

# 全尺寸叶片结构非线性对静载测试的影响

潘祖金, 乌建中

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

**摘要:** 研究全尺寸叶片结构非线性对静载测试的影响, 分析叶片应变、弯矩、刚度和挠度之间的关系, 构建全尺寸叶片静载试验. 通过三边法测试叶片的非线性变形及加载角度, 在叶片截面上粘贴应变片监测局部应变. 结果表明, 与有限元目标值对比, 在挥舞方向距离叶根 4 m 附近的刚度最大相差 48%; 在摆振方向距离叶根 23 m 至叶尖区域的刚度最大相差 29%. 通过实测结果修正有限元计算值, 可为风机模型载荷计算提供精确刚度数据.

**关键词:** 风机叶片; 非线性; 应变; 静载测试; 刚度

**中图分类号:** TB332; TQ313

**文献标志码:** A

## Effects of Structure Nonlinear on Full-Scale Wind Turbine Blade Static Test

PAN Zujin, WU Jianzhong

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** The effects of structure nonlinear on full-scale wind turbine blade static test were studied in this paper. First, the relationship between bending moment, strain, stiffness and deflection were theoretically analyzed. Then, full-scale blade was mounted on the test bench for extreme load static test. As the blade was deformed during the loading process, the loading angle, the radial, and tangential deflection of the blade were changed because of the blade structure nonlinear and torsional coupling. The loading force angle and arm were measured by using the triangular method. The strain gauges installed in the different section of the blade were used to measure the local strain on the blade. The results show that, compared with FEM target value, the maximum deviation of stiffness in 4 m away root during static test in flapwise direction is 48% and the maximum deviation of stiffness in 23 m away root in edgewise direction is 29%. The experimental results provide accurate stiffness data for numerical model of wind turbine to load calculations.

**Key words:** wind turbine blade; nonlinear; strain; static test; stiffness

风能作为绿色能源在世界范围得到广泛利用. 风力发电机叶片随着单机功率的增大越做越长. 目前行业内最大的量产叶片是 LM 公司为 Adwen 8 MW 风机生产的长度为 88.4 m 的叶片. 叶片作为风机的核心部件, 其性能不仅关系到自身的可靠性, 同时作为把风能转化为风轮转动动能的核心部件, 还关系到风机变桨轴承、轮毂、主轴、变速箱和塔筒等整机其他部件的安全<sup>[1]</sup>. 叶片把风能转化为转动动能的过程中, 其本身需要承受巨大的载荷. 叶片承受的风载大小就是整个风机载荷传动链的最初来源. 叶片在极限载荷工作时要有足够的强度来保证自身的安全. 由于叶片在受载时会发生变形, 使叶尖与塔筒的净空距离变小, 可能出现叶尖接触塔筒的风险, 所以风机设计时要满足 30% 的净空距离. 根据风机测试规范<sup>[2-3]</sup>, 叶片必须经过静载测试校验其刚度、强度和稳定性.

目前国内的全尺寸叶片测试研究中, 针对加载弯矩、刚度、应变和挠度的相关性分析成果较少, 测试的数据对叶片设计的校准意义有限. 国外研究集中于叶片静载或疲劳测试破坏原因分析上. Yang 和 Poozesh 等<sup>[4-5]</sup>利用光学摄像监测全尺寸叶片的静载测试变形. 闫文娟等<sup>[6]</sup>测试了 48 m 叶片的频率、挠度和应变, 并与设计值进行了比较, 误差范围符合 DNV-GL2015 规范<sup>[2]</sup>. 羊森林等<sup>[7]</sup>在静载测试过程中发现, 当叶片在挥舞方向 100% 加载时, 叶片于 24.2 m 位置发生芯材失稳破坏. Jensen 等<sup>[8]</sup>把 34 m 叶片在挥舞方向加载至断裂, 发现蒙皮与箱梁剥离是导致叶片发生失稳破坏的主要原因. Lee 等<sup>[9]</sup>把经历过静载和疲劳载荷的 48.3 m 叶片进行静载测试, 叶片在挥舞方向加载至 70% 测试载荷时发生断

收稿日期: 2017-03-09

第一作者: 潘祖金(1983—), 男, 博士生, 主要研究方向为叶片结构设计及测试. E-mail: pzj5275259@163.com

通讯作者: 乌建中(1953—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为机电液控制. E-mail: wjz@tongji.edu.cn

裂. Lee 等<sup>[10]</sup>在测试 56.5 m 叶片疲劳时,叶根出现缺陷而导致叶片破坏. 石可重和张磊安等<sup>[11-13]</sup>对叶片的静载和疲劳特性进行了研究.

