

垂直轴风力机叶片动态失速数值模拟^{*}

梅 毅 曲建俊 许明伟

(哈尔滨工业大学机电工程学院, 哈尔滨 150001)

摘要: 利用数值计算方法研究了一种典型的大高径比垂直轴风力机叶片动态失速现象。在验证数值计算方法可靠的基础上,结合速度矢量图和涡量图,研究了8 m/s风速时风力机在不同尖速比下叶片动态失速现象以及风轮尺寸改变时风轮动态失速流场及其对风力机功率系数的影响规律。研究表明,尖速比过低,增大弦径比和叶片数均导致叶片动态失速和气流分离呈现加剧趋势,削弱风力机的气动性能。对于城市风力发电的大高径比垂直轴风力机,应使其在最佳尖速比下运行,同时控制弦径比在0.2~0.4之间,叶片数为3或4,以获得较好的气动性能。

关键词: 垂直轴风力机 动态失速 数值模拟 滑移网格 湍流模型

中图分类号: TK83 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)03-0184-07

引言

直叶片垂直轴风力机由于具有无需对风装置,结构相对简单以及加工制造容易等优势,适合应用于城市高楼楼顶、边远山村等地域,引起了研究人员对垂直轴风力机相关技术问题的广泛关注^[1-3]。风力机通常工作在复杂大气环境中,常受到动态失速现象的影响,导致风力机的输出功率降低和叶片所受载荷波动加剧,缩短其使用寿命。与水平轴风力机相比,垂直轴风力机叶片尖速比相对较低,对动态失速更加敏感,因此研究动态失速对垂直轴风力机气动和结构设计具有重要意义。

研究垂直轴风力机叶片动态失速主要有实验方法、数学模型方法和计算流体动力学(Computational fluid dynamics, CFD)方法。实验方法主要依靠动态测量和显示技术,如水槽实验^[4],粒子图像测速仪(PIV)研究^[5-6]。动态失速数学模型是利用静态翼型气动性能数据建立的半经验工程模型,例如Strickland模型、Paraschivoiu模型、Masse - Berg模型^[7]以及B - L动态失速修正模型^[8]。实验方法对设备要求较高且常受到各种条件限制,不易展开大规模量化研究。数学模型方法相对简单且计算时间短,却由于引入了经验常数使之存在准确性不高和通用性差问题,并且无法描述动态失速流场细节。

随着计算机技术和数值算法的迅速发展,基于N - S方程的CFD方法可以清晰、准确地揭示出非

定常流场的流动机理,并获得相应的气动性能数据,逐渐成为研究垂直轴风力机的重要工具^[9-10]。近年来,各国学者采用CFD方法更加系统地研究了不同流动参数下垂直轴风力机叶片动态失速^[11-13]。目前基于CFD方法的研究重点关注的是动态失速对翼型气动参数的影响,而对尖速比或风轮几何尺寸变化时,动态失速与叶片力矩和风轮功率系数之间的关系,相关研究较少,这不利于垂直轴风力机气动性能改进。

同等扫风面积下,大高径比($H/R > 2$)垂直轴风力机具有起动性能好,风轮结构刚度大,机组占地面积小等优点,适合土地使用面积有限且风速偏低的城市。本文针对一种典型的大高径比直叶片垂直轴风力机,在验证二维CFD方法计算可靠的基础上,研究不同尖速比下叶片动态失速现象以及风轮尺寸改变时动态失速流场对风力机功率系数的影响规律,为垂直轴风力机的工程设计提供指导。

1 研究模型

垂直轴风力机流场复杂,攻角变化范围大,叶片动态失速和流动分离频繁,对数值模拟提出了较高要求,因此需要将风洞实验数据与CFD计算结果进行对比,以验证CFD方法是否反映了真实的物理问题。加拿大麦克马斯特大学和Cleanfield Energy公司合作研制了一台用于城市风力发电的高径比为1.2的直叶片垂直轴风力机,先后在户外实际风况

收稿日期: 2013-04-18 修回日期: 2013-07-25

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51175104)

作者简介: 梅毅,博士生,主要从事风力机叶片气动性能分析与优化设计研究, E-mail: darrenymeimei@gmail.com

通讯作者: 曲建俊,教授,博士生导师,主要从事压电驱动、摩擦学功能材料设计制备、风力发电技术研究, E-mail: qujianjun@hit.edu.cn

和位于加拿大滑铁卢的风洞中进行了全尺寸实验^[14]。实验风力机额定功率 2.5 kW,风轮半径 $R = 1.25\text{ m}$,风轮主轴直径 $d = 0.1\text{ m}$,叶片高 $H = 3\text{ m}$,弦长 $C = 0.4\text{ m}$,采用 NACA0015 翼型。实验所得风力机气动性能指标为无量纲量——功率系数 C_p ,计算公式为

$$C_p = \frac{Tn}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^3 A} \tag{1}$$

