

风电齿轮箱传动系统的动力学建模

周世华¹, 李朝峰¹, 王开宇², 闻邦椿¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 沈阳鼓风机集团有限公司, 辽宁 沈阳 110869)

摘 要: 由于风速的随机性特点,使得风电齿轮箱长期处于较为复杂的变载荷作用下而产生振动,这些振动将会引起齿轮箱内部结构的损坏。为了更好地对齿轮箱进行动力学分析,将风电齿轮箱传动系统分解为三级齿轮传动,采用集中质量法,在直齿轮、斜齿轮和行星齿轮动力学模型的基础上,建立了整个齿轮箱传动系统的动力学模型;并在考虑齿轮啮合刚度、啮合阻尼、啮合误差、偏心量、弯扭耦合、自身重力以及支撑轴承等因素的共同作用下,利用拉格朗日方程推导了整个传动系统的动力学方程。为今后分析兆瓦级风电齿轮箱传动系统的固有特性、动态响应等动力学特性奠定了一定的基础。

关 键 词: 风力发电机;齿轮箱;齿轮传动系统;耦合振动;动力学模型

中图分类号: TH 132.41

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2014)09-1301-05

Dynamic Model of the Transmission System in Wind Turbine Gearbox

ZHOU Shi-hua¹, LI Chao-feng¹, WANG Kai-yu², WEN Bang-chun¹

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;

2. Shenyang Blower(Group)Co., Ltd., Shenyang 110869, China. Corresponding author: ZHOU Shi-hua,

E-mail: zhou_shihua@126.com)

Abstract: Due to the random characteristics of wind speed, the transmission system in wind turbine gearbox would produce complex vibration, which can cause internal structure fatigue of the drive system. In order to analyze the performance of the gearbox, the wind turbine gearbox system was divided into three-class gear transmission, and the dynamical models of spur gear, helical gear and planetary gear were built. On this basis, the dynamical model of the whole wind turbine gearbox system was established. The vibration differential equations of the drive system were derived through the Lagrange's equation, considering the meshing stiffness, meshing damping, comprehensive meshing error, eccentricity, gravity, bending-torsional coupling and support bearing. The model provides some theoretical reference for the characteristic analysis and vibration control of similar wind turbine gearbox system.

Key words: wind turbine; gearbox; gear system; coupling vibration; dynamical model

风力发电机齿轮箱传动系统是由齿轮箱体、传动轴、齿轮以及支撑轴承等部件组成的弹性机械系统,作为风电设备的核心构件,其综合性能的好坏直接影响到整个风力发电机传动系统性能的好坏。近年来许多国内外学者对风电齿轮箱传动系统的性能研究方法、动力学模型等方面进行了深入的研究,并取得了一定的成就^[1-10]。Guo等^[3]在同时考虑重力及其内部/外部激励共同作

用下,对行星齿轮传动系统进行了动力学分析。Riziotis等^[4]在综合考虑内、外载荷激励共同作用下,建立了具有多级行星齿轮传动的大型风电齿轮箱齿轮-转子-轴承-箱体的耦合非线性动力学模型,并利用模态叠加法对风电齿轮箱进行了振动响应分析。文献^[5-6]运用DADS建立了两级行星轮加一级平行轴齿轮的三级风电齿轮箱传动系统的柔性动力学模型,并进行了详细的研究。

收稿日期: 2013-10-24

基金项目: 国家自然科学基金青年基金资助项目(51105063); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(N120403004)。

