

NW 型大功率风电增速器行星传动均载性能研究

孙 伟*, 李 想, 魏 静, 胡 兴 龙, 张 爱 强

(大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 荷载分配不均是影响大功率风电增速器行星传动系统承载能力及稳定性的重要因素, 因此改善均载性能是行星传动系统设计的重要研究内容. 针对某 NW 型大功率风电增速器, 采用随机风速下的输入转矩来模拟外部激励以使其更加贴近风电增速器的实际工况, 依据集中质量法及牛顿第二定律建立了斜齿行星轮系动力学均载模型, 从均载机构和行星传动结构角度研究了 NW 型行星轮系的均载特性; 同时针对影响均载的系统参数进行灵敏度分析, 给出系统参数对均载性能的动态灵敏度算法. 研究结果可为通过有效参数优化选择改善均载性能提供参考依据.

关键词: 风电增速器; 行星传动; 均载机构; 灵敏度

中图分类号: TH132

文献标识码: A

doi: 10.7511/dllgxb201503007

0 引 言

风电增速器作为风力发电机的关键部件, 它的传动系统设计是风电装备核心技术的主要体现, 同时也是风机最容易出现故障的组成机构之一. NW 型行星传动系统以其径向尺寸紧凑、传动比范围大及传动效率高等优势被广泛应用在大功率风电增速器中. 但其结构复杂, 工艺性略低于 NGW 型, 因此主要出现在 5 MW 级以上的大功率风电增速器中. 正是 NW 型本身结构的限制, 使得构件制造安装精度有限, 导致系统中各行星轮的荷载分配不均, 这是影响行星传动系统承载能力及稳定性的重要因素. 另外, 风电增速器所用随机风荷载的特殊性及复杂性, 使得它的均载模型不同于一般的行星传动均载计算. 因此通过有效途径来提高风电增速器行星传动系统的均载性能是保证其传动质量的关键.

许多学者从静力学角度开始研究行星传动的均载性能, 主要包括有限元法及静力平衡法, 此阶段的文献以均载系数的计算以及误差影响分析为主^[1-4]. 然而这种忽略惯性力的计算方法所得的结果与系统实际均载情况有较大偏差, 继而出现了一些基于集中质量法的动力学展开的均载性能研

究文献, 求解方法主要包括谐波平衡法、数值积分法等^[5-6]. 但多数文献以分析系统均载影响参数为主, 如分析齿轮各项误差、转速、输入功率等因素对荷载不均衡性的影响, 得到了一些简单的均载随参数的变化曲线^[7-9], 这些对于行星传动系统均载的分析多只有因没有果, 忽略了研究具体的方法或措施去改善荷载不均衡的状况. 另外, 由于灵敏度分析是使系统设计阶段具有针对性的重要途径, 对于行星轮系参数灵敏度的分析方面已有较多的研究, 但多数文献针对的是系统固有特性的灵敏度计算^[10-11], 这种算法多是基于特征方程直接求得的, 而对于像均载系数这种动态参数的灵敏度分析较为少见. 本文从均载机构的应用以及行星传动结构本身出发来研究 NW 型风电增速器的均载性能, 得到适合此模型的均载方法及结构方式, 并提出均载动态灵敏度的计算方法, 更直观地得到系统参数对均载的影响程度, 使对系统均载的设计变得具有针对性, 简化对均载影响参数的分析, 以期对齿轮传动系统的设计提供依据.

1 均载动力学模型

本文模型为 5 MW 风电增速器用 NW 型圆柱斜齿行星齿轮传动系统, 其结构简图如图 1 所

示,动力学模型如图 2 所示.

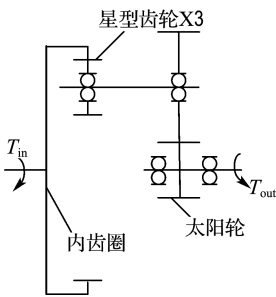


图 1 NW 型行星轮系结构

Fig. 1 Structure of NW planetary gear train

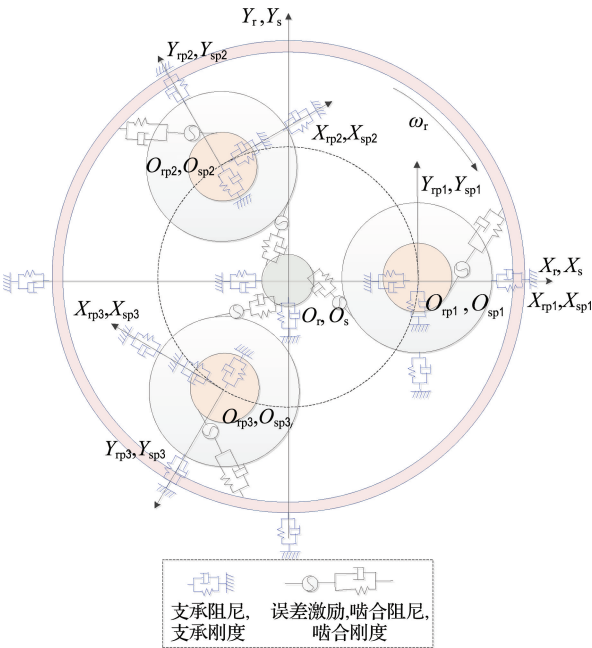


图 2 NW 型行星轮系动力学模型

Fig. 2 Dynamics model of NW planetary gear train

由于轴向自由度与各啮合线方向的位置关系相对简单(与各自啮合线方向夹角为相应螺旋角,且不受行星轮方位角影响),这里不再作轴向图说明.令各齿轮坐标建立在以各自几何中心为原点的定坐标系中,则系统自由度定义为

$$\delta = (u_r \ x_r \ y_r \ z_r \ u_{rp1} \ x_{rp1} \ y_{rp1} \ z_{rp1} \ u_{spi} \ x_{spi} \ y_{spi} \ z_{spi} \ u_{sp1} \ x_{sp1} \ y_{sp1} \ z_{sp1} \ u_{sr} \ x_{sr} \ y_{sr} \ z_{sr})^T$$

$$(x_{spi} \ y_{spi} \ z_{spi} \ u_s \ x_s \ y_s \ z_s)^T \tag{1}$$

式中: x 、 y 、 z 分别表示传动构件在各自坐标系下沿坐标轴方向的振动位移; u 表示传动构件扭转方向振动位移, $u = r_b \omega$, r_b 代表各齿轮基圆半径, ω 代表对应齿轮的转速;下标 r 、 s 、 rp 、 sp 分别代表内齿圈、太阳轮、参与内啮合的双联行星齿轮及参与外啮合的双联行星齿轮,后文中分别简称为内行星轮及外行星轮, $i = 1, 2, 3$.

