

# 风电叶片多点加载系统的机电耦合特性及试验研究

廖高华<sup>1,2</sup>, 乌建中<sup>1</sup>, 来鑫<sup>1</sup>

(1. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 南昌工程学院 机械与电气工程系, 南昌 330099)

**摘要:** 针对风电叶片加载多点激励时出现耦合问题, 对多点疲劳加载系统进行合理简化, 以两点摆锤激励加载为对象建立动力学数学模型, 构建系统的机电耦合方程。在共振条件下的对机电耦合关系进行求解, 通过相平面法得到振动系统的机电耦合特性、平衡奇点处的谐振同步性及稳定性条件, 揭示加载系统出现耦合现象的机理。试验研究系统动态分岔耦合、主共振机电耦合特性及机电耦合作用下的同步控制, 验证理论分析的正确性及控制算法的有效性, 为疲劳加载系统的工程应用提供指导及试验参考。

**关键词:** 风电机组叶片; 非线性; 激励加载; 机电耦合

**中图分类号:** TH113

**文献标志码:** A

## Experiment and Electromechanical Coupling Characteristics of Multi-point Excitation Fatigue Loading System

LIAO Gaohua<sup>1,2</sup>, WU Jianzhong<sup>1</sup>, LAI Xin<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Department of Mechanical Engineering, Nanchang Institute of Technology, Nanchang 330099, China)

**Abstract:** The multi-point fatigue loading system was simplified for the coupling-problem occurring in case of wind turbine blade loading multi-point excitation. The dynamic mathematical model was established by using the two eccentric block vibration loading as object, constructed electro-mechanical coupling equations for the system, and then the electro mechanical coupling was solved by the small parameter cycle average method in resonance conditions. Electromechanical coupling characteristics and stability conditions of vibration system were obtained by the phase plane method. The mechanism of system coupling was revealed. The mechanical and electrical coupling characteristics of primary resonance, system dynamic bifurcation coupling and synchronization control were studied. The coupling characteristics of dynamic bifurcation and its

avoidance method were obtained. Finally, the correctness of theoretical analysis through the test, provide guidance for the engineering application of the fatigue loading system, and which provides a reference for similar engineering application and test.

**Key words:** wind turbine blade; nonlinear; excitation loading; electro-mechanical coupling

风电机组叶片的使用寿命很大程度上取决于其抗疲劳性能, 因此风电叶片的疲劳加载试验至关重要<sup>[1]</sup>。由于对试验设备和试验成本要求较低, 国内进行叶片疲劳加载试验主要采用单点激励<sup>[2]</sup>, 用于对疲劳安全系数较小的危险区域进行针对性测试, 存在不能有效验证叶片使用寿命的风险。多锤激励通过多个加载点进行加载激励的试验方法, 对叶片多截面进行全尺寸加载和卸载, 进而达到激励加载效果。由于有多个加载点共同作用, 并且可以调节各加载点的位置、载荷和振动频率, 使叶片各截面的试验载荷近似于等效疲劳载荷。为了得到叶片全面动力学性能方面的信息, 荷兰 WMC 和美国 NREL 等公司对多激励加载等新方法进行研究<sup>[3-4]</sup>。随叶片长度的增加, 柔度的增大, 多点激励加载过程中的存在非线性及动力耦合等问题, 其动力学性能变得越来越复杂<sup>[5]</sup>。激励加载频率一般工作在共振情况下, 较小幅度的外部激励就会产生很大的响应, 系统的机电耦合作用也最为强烈。对于叶片多点激励加载系统, 研究其在共振条件下的机电耦合特性, 弄清基本耦合规律具有较现实意义。

本文对两点摆锤激励疲劳加载系统, 建立动力学数学模型, 研究加载系统的振动行为, 对机电耦合关系求解, 分析其在共振条件下的机电耦合特性、同步性及稳定性条件, 并通过试验研究并验证, 揭示系统的耦合关系。

收稿日期: 2014-03-07

基金项目: 上海市产学研合作计划(20131628)

第一作者: 廖高华(1978—), 男, 博士生, 主要研究方向为机电液控制技术. E-mail: wfm\_77@163.com

通讯作者: 乌建中(1953—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为机电液控制. E-mail: tjid328@163.com

