DOI: 10.3901/JME.2020.14.180

大型风力机柔性叶片非线性气弹模态分析*

黄俊东 夏鸿建 李德源 郭坤翔
(广东工业大学机电工程学院 广州 510006)

摘要: 针对风力机尺寸增大, 叶片刚柔耦合和气弹耦合特性增强, 研究大型风力机转动柔性叶片弯曲与扭转耦合变形下的气弹模态及其稳定性。为准确描述柔性叶片的非线性变形特性, 采用“超级单元”将柔性叶片离散成若干个刚体, 并由运动副与力元连接构成多体系统, 而后通过牛顿-欧拉方程建立叶片非线性动力学方程; 气动模型则采用叶素动量理论结合修正的B-L (Beddoes-Leishman, B-L)动态失速模型, 计算非定常气动载荷; 然后基于变分原理, 线性化叶片结构与气动载荷动力学方程, 构建转动叶片的气弹线性化状态方程。最后以 NREL 5 MW 叶片为研究对象, 在确定尖速比下, 分析大型柔性叶片转动条件下的气弹复模态, 计算叶片气弹频率与气弹阻尼比, 分析叶片气动阻尼对颤振的影响, 探究大型叶片颤振失稳机理。

关键词: 风力机; 气弹模态; 特征值方法; 颤振

中图分类号: TK83

Nonlinear Aeroelastic Modal Analysis of Large Wind Turbine Flexible Blades

HUANG Jundong XIA Hongjian LI Deyuan GUO Kunxiang

(School of Electromechanical Engineering, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006)

Abstract: Aiming at the increasing size of wind turbine and the enhancement of blade's rigid-flexible coupling and aeroelastic coupling characteristics, the aeroelastic mode and stability of the flexible blade bending and torsion coupling deformation of large wind turbines are studied. In order to exactly describe the nonlinear deformation characteristics of flexible blades, the super-element method is used to discretize the flexible blades into a number of rigid bodies. And the multi-body system is formed by connecting the motion pair and the force element, and then the blade's nonlinear dynamic equation is established by the Newton-Euler equation. The blade element momentum method combined with modified Beddoes-Leishman(B-L) dynamic stall model to calculate the unsteady aerodynamic loads. Based on the variational principle, the nonlinear dynamic equations of the blade are linearized, and the aeroelastic linearization state equation of the rotating blade is constructed. Finally, the influence of large geometric deflection of flexible blade and unsteady effect of blade aerodynamic loads on aeroelastic modal characteristics and the mechanism of flutter are investigated by flutter analysis of NREL 5 MW blade at a constant tip speed ratio.

Key words: wind turbine; aeroelastic modal; eigenvalue method; flutter

0 前言

随着风力机的大型化, 叶片在结构和空气动力学方面表现出强烈的非线性^[1]。柔性叶片的非线性气弹耦合特性, 大范围空间运动与气弹响应的耦合机制, 叶片流场和动态气动载荷的反馈作用, 及其引起的颤振失稳, 成为人们关注的研究焦点^[1-2]。为探寻大型风力机气弹稳定性, 本文研究柔性叶片结

构几何非线性与叶片翼型气动非定常特性对叶片气弹稳定性的影响, 构建大型柔性转动叶片的气弹线性化状态方程, 通过复模态特征值分析, 研究大型柔性叶片非线性效应及其对颤振的影响。

可靠的风力机叶片气弹稳定性分析应该在非线性分析的基础上进行, 包括考虑较大的叶片变形(几何非线性)和非线性气动效应(如动态失速等)^[3]。结构非线性表现在叶片的振动和较大弯扭耦合变形对气动载荷和结构特性的反馈已不可忽略, 故需要采用恰当的非线性动力学模型表达这种几何非线性效应^[4]。柔性叶片具有细长和截面扭曲的外形, 气弹耦合分析时一般采用一维梁结构模型处理^[1]。

* 国家自然科学基金(51776044, 51105079)和广东省自然科学基金(2020A151010844)资助项目。20191009 收到初稿, 20200210 收到修改稿

KALLESØE^[5]采用非线性二阶 Bernoulli-Euler 梁理论,研究了 5 MW 柔性较大的弯曲变形对气弹稳定性的影响;ZHOU 等^[6-7]考虑叶片较大的弯曲与扭转变形,采用几何精确梁理论(Geometrically exact beam theory, GEBT)建立系统的动力学模型,提高了风力机叶片气弹分析的精度,这些文献的研究均展现了叶片结构的几何非线性对其气弹稳定性有明显的影响。但是对于风力机叶片这种细长且截面形状扭曲变化的结构形态,要建立程序化且精确的气弹耦合方程,并进行线性化构建状态方程,上述方法相对繁琐。“超级单元”方法,将柔性叶片离散为由运动副和力元联接的多体系统^[8-9],应用牛顿-欧拉方程建立叶片非线性气弹耦合方程,不但可以用较少的自由度准确地展现柔性叶片的非线性振动特性和刚柔耦合特性,并可借鉴成熟的多体建模技术,实现程序化动力学模型和线性化状态方程建立,方便工程应用。

