

独立变桨控制下的风力机齿轮箱动力学仿真分析

金 鑫¹, 甘 洋¹, 杨显刚¹, 任海军², 唐 帅¹, 巨文斌¹

(1. 重庆大学机械工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆邮电大学先进制造工程学院, 重庆 400065)

摘 要: 针对大型风电机组齿轮箱动态载荷问题,以多体动力学理论为基础建立风力机齿轮箱动力学模型,研究系统的独立变桨控制技术,提出线性二次高斯控制(LQG)独立变桨控制策略,建立LQG控制器,利用SIMPACK软件与Matlab/Simulink进行联合仿真,计算在仿真风速下的风力机齿轮箱载荷变化情况,计算并比较在不同风速、不同控制方式下风力机齿轮箱齿轮和轴承所受的动态载荷。计算结果表明,相对于统一变桨,独立变桨控制能更好地降低齿轮箱内部载荷波动,从而降低风力机齿轮箱齿轮和轴承的疲劳载荷。

关键词: 多体动力学; 联合仿真; 独立变桨; 风力机齿轮箱

中图分类号: TM315

文献标识码: A

0 引 言

齿轮箱是风力发电机的关键部件之一,由于风力发电机齿轮箱所承载荷的不确定性、波动性。从而齿轮箱的损坏率不断增大,随着风轮尺寸的增大,风轮质量、直径和转动惯量不断增大,这将使齿轮箱输入转矩出现更大的波动^[1]。风电机组在运行过程中,因为湍流、塔影效应等因素的存在,导致在风轮扫风面内的风速分布不均匀,以至于引起叶轮的不均匀载荷,易造成风电机组齿轮箱的疲劳破坏,降低齿轮箱的使用寿命。轮齿的疲劳损伤是风力机齿轮箱的主要损坏原因,齿轮箱的常见故障主要是齿轮折断,会造成机组停机检修甚至更换整个齿轮箱,导致巨大的经济损失。而风力发电机齿轮箱结构上的改进并不能很好地减小齿轮箱内载荷的波动,工程实际中多采用控制的方法来减小载荷不平衡的问题。因此关于风电机组独立变桨控制的研究变得越来越重要。

国内外对独立变桨距控制以及齿轮箱动力学进行长期研究。文献[2]使用独立桨距控制技术降低了气动载荷和塔影效应的作用,但未考虑随机扰动对机组的影响。文献[3,4]测量叶片根部载荷,

并通过 $d-q$ 变换来实现变桨距控制,但测量过程可能存在时间延迟导致的误差。文献[5]对2种漂浮式风力机独立变桨控制的性能进行了对比分析。文献[6]重点设计了一种变桨距执行机构,通过测量叶根载荷并驱动执行结构进行变桨,该方法能降低叶片的轴向拍打振动,但机械系统变得较复杂。文献[7,8]推导了风力机的运动方程和输出方程,并提出3个独立控制环调节3个独立叶片桨距角的策略,结果表明,该控制策略有效降低了风力发电机组关键零部件疲劳载荷。文献[9]建立风电机组齿轮箱非线性的三维瞬态动力学模型,确定了行星轮系动态回差现象。文献[10]分析并比较了运用纯扭转模型、刚性轴模型和柔性轴模型3种方法时齿轮箱的固有特性。

本文研究风电机组的独立变桨控制技术,提出线性二次高斯算法(LQG)的独立变桨距控制策略,考虑齿轮箱内部载荷波动过大的问题,以多体动力学理论为基础建立风力机齿轮箱系统模型,计算在独立变桨条件下的齿轮和轴承所受的动态载荷。结果表明,LQG最优独立变桨控制器与传统PI统一控制器相比,齿轮箱内部主要齿轮和轴承承受的载荷波动明显降低。

收稿日期: 2015-12-11

基金项目: 国家自然科学基金(51005255); 重庆市基础与前沿研究计划一般项目CQCSTC(cstc2013jcyj900118); 中央高校基本科研业务费(106112015CDJXY110006); 国家自然科学基金(51405052)

通信作者: 金 鑫(1979—), 男, 博士、副教授, 主要从事风力发电技术方面的研究。Jinxin191@hotmail.com

1 控制设计

1.1 控制目标

目前,国内风力发电机组大多采用变速变桨距控制来降低风轮转速波动和稳定功率输出,在风速较低时控制发电机转矩,保持低风速时的最大叶尖速比,获取最大风能,在额定风速以上时采取变桨距控制,增大桨距角降低风能利用率,稳定输出功率。

