

风力机叶片两点激励疲劳试验系统设计与特性分析

廖高华^{1,2}, 乌建中²

(1. 江西省精密驱动与控制重点实验室(南昌工程学院), 南昌 330099; 2. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘 要: 基于电驱惯性式激振装置,采用能量法计算能耗及动力参数,匹配叶片试验弯矩载荷,设计出一种两点激励共振型风力机叶片疲劳试验系统。建立两点激励加载试验系统的动力学模型,并结合三相永磁同步电机的在 $d-q$ 坐标系下的状态方程,联合构建系统的机电耦合方程,利用 Matlab 软件建立仿真模型进行数值仿真分析,得到系统耦合振动过程基本规律。构建两点激励惯性加载系统进行兆瓦级风力机叶片加载试验,验证数学模型及仿真分析的结果,为叶片疲劳试验系统及控制算法设计提供指导。

关键词: 风力机叶片; 载荷分析; 机电耦合; 疲劳试验

中图分类号: TH113

文献标志码: A

0 引 言

风力机组大型化是海上风电的发展趋势,大容量风力发电机组席卷整个行业。在国外, Siemens 7 MW 机型获得型式认证, Vestas 32 台-8.0 MW 海上风力机已全部安装完毕;在国内, GE 6 MW, 金风 6.7 MW 等机型签约风场。随着大型风力机叶片细长趋势,关于其可靠性问题也被提出,全尺寸叶片的疲劳试验是发展风力机的基本步骤之一^[1-2]。由于风力机叶片可达百米长度,疲劳试验需要利用共振现象^[3]。疲劳试验通常以沿叶片的弯矩为试验依据,大型叶片采用单点加载方法试验会存在弯矩分布精度误差、驱动能力不足等问题。激振源共振是疲劳加载方法与设备的发展方向之一,因此提出风力机叶片两点激励疲劳试验新方法。

激振源共振方法解决了单点加载方法不足,但是若干研究成果表明,基于叶片连接的 2 个激振源之间存在耦合,两激振源与叶片构成一个复杂的非线性机电耦合系统^[4]。国内外目前基于刚性连接的双电机振动平面耦合方面的研究,得到许多重要的科学研究成果^[5]。耦合效应导致两激振源的速度和相位会发生不规则变化,严重影响激振效果。文献[6]针对小型风力机叶片,设计出一种离心式两点试验装置,研究两激振源振动的空间耦合机理。文献[7]对风力机叶片面向旋转加载系统

的机电耦合特性及试验研究。文献[8]提出一种叶片振动试验中去除液压系统,并减少叶片测试所需能量的方法,采用有限元工具对所提出的配置叶片疲劳试验系统进行动态分析。这些叶片加载的研究,主要基于偏心块或液压激振器的加载模式,且激振对象为小阻尼和小刚度的小型叶片。偏心块激振器加载频率是不恒定,加载会产生局部弯矩及沿叶片展向的轴向力,测试结果的准确性较低。大功率液压激振器的成本高,且受制于泵-阀-管道-液压缸的疲劳寿命。

本文基于电驱惯性式激振装置,在基础上进行全尺寸试验弯矩载荷匹配,采用能量法对系统进行能耗及动力参数计算,设计风力机叶片两点激励共振疲劳加载系统,建立两点激励加载系统的机电耦合数学模型,利用仿真模型分析系统的振动特性,最后加载试验兆瓦级风力机叶片,对推导结果的正确性进行验证。

1 叶片两点激励疲劳加载试验系统

1.1 系统弯矩载荷匹配设计

系统由电驱惯性式疲劳加载装置、PC 人机软件、就地控制柜、激光测距仪及应变仪构成,两点激励疲劳试验系统如图 1 所示。叶片根部固定在加载基座上,两点电驱惯性式疲劳加载装置通过木芯及夹具安装于叶片展向不同位置上,2 个加载装置可同时给叶片提供交变

收稿日期: 2017-10-16

基金项目: 江西省精密驱动与控制重点实验室开放基金项目(PLPDC-KFKT-201622)

通信作者: 廖高华(1978—), 男, 博士、副教授, 主要从事机电液控制技术方面的研究。tjjd328@163.com

激振力。在叶片不同位置上设置配重来调整载荷分布,得到各剖面位置所需的载荷,满足实际工作时的弯矩分布。根据叶片特征参数,设计弯矩分布校验算法,对配重的质量和数量进行优化并校验。