风力发电机全尺寸叶片在多点加载过程中,由于本身的结构特性,在展向和弦向的刚度分布差异很大,在极限加载时呈现出非线性的变形<sup>[14]</sup>,同时叶片本身的变形导致加载力的夹角与力臂发生改变,进而使加载的实时弯矩发生改变,另外叶片的变形导致在加载过程中存在弯扭耦合效应. 在评价叶片刚度时要把摆振、挥舞弯矩和扭矩带来的影响分开. 叶片结构的非线性造成其实际受力运行与有限元模拟状态之间存在偏差,因此有必要通过全尺寸叶片测试的方法来修正叶片的结构参数.

本文研究对象为 2 MW 风机,所配叶片长 56.5 m,对其加载过程中的弯矩、刚度、挠度和应变进行相关性分析,然后对全尺寸叶片进行加载测试. 通过三边法监测加载角度和叶片的变形,研究叶片结构非线性对弯矩的影响,同时在叶片各个截面上安装应变片,通过弯矩和截面上采集的应变数据计算叶片的刚度,对比测试刚度与有限元计算刚度的差别. 通过测试来分析叶片结构非线性对弯矩和刚度的影响.

### 1 挠度、应变、刚度和弯矩间的关系

从理论上分析叶片的弯矩、刚度和应变之间的关系,建立叶片静载测试理论模型<sup>[15]</sup>.

$$E \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left\{ I(z) \frac{\partial^2 v(z,t)}{\partial z^2} \right\} + \rho A(z) \left\{ \frac{\partial^2 v(z,t)}{\partial t^2} \right\} = M(z,t) \quad (1)$$

式中: $v(z,t)$ 、 $M(z,t)$ 分别为叶片在截面位置  $z$  和时刻  $t$  上的挠度与弯矩; $E$  为杨氏模量; $I(z)$ 为截面惯性矩; $A(z)$ 为截面面积; $\rho$  为密度.

假设叶片的强度满足胡克定律,则

$$V(z,t) = \sum_{i=1}^{\infty} V_i(z) f_i(t) \quad (2)$$

式中: $V_i(z)$ 、 $f_i(t)$ 为第  $i$  个截面参数.

应变与切向位移公式为

$$\begin{aligned} \epsilon(z,t) &= \frac{\sigma(x,t)}{E} = \frac{M(z,t)r(z)}{EI(z)} = \\ &= \frac{EI(z)}{EI(z)} \left( \frac{r(z)\partial^2 V(z)}{\partial z^2} \right) = r(z) \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\partial^2 V_i(z)}{\partial z^2} f_i(t) \end{aligned} \quad (3)$$

式中: $\epsilon$ 、 $\sigma$ 、 $I$  分别为  $z$  轴向的应变、应力和惯性矩; $r$  为应变片安装位置与中性轴的距离.

在第  $n$  个截面位置时,叶片的挠度公式为

$$v(z,t) \cong V_1(z) f_1(t) + V_2(z) f_2(t) + \dots + V_n(z) f_n(t) \quad (4)$$

在特定位置  $z_d$ , 挠度  $v(z_d,t)$  的公式为

$$v(z_d,t) = V_1(z_d) f_1(t) + V_2(z_d) f_2(t) + \dots + V_n(z_d) f_n(t) \quad (5)$$

假设应变片的位置是  $z=z_j, j=1, \dots, n, z_d$  处的应变公式为

$$\begin{aligned} \epsilon_d(z_{d,t}) &= r_d \frac{\partial^2 V_1(z_d)}{\partial z^2} f_1(t) + \\ &= r_d \frac{\partial^2 V_2(z_d)}{\partial z^2} f_2(t) + \dots + \\ &= r_d \frac{\partial^2 V_n(z_d)}{\partial z^2} f_n(t) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ \vdots \\ f_n(t) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} r_1 \frac{\partial^2 V_1(z_1)}{\partial z^2} & r_1 \frac{\partial^2 V_2(z_1)}{\partial z^2} & \dots & r_1 \frac{\partial^2 V_n(z_1)}{\partial z^2} \\ r_2 \frac{\partial^2 V_1(z_1)}{\partial z^2} & r_2 \frac{\partial^2 V_2(z_1)}{\partial z^2} & \dots & r_2 \frac{\partial^2 V_n(z_1)}{\partial z^2} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ r_n \frac{\partial^2 V_1(z_1)}{\partial z^2} & r_n \frac{\partial^2 V_2(z_1)}{\partial z^2} & \dots & r_n \frac{\partial^2 V_n(z_1)}{\partial z^2} \end{bmatrix}^{-1} \times \\ \begin{bmatrix} \epsilon_1(z_1,t) \\ \epsilon_2(z_2,t) \\ \vdots \\ \epsilon_n(z_n,t) \end{bmatrix} & \end{aligned} \quad (7)$$

