

风电机组变桨系统载荷特性研究

高俊云^{1,2}, 杨兆建¹

(1. 太原理工大学机械工程学院, 太原 030024; 2. 太原重工股份有限公司技术中心, 太原 030024)

摘 要: 以某3 MW风电机组为研究对象,对风电机组变桨系统非线性特性进行研究,证明变桨控制器增益与桨距角为反比例关系。使用GH Bladed软件建立变桨系统载荷计算仿真模型,对正常发电、紧急停机等多种工况下变桨驱动载荷进行仿真,分析不同工况下变桨驱动载荷的变化规律,说明由叶片载荷产生的变桨轴承摩擦扭矩在变桨驱动载荷中占有重要比例。提出基于多工况综合分析的变桨驱动电机选择方法。

关键词: 风电机组; 变桨系统; 载荷特性; 摩擦扭矩; 非线性

中图分类号: TK83

文献标识码: A

0 引 言

变桨系统是现代大型风电机组重要组成部分,作为功率控制和转速控制的执行机构,对机组的运行和安全起到至关重要的作用^[1]。通过变桨,调整气流对叶片翼型的攻角,从而改变叶片气动性能,使机组输出功率在高风速下维持在额定值,并改善叶片和整机的受力状况。

变桨载荷是变桨机构设计和选型的基础及依据。目前,相关研究大都集中于风电机组先进变桨控制策略和变桨控制器设计分析,对变桨载荷变化特性及分析的研究则较少。叶杭冶等^[2]通过变桨控制器的设计,对变桨距控制系统的动力学问题进行研究;文献[3,4]对独立变桨控制降低机组疲劳载荷进行研究;戴巨川等^[5]对变桨载荷计算数学模型进行了研究。但文献[2~5]并未考虑风载的湍流特性和控制系统对变桨载荷的影响及其变化规律。本文以某3 MW双馈风电机组为研究对象,对变桨系统非线性特性进行研究,使用GH Bladed软件建立变桨系统载荷计算数学模型,按照相关规范对机组载荷进行计算,分析研究正常发电、紧急停机等不同工况下变桨载荷特性,以及变桨轴承摩擦扭矩对变桨驱动载荷的影响,提出基于多工况综合分析的变桨驱动电机选

择方法。

1 变桨系统非线性特性分析

根据空气动力学理论^[6,7]可知,风轮从风能中捕获的功率 P 为:

$$P = \frac{1}{2} \rho v^3 S C_p(\lambda, \beta) \quad (1)$$

式中, ρ ——空气密度; v ——来流风速; S ——风轮面积; $C_p(\lambda, \beta)$ ——风能利用系数; λ ——尖速比; β ——桨距角。

尖速比 λ 是叶片的叶尖圆周速度与来流风速之比:

$$\lambda = \frac{2\pi R n}{v} = \frac{\omega R}{v} \quad (2)$$

式中, n ——风轮转速; ω ——风轮角频率; R ——风轮半径。

根据风电机组叶片的空气动力特性,风能利用系数 C_p 是尖速比 λ 和桨距角 β 的函数^[6]。由式(1)可知,对于确定风速,风轮捕获的功率由风能利用系数 $C_p(\lambda, \beta)$ 决定,而风能利用系数 C_p 与尖速比 λ 、桨距角 β 呈非线性关系,见图1。可见,在不同桨距角 β 下, C_p - λ 曲线具有基本相同的变化规律,在某一尖速比下,对应的风能利用系数最大;在叶片桨距角 $\beta=0^\circ$ 附近,风能利用系数相对最大,不管

收稿日期: 2016-12-19

基金项目: 山西省科技重大专项(20111101046); 国际科技合作专项项目(2015DFE62800)

通信作者: 高俊云(1965—), 男, 博士研究生、教授级高级工程师, 主要从事机械动态测试与分析、机械故障诊断及风电机组载荷计算分析方面的研究。13834119670@139.com

