2021 年 第21卷 第31期
2021, 21(31): 13354-07

科 学 技 术 与 工 程
Science Technology and Engineering

ISSN 1671—1815
CN 11—4688/T

引用格式:孟 杰, 张喜清, 孙大刚. 带有仿生环形剪切腹板风机叶片抗弯强度[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(31): 13354-13360.
Meng Jie, Zhang Xiqing, Sun Dagang. The effects of ring shear webs on the bending strength of wind turbine blade[J]. Science Technology and Engineering, 2021, 21(31): 13354-13360.

带有仿生环形剪切腹板风机叶片抗弯强度

孟 杰, 张喜清, 孙大刚
(太原科技大学机械工程学院, 太原 030024)

摘 要 随着风力机叶片日趋长展化,对其抗弯性能的要求也日益提高。受毛竹竹节规律性分布及其隔板支撑竹竿结构的启发,提出在叶片内部添加环形剪切腹板,建立带有环形剪切腹板的叶片受力模型,利用 MATLAB 软件,以一台 750 kW 风力机为研究对象进行数值仿真,得到翼型截面惯性矩,最大应力和翼型相对厚度减小量分别随内、外弦长之比和叶片展长的变化趋势。结果表明,叶片根部的抗弯性能显著提高;当内外弦长之比设为 0.4 时,环形腹板叶片与实心腹板叶片的抗弯强度几乎相同,且环形腹板的使用可以使叶片总质量更轻。

关键词 环形剪切腹板; 惯性矩; 最大应力; 相对厚度减小量; 抗弯强度
中图法分类号 TK83; **文献标志码** A

The Effects of Ring Shear Webs on the Bending Strength of Wind Turbine Blade

MENG Jie, ZHANG Xi-qing, SUN Da-gang
(School of Mechancal Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China)

[**Abstract**] As the blades of wind turbines tend to be longer and thinner, the demand for their bending strength is increasing day by day. Inspired by the regular distribution of bamboo node and the node diaphragms supporting the culm, a shear web was proposed to be added inside the blade in this paper. A forced blade model with ring shear webs was set up, and then a numerical simulation was performed on one 750 kW wind turbine by MATLAB software. Subsequently, the changing trends of the inertia moment, the maximum stress and the relative thickness reduction, respectively, along with the ratio of the inner chord length to the outer one and the blade span were gained. It is concluded that the bending strength around the blade root increases greatly. It also indicates that the bending strength of blades with ring shear webs is almost the same as the ones with solid shear webs when the ratio of the inner chord length to the outer one is set as 0.4. Moreover, the use of ring shear webs contributes to lighter blades.

[**Keywords**] ring shear web; inertia moment; maximum stress; relative thickness reduction; bending strength

风力发电是一种清洁型发电方式,已成为当今世界新能源的发展潮流,风力发电机的大型化和风电场的规模化是当今风电的发展趋势。随着风力发电机单机装机容量的增大,叶片趋于细长型。在风场气动力、弹性及惯性力耦合作用下,叶片更易出现颤振及扭曲,甚至疲劳断裂。因此提高风力机叶片的抗弯性能成为影响风力发电机向大型化发展的重要因素,也成为当下研究人员关注的热点问题。

一般采用腹板中空式结构,降低叶片重量,提高其强度与刚度[1]。设置剪切腹板可承受与叶片弯曲有关的剪应力,保证叶片稳定性[2]。李欢等[3]研究发现离心力载荷对叶片结构性能的影响大于气动力载荷;刘宇航等[4]基于复合材料铺层实现叶片气动弹性裁剪,采用节点位移法分析铺层结构对弯扭耦合叶片整体性能的影响;杨瑞等[5]研究发现缘条结构有助于减小叶片变形、改善黏结区应力分布以及改变叶片固有频率,其中对单腹板叶片改善较小,对双腹板叶片改善明显;周展鹏等[6]对翼型内部结构为单腹板和双腹板的风力机叶片进行了模态、应力和应变分析,结果表明:双腹板叶片的力学性能优于单腹板叶片;Choudhury 等[7]提出一种改进型叶片,发现在整个展长内添加不同翼型轮廓的腹板,可以减小叶片气弹效应,提高输出扭矩;张立等[8]建立了一种非规则仿树叶脉络分布的腹板模型,研究发现仿生腹板更具柔性,吸收更多结构

收稿日期: 2021-07-15; **修订日期**: 2021-08-09
基金项目: 山西省应用基础研究计划(201901D211293);山西省高等学校科技创新项目(20201026)
第一作者: 孟 杰(1987—),男,汉族,山西太原人,博士,讲师。研究方向:大型风力机叶片抑颤结构、仿生机械学。E-mail:mengturbo@163.com。

变形能,具有更好的抗共振性能,同时可节省 1/2 材料。

以上研究主要包括气弹载荷、离心力载荷、复合材料铺层对叶片结构性能的影响,及纵向单、双腹板和不同翼型腹板叶片的力学性能。但从仿生角度改良叶片结构的研究甚少,即使上文提到的仿树叶脉络腹板的非规则结构在制造中亦有难度。

