

基于调谐质量阻尼器的风力机叶片振动 分散控制研究

丛 聪¹, 杨 冰²

(1. 华北电力大学控制与计算机工程学院, 北京 102206; 2. 国网北京市电力公司, 北京 100031)

摘 要: 针对叶片面内方向振动控制问题, 考虑叶片面内与面外振动的耦合, 采用欧拉-拉格朗日法建立分布式参数叶片的动力学模型。阻尼装置采用在叶片内部分散布置的多个主动调谐质量阻尼器(TMD), 由叶片及TMD的速度反馈信号控制。旋转导致叶片的时变刚度由参数不确定性描述, 基于稳定性原理设计鲁棒分散控制器。在Matlab平台建立NREL 5 MW 机组模型进行数值仿真, 结果显示基于局部执行器和传感器的鲁棒分散控制策略能有效减小叶片面内振动。

关键词: 风力机; 振动控制; 分散控制; 结构控制; 调谐质量阻尼器(TMD)

中图分类号: O325/TK83

文献标识码: A

0 引 言

风力发电机叶片振动问题影响风力机的安全运行和使用寿命。风力机振动控制的研究主要集中在通过变桨距控制减少载荷方面^[1]。变桨距控制的主要目标是速度调节和最大功率跟踪, 解耦功率控制与疲劳载荷控制新的研究热点为智能叶片和结构控制^[2]。Staino 等^[3]提出一种对偶控制策略, 可实现叶片振动控制与变桨控制解耦。乔印虎等^[4]建模并仿真压电板壳风力机叶片, 控制电压抑制叶片振动。由于叶片和机舱具有空心属性, 结构控制方式在风力机振动控制中越来越受到国外学者的关注^[5]。实际应用较多的阻尼器是调频质量阻尼器(TMD)。Brodersen 等^[6]对风力机塔架采用 TMD 控制进行研究, 表明主动控制在不增加阻尼质量的同时提升了控制性能。由于叶片面内方向气动阻尼较小, 甚至会出现负阻尼, 需采用结构控制方式抑制振动。文献[7, 8]分别采用主动调谐质量阻尼调节器(ATMD)对风力机叶片振动控制进行了研究, 但研究重点在阻尼器的可行性, 控制算法采用简单的状态反馈, 在工程应用中存在限制, 且控制算法是基于静止时的叶片模型, 未考虑旋转效应。

本文基于美国可再生能源实验室 5 MW 机组进

行仿真研究, 在叶片内部分散布置的主动 TMD 作为控制装置, 考虑旋转效应导致的刚度不确定, 设计基于线性矩阵不等式的鲁棒分散输出反馈控制器, 减少单个 TMD 的质量, 提高系统可靠性, 以期工程应用提供理论指导。

1 风力机叶片振动数学模型

本文考虑叶片的振动问题, 建模时考虑叶片的面内振动与面外振动的耦合。叶片运动由旋转坐标系描述, 坐标原点位于叶片根部中心处, 随风轮旋转, 由于叶片长度远远大于叶片弦长, 故建模过程中, 风力机叶片假设为旋转的欧拉-伯努利梁^[9-11], 风力机叶片振动如图 1。叶片的建模采用分布参数建立模型, 叶片翼型截面弦长、质量和刚度分布等气动属性采用随叶根的距离 x 变化而变化的分布式参数。大型风力机结构复杂, 需考虑叶片面内方向与面外方向振动的耦合及叶片与塔架的耦合作用, 由于 3 个叶片的参数和几何形状相同, 文献[12]通过简化的 2 自由度模型(只对 1 个叶片设计阻尼器)与考虑耦合作用的 13 自由度模型进行比较, 结果显示简化的模型并未明显影响阻尼器的设计。为了简化, 本文只对 1 个叶片进行分析。根据模态分析理论, 叶片的振动位移由主导模态决定:

$$\begin{cases} u_{in}(x,t) = \phi_{in}(x)q_{in}(t) \\ u_{out}(x,t) = \phi_{out}(x)q_{out}(t) \end{cases} \quad (1)$$

