

环境随机性与载荷时序性耦合作用下齿轮 疲劳损伤的预测

王 荣^{1,2} 李俊杰^{1,2} 郑文革^{1,2} 王 嘉^{1,3*} 贺明荣⁴

1. 河北工业大学智能配用电装备与系统全国重点实验室, 天津, 300401

2. 河北工业大学机械工程学院, 天津, 300401

3. 河北工业大学电气工程学院, 天津, 300401

4. 天津华建天恒传动有限责任公司, 天津, 301899

摘要:为准确评估风电齿轮在服役工况下的疲劳损伤,提出一种融合环境随机性与载荷时序性的预测框架,利用非线性损伤修正模型计算并分析了不同风速对齿轮疲劳损伤的影响规律。结果表明,低风速段的齿轮弯曲疲劳损伤由高频低幅循环应力主导,极端载荷累积显著加剧高风速段的齿轮接触疲劳,额定风速区间是造成齿轮疲劳损伤的主要风险区间。基于损伤分析结果提出了定量转速控制策略以延长齿轮箱服役寿命,为齿轮箱可靠性设计及风机轮毂转速控制提供了依据。

关键词:随机风速;齿轮应力;疲劳损伤;风电齿轮

中图分类号:

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.01.012

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Gear Fatigue Damage Prediction with Coupling Effect of Environmental Randomness and Load Sequence

WANG Rong^{1,2} LI Junjie^{1,2} ZHENG Wenge^{1,2} WANG Jia^{1,3*} HE Mingrong⁴

1.State Key Laboratory of Intelligent Power Distribution Equipment and System, Hebei University of Technology, Tianjin, 300401

2.School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin, 300401

3.School of Electrical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin, 300401

4.Tianjin Teek Transmission Co.,Ltd., Tianjin, 301899

Abstract: To accurately assess the fatigue damage of wind turbine gears under operational conditions, a prediction framework that integrated environmental randomness and load temporal characteristics was proposed. A nonlinear damage correction model was utilized to calculate and analyze the influences of different wind speeds on the fatigue damage of gears. The results indicate that the bending fatigue damage of gears in the low wind speed range is dominated by high-frequency low-amplitude cyclic stresses, while the contact fatigue of gears in the high wind speed range is significantly exacerbated by extreme loads accumulation. The rated wind speed range is identified as the main risk interval for gear fatigue damages. Based on the damage analysis results, a quantitative speed control strategy was proposed to extend the service life of the gearbox, providing a basis for the reliability design of the gearbox and the control of the wind turbine hub speed.

Key words: random wind speed; gear stress; fatigue damage; wind turbine gear

0 引言

风力发电的规模化应用已成为推动可持续发展的关键举措。风电机组长期服役于复杂环境,其齿轮传动系统承受的交变载荷导致实际疲劳寿命常低于设计寿命(20年)。齿轮箱作为核心部件,内部齿轮在接触应力与弯曲应力的长期循环

作用下易发生疲劳失效。尽管现有研究通过材料强化与结构优化提升了齿轮的抗疲劳性能,但复杂载荷作用的顺序性与环境随机性对长期损伤的耦合影响尚未明晰,导致预测模型与实际工况存在偏差,因此,揭示复杂环境载荷下齿轮传动系统长期疲劳损伤的演化规律,建立高精度的损伤预测方法,对优化维护策略与保障风电安全运行具有重要工程价值。

国内外学者对风电齿轮箱疲劳损伤开展了大量研究。LIU等^[1]基于渗碳齿轮的弹塑性接触模

与实测载荷谱,采用Dang Van多轴疲劳准则和Basquin方程计算短期损伤,并运用线性Palmgren-Miner法则评估累积损伤。WANG等^[2]采用多场耦合模拟与多体动力学方法,研究风电齿轮在湍流风与水浪作用下的短期疲劳特性,发现轮毂高度处的平均风速、湍流强度与风切变是影响损伤的主因,水浪因素影响较小。向东等^[3]建立了随机风速下风电齿轮的短期疲劳损伤模型,基于线性累积损伤理论分析了各齿轮的弯曲疲劳与接触疲劳,揭示了齿轮的薄弱环节。上述研究集中于风力发电机齿轮传动系统短期疲劳损伤的计算和分析。为预测风力发电机组齿轮传动系统的长期疲劳损伤,JØRGENSEN等^[4]基于齿轮箱柔性多体模型,采用Palmgren-Miner法则计算了500kW风电齿轮箱在不同湍流强度下的长期疲劳损伤,发现太阳轮与行星轮的齿面接触应力是疲劳损伤的主要诱因。NEJAD等^[5-6]建立了考虑风速长期概率分布的齿轮疲劳损伤模型,结合短期损伤与长期风速概率分布,计算了长期疲劳损伤。伍源等^[7]提出一种结合代理模型技术的长期疲劳损伤预估方法,通过重构平均风速、湍流强度和短期疲劳损伤的映射关系,预测齿轮长期疲劳损伤,该方法能准确预测环境参数对齿轮疲劳损伤的影响,为全寿命周期内的损伤评估提供新方法。

上述研究在疲劳损伤分析方面取得一定进展,但仍存在局限:多数模型依赖线性累积准则,难以表征瞬态工况下的载荷时序性对损伤演化的非线性效应;未充分考虑环境随机性与载荷时序性的耦合机制,导致传统方法在预测复杂服役环境下的齿轮长期疲劳损伤时偏差显著。

为全面探讨风速对齿轮长期疲劳损伤的影响,本文提出融合环境随机性与载荷时序性的预测框架,建立由风速随机性到动态载荷谱再到考虑载荷时序性的非线性损伤预测方法,分析环境与载荷的交互作用对齿轮损伤的耦合机制。通过模拟控制系统故障等瞬态载荷事件引发的扭矩突变,分析瞬态冲击对齿轮损伤的影响;通过非线性疲劳损伤模型修正线性疲劳损伤法则因忽略高低载荷作用顺序而产生的偏差,揭示不同风速对疲劳损伤的影响规律。

