

1.5 MW 风电叶片多轴疲劳寿命分析

安宗文, 杨晓玺, 寇海霞, 高建雄

(兰州理工大学机电工程学院, 兰州 730050)

摘 要: 针对风电叶片极易发生疲劳破坏的现象,以 1.5 MW 风电叶片为研究对象,利用 GH Bladed 和 ABAQUS 分别进行叶片的载荷和危险截面的应力计算,基于复合材料多轴疲劳理论,对额定风速下叶片的多轴疲劳寿命进行分析,并将分析结果与单轴疲劳寿命分析结果进行对比。结果表明:传统的单轴疲劳寿命模型会过高估计叶片的疲劳寿命,多轴疲劳寿命分析方法能较准确地对风电叶片的疲劳寿命进行估计。因此,该方法对风电叶片的多轴疲劳寿命评估及可靠性设计具有一定的指导意义。

关键词: 疲劳寿命; 有限元分析; 多轴载荷; 应力分析; 风电叶片

中图分类号: TK513.5

文献标志码: A

0 引 言

风能的开发和利用已成为世界各国能源发展的重要战略,中国风电机组的装机容量日益增高,累计装机容量稳居世界第一^[1]。目前,风电叶片(以下简称叶片)的尺寸不断增加,其制造成本占总机的 20%~30%^[2]。叶片在运行过程承受着大量的交变载荷极易发生疲劳破坏,因此,对叶片的疲劳寿命分析至关重要。叶片的服役年限至少为 20 a,针对叶片的疲劳寿命问题,国内外已大量研究^[3-6]。但现有研究大多以单轴疲劳理论和试验为主,得到的疲劳寿命计算结果误差较大。这主要是由于风电叶片全尺寸多轴疲劳理论和试验研究不够成熟,并且受到复合材料研究成果的限制。

叶片的疲劳性能进行评估方法主要有全尺寸叶片疲劳试验和数值模拟仿真 2 种。因全尺寸叶片疲劳试验耗时长,代价高昂,故本文采用有限元仿真的方法。以某型号 1.5 MW 叶片为研究对象,结合美国桑迪亚实验室提供的复合材料数据,利用 GH Bladed 软件对其额定风速下的载荷进行计算,然后,结合三维软件 Pro/E 和有限元软件 ABAQUS 进行叶片的三维建模和载荷加载仿真,从而获得该叶片危险界面处的各方向应力值,最后,结合现有的复合材料的多轴疲劳理论,进行叶片

多轴疲劳寿命预测,并与单轴预测结果进行对比,为叶片寿命预测提供一种可靠的求解和验证的方法。

1 载荷计算

1.1 叶片载荷分析

叶片载荷的分析计算是其疲劳寿命预测的基础。叶片运行环境恶劣,受载相对复杂,总体上叶片的载荷可分为确定性载荷和随机性载荷^[7]2 种类型。随机载荷具有不确定性的特点,且在整个叶片服役期间所占的百分比比较小,为了简化计算,在疲劳寿命的分析中,一般只考虑确定性载荷。根据确定性载荷的特性可分为周期性载荷和瞬时性载荷。瞬时性载荷一般是由风电机组的启动、急停及阵风引起的。在整个叶片的工作过程中,其出现的总频率较低,在全寿命分析期间中一般被忽略。综上所述,对叶片疲劳寿命影响最大的是周期性载荷,在周期性载荷中产生叶片疲劳损伤的主要载荷来源是重力载荷、气动载荷和惯性力载荷。下文介绍各种载荷的计算过程。

载荷计算中,首先需要选取坐标系,本文依据 IEC 61400-1 标准并结合发布的风电行业标准 JB/T 10194—2000“风力发电机组-风轮叶片”,选取叶片坐标系如图 1 所示。

收稿日期: 2017-11-07

基金项目: 国家自然科学基金(51665029)