## 1 激振加载系统力学模型

对风电叶片两点激振疲劳加载系统,由于其位移形变,激振对象(叶片)具有不同程度的材料非线性,考虑非线性方法进行处理.根据文献[4,6],对疲劳加载系统建模时作了如下假设:①激振对象在振动过程中受到弹性力及阻尼力作用,且刚度系数为分段函数,不同范围内具有不同的弹性系数,且为对称非线性弹性;②阻尼看成线性阻尼,叶片竖直方向的阻尼力和弹性力分别为速度和位移的线性函数;③激振点间距离较近,连接夹具与加载源均为均质刚体,激振对象作平面运动.在上述假设前提下,建立叶片加载系统力学模型如图 1 所示,图中  $o_1, o_2$  为

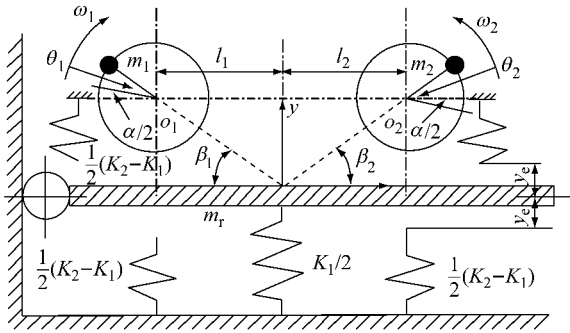


图 1 叶片振动的力学模型

Fig. 1 Blade vibration mechanical model

$$\begin{bmatrix} U_{M1} \\ U_{T1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 + \dot{L}_s & -\omega_1 L_s & \dot{L}_m & \omega_1 L_m \\ \omega_1 L_s & R_1 + \dot{L}_s & \omega_1 L_m & \dot{L}_m \\ \dot{L}_m & (n_p \dot{\theta} - \omega_1) L_m & R_2 + \dot{L}_r & (n_p \dot{\theta} - \omega_1) L_r \\ (\omega_1 - n_p \dot{\theta}) L_m & \dot{L}_m & (\omega_1 - n_p \dot{\theta}) L_r & R_2 + \dot{L}_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{M1} \\ I_{T1} \\ I_{M2} \\ I_{T2} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$J \ddot{\theta} = \frac{3}{2} n_p L_m (I_{T1} I_{M2} - I_{T2} I_{M1}) - T_f \quad (4)$$

式中:  $U, I$  为电压和电流;  $R_1, R_2$  为定、转子等效电阻;  $L_s, L_r$  为定子、转子自感;  $L_m$  为定子、转子互感;  $\omega_1$  为定子角速度;  $\theta$  为转子转角;  $J$  为转子转动惯量;  $n_p$  为电机极对数;  $T_f$  为负载转矩。

式(2)~(4)构成了激振系统的机电耦合数学模型,从数学模型形式上看是振动系统与动力系统相互影响,它表达了系统在振动过程中,加载系统与叶片运动之间存在着相互机电耦合关系。

## 2 激振加载系统耦合特性分析

在两激振锤在频率相等条件下的主共振的情况,假设在主共振区附近时满足关系式  $\omega_0^2 - \omega^2 = \epsilon \Delta$ ,

振动体质心,建立坐标系  $o-x-y$ ;图 1 中  $o_i$  为质量块旋转中心,  $l_i = oo_i$ ,  $\beta_i = o_i ox$ ,  $i=1,2$ ;  $\theta_i$  为偏心块回转角,  $\omega_i$  为偏心块激振频率,且  $\theta_i = \omega_i t$  ( $i=1,2$ )。

对于叶片摆振方向,加载装置与叶片之间没有相对位移,将其看成整体,  $m = m_r + m_i$  为振动体总质量,其中,  $m_r$  为叶片质量,  $m_i$  ( $i=1,2$ ) 为偏心块质量;  $k_i$  ( $i=1,2$ ) 为单位质量上的刚度系数,  $k_i = K_i/m$ ,  $Q(y)$  为单位质量上弹性力函数。

$$Q(y) = k_2 y + \epsilon f(y)$$

$$\epsilon f(y) = \begin{cases} -(k_2 - k_1) y_e & y_e \leq y \leq \infty \\ -(k_2 - k_1) y & -y_e \leq y \leq y_e \\ (k_2 - k_1) y_e & -\infty \leq y \leq -y_e \end{cases} \quad (1)$$

