

离心载荷对小型风力机叶片模态特性影响分析

郭俊凯¹, 张嘉奇¹, 汪建文^{1,2}, 米兆国¹, 蔺晓甜¹

(1. 内蒙古工业大学能源与动力工程学院, 呼和浩特 010051; 2. 风能太阳能利用技术省部共建教育部重点实验室, 呼和浩特 010051)

摘 要: 以 300 W 小型水平轴风力机风轮为研究对象, 建立风力机模型, 针对叶片结构进行动态特性有限元分析, 主要通过模态分析研究离心载荷对叶片固有频率的影响。结果表明: 通过比较模拟与实验值发现误差小于 3%, 振型节点在 $0.2R$ 、 $0.58R$ 、 $0.79R$ 、 $0.88R$ (R 为叶片长)。叶片所受离心载荷增加会导致叶片各阶动态固有频率上升, 同时其挥舞振型对应的固有频率受载荷影响较大; 离心载荷使叶片受到离心刚化作用, 从而会使得叶片截面刚度上升, 引起叶片动态固有频率升高。

关键词: 风力机; 数值模拟; 模态分析; 离心载荷

中图分类号: TK83

文献标识码: A

0 引 言

风轮由轮毂和叶片组成, 其中叶片作为整个风电机组的基础和核心组件之一, 承载着将风能转化为机械能的重要作用, 同时它也是机组中造价最昂贵的部件, 成本占风力发电机的 $1/4 \sim 1/3$, 对于一个装机容量为 5 MW 的风电机组, 其成本约为人民币三千万, 而叶片的成本就达到人民币一千万, 叶片的投资成本巨大^[1]。随着伤损程度的不断累积, 局部微小破损会不断扩展或增大, 从而导致叶片运行时发生突然折断、分离等质量事故^[2]。随着风力机功率增大, 机组不断大型化, 导致叶片自身重量和尺寸也不断增加, 因此针对叶片结构设计提出更高要求^[3]。

风力机在正常运行时, 多种载荷作用于叶片, 在风力机整体的设计和出厂前均需进行检测。载荷分析是风力机叶片研发和维护的主要根据之一, 叶片受到的载荷主要有气动载荷、重力载荷、惯性载荷和由控制系统动作而引起的运行载荷^[4]。静态性能测试应用多种设备在一处和多处施加载荷, 且施加载荷的方向是水平方向和竖直方向^[5]。毛火军等^[6]通过建立叶片计算模型, 从而验证了采用有限元方法研究叶片模态的可行性。李德源等^[7]建立风轮的柔性体模型, 将离心刚化项进行动力学分析,

得出离心刚化效应可增加叶片刚度的结论。Liu 等^[8]研究了离心刚度对瞬态叶片动态特性的影响。Kong 等^[9]应用有限元分析法, 将设计变量参数化处理分析; 通过有限元原理, 对单元结构进行静力分析、模态分析、屈曲分析。有限元法是最常用的数值计算方法, 风力机叶片外形和结构的多样性和复杂性决定运用有限元法进行分析的可行性。为避免风力机叶片在复杂的外在激励作用下产生共振, 研究风力机叶片固有自振频率对于风力机的安全运行具有重要意义。

在上述研究的基础上, 以笔者课题组加厚翼型风力机叶片为研究对象, 采用基于 ANSYS Workbench 平台建立叶片模型, 通过模态实验进行验证, 得到可信的数据信息, 分析离心载荷作用对叶片动态固有频率的影响, 计算确定影响程度的大小; 为叶片受力分析的传感器布置提供参考, 同时为叶片的设计检测和安全运行提供参考; 通过对其研究为大型风力机叶片受力研究奠定基础。

1 基础理论

有限元分析的思想是将一个整体连续叶片分隔成有限个单元, 对每一个单元求解出近似解, 然后把所有单元按照相关方式进行组合, 拟合初始叶片, 从而将一个连续的无限自由度问题简化成一个