通信作者: 安宗文(1968—),男,博士、教授,主要从事机械结构可靠性设计理论及复杂系统可靠性建模方面的研究。anzongwen@163.com

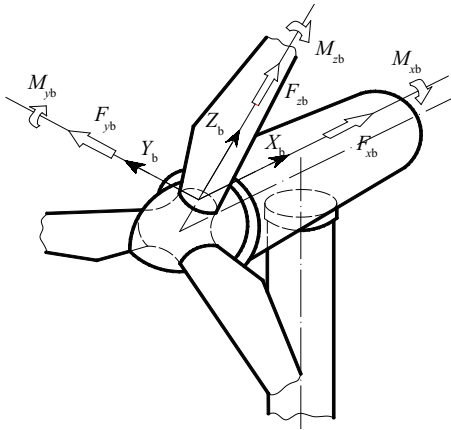


图1 叶片坐标系

Fig. 1 Blade coordinate system

1.1.1 空气动力载荷

空气动力载荷是叶片上最主要的载荷来源。叶片气动载荷的分析是依据著名的叶素-动量理论进行计算的。作用在叶片上的载荷包括摆振方向的剪切力 F_{yb} 和弯矩 M_{yb} 、挥舞方向的剪切力 F_{xb} 和弯矩 M_{xb} 以及变桨距时与变桨距力矩平衡的叶片俯仰力矩 M_{zb} ，如式(1)~式(4)所示。

$$F_{xb} = \frac{1}{2} \int_{r_{hub}}^R \rho w^2 c (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) dr \quad (1)$$

$$F_{yb} = \frac{1}{2} \int_{r_{hub}}^R \rho w^2 c (C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi) dr \quad (2)$$

$$M_{xb} = \frac{1}{2} \int_{r_{hub}}^R \rho w^2 c (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) r dr \quad (3)$$

$$M_{yb} = \frac{1}{2} \int_{r_{hub}}^R \rho w^2 c (C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi) r dr \quad (4)$$

式中， R ——风轮半径，m； r_{hub} ——轮毂半径，m； ρ ——空气密度， kg/m^3 ； w ——相对风速，m/s； c ——几何弦长，m； C_l ——翼型升力特征系数； C_d ——翼型阻力特征系数； φ ——相对合速度与旋转面之间的夹角， $(^\circ)$ 。

一般翼型空气动力相关计算中，数据都是相对于翼型 1/4 弦线位置而言，因此俯仰力矩可表示为：

$$dM_{zb} = \frac{1}{2} \rho w^2 c^2 C_m dr \quad (5)$$

式中， C_m ——翼型俯仰力矩系数。

1.1.2 重力载荷

风轮在不断的转动过程中，重力作用在叶片上的分力在时刻变化，导致弯矩也在不停变化，造成了叶片上的交变载荷。重力载荷的方向总是向下，所以在叶片变面上引起拉(压)力、剪力、弯矩和扭矩。

叶片上产生的重力 F_g 为：

$$F_g = \int_{r_{hub}}^R \rho A g dr \quad (6)$$

式中， A ——叶素的面积。

1.1.3 惯性载荷

叶片上的惯性力载荷包括离心力和回转力矩，主要风轮绕主轴旋转产生，对叶片带来作用力较大，有时会产生离心力刚化叶片效应。在叶根处离心力为：

$$F_c = \int_{r_{hub}}^R \rho A \Omega_r^2 r dr \quad (7)$$

式中， Ω_r ——风轮角速度。

当风轮旋转并同时做偏航运动时，将产生垂直轴的偏航力矩 M_k 以及在风轮平面内绕水平轴的倾覆力矩 M_G 。风轮受回转载荷作用的影响，导致偏航的力矩净效果为 0， $M_k = 0$ ，而倾覆力矩为：

$$M_G = 3\omega_w \Omega_r \sum_{i=1}^n m_i r_i^2 \quad (8)$$

式中， m_i ——第 i 个叶素的质量，kg； Ω_r ——风轮角速度，rad/s； r_i ——第 i 个叶素的半径，m。

1.2 载荷的计算

叶片载荷计算常用软件包括 GH Bladed、Fast、Flex5 及 Adams 等。其中 GH Bladed 是英国 Garrad Hassan and Partners Limite 公司开发的综合性软件，主要用于风力发电机的性能与载荷计算，其可靠性已通过德国劳氏船级社(GL)认证^[8]。目前，该软件在国内外风电行业应用最为广泛，它是基于著名的叶素-动量理论进行开发的，其风力机结构动力学的表达式是基于模态模型的，对作用在叶轮上载荷的计算是合成空气动力载荷和惯性载荷，其中惯性载荷由积分每个位置的质量特征和总加速度向量计算得出。