由于叶片工作时会产生弯曲和扭转振动,各翼型的攻角随结构变形而变化,翼型气动特性随攻角变化的曲线会出现动态失速迟滞特性^[10],如后缘分离点移动的时间迟滞效应和涡旋脱落效应等,因此气动载荷非定常特性显著,受叶片振动加速度、速度和变形位移等结构参数影响,形成非线性气弹耦合振动形式。此外,叶片气弹模态中的阻尼矩阵即使假设结构阻尼为比例阻尼的前提下,也不能被对角化,刚度矩阵非对称,叶片气弹模态变成复数形式^[11]。HANSEN^[12-13]采用欧拉梁建立叶片结构模型,通过对气弹耦合方程的线性化,建立叶片气弹模态的复模态特征值分析方法,通过求解模态方程,计算各级气弹频率、气弹阻尼与振型,进而对叶片的气弹稳定性特性进行研究和分析。

本文通过“超级单元”^[8]方法将叶片离散为若干个由运动副和力元联接的刚体,应用牛顿-欧拉方程建立叶片非线性结构动力学方程。非定常气动载荷计算,在叶素动量理论的基础上,结合修正的 B-L(Beddoes-Leishman)动态失速模型^[11]进行分析。通过将气弹耦合模型在叶片变形平衡状态的线性化,构建柔性叶片气弹模态分析特征方程及其数值求解方法,通过所编制的 Matlab 程序,实现柔性叶片气弹模态分析。通过算例研究叶片几何非线性对其结构模态特性的影响,在确定尖速比下,分析叶片不同转速下的气弹频率和气弹阻尼变化规律,以某 5 MW 柔性叶片为例,分析大型风力机叶片颤振产生机理。研究工作对于准确预测大型柔性叶片气弹失稳模态与边界,设计安全并稳定运行的叶片等均具有重要意义。

1 大型叶片的结构模型

由于大型柔性转动叶片的非线性变形和刚柔耦合特性显著,叶片结构精确建模是模态分析的关键。在综合考虑叶片结构建模精度、自由度数和建模便捷性基础上,本文采用“超级单元”方法结合多体递归建模方法,建立柔性叶片结构模型。

1.1 超级单元和叶片结构的离散

“超级单元”法将柔性叶片离散成刚体与刚体之间通过万向节或旋转铰连接,在每个弯曲或旋转自由度上添加弹簧与阻尼器(统称为力元),以此反映叶片的挥舞、摆振、扭转变形和刚度,叶片各力元参数的取值可参考文献[14]。本文以美国可再生能源实验室(National renewable energy laboratory, NREL)发布的 5 MW 近海风力机为研究对象,将叶片离散为四个超级单元,每个超级单元由四个刚体所组成,如图 1 所示。

图 1 单个超级单元模型

每两个相邻的超级单元的相邻刚体按刚性连接,视为一个刚体,如超级单元 1 中最后一个刚体与超级单元 2 中第一个刚体为一个刚体。因此,叶片多体系统总共由 13 个刚体组成,共 21 个自由度,第 1 个自由度用于模拟叶片绕轮毂中心的转动。

1.2 叶片结构动力学方程

叶片多体系统是典型的树形拓扑结构,可直接采用铰坐标作为其广义坐标。设铰坐标编号从叶片转动轮毂开始,叶片广义坐标可表示为

$$\mathbf{q}(t) = (q_1, q_2, \dots, q_n)^T \quad (1)$$

式中, q_n 的下标 n 代表叶片多体系统的自由度。广义坐标 q 对时间的一阶导数 $\dot{q}$ 和对时间的第二阶导数 $\ddot{q}$ 称为广义速度和广义加速度。

为方便叶片多体系统建模,本文采用笛卡儿坐标,基于牛顿-欧拉方程建立动力学方程,而后通过转换矩阵,将笛卡儿坐标系下的动力学方程转化成广义坐标下的动力学方程。超级单元建模时,笛卡儿坐标系定义在刚体质心处,刚体 i 的笛卡儿坐标

系坐标可表示为

$$\mathbf{Z}_i = (x_i, y_i, z_i, \varphi_{1,i}, \varphi_{2,i}, \varphi_{3,i})^T \quad (2)$$

式中, 位形坐标 $\mathbf{Z}_i$ 中的前三个参数为刚体质心的位置坐标, 后三个参数为刚体的姿态坐标, 姿态坐标的定义有多种, 文中采用卡尔丹角作为位姿坐标。通过多体递归建模方法^[15], 可由变换矩阵 $\mathbf{B}$, 将笛卡儿虚位移转化成铰坐标虚位移, 具体如下式所示

$$\delta \mathbf{Z} = \mathbf{B} \delta \mathbf{q} \quad (3)$$

转动叶片的牛顿-欧拉方程以及约束方程为

$$\delta \mathbf{Z}^T (\mathbf{M}^c \ddot{\mathbf{Z}} + \boldsymbol{\Phi}_z^T \boldsymbol{\sigma} - \mathbf{F}) = 0 \quad (4)$$