振动体在  $o-x-y$  平面内运动,由达朗贝尔力学原理<sup>[7]</sup>,可得出系统的振动运动方程为

$$\begin{cases} \ddot{y} + 2\epsilon\xi\omega_0 \dot{y} + \omega_0^2 y + \epsilon f(y) = \\ (\epsilon F_1 \sin \omega_1 t + \epsilon F_2 \sin \omega_2 t) \cos \frac{\alpha}{2} \\ F_i = m_i r_i \dot{\theta}_i^2 \quad i = 1, 2 \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $\epsilon F_i$  ( $i=1,2$ ) 为单位质量上所示激振力的幅值;  $r_i$  ( $i=1,2$ ) 为偏心块偏心距;  $\epsilon$  为小量;  $\xi$  为阻尼比;  $\omega_0$  为固有频率;  $\alpha$  为偏心块之间相位差。

激振加载装置的电机转子转速不断变化,参考跟随转子同步旋转的 MT 坐标系,电机状态方程<sup>[6]</sup>为

$$\begin{bmatrix} U_{M1} \\ U_{T1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 + \dot{L}_s & -\omega_1 L_s & \dot{L}_m & \omega_1 L_m \\ \omega_1 L_s & R_1 + \dot{L}_s & \omega_1 L_m & \dot{L}_m \\ \dot{L}_m & (n_p \dot{\theta} - \omega_1) L_m & R_2 + \dot{L}_r & (n_p \dot{\theta} - \omega_1) L_r \\ (\omega_1 - n_p \dot{\theta}) L_m & \dot{L}_m & (\omega_1 - n_p \dot{\theta}) L_r & R_2 + \dot{L}_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{M1} \\ I_{T1} \\ I_{M2} \\ I_{T2} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$J \ddot{\theta} = \frac{3}{2} n_p L_m (I_{T1} I_{M2} - I_{T2} I_{M1}) - T_f \quad (4)$$

$\omega_0$  为共振角频率,则利用非线性近似求解的平均法<sup>[8]</sup>对式(2)进行求解. 设解为  $y = a(t) \cos(\omega t + \lambda)$ , 参数  $a(t), \lambda$  均为时间  $t$  的慢变函数,则可得  $\dot{y}, \ddot{y}$ , 代入式(2)可求出  $\dot{a}(t)$  与  $\dot{\lambda}$  的表达式. 对  $\dot{a}(t)$  与  $\dot{\lambda}$  表达成与小参数量  $\epsilon$  相关量中的参数  $\omega t$  在  $2\pi$  内取平均值。

$$\begin{cases} \dot{a}(t) = \frac{-\epsilon}{2\omega} [\Phi(a, \omega) - F \cos \lambda] \\ \dot{\lambda} = \frac{\epsilon}{2\omega a} [\Psi(a, \omega) + F \sin \lambda] \end{cases} \quad (5)$$

式中:  $\Phi(a, \omega) = 2\xi\omega_0\omega a$ ,  $\Psi(a, \omega) = \frac{a(\omega_e^2 - \omega^2)}{\epsilon}$ ,  $F =$

$$2m_1 r_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \frac{\alpha}{2}.$$

由稳态解条件为  $\dot{a}(t) = 0, \dot{\lambda} = 0$  可得到幅频特

性表达式,幅频与相位差 $\alpha$ 之间特性曲线簇如图2所示.图2中B和D为振幅跳跃区间点, $y_e$ 为线性区间最大幅值,幅频曲线在共振峰位置偏离与偏心块的相位差有关,系统的非线性特性随着相位差减小,振幅加大越明显.

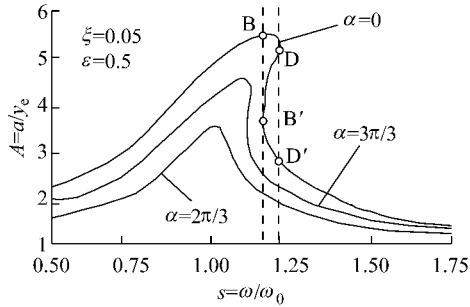


图2 振动幅频特性曲线簇

Fig.2 Amplitude frequency characteristic curve cluster

由式(5)可得相平面方程,即

$$\frac{\dot{a}(t)}{\dot{\lambda}} = -\frac{a[\Phi(a, \omega) - F \cos \lambda]}{\Psi(a, \omega) + F \sin \lambda} \quad (6)$$

当激励幅值 $F$ 及频率 $\omega$ 确定后,由式(6)确定相平面内的相轨迹,设相平面内的点 $(a_s, \lambda_s)$ 对应系统的稳态响应,即满足

$$\begin{cases} \Phi_s - F \cos \lambda_s = 0 \\ \Psi_s + F \sin \lambda_s = 0 \end{cases} \quad (7)$$