1.2.1 叶片模型的参数

本文以某型号的 1.5 MW 叶片为研究对象，其具体技术参数如表 1。

1.2.2 实例模型载荷计算

叶片的模型数据是 GH Bladed 软件模拟计算的基础，因此，叶片数据的准确性直接影响计算结果的可靠度。叶片的模型数据包括：叶片截面到叶根距离、弦长、扭角、变桨轴位置、相对厚度和翼型截面等，预弯量仅适用于预弯叶片。GH Bladed 模拟计算包括静态计算和动态计算。静态计算是假定在理想工况和稳定风况下的，包括空气动力学计算、模态分析等。这些数据主要用于风力发电机组的前期设计阶段以及分析风力发电机组的性能。动态计算按照 IEC 和 GL 规范，可模拟计算正常运转、紧急停机、启动、空转运行等各种风力发电机组工作状态的载荷。设定叶片参数及工况数据，分析计算出该叶片在额定风速下的稳态运行载荷，如图 2 和图 3 所示。

表1 风力机整体技术参数

Table 1 Total technical parameters of wind turbine

参数	数值
额定功率 P/MW	1.5
风能利用系数 C_p	0.5
叶片半径 R/m	34
额定转速 $n/r \cdot \text{min}^{-1}$	23
额定风速 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	12
翼型	NACA4412、4415、4418
塔架高度 H/m	70
轮毂直径 T/m	2
叶尖速比 λ	7
风轮叶片数量	3
叶片最大弦长 τ/m	3.1
空气密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1.225
塔架高度 H/m	70

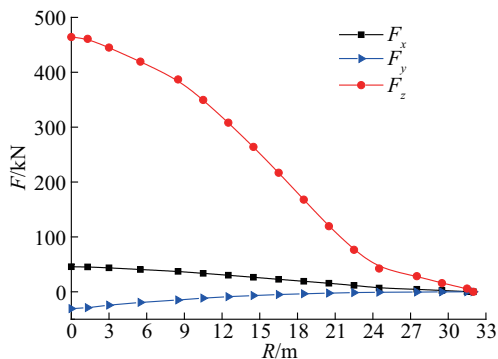


图2 风速为 12 m/s 下叶片稳态运行受力图

Fig. 2 Operation force of blade at wind speed of 12 m/s under steady-state condition

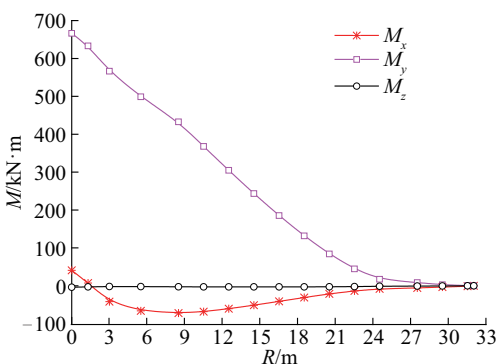


图3 风速为 12 m/s 下叶片稳态运行力矩图

Fig. 3 Moment force of blade at wind speed of 12 m/s under steady-state condition

2 有限元仿真

2.1 叶片三维模型的建立

叶片的翼型十分复杂,建立叶片的模型首先需要获取翼型的二维平面坐标,并将二维平面坐标转换成三维空间坐标,构造出翼型曲线,然后,将曲线坐标导入到三维软件中,从而生成叶片的曲面模型。最后,在三维软件中,进行腹板的添加和后续模型细节的修正。

2.1.1 叶片截面坐标的获取

Profili 软件是专业的翼型设计软件,翼型数据可从 Profili 中进行选择和调用,该软件不仅自带数量巨大的翼型数据库,而且还为用户留下端口以创建新翼型,可以很方便地导出所需翼型数据。分别从该软件中获取 NACA4412、4415、4418 的二维坐标数据。具体以 NACA4412 翼型数据为例,首先获取弦长为 1 的翼型数据 (x_0, y_0) ,将原坐标数据向气动中心平移,平移距离为 $0.25C$ (其中 C 代表各叶素截面实际弦长,此处为 1),即 $(x_1, y_1) = (x_0, y_0) - (0.25, 0)$ 。结合各翼型实际弦长 C_i , i 为翼型截面编号,可计算出各离散点坐标: $(x_2, y_2) = (x_1, y_1) \times C_i$ 。根据各叶素翼型沿展向位置 r_i 、翼型扭角 β_i ,利用式(9)可计算各叶素上点相对于气动中心的空间三维坐标。

$$\begin{cases} x = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \cos\left(\arctan \frac{y_2}{x_2} + \beta_i\right) \\ y = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \sin\left(\arctan \frac{y_2}{x_2} + \beta_i\right) \\ z = r_i \end{cases} \quad (9)$$

