

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2015.01.010

风力机叶片极限载荷评价与分析

庞晓平, 梁 河, 陈 进, 邓 波

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘 要:根据德国 GL2010 国际标准,运用 Bladed 软件,对某一 850 kW 的风力机叶片和与之相匹配的风力发电机组进行建模,并分析其气动额定功率、系统共振等情况,验证叶片运行中的可靠性。分别施加 GL 标准中的所有工况,对叶片进行仿真计算和比较分析,得到影响叶片气动性能主要是 Dlc4.2b、Dlc1.3a 等工况,初步建立以叶根载荷为标准的风力机叶片评价体系。此评价体系同样适用于 Bladed 软件自带的 demo 叶片模型。以该评价体系为基础,计算 850 kW 叶片叶根处的极限载荷,得到其挥舞极限载荷为 353 663 N·m,比原设计值小了 2.5%,进而验证该叶片在运行中安全可靠,同时,验证了载荷评价体系的可靠性。

关键词:风力机叶片;极限载荷;气动分析;叶素理论;评价体系

中图分类号:TH11

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2015)01-0074-06

Evaluation and analysis on the extreme load of wind turbine blade

PANG Xiaoping, LIANG He, CHEN Jin, DENG Bo

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University,
Chongqing 400044, P.R.China)

Abstract: According to the international standard of German GL 2010, a wind turbine of 850 kW is applied to the corresponding wind power generation unit and its situation of pneumatic rated power and sympathetic vibration is analyzed with Bladed software. The result verifies the reliability of wind turbine in operation. Further, after all the wind regimes in GL standard are calculated and analyzed comparatively, the extreme wind regimes which mainly influence the aerodynamic performance of the wind blade are obtained, namely, Dlc4.2b, Dlc1.3a, etc. Later on, the evaluation criteria of wind turbine blade taking the load of blade root as standard are established and implemented with the built-in demo data of Bladed software to testify its generality. Then based on the above evaluation criteria, extreme loads of the 850 kW's blade root is computed and it's found the extreme swing load is 353 663 N·m, which is 2.5% lower than its designed value. The result verifies the security of the blade in operation and the reliability of the evaluation criteria.

Key words: wind turbine blade; extreme loads; aerodynamics analysis; blade element theory; evaluation criteria

风力机叶片是风力发电机组的关键部件之一,风力发电机组的可靠性和经济性在很大程度上取决于其气动性能^[1]。随着全球性资源枯竭以及国际社会对碳排放量的严格要求,风力发电作为一种大规模使用

收稿日期:2014-09-09

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51175524)。

Supported by National Natural Science Foundation of China(51175524).

作者简介:庞晓平(1975-),女,重庆大学副教授,博士,主要从事复杂机电系统多学科同优化设计与信息技术,
(E-mail)357210319@qq.com。

的商业化可再生能源,变得越来越重要^[2]。随着我国对风力发电行业的不断投入,我国的风力机工业不断增长,其整机装机容量和年发电量以连年翻番的速度快速增长,并不断向单机大型化、大功率方向发展。

由于风机叶片在旋转过程中受力情况非常复杂,伴随着风力机的理论知识不断发展,世界范围内出现了各种计算软件,业内通常使用 Bladed^[3] 软件对风力机叶片进行载荷计算。目前,国内外并没有出现一套关于如何应用国际标准对风力机叶片载荷工况进行系统评估的研究报告,因此,对已知风力机叶片的快速评估和选型则成为了业界所关心的问题。文中将基于德国船级社 GL2010 国际标准^[4],采用 Bladed 软件对某型 850 kW 中型风力机叶片的载荷特性及其与塔架、机舱的匹配情况进行了计算,并对该叶片进行了不同工况下的载荷分析,得到风机在运行中的极限工况,建立起一套评价体系,并运用此评价体系验算某 2 WM 的风力发电机组,并分析其综合性能。