风轮转动的巨大惯性以及湍流风速的波动性造成了风力机控制响应的滞后性,这样不仅会使得风电机零部件承受较大的波动载荷还会导致大范围的功率波动,进而对电网造成冲击。因此控制的目的之一是解决变桨滞后问题,其次是减小风力机关键零部件的不平衡载荷。

1.2 独立变桨控制分析

变桨控制分为统一变桨控制和独立变桨控制,独立变桨主要解决叶轮的不平衡载荷问题,独立变桨作用在当风速高于额定转速时,变桨机构根据反馈得到的风轮转速信号驱动各个叶片进行变桨。工程实际中,独立变桨控制一般都是在统一变桨的基础上加上独立变桨,这样既能稳定输出功率,也能降低相应零部件的载荷。

1.3 基于LQG的优化变桨距控制器设计

在由载荷值调节控制桨距角过程中,传统的变桨距方法是采用2个单输入输出PI控制器结构实现。由于风轮巨大惯性以及湍流风的波动性造成了控制响应的滞后性,导致风轮转速出现较大的波动,引起风力机齿轮箱巨大振动,而传统PI变桨距控制很难降低这种波动。

线性二次高斯(LQG)控制理论是一种优化的控制理论,通过估计的方法控制不可完全测量的系统^[11~14]。对于风力发电系统,LQG控制能考虑系统扰动的随机性^[15]。本文采用LQG理论进行风力发电机的变桨控制,解决了变桨距滞后响应问题,降低了齿轮箱载荷波动幅值。

设风力机线性系统为:

$$\begin{cases} \Delta \dot{x}(t) = A \Delta x(t) + B \Delta u(t) + \Delta w(t) \\ \Delta y(t) = C_d \Delta x(t) + \Delta v(t) \end{cases} \quad (1)$$

式中, A —— 状态矩阵; B —— 控制输入矩阵;

C_d —— 输出矩阵; $w(t)$ 和 $v(t)$ —— 过程噪声和测量噪声,此处设 $w(t)$ 和 $v(t)$ 为相互独立且符合正态分布的白噪声。

构建目标函数:

$$J = \int_0^T [\Delta x^T(t) Q \Delta x(t) + \Delta u^T(t) R \Delta u(t)] dt \quad (2)$$

式中, $\Delta x(t)$ —— 系统状态; Q —— 状态权重矩阵; R —— 输入权重矩阵; $\Delta u(t)$ —— 控制输入。

反馈增益矩阵 $K_{LQR}(t)$ 是基于系统的全状态反馈而得到的,但在工程实际中测量系统所有的状态是不经济甚至不可行的,因此有必要引入状态观测器来估计状态变量的值。

构建 LQR 状态观测器方程:

$$\begin{cases} \Delta \dot{\hat{x}}(t) = A(t) \Delta \hat{x}(t) + B(t) \Delta u(t) + \\ K_k(t) (\Delta y(t) - C_d(t) \Delta \hat{x}(t)) \\ \Delta u(t) = K_{LQR}(t) \Delta \hat{x}(t) \end{cases} \quad (3)$$

式中, $\Delta \hat{x}(t)$ —— 卡尔曼滤波器无偏估计的风力发电机组的状态; $K_k(t)$ —— 卡尔曼滤波器增益; $K_{LQR}(t)$ —— LQR 状态反馈增益。其中, K_k 计算式如式(4):

$$K_k = P C^T R^{-1} \quad (4)$$

式中, R —— 为控制量的权重; C —— 控制输出阵; P —— 如式(5)的 Riccati 方程的解。

$$A^T P + P A + Q = P C R^{-1} C^T P \quad (5)$$

$K_{LQR}(t)$ 反馈增益矩阵由式(6)计算:

$$K_{LQR} = -R^{-1} B^T S \quad (6)$$

式中, $B(t)$ 为控制输入矩阵; S 为如下 Riccati 方程的解。

$$A^T S + S A + Q = S B R^{-1} B^T S \quad (7)$$

用以减低载荷的 LQG 反馈控制规律为:

$$\Delta u(t) = -K_{LQR}(t) \Delta \hat{x}(t) \quad (8)$$

K_{LQR} 根据标准二次型式(2)的最优化方法进行选取。

采用 Matlab/Simulink 搭建风力发电机组整机控制系统模型。整机控制系统模型增加了 LQG 控制器部分,图1为 LQG 控制器模型,图2为变桨控制模型。