作者简介: 周世华(1987-),男,河北衡水人,东北大学博士研究生; 闻邦椿(1930-),男,浙江温岭人,东北大学教授,博士生导师,中国科学院院士。

文献[7]以齿轮啮合原理、齿轮系统动力学等理论为基础,在考虑齿轮啮合刚度、齿侧间隙和制造误差的基础上,建立了具有多级齿轮传动的大型风电齿轮箱的齿轮-传动轴-箱体系统的耦合非线性动力学模型,并在只考虑内部激励的情况下对其进行了分析. Qin 等^[8]建立了兆瓦级风力发电机齿轮箱传动系统的弯扭耦合动力学模型,并利用 4 阶 Runge-Kutta 方法计算了在外激励和内部激励共同作用下的风电齿轮箱传动系统的耦合振动响应. Helsen 等^[9]借助于柔性多体建模技术,建立了齿轮箱的非线性动力学模型,并对兆瓦级风电齿轮箱传动系统进行了动态响应特性分析. 通过前面的文献研究可以看出,现有的模型中同时考虑实际风电齿轮箱传动系统的齿轮啮合刚度、啮合阻尼、啮合误差、偏心量、弯扭轴耦合、自身重力以及支撑轴承非线性等因素的共同作用,建立风电齿轮箱传动系统的弯扭轴耦合动力学模型的文献很少. 为了准确地分析和掌握风电齿轮箱传动系统的动态特性,本文在前人研究的基础上,建立了风电齿轮箱-转子-轴承传动系统弯扭轴耦合动力学模型. 为风电齿轮箱传动系统的设计、降低由振动所引起的风电齿轮箱传动系统的故障等问题提供了一定的理论依据.

1 齿轮箱传动系统分析模型的建立

图 1 为风电齿轮箱传动系统的理论结构体系和物理模型. 图 2 为大型风电齿轮箱传动系统的结构简图,该系统由三级齿轮传动组成,其中包括一级行星齿轮传动和两级平行轴外啮合圆柱齿轮传动.

图 2 中: T_{in} 为低速端输入转矩; T_{out} 为高速端输出转矩; p_i 为行星轮; c 为行星架; r 为内齿圈; s

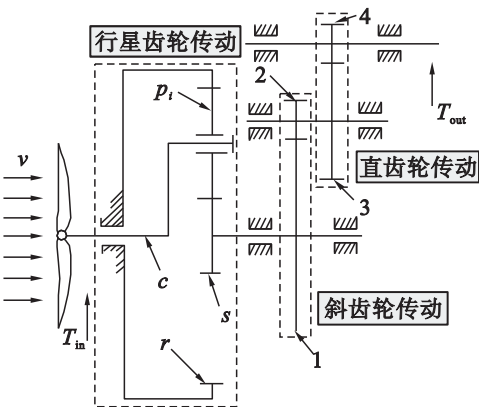


图 2 风电齿轮箱传动系统的结构简图
Fig. 2 Structure diagram of the transmission system in wind turbine gearbox

为太阳轮; 1 为中间级主动斜齿轮; 2 为中间级从动斜齿轮; 3 为高速级主动直齿轮; 4 为高速级从动直齿轮.

1. 1 直齿轮传动的动力学模型

设主、从动直齿轮的旋转中心坐标为 $O_1(x_1, y_1)$, $O_2(x_2, y_2)$, 直齿轮质心坐标为 $G_1(x_{g1}, y_{g1})$, $G_2(x_{g2}, y_{g2})$. 主动直齿轮的转角为 φ_1 , 扭转振动角位移为 θ_1 ; 从动直齿轮的转角为 φ_2 , 扭转振动角位移为 θ_2 ; 输入端转角为 φ_d , 扭转振动角位移为 θ_d ; 输出端转角为 φ_m , 扭转振动角位移为 θ_m . 据此建立整个传动系统的动力学模型如图 3 所示.

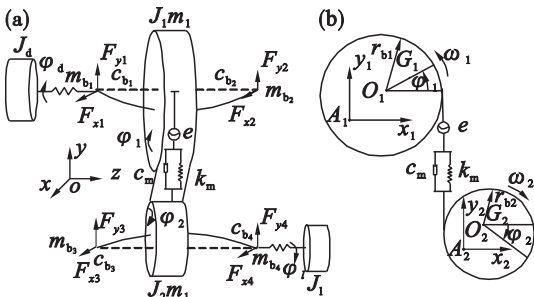


图 3 直齿轮-转子-滚动轴承传动系统的动力学模型
Fig. 3 Dynamic model of spur gear-rotor-bearing system

(a)一直齿轮动力学模型; (b)一直齿轮副模型.

根据前面定义的几何关系可知,直齿轮-转子系统中输入、输出端,主、从动轮的转角分别为 $\varphi_d = \omega_1 t + \theta_d$, $\varphi_1 = \omega_1 t + \theta_1$, $\varphi_2 = \omega_2 t + \theta_2$, $\varphi_m = \omega_2 t + \theta_m$. (1)

式中, $\theta_d, \theta_m, \theta_1, \theta_2$ 分别为输入端、输出端、主动轮和从动轮的扭转振动角位移.

