

基于降风阻力器的风电叶片激振降阻特性及试验

张磊安¹, 刘卫生², 黄雪梅¹, 袁 伟¹, 黄辉秀²

(1. 山东理工大学机械工程学院, 淄博 255049; 2. 江苏省海上风电叶片设计与制造技术重点实验室, 连云港中复连众复合材料集团有限公司, 连云港 222006)

摘 要: 从实用的角度出发提出一种基于降风阻力器补偿的降阻增幅激振方案,即在靠近叶片尖部区域安装1个降风阻力器,减小叶片振动面受到的风阻。首先设计4种不同截面形状的降风阻力器,采用ANSYS/CFD软件进行数值模拟,得出锐角型和椭圆型具有更好的降风阻功能,且角度越小,降风阻效果越好。最后搭建1套基于锐角型降风阻力器补偿的风电叶片疲劳测试平台,试验结果表明,相同条件下该激振方式能很好地降低风阻,叶片稳定状态的振幅从750 mm增大到1000 mm,具有广阔的工程应用前景。

关键词: 风电叶片; 疲劳试验; 数值模拟; 降风阻力器; 激振特性

中图分类号: TH113

文献标识码: A

0 引 言

中国海洋风能资源十分丰富。十三五时期,国家将大力推动海上风电跨越式发展,2020年装机容量预计可达1000万kW,未来中国海上风电装机容量的发展速度将呈指数递增^[1,2]。叶片作为海上风力发电机组的核心部件之一,正朝着大型化和智能化方向发展,而疲劳破坏作为海上叶片的主要失效形式之一,对其抗疲劳性能测试及相关领域的研究愈发重要。例如,Kong等^[3]采用有限元模拟和疲劳试验相结合的方式对叶片大梁的疲劳失效特性进行研究,并检验叶片结构的稳定性。中国科学院工程热物理所陈 啸等^[4,5]采用有限元模拟和试验验证相结合的方式研究大型风电叶片关键区域的屈曲特性。然而针对大型海上风电叶片疲劳测试的激振方式及装备研究,目前国内外普遍采用偏心质量块驱动的电动加载和液压伺服加载2种模式^[6-8],目前主流叶片功率较小(基本小于5 MW),采用单点激振模式尚能满足试验要求。随着叶片(尤其是海上风电叶片)长度逐渐增大,疲劳试验时要求叶片振幅相对较大,因此单点激振模式存在的驱动能力不足等缺点逐渐暴露出来。针对该工程应用问题,研究者提出风电叶片两点(多点)联合激振

模式^[9,10],两点联合激振虽然激振能力增大,但2个激振源之间固存着耦合现象,2个偏心块转速和相位要求具有较高的同步控制精度,另外激振装备的维护和购置成本都是不容忽视的因素。由于降低风阻有成功的工程应用,例如徐太栋等^[11]采用湍流模型和增强型近壁面处理方法对空气流场进行数值模拟,得到锥形整流结构的降风阻效果最好。因此本文从实用角度出发提出1种基于降风阻力器补偿的疲劳激振方案,即在靠近叶片尖部区域安装1个泡沫式降风阻力器。数值模拟不同形状降风阻力器的降阻效果,通过试验现场验证了锐角型降风阻力器能大幅提高设备的激振能力,具有广阔的工程应用前景。

1 面向风电叶片疲劳试验的降风阻力器模型

根据风电叶片疲劳测试大纲要求,试验之前叶片根部通过连接法兰盘固定在加载基座上,沿叶片展向某个位置安装1个疲劳激振装备,激振装备产生激振力驱动叶片持续振动,以此检验其抗疲劳性能。叶片振幅采用激光测距仪测量,然后通过RS485总线将数据传递给监控系统,总体测试方案如图1所示。然而随着叶片尺寸越来越大,现有的

收稿日期: 2017-07-31

基金项目: 山东省重点研发计划(2018GGX100304); 第11批中国博士后科学基金特别资助(2018T110704); 第62批中国博士后科学基金一等资助(2017M620291); 山东省自然科学基金(ZR2016EEP09)

