

The Static Strength Design of Root Connection Bolts for Large Scale Wind Blades*

Yuxiang Ouyang, Nengfa Lin, Jiaotong Jin, Chaoyi Peng

Zhuzhou Times New Material Technology Co., Ltd, Zhuzhou
Email: ouyangyuxiang@teg.cn

Received: Jun. 4th, 2013; revised: Jun. 30th, 2013; accepted: Jul. 9th, 2013

Copyright © 2013 Yuxiang Ouyang et al. This is an open access article distributed under the Creative Commons Attribution License, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Abstract: The connection strength of wind blade and wind turbine has great effect on the safety and reliability of wind turbine operation, the static strength design of root connection bolts for large scale wind blade is the basic of connection strength design. The static strength design ensures that the connection bolts do not fracture failure and get a reliable connection while the blade under maximum load, meanwhile, it provides a basis for bolts pretension design and the correct installation of root connection bolts. Based on the characteristic of large-scale wind blade root connection, this thesis analyzes the forces of root connection of wind blade in the limit condition, and describes a design of the blade bolts static strength, which would be a reference for wind blade root bolt strength design.

Keywords: Wind Blades; Connection Bolts; Static Strength; Design

大型风电叶片根部连接螺栓静强度设计*

欧阳玉香, 林能发, 靳交通, 彭超义

株洲时代新材料科技股份有限公司, 株洲
Email: ouyangyuxiang@teg.cn

收稿日期: 2013年6月4日; 修回日期: 2013年6月30日; 录用日期: 2013年7月9日

摘要: 风电叶片与主机的连接强度直接影响着风力发电机组运行的安全性和可靠性, 风电叶片根部连接螺栓静强度设计是连接设计的基础, 静强度设计是连接螺栓在叶片受到最大载荷情况不发生断裂失效和获得可靠连接的保证, 同时也为合理设计螺栓安装预紧力, 保证叶根螺栓正确安装提供依据。本文针对大型风电叶片根部连接的特点, 结合螺栓设计标准, 分析了极限工况下叶根连接的受力情况, 并依据受力情况阐述了一种叶根螺栓静强度校核方法, 为风电叶片根部螺栓强度设计提供了一种参考思路。

关键词: 风电叶片; 连接螺栓; 静强度; 设计方法

1. 引言

风力发电是大规模利用可再生新能源的一条重

*基金项目: 2007AA03Z563, 大尺寸复合材料风电叶片 RTMAVIP 就地制造技术, 国家科技部 863 计划; 发改办高技[2009]2561号, 多兆瓦级风机用超大型叶片高技术产业化项目, 国家发展和改革委员会; 2011FJ1001-2, 变电装备用碳纤维复合材料关键技术与产业化, 湖南省科技厅科技重大专项; 2009FJ1001-3, 兆瓦级低风速直驱式风力发电机组产业化关键技术研究, 湖南省科技厅科技重大专项。

要途径, 大型水平轴风力发电机组是大规模开发风电的主要工具。风电叶片是风力发电机组捕获风能的核心部件, 其工况复杂、工作载荷很大, 设计上要求达到安全运行二十年的使用寿命要求。叶片根部连接强度不够而导致风电机组运行事故是一种常见的故障模式, 叶片与主机的连接强度对整机的安全性和可靠

性具有至关重要的作用。目前叶片与主机连接一般采用 10.9 级高强度螺栓连接, 为保证连接安全、可靠, 叶根螺栓连接强度设计应对螺栓的静强度、疲劳强度、螺母的接触强度等多方面因素进行考察, 其中静强度设计是连接螺栓在叶片受到最大载荷情况不发生断裂失效和获得可靠连接的保证, 并为合理设计螺栓安装预紧力保证叶根螺栓正确安装提供依据, 同时也是进一步疲劳强度设计、交叉螺母接触强度设计和叶根螺栓孔对叶片玻璃钢本体强度的影响分析等设计工作的基础。本文针对大型风电叶片连接的特点, 分析了根部连接的受力情况, 阐述了叶片根部连接螺栓(以下简称叶根螺栓)静强度的设计方法。

