

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.02.021

风力机柔性制动系统设计与仿真*

鲍先兵 林勇刚 李伟 鲁效平 杨灿军

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室,杭州 310027)

【摘要】 在分析风力机制动数学模型的基础上,设计了柔性制动系统,搭建了半物理混合仿真实验台,并在实验台上进行了风力机柔性制动模拟仿真实验。实验结果表明,风力机正常停机时,柔性制动系统通过改变 PLC 的 PWM 输出控制高速开关阀通断时间,从而调节制动力,完成柔性制动过程,可以使叶轮转速下降平缓,风力机齿轮箱扭矩波动减小。

关键词: 风力机 柔性制动 半物理仿真 制动力

中图分类号: TK83 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)02-0104-04

Simulation Experiment on Wind Turbine Soft Braking

Bao Xianbing Lin Yonggang Li Wei Lu Xiaoping Yang Canjun

(State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract

A soft braking system was designed based on the mathematic model of wind turbine braking, and a semi-physical simulation test-bed for wind turbine was really formed. Analog simulation experiment for wind turbine soft braking was performed on the test-bed. Experiment results indicated that, when the wind turbine was regularly stopped, soft braking controls the high-speed switch valve on-off time by means of varying the PWM output of PLC, to adjust brake force through, which can make rotor speed fall down gently and minish the gearbox torque wave.

Key words Wind turbines, Soft braking, Semi-physical simulation, Brake force

引言

由于能源紧缺问题越来越严重,风能作为可再生、无污染的能源在能源结构中占有越来越重要的地位,风力机也日趋大型化。制动系统是风力机的关键部件之一,是机组安全保障的重要环节^[1]。目前国内风力机组的齿轮箱、桨叶、塔架、发电机组等均可国产化,但液压制动系统仍完全依靠进口。传统制动设计要求在极限风速、规定时间内完成制动,所需制动油缸内弹簧力相对较大。制动时,无论风速、叶轮转速如何,始终将如此大的制动力作用在制动盘上,因而存在机械振动大、齿轮箱经常过载、制动片磨损加快等缺点。在大中型风力机中以上问题

尤其明显,因此,许多风电厂家对机械制动进行了改进。如 HAVE 公司采用换向和减压阀结合,正常停机时,减压油通过减压阀减压以使较低的油压缓慢制动,而紧急停机时,通过换向阀切换,以全部油压快速制动。这种方法在一定程度上柔化了制动过程,但由于风速瞬息变化,风大、风小时制动,主轴承承受的扭矩都不相同,因此这种简单的两级制动方法无法完全解决传统制动存在的问题。

在分析风力机传统制动过程的基础上,结合风力机制动数学模型,设计柔性制动液压系统,搭建可进行实时仿真实验的半物理混合仿真实验台,并在此实验台上进行柔性制动实验,以验证柔性制动的合理性。

收稿日期:2009-05-14 修回日期:2009-09-08

* 国家自然科学基金资助项目(50735004)、国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2007AA05Z418)和浙江省科技攻关项目(G20080172)

作者简介: 鲍先兵,博士生,主要从事风力机制动及变桨距控制技术研究,E-mail: strong107@163.com

通讯作者: 林勇刚,副研究员,主要从事风能及海流能发电技术研究,E-mail: yglin@zju.edu.cn

1 柔性制动原理

根据风力机特性数学模型,可计算风力机输入扭矩 [2]