通信作者: 张磊安(1982—),男,博士、副教授,主要从事机电系统建模与控制方面的研究。ziaver@163.com

激振装备难以保证叶片振幅达到设定值,因此本文通过在靠近叶片尖部区域安装一个降风阻力器,用于减少叶片表面受到的风阻,从而间接增大叶片振动幅值。

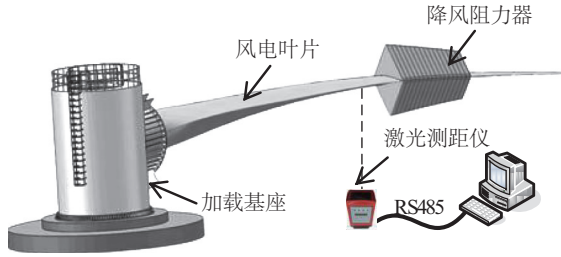


图1 总体测试方案

Fig. 1 Overall test scheme

设计4种不同截面外型(锐角型、直角型、圆型和椭圆型)的降阻器,4种降阻器模型如表1所示。

表1 降阻器模型

Table 1 Wind force reducer model

降阻器类型	模型	截面形状
锐角型		
直角型		
圆型		
椭圆型		

2 数值模拟

流场设置时,以不影响叶片和降风阻力器周围空气流动为原则,流场封闭空间至少为降风阻力器的3倍。根据降风阻力器的实际尺寸,外流场设置如图2所示(长为 L ,宽为 W ,高为 H)。为保证降

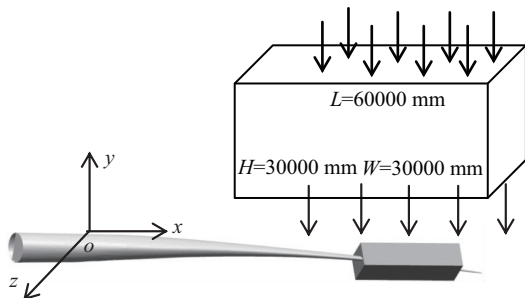


图2 仿真模型

Fig. 2 Simulation model

阻力器迎风面受力均匀, Inlet、Outlet 及 far field 外壁设置为 pressure far field。空气流速($-y$ 方向)为12 m/s,湍流粘度比为10,温度为300 K。

根据仿生学原理可知,在物体迎风横截面积不变的条件下,降风阻力器外形湍流模型的雷诺系数 Re 及初始参数选取满足式(1)^[12]:

$$Re = \rho v L / \mu \quad (1)$$

式中, ρ ——空气密度,1.29 kg/m³; v ——来流速度,6 m/s; L ——特征长度,6 m, μ ——流体动力黏度,1.78×10⁻⁵ Pa。

数值模拟时的湍流模型采用 $k-\varepsilon$ (2equ)标准型,其动能 k 方程和扩散 ε 方程可表示为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_b + G_k - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3)$$

式中, G_k ——层流速度梯度的湍流动能; G_b ——浮力产生的湍流动能; Y_M ——耗散率的贡献; G_1 、 G_2 、 G_3 ——常量; σ_k 、 σ_ε —— $k-\varepsilon$ (2equ)标准方程的湍流普朗特数; S_ε 、 S_k ——用户定义的湍流耗散项和湍流动能项。

采用 ANSYS/CFD 模块进行数值模拟,进行网格划分时,外场空间采用四面体网格。由于精度要求不高,网格最大尺寸为0.02 m。降风阻力器附近的气流剧烈,与降风阻力器所受风阻密切相关,因此在降风阻力器周围采用加密网格,网格最大尺寸为0.002 m,总数约为1580000,初步迭代次数为100。为了对比4种降风阻力器的降阻效果,设计的4种降风阻力器长度均为6000 mm,迎风面积为2.4×10⁷ mm²。仿真结果如表2所示。从表2可得出,所有降风阻力器均能有效降低迎风面的阻力,但在相同初始条件下,直角型降风阻力器受到的阻力最大,椭圆型降风阻力器受到的阻力最小。即降阻能力关系为:直角型<圆柱型<锐角型<椭圆型,但锐角型与椭圆型降阻能力接近。

由于锐角型与椭圆型降阻效果最佳,分别设计了4种锐角型降风阻力器模型(底边的长度均为1200 mm,高度表示为 h),其受力仿真结果如表3所示。

表2 降风阻力器受力仿真

Table 2 Wind force reducer simulation









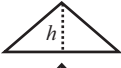
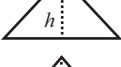
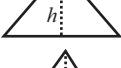
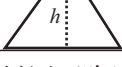
类型	受力模型	受风尺寸/mm	受力/N
锐角型		 斜边:2000 底边:1660	378
直角型		 斜边:2000 底边:2800	834
圆型		 直径:2546	686
椭圆型		 长边:1483 短边:1000	327

表3 受力对比(截面为三角形)





Table 3 Force contrast (triangular cross section)

序号	尺寸/mm	受力/N
①	 $h=500$	930
②	 $h=750$	715
③	 $h=1000$	588
④	 $h=1250$	462

设计4种椭圆型降风阻力器模型(短轴长度均为1200 mm,长轴表示为 d),其受力结果如表4所示。

表4 受力对比(截面为椭圆)

Table 4 Force contrast (cross section is ellipse)