式中 T ——风轮的转矩 n ——风轮转速
 ρ ——空气密度 V_∞ ——风速
 A ——风轮扫风面积

与其他垂直轴风力机实验相比,该风洞实验研究了风力机在多个风速下的气动性能,实验数据相对全面可靠,并且修正了由风轮支撑臂阻力以及测试系统误差等因素造成的功率损失,采用 10% 的湍流度用以模拟实际风况,获得了理想条件下的风力机功率系数值,适合用做 CFD 模拟技术验证。目前城市中安装的垂直轴风力机大多为小型机组,国家标准^[15]规定小型风力机工作的额定工作风速应在 6 ~ 10 m/s 之间选取,因此选用 8 m/s 风速下风洞实验的功率系数值与 CFD 计算数据对比。

2 数值方法及验证

2.1 控制方程与湍流模型

直叶片垂直轴风力机叶片截面相同,可将三维流场简化为二维流场,以减小计算量。在以恒角速度绕风轮主轴旋转的相对直角坐标系下,时间平均控制方程组为

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_e \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_i \end{cases} \tag{2}$$

式中 p ——压强 μ_e ——有效粘性系数
 S_i ——广义源项 x_i, x_j ——各坐标分量
 u_i, u_j ——平均相对速度分量

经过时均后,方程中出现雷诺应力等脉动关联项而未封闭。两方程 SST $k-\omega$ 模型在壁面处采用标准 $k-\omega$ 模型,在边界层边缘和自由剪切层采用标准 $k-\varepsilon$ 模型。SST $k-\omega$ 模型综合了 $k-\omega$ 模型在近壁区和 $k-\varepsilon$ 模型在远场计算的优点,对逆压梯度较大的流场和分离流的预测有更高的精度,故在本文选用 SST $k-\omega$ 湍流模型来封闭时均方程组。 k 方程和 ω 方程的形式以及方程中各参数的算法和取值可参见文献[16]。

2.2 几何建模与网格划分

采用 Gambit 软件建立如图 1 所示的风轮叶片和转轴二维模型以及由风轮旋转区域和静止区域组成的计算域 ABCD。风轮回转直径记为 Φ , $l_{AC} = l_{BD} = 10\Phi$, $l_{AB} = l_{CD} = 20\Phi$,风轮回转中心距离 l_{AC} 为 5Φ ,距离 l_{BD} 为 15Φ ,风轮旋转区域直径为 2Φ 。如图 2a 所示,为提高计算精度,采用稳定性更好的四边形网格分块划分计算域,整个计算域网格总数为 345 206。如图 2b 所示,加密叶片附近的网格并使其表面网格节点数为 984,第 1 层网格高度为 $5 \times 10^{-5}\text{ m}$,以保证平均壁面函数 $y^+ \approx 1$ 。为能得到随时间变化的数值解,采用滑移网格处理旋转区域和非旋转区域之间的耦合问题。

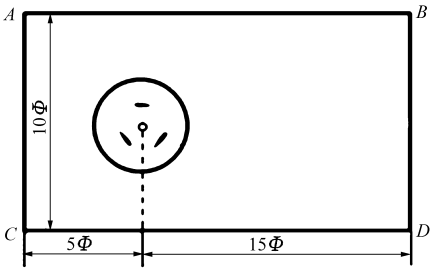


图 1 计算域示意图

Fig. 1 Schematic of computational domain

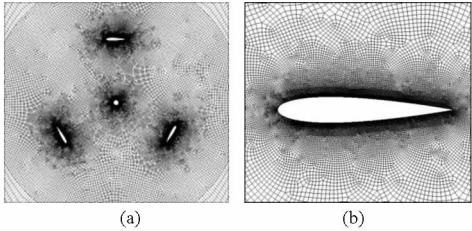


图 2 计算域网格与叶片网格

Fig. 2 Computational domain grid and mesh around blade

(a) 计算域 (b) 叶片

2.3 边界条件与求解设定

本文利用商用软件 Fluent 求解时均方程组。进口边界 l_{AC} 设置为速度进口边界条件,来流速度为 8 m/s,湍流度为 10%,湍流长度尺寸为 0.028 m,压力为大气压力,出口边界 l_{BD} 设置为压力出口边界条件。3 个叶片、转轴以及计算域边界 l_{AB} 和 l_{CD} 均设为无滑移壁面。旋转区域和外部静止区域结合面设置为 interface 边界条件,实现二者数据传递。采用分离式求解方法,速度与压力耦合采用 PISO 算法以提高计算收敛性,应用有限体积法离散控制方程,压力插值项选用 PRESTO 格式,动量、湍动能和耗散率均采用 QUICK 格式,为能够更加精确地捕捉流场细节,根据不同尖速比下风轮的转速,设置非定常计算时间步长为风轮旋转 0.5° 所需时间,各项残差均控制在 10^{-5} 。为使流场充分发展,转矩系数也应该周期性收敛,因此风轮需要旋转 6 周以后才能得到稳