这里规定,在 $t=0$ 时,主、从齿轮的起始转角均为 0. 且从动轮的转动方向为正,则齿轮质心 G_1, G_2 与齿轮旋转中心 O_1, O_2 之间的关系为

$$\left. \begin{aligned} x_{g1} &= x_1 + \rho_1 \cos(-\varphi_1), x_{g2} = x_2 + \rho_2 \cos\varphi_2, \\ y_{g1} &= y_1 + \rho_1 \sin(-\varphi_1), y_{g2} = y_2 - \rho_2 \sin\varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

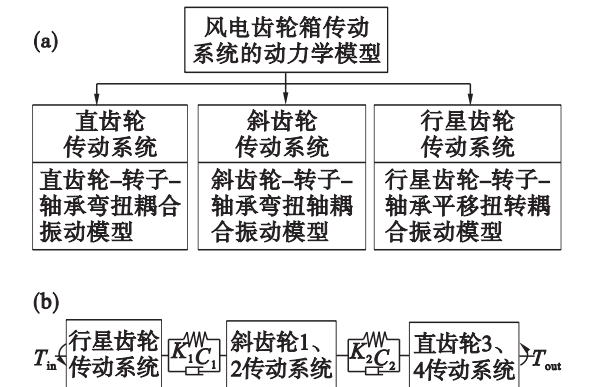


图 1 风电齿轮箱传动系统
Fig. 1 The gear transmission system of wind turbine gearbox
(a)一齿轮箱理论体系; (b)一齿轮箱物理模型.

在动态条件下轴承部分的当量质量 m_{bi} 的旋转中心的坐标为 (x_{bi}, y_{bi}) 。如图 3a 所示, 设 δ_{x1}, δ_{y1} 和 δ_{x2}, δ_{y2} 分别为齿轮旋转平面内主、从动轴在 x, y 方向的弹性变形, 则:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{x1} &= x_1 - \xi_1 x_{b2} - \xi_2 x_{b1}, \delta_{y1} = y_1 - \xi_1 y_{b2} - \xi_2 y_{b1}, \\ \delta_{x2} &= x_2 - \xi_3 x_{b4} - \xi_4 x_{b3}, \delta_{y2} = y_2 - \xi_3 y_{b4} - \xi_4 y_{b3}. \end{aligned} \right\} (3)$$

式中: $\xi_i = l_{bi}/l_j$, ($i=1, 2; j=1; i=3, 4, j=2$); l_1, l_2 分别为主、从动轴在两轴承间的长度; l_{bi} ($i=1 \sim 4$) 为主、从动轴齿轮旋转中心到相应轴承质心的距离。

假设齿轮在啮合时沿啮合线方向产生的弹性变形完全转换为齿面的弹性变形, 并且将一对啮合的齿轮等效成由弹簧-阻尼连接的刚性圆盘^[10]。齿轮的综合啮合刚度用 k_m 表征, 综合啮合阻尼用 c_m 表征。根据黏弹性理论, 齿轮间沿啮合线方向的啮合力可表述为 $F = c_m \dot{\delta} + k_m \delta$; 另外, 根据几何关系有 $\delta = y_1 - y_2 + \theta_1 r_{b1} - \theta_2 r_{b2} + \rho_1 \sin \varphi_1 - \rho_2 \sin \varphi_2$, 因此齿轮啮合时沿啮合线方向的动态啮合力 F 为

$$F = c_m (\dot{y}_1 - \dot{y}_2 + \dot{\varphi}_1 r_{b1} - \dot{\varphi}_2 r_{b2} + \rho_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - \rho_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - \dot{e}(t)) + k_m (y_1 - y_2 + \varphi_1 r_{b1} - \varphi_2 r_{b2} + \rho_1 \sin \varphi_2 - \rho_2 \sin \varphi_2 - e(t)). \quad (4)$$

式中: k_m 为齿轮啮合的综合啮合刚度; c_m 为齿轮啮合的综合啮合阻尼; r_{b1}, r_{b2} 为主、从直齿轮的基圆半径; $e(t)$ 为齿轮啮合误差。