自然界中的毛竹在强风环境中大角度弯曲不易折断,且其具有薄壁特征及悬臂结构的特点,与风力机叶片相似。所以借鉴毛竹规律性分布地竹节隔板支撑竹竿壳体的结构,提出一种新型的仿生环形剪切腹板叶片结构,通过建立叶片受力模型,进行数值仿真,研究其抗弯性能,为高强度叶片结构的设计与优化提供参考。

1　带有环形剪切腹板叶片的力学模型

在植物界中,毛竹属于细长型薄壳结构,其生长高度可达 20 m 以上[9],长径比值在 100 以上,经过长期的自然进化已具有优良的抗风载能力。竹节的规律性分布使得竹竿径向形变更加均匀,避免出现局部应力过度集中,产生大变形,甚至断裂。另外,竹节属于实心隔板结构(图 1),在毛竹弯曲变形时可以有效支撑竹竿壳体,抑制进一步形变。因此,借鉴毛竹竹节的特点,在风力机叶片内部添加仿竹节结构的环形剪切腹板(图 2),以提高叶片的抗弯性能。

腹板设置在沿翼型截面方向,所以取翼型截面为研究对象,如图3所示。由定常气动理论可知叶片展长的气动力[10]为

$$\begin{cases} F_{\mathrm{d}} = 0.5\rho C_{\mathrm{d}} S v_{\mathrm{f}}^2 \\ F_{\mathrm{l}} = 0.5\rho C_{\mathrm{l}} S v_{\mathrm{f}}^2 \end{cases} \tag{1}$$

式(1)中:ρ 为来流空气密度;C_{d} 为阻力系数;C_{l} 为升力系数;S 为叶片面积。当表示叶片展长某微段 dx 的气动升力 $F_{\mathrm{l}x}$ 和气动阻力 $F_{\mathrm{d}x}$ 时,式(1)可变换为

$$\begin{cases} F_{\mathrm{d}x} = 0.5\rho C_{\mathrm{d}x} S v_{\mathrm{f}}^2 \\ F_{\mathrm{l}x} = 0.5\rho C_{\mathrm{l}x} S v_{\mathrm{f}}^2 \end{cases} \tag{2}$$

式(2)中:$C_{\mathrm{d}x}$ 为微段 dx 处的阻力系数;$C_{\mathrm{l}x}$ 为其升力系数。

叶片属于悬臂梁结构,在额定载荷下做匀速圆周运动,其受力均匀;而在启动风速和停机风速下,叶片承受的风载荷最大,极易发生断裂破坏。在风力机运行过程中,当风载荷与叶片重力方向相反时,叶片是最安全的[图 3(a)],当二者方向相同时,叶片发生断裂的可能性最大[图 3(b)]。

如图 4 所示,由弯曲内力平衡方程[11] $\sum P = 0$ 与 $\sum M = 0$ 可得叶根处的支反力为

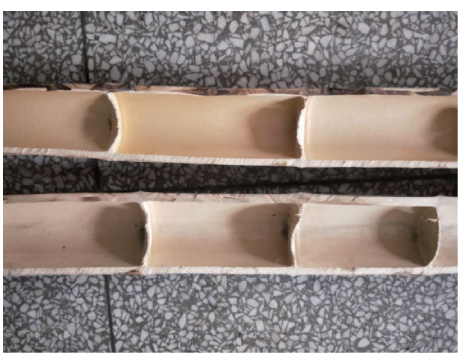


图 1　竹节结构

Fig. 1　Node structure

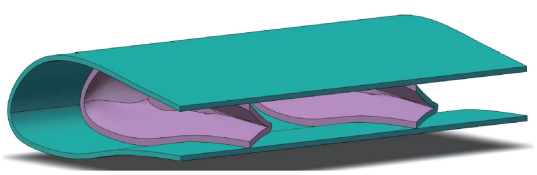
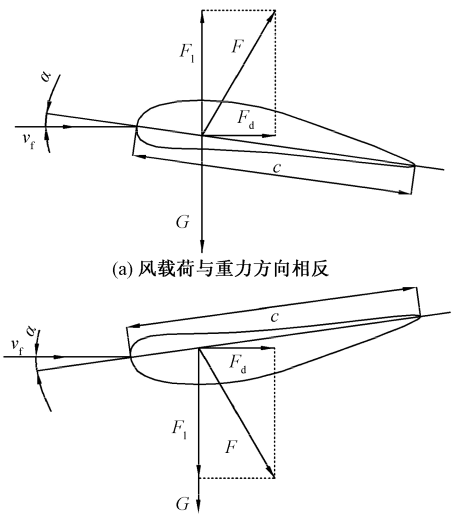


图 2　带有环形剪切腹板的叶片结构

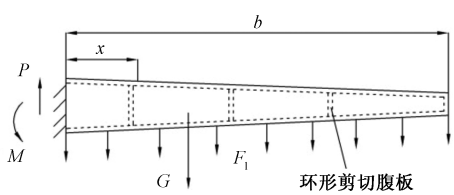
Fig. 2　Blade structure with ring shear webs