1 基于全局载荷的建模基本方法

1.1 风电机组整机模型

风电齿轮箱的动态特性受内外激励的耦合影

响,风速变化(外部激励)通过结构变形与周期性环境载荷加大输入激励的随机性;由于轴质量不平衡、安装不对中,以及轴承偏心、偏载,齿轮啮合刚度波动、制造误差引发传动误差与冲击,形成主要内部激励。内外激励共同驱动齿轮动载荷的非线性演化,因此需通过全局动力学建模综合量化内外激励对疲劳损伤的协同作用。

某5 MW风电机组由叶片、轮毂、主轴、变速齿轮箱、发电机、塔架等核心部件构成。叶片作为核心动力源安装于轮毂,轮毂通过行星架与主轴联动。齿轮箱固定于机舱内,通过高速轴与发电机联接。叶片将风能转化为机械能驱动主轴低速旋转,齿轮箱通过传动比提升转速、降低扭矩,最终将风能转化为电能。机组关键设计参数详见表1。

表1 某5 MW风力发电机参数

Tab.1 5 MW wind turbine parameters

项目	参数
额定功率/MW	4.55
切入风速/(m·s ⁻¹)	4
切出风速/(m·s ⁻¹)	25
额定风速/(m·s ⁻¹)	10
额定叶轮转速/(r·min ⁻¹)	16.2
轮毂中心高度/m	80
叶轮直径/m	118

建立的整机耦合模型子系统交互关系如图1所示,气动载荷作用于叶片、塔架等结构,其中,叶片与塔架建模为柔性体(通过材料力学参数分析其动态特性),其余部件视为刚体,通过设置传动比模拟齿轮箱的传动结构。控制系统包含发电机功率调控、变桨与偏航系统。变桨系统根据风况改变桨距角来调节叶片的气动载荷,从而提高风能捕获效率,并避免机械部件在极端风速下的动态冲击导致的疲劳损伤或失效。

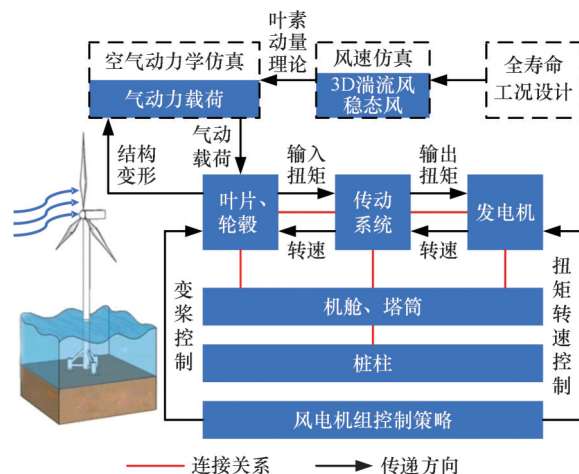


图1 风电机组全局耦合模型
Fig.1 Wind turbine global coupling model

1.2 风电齿轮箱动力学模型

风电齿轮箱传动系统的动力学建模需综合理论分析与数值仿真,以精确表征其复杂的动态特性。建模围绕集中参数法与多体动力学法展开。集中参数法通过离散化处理将齿轮、轴系等效为多自由度质量、弹簧、阻尼系统。基于达朗伯原理构建平衡力系方程,推导系统动力学微分方程:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_i + F_e \quad (1)$$

$$F_i = k_m f(\delta) + c_m \dot{\delta} \quad (2)$$

式中: M 、 C 、 K 分别为质量、阻尼及刚度矩阵; F_i 为时变啮合刚度、动态传递误差等内部激励影响下的动态啮合力; F_e 为风载扭矩波动等外部激励影响下的力; x 为齿轮传动沿啮合线方向的弹性变形量; k_m 为时变啮合刚度; $f(\delta)$ 为齿侧间隙函数; c_m 为阻尼系数; $\dot{\delta}$ 为动态传动误差的一阶导数。

基于SIMPACK平台建立纯刚性与刚柔耦合模型,基于有限元模型并通过模态缩聚法处理柔性轴系以生成用于多体动力学分析的柔性体,采用六自由度轴承力元及齿轮接触力元模拟真实物理特性。刚柔耦合模型在保留刚性位移分析能力的同时引入关键部件的弹性变形效应,显著提高了非线性动态响应的计算精度。如图2所示,齿轮箱传动系统在运行过程中,输出级太阳轮转速最高,易发生疲劳失效。齿轮箱各级齿轮参数如表2所示,所有太阳轮与行星轮材料均采用高强度合金钢18CrNiMo7-6,内齿圈材料选用合金钢42CrMo4,材料参数见表3。

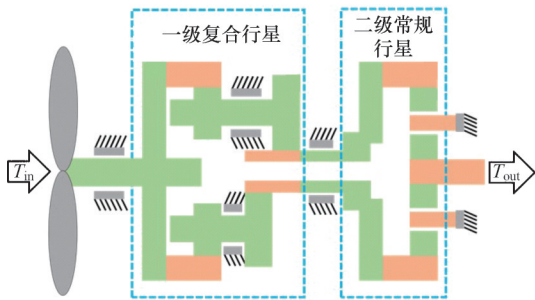


图2 齿轮箱结构简图

Fig.2 Gearbox topology structure diagram

表2 齿轮参数

Tab.2 Gear parameters

项目	输入级	中间级	输出级
法向模数/mm	21.00	12.20	11.00
法向压力角/(°)	25.00	25.00	25.00
螺旋角/(°)	4.50	11.35	11.85
中心距/mm	685.00	685.00	453.00
齿宽/mm	380.00	184.50	170.00
太阳轮齿数		30	23
行星轮齿数	19	83	58
齿圈齿数	84		139

表3 齿轮材料参数

Tab.3 Material parameters of gear

	太阳轮	行星轮	内齿圈
材料	18CrNiMo7-6		42CrMo4
许用接触应力 $[\sigma_H]$ /MPa	1500		1000
许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ /MPa	500		370
弹性模量 E /GPa	206		
泊松比 ν	0.30		

