

文章编号: 1000-582X(2012)12-007-08

变载荷下风力发电机行星齿轮传动系统 齿轮-轴承耦合动力学特性

周志刚^{1,2}, 秦大同¹, 杨 军^{1,3}, 陈会涛¹

- (1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;
2. 河南科技大学 车辆与动力工程学院, 河南 洛阳 471003;
3. 西南科技大学 制造科学与工程学院, 四川 绵阳 621010)

摘 要: 根据风力发电机传动系统在随机风场中复杂变工况的工作特点, 建立了最小二乘支持向量机风场随机风速模型, 获得了由随机风速引起的时变风载荷。采用集中质量参数法建立了风力发电机行星齿轮传动系统中齿轮-滚动轴承耦合动力学模型, 考虑了风力发电机行星齿轮传动的变风载输入、齿轮时变啮合刚度和滚动轴承时变刚度等影响因素, 对变风速下 1.5 MW 半直驱风力发电机行星齿轮传动系统的动力学特性进行了仿真计算分析, 求得了变风速下行星齿轮传动系统的振动位移、各齿轮副的动态啮合力和非线性动态轴承力, 为风力发电机传动系统的动态性能优化和可靠性设计奠定了基础。

关键词: 风速模型; 风力发电机; 行星齿轮传动; 滚动轴承; 动载荷

中图分类号: TK83; TH132.42

文献标志码: A

Gear-bearing coupling dynamics characteristics of wind turbine planetary gear transmission system under variable load

ZHOU Zhigang^{1,2}, QIN Datong¹, YANG Jun^{1,3}, CHEN Huitao¹

- (1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission of Chongqing University, Chongqing 400044, China;
2. College of Vehicle and Motive Power Engineering, Henan University of Science and
Technology, Luoyang 471003, Henan, China;
3. College of Manufacturing Science & Engineering, Southwest University of Science and
Technology, Mianyang, Sichuan 621010, China)

Abstract: Considering that the transmission system of wind turbine works in complex and changing load environment caused by stochastic wind speed, this paper uses sparse least squares support vector machine (SL-SVM) to simulate wind speed of true wind field, and obtains time-varying wind load caused by stochastic wind speed. The lumped-parameter method is used to develop a dynamic model of planetary gear transmission system of wind turbine coupled with bearing. The model includes the varying wind load, time-vary mesh stiffness of gear pair and time-vary stiffness of rolling element bearing. The numerical method is used to simulate the dynamic performance of planetary gear system of Multibrid Technology Wind Turbine

收稿日期: 2012-07-16

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50975294)

作者简介: 周志刚(1978-), 男, 博士, 主要研究方向为机械传动系统动力学及可靠性, (Tel)15137976859;
(E-mail)hnmcczzg@163.com。

秦大同(联系人), 男, 重庆大学教授, 博士生导师, 主要从事机械传动系统研究, (Tel)023-65104217;
(E-mail)dtqin@cqu.edu.cn。

with 1.5 MW rated power. The vibration displacement responses of the transmission system are obtained as well as dynamic meshing force each pair of gear and nonlinear bearing forces. The research can provide a foundation for optimizing dynamic performance and reliable design of gear transmission system of wind generator.

Key words: wind speed models; wind turbines; planetary gear transmission; rolling element bearing; dynamic loads

增速箱作为风力发电机中连接叶轮和发电机的重要部件,在随机风作用下承受高度不稳定的动载荷和疲劳循环,是风力发电机失效率最高的部件之一。同时,变风载条件下齿轮和轴承之间的动态耦合作用,使传动系统的动载荷加剧,也是导致系统中齿轮和滚动轴承失效率高的主要因素^[1]。因此,通常采用的稳定载荷下的齿轮传动系统设计方法已经无法满足风力发电机变风载条件对传动系统设计的要求,研究变风载条件下风力发电机齿轮传动系统中齿轮-轴承的耦合动力学特性对解决风电传动系统失效率高这一制约风力发电机工作寿命的难题具有重要的现实意义。