叶片在  $z_d$  位置上的挠度为

$$\begin{aligned} \bar{v}(z_d,t) &= [V_1(z_d), V_2(z_d), \dots, V_n(z_d)] \cdot \\ &= \begin{bmatrix} r_1 \frac{\partial^2 V_1(z_1)}{\partial z^2} & r_1 \frac{\partial^2 V_2(z_1)}{\partial z^2} & \dots & r_1 \frac{\partial^2 V_n(z_1)}{\partial z^2} \\ r_2 \frac{\partial^2 V_1(z_1)}{\partial z^2} & r_2 \frac{\partial^2 V_2(z_1)}{\partial z^2} & \dots & r_2 \frac{\partial^2 V_n(z_1)}{\partial z^2} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ r_n \frac{\partial^2 V_1(z_1)}{\partial z^2} & r_n \frac{\partial^2 V_2(z_1)}{\partial z^2} & \dots & r_n \frac{\partial^2 V_n(z_1)}{\partial z^2} \end{bmatrix}^{-1} \times \\ &= \begin{bmatrix} \epsilon_1(z_1,t) \\ \epsilon_2(z_2,t) \\ \vdots \\ \epsilon_n(z_n,t) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

## 2 叶片结构非线性

### 2.1 叶片的外形

叶片长度为 56.5 m,弦长、厚度和扭角的总体变化趋势为从叶根向叶尖缩小,如图 1 所示.在距离叶根 10.0 m 位置处弦长最大,为 3.4 m.厚度和扭角在距叶根 4.0 m 位置和 13.0 m 位置出现拐点.

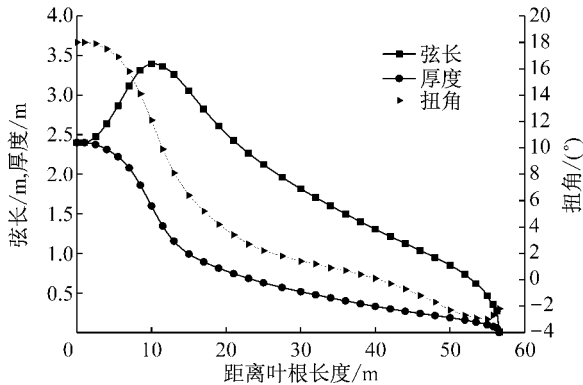


图 1 叶片的弦长、厚度和扭角在长度方向上的分布  
Fig. 1 Chord, thick, twist parameter of blade

### 2.2 叶片的刚度、质量分布

叶片的刚度和质量分布在长度方向上极其不均匀.图 2 中叶片的刚度和质量分布为有限元计算的目标值.叶片在加载时由于其结构变化的非线性导致加载变形的不均匀性,因此需要测试叶片切向、径向挠度和加载力的角度.

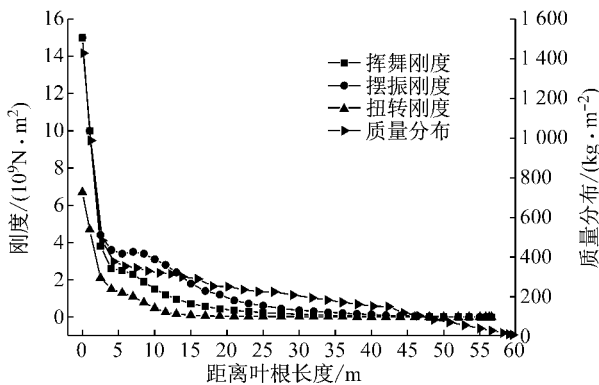


图 2 叶片刚度、质量非线性分布  
Fig. 2 Nonlinear distribution of stiffness and mass

## 3 试验

试验叶片是为 2 MW 风机匹配的长度为 56.6 m 的叶片.在做疲劳测试时,叶尖至距叶根 48.0 m 位置为无需验证区域,为了减少叶尖阻力在距叶根

48.0 m 位置处截断,叶片通过叶根处 64 个 M36 螺栓固定于测试平台.采用侧拉的方式进行极限加载,加载力保持在水平方向上.通过叶片加载点引出两把玻纤卷尺至加载装置,两把卷尺和加载装置构成三角形.记录测试过程中的卷尺读数变化.如图 3 所示通过三边法来测量加载力的角度.图 3 中  $P_1 \sim P_5$  为拉力机站位,  $S_1 \sim S_5$  为载荷施加点.叶片上点的径向变形  $D_R$  为两个三角形底边垂足间的距离,切向变形  $D_T$  为高度差.力臂为叶根中心原点至加载力线的距离,根据点到线的公式计算出力臂.