1 数学模型

应用于大型风力机叶片设计和分析的理论主要有叶素动量理论、贝兹理论等^[5]。Bladed^[6] 提供的空气动力学模型的核心是叶素动量理论。该理论是求解轴向诱导因子和周向诱导因子比较切实可行的方法,其计算结果还可以通过 Wilson, Glauert 和 Prandtl 等方法进行修正,是目前较为常用和成熟的方法。叶素理论和动量理论的基本描述如下:

半径 r 处长度的 dr 的叶素产生的推力 dT 为

$$dT = \frac{1}{2} B \rho v_{rel}^2 (C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi) c dr \quad (1)$$

半径 r 处长度为 dr 的叶素产生的力矩 dQ 为

$$dQ = \frac{1}{2} B \rho v_{rel}^2 r (C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi) c dr \quad (2)$$

式中: v_{rel} 为叶素处相对风速矢量的大小; φ 是入流角; c 为叶素的弦长; C_L 和 C_D 分别是升力系数和阻力系数。

$$\begin{cases} dT = 4\pi\rho v_0^2 a(1-a)r dr; \\ dQ = 4\pi\rho\omega v_0 a'(1-a)r^3 dr. \end{cases} \quad (3)$$

显示叶片截面诱导速度的速度三角形如图 1 所示。

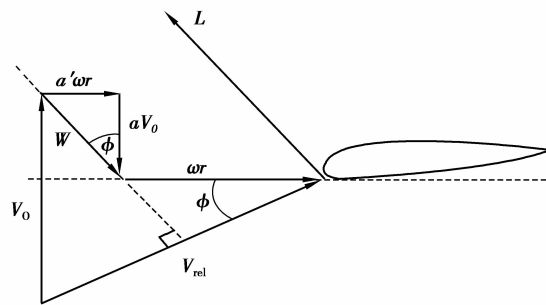


图 1 显示叶片截面诱导速度的速度三角形

Fig.1 Velocity triangle of induced velocity in the blade section

由图 1 可知:

$$\begin{cases} \sin \varphi = \frac{(1-a)v_0}{v_{rel}}; \\ \cos \varphi = \frac{(1+a')\omega r}{v_{rel}}. \end{cases} \quad (4)$$

由叶素理论-动量理论可知:

当应用普朗特叶尖损失因子对叶片数无穷假设的修正时,得到修正方程为

$$\begin{cases} \frac{q}{1-a} = \frac{Bc}{8\pi r} \cdot \frac{C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi}{F \sin^2 \varphi}; \\ \frac{a'}{1+a'} = \frac{Bc}{8\pi r} \cdot \frac{C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi}{F \sin \varphi \cos \varphi}. \end{cases} \quad (5)$$

其中 F 是修正因子,其表达式为

$$F = \frac{2}{\pi} \cos^{-1}(e^{-f}), \quad (6)$$

其中 $f = \frac{B}{2} \cdot \frac{R-r}{r \sin \varphi}$ 。

为了避免叶轮叶片部分进入涡环状态时,简单的动量理论将不再适用的情况发生,可应用一些经验公式对动量-叶素理论进行修正。

当 $a > 0.38$ 时,可采用 Wilson 修正法^[6]进行修正,其结果为

$$\begin{aligned} \frac{q}{1-a} &= \frac{Bc}{8\pi r} \cdot \frac{C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi}{F \sin^2 \varphi} \rightarrow \\ \frac{(0.587 + 0.96a)}{(1-a)^2} &= \frac{Bc}{8\pi r} \cdot \frac{C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi}{F \sin^2 \varphi}. \end{aligned} \quad (7)$$

当 $a > 0.2$ 时,可采用 Glauert^[7]修正法进行修正,其结果为

$$\begin{aligned} \frac{q}{1-a} &= \frac{Bc}{8\pi r} \cdot \frac{C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi}{F \sin^2 \varphi} \\ \rightarrow a &= \frac{1}{2} [2 + k(1 - 2a_c)] - \sqrt{[2 + k(1 - 2a_c)]^2 + 4(ka_c^2 - 1)}, \end{aligned} \quad (8)$$

其中:

$$k = \frac{8\pi r}{Bc} \cdot \frac{F \sin^2 \varphi}{C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi}, a_c = 0.2. \quad (9)$$