长期以来国内外学者在行星齿轮传动系统动力学方面进行了大量的研究^[2-7],这些研究以行星齿轮系统的扭转、扭转-平移等振动模型为对象,在考虑各种内部激励的基础上,从不同方面对行星齿轮传动系统的线性和非线性特性进行了比较充分的研究,得到了一些重要结果。但这些研究没有考虑外载荷变化和轴承的变刚度对传动系统动力学行为的影响。Liew 等^[8]虽然研究分析了滚动轴承时变刚度对单级平行轴齿轮-滚动轴承耦合振动的影响,但在行星齿轮传动中考虑滚动轴承时变刚度的研究却少有报道。

近年来,针对变载荷下风力发电机传动系统动力学问题开展了相关研究。秦大同等^[9-10]建立了兆瓦级风力发电机齿轮传动系统纯扭转动力学模型,研究了输入风载为正弦规律变化时风电齿轮传动系统的动力学特性。Peeters 等^[11]借助于多体动力学软件,建立了风力发电机传动系统柔性多体动力学模型,研究了系统的固有频率和振动模态等特性,模型虽然考虑了滚动轴承的影响,但滚动轴承被简化处理为线性弹簧,也未考虑风速变化引起的变载荷对风力发电机传动系统的影响。

笔者以风力发电机行星齿轮传动系统为研究对象,采用最小二乘支持向量机(sparse least squares support vector machines, LS-SVM)预测实际风场风速,建立了风力发电机行星传动系统齿轮-滚动轴承耦合非线性动力学模型,将由随机风速引起的时变风载荷作为传动系统的外部激励,考虑了传动系

统中齿轮和轴承的耦合影响,求得了系统的动态响应、各啮合齿轮的动态啮合力和非线性轴承力,为风力发电机传动系统的可靠性设计奠定了基础。

1 随机风速模型

风场随机风速的大小和动态变化对风电齿轮箱的工作性能和可靠性产生重要影响。因此,为了更准确的研究风力发电机齿轮传动系统的动力学和可靠性,必须建立与之相适应的可靠性高、效果好并且自动化程度高的风速模型,从而在预测真实风速变化的情况下研究风力发电机齿轮传动系统的动态性能和可靠性。

1.1 最小二乘支持向量机

支持向量机是由 Vapnik 在上世纪 90 年代中期提出的以统计学习理论为基础的一种新型机器学习方法。它基于 VC 维理论和结构风险最小化原理,较好地解决了非线性、高维数、局部极小点等实际问题,具有很强的泛化能力^[12]。最小二乘支持向量机(LS-SVM)是标准支持向量机的一种扩展,它是支持向量机在二次损失函数下的一种形式,将不等式约束转变为等式约束^[13],将二次规划问题转变成线性方程组的求解,并且比标准支持向量机减少了一个调整参数,简化了计算的复杂性,具体过程如下:

给定 m 个样本数据 $(x_i, y_i)_{i=1}^m$, 其中 $x_i \in R^n$ 为 n 维样本输入, $y_i \in R$ 为样本输出,最优化问题为

$$\min_{\omega, b, \xi} J = \frac{1}{2} \omega^2 + \frac{1}{2} C \sum_{i=1}^m \xi_i^2. \quad (1)$$

约束条件

$$y_i = \omega^T \varphi(x_i) + b + \xi_i, i = 1, \Delta, m.$$

非线性函数 $\varphi(\cdot): R^n \rightarrow R^{n_h}$ 将训练集合输入数据 x 映射到高维线性特征空间,权向量 $\omega \in R^{n_h}$, b 为偏置, ξ_i 为误差变量。拉格朗日函数为

$$L(\omega, b, \xi, a) = \frac{1}{2} \omega^2 + \frac{1}{2} C \sum_{i=1}^l \xi_i^2 - \sum_{i=1}^l a_i (\omega^T \varphi(x_i) + b + \xi_i - y_i), \quad (2)$$