1.1 啮合刚度激励

斜齿啮合是由轮齿一端开始并逐渐扩展至整个齿面,因此时变啮合刚度用一阶谐波来代替阶跃式波形.若一个啮合周期相位变化为 2π ,令行星轮 1 的初始相位为 0,则行星轮 i 的相位为 $Z_s \varphi_i$ 、 $Z_r \varphi_i$,齿轮内、外啮合刚度激励分别为^[12]

$$k_{mpri}(t) = \bar{k}_{mpr} [1 + S \sin(\omega_m t + Z_r \varphi_i + \gamma_{sr})] \tag{2}$$

$$k_{mpsi}(t) = \bar{k}_{mps} [1 + S \sin(\omega_m t + Z_s \varphi_i)] \tag{3}$$

式中: $\bar{k}_{mpr}$ 、 $\bar{k}_{mps}$ 分别为内、外啮合的平均啮合刚度; S 为刚度幅值比,取 0.2; φ_i 为行星轮相位角, $\varphi_i = 2\pi(i - 1)/3$; γ_{sr} 为行星轮系内外啮合相位差,行星轮齿数偶数时为 0,奇数时为 π ; ω_m 为行星轮传动啮合齿频; Z_s 、 Z_r 分别为太阳轮齿数和内齿圈齿数.

1.2 误差激励

本模型中考虑的对均载系数影响较大的各项误差为各齿轮的制造误差及安装误差,其当量啮合误差如表 1 所示.其中 θ_{pri} 、 θ_{psi} 分别为内、外啮合相位角,如式(4)~(5)所示,式中 α_{tr} 、 α_{ts} 为内、外啮合端面压力角; E 代表制造误差, A 代表安装误差; γ 代表制造误差的相位角, η 代表安装误差的相位角.

$$\theta_{pri} = \alpha_{tr} + \varphi_i \tag{4}$$

$$\theta_{psi} = \alpha_{ts} - \varphi_i \tag{5}$$

等效累积啮合误差如式(6)~(7)所示:

$$e_{mpri} = E_{ri}(t) + E_{rpi}(t) + A_{ri}(t) + A_{rpi}(t) \tag{6}$$

$$e_{mpsi} = E_{si}(t) + E_{spi}(t) + A_{si}(t) + A_{spi}(t) \tag{7}$$

表 1 当量啮合误差

Tab. 1 Equivalent mesh errors

	制造误差	安装误差
内齿圈	$E_{ri}(t) = E_r \sin(-\theta_{pri} - \gamma_r + \omega_r t)$	$A_{ri}(t) = A_r \sin(-\theta_{pri} - \eta_r)$
内行星轮	$E_{rpi}(t) = E_{rp} \sin(\theta_{pri} + \gamma_{rpi} - \omega_p t)$	$A_{rpi}(t) = A_{rp} \sin(\theta_{pri} + \eta_{rpi})$
外行星轮	$E_{spi}(t) = E_s \sin(-\theta_{psi} + \gamma_{spi} - \omega_p t)$	$A_{spi}(t) = A_{sp} \sin(-\theta_{psi} + \eta_{spi})$
太阳轮	$E_{si}(t) = E_s \sin(\theta_{psi} - \gamma_s - \omega_s t)$	$A_{si}(t) = A_s \sin(\theta_{psi} - \eta_s)$

1.3 外部激励

为使计算结果更贴近风电增速器的实际工况,本文的外部激励采用随机风速下的输入转矩. 选用 $AR(p)$ 自回归模型模拟脉动风速时程如式(8)所示^[13-14].

$$v(\mathbf{X}, \mathbf{Y}, \mathbf{Z}, t) = \sum_{k=1}^p \Psi_k v(\mathbf{X}, \mathbf{Y}, \mathbf{Z}, t - k\Delta t) + \mathbf{N}(t) \quad (8)$$

式中: $\mathbf{Y} = (y_1 \cdots y_M)^T$, $\mathbf{Z} = (z_1 \cdots z_M)^T$, $\mathbf{X} = (x_1 \cdots x_M)^T$, (x_i, y_i, z_i) 为空间第 i 点坐标, $i = 1, 2, \dots, M$; p 为 AR 模型阶数; Δt 是模拟风速时程的时间步长; Ψ_k 为 M 阶自回归系数矩阵. $\mathbf{N}(t)$ 为独立随机过程向量: $\mathbf{N}(t) = \mathbf{L} \cdot \mathbf{n}(t)$, 其中 $\mathbf{n}(t) = (n_1(t) \cdots n_M(t))^T$, $n_i(t)$ 是均值为零、方差为1且相互独立的正态随机过程, $i = 1, 2, \dots, M$. $\mathbf{L}$ 为 M 阶下三角阵, 通过 M 阶协方差矩阵 $\mathbf{R}_N$ 的 Cholesky 分解确定: $\mathbf{R}_N = \mathbf{L} \cdot \mathbf{L}^T$. 其中求解 $\mathbf{R}_N$ 的自谱密度函数选用随高度变化的脉动风速功率谱 Von Karman 谱^[15], 如式(9)所示.

$$S(f) = \frac{4\sigma^2 L / v_{\text{hub}}}{(1 + 71(fL / v_{\text{hub}})^2)^{5/6}} \quad (9)$$

式中: f 为频率; σ 为速度标准差; L 为湍流尺度参数, 由风机轮毂高度决定; v_{hub} 为轮毂处的平均风速.

因阻尼的数量级较小, 影响很小, 所以本文不考虑主轴以及高速轴阻尼的影响, 传动模型采用柔性传动模型, 如式(10) ~ (11) 所示.

$$\theta_g = N\theta_w - \left(\frac{N}{K_1} + \frac{1}{NK_2} \right) (T_w - J_w \ddot{\theta}_w) \quad (10)$$

$$T_g = (T_w - J_w \ddot{\theta}_w - NJ_g \ddot{\theta}_g) / N \quad (11)$$

式中: θ_g 为发电机转子角位移; N 为齿轮箱传动比; θ_w 为风轮转子角位移; K_1 为主轴刚度; K_2 为高速轴刚度; T_w 为风轮转子转矩; T_g 为发电机转子转矩; J_w 为风轮转子转动惯量; J_g 为发电机转子转动惯量.

应用所建立的随机风速和柔性传动模型, 依据变速变桨风力发电机组的功率调节特性, 计算得出 5 MW 风机传动系统在 50 s 内的时变荷载, 并作为本文动力学模型的外部激励, 如图 3 所示.