$$T_i = \frac{1}{2} \rho \pi C_T(\lambda) v^2 R^3 \quad (1)$$

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

$$C_T(\lambda) = \frac{1}{\lambda} C_p(\lambda) \quad (3)$$

式中 ρ ——空气密度 ω ——叶轮转速

v ——叶轮上游平均风速

λ ——尖速比 R ——叶轮半径

C_p ——风能利用系数

C_T ——转矩系数

风力机的风能利用系数 C_p 与尖速比 λ 和桨叶的节距角 β 有关。该方法给定了任一时刻风力机的输入扭矩 T_i ,它是风速 v 和叶轮转速 ω 的函数

$$T_i = T(\omega, v) \quad (4)$$

风力机传动系统模型如图 1 所示。从图中可以得出风力机力矩传递关系

$$T_i = T_g + T_s + T_r = T_g + \mu F_N r + T_r \quad (5)$$

式中 T_g ——齿轮箱扭矩

T_s ——制动力矩

T_r ——发电机反力矩

μ ——制动片摩擦因数

F_N ——制动盘上的正压力,即制动力

r ——制动盘半径

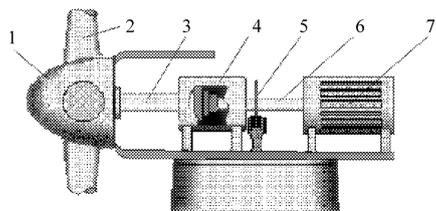


图 1 风力机传动系统模型

Fig. 1 Simple transmission agent model of wind turbine

- 1. 轮毂 2. 叶片 3. 低速轴 4. 齿轮箱 5. 制动盘 6. 高速轴
- 7. 发电机

风力机制动时是脱网工作的,因而发电机反力矩 T_r 在风机制动时基本为零,结合式(4)和式(5)得出齿轮箱扭矩 $T_g = T(\omega, v) - \mu F_N r$ 。可以看出,虽然齿轮箱扭矩不能直接控制,但是一旦风力机设计好,选好盘式制动器,即固定 R, r ,在短时间制动时 μ 可近似看作不变,而制动力 F_N 是可以通过其他控制系统进行控制。制动过程中,可以根据风速和叶轮转速的变化调节制动力 F_N ,进而控制齿轮箱扭矩 T_g ,使得风力机在制动过程中风轮转速平缓减

小并使齿轮箱扭矩的波动最小,从而达到最佳制动效果,也就是柔性制动过程。

2 柔性制动系统设计

传统风力机制动系统中,通过机械制动换向阀的通断实现对液压缸的控制,其换向阀采用二位三通普通换向阀。如图 2 所示,它不具有可调节性,因此整个制动过程中恒定的制动力始终作用在主轴上,齿轮箱的扭矩波动会很大。

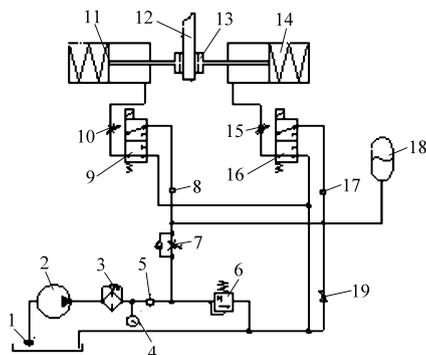


图 2 传统制动液压系统

Fig. 2 Traditional braking hydraulic system

- 1. 滤油器 2. 液压泵 3. 精滤油器 4. 压力表 5, 8, 17. 单向阀
- 6. 溢流阀 7. 单向节流阀 9, 16. 机械制动换向阀 10, 15. 节流阀
- 11, 14. 液压缸 12. 制动盘 13. 制动片 18. 蓄能器 19. 手动截止阀

参考传统风力机制动控制过程,为了实现对制动力的有效调节,使齿轮箱扭矩的波动减小,考虑液压力缸液压力可调性以及节能、安全等方面的因素,设计了如图 3 所示的柔性制动液压系统 [3-4]。

