



大型风电机组变桨距载荷计算与特性分析

戴巨川^{①②*}, 胡燕平^①, 刘德顺^{①②}, 龙辛^③

① 湖南科技大学机电工程学院, 湘潭 411201;

② 中南大学机电工程学院, 长沙 410083;

③ 湘电风能有限公司, 湘潭 411000

* E-mail: daijuchuan@163.com

收稿日期: 2009-08-01; 接受日期: 2009-10-10

国家自然科学基金(批准号: 50975086)和国家高技术研究发展计划(“863”计划)(批准号: 2006AA05Z401)资助项目

摘要 以大型水平轴式风电机组电动变桨距系统为研究对象, 对其因离心力引起的变桨距载荷、气动力引起的变桨距载荷、重力引起的变桨距载荷等进行深入研究, 建立了变桨距载荷计算数学模型. 以某 1.2 MW 风电机组为典型算例, 对前述变桨距载荷进行了独立和综合的计算与特性分析. 结果表明, 在叶轮转速、来流风速和节距角一定时, 叶轮旋转一周过程中变桨距载荷波动呈相似余弦曲线变化, 在不同节距角时波动幅值差异较大. 文中提出的风电机组变桨距载荷计算思路与方法具有一定普适性, 可为独立变桨距系统深入分析和研究提供理论基础.

关键词

变桨距载荷
风电机组
独立变桨距
变桨轴线

在当前大型风电机组设计中, 桨叶节距角同步调整的统一变桨距技术(策略)已被普遍采用^[1,2]. 近年来, 通过单独控制每支叶片以缩减风电机组叶片载荷波动的独立变桨距技术(策略)也引起了众多研究者的关注^[3-10]. 然而, 无论是采用统一变桨距策略还是独立变桨距策略, 每支叶片采用独立的变桨距驱动机构已成为主要方式之一. 在变桨距过程中, 变桨距载荷随节距角、旋转位置角的变化不可避免会影响其平稳性. 在采用统一变桨距策略时, 这种波动甚至会造成不同叶片间的不同步现象; 对独立变桨距策略来说, 风电机组变桨距过程更加频繁, 变桨距载荷的时变性给变桨距过程的平稳性和有效性造成的影响更为显著, 也增加了变桨距系统动力特性分析的难度. 因而, 掌握变桨距过程中的载荷特性, 是理解整个变桨距系统内部耦合机理, 优化变桨距系统结构、控制策略的基础. 在现有变桨距系统研究文献

中, 多集中于对风电机组变桨距系统控制方法研究, 鲜见对大型风电机组变桨距载荷计算方法与特性的系统研究与分析报道. 在国际著名的风电机组仿真软件 GH Bladed 中, 利用转移函数来近似模拟变桨距执行机构特性, 考虑了空气动力桨叶力矩、轴摩擦等的影响^[5]; Selvam K 等人^[6,7]在独立变桨距研究中, 忽略变桨距执行机构动力学特性, 建立了叶片—塔架动力学方程; 林勇刚、郭洪澈等人^[8-10]进行变桨距系统结构设计与分析, 采用近似计算公式, 分析了离心力引起的变桨距载荷. 论文以电动变桨距系统为研究对象, 对大型风电机组变桨距过程中离心力引起的变桨距载荷、气动力引起的变桨距载荷、重力引起的变桨距载荷等进行深入研究, 建立了变桨距载荷计算模型, 对各种载荷特性进行了独立和综合的计算与特性分析, 为独立变桨距系统的设计、分析提供了良好的理论基础和准备.

1 独立变桨距传动系统

图1所示为一种电动独立变桨距传动系统结构模型,当变桨距控制器发出变桨距控制指令后,驱动电机输出转矩,经过传动轴和减速机构,最后经主动齿轮传递至桨叶轮毂内齿圈上,从而带动回转支承的内环与叶片一起旋转,实现了改变桨叶节距角的目的,桨叶节距角的变化值由位置传感器进行反馈。

设电机输出转矩为 T_a , 传递至内齿圈 z_6 上的转矩为 T_o , 叶片上产生的变桨距载荷(阻力矩)为 T_l , 各传递齿轮的齿数分别为 $z_1, z_2, \dots, z_6$, 则有(1)和(2)式成立,

$$T_o = j\eta_c T_a, \quad (1)$$

式中 $j = (z_2/z_1) \cdot (z_4/z_3) \cdot (z_6/z_5)$ 为减速比; $\eta_c = \eta_{21} \cdot \eta_{43} \cdot \eta_{65}$ 为机构传递效率。

$$T_o - T_l = J_M \frac{d\omega_p}{dt}, \quad (2)$$

式中 J_M 为叶片相对变桨轴线的转动惯量, $d\omega_p/dt$ 为变桨距加速度。

在叶片变桨距过程中,变桨距载荷 T_l 的来源主要有: 桨叶离心力引起的变桨距载荷, 桨叶气动力引起的变桨距载荷, 桨叶重力引起的变桨距载荷等, 分别用 T_C, T_Z, T_G 表示。不考虑叶片上离心力、气动力和重力的耦合作用, 则各种载荷之和 T_l 可表示为