α 为攻角;v_{f} 为风速;气动力(风载荷)F 分解为垂直的气动升力 F_{l} 和平行的气动阻力 F_{d};c 为截面翼型弦长;G 为叶片重力

图 3　翼型截面受力分析图

Fig. 3　Force diagram of airfoil cross section



b 为叶片展长;P 为叶根处支反力;M 为叶根处支撑弯矩

图 4　叶片弯曲载荷图

Fig. 4　Blade bending load diagram

$$P = \int_0^b [F_{lx}(x) + G_x(x)]\mathrm{d}x = 0.5\int_0^b [\rho C_{lx}(x)v_f^2 + G_x(x)]\mathrm{d}x \tag{3}$$

$$M = \int_0^b [F_{lx}(x) + G_x(x)]x\mathrm{d}x = 0.5\int_0^b [\rho C_{lx}(x)v_f^2 + G_x(x)]x\mathrm{d}x \tag{4}$$

式中:G_x为叶展微段 dx 的重力,可表示为

$$G_x = \rho' C_x = \rho' h c_x \tag{5}$$

式(5)中:ρ' 为材料密度;C_x为截面翼型周长;h 为周长 C_x与弦长 c_x的比例系数。叶片任意截面 x 处剪力与弯矩分别为

$$P_x = 0.5\int_x^b [\rho C_{lx}(x)v_f^2 + G_x(x)]\mathrm{d}x \tag{6}$$

$$M_x = 0.5\int_x^b [\rho C_{lx}(x)v_f^2 + G_x(x)]x\mathrm{d}x \tag{7}$$

将叶尖速比 $\lambda = \omega R/v_f$ 和 $b = \delta R$ 代入式(6)和(7),可得

$$P_x = 0.5\int_x^{\frac{\lambda v\delta}{\omega}} [\rho v_f^2 C_{lx}(x) + G_x(x)]\mathrm{d}x \tag{8}$$

$$M_x = 0.5\int_x^{\frac{\lambda v\delta}{\omega}} [\rho v_f^2 C_{lx}(x) + G_x(x)]x\mathrm{d}x \tag{9}$$

式中:ω 为风轮旋转角速度;R 为风轮半径;δ 是展长与风轮半径的比例系数。

叶片截面上的最大正应力发生在距中性轴最远的点上,表示为

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_y} \tag{10}$$

式(10)中:$W_y = I_y/z_{max} = \int_A z^2\mathrm{d}A/z_{max}$ 为抗弯截面模量;其中 I_y为截面对 y 轴的惯性矩;z_{max}为最远点到中性轴的距离;A 为叶片截面的面积。

叶片材料的应力应变关系式[12]为

$$(\varepsilon_1 \quad \varepsilon_2 \quad \varepsilon_3 \quad \gamma_{23} \quad \gamma_{31} \quad \gamma_{12})^{\mathrm{T}} = \begin{pmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{12} & & & \\ s_{12} & s_{11} & s_{12} & & & \\ s_{12} & s_{12} & s_{11} & & & \\ & & & s_{35} & & \\ & & & & 2(s_{11}-s_{12}) & \\ & & & & & 2(s_{11}-s_{12}) \\ & & & & & & 2(s_{11}-s_{12}) \end{pmatrix} \times (\sigma_1 \quad \sigma_2 \quad \sigma_3 \quad \tau_{23} \quad \tau_{31} \quad \tau_{12})^{\mathrm{T}} \tag{11}$$

式(11)中:ε 为正应变;γ 为剪应变;σ 为正应力;τ 为剪应力;s 为柔度系数。

将 $\varepsilon_1 = s_{12}\frac{M}{I_y}z, \varepsilon_2 = s_{23}\frac{M}{I_y}z, \varepsilon_3 = s_{22}\frac{M}{I_y}z$ 代入应变位移关系式[13][式(11)]中积分,得

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = \varepsilon_{xx} = \dfrac{\partial u}{\partial x},\ \gamma_{23} = \gamma_{yz} = \dfrac{\partial v}{\partial z} + \dfrac{\partial w}{\partial y} \\ \varepsilon_2 = \varepsilon_{yy} = \dfrac{\partial v}{\partial y},\ \gamma_{31} = \gamma_{xz} = \dfrac{\partial u}{\partial z} + \dfrac{\partial w}{\partial x} \\ \varepsilon_3 = \varepsilon_{zz} = \dfrac{\partial w}{\partial z},\ \gamma_{12} = \gamma_{xy} = \dfrac{\partial u}{\partial y} + \dfrac{\partial v}{\partial x} \end{cases} \tag{12}$$

并利用固定端边界条件 $u = v = w = 0$, $\frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial y} = 0$, 得到距叶根 x 处叶片截面位移为

$$\begin{cases} u = -\dfrac{Mz}{I_y}s_{11}x \\ v = \dfrac{M}{I_y}s_{12}yz \\ w = \dfrac{M}{2I_y}[-s_{12}y^2 + s_{12}z^2 - s_{11}x^2 + s_{35}xz] \end{cases} \tag{13}$$