$$\boldsymbol{\Phi} = \mathbf{B}(\Delta q_1 - \Omega \Delta t) = 0 \quad (5)$$

式中, $\ddot{\mathbf{Z}}$ 为各刚体的加速度, $\mathbf{M}^c$ 为系统总的质量矩阵, $\mathbf{F}$ 为施加于系统的力与力矩, 具体的表达式见式(6)~(8), $\boldsymbol{\Phi}_z^T$ 为约束方程 $\boldsymbol{\Phi}$ 对位移 $\mathbf{Z}$ 求偏导, $\boldsymbol{\sigma}$ 为拉格朗日乘子, q_1 为叶片绕着轮毂中心旋转的铰坐标, Ω 为旋转速度, t 为时间, 左乘矩阵 $\mathbf{B}$ 是将约束方程转化为笛卡儿坐标系下。

$$\mathbf{M}^c = \text{diag}(\mathbf{M}_1^c, \mathbf{M}_2^c, \dots, \mathbf{M}_n^c) \quad \mathbf{M}_i^c = \begin{pmatrix} m_i \mathbf{I} & 0 \\ 0 & \mathbf{J}_i \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{F} = \text{diag}(\mathbf{F}_1, \mathbf{F}_2, \dots, \mathbf{F}_n) \quad (7)$$

$$\mathbf{F}_i = \begin{pmatrix} \mathbf{f}_i^{\text{int}} + \mathbf{f}_i^{\text{out}} - m_i \boldsymbol{\omega}_i \times \dot{\mathbf{r}}_i \\ \mathbf{n}_i^{\text{int}} + \mathbf{n}_i^{\text{out}} - \boldsymbol{\omega}_i \times (\mathbf{J}_i \boldsymbol{\omega}_i) \end{pmatrix} \quad (8)$$

式中, m_i 和 $\mathbf{J}_i$ 分别为第 i 个刚体的质量和相对于其质心坐标的转动惯量; $\mathbf{I}$ 是 3×3 的单位矩阵; $\dot{\mathbf{r}}_i$ 为刚体 i 的在直角坐标系下的质心速度矢量; $\boldsymbol{\omega}_i$ 为刚体的角速度矢量; $\mathbf{f}_i^{\text{int}}$ 和 $\mathbf{n}_i^{\text{int}}$ 分别为相邻刚体对其作用力和作用力矩, 即刚体间的弹簧力与与阻尼力元; $\mathbf{f}_i^{\text{out}}$ 和 $\mathbf{n}_i^{\text{out}}$ 分别为作用于刚体 i 的外力主矢与外力主矩。

2 动力学方程线性化

为有效分析转动叶片的振动频率和模态特性, 需将叶片的大范围刚性转动与小位移振动分离, 本文基于变分原理, 对叶片多体系统的牛顿-欧拉方程进行线性化, 分析转动叶片的固有频率与振动形态。叶片多体系统动力学方程的线性化可分成两部分, 第一部分是结构方程的线性化, 第二部分是气动载荷方程的线性化。

2.1 结构动力学方程线性化

根据递归建模方法, 将式(3)代入式(4), 有

$$\delta \mathbf{q}^T \mathbf{B}^T (\mathbf{M} \ddot{\mathbf{Z}} + \boldsymbol{\Phi}_z^T \boldsymbol{\sigma} - \mathbf{F}) = 0 \quad (9)$$

由于, 虚位移是满足约束条件下的任意假想的

无限小位移, 即广义虚位移 $\delta \mathbf{q}^T$ 是任意量, 要使式(9)恒成立, 则

$$\mathbf{Q} = \mathbf{B}^T (\mathbf{M}^c \ddot{\mathbf{Z}} + \boldsymbol{\Phi}_z^T \boldsymbol{\sigma} - \mathbf{F}) = \mathbf{0} \quad (10)$$

对式(10)求变分, 有

$$\delta \mathbf{Q} = \delta \mathbf{B}^T (\mathbf{M}^c \ddot{\mathbf{Z}} + \boldsymbol{\Phi}_z^T \boldsymbol{\sigma} - \mathbf{F}) + \mathbf{B}^T (\mathbf{M}^c \delta \ddot{\mathbf{Z}} + \delta \boldsymbol{\Phi}_z^T \boldsymbol{\sigma} - \delta \mathbf{F}) = \mathbf{0} \quad (11)$$

$$\delta \mathbf{B}^T = \left(\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial \mathbf{q}} \delta \mathbf{q} \right)^T = (\mathbf{B}_q \delta \mathbf{q})^T \quad (12)$$

$$\ddot{\mathbf{Z}} = \dot{\mathbf{B}} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{B} \ddot{\mathbf{q}} \quad (13)$$

$$\delta \ddot{\mathbf{Z}} = \frac{\partial \ddot{\mathbf{Z}}}{\partial \ddot{\mathbf{q}}} \delta \ddot{\mathbf{q}} + \frac{\partial \ddot{\mathbf{Z}}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \delta \dot{\mathbf{q}} + \frac{\partial \ddot{\mathbf{Z}}}{\partial \mathbf{q}} \delta \mathbf{q} = \mathbf{B} \delta \ddot{\mathbf{q}} + \dot{\mathbf{B}} \delta \dot{\mathbf{q}} + \ddot{\mathbf{B}} \delta \mathbf{q} \quad (14)$$

