

风电机组主轴弯矩的重力标定解析方法研究

徐秉俊¹, 何中一^{2*}

(1. 上海电器科学研究所集团有限公司, 上海 200063;

2. 上海中认尚科新能源技术有限公司, 上海 201206)

Research on an Analytic Method for Gravity Load Calibration of Main Shaft Bending Moments in Wind Turbines

XU Bingjun¹, HE Zhongyi^{2*}

[1. Shanghai Electrical Apparatus Research Institute (Group) Co., Ltd., Shanghai 200063, China;

2. Shanghai SERCAL New Energy Technology Co., Ltd., Shanghai 201206, China]

Abstract: [Objective] In mechanical load measurement for large-scale wind turbines, main shaft bending moments have less chance to reach a comparable level for tower bending moments, due to the limitation of structure and size of the main shaft. During the load calibration process for main shaft bending moments, moments generated by rotor gravity at the main shaft load measurement section shall be evaluated accurately to measure main shaft tilt and yaw moments with high reliability. [Methods] Based on optimized and improved three-dimensional coordinate systems, an analytic method for main shaft bending moments generated by rotor gravity was proposed, in which the principle of analytic geometry was applied. The contribution of hub gravity on main shaft load measurement section was evaluated as a basis before the focus of blade gravity effect on the same section. To solve the problem of affecting the optimized three-dimensional coordinate system by the presence of main shaft tilt angle, a novel solution was proposed, where the direction of blade gravity vector in the improved coordinate system was adjusted with the same degree as that of the main shaft tilt angle in a specific vertical plane. The gravity vector of a rotating blade in an arbitrary azimuth angle was then decomposed into each axis of the optimized three-dimensional coordinate system. The resulting moment at the section center of main shaft bearing from every gravity component was calculated separately with details before synthesizing results in the same coordinate axis. Bending moment distribution from main shaft bearing center to load measurement section center was obtained by applying moment balance principle for both hub gravity and own gravity of all blades. The combined bending moment contribution by three blades is equivalent to a single mass point with its gravity of the sum of those of three

blades. [Results] In a mechanical load test project for some type of wind turbine, the proposed load calibration analysis method was applied, where the results were compared with those by conventional main shaft bending load calibration. The main shaft load results from the proposed method demonstrated representativeness of wind turbine mechanical loads, and coincide with design specifications of wind turbine. [Conclusion] The validity and feasibility of the proposed analytic method for gravity load calibration of main shaft bending moments are verified by theoretical analysis and testing results.

Key words: tilt moment; yaw moment; analytic geometry; wind turbine; mechanical load; load calibration

摘 要: 【目的】受限于风电机组主轴的结构和尺寸, 主轴弯矩测量效果很难与塔筒弯矩测量效果相匹敌。在主轴弯矩载荷标定期间, 需要精确评估出风轮自重对主轴应变片安装截面处产生的力矩, 才能更准确地测得主轴倾覆弯矩和主轴偏航弯矩。【方法】运用解析几何原理, 提出了一种基于优选并进一步改进的三维坐标系的风轮自重主轴弯矩解析方法。先后分析了轮毂自重、叶片自重对主轴弯矩测量截面处产生的力矩。为了解决风电机组主轴倾角的存在影响优选的三维坐标系的问题, 提出了一种新颖方法, 在改进的三维坐标系中某个特定垂直平面内, 将叶片重力矢量的方向旋转与主轴倾角大小相同的角度, 显著降低了叶片自重作用的分析难度。分别评估叶片自重对改进的三维坐标系中的各个分量在主轴承载面中心处产生的力矩分量, 通过对相同坐标轴方向的力矩分量进行合成, 再应用力矩平衡原理, 得到风轮自重对主轴应变片安装截面产生的力矩, 进一步获得可以把风轮空转标定期间在空间自由旋转的 3 支叶片等效成位于坐标系原点处的、以 3 支叶片自重重力矩之和为重力

矩的单个质点的简练结论。【结果】在某型风电机组的机械载荷测试项目中,分别应用传统方法和上述标定分析方法,得到的主轴载荷测试结果具有很好的一致性和代表性,并且使用本文研究的标定分析法得到的主轴弯矩测量结果更符合风电机组设计参数。【结论】理论分析和试验结果验证了本文提出的风轮自重弯矩解析方法对主轴载荷标定的有效性和可行性。