由式(7)可得在稳定点的幅频特性 $A(a_s, \omega)$ :

$$A(a_s, \omega) = \Phi_s^2 + \Psi_s^2 - F^2 = 0 \quad (8)$$

引入扰动变量 $\xi = a - a_s$ 与 $\eta = \lambda - \lambda_s$ ,假设激振锤偏心块所受负载转矩 $T_{Li} = -m_i r_i (\omega^2 a(t) \cos \theta_i + g \sin \theta_i)$ , $g$ 为重力加速度, $m_i$  ( $i=1, 2$ )为偏心块质量, $r_i$  ( $i=1, 2$ )为偏心块偏心距, $\theta_i = \omega_i t + \lambda_i$ ,  $i=1, 2$ .将负载转矩 $T_{Li}$ 在平衡点 $(a_s, \lambda_s)$ 附近展开为泰勒级数并略去二次以上的项,得一次近似方程

$$\begin{cases} 2\omega \dot{\xi} = -\epsilon \left[ \left( \frac{\partial \Phi(a, \omega)}{\partial \lambda} \right)_s \xi + F \sin \lambda_s \eta \right] \\ 2\omega \dot{\eta} = \epsilon \left[ \frac{1}{a_s} \left[ \left( \frac{\partial \Psi(a, \omega)}{\partial a} \right)_s - \frac{1}{a_s^2} (\Psi_s + F \sin \lambda_s) \right] \xi - \frac{1}{a_s} F \cos \lambda_s \eta \right] \end{cases} \quad (9)$$

将式(7)代入式(9)得出本构特征方程为

$$\Lambda^2 + \frac{\epsilon}{2\omega a_s} \left( \frac{\partial \Phi(a, \omega)}{\partial \lambda} \right)_s \Lambda + \frac{\epsilon^2}{8\omega^2 a_s} \left( \frac{\partial A(a, \omega)}{\partial a} \right)_s = 0 \quad (10)$$

由李雅普诺夫一次近似理论,幅频曲线中 $DB'$ 段点 $\left( \frac{\partial A(a, \omega)}{\partial a} \right)_s < 0$ ,因此为不稳定状态,振动加速度会出现跳跃现象,电机外负载也会出现突变.耦合

产生的外因是振动状态影响电机负载转矩的变化,外负载特性与振动系统的幅频特性曲线相关,激振加载系统的振动特性会直接影响电机的外负载特性.

两激振锤之间位置分布有多种样式,考虑加载系统偏转时可用图2描述.设某时刻激振锤的振动加速度为 $a_y$ ,振动体的偏转角为 $\Psi$ ,对于旋转偏心块,则垂直方向的加速度 $a_g = m_i (g + a_y \cos \Psi)$ ,其中 $m_i$  ( $i=1, 2$ )为质量,可知振动体垂直方向的加速度受振动加速度及偏转角的影响.

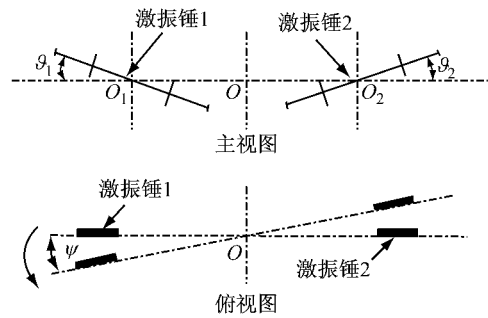


图3 激振锤相对位置分布示意图

Fig.3 Vibration hammer relative location distribution

对于图3所示的振动系统,两激振锤由于偏转加速度引起的负载转矩 $T_{\Psi 1}$ 与 $T_{\Psi 2}$ 分别为

$$\begin{cases} T_{\Psi 1} = \ddot{\Psi} \cos \vartheta_1 \Delta l_1 \\ T_{\Psi 2} = -\ddot{\Psi} \cos \vartheta_2 \Delta l_2 \end{cases} \quad (11)$$

式中: $\vartheta_1$ 和 $\vartheta_2$ 分别为偏心块的旋转平面与振动体 $x$ 轴线方向夹角; $\Delta l_1$ 和 $\Delta l_2$ 分别为两激振锤偏心块的质心与振动体质心距离之差.