式中, u ——叶片位移; ϕ ——模态振形函数; q ——叶片的模态坐标; 下标 in、out ——面内、面外振动方向。

长度为 L 的叶片以旋转速度 Ω (rad/s) 围绕旋转中心旋转, 叶片在 t 时刻的偏转角度 $\varphi(t) = \Omega t$ 。

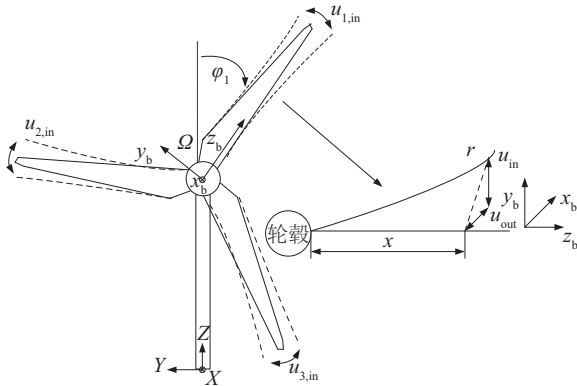


图1 叶片振动模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of blade vibration model

调谐质量阻尼器广泛应用于结构控制中。由质量、弹簧与阻尼构成, 将 TMD 的振动频率调整至主结构共振频率附近以达到吸振目的。分别在叶片内部不同位置布置 2 个 TMD, 分散在距离叶尖距离 r_i 的位置, 如图 2 所示。

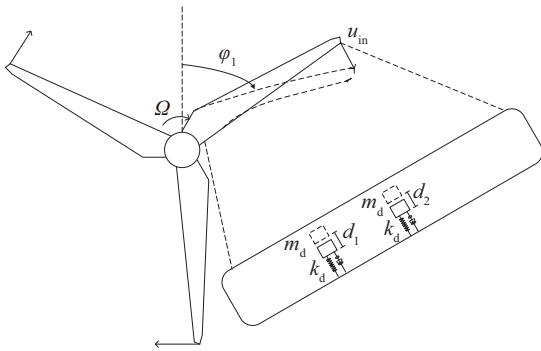


图2 叶片分散TMD

Fig. 2 Decentralized TMDs on blade

相对叶片运动位移 d_i 的第 i 个 TMD 位置向量为:

$$r_{d,i} = (\phi_{in}q_{in} + d_i + y_0)y_b + \phi_{out}q_{out}x_b + r_i z_b \quad (2)$$

式中, y_0 ——TMD 参考点。

叶片为密度、刚度及几何尺寸分布参数系统, 叶片旋转受到气动力、重力、离心力的作用, 系

统的总动能 T 和势能 V 为:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \mu(x) v^2 dx + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N m_d v_{d,i}^2 \quad (3)$$

$$V = \frac{1}{2} (k_{e,in} + k_{c,in} + k_{g,in} \cos \varphi) q_{in}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 k_d d_i^2 + \frac{1}{2} (k_{e,out} + k_{c,out} + k_{g,out} \cos \varphi) q_{out}^2 + \frac{1}{2} k_{io} q_{in} q_{out} \quad (4)$$

式中, μ ——质量密度; v 、 $v_{d,i}$ ——叶片速度向量、TMD 的速度向量, 由位置向量微分求得; m_d ——叶片阻尼器质量; $k_{e,in}$ 、 $k_{c,in}$ ——弹性刚度; k_d ——叶片阻尼器刚度; $k_{c,in}$ 、 $k_{c,out}$ ——离心力刚度; $k_{g,in}$ 、 $k_{g,out}$ ——重力刚度。

定义 $N(x) = \int_x^L \mu(\xi) \xi d\xi$, 刚度由式(5)~式(7)

计算:

$$k_{e,in} = \int_0^L EI_{in}(x) \phi_{in}'' dx, \quad k_{e,out} = \int_0^L EI_{out}(x) \phi_{out}'' dx \quad (5)$$

$$k_{c,in} = \Omega^2 \int_0^L N(x) \phi_{in}^2 dx, \quad k_{c,out} = \Omega^2 \int_0^L N(x) \phi_{out}^2 dx \quad (6)$$

$$k_{g,in} = -g \int_0^L N(x) \phi_{in}^2 dx, \quad k_{g,out} = -g \int_0^L N(x) \phi_{out}^2 dx \quad (7)$$

式中, E ——杨氏弹性模量; I ——二阶截面矩。

风力机叶片运动情况复杂, 受力情况也很复杂。在面内方向受力主要为重力载荷、风载荷; 面外方向受力为风载荷。空气载荷强度 $p_N(x,t)$ 、 $p_T(x,t)$ 由叶素动量理论 BEM^[13] 计算得到, 通过虚功原理, 作用在叶片上的模态气动载荷为:

$$\begin{cases} Q_{in} = \int_0^L p_N(x,t) \phi_{in}(x) dx \\ Q_{out} = \int_0^L p_T(x,t) \phi_{out}(x) dx \end{cases} \quad (8)$$

