

# 湍流强度对兆瓦级风电机组的影响

欧阳华, 巫发明, 王 毅, 王 磊, 李慧新

(南车株洲电力机车研究所有限公司, 湖南 株洲 412001)

**摘要:** 分析了风电场湍流强度对风电机组的影响, 以 1 650 kW 变速变桨型风电机组为例, 仿真分析了三种不同湍流强度特征值  $I_{15}=0.18, 0.16, 0.14$  情况下的风电机组的极限载荷、疲劳载荷和性能, 研究了其变化规律。结果表明, 随着湍流强度的增加, 风电机组的疲劳载荷和极限载荷都规律性地增加, 其性能有一定程度的下降。

**关键词:** 风电机组; 湍流强度; 载荷; 性能

中图分类号: TM315

文献标识码: A

文章编号: 2095-3631(2013)03-0082-05

## Effect of Turbulence Intensity on Megawatt Wind Turbines

OUYANG Hua, WU Fa-ming, WANG Dian, WANG Lei, LI Hui-xing

(CSR Zhuzhou Institute Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

**Abstract:** Effect of turbulence intensity on wind turbines is analyzed in this paper. Simulation has been conducted for limit load, fatigue load and performance of wind turbines at three different turbulence intensity  $I_{15}=0.18, 0.16, 0.14$  by taking 1 650 kW variable speed wind turbine as an example. Simulation results show that with the turbulence intensity increasing, both fatigue and limit load of wind turbine will increase correspondingly and its performance will degrade to some extent.

**Key words:** wind turbine; turbulence intensity; load; performance

## 0 引言

风能作为一种清洁的可再生能源, 越来越受到世界各国的重视<sup>[1]</sup>, 作为风能利用最主要形式的风力发电成为研究热点。但随着风电机组向大型化, 轻量化方向发展, 其组成零部件的柔度不断加大; 同时, 风场地形复杂化, 湍流强度增加, 非稳定因素的激励(例如空气扰动), 加上重力载荷和惯性载荷使得机组所受载荷情况非常复杂。因此, 研究湍流强度对风电机组载荷和性能的影响越来越受到重视<sup>[2-4]</sup>。

湍流强度对现有大型风电机组的载荷计算的影响需要深入探讨。为保证风电机组的安全性和长期稳定可靠运行, 风电机组的设计需要考虑运行环境和电力

环境的影响, 这些影响主要体现在载荷、寿命和正常工作等几个方面。环境条件可分为正常外部条件和极端外部条件, 其中正常外部条件涉及长期疲劳载荷和运行状态, 而极端外部条件(如湍流工况等)出现机会很少, 但它是潜在的临界外部设计条件。在不同湍流强度下, 风电机组载荷的设计应作相应的调整。

有不少学者对如何减小风电机组的载荷, 提高风电机组性能进行了相关的研究, 但针对湍流强度对风电机组载荷和性能的影响的研究还很少见<sup>[5-7]</sup>。

本文分析湍流强度对大型风电机组的影响, 以变速变桨控制的 1 650 kW 风电机组为例, 进行了仿真计算, 对比分析了湍流强度特征值  $I_{15}=0.18, 0.16, 0.14$  三种工况下的载荷和性能。

## 1 理论基础

湍流对风电机组性能和寿命有直接影响, 因此湍

收稿日期: 2013-01-12

作者简介: 欧阳华(1977-), 男, 硕士, 工程师, 主要从事风电机组机械设计工作。

流强度是风电场选址的重要指标之一。当湍流强度大时,会减少输出功率,增加风电机组的疲劳载荷,还可能引起极端荷载,最终造成风电机组损坏。

### 1.1 湍流强度

IEC61400-1 风电机组安全等级标准引出了风场湍流强度这一重要参数。湍流强度是描述风速随时间和空间变化的程度,反映脉动风速的相对强度,是描述大气湍流运动特性的最重要的特征量。湍流强度定义为脉动风速均方根值与平均风速之比,即:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{u'^2 + v'^2 + w'^2}}{\sqrt{u^2 + v^2 + w^2}} = \frac{\sqrt{u'^2 + v'^2 + w'^2}}{\bar{V}}$$

式中:  $u, v, w$ ——分别为纵向、横向和竖向3个正交方向上的瞬时风速分量;  $u', v', w'$ ——分别为对应的3个正交方向上的脉动风速分量;  $V$ ——风速。