定的计算结果。

2.4 计算结果处理方法

风力机的功率系数是评价气动性能的主要指标,可将风轮瞬时驱动力矩平均值代入式(1)计算得到。风洞实验中瞬时力矩是转角 θ 的函数,数值计算中瞬时力矩是时间 t 的函数。利用 Fluent 模拟流场达到稳定后,风轮旋转一周的平均力矩 T_{avg} 的计算式为

$$T_{\text{avg}} = \frac{1}{b-a} \int_a^b T(t) dt \tag{3}$$

式中 $T(t)$ ——风轮在任意 t 时刻的瞬时力矩
 a ——风轮旋转一周的起点时间
 b ——风轮旋转一周的终点时间

由于 Fluent 计算得到的是离散时间点的瞬时力矩,故利用梯形法则处理式(3)得到平均力矩计算公式

$$T_{\text{avg}} = \frac{\Delta t}{2(t_n - t_0)} \left(T(t_0) + T(t_n) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} T(t_i) \right) \tag{4}$$

式中 $T(t_i)$ ——风轮任意 t_i 时刻的瞬时力矩
 t_0 ——风轮旋转一周的起点时间
 t_n ——风轮旋转一周的终点时间
 Δt ——计算时采用的时间步长

从图 3 所示的功率特性曲线图($C_p-\lambda$ 曲线)可以看到,风洞实验和 CFD 计算得到的 $C_p-\lambda$ 曲线趋势一致,计算数据点与实验数据点也基本吻合,证明本文所用 CFD 计算方法可靠。

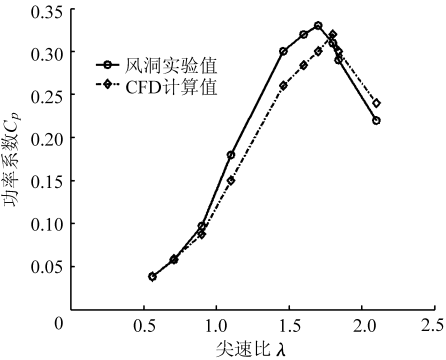


图 3 功率特性曲线比较
Fig. 3 Comparison of power performance curves

3 结果与讨论

3.1 不同尖速比下的动态失速研究

由于垂直轴风力机 3 个叶片旋转过程中受周期性力矩相同,本节以单个叶片为研究对象,考察其在 4 种风轮尖速比下,即 $\lambda = 2.1, \lambda = 1.7, \lambda = 1.1, \lambda = 0.71$, 风轮旋转一周过程中所受力矩的变化情况。 $\lambda = 1.7$ 时风力机获得最大功率系数。单个叶片力

矩 T_b 随转角 θ 变化如图 4 所示,不同尖速比下叶片力矩在风轮上游区域($0^\circ \leq \theta < 180^\circ$)达到峰值后降至最低,力矩达到峰值时的转角随尖速比增大而增大。叶片力矩降至最低后在风轮下游区域($180^\circ \leq \theta < 360^\circ$)存在不同程度波动。为深入研究风轮旋转过程中动态失速现象及其对叶片力矩变化的影响规律,下文结合流场速度矢量图分析其流动机理。

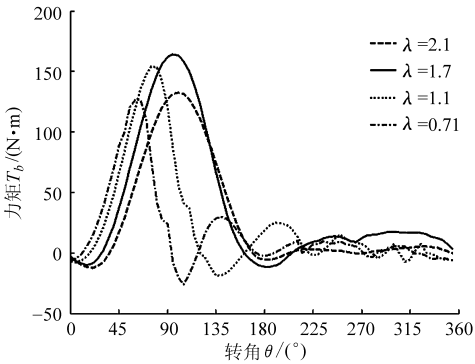


图 4 不同尖速比下单个叶片瞬时力矩变化曲线
Fig. 4 Velocity curves of articulation

如图 5 所示, $\lambda = 2.1$ 时叶片表面流动分离现象并不明显。叶片转至 $\theta = 95^\circ$ 时,尾缘处出现第 1 个失速涡,此时叶片力矩由峰值开始下降,但该失速涡尺度并未继续增大,直至 $\theta = 205^\circ$ 时完全从叶片表面脱落,失速涡始终维持在较小区域内。尾缘失速涡脱落后,风轮下游区域叶片力矩保持相对稳定。