由式(11)可知,当 $\vartheta_1 = \vartheta_2 = 0$ 时,偏转加速度对系统负载转矩的影响最大, $\vartheta_1 = \vartheta_2 = \pm \pi/2$ 时,偏转加速度对系统负载转矩不产生影响.当 $\vartheta_1 \neq \vartheta_2$ 时,偏转加速度引起的负载转矩不相等,因此转速及相位差发生改变,加载系统的振动状态发生改变,振动加速度与偏转加速度发生改变,最终达到平衡状态.

### 3 机电耦合同步性及稳定性条件

设两激振锤的机械参数一致,对于激振锤的电机轴系,其运动方程可表示为

$$J_0 \ddot{\theta}_i + c_0 \dot{\theta}_i + m_0 r_0 (\ddot{y} \cos \theta_i - g \sin \theta_i) = T_i, \quad i = 1, 2 \quad (12)$$

式中: $m_0 r_0$ 为旋转质量块的偏心矩; $J_0, c_0, T_i$ 分别为电机旋转轴的转动惯量、阻尼系数和电磁转矩; $\theta_i$  ( $i=1, 2$ )为电机旋转角度; $g$ 为重力加速度; $\ddot{y}$ 为振动加速度.

将加速度  $\ddot{y}$  代入式(12)化简,设速两电机的电磁转矩差  $\Delta T = T_2 - T_1$ , 相位差  $\alpha = \theta_2 - \theta_1$ , 并且只考虑激振锤之间机电耦合的影响,得到系统平衡状态方程:

$$\begin{cases} \dot{\alpha} = \Delta\omega = \dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1 \\ \Delta\dot{\omega} = \frac{2m_0 r_0}{J_0} [\omega^2 a(t) \cos(\omega t + \lambda) \sin(\omega t + \frac{\alpha}{2})] \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\Delta T}{J_0} - \frac{c_0}{J_0} \Delta\omega \end{cases} \quad (13)$$

当两激振锤实现同步振动状态时 ( $\Delta\omega = 0$ ,  $\Delta\dot{\omega} = 0$ ), 系统能量的分布达到平衡, 系统状态将不会发生变化, 此时状态点  $(\alpha^*, 0)$  为平衡奇点。

由式(13)激振锤同步时可得到

$$\left| \sin \frac{\alpha}{2} \right| = \left| \frac{\Delta T}{T_c} \right| \quad (14)$$

式中:  $T_c = 2m_0 r_0 [\omega^2 a(t) \cos(\omega t + \lambda) \sin(\omega t + \frac{\alpha}{2})]$

由式(14)可得电机转矩差与同步性转矩的关系为

$$|\Delta T / T_c| \leq 1 \quad (15)$$

式(15)为激振系统的同步性必要条件, 即同步性转矩大于两激振锤电机转矩差时, 相位差会自动趋于某个固定值。由同步性条件表达式可知, 电机电磁转矩差越小、参数差异越小越容易满足同步性条件, 加大激振锤的偏心力矩及振幅能加大同步区域范围, 当两电机的电磁转矩相差到一定数值后, 系统将不会出现同步现象。机电耦合结果是在一定条件下振动系统的相位会趋于稳定, 同步性驱动转矩  $T_c$  是驱动转速及相位同步的动力。

将式(13)转换成平面动力系统相轨迹形式, 令  $x = \alpha - \alpha^*$ , 将平衡奇点变换到  $(0, 0)$ , 可得

$$\frac{d(\Delta\omega)}{dx} = \frac{Q(x, \Delta\omega)}{P(x, \Delta\omega)} = \frac{\Delta T - c_0 \Delta\omega + T_m \sin \frac{x + \alpha^*}{2}}{J_0 \Delta\omega} \quad (16)$$

式中:  $T_m = 2m_0 r_0 [a\omega^2 \cos(\omega t + \lambda) \sin(\omega t + \frac{x + \alpha^*}{2})]$ ,  $\Delta T$  为电机电磁转矩差。

式(16)的雅克比矩阵  $A$  为

$$A = \frac{\partial(P, Q)}{\partial(x, \Delta\omega)} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad (17)$$

设:  $p = A_{11} + A_{22}$ ,  $q = A_{11}A_{22} - A_{12}A_{21}$ ,  $\Gamma = p^2 - 4q$ ,  $\gamma_m$  为比例系数。当两电机特性相差较大时, 由式(17)得  $p > 0$ , 根据奇点判别准则, 此时系统的状态