$$T_l = T_C + T_Z + T_G. \quad (3)$$

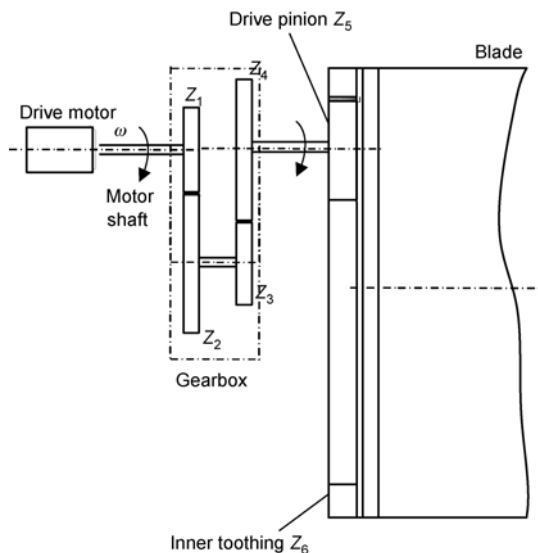


图1 变桨距系统结构模型

2 变桨距载荷计算模型

2.1 离心力引起的变桨距载荷计算模型

取叶片上一段长度为 dr , 与叶片变桨距轴线 z 垂直的叶素为研究对象, 建立离心力引起的变桨距载荷计算模型如图2所示。图中点 B 位于叶素的质心处, 轴 y 为风电机组叶轮转轴, 叶片以角速度 ω 绕其旋转。面 xOz'' 与叶轮转轴 y 垂直, 点 O 为变桨距轴线 z 与 y 轴的交点; 面 $x'O_1z'$ 与叶轮转轴 y 垂直, 交于 O_1 点, 且变桨距轴线 z 与当前截取叶素的交点 L 在轴 z' 上; 面 B_1O_2A 与叶轮转轴 y 垂直, 与轴 y 交于点 O_2 ; 叶素上点 B 在 B_1O_2A 面内, 其在面 xOy 内的投影为点 B_1 。面 $x''Cy'$ 过叶素上点 B 与轴 z' 垂直, 与轴 z' 交于点 C , 与变桨距轴线 z 交于点 E , 过点 B 作 y' 轴的垂线, 垂足为 A , 过点 A 作变桨距轴线 z 的垂线, 垂足为 M 。图中 xyz'' 是一直角坐标系, 在该坐标系 yOz'' 面内, 变桨距轴线 z 与轴 z'' 的夹角 γ 即是风电机组叶片锥角。图中 r 为当前叶素到叶根距离, r'' 为叶素上点 B 到转轴 y 的距离, r' 为 r'' 在面 yO_1z' 上的投影, ψ 为 r' 与 r'' 在空间的夹角, φ 为 BC 与轴 x'' 的夹角, BC 与 BL 的夹角为 ν 。根据图中几何关系, BL 与轴 X 的夹角也用 φ 表示, z 与 z' 的夹角, AM 与 AE 的夹角均用 γ 表示。坐标系 XYZ 的 X 轴和 Y 轴在叶素面内, 且取面 $x'O_1z'$

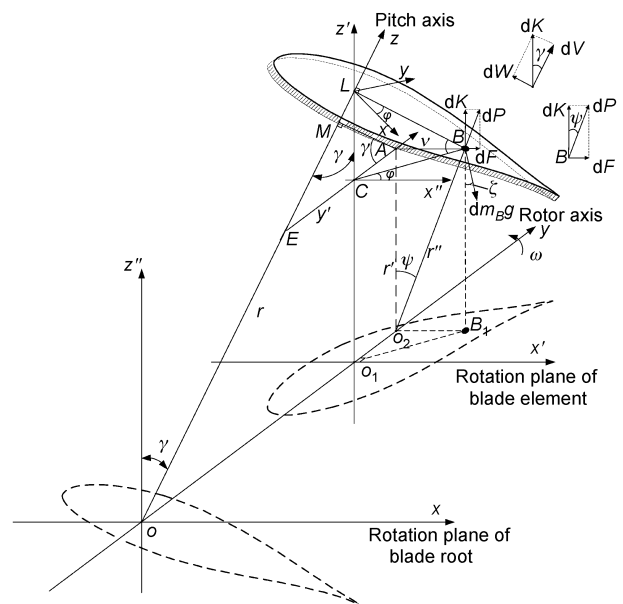


图2 离心力引起的变桨距载荷计算模型

与叶素平面交线为 X 轴, 取面 yO_1z' 与叶素平面交线为 Y 轴, X 轴、 Y 轴方向如图 2 所示.

叶素上点 B 受到的离心力 dP_B 可表示为

$$dP_B = \omega^2 r'' dm_B, \quad (4)$$

式中 r'' 单位为 m , ω 单位为 rad/s , dm_B 为 B 点质量, 单位为 kg .

设叶素上有一质点 i , 其与 y 轴距离为 r_i , r_i 在 y 轴上交点为 O_i , 质量为 dm_i . 由质心定义有

$$\sum_i dm_i (\overrightarrow{O_1 O_i} + \vec{r}_i) = dm (\overrightarrow{O_1 O_2} + \vec{r}''), \quad (5)$$

式中 $dm = \sum_i dm_i$.

