

# 多种载荷作用下 H 型垂直轴风力机叶片的结构优化

张旭<sup>1</sup>, 李召暄<sup>1</sup>, 李伟<sup>2</sup>

(1. 天津工业大学天津市现代机电装备技术重点实验室, 天津 300387; 2. 天津城建大学能源与安全工程学院, 天津 300384)

**摘要:** 为改善时变载荷下 H 型垂直轴风力机叶片的结构性能, 通过 FSI 映射准确、实时地提取气动力并进行多种荷载耦合作用时的多目标结构优化设计。分别应用解析法和有限元法求解构件弯曲变形的应力分量与强度比, 比较计算结果验证有限元分析过程的正确性。将坐标旋转变换和缩放横纵坐标系数相结合进行 NACA0021 翼型尾缘改型, 并使翼型中弧线位于风轮圆周上, 获得有弯度的尖尾缘翼型 NACA0021SC。利用 APDL 语言建立新翼型叶片的参数化模型, 采用 FLUENT 软件计算其表面实时压力分布, 基于 FSI 映射方法获得气动力。以叶片的质量最小同时层合板强度比最大为设计目标, 利用惯性权重余弦自适应和学习因子动态调整改进粒子群算法, 进行重力、离心力、气动力共同作用下叶片结构的多目标优化。结果表明: 单叶片在各方位角下优化后, 质量分别减小 13.70%, 11.85%, 8.09% 和 9.60%, 最大位移、最大应力、最大应变和强度比例数的最大降幅为 9.34%、20.71%、23.77%、9.38%; 风轮优化后, 质量、最大位移、最大应力、最大应变和强度比例数最大值减小 7.51%、1.90%、8.50%、20.20% 和 16.11%。研究结论可为风力机叶片在考虑时变载荷影响下的结构优化设计提供指导。

**关键词:** 风力机; 优化; 叶片; 气动力; FSI 映射

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.07.009

中图分类号: TK83

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2020)-07-0083-09

张旭, 李召暄, 李伟. 多种载荷作用下 H 型垂直轴风力机叶片的结构优化[J]. 农业工程学报, 2020, 36(7): 83-91. doi:

10.11975/j.issn.1002-6819.2020.07.009 <http://www.tcsae.org>

Zhang Xu, Li Zhaoxuan, Li Wei. Structural optimization of H-type vertical axis wind turbine blade under multi-loads[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2020, 36(7): 83-91. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2020.07.009 <http://www.tcsae.org>

## 0 引言

叶片旋转过程中受到重力、离心力和气动力的耦合作用, 某些位置会产生较大的应力应变集中, 从而降低风力机的可靠性和寿命<sup>[1-3]</sup>。空心薄壁结构的叶片多采用玻璃纤维增强复合材料, 可通过内部结构和纤维铺层的优化设计来提高其强度和刚度<sup>[4-5]</sup>。此外, 作为最主要动力来源的气动力是随风速时刻变化的。因此, 准确、实时地提取气动力并进行多种荷载作用下叶片的结构几何参数和复合材料铺层的优化, 对保障风力机安全、稳定运行具有重要的理论指导意义和工程应用价值。

国内外学者在风力机叶片结构优化方面取得了一系列研究进展。Jureczko 等<sup>[6]</sup>和 Barnes 等<sup>[7]</sup>采用遗传算法进行水平轴风力机叶片多准则优化, 通过改变铺层厚度、主梁宽度和腹板参数以减轻叶片质量。Hu 等<sup>[8]</sup>和 Zhu 等<sup>[9]</sup>以降低材料成本和叶片重量为设计目标, 结合有限元分析和进化算法优化水平轴风力机叶片的铺层参数及主梁宽度等。Sun 等<sup>[10-12]</sup>利用遗传算法和有限元法、Albanesi 等<sup>[13-14]</sup>将遗传算法与逆有限元法和人工神经网络相结合进行水平轴风力机叶片的铺层优化。廖猜猜

等<sup>[15]</sup>以获得最大一阶挥舞频率为设计目标, 优化水平轴风力机叶片主梁帽的铺层厚度及位置。冯消冰等<sup>[16]</sup>以水平轴风力机叶片层压板的强度最大为设计目标, 利用遗传算法优化铺层角度。汪泉等<sup>[17]</sup>基于粒子群算法和有限元法优化水平轴风力机叶片的主梁位置和层合板厚度。田德等<sup>[18]</sup>和陈进等<sup>[19-20]</sup>约束水平轴风力机叶片的最大变形、振动频率、强度等, 采用粒子群算法进行铺层优化。

上述研究都是针对水平轴风力机叶片进行, 但垂直轴风力机凭借气动性能良好、结构简单、成本较低、便于安装等优点一直是研究的热点。尚彬彬<sup>[21]</sup>建立了一种 H 型垂直轴风力机叶片桁架结构模型, 并优化内部框架结构及蒙皮铺层。徐秩<sup>[22]</sup>根据剖面剪流理论优化了 H 型垂直轴风力机叶片的腹板位置, 并应用遗传算法对优化后的叶片进行铺层顺序及厚度的优化。然而, 目前对于考虑时变载荷效应的叶片结构优化并未涉及。本文应用解析法和有限元法研究构件发生弯曲变形时的结构特性, 建立采用有弯度尖尾缘翼型的 H 型垂直轴风力机叶片有限元模型; 利用 FLUENT 计算叶片表面瞬态压力分布, 基于 FSI 映射方法提取实时变化的气动力; 对粒子群算法进行改进, 采用改进的算法对多种荷载耦合作用时叶片的结构参数和材料铺层进行多目标优化设计。

## 1 弯曲构件结构性能的理论及有限元分析

H 型垂直轴风力机复合材料叶片的约束和受力与外伸梁类似, 且层合板是复合材料的基本构造形式。因此, 通

收稿日期: 2019-11-18 修订日期: 2020-03-22

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51805369); 天津市自然科学基金面上项目 (17JCYBJC20800); 国家留学基金项目 (201908120031)

作者简介: 张旭, 副教授, 主要从事风力机空气动力学和结构力学研究。

Email: zhangxu@tiangong.edu.cn

过层合板理论和 Tsai-Wu 强度准则<sup>[16]</sup>求出外伸梁弯曲变形下各层的应力分量和强度比, 并与有限元结果比较分析。

1.1 应力分量和强度比计算

复合材料层合板第  $g$  层偏轴应力应变关系式为

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}_g = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{21} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}_g \left\{ \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \right\} \quad (1)$$