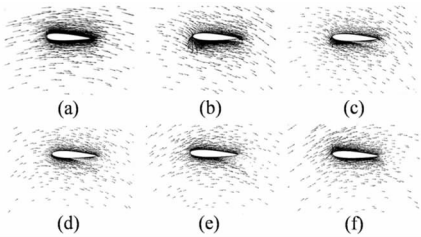


图 5 $\lambda = 2.1$ 时叶片流场速度矢量图
Fig. 5 Contours of velocity vector of the blade at $\lambda = 2.1$
(a) $\theta = 55^\circ$ (b) $\theta = 95^\circ$ (c) $\theta = 135^\circ$
(d) $\theta = 155^\circ$ (e) $\theta = 175^\circ$ (f) $\theta = 205^\circ$

如图 6 所示, $\lambda = 1.7$ 时在 $\theta = 95^\circ$ 处叶片表面开始出现尾缘失速涡,叶片转至 $\theta = 115^\circ$ 时前缘也开始形成失速涡。随后,前缘失速涡和尾缘失速涡逐渐沿着叶片表面发展融合在一起,在 $\theta = 125^\circ$ 时形成一个尺度更大的失速涡,导致此时叶片所受力矩值开始急剧下降,该失速涡在 $\theta = 205^\circ$ 时从叶片表面脱落。叶片在风轮下游区域大部分时间内表面都没有产生失速涡,因此所受力矩值依旧保持相对稳定。

如图 7 所示, $\lambda = 1.1$ 时叶片动态失速更频繁。 $\theta = 75^\circ$ 时叶片表面开始出现尾缘失速, $\theta = 90^\circ$ 时叶片前缘也出现流动分离, $\theta = 105^\circ$ 时前缘失速涡与尾

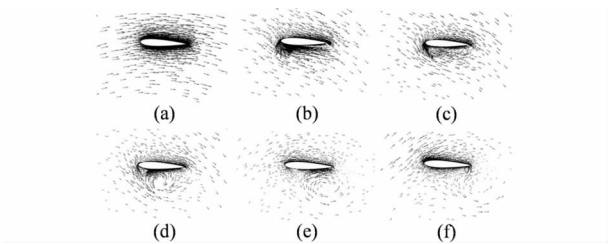


图 6 $\lambda = 1.7$ 时叶片流场速度矢量图

Fig. 6 Contours of velocity vector of the blade at $\lambda = 1.7$
(a) $\theta = 55^\circ$ (b) $\theta = 95^\circ$ (c) $\theta = 115^\circ$
(d) $\theta = 125^\circ$ (e) $\theta = 180^\circ$ (f) $\theta = 205^\circ$

缘失速涡融合形成了大尺度失速涡。 $\theta = 135^\circ$ 时,大尺度失速涡尚未脱落,叶片尾缘处又再次出现失速涡,此时力矩值降至最小。随后由于大尺度涡从叶片表面脱落,叶片力矩有所增大。但进入风轮下游区域后,叶片尾缘和前缘继续先后出现动态失速现象,导致力矩值波动剧烈。

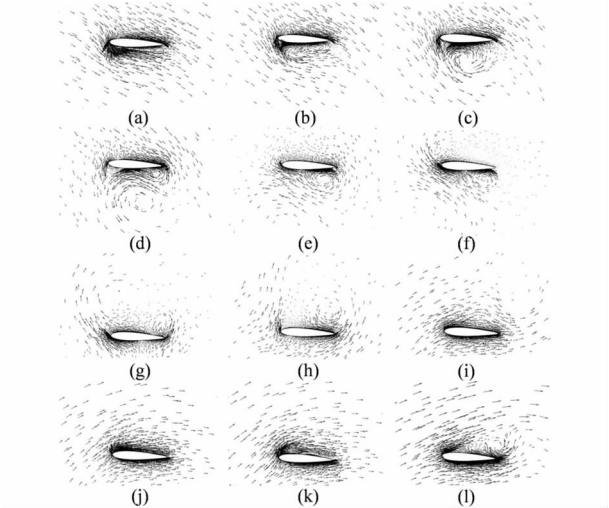


图 7 $\lambda = 1.1$ 时叶片流场速度矢量图

Fig. 7 Contours of velocity vector of the blade at $\lambda = 1.1$
(a) $\theta = 75^\circ$ (b) $\theta = 90^\circ$ (c) $\theta = 105^\circ$ (d) $\theta = 135^\circ$
(e) $\theta = 165^\circ$ (f) $\theta = 180^\circ$ (g) $\theta = 210^\circ$ (h) $\theta = 220^\circ$
(i) $\theta = 250^\circ$ (j) $\theta = 280^\circ$ (k) $\theta = 310^\circ$ (l) $\theta = 340^\circ$