2 叶片模型

文中采用的是应用于 GL3A 风场的某 850 kW 中型风力机叶片,其安装方式为每一风轮安装 3 个叶片,其设计长度约为 27 m,设计额定功率为 850 kW。其主要参数如表 1 所示。

表 1 850 kW 风力机叶片基本参数

Tab.1 Basic parameters of a 850 kW wind turbine blade

截面号	距叶根 距离/m	弦长/m	扭角/(°)	相对厚 度/%
非气动部分				
1	0.0	1.436	0	100
2	0.5	1.436	0	100
3	1.0	1.492 8	12	94.352
4	2.0	1.649 1	12	82.34
...
9	4.5	2.65	12	39.2
气动部分				
10	5.0	2.623	11.367	37.69
11	5.5	2.858	10.788	36.4
12	6.0	2.539	10.253	35.26
13	6.5	2.487	9.754	34.25
...
55	27.0	0.64	0	18

图 2 是根据表 1 中的数据,在 Bladed 软件中建立相对应的风力机叶片模型。

采用 Bladed 软件对叶片的气动性能进行分析,使用 Bladed 软件自带的后处理程序对所有工况的计算进行分析。

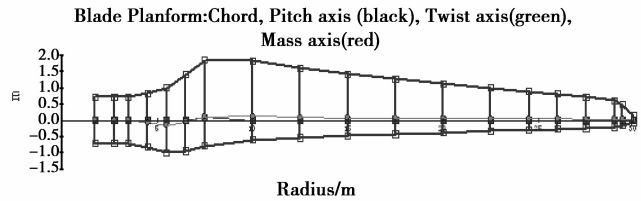


图 2 基于 Bladed 软件的风力机叶片模型

Fig.2 The model of the wind turbine blade based on bladed software

3 计算结果与分析

3.1 叶片的气动功率与振动分析

运用 Bladed 软件计算了该风力机叶片的气动功率,其结果如图 3 所示。

图中分别列出了轴功率和发电机组输出的发电功率。由计算结果可知,风力机发电机组在满负荷运转时的传递效率为 95%。同时发现,该叶片额定功率对应的风轮转速为 10.5 m/s,完全满足风机前期设计要求,进而从理论上验证了叶片的实用性。

图 4 所示是经过 Bladed 软件计算得到的该型风力机的坎贝尔图^[8],该图反应出系统的固有频率与风轮转速倍数之间的关系。对于三叶片的风力机发电机组来说,必须避开风轮激励的 1 倍频率和 3 倍频率,从图中可以看出系统的固有频率为 1.375 Hz,并且风速在 4~25 m/s 的范围内,没有和 1 倍频率和 3 倍频率相交,因此该叶片在此系统的运行时是安全稳定的,进而验证了叶片在运行中的可靠性。