式(13)中:u、v 和 w 分别为环形剪切腹板处沿 x、y 和 z 方向的位移。

基于柔度系数与工程弹性常数的关系,将 $s_{12} = -\nu_{12}/E$、$s_{11} = 1/E$ 和 $s_{35} = \eta_{13,3}/G_{13}$[14]代入式(13)中,可得叶片在风载荷作用下距叶根 x 处截面的位移为

$$\begin{cases} u = -\dfrac{Mz}{I_y E}x \\ v = -\dfrac{M\nu_{12}}{I_y E}yz \\ w = \dfrac{M}{2I_y}\left[-\dfrac{\nu_{12}}{E}y^2 + \dfrac{\nu_{12}}{E}z^2 - \dfrac{1}{E}x^2 + \dfrac{\eta_{13,3}}{G_{13}}xz\right] \end{cases} \tag{14}$$

式(14)中:E 为材料的弹性模量;G 为材料的剪切模量;ν_{ij}为泊松比;$\eta_{13,3}$ 为第一类相互影响系数。

如图 5 所示,将翼型截面曲线分为内环上曲线 $z_{iu}(y)$、内环下曲线 $z_{id}(y)$、外环上曲线 $z_{ou}(y)$ 及外环下曲线 $z_{od}(y)$, 分别表示为

$$\begin{cases} z_{ou}(y) = \sum_{m=0}^{n} a_m y^m, \quad y \in (0, c_o),\ z''_{ou} \geqslant 0 \\ z_{od}(y) = \sum_{m=0}^{n} b_m y^m, \quad y \in (0, c_o),\ z''_{od} \leqslant 0 \\ z_{iu}(y) = \sum_{m=0}^{n} \dfrac{a_m y^m}{\varepsilon^{m-1}}, \quad y \in (0, c_i),\ z''_{iu} \geqslant 0 \\ z_{id}(y) = \sum_{m=0}^{n} \dfrac{b_m y^m}{\varepsilon^{m-1}}, \quad y \in (0, c_i),\ z''_{iu} \leqslant 0 \end{cases} \tag{15}$$

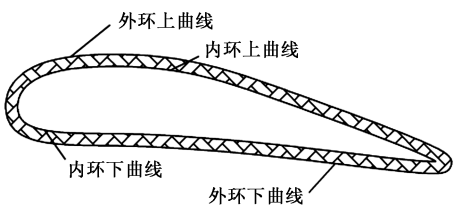


图 5 环形剪切腹板示意图

Fig. 5 Diagram of ring shear web

且满足在区间$(0,c_i)$内,对于任意取值的y,满足$z_{ou}(y)-z_{iu}(y)>0$且$z_{od}(y)-z_{id}(y)<0$。

式(15)中:a_m和b_m分别为外环上曲线和下曲线多项式函数的各幂次项参数;ε为内环弦长c_i与外环弦长c_o的比值。

外环及内环的截面惯性矩I_{oy}及I_{iy}可分别表示为

$$\begin{cases} I_{oy}=\dfrac{1}{3}\displaystyle\int_{c_o}[z_{ou}^3(y)-z_{od}^3(y)]\mathrm{d}y \\ I_{iy}=\dfrac{1}{3}\displaystyle\int_{c_i}[z_{iu}^3(y)-z_{id}^3(y)]\mathrm{d}y \end{cases} \tag{16}$$

将式(15)代入式(16),可得出环形剪切腹板处的惯性矩为

$$I_y=I_{oy}-I_{iy}=\frac{1}{3}\sum_{i=0,\,j=0,\,k=0}^{n}\frac{c_o^{i+j+k+1}(a_ia_ja_k-b_ib_jb_k)}{i+j+k+1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{i+j+k-3}}\right) \tag{17}$$

将式(9)和式(17)代入式(10)得

$$\sigma_x=\frac{1.5z_{\max}\displaystyle\int_x^{\frac{\lambda t\delta}{\omega}}\left[\rho\left(\frac{\omega R}{\lambda}\right)^2C_{ix}(x)+G_x(x)\right]x\mathrm{d}x}{\displaystyle\sum_{i=0,\,j=0,\,k=0}^{n}\frac{c_{ox}^{i+j+k+1}(a_ia_ja_k-b_ib_jb_k)}{i+j+k+1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon_x^{i+j+k-3}}\right)} \tag{18}$$

在风载荷作用下,距叶根x处叶片发生弯曲变形,叶片的转角为

$$\theta=\frac{\partial w}{\partial x}=\frac{M}{2I_y}\left(-\frac{2x}{E}+\frac{\eta_{13,3}}{G_{13}}z\right) \tag{19}$$

由于叶片弯曲变形,翼型截面的相对厚度D减小,减小量可表示为

$$\Delta D=D-\frac{u_s-u_c}{\theta} \tag{20}$$

即

$$\Delta D=D-(u_s-u_c)\Big/\left[\frac{M}{\dfrac{2}{3}\displaystyle\sum_{i=0,\,j=0,\,k=0}^{n}\frac{c_o^{i+j+k+1}(a_ia_ja_k-b_ib_jb_k)}{i+j+k+1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{i+j+k-3}}\right)}\times\left(-\frac{2x}{E}+\frac{\eta_{13,3}}{G_{13}}z\right)\right] \tag{21}$$