相对于传统制动液压系统,柔性制动液压系统

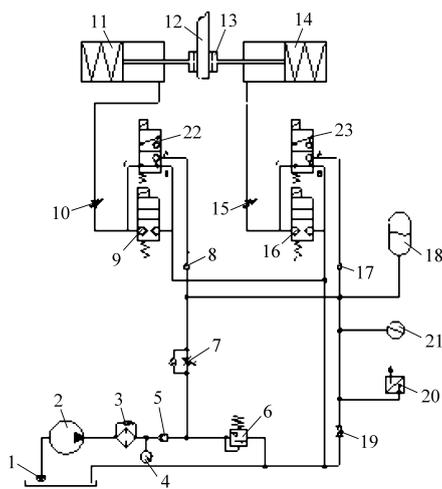


图 3 柔性制动液压系统

Fig. 3 Soft braking hydraulic system

- 1. 滤油器 2. 液压泵 3. 精滤油器 4, 21. 压力表 5, 8, 17. 单向阀
- 6. 溢流阀 7. 单向节流阀 9, 16. 机械制动换向阀 10, 15. 节流阀
- 11, 14. 液压缸 12. 制动盘 13. 制动片 18. 蓄能器 19. 手动截止阀 20. 压力传感器 22, 23. 高速开关阀

采用了零泄漏的高速开关阀和零泄漏的机械换向阀。高速开关阀可以实现对制动力的调节,零泄漏能有效解决传统制动系统中存在的液压卡塞现象。

如图3所示,由液压缸、节流阀、机械制动换向阀、高速开关阀和单向阀组成两组克服弹簧力驱动制动片运动的控制回路,系统通过PLC(可编程逻辑控制器)的PWM(脉宽调制占空比)输出控制两个高速开关阀通断时间,从而调节两个液压缸的油压。常态下,高速开关阀始终处于失电状态,液压缸依靠弹簧力制动。风力机正常运行时,泵启动给系统供油,同时高速开关阀得电,油液通过高速开关阀给液压缸供油;液压力克服液压缸弹簧力,抬升制动片,使得主轴正常运转。当压力表(编号21)检测到压力值达到蓄能器最大值时,泵停止工作,系统由蓄能器供油,实现节能作用。

正常停机时,风力机先由变桨距系统实行变桨控制,叶轮转速会迅速下降,当叶轮转速下降到设定值时,主控制器发出制动信号,切入柔性制动系统。PLC根据制动时间要求(如正常制动、紧急制动、故障制动等),结合采集到的风速信号和主轴转速,与预先设定的速度-时间曲线比较,通过PID调节PLC的PWM输出来控制高速开关阀的通断时间。如果高于预设的速度,则缩短高速开关阀的通电时间,使油缸压力下降,这样在弹簧力作用下制动,使得转速接近预设值;反之,则延长高速开关阀通电时间,液压缸油压上升,压迫弹簧抬升制动片,使得转速接近预设值。整个过程中,由于节流阀的作用液压缸压力缓慢下降,在一定程度上增加了制动过程的柔性。

制动过程中如高速开关阀出现故障,致使系统压力不能调节,或出现紧急情况(如大风等)需马上停机时,由机械制动换向阀实现系统紧急卸荷^[5]。

3 半物理仿真

3.1 半物理仿真实验台

为确保所设计的制动合理、可靠,在安装前对其进行实验检测。结合传统制动系统,设计制造了一套柔性制动系统的半物理仿真实验台,实验台结构原理如图4所示。整个仿真平台分成风力机(数字)模型单元、控制器(真机)、液压控制系统(真机)、执行机构(真机)^[5]4部分。