其中, $a_i, i=1, \Delta, m$, 是拉格朗日乘子。

根据优化条件

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \omega} = 0 &\rightarrow \omega = \sum_{i=1}^l a_i \varphi(x_i), \\ \frac{\partial L}{\partial b} = 0 &\rightarrow \sum_{i=1}^l a_i = 0, \\ \frac{\partial L}{\partial \xi} = 0 &\rightarrow a_i = C \xi_i, i = 1, \Delta, l, \\ \frac{\partial L}{\partial a} = 0 &\rightarrow \omega^\top \varphi(x_i) + b + \xi_i - y_i, k = 1, \Delta, l. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

优化问题转化为求解线性方程组

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & \Delta & 1 \\ 1 & k(x_1, x_1 + 1/c) & \Delta & k(x_1, x_l) \\ M & M & O & M \\ 1 & k(x_l, x_1) & \Delta & k(x_l, x_l + 1/c) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b \\ a_1 \\ M \\ a_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ y_1 \\ M \\ y_l \end{bmatrix}, \quad (4)$$

得到非线性模型为

$$f(x) = \sum_{i=1}^l a_i k(x, x_i) + b, \quad (5)$$

式中, $k(x_i, x_j) = \varphi(x_i)^\top \varphi(x_j)$ 为核函数, 是满足 Mercer 条件的任意对称函数。

1.2 随机风速的模拟

建立了基于最小二乘支持向量机方法的风力发电机风速预测模型, 采用径向基核函数对经过校正和标准化变换后的实测风速值进行分类和学习, 通过交叉检验方法选取径向基函数的最佳宽度, 有效提高了学习机器的性能。图 1 为最小二乘支持向量机 (LS-SVM) 风速模型的有效风速估计时间历程曲线。由仿真结果可知, 基于 LS-SVM 的有效风速模型对风速有较高的模拟精度, 实现了对真实风速变化的有效模拟。将该风速时间历程作为风力发电机齿轮传动系统的输入外载荷, 具有一定的实际应用价值, 为更精确的风力发电机传动系统的动态仿真和可靠性设计提供基础。

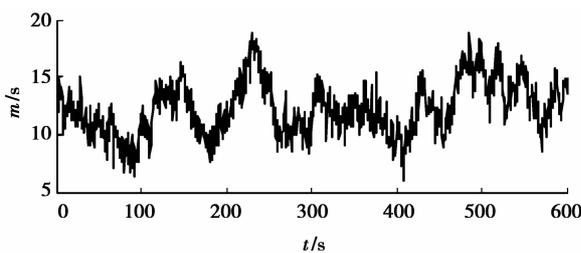
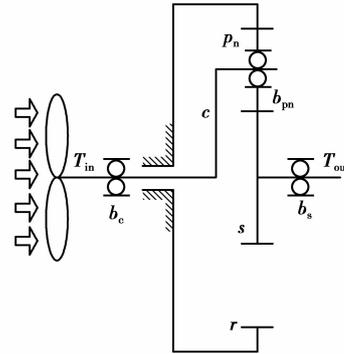


图 1 短时风速预测时间历程曲线

2 齿轮-滚动轴承耦合动力学模型

目前, 常见的大功率风力发电机齿轮传动系统大多采用行星齿轮传动机构。本文以 1.5 MW 半直驱风力发电机行星齿轮传动为对象, 采用行星架输入, 太阳轮输出, 内齿圈固定的结构形式, 并用 3 个行星轮分流功率和承担载荷。其结构简图如图 2 所示。



注: P_n —行星轮; r —内齿圈(固定); s —太阳轮; c —行星架; b_c —行星架支承轴承; b_{pn} —行星轮支承轴承; b_s —太阳轮支承轴承; T_{in} —低速端输入转矩; T_{out} —高速端输出转矩
图 2 风力发电机行星齿轮传动系统结构简图

2.1 滚动轴承动力学模型

如图 3 所示, 滚动轴承由内圈、外圈、滚珠体及保持架组成。假定滚动轴承内圈与旋转轴刚性连接, 外圈与轴承座刚性连接, 滚珠在内外圈之间等距离排列, 滚珠与滚道之间为纯滚动, 不发生相对滑动, 轴承的变形主要是滚珠和滚道之间的接触变形。