尖速比如何变化,仅存在唯一的风能利用系数最大值 C_{pmax} ,且仅有约 0.5^[7];随着桨距角 β 不断增大,风能利用系数迅速减小。

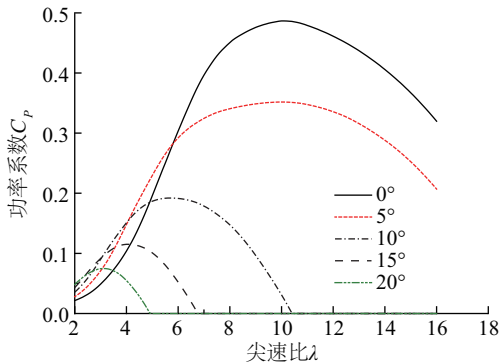


图1 不同桨距角 β 下的 C_p - λ 曲线

Fig. 1 C_p - λ curves for different pitch angles β

在同一风速下,随着桨距角 β 的增大,由于功率系数 C_p 的降低,叶片吸收的风能减小,风轮气动扭矩 Q_a 也随之减小,即 $\partial Q_a / \partial \beta < 0$ 。当风速增大时,随桨距角 β 不断增大而引起的风轮气动扭矩的下降率也不断增大,如图 2 为使用 GH Bladed 软件^[8]对 3 MW 风电机组建模、计算得到的不同桨距角下风轮气动扭矩相对桨距角的变化率曲线。

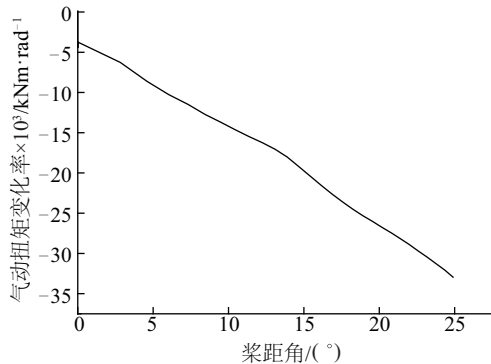


图2 不同桨距角下风轮气动扭矩相对桨距角的变化率

Fig. 2 Ratio of rotor aerodynamic torque to pitch angle at different pitch angles

根据图 2 可得:

$$\left(\frac{\partial Q_a}{\partial \beta} \right) \approx k\beta + C, \quad k < 0 \quad (3)$$

式中, k ——风轮气动扭矩相对桨距角变化率曲线斜率; C ——风轮气动扭矩相对桨距角变化率曲线截距。

由式(3)可知,风轮气动力矩对桨距角变化的灵敏度 $\partial Q_a / \partial \beta$ 的绝对值随桨距角增大而增大,体现

了变桨系统的非线性特点。为保证变桨控制系统具有良好的动态响应和稳定裕度,必须在控制器中对不同桨距角下的增益进行调节,即设置 1 个随桨距角变化的增益表。一般的变桨控制采用 PI 控制器,为了避免由于传动链扭振产生的转速波动而引起不必要的变桨,以及减小高频干扰信号的影响,控制器中还包括 1 个带阻滤波器和 1 个低通滤波器。

图 3 为对机组模型线性化,使用 Matlab 对变桨控制器进行设计得到的不同桨距角下的变桨 PI 控制器比例系数 K_p 变化曲线。可见,变桨控制器增益与桨距角为反比例关系。

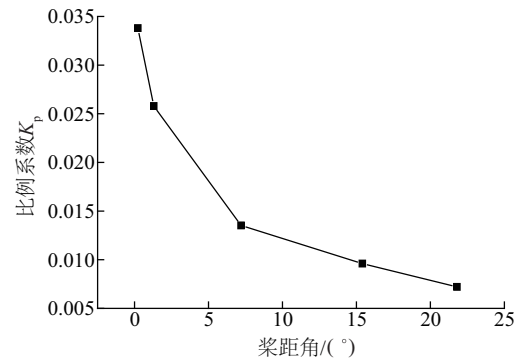


图3 不同桨距角下变桨PI控制器比例系数 K_p

Fig. 3 Proportionality factor K_p of pitch PI controller at different pitch angles

2 变桨系统及载荷计算数学模型

风电机组变桨系统由变桨控制器、变桨驱动器(变桨电机、传动系统)构成^[9],图 4 所示为电动变桨距传动系统结构。其工作原理为:根据变桨控制器发出的变桨需求指令,驱动变桨电动机,经过变桨减速器,最后由变桨小齿轮将变桨扭矩传递至变桨轴承内齿圈上,从而带动与变桨轴承的内圈相连接