由于 $\mathbf{F}$ 中包括刚体间的相互作用力和外载荷, 则

$$\delta \mathbf{F} = \delta \mathbf{F}^{\text{int}} + \delta \mathbf{F}^{\text{out}} = \frac{\partial \mathbf{F}^{\text{int}}}{\partial \mathbf{q}} \delta \mathbf{q} + \frac{\partial \mathbf{F}^{\text{int}}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \delta \dot{\mathbf{q}} + \delta \mathbf{F}^{\text{out}} \quad (15)$$

式中, $\mathbf{F}^{\text{int}}$ 为刚体间的相互作用力, $\mathbf{F}^{\text{out}}$ 为外载荷

$$\mathbf{F}^{\text{int}} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}_i^{\text{int}} - m_i \boldsymbol{\omega}_i \times \dot{\mathbf{r}}_i \\ \mathbf{n}_i^{\text{int}} - \boldsymbol{\omega}_i \times (\mathbf{J}_i \boldsymbol{\omega}_i) \end{pmatrix} \quad \mathbf{F}^{\text{out}} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}_i^{\text{out}} \\ \mathbf{n}_i^{\text{out}} \end{pmatrix} \quad (16)$$

式(15)中 $\delta \mathbf{F}^{\text{out}}$ 为外载荷的变分, 叶片多体系统所受的外载荷为气动载荷, 气动载荷的变分将在下一小节中展开讨论。将式(12)~(15)代入式(11)并参考文献[16]消去拉格朗日乘子, 合并同类项, 得动力学方程的线性化表达式为

$$\delta \mathbf{Q} = (\mathbf{B}_q^T (\mathbf{M}^c \ddot{\mathbf{Z}} - \mathbf{F}) + \mathbf{B}^T (\mathbf{M}^c \ddot{\mathbf{Z}}_q - \mathbf{F}_q^{\text{int}})) \delta \mathbf{q} + \mathbf{B}^T (\mathbf{M}^c \dot{\mathbf{B}} - \mathbf{F}_q^{\text{int}}) \delta \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}^T \mathbf{M}^c \mathbf{B} \delta \ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{B}^T \delta \mathbf{F}^{\text{out}} \quad (17)$$

称上式中位移、速度和加速度的系数矩阵为刚度矩阵、阻尼矩阵和质量矩阵, 它们分别为

$$\mathbf{K} = \mathbf{B}_q^T (\mathbf{M}^c \ddot{\mathbf{Z}} - \mathbf{F}) + \mathbf{B}^T (\mathbf{M}^c \ddot{\mathbf{Z}}_q - \mathbf{F}_q^{\text{int}}) \quad (18)$$

$$\mathbf{C} = \mathbf{B}^T (\mathbf{M}^c \dot{\mathbf{B}} - \mathbf{F}_q^{\text{int}}) \quad (19)$$

$$\mathbf{M} = \mathbf{B}^T \mathbf{M}^c \mathbf{B} \quad (20)$$

从式(18)中可以看出, 刚度矩阵 $\mathbf{K}$ 是广义坐标 $\mathbf{q}$ 和广义速度 $\dot{\mathbf{q}}$ 的函数, 故叶片在不同的柔性变形下, 不同的转速下刚度矩阵都有所不同, 这体现了叶片的柔性变形和叶片的刚性转速之间的刚柔耦合特性。将式(18)~(20)代入式(17)中, 叶片的动力学方程线性化表达式可简写为

$$\delta \mathbf{Q} = \mathbf{M} \delta \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \delta \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \delta \mathbf{q} - \mathbf{B}^T \delta \mathbf{F}^{\text{out}} = \mathbf{0} \quad (21)$$

2.2 非定常气动载荷线性化

为了准确表达气动载荷的非定常效应, 在叶素动量理论的基础上, 引入修正的 B-L 动态失速模型,

对叶片各截面的进行气动载荷分析。为了考察气动载荷对叶片模态特性的影响, 根据变分原理, 将气动载荷线性化为自变量是广义坐标、广义速度和广义加速度的线性函数, 与式(21)结合, 构建叶片系统的气弹线性化状态方程。

根据叶素动量理论, 作用在刚体 i 质心截面气动中心处的气动载荷 $\mathbf{F}_i^{\text{out}}$ 为

$$\mathbf{F}_i^{\text{out}} = \begin{pmatrix} f_{x,i} \\ f_{y,i} \\ f_{M,i} \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \rho c_i l_i W_i^2 \begin{pmatrix} \sin(\phi_i - \beta_i) & -\cos(\phi_i - \beta_i) & 0 \\ \cos(\phi_i - \beta_i) & \sin(\phi_i - \beta_i) & 0 \\ 0 & 0 & c_i \end{pmatrix} \mathbf{C}_i^{\text{dyn}} \quad (22)$$

式中, ρ 为空气密度, c 为翼型截面弦长, W 为相对风速, ϕ 为入流角, β 为变桨距角, θ 为叶片扭角, α 为叶片攻角, 见图 2。 $\mathbf{C}^{\text{dyn}} = (C_L, C_D, C_M)^T$, 其中 C_L 、 C_D 、 C_M 分别是翼型的升力系数、阻力系数、俯仰力矩系数, l_i 为刚体 i 的展向长度。

图 2 叶片翼型截面

在气动力作用下, 叶片将在某稳定变形处来回振动, 而叶片振动将改变相对风速 W 和攻角 α , 进而改变作用于叶片的气动力, 如此反复构成叶片振动与气动载荷的耦合关系, 如图 3 所示。