对(5)式运用矢量运算法则处理, 得

$$\sum_i dm_i \omega^2 \vec{r}_i = dm \omega^2 \vec{r}'', \quad (6)$$

$dm_i \omega^2 \vec{r}_i$ 为质点 i 的离心力. 由此可知, 叶素上所有质点离心力之和等效于质量集中于质心处时得到的离心力, 用 dP 表示, 即

$$dP = \omega^2 r'' dm. \quad (7)$$

dP 对变桨距轴线 z 之矩, 即为离心力引起的变桨距载荷 dT_C . 为了获得 dT_C 的数学表达式, 将 dP 在平面 $O_2 B_1 B A$ 内分解为 dK 和 dF 两个分力, 并进一步将 dK 在与 yOz 平行的平面内分解为与变桨距轴线 z 平行的分力 dV 和与变桨距轴线垂直的分力 dW . dF 与变桨距轴线 z 的距离为线段 AM 的长度值, dW 与变桨距轴线 z 的距离为线段 AB 的长度值, 则 dT_C 的数学表达式为

$$dT_C = dF \cdot AM + dW \cdot AB. \quad (8)$$

在图 2 所示的计算模型中,

$$r'' = \frac{AB}{\sin \psi} = \frac{CB \cos \varphi}{\sin \psi} = \frac{r \cos \gamma - LB \sin \nu}{\cos \psi}, \quad (9)$$

式中 $\nu = \arcsin \varphi \sin \gamma$.

$$AB = CB \cos \varphi, \quad (10)$$

式中 φ 为 $\vec{LB}$ 与轴 $\vec{X}$ 之间的夹角.

$$\begin{aligned} dP &= \omega^2 \frac{CB \cos \varphi}{\sin \psi} dm \\ &= \omega^2 \frac{r \cos \gamma - LB \sin \nu}{\cos \psi} dm, \end{aligned} \quad (11)$$

$$dF = dP \sin \psi, \quad (12)$$

$$dK = dP \cos \psi, \quad (13)$$

$$\begin{aligned} dW &= dK \sin \gamma = dP \cos \psi \sin \gamma \\ &= \omega^2 (r \cos \gamma - LB \sin \nu) dm \sin \gamma, \end{aligned} \quad (14)$$

$$AM = EA \cos \gamma. \quad (15)$$

(15) 式中 EA 又可表示为

$$EA = EC + CA = EC + CB \sin \varphi, \quad (16)$$

式中 $EC = \tan \gamma LC = \tan \gamma CB \tan \nu$.

将(16)式代入(15)式, 有

$$AM = CB (\tan \gamma \tan \nu + \sin \varphi) \cos \gamma. \quad (17)$$

将(10)和(17)式代入(11)式中, 得

$$\begin{aligned} dT_C &= \omega^2 LB \cos \varphi dm LB \cos^2 \nu (\tan \gamma \tan \nu + \sin \varphi) \cos \gamma \\ &\quad + \omega^2 (r \cos \gamma - LB \sin \nu) dm \sin \gamma LB \cos \nu \cos \varphi. \end{aligned} \quad (18)$$

dT_C 的正负规定如下, 按右手螺旋法则, 力矩矢沿 z 轴负方向取正, 反之取负, 可由 φ 判断, 如下

$$\begin{cases} 0 \leq \varphi < 90^\circ, & dT_C \rightarrow "+", \\ 90^\circ \leq \varphi < 180^\circ, & dT_C \rightarrow "-", \\ 180^\circ \leq \varphi < 270^\circ, & dT_C \rightarrow "-", \\ 270^\circ \leq \varphi < 360^\circ, & dT_C \rightarrow "+". \end{cases} \quad (19)$$

对整个叶片而言, 由离心力引起的变桨距载荷可表达为下式

$$T_C = \int_0^R dT_C = \sum dT_C. \quad (20)$$

2.2 气动力引起的变桨距载荷计算模型

图 3 为气动力引起的变桨距载荷计算模型. 图中 $V_0(1-a)$ 为轴向风速, V_1 为气流相对于叶素的速度, V_0 为来流风速, a 为轴向诱导速度系数, a' 为切向诱导速度系数, α 为攻角, β 为节距角, ϕ 为来流角度, C 为压力中心, Z 为变桨距轴线与当前叶素交点, A 为前缘点, B 为后缘点.

作用在叶片上的升力 dL 和阻力 dD 可写为

$$dL = \rho C_l V_1^2 c dr / 2, \quad (21)$$

$$dD = \rho C_d V_1^2 c dr / 2, \quad (22)$$

式中 C_l 为升力系数, C_d 为阻力系数, ρ 为空气密度, 单位为 kg/m^3 , c 为半径 r 处叶片弦长, 单位为 m ; dr 为叶素厚度, 单位为 m .

升力 dL 和阻力 dD 的合力用 dR 表示为

$$d\vec{R} = d\vec{L} + d\vec{D}, \quad (23)$$

$$dR = \frac{1}{2} \rho V_1^2 c \sqrt{C_l^2 + C_d^2} dr. \quad (24)$$

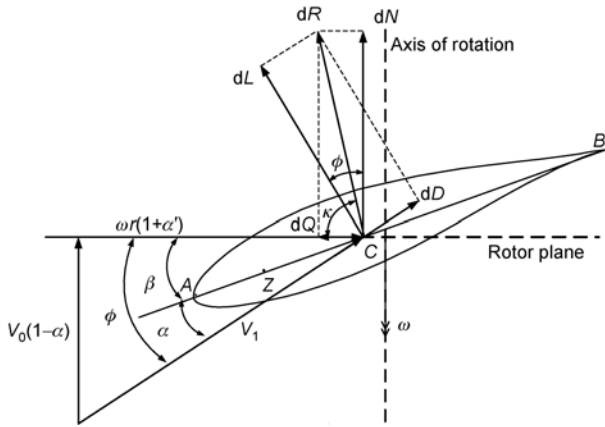


图 3 气动力引起的变桨距载荷计算模型

合力 dR 可以分解为轴向力 dN 和切向力 dQ , 其表达式为

$$dN = \frac{1}{2} \rho c V_1^2 (C_l \cos \phi + C_d \sin \phi) dr, \quad (25)$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho c V_1^2 (C_l \sin \phi - C_d \cos \phi) dr. \quad (26)$$