式中  $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$  为偏轴正应力, MPa;  $\tau_{xy}$  为偏轴剪应力, MPa;  $g$  为层合板层数,  $g=1,2,\dots,q$ ,  $q$  为总层数;  $\bar{Q}$  为偏轴刚度矩阵, MPa;  $\varepsilon_x^0$ 、 $\varepsilon_y^0$ 、 $\gamma_{xy}^0$  为中层面对应变分量;  $z$  为第  $g$  层距离中层面的距离, m;  $K_x$ 、 $K_y$  为弯曲变形曲率,  $K_{xy}$  为扭曲变形曲率, 1/m。曲率和中层面应变的关系式为

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix}$$

式中  $N$ 、 $M$  为层合板横截面单位长度所受的内力、内力矩, N/mm、N;  $A$ 、 $B$ 、 $D$  分别为面内、耦合、弯曲的刚度矩阵, N/mm、N、N·mm。

利用坐标转换得到纤维向正轴应力分量为

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix}_g = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & -2mn \\ n^2 & m^2 & 2mn \\ mn & -mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}_g \quad (3)$$

式中  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  为正轴正应力, MPa;  $\tau_{12}$  为正轴剪应力, MPa;  $m = \cos \alpha$ ,  $n = \sin \alpha$ ,  $\alpha$  为偏轴与正轴之间的夹角, rad。

根据 Tsai-Wu 强度准则, 强度比  $R$  表达式为

$$R = -\xi / (2\rho) + \sqrt{\xi^2 / (2\rho)^2 + 1 / \rho} \quad (4)$$

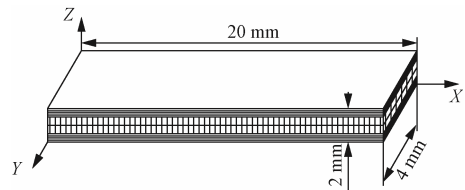
其中,  $\xi = F_t(\sigma_2 + \sigma_3) + F_z\sigma_1$ ,

$\rho = F_{zz}\sigma_1^2 + F_{rr}(\sigma_2^2 + \sigma_3^2) + F_{ss}\tau_{12}^2 + 2F_{tz}(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3) + 2F_{ru}\sigma_2\sigma_3$ ;  
 $F_t = 1/Y_t + 1/Y_c$ ,  $F_z = 1/X_t + 1/X_c$ ,  $F_{zz} = 1/(X_t X_c)$ ,  
 $F_{rr} = 1/(Y_t Y_c)$ ,  $F_{ss} = 1/S^2$ ,  $F_{tz} = -1/(2\sqrt{X_t X_c Y_t Y_c})$ ,  
 $F_{ru} = 1/(2Y_t Y_c)$ ;  $F_t$ 、 $F_z$ 、 $F_{zz}$ 、 $F_{rr}$ 、 $F_{ss}$ 、 $F_{tz}$ 、 $F_{ru}$  均为应力空间的强度参数,  $F_t$ 、 $F_z$  的单位为 1/MPa, 其余量的单位为 1/(MPa)<sup>2</sup>;  $X_t$ 、 $X_c$  为纵向拉伸和压缩强度, MPa,  $Y_t$ 、 $Y_c$  为横向拉伸和压缩强度, MPa,  $S$  为面内剪切强度, MPa,  $\sigma_3$  为正轴正应力, MPa。

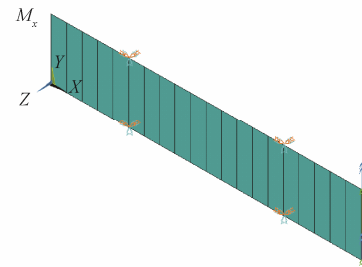
1.2 梁弯曲变形的理论与有限元分析

建立 20 mm×4 mm×2 mm 的长方体梁几何模型(图 1a), 采用单轴向玻璃布进行 0°、90°、90°、0° 的铺层<sup>[10]</sup>, 各层厚度均为 0.5 mm。梁受到绕 X 轴的内力矩而发生弯曲时, 式(2)左端的内力矩只有  $M_x$ , 其余量均为 0, 取  $M_x=20$  N·mm。将材料强度参数代入式(3)和(4),

计算得到应力分量和强度比的解析解。同时, 建立该梁的有限元模型, 约束  $X=5$  mm、15 mm 处节点的自由度, 耦合  $X=20$  mm 处 Y 方向的转动位移以避免层间出现剪切力, 施加绕 X 轴的内力矩  $M_x=20$  N·mm (图 1b), 对模型进行静力分析得到应力分量和强度比的有限元解。解析法与有限元法的结果如表 1, 比较分析可知横向、纵向、剪切应力以及强度比的平均误差分别为 0.002 4%、0.000 2%、0、0.000 3%, 表明 ANSYS 建模过程中铺层和约束方法以及仿真结果的正确性。



a. 几何模型  
a. Geometry model



b. 有限元模型  
b. Finite element model

注: X、Y、Z 为坐标轴,  $M_x$  为绕 X 轴的内力矩, N·mm。  
 Note: X, Y, Z are axes;  $M_x$  is the internal moment around X axis, N·mm.

图 1 梁的几何模型和有限元模型

Fig.1 Geometry model and finite element model of beam

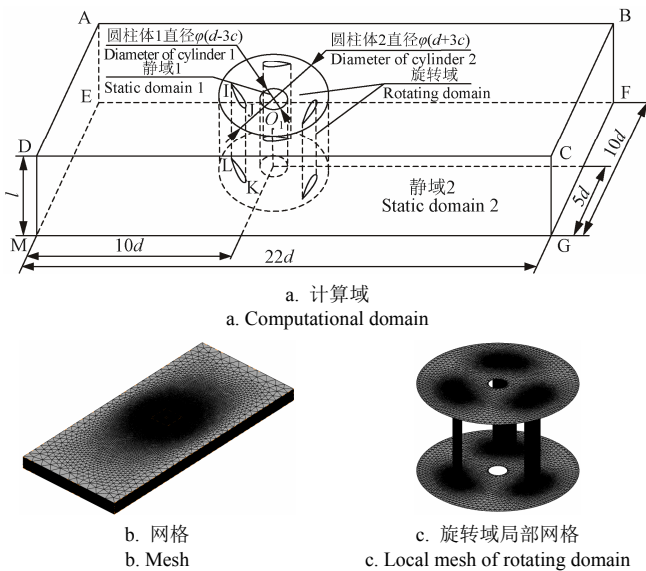
表 1 梁弯曲变形下应力分量和强度比的解析解和有限元解

Table 1 Analytical and finite element results of stress component and strength ratio of beam under the bending deformation