收稿日期: 2018-12-17

基金项目: 国家自然科学基金(51766014); 内蒙古自然科学基金重大项目(2016ZD04)

通信作者: 汪建文(1958—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事风能开发利用方面的研究。wangjw@imut.edu.cn

离散有限自由度问题处理,进行求解的一种数值分析方法。为了得到叶片的结构动态特性,需要采用有限元方法建立离散动力学方程。

考虑叶片的扭转角对叶片固有特性及动态特性的影响,如图1所示, O 为截面形心, ξ 和 η 为形心主惯性轴,叶片在挥舞方向(平面外)和摆振向(平面内)的抗弯刚度计算表达式如式(1)~式(4)。

$$I_F = \int_A \eta^2 dA \quad (1)$$

$$I_C = \int_A \xi^2 dA \quad (2)$$

$$EI_Y = EI_F \cos^2 \theta_b + EI_F \sin^2 \theta_b \quad (3)$$

$$EI_X = EI_F \sin^2 \theta_b + EI_F \cos^2 \theta_b \quad (4)$$

式中, I_F ——截面对 ξ 轴惯性矩, m^4 ; I_C ——截面对 η 轴惯性矩, m^4 ; θ_b ——截面扭转角, ($^\circ$); E ——叶片弹性模量, Pa; A ——叶片的横截面积, m^2 。

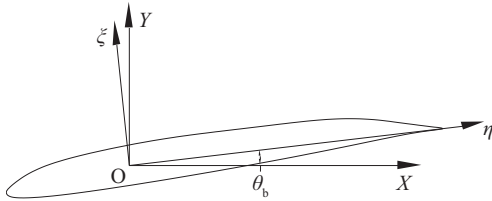


图1 叶片截面翼型

Fig. 1 Section Aerofoil of blade

整个叶片的动力学方程为:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{Q\} \quad (5)$$

式中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ ——旋转叶片子系统的质量矩阵、阻尼矩阵以及刚度矩阵; $\{\ddot{\delta}\}$ 、 $\{\dot{\delta}\}$ 、 $\{\delta\}$ ——单元节点的加速度、速度、位移矩阵; $\{Q\}$ ——作用于叶片上的载荷矩阵。

旋转叶片的特征值方程为:

$$[K] - \omega^2 [M] \phi = 0 \quad (6)$$

式中, ω ——旋转叶片的固有频率, Hz; ϕ ——旋转叶片的机构振型矩阵。

叶片静止时,子系统的质量矩阵和刚度矩阵分别为叶片的固有质量矩阵和固有刚度矩阵为:

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中, $[M_1] = \int_0^l m [N]^T [N] dx$; $[K_z] = \int_0^l EI_z [N'']^T [N''] dx$;

$[K_y] = \int_0^l EI_y [N'']^T [N''] dx$; $[N] = [N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4]$;

$N_1 = 1 - 3\psi^2 + 2\psi^3$; $N_2 = (\psi - 2\psi^2 + \psi^3)l$; $N_3 = 3\psi^2 - 2\psi^3$;

$N_4 = (\psi^3 - \psi^2)l$; $\psi = \Delta x/l$; Δx ——节点位移; l ——单元长度。

叶片在运行过程中主要受到气动载荷、重力载荷、离心力载荷的影响。气动载荷作为风力机的最主要动力来源,通过动量定理可用来计算出不同半径叶片所受到的作用力,主要的理论依据是叶素理论^[10]。单位长度截面的受力为:

$$q_x = \frac{F_x}{dr} = \frac{\rho c v^2 C_x}{2} = \frac{\rho c v^2 (C_1 \cos \alpha + C_d \sin \alpha)}{2} \quad (9)$$

$$q_y = \frac{F_y}{dr} = \frac{\rho c v^2 C_y}{2} = \frac{\rho c v^2 (C_1 \sin \alpha - C_d \cos \alpha)}{2} \quad (10)$$