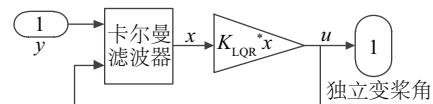


图1 LQG控制器模型

Fig. 1 Model of LQG control

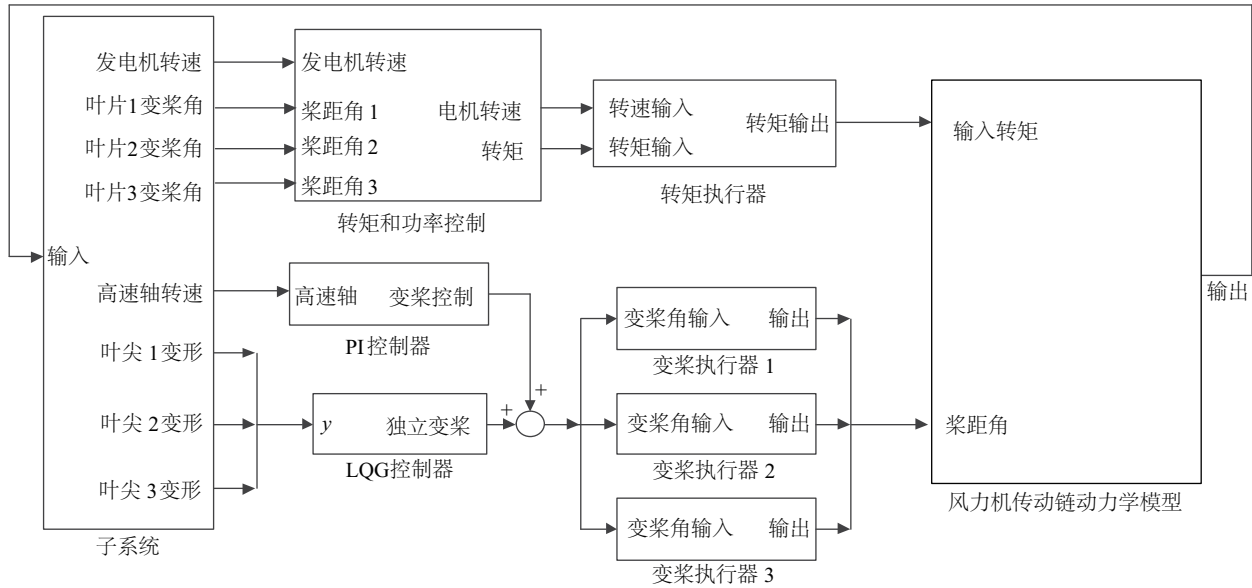


图2 变桨控制模型

Fig. 2 Model of pitch control

2 风力机齿轮箱多柔体动力学模型

2.1 理论基础

柔性体模型的建立是在拉格朗日乘子法的基础上,运用模态综合法,用模态向量和相应模态坐标的线性组合来表示柔性体的变形运动。柔性体上的任意节点 i 的位置向量为:

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{r}_0 + \mathbf{A}(\mathbf{s}_i + \boldsymbol{\varphi}_i \mathbf{q}) \quad (9)$$

式中, \mathbf{r}_0 ——体坐标系相对于惯性坐标系中的位移; \mathbf{A} ——2种坐标系之间的变换矩阵; \mathbf{s}_i ——节点 i 相对于体坐标系的位移向量; $\boldsymbol{\varphi}_i$ ——对应于节点 i 移动自由度的模态矩阵子块; \mathbf{q} ——节点模态。

柔性体的动能为:

$$E = \frac{1}{2} \int \rho \mathbf{r}_i^T \dot{\mathbf{r}}_i dV = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\xi}}^T \mathbf{M}(\boldsymbol{\xi}) \dot{\boldsymbol{\xi}} \quad (10)$$

式中, ρ ——柔性体的密度; $\mathbf{M}(\boldsymbol{\xi})$ ——质量矩阵; $\dot{\boldsymbol{\xi}}$ ——柔性体的广义坐标系。