序号	尺寸/mm	受力/N
①	 $d=1400$	640
②	 $d=1600$	505
③	 $d=1800$	370
④	 $d=2000$	288

由仿真结果可知,当降风阻力器截面形状为三角形时,顶角越小,即高与底边比值越大,降阻效果越好。当降风阻力器截面形状为椭圆时,拐角越小,即长轴与短轴比值越大,降阻效果越好。

3 试验研究

3.1 试验平台搭建

以 aeroblade2.0-54 大型海上风电叶片最大挥舞

面为激振方向,叶片1阶固有频率约为0.45 Hz,长度为54 m。采用电机带动偏心质量块旋转产生的离心力进行激振,激振点为沿着叶片展向44 m处,电动机功率22 kW,偏心块等效质量为350 kg,偏心距为0.8 m。试验现场如图3所示。



图3 基于降风阻力器的疲劳试验现场

Fig. 3 Fatigue test site based on wind force reducer

从图3得出,采用锐角型降风阻力器, $\theta=45^\circ$,它由若干块软泡沫经数控加工而成,分成若干段相串联,总长度为6 m,安装在距离叶片尖部1 m处,降风阻力器内壁呈流线型,与叶片表面紧密贴合,外形如图4所示。

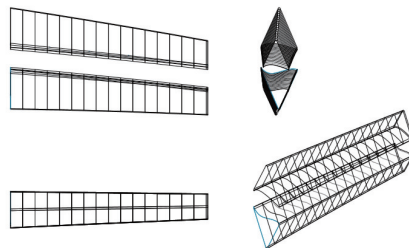
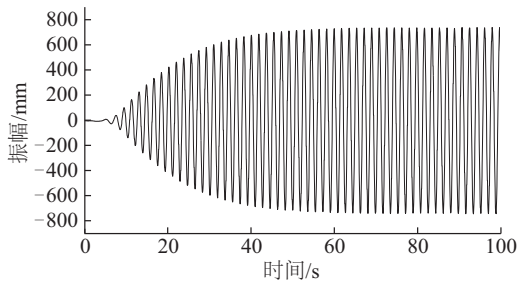


图4 降风阻力器外形

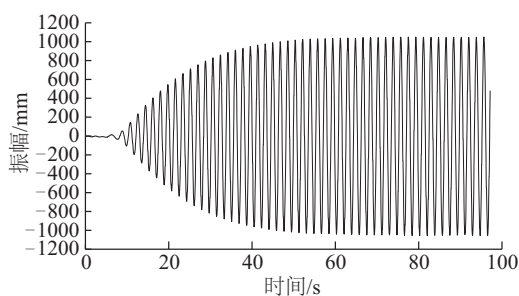
Fig. 4 Appearance of wind force reducer

3.2 试验结果及分析

为了检验降风阻器的应用效果,在相同的试验条件下,采用图3的加载装备,分2种工况进行激振(有/无降风阻力器)。叶片激振点的振幅变化分别如图5所示。从图5可得出,在相同的激振条件



a. 无降风阻力器



b. 有降风阻力器

图5 叶片振动效果

Fig. 5 Effect of blade vibration

下,无降风阻力器时,叶片稳定状态的振幅约为750 mm。而当增加降风阻力器后,稳定状态时叶片振幅约增大到1000 mm,增大了25%,获得了更好的激振试验效果,大大缩短了疲劳测试周期。

4 结 论

针对大型风电叶片疲劳试验振幅逐渐增大的技术要求,本文摒弃传统的电机功率增大的单点激振和多点联合激振的技术方案。从降低风阻角度出发,提出一种面向于叶片疲劳试验的间接增大振幅方法,得到以下结论:

1)叶片疲劳试验时,尖部区域振动幅度较大,导致受到的风阻较大。从降低成本角度考虑,可在靠近叶片尖部区域安装1个降风阻力器来降低作用在叶片蒙皮的风阻。

2)通过建立不同结构形式的减阻尼器,数值模拟得出降阻效果最好的结构模型为锐角型和椭圆型降风阻力器;另外,降风阻力器可采用泡沫材料(密度小、成本低、安装简单),不仅能有效降低风阻力,而且对叶片自身重量无任何影响。

3)本文通过数值模拟和试验测试相结合方式,验证了该降风阻结构可有效提高激振效果,在风电叶片疲劳测试试验及相关领域均具有广阔的工程应用前景。

[参考文献]

- [1] 林鹤云,郭玉敬,孙蓓蓓,等. 海上风电的若干关键技术综述[J]. 东南大学学报: 自然科学版, 2011, 41(4): 882—888.
- [1] Lin Heyun, Guo Yujing, Sun Beibei, et al. Analysis of several key technologies of offshore wind power[J]. Journal of Southeast University: Natural Science

Edition, 2011, 41(4): 882—888.