式中, v ——相对速度; ρ ——空气的密度, kg/m^3 ; c ——翼型弦长, m; α ——来流角, ($^\circ$); C_1 ——升力系数; C_d ——阻力系数。

重力载荷作用于风力发电机的叶片,是叶片疲劳载荷的主要来源^[10]。其单位长度的重力为:

$$\rho_0 F_0 = \sum_i \rho_i F_i \quad (11)$$

式中, ρ_0 ——风轮叶片截面折算密度, kg/m^3 ; F_0 ——风轮叶片截面折算面积, m^2 ; ρ_i ——每部分截面的密度, kg/m^3 ; F_i ——每部分截面面积, m^2 。

离心力载荷是叶片沿着轴心旋转时产生的一种^[11],它的方向是从旋转轴由里指向外,又时刻垂直于旋转的轴。

$$F_z = \int_0^R m_i \omega^2 dr \quad (12)$$

式中, F_z ——离心力载荷, kN/m^2 ; m_i ——每部分单位质量, kg; ω ——叶轮旋转角速度, rad/s 。

2 风力发电机数值模拟模型与实验

2.1 风力机三维模型的建立

风力机风轮模型为风力机数值模拟计算准确性提供基础。针对某加厚翼型进行三维建模,风轮直径为 1.4 m,额定输出功率 300 W,额定来流风速 8 m/s,额定尖速比 $\lambda = 5$,该翼型最大弦长位于沿叶片展向 $0.2R$ (R 为叶片长)处为 193.2 mm,其最大扭角为 28.95° ,通过 SolidWorks 软件建立计算模型,如图2所示。

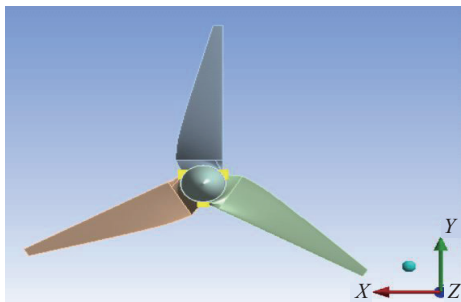


图2 风轮模型

Fig. 2 Model of wind wheel

2.2 设置叶片相关参数

在对风力机叶片做有限元分析时,材料参数的设置的准确与否直接决定其仿真结果的准确性。本文的材料参数可直接在模块的 Engineering Data 设置,设置参数密度为 625 kg/m^3 ,杨氏模量为 4.8 GPa ,泊松比为 0.33 。

针对实际运行中叶片与风力机轮毂是法兰连接,本文叶片模型的轮毂与叶片叶根进行连接时,选择在叶根部分添加完全约束,即对叶根部分所有点进行完全约束,不存在任意方向转动或平动。已知风力发电机的转速,叶片的离心力载荷通过以角速度方式添加,风轮以 Z 轴为旋转轴。

2.3 实验模态分析

风力机叶片是以樟松木为芯,外包玻璃纤维。结构动态性能测试采用 60 通道 B&K 振动噪声采集系统,包括可集成 3050-B-060/3160-B-042 信号输入/输出模块、4507-B-004 型加速度传感器等,每支叶片在翼型截面相应测点对称等间距布置 8 对加速度传感器,每个截面上选取 2 个点作为测点,分别在叶片翼型截面的前缘点与后缘点附近,激励点施加在叶根前缘第一个传感器附近,实现时频域信号的采集与模态测试分析,如图 3 所示。