关键词: 倾覆弯矩;偏航弯矩;解析几何;风电机组;机械载荷;载荷标定

0 引言

风轮主轴及其辅件是大型风电机组的重要部件,兼具扭矩传递与结构安全承载的双重功能^[1-15]。主轴载荷的精确测量与主动控制,不仅是机组设计优化的关键依据,更是提升运行可靠性的必要条件^[16-22]。

风电机组机械载荷测试主要依据 IEC 标准和国家标准进行^[23-25]。测试时,通过在主轴表面布设应变片传感器,并同步采集风轮方位角信号,可实现主轴倾覆弯矩、偏航弯矩及扭矩的三维载荷测量。需特别说明的是,应变片输出的原始信号为微应变,需通过载荷标定将其转换为实际力矩值。该标定过程需建立应变-载荷传递矩阵,其原理与电机控制领域的转矩标定^[26-28]。

坐标变换作为分析物理现象的核心数学工具,在电机控制^[29-31]、信号分析、机电能量转换和风电检测等领域具有广泛应用。以文献[30]为例,其通过三维建模与 CFD 仿真结合,构建了水下机器人导管螺旋桨与推进电机的联合仿真体系,但文中对坐标变换的数学推导过程存在过度简略的问题,未能充分揭示其与物理载荷的映射关系。

在大型风电机组中,由于主轴的结构、尺寸和周围辅件等因素的制约,在可选的载荷测量位置上使用传统的分析法得到的标定系数,无法准确体现主轴实际承载情况,需要通过其他方法来修正。

本文通过优化三维坐标系设计,提出叶片重力分解新方法,为大型风电机组主轴弯矩标定提供了更精准的解决方案。在某型号风电机组的机械载荷测试活动中,依据解析方法得到的轮毂和叶片自重弯矩,进行主轴自重标定方法的系数计

算,给出了主轴倾覆弯矩、主轴偏航弯矩与轮毂高度风速之间的关系,并对主轴倾覆弯矩与塔顶倾覆弯矩、主轴偏航弯矩与塔顶扭矩结果之间的差异进行了研究。

1 主轴弯矩载荷标定

载荷标定的目的是获取每个载荷测量通道的斜率和偏移量^[32]。主轴弯矩载荷标定的几种方法如表 1 所示。

表 1 适用的主轴载荷标定方法

Tab. 1 Suitable calibration methods for main shaft loads

标定方法	适用范围
分析法	斜率
外部载荷	斜率
重力	斜率和偏移量

与叶片自重标定方法有所不同,主轴弯矩载荷可使用分析法获得,如精密可调电阻并联在应变测量桥路电阻两端。然而,受各种条件限制,主轴弯矩测量截面的直径可能存在连续变化,难以准确算出贴片位置的抗弯截面系数。此外,由于风电机组的尺寸很大,施加外部载荷进行标定的方法既不经济,也不可行。因此,轮毂自重、叶片自重为主轴弯矩应变片布设截面的力矩分析的变得尤为重要。

2 主轴弯矩坐标系的优化设计

风电机组测试活动中使用的载荷坐标系为 GL 坐标系^[33]和 IEC 坐标系。

在分析风轮自重对主轴弯矩标定的影响时,直接采用 GL 规范坐标系或 IEC 标准坐标系存在显著局限性,应重新对主轴弯矩坐标系进行优化设计。

以风轮中心 RC 为坐标原点 $O_{b,g}$,以主轴轴线指向机头前方为 $+X_{b,g}$ 轴;当参考叶片在空间处于垂直向上的位置时,以风轮中心指向参考叶片的坐标原点为 $+Z_{b,g}$ 轴,参考叶片叶根法兰的圆心;构建 $+Y_{b,g}$ 轴使之与 $+X_{b,g}$ 轴和 $+Z_{b,g}$ 轴构成笛卡尔坐标系。从轮毂望向机舱的视角,该 $+Y_{b,g}$ 轴指向机舱右侧。 $X_{b,g}Y_{b,g}Z_{b,g}$ 坐标系不随主轴的旋转而旋转,如图 1 所示。