1.2 斜齿轮传动的动力学模型

与直齿圆柱齿轮动力学模型类似, 图 4 为斜齿轮-转子-轴承传动系统的动力学模型。

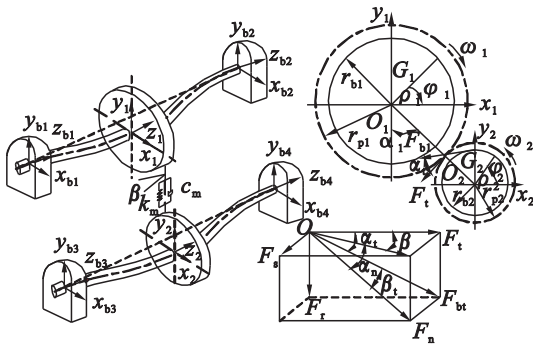


图4 斜齿轮-转子-轴承传动系统动态模型

Fig. 4 Dynamic model of helical gear-rotor-bearing system

图中: r_{b1}, r_{b2} 分别为主、从动斜齿轮的基圆半径; F_t, F_r, F_a 分别为齿轮啮合时的切向力、径向力和轴向力; α_t 为端面分度圆压力角; α_n 为法向分度圆压力角; β 为分度圆螺旋角; β_i 为基圆螺旋角; α_i 为两齿轮中心连线与垂直方向的夹角。

根据斜齿轮啮合的关系, 则齿轮质心 G_1, G_2 与齿轮旋转中心 O_1, O_2 之间的关系为

$$\left. \begin{aligned} x_{g1} &= x_1 + \rho_1 \cos(-\varphi_1), x_{g2} = x_2 + \rho_2 \cos \varphi_2, \\ y_{g1} &= y_1 + \rho_1 \sin \varphi_1, y_{g2} = y_2 + \rho_2 \sin(-\varphi_2), \\ z_{g1} &= z_1, z_{g2} = z_2. \end{aligned} \right\} (5)$$

式中: x_i, y_i, z_i ($i=1, 2$) 分别为主、从动斜齿轮旋转中心水平、垂直和轴向的振动位移; ρ_1, ρ_2 为主、从动斜齿轮的偏心量。

根据几何关系, 设两斜齿轮在啮合线方向上的综合变形位移 δ 为

$$\delta = (r_{b1} \theta_1 - r_{b2} \theta_2) + [(x_1 + \rho_1 \cos \varphi_1) - (x_2 + \rho_2 \cos \varphi_2)] \cdot \cos(\alpha_1 - \alpha_t) + [(y_1 - \rho_1 \sin \varphi_1) - (y_2 + \rho_2 \sin \varphi_2)] \cdot \sin(\alpha_1 - \alpha_t) + (z_1 - z_2) \tan \beta - e(t), \quad (6)$$