2.1.2 三维模型的建立

通过上述计算,将获得的坐标数据进行整理,存储到.txt 文件中。在每个文件的开头,加入命令行,将后缀改为.ibl 格式。在 Pro/E 中执行插入样条曲线,分别导入各个截面的数据,从而得出各截面的翼型曲线。叶根部分按照叶片具体参数,以圆周连接绘制。腹板位置按照厂家给出数据,单独在相应截面上标记点,最后绘制出腹板位置。通过该软件强大的曲面绘制功能,创建整个叶片的曲面形状。

2.2 有限元分析

2.2.1 模型的导入和材料的特性

考虑到叶片模型的复杂性,其在有限元软件 ABAQUS 中难以实现精确建模,因此为了提高建模精度,将由 Pro/E 软件绘制好的叶片模型保存成.igs 格式,导入到 ABAQUS 中,三维示意图如图 4 所示。

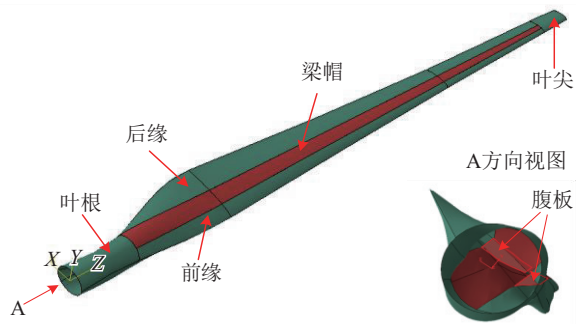


图4 叶片三维模型示意图

Fig. 4 Diagrammatic sketch of three-dimensional model of blade

本叶片所用的材料主要有3种,其中玻璃钢复合材料代号为QQ1,碳纤维玻璃纤维混合增强复合材料代号为P2B,其中QQ1主要用于叶根、叶尖、前后缘以及腹板的“三明治”铺层结构外侧,而P2B主要用于梁帽的铺层中^[9]。泡沫材料代号为Corecell™ M-Foam M200,简称Foam^[10]。3种材料均视为均质各向异性材料,其材料特性如表2。

表2 3种材料物理特性

Table 2 Physical properties of materials

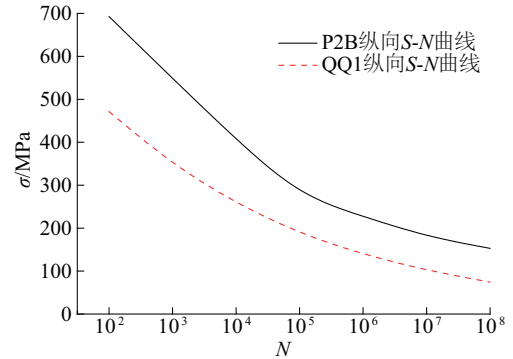
材料特性	QQ1	P2B	Foam
纵向杨氏模量 E_1/GPa	33.100	101	0.334
横向杨氏模量 E_2/GPa	17.100	8.86	0.334
泊松比 ν_{12}	0.270	0.22	0.33
剪切模量 G_{12}/GPa	6.290	6.37	0.098
剪切强度 S/MPa	141.00	137.00	2.95
纵向拉伸强度 X_T/MPa	843.00	1546.00	4.29
纵向抗强 X_C/MPa	687.00	1047.00	4.40
横向拉伸强度 Y_T/MPa	149.00	80.00	4.29
横向抗压强度 Y_C/MPa	274.00	240.00	4.40
密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1919	1570	200

叶片的主要承载区域是由复合材料P2B和QQ1铺层的,所以需要对这2种材料的损伤特性进行测试。这2种材料的在常幅循环下的S-N曲线如图5所示,纵向代表沿叶片展向方向,横向代表沿叶片摆振方向。