作用在叶片上的模态重力载荷为:

$$Q_g = g \int_0^L \mu(x) \phi_{in} dx \sin \varphi \quad (9)$$

广义控制力向量 U 看成外力作用在系统, 由虚功原理计算, 系统总外力:

$$Q = Q_a + Q_g + U \quad (10)$$

根据经典的拉格朗日方法, 机械系统的运动方程为:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial [T(q, \dot{q}) - V(q, \dot{q})]}{\partial \dot{q}} \right] - \frac{\partial [T(q, \dot{q}) - V(q, \dot{q})]}{\partial q} = Q \quad (11)$$

将式(2)~式(10)代入式(11), 附加结构阻尼, 得到支配系统运动的二阶矩阵方程:

$$M(t) \ddot{q} + C(t, \Omega) \dot{q} + K(t, \Omega) q = Q \quad (12)$$

式中, M ——质量矩阵; K ——刚度矩阵; C ——阻尼矩阵; Q ——外力矩阵。

$$M = \begin{bmatrix} m_{in} & v_1 & v_2 & 0 \\ v_1 & m_{d1} & 0 & 0 \\ v_2 & 0 & m_{d2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{out} \end{bmatrix}, \quad Q = \begin{bmatrix} Q_{in} + Q_g \\ u_1 \\ u_2 \\ Q_{out} \end{bmatrix}, \quad q = \begin{bmatrix} q_{in} \\ d_1 \\ d_2 \\ q_{out} \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{in} & e_1 & e_2 & k_{io} \\ e_1 & k_{d1} & 0 & 0 \\ e_2 & 0 & k_{d2} & 0 \\ k_{io} & 0 & 0 & k_{out} \end{bmatrix}, \quad C = \text{diag}(c_{in}, c_{d1}, c_{d2}, c_{out}),$$

$$m_{in} = \int_0^L \mu(x) \phi_{in}^2 dx + m_d \phi(r_1)^2 + m_d \phi(r_2)^2,$$

$$m_{out} = \int_0^L \mu(x) \phi_{out}^2 dx + m_d \phi_{out}(r_1)^2 + m_d \phi_{out}(r_2)^2,$$

$$k_{in} = k_{e,in} + k_{c,in} - k_{g,in} \cos \varphi - \Omega^2 m_b - \sum_{i=1}^2 \Omega^2 m_d \phi(r_i),$$

$$k_{out} = k_{e,out} + k_{c,out} - k_{g,out} \cos \varphi - \Omega^2 m_b - \sum_{i=1}^2 \Omega^2 m_d \phi(r_i),$$

$$v_i = m_d \phi(r_i), e_i = -\Omega^2 m_d \phi(r_i), k_{di} = \Omega^2 m_{ld} \phi(r_i), i = 1, 2.$$

2 鲁棒分散控制

考虑由状态方程描述具有 N 个局部控制器和传感器的系统：

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = (A + \Delta A)x(t) + B_1 w(t) + \sum_{i=1}^N B_{2i} u_i(t) \\ y_i(t) = C_i x(t) \end{cases} \quad (13)$$

式中, ΔA ——时变参数矩阵, $\Delta A = DFE$, 满足范数条件 $F^T(t)F(t) \leq I$; w ——干扰输入; u_i ——局部控制输入; y_i ——局部测量输出。

设计静态分散输出反馈控制器：

$$u_i = K_i y_i \quad (14)$$

定义二次性能指标：

$$J = \int_0^\infty [x^T R x + u^T G u] dt \quad (15)$$

定理 1: 对于系统(13)和性能指标(15), 定义 $B = [B_{21} \ B_{22} \ \cdots \ B_{2N}]$, $C = [C_1 \ C_2 \ \cdots \ C_N]^T$ 。如果存在矩阵 $P = P^T > 0$, 矩阵 $K_d = \text{diag}(K_1, K_2, \cdots, K_N)$, 使式(16)的双线性矩阵不等式(BMI)成立。