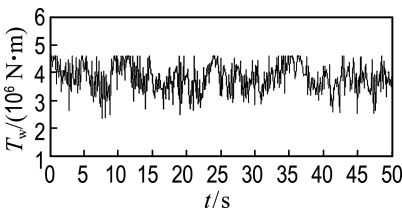


图3 随机风速下的输入转矩

1.4 均载模型动力学方程组

内啮合齿轮副动力学方程组为

$$\begin{aligned} (I_r / r_{br}^2) \ddot{u}_r + C_{\theta r} \dot{u}_r + k_{\theta r} u_r + \sum_{i=1}^3 [k_{\text{mpri}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpri}}, b_{pr}) + C_{\text{mpri}} \dot{\delta}_{\text{mpri}}] \cos \beta_{bpr} = T_{in} / r_{br}; \\ m_r \ddot{x}_r + C_r \dot{x}_r + k_r x_r - \sum_{i=1}^3 [k_{\text{mpri}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpri}}, b_{pr}) + C_{\text{mpri}} \dot{\delta}_{\text{mpri}}] \sin \theta_{pri} \cos \beta_{bpr} = 0; \\ m_r \ddot{y}_r + C_r \dot{y}_r + k_r y_r - \sum_{i=1}^3 [k_{\text{mpri}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpri}}, b_{pr}) + C_{\text{mpri}} \dot{\delta}_{\text{mpri}}] \cos \theta_{pri} \cos \beta_{bpr} = 0; \\ m_r \ddot{z}_r + C_r \dot{z}_r + k_r z_r + \sum_{i=1}^3 [k_{\text{mpri}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpri}}, b_{pr}) + C_{\text{mpri}} \dot{\delta}_{\text{mpri}}] \sin \beta_{bpr} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} (I_{rpi} / r_{brp}^2) \ddot{u}_{rpi} + C_{\theta rpi} \dot{u}_{rpi} + k_{\theta rpi} (u_{rpi} - \\ u_{spi} r_{brp} / r_{brp}) - [k_{\text{mpri}}(t) f(\delta_{\text{mpri}}, b_{pr}) + \\ C_{\text{mpri}} \dot{\delta}_{\text{mpri}}] \cos \beta_{bpr} = 0; \\ m_{rpi} \ddot{x}_{rpi} + C_{rpi} \dot{x}_{rpi} + k_{rpi} x_{rpi} + [k_{\text{mpri}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpri}}, b_{pr}) + C_{\text{mpri}} \dot{\delta}_{\text{mpri}}] \sin \theta_{pri} \cos \beta_{bpr} = 0; \\ m_{rpi} \ddot{y}_{rpi} + C_{rpi} \dot{y}_{rpi} + k_{rpi} y_{rpi} + [k_{\text{mpri}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpri}}, b_{pr}) + C_{\text{mpri}} \dot{\delta}_{\text{mpri}}] \cos \theta_{pri} \cos \beta_{bpr} = 0; \\ m_{rpi} \ddot{z}_{rpi} + C_{rpi} \dot{z}_{rpi} + k_{rpi} z_{rpi} - [k_{\text{mpri}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpri}}, b_{pr}) + C_{\text{mpri}} \dot{\delta}_{\text{mpri}}] \sin \beta_{bpr} = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

外啮合齿轮副动力学方程组为

$$\begin{aligned} (I_{spi} / r_{bsp}^2) \ddot{u}_{spi} + C_{\theta spi} \dot{u}_{spi} + k_{\theta spi} (u_{spi} - \\ u_{rpi} r_{bsp} / r_{brp}) + [k_{\text{mpsi}}(t) f(\delta_{\text{mpsi}}, b_{ps}) + \\ C_{\text{mpsi}} \dot{\delta}_{\text{mpsi}}] \cos \beta_{bps} = 0; \\ m_{spi} \ddot{x}_{spi} + C_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi} - [k_{\text{mpsi}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpsi}}, b_{ps}) + C_{\text{mpsi}} \dot{\delta}_{\text{mpsi}}] \sin \theta_{psi} \cos \beta_{bps} = 0; \\ m_{spi} \ddot{y}_{spi} + C_{spi} \dot{y}_{spi} + k_{spi} y_{spi} + [k_{\text{mpsi}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpsi}}, b_{ps}) + C_{\text{mpsi}} \dot{\delta}_{\text{mpsi}}] \cos \theta_{psi} \cos \beta_{bps} = 0; \\ m_{spi} \ddot{z}_{spi} + C_{spi} \dot{z}_{spi} + k_{spi} z_{spi} + [k_{\text{mpsi}}(t) \times \\ f(\delta_{\text{mpsi}}, b_{ps}) + C_{\text{mpsi}} \dot{\delta}_{\text{mpsi}}] \sin \beta_{bps} = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

Fig. 3 Input torque under random wind velocity

$$\begin{aligned} & (I_s/r_{bs}^2)\ddot{u}_s + C_{\theta s}\dot{u}_s + k_{\theta s}u_s + \sum_{i=1}^3[k_{\text{mpsi}}(t) \times \\ & f(\delta_{\text{mpsi}}, b_{\text{ps}}) + C_{\text{mpsi}}\dot{\delta}_{\text{mpsi}}]\cos\beta_{\text{bps}} = -T_{\text{out}}/r_{\text{bs}}; \\ & m_s\ddot{x}_s + C_s\dot{x}_s + k_sx_s + \sum_{i=1}^3[k_{\text{mpsi}}(t) \times \\ & f(\delta_{\text{mpsi}}, b_{\text{ps}}) + C_{\text{mpsi}}\dot{\delta}_{\text{mpsi}}]\sin\theta_{\text{psi}}\cos\beta_{\text{bps}} = 0; \\ & m_s\dot{y}_s + C_s\dot{y}_s + k_sy_s - \sum_{i=1}^3[k_{\text{mpsi}}(t) \times \\ & f(\delta_{\text{mpsi}}, b_{\text{ps}}) + C_{\text{mpsi}}\dot{\delta}_{\text{mpsi}}]\cos\theta_{\text{psi}}\cos\beta_{\text{bps}} = 0; \\ & m_s\ddot{z}_s + C_s\dot{z}_s + k_sz_s - \sum_{i=1}^3[k_{\text{mpsi}}(t) \times \\ & f(\delta_{\text{mpsi}}, b_{\text{ps}}) + C_{\text{mpsi}}\dot{\delta}_{\text{mpsi}}]\sin\beta_{\text{bps}} = 0 \end{aligned} \tag{15}$$

在式(12)~(15)中, $\delta_{\text{mpri}}, \delta_{\text{mpsi}}$ 分别为内、外啮合轮齿沿啮合线方向等效位移, 如下式所示:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{mpri}} = & [u_r - u_{\text{rpi}} - (x_r - x_{\text{rpi}})\sin\theta_{\text{pri}} - \\ & (y_r - y_{\text{rpi}})\cos\theta_{\text{pri}}]\cos\beta_{\text{bpr}} + \\ & (z_r - z_{\text{rpi}})\sin\beta_{\text{bpr}} \end{aligned} \tag{16}$$

$$\begin{aligned} \delta_{\text{mpsi}} = & [u_{\text{spi}} - u_s - (x_{\text{spi}} - x_s)\sin\theta_{\text{psi}} + \\ & (y_{\text{spi}} - y_s)\cos\theta_{\text{psi}}]\cos\beta_{\text{bps}} + \\ & (z_{\text{spi}} - z_s)\sin\beta_{\text{bps}} \end{aligned} \tag{17}$$