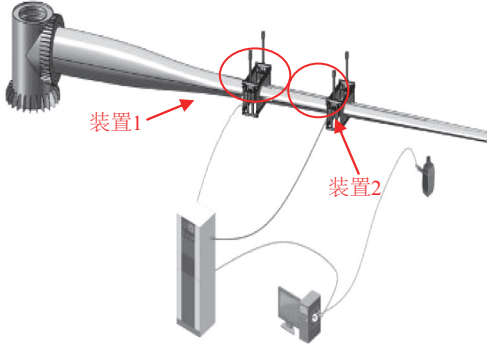


图1 叶片两点激励疲劳加载试验系统

Fig. 1 Two-point fatigue loading system

1.2 系统两点激振力计算

两点激励疲劳加载系统中,阻尼力在定常振动条件下叶片振动一个周期内所做的功为 ΔW ,叶片2个节点的力做功能量为 $\Delta E_i (i=1,2)$,则有:

$$\begin{cases} \Delta W = \oint c \dot{x} dx = 2\pi k A^2 \xi \\ \Delta E_1 = \pi A_{11} m_1 S_1 \omega^2 = \pi A_{11} F_1 \\ \Delta E_2 = \pi A_{22} m_2 S_2 \omega^2 = \pi A_{22} F_2 \end{cases} \quad (1)$$

式中, c ——叶片阻尼系数; k ——等效刚度系数; A ——等效位置振幅; ξ ——等效阻尼比; ω ——激振频率; S_1 ——装置1的行程; S_2 ——装置2的行程; A_{11} ——叶片节点1的幅值; A_{22} ——叶片节点2的幅值; x ——叶片位移; m_1 、 m_2 ——装置1、2的动质量; F_1 、 F_2 ——装置1、2的激振力。

根据能量守恒定律,稳态共振振动时,质量块对叶片做功与阻尼耗能相等,即 $\Delta W = \Delta E$,得:

$$\pi A_{11} m_1 S_1 \omega^2 + \pi A_{22} m_2 S_2 \omega^2 = 2\pi k A^2 \xi \quad (2)$$

由式(2)可知叶片阻尼计算需要等效刚度值 k 和等效阻尼比 ξ 。等效刚度值 k 采用动能等效法,将疲劳加载系统中叶片等效成一系列离散质量点,并保证系统转换前后的振动动能不变来求解。叶片离散等效示意图如图2所示。当叶片在激振力的作用下运动时,在一个振动周期内,所有离散段质量产生的最大动能为:

$$T_1 = \sum_{i=0}^n \frac{1}{2} m_i (\dot{y}_i)^2 = \sum_{i=0}^n \frac{1}{2} m_i (\omega Y_i)^2 \quad (3)$$

式中, m_i ——叶片离散段、配重及装置固定部分的总质量, $m_i = \lambda_i l_i + \Delta m_i$, 其中 λ_i 、 l_i 分别为分段质量线密度和长度, Δm_i 为配重和加载装置固定部分的质量;

y_i ——质量 m_i 处位移。

将所有离散质量单元用一个等效质量替换,等价时让2个系统具有相同的动能和势能,等效质量最大的动能为:

$$T_2 = \frac{1}{2} M (\omega Y_{\max})^2 = \frac{1}{2} M (\omega A)^2 \quad (4)$$

式中, M ——等效质量; Y ——等效质量的位移; A ——等效质量的振幅。

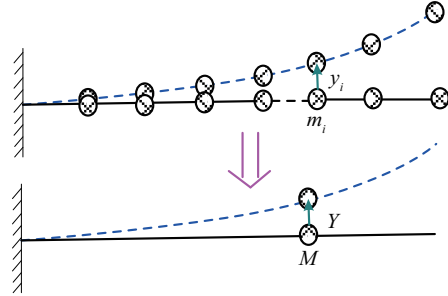


图2 叶片加载系统离散等效图

Fig. 2 Discrete equivalent diagram of blade loading system

考虑气动阻力,空气惯性和粘弹性材料阻尼等阻尼,在叶片若干个位置建立阻尼器模型,然后将多个阻尼器合并成一个等效阻尼器,采用计算方法推导得到阻尼比^[10]。

利用能量守恒的关系,两点激振力对叶片做功与阻尼耗能相等,则有:

$$\begin{cases} T = T_1 = T_2 \\ 2\pi k A^2 \xi = 4\pi \xi T \\ 4\xi T = F_1 A_{11} + F_2 A_{22} \end{cases} \quad (5)$$