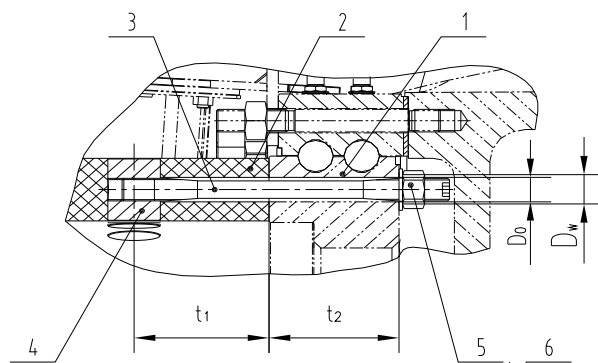
2. 叶根连接基本结构

图 1 是目前叶片连接应用最广泛的螺栓连接结构之一, 在叶片根部端面沿叶根节圆均匀分布多组高强度螺栓组, 每组螺栓由双头螺杆和交叉螺母组成, 叶片根端有两组均匀分布且互相对应螺栓孔和螺母孔, 交叉螺母安装在径向螺母孔中, 双头螺杆安装在轴向螺栓孔中, 双头螺杆一端与交叉螺母连接, 另一端伸出端面与主机轮毂连接, 从而将叶片与主机联为一体。

3. 叶根螺栓受力分析

叶片叶根螺栓连接承受交变载荷, 是紧连接, 叶

根螺栓连接受力及变形关系如图 2^[1]和图 3 所示。被



1-主机轮毂法兰 2-叶片根部 3-双头螺杆 4-交叉螺母 5-螺母 6-平垫圈

Figure 1. Structure of blade root connection
图 1. 叶根连接结构图

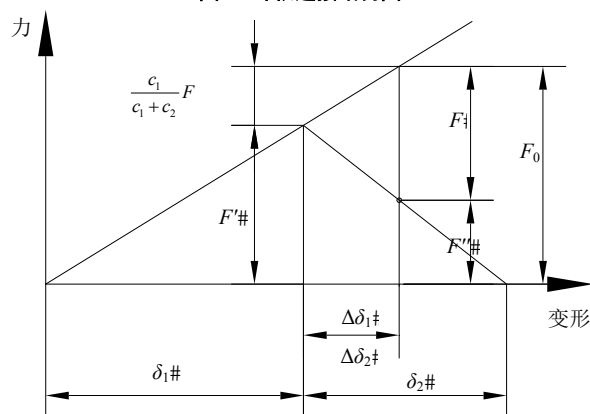


Figure 2. The relationship of bolt connection of stress and deformation
图 2. 螺栓连接受力与变形的关系

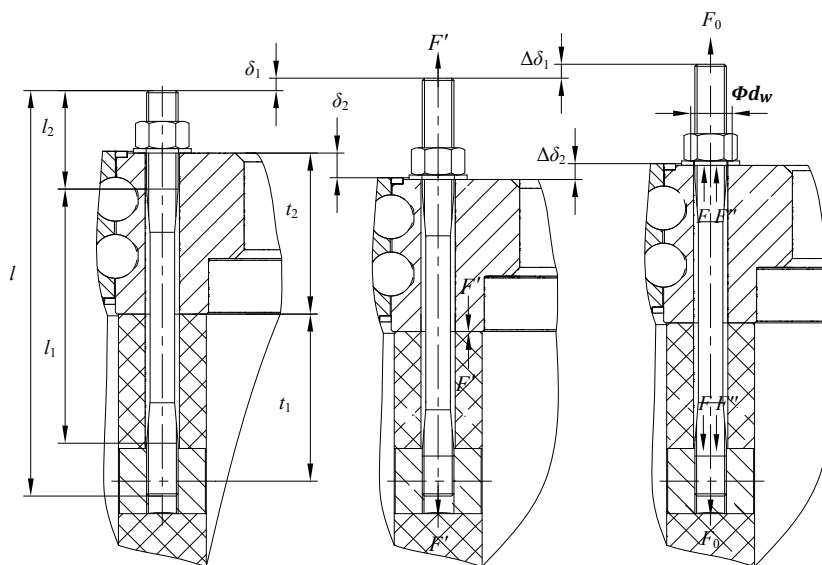


Figure 3. The loads and deformation of bolts/parts in different states
图 3. 各种状态下螺栓和被连接件受力及变形图

连接叶片轮毂法兰和叶片叶根均为弹性体，螺栓拧紧后受预紧力 F' 作用，工作时受到工作载荷 F 作用，这时螺栓的总拉力增加，被连接件的压紧力减小为剩余预紧力 F'' ，根据紧螺栓连接的静力平衡与变形协调条件，螺栓的总拉力 F_0 、工作载荷 F 、剩余预紧力 F'' 有如下关系：

$$F_0 = F'' + F \quad (1)$$

$$F' = F'' + \frac{c_2}{c_1 + c_2} F \quad (2)$$

$$F_0 = F' + \frac{c_1}{c_1 + c_2} F \quad (3)$$

c_1 ——螺栓刚度， c_2 ——被连接件刚度。

(1)式表明螺栓的总拉力为工作载荷与被连接件剩余预紧力之和，而(3)式则表明螺栓总拉力等于预紧力加上部分工作载荷，其大小与螺栓和被连接件的刚度相关。

另外，螺栓在安装拧紧时，还受到螺纹摩擦扭矩的作用。

3.1. 螺栓及被连接件刚度分析

螺栓刚度 c_1 ：

根据拉压变形叠加原理，在 F_0 作用下双头螺杆总变形 等于光杆段变形 Δl 与螺纹段变形 Δl_1 之和，即：

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 \Rightarrow \frac{F_0}{c_1} = \frac{F_0 l_1}{E_g S_1} + \frac{F_0 l_2}{E_g S_2}$$