式(21)中:u_s为叶片弯曲形变拉伸部分沿x方向的位移;u_c为叶片弯曲形变压缩部分沿x方向的位移。

式(21)表明,翼型截面厚度的减小量不仅与叶片材料及外载荷有关,与其惯性矩也有密切关系。在不同外载荷及材料条件下,可以通过调整环形剪切腹板的内外弦长比值,控制翼型截面厚度减小量。

2　仿真计算

选用750 kW风力机进行仿真实验,叶片外形采用NACA4412航空翼型,相关参数[15-16]如表1和表2所示。

表1　风力机叶片参数

Table 1　Wind turbine blade parameters

参数名称	取值
额定功率/kW	750
风轮直径/m	46
切入速度/(m·s^{-1})	4
额定速度/(m·s^{-1})	14
切出速度/(m·s^{-1})	25
叶片材料	玻璃纤维增强树脂
翼型	NACA4412
叶片质量/(kg·片$^{-1}$)	3 200

表2　叶片壳体厚度

Fig. 2　Blade shell thickness

序号	展向r/R	截面弦长/m	壳体厚度/mm
1	0.2	3.81	54.6
2	0.25	3.45	54.6
3	0.3	3.13	54.6
4	0.35	2.84	54.6
5	0.4	2.58	48.6
6	0.45	2.36	42.6
7	0.5	2.16	36.6
8	0.55	1.99	36.6
9	0.6	1.84	36.6
10	0.65	1.71	34.2
11	0.7	1.60	33.0
12	0.75	1.50	33.0
13	0.8	1.42	33.0
14	0.85	1.34	30.6
15	0.9	1.28	24.6
16	0.95	1.22	24.6
17	1.0	1.22	24.6

注:r为截面处展长;R为叶片展长。

采用xflr5软件对机翼NACA4412进行气动计算。雷诺数为0.5×10^6,攻角变化范围是0°~21°,增加小步是+0.5°。从xflr5数据库中得到升力和阻力系数随攻角变化的数据。最大升阻比为109.817,相应攻角是6.5°,升力系数是1.163。通过Origin Pro8软件获得升力系数C_l随攻角α的变化规律为

$$C_l=-4.76\times10^{-3}\alpha^2+1.42\times10^{-1}\alpha+4.4\times10^{-1} \tag{22}$$

叶片弦长c随展长b的变化规律(叶片总长度24.2 m,翼型始于距叶根4.84 m处,即0.2b)为

$$c=-2.39\times10^{-4}x^3+1.73\times10^{-2}x^2-4.66\times10^{-1}x+5.69,\quad 0.2b\leqslant x\leqslant b \tag{23}$$

翼型 NACA4412 最大相对厚度 $D=0.120\,2c$,所以最大相对厚度 D 随展长 b 的变化规律为

$$D = -2.87\times10^{-5}x^3+2.08\times10^{-3}x^2-5.60\times10^{-2}x+6.84\times10^{-1},\quad 0.2b\leqslant x\leqslant b \tag{24}$$

攻角 α 随展长 b 的变化规律为

$$\alpha = 2.64\times10^{-4}x^4-1.96\times10^{-2}x^3+5.57\times10^{-1}x^2-7.69x+46.67,\quad 0.2b\leqslant x\leqslant b \tag{25}$$

结合式(18)和式(22),升力系数 C_l 随展长 b 的变化规律为

$$C_l = -3.33\times10^{-10}x^8+4.93\times10^{-8}x^7-3.23\times10^{-6}x^6+1.23\times10^{-4}x^5-3.52\times10^{-3}x^4+8.59\times10^{-2}x^3-1.56x^2+17.71x-96.63,\ 0.2b\leqslant x\leqslant b \tag{26}$$

微段重力 G 可以表示为

$$G = -2.89\times10^{-2}x^3+2.1x^2-56.58x+689.91,\quad 0.2b\leqslant x\leqslant b \tag{27}$$

翼型截面 NACA4412 上、下曲线表示为

$$z_u = -4.71\times10^{-10}y^6+1.56\times10^{-7}y^5-2.01\times10^{-5}y^4+1.3\times10^{-3}y^3-4.71\times10^{-2}y^2+9.65\times10^{-1}y+7.75\times10^{-1} \tag{28}$$

$$z_d = 4.60\times10^{-10}y^6-1.52\times10^{-7}y^5+1.95\times10^{-5}y^4-1.23\times10^{-3}y^3+3.93\times10^{-2}y^2-5.41\times10^{-1}y-4.98\times10^{-1} \tag{29}$$