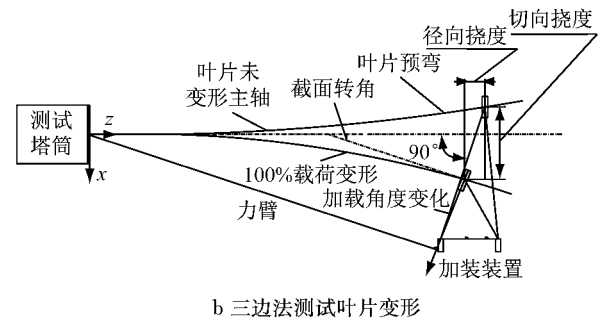
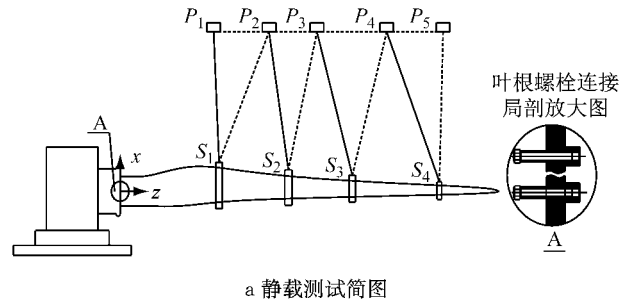


图 3 叶片加载变形图及坐标定义  
Fig. 3 Blade deformation

应变片安装如图 4 所示,分别在距离叶根 4~36 m 区域的主梁 PS 面和 SS 面中心、前缘点、PS 面和 SS 面尾缘 UD(单向玻璃纤维布)中心粘贴应变片.

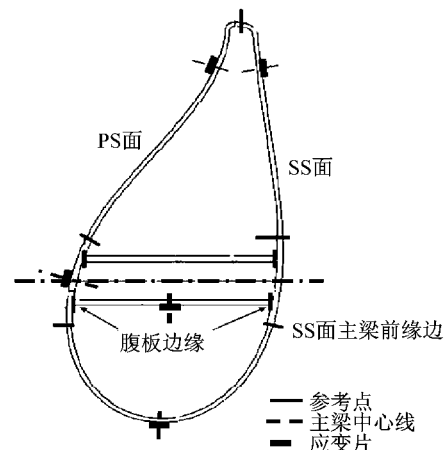


图 4 应变片在横截面上的位置  
Fig. 4 Strain position in section of blade

在叶片坐标系下,摆振和挥舞的定义见图 5. 其中  $M_y$  为挥舞弯矩,  $M_x$  为摆振弯矩. 全尺叶片静载测试了 5 个方向, 分别是挥舞最大方向弯矩  $M_{y_{max}}$ 、挥舞最小方向弯矩  $M_{y_{min}}$ 、摆振最大方向弯矩  $M_{x_{max}}$ 、摆振最小方向弯矩  $M_{x_{min}(P1)}$ 、摆振最小方向弯矩  $M_{x_{min}(P2)}$ . 限于篇幅, 本文只讨论叶片挥舞最大方向弯矩  $M_{y_{max}}$  和摆振最大方向弯矩  $M_{x_{max}}$ . 分别计算出施加在叶片上的弯矩, 由弯矩和应变导出叶片的挥舞刚度和摆振刚度, 把叶片的挥舞刚度和摆振刚度与有限元计算的目标值进行对比.

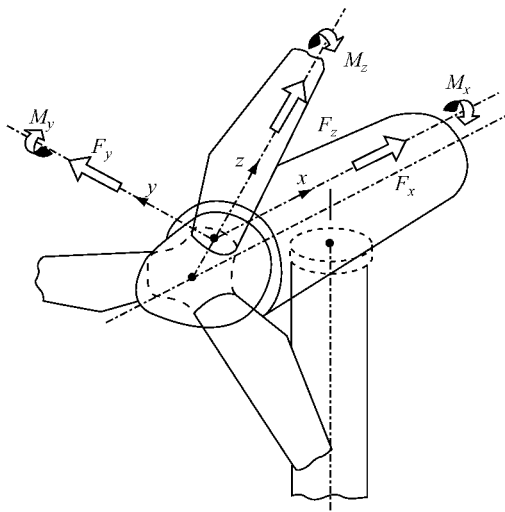


图 5 叶片坐标系下摆振与挥舞方向定义  
Fig. 5 Coordinate system of blade

### 4 结果与讨论

#### 4.1 叶片加载过程中的变形

图 6 为进行挥舞方向测试的叶片, 尾缘朝上, 前缘朝下. 加载力的方向是从 PS 面指向 SS 面. 叶片上有 4 个拉力机协调加载至 100% 载荷的状态, 叶尖在最大弯矩时的挠度为 8.61 m. 图 7a 为进行摆振方向测试的叶片, PS 面朝下, SS 面朝上, 加载力的方向是从尾缘指向前缘, 叶尖在最大弯矩时的挠度为 2.52 m. 摆振方向由于叶片本身存在预弯, 加载力与叶片中性面不在同一个面, 因此在加载时存在弯扭耦合现象, 见图 7b. 这个弯扭直接影响加载角度, 进而改变叶片加载的力矩, 同时叶片的切向和径向挠度也随之发生变化, 因此在计算加载弯矩的力臂时需要考虑叶片变形非线性的影响. 图 8 和图 9 分别为叶片挥舞和摆振方向的切向挠度和径向挠度沿叶片长度方向的分布.