在利用(25)和(26)式计算过程中, 需要确定叶素上速度诱导因子、风速、叶轮转速和来流攻角等信息. 在计算流程上, 由轮毂中心来流风速及风速分布规律得到该叶素处的来流风速; 若该点速度诱导因子已知, 可得到气流对叶素速度, 两速度矢量夹角即为来流角. 来流角与节距角、叶片扭转角数值之差为攻角值, 结合叶片翼型参数, 得到该点升、阻力系数. 速度诱导因子的获得需要通过迭代方法实现, 弦长、升力系数、阻力系数需要通过数学插值获得.

dR 与 dQ 之间夹角用 κ 表示为

$$\kappa = \arctan \frac{dN}{dQ} = \arctan \frac{(C_l \cos \phi + C_d \sin \phi)}{(C_l \sin \phi - C_d \cos \phi)}. \quad (27)$$

κ 满足条件

$$\begin{cases} dN > 0 \text{ \& } dQ > 0 \rightarrow 0^\circ \leq \kappa < 90^\circ, \\ dN > 0 \text{ \& } dQ < 0 \rightarrow 90^\circ \leq \kappa < 180^\circ, \\ dN < 0 \text{ \& } dQ < 0 \rightarrow 180^\circ \leq \kappa < 270^\circ, \\ dN < 0 \text{ \& } dQ > 0 \rightarrow 270^\circ \leq \kappa < 360^\circ. \end{cases}$$

dR 对前缘 A 的力矩可写为

$$dT_A = dR \cdot AC \sin(\beta + \kappa), \quad (28)$$

式中 AC 为前缘 A 与压力中心 C 的距离值.

该力矩值也可以用变距力矩系数 C_M 表示为

$$dT_A = \rho C_M V_1^2 c^2 dr / 2. \quad (29)$$

由(28)和(29)式得到 AC 表达式

$$\begin{aligned} AC &= \frac{\rho C_M V_1^2 c^2 dr}{2dR \cdot \sin(\beta + \kappa)} \\ &= \frac{C_M c}{\sqrt{C_l^2 + C_d^2} \cdot \sin(\beta + \kappa)}. \end{aligned} \quad (30)$$

则 dR 对 Z 点的力矩可写为

$$\begin{aligned} dT_Z &= dR \cdot ZC \sin(\beta + \kappa) \\ &= \rho V_1^2 c \sqrt{C_l^2 + C_d^2} \cdot ZC \sin(\beta + \kappa) dr / 2, \end{aligned} \quad (31)$$

式中 $ZC = AC - AZ$.

dT_Z 的正负由下式确定

$$\begin{cases} ZC > 0 \text{ \& } 0^\circ \leq (\beta + \kappa) < 180^\circ, dT_Z \rightarrow "-", \\ ZC > 0 \text{ \& } 180^\circ \leq (\beta + \kappa) < 360^\circ, dT_Z \rightarrow "+", \\ ZC < 0 \text{ \& } 0^\circ \leq (\beta + \kappa) < 180^\circ, dT_Z \rightarrow "+", \\ ZC < 0 \text{ \& } 180^\circ \leq (\beta + \kappa) < 360^\circ, dT_Z \rightarrow "-". \end{cases} \quad (32)$$

对整个叶片而言, 由气动力引起的变桨距载荷可表达为下式,

$$\begin{aligned} T_Z &= \int_0^R dT_Z \\ &= \int_0^R \frac{1}{2} \rho V_1^2 c \sqrt{C_l^2 + C_d^2} \cdot ZC \sin(\beta + \kappa) dr. \end{aligned} \quad (33)$$

用解析法求解(33)式是比较困难的, 本文采用数值方法来求解该式.

沿叶片将整个积分空间 $[0, R]$ 分成若干个子空间 $[r_i, r_{i+1}]$ ($i=1, 2, \dots, N$), 则(33)式可以写为

$$T_Z = \int_0^R dT_Z = \int_0^R f(r) dr = \sum_{i=1}^N \int_{r_i}^{r_{i+1}} f(r) dr, \quad (34)$$

式中 $f(r) = \frac{1}{2} \rho V_1^2 c \sqrt{C_l^2 + C_d^2} \cdot ZC \sin(\beta + \kappa)$.

对于每一个小的子空间, 采用 Simpson 方法来求解出 $[r_i, r_{i+1}]$ 上的积分值. 即

$$\begin{aligned} \int_{r_i}^{r_{i+1}} f(r) dr &= \frac{h_i}{12} \left[f(r_i) + 4f\left(r_i + \frac{h_i}{4}\right) + 2f\left(r_i + \frac{h_i}{2}\right) \right. \\ &\quad \left. + 4f\left(r_i + \frac{3h_i}{4}\right) + f(r_{i+1}) \right], \end{aligned} \quad (35)$$

式中 $h_i = r_{i+1} - r_i$.