图 3 叶片振动与气动载荷的耦合关系

考虑叶片振动速度对相对风速 W 和入流角 ϕ 的影响, 相对风速与攻角的表达式为

$$W = \sqrt{(V - \dot{y} \cos \beta + \dot{x} \sin \beta)^2 + (R\Omega + \dot{x} \cos \beta + \dot{y} \sin \beta)^2} \quad (23)$$

$$\alpha = \phi - \theta - \beta =$$

$$\arctan \left(\frac{V - \dot{y} \cos \beta + \dot{x} \sin \beta}{R\Omega + \dot{x} \cos \beta + \dot{y} \sin \beta} \right) - \theta - \beta \quad (24)$$

式中, V 为垂直于旋转平面的来流风速, $\dot{y}$ 、 $\dot{x}$ 分

别为翼型截面的气动中心(即图 2 中 o 点)沿挥舞、摆振方向的振动速度, R 为翼型截面到轮毂中心的距离, Ω 为叶片绕着轮毂中心的旋转速度。

对施加于叶片上的气动载荷 $\mathbf{F}^{\text{out}}$ 求变分, 有

$$\delta \mathbf{F}^{\text{out}} = \frac{\partial \mathbf{F}^{\text{out}}}{\partial W} \delta W + \frac{\partial \mathbf{F}^{\text{out}}}{\partial \alpha} \delta \alpha + \frac{\partial \mathbf{F}^{\text{out}}}{\partial C^{\text{dyn}}} \delta C^{\text{dyn}} \quad (25)$$

当不考虑来流风速随时间的变化, 且来流风速垂直于叶片旋转平面, 叶片匀速转动以及叶片的变桨距角 β 为零时, 对相对风速 W 和翼型截面攻角 α 求变分, 有

$$\delta W = \begin{pmatrix} \frac{r\Omega_0}{W_0} & -\frac{V_0}{W_0} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta \dot{x} \\ \delta \dot{y} \\ \delta \dot{\theta} \end{pmatrix} \quad (26)$$

$$\delta \alpha = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta x \\ \delta y \\ \delta \theta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{V_0}{W_0^2} & -\frac{r\Omega_0}{W_0^2} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta \dot{x} \\ \delta \dot{y} \\ \delta \dot{\theta} \end{pmatrix} \quad (27)$$

叶片的气动系数 $\mathbf{C}^{\text{dyn}}$ 及其变化率 $\partial \mathbf{C}^{\text{dyn}} / \partial \alpha$ 对气动阻尼的计算有较大影响, 故准确地计算气动参数及其斜率对求气动阻尼至关重要, 文献[18]中提出的修正的 B-L 动态失速模型能较为准确地计算气动参数及其变化率, 因此气动参数的线性化采用该修正模型。在 B-L 动态失速模型中, 气动系数的线性化需要引入四个状态变量, 其中的两个状态变量用于描述涡旋脱落对于叶片气动性能的影响, 另外两个状态变量描述流动分离对于叶片性能的影响

$$\mathbf{x}^a = (x_1^a \ x_2^a \ x_3^a \ x_4^a)^T \quad (28)$$

根据文献[10]四个状态变量满足下式

$$\dot{\mathbf{x}}^a + \mathbf{A}_d \mathbf{x}^a = \mathbf{M}_s \delta \ddot{q} + \mathbf{C}_s \delta \dot{q} + \mathbf{K}_s \delta q \quad (29)$$

根据文献[18], 气动系数 $\mathbf{C}^{\text{dyn}}$ 的变分可表示为

$$\delta \mathbf{C}^{\text{dyn}} = \mathbf{T}_x \mathbf{x}^a + \mathbf{T}_c \delta \alpha_{3/4} + \mathbf{T}_\alpha \delta \alpha + \mathbf{T}_{\dot{\alpha}} \delta \dot{\alpha} \quad (30)$$

式(29)、(30)中, 系数矩阵 $\mathbf{M}_s$ 、 $\mathbf{C}_s$ 、 $\mathbf{K}_s$ 、 $\mathbf{T}_x$ 、 $\mathbf{T}_c$ 、 $\mathbf{T}_\alpha$ 、 $\mathbf{T}_{\dot{\alpha}}$ 、 $\mathbf{A}_d$ 参考文献[17-18]。 $\alpha_{3/4}$ 是叶片翼型截面弦线 3/4 处的攻角, $\dot{\alpha}$ 是翼型截面气动中心的攻角对时间的一阶导数, 对它们求变分

$$\delta \alpha_{3/4} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta x \\ \delta y \\ \delta \theta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{V_0}{W_0^2} & -\frac{r\Omega_0}{W_0^2} & L_0 \frac{r\Omega_0 \cos \theta - V_0 \sin \theta}{W_0^2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta \dot{x} \\ \delta \dot{y} \\ \delta \dot{\theta} \end{pmatrix} \quad (31)$$

$$\delta\dot{\alpha} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta\dot{x} \\ \delta\dot{y} \\ \delta\dot{\theta} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{V_0}{W_0^2} & -\frac{r\Omega_0}{W_0^2} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta\ddot{x} \\ \delta\ddot{y} \\ \delta\ddot{\theta} \end{pmatrix} \quad (32)$$