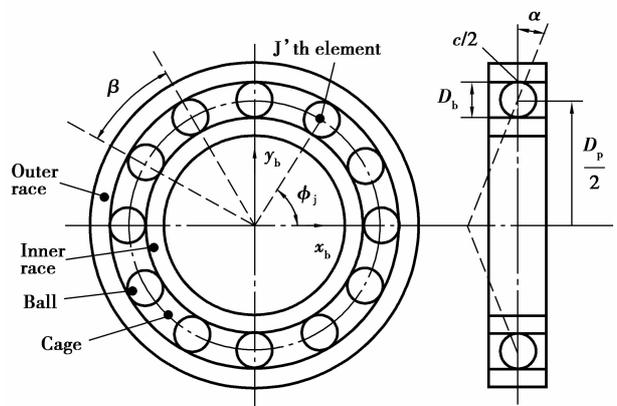


图 3 滚动轴承模型示意图

则第 j 个滚子总的接触变形可以表示为

$$\delta_j = x_b \cos \varphi_j + y_b \sin \varphi_j - c,$$

动力学方程如式(10),该方程中各列阵和矩阵的维数均为 15。

$$M \ddot{q} + [K_b(t) + K_m(t)]q = F(t), \quad (10)$$

式中: M 为系统广义质量矩阵; K_b 为支承轴承刚度矩阵; K_m 为齿轮啮合刚度矩阵; $F(t)$ 分别表示系统的外部激励; q 表示系统广义坐标列阵:

$$q = (\underbrace{x_c, y_c, u_c}_{\text{Carrier}}, \underbrace{x_s, y_s, u_s}_{\text{Sun}}, \underbrace{\zeta_1, \eta_1, u_1}_{\text{Planet1}}, \dots, \underbrace{\zeta_N, \eta_N, u_N}_{\text{PlanetN}})^T.$$

2.3 系统内部刚度激励

刚度激励就是齿轮啮合过程中由综合刚度的时变性引起的动态激励。根据石川法计算出各啮合齿轮的变形,进而得出单对齿啮合刚度和双对齿啮合刚度,将轮齿啮合时变刚度的变化近似为矩形方波的周期变化,通过傅里叶级数展开并略去高阶项后整理得^[8]

$$k(t) = k_m + \sum_{i=1}^n k_{ai} \cos(i\omega t + \varphi), \quad (11)$$

式中: k_m 为平均啮合刚度; k_{ai} 为变刚度幅值系数; ω 为轮齿啮合频率, $\omega = \pi n z / 30$; n, z, φ 为转速、齿数及相位角。

2.4 系统外部变风载激励

采用 LS-SVM 风速模型模拟的由风速随机变化引起的时变载荷作为系统的外部激励。根据空气动力学理论可以得到^[8]

$$p_o = \frac{1}{2} \rho \pi r^2 V^3 C_p, \quad (12)$$

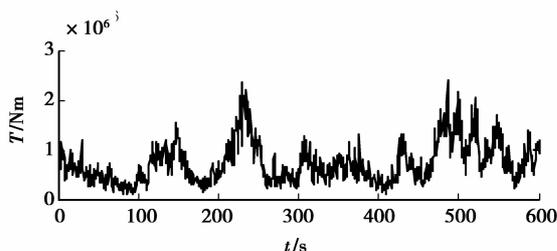
式中: P_o 为叶轮的输出功率(即传动系统的输入功率), W ; ρ 为空气密度, kg/m^3 ; r 为叶轮半径, m ; C_p 为风能利用系数; V 为风速, m/s 。传动系统的输入端转矩为

$$T_{in} = p_o / \omega, \quad (13)$$

则传动系统输出端的转矩为

$$T_{out} = T_{in} / i, \quad (14)$$

式中: ω 为风轮的角速度, rad/s ; i 为齿轮传动系统的传动比。



(a)系统输入转矩曲线

3 系统仿真及结果

对 1.5 MW 半直驱风力发电机行星齿轮传动系统在变风载下的动力学特性进行了仿真计算。风力发电机的设计参数如下:额定功率 1.5 MW,叶轮直径 70.4 m,叶轮设计转速 20.83 r/min,风场平均风速 12.5 m/s,风密度 1.225 kg/m³,风能利用系数 0.32,行星传动的传动比 7.11。行星传动系统中齿轮和滚动轴承的相关参数见表 1 和表 2。