2.3 重力引起的变桨距载荷计算模型

设叶片位置如图 4 所示, 位置角用 θ 表示, 轮毂中心距地面高度用 h_0 表示, 在图 2 中 B 点重力与 yOz 面的夹角用 ξ 表示, 即重力矢 $\overrightarrow{dm_B g}$ 与 $\overrightarrow{BB_1}$ 的夹角.

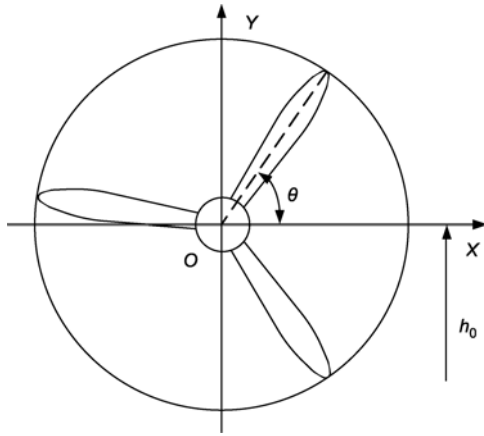


图4 叶片空间位置分布

因质心与重心在位置上重合, 则重力对变桨距轴线 z 的力矩可写为

$$dT_G = dm_B g \sin \xi \cdot AM + dm_B g \cos \xi \sin \gamma \cdot AB, \quad (36)$$

式中 $\xi = 90^\circ - \theta$, 因为 θ 的变化范围为 $0^\circ \sim 360^\circ$, 则 ξ 的变化范围为 $90^\circ \sim -270^\circ$.

将 $AM = LB (\tan \gamma \tan \nu + \sin \varphi) \cos \gamma \cdot \cos \nu$, $AB = LB \cos \varphi \cos \nu$ 代入(36)式中, 有

$$dT_G = dm_B g \sin \xi \cdot LB (\tan \gamma \tan \nu + \sin \varphi) \cos \gamma \cos \nu + dm_B g \cos \xi \sin \gamma \cdot LB \cos \varphi \cos \nu. \quad (37)$$

对整个叶片而言, 由重力引起的变桨距载荷可表达为下式,

$$T_G = \int_0^R dT_G = \sum dT_G. \quad (38)$$

在(38)式中, $dT_{G1} = dm_B g \sin \xi \cdot LB (\tan \gamma \cdot \tan \nu + \sin \varphi) \cdot \cos \gamma \cos \nu$, $dT_{G2} = dm_B g \cos \xi \cdot \sin \gamma \cdot LB \cdot \cos \varphi \cdot \cos \nu$. dT_{G1} , dT_{G2} 的方向, 根据前述定义, 可由 φ 和 ξ 进行判断, 如下

- 1) $0^\circ \leq \varphi < 90^\circ$ or $270^\circ \leq \varphi < 360^\circ$.
 $\xi \in (0^\circ, 90^\circ]$, $dT_{G1} \rightarrow " + "$, $dT_{G2} \rightarrow " + "$;
 $\xi \in (-180^\circ, 0^\circ]$, $dT_{G1} \rightarrow " - "$, $dT_{G2} \rightarrow " + "$;
 $\xi \in (-270^\circ, -180^\circ]$, $dT_{G1} \rightarrow " + "$, $dT_{G2} \rightarrow " + "$;
- 2) $90^\circ \leq \varphi < 180^\circ$ or $180^\circ \leq \varphi < 270^\circ$.
 $\xi \in (0^\circ, 90^\circ]$, $dT_{G1} \rightarrow " + "$, $dT_{G2} \rightarrow " - "$;
 $\xi \in (-180^\circ, 0^\circ]$, $dT_{G1} \rightarrow " - "$, $dT_{G2} \rightarrow " - "$;
 $\xi \in (-270^\circ, -180^\circ]$, $dT_{G1} \rightarrow " + "$, $dT_{G2} \rightarrow " - "$.

3 计算结果与分析

在上述理论分析基础上, 以某 MW 级三叶水平轴式风电机组为对象, 进行变桨距载荷计算与特性分析研究. 风电机组基本参数为: 额定功率 1.2 MW; 叶片长度 29 m; 叶轮直径 62 m; 切入风速 3 m/s; 额定风速 12 m/s; 切出风速(10 min 均值)25 m/s; 额定转速 11~20 r/min; 切出极限风速(5 s 均值)30 m/s; 抗最大风速(3 秒均值)59.5 m/s; 叶轮转速 11~20 r/min; 叶尖线速度 35.7/64.9 m/s; 扫风面积 3019 m².

叶片由圆柱段和 NACA63-XXX 系列翼型构成. 图 5~7 分别是叶片弦长、变桨距轴线和质心位置, 以及扭角、质量沿叶片半径分布曲线图.

由离心力引起的变桨距载荷计算模型及算法, 得到其载荷分布曲线, 如图 8 和 9 所示. 图 8 是在叶轮转速 $\omega = 2.09$ rad/s, 节距角 $\beta = 0^\circ$, 不同锥角 γ 时得到的一组离心力引起的变桨距载荷沿叶片分布曲线.

