DOI: 10.3901/JME.2014.11.043

柔性销轴式风电齿轮箱行星传动均载研究*

徐向阳^{1,2} 朱才朝¹ 刘怀举¹ 马 飞¹ 李光福¹

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 400030;

2. 重庆交通大学机电与汽车工程学院 重庆 400074)

摘要: 在分析柔性销轴结构和工作原理的基础上, 建立多浮动构件的柔性销轴式风电齿轮箱行星传动动力学模型, 综合考虑行星传动时变啮合刚度、时变传递误差, 研究柔性销轴刚度和误差对行星传动均载的影响。结果表明, 柔性销轴支撑的行星轮具有较好的均载效果, 减小销轴刚度能明显降低行星轮偏载载荷, 提高均载性能; 销轴切向误差对行星轮均载影响敏感, 销轴公差设计应以相邻且同向配置为优。在专用齿轮传动试验台上对柔性销轴式风电齿轮箱行星传动进行均载试验研究, 验证理论分析结果的有效性。

关键词: 风电齿轮箱; 柔性销轴; 行星传动; 动力学; 均载

中图分类号: TH113

Load Sharing Research of Planetary Gear Transmission System of Wind Turbine Gearbox with Flexible Pins

XU Xiangyang^{1,2} ZHU Caichao¹ LIU Huaiju¹ MA Fei¹ LI Guangfu¹

(1. State Key Lab of Mechanical Transmission of Chongqing University, Chongqing 400030;

2. School of Mechatronics and Automotive Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074)

Abstract: Based on the analysis of the structure and working principle of the flexible pins, the dynamic model of planetary gear transmission of wind turbine gearbox is built. Time-varying mesh stiffness and mesh phasing with pins error are considered together to analyze the effects of pin stiffness and pins error on the load sharing. The results show that the load sharing is perfect in the flexible pins system, reduce pin stiffness can obviously reduce the maximum load percentage of planet gear and improve the load sharing. It is also showed that pin tangential error is sensitive to load sharing, and pin tolerance of adjacent pairs of planets in the same direction is best for the load sharing from the design viewpoint. The load sharing experimental studies of planetary gear transmission of wind turbine gearbox are performed on the professional test setup. The experimental results compare well with the theoretical results, verifying the theoretical method.

Key words: wind turbine gearbox; planetary system; flexible pin; dynamics; load sharing

0 前言

行星齿轮具有传动比大、结构紧凑、功率分流等优点, 在风电齿轮箱中被广泛采用。由于不可避免的制造安装误差, 引起行星轮之间载荷分配不均, 因而在传动系统中增加柔性是一种有效选择。柔性销轴式风电齿轮传动不仅太阳轮浮动, 还通过柔性销轴实现行星轮浮动, 提高均载性能。

目前, 国内外学者对行星传动均载问题开展了

大量研究。BODAS 等^[1]研究了小模数行星齿轮系统在轻载情况下各行星轮载荷随行星轮位置误差的变化规律; LIGATA 等^[2]通过测量齿根位置应变验证了有限元均载结果, 朱才朝等^[3]研究了风力发电齿轮箱动力学特征; 朱增宝等^[4]研究了安装误差对行星轮均载影响; SINGH^[5]研究了行星轮个数对均载影响规律。ALFRED^[6]利用有限元法比较了行星轮跨座式与悬臂式行星架支撑对均载的影响。孙涛等^[7-8]也对行星齿轮动态特性进行了一些研究。在柔性销轴式风电齿轮箱行星传动中, 存在浮动的太阳轮与准浮动的行星轮, 通过销轴和太阳轮的浮动变形量来实现行星轮均载, 均载效果与销轴刚度、

* 国家自然科学基金(51175523)和国家科技支撑计划(2012BAA01B05)资助项目。20130219 收到初稿, 20131127 收到修改稿

销轴误差、外载荷及行星轮相位等因素有关,因此开展行星传动均载研究,为柔性销轴式风电齿轮箱设计提供理论依据,具有指导意义。

1 柔性销轴式风电齿轮箱基本结构及传动原理

图 1 为 1.5 MW 柔性销轴式风电齿轮箱传动系统简图,输入构件行星架与叶片主轴相连,行星齿轮采用柔性销轴结构支撑,其中各符号定义如下: s 为太阳轮, r 为内齿圈, c 为行星架, $P_n(n=1,2,3,4)$ 为第 n 个行星轮。系统参数如表 1 所示。

图 1 柔性销轴式风电齿轮箱传动系统

表 1 柔性销轴式风电齿轮箱齿轮参数

构件	内齿圈 r	行星轮 P_n	太阳轮 s	行星架 c
齿数	95	37	21	—
齿宽/mm	335	315	335	—
模数/mm	15	15	15	15
压力角/(°)	25	25	25	25
质量/kg	1 538	289	205	1 596
等效质量/kg	1 681	271	199	1 847

柔性销轴结构如图 2a 所示^[9],包括行星架 1、心轴 2、行星齿轮轴 3。

(a) 柔性销轴结构

(b) 受力分析图

图 2 柔性销轴原理图

1. 行星架 2. 心轴 3. 行星齿轮轴

柔性销轴受力分析如图 2b 所示。行星齿轮轴 3 在外部载荷 f 、心轴 2 对其反作用力 f 和扭矩 t_1 的作用下保持平衡;对心轴 2 而言,其末端弯矩平衡方程如式(1)所示

$$\begin{pmatrix} t_1 \\ t_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f \times l/2 \\ f \times (l/2 + l/2) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 0 \\ t_1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

式中 t_1 ——行星齿轮轴扭矩;

t_2 ——心轴扭矩;

f ——行星齿轮轴外部载荷;

l ——心轴长度。

从式(1)可得 $t_1 = t_2$,即心轴在 t_1 与 t_2 作用下中心点的弯矩为零,心轴两端在力与弯矩的耦合作用下斜度也为零,可看作是以心轴中心为固定支点的两个悬臂梁,受力后产生 S 状变形,从而使行星齿轮轴在受载工作状态下保持水平。因此,行星齿轮的支撑刚度 k_{pb} 可以看作是柔性销轴刚度 k_p 和行星轮销轴轴承刚度 k_b 串联而成,如式(2)所示

$$k_{pb} = 1/(1/k_p + 1/k_b) \quad (2)$$

式中 k_p ——性销轴刚度;

k_b ——行星轮轴承径向刚度。

2 柔性销轴式风电齿轮箱行星级传动动力学建模

在图 1 所示系统中,行星级齿轮均为直齿,对系统各元件做如下假设。

(1) 系统所有构件均视为一个旋转自由度和两个平移自由度的质量体。

(2) 太阳轮为基本浮动构件,用低刚度弹簧模拟。

(3) 所有行星轮均相同,用低刚度弹簧模拟销轴浮动。

太阳轮和行星轮(S-P)、齿圈和行星轮的啮合(R-P)的运动及变形关系如图 3a 所示,行星轮和行星架之间的相对位置关系如图 3b 所示。图 3 中 n 代表行星轮序号; N 代表行星齿轮总数; ψ_n 代表第 n 个行星轮的圆周角,且逆时针为正; $\psi_n = 2\pi(n-1)/N$;角度 α_{sn} 、 α_{rn} 分别代表太阳轮和行星轮以及齿圈和行星轮的啮合角,且 $\alpha_{sn} = \alpha_{rn}$; OXY 为齿圈固定坐标系, O 为齿圈中心, X 为原点 O 指向第一个

(a) S-P 和 R-P 啮合

(b) 行星架和行星齿轮

图 3 行星系统各元件运动和变形关系

行星齿轮的中心方向; $O_n R_n T_n$ 为行星轮动坐标系, 与行星架固连并随行星架以等角速度旋转; $x_i, y_i (i = r, c, s)$ 分别是齿圈、行星架和太阳轮振动位移; u_i 是齿圈、行星架、太阳轮和行星轮的角位移折算到圆周上的线位移; $t_n, r_n (n = 1, 2, 3, 4)$ 是行星轮随行星架转动的动坐标振动位移。

S-P、R-P 啮合综合压缩变形 Δ_{sn} 和 Δ_{rn} 如式(3)所示

$$\begin{aligned}\Delta_{sn} &= y_s \cos \psi_{sn} - x_s \sin \psi_{sn} - r_n \sin \alpha_{sn} - \\ &\quad t_n \cos \alpha_{sn} + u_s + u_n + e_s(t) \\ \Delta_{rn} &= y_r \cos \psi_{rn} - x_r \sin \psi_{rn} + r_n \sin \alpha_{rn} - \\ &\quad t_n \cos \alpha_{rn} + u_r - u_n + e_r(t)\end{aligned}\quad (3)$$

式中 ψ_{sn}, ψ_{rn} ——太阳轮和齿圈在行星轮坐标上的投影角;

$$\psi_{sn} = \psi_n - \alpha_{sn}; \quad \psi_{rn} = \psi_n + \alpha_{rn};$$

$e_s(t), e_r(t)$ ——S-P 和 R-P 齿轮副的静态传递误差。

行星轮径向、切向支撑压缩变形 Δ_{nr} 和 Δ_{nt} 如式(4)所示

$$\begin{aligned}\Delta_{nr} &= y_c \sin \psi_n + x_c \cos \psi_n - r_n \\ \Delta_{nt} &= y_c \cos \psi_n - x_c \sin \psi_n - t_n + u_c\end{aligned}\quad (4)$$

行星架输入转速角速度为 ω_c , 齿圈固定, 行星架和太阳轮分别为输入输出构件, 建立行星级传动系统动力学模型如图 4 所示。图 4 中 k_i, c_i 分别代表轴承支撑刚度和阻尼; k_{ui}, c_{ui} 分别代表圆周扭转刚度和阻尼; 分别 k_{pb}, c_{pb} 分别代表行星轮支撑系刚度和阻尼。则 S-P、R-P 啮合的动态啮合力 $f_{sn}(t)$ 和 $f_{rn}(t)$ 如式(5)所示

$$\begin{aligned}f_{sn}(t) &= k_{sn}(t) \Delta_{sn}(t) + c_{sn} \dot{\Delta}_{sn}(t) \\ f_{rn}(t) &= k_{rn}(t) \Delta_{rn}(t) + c_{rn} \dot{\Delta}_{rn}(t)\end{aligned}\quad (5)$$

式中 $k_{sn}(t), k_{rn}(t)$ ——S-P 和 R-P 的时变啮合刚度; c_{sn}, c_{rn} ——S-P 和 R-P 的啮合阻尼。

图 4 柔性销轴式风电齿轮箱行星级动力学模型

各中心构件 x, y 方向上的支撑力 f_{sup_xi} 、 f_{sup_yi} 和 u 方向上的扭转力 $f_{sup_ui} (i = s, c, r)$ 如式(6)所示

$$\begin{aligned}f_{sup_xi} &= k_i x_i + c_i \dot{x}_i \\ f_{sup_yi} &= k_i y_i + c_i \dot{y}_i \\ f_{sup_ui} &= k_{ui} u_{ui} + c_{ui} \dot{u}_{ui}\end{aligned}\quad (6)$$

各行星轮 r, t 方向上的支撑力 f_{sup_rn} 、 $f_{sup_tn} (n = 1, 2, \dots, N)$ 如式(7)所示

$$\begin{aligned}f_{sup_rn} &= k_{pb} \Delta_{nr} + c_{pb} \dot{\Delta}_{nr} \\ f_{sup_tn} &= k_{pb} \Delta_{nt} + c_{pb} \dot{\Delta}_{nt}\end{aligned}\quad (7)$$

风机叶片的旋转角速度通常小于 2.62 rad/s, 转速较低, 可不考虑由行星架旋转产生的陀螺效应和离心效应。建立太阳轮动力学方程如式(8)所示

$$\begin{aligned}m_s \ddot{x}_s - \sum_{n=1}^N f_{sn}(t) \sin \psi_{sn} + f_{sup_xs} &= 0 \\ m_s \ddot{y}_s + \sum_{n=1}^N f_{sn}(t) \cos \psi_{sn} + f_{sup_ys} &= 0 \\ (I_s / R_s^2) \ddot{u}_s + \sum_{n=1}^N f_{sn}(t) + f_{sup_us} &= T_s / R_s\end{aligned}\quad (8)$$

式中 T_s ——太阳轮上的外载荷;

m_s ——太阳轮质量;

I_s ——太阳轮转动惯量;

R_s ——太阳轮齿轮基圆半径。

同理可以推导出齿圈、行星轮、行星架动力学方程, 进而得到行星传动系统 $9+3n$ 自由度的动力学方程如式(9)所示

$$\begin{aligned}m \ddot{X} + c \dot{X} + (k_{sup} + k_{mesh}(t)) X &= T + F(t) \\ X &= (x_s, y_s, u_s, x_r, y_r, u_r, x_c, y_c, u_c, t_n, r_n, u_n)'\end{aligned}\quad (9)$$

式中 X ——系统位移矢量;

m ——系统质量矩阵;

c ——阻尼矩阵;

k_{sup} ——支撑刚度矩阵;

k_{mesh} ——时变啮合刚度矩阵;

T ——外部扭矩矢量;

$F(t)$ ——齿轮误差、弹性变形和安装误差引起的激励。

柔性销轴误差如图 5 所示, 理论行星架中心到销轴中心的中心距应是 r_c , 位置角是 ψ_n 。当销轴存在位置误差时, 实际销轴中心是 O_2 , 实际销轴半径为 r'_c 在径向方向上远离理论中心 O_2 的距离为

图5 行星架-销轴副误差

$R_m = r'_c - r_c$, 在切线方向上偏离角度为 $\Delta\psi_n$ (顺时针方向), 总的切向误差值为 $R_m = r'_c \Delta\psi_n$ 。则销轴位置误差产生的力矢量 F_{pin} 如式(10)所示

$$\begin{aligned} F_{pin} &= (0, 0, \sum_{j=1}^n f_{cj}, f_{p1}, \dots, f_{pn}) \quad (10) \\ f_{cj} &= \begin{pmatrix} -k_{pb}(R_m \cos \psi_n - R_m \sin \psi_n) \\ -k_{pb}(R_m \sin \psi_n + R_m \cos \psi_n) \\ -k_{pb}R_m \end{pmatrix} \\ f_{pn} &= \begin{pmatrix} k_{pb}R_m \\ k_{pb}R_m \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

式中 f_{cj} ——销轴位置误差引起的行星架力矢量;

f_{pn} ——销轴位置误差引起的行星轮力矢量。

由销轴误差引起的时变啮合刚度与时变啮合误差计算可参考文献[10]。

3 柔性销轴式风电齿轮箱行星传动均载分析

由于柔性销轴径向误差不影响均载^[2,10], 文中仅讨论销轴切向误差对均载的影响。齿轮加工精度为5级, 取各行星轮静态传递误差为20 μm, 根据风场实际情况, 取行星架输入角速度为1.78 rad/s, 输入扭矩为 9.33×10^5 N·m, 假定行星齿轮 P_1 销轴切向误差为 $e_1=500$ μm, 利用式(9)和式(10)得到行星轮切向支撑力变化如图6和图7所示。

图6 $e_1=500$ μm 时行星轮齿轮切向支撑力

图7 行星齿轮载荷随销轴切向误差变化情况

从图6和图7可看出, 销轴切向误差对均载影响明显。在销轴切向误差作用下, 行星齿轮 P_1 和 P_3 承担载荷增加, 且随误差增大而增大; P_2 和 P_4 承担载荷减少, 且随误差增大而减小。当销轴误差为500 μm时, 承担最多载荷的行星轮载荷百分比为26.1%。

假定行星齿轮 P_1 的销轴存在正切向误差 $e_1=500$ μm, 销轴刚度为 $k_p = 2.13 \times 10^8$ N/m、 $1/5k_p$ 和 $5k_p$ 时的行星轮切向支撑力, 如图8所示, 其各行星齿轮在不同销轴刚度下的载荷百分数如图9所示。

(a) 减小销轴刚度至 $1/5k_p$ (b) 增加销轴刚度至 $5k_p$

图8 减小和增加销轴刚度的柔性销轴支撑力

从图8、图9可以看出, 行星齿轮 P_1 和 P_3 、 P_2 和 P_4 载荷相近, 相位相反; 销轴刚度降低至 $1/5k_p$ 时, 行星齿轮 P_1 的载荷从26.1%减小到25.26%,

图9 行星齿轮载荷随销轴刚度变化情况

当销轴刚度增加到 $5k_p$ 时, 行星齿轮 P_1 的载荷从26.1%增加到31.1%, 说明降低销轴刚度能明显改善行星轮均载性能。

假定销轴逆时针切向误差值为正, 四个行星轮 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 的销轴切向误差分别为 e_1 、 e_2 、 e_3 、 e_4 , 参考文献[1]的误差配置方案, 对柔性销轴和刚性销轴在相邻或相对位置上布置同向或反向切向误差来进行均载分析, 具体配置如表2所示。

表2 常见误差配置情况

配置方案	误差配置
A	e_1
B	$e_2 = -e_1$
C	$e_2 = e_1$
D	$e_3 = -e_1$
E	$e_3 = e_1$
F	$e_2 = e_4 = -e_1 = -e_3$

假设柔性销轴刚度为 k_p , 刚性销轴刚度为 $10k_p$, 图10是柔性销轴和刚性销轴在各误差配置下行星轮承受最大载荷的百分比。从图中看出, 在所有配置情况下, 载荷百分比均随误差增大而增大, 柔性销轴系统载荷百分比明显低于刚性销轴系统, 且

(a)

(b)

图10 不同销轴配置方案行星轮最大载荷百分比

配置方案C的行星轮载荷变化最小, 配置F行星轮载荷百分比最高, 行星轮均载情况最差。当销轴误差为 $500\ \mu\text{m}$ 时, 柔性销轴行星轮承受载荷的百分比为32.3%, 而刚性销轴为41.1%。因此, 为控制载荷百分比, 销轴公差设计应以相邻且同向配置设计为优。

4 柔性销轴式风电齿轮箱行星传动均载试验

为验证柔性销轴均载效果, 在3.7 MW风电传动齿轮试验台上进行均载试验研究, 如图11所示。试验台由电动机、弹性联轴器、台架、控制柜等组成, 测试系统由应变片、DRA-30A动态应力应变测试仪、计算机组成。

图11 兆瓦级风电齿轮箱动态测试试验台

试验对象为1.5 MW四行星轮柔性销轴式风电齿轮箱, 采用 $350\ \Omega$ 单向应变片, 在齿圈圆周方向对称选取四组轮齿进行测试, 每组相邻两个齿轮交错布置8个等距应变片, 每个齿根沿齿宽方向等距布置4个应变片。

为便于分析, 对圆周方向上4组应变片进行编号为 $n=1, 2, 3, 4$, 每组2个齿沿齿向分别进行编号 $m=a, b, c, d, e, f, g, h$ 。这样总的应变可以表示为式(11)的矩阵形式

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_{1a} & \varepsilon_{1b} & \varepsilon_{1c} & \varepsilon_{1d} & \varepsilon_{1e} & \varepsilon_{1f} & \varepsilon_{1g} & \varepsilon_{1h} \\ \varepsilon_{2a} & \varepsilon_{2b} & \varepsilon_{2c} & \varepsilon_{2d} & \varepsilon_{2e} & \varepsilon_{2f} & \varepsilon_{2g} & \varepsilon_{2h} \\ \varepsilon_{3a} & \varepsilon_{3b} & \varepsilon_{3c} & \varepsilon_{3d} & \varepsilon_{3e} & \varepsilon_{3f} & \varepsilon_{3g} & \varepsilon_{3h} \\ \varepsilon_{4a} & \varepsilon_{4b} & \varepsilon_{4c} & \varepsilon_{4d} & \varepsilon_{4e} & \varepsilon_{4f} & \varepsilon_{4g} & \varepsilon_{4h} \end{pmatrix} \quad (11)$$

式中 $\boldsymbol{\varepsilon}$ ——微应变矩阵;

ε_{nm} ——各测点微应变。

根据式(11), 可得行星齿轮各测点载荷系数 L_{factor} 如式(12)所示

$$L_{\text{factor}} = \frac{\varepsilon_{nm}}{\frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 \varepsilon_{jm}} \quad (12)$$

对表2中系统配置差(即销轴切向误差相对但分布相反)的方案进行试验。测得各行星轮的切向误差 $e_1=155\text{ }\mu\text{m}$ 、 $e_2=-153\text{ }\mu\text{m}$ 、 $e_3=157\text{ }\mu\text{m}$ 、 $e_4=-154\text{ }\mu\text{m}$ ，加载 $9.25\times 10^3\text{ N}\cdot\text{m}$ ，连续运行300 h，观察柔性销轴支撑下的行星轮及齿圈啮合情况。图12为柔性销轴结构齿轮受载啮合时的啮合印痕。表明除齿轮边缘部分修型外，啮合呈鼓状，说明销轴在加载受力情况下无倾斜现象。

图12 柔性销轴结构行星齿轮啮合印痕

图13为齿圈轴向位置同一齿根处受力应变图。从齿向应变片的载荷情况来看，四个位置受力仅存在细微差别，中间两个应变片比两边值稍大，与齿轮受载印痕一致，说明齿轮受力情况良好。

图13 沿齿向各应变片微应变

图14为各行星轮通过同一齿根位置时的微应变。利用式(12)计算得到最大载荷不均匀系数 $\text{Max}(L_{\text{factor}})$ 为1.10，与图10a中F类型 $150\text{ }\mu\text{m}$ 销轴切向误差时的行星轮最大载荷27.01%较吻合，验证了分析结果的正确性。该均载系数远小于德国劳氏船级社风机认证规范中的1.25~1.45，说明柔性销轴式行星系统具有良好的均载性能。

5 结论

(1) 柔性销轴支撑的行星轮具有较好的均载效果；降低销轴刚度能明显减小行星轮偏载程度，均衡载荷分配，提高行星轮均载性能。

(2) 柔性销轴切向误差情况下，销轴误差相邻且同向布置对均载影响最小，相对且反向布置对均

图14 各行星轮通过同一齿根时的微应变

载影响最大，但均优于刚性销轴系统，销轴公差设计应以相邻且同向配置设计为优。

(3) 对柔性销轴在相对且反向销轴切向误差配置时的风电齿轮箱行星传动进行均载试验，齿圈和行星轮印痕情况良好，均匀系数与理论分析较吻合，验证了理论分析的有效性。

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, 2004, 47(3): 908-915.
- [2] LIGATA H, KAHRAMAN A, SINGH A. An experimental study of the influence of manufacturing errors on the planetary gear stresses and planet load sharing[J]. ASME, J. Mech. Des., 2008, 130(4): 041701.
- [3] 朱才朝, 黄泽好, 唐倩, 等. 风力发电齿轮箱系统耦合非线性动态特性的研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(8): 203-207.
ZHU Caichao, HUANG Zehao, TANG Qian, et al. Analysis of nonlinear coupling dynamic characteristics of gearbox system about wind driven generator[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(8): 203-207.
- [4] 朱增宝, 朱如鹏, 李应生, 等. 安装误差对封闭差动行星齿轮传动系统动态均载特性的影响[J]. 机械工程学报, 2012, 48(3): 16-24.
ZHU Zengbao, ZHU Rupeng, LI Yingsheng, et al. Impact of installation error on dynamics load sharing characteristic for encased differential herringbone train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(3): 16-24.
- [5] SINGH A. Epicyclic load sharing map— development and validation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 41(8): 203-207.

- 2011, 46(5): 632-646.
- [6] ALFRED N, MONTESTRUC P E. Influence of planet pin stiffness on load sharing in planetary gear drives[J]. Trans. ASME, J. Mech. Des., 2011, 133: 1-7.
- [7] 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): 6-9.
SUN Tao, SHEN Yunwen, SUN Zhimin, 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): 6-9.
- [8] 杨通强, 宋轶民, 张策, 等. 斜齿行星齿轮系统自由振动特性分析[J]. 机械工程学报, 2005, 41(7): 50-55.
YANG Tongqiang, SONG Zhimin, ZHANG Ce, et al. Property analysis of free vibration of helical planetary gear trains[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(7): 50-55.
- [9] FOX G P, JALLAT E. Epicyclic gear system: USA, 6994651 [P]. 2006-02-07.
- [10] ZHU Caichao, XU Xiangyang, LIM T C, et al. Effect of flexible pin on the dynamic behaviors of wind turbine planetary gear drives[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 2013, 227(1): 74-86.
-
- 作者简介: 徐向阳, 男, 1981 年出生, 博士。主要研究方向为机械传动系统动力学。
E-mail: xyangxu@163.com
朱才朝(通信作者), 男, 1967 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为传动系统动力学及振动噪声预估与控制。
E-mail: cczhu@cqu.edu.cn