系统的动态响应由内外激励共同驱动。齿轮啮合激励是传动系统的主要内部激励源,故需精确计算时变啮合刚度以确保响应分析的准确性,采用切片法与势能法将斜齿轮等效为一系列直齿轮片的叠加即可求出斜齿轮啮合刚度^[8],一级内齿圈与行星轴啮合刚度的波动最大,直接影响系统振动幅值。动态传递误差由齿面几何偏差引入,传动误差导致齿轮的实际接触点与理论接触点偏离,因此传动过程中会发生周期性位移变化,进而引起传动系统受力变化。外部激励主要包括轮毂输入扭矩、发电机负载,其中,轮毂输入扭矩通过3D湍流风模型,由叶素动量理论计算获得。输入扭矩的幅值与频率由叶尖速比、风能利用系数及风速幅值动态调整,输出端负载通过电机转速与相位角耦合控制,确保模型与实际工况一致。

齿轮短期疲劳损伤预测依赖可靠的齿轮应力分布,而齿轮应力分布的准确性直接取决于动力学模型驱动下齿轮动态啮合力的精度。为验证仿真动力学模型的准确性,根据某5MW风电齿轮箱全尺寸台架试验系统,在额定工况下开展接触斑点实验。

图3所示为输出级太阳轮的仿真结果与内窥镜拍摄的接触斑点,仿真结果与实测齿面载荷分布形态整体保持一致,均为载荷集中在齿面的一端,这验证了仿真模型的准确性。

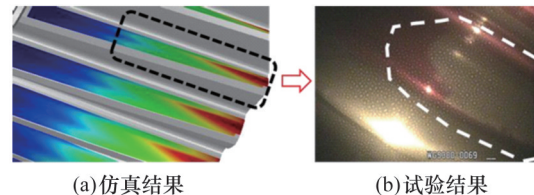


图3 额定工况下接触斑的仿真结果与试验结果

Fig.3 Result of contact spots simulation and test under rated working condition

2 随机风载下多工况齿轮应力的分布特性

2.1 风模型与随机转矩

风力发电机的设计初期通常采用一组涵盖全

寿命周期内可能经历的最重要工况来模拟风电机组长期的受载情况,并根据 IEC61400-1 设计载荷工况定义并生成全寿命周期工况仿真文件。根据某公司提供的风机全寿命周期疲劳工况表提取的载荷工况,如表 4 所示。

表 4 设计载荷工况

Tab.4 Design load case

项目	风模型	仿真时长/s
正常发电工况 DLC1.2	正常湍流风	600
控制系统故障工况 DLC2.4	正常湍流风	600
正常停机工况 DLC4.1	正常风廓线	180
空转工况 DLC6.4	正常湍流风	600

自然风速具有显著的不确定性和非稳态波动特性,故采用 3D 湍流风模型进行仿真分析。湍流风速模型由平均风速和脉动风速合成,脉动风速大小主要通过湍流强度衡量。湍流风具有强随机性,在中性大气边界条件下,通过时域采样的统计方法,根据实地采集得到的湍流风场数据,基于 Kaimal 湍流功率谱理论框架在 Bladed 中建立 3D 风速模型。湍流风速模型纵向(X向)、横向(Y向)、垂向(Z向)(如图 4 所示)分量的自功率谱密度函数^[9]为

$$\frac{S_c(f)}{\sigma_c^2} = \frac{4L_c/v_{hub}}{(1 + 6fL_c/v_{hub})^{5/3}} \quad (3)$$

式中: f 为角频率; S_c 为功率谱, $c=X, Y, Z$; v_{hub} 为风电机组轮毂高度处的风速; σ_c 为湍流风速的标准偏差; L_c 为积分尺度参数。

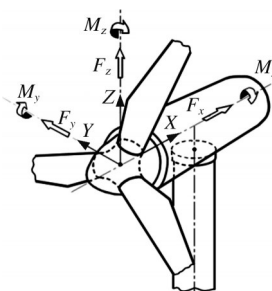


图 4 风机轮毂坐标系

Fig.4 Wind turbine hub coordinate system

将自功率谱密度函数转化为时域风速函数:

$$v(t) = v_{mean} + \sqrt{\frac{2S_c(\omega)}{T}} \sum_{n=1}^{N/2} \cos(\omega_n t - \varphi_n) \quad (4)$$

$$\omega = 2\pi f$$

式中: v_{mean} 为平均风速; φ_n 为随机数且 $\varphi_n \in [0, 2\pi]$ 。

图 5 为平均风速 10 m/s 下风电机组轮毂处风速的时序分布图。

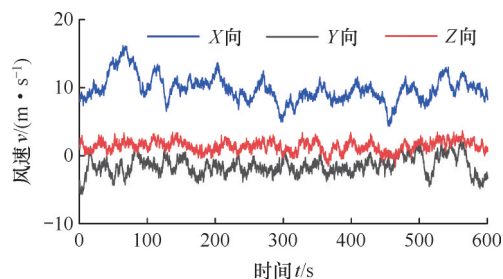
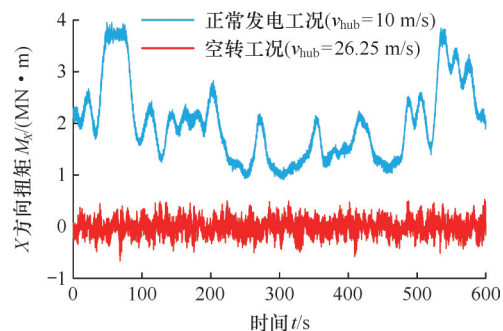


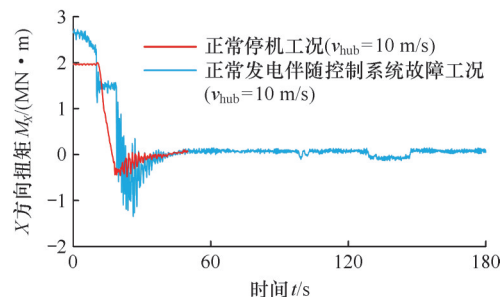
图 5 风速分布 ($v_{mean}=10m/s$)

Fig.5 Wind speed distribution ($v_{mean}=10m/s$)