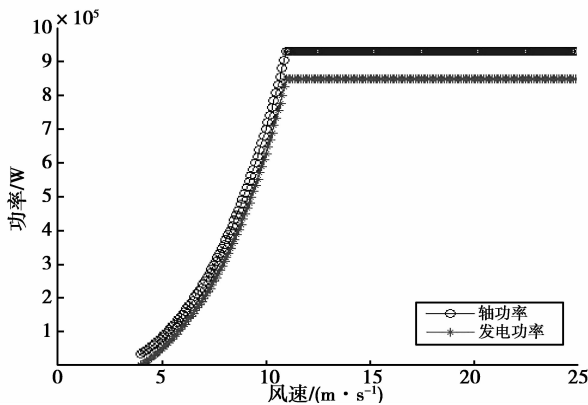


图 3 风力机叶片的功率曲线

Fig.3 The power curves of the wind turbine blade

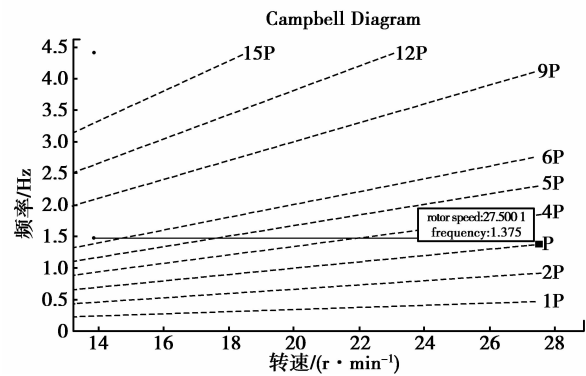


图 4 叶片的坎贝尔共振图

Fig.4 The Campbell diagram of the wind turbine

3.2 叶片在各处的极限工况

根据 GL2010 标准,对该叶片涉及到的所有 252 种工况进行计算,得到了其极限载荷数据。通过对极限载荷数据的分析,列出叶片各个截面上的最大极限工况名称,如表 2 所示。

表 2 叶片各个截面的极限工况

Tab.2 Extreme conditions in several sections of the blade

叶片半径/m	M_x	M_y	M_{xy}	M_z	F_x	F_y	F_{xy}	F_z
$R=0.75$	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a	Dlc6.1b	Dlc1.3a	Dlc5.1a	Dlc5.1a	Dlc1.3a
$R=1.5$	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a	Dlc6.1b	Dlc1.3a	Dlc4.2b	Dlc4.2b	Dlc1.3a
$R=2.5$	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a	Dlc6.1b	Dlc1.3a	Dlc4.2b	Dlc4.2b	Dlc1.3a
$R=3.5$	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a	Dlc6.1b	Dlc1.3a	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a
$R=4.5$	Dlc4.2b	Dlc1.3i	Dlc1.3a	Dlc6.1b	Dlc1.3a	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a
$R=5.5$	Dlc4.2b	Dlc1.3i	Dlc1.3a	Dlc6.1b	Dlc1.3a	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a
$R=8.0$	Dlc4.2b	Dlc1.3i	Dlc1.3a	Dlc1.3b	Dlc1.3a	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a

续表

叶片半径/m	M_x	M_y	M_{xy}	M_z	F_x	F_y	F_{xy}	F_z
$R=13$	Dlc4.2b	Dlc1.3i	Dlc1.3i	Dlc1.3b	Dlc1.3a	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a
$R=18$	Dlc4.2b	Dlc1.3i	Dlc1.3i	Dlc1.3b	Dlc1.3a	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a
$R=27$	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3i	Dlc1.3b	Dlc1.3a	Dlc4.2b	Dlc1.3a	Dlc1.3a

为了清楚的表达各个工况的信息, 以及其出现的频率, 表 2 只是列出了极限工况的名称, 凡是表里所提到的工况, 将在表 3 中列出其详细信息。

表 3 叶片极限风况基本参数

Tab.3 Basic parameters of extreme wind conditions for the wind turbine blade

	平均风速/阵风幅值/最终风速/偏航误差/持续时间/s	运行状况	风况	分析方法
	($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) deg			
Dlc1.3a	8 15 23 -30 10	发电	带有方向变化的极端相干阵风	极限载荷
Dlc1.3b	8 15 23 30 10			
Dlc1.3i	10 15 25 -50 10			
Dlc1.6b	10 9 10 0 14	正常运行	极端运行阵风	极限载荷
Dlc4.2b	11 7.1 10.5	正常停机	极端运行阵风	正常极端

由表 2 可知, 在所有计算工况中, 对叶片影响最大的工况有 Dlc4.2b, Dlc1.3a, Dlc1.3i, Dlc1.6b, Dlc1.3b, 这几种工况的详细信息在表 3 有详细表述。为了进一步验证这几种极限工况的重要性, 笔者对 Bladed 软件自带的 demo 数据在设置条件都相同的情况下进行计算, 得到了与表 3 一样的最大极限工况。进而说明筛选出的最大极限工况是有代表意义的。

3.3 叶根极限载荷

由表 2 和表 3 可知, 引发风力机极限载荷最主要的工况出现在 Dlc4.2b 和 Dlc1.3a。这 2 种风况都是阵风。其中带有方向变化的极端相干阵风在其速度为 8 m/s 时对风力机叶片影响最大, 极端运行阵风在风速为 11 m/s 时对叶片影响最大。此时风力机接近额定功率。Dlc4.2b 和 Dlc1.3a 的载荷情况如图 5 和图 6 所示。