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{21}^T & a_{31}^T & a_{41}^T \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ a_{31} & 0 & a_{33} & 0 \\ a_{41} & 0 & 0 & a_{44} \end{bmatrix} < 0 \quad (16)$$

式中, $a_{11} = (A + BK_d C)P + P(A + BK_d C)^T + \varepsilon D D^T$, $a_{21} = E$, $a_{31} = I$, $a_{41} = F_d C$, $a_{22} = -\varepsilon$, $a_{33} = -R^{-1}$, $a_{44} = -G^{-1}$ 。

则静态输出反馈控制(14)为分散保性能控制

器, 稳定闭环系统, 并且性能指标上界为: $J^* = x_0^T P x_0$ 。不对矩阵的形式进行限制时, 得到的解为集中控制解; 当限制矩阵 K_d 为对角矩阵时得到分散控制, 具体证明过程参考文献[14, 15]。

3 风力机仿真分析

本文选择美国新能源实验室 NREL 5 MW 风力机进行模型的建立和控制系统仿真测试。仿真过程中, 风力发电机参数如表 1 所示, 详细参数见文献[16]。

表 1 NREL 5 MW 机组基本参数表

Table 1 Main parameters of NREL 5 MW

参数	数值	参数	数值
额定功率/MW	5	额定转速/rad·s ⁻¹	1.2671
叶片长度/m	61.5	叶片质量/kg	11770
面内振动频率/Hz	1.08	高度/m	90
面外振动频率/Hz	0.67	阻尼比/%	1

模态振形函数使用 Mode^[17] 计算, 由叶片结构数据计算得到面内和面外振动主导模态的频率为 1.08 和 0.67 Hz, 定义 $r = x/L$, 多项式振形函数如式(17), 模态振型如图 3 所示。

$$\begin{cases} \phi_{in}(r) = -0.69r^6 + 2.37r^5 - 3.57r^4 + 2.53r^3 + 0.36r^2 \\ \phi_{out}(r) = -2.25r^6 + 4.71r^5 - 3.24r^4 + 1.72r^3 + 0.06r^2 \end{cases} \quad (17)$$

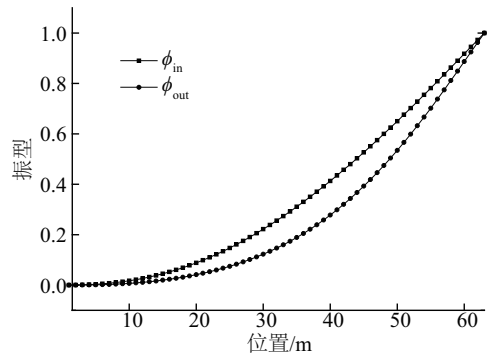


图 3 叶片振型

Fig. 3 Mode shapes of blade

3.1 叶片载荷仿真

仿真过程中风速建模为在距离地面高度 90 m 额定均值风速 12 m/s, 在竖直方向周期变化的线性剪切风 2 m/s。周期变化取决于旋转角速度

Ω 。湍流风速采用 Shinozuka-Deodatis 提出的谐波叠加法模拟,湍流强度为 0.1;空气动力学载荷由叶素动量理论(BEM)计算,在模拟过程中,旋转样本谱选取基于物理机制的 Kaimal 风速谱,相关系数采用 Davenport 形式^[9]。图 4 为叶片气动载荷曲线。

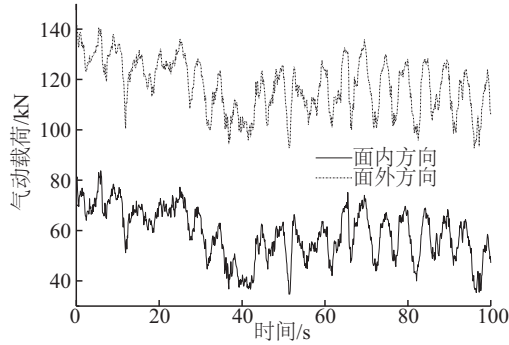


图4 叶片载荷曲线

Fig. 4 Loads on blade

3.2 控制器设计

针对本文提出的系统模型及控制策略,在 Matlab/Simulink 平台进行仿真。采用 2 个 TMD 分别安装在叶片 45 和 50 m 处。选择状态向量 $\mathbf{x}=[q_{in} \ d_1 \ d_2 \ q_{out} \ \dot{q}_{in} \ \dot{d}_1 \ \dot{d}_2 \ \dot{q}_{out}]^T$ 将式(12)的动力学方程改写成状态空间形式,得到系统状态空间模型。

$$\dot{\mathbf{x}}(t)=(\mathbf{A}+\Delta\mathbf{A})\mathbf{x}(t)+\bar{\mathbf{Q}}+\mathbf{B}\mathbf{U} \quad (18)$$