调用建立的多体动力学仿真模型,由叶素动量理论可得不同工况下风力机轮毂中心处的随机转矩,将该转矩的时间序列作为外部激励,在 SIMPACK 中直接施加于齿轮箱的输入轴。图 6 所示为不同工况下轮毂中心处 X 方向扭矩。



(a) 正常发电工况与空转工况



(b) 正常停机工况与正常发电伴随控制系统故障工况

图 6 不同工况的轮毂中心 X 方向扭矩

Fig.6 Torque in the X-direction at the hub center under different working conditions

2.2 齿轮弯曲应力与接触应力

齿轮作为风电齿轮箱的动力传递核心部件,承受复杂多变的载荷,而成为疲劳失效的高风险部件。为评估其运行状态,基于式(5)计算了 DLC1.2 工况(10 m/s)下太阳轮的动态啮合力,如图 7 所示。受尺侧间隙函数的分段突变、时变啮合刚度的周期性非线性波动、动态传动误差连续时变演化的影响,动态啮合力为非光滑非线性的时变力。

根据 ISO 6336-2 和 ISO 6336-3 得出齿轮接触应力 δ_H 与弯曲应力 δ_F ^[9]:

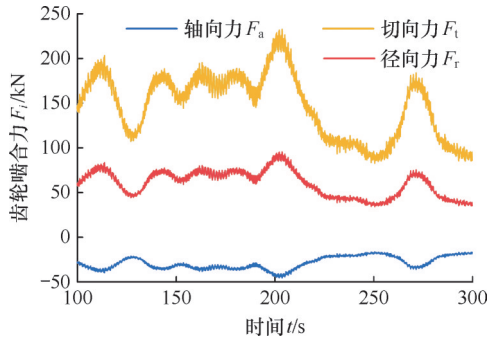


图7 DLC1.2工况下太阳轮动态啮合力(10 m/s)

Fig.7 Dynamic meshing force of the sun gear under DLC1.2 operating conditions(10 m/s)

$$\sigma_F = \left(\frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \right) K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} \quad (5)$$

$$\sigma_H = Z_H Z_\epsilon Z_E Z_\beta \sqrt{\frac{F_t i_g + 1}{bd} \frac{i_g + 1}{i_g}} K_A K_V K_{H\beta} K_{Ha} \quad (6)$$

$$F_t = k_m f(\delta) \cos \beta + c_m \delta \cos \beta \quad (7)$$

式中: Z_H 为区域系数; Z_ϵ 为接触强度计算的重合度系数; Z_E 为弹性系数; Z_β 为接触强度计算的螺旋角系数; F_t 为齿轮名义切向力; β 为螺旋角; b 为工作齿宽; d 为太阳轮分度圆直径; i_g 为齿轮传动比; K_A 为使用系数; K_V 为动载系数; $K_{H\beta}$ 、 K_{Ha} 分别为接触应力计算用的齿向载荷分布系数和齿间载荷分配系数。

根据ISO 6336-2和ISO 6336-3标准选取接触应力和弯曲应力计算公式中的上述系数,如表5所示。

表5 输出级太阳轮齿轮应力计算参数

Tab.5 Output stage sun gear stress calculation parameters

弯曲系数	数值	接触系数	数值
K_A	1.00	K_A	1.00
K_V	1.03	K_V	1.03
$K_{F\beta}$	1.00	$K_{H\beta}$	1.00
K_{Fa}	1.04	K_{Ha}	1.04
Y_F	1.31	Z_H	2.28
Y_S	2.18	Z_E	190.27
Y_β	0.90	Z_ϵ	0.81
Y_B	1.21	Z_β	1.01
Y_{DT}	1.00		

2.3 短期齿轮应力分布特征

齿轮的应力循环次数不仅取决于外部载荷循环,还与齿轮的转速相关。为统计应力循环次数,首先将时序动态啮合力离散化为若干区间,统计啮合力区间 λ 在整个时序中出现的总时间。假设某个时序动态啮合力区间 F_1 和 F_2 之间有 p 个作用时间段,则该啮合力区间作用总时间为 $\sum_{i=1}^p t_i$,如图8所示,根据齿轮转速利用下式计算该区间的循环次数:

$$N_\lambda = \sum_{i=1}^p k \frac{t_i n_i}{60} \quad (8)$$

式中: k 为行星轮数量; t_i 为啮合力区间 λ 的第 i 个时间段; n_i 为啮合力区间 λ 在时间 t_i 内太阳轮的平均转速, r/min。

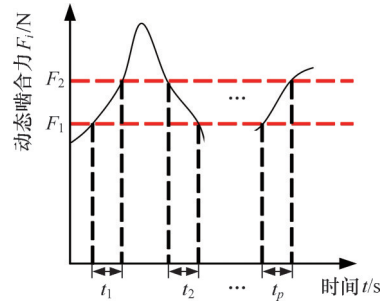


图8 应力循环次数统计

Fig.8 Statistics of stress cycle counts

2.3.1 稳态工况下齿轮应力分布特征

稳态工况下,齿轮应力分布特性与风速的动态响应密切相关。图9所示为稳态工况下不同平均风速对应的接触应力和弯曲应力。

低风速下,接触应力分布范围较小,循环次数较大。如图9a所示,接触应力在500~600 MPa的循环次数较多,单次循环损伤较小,但高频循环累积效应显著,具有高周疲劳的典型特征。弯曲应力在平均风速6 m/s下的分布范围较小,但循环次数为接触应力的近2倍(图9d),平均风速6 m/s下的弯曲应力循环特性表现为高频低幅的周期性波动。接触应力与弯曲应力在循环次数与分布范围上的差异成因是,低风速下的风机轮毂转速较低,齿轮啮合频率低导致接触应力循环次数小。此外,由于叶片气动载荷的周期性波动通过传动链放大,进一步加剧了弯曲应力的循环累积效应。因此,低风速下,应将轮毂转速限制在14~16 r/min(额定转速的86%~99%),以抑制高频弯曲损伤累积。