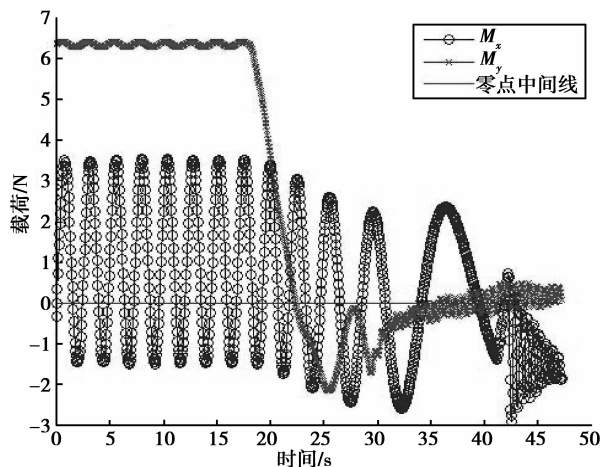


图 5 叶片叶根处在 Dlc4.2b 工况下的弯矩图
Fig.5 Bending moment diagram at the root of the blade under the condition of Dlc4.2b

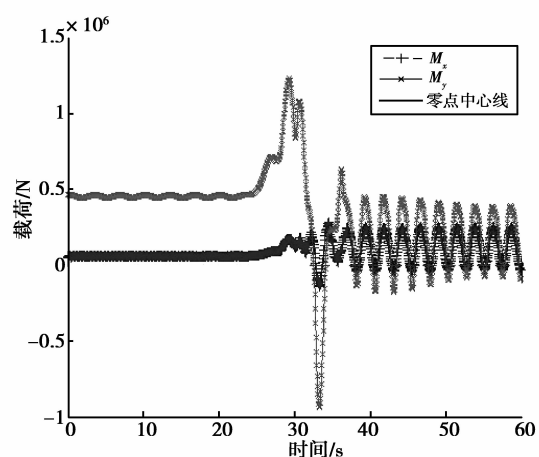


图 6 叶片叶根处在 Dlc1.3a 工况下的弯矩图
Fig.6 Bending moment diagram at the root of the blade under the condition of Dlc1.3a

图 5 是该叶片叶根处在工况 Dlc4.2b 的弯矩变化情况, 在 60 s 的仿真时间内, 0~24 s 内, 叶片载荷在 700 kN 水平波动, 24 s 处控制系统正常停机, 载荷急速下降, 在 24 s 处出现极端运行阵风(其变化情况如图 6 实线部分所示), 阵风持续时间 10.5 s, 在 50 s 左右弯矩开始收敛, 最终在 55 s 左右, 弯矩稳定。

图 6 是描述叶片叶根处在工况为 Dlc1.3a 的弯矩变化情况,仿真时间 60 s,0~24 s 整个系统处于正常发电阶段,在 24 s 处出现偏航幅值为 -30° 的半波阵风(如图 6 中虚线部分所示),持续时间 10.5 s,45 s 后弯矩开始收敛,最终稳定,仿真结束。

由图 5 和图 6 可知,在阵风持续的 10.5 s 内叶根处的载荷发生突变,当阵风结束以后(阵风模型^[9]如图 7 所示),叶根处的载荷趋于平稳,并不断的收敛。将该叶片叶根处的疲劳载荷和极限载荷和最初的设计值进行对比,进而对叶片的疲劳和极限载荷进行校核,以验证其是否满足设计要求。

该风力机叶片根部材料^[10]由胶衣布、蒙皮泡沫、腹板泡沫材料以及复合材料 Eku1250、EKB800、EKT800 组成,其铺成方法为:复合材料 EKB800 的铺层方向任意,默认情况下是 0° ,复合材料 Eku1250 沿叶片展向铺层,铺层方向是 90° ,复合材料 EKT800 铺层方向任意,默认为 0° ,胶衣布的铺层方向任意,默认方向为 0° ,蒙皮泡沫铺层方向任意,默认方向为 0° ,腹板泡沫的铺层方向也为任意,默认为 0° 。