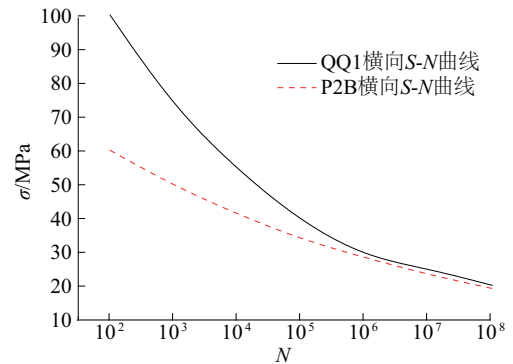
2.2.2 叶片铺层及载荷加载

调用ABAQUS中的复合材料设计模块,应用该模块可较方便地对复合材料进行铺层设计。对于每个铺层,可选择铺层应用的区域、使用的材料、铺层的铺设角度、厚度等。对于铺层较多的结构件,ABAQUS可提供方便的检查手段,可将铺层沿厚度方向每层分离展示,一目了然。在ABAQUS中,对叶片各个部分,按照厂家

提供参数,对其进行铺层。以前缘中间区域铺层为例,其铺层厚度为60 mm,共7层,铺层材料分别为QQ1/Foam/QQ1,铺层角度为 $[\pm 45/45]/0/[45/\mp 45]$,如图6所示。



a. 纵向



b. 横向

图5 2种材料纵向和横向S-N曲线

Fig. 5 S-N curves of longitudinal and lateral for two kinds of materials

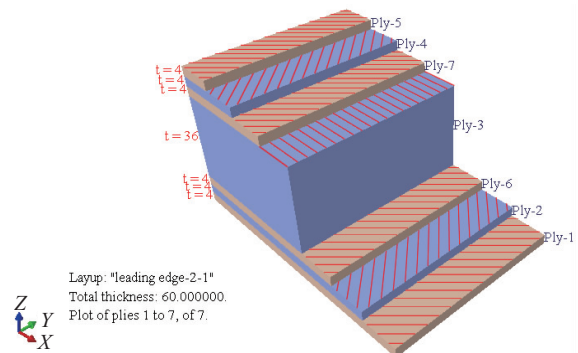


图6 前缘中部区域铺层展示

Fig. 6 Layer exhibition of central area of leading edge

在风轮中,叶柄将叶片根部和轮毂进行连接,通常是叶根截面通过过渡表面到达轮毂部分的不完全约束,在单叶片的计算中简化为对整个根部截面的完全约

束。在 ABAQUS 中,创建完材料铺层后,对其定义装配件,设置分析步,为施加边界条件和载荷做准备。利用 Creat Boundary Condition 工具对其根部进行完全约束,然后进行载荷的施加,载荷由上文计算得出,根据圣维南原理,用计算得到的集中载荷代替均布载荷进行加载。

2.2.3 网格的划分及应力计算结果

网格划分是建立有限元模型的一个重要环节,最终划分的网格形式对后续计算结果的精度和计算过程将产生直接影响。本文进行叶片的网格划分时,采用 S4R 单元,即四节点曲壳单元,它是通用的壳单元类型,适应性较好,其采用减缩积分方式,包含沙漏模式控制,容许有限薄膜应变,通常被应用于薄壳或厚壳结构建模分析。通过局部区域种子调整优化,得到质量较高的网格,其数量达 52408 个。