额定风速下,接触应力分布范围扩展至1300 MPa(图9b),并且接触应力1100~1300 MPa对应的循环次数较小,表明额定工况下载荷波动较小,系统运行趋于平稳。额定风速下应力范围大的特点导致接触疲劳损伤贡献率显著增大,因此,额定风速下,应将轮毂转速波动偏差控制在0.5 r/min以下,以降低接触应力的离散度。弯曲应力在额定风速下的分布范围明显扩大(图9e),同时弯曲应力在200~400 MPa的循环次数较大,反映损伤主要来源于中低应力循环的累积。值得注意的是,额定风速区间因应力分布范围广且循环次数稳定,而成为齿轮长期疲劳损伤的关键风险区域。

超过额定风速后,最大接触应力可达1350

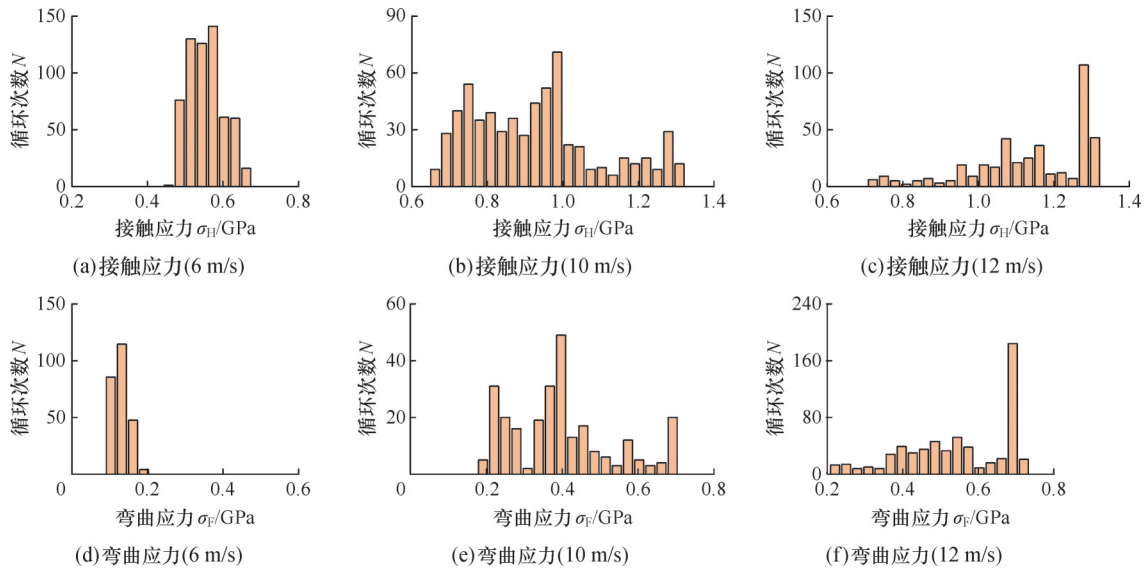


图9 稳态工况下短期齿轮应力分布

Fig.9 Short-term gear stress distribution under steady-state conditions

MPa(图9c),循环次数突增,表明高风速可能引发瞬时大载荷冲击,加剧低周疲劳损伤风险。超过额定风速后,最大弯曲应力接近材料屈服强度(图9f)。因此,高风速下,变桨控制系统应将轮毂转速降至15 r/min以下,以阻断极端载荷冲击,在保障发电效率的同时显著延长齿轮箱疲劳寿命。

2.3.2 非稳态工况下的齿轮应力分布特征

为研究风速对齿轮应力分布的影响,改变工况,讨论齿轮的应力分布。非稳态工况(控制系统故障、正常停机等)下的齿轮应力分布特性与稳态工况有明显差异。图10所示为不同工况的应力分布结果。

DLC2.4工况(控制系统故障)下,测速传感器失效导致变桨系统响应滞后,齿轮接触应力在

平均风速10 m/s时出现异常峰值,如图10a所示。弯曲应力范围虽未显著扩大,但中低应力循环占比增大(图10d),表明控制系统故障工况下的载荷波动频率提高增大了弯曲疲劳损伤的风险。

DLC4.1工况(正常停机)中,最大接触应力达到500 MPa,弯曲应力未出现明显峰值,如图10b、图10e所示,主要因为在停机过程中,变桨系统采用顺桨控制策略,通过渐进式扭矩卸载有效抑制了应力峰值。这反映出紧急制动导致的动态冲击集中于齿面接触区域,与稳态工况相比,因停机过程持续时间短,其应力循环次数显著减少。