上式中： $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ ， $S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$ ，合并简化得：

$$c_1 = \frac{\pi E_g}{4(l_1/d_1^2 + l_2/d_2^2)}$$

l_1 、 S_1 、 d_1 ——双头螺杆光杆段有效长度、截面面积、截面直径， l_2 、 S_2 、 d_2 ——双头螺杆螺纹段有效长度、截面面积、螺纹中径， E_g ——钢的弹性模量， $E_g = 206 \text{ GPa}$ 。

被连接件刚度 c_2 ：

被连接件是指叶片根端玻璃钢和轮毂法兰，同理，根据拉压变形叠加原理，在与螺栓总拉力 同样大小的压力作用下，被连接件的压缩总变形 Δt 等于根端玻璃钢的压缩变形 Δt_1 与主机轮毂法兰的压缩变形 Δt_2 之和^[2]，即：

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 \Rightarrow \frac{F_0}{c_2} = \frac{F_0 t_1}{E_b S_d} + \frac{F_0 t_2}{E_g S_d}$$

合并简化得： $c_2 = \frac{S_d}{t_1/E_b + t_2/E_g}$ 。

上式中： $S_d = \frac{\pi}{4} [(d_w + t_1 + t_2/10)^2 - D_0^2]$

t_1 ——根端被连接的玻璃钢厚度

t_2 ——主机轮毂法兰厚度

S_d ——刚度计算当量面积

d_w ——螺母与轮毂法兰接触面直径，可根据螺母规格从相关标准中查取

D_0 ——叶根轴向孔直径

E_b ——玻璃钢的弹性模量

3.2. 工作载荷分析

叶轮旋转过程中，叶根螺栓组中的受力大小和方向，呈周期性变化，是交变载荷。根据叶片设计载荷计算分析，叶根连接的极限载荷工况对应于叶片挥舞方向上的最大受力状态，用于叶根螺栓连接静强度设计的极限载荷可直接采用挥舞工况下的最大载荷^[3]。图4为静力测试挥舞工况下叶片受力简图，从图中可以看出，叶根连接部分主要承受叶根支座翻转力矩 M_G 和叶根支座反力 R_G 的作用。

从图4可知：

$$M_G = T_1 L_1 + T_2 L_2 + T_3 L_3 + T_4 L_4$$

$$R_G = T_1 + T_2 + T_3 + T_4$$

上式中， $T_1 \sim T_4$ 为静力测试中加载的等效载荷，在本文中显示仅为说明原理，螺栓静强度计算中不涉及， M_G 、 R_G 值由叶片设计载荷分析结果直接给出。

受翻转力矩 M_G 的作用，图4中翻转轴 $O'-O'$ 下侧螺栓被进一步拉紧，螺栓总拉力增大，上侧螺栓被放松，螺栓的预紧力减小。如叶片叶根半径为 r ，叶根螺栓总数为 n (n 一般为偶数)，叶根螺栓中心至翻转轴的距离 $r_i = r \sin \frac{360i}{n}$ 。根据翻转力矩作用时的静力平衡条件及拉伸螺栓变形量与其中心至 $O'-O'$ 轴的距离成正比的变形协调条件，当 $i = \frac{3n}{4}$ ，即 $r_i = r$ ，与 $O'-O'$ 轴距离等于叶根半径的螺栓受力最大，最大拉力为 F_{Mmax} ^[4]：