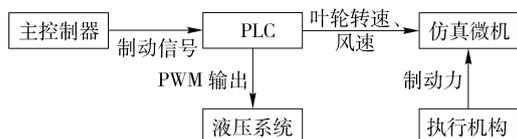


图4 实验台结构框图

Fig.4 Test-bed construction

3.2 半物理仿真数学建模

根据图3中所述的液压系统原理,可以对其中一组液压控制制动回路进行建模^[6]。高速开关阀通过PLC输出PWM控制。通过高速开关阀的流量为

$$Q_{\text{valve}} = \tau Q_0 \quad (6)$$

式中 Q_{valve} ——流出电磁阀的流体流量

τ ——脉宽调制输出占空比

Q_0 ——高速开关阀额定流量

从流体力学角度,忽略流体的粘性和可压缩性,通过高速开关阀的流量为

$$Q_{\text{valve}} = C_q A_{x\text{max}} \sqrt{2(p_0 - p_1)/\rho_1} \quad (7)$$

式中 C_q ——高速开关阀流量系数

$A_{x\text{max}}$ ——最大阀口通流面积

p_0 ——流入高速开关阀阀口的流体压力

p_1 ——流出高速开关阀阀口的流体压力

ρ_1 ——油液密度

结合可调节型节流阀的特性,得出通过节流阀的流量为

$$q = C_d A_x \sqrt{2(p_3 - p_4)/\rho_1} \quad (8)$$

式中 C_d ——节流阀流量系数

A_x ——阀口通流面积函数,与阀开度 x 有关

p_3 ——流入节流阀阀口的流体压力

p_4 ——流出节流阀阀口的流体压力

将节流阀开度调节合适后, q 值固定。液压缸为一个压力-制动力转换环节

$$F_N = p_2 A_h \quad (9)$$

式中 p_2 ——流入液压缸的流体压力

A_h ——液压缸活塞杆有效面积

上式中 $p_1 = p_3, p_2 = p_4$ 。结合式(5)~(8)和图4可得出半物理仿真流程框图如图5所示。

3.3 半物理仿真控制

近年来,控制理论迅速发展,出现了许多先进的控制算法,但目前实际应用最多的仍是常规的PID控制算法。考虑到工程性和实用性,本系统采用PID控制^[7]。

柔性制动半物理仿真控制过程如下:PLC控制器接收到主控制器发出的制动信号,根据仿真微机提供的叶轮转速、风速信号,与预先设定的速度-时间曲线比较,通过PID控制调节PLC输出脉冲的占空比,控制高速开关阀的通断时间,从而控制制动力,实现盘式制动器的松闸和卡紧,完成柔性制动过程。仿真微机内部存有GH公司的风力机专业设计软件Bladed,通过Bladed内的外部控制器提供的接口,结合用户按照Bladed软件编写要求自行编写的动态连接库(.dll文件),实现Bladed软件与外部

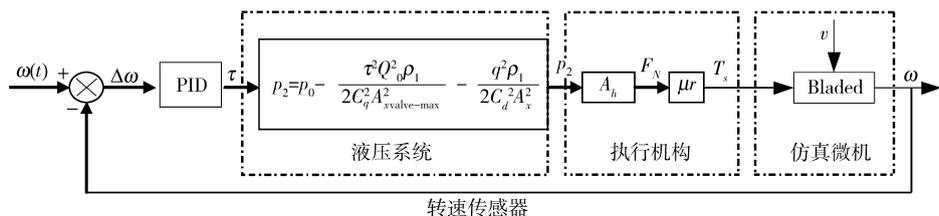


图 5 半物理仿真流程框图

Fig. 5 Semi-physical simulation flow chart

信号之间的实时数据交换。将收集到的制动力信号传入 Bladed 软件内,结合 Bladed 内预先设计好的 1.5 MW 的风力机模型,同时根据设定的风速进行实时仿真,从而得到齿轮箱的扭矩,并向 PLC 输出此时仿真得到的风速和转速信号,PLC 控制器再根据得到的风速和转速信号对制动系统进行调节,实现实时控制过程。

实验台按照 MW 级风力机进行设计,半物理仿真采用了德国 Nordex 公司 S70/1 500 kW 风力机组的相关数据,其中风轮直径 70 m、风轮扫及面积 3 848 m²、额定风速 15 m/s、额定功率 1 500 kW。利用 Bladed 软件模拟实际风机运行工况,风力机正常停机时,通过变桨距控制使得叶轮转速下降,当叶轮

转速下降到 6 m/s 时,切入主轴制动,直至风机完全停止;当遇到大风(风速 25 m/s 左右)时,风力机实行紧急制动停机。通过观察风力机正常制动和紧急制动过程中叶轮转速和齿轮箱扭矩的变化,验证柔性制动系统的合理性。