在不同截面处,式(28)和式(29)可以表达为

$$z_{ou} = -4.71\times10^{-10}\frac{y^6}{c^5}+1.56\times10^{-7}\frac{y^5}{c^4}-2.01\times10^{-5}\frac{y^4}{c^3}+1.3\times10^{-3}\frac{y^3}{c^2}-4.71\times10^{-2}\frac{y^2}{c}+9.65\times10^{-1}y+7.75\times10^{-1}c \tag{30}$$

$$z_{od} = 4.60\times10^{-10}\frac{y^6}{c^5}-1.52\times10^{-7}\frac{y^5}{c^4}+1.95\times10^{-5}\frac{y^4}{c^3}-1.23\times10^{-3}\frac{y^3}{c^2}+3.93\times10^{-2}\frac{y^2}{c}-5.41\times10^{-1}y-4.98\times10^{-1}c \tag{31}$$

$$z_{iu} = -4.71\times10^{-10}\frac{y^6}{(\varepsilon c)^5}+1.56\times10^{-7}\frac{y^5}{(\varepsilon c)^4}-2.01\times10^{-5}\frac{y^4}{(\varepsilon c)^3}+1.3\times10^{-3}\frac{y^3}{(\varepsilon c)^2}-4.71\times10^{-2}\frac{y^2}{\varepsilon c}+9.65\times10^{-1}y+7.75\times10^{-1}\varepsilon c \tag{32}$$

$$z_{id} = 4.60\times10^{-10}\frac{y^6}{(\varepsilon c)^5}-1.52\times10^{-7}\frac{y^5}{(\varepsilon c)^4}+1.95\times10^{-5}\frac{y^4}{(\varepsilon c)^3}-1.23\times10^{-3}\frac{y^3}{(\varepsilon c)^2}+3.93\times10^{-2}\frac{y^2}{\varepsilon c}-5.41\times10^{-1}y-4.98\times10^{-1}\varepsilon c \tag{33}$$

利用式(26)~式(33)可以推导出惯性矩 I_y,最大正应力 σ_{max} 和翼型相对厚度减小量 ΔD。

3 结果与分析

利用 MATLAB 软件对在极限荷载作用下模拟安装了环形剪切腹板的风力机叶片进行分析。当 $\varepsilon=0$ 时,腹板被视为实心腹板,当 $\varepsilon>0$ 时,腹板被视为环形腹板。由式(17)看出,环形腹板截面与实心腹板截面不同,其惯性矩 I_y 也不同。从式(10)和式(20)看出,最大正应力 σ_{max} 和翼型相对厚度减小量 ΔD 也不同。为了探究两种腹板惯性矩 I_y,最大正应力 σ_{max} 和翼型相对厚度减小量 ΔD 的不同,需要研究这些变量随叶片内外弦长比 ε 和展长 x 的变化规律。

图 6 所示为截面惯性矩 I_y 随叶片内外弦长比 ε 和展长 x 的变化规律。可以看出:ε 越大,I_y 越小。$\varepsilon=0.1$ 时的 I_y 分别为 $\varepsilon=0.4$、$\varepsilon=0.7$ 和 $\varepsilon=0.9$ 时的 1.01 倍、1.2 倍和 5.4 倍。另外,4.84 m 处的 I_y 远大于叶尖处,从表 3 可以看出,4.84 m 处的 I_y 分别是 14.84 m 处和 24.20 m 处的 18 倍和 117.6 倍,I_y 随展长增大逐渐变小。从式(17)看出:I_y 值与展长呈非线性关系,因为叶片截面积与展长呈非线性关系,且截面积越大,这种关系越明显。

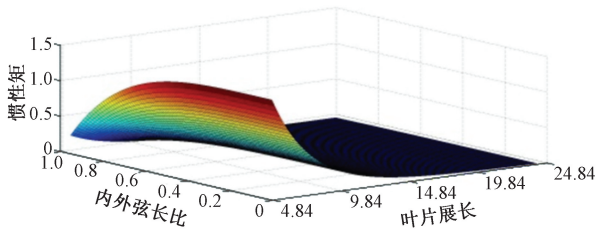


图 6 惯性矩变化趋势

Fig. 6 Inertia moment changing trend

表 3 沿展长方向,不同内外弦长比值时,惯性矩、最大正应力和减小量值

Table 3 The values of inertia moments, maximum stress and compression with different ratios ε along the blade span

ε	x/m	I_y/m^4	σ_{max}/Pa	ΔD/m
0.1	4.84	1.411 2	2.26×10^7	1.60×10^{-3}
	14.84	0.078 3	3.41×10^6	2.44×10^{-4}
	24.2	0.012 0	1.38×10^5	9.85×10^{-6}
0.4	4.84	1.398 6	2.3×10^7	1.61×10^{-3}
	14.84	0.077 6	3.47×10^6	2.46×10^{-4}
	24.2	0.011 9	1.4×10^5	9.94×10^{-6}
0.7	4.84	1.184 1	3.03×10^7	1.90×10^{-3}
	14.84	0.065 7	4.58×10^6	2.91×10^{-4}
	24.2	0.010 0	1.85×10^5	1.17×10^{-5}
0.9	4.84	0.261 8	1.22×10^8	8.70×10^{-3}
	14.84	0.014 5	1.84×10^7	1.30×10^{-3}
	24.2	0.002 2	7.43×10^5	5.31×10^{-5}