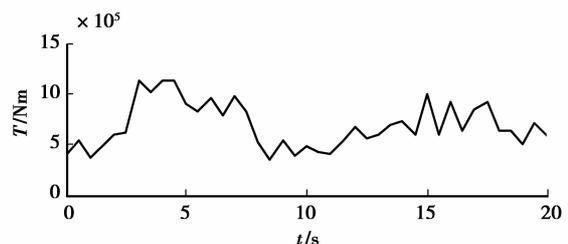
表 1 风力发电机行星齿轮传动系统几何参数

太阳轮 齿数 Z_s	行星轮 齿数 Z_p	内齿轮 齿数 Z_r	模数 m	啮合角 $\alpha_{sp}/(^{\circ})$	啮合角 $\alpha_{rp}/(^{\circ})$
27	68	165	12	23.027 5	20.000 0

表 2 滚动轴承的主要几何参数

轴承编号	b_c	b_{pn}	b_s
轴承类型	23084CA/W33	NCF1872BV	23076CC/W33
轴承内径/mm	420	360	380
轴承外径/mm	620	440	560
轴承宽度/mm	150	38	135
滚子直径/mm	50	22	45
滚子个数	27	51	27

由最小二乘支持向量机风速模型得到 600 s 内风速预测时程曲线如图 1 所示。根据空气动力学原理及式(13)、(14)得到风力发电机行星齿轮传动系统的输入转矩曲线如图 5(a)所示。为清楚的反映系统的响应变化,截取前 20 s 系统的输入转矩(如图 5(b)所示)作为仿真模型的输入转矩激励,轴承间隙为 0,用 Runge-Kutt 数值积分方法对系统动力学模型进行仿真计算,得到变风载下系统各齿轮的振动位移、各齿轮副的动态啮合力和各支承轴承的动载荷。



(b)仿真20 s内系统输入转矩曲线

图 5 传动系统输入转矩时间历程曲线

图 6~图 7 表示系统各构件相应的振动位移响应,图中的负值表示其振动方向与动力学模型中对应的物理坐标正向相反。由上图可以看出,由于传动系统的输入外部载荷为旋转方向上的转矩载荷,因此,行星架和太阳轮在平移方向上的位移响应幅值较小,受外部载荷激励的影响较小。但是扭转方向上的振动位移响应的低频部分与外部转矩载荷激励有相似的变化趋势,且由于转速的增加及齿轮之间相互啮合作用的影响,行星轮和太阳轮振动位移

响应的高频成分增加。行星轮在径向的振动位移响应频率较高,与轮齿之间的啮合频率相对应,但在切向和扭转方向上振动位移响应的低频部分和外部激励变化趋势相似。

图 8 为系统中各支承轴承的轴心轨迹,可以看出,由于支承轴承的变刚度影响,行星架、太阳轮和行星轮支承轴承的轴心轨迹均呈现复杂的网状结构,表现出非线性特性^[16]。