如图 8 所示, $\lambda = 0.71$ 、 $\theta = 60^\circ$ 时就产生了第 1 个尾缘失速涡, $\theta = 100^\circ$ 时出现第 2 个尾缘失速涡,此时叶片力矩最小。随着大尺度失速涡在 $\theta = 140^\circ$ 时脱离叶片,力矩有所上升。但 $\theta = 180^\circ$ 时开始形成的大尺度前缘失速涡使力矩再次下降。进入下游区域,与 $\lambda = 1.1$ 时相似,尾缘和前缘相继出现失速涡,但该尖速比下空气流过叶片的相对速度过小,失速涡的能量也相对较小,失速涡在风轮下游区域存在的时间也比较短,导致叶片力矩的波动幅度不及 $\lambda = 1.1$ 时的情形。

3.2 不同风轮尺寸时的动态失速研究

为使研究结论具有可推广性,在风轮扫风面积不变的前提下(即风轮 $H/R = 2.4$ 不变),重点研究

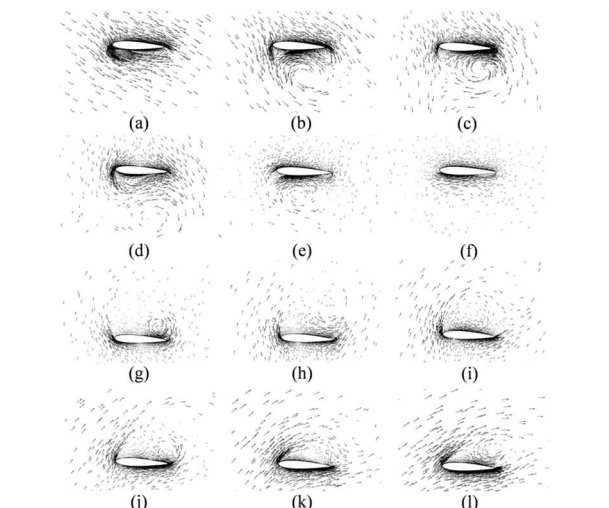


图 8 $\lambda = 0.71$ 时叶片流场速度矢量图

Fig. 8 Contours of velocity vector of the blade at $\lambda = 0.71$
(a) $\theta = 60^\circ$ (b) $\theta = 100^\circ$ (c) $\theta = 140^\circ$ (d) $\theta = 180^\circ$
(e) $\theta = 210^\circ$ (f) $\theta = 230^\circ$ (g) $\theta = 250^\circ$ (h) $\theta = 270^\circ$
(i) $\theta = 290^\circ$ (j) $\theta = 310^\circ$ (k) $\theta = 330^\circ$ (l) $\theta = 350^\circ$

弦径比(C/R)和叶片数量 N 改变对风力机功率特性的影响以及风轮动态失速流场的变化情况。

3.2.1 不同弦径比下的动态失速研究

图 9 为不同弦径比下风力机功率特性曲线。由图可知,随着弦径比的增加,风力机功率特性曲线左移,具有较高功率系数的尖速比范围缩小。弦长的增大使叶片雷诺数增大,低尖速时获得更大的驱动力矩,功率系数也增大。但弦长增大也使叶片的表面积增大,尖速比提高所导致的摩擦阻力增大也愈加显著,因而风力机功率特性曲线随叶片弦径比增大而变窄。

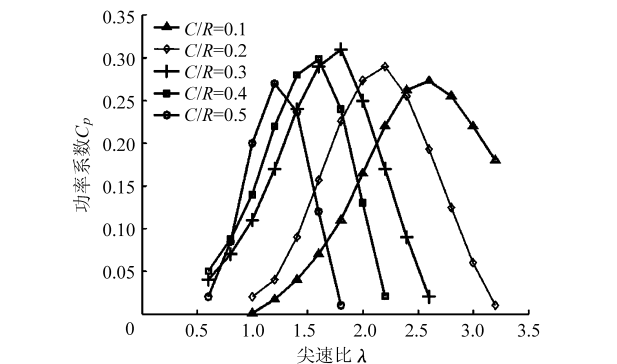


图 9 不同弦径比下功率特性曲线

Fig. 9 Power performance curves under variant cord radius ratios

不同弦径比时功率系数峰值和最佳尖速比如表 1 所示,随着弦径比的增加,最佳尖速比逐渐降低,功率系数峰值先增大后减小。该现象可通过风力机动态失速流场的变化来解释。图 10 为不同弦径比下,处于功率系数峰值时的风轮涡量图。弦径比为 0.1 时功率系数峰值为 0.275,叶片动态失速