DLC6.4工况(空转)中,尽管风速超过额定值,但叶片处于顺桨状态,接触应力与弯曲应力分布区间显著减小,如图10c所示。弯曲应力在低

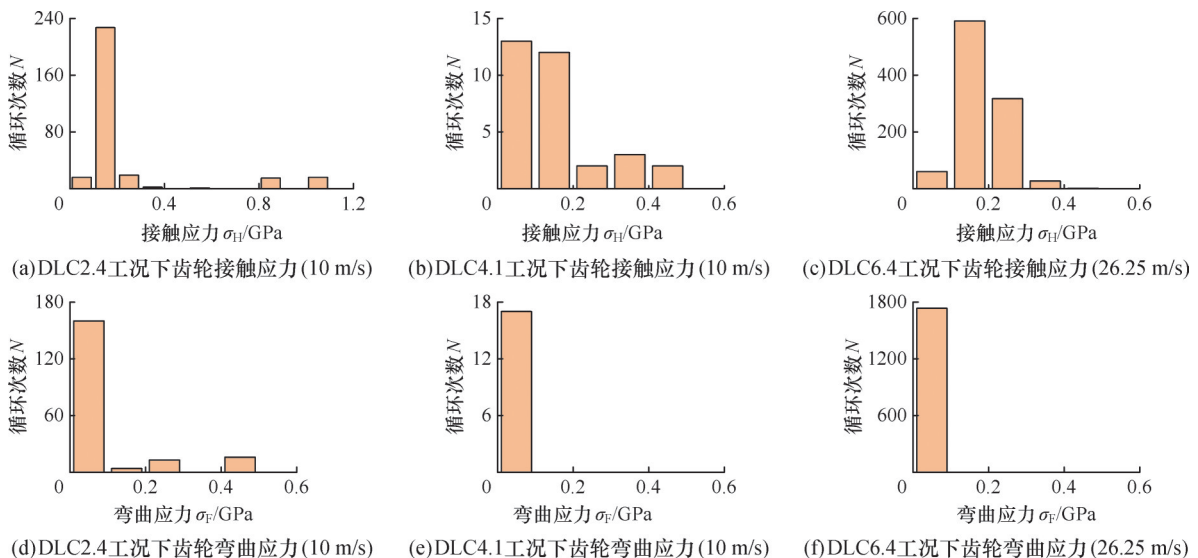


图10 非稳态工况下短期齿轮应力分布

Fig.10 Short-term gear stress distribution under non-steady-state conditions

风速段仍维持较高循环次数(图 10f),空转时,发电机掉电导致传动链失去负载阻尼,轮毂惯性旋转引发的自由振动通过轴系传递,使齿轮根部区域逐渐变为低频振动的核心响应区域。

超额定风速的非稳态工况中,变桨系统通过限制功率输出有效抑制了接触应力的线性增长,但极端湍流仍可能超过控制系统的调节能力,导致瞬时接触应力超过设计阈值。频繁的变桨动作可能引发中高应力循环次数的增加,加剧疲劳损伤。因此,功率控制策略需在载荷抑制与动作频率间寻求平衡,避免滞后响应导致的应力突变。

2.4 长期齿轮应力分布特征

基于全寿命周期内 4 种典型工况(正常发电、控制系统故障、正常停机、空转)下的 177 种子工况累计 1 年的应力分布数据,系统探讨齿轮接触应力与弯曲应力的长期演化规律。

研究发现,接触应力在 400~800 MPa 的循环次数显著增加(图 11),在 800~1200 MPa 的循环次数明显减少。这表明接触疲劳失效主要由高幅、低频应力循环主导,与齿面点蚀及剥落的典型失效模式一致。弯曲应力分布范围相对较小(图 11),在 100~300 MPa 的循环次数显著增加,表明弯曲疲劳损伤累积损伤效应与高频载荷特性密切相关。接触应力与弯曲应力在分布范围和循环特性上的差异源于载荷传递路径的动态响应机制,接触应力直接受齿面啮合冲击与瞬时扭矩波动影响,弯曲应力与传动链动态特性及载荷时序性耦合作用密切相关。

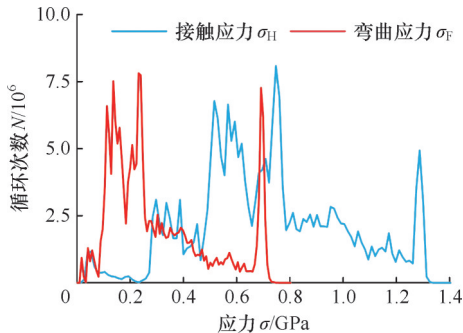


图 11 服役工况下齿轮接触应力与弯曲应力的分布(1 年)

Fig.11 Distribution of gear contact stress and bending stress under service conditions(one year)

2.5 齿轮应力空间分布特性

为直观揭示不同风速下的载荷对齿轮的作用效应及其空间分布规律,基于多体动力学仿真结果绘制太阳轮的应力分布云图(图 12)。

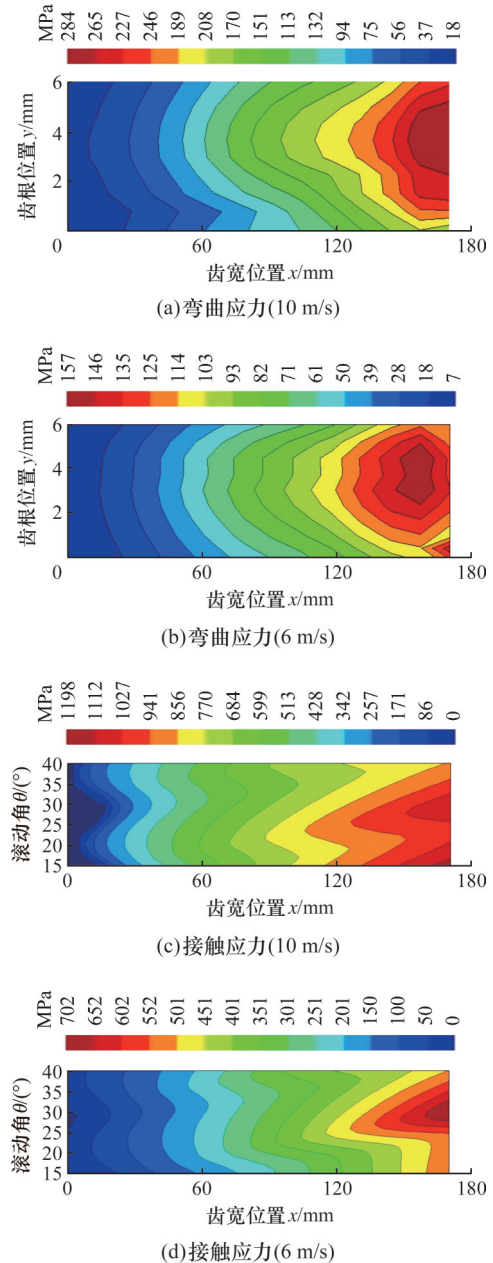


图 12 DLC1.2 工况不同风速下太阳轮应力分布
Fig.12 Stress distribution of the solar gear under different wind speeds in DLC1.2 working conditions

低风速(6 m/s)时,齿面最大接触应力较小(图 12d),但齿根区域出现显著的弯曲应力集中,最大弯曲应力不超过 200 MPa(图 12b),符合高频低幅循环主导的损伤机制。额定风速(10 m/s)下,齿面两端出现高幅接触应力集中区,峰值约 1200 MPa(图 12c),应力分布范围扩大,齿根弯曲应力的分布范围与集中现象也显著加剧(图 12a)。额定风速区间内齿轮接触应力分布范围广,且齿轮存在局部偏载的现象,表明额定风速区是齿轮疲劳损伤的风险区域,为低风速弯曲损伤累积和额定风速接触损伤明显的结论提供了依据。