3个正交方向上的瞬时风速分量的湍流强度分别定义为:

$$\varepsilon_u = \frac{\sqrt{u'^2}}{V}, \varepsilon_v = \frac{\sqrt{v'^2}}{V}, \varepsilon_w = \frac{\sqrt{w'^2}}{V}$$

湍流强度与离地高度和地表面粗糙度有关,也受地貌特征的影响,如高地、山脉以及位于上风向的树和建筑物等。

### 1.2 风模型

IEC61400-1 标准给出了正常湍流模型,其纵向风速分量标准偏差为:

$$\sigma_1 = I_{15} + (15 + aV_{\text{hub}})/(a+1)$$

式中:  $I_{15}$ ——风速为15 m/s时计算的湍流强度特征值;  $a$ ——斜度系数;  $V_{\text{hub}}$ ——轮毂高度风速。

与标准偏差  $\sigma_1$  相关的风模型有: 极端运行阵风模型(EOG)、极端风向变化模型(EDC)、极端风速廓线模型(EWS)和湍流风模型(NTM)。

#### 1.2.1 极端运行阵风模型(EOG)

标准等级的风电机组轮毂高度处的重现周期为  $N$  年的极限阵风风速幅值  $V_{\text{gust}N}$  为:

$$V_{\text{gust}N} = \beta \left( \frac{\sigma_1}{1 + 0.1(D/\Lambda_1)} \right)$$

式中:  $D$ ——风轮直径(m);  $\beta = 4.8$  ( $N=1$ 时),  $\beta = 6.4$  ( $N=50$ 时);  $\Lambda_1$ ——紊流度参数(m)。

$$\Lambda_1 = \begin{cases} 0.7z_{\text{hub}} & (z_{\text{hub}} < 30 \text{ m}) \\ 21 & (z_{\text{hub}} \geq 30 \text{ m}) \end{cases}$$

式中:  $z_{\text{hub}}$ ——轮毂高度(m)。

此时,极端运行阵风风速为:

$$V(z, t) = \begin{cases} V(z) - 0.37V_{\text{gust}} \sin(3\pi t/T) \times \\ (1 - \cos(2\pi t/T)) & (0 \leq t \leq T) \\ V(z) & (t < 0 \text{ 和 } t > T) \end{cases}$$

式中:  $T$ ——阵风持续时间,  $T=10.5$  s ( $N=1$ 时),  $T=14.0$  s ( $N=50$ 时)。

#### 1.2.2 极端风向变化模型(EDC)

重现期为  $N$  年时,极端风向的变化幅值  $\theta_{eN}$  在  $180^\circ$  范围内,可表示为:

$$\theta_{eN} = \pm \beta \arctan \left( \frac{\sigma_1}{V_{\text{hub}}(1 + 0.1(D/\Lambda_1))} \right)$$

这时,极端风向的瞬态变化  $\theta_N$  可表示为:

$$\theta_N(t) = \begin{cases} 0 & (t < 0) \\ 0.5\theta_{eN}(1 - \cos(\pi t/T)) & (0 \leq t \leq T) \\ \theta_{eN} & (t > T) \end{cases}$$

式中:  $T$ ——阵风持续时间,为6.0 s。

#### 1.2.3 极端风速廓线模型(EWS)

瞬时垂直风切变和瞬时水平风切变的重现周期为50年的极端风公式为:

$$V(z, t) = \begin{cases} V_{\text{hub}} \left( \frac{z}{z_{\text{hub}}} \right)^\alpha + \left( \frac{z - z_{\text{hub}}}{D} \right) \left( 2.5 + 0.2\beta\sigma_1 \left( \frac{D}{\Lambda_1} \right)^{1/4} \right) \times \\ \left( 1 - \cos \frac{2\pi t}{T} \right) & (0 \leq t \leq T) \\ V_{\text{hub}} \left( \frac{z}{z_{\text{hub}}} \right)^\alpha & (t < 0 \text{ 和 } t > T) \end{cases}$$

$$V(y, z, t) = \begin{cases} V_{\text{hub}} \left( \frac{z}{z_{\text{hub}}} \right)^\alpha + \left( \frac{y}{D} \right) \left( 2.5 + 0.2\beta\sigma_1 \left( \frac{D}{\Lambda_1} \right)^{1/4} \right) \times \\ \left( 1 - \cos \frac{2\pi t}{T} \right) & (0 \leq t \leq T) \\ V_{\text{hub}} \left( \frac{z}{z_{\text{hub}}} \right)^\alpha & (t < 0 \text{ 和 } t > T) \end{cases}$$