图7(a)所示为最大应力 σ_{max} 随内外弦长比 ε 和展长 x 的变化规律。可以看出,ε 值越大,σ_{max} 越大,$\varepsilon=0.9$ 时的 σ_{max} 分别是 $\varepsilon=0.7$、$\varepsilon=0.4$ 和 $\varepsilon=0.1$ 时的4、5.3、5.4 倍。从式(17)看出:I_y 与 ε 呈非线性关系,所以 σ_{max} 与 ε 亦呈非线性关系。另外,展长 4.84 m 处的 σ_{max} 远大于叶尖处,这与实际情况符合。从表3可以看出,越接近叶根处,最大正应力越大;越接近叶尖处,最大正应力越小。4.84 m 处的 σ_{max} 分别是 14.84 m 和 24.20 m 处的 6.6 倍和 163.8 倍。σ_{max} 延展长逐渐减小。从式(7)和式(10)看出:I_y 和 M 与展长均呈非线性关系,所以 σ_{max} 与展长亦呈非线性关系。

图7(b)所示为最大应力 σ_{max} 随内外弦长比 ε 和叶尖速比(tip speed ratio,TSR)的变化规律,当 TSR=8 时,σ_{max} 远大于 TSR=2 时。σ_{max} 随叶尖速比增大而增大,两者之间呈非线性关系,因为 I_y 和 M 与叶尖速比均呈非线性关系,这种关系可以从式(9)和式(18)得出。

图8所示为翼型相对厚度减小量 ΔD 随内外弦长比 ε 和展长 x 的变化规律。可以看出,ε 越大,ΔD 越大,$\varepsilon=0.9$ 时的 ΔD 分别为 $\varepsilon=0.7$、$\varepsilon=0.4$ 和 $\varepsilon=0.1$ 时的4.5倍、5.3倍和5.4倍。从式(17)和式(19)看出 I_y 与 ε 呈非线性关系,所以 ΔD 与 ε 亦呈非线性关系。另外,在展长 4.84 m 处的 ΔD 远大于叶尖处。从图7和表3可以看出,4.84 m 处的 ΔD 分别是 14.84 m 处和 24.20 m 处的 6.7 倍和 163.8 倍。ΔD 沿展长逐渐减小,二者呈非线性关系,因为从式(19)和式(20)中看出 I_y 和 M 与展长均呈非线性关系。

从图7(a)、图8和表3可以看出,在叶片展长为 4.84~14.84 m 时,如果 ε 接近1,σ_{max} 和 ΔD 越

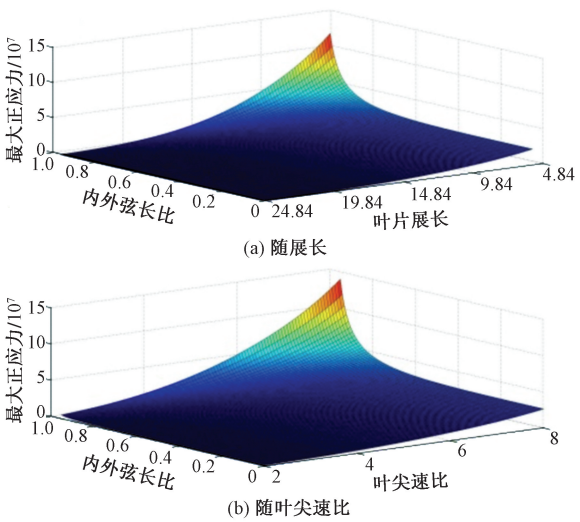


图7　最大正应力变化趋势

Fig. 7　Maximum stress changing trend

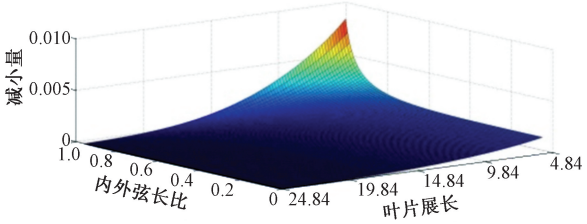


图8　减小量变化趋势

Fig. 8　Reduction changing trend

大,并且越接近叶根处,两者越大,所以叶根部最容易断裂,此处最需要安装剪切腹板以减小最大应力值 σ_{max} 和减小量 ΔD。此外,值得注意的是,若 ε 为 0~0.4,σ_{max} 则在 $1.95\sim1.99\times10^7$ Pa 范围内变化,ΔD 则在 0.001 3~0.001 5 m 变化。也就是说:$\varepsilon=0.4$ 时,σ_{max} 和 ΔD 与 $\varepsilon=0$ 时几乎相同,即内外弦长比 ε 选为0.4时的环形剪切腹板对提高叶片根部抗弯强度的作用与实心剪切腹板几乎相同。

4　结论

采用理论建模和数值模拟相结合的方法探究了风力机叶片抗弯性能随仿生环形剪切腹板形状参数的变化规律,分析了翼型截面惯性矩 I_y、最大应力 σ_{max}、翼型相对厚度减小量 ΔD 随内外弦长比 ε 和展长 x 的变化趋势,得到如下结论。

(1)翼型截面惯性矩 I_y 随内外弦长比 ε 和展长 x 的增加而减小,且皆呈非线性关系;最大应力 σ_{max} 随内外弦长比 ε 和叶尖速比 TSR 的增加而增大,而随展长 x 增加而减小,且均呈非线性关系;翼型相对厚度减小量 ΔD 随内外弦长比 ε 增加而增大,随展长 x 增加而减小,亦皆呈非线性关系。