式(31)中, L_0 为翼型截面四分之三弦点距截面弹性中心的距离。将式(26)、(27)、(30)代入式(25)中, 合并同类项, 并将加速度、速度、位移和状态变量的系数矩阵分别记为 M_a^c 、 C_a^c 、 K_a^c 、 K_f , 得气动载荷的线性化表达式为

$$\delta F^{\text{out}} = M_a^c \begin{pmatrix} \delta\ddot{x} \\ \delta\ddot{y} \\ \delta\ddot{\theta} \end{pmatrix} + C_a^c \begin{pmatrix} \delta\dot{x} \\ \delta\dot{y} \\ \delta\dot{\theta} \end{pmatrix} + K_a^c \begin{pmatrix} \delta x \\ \delta y \\ \delta\theta \end{pmatrix} + K_f x^a \quad (33)$$

根据式(3)以及式(14), 将笛卡儿坐标转换为广义坐标, 气动载荷的线性化表达式可表示为

$$\delta F^{\text{out}} = M_a^c B \delta\ddot{q} + (C_a^c B + 2M_a^c \dot{B}) \delta\dot{q} + (K_a^c B + M_a^c \ddot{B} + C_a^c \dot{B}) \delta q + K_f x^a \quad (34)$$

将式(34)代入到式(21)中, 合并同类项, 获得叶片动力学方程的线性化状态方程。

$$\delta\dot{Q} = (M - M_a) \delta\ddot{q} + (C - C_a) \delta\dot{q} + (K - K_a) \delta q - K_f x^a \quad (35)$$

$$M_a = B^T M_a^c B \quad (36)$$

$$C_a = B^T (C_a^c B + 2M_a^c \dot{B}) \quad (37)$$

$$K_a = B^T (K_a^c B + M_a^c \ddot{B} + C_a^c \dot{B}) \quad (38)$$

联立式(29)与式(35), 可建立叶片多体系统的气弹线性化状态方程组

$$\begin{cases} (M - M_a) \delta\ddot{q} + (C - C_a) \delta\dot{q} + (K - K_a) \delta q - K_f x^a = 0 \\ \dot{x}^a + A_d x^a = M_s \delta\ddot{q} + C_s \delta\dot{q} + K_s \delta q \end{cases} \quad (39)$$

3 特征值复模态计算

根据式(39)状态方程组即可构建叶片多体系统的广义特征值问题

$$(\bar{K} + \lambda \bar{M}) y = 0 \quad (40)$$

式中, $y = (\delta q, \delta \dot{q}, x^a)^T$ 其解的形式为 $y = w \exp(\lambda t)$ 。

$$\begin{cases} \bar{K} = \begin{pmatrix} 0 & -I & 0 \\ K - K_a & C - C_a & -K_f \\ -K_{sa} & -C_{sa} & A_d \end{pmatrix} \\ \bar{M} = \begin{pmatrix} I & 0 & 0 \\ 0 & M - M_a & 0 \\ 0 & -M_{sa} & I \end{pmatrix} \end{cases} \quad (41)$$

借助 Matlab 软件中所提供的 eig 函数可求出特征值 λ_i 以及相应的特征向量 w_i , 从而获得叶片的气

弹频率、气弹阻尼比和模态振型。其中, 特征值的虚部为气弹频率, 特征值的实部为气弹阻尼比

$$\bar{f}_i = \frac{\text{Im}(\lambda_i)}{2\pi}, \bar{\delta}_i = -2\pi \frac{\text{Re}(\lambda_i)}{\bar{f}_i} \quad (42)$$

4 数值仿真实例

以美国可再生能源实验室发布的 5 MW 风力机叶片为研究对象, 为了验证所建立叶片结构的动态精度, 计算叶片静止状态下的固有频率, 并与 NREL 所公布的试验数据^[19]作对比, 对比结果如表 1 所示。

表 1 本文与 NREL 数据对比

	NREL 结果 频率/Hz	本文结果 频率/Hz	误差(%)
一阶	0.669	0.674	0.747
二阶	1.074	1.079	0.465
三阶	1.856	1.840	0.862

所计算的前三阶固有频率与 NREL 所公布的数据相差均小于 1%。

4.1 叶片大范围刚性转动结构固有频率分析

大型风力机叶片是典型的细长柔性体, 旋转半径大, 叶片质量大, 叶片转动时会产生较大的离心力和柯氏力, 从而出现动力刚化现象。

为研究叶片柔性变形与大范围刚性转动对叶片固有频率的影响, 分别计算叶片在装配位置(即叶片不变形)和叶片稳态变形位置下, 不同转速下的结构固有频率, 计算结果如图 4、5 所示。叶片稳态变形是指叶片在振动稳定位置的变形量。计算时人为将结构阻尼设置为较大值, 使叶片振动快速收敛, 从而获得稳态位置。