图 1 中, m_{Bk} 为第 k 支叶片的质量; g 为重力

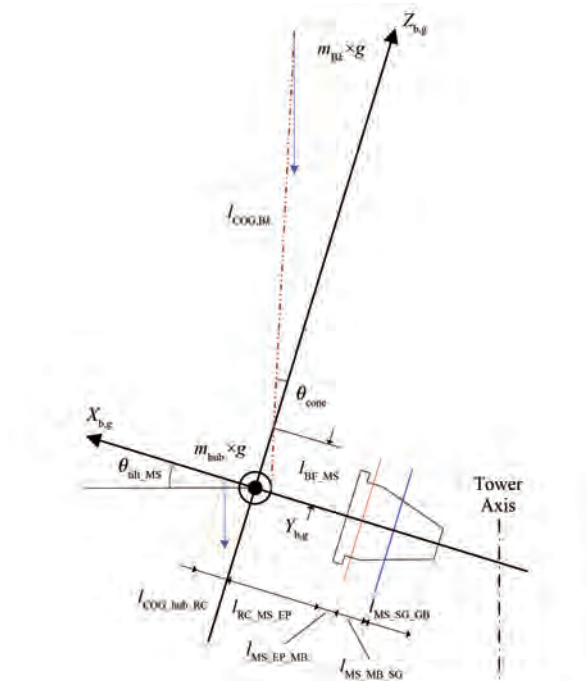


图 1 优选的主轴弯矩坐标系的侧视图

Fig. 1 Side view of the optimized main shaft bending moment coordinate

加速度; θ_{cone} 为叶片锥角; $\theta_{\text{tilt_MS}}$ 为主轴倾角; $l_{\text{COG_Bk}}$ 为从第 k 支叶片的等效质心到叶根法兰截面的、沿叶片 Z_{b} 轴线方向的距离; $l_{\text{COG_hub_RC}}$ 为轮毂等效质心到风轮中心的、沿主轴轴线方向的距离, 相对于轮毂叶片交点, 位于交点前为负、交点后为正; $l_{\text{RC_MS_EP}}$ 为风轮中心到主轴前端面的、沿主轴轴线方向的距离; $l_{\text{RC_EP_MB}}$ 为主轴前端面到主轴轴承的、沿主轴轴线方向的距离; $l_{\text{MS_MB_SG}}$ 为主轴轴承到主轴应变片安装位置所在截面的、沿主轴轴线方向的距离; $l_{\text{MS_SG_GB}}$ 为主轴应变片安装截面到齿轮箱轴承的、沿主轴轴线方向的距离; $l_{\text{BF_MS}}$ 为叶根法兰截面中心到主轴轴线的距离。

图1给出的主轴应变片安装截面位于主轴承和齿轮箱之间的主轴段,这是风电检测行业的典型实践。理论上也可以在主轴承与主轴前端面之间的部位布设主轴应变片,但此段空间局促且主轴截面直径持续变换,测试效果难以满足要求。

$X_{b,g}Y_{b,g}Z_{b,g}$ 坐标系与 GL 轮毂坐标系 $X_N Y_N Z_N$ 的关系: $X_{b,g}$ 轴在 X_N 轴的反向延长线方向; $Y_{b,g}$ 轴与 Y_N 轴平行, 正方向相反; $Z_{b,g}$ 轴与 Z_N 轴平行, 正方向相同。

 $X_{b.g}Y_{b.g}Z_{b.g}$ 坐标系与文献[22]中优选的 XYZ

轮毂坐标系的关系: $X_{b,g}$ 轴与 Z 轴共线, 正方向相同; $Y_{b,g}$ 轴与 Y 轴平行, 正方向相反; $Z_{b,g}$ 轴与 X 轴平行, 正方向相同; 坐标原点 $O_{b,g}$ 与坐标原点 O 均位于主轴轴线上, 相距 $l_{BF_MS} \times \tan(\theta_{cone})$ 。

3 轮毂自重对主轴应变片安装截面引起的力矩

轮毂自重 G_{hub} 在 $X_{\text{b,g}}$ 、 $Y_{\text{b,g}}$ 、 $Z_{\text{b,g}}$ 轴上的分量分别为

$$\mathbf{G}_{\text{hub},X} = -m_{\text{hub}} \times g \times \sin(\theta_{\text{tilt MS}}) \quad (1)$$

$$\mathbf{G}_{\text{hub},Y} = 0 \quad (2)$$

$$\mathbf{G}_{\text{hub},Z} = -m_{\text{hub}} \times g \times \cos(\theta_{\text{tilt, MS}}) \quad (3)$$

