

基于 ABAQUS 的风力机塔筒螺栓连接 接触非线性分析

严晓林¹ 刘希凤²

(北京万源工业有限公司风电研发中心¹, 稀土电机研发中心², 北京 100076)

摘 要 ABAQUS 是先进的大型通用非线性有限元分析软件, 求解非线性问题时具有非常明显的优势。采用 ABAQUS 软件对风力机塔筒高强度螺栓连接进行了接触非线性分析, 模拟了螺栓连接在预拉力以及加载极限载荷后两种工况下的静力学性能, 得到了螺栓与法兰等结构的等效应力云图与位移云图。计算结果表明: 塔筒螺栓连接结构的应力主要受预紧力影响。加载极限载荷后, 螺栓最大应力增大 17%, 最大位移增大约两倍。结果证明塔筒底部螺栓连接的强度与刚度满足设计要求, 为风力机组的结构设计提供了理论依据。

关键词 ABAQUS 螺栓连接 非线性分析 预紧力 应力

中图法分类号 TM315; **文献标志码** A

近年来, 我国风力发电行业尤其是大容量兆瓦级大型风力机组得到快速发展。风力发电机组高强度螺栓连接由于其长期服役环境恶劣, 工况载荷复杂多变, 螺栓的强度会直接影响整个风力机组运行的安全和可靠。为了提高风力机运行的安全性, 需要对各关键部位高强度螺栓连接进行精确合理的结构设计和强度计算^[1]。本文以某 1.5 MW 风力机组塔筒底端螺栓连接为研究对象, 为获得连接结构设计载荷下的应力状况与法兰连接面的连接效果, 采用大型非线性有限元计算软件 ABAQUS 对连接结构进行了接触非线性分析。

非线性结构问题是指结构的刚度随其变形而改变的问题, 在结构力学模拟中有三种非线性来源: 材料非线性、接触(边界)非线性和几何非线性。文中是模拟边界条件在分析过程中发生变化的接触非线性问题, 具有极度的不连续性, 当在模拟中发生接触时, 结构中的响应瞬时发生很大的变化。

1 塔筒螺栓连接几何模型及简化

分析对象为塔基与风力机下段塔筒法兰螺栓连接, 沿法兰环向均布 128 个 10.9 级 M42 高强螺栓, 整个连接结构包括塔基端法兰、下段塔筒法兰、螺栓、螺母和垫圈等, 如图 1 所示。模型中两端塔筒的高度大于 $2.5 \sqrt{Dt}$ (D 为塔筒直径, t 为厚度)^[2]。

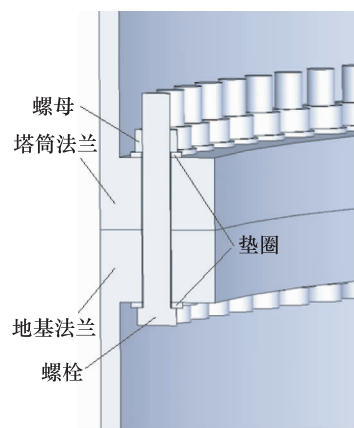


图 1 塔筒螺栓连接结构示意图

2011 年 6 月 28 日收到

第一作者简介: 严晓林(1968—), 北京人, 高级工程师, 研究方向: 结构设计与分析。

为了方便六面体网格划分, 提高网格单元质量, 降低计算成本, 有限元模型进行了以下简化处

理:省略了螺纹细节;略去了模型中较小的次要的结构特征,包括将结构中的圆角、倒角、法兰安装孔上的凹槽和地基环上的小孔等,简化几何模型如图 2。假设模型中所有部件都无缺陷,质量均匀分布,当量极限载荷均匀地加载到塔筒上截面处。