式中:  $\alpha = 0.2$ ;  $\beta = 6.4$ ;  $T = 12$  s;  $y$ ——水平方向长度,  $z$ ——垂直方向高度。

#### 1.2.4 湍流风模型(NTM)

IEC61400-1 标准给出纵向的湍流强度为:

$$I_u = I_{15}(15/V_{\text{hub}} + a)/(a+1)$$

### 1.3 等效疲劳载荷

风电机组的寿命主要是受疲劳载荷影响,等效疲劳载荷作为恒频正弦载荷的振幅,它代表与原始载荷历程一样的疲劳损伤。等效疲劳载荷  $S_{\text{equ}}$  计算式:

$$S_{\text{equ}} = \left( \sum_i n_i S_i^m / T_s f \right)^{\frac{1}{m}}$$

式中:  $S_i$ ——第*i*级应力范围;  $n_i$ ——第*i*级应力范围内循环的次数;  $m$ ——S-N 曲线的斜率;  $T_s$ ——原始时间关系曲线上的持续时间。

## 2 算例与理论研究

以 1 650 kW 变速变桨型风电机组为例进行计算分析, 该机组的主要参数如下:

风轮直径	83 m
空气密度	1.225 kg/m <sup>3</sup>
切入风速	3 m/s
切出风速	25 m/s
额定风速	11 m/s
发电机额定功率	1 650 kW
桨距角最大调节速度	10 ° /s

不同湍流下极端运行阵风风速的最大值比值为:

$$\frac{V'_{\text{gust}N}}{V_{\text{gust}N}} = \left( \frac{\sigma'_1}{\sigma_1} \right) = \frac{I'_{15} + (15 + a'V_{\text{hub}})/(a' + 1)}{I_{15} + (15 + aV_{\text{hub}})/(a + 1)}$$

不同湍流下极端风向的变化幅值  $\theta_{eN}$  的比值为:

$$\frac{\theta'_{eN}}{\theta_{eN}} = \frac{\arctan \left( \frac{I'_{15} + (15 + a'V_{\text{hub}})/(a' + 1)}{V_{\text{hub}} (1 + 0.1(D/\Lambda_1))} \right)}{\arctan \left( \frac{I_{15} + (15 + aV_{\text{hub}})/(a + 1)}{V_{\text{hub}} (1 + 0.1(D/\Lambda_1))} \right)}$$

不同湍流情况下纵向湍流强度比值为:

$$\frac{I'_u}{I_u} = \frac{I'_{15} (15/V_{\text{hub}} + a')(a + 1)}{I_{15} (15/V_{\text{hub}} + a)(a' + 1)}$$

将算例的各参数代入以上 3 个关系式可得到不同湍流强度情况下风模型值(表 1)。

表 1 不同湍流强度下相关风模型的值

湍流强度 $I_{15}$	$a$ 值	阵风值 /m · s <sup>-1</sup>	方位角 /( $^{\circ}$ )	纵向湍流强度 $I_u$
0.14	3	5.78	29.3	0.153
0.16	3	6.61	33	0.175
0.18	2	7.64	38.6	0.20

由表 1 计算结果可明显看出, 在不同湍流强度下, 各种风模型的关键值都有相应的变化, 随着湍流强度的增加, 风模型的关键值都随之增加。

## 3 仿真计算与结果分析

机组承受的极限载荷和疲劳载荷影响到风电机组的寿命, 而极限载荷和疲劳载荷又受湍流的影响。因此本文主要分析不同湍流强度下机组的载荷变化和性能。

### 3.1 极限载荷对比分析

为了分析湍流强度对极限载荷的影响, 按照标准

要求对风电机组的极限载荷进行全面计算, 风电机组的主要极限载荷受湍流强度影响情况如表 2 所示。

表 2 不同湍流下风电机组极限载荷

Tab. 2 Limit loads at different turbulence

湍流强度 $I_{15}$	塔基 $M_{xy}/\text{kN} \cdot \text{m}$	轮毂 $M_{yz}/\text{kN} \cdot \text{m}$	叶根 $M_z/\text{kN} \cdot \text{m}$
0.18	35 900	2 918	26.6
0.16	34 000	2 918	26.4
0.14	32 100	2 918	26.2