方法 Method	层数 Layer number	横向应力 Transverse stress/MPa	纵向应力 Longitudinal stress/MPa	剪切应力 Shear stress/MPa	强度比 Strength ratio
解析法 Analytical method	第一层 (0°)	-8.25	-0.18	0	93.56
		-4.13	-0.09	0	187.13
	第二层 (90°)	-1.11	0.64	0	121.67
		-1.67E-18	-3.24E-17	0	3.12E+19
	第三层 (90°)	-1.67E-18	-3.24E-17	0	3.12E+19
		1.11	-0.64	0	35.89
	第四层 (0°)	4.13	0.09	0	237.57
		8.25	0.18	0	118.78
有限元法 Finite element method	第一层 (0°)	-8.25	-0.18	0.16E-13	93.56
		-4.13	-0.09	0.32E-13	187.13
	第二层 (90°)	-1.11	0.64	0.16E-13	121.67
		0	0	0.16E-13	1.97E+15
	第三层 (90°)	0	0	-0.16E-13	1.97E+15
		1.11	-0.64	-0.16E-13	35.89
	第四层 (0°)	4.13	0.09	-0.32E-13	237.57
		8.25	0.18	-0.16E-13	118.78



旋转域中叶片顶端面翼型线段  $JI$  和  $IJ$  均按照双向连续增长率为 1.02 的方式布置 150 个节点, 利用同样的方式处理其他两个叶片; 2 个静域中线段  $AB$ 、 $BC$ 、 $CD$ 、 $DA$  以及内外圆周分别均匀布置 50、20、50、20、80、120 个节点; 采用共 10 层的边界层进行翼型近壁面加密, 首层网格高度为 0.000 2 m, 增长率为 1, 由内向外划分; 定义 2 个尺寸函数, 进行旋转域加密和静域 2 稀疏处理。采用非结构三角形网格进行上表面网格离散化, 通过扫描命令生成体网格 (图 3b、3c)。计算域的左、右两侧面分别为速度进流和压力出流边界, 静域 2 的前、后、上、下面和静域 1 的上、下面均采用对称边界, 旋转域的上、下面和叶片表面均为动壁无滑移边界条件, 静域和旋转域之间用 interface 定义连接。



注:  $l$  为叶片长度,  $m$ ;  $O_1$  为风轮旋转中心;  $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $E$ 、 $F$ 、 $G$ 、 $M$  是计算域的关键点。

Note:  $l$  is the blade length,  $m$ ;  $O_1$  is the rotation center of wind wheel;  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$ ,  $F$ ,  $G$  and  $M$  are key points of computational domain.

图 3 风轮的计算域及网格

Fig.3 Computational domain and mesh of wind wheel

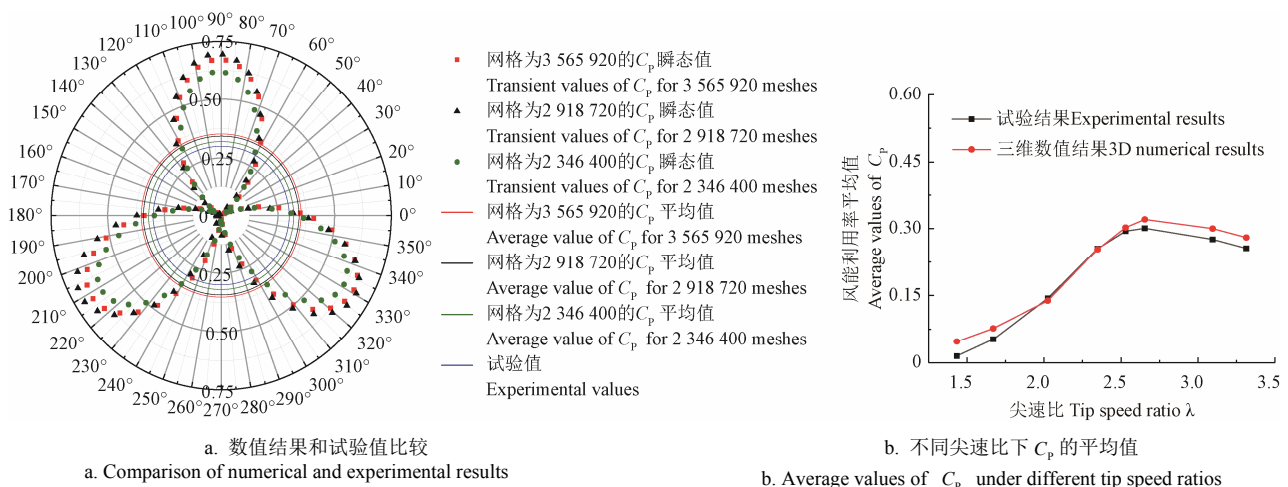


图 4 网格无关性及适应性验证

Fig.4 Verification of mesh independence and adaptability

在 FLUENT 中, 采用 Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型, 压力和速度耦合方程采用 SIMPLE 算法, 各方程离散处理均采用二阶迎风格式<sup>[24]</sup>。入口额定风速为 7 m/s, 出口压力为零。为确保数值计算充分收敛, 相邻周期内扭矩系数的偏差小于 1%, 连续分量、速度分量、 $k$  和  $\varepsilon$  的收敛准则均为  $10^{-5}$ 。

### 2.3 网格无关性和适应性

以文献[25]中的 3 叶片 H 型垂直轴风力机为例, 当旋转域尺寸函数增长率分别取 1.15、1.20、1.30, 即网格数分别为 3 565 920、2 918 720、2 346 400 时, 计算扭矩系数  $C_m$ 。根据风能利用率  $C_p = \lambda C_m$ , 获得尖速比  $\lambda$  为 2.70 时风轮的瞬态及平均  $C_p$  值, 并与试验结果比较分析 (图 4a)。由图 4a 可知, 3 种网格数下,  $C_p$  的瞬态值具有相同的周期性变化规律, 在角度为  $90^\circ$ 、 $210^\circ$ 、 $331^\circ$  位置附近最大,  $31^\circ$ 、 $151^\circ$ 、 $270^\circ$  位置附近最小;  $C_p$  的平均值分别为 0.352 47、0.343 47、0.320 07, 并随着网格数减少而减小, 且网格数为 2 346 400 时计算结果最接近试验值 0.300 67。因此, 选择 2 346 400 网格数计算不同尖速比下风轮的  $C_p$  平均值 (图 4b)。由图 4b 可知, 数值和试验结果均随着尖速比增大而先增后减, 大部分  $\lambda$  下误差在 10% 以内。由于数值计算忽略了垂直轴风力机的支撑结构和气动弹性的影响, 且湍流模型无法提供自然的湍流粘度, 故两者存在一定的误差。