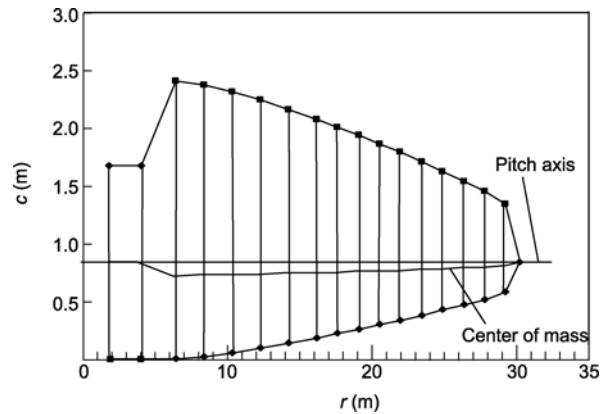


图5 弦长、变桨距轴线与质心分布曲线图

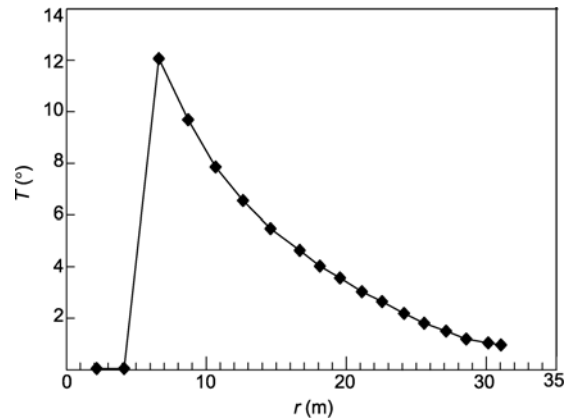


图6 叶片扭角分布曲线图

可以看出, 在叶根附近, 因叶片质心在变桨距轴线上, 所以离心力引起的变桨距载荷 dT_C 为零. 另由图 7 知叶片质量从叶根至叶尖逐渐减小, 从图 5 中知质心至变桨距轴线的距离在由零增至最大后逐渐减小, 因而图 8 中载荷沿叶片的分布曲线也是由三种形态组成, 即开始 dT_C 为零, 然后增加至最大(图中负号代表方向), 最后逐渐减小到零, 且叶轮锥角对其影响较大, 即: 锥角越大, 各叶素上产生的变桨距载荷也越大. 图 9 是离心力引起的变桨距载荷与叶片节距角关系曲线. 若忽略叶轮转速变化, 在节距角从 0° 变为 90° 过程中, 离心力引起的变桨距载荷 T_C 逐渐减小, 在 $\gamma=5^\circ$, $\beta=0^\circ$, $\omega=2.09$ rad/s 时, 其值为图中反向最大, 约 -1510 N·m. 从分析和计算过程可知, 变桨距载荷 T_C 受叶片节距角、扭角、质量、叶轮锥角、转速, 以及诱导因子、升力系数、阻力系数等气动参数综合影响.

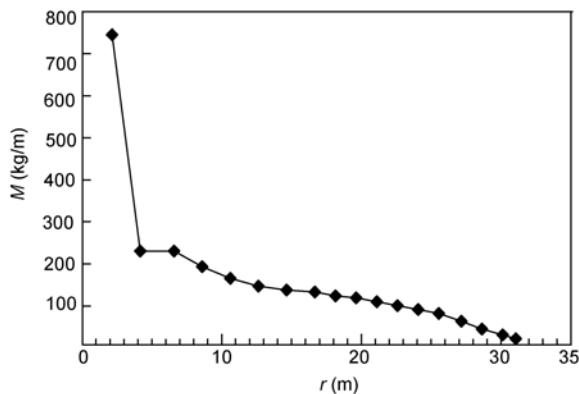


图 7 叶片质量分布曲线图

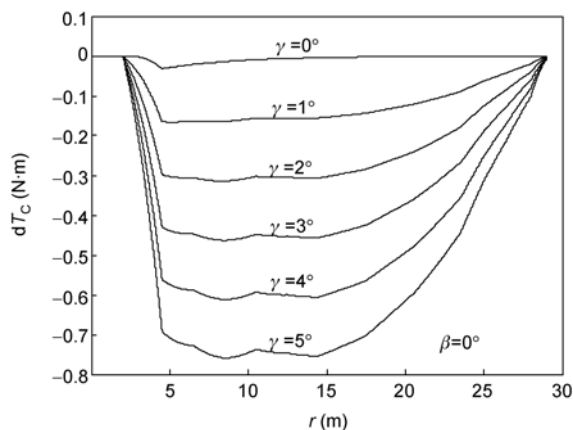


图 8 离心力引起的变桨距载荷沿叶片分布曲线

图 10 是在叶轮转速 $\omega=2.09$ rad/s, 来流风速 $V_1=12$ m/s, 不同节距角时, 得到的一组由气动力引起的变桨距载荷沿叶片分布曲线. 忽略叶根圆柱段部分气动力引起的变桨距载荷, 叶片上气动力引起的变桨距载荷 dT_Z , 离叶根约 5 m 位置达到最大值, 之后逐渐减小. 从算法推导过程可知, 这主要由压力中心与变桨距轴线的相对位置 ZC 、弦长 c 、升力系数 C_l 及阻力系数 C_d 分布方式造成的. 图 11 是在与图 10 具有相同叶轮转速和来流风速条件下, 变桨距载荷 T_Z 与节距角 β 的关系曲线. 在节距角为 0° 时, 其值为图 11 中最大约 2700 N·m, 在节距角为 40° 时, 其值为图 11 中反向最大约为 -2300 N·m, 节距角大于 70° 后, T_Z 基本不变, 约 -1000 N·m.