#### 4.2 加载弯矩

如表 1 所示, 距叶根 47.45 m 位置处转角最大,

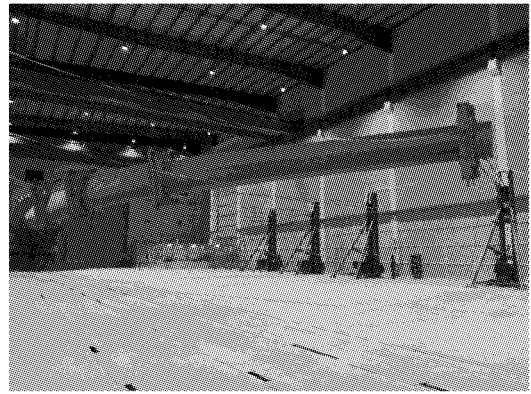
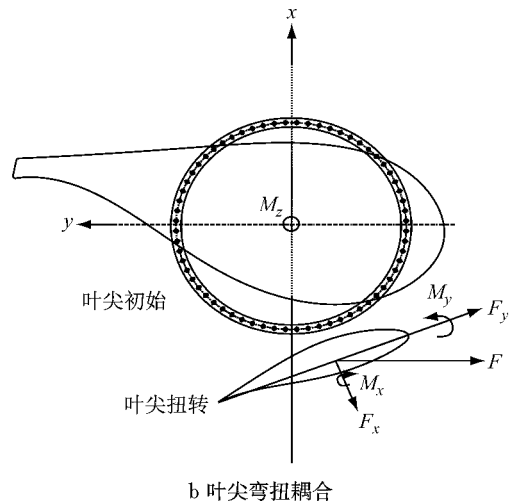


图 6 挥舞方向测试叶片

Fig. 6 Deflection of blade in flapwise direction



a 摆振方向测试叶片



b 叶尖弯扭耦合

图 7 叶片摆振方向最大挠度及弯扭耦合

Fig. 7 Deflection of blade and bend-twist coupling in edgewise direction

达到  $27.48^\circ$ . 由于径向刚度分布的不均匀, 叶根区域的变形量小而叶尖的变形量较大, 使施加在测试叶片上的弯矩受到影响. 如图 10 所示, 叶片加载过程中实际加载的弯矩把目标值弯矩包络在内, 叶片在叶根处的力矩比较大, 总体看实际加载弯矩与目标弯矩在距离叶根前 15 m 处偏差在 5% 以内, 距叶根 15~48 m 范围内偏差在 11% 左右.

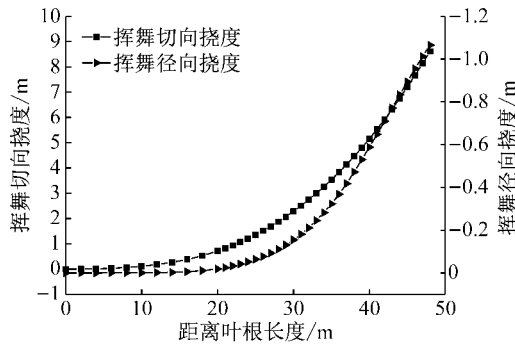


图 8 挥舞方向切向和径向挠度

Fig. 8 Tangent and radius deflection in flapwise direction

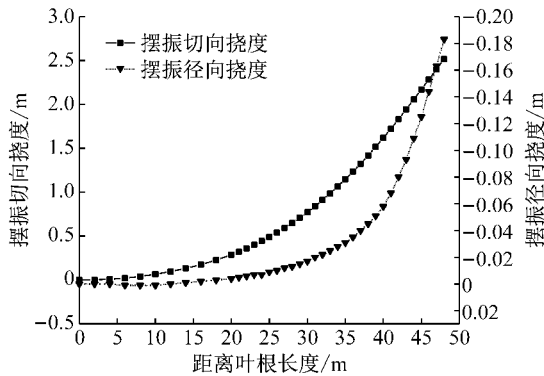


图 9 摆振方向切向和径向挠度

Fig. 9 Tangent and radius deflection in edgewise direction

表 1 挥舞方向加载装置位置、拉力及角度参数

Tab. 1 Pulley station, force and angle parameter in flapwise direction

距离叶根位置/m	拉力/kN	加载装置位置/m	角度/(°)
14.70	133.50	13.90	0.61
25.00	100.00	22.13	7.93
34.50	65.60	29.25	13.96
47.45	116.90	39.62	27.48

