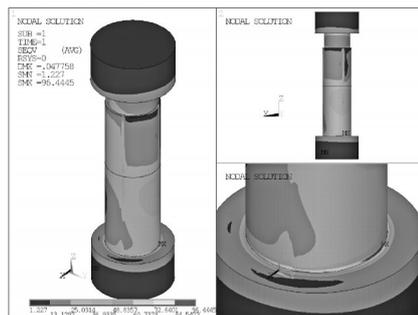
从放大的变形云图中不难看出,上法兰轴螺栓孔径由上至下变大,而下法兰轴螺栓孔径由下至上变



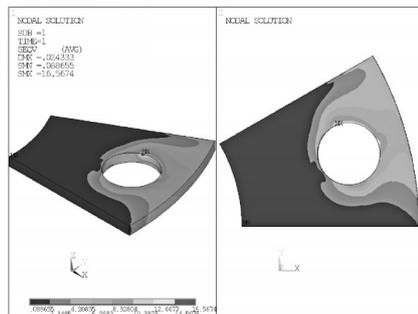
(a) 有垫片,上法兰轴综合应力



(b) 有垫片,下法兰轴综合应力



(c) 有垫片,联接螺栓综合应力



(d) 垫片综合应力

图4 各组件 von Mises 应力云图

表1 接触面接触应力(单位:MPa)

参数	数值
螺母/上法兰轴接触面	0.00~23.2
螺栓杆/上法兰轴接触面	0.00~85.0
螺栓杆/下法兰轴接触面	0.00~87.6
螺栓头/下法兰轴接触面	12.9~46.5
垫片/上法兰轴接触面	0.00~17.2
垫片/下法兰轴接触面	0.00~16.2

大,均呈现喇叭口变形趋势。在上/下法兰轴与垫片接触的孔缘处,法兰轴孔与螺栓的接触面积较小,因为接触区域的减小会导致该处接触刚度的减小,而且此处单位面积所受的挤压力大,最大综合应力和最大接触应力均出现在该处。

2 有/无垫片主轴联接螺栓结构分析结果的比较

为了分析增加垫片后主轴螺栓联接结构的应力分布,评价垫片对于其安全可靠性的影响,必须对无垫片主轴螺栓联接结构作同样精度的有限元分析,本研究将两种结构进行对比,结果如表2所示。

表2 有/无14.5 mm垫片应力比较

最大综合应力 /MPa	有14.5 mm垫片	无垫片	增大幅度 /(%)
上法兰轴	78.0	74.7	4.41
下法兰轴	78.7	72.5	8.55
螺栓	96.4	92.6	4.10
垫片	16.6		

研究表明,无垫片主轴螺栓联接结构的螺栓最大综合应力(92.6 MPa),比由安全系数法得到的结果(72.0 MPa)大28.6%。有垫片主轴螺栓联接结构应力比无垫片结构增大4.10%~8.55%,其中螺栓的应力增大了4.10%,原因是联结螺栓除了受到轴向拉力、挤压力和剪切力之外,还受到弯矩的作用,这无疑会增大螺栓联结的应力。但是各组件的最大应力仍然小于许用应力值。

因此,在有/无14.5 mm垫片两种主轴螺栓联接结构均满足强度要求。

3 结束语

本研究运用ANSYS有限元软件,对主轴螺栓联接结构进行了分析。根据主轴螺栓联接结构对称、受力不对称的特点,笔者将有限元模型分为精细结构和一般结构两部分,并用约束方程联接,模拟了上/下法兰的扭转力矩和联接螺栓的预紧力,既准确分析了螺栓联接结构的非线性接触受力特性,又避免了庞大的不必要的计算量。结果表明:由有限元计算得到的联接

螺栓的最大综合应力比用传统的安全系数法得到的结果大28.61%,且应力分布并不均匀;增加14.5 mm垫片后,联接螺栓应力增大4.10%。

应该说明,对于水轮发电机主轴螺栓联接,利用传统的设计方法进行初步设计仍然是十分有效的,本研究的计算结果也验证了有/无14.5 mm垫片两种主轴螺栓联接结构均满足强度要求。但是,本研究的分析结果,对评估水轮发电机主轴螺栓联接的可靠性提供了准确的依据。

笔者在进一步的有限元分析中还发现,在满足强度要求的前提下,该类型水轮机主轴法兰螺栓联接结构在今后的设计过程中,可以分别减小上/下法兰10 mm/20 mm的厚度。

参考文献(References):

- [1] 濮良贵,纪名刚. 机械设计[M]. 8版. 北京:高等教育出版社,2006.
- [2] 谢建华. 螺栓联接结合面接触分析及试验研究[J]. 农业工程学报,2011(5):147-150.
- [3] 黄冰阳. 船舶轴系用液压紧配螺栓连接结构的有限元分析[J]. 中国舰船研究,2008,3(5):45-49.
- [4] 孙雷. 高温大口径法兰密封设计方法研究[D]. 北京:中国石油大学化工学院,2008.
- [5] 高旭. 螺栓法兰连接结构有限元建模及动力学分析[J]. 润滑与密封,2010,4(4):68-71.
- [6] BOURNIVAL S, CUILIERE J C. A mesh-geometry based method for coupling 1D and 3D elements[J]. *Advances in Engineering Software*, 2010, 41(6): 838-858.
- [7] 余伟伟. ANSYS在机械与化工装备中的应用[M]. 北京:中国水利水电出版社,2007.
- [8] 郭云春. 螺栓连接镁车架的有限元分析与结构优化[D]. 重庆:重庆大学材料学院,2012.
- [9] 赵卫平. 基于ANSYS接触分析的粘结-滑移数值模拟[J]. 建筑科学与工程学报,2011,28(2):44-51.
- [10] 郁大照. 某型航空发动机燃气涡轮叶片和盘结构静力学分析[J]. 强度与环境,2011,39(4):32-39.
- [11] ASANTE J N. A combined contact elasticity and finite element-based model for contact load and pressure distribution calculation in a frictional workpiece-fixture system[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2008, 39(5-6): 578-588.
- [12] 王红志. 基于ANSYS的三维螺栓联接静强度分析[J]. 机电工程技术,2012,41(10):136-140.

[编辑:张翔]

本文引用格式:

彭惠,石端伟,汪勇波,等. 水轮发电机主轴螺栓联接的有限元分析[J]. 机电工程,2014,31(2):169-172.

PENG Hui, SHI Duan-wei, WANG Yong-bo, et al. Finite element analysis of bolted connection of hydro-generator shaft[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014, 31(2): 169-172.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>