### 2.4 FSI 映射方法加载气动力

FSI 映射方法的步骤为: 利用 FLUENT 软件计算叶片表面压力分布, 通过 FSI Mapping-surface 命令读取任意瞬时的有限元模型信息, 并与 FLUENT 中的信息匹配, 进而映射气动力转换成 APDL 语言, 得到输出文件。在 ANSYS 软件中读取该文件, 将气动力加载在网格单元上, 实现 FLUENT 和 ANSYS 间的实时压力传递。

### 3 叶片有限元模型

叶片的截面结构如图 5a 所示，采用 ANSYS 软件建立叶片的几何模型并进行复合材料铺层。铺层材料选用单轴向玻璃布、双轴向玻璃布、三轴向玻璃布、胶衣布和泡沫<sup>[14]</sup>，分别用 UT、BT、TT、FT、GT 表示。根据铺层规则<sup>[22]</sup>，叶片的前缘、主梁、尾缘、腹板的初始铺层顺序及层数分别为 FT+TT+3UT+TT、FT+TT+BT+3UT+BT+TT、FT+TT+3UT+GT、2BT+GT+2BT，铺层角度均为 0°，叶片质量为 2.50 kg，网格划分如图 5b 所示。90°方位角下叶片的表面压力分布如图 6a 所示，基于 FSI 映射方法获得气动力，通过 ACEL 命令定义重力加速度 9.80 m/s<sup>2</sup>、OMEG 命令定义角速度 20.93 rad/s，以施加重力和离心力，如图 6b 所示。

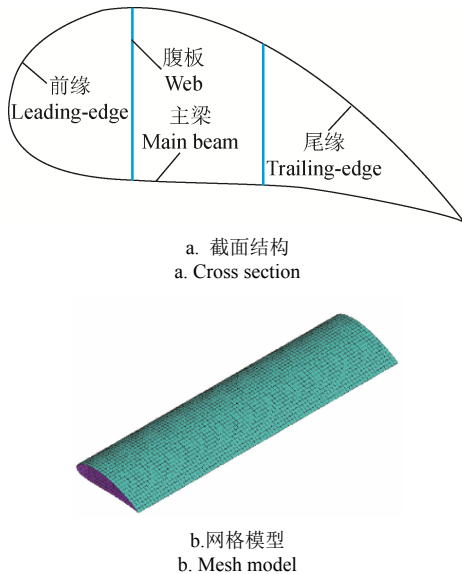


图 5 叶片的截面结构及网格模型

Fig.5 Cross section and mesh model of blade

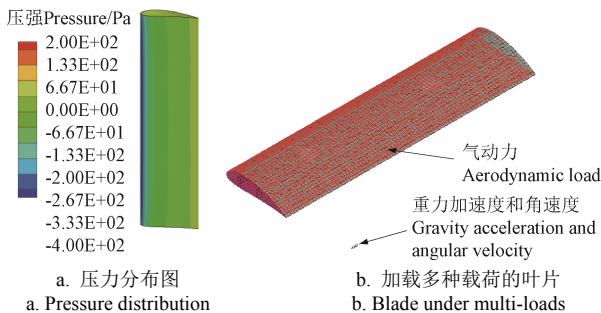


图 6 叶片表面的重力、离心力和气动力

Fig.6 Gravity, centrifugal force and aerodynamic load on the blade surface

### 4 优化模型建立

#### 4.1 目标函数

高强度和轻量化是小型 H 型垂直轴风力机叶片的发展方向<sup>[11]</sup>。因此，以叶片的总质量最小和层合板强度比最大值最大为设计目标

$$F(X) = \min(\lambda_1 m_{\text{blade}} + \frac{\lambda_2}{R}) \quad (8)$$

式中  $X$  为优化变量； $m_{\text{blade}}$  为叶片质量，kg； $R$  为强度比； $\lambda_1$ 、 $\lambda_2$  为权值系数， $\lambda_1$ 、 $\lambda_2 \in [0,1]$  且  $\lambda_1 + \lambda_2 = 1$ 。

#### 4.2 优化变量

以铺层材料的厚度  $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$ 、 $x_4$ 、 $x_5$ ，腹板位置  $x_6$ 、 $x_7$ ，主梁宽度  $x_8$  和铺层角度  $x_9$ 、 $x_{10}$ 、 $x_{11}$  为优化变量，其初值和变化范围如表 2 所示<sup>[13]</sup>。

$$X = (x_1, x_2 \cdots x_{10}, x_{11})^T \quad (9)$$

表 2 优化变量的初值及变化范围

优化变量 Optimization variables	初值 Initial values	变化范围 Change ranges
单轴向玻璃布厚度 Thickness of uniaxial glass cloth $x_1$ /mm	0.50	0.40~0.55
双轴向玻璃布厚度 Thickness of biaxial glass cloth $x_2$ /mm	0.50	0.40~0.55
三轴向玻璃布厚度 Thickness of triaxial glass cloth $x_3$ /mm	0.35	0.28~0.39
泡沫厚度 Thickness of foam $x_4$ /mm	2	1.20~2.20
胶衣布厚度 Thickness of gel coat $x_5$ /mm	0.25	0.20~0.28
前缘腹板位置 Location of leading-edge web $x_6$ /m	0.20c	0.15c~0.25c
后缘腹板位置 Location of trailing-edge web $x_7$ /m	0.50c	0.50c~0.60c
主梁宽度 Width of main beam $x_8$ /m	0.30c	0.25c~0.45c
玻璃布铺层角度 Laying angles of glass cloth $x_9, x_{10}, x_{11} /(^{\circ})$	0, 0, 0	0~180

注：c 为翼型弦长，m。

Note: c is the chord length of airfoil, m.