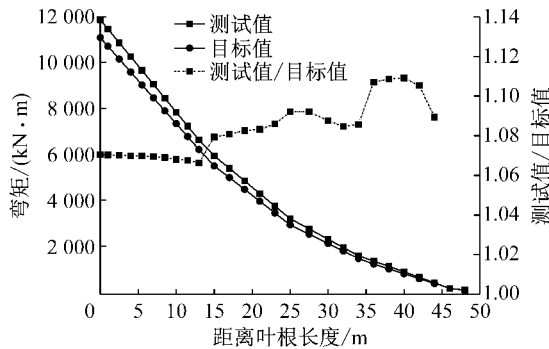


图 10 挥舞方向实际加载弯矩与目标弯矩对比

Fig. 10 Comparison of bending moment between test and target value in flapwise direction

在摆振测试过程中叶根的中心距离地面为 5.5 m,叶尖区域由于预弯和重力的作用叶尖距离地面仅为 1.7 m. 在加载过程中由于高度存在较大的差别,因此极限载荷测试时容易产生弯扭耦合. 图 11 中叶片的弯矩是由表 2 中的数据与叶片切向和径向挠度计算得出. 在距离叶根前 16 m 处加载弯矩把目标值包络在内,弯矩误差在 6%以内,超过 16 m 区域叶片加载弯矩低于目标值,这与叶片在摆振方向上存在着弯扭耦合有关,尤其在叶尖方向误差比较大. 从距离叶根 17 m 开始两者相差越来越大,从距离叶根 36 m 至叶尖区域,误差由 -20% 急剧下降至 -55%,表明由于弯扭耦合的存在叶片实际弯矩与理论计算存在很大的偏差,这一现象从图 7 中叶片的变形中也可以得到印证.

表 2 摆振方向加载装置位置、拉力及角度参数

Tab. 2 Pulley station, force and angle parameter in edgewise direction

距离叶根位置/m	拉力/kN	加载装置位置/m	角度/(°)
14.7	35.4	14.22	1.00
25.0	56.8	23.94	2.50
34.5	42.3	32.73	4.40
45.1	72.0	42.69	6.90

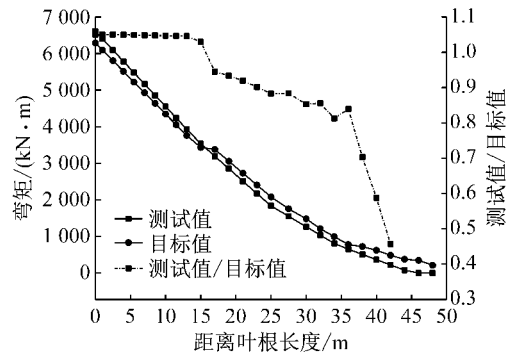


图 11 摆振方向实际加载弯矩与目标值对比

Fig. 11 Comparison of bending moment between test and target value

### 4.3 应变及安全系数

在挥舞方向加载时,主梁的 PS 面与 SS 面区域结构变形较大. 从图 12 中可知,主梁 PS 面和 SS 面分别承受最大正应变和最小负应变;主梁 SS 面应变最大绝对值比 PS 面高 10%;最大应变发生在 SS 面距叶根 27.5 m 位置,应变值为  $-4.360 \times 10^{-6}$ . 总体上应变在长度方向分布比较平缓,挥舞方向柔性较好,应变分布受结构非线性影响小.

在摆振方向加载时变形最大处在 PS 面和 SS 面尾缘上,其中在距叶根 21.0 m 处 SS 面尾缘的应变值最大,为  $2.835 \times 10^{-6}$ . 如图 13 所示,前缘应变值

从叶根往叶尖有上升趋势. 在摆振方向加载时, 从叶片主梁方向上的应变变化较大可知, 在加载过程中存在弯扭耦合的情况, 也可以从图 7 中叶片摆振加载测试时的扭转变形得到印证.