基于拉格朗日方程的柔性多体系统动力学方程为:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \boldsymbol{\xi}} + \frac{\partial F}{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}} + \left(\frac{\partial C}{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}} \right)^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q} \\ C(\boldsymbol{\xi}, t) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中, L ——拉格朗日量; F ——能量耗散方程; $\boldsymbol{\lambda}$ ——拉格朗日算子; \mathbf{Q} ——广义作用力;

$C(\boldsymbol{\xi}, t)$ ——约束方程。

2.2 风力发电机多体系统建模

能真实反映齿轮箱动特性是齿轮箱建模的基本要求,Jan Helsen 等^[16]建立了齿轮箱的纯扭转模型,六自由度的刚体模型和柔性体模型,并通过相关实验对比,验证了多柔体模型能更真实地表现齿轮箱的动力学特性。多体动力学建模中,相关齿轮轴等采用柔性体建模,复杂柔性体的建模须借助有限元模型。图3为齿轮箱多体动力学模型。

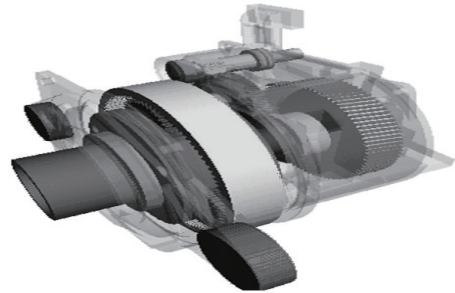


图3 齿轮箱多体动力学模型

Fig. 3 Multibody dynamic model of gear box

本文研究的齿轮箱是一级行星两级平行轴齿轮箱。驱动载荷通过行星架输入,依次通过行星轮,太阳轮,太阳轮轴,传递到中间级齿轮,再到高速级齿轮。最后通过高速轴传递到电机上。图4为齿轮箱多体模型的拓扑图。

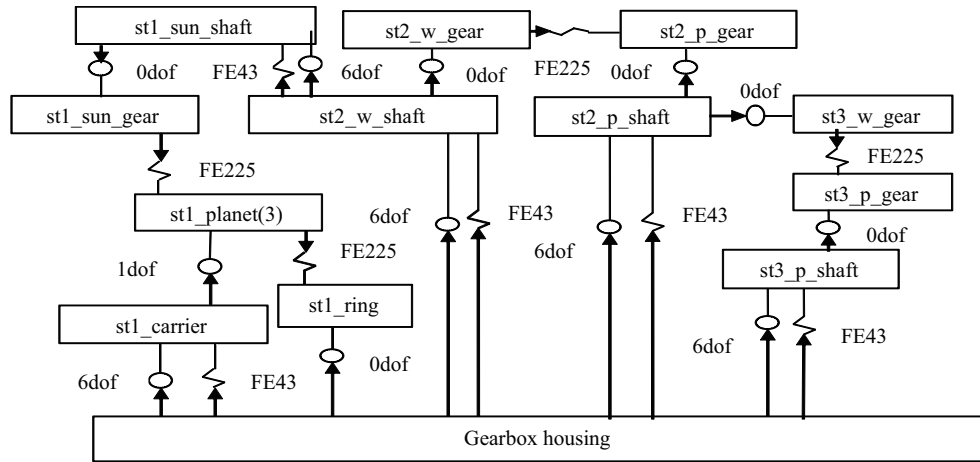


图4 齿轮箱拓扑图

Fig. 4 Topology of wind turbine

2.2.1 齿轮建模

齿轮建模中,通过参数化方法进行齿轮的建模。齿轮啮合作用通过使用 SIMPACK 的 FE225 力元建模,且齿轮之间仅需一个力元作用。SIMPACK 齿轮啮合力元考虑了多齿接触和变刚度模型。工程实际中,齿轮的啮合刚度是不断周期变化的,因此,使用变刚度能够更精确的模拟齿轮啮合的动态特性。

一对啮合齿轮的动力学方程表示为:

$$m\ddot{x} + r\dot{x} + k(t)[x + x_s + e(t)] = F_s \quad (12)$$

式中, m —— 齿轮副等效质量; r —— 阻尼系数; $k(t)$ —— 齿轮时变啮合刚度; $e(t)$ —— 齿轮综合误差; F_s —— 系统外部载荷; x_s —— 静态相对位移。