式中, $\mathbf{A}=\begin{bmatrix} \mathbf{0}_{4 \times 4} & \mathbf{I}_{4 \times 4} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix}$; $\mathbf{B}=\begin{bmatrix} \mathbf{0}_{4 \times 2} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{B} \end{bmatrix}$;

$\bar{\mathbf{Q}}_{\mathbf{L}}=\begin{bmatrix} \mathbf{0}_{4 \times 2} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{Q}_{\mathbf{L}}+\mathbf{M}^{-1}\mathbf{Q}_{\mathbf{g}} \end{bmatrix}$; $\Delta\mathbf{A}$ ——由于叶片的旋转导致

刚度周期变化, $\Delta\mathbf{A}=\mathbf{D}\mathbf{F}\mathbf{E}$, 由矩阵形式表示:

$$\mathbf{D}=\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ -\bar{\mathbf{M}}^{-1}\mathbf{D}_1 & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}=\begin{bmatrix} \mathbf{F}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{E}=\begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix},$$

$\mathbf{D}_1=\text{diag}(k_{g,in}, 0, 0, k_{g,out})$, $\mathbf{F}_1=\text{diag}(\cos\varphi, 0, 0, \cos\varphi)$,

$\bar{\mathbf{M}}=\text{diag}(m_{in}, m_{d1}, m_{d2}, m_{out})$, 时变参数满足范数条件 $\mathbf{F}^T(t)\mathbf{F}(t) \leq \mathbf{I}$ 。

图 5 为叶片刚度随时间变化曲线。测量的输出值选择每个 TMD 位置处的叶片面内振动速度信号及每个 TMD 的速度信号。TMD 装置参数选择质量比选择 $\mu=0.04$, 每个 TMD 的质量比 $\mu_i=\mu/N$, 频率比 f_i 和阻尼比 ξ_i 根据文献[18]确定。阻尼器

基本参数如表 2 所示。

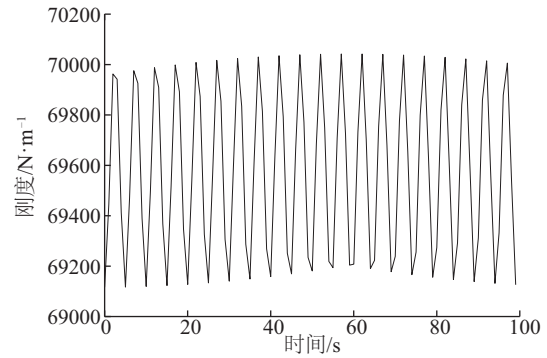


图5 叶片刚度随时间变化曲线

Fig. 5 Stiffness of blade versus time curve

表2 阻尼器基本参数

Table 2 Optimal value of TMDs system

TMD类型	质量比	频率比	阻尼比
集中TMD	0.04	0.96	0.10
分散TMD1	0.02	0.98	0.08
分散TMD2	0.02	0.98	0.08

仿真中计算前两阶面内振动位移得到控制效果。TMD 行程受到叶片弦长的限制,为了保证 TMD 在有效的行程内,状态权重矩阵选择 $\mathbf{R}=\text{diag}(1, 10^5, 10^5, 1, 1, 10^5, 10^5, 1)$, 控制权重矩阵 $\mathbf{G}=\text{diag}(10^{-10}, 10^{-10})$ 。求解式(16)得到集中控制解:

$$\mathbf{K}_c=\begin{bmatrix} 187.41 & -333.00 & 230.99 & -267.51 \\ 227.28 & -271.92 & 280.13 & -440.33 \end{bmatrix} \quad (19)$$

限制增益矩阵 \mathbf{K} 结构,状态权重矩阵选择 $\mathbf{R}=\text{diag}(1, 10^5, 10^5, 1, 1, 10^5, 10^5, 1)$, 控制权重矩阵 $\mathbf{G}=\text{diag}(10^{-10}, 10^{-10})$ 。求解公式(16)得到分散控制解:

$$\mathbf{K}_d=\begin{bmatrix} 248.74 & -532.25 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 237.97 & -535.36 \end{bmatrix} \quad (20)$$

