

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.03.011

MW级风力发电机组塔筒法兰强度分析*

何海建, 杨 扬, 孟令锐, 晁贯良, 董姝言
(许昌许继风电科技有限公司, 河南 许昌 461000)

摘要:针对MW级风力发电机组运行过程中的塔筒法兰安全问题,以某大型风力发电机组塔筒法兰为例,利用有限元分析软件ANSYS建立了包含上段塔筒、上段法兰、连接螺栓、垫圈、下段法兰以及下段塔筒的法兰连接系统的有限元模型,对MW级风力发电机组塔筒法兰在极限工况下的应力分布进行了分析,对塔筒法兰的疲劳强度计算方法进行了研究,提出了一种将临界平面算法与剪应力算法相结合的塔筒法兰疲劳强度计算方法。计算结果表明:塔筒法兰的极限强度安全系数为1.1,疲劳安全系数为5.163,两项计算结果均大于1,且危险位置与工程实际吻合,根据德国劳埃德船级社规范,塔筒法兰强度能够满足设计要求,说明提出的方法能够实现MW级风力发电机组塔筒法兰的强度校核。

关键词:风力发电机组;塔筒法兰;强度计算;有限元;临界平面

中图分类号:TH140.1;TK83

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)03-0270-05

Strength analysis of MW wind turbine tower flange

HE Hai-jian, YANG Yang, MENG Ling-rui, CHAO Guan-liang, DONG Shu-yan
(Xuchang XJ Group Wind Power Technology Company, Xuchang 461000, China)

Abstract: Aiming at the safety of tower flange in the MW wind turbine operating, take a certain high power level wind turbine top flange for example, the finite element model of the tower flange connection system which including top tower, top flange, bolts, washers, bottom flange and bottom tower was built up to analyze its stress distribution under the ultimate load case, and a new method which combines the critical plane method with shear stress method to calculate the fatigue damage of tower flange was then proposed in the tower flange fatigue strength calculation method study. The results indicate that the tower flange ultimate strength safety factor is 1.1, and its fatigue strength safety factor is 5.163, all of them above 1 and the critical locations are consistent with engineering practice, the tower flange can satisfy the strength design requirements according to Germanischer Lloyd standard. Besides, the results also indicating that the proposed method is feasible and reliable for tower flange strength calculation.

Key words: wind turbine; tower flange; strength calculation; finite element; critical plane

0 引 言

由于国家政策的大力支持,近几年风力发电机组的国产化程度逐渐提高^[1]。为了保证风电机组设备的可靠性,需要对风机中各部件的强度等性能进行分析。

塔筒作为风力发电机的一个重要的组成部分,它

的结构稳定性直接影响着风力发电机的运行安全^[2]。塔筒各段之间通过法兰进行连接,风力发电机组运行时,作用于叶轮和机舱的载荷通过主机架传递到塔筒上,同时由于风速和风向的不稳定性,塔筒法兰还要承受动态载荷,在长期载荷作用下,塔筒法兰极易遭到破坏,如果连接法兰出现问题,不仅会对风力发电的性能造成影响,甚至会引发安全事故,因此为了保证风力发电机组的正常运行,需要对风机塔筒法兰的极限及疲

收稿日期:2017-07-03

基金项目:许继集团年度科技项目(2017G55)

作者简介:何海建(1984-),男,河南周口人,助理工程师,主要从事大型风力发电机组强度计算方面的研究。E-mail: haijian.he@foxmail.com