从表 2 可看出, 湍流强度对风电机组的极限载荷的影响很明显, 对塔基  $M_{xy}$  的影响更加突出。随着湍流的增加, 其塔基载荷增加, 湍流强度 0.18 时的塔基载荷要比 0.14 时高出 13%, 这种变化从图 1 塔基载荷时程看得更加清晰。在每个时刻, 高湍流强度时的塔基载荷都相应要高, 这为风电机组的塔筒和塔基设计提供了依据。

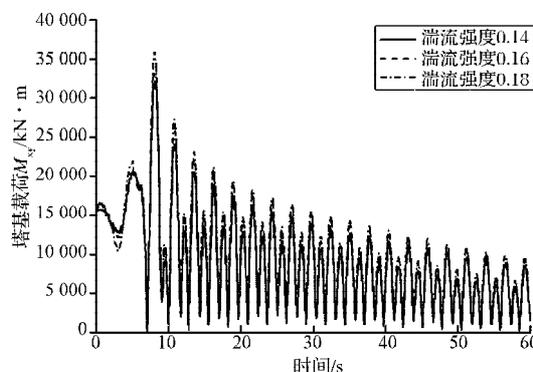


图 1 塔基极限载荷  $M_{xy}$  时程曲线

Fig. 1 Time series curve of the tower base limit load  $M_{xy}$  at different turbulence

同时, 湍流强度的变化对叶片叶根的载荷也有影响。随着湍流的增加, 其叶根  $M_z$  载荷增加, 湍流强度 0.18 时的叶根载荷要比 0.14 时高出 2%, 这也为变桨机构的设计提供了相应的依据。

由表 2 看出, 轮毂的最大载荷没有变化, 主要原因是此时最大载荷出现在极限方向变化工况, 从 IEC61400-1 标准可知, 极限方向变化工况与湍流强度变化没有关系。

### 3.2 疲劳载荷对比分析

按 IEC61400-1 标准给出的风况, 用在不同湍流强度的额定风速下的湍流风来计算风电机组的等效疲劳载荷, 湍流强度影响的主要载荷见表 3~表 5。

表 3 不同湍流强度塔基等效疲劳载荷  $M_y$

Tab. 3 Equivalent fatigue loads  $M_y$  of the tower base at different turbulence

湍流强度 $I_{15}$	$M_y/\text{kN} \cdot \text{m}$		
	$m=3$	$m=4$	$m=5$
0.18	2 242	2 914	3 628
0.16	2 063	2 692	3 351
0.14	1 890	2 497	3 119

表4 不同湍流强度叶根等效疲劳载荷  $M_z$

Tab. 4 Equivalent fatigue loads  $M_z$  of the blade root at different turbulence

湍流强度 $I_{15}$	$M_z/\text{kN} \cdot \text{m}$		
	$m=3$	$m=4$	$m=5$
0.18	12.7	16.4	19.7
0.16	12	15.2	17.9
0.14	10.6	13.4	15.9

表5 不同湍流强度轮毂等效疲劳载荷  $M_y$

Tab. 5 Equivalent fatigue loads  $M_y$  of the Hub at different turbulence

湍流强度 $I_{15}$	$M_y/\text{kN} \cdot \text{m}$		
	$m=3$	$m=4$	$m=5$
0.18	529.5	659.9	763.9
0.16	481.4	600	695
0.14	449.1	558	643.2

由表3~表5可明显看出,随着湍流强度的增加,各部件的等效疲劳也增加:

(1)从表3不同湍流强度塔基等效疲劳载荷  $M_y$  中可知,当  $m=4$  时,湍流强度为0.18的塔基  $M_y$  比0.16的高出8.42%,比0.14的高出16.6%;

(2)从表4不同湍流强度叶根等效疲劳载荷  $M_z$  可知,当  $m=4$  时,湍流强度为0.18的叶根  $M_z$  比0.16的高出14.2%,比0.14的高出22%;

(3)从表5不同湍流强度轮毂等效疲劳载荷  $M_y$  可知,当  $m=4$  时,湍流强度为0.18的轮毂  $M_y$  比0.16的高出8.16%,比0.14的高出17.7%。

从图2和图3也可明显看出,随着湍流强度的增加,塔基  $M_y$  的变化幅值更大,其疲劳载荷也更高。随着湍流强度的增加,桨距角的变化更为频繁,必定导致叶根疲劳载荷  $M_z$  增加。