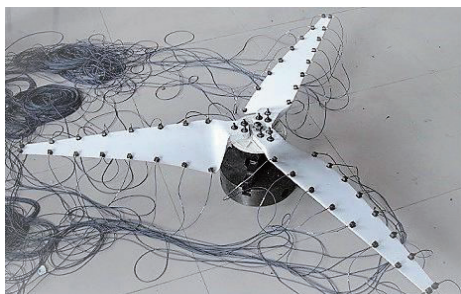


图3 叶片模态实验系统

Fig. 3 Blade modal experiment system

叶片与法兰盘连接组成风轮,进行模态力锤试验,并采用单点激励,多点响应的测试方法,用加速度传感器和力传感器对信号进行收集,通过软件设置力锤的触发带,为减少激励与响应信号所发生的频率泄露,对激励信号添加力窗,对响应信号添加汉宁窗,得到所需要的固有频率、振型。在得到测试信号并对其处理时,采用 B&K 公司的 PULSE 系统,在数据进行处理,检查频响函数时候存在明显的共振峰,且峰值处的相干函数值读数在 $0.9 \sim 1.0$ 之间^[12],通过分析得其各阶模态参数。

2.4 数值模拟与实验结果对比分析

通过对静态风轮布置加速度传感器,进行力锤试验,从而获得叶片的静态固有频率。数值模拟采用 BLOCKLANCZOS 方法提取叶片的前 3 阶固有频率进行对比分析,故而本文将风轮的计算模态同实验模态结果进行比较分析,结果如表 1 所示。

表1 叶片静态频率模拟值与实验值比较

Table 1 Comparison of static natural frequencies between emulation values and experimental values of blade

阶数	模拟固有频率/Hz	实验固有频率/Hz	误差/%
1	29.54	29.30	0.82
2	81.05	84.45	0.75
3	135.30	139.42	2.96

注:误差= $[(\text{实验值}-\text{计算值})/\text{实验值}] \times 100\%$ 。

由数值模拟固有频率与实验结果对比可知,二者的最大误差小于 3% ,主要由于数值模拟建模所采用的叶片没有考虑材料的各向异性造成的误差。通过实验对数值模拟分析方法的准确性进行验证,实验测试与数值模拟得出的结果趋势基本一致,故数值模拟分析方法准确可行。

3 结果与分析

通过研究发现,低频挥舞振动是风力机风轮的主要振动形式,且振动过程中的能量亦主要集中在低阶振动上。风轮三支叶片的耦合作用,风轮每阶振动有对称和反对称 2 种振型出现,造成风轮振动形式的复杂性。