劳强度进行校核^[3]。塔筒法兰的破坏方式主要为极限载荷工况下的局部塑性变形或破坏以及随机载荷作用下的疲劳断裂^[4]。

风机塔筒法兰强度计算时最常用的是有限元分析法,晁贯良^[5]采用 ANSYS 软件建立了塔顶法兰连接系统的有限元模型,利用子模型分析及工况叠加计算方法对塔顶法兰进行了极限强度校核,但计算模型中忽略了塔顶连接螺栓对法兰极限强度的影响;杜静^[6]利用 MSC. Marc/Mentat 软件建立了风力机法兰有限元分析模型,运用雨流计数法与 Palmgren-Miner 线性累积损伤理论相结合的疲劳计算方法,对塔顶法兰疲劳强度进行了研究,但未考虑不同方向上的剪应力对塔筒法兰疲劳损伤产生的影响。

本研究以某大型风力发电机为例,建立塔筒法兰连接系统的有限元模型,计算中将考虑法兰连接螺栓对法兰强度的影响,同时提出将临界平面算法与剪应力算法相结合,进行塔筒法兰疲劳损伤计算。

1 塔筒法兰的几何模型

塔筒法兰几何模型如图 1 所示。



图 1 塔筒法兰几何模型

本研究采用 Solidworks 软件进行塔筒法兰连接系统创建,为了考虑连接螺栓对塔筒法兰计算的影响,法兰几何模型中保留了连接螺栓孔。同时为了提高计算效率,模型中简化了对计算结果影响较小的塔筒平台、爬梯等附属设备。

2 塔筒法兰有限元模型及载荷坐标系

为了准确模拟塔筒法兰的真实受力状态,本研究在有限元模型中创建了与塔筒法兰相邻的部件,主要包括上段塔筒、连接螺栓、垫圈以及下段塔筒。

本研究将风机塔筒法兰的几何装配模型导入有限元分析软件 ANSYS 中进行网格划分,有限元模型剖视

图如图 2 所示。

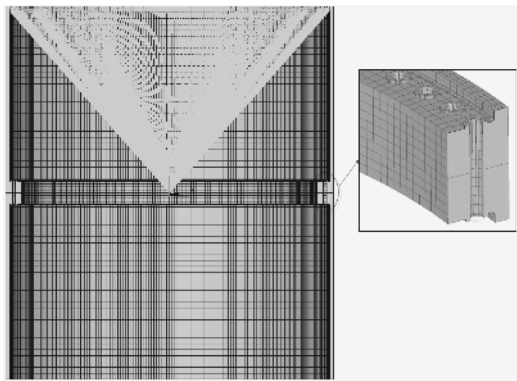


图 2 塔筒法兰连接有限元模型

上段塔筒、连接法兰、垫圈以及下段塔筒均采用高阶六面体单元进行网络划分,为了减小结构的关键部位对计算结果的影响,本研究对上、下法兰圆角位置的网格进行了适度加密^[7],同时为了提高塔筒法兰疲劳强度计算效率以及采用临界平面方法进行疲劳计算,在上、下法兰的圆角位置创建了一层厚度较薄的壳单元,壳单元与下覆实体单元之间通过共节点的方式进行连接。此外,连接螺栓采用梁单元进行模拟,单元截面积与螺栓应力面积相同。上、下法兰之间通过标准摩擦接触方式进行连接,摩擦系数为 0.2。塔筒法兰有限元模型共包含 167 040 个单元,722 305 个节点。

为了准确模拟载荷的传递,本研究在塔筒上、下法兰接合面中心位置建立节点并施加外载荷,并将该中心节点通过 MPC 刚性梁单元与上段塔筒顶部位置进行连接,以便模拟载荷的传递,根据塔筒实际的受力状态,需要对下段塔筒底部端面所有节点的平动自由度进行约束。

塔筒法兰各部件所用材料均为低合金高强度结构钢,其弹性模量为 2.1×10^{11} Pa,泊松比为 0.3,密度为 $7\,850\text{ kg/m}^3$ 。塔筒法兰由 Q345 锻造而成,其最大壁厚为 150 mm,根据《GB/T1591-2008 低合金高强度结构钢》塔筒法兰抗拉强度为 470 MPa,屈服强度为 285 MPa。