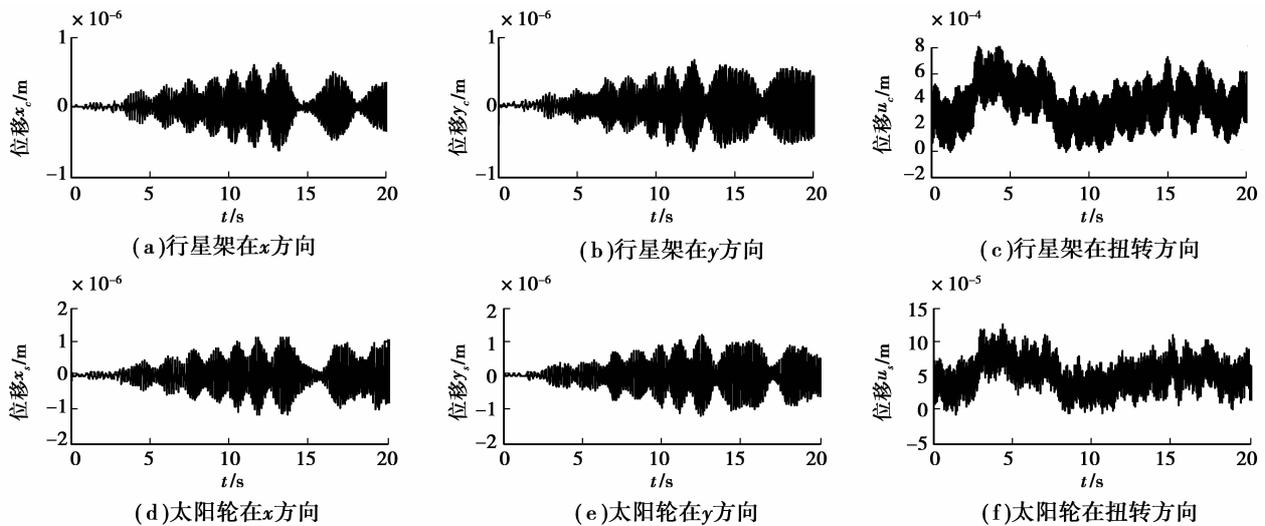


图 6 行星架和太阳轮在 x, y 及扭转方向上的振动位移响应曲线

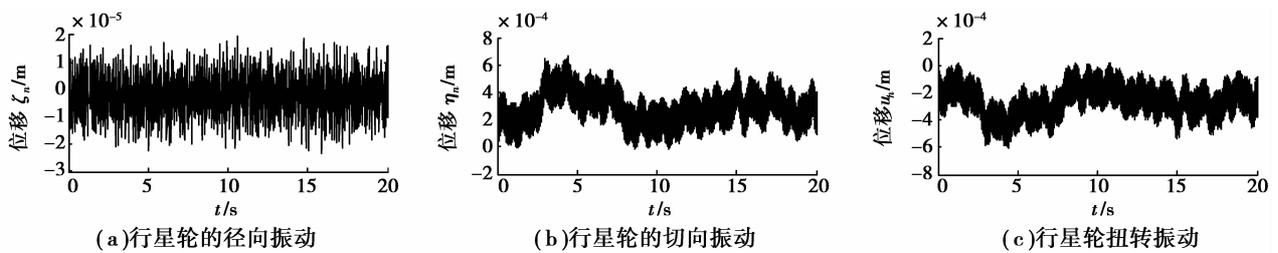


图 7 行星轮在径向、切向及扭转方向上的位移响应曲线

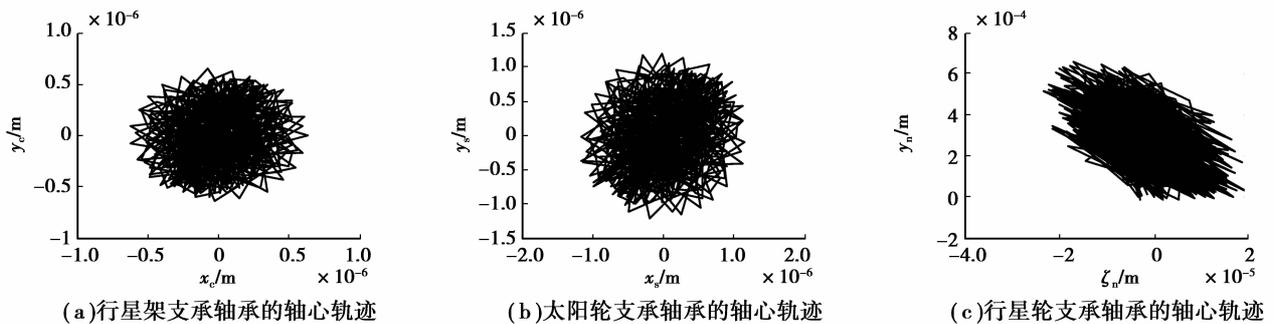


图 8 各构件支承轴承的轴心轨迹图

齿轮副间的啮合力为沿啮合线方向的相对位移与啮合刚度的乘积,得到系统各构件的振动位移后,根据式(8)和时变啮合刚度可求得系统各齿轮副的动态啮合力,根据式(7)可以求出各支承轴承的非线性轴承力。图 9~图 10 分别为系统各齿轮副的动态啮合力和各支承轴承的非线性轴承力时间响应曲线。由图中可以看出,太阳轮和行星轮之间以及内齿圈和行星轮之间的动态啮合力低频部分的变化趋势和外部输入转矩有相似的变化趋势。行星架和行