通过将静态实验模态和计算模态应用于风轮,对其进行模态分析,得到风轮低阶振动振型,如图 4、图 5 所示。

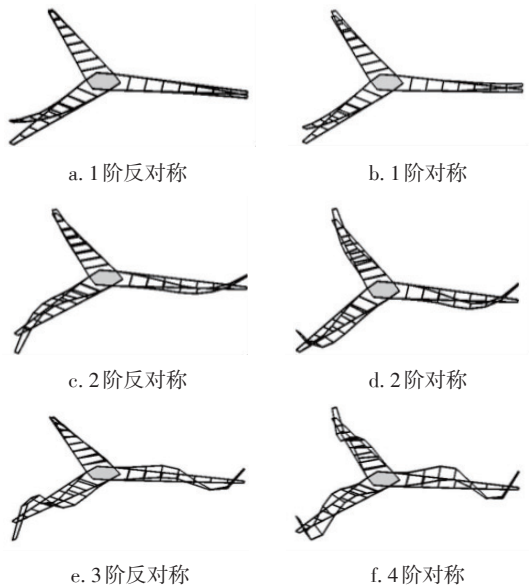


图4 风轮低阶测试模态振型

Fig. 4 Low-order test modes of wind wheel

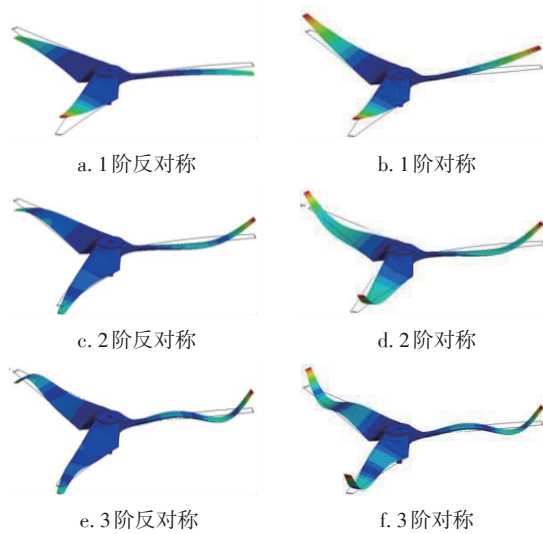


图5 风轮低阶模拟模态振型

Fig. 5 Low-order simulation modes of wind wheel

风轮模拟振型图与实验振型图存在高度的相似性,从另一方面证明模拟计算结果的可靠性。在计算过程中必然会存在误差,因实际风轮叶片材质并非各项同性,而在模拟计算中,叶片材料被认为是各项同性;模拟过程中叶片安装方式和实际的安装方式之间存在差异,从而造成二者之间的微小误差。由表1可知,实验数据和计算数据十分接近,计算相对误差控制在3%以内,模拟计算保证实现了较高精度。

从风轮的振型(图4、图5)发现,以叶片长为

R ,叶轮中心为原点,1阶振动节点出现在 $0.20R$ 处;2阶振动节点分别出现在 $0.20R$ 、 $0.79R$ 处;3阶振动节点分别出现在 $0.20R$ 、 $0.58R$ 、 $0.88R$ 处;由于振动节点位置振幅为零,节点两侧正负相反,因此易产生应力相对较大情况,使叶片发生断裂需要在风力机运行过程中加强监测;叶尖位置是位移变形最大处,风轮的振动节点在距叶尖 $1/3$ 位置处,该位置振动较为剧烈,挠度较大容易毁坏,在生产加工中需要增加其刚度,延长叶片的寿命。

通过将计算模态分析方法用于风轮对其进行模态分析,可得到风轮低阶振动的振型。如图6所示为额定转速 546 r/min 叶片前6阶振型。叶片振型的复杂程度从低阶振型到高阶振型逐渐增加,1阶振型为1阶挥舞振动,2阶振型为2阶挥舞振动,3阶振型为挥舞+摆振振动,4阶振型和6阶振型为高次挥舞振动,5阶振型为挥舞+摆振耦合振动,同时叶片振型明显出现扭转,则其振型为3种振动的耦合。

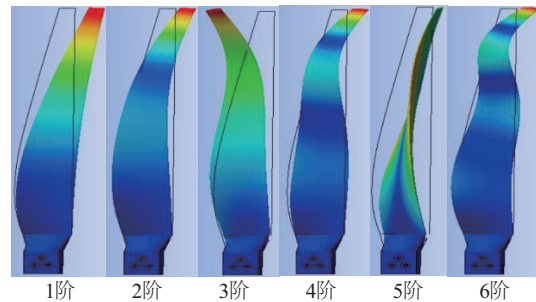


图6 叶片前6阶振型

Fig. 6 First six order vibration modes of blade

为进一步探索不同转速下叶片的动态固有频率变化规律,参照额定转速以 0.5 的尖速比差选取6种转速,分别为 437 、 491 、 545 、 600 、 654 、 709 r/min 。在不同旋转工况下,叶片的动态固有频率随转速变化规律如表2所示。由表2可知随转速增大,离心载荷增加会导致叶片各阶动态固有频率上升,然而对各阶频率的影响程度有所不同。如图7所示,离心载荷增加对叶片3阶和5阶固有频率的影响相对较小,因为振型中出现摆振振型,由此可知离心载荷对叶片摆振影响较小;叶片的1阶、2阶、4阶和6阶固有频率受载荷影响相对较大,载荷对相对改变量的影响在低阶挥舞模态频率明显,而在高阶挥舞模态频率相对较小。叶片静止与运行状态比较可知,叶片旋转时,存在陀螺力、