由于叶片的挥舞刚度和强度比摆振刚度和强度弱^[11],并且在叶片叶根处的极限载荷通常是最大的。所以,分析叶片的极限载荷时,通常主要参考叶根处的极限挥舞载荷^[12],由表 4 可以发现:其叶根处的极限挥舞载荷为 $353\ 663\ \text{N}\cdot\text{m}$,其大小比原设计值小了 2.45%,由于分析的截面处于叶根处,其所受载荷与应力成正比,因此可以从叶片疲劳载荷方向来判断,叶片的应用是安全的。

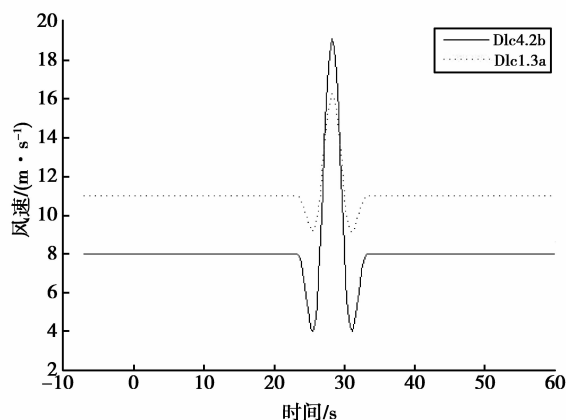


图 7 Dlc4.2b 和 Dlc1.3a 阵风模型

Fig.7 The gust models of Dlc4.2b and Dlc1.3a

表 4 叶片叶根处挥舞极限和摆振极限对比图

参数	载荷	N · m		
		计算值	设计值	偏差/%
挥舞极	最大值	353 663	362 547	-2.45
限载荷	最小值	-172 982	-184 436	-6.21
摆振极	最大值	1 225 000	1 357 486	-10.0
限载荷	最小值	-936 269	-1 084 372	-13.64

4 结 论

1)文中将某一 850 kW 的叶片应用到与之相匹配的风力机发电机组,将该叶片运用到 GL 标准中的所有工况进行仿真计算和比较分析,得到影响叶片气动性能的极限工况为 Dlc4.2b、Dlc1.3a、Dlc1.3b、Dlc1.3i、Dlc1.6b,初步建立叶片载荷评价体系。

2)将该叶片安装到与之相匹配的风力机发电机组,在已经建立起的载荷评价体系下得到其叶根处挥舞极限载荷为 $353\ 663\ \text{N}\cdot\text{m}$,比原设计值小了 2.5%。因此,基于叶根载荷判断,该叶片的运行时安全的。同时,进一步验证了载荷评价体系的可靠性。

3)该方法为快速评价风力机叶片拓宽了思路,为进一步研究快速评价风力机叶片提供了很好的参考。

参考文献:

- [1] 陈进,汪泉.风力机翼型及叶片优化设计理论[M].北京:科学出版社,2013.
- [2] Marin J C, Barroso A, Paris F, et al. Study of fatigue damage in wind turbine blades [J]. Engineering Failure Analysis, 2009, 16(2): 656-668.
- [3] Bossanyi E A. GH bladed theory manual [M]. England; Garrad Hassan and Partners Limited, 2010.
- [4] Brooktorkai. Guideline for the certification of wind turbines[M]. Hamburg;Germanischer Lloyd, 2010.
- [5] Martin O, Hansen L. Aerodynamic of wind turbine second edition [M]. China Electric Power Press, 2009.
- [6] Bossanyi E A. GH Bladed user manual [M]. England;Garrad Hassan and partners Limited, 2007.