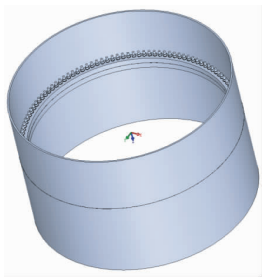


图 2 塔筒螺栓连接简化几何模型

2 塔筒螺栓连接有限元分析

2.1 塔筒螺栓连接有限元模型

2.1.1 单元选取与网格划分

计算单元采用 ABAQUS 单元库中的三维 8 节点减缩积分单元 C3D8R,该单元具有较好的接触模拟能力且计算成本较低,网格合理细划可以克服沙漏,得到较理想的计算结果^[3,4]。模型网格划分全部采用六面体单元,对螺栓、螺母周向划分 16 个单元,螺栓根部以及拧上螺母处螺柱面网格细划,垫圈厚度方向划分 3 个单元,法兰螺栓孔周向划分 16 个单元,塔筒厚度方向划分 3 个单元,整个结构共计 476 416 个单元,659 713 个节点,如图 3。

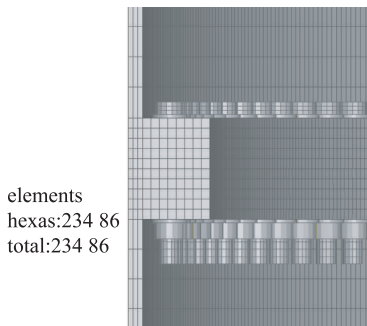


图 3 有限元模型

2.1.2 材料性能

计算采用理想弹塑性材料模型,材料弹塑性的发展和单元刚度由 Von-Mises 屈服准则及相关流动法则确定,采用等向强化理论^[5]。各结构的材料属性参数设置见表 1。其中,螺栓、螺母、垫圈用材料为 42CrMo,法兰材料为 Q345E。

表 1 材料属性设置^[6]

材料	弹性模量/GPa	泊松比	屈服强度/MPa
Q345E	210	0.3	345
42CrMo	212	0.28	930

2.1.3 相互关系设置与螺栓预紧力施加

模型中接触区域包括有螺帽与垫圈接触面、垫圈与塔基法兰接触面、塔基法兰与塔筒法兰接触面、塔筒法兰与垫圈接触面、垫圈与螺母接触面、螺栓与螺母连接面。对于接触面间的相互关系主要包括两种:束缚约束(Tie)和接触对(Contact pair)。两法兰面间关系设置为接触对接触,法向属性采用“硬”接触(Hard),切向属性采用粗糙摩擦接触(Rough),其它接触面间关系均设置为面面粘结。

采用预紧单元法,对各螺栓施加预紧力载荷,在法兰连接面处螺柱上创建截面单元,在截面上施加法向作用的螺栓载荷,所加预紧力计算方法^[7]为:

$$F_p = 0.7 A_s \sigma_{p0.2} \tag{1}$$

式(1)中: A_s 为螺纹公称应力截面积,mm²; $\sigma_{p0.2}$ 为螺栓材料屈服强度,MPa。根据国外螺栓连接副松弛蠕变实验,螺母紧固后 24 h 螺栓轴力减少 6% ~ 9%^[8],为补偿预拉力损失,文中施加预紧力增大 7%,故 $F_p = 0.7 \times 1\,120 \times 930 \approx 780\text{ kN}$ 。在第一个分析步中对螺栓施加 780 kN 预紧力,在第二个分析步中将施加的预紧力改为锁定螺栓当长度,即保持上一分析步结束时的螺栓长度,以模拟螺栓的拧紧作用。