轮毂自重 G_{hub} 相对主轴承截面产生的力矩在与 $X_{\text{b,g}}$ 轴平行方向上的分量(扭矩)由 $G_{\text{hub},X}$ 引起,但力臂为零,如式(4)所示:

$$M_{\text{hub MB } Xa} = 0 \quad (4)$$

轮毂自重 G_{hub} 相对主轴承截面产生的力矩在与 $Y_{\text{b,g}}$ 轴平行方向上的分量(弯矩)由 $G_{\text{hub,z}}$ 引起,力臂为 $l_{\text{RC_MS_EP}} - l_{\text{COG_hub_RC}} + l_{\text{MS_EP_MB}}$,如式(5)所示:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{\text{hub, MB}, Y_a} = & m_{\text{hub}} \times g \times \cos(\theta_{\text{tilt_MS}}) \times \\ & (l_{\text{RC_MS_EP}} - l_{\text{COG_hub_RC}} + l_{\text{MS_EP_MB}}) \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $M_{\text{hub, MB}, Y_a}$ 沿 $+Y_{b, g}$ 轴方向。

轮毂自重 G_{hub} 相对主轴承截面产生的力矩在与 $Z_{\text{b,g}}$ 轴平行方向上的分量(弯矩)由 $G_{\text{hub},y}$ 引起,力臂为 $l_{\text{RC_MS_EP}} - l_{\text{COG_hub_RC}} + l_{\text{MS_EP_MB}}$,如式(6)所示:

$$\mathbf{M}_{\text{hub, MB } Z_a} = 0 \quad (6)$$

轮毂自重 G_{hub} 相对主轴应变片安装截面中心产生的力矩在与 $X_{\text{b,g}}$ 轴平行方向上的分量由 $M_{\text{hub, MR } X_a}$ 引起, 如式(7)所示:

$$\mathbf{M}_{\text{hub, SG}, Xa} = 0 \quad (7)$$

轮毂自重 G_{hub} 相对主轴应变片安装截面中心产生的力矩在与 $Y_{\text{b,g}}$ 轴平行方向上的分量(弯矩)由 $M_{\text{hub,MB,Ya}}$ 引起,由于主轴承的存在,应用力矩平衡原理,实际作用在应变片安装截面的力矩为

$$\frac{\mathbf{M}_{\text{hub,SG},Y_a} l_{\text{MS_SG_GB}}}{l_{\text{MS_MB_SG}} + l_{\text{MS_SG_GB}}} = \lambda \times \mathbf{M}_{\text{hub,MB},Y_a} \quad (8)$$

式中: $M_{\text{hub.SG}, Y_a}$ 沿 $+Y_{b.g}$ 轴方向。

轮毂自重 G_{hub} 相对主轴应变片安装截面中心产生的力矩在与 $Z_{b,g}$ 轴平行方向上的分量(弯矩)由 $M_{hub,MB,Za}$ 引起,如式(9)所示:

$$M_{hub,SG,Za} = 0 \quad (9)$$

需要指出,风轮带动主轴旋转时,轮毂自重为主轴弯矩测量桥路上产生的重力矩还与风轮方位角有关。风轮空转一周,主轴弯矩测量桥路承受的轮毂自重最大载荷改变量为式(8)结果的2倍。

4 叶片自重为主轴应变片安装截面引起的力矩

风轮旋转时,三支叶片的质心在空间的运行轨迹均为圆周,记作点 C_{Bk} ($k=1,2,3$),质心在如图1所示的坐标系中的坐标为

$$\begin{cases} x_{C,Bk,b,g} = l_{COG,Bk} \times \sin(\theta_{cone}) \\ y_{C,Bk,b,g} = [l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] \times \sin(\alpha_{Bk}) \\ z_{C,Bk,b,g} = [l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] \times \cos(\alpha_{Bk}) \end{cases} \quad (10)$$