图 6 为正常风速下,风力机正常制动过程中叶轮转速和齿轮箱扭矩的变化曲线。柔性制动过程中,叶轮转速下降较传统制动方式缓慢,制动时间稍长。传统制动方式下,齿轮箱扭矩波动较大;柔性制动过程中齿轮箱的扭矩波动明显减小,制动效果大幅度提高。这对于降低齿轮箱的扭矩疲劳损失十分有利,可以有效提高齿轮箱使用寿命,提高风力机组运行的稳定性。

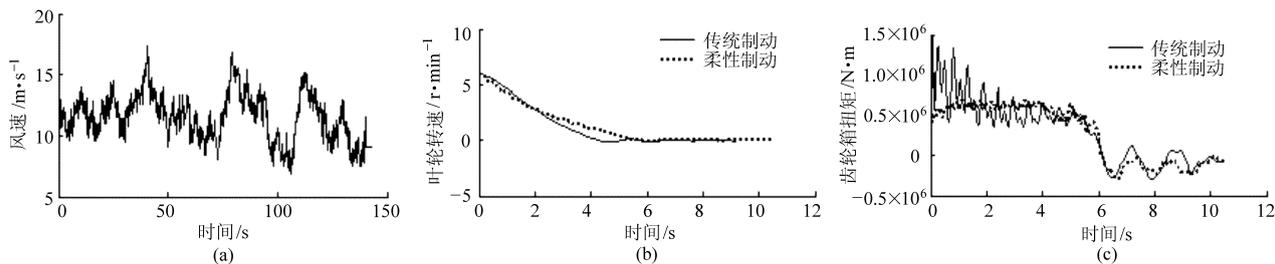


图 6 正常制动曲线

Fig. 6 Curves of normal stop

(a) 风速 (b) 叶轮转速 (c) 齿轮箱扭矩

图 7 为紧急制动曲线。当风力机遭遇大风时,需要在短时间内完成制动,整个过程没有考虑柔性,柔性制动系统实现的紧急制动过程与传统紧急制动

过程完全一样,曲线重合,齿轮箱扭矩波动相比正常制动要大很多,因此风力运行过程中要尽量减少紧急制动的次数。

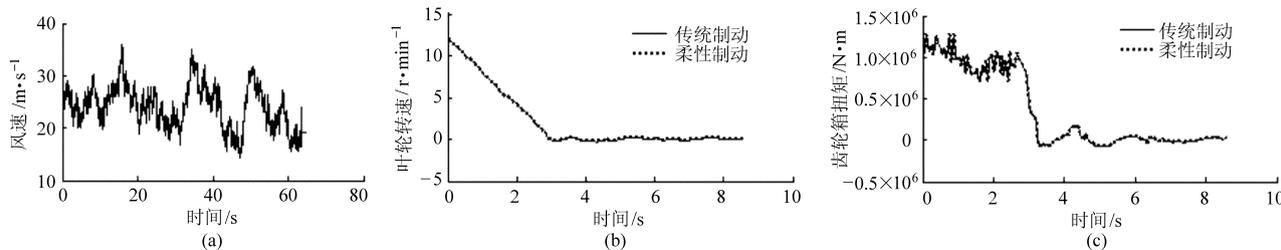


图 7 紧急制动曲线

Fig. 7 Curves of emergency stop

(a) 风速 (b) 叶轮转速 (c) 齿轮箱扭矩

4 结论

(1) 风力机制动过程中,可以根据风速和风机

叶轮转速的变化调节制动力,使得齿轮箱扭矩波动减小。

(下转第 112 页)