2.1.4 边界条件与极限载荷施加

模型有限元分析加载方式和边界条件设置如图 4。对塔基法兰下端截面节点施加固定约束,即约束 X、Y、Z 方向的移动自由度和绕其转动自由度。

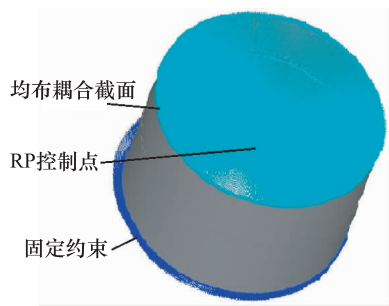


图4 边界条件及加载示意图

为对模型施加塔筒底部极限载荷,在法兰连接面圆心处建立参考点 RP1,并把参考点与塔筒上端截面采用均布耦合方式耦合,将载荷施加于参考点,极限载荷工况见表 2。

表 2 极限载荷

载荷类型	F_x /kN	F_y /kN	F_z /kN	M_x / (N·m)	M_y / (N·m)	M_z / (N·m)
载荷大小	-842	22.4	-3230	9.9×10^5	-6.27×10^7	-7.26×10^5

2.2 计算结果及讨论

本文对塔筒底部高强螺栓连接只在预紧力作用下和加载极限载荷后两种工况进行了静力学性能分析,得到了两种工况下结构的应力与位移响应,各结构的最大 Von mises 应力和最大位移量见表 3, F_p 代表只在预紧力作用下的工况, F_p -UL 代表对拧紧螺栓加载极限载荷的工况。表中数据表明螺栓连接各部分结构在加载极限载荷后最大应力值约增大 12% ~ 18% 不等,最大位移量则变化非常大,约 2 ~ 15 倍。

表 3 螺栓连接结构最大应力与位移

响应类型	工况	螺栓	螺母	塔筒 法兰	塔基 法兰	垫圈
最大应力/MPa	F_p	631.1	459.4	221.0	232.6	599.3
	F_p -UL	740.3	539.5	252.8	262.3	713.0
最大位移/mm	F_p	0.48	0.19	0.15	0.14	0.17
	F_p -UL	1.58	1.38	2.51	1.27	1.37

图 5 为加载极限载荷后螺栓的应力云图,由图可知螺栓应力云图右侧标记区域螺栓应力水平最高,加载后最大等效应力增大约 100 MPa;而左侧区

域螺栓应力水平最低约 620 MPa,加载后最大等效应力减小约 10 MPa,因此除预紧力的作用外,倾覆力矩 M_y 对螺栓的强度影响最大,在极限载荷工况下,螺栓的最大等效应力为 740.3 MPa,安全系数 $S_F = 930/740.3 = 1.26$,因此所用 M42 高强度螺栓满足结构强度设计要求。

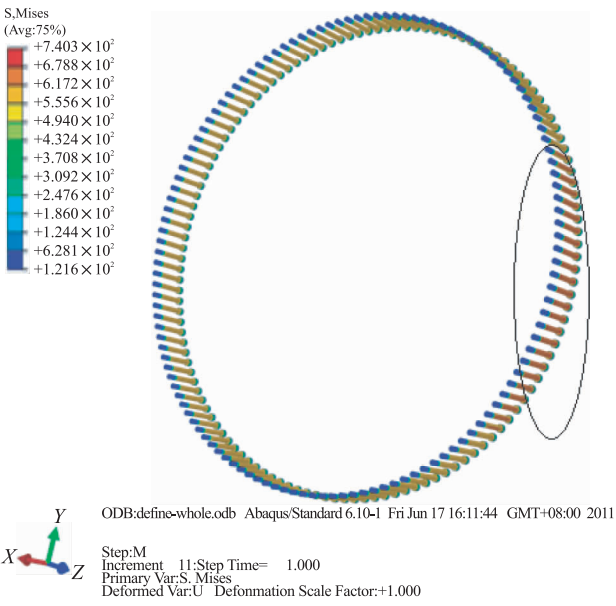


图 5 极限载荷工况下螺栓等效应力云图

图 6 为加载极限载荷后塔基法兰的等效应力云图,由图可知,法兰的最大应力发生在与垫圈接触的螺栓孔边缘处,因此需要保证法兰螺栓孔周围区域网格质量才能得到比较合理的结果,图 6 右侧有螺栓孔区域局部放大图,由图可看出孔边缘处应力有稍微集中,若考虑其倒角的影响应力水平将会降低,法兰的最大等效应力在屈服极限以下,其强度亦满足结构设计要求。