式中: α_{Bk} 为按第 k 支叶片定义的风轮方位角,当 $\alpha_{Bk}=0^\circ$ 时,第 k 支叶片在空间中位于垂直向上的位置。

由于存在叶片锥角和主轴倾角,如式(11)所示的叶片重力矢量 G_{Bk} 与过点 C_{Bk} 且平行于 $Z_{b,g}$ 轴平面的夹角为 $\theta_{tilt_MS} - \theta_{cone}$ 。

$$G_{Bk} = m_{Bk} \times g \quad (11)$$

注意到 G_{Bk} 与 $Y_{b,g}$ 轴始终正交,其在 $Y_{b,g}$ 轴的分量始终为零,即:

$$G_{Bk,Y} = 0 \quad (12)$$

4.1 改进的主轴弯矩坐标系

G_{Bk} 相对主轴承截面中心 O_{MB} 产生的力矩与 G_{Bk} 的大小、 O_{MB} 与质心位置点 C_{Bk} 之间的距离、 G_{Bk} 与 $O_{MB}C_{Bk}$ 矢量之间的夹角都有关,直接计算力矩很不方便。基于图1所示的主轴弯矩坐标系,本文提出了一种改进的主轴弯矩坐标系,如图2所示。

图2中,通过把 $X_{b,g}Y_{b,g}Z_{b,g}$ 坐标系的 $Y_{b,g}O_{b,g}Z_{b,g}$ 平面沿原点 $O_{b,g}$ 向 $X_{b,g}$ 正方向平移 $l_{COG,Bk} \times \sin(\theta_{cone})$ 的距离后得到 $X_{b,g-1}Y_{b,g-1}Z_{b,g-1}$ 坐标系。在该坐标系中,风轮旋转时,三支叶片的质心 C_{Bk} 相对 $X_{b,g-1}Y_{b,g-1}Z_{b,g-1}$ 坐标系的原点 $O_{b,g-1}$

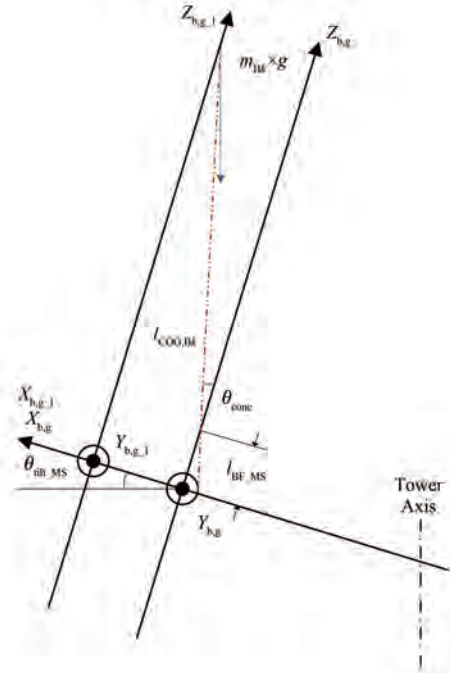


图2 改进的主轴弯矩坐标系的侧视图

Fig.2 Side view of the improved main shaft bending moment coordinate

分别构成3个位于 $Y_{b,g-1}O_{b,g-1}Z_{b,g-1}$ 平面内的圆。

评估叶片自重为主轴承截面内产生的力矩原理如图3所示。

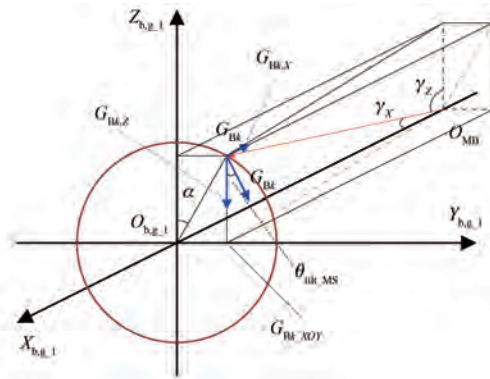


图3 叶片自重力矩分析示意图1

Fig.3 Schematic 1 of moments generated by blade gravity

图3中,考虑主轴倾角 θ_{tilt_MS} 的分析方法从直接将 $X_{b,g-1}Y_{b,g-1}Z_{b,g-1}$ 坐标系绕 $Y_{b,g-1}$ 轴线顺时针旋转 θ_{tilt_MS} 角度再处理,转换成只把 G_{Bk} 在过 C_{Bk} 点且与 $X_{b,g-1}O_{b,g-1}Z_{b,g-1}$ 平面平行的平面内绕 C_{Bk} 点逆时针旋转 θ_{tilt_MS} 角度,该方法可使后续分析简化。