- [5] 张海田.谈机械可靠性的设计方法[J].今日科苑, 2008(4):89-90.
ZHANG Haitian, Design method of mechanical reliability[J]. Modern Science, 2008(4):89-90.
- [6] 董立立, 赵益萍, 梁林泉, 等.机械优化设计理论方法研究综述[J].机床与液压, 2010, 38(15):115-119.
DONG Lili, ZHAO Yiping, LIANG Linquan, et al. Theory and method of mechanical design optimization[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(15):115-119.
- [7] 冯琴, 张先鸣.风电机组中的风电轴承[J].电气制造, 2010(11):69-71.
FENG Qin, ZHANG Xianming. Bearing of wind turbine[J]. Electrical Manufacturing, 2010(11):69-71.
- [8] 朱亮, 李言, 杨明顺, 等.接触角对风电轴承疲劳寿命的影响[J].机械科学与技术, 2011, 30(1):30-35.
Zhu Liang, Li Yan, Yang Mingshun, et al. Influence of contact angle on fatigue life of wind turbine bearing[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2011, 30(1):30-35.
- [9] Zaretsky E V, Poplawski J V, Peters S M. Comparison of life theories for rolling-element bearings [J]. Tribology Transactions, 1996, 39(2):237-248.
- [10] Tohru U, Koji U, Nobuaki M. Unique fatigue failure of spherical roller bearings and life-enhancing measures [C]// Proceedings of the World Tribology Congress III-2005, September 12-16, 2005, Washington, D C, US, Piscataway: ASME Tribology Division, 2005, 33-34.
- [11] Edwin L J, Jess M A, Vicente D L, et al. A study of sliding between rollers and races in a roller bearing with a numerical model for mechanical event simulations [J]. Tribology International, 2010, 43(11):2175-2182.
- [12] Robert K, Ivan P. Numerical determination of carrying capacity of large rolling bearings. Journal of Materials Science Letters. 2004, 155-156(1-3):1696-1703.
- [13] 赵武, 吴双, 文鉴恒.特大型轴承设计技术发展概述[J].轴承, 2003(9):47-48.
ZHAO Wu, WU Shuang, WEN Jianheng. Development of large bearing design [J]. Bearing, 2003(9):47-48.
- [14] Souich Y, Nobuyuki N. Technical trends in wind turbine bearings [J]. NTN Technical Review, 2008(76):114-120.
- [15] Hameed Z, Hong Y S, Cho Y M, et al. Condition monitoring and fault detection of wind turbines and related algorithms: A review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(1):1-39.
- [16] Andrew K, Li W Y. The prediction and diagnosis of wind turbine faults [J]. Renewable Energy, 2011, 36(1):16-23.

(编辑 王维朗)

~~~~~

(上接第 79 页)

- [7] 周鹏展, 曾竟成, 肖加余, 等. 基于 BLADED 软件的大型风力机叶片气动分析 [J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2010, 41(5):2022-2027.  
ZHOU Pengzhan, ZENG Jingcheng, XIAO Jiayu, et al. Aerodynamic analysis of a large-scale wind turbine blade based on Bladed software [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2010, 41(5):2022-2027.
- [8] Liu X, Zhang X M, Li G Q, et al. Dynamic response analysis of the rotating blade of horizontal axis wind turbine [J]. Wind Engineering 2010, 34(5):543-560.
- [9] Neumann J, Mai H. Gust response: simulation of an aeroelastic experiment by a fluid-structure interaction method [J]. Journal of Fluids and Structures, 2013, 38(4):290-302.
- [10] Chen J, Wang Q, Shen W Z, et al. Structural optimization study of composite wind turbine blade [J]. Material and Design, 2013, 46(4):247-255.
- [11] 李成良, 陈淳. 风力机叶片的结构分析与铺层优化设计 [J]. 玻璃钢/复合材料, 2009(6):50-53.  
LI Chengliang, CHEN Chun. Structural analysis and lamination optimum design of wind turbine rotor blade [J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 2009(6):50-53.
- [12] 陈严, 张林伟, 刘雄, 等. 水平轴风力机叶片疲劳载荷的计算分析 [J]. 太阳能学报, 2013, 34(5):902-908.  
CHEN Yan, ZHANG Linwei, LIU Xiong, et al. Fatigue load calculation and analysis of the blade of horizontal axis wind turbine [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2013, 34(5):902-908.

(编辑 陈移峰)