2.2.2 轴承建模

轴承建模中,在 SIMPACK 软件中,通过使用弹簧阻尼力元来模拟轴承,轴承的刚度对于传动系统是最重要的柔性之一,根据 Hertz 弹性体接触理论,作用在轴承上的外载荷与传递给滚动体使轴承的内、外圈之间产生相对位移的关系见式(13)。由于轴承六自由度之间相互耦合,所以轴承的刚度矩阵中非对角元素为非零值。

$$\begin{bmatrix} F_{\text{Body},1} \\ F_{\text{Body},2} \end{bmatrix} = K_{\text{Bearing}} \begin{bmatrix} q_{\text{Body},1} \\ q_{\text{Body},2} \end{bmatrix} + C_{\text{Bearing}} \begin{bmatrix} \dot{q}_{\text{Body},1} \\ \dot{q}_{\text{Body},2} \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中, K_{Bearing} , C_{Bearing} —— 轴承刚度矩阵和阻尼矩阵。

3 仿真结果

采用 SIMPACK 软件与 Matlab7.1/Simulink 分别

建立动力学模型和控制系统模型,进行联合仿真。根据提出的 LQG 独立变桨距控制来调节每个叶片的桨距角,进行独立变桨距角控制,计算出齿轮箱在不同控制下的内部载荷变化情况,并比较仿真结果。采用 1.5 MW 三桨叶风力发电机,主要的技术参数为:额定功率为 1.5 MW,叶轮直径 70.4 m,额定

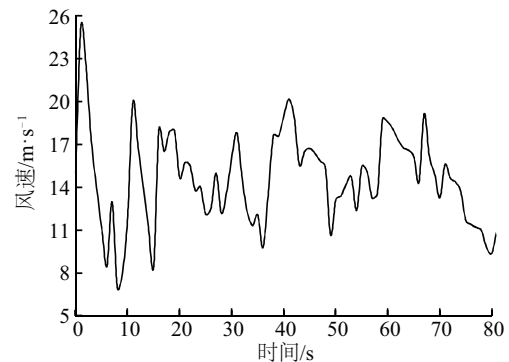


图5 风速曲线

Fig 5 Wind speed curves

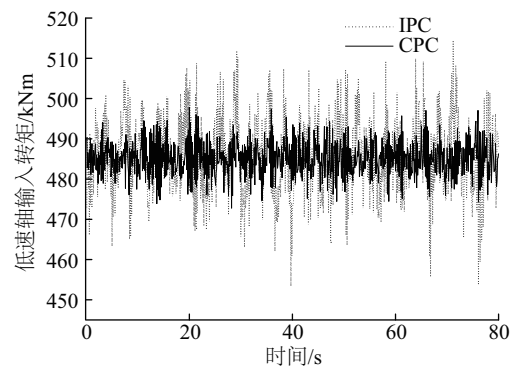


图6 低速轴输入转矩

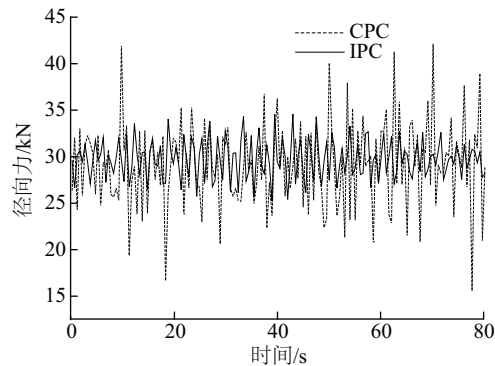
Fig. 6 Low speed shaft input torque

风速为 13.5 m/s,切入、切出风速分别为为 3.5、25 m/s。

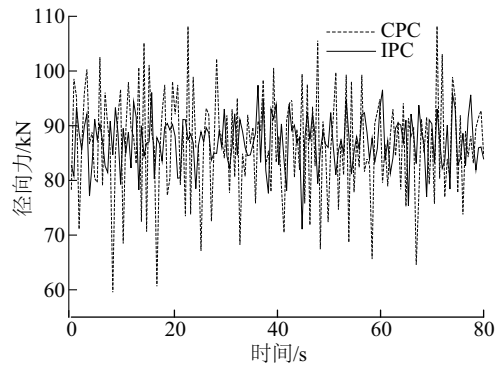
仿真风速采用标准湍流风,平均风速为 18 m/s,湍流强度为 17%。风速曲线如图 5 所示,图 6 为不同控制方式下的齿轮箱低速轴的输入转矩。