风力发电机组运行时,叶片产生的气动载荷以及由于风轮旋转和机舱对风引起的离心力、惯性力通过主机架传递到塔筒上,这些载荷和塔筒自身的重力构成了塔筒法兰载荷^[8]。塔筒法兰所承受的载荷通过 GH Bladed 软件根据 GL 规范计算仿真得到,载荷方向与 GL 规定的塔筒载荷坐标系方向一致,坐标系如图 3 所示。坐标系原点位于塔筒中心位置,XF 沿水平方向并指向下风向,

ZF 竖直向上, YF 位于水平方向并与 XF 和 ZF 组成右手坐标系。

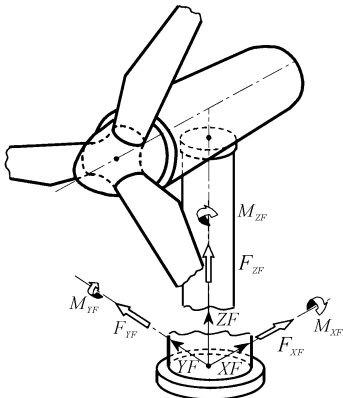


图 3 塔筒载荷坐标系

3 塔筒法兰静强度分析

以某 MW 级风力发电机组为例,其塔筒法兰中心位置的极限工况载荷如表 1 所示。

塔筒法兰静强度计算分两个载荷步进行,第一个载荷步,对连接螺栓组施加预紧力载荷;第二个载荷步,锁定第一步施加的螺栓预紧力,并施加表 1 中的极限工况载荷^[9]。由于上、下法兰之间采用标准摩擦接触方式进行连接,有限元模型采用隐式非线性牛顿-拉斐逊迭代算法进行求解。根据 GL 规范,为了保证载荷与材料的安全设计值,塔筒法兰静强度安全系数应通过下式进行计算:

表 1 塔筒法兰极限工况载荷表

工况	$M_x/\text{N} \cdot \text{m}$	$M_y/\text{N} \cdot \text{m}$	$M_z/\text{N} \cdot \text{m}$	F_x/N	F_y/N	F_z/N
ua62_d_5	4.77×10^7	-3.05×10^6	1.72×10^6	1.97×10^4	-6.86×10^5	-3.18×10^6
ua62_j_2	-4.35×10^7	-1.92×10^6	-1.31×10^6	1.61×10^4	6.32×10^5	-3.17×10^6
un15_11_4_a_4	3.46×10^6	6.30×10^7	3.99×10^5	8.32×10^5	-8.30×10^3	-3.97×10^6
un15_09_3_a_2	3.65×10^6	-6.02×10^7	-5.89×10^5	-6.90×10^5	-3.80×10^4	-3.92×10^6
un15_11_4_a_4	3.46×10^6	6.30×10^7	3.99×10^5	8.32×10^5	-8.30×10^3	-3.97×10^6
un42_20c	1.90×10^2	-2.20×10^2	5.96×10^4	7.10×10^4	1.24×10^3	-3.89×10^6
ua22a_09_b	5.97×10^6	4.63×10^6	6.13×10^6	9.33×10^4	-5.08×10^4	-3.24×10^6
ua22a_09_h	-3.92×10^6	-2.12×10^7	-5.88×10^6	-2.30×10^5	6.22×10^4	-3.18×10^6
un15_11_4_a_4	3.48×10^6	6.29×10^7	4.49×10^5	8.32×10^5	-7.98×10^3	-3.97×10^6
un15_09_3_b_4	4.12×10^6	-5.99×10^7	-3.19×10^4	-6.92×10^5	-4.48×10^4	-3.92×10^6
ua62_j_2	-4.31×10^7	-3.18×10^6	-1.34×10^6	2.50×10^3	6.51×10^5	-3.17×10^6
ua62_d_5	4.77×10^7	-3.05×10^6	1.72×10^6	1.97×10^4	-6.86×10^5	-3.18×10^6
un15_11_4_a_4	3.48×10^6	6.29×10^7	4.49×10^5	8.32×10^5	-7.98×10^3	-3.97×10^6
f64_2_4c	1.22×10^5	-4.58×10^6	-4.80×10^2	5.00×10^0	-5.00×10^0	-3.93×10^6
ua62_a_5	-7.55×10^6	6.30×10^6	8.61×10^5	1.70×10^5	9.83×10^4	-2.92×10^6
ut81b_h4_0	-9.35×10^6	-1.20×10^7	-5.56×10^5	-1.14×10^5	1.39×10^5	-4.40×10^6