涡和气流分离并不明显,但上游叶片尾流对下游叶片的干扰较大,限制了功率系数峰值的提高。随着弦径比的增大,叶片尾流的影响逐渐减弱,在弦径比为 0.3 时达到最大功率系数峰值 0.31。弦径比进一步增大后,叶片出现明显的气流分离,失速涡尺度和数量显著增大,削弱了风力机的气动性能,功率系数峰值在弦径比为 0.5 时降至最低 0.27。

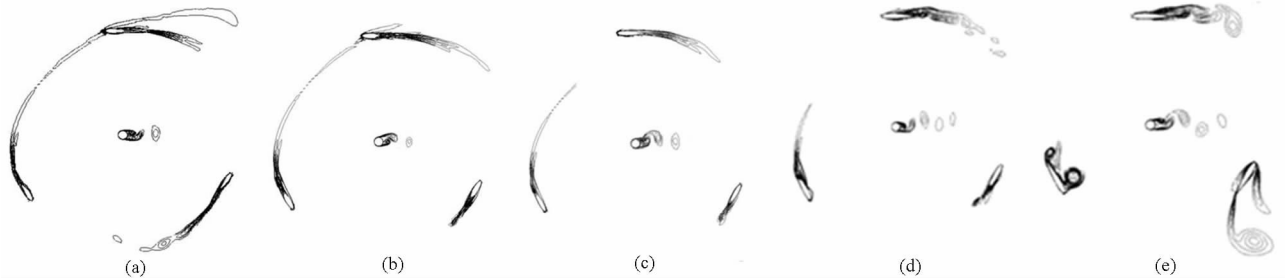


图 10 不同弦径比时的风轮涡量图

Fig. 10 Vorticity contours of variant cord radius ratios

(a) $C/R=0.1$ (b) $C/R=0.2$ (c) $C/R=0.3$ (d) $C/R=0.4$ (e) $C/R=0.5$

3.2.2 不同叶片数量时的动态失速研究

图 11 为不同叶片数 N 时的风力机功率特性曲线。从图中可以看到,增加叶片数使风力机功率特性曲线左移,具有较高功率系数的尖速比范围缩小。这是由于叶片数增加使风轮在低尖速比时可获得更大的驱动力矩,提高了功率系数,使功率特性曲线左移。但叶片数增加也使流场受到的干扰增强,处于风轮下游区域的叶片可吸收的风能减少。叶片数越多,流场在尖速比升高时所受的干扰越强,功率系数下降越明显,因此风力机功率特性曲线随叶片数增大而变窄。

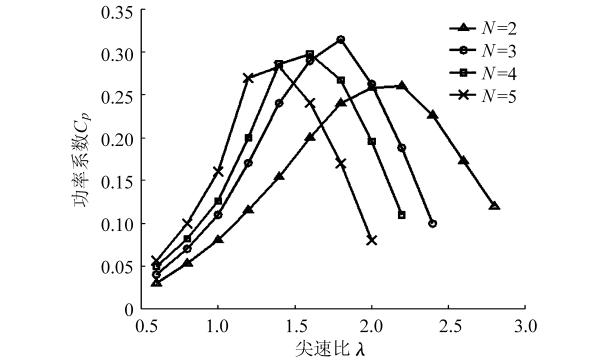


图 11 不同叶片数量下功率特性曲线

Fig. 11 Power performance curves under variant blade numbers

不同叶片数量时功率系数峰值和最佳尖速比如表 2 所示,随着叶片数的增加,最佳尖速比逐渐降低,功率系数峰值先增大后减小。图 12 为不同叶片数下,处于功率系数峰值时的风轮涡量图。叶片数为 2 和 3 时,叶片表面动态失速涡和气流分离均不明显,但过少的叶片数使风轮吸收风能受限,2 叶片

表 1 不同弦径比时的功率系数峰值和最佳尖速比

Tab.1 Values of peak power coefficient and optimal tip speed ratio under variant cord radius ratios

参数	弦径比 C/R				
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
功率系数峰值	0.275	0.29	0.31	0.298	0.27
最佳尖速比	2.63	2.18	1.79	1.68	1.32