3.1 齿轮载荷

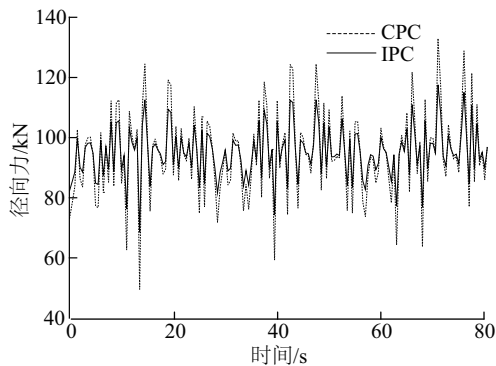
齿轮在啮合过程中,齿面承受巨大的交变压应力以及冲击载荷的作用,在材料内部形成交变应力,当应力超过材料疲劳极限时,齿轮表面将会产生疲劳裂纹,随着交变压应力不断作用,最终导致疲劳损伤。



a. 高速级啮合齿轮



b. 中间级啮合齿轮



c. 行星轮和太阳轮

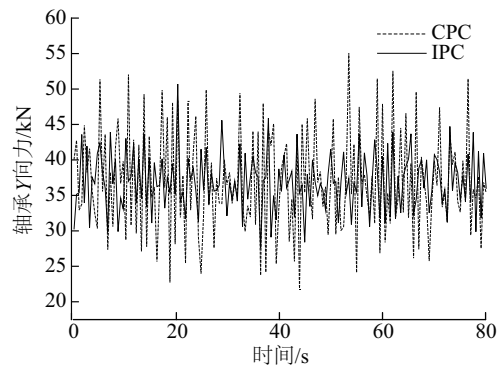
图 7 齿轮径向力

Fig. 7 Gear radial force

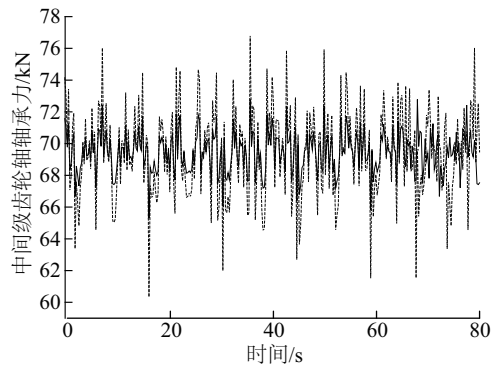
图 7 分别为高速级啮合齿轮和中间级啮合齿轮之间的径向力,行星轮和太阳轮之间径向力变化曲线图。由图 7 可知,独立变桨有效减小了径向力载荷幅值,从而降低了齿轮之间的疲劳载荷。

3.2 轴承载荷

图 8 分别为位于为高速级和中间齿轮轴左轴承 Y 方向力曲线图。从图中可知,独立变桨有效减小了轴承载荷的波动范围。通过对仿真结果中其他载荷的比较,在独立变桨控制下,大多数载荷幅值,如齿轮周向力,齿轮位移误差等均有不同程度减小。



a. 高速级齿轮



b. 中间级齿轮

图 8 齿轮轴轴承力

Fig. 8 Gear shaft bearing force

在不同风速下,风力发电机吸收的功率不同。风力机在额定风速以下,变桨系统不工作。在额定风速以上,风力机由于受到机械零部件结构强度和电器容量的约束,风力机的功率不会再增加,此时变桨系统开始工作,通过增大桨距角改变叶片的气动特性,维持恒定的功率吸收。

图9为低速轴在不同风速下的转速变化情况,从图中可看出,当风速低于额定风速时,由于变桨系统未工作,曲线图中独立变桨和统一变桨载荷偏差值相同。当风速超过额定风速,变桨系统开始起作用,通过曲线图可看出,独立变桨条件下,低速轴转速的偏差得到有效降低。