- [2] 柯世堂,徐 玮,王同光. 基于大涡模拟考虑叶片停机位置大型风力机风振响应分析[J]. 振动与冲击, 2017, 36(7): 92—98.
- [2] Ke Shitang, Xu Wei, Wang Tongguang. Wind-included vibration response analysis for a large wind turbine blade-tower system based on large eddy simulation [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(7): 92—98.
- [3] Kong C, Bang J, Sugiyama Y. Structural investigation of composite wind turbine blade considering various load cases and fatigue life [J]. Energy, 2005, 30: 2101—2114.
- [4] Chen Xiao, Li Chuanfeng, Xu Jianzhong. Failure investigation on a coastal wind farm damaged by super typhoon: A forensic engineering study[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2015, 147: 132—142.
- [5] Chen Xiao, Zhao Wei, Zhao Xiaolu, et al. Failure test and finite element simulation of a large wind turbine composite blade under static loading[J]. Energy, 2014, 7: 2274—2297.
- [6] Jayantha A, Philip D. Accelerated full scale fatigue of a small composite wind turbine blade using a mechanically operated test rig[J]. Structural and Fracture, 2004, 14: 62—70.
- [7] 张磊安,黄雪梅. 单点疲劳载荷作用下的风电叶片振动特性研究[J]. 太阳能学报, 2015, 36(5): 1112—1116.
- [7] Zhang Leian, Huang Xuemei. Study on vibration characteristics of wind turbine blade under single point fatigue loading[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2015, 36(5): 1112—1116.
- [8] 黄雪梅,赵 婧,张磊安. 液压作动器驱动的风机叶片疲劳加载系统研究[J]. 机床与液压, 2013, 41(7): 66—68.
- [8] Huang Xuemei, Zhao Jing, Zhang Leian. Study on fatigue loading system of fan blade driven by hydraulic actuator[J]. Machine Tool & Hydraulic, 2013, 41(7): 66—68.
- [9] 张磊安,魏修亭,陶黎明,等. 风电叶片疲劳加载激振系统解耦控制算法及试验研究[J]. 工程科学与技术, 2017, 49(1): 109—114.
- [9] Zhang Leian, Wei Wei, Tao Liming, et al. Decoupling control algorithm and experimental study of fatigue loading vibration system for wind turbine blade[J]. Engineering Science and Technology, 2017, 49(1):

- 109—114.
- [10] 廖高华, 乌建中, 来 鑫. 风电叶片双锤激振加载振动耦合特性及试验研究[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2016, 47(11): 3692—3699.
- [10] Liao Gaohua, Wu Jianzhong, Lai Xin. Study on vibration coupling characteristics and experimental study of two-hammer excited vibration of wind turbine blade [J]. Journal of Central South University: Natural Science Edition, 2016, 47(11): 3692—3699.
- [11] 徐太栋, 杜平安, 王 炼, 等. 基于CFD的精密离心机风阻优化[J]. 工程设计学报, 2014, 21(6): 572—577.
- [11] Xu Taidong, Du Pingan, Wang Lian, et al. Optimization design of wind resistance for precision centrifuge based on CFD [J]. Journal of Engineering Design, 2014, 21(6): 572—577.
- [12] 蔡 新. 风力发电机叶片[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2014.
- [12] Cai Xin. Wind turbine blade [M]. Beijing: China Water Conservancy and Hydropower Press, 2014.

EXCITATION RESISTANCE REDUCTION CHARACTERISTICS AND TEST OF WIND TURBINE BLADE BASED ON WIND FORCE REDUCER

Zhang Leian¹, Liu Weisheng², Huang Xuemei¹, Yuan Wei¹, Huang Huixiu²

(1. College of Mechanical Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255049, China;

2. Jiangsu Key Laboratory of Offshore Wind Turbine Blade Design and Manufacture Technology, Lianyungang Zhongfu Lianzhong Composites Group Co., Ltd., Lianyungang 222006, China)

Abstract: From the practical point of view, a reduction-resistance and increase-vibration excitation scheme based on the compensation of the wind force reducer is proposed, that is, a wind force reducer is installed near the blade tip area to reduce the wind resistance of the blade vibration surface. Firstly, four kinds of wind force reducers with different cross-section shapes are designed. The numerical simulation is carried out by using ANSYS/CFD software. It is concluded that the sharp angle and the elliptical shape have better wind resistance effect, and the smaller the angle is, the better the wind resistance is. Finally, a set of wind turbine blade fatigue test platform is set up based on sharp angle wind force reducer compensation. The experimental results show that the excitation mode can reduce the wind resistance under the same conditions, and the amplitude of the blade stabilized state increases from 750 mm to 1000 mm, has a very broad engineering application prospect.

Keywords: wind turbine blades; fatigue testing; numerical simulation; wind force reducer; excitation characteristics