图 4 装配位置各阶固有频率变化

图 4、5 中, F1、F2、F3 分别代表一阶、二阶和三阶挥舞模态, E1、E2 代表一阶、二阶摆振模态, T1 代表一阶扭转模态。

图5 稳态位置各阶固有频率变化

从图4中可以看出,随着转速的提高,三阶挥舞方向的频率均出现上升的趋势。其中第一阶挥舞频率上升得尤为明显,在转速0.2 rad/s时,第一阶挥舞频率为0.674 Hz,而当转速为2.8 rad/s时,第一阶挥舞频率增大到了0.898 Hz,增大幅度高达30%。而摆振方向与扭转方向的固有频率变化幅度均不大,在转速0.2 rad/s时,第一阶摆振频率为1.079 Hz,第一阶扭转频率为6.238 Hz,在转速为2.8 rad/s时,第一阶摆振频率为1.119 Hz,第一阶扭转频率为6.245 Hz,增大幅度分别为3.7%和0.1%。由于所分析结果仅为结构固有频率,所以挥舞方向固有频率增大是由叶片动力刚化引起的。

通过比较图4与图5发现,装配位置和稳定位置的挥舞方向频率变化不大,主要产生变化的是第二阶摆振频率和第一阶扭转频率,第二阶摆振频率在转速1.6 rad/s附近有所下降第一阶扭转频率在转速1.8 rad/s附近有所提升。

4.2 叶片刚柔与气弹耦合的模式分析

由于作用在叶片上的气动载荷存在延迟状态项,气弹耦合将显著影响叶片的频率和振型,因此将改变不同振型下的气动阻尼,从而致使叶片产生气弹失稳。

叶片的气弹失稳在工程中表现为某一阶或几阶的气动阻尼为叶片所提供的能量大于结构阻尼所能吸收的能量,导致叶片发生自激振动。颤振失稳是在气弹失稳的基础上,叶片的振型从某方向的主振型演变成沿各个方向无规律的振动。随着叶片尺寸增大,颤振失稳区域变大,将在风力机工作区域内出现叶片颤振失稳,因此对于大型叶片设计,需对其进行模态分析。

首先考察气动载荷和叶片非线性变形对叶片的固有特性的影响,计算分析叶片在尖速比为10,转速从0.2~4.0 rad/s,在装配位置以及在稳态、变形下前六阶气弹频率和气弹阻尼的变化规律,如图6~9所示。

图6 叶片在装配位置下的气弹频率变化规律图

图7 叶片在装配位置下的气弹阻尼比变化规律图

图8 叶片在稳态位置下的气弹频率变化规律图

图9 叶片在变形位置下的气弹阻尼比变化规律图

比较图6与图4,以及图8与图5,发现气动载荷对叶片的固有特性有较大的影响。在装配位置下,除了第一、第二阶摆振频率之外,其余各阶频率随着风速、转速的提升均有较为明显的变化。在稳态变形位置下,相较于装配位置,除了第二阶挥舞频率在高转速、高风速下的变形位置出现较为明显的上升以及第二阶摆振频率在高转速、高风速下出现较为明显的下降,其余各阶频率的变化趋势与装配位置下相对于频率的变化趋势一致。

从图7与图9中看出,第一阶扭转频率所对应的气弹阻尼比在转速 2.2 rad/s 附近开始出现负值,并随着转速、风速的提高,第一阶扭转气弹阻尼比继续减小。此时叶片的气动阻尼为叶片振动所提供的能量大于叶片结构阻尼所能吸收的能量,故叶片将在该工况下,即转速 2.2 rad/s 、风速 13.929 m/s 附近,开始发生气弹失稳。随着转速与风速的增加,叶片的第一阶扭转频率与第三阶挥舞频率在转速 3.4 rad/s 附近、风速 21.528 m/s 附近出现重合,即在该频率下,叶片的振动既有扭转成份也有挥舞成份,由于此时的第一阶扭转气弹阻尼比为负值,故在该工况下叶片可能出现所谓的颤振失稳。为了研究叶片是否在此工况下发生颤振,将此转速下的第一阶扭转振型与低转速下第一阶扭转振型作对比。为了便于比较,将第一阶扭转振型往扭转方向作归一化处理,即叶尖扭转变形归一化为 1 rad ,挥舞与摆振方向作相应变化。

从图9可以看出,在低转速下,即第一阶扭转频率与第三阶挥舞频率未出现重合时,第一阶扭转振型中只有极少的挥舞变形,该振型中主要成分是扭转变形,伴随有少量的摆振变形,如图10所示。而当叶片转速到达 3.4 rad/s 时,第一阶扭转振型中

图10 转速 0.2 rad/s 下第一阶扭转的振型

挥舞成分显著增多,在该模态下,叶片的振型从扭转伴有少了摆振演变成各个方向的振动,如图11所示。由于此时气弹阻尼比已为负值,故叶片将在此工况下发生颤振失稳。

图11 转速 3.4 rad/s 下第一阶扭转的振型

5 结论

为准确描述大型风力机叶片的刚柔耦合和气弹耦合特性,本文结合“超级单元”法和叶素动量理论,建立叶片的动力学方程,并对动力学方程作线性化,进而构建叶片的状态方程。以 NREL 5 MW 叶片为研究对象,计算叶片的气弹特性,得出以下结论。