式中, T ——叶片最大动能。

1.3 两点激励疲劳试验系统设计算例

选取某型43 m风力机叶片作为疲劳试验对象,并考虑装置特性,采用上述方法,得到两点疲劳加载系统参数数据配置如表1所示。

表1 疲劳试验系统参数配置

序号	装置位置/m	装置类型	装置质量/kg
1	16	激振器	1500
2	24	激振器	1500
3	14	配重	400

叶片参数数据在表1配置下所需能量为2.4 kNm,对激振力相同和激振能量相同(方式1、方式2)计算如表2所示。由计算结果可知方式1的总激振力、总运动质量和总功率都为最小;方式2总功率及两点输出功率相差都最大。

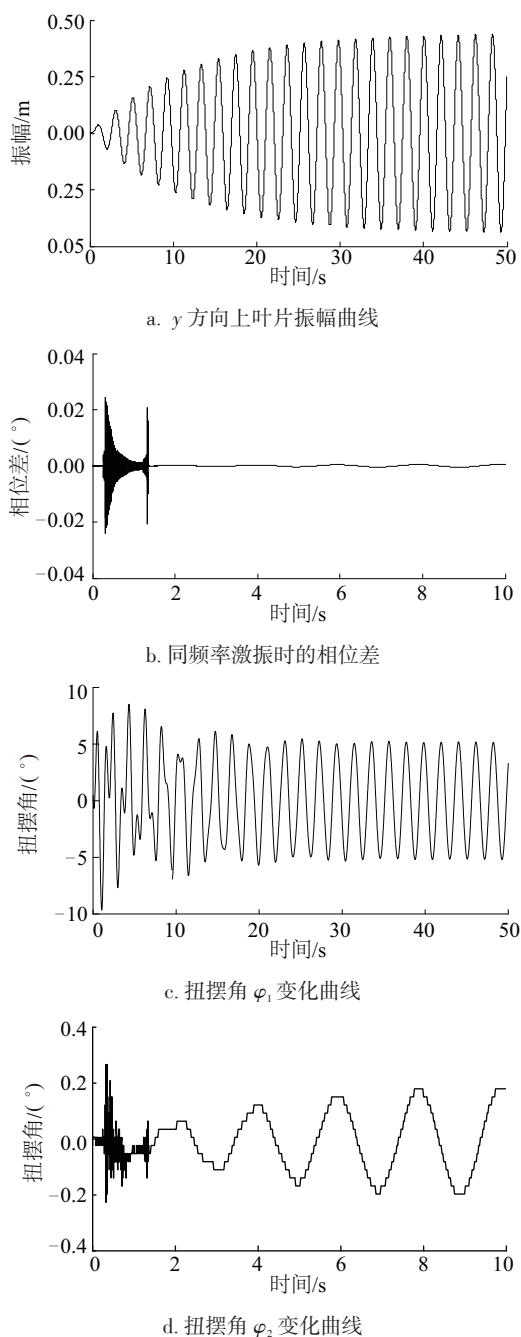


图4 理想状态的振动耦合过程仿真结果

Fig. 4 Simulation results of coupling process

当两激励器以不同频率激励时,系统的振动曲线如图5所示。图5a为激励频率 ω_1, ω_2 分别取3.0、2.6 rad/s时, y 方向振幅的仿真曲线;图5b为 $\omega_1=3.05$ rad/s, ω_2 分别取3.0、2.6 rad/s,且初始相位差 $\alpha=\pi/6$ 时两激励器间相位差。从图5b中可看出当激励频率不同时,相位差随时间持续增大,相位差曲线是发散的。

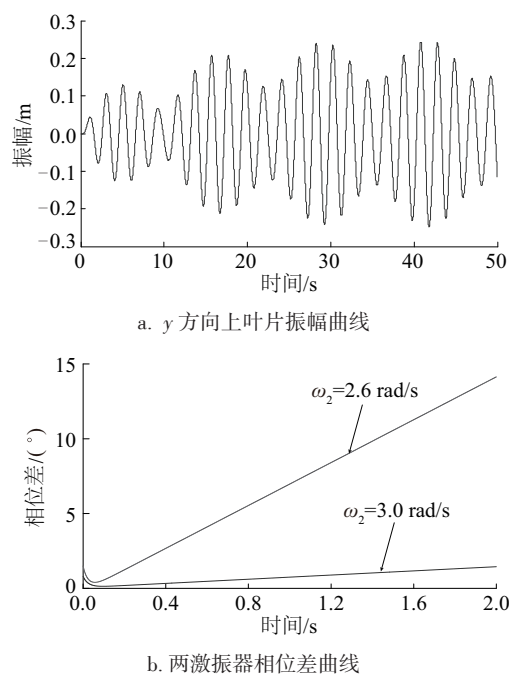


图5 不同率激励时系统振动曲线图

Fig. 5 Amplitude of blade with different frequency

4 试验及分析

两点激励疲劳加载试验的叶片长为43 m,加载试验现场如图6所示。在叶片不同展向位置上设置配重来调整载荷分布,2台疲劳加载装置通过木芯及夹具安装于叶片上,加载装置安装距离根部距离分别为16、24 m,在32 m处配重400 kg。2台装置同时给叶片提供交变激励力,迫使叶片作简谐振动,试验过程中对频率、应变、位移等进行监控。