时功率系数峰值为 0.26,3 叶片时功率系数峰值达到最大值 0.31。进一步增大叶片数,叶片出现明显的气流分离和失速涡,上游叶片表面脱落的失速涡对下游叶片也产生了干扰,削弱了风力机的气动性能,降低了功率系数峰值。叶片数为 5 时,叶片失速涡的尺度最大,数量最多,叶片间相互干扰更严重,功率系数峰值降至 0.27。

表 2 不同叶片数量时的功率系数峰值和最佳尖速比

Tab.2 Values of peak power coefficient and optimal tip speed ratio under variant blade numbers

参数	叶片数量 N			
	2	3	4	5
功率系数峰值	0.26	0.31	0.29	0.27
最佳尖速比	2.30	1.79	1.67	1.40

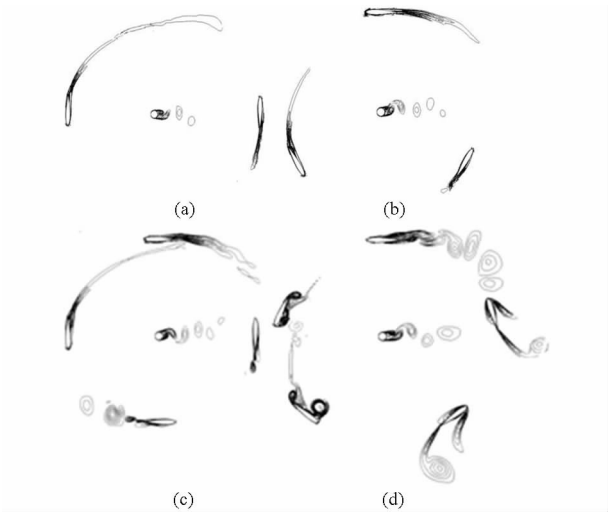


图 12 不同叶片数量时的风轮涡量图

Fig. 12 Vorticity contours under variant blade numbers

(a) $N=2$ (b) $N=3$ (c) $N=4$ (d) $N=5$

城市环境中风速偏低,风轮最佳尖速比不宜过高,这也有利于降低风力机额定运行时的噪声。风力机的弦径比在 $0.2 \sim 0.4$ 之间,叶片数量取为3或4时,可将风轮的最佳尖速比控制在 $1.5 \sim 2.5$ 之间以降低噪声,同时功率系数峰值处于相对较高的 $0.29 \sim 0.31$ 范围内。

4 结论

(1)动态失速现象导致垂直轴风力机叶片表面出现气流分离和动态失速涡,使叶片力矩急剧下降并产生剧烈波动。尖速比越低叶片获得较大驱动力

矩的时间越短,气动性能越差,应尽量使风力机在可获得最高功率系数的最佳尖速比下工作。

(2)风轮弦径比由 0.1 增大至 0.5 和叶片数由 2 增大至 5 的过程中,功率系数峰值均是先增大后减小,叶片动态失速和气流分离都呈现逐渐加剧的趋势。叶片数为3,弦径比为 0.3 时,风力机有最大功率系数峰值 0.31 。