则斜齿轮间的啮合力同样可表述为 $F = c_m \dot{\delta} + k_m \delta$ 。

1.3 行星齿轮传动的动力学模型

将齿轮之间的啮合等效成弹簧, 并考虑各构件处的轴承刚度, 进而建立了图 5 所示的行星齿轮传动系统的动力学模型。

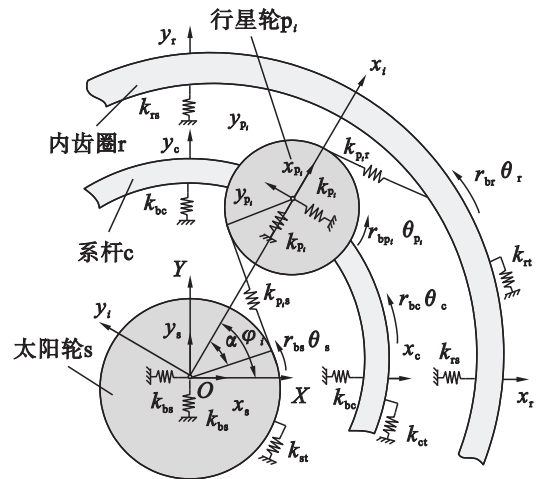


图5 行星轮系传动力学模型

Fig. 5 Dynamic model of the planetary drive system

图中: OXY 为固定坐标系; $Ox_i y_i$ 为随系统转动的坐标系, Ox_i 轴通过第 i 个行星轮的理论中心, 并且以角速度 ω_c 旋转; 不同构件的参数下标 s, r, c, p_i 分别为太阳轮、内齿圈、行星架和行星轮; 行星轮的个数为 3, 序号用 i ($i=1, 2, 3$) 来表示; x_j, y_j ($j=s, r, c$) 分别为太阳轮、内齿圈和行星架质心的振动位移 (在固定坐标系 OXY 下的投影); x_{p_i}, y_{p_i} ($i=1, 2, 3$) 表示第 i 个行星轮质心的振动位移在动坐标系 $o_{p_i} x_{p_i} y_{p_i}$ 下的投影; $r_{bs}, r_{br}, r_{bc}, r_{bp_i}$ 分别表示太阳轮、内齿圈、行星架和行星轮的基圆半径 (对行星架则为太阳轮和行星轮理论中心间的距离); $\theta_s, \theta_r, \theta_c, \theta_{p_i}$ 分别表示太阳轮、内齿圈、行星架和行星轮的扭转角位移, 并且规定逆时针转动为正; φ_i 为第 i 个行星轮的理论位置角, 且 $\varphi_i =$

$2\pi(i-1)/n; \alpha$ 为齿轮的啮合角(压力角); k_{ss}, k_{st}, k_{bs} 分别表示太阳轮 x, y 方向轴的弯曲刚度、扭转刚度和轴承刚度; k_{rs}, k_{rt} 分别表示内齿圈 x, y 方向轴的弯曲刚度和轴承刚度; k_{cs}, k_{ct}, k_{bc} 分别表示行星架 x, y 方向弯曲刚度、扭转刚度和轴承刚度; k_{bp_i} 表示第 i 个行星轮 x, y 方向的轴承刚度; $k_{p_i s}, k_{p_i r}$ 分别表示第 i 个行星轮与太阳轮和内齿圈的啮合刚度。

1.3.1 太阳轮与行星轮沿啮合线方向的相对位移
将太阳轮和行星轮的位移向啮合线方向投影, 便得到两构件之间的相对位移。

1) 太阳轮在啮合时沿 x, y 方向的位移分别为 x_s, y_s , 扭转角位移为 $r_{bs}\theta_s$ 。将其投影到啮合线方向上分别为: $x_s \sin \alpha, y_s \cos \alpha$ 和 $-r_{bp_i} \theta_{p_i}$ 。

2) 行星轮在啮合时沿 x, y 方向的位移分别为 x_{p_i}, y_{p_i} , 扭转角位移为 $r_{bp_i} \theta_{p_i}$ 。将其投影到啮合线方向上分别为: $x_{p_i} \sin \alpha, y_{p_i} \cos \alpha$ 和 $-r_{bp_i} \theta_{p_i}$ 。

太阳轮相对于行星轮的位移沿啮合线方向的投影为

$$\left. \begin{aligned} \delta_{p_i s} &= x_s \sin \varphi_{s_i} - y_s \cos \varphi_{s_i} - r_{bs} \theta_s + x_{p_i} \sin \alpha + \\ &\quad y_{p_i} \cos \alpha - r_{bp_i} \theta_{p_i}, \\ \varphi_{s_i} &= \varphi_i - \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

1.3.2 行星轮与内齿圈沿啮合线方向的相对位移
将内齿圈和行星轮的位移向啮合线方向投影, 便得到两构件之间的相对位移。

1) 内齿圈在啮合时沿 x, y 方向的位移分别为 x_r, y_r , 扭转角位移为 $r_{br} \theta_r$ 。将其投影到啮合线方向上分别为: $x_r \sin \varphi_{r_i}, -y_r \cos \varphi_{r_i}$ 和 $-r_{br} \theta_r$ 。

2) 行星轮在啮合时沿 x, y 方向的位移分别为 x_{p_i}, y_{p_i} , 扭转角位移为 $r_{bp_i} \theta_{p_i}$ 。将其投影到啮合线方向上分别为: $-x_{p_i} \sin \alpha, y_{p_i} \cos \alpha$ 和 $r_{bp_i} \theta_{p_i}$ 。

内齿圈相对于行星轮的位移沿啮合线方向的投影为

$$\left. \begin{aligned} \delta_{p_i r} &= x_r \sin \varphi_{r_i} - y_r \cos \varphi_{r_i} - r_{br} \theta_r - x_{p_i} \sin \alpha + \\ &\quad y_{p_i} \cos \alpha + r_{bp_i} \theta_{p_i}, \\ \varphi_{r_i} &= \varphi_i + \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