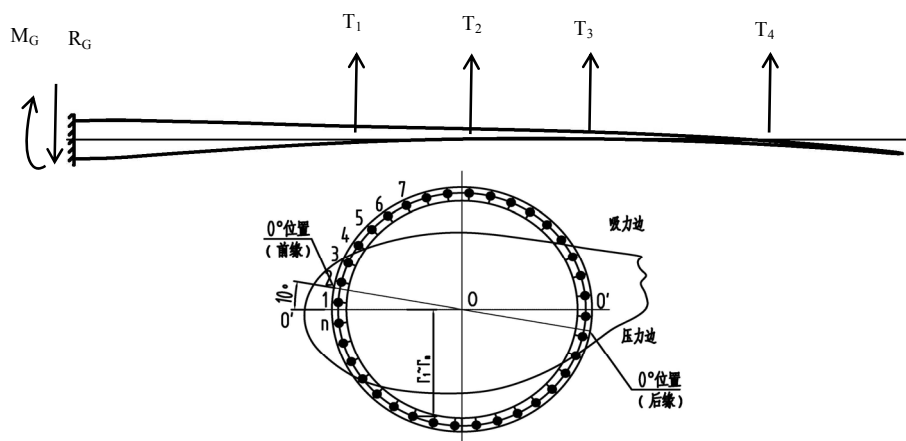


Figure 4. Additional loads of the load increments for test Min flapwise
图 4. 静力测试挥舞工况下叶片受力简图

$$F_{Mmax} = \frac{M_G r}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_n^2} = \frac{M_G r}{\sum r_i^2}$$

令 $\alpha = \frac{360}{n}$, 上式中:

$$\begin{aligned} \sum r_i^2 &= r_1^2 + r_1^2 + \dots + r_n^2 \\ &= r^2 (\sin^2 \alpha + \sin^2 2\alpha + \dots + \sin^2 n\alpha) \\ &= \frac{r^2}{2} \left(n - \frac{\sin n\alpha \cos(n+1)\alpha}{\sin 2\alpha} \right) \end{aligned}$$

故, 螺栓工作载荷

$$F = F_{Mmax} = \frac{M_G r}{\sum r_i^2} \quad (4)$$

3.3. 剩余预紧力分析

在翻转力矩作用下, 为保证结合面间不出现缝隙, 必须满足以下条件: $F'' > 0$ [5]。

在叶根支座反力 R_G 作用下, 螺栓受到横向力的作用, 叶片叶根与轮毂法兰结合面在剩余预紧力 F'' 的作用下产生摩擦力, 平衡螺栓受到的横向力, 从而保证结合面之间不产生打滑。叶根连接螺栓直径相同, 受到的预紧力大小相同, 各螺栓的横向力也相同, 根据静力平衡条件得:

$$\mu F'' n = K_f R_G \Rightarrow F'' = \frac{K_f R_G}{\mu n}$$

K_f —— 摩擦力可靠性系数, μ —— 叶根端面与轮毂法兰摩擦系数。

以上为保证叶片在工作载荷作用下不产生打滑和结合面不出现缝隙的最小剩余预紧力, 在实际设计中, 剩余预紧力可按 $F'' = (0.6 \sim 1.0)F$ 选取, 考虑到叶片载荷大、工况复杂、使用寿命要求高等特点, 可按 $F'' = (0.9 \sim 1.0)F$ 选取, 即:

$$F'' = K_s F \quad (5)$$

K_s —— 预紧力系数, $K_s = 0.9 \sim 1.0$ 。

3.4. 螺栓总拉力 F_0

将(4)、(5)代入(1)得:

$$F_0 = \frac{(1 + K_s) M_G r}{\sum r_i^2} \quad (6)$$

3.5. 螺栓预紧力 F' 分析

预紧力是叶根连接螺栓静强度设计的一个重要内容。一方面应保证叶片在地面与轮毂法兰连接安装后所施加的预紧力, 在叶片运行承载后叶根连接能获得连接牢固安全的所必须的剩余预紧力, 另一方面在螺栓抗拉强度、外形结构允许的条件下尽量提高预紧力, 减小应力幅, 提高连接刚性, 以提高叶根连接的疲劳强度, 这一点对于叶根螺栓十分重要, 因为叶片运行过程叶根连接螺栓的监测和更换都非常困难, 预紧力设计不合理会导致叶根连接因螺栓松动、疲劳而失效, 引发严重的主机失效事故。

将(3)、(4)代入(2)得:

$$F' = \left(K_s + \frac{c_2}{c_1 + c_2} \right) F = \left(K_s + \frac{c_2}{c_1 + c_2} \right) \frac{M_G r}{\sum r_i^2} \quad (7)$$

3.6. 螺纹拧紧力矩 M_T 分析

叶片安装时, 为克服螺纹副的螺纹阻力矩及螺母与被连接件支承端面间的摩擦力矩需对螺栓施加拧紧力矩, 考虑到叶片在运行过程必须定期进行检查补拧, 摩擦正压力按螺栓的总拉力 F_0 计算。拧紧力矩 M_T 的计算公式如下:

$$M_T = F_0 \operatorname{tg} \lambda + \rho_v \frac{d_2}{2} + \frac{F' \mu_0}{3} \times \frac{d_w^3 - d_0^3}{d_w^2 - d_0^2}$$