在 ABAQUS 软件中对其应力进行仿真求解,纵向应力,得到纵向和横向的应力云图如图 7 和图 8 所示。

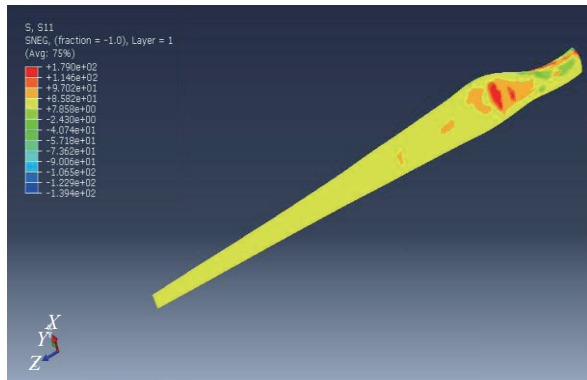


图 7 叶片纵向应力云图

Fig. 7 Stress nephogram of blade for longitudinal direction

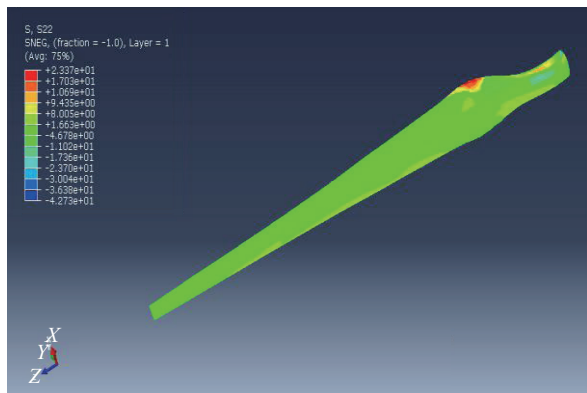


图 8 叶片横向应力云图

Fig. 8 Stress nephogram of blade for trans veral direction

由计算结果可知,纵向应力最大值 $S_{11}(\max) = 179 \text{ MPa}$,

$S_{22}(\max) = 23.37 \text{ MPa}$ 。

有限元分析结果显示应力较集中区域主要在根部到最大弦长区域和前后缘边缘区域,这些区域易出现开裂等疲劳现象,设计中应对其铺层和结构重点优化。

3 多轴模型的应用

叶片在正常运行时常常承受复杂载荷的作用,从而使叶片内部材料多处于多轴循环应力条件下。由于复合材料的多轴疲劳行为较为复杂,对复合材料的多轴疲劳寿命预测研究一直处于探索阶段。目前,尚缺少十分完善的理论或模型。现以疲劳损伤的角度定义的寿命分析模型较多,常见的有:剩余强度模型、剩余刚度模型、基于能量的模型等。本文结合 2 种材料的 $S-N$ 曲线,参考 Fossum 模型^[11],在此模型的基础上结合额定风速下叶片受力情况对其进行修正,如式(10)。

$$D_1 = 0.5 \sqrt{\frac{1}{(N_{11})^2} + \frac{1}{(N_{22})^2} + \frac{1}{(N_{12})^2} + \frac{1}{N_{11}N_{22}}} \quad (10)$$

式中, D_1 ——当前应力下循环一次的损伤; N_{11} ——当前应力下纵向循环次数; N_{22} ——当前应力下横向循环次数; N_{12} ——当前应力下切向循环次数。

复合材料的切向循环次数一般通过经验得来。从早期复合材料研究文献指出,实验数据论证得出切向循环次数是纵向循环次数和横向循环次数的平均数。后期研究结合新材料实验数据对其做了修正,将因子 2 修改为 2.2^[12],如式(11)。

$$N_{12} = \frac{1}{2.2}(N_{11} + N_{22}) \quad (11)$$

结合利用式(10)、式(11)对叶片多轴疲劳寿命进行预测。其中纵向循环次数 N_{11} 和横向循环次数 N_{22} 可由计算得到的应力对应 $S-N$ 曲线得出,切向循环次数 N_{12} 可由式(11)得出。

从风场记录的叶片实际工作数据中可得此叶片在额定风速下一年工作时长为 927 h,结合此工作时长对叶片在额定风速下的损伤进行计算。首先,对 QQ1 和 P2B 材料分别计算,其中,记 QQ1 多轴一次损伤分别记为 D_{1Q} ;记 P2B 多轴一次损伤为 D_{1P} 。其中单轴一次损伤分别记为: D_{2Q} 、 D_{2P} ,计算可得: $D_{1Q} = 0.364 \times 10^{-7}$, $D_{2Q} = 0.339 \times 10^{-7}$, $D_{1P} = 0.287 \times 10^{-7}$, $D_{2P} = 0.275 \times 10^{-7}$ 。

材料 QQ1 若只考虑单轴,其损伤相对多轴误差约为 7%。材料 P2B 只考虑单轴,其损伤相对于多轴误差约为 5%。然后,结合叶片的额定风速下的工作时长得出额定风速下叶片的损伤,最后由此可估算出叶片的总寿命。结果表明:叶片以 QQ1 复合材料为主计算可得

工作寿命约为 27.4 a, 叶片以 P2B 复合材料为主计算可工作寿命约为 33 a。取薄弱材料工作寿命, 叶片总工作寿命满足设计要求。

4 结 论

针对目前风电叶片疲劳寿命单轴估算方法误差较大的情况, 本文从复合材料多轴损伤的角度出发, 利用风电叶片行业中高可靠性软件 GH Bladed 和有限元方法, 分析得出风电叶片在额定风速下的薄弱位置及应力, 结合复合材料多轴损伤理论模型对风电叶片疲劳寿命进行较为精确的计算。将风电叶片复合材料多轴疲劳寿命结果和单轴疲劳寿命结果进行对比发现, 若忽略多轴损伤影响只考虑单轴损伤, 2 种复合材料的疲劳寿命计算结果误差分别为 5% 和 7%, 所以在风电叶片疲劳寿命计算中不宜忽略多轴疲劳损伤的影响。