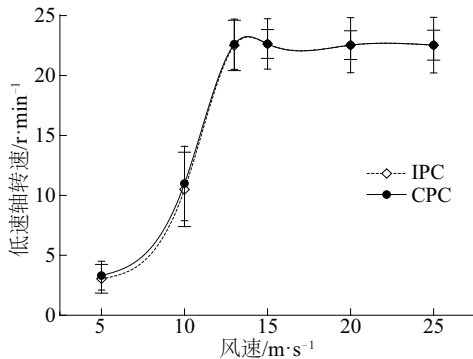


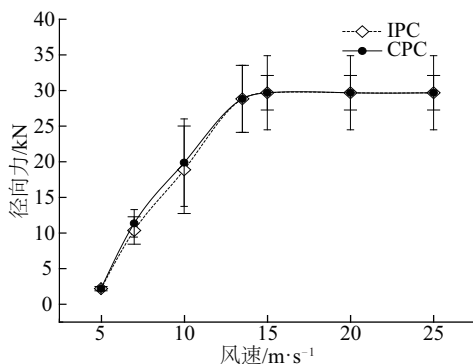
图9 低速轴转速

Fig. 9 Low-speed shaft rotating speed

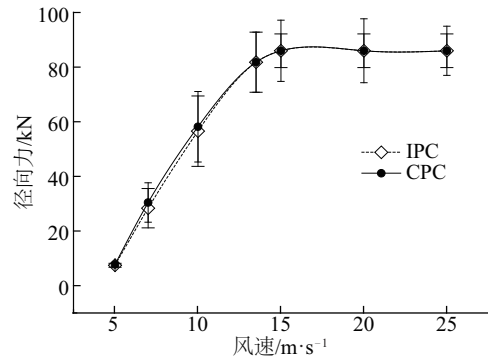
3.3 齿轮啮合载荷

图10为中间级啮合齿轮和高速级啮合齿轮在不同风速条件下的载荷变化情况。从图中可看出,当风速小于额定风速时,由于控制系统未作用,2条曲线的载荷偏差值(相对于平均值)相等,当风速超过额定风速后,控制系统开始起作用,从图中可看出,独立变桨条件下的齿轮之间的载荷的偏差(相对于载荷平均值)明显小于统一变桨条件下的载荷偏差。

同时,在额定风速以下,由于风力机未达到稳定工作状态,振动更剧烈,载荷偏差值相比额定风速以上的载荷偏差值偏大。



a. 高速级齿轮啮合



b. 中间级齿轮啮合

图10 不同风速下齿轮载荷变化情况

Fig. 10 Variation of gear load with different wind speeds

3.4 轴承载荷

图11为高速轴齿轮轴承Y方向载荷在不同风速条件下的变化情况。从图中可看出,独立变桨条件下,轴承的载荷的偏差(相对于载荷平均值)明显小于统一变桨条件下的载荷偏差。从而也降低了轴承的疲劳载荷,提高了齿轮箱轴承的疲劳寿命。

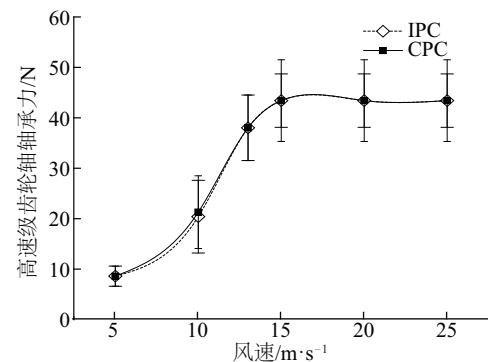


图11 高速轴齿轮轴承Y方向力

Fig. 11 High-speed stage gear shaft bearing Y-force

4 结论

以多体动力学理论和风力机模型为基础,使用SIMPACK和Simulink 7.1作为仿真平台,建立联合仿真模型。针对风力发电机齿轮箱内部载荷波动问题,使用SIMPACK软件建立风力机齿轮箱柔性体多体模型,在传统PI变桨控制的基础上,提出基于线性二次高斯算法的先进独立变桨距控制策略,利用线性二次调节控制器(LQR)优化卡尔曼滤波器估算的风力发电机状态,根据叶片的不同状态进行控制。计算在不同的风速条件下,不同控制状态下

的载荷对比情况。计算结果表明:

1)在同一仿真风速下,通过比较独立变桨(IPC)和统一变桨(CPC)2种控制方法下的齿轮和轴承等载荷,由图6~图11可得出LQG独立变桨控制能有效降低这些载荷的幅值,从而达到降低齿轮和轴承的疲劳载荷的目的。

2)在不同风速下,通过得到的齿轮和轴承的载荷曲线,得到风力机在不同运行区域下,不同控制方式下的齿轮箱的所受载荷的情况,为后续风电齿轮箱的设计和优化提供了理论依据。