#### 4.3 约束条件

叶片与叶臂连接处容易产生应力集中，应使优化后叶片的最大应力值  $\sigma_{\text{max}}$  小于初始最大应力值  $\sigma_0$ 、最大变形量  $d_{\text{max}}$  小于初始最大变形量  $d_0$

$$\begin{cases} \sigma_{\text{max}} < \sigma_0 \\ d_{\text{max}} < d_0 \end{cases} \quad (10)$$

#### 4.4 改进粒子群算法

粒子群算法具有全局寻优、程序简单且易实现、精度高等优点，但局部寻优能力和稳定性差。学习因子  $c_1$ 、 $c_2$  能使粒子避免陷入局部极值，而惯性权重  $w$  的引入可加大粒子的搜索范围并提高全局寻优能力。 $w$  和  $c_1$ 、 $c_2$  的稳定性条件为<sup>[26]</sup>

$$\begin{cases} \varphi_1 + \varphi_2 > 0 \\ 1 - w \geq 0 \\ 2w + 2 - \varphi_1 - \varphi_2 \geq 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中  $\varphi_1 = c_1 r_1$ ， $\varphi_2 = c_2 r_2$ ， $r_1$ 、 $r_2$  是  $[0,1]$  上的随机数。

基于此，通过惯性权重自适应和学习因子动态调整来改进粒子群算法， $w$  和  $c_1$ 、 $c_2$  的表达式为

$$\begin{cases} w = 0.1 + 0.8 \cos(t / t_{\max}) \\ c_1 = 0.5w^2 + w + 1 \\ c_2 = 2.5(w + 0.8) - c_1 \end{cases} \quad (12)$$

式中,  $t$  为当前迭代次数,  $t_{\max}$  为最大迭代次数。

将改进的粒子群算法与有限元法相结合, 进行多种载荷耦合下 100 W H 型垂直轴风力机叶片的结构优化设计, 流程图如图 7 所示。粒子群算法参数为: 种群数量为 20, 变量维数为 11, 最大迭代次数为 200。

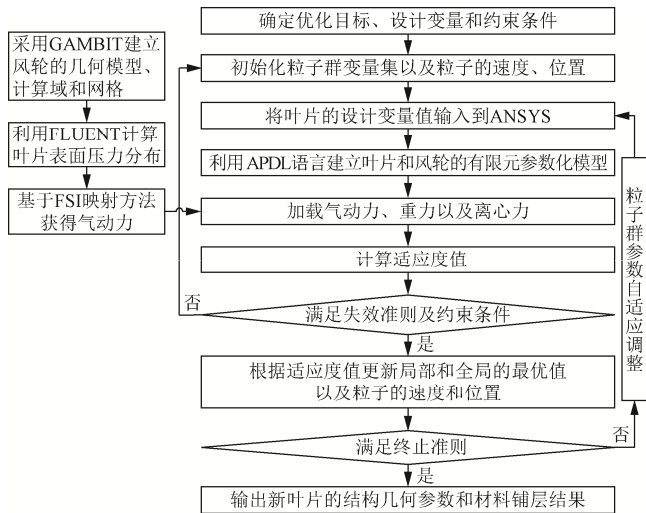


图 7 叶片结构优化设计流程图

Fig.7 Flow chart of the blade structure optimization design

### 5 计算结果及分析

分别针对 90°、180°、270°、360°方位角下单叶片以及风轮进行气动力、重力和离心力耦合作用下多目标结构优化, 研究优化前后叶片的质量、应力、应变、位移、强度比倒数的变化规律。以 90°方位角下单叶片优化为例, 迭代历程如图 8 所示。可以看出, 当迭代到 80 次时, 目标函数已趋于收敛且优化效果明显。表 3 为单叶片位于不同方位角时以及风轮的优化结果。

#### 5.1 单叶片优化结果分析

将优化结果带入叶片的参数化模型并进行静力分析, 如图 9 所示。可以看出, 单叶片在 90°、180°、270°、

360°方位角下优化后质量减小程度不同, 分别为 13.70%, 11.85%, 8.09%, 9.60%; 最大应力和应变在各方位角下均有很大程度降低, 且分别在 90°和 180°方位角时降幅最大, 为 20.71%和 23.77%; 最大位移的降幅在 360°方位角时最大, 90°方位角时次之, 分别为 9.34%和 6.58%, 其余方位角下变化很小; 强度比倒数的降幅在 180°方位角下达到 9.38%, 270°、360°方位角下均不到 5%。这些说明叶片的应力集中现象减弱, 应变和变形减小, 强度增大, 结构性能提高。

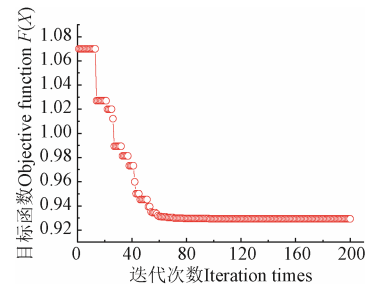


图 8 90°方位角下单叶片的结构优化迭代历程

Fig.8 Iteration process of the single blade structure optimization at the 90° azimuth

表 3 单叶片位于不同方位角时以及风轮的优化结果

Table 3 Optimization results of single blade at different azimuth and wind wheel

优化变量 Optimization variables	不同方位角下单叶片 Single blade at different azimuth				风轮 Wind wheel
	90°	180°	270°	360°	
$x_1$ /mm	0.40	0.43	0.48	0.40	0.40
$x_2$ /mm	0.55	0.55	0.50	0.55	0.55
$x_3$ /mm	0.28	0.35	0.33	0.32	0.39
$x_4$ /mm	1.20	1.20	1.20	2.10	1.75
$x_5$ /mm	0.26	0.21	0.28	0.28	0.28
$x_6$ /m	0.24c	0.25c	0.17c	0.23c	0.21c
$x_7$ /m	0.52c	0.50c	0.51c	0.52c	0.50c
$x_8$ /m	0.29c	0.25c	0.34c	0.29c	0.29c
$x_9$ /(°)	0	180	0	0	180
$x_{10}$ /(°)	0	0	169	166.7	103.6
$x_{11}$ /(°)	0	0	97.05	98.89	0

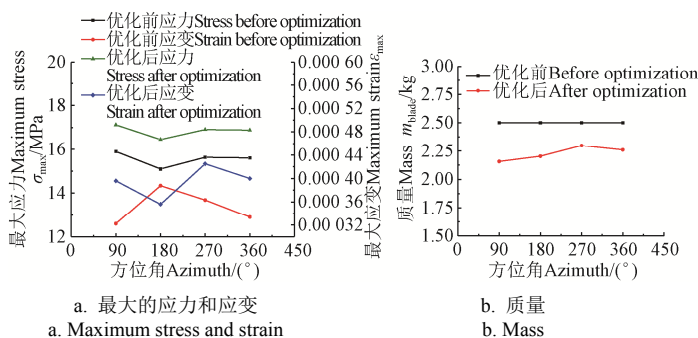


图 9 单叶片优化前后的结构性能对比

Fig.9 Structural performance comparison of single blade before and after optimization