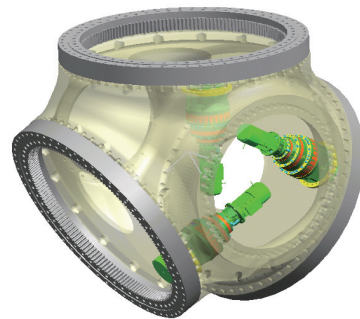


图4 电动变桨距传动系统结构图

Fig. 4 Driving system sketch of electrical pitch system

的叶片一起旋转,改变叶片桨距角到所需的角速度,由编码器测量桨距角的实际变化值并进行反馈,实现变桨系统的闭环控制。

设变桨电机输出转矩为 T_i ,变桨系统总效率为 η ,传递至变桨轴承内齿圈上的驱动转矩为 T_o ,变桨系统总速比为 i ,若忽略变桨驱动的转动惯量,则有:

$$T_o = i\eta T_i \quad (4)$$

叶片在变桨过程中,随着风速的变化,变桨速度不断变化,由于叶片的惯量较大,会产生较大的惯性载荷。若叶片及变桨轴承摩擦传递至变桨轴承内齿圈上的变桨扭矩(阻力矩)为 T ,根据变桨电机、传动系统和叶片的力矩平衡关系,则有:

$$T_o - T = J \frac{d\omega'}{dt} \quad (5)$$

式中, J ——叶片相对变桨轴线的转动惯量;
 ω' ——叶片转动的角速度; $\frac{d\omega'}{dt}$ ——叶片转动的角加速度。

根据风电机组叶片空气动力学和变桨系统运动学分析,变桨驱动需克服的变桨力矩 T 是多项不同来源和不同性质的扭矩载荷相互叠加之和。主要包括:

1)气动扭矩 T_a 。叶轮转动过程中,叶片受到气动力 F ,由于该气动力的作用点与变桨轴线不重合,就会产生变桨扭矩分量 T_a 。

2)重力产生的扭矩 T_g 。由于预弯等因素的影响,叶片的重心并不在变桨轴线上,且在机组工作过程中叶片重心随叶片的变形而发生变化。叶片的旋转也会产生正弦变化的重力载荷。因此,叶片自身所受的重力就会产生变桨扭矩分量 T_g 。

气动扭矩 T_a 及重力产生的扭矩 T_g 合成为叶片根部作用于变桨轴承的变桨扭矩分量 T_{ag} 。

3)变桨轴承摩擦力矩 T_f 。机组运行过程中,叶片根部所受的弯矩、轴向载荷及径向载荷等,会在变桨轴承中产生较大的摩擦力矩。根据理论推导和经验,对于四点接触球轴承,一般可按式(6)计算变桨轴承的摩擦力矩 T_f [9,10]:

$$T_f = \frac{\mu}{2} (4.4 \cdot M_k + F_z \cdot D_L + 2.2 \cdot 1.73 \cdot F_r \cdot D_L) + C' \quad (6)$$

式中, M_k ——叶片根部合成弯矩; F_z ——轴向载荷;

F_r ——径向载荷; D_L ——变桨轴承滚道直径;
 μ ——摩擦系数; C' ——轴承静摩擦力矩。

在实际的变桨过程中,变桨扭矩 T 是以上 3 种载荷之和,即:

$$T = T_a + T_g + T_f \quad (7)$$

3 不同工况变桨驱动载荷特性分析

根据某 3 MW 风电机组的实际结构,在 GH Bladed 软件中建立机组(叶片、塔筒、主传动系统、变桨系统、偏航系统等)仿真模型,并进行机组动力学特性分析和外部控制器设计。这样,载荷仿真计算时不仅考虑机组的实际结构参数,而且考虑控制系统对机组运行和载荷的影响。

为了全面了解变桨系统载荷特性,合理选择变桨驱动电机,按照 IEC 61400-1 [11] 规范对正常发电、故障、停机等多种工况下变桨距载荷进行计算分析。

3.1 正常发电工况

在正常发电工况(DLC1.2)下,由于风速和风向的变化,变桨角度和变桨速度在一定范围内变动,变桨扭矩、变桨轴承摩擦力矩等也会发生相应的变化,具有随机、脉动变化的特征,如图 5 所示。