星轮支承轴承的动载荷随时间的变化规律与外部风速变化引起的转矩变化规律相似,行星架支承轴承动载荷的变化规律与行星轮支承轴承动载荷的变化规律相比,与风载转矩的变化规律更接近。而太阳轮支承轴承的动载荷由于受太阳轮与行星轮啮合作用的影响,没有表现出外部风载的变化特征。这可由图 2 所示行星传动的输入、输出轴及其与轴承的支承关系得到合理的解释。

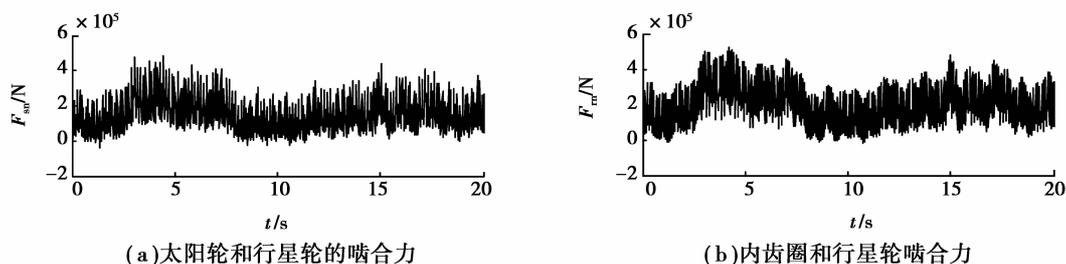


图 9 系统各齿轮副啮合力响应曲线

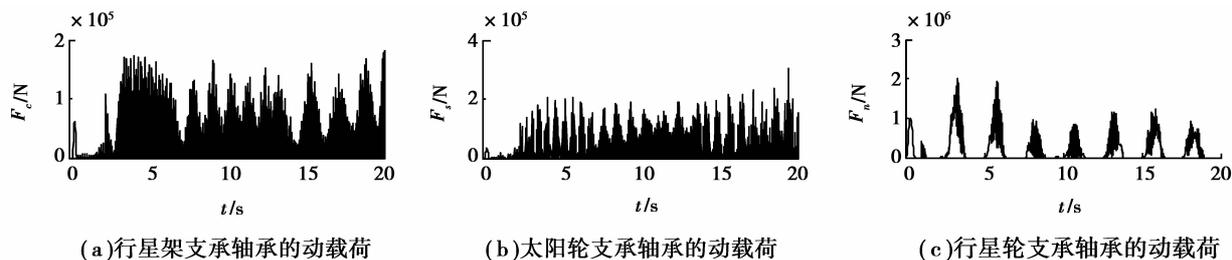


图 10 系统各齿轮支承轴承的动载荷

4 结 论

应用最小二乘支持向量机建立了风场的随机风速模型,获得了由随机风速引起的传动系统输入变载荷激励,建立了风力发电机行星齿轮传动系统平移-扭转动力学模型,求得了传动系统各构件的振动位移、各齿轮副的动态啮合力及各支承轴承的轴承力,其结果表现出如下规律:

1)行星架和太阳轮的平移振动位移受外载荷激励的影响较小,而其扭转振动位移以及行星轮的切向和径向振动位移外载荷激励影响较大。

2)各齿轮的扭转位移、各轮齿之间的动态啮合力以及行星轮的切向位移均与外部输入转矩载荷激励的变化趋势相似。但行星轮的径向位移由于轮齿之间的啮合及外载荷的共同作用表现出复杂的频率成份。

3)在变风载作用下,系统各啮合齿轮间的啮合力的低频部分和外部转矩载荷激励的变化趋势相似,其高频部分由于滚动轴承时变刚度与啮合齿轮时变啮合刚度的耦合作用较为复杂,表现出非线性特性。

4)行星架和行星轮支承轴承的动载荷受外部载荷的影响较大,动载荷的变化规律与外部转矩的变化规律相接近,而太阳轮支承轴承的动载荷由于齿轮啮合的耦合作用,没有表现出与外部转矩变化相类似的特征。

参考文献:

- [1] Musial W, Butterfield S, Mcniff B. Improving wind turbine gearbox reliability[C]//Proceedings of the 2007 European Wind Energy Conference, NREL/CP-500-41548, May 7-10, 2007, Milan, Italy. Springfield: NREL, 2007.