#### 5.2 风轮优化结果分析

对采用优化后参数构建的风轮进行静力分析和结构性能对比, 如图 10 和图 11 所示。风轮优化后的质量为

6.94 kg, 相比优化前的 7.50 kg 减小了 7.51%。由图 10 可知, 优化后风轮的最大位移略有减小, 为 1.90%, 但分布规律一致; 最大应力和应变仍出现在叶片与叶臂的连接

处,分别减小 8.50%和 20.20%,应力集中现象减弱。由图 11 可知,叶片 1 (90°方位) 的应力、应变和位移的最大值在风轮优化前后均最大,叶片 3 (330°方位) 次之,叶片 2 (210°方位) 最小。风轮优化后,叶片 1、2、3 的应力最大值分别减小 8.50%、9.16%、8.76%;应变最大

值的降幅均很大,分别为 20.20%、20.48%、20.46%;位移最大值均略有减小,分别为 1.97%、2.40%、2.26%;强度比倒数最大值分别减小 16.11%、16.55%、16.33%。这些说明各叶片的强度均有不同程度地提高,风轮抵抗变形和破坏的能力增强。

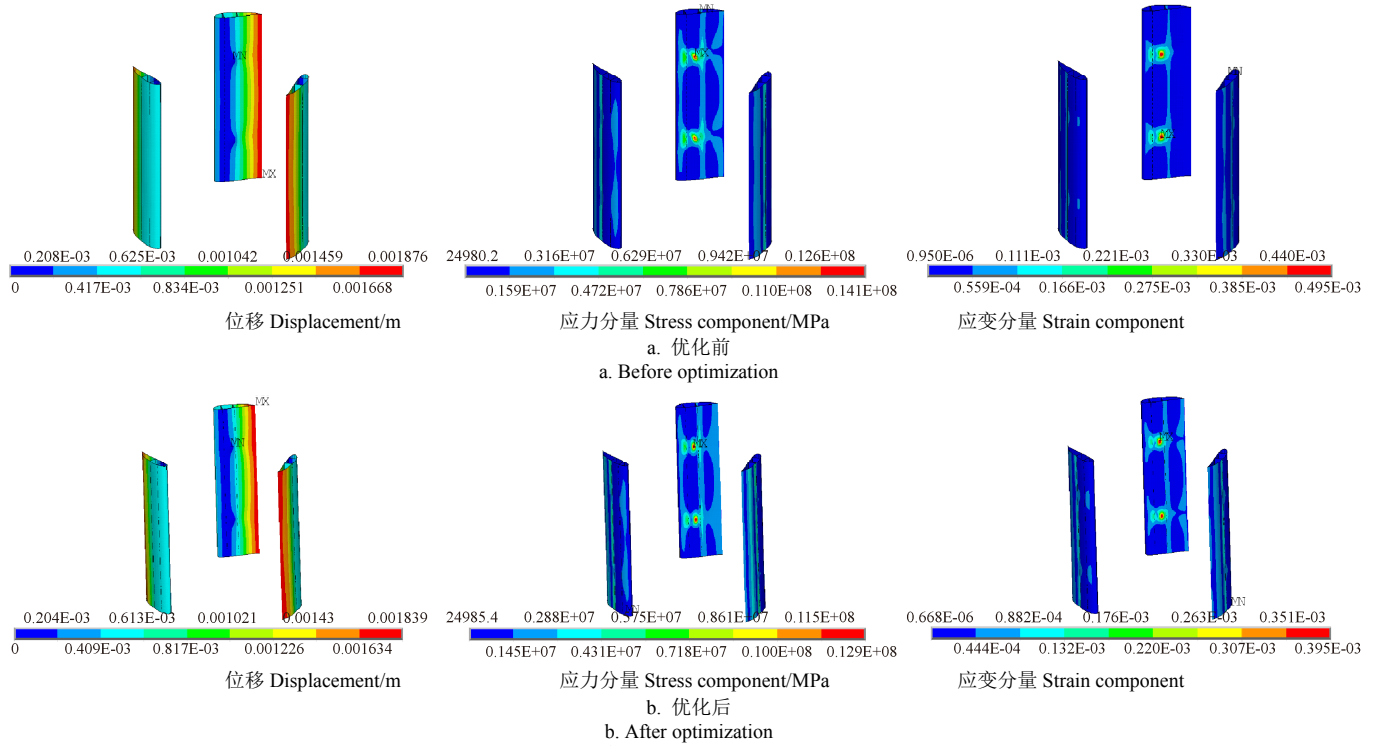


图 10 风轮优化前后的位移、应力分量和应变分量

Fig.10 Displacement, stress component and strain component before and after the wind wheel optimization

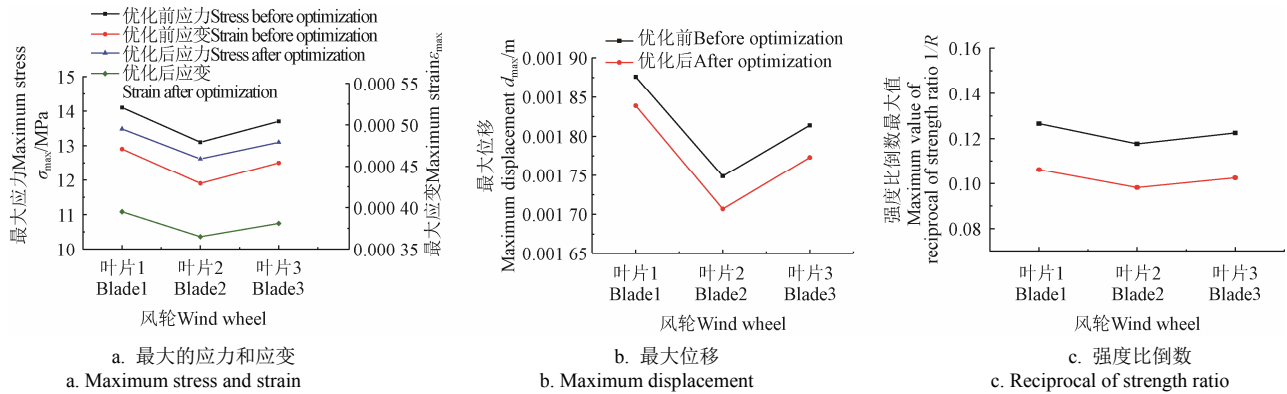


图 11 风轮优化前后各叶片的结构性能对比

Fig.11 Structural performance comparison of each blade before and after the wind wheel optimization