如图3所示,可考虑分别评估 G_{Bk} 在 $X_{b,g-1}$ 、

$Z_{b,g}$ 轴上的分量 $G_{Bk,X}$ 、 $G_{Bk,Z}$ 在点 O_{MB} 处产生的力矩 $M_{Bk,X,MB}$ 、 $M_{Bk,Z,MB}$, 将这 2 个力矩分别分解到 $X_{b,g}$ 、 $Y_{b,g}$ 、 $Z_{b,g}$ 轴上, 再将 3 个轴上的力矩分量求代数, 得到 G_{Bk} 相对于 O_{MB} 产生的力矩在 $X_{b,g}$ 、 $Y_{b,g}$ 、 $Z_{b,g}$ 轴上的分量。

图 3 中, 质心 C_{Bk} 在 $X_{b,g-1}O_{b,g-1}Y_{b,g-1}$ 平面内的投影点 C_{Bk_XOY} 位于 $Y_{b,g-1}$ 轴上。点 O_{MB} 与坐标原点 $O_{b,g-1}$ 之间的距离为

$$O_{MB}O_{b,g-1} = l_{COG,Bk} \times \sin(\theta_{cone}) + l_{RC_MS_EP} + l_{MS_EP_MB} \quad (13)$$

4.2 G_{Bk} 在 $X_{b,g}$ 轴上分量的力矩解析

评估 G_{Bk} 在 $X_{b,g}$ 轴上的分量 $G_{Bk,X}$ 在点 O_{MB} 处产生的力矩 $M_{Bk,X,MB}$ 时, 先要确定矢量 $O_{MB}C_{Bk}$ 与矢量 $G_{Bk,X}$ 之间的夹角 γ_X 的正弦值。在直角三角形 $C_{Bk}O_{b,g-1}O_{MB}$ 中, $\angle C_{Bk}O_{b,g-1}O_{MB}$ 为直角, 则:

$$\tan(\gamma_X) = \frac{C_{Bk}O_{b,g-1}}{O_{b,g-1}O_{MB}} = \frac{l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}}{l_{COG,Bk} \times \sin(\theta_{cone}) + l_{RC_MS_EP} + l_{MS_EP_MB}} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} M_{Bk,X,MB} &= m_{Bk} \times g \times \sin(\theta_{tilt_MS}) \times \\ &O_{MB}C_{Bk} \times \sin(\gamma_X) = m_{Bk} \times g \times \\ &\sin(\theta_{tilt_MS}) \times [l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] \end{aligned} \quad (15)$$

分析可知, 重力矩 $M_{Bk,X,MB}$ 始终位于 $Y_{b,g-1}O_{b,g-1}Z_{b,g-1}$ 平面内, 与 $+Z_{b,g-1}$ 轴的夹角为 $\alpha_{Bk} - 90^\circ$, 如图 4 所示。 $M_{Bk,X,MB}$ 在 $X_{b,g}$ 、 $Y_{b,g}$ 、 $Z_{b,g}$ 轴上的分量 $M_{Bk,X,MB,Xp}$ 、 $M_{Bk,X,MB,Yp}$ 、 $M_{Bk,X,MB,Zp}$ 分别为

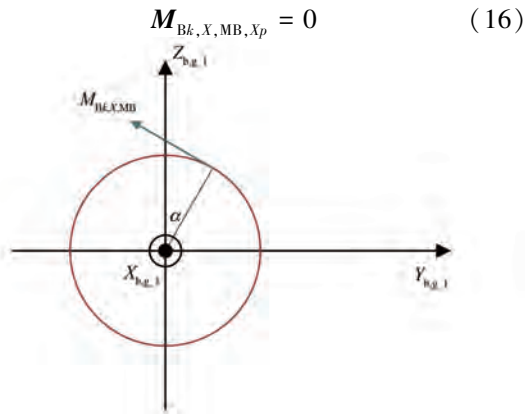
$$M_{Bk,X,MB,Xp} = 0 \quad (16)$$


图 4 叶片自重 $X_{b,g-1}$ 轴上的分量产生的力矩
Fig. 4 Moments generated by the blade gravity component projected to $X_{b,g-1}$ axis

$$\begin{aligned} M_{Bk,X,MB,Yp} &= M_{Bk,X,MB} \times \cos(\alpha_{Bk} - 180) = \\ &-m_{Bk} \times g \times \sin(\theta_{tilt_MS}) \times \cos(\alpha_{Bk}) \times \\ &[l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} M_{Bk,X,MB,Zp} &= M_{Bk,X,MB} \times \cos(\alpha_{Bk} - 90) = \\ &m_{Bk} \times g \times \sin(\theta_{tilt_MS}) \times \sin(\alpha_{Bk}) \times \\ &[l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] \end{aligned} \quad (18)$$