图6 叶片疲劳加载试验装置

Fig. 6 Fatigue loading test device

当发生共振时电机轴受最大的惯性转矩作用,激励器的频率都向共振点方向趋近,在频率区域内存在机电耦合作用。图7为在两激励器频率为3.05 rad/s时测量得到的激励器相位差曲线,相位差自动趋近于某个固定值波动。系统两激励器频率不同时,对振动特性进行试验。

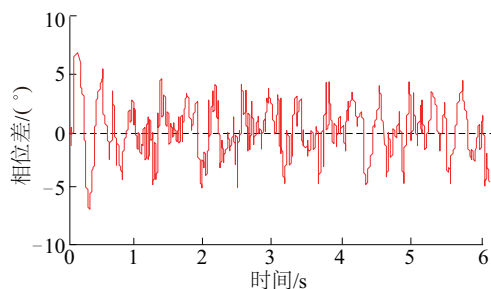


图7 叶片同频激振相位差曲线

Fig. 7 Phase difference of same frequency excitation

设定 2 个激振器频率分别为 3.00、3.14 rad/s, 激振器初始相位差为 0, 试验曲线如图 8 所示。在一个周期内 2 个激振器相位差逐渐增大, 2 个加载装置不能达到同步振动, 这与数值仿真结果也相致。

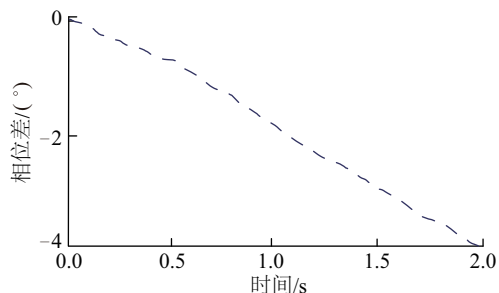
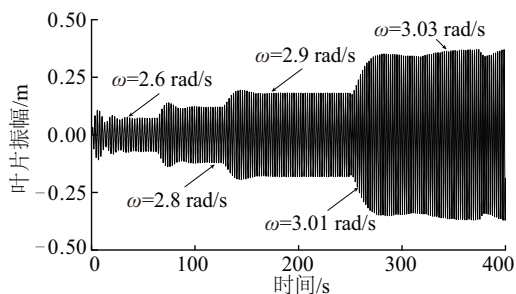


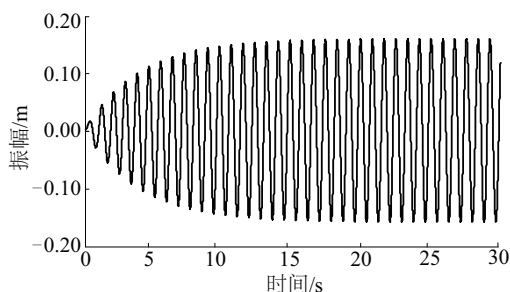
图8 叶片异频激振相位差曲线

Fig. 8 Phase difference of difference frequency excitation

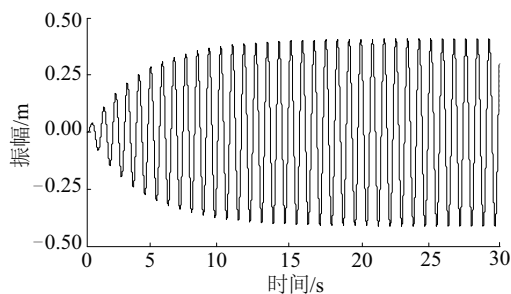
采用同步控制方法控制相位差, 如图 9 所示。从图 9a 可看出振幅随着激振频率的增加而增大, 并逐步



a. 激振频率变化叶片位移



b. 叶片 16 m 加载点位移



c. 叶片 24 m 加载点位移

图9 叶片振幅变化曲线

Fig. 9 Amplitude variation curve of blade

达到峰值并趋于稳定。图 9b 和 9c 为两点激振频率同为 $\omega = 3.05$ rad/s 时叶片振动过程幅值曲线, 叶片在加载点 16、24 m 的稳定幅值分别为 0.172、0.358 m。