## 6 结 论

1) 采用 FLUENT 软件计算叶片表面的压力分布,通过 FSI 映射方法获得气动力并施加在结构的网格单元上,实现了 FLUENT 和 ANSYS 间气动力的传递。

2) 利用学习因子动态调整和惯性权重余弦自适应改进了粒子群算法。

3) 90°、180°、270°、360°方位角下单叶片以及风轮在进行多种荷载耦合作用下的多目标结构优化后,单叶片在各方位角下质量分别减小 13.70%、11.85%、8.09%、9.60%,最大应力和最大应变的降幅分别在 90°和 180°方

位角下高达 20.71%和 23.77%,最大位移的降幅在 90°和 360°方位角下较大且为 6.58%和 9.34%,强度比倒数在 180°方位角下减小最多且为 9.38%;风轮的质量减小 7.51%,最大的应力和应变分别减小 8.50%和 20.20%,最大位移仅减小 1.90%,强度比倒数的最大值减小 16.11%,即应力集中现象减弱,变形减小,强度增大,从而使结构性能增强。

### [参 考 文 献]

[1] 梅毅, 曲建俊, 许明伟. 垂直轴风力机叶片动态失速数值模拟[J]. 农业机械学报, 2014, 45(3): 184-190.  
Mei Yi, Qu Jianjun, Xu Mingwei. Numerical study on blade

- dynamic stall of vertical axis wind turbine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(3): 184-190. (in Chinese with English abstract)
- [2] 陈远涛. 风力机叶片载荷与其位移及应力/应变的耦合研究[D]. 呼和浩特: 内蒙古工业大学, 2017.  
Chen Yuantao. Wind Turbine Blade Load and Displacement and Stress/Strain Coupling of Research[D]. Huhhot: Inner Mongolia University of Technology, 2017. (in Chinese with English abstract)
- [3] 李欢, 余波, 沈俊杰, 等. 气动力和离心力载荷对风力机叶片结构特性的影响[J]. 科学技术与工程, 2019, 19(19): 151-156.  
Li Huan, Yu Bo, Shen Junjie, et al. Structural characteristics of wind turbine blades affected by aerodynamic and centrifugal loads[J]. Science Technology and Engineering, 2019, 19(19): 151-156. (in Chinese with English abstract)
- [4] 刘博, 黄争鸣. 复合材料风机叶片结构分析与铺层优化[J]. 玻璃钢/复合材料, 2012(1): 3-7.  
Liu Bo, Huang Zhengming. Structure analysis and lay-up optimization of a composite wind turbine blade[J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 2012(1): 3-7. (in Chinese with English abstract)
- [5] 郭小锋, 郭士锐, 杨树峰, 等. 风力机叶片结构强度复合材料力学分析方法研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2017(5): 16-21.  
Guo Xiaofeng, Guo Shirui, Yang Shufeng, et al. The structural analysis method of wind turbine blade based on mechanics of composite materials[J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 2017(5): 16-21. (in Chinese with English abstract)
- [6] Jureczko M, Pawlak M, Mezyk A. Optimisation of wind turbine blades[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 167: 463-471.
- [7] Barnes R H, Morozov E V. Structural optimisation of composite wind turbine blade structures with variations of internal geometry configuration[J]. Composite Structures, 2016, 152: 158-167.
- [8] Hu W, Park D, Choi D H. Structural optimization procedure of a composite wind turbine blade for reducing both material cost and blade weight[J]. Engineering Optimization, 2013, 45(12): 1469-1487.
- [9] Zhu J, Cai X, Pan P, et al. Multi-objective structural optimization design of horizontal-axis wind turbine blades using the non-dominated sorting genetic algorithm II and finite element method[J]. Energies, 2014, 7(2): 988-1002.
- [10] Sun P W, Ma K, Yue C B, et al. Structure ply optimization of composite wind turbine blade[J]. International Journal of Simulation-Systems, Science & Technology, 2016, 17(12): 1-5.
- [11] 孙鹏文, 侯战华, 岳彩宾. 复合纤维风力机叶片铺层厚度与铺层顺序优化[J]. 内蒙古工业大学学报, 2015, 34(4): 288-292.  
Sun Pengwen, Hou Zhanhua, Yue Caibin. Optimal design to ply thickness and ply sequence of composite wind turbine blade[J]. Journal of Inner Mongolia University of Technology, 2015, 34(4): 288-292. (in Chinese with English abstract)
- [12] 孙鹏文, 侯战华, 岳彩宾, 等. 基于遗传算法的风力机叶片结构铺层厚度优化[J]. 太阳能学报, 2016, 37(6): 1566-1572.  
Sun Pengwen, Hou Zhanhua, Yue Caibin, et al. Ply thickness optimization of wind turbine blade based on genetic algorithm[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2016, 37(6): 1566-1572. (in Chinese with English abstract)
- [13] Albanesi A, Bre F, Fachinotti V, et al. Simultaneous ply-order, ply-number and ply-drop optimization of laminate wind turbine blades using the inverse finite element method[J]. Composite Structures, 2018, 184: 894-903.
- [14] Albanesi A, Roman N, Bre F, et al. A metamodel-based optimization approach to reduce the weight of composite laminated wind turbine blades[J]. Composite Structures, 2018, 194: 345-356.
- [15] 廖猜猜, 赵晓路, 王建礼, 等. 基于风力机叶片铺层的频率优化设计[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(8): 1311-1314.  
Liao Caicai, Zhao Xiaolu, Wang Jianli, et al. Optimization design of the frequency based on wind turbine blade layers[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(8): 1311-1314. (in Chinese with English abstract)
- [16] 冯消冰, 黄海, 王伟. 大型风机复合材料叶片铺层优化设计[J]. 玻璃钢/复合材料, 2013(3): 3-7.  
Feng Xiaobing, Huang Hai, Wang Wei. Ply optimization of composite materials for the blade in wind turbine[J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 2013(3): 3-7. (in Chinese with English abstract)
- [17] 汪泉, 陈进, 王君, 等. 气动载荷作用下复合材料风力机叶片结构优化设计[J]. 机械工程学报, 2014, 50(9): 114-121.  
Wang Quan, Chen Jin, Wang Jun, et al. Structural optimization of composite wind turbine blade under aerodynamic loads[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 114-121. (in Chinese with English abstract)
- [18] 田德, 罗涛, 林俊杰, 等. 基于额定载荷的 10 MW 海上风电叶片铺层优化[J]. 太阳能学报, 2018, 39(8): 2195-2202.  
Tian De, Luo Tao, Lin Junjie, et al. Optimization design of composite laminate material layers for 10 MW offshore wind turbine blade based on rated load[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2018, 39(8): 2195-2202. (in Chinese with English abstract)
- [19] 陈进, 郭小锋, 李松林, 等. 基于参数建模的风力机预弯叶片结构优化设计[J]. 华南理工大学学报, 2014, 42(12): 90-96, 111.  
Chen Jin, Guo Xiaofeng, Li Songlin, et al. Structural optimization of pre-bending wind turbine blade based on parametric modeling[J]. Journal of South China University of Technology, 2014, 42(12): 90-96, 111. (in Chinese with English abstract)
- [20] 陈进, 陈刚, 谢翌. 考虑弯扭变形的风力机叶片结构优化[J]. 太阳能学报, 2018, 39(4): 1119-1126.  
Chen Jin, Chen Gang, Xie Yi. Structure optimization of wind turbine blade considering bend and twist deformation[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2018, 39(4): 1119-1126. (in Chinese with English abstract)