1.3.3 系杆和行星轮的相对位移关系

在行星架转动坐标系 $ox_i y_i$ 中, 行星轮相对于行星架的位移在两坐标轴上产生的弹性变形分别为

$$\left. \begin{aligned} \delta_{p_i x} &= x_{p_i} - x_c \cos \varphi_i - y_c \sin \varphi_i, \\ \delta_{p_i y} &= y_{p_i} + x_c \sin \varphi_i - y_c \cos \varphi_i - r_{bc} \theta_c. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

在考虑行星齿轮传动系统中的啮合力、输入输出力矩的基础上, 得出行星齿轮系统各构件的受力分析如图 6 所示。

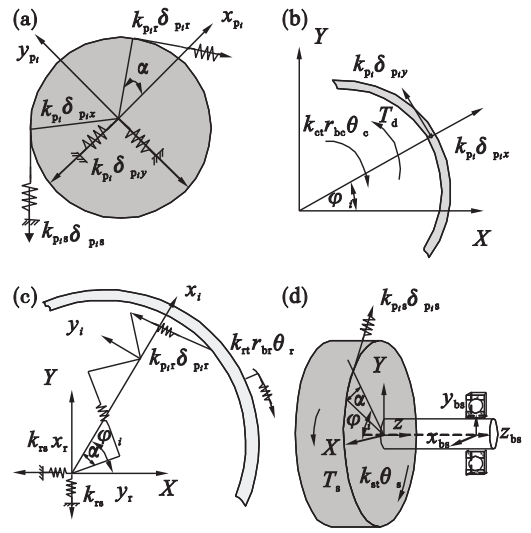


图 6 行星轮各构件的受力分析
Fig. 6 Force analysis of planetary gear system
(a) 一行星轮; (b) 一行星架;
(c) 一内齿圈; (d) 一太阳轮。

2 风电齿轮箱传动系统动力学方程

以直齿轮、斜齿轮和行星齿轮的动力学模型为基础, 得到了整个齿轮箱传动系统的位移列阵 \mathbf{X} :
 $\mathbf{X} = [x_c \ y_c \ \theta_c \ x_r \ y_r \ \theta_r \ x_{p_1} \ y_{p_1} \ \theta_{p_1} \ x_{p_2} \ y_{p_2} \ \theta_{p_2} \ x_{p_3} \ y_{p_3} \ \theta_{p_3} \ x_s \ y_s \ \theta_s \ x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_1 \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_2 \ x_3 \ y_3 \ \theta_3 \ x_4 \ y_4 \ \theta_4]^T$ 。
式中: $\theta_i (i = c, r, p_i, s, 1, 2, 3, 4)$ 为齿轮扭转振动角位移; $x_i, y_i, z_i (i = c, r, p_i, s, 1, 2, 3, 4)$ 分别为齿轮沿 x, y, z 方向的振动位移。

考虑系统中不平衡力、啮合力矩、输入、输出端转矩, 建立系统的动能 T 、势能 U 和耗散函数 R , 并由拉格朗日方程可推导出系统的振动微分方程。

行星架的振动微分方程:

$$\left. \begin{aligned} m_c \ddot{x}_c + 2k_{cs}(x_s - x_{bc}) - \sum_{i=1}^3 (k_{p_i} \delta_{p_i s} \cos \varphi_i - k_{p_i} \delta_{p_i r} \cos \varphi_i) &= F_{bcx}, \\ m_c \ddot{y}_c + 2k_{cs}(y_c - y_{bc}) - \sum_{i=1}^3 (k_{p_i} \delta_{p_i s} \sin \varphi_i + k_{p_i} \delta_{p_i r} \cos \varphi_i) &= F_{bcy} - m_c g, \\ J_c \ddot{\theta}_c + k_{ct} r_{bc}^2 \theta_c - \sum_{i=1}^3 k_{p_i} r_{bc} \delta_{p_i y} &= T_d. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

内齿圈的振动微分方程:

$$\left. \begin{aligned} m_r \ddot{x}_r + k_r x_r - \sum_{i=1}^3 k_{p_i} \delta_{p_i r} \sin(\varphi_i + \alpha) &= 0, \\ m_r \ddot{y}_r + k_r y_r + \sum_{i=1}^3 k_{p_i} \delta_{p_i r} \cos(\varphi_i + \alpha) &= -m_r g, \\ J_r \ddot{\theta}_r + k_{rt} r_{br}^2 \theta_r - \sum_{i=1}^3 k_{p_i} r_{br} \delta_{p_i x} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