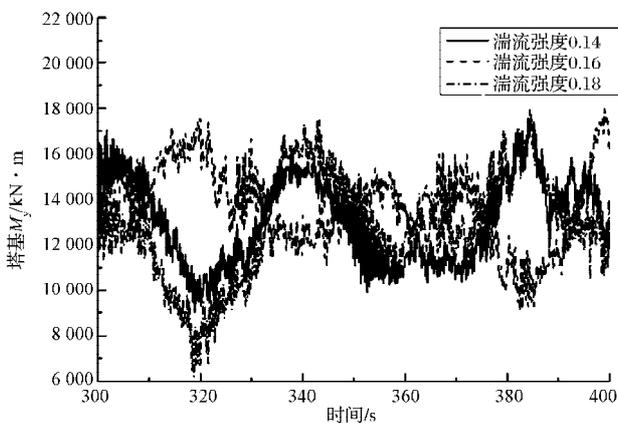


图2 塔基疲劳载荷  $M_y$  时程曲线

Fig. 2 Time series curve of the tower base fatigue load  $M_y$  at different turbulence

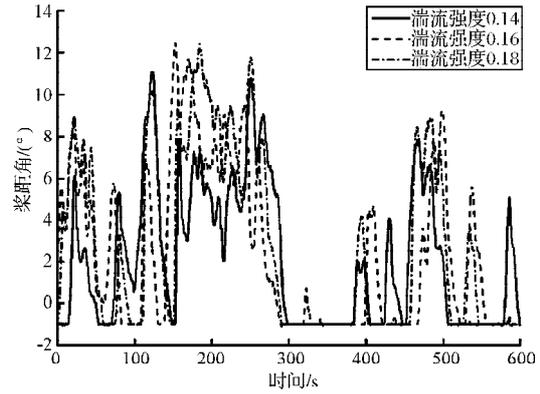


图3 桨距角时程曲线

Fig. 3 Time series curve of the pitch angle at different turbulence

### 3.3 性能对比分析

风电机组所吸收的能量取决于风电机组的功率-风速特性曲线和其安装地点的风速分布情况。本节主要分析风电机组在不同湍流强度下的风电机组性能,按IEC61400-1标准给出的湍流风模型,仿真计算了风电机组切入到切出风速下的功率曲线(图4),并采用年平均风速7.5 m/s的瑞利分布来计算湍流强度特征值为0.18,0.16,0.14下风电机组的年发电量(图5)。

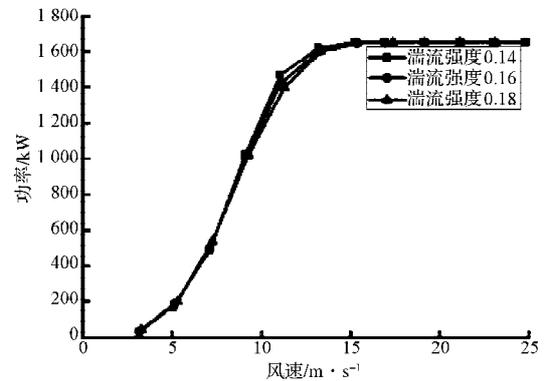


图4 功率曲线对比

Fig. 4 Power curve contrast

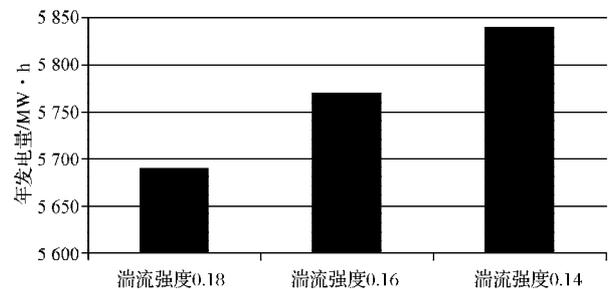


图5 年发电量对比

Fig. 5 Annual energy contrast

从图4可以明显看出,在额定风速附近,湍流强度特征值0.14的功率明显高于0.18的。从图5可以明显看出,随着湍流强度的增加,风电机组的年发电量递减,湍流强度特征值0.18的年发电量比0.14的少2%左右,这与文献[8]中所述的变化趋势基本吻合。

## 4 结语

本文分析风电场湍流强度对风电机组的影响,从分析情况可知,湍流强度的变化影响风电机组的极限载荷、疲劳载荷和性能。主要结论如下:

(1)随着湍流强度的增加,风电机组重要部件的极限载荷也增加,极限载荷变化较为明显的是塔基载荷 $M_{xy}$ 和叶根载荷 $M_z$ 。因此,需适当加强湍流大的地区的风电机组部件的极限承受能力。