- [21] 尚彬彬. 垂直轴风力发电机叶片结构设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.  
Shang Binbin. Structural Design for the Blade of Vertical Axis Wind Turbine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012. (in Chinese with English abstract)
- [22] 徐轶. 5 KW H 型垂直轴风力发电机叶片结构优化设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.  
Xu Yi. Structure Optimization Design of 5 KW H Type Vertical Axis Wind Composite Turbine Blade[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese with English abstract)
- [23] Zhang X, Li Z X, Yu X, et al. Aerodynamic performance of trailing-edge modification of H-type VAWT blade considering camber effect[J]. International Journal of Aeronautical and Space Sciences, 2019. doi: <https://doi.org/10.1007/s42405-019-00241-x>.
- [24] 李仁年, 赵振希, 李德顺, 等. 风沙对风力机翼型绕流及其气动性能的影响[J]. 农业工程学报, 2018, 34(14): 205-211, 303.  
Li Rennian, Zhao Zhenxi, Li Deshun, et al. Effect of wind sand on flow around airfoil of wind turbine and its aerodynamic performance[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2018, 34(14): 205-211, 303. (in Chinese with English abstract)
- [25] 金鑫, 巨文斌, 任海军, 等. H 型垂直轴风力发电机气动分析方法及运行规律研究[J]. 太阳能学报, 2017, 38(10): 2619-2627.  
Jin Xin, Ju Wenbin, Ren Haijun, et al. Research of aerodynamic analysis method and operation law of H-type vertical axis wind turbine[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2017, 38(10): 2619-2627. (in Chinese with English abstract)
- [26] 姜长元, 赵曙光, 沈士根, 等. 惯性权重正弦调整的粒子群算法[J]. 计算机工程与应用, 2012, 48(8): 40-42.  
Jiang Changyuan, Zhao Shuguang, Shen Shigen, et al. Particle swarm optimization algorithm with sinusoidal changing inertia weight[J]. Computer Engineering and Applications, 2012, 48(8): 40-42. (in Chinese with English abstract)

## Structural optimization of H-type vertical axis wind turbine blade under multi-loads

Zhang Xu<sup>1</sup>, Li Zhaoxuan<sup>1</sup>, Li Wei<sup>2</sup>

(1. Tianjin Key Laboratory of Advanced Mechatronics Equipment Technology, Tiangong University, Tianjin 300387, China; 2. School of Energy and Safety Engineering, Tianjin Chengjian University, Tianjin 300384, China)

**Abstract:** The larger stress and strain concentration will be caused in some positions of the blade by the coupling action of gravity, centrifugal force and aerodynamic load in the rotation process, which can reduce the reliability and life of wind turbine. Most of the blades with hollow thin-walled structure are made of glass fiber reinforced composite material, and the optimal design of internal structure and fiber layer is used to improve the strength and rigidity. Furthermore, the aerodynamic force that is the main power source changes with the wind speed all the time. Therefore, it is of great theoretical significance of guidance and engineering value of application to perform the accurate and real-time extraction of aerodynamic force, and optimize structural geometry parameters and composite layer for the blade under the coupling effects of multiple loads. The optimization can ensure safe and stable operation of wind turbine. However, the investigation about the structural optimization of vertical axis wind turbine (VAWT) blade considering the time-varying load effect is few. In the present study, the multi-objective structural optimization design of the blade was performed to improve the structural performance of H-type VAWT when the multi-loads were coupled. First, the transverse stress, longitudinal stress, shear stress and strength ratio under the bending deformation of beam whose constraints and forces were similar to those of the blade, were obtained by analytical and finite element methods. The results of two methods were compared to verify the correctness of finite element analysis process. Moreover, the trailing-edge of NACA0021 airfoil was modified with the coordinate rotation and coefficient zoom, and then the airfoil's middle arc line located on the circumference of wind wheel. The sharp trailing-edge airfoil with certain camber, namely NACA0021SC, was obtained. Furthermore, the parametric finite element model of the blade with new airfoil was established with the APDL language. The pressure distribution on the blade surface was calculated by FLUENT, and the aerodynamic force extracted accurately and in real-time by the FSI mapping method was applied on mesh elements of the blade structure to realize the aerodynamic force transfer between FLUENT and ANSYS. Finally, the particle swarm optimization (PSO) algorithm, which was improved through the cosine adaptive of inertia weight and dynamic adjustment of learning factor, was applied for the structural optimization by taking the minimum blade mass and maximum laminate strength ratio as design objectives. The results showed that the mass of single blade at different azimuth angles of 90°, 180°, 270° and 360° decreased by 13.70%, 11.85%, 8.09% and 9.60% after optimization, respectively. The maximum stress and strain decreased by as much as 20.71% and 23.77% at the azimuth angles of 90° and 180°, the biggest decline of maximum displacement was 9.34% at the azimuth angle of 360°, and the reciprocal of strength ratio reduced mostly at the azimuth angle of 180° by 9.38%. To the wind turbine, the mass, maximum stress, maximum strain, maximum displacement, and maximum reciprocal of strength ratio decreased by 7.51%, 8.50%, 20.20%, 1.90% and 16.11%, respectively. The stress concentration and deformation decreased and the strength increased, which indicated that the structural performance was enhanced. The research can provide significant guidance for structural optimization of wind turbine blade with time-varying load.

**Keywords:** wind turbine; optimization; blade; aerodynamic force; FSI mapping