(1) 采用“超级单元”法,结合多体动力学和变分原理推导了叶片的状态方程。实例分析表明,该建模方法能精确仿真叶片动力刚化现象。

(2) 结合叶素动量理论和修正的 B-L 动态失速模型,建立叶片的气动模型,并对其作线性化处理构建了叶片的气弹耦合状态方程。对 NREL 5 MW 大型柔性叶片作气弹模态分析,分析结果表明:随着风速和转速的增加,叶片首先在扭转方向发生气弹失稳,当转速和风速进一步增大后,挥舞频率与扭转频率发生重叠,振型演变为多方向的振动,叶片将发生颤振失稳。

(3) 本文采用的叶片结构模型与气动模型,考虑了刚柔耦合与非定常气弹耦合效应,所推导的气弹耦合模型可分析各风速、各转速下,叶片的气动阻尼和气弹模态,部分解决了由于实际风场影响因素多所导致的实测困难问题。为大型柔性叶片设计时的气弹模态和颤振失稳分析,提供了有效的方法。

参 考 文 献

- [1] WANG Lin, LIU Xiongwei, KOLIOS A. State of the art in the aeroelasticity of wind turbine blades: Aeroelastic modelling[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 64: 195-210.
- [2] MCKENNA R, OSTMANV P, FICHTNER W. Key challenges and prospects for large wind turbines[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 53: 1212-1221.
- [3] FRIEDMANN PP. Aeroelastic stability and response analysis of large horizontal-axis wind turbines[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1980, 5: 373-401.
- [4] HANSEN M H. Aeroelastic instability problems for wind turbines[J]. Wind Energy, 2007, 10: 551-77.
- [5] KALLESØE BS. Effect of steady deflections on the aeroelastic stability of a turbine blade[J]. Wind Energy, 2011, 14: 209-24.
- [6] ZHOU Xiandong, HUANG Kefu, LI Zheng. Effects of bend-twist coupling on flutter limits of composite wind turbine blades[J]. Composite Structures, 2018, 192: 317-326.
- [7] WANG Lin, LIU Xiongwei, NATHALIE R, et al. Nonlinear aeroelastic modelling for wind turbine blades based on blade element momentum theory and geometrically exact beam theory[J]. Energy, 2014, 76: 487-501.
- [8] ZHAO Xueyong, PETER M, WU Jingyan. A new multibody modelling methodology for wind turbine structures using a cardanic joint beam element[J]. Renewable Energy, 2007, 32: 532-546.
- [9] 李德源, 汪显能, 莫文威, 等. 动态气动载荷和构件振动对风力机气弹特性的影响分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(14): 165-173.
LI Deyuan, WANG Xianneng, MO Wenwei, et al. Analysis on the influence of dynamic aerodynamic loads and component vibration of a wind turbine on aeroelastic loads[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(14): 165-173.
- [10] HANSEN M H, GAUNAA M, MADSEN H A. A beddoes-leishman type dynamic stall model in state-space and indicial formulations[M]. Denmark: Risø National Laboratory, 2004.
- [11] RIZIOTIS V A, VOUTSINAS S G, POLITIS E S, et al. Aeroelastic stability of wind turbines: The problem, the methods and the issues[J]. Wind Energy, 2004(7): 373-392.
- [12] HANSEN M H. Aeroelastic properties of backward swept blades[C]// 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting, Florida: American Institute of Aeronautics and Astronautics, January 04-07, 2011, Orlando, Florida. AIAA, 2011, DOI: 10.2514/6.2011-260.
- [13] HANSEN M H. Aeroelastic stability analysis of wind turbines using an eigenvalue approach[J]. Wind Energy, 2004(7): 133-143.
- [14] 莫文威. 基于多体模型的水平轴风力机气弹耦合分析[D]. 广州: 广东工业大学, 2013.
MO Wenwei. Aeroelastic analysis of horizontal axis wind turbine based on the multibody model[D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2013.
- [15] BAE D S, HAN J M, YOO H H. A generalized recursive formulation for constrained mechanical system dynamics[J]. Journal of Structural Mechanics, 1999, 27(3): 293-315.
- [16] NEGRUT D, ORTIZ J L. A practical approach for the linearization of the constrained multibody dynamics equations[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2006, 3: 1-19.
- [17] HANSEN M H, GAUNAA M, MADSEN H A. A Beddoes-Leishman type dynamic stall model in state-space and indicial formulations[R]. Denmark: Forskningscenter Risø, 2004.
- [18] HANSEN M. Aeroelastic properties of backward swept blades[C]// 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting, Florida: American Institute of Aeronautics and Astronautics, January 04-07, 2011, Orlando, Florida. AIAA, 2011, DOI: 10.2514/6.2011-260.
- [19] JONKMAN J, BUTTERFIELD S, MUSIAL W, et al. Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development[R]. Golden: NREL, 2009.

作者简介: 黄俊东, 男, 1993 年出生。主要研究方向为风力机结构与动力学分析。

E-mail: 644293777@qq.com

夏鸿建(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为机械系统动力学与机械振动。

E-mail: hxia@gdut.edu.cn

李德源, 男, 1965 年出生, 博士, 教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为风力机结构与动力学分析, 机械振动。

E-mail: lidex@gdut.edu.cn

郭坤翔, 男, 1993 年出生。主要研究方向为风力机气动载荷和结构响应分析。

E-mail: 173965281@qq.com