- 6 Nigro F, Ippolito A, Lima G. Use of UV-C light to reduce Botrytis storage rot of table grapes [J]. *Postharvest Biol. Technol.*, 1998, 13 (3): 171 ~ 181.
- 7 Maharaj R, Arul J, Nadeau P. Effect of phytochemical treatment in the preservation of fresh tomato (*Lycopersicon esculentum* cv. Capello) by delaying senescence [J]. *Postharvest Biol. Technol.*, 1999, 15 (1): 13 ~ 23.
- 8 刘燕, 卢立新. 香菇气调保鲜包装工艺研究 [J]. *贮运与保鲜*, 2007, 33 (11): 155 ~ 158.
Liu Yang, Lu Lixin. Research on the modified atmosphere packaging technology of *Lentinus edodes* [J]. *Food and Fermentation Industries*, 2007, 33 (11): 155 ~ 158. (in Chinese)
- 9 吴广臣. 食品质量检验 [M]. 北京: 中国计量出版社, 2006.
- 10 南京大学. 无机及分析化学实验 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2000.
- 11 蒋德安. 植物生理实验手册 [M]. 成都: 四川科技出版社, 1998.
- 12 杨新美. 食用菌研究法 [M]. 北京: 中国农业出版社, 1998.
- 13 曹建康, 姜微波, 赵玉梅, 等. 果蔬采后生理生化实验指导 [M]. 北京: 中国轻工业出版社, 2007.
- 14 林植芳, 李双顺, 张东林. 采后荔枝果皮色素、总酚及有关酶活性的变化 [J]. *植物学报*, 1988, 30 (16): 40 ~ 45.
Lin Zhifang, Li Shuangshun, Zhang Donglin. Changes of pigment, phenol and enzyme activity in postharvest litchi fruit peel [J]. *Journal of Integrative Plant Biology*, 1988, 30 (16): 40 ~ 45. (in Chinese)
- 15 李志澄, 刘斌. 蔬菜现代贮藏技术 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1985.
- 16 陈少裕. 膜脂过氧化对植物细胞的伤害 [J]. *植物生理学通讯*, 1991, 27 (2): 84 ~ 90.
Chen Shaoyu. Injury of membrane lipid peroxidation to plant cell [J]. *Plant Physiology Communications*, 1991, 27 (2): 84 ~ 90. (in Chinese)

(上接第 107 页)

(2) 通过对传统风力机制动数学模型的研究分析, 设计了柔性制动系统, 并搭建了可模拟风力机真实运行工况的半物理仿真实验台。

(3) 通过半物理仿真实验, 验证了柔性制动系统的可行性, 与传统的制动系统相比, 柔性制动系统能够有效地减小齿轮箱扭矩波动, 使制动过程平缓。

参 考 文 献

- 1 李俊峰, 高虎, 王仲颖, 等. 2008 中国风电发展报告 [R]. 北京: 中国环境科学出版社, 2008.
Li Junfeng, Gao Hu, Wang Zhongying, et al. China wind power report 2008 [R]. Beijing: China Environment Science Publishing Company, 2008. (in Chinese)
- 2 叶杭冶. 风力发电机组的控制技术 [M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- 3 Rajambal K, Umamaheswari B, Chellamuthu C. Electrical braking of large wind turbines [J]. *Renewable Energy*, 2005, 30 (15): 2 235 ~ 2 245.
- 4 Hancke G P, Zietsman R E. A control system for maintaining constant braking torque on a disk brake dynamometer [C]. *IEEE*, 1989, 3: 307 ~ 312.
- 5 林勇刚, 徐立, 李伟, 等. 电液比例变桨距风力机半物理仿真试验台 [J]. *中国机械工程*, 2005, 16 (8): 667 ~ 670.
Lin Yonggang, Xu Li, Li Wei, et al. Semi-physical simulation test-bed for electro-hydraulic proportional pitch-controlled wind turbine system [J]. *China Mechanical Engineering*, 2005, 16 (8): 667 ~ 670. (in Chinese)
- 6 骆涵秀, 李世伦, 朱捷, 等. 机电控制 [M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1994.
- 7 董景新, 赵长德, 熊沈蜀, 等. 控制工程基础 [M]. 2 版. 北京: 清华大学出版社, 2003.