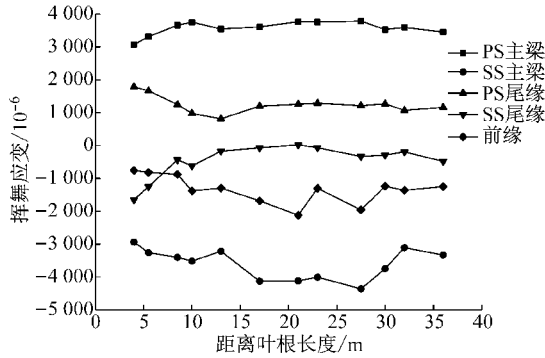


图 12 挥舞方向在 100% 加载阶段的应变  
Fig. 12 Strain at 100% load in flapwise direction

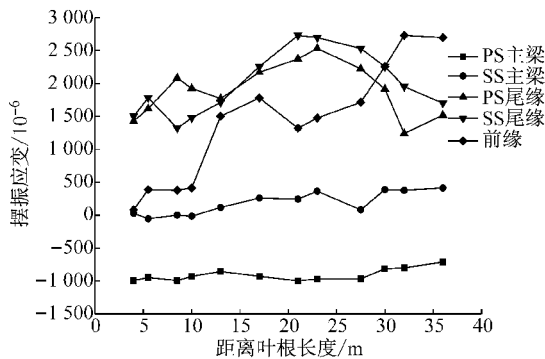


图 13 摆振方向在 100% 加载阶段的应变  
Fig. 13 Strain at 100% load in edgewise direction

UD 的许用强度为 510 MPa, 模量为 40 GPa. 根据公式(9)计算截面上的安全系数. 主梁上 UD 和尾缘梁上 UD 的安全系数见图 14. 后缘 UD 在距叶根 23.0 m 位置处安全系数最低, 为 4.7, 主梁在距叶根 27.5 m 位置处安全系数最低, 为 2.9.

$$N = [\sigma] / \sigma_s, \sigma_s = E\epsilon \quad (9)$$

式中:  $N$  为材料安全系数;  $[\sigma]$  为材料许用强度;  $\sigma_s$  为

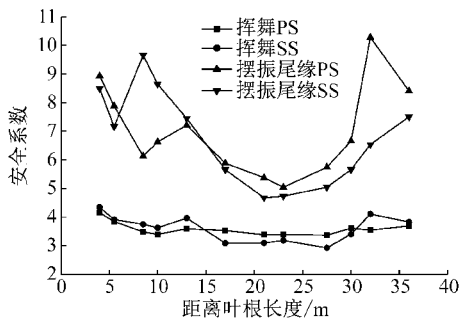
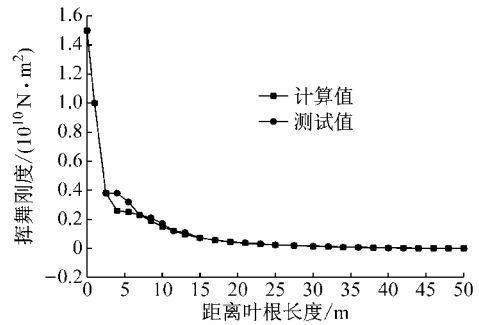


图 14 主梁上和尾缘梁上 UD 的安全系数  
Fig. 14 Safety coefficient in spar cap and trailing edge UD

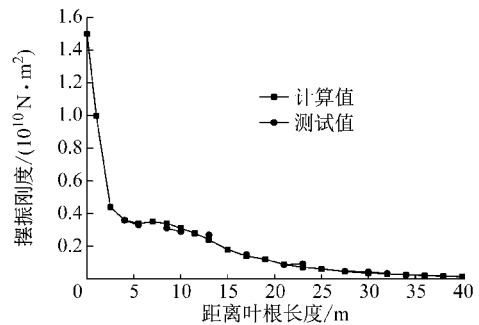
截面受到的应力;  $E$  为弹性模量;  $\epsilon$  为应变.

#### 4.4 刚度

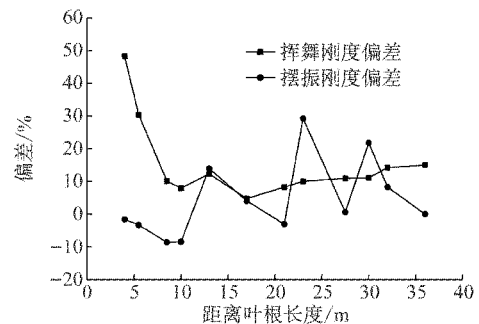
由施加在叶片上实测的弯矩和应变数据来计算刚度. 把从试验数据推导出来的截面刚度与有限元计算值进行对比, 在挥舞方向距叶根 4 m 左右处刚度值相差 48%, 其他在 10% 以内. 叶片在距叶根 4 m 之后外形开始从圆变扁, 同时铺层也比较复杂, 芯材、主梁、尾缘加强层和搭接开始进入壳体结构, 此时采用有限元方法计算叶片的刚度容易出现偏差. 摆振方向在距叶根 23 m 至叶尖范围截面刚度最大相差 29%. 由于叶片在靠近叶尖截面扭角大, 施加在叶片上的摆振弯矩的分力使叶尖截面出现扭转, 造成扭转强化现象, 导致实测时叶尖截面的刚度比理论值高, 因此需要用实测值来修改有限元结果. 挥舞和摆振的刚度与有限元目标值之间的偏差见图 15.



a 挥舞刚度测试值与计算值对比



b 摆振刚度测试值与计算值对比



c 挥舞刚度和摆振刚度与其计算值的偏差

图 15 试验和有限元计算的截面刚度对比

Fig. 15 EI comparison between test and FEM

## 5 结论

(1) 由于叶片结构的非线性,施加在叶片上的弯矩会随着叶片的变形而发生改变. 挥舞方向试验施加的弯矩与理论计算误差在 10% 以内;摆振方向试验施加的弯矩,在距离叶根 15 m 以内弯矩误差在 10% 以内,15~30 m 区域误差在 20% 左右,超过 30 m 误差急剧增大. 叶片刚度分布的非线性和叶尖出现的弯扭耦合效应在摆振测试中更加显著.