[参考文献]

- [1] Hau E. Wind turbines: fundamentals, technologies, application, economics (2nd ed.)[M]. Berlin: Springer, 2006;
- [2] Lescher F, Zhao J, Borne P. Robust gain scheduling controller for pitch regulated variable speed wind turbine[J]. Studies in Informatics and Control, 2005, 14(4): 299—315.
- [3] Lescher F, Zhao J, Borne P. Robust gain scheduling controller for pitch regulated variable speed wind turbine[J]. Studies in Informatics and Control, 2005, 14(4): 299—315.
- [4] Bossanyi E. Individual blade pitch control for load reduction[J]. Wind Energy, 2003, 6(2): 119—128.
- [5] Namik H, Stol K. Performance analysis of individual blade pitch control of offshore wind turbines on two floating platforms[J]. Mechatronics, 2011, 21(4): 691—703.
- [6] 胡 岩, 刘 玥, 姚兴佳, 等. 兆瓦级风力发电机组多段权系数独立变桨距控制[J]. 沈阳工业大学学报, 2009, 31(6): 633—538.
- [6] Hu Yan, Liu Yue, Yao Xingjia, et al. Multi-stage weight number individual variable-pitch control of megawatt class wind turbine system[J]. Journal of Shenyang University of Technology, 2009, 31(6): 633—538
- [7] 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: 160—163
- [7] He Dexin. Wind engineering and industrial al aerodynamics[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2006: 160—163
- [8] 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, 32(6): 891—896.
- [8] Ying You, Xu Guodong, Pan Donghao, et al. Individual pitch control for large scale wind turbines [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2011, 32(6): 891—896.
- [9] A Heege. Computation of dynamic loads in wind turbine power trains[J]. DEWI Magazine, 2003, (8): 59—64.
- [10] Peeters J. Simulation of dynamic drive train loads in a wind turbine[M]. Belgium, 2006: 33—39.
- [11] Mateljak P, Petrovic V, Baotic M, et al. Dual Kalman estimation of wind turbine states and parameters [A]. 18th International Conference on Process Control [C], Tatranska Lomnica, Slovakia, 2011.
- [12] Muhando E B, Senjyu T, Kinjo H, et al. Augmented LQG controller for enhancement of online dynamic performance for WTG system [J]. Renewable Energy, 2008, 33(8): 1942—1952.
- [13] Munteanu I, Cutululis N, Bratcu A. Optimization of variable speed wind power systems based on a LQG approach [J]. Control Engineering Practice, 2005, 13(7): 903—912.
- [14] Bottasso CL, Croce A. Cascading Kalman observers of structural wind states for wind turbine control [R]. Scientific report DIA-SR 09-02, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, Italy, 2009.
- [15] Mateljak P, Petrovic V. et al. Dual Kalman Estimation of wind turbine states and parameters [A]. 18th International Conference on Process Control [C], Tatranska Lomnica, Slovakia, 2011.
- [16] Helsen J, Vanhollebeke F, Marrant B, et al. Multibody modelling of varying complexity for modal behavior analysis of wind turbine gearboxes [J]. Renewable Energy, 2011, 36(11): 3098—3113.

DYNAMICS SIMULATION ANALYSIS OF WIND TURBINE GEARBOX UNDER INDEPENDENT PITCH CONTROL

Jin Xin¹, Gan Yang¹, Yang Xiangang¹, Ren Haijun², Tang Shuai¹, Ju Wenbin¹

(1. *College of Mechanic Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;*

2. *Institute of Advanced Manufacturing Engineering, Chongqing University of Posts and Telecommunications, Chongqing 400065, China*)

Abstract: In order to evaluate the dynamic load problem of large wind turbines gearboxes, multi-body dynamics model of wind turbine gearbox was build based on multi-body dynamics theory, and studied the independent pitch control, Linear Quadratic Gaussian(LQG) scheme was proposed to calculate and compare the dynamic load of gears and bearings in wind turbine gearboxes at different wind speeds under different control models based on the co-simulation of SIMPACK and Matlab 7.1/Simulink and through establishing LQG controller. The study showed that comparing with the unified pitch control strategy the independent pitch control strategy can reduce the load fluctuation, which reduced the fatigue load of gears and bearings in wind turbine gearboxes.

Keywords: LQG; co-simulation technology; independent pitch; wind turbine gearboxes