5 结 论

1) 为提高大型风力机叶片疲劳试验的驱动能力、缩短测试周期, 通过叶片全尺寸弯矩载荷优化匹配, 能耗关系式进行系统动力参数计算, 基于电驱惯性式激振装置, 设计了风力机叶片两点激励共振疲劳加载系统。

2) 建立风力机叶片两点激励加载系统的动力学模型, 数值仿真分析表明, 由于耦合作用, 两点激励加载系统能逐渐达到同步振动, 逼近共振频率激振时, 激振器相位差增大, 但两激振器频率相差较大时, 系统不能同步, 叶片振幅不能达到理想值。

3) 构建兆瓦级风力机叶片两点电驱惯性式疲劳试验系统, 试验验证两点激励加载系统耦合特性理论推导的正确性, 控制同步方式可消除系统激振器间的相位差, 共振加载时叶片振幅稳定, 得到了所需叶片目标运动轨迹。

[参考文献]

- [1] CHORTIS D I, VARELIS D S, SARAVANOS D A. Prediction of material coupling effect on structural damping of composite beams and blades [J]. Composite structures, 2012, 94(5): 1646-1655.
- [2] 石可重, 赵晓路, 徐建中. 大型风力机机组叶片疲劳试验研究[J]. 太阳能学报, 2011, 32(8): 1264-1267.
SHI K Z, ZHAO X L, XU J Z. Research on fatigue test of large horizontal axis wind turbine blade [J]. Acta energiae solaris sinica, 2011, 32(8): 1264-1267.
- [3] LEE H G, PARK J. Static test until structural collapse after fatigue testing of a full-scale wind turbine blade [J]. Composite structures, 2016, 136: 251-257.

- [4] MALHOTRA P, HYERS R W, MANWEL J F, et al. A review and design study of blade testing systems for utility-scale wind turbines[J]. *Renewable & sustainable energy reviews*, 2012, 16(1): 284-92.
- [5] 闻邦椿, 刘树英, 李鹤, 等. 机械振动理论及应用[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.
- WEN B C, LIU S Y, LI H, et al. Higher education [M]. Beijing: Higher Education Press, 2009.
- [6] HUANG X M, ZHANG L A, YUAN G M. Coupling mechanism of dual-excitation fatigue loading system of wind turbine blades [J]. *Journal of vibration engineering*, 2015, 17(5): 2624-2632.
- [7] 廖高华, 乌建中, 来鑫. 风力机叶片多点加载系统的机电耦合特性及试验研究[J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2015, 43(10): 1582-1587.
- LIAO G H, WU J Z, LAI X. Experiment and electromechanical coupling characteristics of multi-point excitation fatigue loading system [J]. *Journal of Tongji University(natural science)*, 2015, 43(10): 1582-1587.
- [8] LEDFORD N J. Dynamic analysis of a new base excitation testing system for fatiguing wind turbine blades [D]. Boulder: University of Colorado Boulder, 2010.
- [9] LEE H G, PARK J. Linear relationship of damping ratios in resonance-type fatigue testing of a wind turbine blade[J]. *Wind energy*, 2014, 17(7): 1119-1122.
- [10] 陈亚爱, 周京华. 电机与拖动基础及MATLAB仿真[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- CHEN Y A, ZHOU J H. Foundation of motor and drag foundation and MATLAB [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2011.

DESIGN AND CHARACTERISTIC ANALYSIS OF TWO-POINT EXCITATION FATIGUE TESTING SYSTEM FOR WIND TURBINES BLADE

Liao Gaohua^{1,2}, Wu Jianzhong²

(1. Jiangxi Province Key Laboratory of Precision Drive & Control, Nanchang Institute of Technology, Nanchang 330099, China;

2. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To make the bending moment more close to the wind load distribution on the blade, theoretical optimization and experiment test of wind turbine blade were carried out in this paper. Based on the electric energy dissipation calculation, the fatigue loading test system of resonant wind turbine blade is designed. The system was simplified in a proper way due to coupling phenomena in two-point fatigue loading. The dynamical model of the fatigue loading test system was established based on Lagrange method. Combined with the electromechanical coupling equations, the model was analyzed numerically using Matlab software. The basic law of the coupling vibration process with different frequency was obtained. Finally two-point exciting inertial loading test system was built for the MW level wind turbine blade loading test to verify the mathematical model and simulation results. This work provides a theoretical basis for the control strategy of blade the fatigue loading test system.

Keywords: wind turbine blade; load analysis; two-point excitation electromechanical coupling; fatigue test