图 12 是重力引起的变桨距载荷与节距角、位置角的关系曲线构成的曲面. 在叶片旋转一周的过程中, 重力引起的变桨距载荷 T_G 呈余弦规律变化, 节

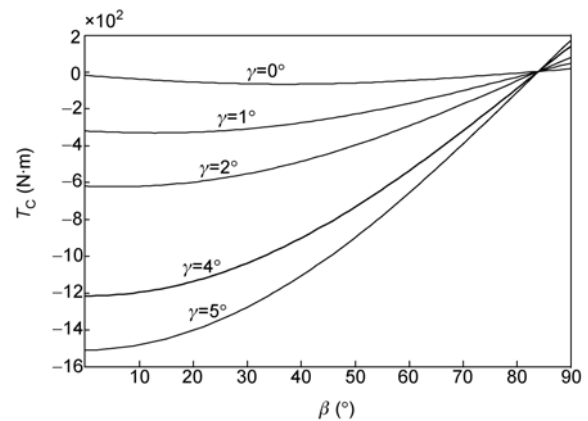


图 9 离心力引起的变桨距载荷与节距角关系曲线

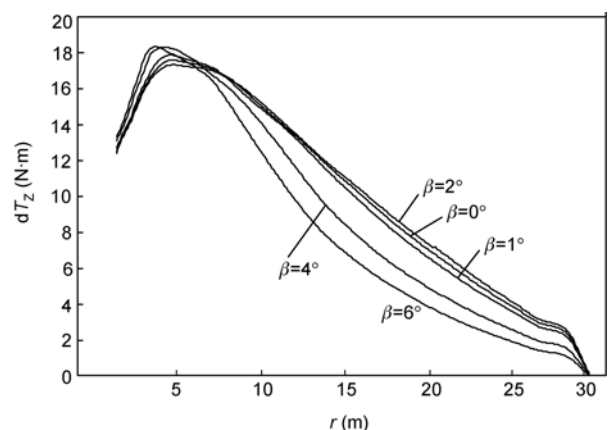


图 10 气动力引起的变桨距载荷沿叶片分布曲线

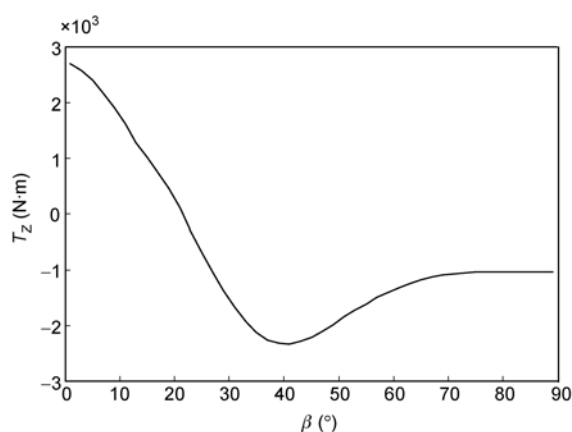


图 11 气动力引起的变桨距载荷与节距角关系曲线

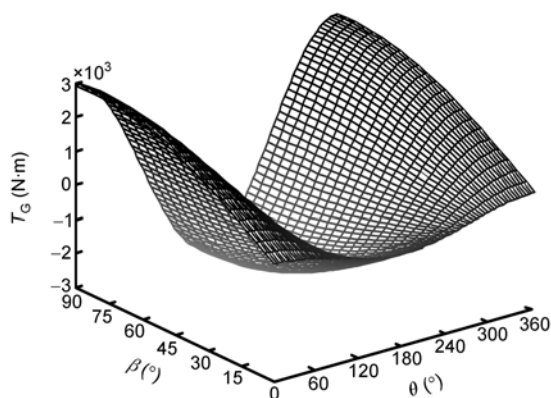


图 12 重力引起的变桨距载荷分布曲面

距角越大, T_G 的幅值也越大. T_G 大小与叶轮转速, 来流风速无关, 与重心位置和叶片位置角相关. 从图中可知, 在节距角 β 从 0° 变化至 90° 过程中, 重力引起的变桨距载荷 T_G 在位置角 $\theta=0^\circ$ 时, 从 $360 \text{ N}\cdot\text{m}$ 增加至 $2900 \text{ N}\cdot\text{m}$, 在位置角 $\theta=45^\circ$ 时, 从 $220 \text{ N}\cdot\text{m}$ 增加至 $2070 \text{ N}\cdot\text{m}$, 在位置角 $\theta=90^\circ$ 时, 从 $-50 \text{ N}\cdot\text{m}$ 变化至 $6 \text{ N}\cdot\text{m}$, 在位置角 $\theta=180^\circ$ 时, 从 $-360 \text{ N}\cdot\text{m}$ 增加至 $-2900 \text{ N}\cdot\text{m}$ (负号代表方向).