$$\text{SRF}_{\text{ext}} = \frac{R_e}{\gamma_f \times \gamma_m \times \sigma_{\text{eqv,max}}} \tag{1}$$

式中: γ_f — 载荷安全系数,取 1.0; γ_m — 材料安全系数,取 1.1; $\sigma_{\text{eqv,max}}$ — 塔筒法兰最大等效应力,MPa; R_e — 塔筒法兰屈服强度,MPa。

塔筒法兰危险工况下等效应力云图如图 4 所示。

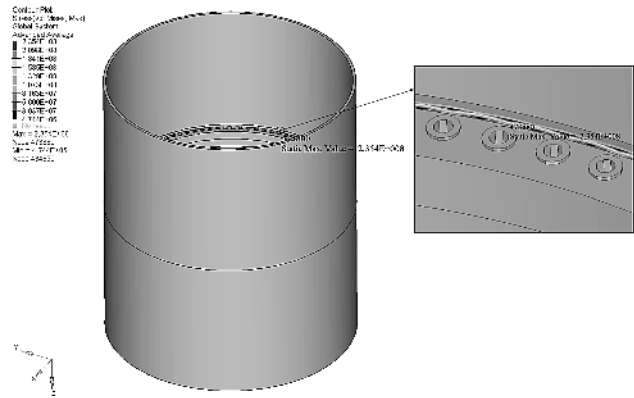


图 4 塔筒法兰等效应力云图

从该云图可以看出:塔筒法兰静强度危险位置发生在圆角过渡处,最大应力值为 235.4 MPa,对应静强度安全系数为 1.1,大于 1,因此,塔筒法兰在极限工况下运行能够满足静强度设计要求。

4 塔筒法兰疲劳强度分析

工程实践表明:部件的初始裂纹通常首先出现在应力较大位置,对于塔筒法兰,倒圆角区域为其应力集中位置,为了提高计算效率,本研究仅计算塔筒法兰圆角位置的疲劳强度。塔筒法兰疲劳强度计算流程如图 5 所示。

由于塔筒法兰疲劳强度主要受到 M_y 载荷分量的影响,本研究首先在塔筒法兰接合面中心位置施加正、负两个方向上的疲劳极限载荷($+M_{y_{\text{max}}}$ 、 $-M_{y_{\text{min}}}$),并在这两个疲劳极限工况下,对风机塔筒法兰的有限元模型进行非线性求解。为了考虑法兰连接螺栓的预紧

力效应,本研究对这两个疲劳极限工况进行非线性求解时,分两个载荷步进行计算,第一个载荷步施加连接螺栓预紧力载荷,第二个载荷步施加疲劳极限外载荷,施加疲劳极限外载荷时分为5个子步进行,根据各载

荷步的计算结果,能够得到当疲劳载荷由负向极值变化到正向极值时,塔筒法兰倒圆位置载荷与各临界平面剪应力的关系曲线。以法兰某个热点位置为例,其载荷与危险临界平面剪应力关系曲线如图6所示。