[参考文献]

- [1] 陈国平, 李明节, 许涛, 等. 关于新能源发展的技术瓶颈研究[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(1): 20-26.
CHEN G P, LI M J, XU T, et al. Study on technical bottleneck of new energy development [J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(1): 20-26.
- [2] 蔡新, 潘盼, 朱杰, 等. 风力发电机叶片[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2014: 8-9.
CAI X, PAN P, ZHU J, et al. Wind turbine blades [M]. Beijing: China Waterpower Press, 2014: 8-9.
- [3] 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): 1264-1268.
SHI K Z, ZHAO X L, XU J Z. Research on fatigue test of large horizontal axis wind turbine blade [J]. Acta energiae solaris sinica, 2011, 32(8): 1264-1268.
- [4] 米良, 程珩, 权龙. 基于泊松随机过程的风力发电机叶片疲劳寿命估算[J]. 机械工程学报, 2016, 52(18): 134-139.
MI L, CHENG H, QUAN L. Estimation of blade fatigue life of wind turbine based on Poisson stochastic process [J]. Journal of mechanical engineering, 2016, 52(18): 134-139.
- [5] 唐文艳, 吕文阁, 李德源. 考虑平均应力影响的风力机叶片寿命估算[J]. 太阳能学报, 2016, 37(10): 2703-2709.
TANG W Y, LYU W G, LI D Y. Fatigue life prediction of wind turbine blade considering effect of mean stress [J]. Acta energiae solaris sinica, 2016, 37(10): 2703-2709.
- [6] KOUKOURA C, BROWN C, NATARAJAN A, et al. Cross-wind fatigue analysis of a full scale offshore wind turbine in the case of wind - wave misalignment [J]. Engineering structures, 2016(120): 147-157.
- [7] 曲佳佳, 石可重, 张金波, 等. 风力机叶片气动载荷研究方法探究[J]. 工程热物理学报, 2017, 38(2): 246—252.
QU J J, SHI K Z, ZHANG J B, et al. Research on aerodynamic load calculation method of wind turbine blade [J]. Journal of engineering thermophysics, 2017, 38(2): 246-252.
- [8] HASHIN Z. Failure criteria for unidirectional fiber composites[J]. Journal of applied mechanics, 1980, 47(2): 329-334.
- [9] MANDELL J F, SAMBORSKY D. SNL/MSU/DOE composite material fatigue database mechanical properties of composite materials for wind turbine blades version 23.0[R]. SAND2014-6043, 2014.
- [10] HU W F, CHOI K K, CHO H. Reliability-based design optimization of wind turbine blades for fatigue life under dynamic wind load uncertainty [J]. Structural and multidisciplinary optimization, 2016, 54(4): 953-970.
- [11] FOSSUM P K, FRØYD L, DAHLHAUG O G. Design and fatigue performance of large utility-scale wind turbine blades [J]. Journal of solar energy engineering, 2013, 135(19): 1-11.
- [12] PHILIPPIDIS T P, VASSILOPOULOS A P. Complex stress state effect on fatigue life of GRP laminates. Part II, theoretical formulation [J]. International journal of fatigue, 2002, 24(8): 825-830.

MULTI-AXIAL FATIGUE LIFE ANALYSIS OF 1.5 MW WIND TURBINE BLADES

An Zongwen, Yang Xiaoxi, Kou Haixia, Gao Jianxiong

(School of Mechanical and Electronical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: To investigate the phenomenon that wind turbine blades are prone to fatigue failure, the 1.5 MW wind turbine blades are regarded as object, the loads and stresses of dangerous cross section are calculated by using GH Bladed and ABAQUS software, respectively. Based on the multi-axial fatigue theory of composite materials, the multi-axial fatigue life of wind turbine blades under the rated wind speed is analyzed, and the results of multi-axial fatigue life and uniaxial fatigue life are compared. The results shown that the traditional uniaxial fatigue life model may overestimate the fatigue life of wind turbine blades, and the multi-axial fatigue life analysis method can accurately estimate the fatigue life of wind turbine blades. Therefore, in this paper, the proposed method has some guiding significances for the evaluation of multi-axial fatigue life and reliability design of wind turbine blades.

Keywords: fatigue life; finite element analysis; multiaxial loads; stress analysis; wind turbine blades