第 i 个行星轮的振动微分方程:

$$\left. \begin{aligned} m_{p_i}(\ddot{x}_{p_i} - 2\omega_c \dot{y}_{p_i} - \omega_c^2 x_{p_i}) + k_{p_i} \delta_{p_i x} + (k_{p_i s} \delta_{p_i s} - k_{p_i f} \delta_{p_i f}) \sin \alpha &= 0, \\ m_s(\ddot{y}_{p_i} + 2\omega_c \dot{x}_{p_i} - \omega_c^2 y_{p_i}) + k_{p_i} \delta_{p_i y} + (k_{p_i s} \delta_{p_i s} + k_{p_i f} \delta_{p_i f}) \cos \alpha &= -m_s g, \\ J_{p_i} \ddot{\theta}_{p_i} - k_{p_i s} r_{b p_i} \delta_{p_i s} + k_{p_i f} r_{b p_i} \delta_{p_i f} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

太阳轮的振动微分方程:

$$\left. \begin{aligned} m_s \ddot{x}_s - \sum_{i=1}^3 k_{p_i s} \delta_{p_i s} \sin(\varphi_i - \alpha) &= F_{bsx}, \\ m_s \ddot{y}_s + \sum_{i=1}^3 k_{p_i s} \delta_{p_i s} \cos(\varphi_i - \alpha) &= F_{bsy} - m_s g, \\ J_s \ddot{\theta}_s + k_{st} r_{bs}^2 \theta_s - \sum_{i=1}^3 k_{p_i s} r_{bs} \delta_{p_i s} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

斜齿圆柱齿轮 1 的振动微分方程:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_{x1} \dot{x}_1 + k_{x1} x_1 &= -F_{x1} + m_1 \rho_1 \ddot{\theta}_1 \sin \varphi_1 + m_1 \rho_1 (\omega_1 + \dot{\theta}_1)^2 \cos \varphi_1, \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_{y1} \dot{y}_1 + k_{y1} y_1 &= -F_{y1} - m_1 g - m_1 \rho_1 \ddot{\theta}_1 \cos \varphi_1 + m_1 \rho_1 (\omega_1 + \dot{\theta}_1)^2 \sin \varphi_1, \\ m_1 \ddot{z}_1 + c_{z1} \dot{z}_1 + k_{z1} z_1 &= -F_{z1}, \\ (J_1 + m_1 \rho_1^2) \ddot{\theta}_1 + c_{t1} \dot{\theta}_1 + k_{t1} \theta_1 &= m_1 \rho_1 \ddot{x}_1 \sin \varphi_1 - m_1 \rho_1 \ddot{y}_1 \cos \varphi_1 - F_{t1} r_{b1}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

斜齿圆柱齿轮 2 的振动微分方程:

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + c_{x2} \dot{x}_2 + k_{x2} x_2 &= F_{x2} + m_2 \rho_2 \ddot{\theta}_2 \sin \varphi_2 + m_2 \rho_2 (\omega_2 + \dot{\theta}_2)^2 \cos \varphi_2, \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_{y2} \dot{y}_2 + k_{y2} y_2 &= F_{y2} - m_2 g - m_2 \rho_2 \ddot{\theta}_2 \cos \varphi_2 + m_2 \rho_2 (\omega_2 + \dot{\theta}_2)^2 \sin \varphi_2, \\ m_2 \ddot{z}_2 + c_{z2} \dot{z}_2 + k_{z2} z_2 &= F_{z2}, \\ (J_2 + m_2 \rho_2^2) \ddot{\theta}_2 + c_{t2} \dot{\theta}_2 + k_{t2} \theta_2 &= m_2 \rho_2 \ddot{x}_2 \sin \varphi_2 - m_2 \rho_2 \ddot{y}_2 \cos \varphi_2 - F_{t2} r_{b2}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