以上各啮合线上等效位移均考虑齿侧间隙非线性的影响, 其表达式如下式所示:

$$f(\delta, b) = \begin{cases} \delta - b; & \delta > b \\ 0; & -b \leq \delta \leq b \\ \delta + b; & \delta < -b \end{cases} \tag{18}$$

其中 b 为轮齿侧隙, δ 为啮合线方向相对位移。

$I_r, I_{\text{rp}}, I_{\text{sp}}, I_s$ 为齿轮转动惯量; $m_r, m_{\text{rp}}, m_{\text{sp}}, m_s$ 为齿轮质量; $k_{\theta r}, k_{\theta s}$ 为内齿圈、太阳轮扭转刚度; $k_{\theta \text{rsp}}$ 为双联行星齿轮串联扭转刚度; $k_r, k_{\text{rp}}, k_{\text{sp}}, k_s$ 为齿轮支承刚度; $k_{\text{mpri}}(t), k_{\text{mpsi}}(t)$ 为行星传动的内、外啮合刚度, 见式(2)~(3); $C_r, C_{\text{rp}}, C_{\text{sp}}, C_s$ 为齿轮支承阻尼; $C_{\text{mpri}}, C_{\text{mpsi}}$ 为行星传动的内、外啮合阻尼; $\beta_{\text{bpr}}, \beta_{\text{bps}}$ 为行星传动内、外啮合副基圆螺旋角; $\theta_{\text{pri}}, \theta_{\text{psi}}$ 为内行星轮、外行星轮啮合相位角; $r_{\text{br}}, r_{\text{brp}}, r_{\text{bsp}}, r_{\text{bs}}$ 为各齿轮基圆半径; $T_{\text{in}}, T_{\text{out}}$ 为行星传动输入、输出转矩。

2 均载系数

2.1 模型参数

模型以 5 MW 风电增速器用 NW 型行星传动系统为研究对象, 参数值如表 2 所示。对于本文的误差参数, 太阳轮、内齿圈和行星轮的制造偏心

误差以内齿圈径向跳动公差表示, 取值见表 2, 各齿轮的安装误差统一取值 $20\text{ }\mu\text{m}$ 。各齿轮支承刚度、扭转刚度以及平均啮合刚度按 ANSI/AGMA ISO 1328-1 标准计算, 计算值见表 3。模型中各行星轮物理参数相同, 输入功率为 $5\text{ }600\text{ kW}$, 输入转速为 12 r/min 。

表 2 齿轮参数
Tab. 2 Parameters of gears

	z	m_n/mm	$\alpha/(\text{ }^\circ)$	$\beta/(\text{ }^\circ)$	B/mm	m/kg	$E/\mu\text{m}$
内齿圈	91	24	20	4.0	560	5 690	42
内行星轮	21	24	20	4.0	560	950	35
外行星轮	83	16	20	7.2	410	2 320	35
太阳轮	23	16	20	7.2	410	253	35

表 3 刚度计算值
Tab. 3 Calculated stiffness values N/m

	$\bar{k}_m$	k_θ	k
内齿圈	1.56×10^{10}	5.83×10^{11}	6.28×10^9
内行星轮	1.56×10^{10}	5.27×10^9	3.13×10^{10}
外行星轮	7.45×10^9	5.27×10^9	1.49×10^{10}
太阳轮	7.45×10^9	5.14×10^{10}	1.49×10^{10}

2.2 均载系数求解

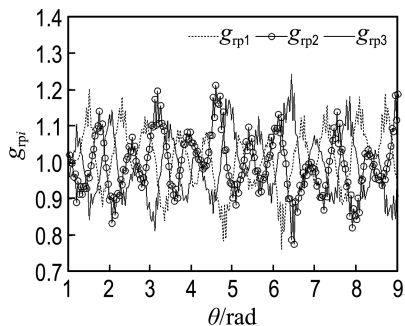
均载系数表征行星传动系统中各行星轮荷载的分配均衡情况, 表达式见式(19)~(20)。理想状态下, 均载系数为 1, 即各行星轮的受载相等, 但实际工程中由于零件加工条件及安装条件的限制均载系数不为 1, 因此, 可以通过均载系数接近 1 的程度来判断行星传动系统均载性能的好坏。为了比较方便, 把各行星轮均载系数中最大值定义为该级行星传动的系统均载系数 $G_{\text{rp}}, G_{\text{sp}}$, 表达式见式(21)~(22)。以无均载机构模型为例, 采用数值法中的龙格库塔法求解方程组(12)~(15), 可得各行星轮的内、外啮合力 $F_{\text{rpi}}, F_{\text{sbi}}$, 再根据式(19)~(20)可求得 NW 型风电增速器行星传动中各行星轮的内、外啮合均载系数 $g_{\text{rpi}}, g_{\text{sbi}}$, 如图 4 所示。

$$g_{\text{rpi}} = NF_{\text{rpi}} / \sum_{i=1}^N F_{\text{rpi}} \tag{19}$$

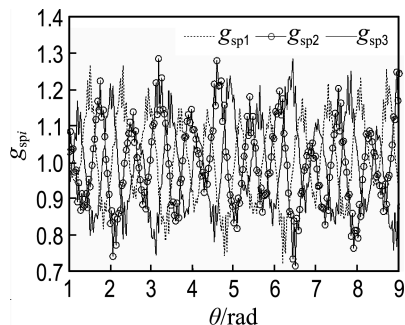
$$g_{\text{sbi}} = NF_{\text{sbi}} / \sum_{i=1}^N F_{\text{sbi}} \tag{20}$$

$$G_{\text{rp}} = \frac{N \times \max F_{\text{rpi}}}{\sum_{i=1}^N F_{\text{rpi}}} = \max g_{\text{rpi}} \tag{21}$$

$$G_{\text{sp}} = \frac{N \times \max F_{\text{sbi}}}{\sum_{i=1}^N F_{\text{sbi}}} = \max g_{\text{sbi}} \tag{22}$$



(a) 内啮合均载系数



(b) 外啮合均载系数

图4 NW型行星轮系均载系数

Fig. 4 Load sharing coefficient of NW planetary gear train

3 均载机构的影响

3.1 浮动自位均载机构

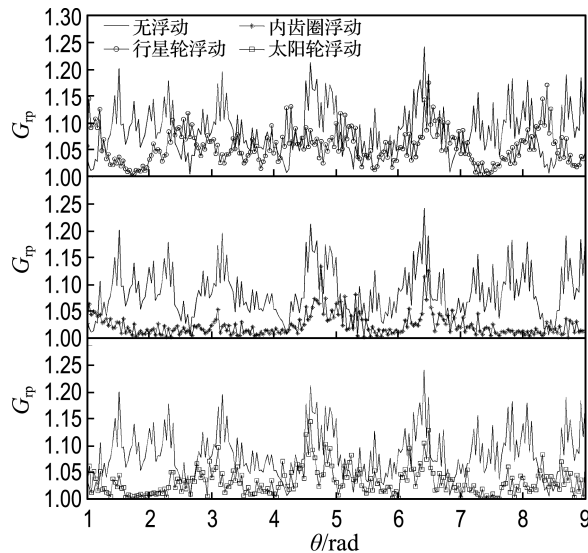
所谓浮动自位,即靠浮动构件(太阳轮、内齿圈之一或共同)在啮合力作用下移动啮合点所确定的圆周位置,使之达到均衡位置,从而实现行星轮间均载的目的。可采用单(双)齿联轴器来实现浮动构件无径向支承。本文以内齿圈及太阳轮作为中心浮动构件,考虑中心浮动构件在支承作用下存在间隙非线性因素的影响,即中心构件支承力为

$$P_x = \begin{cases} k_{s/r}(x_{s/r} - r); & |x_{s/r}| \geq r \\ 0; & |x_{s/r}| < r \end{cases} \quad (23)$$

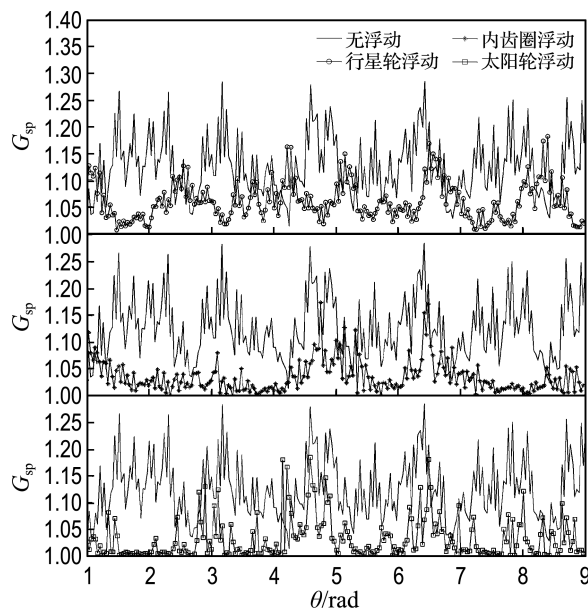
$$P_y = \begin{cases} k_{s/r}(y_{s/r} - r); & |y_{s/r}| \geq r \\ 0; & |y_{s/r}| < r \end{cases} \quad (24)$$

以同一时刻三行星轮中均载系数最大值 G_{rp} 、 G_{sp} 作为纵坐标,得到不同浮动构件下的均载系数对比图。由图 5 可见,浮动行星传动系统中的任何齿轮均能达到降低均载系数的目的,对于内啮合而言,内齿圈浮动均载系数最小,中心轮浮动中除个别几处峰值外,均载系数基本控制在 1.12 以内(浮动内齿圈为 1.07 以内),峰值处的均载系数均

在 1.15 左右,也明显低于无浮动机构的均载系数 1.24,且其效果优于行星轮浮动(浮动行星轮为 1.19 以内),可见,对于 NW 型行星传动系统,采用浮动自位均载机构时选择内齿圈浮动更为合理。对于外啮合而言,除数值上较内啮合略高以外,其变化规律与内啮合基本一致(如图 5(b)所示)。



(a) 内啮合均载系数对比图



(b) 外啮合均载系数对比图

图5 不同浮动自位机构的均载系数

Fig. 5 Load sharing coefficient of different part-floating mechanisms

3.2 柔性支承均载机构

柔性支承均载机构即通过齿轮的弹性支承使

其具有较大的弹性变形来达到均载的目的. 本文采用降低各齿轮的径向支承刚度来模拟柔性支承的均载机构,得到的外啮合均载系数如图 6 所示. 可见,对任何齿轮进行弹性支承均能很好地降低系统均载系数,其中,行星轮、太阳轮、内齿圈弹性支承下的最大均载系数依次为 1.14、1.10、1.05,可见,对于柔性支承均载机构而言,内齿圈弹性支承效果最好,太阳轮次之. 与浮动自位机构相比,柔性支承不仅使均载系数降低的幅度增大,而且荷载波动更为平稳,这是由于浮动自位机构中浮动构件支承间隙非线性的存在使得齿轮径向位移在达到最大浮动量时产生了冲击,此时啮合力瞬间突变,从而使均载出现了不稳定的现象. 而柔性支承由于啮合力的连续性则可以避免这种冲击的发生,因此,柔性支承均载机构较浮动式更适合于 NW 型行星传动系统.

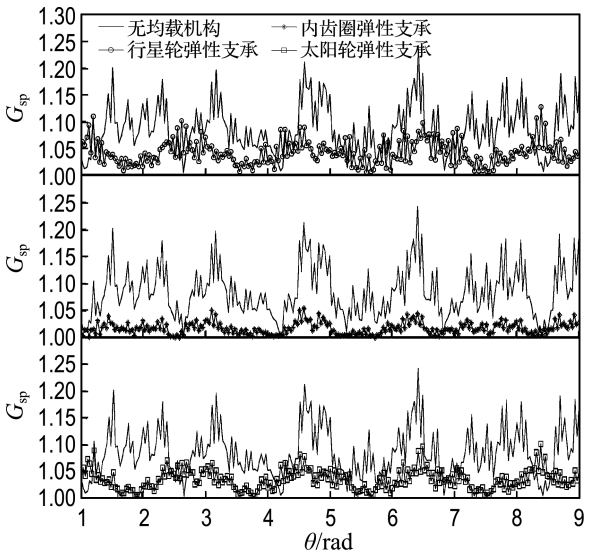


图 6 不同柔性支承机构外啮合均载系数
Fig. 6 External meshed load sharing coefficient of different flexible supporting mechanisms

4 行星传动结构的影响

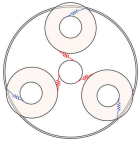
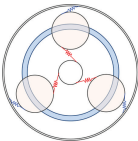
除了通过采用一定的均载机构来改善系统的均载状况外,行星传动结构本身同样对均载有一定的影响,风电增速器常用的行星传动结构为单级或多级串联的 NW 型或 NGW 型行星传动系统,本文的研究对象 NW 型行星传动结构因其在 大传动比的情况下径向尺寸显著减小,以及传动效率及可靠性均高于 NGW 型,多用于 5 MW 以上大功率、大传动比的风电增速器中.

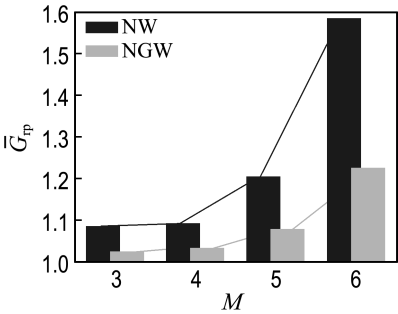
针对上述两种典型行星传动结构,在都不采

用均载机构以及条件参数相同的情况下,对行星传动系统内、外啮合均载系数 G_{rp} 、 G_{sp} 的均值在不同行星轮个数的情况下进行求解,得到的均载系数值如表 4 所示. 两种结构在不同行星轮个数 M 下的均载系数如图 7 所示. 由此可见,对于 NW 型而言,内啮合均载性能好于外啮合,而对于 NGW 型则恰巧相反;在行星轮个数相同的情况下,NGW 型均载明显好于 NW 型,这是由于

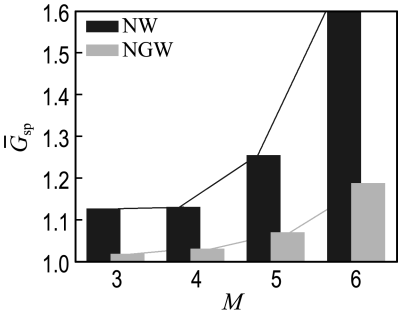
表 4 不同行星传动结构下的均载系数

Tab. 4 Load sharing coefficient of different planetary transmission structures

结构类型	M	$\overline{G}_{rp}$	$\overline{G}_{sp}$
 NW 型	3	1.087	1.128
	4	1.092	1.130
	5	1.205	1.256
	6	1.585	1.666
 NGW 型	3	1.024	1.019
	4	1.033	1.031
	5	1.078	1.069
	6	1.226	1.189



(a) 内啮合均载系数



(b) 外啮合均载系数

图 7 行星传动结构对均载系数的影响

Fig. 7 Influence of planetary transmission structure on load sharing coefficient

NGW 型行星传动通过增加行星架的自由度减少行星轮与太阳轮或行星轮与内齿圈之间的虚约束,平衡了各行星轮之间的啮合力,从而使自身达到均载的目的.对于同类型的行星传动结构而言, M 对均载系数的影响随着行星轮的增加而越发显著,行星轮越多,均载系数越大,即各行星轮间越难实现荷载均衡.当 $M \leq 4$ 时,均载系数随行星轮个数的增加而增加的趋势并不明显,但当 $M > 4$ 时,均载系数显著增加,尤其对于 NW 型这种现象更为明显,这也是风电增速器用行星传动通常只采用三轮或四轮结构的原因.

5 系统参数对均载的影响

除了从结构的角度研究 NW 型风电增速器用行星传动系统的均载外,系统参数取值的合理性同样是影响均载性能的另一重要因子.这里的参数主要包括齿轮传动中的各类误差、刚度以及质量等.计算均载系数对参数的动态灵敏度能够更直观地显现出各项参数对均载影响的强弱(灵敏度值越大,则该项参数的影响越强烈,动态设计中可以通过参数灵敏度大小来合理选择设计变量),能够准确找出影响均载的关键因素,为行星轮系中的构件设计提供参考依据.

5.1 均载系数对参数的灵敏度

将方程组(12)~(15)写成矩阵形式,如式(25)所示,其中 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 为与各自由度对应的质量、阻尼和刚度矩阵.为方便计算,将带有啮合刚度及啮合阻尼项整理到方程右侧 $\mathbf{F}$ 项中,将方程两边同时对系统参数 x 求导后得式(26).

$$\mathbf{M}\ddot{\delta} + \mathbf{C}\dot{\delta} + \mathbf{K}\delta = \mathbf{F}(\dot{\delta}, \delta) \quad (25)$$

$$\mathbf{M} \frac{\partial \ddot{\delta}}{\partial x} + \mathbf{C} \frac{\partial \dot{\delta}}{\partial x} + \mathbf{K} \frac{\partial \delta}{\partial x} = \frac{\partial \mathbf{F}(\dot{\delta}, \delta)}{\partial x} - \left(\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial x} \ddot{\delta} + \frac{\partial \mathbf{C}}{\partial x} \dot{\delta} + \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x} \delta \right) \quad (26)$$

$$\text{令 } \tilde{\mathbf{F}} = \frac{\partial \mathbf{F}(\dot{\delta}, \delta)}{\partial x} - \left(\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial x} \ddot{\delta} + \frac{\partial \mathbf{C}}{\partial x} \dot{\delta} + \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial x} \delta \right), \text{ 则}$$

式(26)将转化为以 $\tilde{\delta} = \frac{\partial \delta}{\partial x}$ 为自变量的动力学微分方程组,即

$$\mathbf{M}\ddot{\tilde{\delta}} + \mathbf{C}\dot{\tilde{\delta}} + \mathbf{K}\tilde{\delta} = \tilde{\mathbf{F}} \quad (27)$$

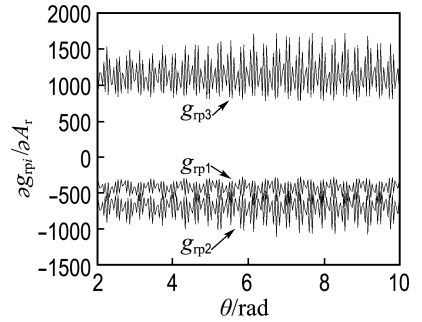
其中 $\tilde{\delta}$ 是动态响应对参数的灵敏度.当计算出原方程组的 $\ddot{\delta}$ 、 $\dot{\delta}$ 、 δ 后,代入每一步时间步长下的 $\tilde{\mathbf{F}}$,便可用同样的数值方法求解式(27),得到动态响应对参数的灵敏度.再结合式(19)、(20),可得出

$$\begin{aligned} & \text{各行星轮均载系数对参数的灵敏度 } \tilde{g}_{x r p i}, \tilde{g}_{x s p i} \text{ 为} \\ & \tilde{g}_{x r p i} = \frac{\partial g_{r p i}}{\partial x} = N \frac{\frac{\partial F_{r p i}}{\partial x} \left(\sum_{i=1}^N F_{r p i} \right) + F_{r p i} \left(\sum_{i=1}^N \frac{\partial F_{r p i}}{\partial x} \right)}{\left(\sum_{i=1}^N F_{r p i} \right)^2} \end{aligned} \quad (28)$$

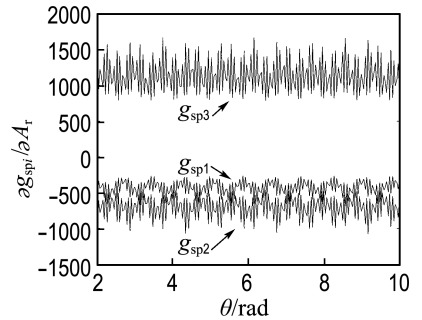
$$\tilde{g}_{x s p i} = \frac{\partial g_{s p i}}{\partial x} = N \frac{\frac{\partial F_{s p i}}{\partial x} \left(\sum_{i=1}^N F_{s p i} \right) + F_{s p i} \left(\sum_{i=1}^N \frac{\partial F_{s p i}}{\partial x} \right)}{\left(\sum_{i=1}^N F_{s p i} \right)^2} \quad (29)$$

5.2 误差对均载系数的影响

本文所考虑的误差见表1,首先以均载系数对内齿圈安装误差 A_r 的灵敏度为例,根据式(28)计算的结果如图8所示.可见,均载系数对误差的灵敏度在一定范围内波动,且对于内、外啮合在数值上以及变化规律上基本一致,因此为方便分析,后文的灵敏度计算均以外啮合均载系数为例.



(a) 内啮合均载系数灵敏度



(b) 外啮合均载系数灵敏度

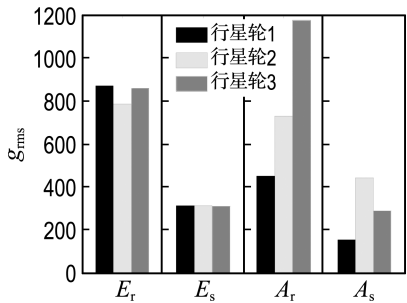
图8 均载系数对 A_r 的灵敏度

Fig. 8 Sensitivity of load sharing coefficient to A_r

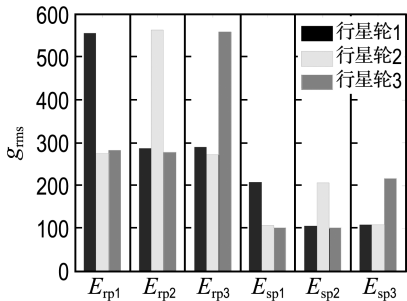
为方便比较各项误差对均载系数影响的强弱,将均载系数对每项误差某段时间内的灵敏度取均方根值(RMS)进行比较,得到的结果如图9所示.可见,同一项误差对不同行星轮的均载系数

影响不等,即误差的灵敏度与行星轮位置有关,可由三行星轮中的最大值来判断其误差对均载系数的影响程度;对于中心轮误差而言(如图 9(a)所示),内齿圈的制造和安装误差灵敏度远高于太阳轮;对于行星轮误差而言,无论制造误差还是安装误差,每个行星轮误差对其自身的灵敏度高于其他行星轮;相同啮合副中,各行星轮制造误差的灵敏度相同(如图 9(b)所示);各行星轮安装误差的灵敏度中(如图 9(c)所示),参与内啮合行星轮的灵敏度高于外啮合,其中行星轮 3 位置(即 $\phi = 240^\circ$)的安装误差的灵敏度最大,为 792. 综合以上误差灵敏度可见,同一齿轮的误差中,安装误差对均载系数的影响大于制造误差;参与内啮合的各类误差对均载系数的影响大于外啮合,各类误差对均载系数影响由大到小依次为

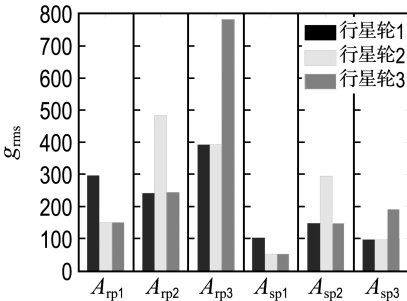
$$A_r > E_r > A_{rp} > E_{rp} > A_s > E_s > A_{sp} > E_{sp}$$



(a) 中心轮误差的灵敏度



(b) 行星轮制造误差的灵敏度

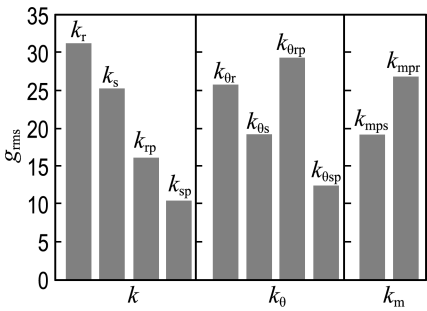


(c) 行星轮安装误差的灵敏度

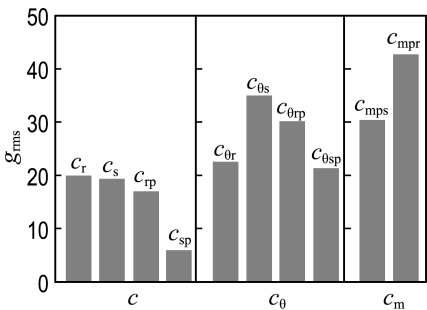
图 9 齿轮误差对均载系数的影响
Fig. 9 Influence of gear errors on load sharing coefficient

5.3 系统物理参数对均载系数的影响

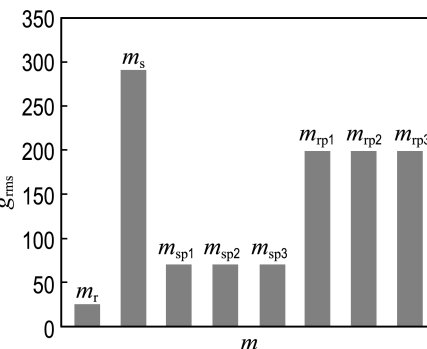
由式(25)可知,质量、阻尼及刚度矩阵是求解系统均载系数的关键参数,与对误差的灵敏度不同,行星轮的位置并不影响系统物理参数的灵敏度,这是由于 $\tilde{\mathbf{F}}$ 对参数项求偏导的结果不新增各行星轮的方位角项.因此,为方便比较分析,以下的灵敏度计算取行星轮 1 为研究对象.依据式(29)得到均载系数 $\tilde{g}_{sp1}$ 对各类刚度、阻尼以及质量的灵敏度均方根如图 10 所示.对于刚度而言,内齿圈支承刚度对均载系数的影响最大,参与内啮合的各类刚度对均载系数的影响大于外啮合,如图 10(a)所示;对于阻尼而言,啮合阻尼及扭转阻



(a) $\tilde{g}_{sp1}$ 对刚度的灵敏度



(b) $\tilde{g}_{sp1}$ 对阻尼的灵敏度



(c) $\tilde{g}_{sp1}$ 对质量的灵敏度

图 10 系统参数对均载系数的影响
Fig. 10 Influence of system parameters on load sharing coefficient

尼对均载系数的影响大于支承阻尼,其中以内啮合阻尼对均载系数的影响最大,如图 10(b)所示;对于质量而言,质量参数对均载系数的影响明显大于刚度及阻尼的影响;构件质量越大,均载系数的灵敏度越低,即太阳轮质量对均载系数的影响最大,如图 10(c)所示。

6 结 论

(1)对于 NW 型风电增速器行星传动系统,柔性支承的均载机构不仅大大降低了均载系数,而且可以避免由于支承间隙非线性带来的冲击,使齿轮传动更为平稳,其效果好于浮动式。

(2)不论是浮动自位均载机构还是柔性支承均载机构,选择内齿圈的均载效果明显好于太阳轮和行星轮,因此对于 NW 型风电增速器行星传动系统,可选择内齿圈作为均载机构的对象。

(3)通过对 NW 型及 NGW 型两种风电增速器行星传动结构的对比可知,在行星轮个数相同的情况下,NGW 型均载明显好于 NW 型,但综合考虑 5 MW 级风电增速器在如此大传动比下的箱体尺寸及传递效率,选用 NW 型行星传动更为合理,对于均载性能,可通过使用均载机构来得到改善。

(4)由于风荷载的复杂性,对于风电增速器用行星传动而言,行星轮个数在小于 5 时,对其均载性能影响不大,大于 5 时,系统均载系数明显增加,因此为了不影响系统的均载,风电增速器的行星轮个数建议选择 3 或 4。

(5)通过均载系数对参数动态灵敏度的计算可知,齿轮误差对均载性能的影响远大于系统其他物理参数。对于 NW 型行星传动系统而言,参与内啮合齿轮副的误差对均载的影响大于外啮合齿轮副的误差,且齿轮安装误差对均载系数的影响大于制造误差。因此,通过提高内齿圈装配精度及改善其制造误差是提高 NW 型大功率风电增速器行星传动系统均载性能的有效途径。

参考文献:

[1] Bodas A, Kahraman A. Influence of carrier and gear manufacturing errors on the static load sharing behavior of planetary gear sets [J]. *JSME International Journal, Series C: Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, 2004, **47**(3): 908-915.

[2] Parker R G, Agashe V, Vijayakar S M. Dynamic response of a planetary gear system using a finite element/contact mechanics model [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2000, **122**(3):304-310.

[3] 陆俊华,李 斌,朱如鹏. 行星齿轮传动静力学均载分析[J]. *机械科学与技术*, 2005, **24**(6):702-704, 709.

LU Jun-hua, LI Bin, ZHU Ru-peng. Analysis of static load sharing in planetary gearing [J]. *Mechanical Science and Technology*, 2005, **24**(6): 702-704, 709. (in Chinese)

[4] Jeong G K, Geun H L, Young J P, *et al.* Study of load distribution and sharing characteristics of planetary gear train for wind turbines [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2011, **86**:674-679.

[5] 孙 涛,沈允文,孙智民,等. 行星齿轮传动非线性动力学模型与方程[J]. *机械工程学报*, 2002, **38**(3):6-10.

SUN Tao, SHEN Yun-wen, SUN Zhi-min, *et al.* Study on nonlinear dynamic behavior of planetary gear train dynamic model and governing equations [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2002, **38**(3):6-10. (in Chinese)

[6] 鲍和云,朱如鹏,靳广虎,等. 基于增量谐波平衡法的星型齿轮传动非线性动力学分析[J]. *机械科学与技术*, 2008, **27**(8):1038-1042.

BAO He-yun, ZHU Ru-peng, JIN Guang-hu, *et al.* Nonlinear dynamic analysis of a 2-stage star gear train based on incremental harmonic balance method [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2008, **27**(8): 1038-1042. (in Chinese)

[7] Singh A. Application of a system level model to study the planetary load sharing behavior [J]. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, 2005, **127**(3):469-476.

[8] Montestruc A N. Influence of planet pin stiffness on load sharing in planetary gear drives [J]. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, 2011, **133**(1):014501.

[9] Gu X, Velex P. A dynamic model to study the influence of planet position errors in planetary gears [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, **331**(20):4554-4574.

[10] 蔡仲昌,刘 辉,项昌乐,等. 车辆行星传动系统扭转振动固有特性及灵敏度分析[J]. *中国机械工程*, 2011, **22**(1):96-101.

- CAI Zhong-chang, LIU Hui, XIANG Chang-le, *et al.* Research on natural characteristics and sensitivity for torsional vibration of a vehicle multistage planetary gears [J]. **China Mechanical Engineering**, 2011, **22**(1):96-101. (in Chinese)
- [11] 齐寅明, 龚宪生, 张千清, 等. 盾构刀盘驱动三级行星齿轮系统固有特性及灵敏度分析[J]. 振动与冲击, 2013, **32**(15):14-31.
- QI Yin-ming, GONG Xian-sheng, ZHANG Gan-qing, *et al.* Natural characteristics and sensitivity analysis of a 3-stage planetary gears train used in shield machine cutter driver [J]. **Journal of Vibration and Shock**, 2013, **32**(15): 14-31. (in Chinese)
- [12] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学——振动、冲击、噪声[M]. 北京: 科学出版社, 1997.
- LI Run-fang, WANG Jian-jun. **Gear System Dynamics — Vibration, Shock, Noise** [M]. Beijing: Science Press, 1997. (in Chinese)
- [13] 杨秀媛, 肖 洋, 陈树勇. 风电场风速和发电功率预测研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, **25**(11):1-5.
- YANG Xiu-yuan, XIAO Yang, CHEN Shu-yong. Wind speed and generated power forecasting in wind farm [J]. **Proceedings of the CSEE**, 2005, **25**(11): 1-5. (in Chinese)
- [14] 常太华, 王 璐, 马 巍. 基于AR、ARIMA模型的风速预测[J]. 华东电力, 2010, **38**(1):59-62.
- CHANG Tai-hua, WANG Lu, MA Wei. Wind speed prediction based on AR, ARIMA model [J]. **East China Electric Power**, 2010, **38**(1):59-62. (in Chinese)
- [15] 袁 波, 应惠清, 徐佳炜. 基于线性滤波法的脉动风速模拟及其 MATLAB 程序的实现[J]. 结构工程师, 2007, **23**(4):55-61.
- YUAN Bo, YING Hui-qing, XU Jia-wei. Simulation of turbulent wind velocity based on linear filter method and MATLAB program realization [J]. **Structural Engineers**, 2007, **23**(4):55-61. (in Chinese)

Research on load sharing characteristics of planetary transmission for NW high-power wind turbine gearbox

SUN Wei*, LI Xiang, WEI Jing, HU Xing-long, ZHANG Ai-qiang

(School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Load distribution inequality is an important factor affecting load capacity and stability of planetary transmission system in high-power wind turbine gearbox. Therefore, the research on improving load sharing performance should be given adequate priority to the design of planetary transmission system. The dynamics load sharing model of helical planetary gear transmission for NW high-power wind turbine gearbox is established based on the lumped mass method and Newton's second law. The input torque under random wind velocity is simulated as external excitation making the results more conform to practical conditions. The load sharing performance for NW planetary gear transmission is studied from perspectives of load sharing mechanism and planetary transmission structure respectively. Also the sensitivity analyses of system parameters on load sharing performance are made, by which the algorithm of dynamic load sharing sensitivity to system parameters is proposed. The research results can provide referential basis to effectual parameter optimum selection for improving load sharing performance.

Key words: wind turbine gearbox; planetary transmission; load sharing mechanism; sensitivity