(2)随着湍流强度的增加,风电机组重要部件的疲劳载荷也同样增加,由分析可知,湍流强度每增加0.02,其风电机组的塔基、叶根和轮毂的等效疲劳载荷 $M_y$ 、 $M_z$ 和 $M_x$ 都有10%左右的增加。因此,在湍流大的风场,需要提高风电机组部件材料的疲劳强度。

(3)随着湍流强度的增加,风电机组的年发电量递减,湍流强度特征值0.18时的年发电量比0.14的少2%左

右,这与文献[8]中所述的变化趋势基本吻合。

由以上分析可知,风电机组的优化设计还需考虑风场湍流强度的影响。

## 参考文献:

- [1] 吴丰林,方创琳.中国风能资源价值评估与开发阶段划分研究[J].自然资源学报,2009,24(8):1412-1421.
- [2] 李晶,宋家骅,王伟胜.大型变速恒频风力发电机组建模与仿真[J].中国电机工程学报,2004,24(6):100-105.
- [3] 叶杭冶.风力发电机组的控制技术[M].北京:机械工业出版社,2006.
- [4] 林勇刚,李伟,叶杭冶,等.变速恒频风力机组变桨距控制研究[J].农业机械学报,2004,35(4):110-114.
- [5] 刘雄,陈严,叶枝全.水平轴风力机气动性能计算模型[J].太阳能学报,2005(6):792-800.
- [6] 郭健.风力发电机整机性能评估与载荷计算的研究[D].大连:大连理工大学,2003.
- [7] 肖劲松,张传经.风力机叶片在拍打方向的载荷估计与可靠性分析[J].北京工业大学学报,2005,31(6):617-621.
- [8] Tony Burton.风能技术[M].武鑫,译.北京:科学出版社,2007.

(上接第73页)

(2)在塔架设计中,可以通过调整塔架外径、锥度和壁厚来改变塔架的低阶固有频率,其中调整锥度和靠近顶部的壁厚相对来说更有实际意义。另外,在计算塔架固有频率时必须要考虑顶部机舱和风轮的质量、惯性矩和质心偏置距离的影响。

(3)塔架底部开有的门孔对塔架低阶频率有一定影响,但很小;而门孔的位置、大小在一定范围内对塔架低阶频率的影响可以忽略。

## 参考文献:

- [1] Lee D, Hodges D H, Patil M J. Multi-flexible body dynamic analysis of horizontal axis wind turbines[J]. Wind Energy, 2002(5): 281-300.
- [2] 郭威,徐玉秀.离网型风力发电机塔架振动问题的模态分析

- [J].可再生能源,2006,129(5):65-67.
- [3] 邢钢,徐玉秀,张承东.小型风力发电机组的动态设计与计算[J].能源技术,2005,26(5):189-191.
- [4] 刘香,高镇宁,李海.兆瓦级风力发电机塔架的模态分析[J].工业建筑,2012,42(2):62-65.
- [5] 王朝胜,黄东胜,邹富顺,等.风力机塔架模态分析及应用[J].电力学报,2009,24(6):463-466.
- [6] 黄珊秋,陆萍.ZOND Z-40风力机塔架的模态分析[J].太阳能学报,2001,22(2):153-156.
- [7] 顾岳飞.兆瓦级风力发电机组塔架结构的优化设计[J].上海电力,2007(5):518-520.
- [8] 马人乐,马跃强,刘慧群,等.风电机组塔架模态的环境脉动实测与数值模拟研究[J].振动与冲击,2011,30(5):152-155.
- [9] Thomas G C, Arlo N. Modal testing of a rotating wind turbine SAND82-0631[R]. Sandia: Sandia National Laboratories, 1983.
- [10] 李立本,宋宪耕,贺德馨,等.风力机结构动力学[M].北京:北京航空航天大学出版社,1999.
- [11] 王峰,陈棋,余国城.大型风力发电机组塔架刚度的研究[J].新能源与工艺,2005(6):38-40.

## 声 明

为顺应网络环境下期刊出版的新要求,促进期刊网络出版进程,凡被本刊录用的论文,在《中华人民共和国著作权法》的框架内,其复制权、发行权、信息网络传播权、翻译权、汇编权等权利在全球范围内一并转让给《大功率变流技术》编辑部及其授权的第三方使用,本刊一次性支付作者著作权使用报酬(即稿费,包括印刷版、光盘版和网络版等各种版本的稿酬)。作者向本刊提交文章发表的行为即视为同意我刊上述声明。

《大功率变流技术》编辑部