- [2] Kahraman A, Singh R. Non-linear dynamics of a spur gear pair[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1990, 142(1):49-75.
- [3] Kahraman A, Singh R. Non-linear dynamics of a geared rotor-bearing system with multiple clearances [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 144(3):469-506.
- [4] 孙涛, 胡海岩. 基于离散傅里叶变换与谐波平衡法的行星齿轮系统非线性动力学分析[J]. *机械工程学报*, 2002, 38(11):58-61.
SUN Tao, HU Haiyan. Nonlinear dynamics of planetary gear transmission by harmonic balance method based on DFT [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2002, 38(11):58-61.
- [5] Lin J, Parker R G. Analytical characterization of the unique properties of planetary gear free vibration[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1999, 121(3):316-321.
- [6] Ambarisha V K, Parker R G. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 302:577-595.
- [7] 王世宇, 宋轶民, 张策, 等. 行星齿轮传动的共振失效概率[J]. *天津大学学报*, 2005, 38(12):1122-1128.
WANG Shiyu, SONG Yimin, ZHANG Ce, et al. Failure probability caused by resonance of planetary gear transmissions[J]. *Journal of Tianjin University*, 2005, 38(12):1122-1128.
- [8] Liew H V, Lim T C. Analysis of time-varying rolling element bearing characteristics [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 283(3/4/5):1163-1179.
- [9] 秦大同, 邢子坤, 王建宏. 基于动力学和可靠性的风力发电齿轮传动系统参数优化设计[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(7):24-31.
QIN Datong, XING Zikun, WANG Jianhong. Optimization design of system parameters of the gear transmission of wind turbine based on dynamics and reliability [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(7):24-31.
- [10] 秦大同, 古西国, 王建宏, 等. 兆瓦级风力机齿轮传动系统动力学分析与优化[J]. *重庆大学学报*, 2009, 32(4):408-414.
QIN Datong, GU Xiguo, WANG Jianhong, et al. Dynamic analysis and optimization of gear trains in a megawatt level wind turbine[J]. *Journal of Chongqing University*, 2009, 32(4):408-414.
- [11] Peeters J L M, Sas P, Vandepitte D. Analysis of internal drive train dynamics in a wind turbine[J]. *Wind Energy*, 2005, 9(1):141-161.
- [12] 王秋瑾, 张新房. 基于 WLS-SVM 的变速风力机有效风速估计[J]. *系统仿真学报*, 2005, 17(7):1590-1594.
WANG Qiujin, ZHANG Xinfang. Effective wind speed estimation for variable speed wind turbines based on WLS-SVM[J]. *Journal of System Simulation*, 2005, 17(7):1590-1594.
- [13] Gao Y, Wang X S, Cheng Y H, et al. Fault diagnosis using a probability least squares support vector classification machine [J]. *Mining Science and Technology, China*, 2010, 20(6):917-921.
- [14] Sawalhi N, Randall R B. Simulating gear and bearing interactions in the presence of faults; part I. the combined gear bearing dynamic model and the simulation of localised bearing faults [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2008, 22(8):1924-1951.
- [15] Lioulios A N, Antoniadis I A. Effect of rotational speed fluctuations on the dynamic behaviour of rolling element bearings with radial clearances [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2006, 48(8):809-829.
- [16] 何芝仙, 干洪. 计入轴承间隙时轴-滚动轴承系统动力学行为研究[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(9):120-124.
HE Zhixian, GAN Hong. Dynamic behavior of a shaft-rolling bearing system with clearance [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(9):120-124.

(编辑 张小强)