3 结论

通过对塔筒与塔基螺栓整体连接模型的接触非线性分析,得到了实际工况下各结构的应力、位移分布云图,结果表明此 1.5 MW 风力机塔筒底部螺栓连接最大应力没有超过材料的屈服极限,强度满足设计要求,结构安全。此分析方法同样适用于风力机其他螺栓连接结构分析中,如主轴与轮毂螺

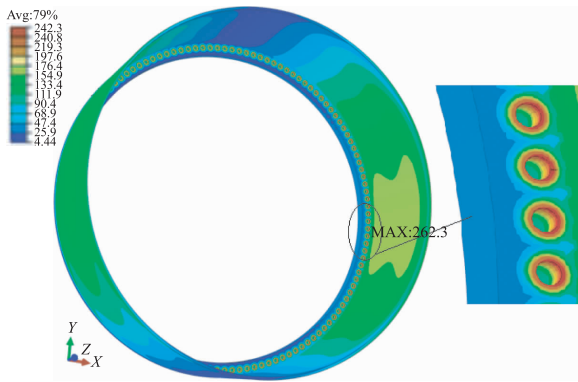


图6 极限工况下塔基法兰等效应力云图

栓连接、机舱与发电机螺栓连接,以及其他设备螺栓连接分析中。这种方法对解决类似螺栓连接结构静强度计算具有指导意义,并且为风力机组的结构设计提供了理论依据。由于风力机承受的外界载荷特征,仍需要对螺栓连接结构进行疲劳强度分析和计算,这将在后续的工作中展开研究。

参 考 文 献

- 1 何玉林,张立刚,韩德海,等. 风力机轮毂和轴承螺栓联接接触分析. 重庆大学学报,2009;32(7):762—764
- 2 孙世锋,蔡仁良. 基于紧密度要求的法兰接头三维有限元分析. 石油机械,2004;32(10):27—30
- 3 庄 茁,由小川,廖剑晖,等. 基于 ABAQUS 的有限元分析和应用. 清华大学出版社,2009
- 4 石亦平,周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解. 机械工业出版社,2007
- 5 马人乐,黄冬平,吕兆华. 反向平衡法兰有限元分析. 特种结构,2009;26(1):21—23
- 6 机械工程材料性能数据手册编委会. 机械工程材料性能数据手册. 北京:机械工业出版社,1994;12:232
- 7 吴宗泽. 机械设计手册(3 版),第 2 卷. 北京:机械工业出版社,2004;8:6—29 ~ 6—30
- 8 谭 亮,张才盛,王海蛟. 风电机组中高强度螺栓的使用要求. <http://wenku.baidu.com/view/d6e7dceaeaa1f346933f31.html>,2010

Contact Nonlinear Analysis of Wind Turbine Tower Bolted Joints with ABAQUS

YAN Xiao-lin¹, LIU Xi-feng²

(Wind Power R&D Center, Beijing Wanyuan Industry Co., Ltd¹, Rare Earth Generator R&D Center², Beijing 100076, P. R. China)

[Abstract] ABAQUS is the advanced general nonlinear finite element analysis software, which has very obvious advantage in solving nonlinear problem. The contact nonlinear analysis of high duty bolted joints was conducted about the tower of wind turbine with ABAQUS. Statics performance was simulated in the conditions of pretightening and ultimate load. The Von – Mises stress and the displacement contour images were acquired for the structure of flange and bolts. The calculation results show that bolted joints' stress of tower is mainly influenced by the preloaded force. The maximum stress of bolts increases 17% by the action of ultimate load, and the maximum displacement increases approximately two times. The results prove that the strength and stiffness of tower bolted joints meet the design requirements. The analysis provides theoretical basis for designing of wind turbine.

[Key words] ABAQUS bolted joints nonlinear analysis preloaded force stress