是不稳定的。当两电机特性相近时,  $p < 0$ , 根据非线性系统平衡点稳定性准则, 系统奇点类型为渐近稳定焦点的条件为  $\Gamma > 0$ , 则  $(\gamma_m - c_0)^2 / J_0 < 4m_0 r_0 a\omega^2$ 。可以看出, 加大偏心矩、转动惯量及振幅, 减小旋转轴的阻尼系数, 电机运行特性一致、参数相同, 有利于加载系统的稳定。

## 4 试验研究

将待检测叶片固定在疲劳加载基座上, 利用支架和叶片夹将两加载装置固定在叶片上, 激振锤对叶片进行激振疲劳加载, 通过测量电机转速、相位差、振幅等状态量来分析系统的机电耦合规律, 激振加载的试验装置如图 4 所示。试验时测速传感器检测偏心块的位置信号, 控制器实时计算出相位差及电机速度, 运用采集软件接收实测数据, 实时记录存储并处理。激振锤电机转速由计算机在线设置, 运用激光测距仪监测叶片加载点处位移, 扫描捕捉叶片的共振点, 实现疲劳激振加载试验。

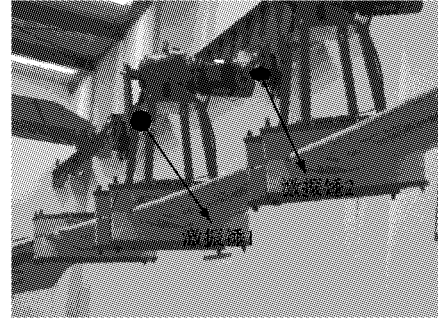


图 4 激振加载疲劳试验装置

Fig. 4 Exciting point loading test device

叶片为非线性激振对象, 共振点偏离系统固有频率 (3.65 Hz), 可能会出现振幅跳跃等现象的动态分岔。当发生动态分岔耦合时电机的转速发生突变, 相位差急剧变化, 进而影响系统的振动状态。激振系统设计时要考虑分岔点分布, 利用控制方法维持激振锤转速的稳定, 保证激振频率稳定避开分岔点, 避免发生动态分岔耦合, 保持系统稳定的同步状态。试验时改变激振频率, 测试叶片振幅及偏心块转速变化, 试验测试得出的各激振频率下的振幅曲线。从试验可看出频率较低时振动幅值较小, 激振频率接近于系统的固有频率时具有最大的稳定振幅; 当激振频率超过共振频率达到 4 Hz 附近时, 振幅出现突变, 可明显的观测出跳跃现象, 当激振频率 (5 Hz) 远离共振区时不会出现振幅的突变, 并且振幅较小, 图 5 为叶片共振及分岔耦合时叶片位移曲线。

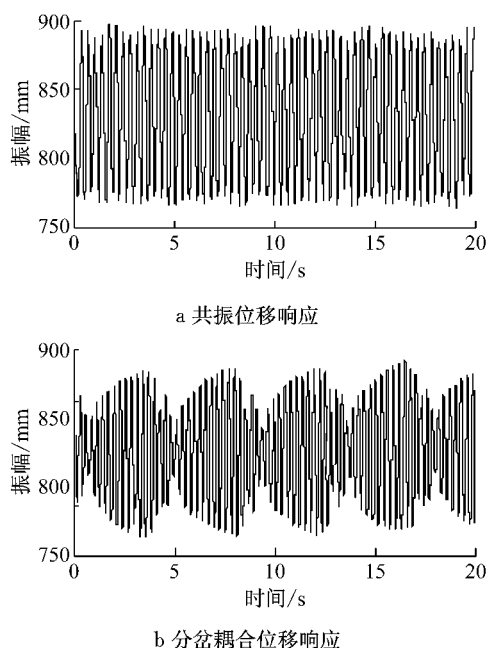


图5 共振及分岔耦合时叶片位移曲线

Fig.5 Blade resonance and bifurcation coupling displacement

在叶片多点激振系统中,动态分岔耦合现象将变得复杂,图6为出现动态分岔耦合时两激振锤偏心块转速实测曲线,可见两激振锤偏心块转速都出现较大范围的波动,系统状态出现紊乱.为了实现加载系统的多点共振,需要使激振频率稳定在共振点附近,可利用控制方法对转速进行监控,防止转速的波动造成振幅的跳跃及复杂的分岔耦合问题.