直齿圆柱齿轮 3 的振动微分方程:

$$\left. \begin{aligned} m_3 \ddot{x}_3 + c_{x3} \dot{x}_3 + k_{x3} x_3 &= -F_{x3} + m_3 \rho_3 \ddot{\theta}_3 \sin \varphi_3 + m_3 \rho_3 (\omega_3 + \dot{\theta}_3)^2 \cos \varphi_3, \\ m_3 \ddot{y}_3 + c_{y3} \dot{y}_3 + k_{y3} y_3 &= -F_{y3} - m_3 g - m_3 \rho_3 \ddot{\theta}_3 \cos \varphi_3 + m_3 \rho_3 (\omega_3 + \dot{\theta}_3)^2 \sin \varphi_3, \\ (J_3 + m_3 \rho_3^2) \ddot{\theta}_3 + c_{t3} \dot{\theta}_3 + k_{t3} \theta_3 &= m_3 \rho_3 \ddot{x}_3 \sin \varphi_3 - m_3 \rho_3 \ddot{y}_3 \cos \varphi_3 - F_{t3} r_{b3}. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

直齿圆柱齿轮 4 的振动微分方程:

$$\left. \begin{aligned} m_4 \ddot{x}_4 + c_{x4} \dot{x}_4 + k_{x4} x_4 &= F_{x4} + m_4 \rho_4 \ddot{\theta}_4 \sin \varphi_4 + m_4 \rho_4 (\omega_4 + \dot{\theta}_4)^2 \cos \varphi_4, \\ m_4 \ddot{y}_4 + c_{y4} \dot{y}_4 + k_{y4} y_4 &= F_{y4} - m_4 g - m_4 \rho_4 \ddot{\theta}_4 \cos \varphi_4 + m_4 \rho_4 (\omega_4 + \dot{\theta}_4)^2 \sin \varphi_4, \\ (J_4 + m_4 \rho_4^2) \ddot{\theta}_4 + c_{t4} \dot{\theta}_4 + k_{t4} \theta_4 &= -T_s + m_4 \rho_4 \ddot{x}_4 \sin \varphi_4 - m_4 \rho_4 \ddot{y}_4 \cos \varphi_4 - F_{t4} r_{b4}. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

3 结 论

本文以机械弹性力学为基础,将风电齿轮箱传动系统分解为一级行星齿轮传动和两级平行轴齿轮传动,采用集中质量参数法同时考虑了齿轮啮合刚度、啮合阻尼、啮合误差、偏心量、弯扭轴耦合、自身重力以及支撑轴承非线性等因素的共同作用,在直齿轮、斜齿轮和行星齿轮传动系统的动力学模型的基础上,建立了整个风电齿轮箱传动系统的动力学模型,并应用拉格朗日方程推导了齿轮箱的振动微分方程. 为今后分析兆瓦级风电齿轮箱传动系统的固有特性、动态响应等动力学特性的分析奠定了一定的基础,也为风电齿轮箱的设计提供了可靠的理论依据.

参考文献:

- [1] Peeters J L M, Vandepitte D, Sas P. Analysis of internal drive train dynamics in a wind turbine[J]. *Wind Energy*, 2006, 9(1/2): 141 - 161.
- [2] Peeters J L M. Simulation of dynamic drive train loads in a wind turbine[D]. Belgium: Katholieke Universiteit Leuven, 2006.
- [3] Guo Y, Keller J, Parker R. Dynamic analysis of wind turbine planetary gears using an extended harmonic balance approach[C]//ASME Conference Proceedings. Leuven; Belgium, 2012.
- [4] Riziotis V A, Voutsinas S G. Fatigue loads on wind turbines of different control strategies operating in complex terrain[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2000, 85(3): 211 - 240.
- [5] Yang W X, Court R, Jiang J S. Wind turbine condition monitoring by the approach of SCADA data analysis[J]. *Renewable Energy*, 2013, 53(18): 365 - 376.
- [6] Pérez J M P, Márquez F P G, Tobias A. Wind turbine reliability analysis[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 23(17): 463 - 472.
- [7] Bartelmus W, Zimroz R. Vibration condition monitoring of planetary gearbox under varying external load[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2009, 23(6): 246 - 257.
- [8] Qin D T, Wang J H, Lim T C. Flexible multibody dynamic modeling of a horizontal turbine drive train system[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 329(11): 3565 - 3586.
- [9] Helsen J, Vanhollebeke F, Conincka F D, et al. Insights in wind turbine drive train dynamics gathered by validating advanced models on a newly develop 13.2MW dynamically controlled test-rig[J]. *Mechatronics*, 2011, 21(4): 737 - 752.
- [10] John F H, Christine A M. Wind energy conversion with a variable ratio gearbox design and analysis[J]. *Renewable Energy*, 2011, 36(15): 1075 - 1080.