离心惯性力及自身弹性影响,叶片自身刚度发生变化,叶片刚度增大,叶片固有频率有小幅增加。

随着载荷增大,叶片的最大位移和最大应力值变化明显并逐渐增加。

表2 叶片动态固有频率

Table 2 Dynamic natural frequency of blade

转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	叶片模态阶数与对应转速动态固有频率/Hz						最大位移/mm	最大应力/MPa
	1	2	3	4	5	6		
709	32.86	84.63	135.85	183.08	291.07	319.07	1.54	9.34
655	32.40	84.11	135.77	182.55	290.94	318.52	1.32	7.11
600	31.97	83.63	135.70	182.05	290.81	318.02	1.11	5.98
546	31.56	83.19	135.63	181.60	290.70	317.56	0.92	4.94
491	31.19	82.79	135.57	181.19	290.59	317.15	0.83	4.44
437	30.86	82.43	135.51	180.82	290.50	316.78	0.56	3.17
0	29.54	81.05	135.30	179.43	290.15	315.37	0.02	0.02

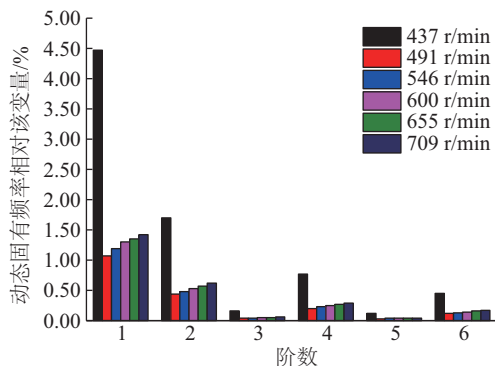


图7 不同转速对动态固有频率相对改变量

Fig. 7 Relative variation in dynamic natural frequency of blade at different rotational speeds

图8为风轮的共振图,图中射线称为激振频率射线,每条射线所对应数值均为风轮转速的整数倍,也称倍频线;水平线代表额定转速下一阶动态固有频率,同激振频率射线的交点即为叶片的共振点,共振点对应的横坐标为叶片共振时风轮的转

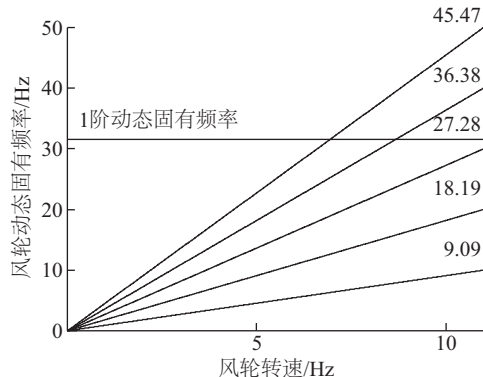


图8 共振图

Fig. 8 Resonance figure

速,称为共振转速,共振点对应的纵坐标为叶片发生共振时的共振频率。风轮在共振转速下运行便会产生共振。风力机片静止时的固有频率是 29.54 Hz,计算结果大于 3 倍风轮转动频率所以叶片自由振动下不会发生共振。

4 结 论

本文基于课题组风力机加厚翼型叶片建立叶片模型,结合动力学原理,分析离心载荷对叶片动力特性的影响,得出以下结论:

1)根据叶片模型实现叶片参数化建模,通过对比计算值与实验值发现:相对误差小于 3%,验证了有限元模型的准确性。通过振型图发现,振型节点在 $0.2R$ 、 $0.58R$ 、 $0.79R$ 、 $0.88R$ 处;挥舞振动是小风力机主要振动形式,最大位移发生在叶片的叶尖部分。

2)离心载荷增大,强化了离心刚化效应,从而导致叶片截面刚度上升,引起叶片动态固有频率升高。离心载荷对动态叶片低阶挥舞振型影响相对较大,而对含有摆振的高阶振型影响较小。

[参考文献]

- [1] Mcmillan D, Ault G W. Quantification of condition monitoring benefit for offshore wind turbines [J]. Wind Engineering, 2007, 31(4): 267—285.
- [2] 王 峥.大型风机叶片结构损伤诊断方法研究[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2015.
- [2] Wang Zheng. Research on structures damage diagnosis method of large wind turbine blade[D]. Lanzhou:

- Lanzhou Jiaotong University, 2015.
- [3] Sieros G, Chaviaropoulos, Sørensen J D, et al. Upscaling wind turbines: theoretical and practical aspects and their impact on the cost of energy[J]. Wind Energy, 2012, 15(1): 3—17.
- [4] IEC 61400-1 Third Edition, Wind turbine-part 1: Design requirement[S]. 2005.
- [5] 任国栋, 孙文磊, 任秀玲. 基于协同仿真的风力发电机叶片的疲劳研究[J]. 机床与液压, 2010, 38(7): 100—102.
- [5] Ren Guodong, Sun Wenlei, Ren Xiuling. Fatigue research on vane of wind power generator based on co-simulation[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(7): 100—102.
- [6] 毛火军, 石可重, 李宏利, 等. 大型风电叶片的模态测试与数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(4): 601—604.
- [6] Mao Huojun, Shi Kezhong, Li Hongli, et al. Modal testing and numerical simulation of large wind turbine blades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(4): 601—604.
- [7] 李德源, 叶枝全, 陈 严, 等. 风力机叶片载荷谱及疲劳寿命分析[J]. 工程力学, 2004, (6): 118—123.
- [7] Li Deyuan, Ye Zhiquan, Cheng Yan, et al. Load spectrum and fatigue life analysis of the blade of horizontal axis wind turbine[J]. Engineering Mechanics, 2004, (6): 118—123.
- [8] Liu Xiong, Chen Yan, Ye Zhiquan. Research on the aerodynamic performance prediction model for horizontal axis wind turbine[J]. Acta Energetica Sinica, 2005, 26(6): 792—800.
- [9] 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.
- [10] 尹景勋. 水平轴风力机结构动力学研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2009.
- [10] Yi Jingxun. Structure dynamic study of horizontal axis wind turbines[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2009.
- [11] 杜鹏程, 汪建文, 白叶飞, 等. 离心载荷作用下风力机叶片表面应力分析[J]. 工程热物理报, 2018, 39(9): 1965—1969.
- [11] Du Pengcheng, Wang Jianwen, Bai Yefei, et al. Stress analysis on the blade surface of a wind turbine under the action of centrifugal load[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39(9): 1965—1969.
- [12] 蒋 维. 大型风力机叶片模态测试与分[J]. 电网与清洁能源, 2012, 28(11): 95—99.
- [12] Jiang Wei. Modal experiment and analysis of large-scale wind turbine blade[J]. Power System and Clean Energy, 2012, 28(11): 95—99.

INFLUENCE OF CENTRIFUGAL LOAD ON MODAL CHARACTERISTICS OF SMALL WIND TURBINE BLADES

Guo Junkai¹, Zhang Jiaqi¹, Wang Jianwen^{1,2}, Mi Zhaoguo¹, Lin Xiaotian¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Inner Mongolia University of Technology, Hohhot 010051, China;

2. Key Laboratory of Wind Energy and Solar Energy of the Ministry of Education, Hohhot 010051, China)

Abstract: Taking 300 W small horizontal axis wind turbine as the object of the research, the model of the wind turbine was established, in which the dynamic characteristics of the blade structure were analyzed. Based on modal analysis, the influence of centrifugal load on the natural frequency of blade was studied, the results show that the static natural frequency deviation between emulation values and experimental values is less than 3%, and the node location of blade vibration is at $0.2R$, $0.58R$, $0.79R$, $0.88R$. The increase in blade load will lead to the increase in the dynamic natural frequencies of the blade, and the flapwise vibration corresponding to the natural frequency is greatly influenced by load. Centrifugal load strengthens the effect of stress stiffening, leading to rise in the stiffness of blade section and increase in the dynamic natural frequency of the blade.

Keywords: wind turbine; direct numerical simulation; modal analysis; centrifugal load