(3)设计用于城市风力发电的大高径比垂直轴风力机时,弦径比控制在 $0.2 \sim 0.4$ 之间,叶片数量取为3或4时,风力机气动性能较好。

参 考 文 献

- 1 李岩,田文强,冯放,等.组合型垂直轴风力机结合角度对起动性的影响[J].农业机械学报,2012,43(12):102-106.
Li Yan, Tian Wenqiang, Feng Fang, et al. Starting performance effects of combining angle on combined type VAWT[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(12):102-106. (in Chinese)
- 2 曲建俊,梅毅,许明伟.基于复合形法的垂直轴风力机翼型优化设计[J].可再生能源,2011,29(3):132-136.
Qu Jianjun, Mei Yi, Xu Mingwei. Optimal design on airfoil of vertical axis wind turbine based on complex optimum method[J]. Renewable Energy Resources, 2011,29(3):132-136. (in Chinese)
- 3 张立勋,刘小红,张松,等.基于多种UDF方法的变桨距垂直轴风力机性能分析[J].农业机械学报,2012,43(9):120-124.
Zhang Lixun, Liu Xiaohong, Zhang Song, et al. Performance analysis of variable-pitch vertical axis wind turbine based on various UDF methods[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(9):120-124. (in Chinese)
- 4 Brochier G, Fraunie T P, Beguier J C. Water channel experiments of dynamic stall on darrieus wind turbine blades[J]. Journal of Propulsion and Power, 1986,2(5):445-449.
- 5 Fujisawa N, Shibuya S. Observations of dynamic stall on darrieus wind turbine blades[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2001,89(2):201-214.
- 6 Ferreira C S, Kuik G V, Bussel G V, et al. Visualization by PIV of dynamic stall on a vertical axis wind turbine[J]. Experimental Fluids, 2009,46:97-108.
- 7 Claessens M C. The design and testing of airfoils for application in small vertical axis wind turbines[D]. Delft: Delft University of Technology, 2006.
- 8 刘占芳,颜世军,张凯,等.计及动态失速和有限展弦比的立轴风力机气动分析[J].农业机械学报,2011,42(2):120-125.
Liu Zhanfang, Yan Shijun, Zhang Kai, et al. Aerodynamic performance prediction for darrieus wind turbine in view of dynamic stall and finite aspect ratio effects[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(2):120-125. (in Chinese)
- 9 杨从新,巫发明,张玉良.基于滑移网格的垂直轴风力机非定常数值模拟[J].农业机械学报,2009,40(6):98-102.
Yang Congxin, Wu Faming, Zhang Yuliang. Numerical simulation on unsteady rotated flow of a vertical axis wind turbine based on moving meshes[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(6):98-102. (in Chinese)
- 10 Untaroiu A, Wood H G, Allaire P E, et al. Investigation of self-starting capability of vertical axis wind turbines using a computational fluid dynamics approach[J]. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 2011,133(1):011001.
- 11 Wang Shengyi, Ingham D B, Ma L, et al. Numerical investigations on dynamic stall of low Reynolds number flow around oscillating airfoils[J]. Computers & Fluids, 2010, 39(9):1529-1541.
- 12 Qin N, Howell R, Durrani N, et al. Unsteady flow simulation and dynamic stall behaviour of vertical axis wind turbine blades[J]. Wind Engineering, 2011, 35(4):511-527.
- 13 Amet E, Matre T, Pellone C, et al. 2D numerical simulations of blade-vortex interaction in a darrieus turbine[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(11):111103.
- 14 Fiedler A J, Tullis S. Blade offset and pitch effects on a high solidity vertical axis wind turbine[J]. Wind Engineering, 2009,33(3):237-246.
- 15 GB/T 13981—2009 小型风力机通用设计要求[S]. 2009.
- 16 Menter F R. Two equation eddy viscosity turbulence models for engineering application[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8):1598-1605.

Numerical Study on Blade Dynamic Stall of Vertical Axis Wind Turbine

Mei Yi Qu Jianjun Xu Mingwei

(School of Mechatronics , Harbin Institute of Technology , Harbin 150001 , China)

Abstract : The blade dynamic stall behavior of a vertical axis wind turbine with high height to radius ratio was studied using a numerical method. The numerical modeling technique reliability was validated through a comparison of the computational results with the wind tunnel measurement. Below constant wind condition 8 m/s , combined with the velocity vector and vorticity contours , the dynamic stall behavior and the rotor power performance were investigated with different tip speed ratios and variant turbine configurations. Illustrated by the simulation , lowering the tip speed ratio and increasing the rotor cord to radius ratio and the blade number will enhance the vortex generation and the flow separation on blades , leading to significant degradation of turbine performance. It can be concluded from the numerical analysis , a vertical axis wind turbine with high height to radius ratio applied in urban area will experience a better performance when operating in the optimal tip speed ratio , with rotor cord to radius ratio between 0.2 and 0.4 , and 3 or 4 blades.

Key words : Vertical axis wind turbine Dynamic stall Numerical simulation Sliding mesh Turbulence model

(上接第 151 页)

Adaptability of Near-infrared Sensor for Moisture Measurement of Different Soils

Yin Zhe Lei Tingwu Chen Zhanpeng Yan Qinghong Dong Yuequn

(College of Water Resources and Civil Engineering , China Agricultural University , Beijing 100083 , China)

Abstract : The sensor for soil moisture measurement should have broad adaptability , and the soil moisture can be measured by the sensor upon the determination of the relationship between soil moisture and relevant variable. Five typical soils from different geographic locations of China were sampled for soil moisture measurement test with the near infrared sensor designed with 1 940 nm as measuring wavelength and 1 800 nm as reference wavelength. The reflectance of those two wavelengths was transformed to relative absorbance depth to minimize the influencing factors. The results indicate there existing strong linear correlation between soil moisture and relative absorption depth for different soils. Independent data sets were used to validate the calibration model , and the root mean square error is less than 6% except for the red soil from southern China. The research shows the adaptability of the sensor for different soils and the calibration steps.

Key words : Soil moisture Near-infrared Sensor Model adaptability