集中控制和分散控制得到的叶尖的面内振动位移如图 6,阻尼器的摆动位移如图 7。图 8 展示了叶片未施加控制作用下和 ATMD 作用下的功率谱密度,由图 6 和图 7 分析可得,在叶片内分散安装 TMD 能有效减小叶片的振动位移,在减小叶片振动的同时,TMD 摆动行程分别为 1.91 和 2.18 m,完全包含在叶片弦长内;频率响应表明面内振动主导模态得到有效控制。

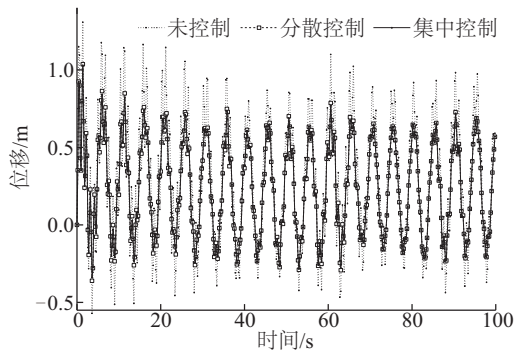


图6 叶片叶尖位移

Fig. 6 Tip displacement of blade

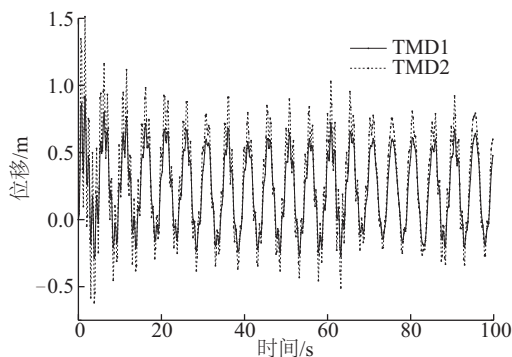


图7 TMD行程

Fig. 7 TMD stroke

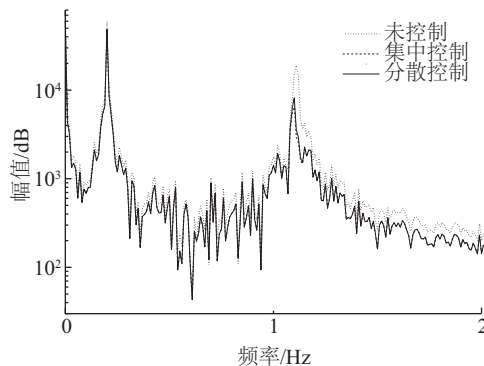


图8 叶片功率谱密度

Fig. 8 Power spectrum density of blade

4 结 论

1) 针对叶片振动控制问题,建立分散 TMD 叶片动力学方程。

2) 提出采用鲁棒分散静态输出反馈控制。每个 TMD 由相应的速度传感器输出单独驱动,求解 BMI 得到分散静态输出反馈控制器。

3) 通过对 NREL 5 MW 型号的风力机进行建模

仿真,仿真结果表明分散控制和集中控制结果非常接近。分散控制策略具有降低系统复杂性,减少单个 TMD 的质量,易实现等诸多优点。基于本文设计的鲁棒分散输出反馈控制能有效抑制叶片的面内振动。

[参考文献]

- [1] 金 鑫,王亚明,李 浪,等.基于LQG的独立变桨控制技术对风电机组气动载荷影响研究[J].中国电机工程学报,2016,36(22):6164—6170.
- [1] Jin Xin, Wang Yaming, Li Lang, et al. Dynamics loads optimization analysis of wind turbine based on LQG independent pitch control[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(22): 6164—6170.
- [2] Rice J K, Verhaegen M. Robust and distributed control of a smart blade[J]. Wind Energy, 2010, 13: 103—116.
- [3] Staino A, Basu B. Emerging trends in vibration control of wind turbines: A focus on a dual control strategy[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2015, 373: 20140069.
- [4] 乔印虎,韩 江,张春燕,等.压电板壳风力机叶片动力学建模与分析[J].太阳能学报,2016,37(6):1560—1565.
- [4] Qiao Yinhu, Han Jiang, Zhang Chunyan, et al. Dynamical modeling and analysis of wind turbine blade with piezoelectric plate shell[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2016, 37(6): 1560—1565.
- [5] Rahman M, Zhi Chao Ong, Wen Tong Chong, et al. Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control: A review[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2015, 51: 43—54.
- [6] Brodersen M L, Bjørke A S, Høgsberg J. Active tuned mass damper for damping of offshore wind turbine vibrations[J]. Wind Energy, 2016, 20(5): 783—796.
- [7] Fitzgerald B, Basu B. Active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades[J]. Structural Control and Health Monitoring, 2013, 20(12): 1377—1396.
- [8] Fitzgerald B, Basu B. Cable connected active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades[J]. Journal of Sound & Vibration, 2014, 333(23): 5980—6004.
- [9] 丛 聪,崔 锐,殷 鑫.风力机叶片面内振动的主