3 基于应力分布的齿轮疲劳损伤预测

3.1 短期疲劳损伤预测方法

考虑应力加载顺序与环境条件的非线性疲劳损伤计算方法^[10-11]引入应力比、材料S-N曲线斜率及前一级损伤,增强了模型对多级载荷交互作用的敏感性,基于上述方法的短期疲劳损伤计算公式如下:

$$D_{short} = \sum_{i=1}^m \frac{N_i}{c_i} \prod_{j=1}^i \left(\frac{c_{j-1}}{c_j} \right)^{0.4d} \left(\frac{\sigma_{j-1}}{\sigma_j} \right)^\beta (1 + D_{j-1}) \quad (9)$$

式中: m 为载荷谱离散化后的应力水平数量; N_i 为第 i 级应力下的循环次数; c_i 为基于材料S-N曲线的失效循环次数; σ_j 为第 j 级应力幅值; d 为材料常数; β 为材料S-N对数斜率 b 的转换系数, D_{j-1} 为前 $j-1$ 级的累积损伤。

正常发电工况下,不同平均风速的短期接触损伤如图13所示。平均风速为4~8 m/s时,短期接触损伤值维持在较低水平且随风速增加基本不变;平均风速为8~14 m/s时,短期接触损伤值增长率最大,表明该风速区间下的齿轮接触疲劳损伤加速累积;风速超过额定值时,变桨系统通过限制功率输出抑制载荷的线性增长,因此损伤值随风速提高平缓增长。由此可得,随机风速对正常发电工况下齿轮接触损伤的影响主要在额定风速附近。

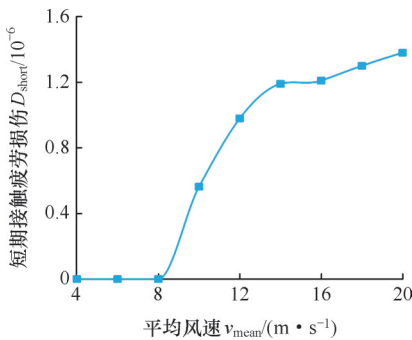


图13 正常发电工况不同风速下短期接触损伤

Fig.13 Short-term contact damage with different wind speeds under normal power generation conditions

3.2 长期风速概率分布与损伤评估

为获取长期风速概率分布,通过统计历时一年实地采集的风速、风向和湍流强度数据,并将5 min 时序风速的均值作为平均风速,采用双参数威布尔分布模型拟合平均风速概率密度函数,平均风速概率密度函数拟合结果如图14所示,拟合曲线对应的平均风速概率密度函数 $f_v(u)$ 、累积分布函数 $F_v(u)$ 分别为

$$f_v(u) = \frac{2.498}{11.279} \left(\frac{u}{11.279} \right)^{2.498-1} \exp\left(-\left(\frac{u}{11.279}\right)^{2.498}\right) \quad (10)$$

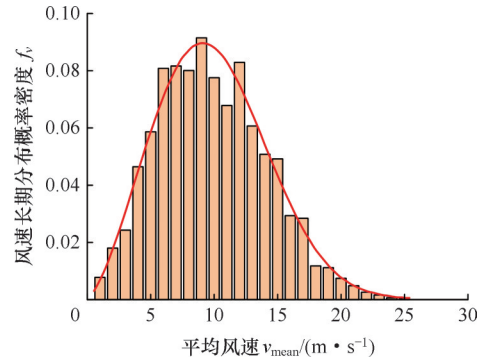


图14 长期风速概率分布(1年)

Fig.14 Long-term wind speed probability distribution (one year)

$$F_v(u) = 1 - \exp\left(-\left(\frac{u}{11.279}\right)^{2.498}\right) \quad (11)$$

将不同条件下的疲劳损伤值叠加,并将短期疲劳损伤值与长期风速概率分布函数的乘积进行积分,可计算全寿命周期太阳轮的接触损伤值^[11]

$$D = \int TD(v_{mean}) f_v(u) du \quad (12)$$

式中: D 为风电齿轮在多重载荷长期作用下的总损伤值; T 为风电机组设计寿命; $D(v_{mean})$ 为平均风速 v_{mean} 作用下风电齿轮的短期疲劳损伤值。

4 结论

1)随机风速下的齿轮疲劳损伤机制具有显著差异。低风速段,弯曲疲劳主要由高频低幅应力循环主导,其累积效应与传动链动态响应和结构共振密切相关;高风速段,接触疲劳受极端载荷瞬时冲击影响显著,低周高幅循环成为损伤加剧的核心因素。因此齿轮疲劳性能优化需针对不同风速区间采取差异化设计策略。

2)风电机组全寿命内,正常发电工况对长期疲劳损伤的影响最为显著,其中,额定风速区间因应力分布范围广且循环次数稳定而成为关键风险区域。非稳态工况虽发生频率较低,但其瞬态载荷冲击可显著放大单次循环损伤值,凸显了动态载荷时序性对累积损伤的非线性影响。

3)基于双参数威布尔分布的风速长期概率模型耦合短期损伤的预测框架能有效量化环境随机性与载荷时序性对齿轮长期疲劳损伤的协同作用,该方法为风电齿轮箱的可靠性设计与运维策略优化提供了依据。

4)研究揭示了变桨系统功率控制策略对极端载荷的抑制作用及不足,基于齿轮疲劳损伤特性提出了不同风速下轮毂转速控制方案,在保障发电效率的同时调节动态载荷,提高齿轮箱的可靠性。

参考文献:

- [1] LIU Heli, LIU Huaiju, ZHU Caichao, et al. Influence of Load Spectrum on Contact Fatigue Damage of a Case Carburized Wind Turbine Gear[J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 119: 105005.
- [2] WANG S, MOAN T, JIANG Z. Influence of Variability and Uncertainty of Wind and Waves on Fatigue Damage of a Floating Wind Turbine Drivetrain [J]. Renewable Energy, 2022, 181: 870-897.
- [3] 向东, 蒋李, 沈银华, 等. 风电齿轮箱在随机风载下的疲劳损伤计算模型[J]. 振动与冲击, 2018, 37(11): 115-123.
- XIANG Dong, JIANG Li, SHEN Yinhua, et al. Fatigue Damage Calculation Model for Wind Turbine Gearboxes under Random Wind Loads [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(11): 115-123.
- [4] JØRGENSEN M F, PEDERSEN N L, SØRENSEN J N. Gear Fatigue Damage for a 500 kW Wind Turbine Exposed to Increasing Turbulence Using a Flexible Multibody Model[J]. Modeling, Identification and Control: A Norwegian Research Bulletin, 2014, 35(2): 109-125.
- [5] 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.
- [6] NEJAD A R, BACHYNSKI E E, KVITTEM M I, et al. Stochastic Dynamic Load Effect and Fatigue Damage Analysis of Drivetrains in Land-based and TLP, Spar and Semi-submersible Floating Wind Turbines [J]. Marine Structures, 2015, 42: 137-153.
- [7] 伍源, 朱才朝, 谭建军, 等. 环境参数对风电齿轮箱传动系统疲劳损伤的影响[J]. 重庆大学学报, 2024, 47(3): 132-144.
- WU Yuan, ZHU Caichao, TAN Jianjun, et al. Effects of Environmental Parameters on Fatigue Damage of Wind Turbine Gearbox Transmission System [J]. Journal of Chongqing University, 2024, 47(3): 132-144.
- [8] 胡波, 安锦运, 尹来容, 等. 小模数齿轮传动的时变啮合刚度计算方法[J]. 中国机械工程, 2024, 35(1): 74-82.
- HU Bo, AN Jinyun, YIN Lairong, et al. Calculation Method of Time-varying Meshing Stiffness of Small Module Gear Transmissions [J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(1): 74-82.
- [9] 伍源. 全寿命周期风电齿轮传动疲劳损伤分析及性能优化研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2022.
- WU Yuan. Fatigue Damage Analysis and Performance Optimization of Wind Turbine Gear Transmission During Full Life Cycle[D]. Chongqing: Chongqing University, 2022.
- [10] 晋杰, 张禄, 周炜, 等. 基于Manson-Halford模型改进的疲劳损伤预测模型[J]. 公路交通科技, 2024, 41(11): 189-198.
- JIN Jie, ZHANG Lu, ZHOU Wei, et al. Fatigue Damage Prediction Model Improved with Manson-Halford Model [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2024, 41(11): 189-198.
- [11] ZHANG Xiaoling, ZHANG Bingjie, WANG Dong, et al. Fatigue Damage Analysis Method of Offshore Wind Turbine Foundation [J]. Ocean Engineering, 2024, 302: 117618.

(编辑 张洋)

作者简介: 王荣, 女, 1988年生, 副教授。研究方向为装备可靠性理论与方法, 疲劳失效机理。发表论文20余篇。王嘉(通信作者), 女, 1988年生, 研究员。研究方向为机器人可靠性建模与评估。发表论文20余篇。E-mail: wangjia@hebut.edu.cn.

本文引用格式:

王荣, 李俊杰, 郑文革, 等. 环境随机性与载荷时序性耦合作用下齿轮疲劳损伤的预测[J]. 中国机械工程, 2026, 37(1): 105-113.

WANG Rong, LI Junjie, ZHENG Wenge, et al. Gear Fatigue Damage Prediction with Coupling Effect of Environmental Randomness and Load Sequence [J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(1): 105-113.

(上接第104页)

- [31] 龚辉, 方强, 李国强, 等. 基于模型参考自适应的AGV运动控制系统设计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2022, 56(9): 1867-1875.
- GONG Hui, FANG Qiang, LI Guoqiang, et al. Design of AGV Motion Control System Based on Model Reference Adaptive Method [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2022, 56(9): 1867-1875.
- [32] FENG Hao, SONG Qianyu, YIN Chenbo, et al. Adaptive Impedance Control Method for Dynamic Contact Force Tracking of Robotic Excavators [J]. Journal of Construction Engineering and Management, 2022, 148(11): 10.1061/(ASCE)CO.1943-7862.0002399.
- [33] 许家忠, 陈继元, 黄成. 筒类舱段主动柔顺对接策略[J]. 电机与控制学报, 2021, 25(9): 140-146.
- XU Jiazhong, CHEN Jiyuan, HUANG Cheng. Active Compliant Docking Strategy for Barrel-type Cabins [J]. Electric Machines and Control, 2021, 25(9): 140-146.
- [34] SERAJI H. Adaptive Admittance Control: an Approach to Explicit Force Control in Compliant Motion [C]//Proceedings of the 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation. San Diego, 1994: 2705-2712.
- [35] 刘志恒, 赵立军, 李瑞峰, 等. 面向轮毂磨抛的手腕偏置机器人运动学快速求解方法[J]. 机械工程学报, 2022, 58(14): 126-136.
- LIU Zhiheng, ZHAO Lijun, LI Ruifeng, et al. Fast Solution Method for the Kinematics of Wrist Offset Robot Oriented to Wheel Hub Grinding and Polishing [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(14): 126-136.
- [36] ZHU Renfeng, YANG Guilin, FANG Zaojun, et al. Hybrid Orientation/Force Control for Robotic Polishing with a 2R1T Force-controlled End-effector [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2022, 121(3): 2279-2290.

(编辑 张洋)

作者简介: 郭万金(通信作者), 男, 1983年生, 副教授、博士研究生导师。研究方向为工业机器人打磨主动柔顺控制。E-mail: guowanjin@chd.edu.cn.

本文引用格式:

郭万金, 田玉祥, 利乾辉, 等. 未知环境下机器人打磨自适应变阻抗恒力控制[J]. 中国机械工程, 2026, 37(1): 92-104.

GUO Wanjin, TIAN Yuxiang, LI Qianhui, et al. Adaptive Variable Impedance Constant Force Control of Robotic Grinding under Unknown Environments [J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(1): 92-104.