(2) 试验截面刚度与有限元计算值进行对比,在挥舞方向距离叶根 4 m 左右刚度值相差 48%,其他在 10% 以内;摆振刚度在距离叶根 23 m 至叶尖区域相差 29%,靠近叶根区域比较一致.

### 参考文献:

- [1] 曲弋. MW 级风力发电机组关键部件振动分析与故障诊断方法研究[D]. 沈阳:沈阳工业大学, 2012.  
QU Yi. Research on vibration analysis and fault diagnosis methods of key components of MW grade wind turbines[D]. Shenyang, Shenyang University of Technology, 2012.
- [2] DNV-GL Renewables Certification. Rotor blades for wind turbines DNVGL-ST-0376 [EB/OL]. [2016-12-09]. <http://www.dnvgl.com>.
- [3] International Electrotechnical Commission. Wind turbine generator systems-part 23: full-scale structural testing of rotor blades: IEC TS 61400-23[S]. Geneva: IEC-ECI, 2001.
- [4] YANG Jinshui, PENG Chaoyi, XIAO Jiayu, *et al.* Application of videometric technique to deformation measurement for large-scale composite wind turbine blade[J]. *Applied Energy*, 2012, 98(1): 292.
- [5] PEYMAN Poozesh, JAVAD Baqersad, CHRISTOPHER Niezrecki, *et al.* Large-area photogrammetry based testing of wind turbine blades [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2017, 86(3): 98.
- [6] 闫文娟, 韩新月, 程朗, 等. 大型风电叶片的结构分析和测试[J]. *可再生能源*, 2014, 32(8): 1140.
- YAN Wenjuan, HAN Xinyue, CHENG Lang, *et al.* Structure analysis and test of large-scale wind turbine blade [J]. *Renewable Energy Resources*, 2014, 32(8): 1140.
- [7] 羊森林, 黄永东, 钟贤和, 等. 某大型风机叶片静力加载失效破坏原因分析[J]. *东方汽轮机*, 2015(2): 25.  
YANG Senlin, HUANG Yongdong, ZHONG Xianhe, *et al.* Analysis of static loading test failure for a large wind turbine blade[J]. *Dongfang Turbine*, 2015(2): 25.
- [8] JENSEN F M, FALZON B G, ANKERSEN J, *et al.* Structural testing and numerical simulation of a 34 m composite wind turbine blade[J]. *Composite Structures*, 2006, 76(1): 52.
- [9] LEE Hakgu, KANG Min Gyu, PARK Jisang. Fatigue failure of a composite wind turbine blade at its root end[J]. *Composite Structures*, 2015, 133: 878.
- [10] LEE Hakgu, PARK Jisang. Static test until structural collapse after fatigue testing of a full-scale wind turbine blade [J]. *Composite Structures*, 2016, 136: 251.
- [11] 石可重, 赵晓路, 徐建中. 大型风电机组叶片疲劳试验研究[J]. *太阳能学报*, 2011, 32(8): 1264.  
SHI Kezhong, ZHAO Xiaolu, XU Jianzhong. Research on fatigue test of large horizontal axis wind turbine blade [J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2011, 32(8): 1264.
- [12] 张磊安, 黄雪梅. 风电叶片全尺寸静力试验加载力协调控制算法[J]. *太阳能学报*, 2015, 36(6): 1418.  
ZHANG Leian, HUANG Xuemei. Loading coordination control algorithm of full-scale static test for wind turbine blade [J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2015, 36(6): 1418.
- [13] 张磊安, 黄雪梅. 单点疲劳载荷作用下的风电叶片振特性研究[J]. *太阳能学报*, 2015, 36(5): 1112.  
ZHANG Leian, HUANG Xuemei. Study of wind turbine blade vibration characteristic under single-point fatigue load driven [J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2015, 36(5): 1112.
- [14] DIMITROV N, BITSCHKE R D, BLASQUES J P. Spatial reliability analysis of a wind turbine blade cross section subjected to multi-axial extreme loading[J]. *Structural Safety*, 2017, 66(5): 27.
- [15] LEE Kyunghyun, AIHARA Aya, PUNTSAGDASH Ganbayar, *et al.* Feasibility study on a strain based deflection monitoring system for wind turbine blades [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2016, 82(6): 117.