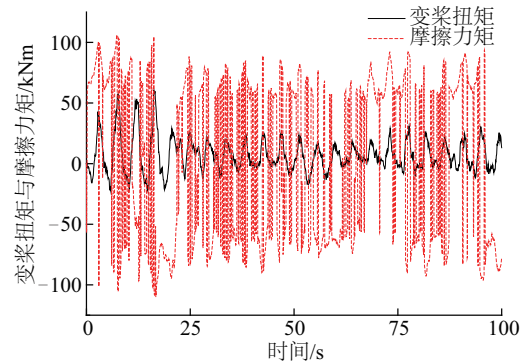


图5 平均风速 12 m/s 时变桨扭矩与摩擦力矩对比

Fig. 5 Pitch torque and friction torque at average wind speed of 12 m/s

如表 1 所示,在额定风速(12 m/s)附近,由于叶片根部所受倾覆力矩载荷最大,所产生的变桨轴承摩擦力矩也最大,且在总的变桨扭矩中占有较大的比例;随着风速的提高,叶片根部所受倾覆力矩载荷逐渐减小,所产生的变桨轴承摩擦力矩也逐渐减小。

表1 不同风速下变桨扭矩与摩擦力矩的均方根值

Table 1 The RMS values of pitch torque and friction torque at different wind speed

风速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	变桨扭矩 分量 T_{eq}/Nm	摩擦力矩 T_f/Nm	$(T_f/T)/$ %
12	15336.70	70109.50	82.05
14	16923.30	64593.00	79.24
16	19221.00	58260.70	75.19
18	24724.10	52527.10	68.00
20	27491.60	48811.80	63.97
22	32119.00	45463.40	58.60
24	33561.60	43405.70	56.39

3.2 故障工况及停机工况

在故障工况(DLC2.1、DLC2.2)或紧急停机工况(DLC5.1)下,叶片以最大变桨速度顺桨,会在短时间内产生较大的变桨扭矩,变桨开始时,具有明显的冲击特性,如图6所示。在极限风速,机组空转(DLC6.1、DLC6.2)或停机工况(DLC7.1)下,叶片处于顺桨状态,变桨驱动制动器处于闭合状态,为保证机组安全,必须保证叶片不能发生滑动。

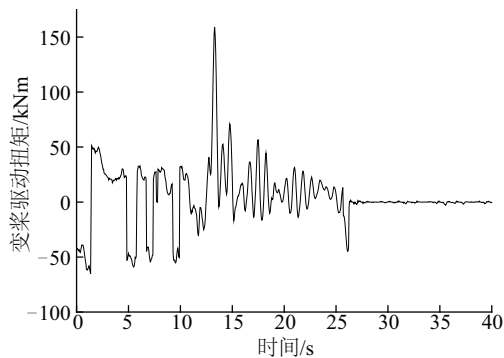


图6 紧急停机过程中变桨驱动扭矩变化曲线

Fig. 6 Curve of pitch driving torque during emergency stop

4 变桨驱动电机选择方法

变桨驱动作为变桨系统的主要部件,对变桨系统的正常工作起到重要作用。如果变桨系统驱动能力不足,就无法达到理想的变桨效果,特别是在极端风况或当机组发生故障时,若无足够的变桨驱动能力或制动能力,将可能产生风轮飞车、机组损毁的严重后果。

为合理选择变桨驱动电机,根据变桨驱动载荷

特性的分析,需对多工况下变桨扭矩进行综合分析。

1)根据正常发电工况,额定风速以上不同风速下的10 min 仿真时间序列,得到变桨速度平均值和变桨驱动扭矩均方根值,用于变桨驱动电机额定扭矩的选择。通过计算可知,额定风速附近变桨驱动的均方根值最大,该值可用于额定扭矩的选取。

2)根据故障工况和紧急停机工况,不同风速下的仿真时间序列,得到变桨驱动扭矩3 s 均方根值的最大值,并考虑适当的安全系数,用于变桨驱动电机峰值扭矩的选择,保证变桨驱动电机有足够的短时过载能力。

3)根据空转工况或停机工况,极端风速时下的10 min 仿真时间序列,得到停机或空转工况下的变桨驱动扭矩峰值,用于变桨驱动制动器的选择,保证变桨电机应有足够的制动能力。