- 动控制研究[J]. 可再生能源, 2017, 35(8): 1236—1243.
- [9] Cong Cong, Cui Rui, Yin Xin. Active control of edgewise vibrations in wind turbine blade[J]. Renewable Energy Resources, 2017, 35(8): 1236—1243.
- [10] 李德源, 莫文威, 夏鸿建, 等. 水平轴风力机柔性叶片气弹耦合分析[J]. 太阳能学报, 2015, 36(03): 734—742.
- [10] Li Deyuan, Mo Wenwei, Xia Hongjian, et al. The aeroelastic coupling analysis of flexible blades for a horizontal axis wind turbine[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2015, 36(3): 734—742.
- [11] 吕 品, 廖明夫, 徐 阳, 等. 基于几何精确梁理论的风力机叶片单元[J]. 太阳能学报, 2015, 36(10): 2422—2428.
- [11] Lyu Pin, Liao Mingfu, Xu Yang, et al. Beam finite element for wind turbine blade based on geometrically exact beam theory[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2015, 36(3): 2422—2428.
- [12] Basu B, Zhang Z, Nielsen S R K. Damping of edgewise vibration in wind turbine blades by means of circular liquid dampers[J]. Wind Energy, 2016, 19(2): 213—226.
- [13] Hansen M O L. Aerodynamics of wind turbines, 2nd [M]. London: Earthscan, 2008.
- [14] Jiang Jianping, Li Dongxu. Decentralized guaranteed cost static output feedback vibration control for piezoelectric smart structures [J]. Smart Materials & Structures, 2010, 19(1): 015018.
- [15] Xu Zhiwei, Nian Xiaohong, Wang Haibo, et al. Robust guaranteed cost tracking control of quadrotor UAV with uncertainties[J]. Isa Transactions, 2017, 69: 157—165.
- [16] Jonkman J M, Butterfield S, Musial W, et al. Definition of a 5-MW Reference wind turbine for offshore system development[R]. National Renewable Energy Laboratory, Technical Report NREL/TP- 500- 38060, Golden, Colorado, 2009.
- [17] Buhl M. NWTC information portal[EB/OL]. <http://wind.nrel.gov/designcodes/preprocessors/modes/>, 2014-09-28.
- [18] Zuo Haoran, Bi Kaiming, Hao Hong. Using multiple tuned mass dampers to control offshore wind turbine vibrations under multiple hazards [J]. Engineering Structures, 2017, 141: 303—315.

DECENTRALIZED CONTROL OF VIBRATIONS IN WIND TURBINE BLADES USING MULTIPLE ACTIVE TUNED MASS DAMPER

Cong Cong¹, Yang Bing²

(1. School of Control and Computer Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;

2. State Grid Beijing Electric Power Company, Beijing 100031, China)

Abstract: In order to control the vibration in the in-plane direction of the blade, the dynamic model of the distributed parameter blade is established by using the Euler-Lagrangian method which considers the coupling of in-plane and out-of-plane dynamics. Multi-active tuning mass dampers (TMD) are decentralized inside the blade as damping device. The additional actuator force is controlled using output feedback from the blade velocity signal in which location of the damper installed and the relative velocity of the damper. The time-varying stiffness caused by rotating is described by parameter uncertainties. Robust decentralized controller is proposed based on Lyapunov stability theorem. The National Renewable Energy Laboratory 5-MW wind turbine is selected to verify the effectiveness of the decentralized control in Matlab. Numerical simulations demonstrate the robust decentralized control effectively reduce vibrations.

Keywords: wind turbines; vibration control; decentralized control; structural control; tuned mass dampers(TMD)