(2)当内外弦长比值 $\varepsilon=0\sim0.4$,最大应力 σ_{max} 值和翼型相对厚度减小量 ΔD 的变化较小。即内外弦长比值 $\varepsilon=0.4$ 时,环形剪切腹板可以显著提高叶片抗弯强度,与实心剪切腹板相比无明显差别。又由于环形剪切腹板呈中空形状,与实心腹板相比其质量明显减小,因此环形剪切腹板在提高叶片抗弯强度的同时有助于实现叶片的轻量化。

参　考　文　献

[1] 高　伟,李　春,武玉龙,等. 叶尖小翼对腹板中空型风力机叶片模态特性的影响[J]. 现代制造工程,2013(9):17-21.
Gao Wei, Li Chun, Wu Yulong, et al. The modal characteristics impact of tip winglets to the hollow wind turbine blades[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2013(9): 17-21.

[2] Lagoa L I, Ponta F L, Otero A D. Analysis of alternative adaptive geometrical configurations for the NREL-5 MW wind turbine blade [J]. Renewable Energy, 2013, 59: 13-22.

[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.

[4] 刘宇航, 王渊博, 李 春, 等. 应用于气动弹性裁剪的大型风力机叶片弯扭耦合性能研究[J]. 动力工程学报, 2018, 38(12): 1016-1021.
Liu Yuhang, Wang Yuanbo, Li Chun, et al. Research on bend-twist coupling properties of twisted composite blades for large wind turbines based on aeroelastic tailoring [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2018, 38(12): 1016-1021.

[5] 杨 瑞, 张康康. 风力机叶片腹板缘条结构分析[J]. 机械设计与制造, 2020, 11: 118-120.
Yang Rui, Zhang Kangkang. Structure analysis of web chord of wind turbine blade[J]. Machinery Design & Manufacture, 2020, 11: 118-120.

[6] 周鹏展, 陈 瑞, 刘正伟, 等. 基于翼型内部结构的风力机叶片动力学特性有限元分析[J]. 长沙理工大学学报(自然科学版), 2016, 13(4): 66-73.
Zhou Pengzhan, Chen Rui, Liu Zhengwei, et al. Finite element analysis of the dynamic characteristics of wind turbine blades based on the internal structure of the airfoil[J]. Journal of Changsha University of Science and Technology (Natural Science), 2016, 13(4): 66-73.

[7] Choudhury S, Sharma T, Shukla K K. Effect of orthotropy ratio of the shear web on the aero-elasticity and torque generation of a hybrid wind turbine blade[J]. Renewable Energy, 2017, 113: 1378-1387.

[8] 张 立, 刘宇航, 李 春, 等. 基于仿生设计的风力机叶片腹板力学性能分析[J]. 热能动力工程, 2019, 34(9): 141-147.
Zhang Li, Liu Yuhang, Li Chun, et al. Mechanical performance analysis of wind turbine blade web based on bionic design [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(9): 141-147.

[9] 中国科学院中国植物志编辑委员会. 中国植物志[M]. 北京: 科学出版社, 2004: 275-276.
Editorial Committee of Flora of China, Chinese Academy of Sciences. Flora reipublicae popularis sinicae[M]. Beiing: Science Press, 2004: 275-276.

[10] Martin O. L. Hansen. 风力机空气动力学[M]. 肖劲松, 译. 北京: 中国电力出版社, 2009: 8-115.
Martin O. L. Hansen. Aerodynamics of wind turbines[M]. Xiao Jinsong, translated. Beiing: China Electric Power Press, 2009: 8-115.

[11] 黎明发, 张开银, 黄 莉. 材料力学[M]. 北京: 科学出版社, 2007: 70-140.
Li Mingfa, Zhang Kaiyin, Huang Li. Mechanics of materials [M]. Beiing: Science Press, 2007: 70-140.

[12] 沈观林, 胡更开. 复合材料力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006: 20-80.
Shen Guanlin, Hu Jingkai. Mechanics of composite materials [M]. Beiing: Tsinghua University Press, 2006: 20-80.

[13] 王龙甫. 弹性理论[M]. 北京: 科学出版社, 1984: 35-76.
Wang Longfu. Theory of elasticity[M]. Beiing: Science Press, 1984: 35-76.

[14] 罗祖道, 李思简. 各向异性材料力学[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1994: 32-95.
Luo Zudao, Li Xijian. Mechanics of anisotropic materials[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 1994: 32-95.

[15] 王承熙, 张 源. 风力发电[M]. 北京: 中国电力出版社, 2002: 42-68.
Wang Chengxi, Zhang Yuan. Wind power generation[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2002: 42-68.

[16] 汪 泉. 风力机叶片气动外形与结构的参数化耦合设计理论研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
Wang Quan. Study on the parameterized coupled design theory of wind turbine blade theory of wind turbine blade aerodynamic shape and structure[D]. Chongqing: Chongqing University, 2013.