根据上述载荷,并考虑风场海拔高度等其他因素,可提出用于变桨驱动电机选择的载荷规范,以选择合适的变桨驱动电机,并对变桨机构零部件进行强度校核。

5 结 论

1)本文以某3 MW 风电机组为对象,对变桨系统非线性特性进行研究,证明了变桨控制器增益与桨距角为反比例关系;

2)建立变桨驱动载荷计算数学模型,对变桨系统载荷随风速变化的规律进行分析,说明变桨轴承摩擦扭矩是变桨驱动载荷的主要部分;

3)分析不同工况下变桨驱动载荷特性,提出基于多工况综合分析的变桨驱动电机选择方法。

[参考文献]

- [1] 姚兴佳. 风力发电机组理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013, 293—303.
- [1] Yao Xingjia. Wind turbine generator system theory and design [M]. Beijing: China Machine Press, 2013, 293—303.
- [2] 叶杭冶, 潘东浩. 风电机组变速与变桨距控制过程中的动力学问题研究[J]. 太阳能学报, 2007, 28(12): 1321—1328.
- [2] Ye Hange, Pan Donghao. Dynamic analysis of variable speed and pitch controlled wind turbines [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2007, 28(12): 1321—1328.

- [3] Bossanyi E A. Individual blade pitch control for load reduction[J]. Wind Energy, 2003, 28(6): 119—128.
- [4] 应 有, 许国东, 潘东浩, 等. 大型风电机组独立变桨控制技术研究[J]. 太阳能学报, 2011, 26(6): 891—896.
- [4] Ying You, Xu Guodong, Pan Donghao, et al. Individual pitch control for large scale wind turbine[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2011, 32(6): 891—896.
- [5] 戴巨川, 胡燕平, 刘德顺, 等. 大型风电机组变桨距载荷计算与特征分析[J]. 中国科学: 技术科学, 2010, 40(7): 778—785.
- [5] Dai Juchuan, Hu Yanping, Liu Deshun, et al. Calculation and characteristics analysis of blade pitch loads for large scale wind turbines[J]. Science China: Technological Sciences, 2010, 40(7): 778—785.
- [6] 贺德馨. 风工程与工业空气动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006, 80—153.
- [6] He Dexin. Wind engineering and industry aerodynamics [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2006, 80—153.
- [7] 叶杭冶. 风力发电机组监测与控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015, 28—36.
- [7] Ye Hangye. Monitor and control of wind turbine [M]. Beijing: China Machine Press, 2015, 28—36.
- [8] Bossanyi E A. GH Bladed user manual[M]. UK: Garrad Hassan and Partners Limited, 2010, 57—59.
- [9] 李秀珍, 王 骢, 韩德海, 等. 风电机组变桨轴承摩擦力矩特性的实验研究[J]. 机械传动, 2012, 36(8): 34—36.
- [9] Li Xiuzhen, Wang Dian, Han Dehai, et al. Test research of pitch bearing's friction torque characteristics in wind turbine[J]. Journal of Mechanical, 2012, 36(8): 34—36.
- [10] National Renewable Energy Laboratory. Wind turbine design yaw and pitch rolling bearing life[R]. NREL/TP-500-42362, 2009.
- [11] IEC 61400-1, Wind turbines-Part1: Design requirements (3rd Ed.) [S].

STUDY ON PITCH SYSTEM LOAD CHARACTERISTICS OF WIND TURBINE

Gao Junyun^{1,2}, Yang Zhaojian¹

(1. College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China

2. Technology Centre of Taiyuan Heavy Industry Co., Ltd., Taiyuan 030024, China)

Abstract: This study aimed to investigate the load characteristics of wind turbine pitch system. Taking a 3 MW wind turbine as the research object, the nonlinear characteristics of wind turbine pitch system were analyzed. Based on the load analysis to pitch system, the load simulation modal of pitch system was built using GH Bladed software. By the simulation to the pitch driving loads at normal production conditions, emergency stop conditions, et al, the change rules of the pitch driving loads were revealed. The result show that pitch bearing friction torque is the main part in total pitch driving torque during power production. Besides, a pitch driving motor selection method based on multi-load cases is proposed.

Keywords: wind turbine; pitch system; load characteristics; friction torque; nonlinearity