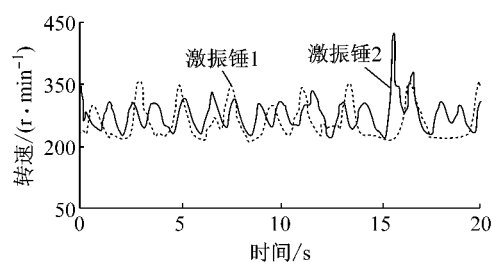


图6 两旋转偏心块转速实测曲线

Fig.6 Two rotating eccentric block speed curve

当激振锤激励叶片时,系统电机轴所受负载除了主响应外还可能含有带着谐波分量的次响应,谐波响应加大了激励响应的非周期性,造成转速差及相位差一定程度的波动.主共振响应具有最大的机电耦合作用,超谐波共振响应机电耦合作用相对较小,亚谐波共振响应机电耦合作用较大,并随着频率比的加大机电耦合作用减小.当发生共振时电机轴受最大的惯性转矩作用,激振锤的频率都向共振点方向趋近,在整个频率区域内都存在机电耦合作用.

当满足同步性条件<sup>[9]</sup>,两激振锤的转速与相位趋于同步,即激振锤之间发生频率捕获现象,主共振频率捕获远比次共振频率捕获容易实现,次共振点比附近其它点易实现频率捕获现象.图7为在主共振时测量的转速及相位差曲线,可看出在耦合作用下两电机转速趋于一致,相位差自动趋近于某个固定值( $\pi/2$ 附近).

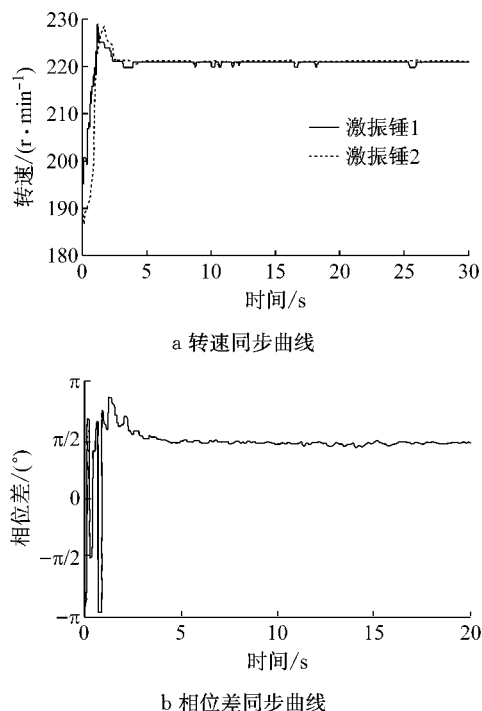


图7 主共振下的耦合结果

Fig.7 Main resonance coupling results

控制同步通过调节偏心块的速度来消除相位差,当激振锤的速度差大于设定值,启动速度调节器减小速度差,否则启动相位调节控制器消除相位差,使速度与相位均维持同步.速度同步基于矢量控制技术,采用基于相邻偏差耦合的速度调节器<sup>[10]</sup>,相位调节采用“虚拟主令点动”控制方式,使同步误差及跟随误差都趋于零,在实施同步控制时要避开分岔点.基于控制方式对加载系统模型同步数值仿真分析,如图8所示可看出,点动控制算法超调量小,调

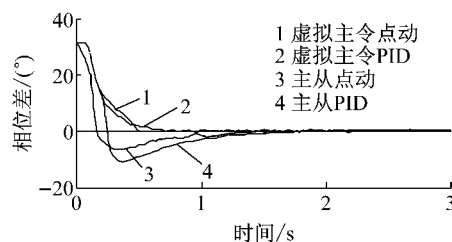


图8 疲劳加载相位控制同步仿真

Fig.8 Synchronous simulation of phase control

整时间短,虚拟主令方式的控制效果要优于主从方式,点动控制算法能更快速完成相位的追赶。因此,“虚拟主令点动”控制方式可较好的实现相位的同步控制。虚拟相位信号采用独立硬件及程序实现,利用软件产生与真实传感信号一致的虚拟相位信号作为基准,与各激振锤相位信号比较得到相位差,通过控制消除相位差。

图9为控制同步下的相位差曲线,从图中可看出,由于机电耦合作用,无减速器时相位差的波动较为严重,控制同步方式的相位差波动比主共振下的耦合同步方式大,这是控制同步与机电耦合共同作用的结果,即控制同步的控制要求是消除相位差,而机电耦合的结果是维持固定的相位差。电机与旋转偏心块之间加入减速传动装置,在叶片激振疲劳加载中,在控制作用下稳态相位差的波动较小(在 $0^\circ$ 附近),能消除自同步带来的固定相位差,减小了机电耦合作用对电机的影响,在满足电机功率的条件下对激振系统的同步控制是可行的。