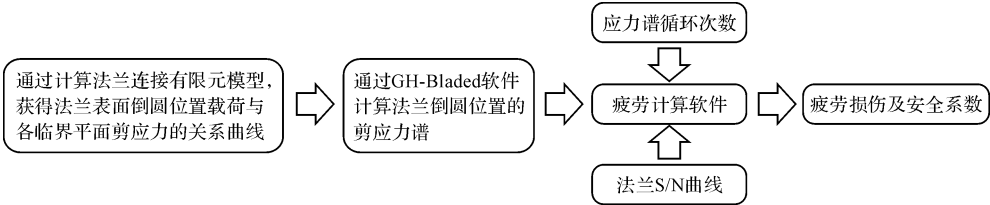


图5 塔筒法兰疲劳强度计算流程

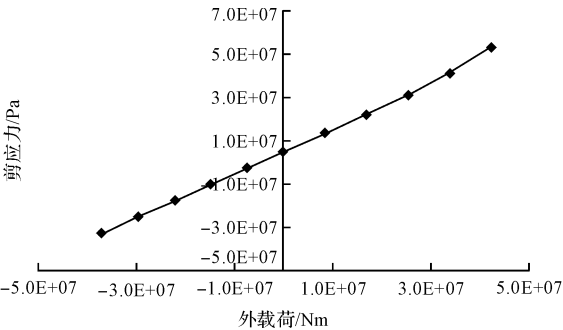


图6 法兰某热点位置载荷与危险临界平面剪应力关系曲线

其次,根据载荷与临界平面剪应力关系曲线以及疲劳时序载荷谱,通过 GH-Bladed 软件可计算得到法兰圆角位置各临界平面下的剪应力谱。最后,本研究将法兰各临界平面下的剪应力谱、应力谱循环次数以及法兰 S-N 曲线数据输入至疲劳分析软件,基于 Miner 线性累积损伤理论^[10],采用 Goodman 平均应力修正方法计算塔筒法兰疲劳损伤及安全系数。

根据 GL 规范,塔筒法兰作为锻造件,其 S-N 曲线可由相关材料参数拟合得到,用于拟合塔筒法兰 S-N 曲线的输入参数如表 2 所示。

表2 塔筒法兰相关输入参数

名称	数值
部件拉伸强度 R_m /MPa	450
部件屈服强度 $R_{p0.2}$ /MPa	285
应力比 R	-1
平均应力修正系数 F_m	1
缺口修正系数 β_k	1
表面粗糙度 R_z/m	25
材料安全系数 γ_m	1.25
壁厚/mm	105

由于在疲劳分析软件中使用了 Goodman 平均应力修正方法,表 2 中平均应力修正系数 $F_m = 1$,即 S-N 曲线中未考虑平均应力的影响。根据表 2 中的输入参数,可得到塔筒法兰 S-N 曲线如图 7 所示。

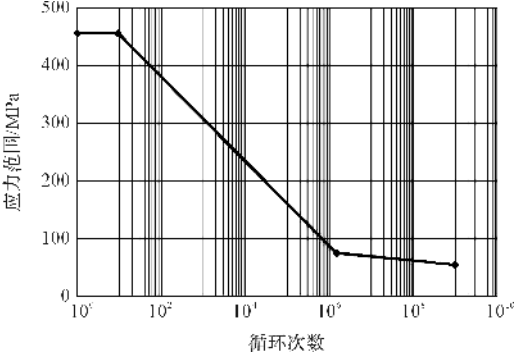


图7 塔筒法兰 S-N 曲线

计算结果显示:在疲劳载荷作用下,塔筒法兰圆角位置的疲劳强度安全系数为 5.163,因此,在 20 年的设计寿命周期内,该机组塔筒法兰能够满足疲劳强度设计要求。

5 结束语

本研究介绍了 MW 级风力发电机组塔筒法兰极限强度及疲劳强度计算方法。提出了进行塔筒法兰疲劳计算时采用临界平面算法与剪应力算法相结合的疲劳损伤计算方法,该方法能够更为准确地考虑到塔筒法兰的真实疲劳应力历程。

(下转第 316 页)

本文引用格式: