

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2021.210

多工况下兆瓦级海上风电齿轮箱均载性能优化设计

陈岩松, 朱才朝, 谭建军, 宋朝省, 宋海蓝

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要:针对兆瓦级海上风电齿轮箱行星级均载性能易受到时变非扭载荷影响的问题, 该文提出了多风速工况下风电齿轮箱行星级均载性能优化方法。通过建立某型 5 MW 海上风电齿轮箱系统动力学模型, 分析不同风速工况对其行星级内部激励和均载特性的影响规律, 进而采用支持向量回归方法, 重构风速工况-齿轮修形参数-均载系数之间的映射关系, 建立考虑不同风速工况影响的齿轮箱行星级均载系数优化模型, 实现多风速工况下行星级齿轮修形参数优化设计。研究表明: 由风速工况变化造成的时变非扭载荷会使行星级的齿面和轴承出现偏载现象, 并且在低风速工况时非扭载荷会显著降低行星级均载性能; 优化后的风电齿轮箱在不同风速工况下其行星级内部激励均明显降低, 齿面和轴承载荷分布更加均匀, 均载性能得到明显提升。

关键词:风电齿轮箱; 均载特性; 齿轮修形; 多工况优化

中图分类号: TH113

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2022)09-001-14

Optimal design of load sharing performance of megawatt level offshore wind turbine gearbox under multi-operating conditions

CHEN Yansong, ZHU Caichao, TAN Jianjun, SONG Chaosheng, SONG Hailan

(State Key Laboratory for Mechanical Transmissions, Chongqing University,
Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: The megawatt level offshore wind turbine gearbox is easily affected by the time-varying non-torque load. Aiming at this problem, this paper proposed a multi-wind speed condition optimization method for the planetary load sharing performance of the gearbox. By establishing the dynamic model of a 5 MW wind turbine gearbox system, the influence of wind speed conditions on the internal excitation and load sharing performance of the planetary was analyzed. Then, the support vector regression method was used to reconstruct the mapping relationship among wind speed conditions, gear modification parameters and load sharing coefficient. The optimization model of load sharing coefficient of the planetary considering the influence of different wind speed conditions was built to realize the optimization design of gear modification parameters. The results show that the time-varying non-torque load caused by wind speed conditions will

收稿日期: 2021-02-09 **网络出版日期:** 2021-05-10

基金项目: 重庆市技术创新与应用发展专项资助项目(cstc2019jscx-mbdxX0003); 中国博士后科学基金资助项目(2020M673125); 中央高校基本科研业务费资助项目(2020CDCGJX026)。

Supported by Chongqing Innovation and Application Program (cstc2019jscx-mbdxX0003), China Postdoctoral Science Foundation (2020M673125), the Fundamental Research Funds for the Central Universities (2020CDCGJX026).

作者简介: 陈岩松(1997—), 男, 硕士研究生, 主要从事风电机组动力学研究。

通信作者: 朱才朝, 男, 教授, 博士生导师, 主要从事传动机械学和机械动力学研究, (E-mail) cczhu@cqu.edu.cn。

produce the partial load on the tooth surface and bearing of the planetary stage, and it will significantly reduce the load sharing performance of the planetary stage at low wind speed conditions. Under different wind speeds, the internal excitation of the optimized wind turbine gearbox at the planetary stage is significantly reduced, and the tooth surface and bearing load distribution are more uniform, and the load sharing performance is significantly improved.

Keywords: wind turbine gearbox; load sharing characteristics; gear teeth modification; multi-operating optimization

为了应对日益严重的世界能源危机,风能作为一种最具发展潜力的绿色可再生能源,引起了世界各国广泛关注。风电齿轮箱是支撑风电机组高效开发风能资源的关键传动部件,但在时变风速作用下,百米级大尺寸、大柔性叶片与塔筒的耦合变形会使风电齿轮箱的输入载荷产生明显的随机特性,容易恶化齿轮箱行星级均载性能^[1-2],增大故障失效率^[3],因此开展多工况下风电齿轮箱行星级均载性能优化研究对提高风电机组运行安全具有重要的意义。

近年来,大量学者针对齿轮箱行星级均载特性分析开展了深入研究。Mo 等^[4]建立了考虑齿轮平移和扭转振动的行星级系统动力学模型,研究了面齿轮行星级传动的均载特性。Mo 等^[5]采用集中参数法和拉格朗日方程,建立了人字齿行星级系统动力学模型,研究了太阳轮浮动支撑和固定 2 种情况下人字齿轮行星级传动系统的均载特性。Gonzalez-Perez 等^[6]通过建立行星级传动系统有限元模型,分析了行星级传动系统的均载特性。董惠敏等^[7]提出了一种差动轮系与定轴轮系复合的功率分流新构型,建立了齿轮箱系统动力学模型,分析了齿轮箱行星级的均载特性。Park 等^[8]考虑了箱体柔性与非线性时变啮合刚度,建立了 1.5 MW 风电齿轮箱系统动力学模型,分析了齿轮副齿向修形对行星级均载特性的影响规律。周璐等^[9]建立了行星级非线性平移-扭转系统动力学模型,分析了误差及其相位角对系统均载特性的影响规律。朱增宝等^[10]考虑了行星架位移、时变啮合刚度、旋转阻尼和构件重量,建立了行星传动系统动力学模型,分析了轴承支撑刚度对行星级均载特性的作用规律。徐向阳等^[11]通过建立多浮动构件的柔性销轴式风电齿轮箱行星级系统动力学模型,研究了柔性销轴刚度和误差对系统均载特性的影响。彭则明等^[12]在 ADAMS 中建立了复合行星级动力学模型,分析了齿轮偏心误差、负载及转速对行星级均载特性的影响。Guo 等^[13]指出齿轮箱输入端的轴向推力、水平剪力以及倾覆力矩等非扭载荷会恶化行星级均载性能。综上所述,现有研究重点关注纯扭矩作用下不同结构参数对行星级动态特性的作用规律,忽略了因运行工况改变造成的转矩及非扭载荷变化对齿轮箱行星级均载性能的影响,加之复杂的齿轮箱结构变形,造成现有基于单工况的齿轮箱行星级均载性能优化方法难以满足风电机组多工况运行需求。

因此,笔者综合考虑时变的齿轮副啮合刚度和传动误差以及传动轴和箱体的柔性,建立了某型 5 MW 海上风电齿轮箱系统动力学模型,分析了不同风速工况下齿轮副修形参数对行星级内部激励和均载特性的影响规律;采用支持向量回归方法,重构风速工况-齿轮修形参数-均载系数之间的映射关系,建立多风速工况下齿轮箱行星级均载系数优化模型,并利用遗传算法求解最优齿轮修形参数;最后,对比分析了优化前后齿轮箱行星级内部激励、齿面载荷、轴承力以及均载性能。

1 风电齿轮箱系统动力学建模

1.1 风电齿轮箱结构及传动原理

图 1 给出了某型 5 MW 海上风电机组的结构简图。其中,齿轮箱传动系统包括两级行星级和一级平行级。在两级行星级中,内齿圈固定,扭矩经主轴传递到第一级行星架上,随后经过行星轮功率分流和太阳轮功率汇流,输出传递到第二级行星架,并由第二级太阳轮将转矩传递至第三级平行级。风电齿轮箱传动结构参数如表 1 所示^[14]。采用解耦分析方法,首先在指定运行工况下通过求解整机模型(齿轮箱简化为传动比)^[15],得到主轴与轮毂连接处六自由度载荷(轴向推力 F_x ,水平剪力 F_y ,垂直剪力 F_z ,主轴转矩 M_x ,水平弯矩 M_y ,垂直弯矩 M_z),并将其作为主轴-齿轮箱系统动力学模型的载荷输入。

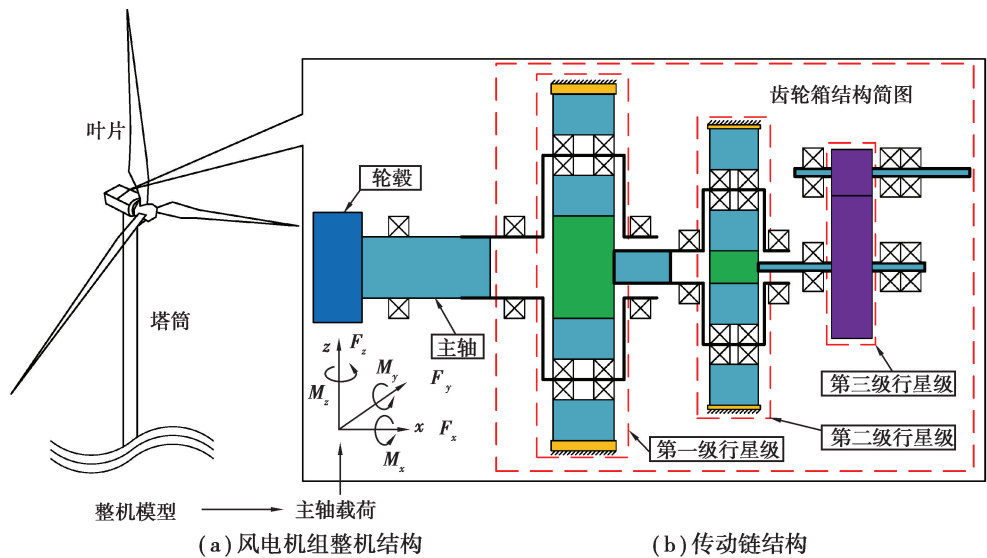


图 1 风电机组结构图
Fig. 1 Structure of wind turbine

表 1 风电齿轮箱传动结构参数

Table 1 Structure parameters of wind turbine gearbox

参数	第一级行星级			第二级行星级			第三级平行级	
	内齿圈	行星轮	太阳轮	内齿圈	行星轮	太阳轮	大齿轮	小齿轮
齿数	56	17	19	93	36	18	95	24
模数/mm	45	45	45	21	21	21	14	14
螺旋角/(°)	5	5	5	5	5	5	9	9
压力角/(°)	20	20	20	20	20	20	20	20
传动比	3.947			6.167			3.958	

1.2 风电齿轮箱系统动力学模型

1.2.1 外部激励

风速频率表示在风电机组 20 年运行期间内,相同平均风速总时长与测量时长的百分比值,是反映风场平均风速统计特性的重要参数。根据某风场风速统计数据^[15],采用双参数威布尔分布对风速频率进行拟合,其概率密度函数为

$$f(u) = \frac{k}{c} \left(\frac{u}{c} \right)^{k-1} e - \left(\frac{u}{c} \right)^k, \tag{1}$$

式中, $k=8.426, c=1.708$ 。

对应的分布函数为

$$F(u) = 1 - e - \left(\frac{u}{c} \right)^k, \tag{2}$$

式中: u 为风速; k 为形状参数; c 为尺度参数。

考虑风切变效应,轮毂高度处的风速

$$u_{hub} = u \left(\frac{z_{hub}}{z} \right)^{0.2}, \tag{3}$$

式中: z_{hub} 为轮毂处高度; u_{hub} 为轮毂处风速; z 为欲求的风速离地面高度。

采用 Kaimal 模型计算湍流风,湍流风在空间 3 个分量的谱为

$$S_k(f) = \frac{\frac{4\sigma_k^2 L_k}{\bar{u}_{\text{hub}}}}{\left(1 + \frac{6f L_k}{\bar{u}_{\text{hub}}}\right)^{\frac{5}{3}}}, \quad (4)$$

式中: $k=u, v, w$ 为风的 3 个方向; \bar{u}_{hub} 为轮毂处平均风速; f 为循环频率; L_k 为积分尺度参数。根据 IEC 61400-1^[16] 标准, 可得

$$L_k = \begin{cases} 8.10 \Lambda_u, K=u, \\ 2.70 \Lambda_u, K=v, \\ 0.66 \Lambda_u, K=w, \end{cases} \quad (5)$$

式中, Λ_u 为湍流尺度系数。

空间中 k, h 2 点处风速相关模型表示为

$$S_{k,h}(f) = P_{\text{Coh}}(f) \sqrt{S_{k,k}(f) \cdot S_{h,h}(f)}, \quad (6)$$

式中: $P_{\text{Coh}}(f)$ 为空间相干度; $S_{k,k}(f)$ 和 $S_{h,h}(f)$ 分别为 k 和 h 处的功率谱; $S_{k,h}(f)$ 为空间 k 和 h 处的互功率谱; f 为频率。

1.2.2 内部激励

齿轮啮合是齿轮箱内部激励的主要来源之一。如图 2 所示, 笔者采用齿轮分片法, 将齿轮沿齿宽方向划分为若干薄片, 用弹簧单元表示一对薄片齿的啮合, 其啮合刚度通过 ISO 6336 标准^[17] 计算。齿轮副法向啮合刚度函数为抛物线模型, 最大值在节点处, 计算公式为

$$c_{\text{max}} = c' C_R, \quad (7)$$

式中: c' 为单齿啮合刚度; C_R 为轮齿结构系数。

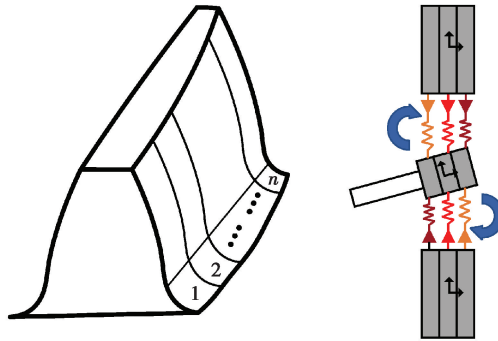


图 2 轮齿分片示意图

Fig. 2 Schematic diagram of gear slicing

单齿啮合刚度的计算公式为

$$c' = c_{\text{th}} C_M C_B \cos \beta, \quad (8)$$

式中: c_{th} 为理论单齿啮合刚度; C_M 为理论修正系数; C_B 为基本齿条系数; β 为螺旋角。

理论单齿啮合刚度 c_{th} 定义为

$$c_{\text{th}} = \frac{1}{q}, \quad (9)$$

$$q = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{n1}} + \frac{0.25791}{z_{n2}} - 0.00635x_1 - \frac{0.11654}{z_{n1}} - 0.00193x_2 - \frac{0.24188x_2}{z_{n2}} + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2, \quad (10)$$

式中: z_{n1} 和 z_{n2} 分别为主动轮和从动轮的当量齿数; x_1 和 x_2 分别为主动轮和从动轮的变位系数。

齿轮时变啮合刚度函数可以表示为

$$c(\varphi) = c_{\text{max}} \left[1 - (1 - S_R) \left(\frac{s(\varphi)}{\max(s_{1c}, s_{2c})} \right)^2 \right], \quad (11)$$

式中: $S_R = \frac{c_{\min}}{c_{\max}}$ 为齿轮刚度比; $s(\varphi) = r_g \varphi$ 为接触路径坐标; s_{1c} 和 s_{2c} 分别为节点沿啮合线到啮入点和啮出点之间的距离。

传动误差计算公式为

$$e_L = \varphi_2 - \left[(\varphi_1 - \varphi_{10}) \frac{N_1}{N_2} + \varphi_{20} \right], \quad (12)$$

式中: φ_{10} 和 φ_{20} 分别为主动轮和从动轮进入啮合时刻的初始转角; φ_1 和 φ_2 分别为主动轮和从动轮转动的位移角; N_1 和 N_2 分别为主动轮和从动轮的齿数。

1.2.3 齿轮箱系统动力学模型

采用 SIMPACK 建立风电齿轮箱系统动力学模型如图 3 所示。采用模态缩减法计算部件柔性变形^[18-19], 其中, 柔性体节点平移速度为

$$\mathbf{v} = \frac{d\mathbf{r}}{dt} = (\mathbf{I}^G \mathbf{A}^B (\mathbf{s} + \mathbf{u}) \mathbf{B}^G \mathbf{A}^B \mathbf{\Phi}) \dot{\boldsymbol{\xi}}, \quad (13)$$

式中: \mathbf{r} 为柔性体节点位移; \mathbf{A}^B 为局部参考到惯性参考的转换矩阵; \mathbf{s} 和 \mathbf{u} 分别为柔性体变形前和变形后的节点位移; \mathbf{I} 为节点惯性张量; $\mathbf{\Phi}$ 为节点模态矩阵; $\boldsymbol{\xi}$ 为节点广义坐标矩阵。

柔性体节点角速度为

$${}^G \boldsymbol{\omega}^J = {}^G \boldsymbol{\omega}^B + {}^G \boldsymbol{\omega}^P, \quad (14)$$

式中: ${}^G \boldsymbol{\omega}^B$ 为物体的角速度; ${}^G \boldsymbol{\omega}^P$ 为由于物体变形引起的角速度。

基于公式(13)和式(14), 可得柔性体动能表达式为

$$E_k = \frac{1}{2} \int_V \rho \mathbf{v}^T \mathbf{v} dV \approx \frac{1}{2} \sum m \mathbf{v}^T \mathbf{v} + {}^G \boldsymbol{\omega}^{BT} \mathbf{I}^G \boldsymbol{\omega}^B = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\xi}}^T \mathbf{m} \dot{\boldsymbol{\xi}}, \quad (15)$$

式中: ρ , V , m 和 \mathbf{m} 分别为部件的密度、体积、节点质量和质量矩阵。

柔性体势能包括重力和弹性势能, 其表达式为

$$E_p = \int_V \rho [\mathbf{x} + \mathbf{A}(\mathbf{s} + \mathbf{\Phi} \mathbf{q})]^T \mathbf{g} dV + \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\xi}}^T \mathbf{K} \dot{\boldsymbol{\xi}}, \quad (16)$$

式中: \mathbf{x} 为部件参考系相对于惯性参考系的位移; \mathbf{A} 为转换矩阵; \mathbf{g} 为重力加速度; \mathbf{q} 为模态坐标系; \mathbf{K} 为广义刚度矩阵。

基于式(15)和式(16), 可得风电机组齿轮箱系统动力学方程为

$$\mathbf{m} \ddot{\boldsymbol{\xi}} + \mathbf{m} \dot{\boldsymbol{\xi}} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \mathbf{m}}{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}} \right)^T \dot{\boldsymbol{\xi}} + \mathbf{K} \dot{\boldsymbol{\xi}} + \mathbf{f}_g + \mathbf{D} \dot{\boldsymbol{\xi}} + \left(\frac{\partial \boldsymbol{\Psi}}{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}} \right)^T \dot{\boldsymbol{\lambda}} = \mathbf{Q}, \quad (17)$$

式中: \mathbf{D} 为模态阻尼矩阵; \mathbf{f}_g 为广义重力; $\boldsymbol{\Psi}$ 为代数约束方程; $\boldsymbol{\lambda}$ 为拉格朗日算子; \mathbf{Q} 为广义力。

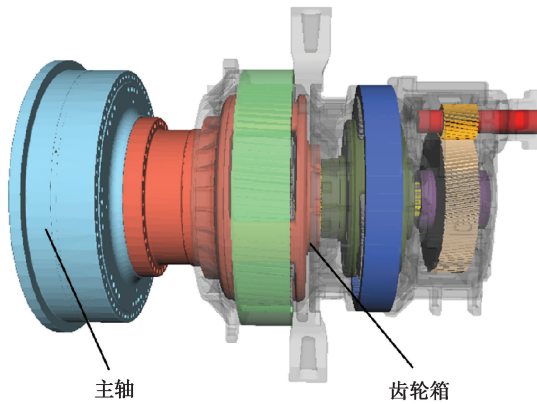


图3 SIMPACK 齿轮箱系统动力学模型

Fig. 3 Gearbox dynamic model of SIMPACK

2 风电齿轮箱均载优化

2.1 设计变量

齿轮修形一般包括齿廓修形和齿向修形。如图 4(a)所示,针对齿廓修形,采用齿顶修缘,包括最大修形量 e 、修形长度 λ 和修形曲线 3 个要素。其中,修形曲线采用抛物线。如图 4(b)所示,齿向修形则采用修鼓形方式。由于风电齿轮箱第一级行星轮容易受到非扭载荷的作用,造成其动态性能较差^[20],因此重点优化第一级行星轮齿轮修形参数,共计 9 个优化变量,如表 2 所示。

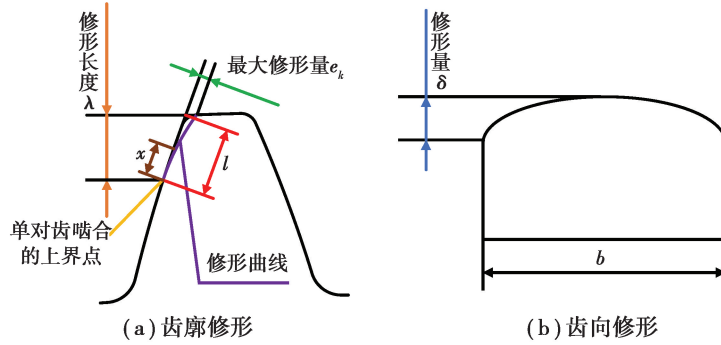


图 4 齿轮修形示意图

Fig. 4 Schematic diagram of gear modification

表 2 优化变量参数表

Table 2 Optimization variable parameters

变量	符号	最小值	最大值
内齿圈	e_r	e_{r_min}	e_{r_max}
内齿圈	λ_r	λ_{r_min}	λ_{r_max}
内齿圈	δ_r	δ_{r_min}	δ_{r_max}
行星轮	e_p	e_{p_min}	e_{p_max}
行星轮	λ_p	λ_{p_min}	λ_{p_max}
行星轮	δ_p	δ_{p_min}	δ_{p_max}
太阳轮	e_s	e_{s_min}	e_{s_max}
太阳轮	λ_s	λ_{s_min}	λ_{s_max}
太阳轮	δ_s	δ_{s_min}	δ_{s_max}

2.2 约束条件

基于式(18)~式(19)计算齿廓修形参数^[21]

$$e = e_k \left(\frac{x}{l} \right)^b, \quad (18)$$

式中:最大修形量 $e_k = f_{KT} + f_m$; f_{KT} 为弹性变形,加工误差 $f_m = f_{pb} + 1/3 f_f$, f_{pb} 为基节误差, f_f 为齿形误差。 l 为沿单对齿啮合的上界点至啮合始点长度。 x 为啮合位置坐标(原点在界点处)。

$$\lambda = P_b (\epsilon_a - 1), \quad (19)$$

式中: λ 为修形长度; P_b 为齿轮基节; ϵ_a 为齿轮端面重合度。

基于式(20)计算齿向修形参数^[21]

$$\delta = 7 \times 10^{-3} \frac{F_t}{b}, \quad (20)$$

式中: δ 为鼓形量; F_i 为啮合圆周力; b 为齿宽。

分别选取式(18)~式(20)计算值的70%和130%作为表2中修形参数的最小值和最大值。

2.3 优化目标

如式(21)所示,对 n 种风速工况下行星级均载系数求和,并将其最小值作为优化目标。

$$\min f_{\Sigma} = k_1 f_1 + k_2 f_2 + \cdots + k_n f_n, \quad (21)$$

式中, $k_i (i \in [1, n])$ 为第 i 种工况对应的权重值,基于式(22)计算得到。 $f_i (i \in [1, n])$ 为第 i 种工况下行星级均载系数。

$$k_i = \int_{a_i}^{b_i} f(u) = F(b_i) - F(a_i), \quad (22)$$

式中, $f(u)$ 为风速概率密度函数,可由公式(1)计算得到。 a_i 和 b_i 分别为该风速工况下的风速区间的下界和上界。

采用拉丁超立方抽样方法,对表2中9个优化变量进行抽样组合,然后将每一种抽样组合作为齿轮箱系统动力学模型(式(17))中第一级行星级齿轮修形参数的输入,并计算行星级均载系数^[22-23]。最后,采用支持向量机回归(SVR)^[24]重构第 i 种风速工况下齿轮修形参数与均载系数之间的映射函数,即可得式(21)中 f_i ,其中 $f_i (i \in [1, n])$ 。

假设 x 是第 i 种风速工况下的9个齿轮修形参数, $f(x)$ 则是对应的均载系数,利用SVR可以构建 x 和 $f(x)$ 之间的非线性关系为

$$f(x) = w^T \varphi(x) + b, \quad (23)$$

式中: $f(x)$ 表示预测值; $\varphi(x)$ 表示非线性映射函数; w 和 b 是系数^[25]。

图5所示为在多风速工况下风电齿轮箱行星级均载特性优化流程。

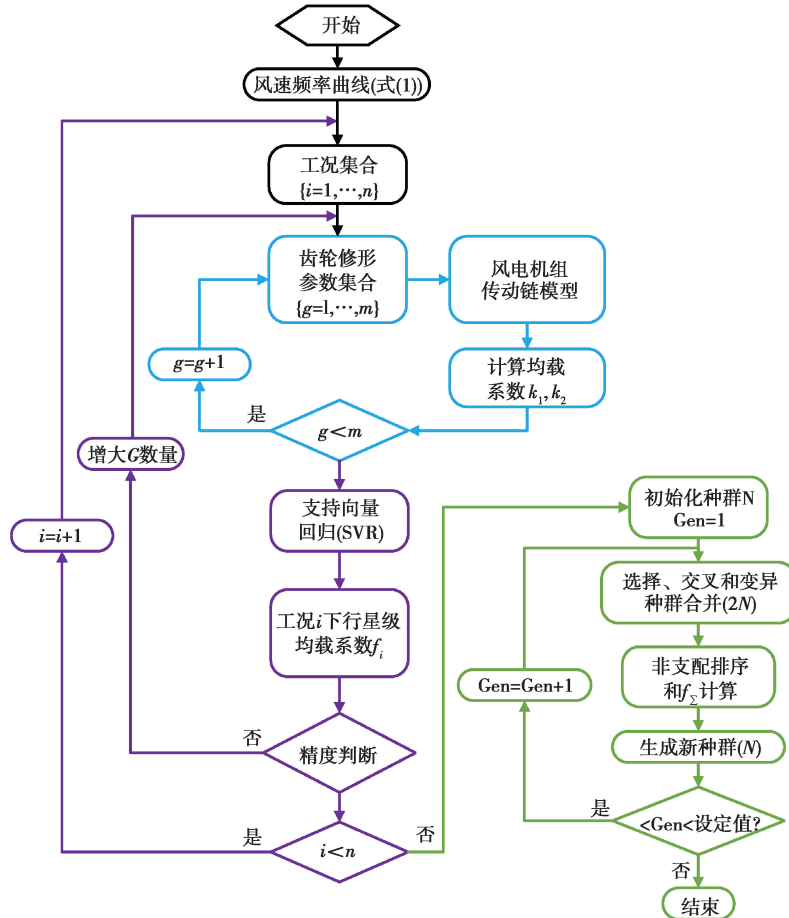


图5 风电机组多工况优化流程

Fig. 5 Flow chart of multi-operating condition optimization of wind turbine

首先,根据风速频率曲线(式(1))生成具有 n 种风速工况,并作为风电机组整机模型的外部激励,进而计算主轴与轮毂连接处六自由度载荷($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$);然后,将每一种风速工况下计算得到的主轴与轮毂连接处六自由度载荷作为齿轮箱系统动力学模型的载荷输入,计算不同齿轮修形参数组合(表 2)下的行星级均载系数,并利用 SVR 构建修形参数与均载系数之间的映射关系;最后,将 n 种风速工况下行星级均载系数进行加权求和,以其最小值作为优化目标,采用遗传算法求解最优的齿轮修形参数。

在一台 CPU 主频为 2.9G Hz 的计算机上使用 SVR 进行齿轮修形参数寻优所需要的计算时间约 10 min。而采用 SIMPACK 动力学模型进行一次计算需耗时 20 min。由此可见,文中提出的优化方法可以大幅提高优化效率。

3 结果与讨论

3.1 外部激励分析

如图 6(a)所示,从风电机组切入至切出风速区间 5~23 m/s,间隔 3 m/s,共计取 $n=7$ 组风速工况,并利用式(22)计算对应的风速频率,作为式(21)中工况的权重值。参照 IEC 61400-1 标准,湍流强度设置为 0.14^[16],可得额定风速(11 m/s)下 u, v 和 w 3 个方向的湍流风速,如图 6(b)所示。

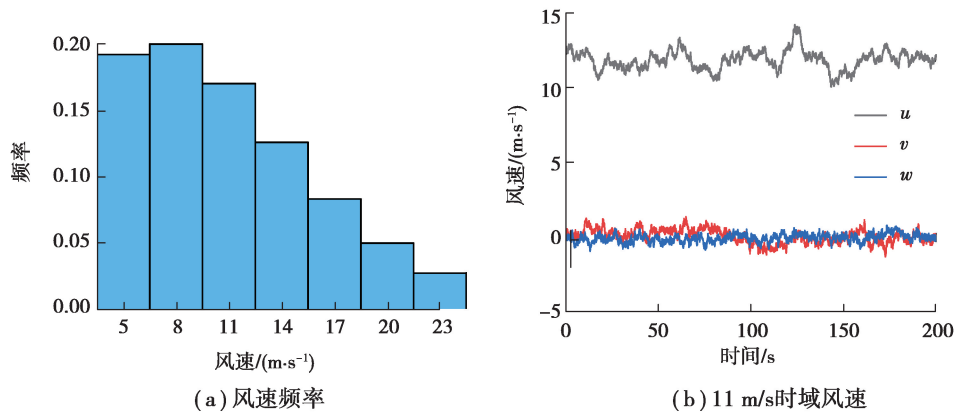
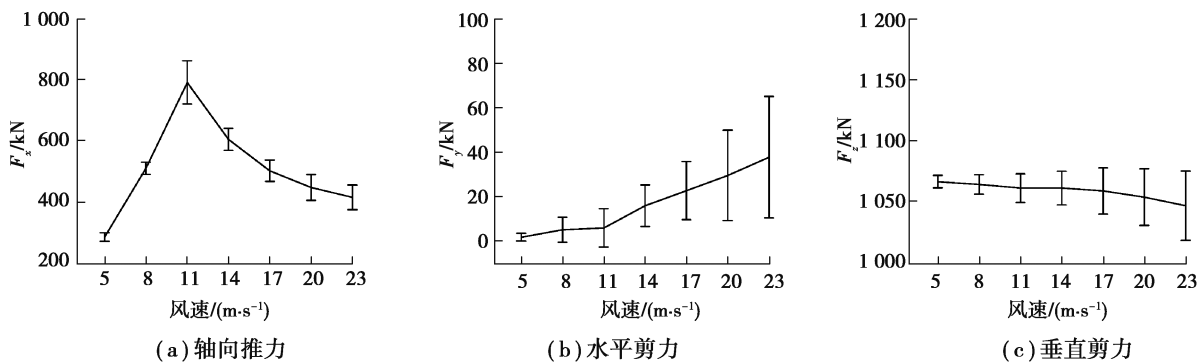


图 6 风速频率及时域风速

Fig. 6 Wind speed frequency and time domain wind speed

图 7 所示为 7 种风速工况下主轴与轮毂连接处的六自由度载荷。从图中可以看出,在额定风速以下,随着风速的增加,气动转矩也逐渐增大,但非扭载荷与气动转矩的比值显著下降;在额定风速以上时,由于变桨系统开始运行,此时主轴处气动转矩近似恒定,而非扭载荷与气动转矩的比值逐渐增大。



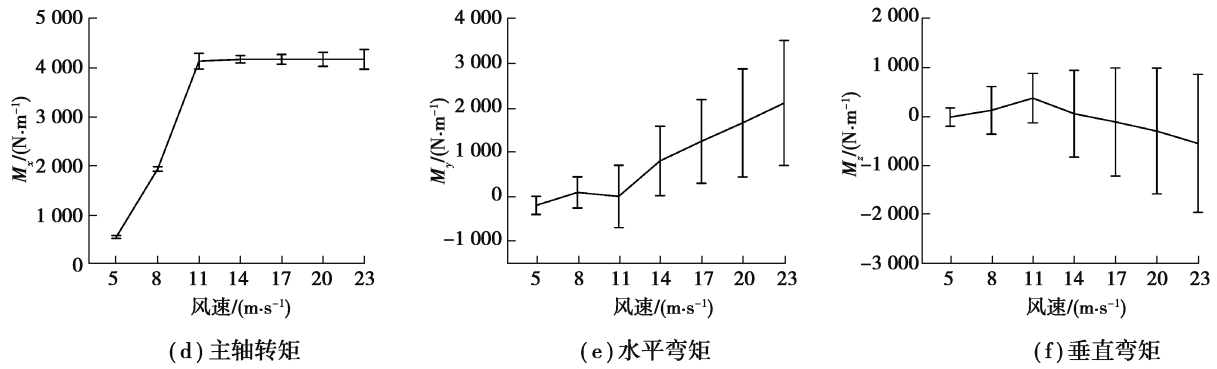


图7 不同风速下主轴载荷

Fig. 7 Mainshaft load under different wind speeds

3.2 内部激励分析

笔者仅针对第一级行星轮开展修形优化设计,图8所示为非扭载荷对齿轮箱行星轮副传动误差的影响。从图中可以看出,随着风速的增加,传动误差幅值也逐渐增大;当考虑非扭载荷时,传动误差幅值略有增大。

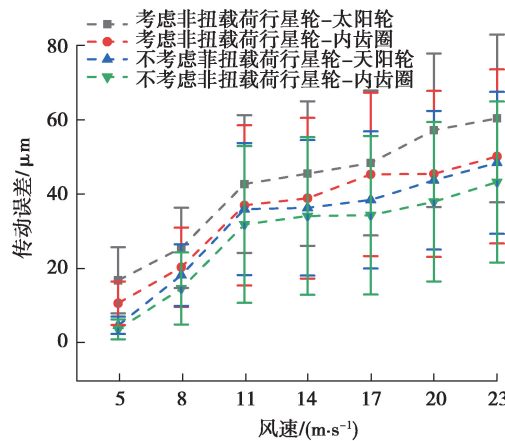


图8 非扭载荷对传动误差影响

Fig. 8 Influence of non-torque load on transmission error

图9(a)所示为优化前后行星轮-太阳轮传动误差对比。从图中可以看出,优化后各风速工况下的齿轮副传动误差显著减小,在额定风速工况下行星轮-太阳轮传动误差均值由 $40 \mu\text{m}$ 下降到了 $18 \mu\text{m}$,减小了55%。图9(b)所示为优化前后行星轮-内齿圈传动误差的对比,其随风速工况的变化趋势与行星轮-太阳轮相同,在额定风速工况下行星轮-内齿圈传动误差均值由 $42 \mu\text{m}$ 下降到了 $22 \mu\text{m}$,减小了48%。

图10所示为额定风速工况下行星级齿轮副时变啮合刚度优化前后对比。从图中可以看出,优化后的齿轮副啮合刚度激励(波动)显著减小。图11所示为不同风速工况下行星级齿轮副啮合刚度激励优化前后对比。从图中可以看出,齿轮副啮合刚度激励受风速工况的影响不大,整体变化较为平缓。但优化后的行星轮啮合刚度激励显著降低。

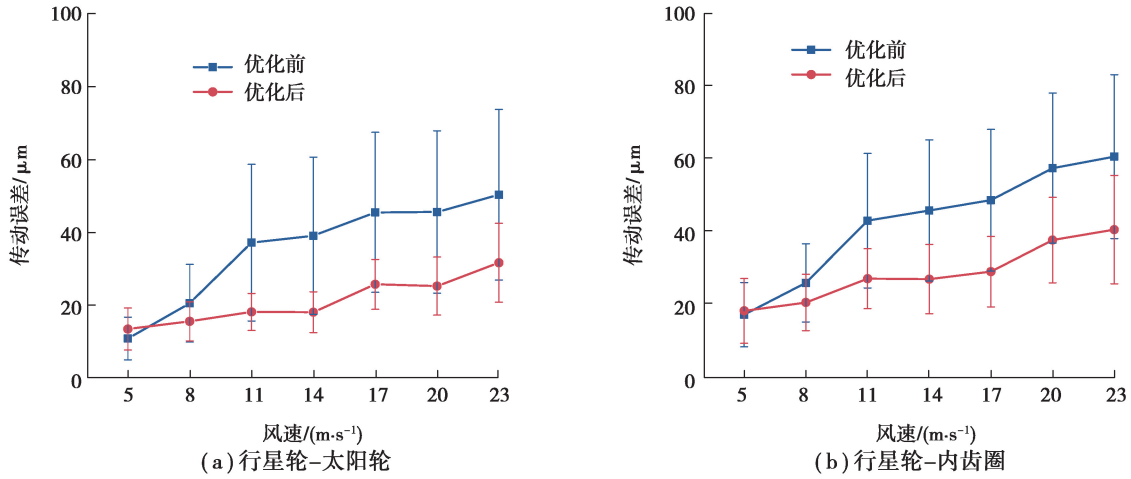


图 9 不同风速下优化前后行星级传动误差

Fig. 9 Planetary gear transmission error before and after optimization under different wind speeds

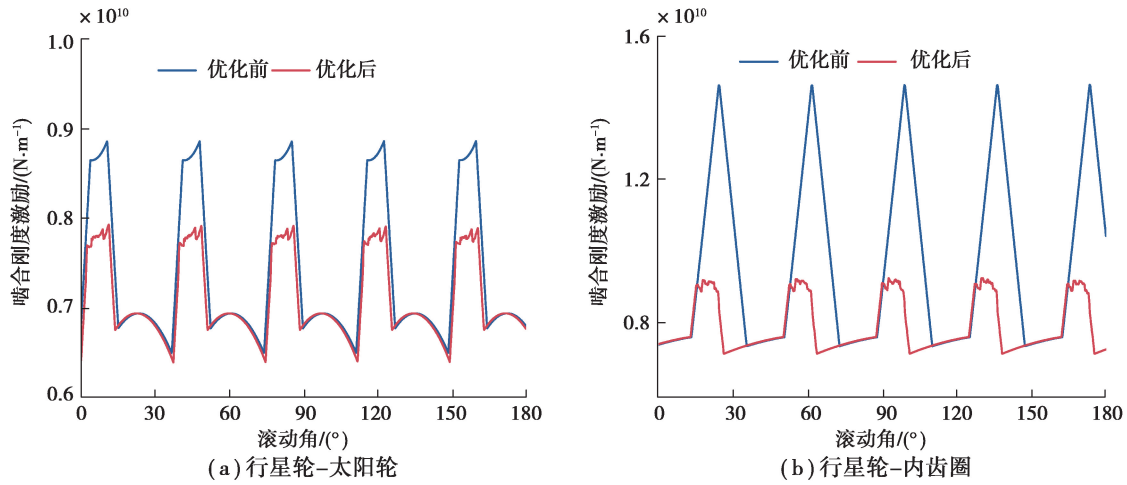


图 10 行星级优化前后齿轮副时变啮合刚度对比

Fig. 10 Comparison of time-varying meshing stiffness of planetary gears before and after optimization

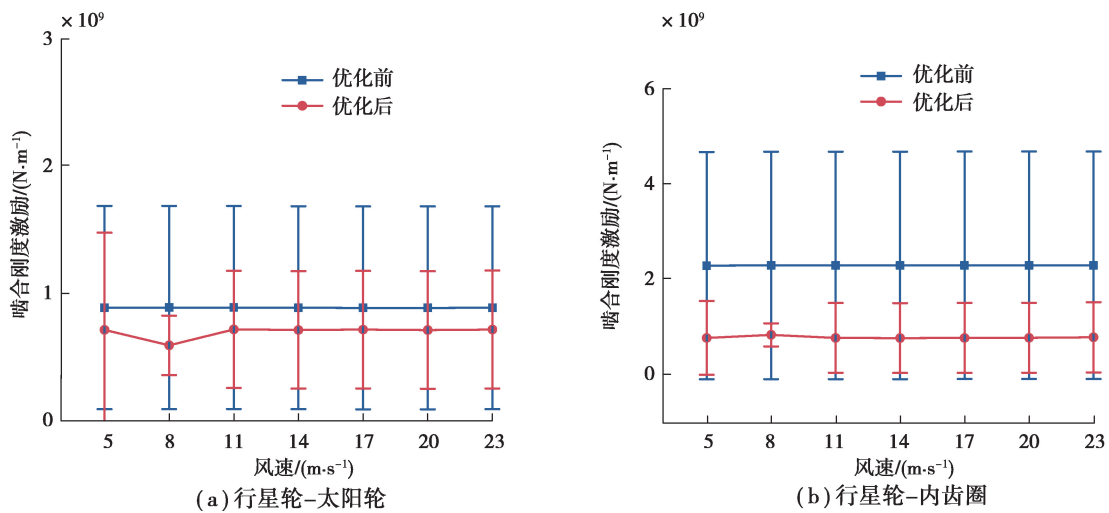


图 11 不同风速下行星级齿轮副啮合刚度激励

Fig. 11 Meshing stiffness of planetary gears under different wind speeds

3.3 齿面载荷分析

图 12(a)所示为额定风速工况下行星轮-太阳轮和行星轮-内齿圈动态啮合力在优化前沿齿宽方向的分布情况。从图中可以看出,优化前的行星轮-太阳轮齿轮副动态啮合力主要集中在上风向侧,而行星轮-内齿圈则相反,表明行星级齿面载荷存在明显偏载现象。图 12(b)所示为额定风速工况下行星轮-太阳轮和行星轮-内齿圈动态啮合力在优化后沿齿宽方向的分布情况。从图中可以看出,优化后的行星级齿面载荷分布均匀,偏载现象得到有效改善。

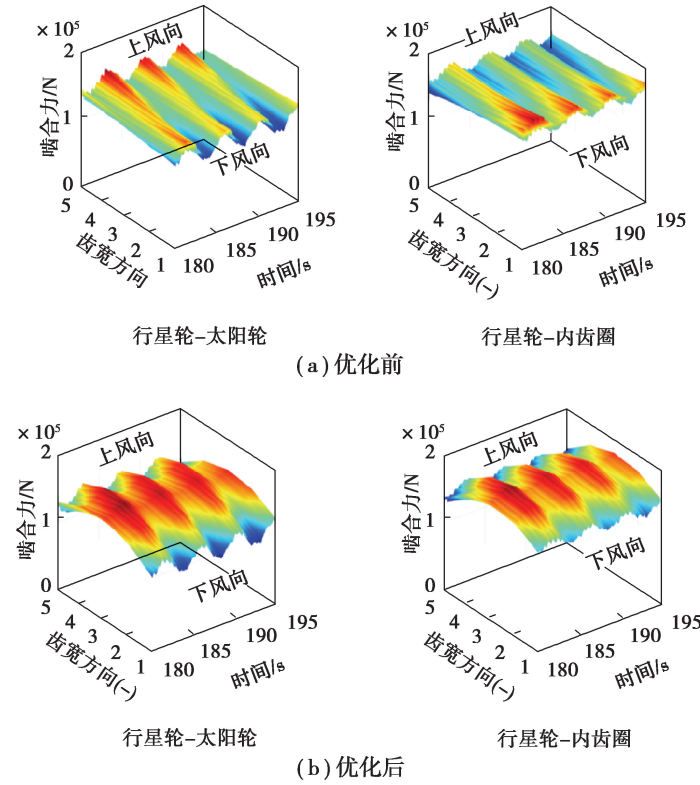


图 12 额定风速下优化前后齿面载荷分布

Fig. 12 Load distribution of tooth surface before and after optimization under rated wind speed

3.4 均载性能分析

通过行星轮和内齿圈动态啮合力计算均载系数 k_1 ,同时利用行星轮轴承力计算均载系数 k_2 ^[24-25],分别如式(24)和式(25)所示。

$$k_1 = \max \left(\frac{\max \{f_p^j(t)\}}{\text{mean} \left\{ \sum_j f_p^j(t) \right\}} \right), j = 1 \cdots l, \quad (24)$$

$$k_2 = \max \left(\frac{\max \{f_b^j(t)\}}{\text{mean} \left\{ \sum_j f_b^j(t) \right\}} \right), j = 1, \cdots, l, \quad (25)$$

式中: $f_p^j(t)$ 为第 j 对行星轮和内齿圈的动态啮合力; $f_b^j(t)$ 为第 j 个行星轮轴承力; l 为行星轮个数。

图 13 所示为额定风速工况下行星轮-内齿圈动态啮合力和均载系数 k_1 ,图 14 所示为额定风速工况下行星轮轴承力和均载系数 k_2 。从图 13 和图 14 中可以看出,行星轮-内齿圈动态啮合力和行星轮轴承力变化趋势相同,均载系数 k_1 和 k_2 的最大值出现位置也相同,表明 2 种均载系数计算结果具有一定的等效性。

利用式(26)计算行星轮上、下风向轴承力差值与轴承力额定值的百分比 p 。

$$p = \frac{F_{\text{upwind}} - F_{\text{downwind}}}{F_{\text{rated}}} \times 100\%, \quad (26)$$

式中: F_{upwind} 和 F_{downwind} 分别为行星轮上、下风向轴承力; F_{rated} 为额定的行星轮轴承力。

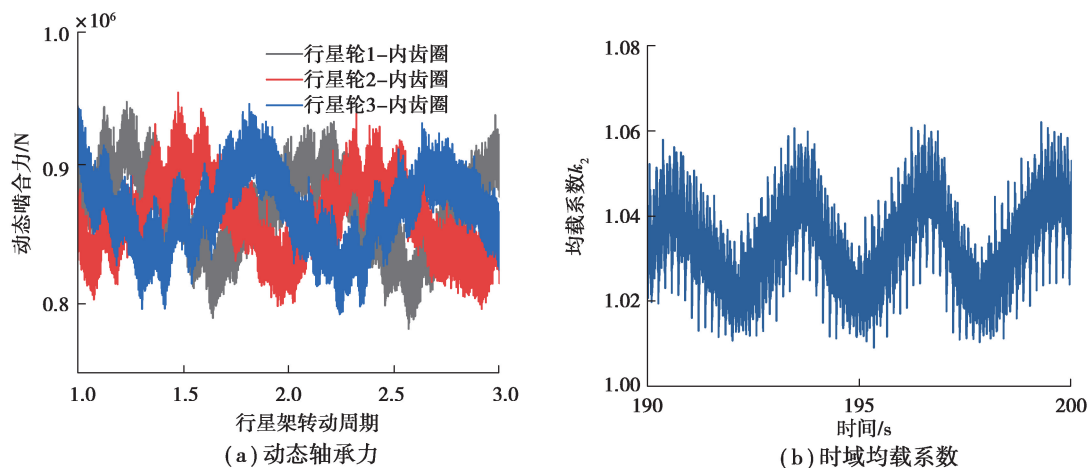
图 13 额定风速下行星轮一内齿圈动态啮合力及均载系数 k_1

Fig. 13 Dynamic meshing force and load sharing coefficient of planet-ring gear under rated wind speed

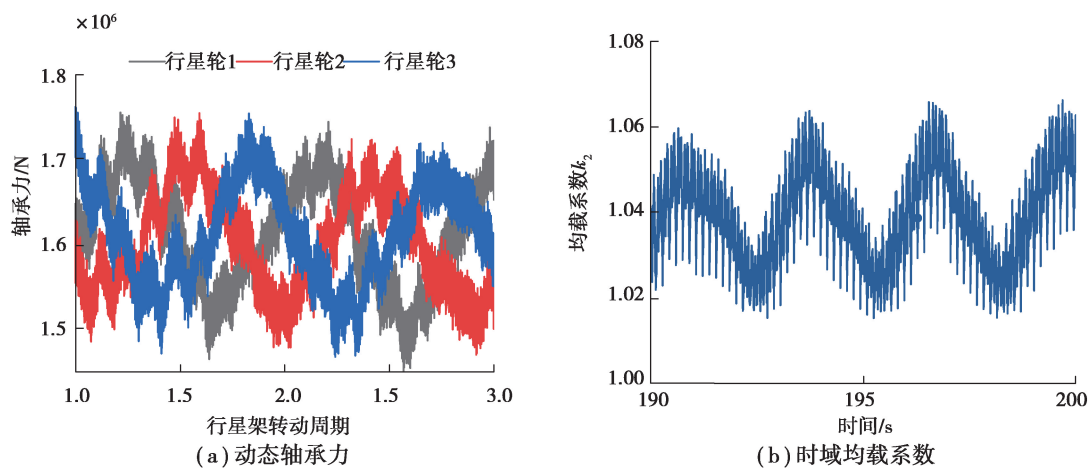
图 14 额定风速下行星轮轴承力及均载系数 k_2

Fig. 14 Dynamic bearing force and load sharing coefficient of planet gear under rated wind speed

图 15 所示为第 1 个行星轮上、下风向轴承力差值。从图中可以看出,当不考虑非扭载荷时,行星轮 1 上、下风向轴承力差值较小,而考虑非扭载荷后,行星轮 1 上、下风向轴承力差值显著增大,但随着风速的增加,其差值又逐渐减小。其主要原因是在低风速工况时,气动转矩较小,行星轮轴承力也较小,此时行星轮轴承力易受到非扭载荷的影响^[2,19],而在额定风速及以上时,气动转矩为额定值,此时行星轮轴承以承担扭矩载荷为主。优化后的行星轮上、下风向轴承力差值明显减小,偏载现象得到明显改善,与图 12 结果相符。

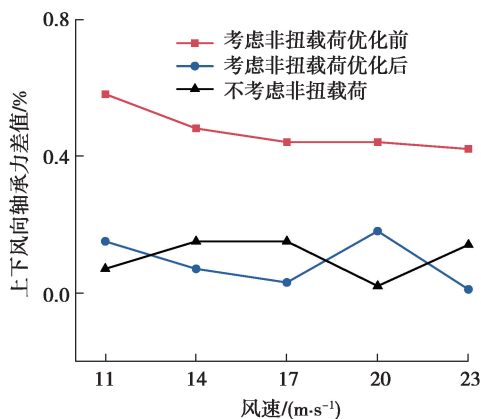


图 15 优化前后行星轮 1 上下风向轴承力

Fig. 15 Upwind and downwind bearing force of planet gear 1 before and after optimization

图16所示为优化前后的行星级均载系数 k_1 和 k_2 对比。从图中可以看出,不考虑非扭载荷时,行星级均载系数随着风速的增加而增大,在达到额定风速后保持不变,但考虑非扭载荷后,随着风速的增大,行星级均载系数先减小再增大。结合图7可知,在额定风速工况以下时,随着风速的增加,气动转矩也逐渐增大,但非扭载荷与气动转矩的比值显著下降,因此行星级均载系数逐渐减小,均载性能提高。当达到额定风速后,主轴处气动转矩近似恒定,但非扭载荷与气动转矩的比值逐渐增大,导致行星级均载系数增大,均载性能降低。优化后的行星级均载性能在不同风速工况下均有所提升,在额定风速及以上时均载优化效果较好。

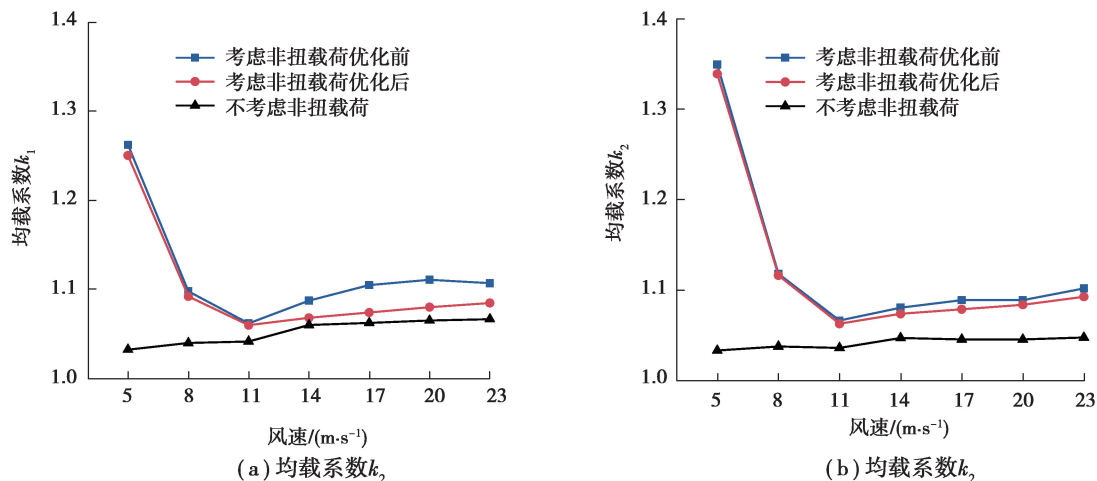


图16 优化前后行星级均载系数对比

Fig. 16 Comparison of load sharing coefficient of planetary stage before and after optimization

4 结 论

该文考虑不同风速工况下风电齿轮箱时变输入载荷的影响,结合风电齿轮箱系统动力学模型,构建了多风速工况下风电齿轮箱行星级均载性能优化模型,以齿轮箱行星级均载系数综合最小为优化目标对行星级齿轮副进行修形优化设计,对比了不同风速工况下优化前后风电齿轮箱运行性能,得出以下结论:

- 1) 在额定风速以下时,随着风速的增加,非扭载荷与气动转矩比值显著减小,而在额定风速及以上时,在变桨控制作用下其比值逐渐增大。较大的非扭载荷占比会造成行星级齿轮和轴承产生明显的偏载。
- 2) 不同风速工况下,优化后的行星级齿轮副传动误差和啮合刚度波动幅值均显著降低,并且齿面载荷分布均匀,行星轮上、下风向轴承的偏载现象得到有效改善。
- 3) 随着风速的增加,非扭载荷占比变化会使行星级均载系数先减小再增大,并且优化后的行星级均载性能在不同风速工况下均有所提升,在额定风速及以上时均载优化效果较好。

参考文献:

- [1] Munch K, McDade M. Gearbox reliability collaborative: gearbox inspection metadata[R]. National Renewable Energy Lab. 2010.
- [2] Guo Y, Keller J, LaCava W. Planetary gear load sharing of wind turbine drivetrains subjected to non-torque loads[J]. Wind Energy, 2015, 18(4): 757-768.
- [3] Hossain M L, Abu-Siada A, Muyeen S M. Methods for advanced wind turbine condition monitoring and early diagnosis: A literature review[J]. Energies, 2018, 11(5): 1309-1322.
- [4] Mo S, Yue Z X, Feng Z Y, et al. Analytical investigation on load-sharing characteristics for multi-power face gear split flow system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2020, 234(2): 676-692.
- [5] Mo S, Zhang T, Jin G G, et al. Analytical investigation on load sharing characteristics of herringbone planetary gear train with flexible support and floating Sun gear[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 144: 103670-103696.
- [6] Gonzalez-Perez I, Fuentes A, Hayasaka K. An enhanced finite element model for determination of load capacity in planetary gear trains[C]// Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Springer, Berlin, Heidelberg,

2013: 119-129.

- [7] 董惠敏, 夏永, 李亚美, 等. 基于 ADAMS 仿真驱动的 8MW 风电齿轮箱均载设计[J]. 机械传动, 2015, 39(7): 53-58.
Dong H M, Xia Y, Li Y M, et al. Load sharing design of 8 MW wind power gearbox based on ADAMS simulation driving [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(7): 53-58.(in Chinese)
- [8] Park Y J, Kim J G, Lee G H, et al. Load sharing and distributed on the gear flank of wind turbine planetary gearbox [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(1): 309-316.
- [9] 周璐, 巫世晶, 李景, 等. 误差对行星传动系统均载特性影响分析[J]. 机械传动, 2017, 41(6): 1-8.
Zhou L, Wu S J, Li J, et al. Analysis of the influence of error on load sharing characteristic of planetary transmission system[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(6): 1-8.(in Chinese)
- [10] 朱增宝, 江志祥, 尹敏. 支撑刚度对行星传动系统动态均载特性的影响[J]. 航空动力学报, 2016, 31(4): 986-992.
Zhu Z B, Jiang Z X, Yin M. Impact of support stiffness on dynamic load sharing characteristics of planetary train system [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(4): 986-992.(in Chinese)
- [11] 徐向阳, 朱才朝, 刘怀举, 等. 柔性销轴式风电齿轮箱行星传动均载研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(11): 43-49.
Xu X Y, Zhu C C, Liu H J, et al. Load sharing research of planetary gear transmission system of wind turbine gearbox with flexible pins[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(11): 43-49.(in Chinese)
- [12] 彭则明, 巫世晶, 王晓笋, 等. 复合行星轮系均载特性仿真研究[J]. 机电工程, 2015, 32(2): 157-162, 174.
Peng Z M, Wu S J, Wang X S, et al. Virtual prototype simulation of load sharing characteristics of compound planetary gear sets[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015, 32(2): 157-162, 174.(in Chinese)
- [13] Guo Y, Keller J, Lacava W. Combined effects of input torque, non-torque load, gravity, and bearing clearance on planetary gear load share in wind turbine drivetrains[C]// AGMA fall technical meeting. 2012.
- [14] Nejad A R, Guo Y, Gao Z, et al. Development of a 5 MW reference gearbox for offshore wind turbines[J]. Wind Energy, 2016, 19(6): 1089-1106.
- [15] Nejad A R, Gao Z, Moan T. On long-term fatigue damage and reliability analysis of gears under wind loads in offshore wind turbine drivetrains[J]. International Journal of Fatigue, 2014, 61: 116-128.
- [16] Madsen P H, RISØ D T U. Introduction to the IEC 61400-1 standard[S]. Risø National Laboratory, Technical University of Denmark, 2008.
- [17] ISO 6336-6-2006, Calculation of service life under variable load [S]. 2006.
- [18] Tan J J, Zhu C C, Song C S, et al. Dynamic modeling and analysis of wind turbine drivetrain considering platform motion [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 140: 781-808.
- [19] Tan J J, Zhu C C, Song C S, et al. Effects of flexibility and suspension configuration of main shaft on dynamic characteristics of wind turbine drivetrain[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(1): 1-15.
- [20] 沈意平, 李斌, 李学军, 等. 非扭矩载荷下风电齿轮传动系统动力学响应特性分析[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2018, 33(4): 49-55.
Shen Y P, Li B, Li X J, et al. Dynamic response analysis of wind turbine gear transmission system subjected to non-torque loads[J]. Journal of Hunan University of Science & Technology (Natural Science Edition), 2018, 33(4): 49-55.(in Chinese)
- [21] 朱才朝, 陈爽, 马飞, 等. 轮齿修形对兆瓦级风电齿轮箱动态特性影响[J]. 振动与冲击, 2013, 32(7): 123-128.
Zhu C C, Chen S, Ma F, et al. Effect of gear teeth modification on dynamic characteristics of a megawatt level wind turbine gearbox[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(7): 123-128.(in Chinese)
- [22] 胡升阳, 方宗德. 行星传动均载及动载系数定义改进与分析[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(8): 40-46, 113.
Hu S Y, Fang Z D. Improvement and analysis of the definitions of load sharing and dynamic load factors of planetary transmission[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(8): 40-46, 113.(in Chinese)
- [23] Standard A. Design manual for enclosed epicyclic gear drives[J]. Alexandria, VA: American Gear Manufacturers Association, 2006: 1-104.
- [24] Xiang H Y, Li Y L, Liao H L, et al. An adaptive surrogate model based on support vector regression and its application to the optimization of railway wind barriers[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2017, 55(2): 701-713.
- [25] Schölkopf B, Smola A J, Williamson R C, et al. New support vector algorithms[J]. Neural Computation, 2000, 12(5): 1207-1245.