将 3 种载荷进行综合, 得到的变桨距载荷 T_l 沿位置角 θ 、节距角 β 分布曲面, 如图 13 所示. 图中叶轮转速 $\omega=2.09 \text{ rad/s}$, 来流风速 $V_1=12 \text{ m/s}$, 离心力引起的变桨距载荷 T_C 按叶轮锥角 $\gamma=5^\circ$ 时取值. 从图 13 中可以看出, 变桨距载荷 T_l 在叶轮旋转一周过程中, 具有相似余弦曲线的变化趋势. 在节距角 $\beta=0^\circ$ 时, T_l 的最大值和最小值分别为 $1540 \text{ N}\cdot\text{m}$ 和 $800 \text{ N}\cdot\text{m}$; 在节距角 $\beta=40^\circ$ 时, 其反向最小值和最大值分别为 $-1340 \text{ N}\cdot\text{m}$

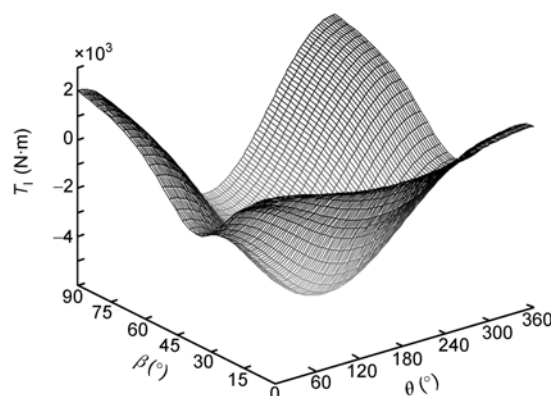


图 13 变桨距载荷分布曲面

和 $-5600 \text{ N}\cdot\text{m}$; 在节距角 $\beta=90^\circ$ 时, 其正向最大值和反向最大值分别为 $2050 \text{ N}\cdot\text{m}$ 和 $-3800 \text{ N}\cdot\text{m}$. 在节距角 $\beta=40^\circ$ 时, 位置角 $\theta=177^\circ$ 时, 曲面有反向最大值, $-5600 \text{ N}\cdot\text{m}$; 在在节距角 $\beta=90^\circ$ 时, 位置角 $\theta=0^\circ$ 时, 有曲面正向最大值, $1540 \text{ N}\cdot\text{m}$.

不考虑风切变、塔架等因素影响, 在叶轮转速, 来流风速和节距角一定时, 叶片在旋转过程中, 处于不同位置时受到的离心力和气动力大小均不变, 虽然其方向随叶片位置角时刻变化, 但并不会引起相应变桨距载荷方向的变化. 这是因为离心力和气动力产生变桨距载荷的影响因素中均不含叶片旋转位置角. 虽然在旋转过程中, 重力的大小和方向不变, 但其引起的变桨距载荷大小和方向均会发生变化, 这是由于重力与变桨距轴线夹角随旋转位置时刻变化引起的. 这样, 变桨距载荷 T_l 大小由 T_C , T_Z 以及 T_G 决定, 而其随位置角 θ 的变化幅度由 T_G 决定, 故叶轮旋转一周过程中变桨距载荷波动呈相似余弦曲线变化. 从图 13 中也可以看出变桨距载荷随节距角的变化幅度较大, 这是由于节距角的变化对离心力、气动力及重力产生的变桨距载荷均有较大影响: 离心力和重力产生的变桨距载荷随节距角的变化单调变化, 而气动力产生的变桨距载荷随节距角的变化呈凹曲线变化. 变桨距载荷 T_l 随节距角 β 的变化由 T_C , T_Z 以及 T_G 共同决定, 因此其变化趋势是三者综合影响的结果.

4 结论

以电动变桨距系统为研究对象, 对大型风电机组变桨距过程中因离心力引起的变桨距载荷、气动力引

起的变桨距载荷、重力引起的变桨距载荷等进行深入研究. 文中提供的水平轴式风电机组变桨距载荷计算思路与方法, 具有一定普适性, 为便于说明, 以某 29 m 三叶 1.2 MW 水平轴式风电机组为例进行了计算, 并对各种载荷进行了独立和综合的计算与特性分析.

计算结果分析表明: 离心力引起的变桨距载荷与叶片质心位置密切相关, 受叶轮转速、锥角的影响

较大; 气动力引起的变桨距载荷受叶轮转速、来流风速、弦长和压力中心与变桨距轴线的相对位置等影响; 重力引起的变桨距载荷与重心位置和叶片位置角相关, 呈余弦规律变化. 在叶轮转速, 来流风速和节距角一定时, 叶轮旋转一周过程中变桨距载荷波动呈相似余弦曲线变化, 在不同节距角条件下波动幅值差异较大.

参考文献

- 1 Ackermann T, Soder L. Wind energy technology and current status: A review. *Renew Sust Energ Rev*, 2000, 21: 315—374
- 2 林勇刚, 李伟, 崔宝玲, 等. 电液比例变桨距风力机节距角变化率研究. *浙江大学学报*, 2008, 42(2): 193—196
- 3 Ervin B. Further load reductions with individual pitch control. *Wind Energ*, 2005, 8: 481—485
- 4 Ervin B. Individual blade pitch control for load reduction. *Wind Energ*, 2003, 6: 119—128
- 5 Garrad Hassan and Partners Ltd. GH Bladed Theory Manual, 2005. 33—36
- 6 Selvam K, Kanev S, van Wingerden J, et al. Feedback-feedforward individual pitch control for wind turbine load reduction. *Int J RNC*, 2008, 19: 72—91
- 7 Selvam K. Individual pitch control for large scale wind turbine. Dissertation of master degree. Delft : Delft University of Technology, 2007. 13—18
- 8 林勇刚, 李伟, 陈晓波, 等. 大型风力发电机组独立桨叶控制系统. *太阳能学报*, 2005, 26(6): 780—786
- 9 郭洪澈. 兆瓦级风电机组独立变桨控制技术研究. 博士学位论文. 沈阳: 沈阳工业大学, 2008. 30—34
- 10 林勇刚. 大型风力机变桨距控制技术研究. 博士学位论文. 杭州: 浙江大学, 2005. 35—39