λ ——螺纹升角, ρ_v ——螺纹副当量摩擦系数, μ_0 ——螺母与被连接件支撑面件的摩擦因数, d_0 ——被连接件与螺栓配合孔直径。

4. 叶根螺栓静强度分析

4.1. 应力计算

通过以上对叶根螺栓的受力分析, 叶根螺栓受到拉力 F_0 和拧紧力矩 M_T 作用, 叶根螺栓拉应力 σ_0 和扭应力 τ_T 分别计算如下:

$$\sigma_0 = \frac{4F_0}{\pi d_c^2}$$

d_c ——应力危险截面直径, 叶片双头螺杆的中间光杆截面直径小于螺纹底径, 故 d_c 取螺杆的光杆直径

$$\tau_T = \frac{16F_0 \operatorname{tg} \lambda (\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2}}{\pi d_c^3} \quad (8)$$

上式中:

$$\lambda = \operatorname{tg}^{-1} \operatorname{tg}^{-1} \frac{P}{\pi d_2}$$

P ——螺距, d_2 ——螺纹中径。

$$\rho_v = \operatorname{tg}^{-1} \frac{\mu}{\cos \beta}$$

μ ——螺纹摩擦系数, 查机械设计手册, $\mu = 0.15$,

β ——螺纹牙型斜角, $\beta = 30^\circ$ 。

叶根连接螺栓目前主要有 M30、M36 两种规格, 以这两种规格的 λ 、 P 、 d_2 、 d_c 平均值代入(8)中得:

$$\tau_T \approx 0.45 \sigma_0。$$

根据第四强度理论, 螺栓应力

$$\sigma = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau_T^2} \approx 1.27 \sigma_0 \leq [\sigma]$$

$$\text{即: } \sigma_0 \leq \frac{[\sigma]}{1.27}。$$

上式中: $[\sigma]$ ——许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$ 。

σ_s ——螺栓屈服强度, 叶根连接采用 10.9 级高强度螺栓, $\sigma_s = 940 \text{ MPa}$ 。

S ——安全系数, 变载荷、控制预紧力时取 1.2~1.5。

4.2. 预紧应力计算

叶根螺栓安装拧紧时, 螺栓总拉力即为预紧力, 预紧应力 σ_j :

$$\sigma_j = \frac{4F'}{\pi d_c^2} = \frac{4M_G r}{\pi d_c^2 \sum r_i^2} \left(K_s + \frac{c_2}{c_1 + c_2} \right)$$

一般高强度螺栓连接 $\sigma_j = (0.5 \sim 0.8) \sigma_s$, 对于叶片连接, 较高的预紧应力有利于连接的可靠性和提高疲劳强度, 叶根连接预紧应力可按 $\sigma_j = (0.7 \sim 0.8) \sigma_s$ 进行设计。

5. 结论

1) 叶根螺栓连接静强度设计应对叶片叶根的工作载荷、连接刚度、连接螺栓预紧力和应力进行分析和计算。风电叶片叶根的受力情况比较复杂, 依据设计标准, 用于叶根螺栓连接静强度设计的极限载荷可直接采用挥舞工况下的最大载荷, 根据叶根的静力变形协调条件, 计算叶根螺栓最大工作载荷; 根据拉压变形叠加原理, 分析计算风电叶片根部螺栓的连接件和被连接件的刚度。

2) 叶根螺栓静强度应满足 $\sigma_0 \leq \frac{[\sigma]}{1.27}$, 预紧应力应按较高应力水平设计, 应达到 $(0.7 \sim 0.8) \sigma_s$ 。

参考文献 (References)

- [1] 周坤, 刘美红. 法兰螺栓连接中螺栓预紧力的计算和控制方法分析[J]. 数字技术与机械加工工艺装备, 2010, 8: 26-28.
- [2] 陈真, 杜静, 何玉林, 刘卫, 冯博. 采用 VDI2230 的风力发电机组塔筒法兰联接处螺栓强度分析[J]. 现代制造工程, 2011, 5: 125-129.
- [3] S. M. Habalia, I. A. Salehb. Local design, testing and manufacturing of small mixed airfoil wind turbine blades of glass @ber reinforced plastics. Part I: Design of the blade and root. Energy Conversion & Management, 2000, 41: 249-280.
- [4] 成大先. 机械设计手册, 第二卷: 第 5 版[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [5] 朱若燕, 李厚民. 高强度螺栓的预紧力及疲劳寿命[J]. 湖北工学院学报, 2004, 3: 134-136.