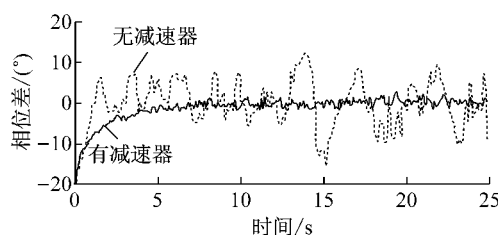


图9 控制同步的相位差曲线

Fig.9 Control synchronous phase difference curve

## 5 结论

(1)对多点激振疲劳加载系统,通过力学建模得到其动力学方程,并求解得到振动系统的机电耦合特性、同步性及稳定性条件。激振点位置对机电耦合影响较大,由偏转振动引起的机电耦合作用较大,因此,当激振点分布越不对称,低频激励下相位差越有趋于 $\pm\pi$ 的趋势,高频激励下相位差则越有趋于0的趋势。

(2)对激振振动存在分岔动态耦合,分岔耦合是由于激振对象的非线性振动特性造成的,与电机负载特性关系不大。通过加入控制的方式减小转速波动,避免转速波动到分岔区。谐波响应下出现的超谐波及亚谐波共振点具有较强的耦合作用,与主共振类似,在共振点附近可能会出现动态分岔耦合现象,利用控制方法维持激振锤转速的稳定,保证激振频率稳定避开分岔点。

(3)耦合同步传动现象的存在,运转电机通过同步性转矩将能量传递给停转电机,使之运转达到平衡稳定状态,维持固定的相位差,在满足电机功率条件下对激振系统同步控制是可行的,加入减速传动装置可取得较好的同步效果。

## 参考文献:

- [1] Gebhardt C G, Preidikman S, Jrgensen M H, *et al.* Non-linear aeroelastic behavior of large horizontal-axis wind turbines; a multi-body system approach [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012(37):14719.
- [2] 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.  
MAO Huojun, SHI Kechong, LI Hongli, *et al.* Modal testing and numerical simulation of large wind turbine blade [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2009, 30(4):601.
- [3] Kallesoe B S. Effect of steady deflections on the aeroelastic stability of a turbine blade [J]. *Wind Energy*, 2011, 14(2): 209.
- [4] Hauptfear W M. The development of an adaptive control system for a phase locked excitation method for advanced wind turbine blade fatigue testing [D]. Daytona Beach: Embry Riddle Aeronautical University, 2010.
- [5] 陈严,张林伟,刘雄,等. 水平轴风力机柔性叶片气动弹性响应分析[J]. *太阳能学报*, 2014, 35(1): 74.  
CHEN Yan, ZHANG Linwei, LIU Xiong, *et al.* Response analysis of aero elasticity for hawt flexible blade [J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2014, 35(1): 74.
- [6] 张磊安,黄雪梅,王娜,等. 风电叶片单点疲劳加载过程数值仿真与试验 [J]. *振动、测试与诊断*, 2014, 34(4):732.  
ZHANG Leian, HUANG Xuemei, WANG Na, *et al.* Numerical simulation and test on MW wind turbine blade single fatigue loading process [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2014, 34(4):732.
- [7] 唐国兴,王永廉. 理论力学[M]. 北京:机械工业出版社, 2011.  
TANG Guoxing, WANG Yonglian. *Theoretical mechanics* [M]. Beijing: China Mechine Press, 2011.
- [8] ZHAO Chunyu, WEN Bangchun. Synchronisation and general dynamic symmetry of a vibrating system with two exciters rotating in opposite directions [J]. *Chinese Physics B*, 2010, 19(3): 030301.
- [9] LI Xiaohao, LIU Jie, LIU Jintao. Analysis of harmonic oscillation synchronization for the single-mass nonlinear system under harmonic wave sharp resonance condition [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(1): 86.
- [10] 来鑫,乌建中,周文,等. 桩锤同步振动系统的机电耦合特性及同步控制[J]. *同济大学学报:自然科学版*, 2012, 40(6): 920.  
LAI Xin, WU Jianzhong, ZHOU Wen, *et al.* Synchronization control and electromechanical coupling characteristics of pile hammer synchronous vibration system [J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2012, 40(6):920.