4.3 G_{Bk} 在 $Z_{b,g}$ 轴上分量的力矩解析

评估 G_{Bk} 在 $Z_{b,g}$ 轴上的分量 $G_{Bk,Z}$ 在点 O_{MB} 处产生的力矩 $M_{Bk,Z,MB}$ 时, 先要确定矢量 $O_{MB}C_{Bk}$ 与矢量 $G_{Bk,Z}$ 之间的夹角 γ_Z 的正弦值。在直角三角形 $C_{Bk}C_{Bk_XOY}O_{MB}$ 中, $\angle C_{Bk}C_{Bk_XOY}O_{MB}$ 为直角, 则:

$$\sin(\gamma_Z) = \frac{O_{MB}C_{Bk_XOY}}{O_{MB}C_{Bk}} \quad (19)$$

此外, 在直角三角形 $C_{Bk_XOY}O_{b,g-1}O_{MB}$ 中, $\angle C_{Bk_XOY}O_{b,g-1}O_{MB}$ 为直角, 能够算出斜边 $C_{Bk_XOY}O_{MB}$ 的长度, 则有:

$$\begin{aligned} M_{Bk,Z,MB} &= m_{Bk} \times g \times \cos(\theta_{tilt_MS}) \times \\ &\{ [l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}]^2 \times \sin^2(\alpha_{Bk}) + \\ &[l_{COG,Bk} \times \sin(\theta_{cone}) + l_{RC_MS_EP} + l_{MS_EP_MB}]^2 \}^{1/2} \end{aligned} \quad (20)$$

分析表明, 重力矩 $M_{Bk,Z,MB}$ 始终位于 $X_{b,g-1}O_{b,g-1}Y_{b,g-1}$ 平面内, 与 $+Z_{b,g-1}$ 轴的夹角为 δ , 如图 5 所示。

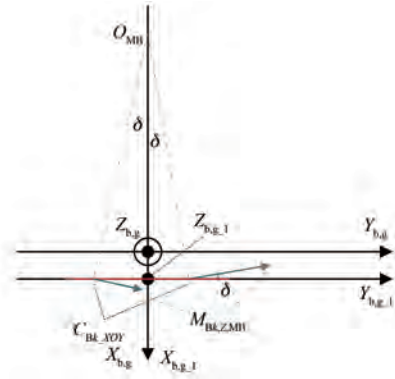


图 5 叶片自重 $Z_{b,g-1}$ 轴上的分量产生的力矩

Fig. 5 Moments generated by the blade gravity component projected to $Z_{b,g-1}$ axis

在图 5 所示的直角三角形 $O_{MB}O_{b,g-1}C_{Bk_XOY}$ 中, $\angle O_{MB}O_{b,g-1}C_{Bk_XOY}$ 为直角, 可得:

$$\begin{aligned} \tan(\delta) &= \frac{O_{b,g-1}C_{Bk_XOY}}{O_{MB}O_{b,g-1}} = \\ &[l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] \times \end{aligned}$$

$$\frac{\sin(\alpha_{Bk})}{l_{COG,Bk} \times \sin(\theta_{cone}) + l_{RC_MS_EP} + l_{MS_EP_MB}} \quad (21)$$

当风轮方位角 α_{Bk} 在 $0^\circ \sim 180^\circ$ 范围内时, δ 为正值, $\mathbf{M}_{Bk,Z,MB}$ 与 $X_{b,g}$ 轴的夹角为 $90^\circ + \delta$ 、与 $Y_{b,g}$ 轴的夹角为 δ ; 当风轮方位角 α_{Bk} 在 $180^\circ \sim 360^\circ$ 范围内时, δ 为负值, $\mathbf{M}_{Bk,Z,MB}$ 与 $X_{b,g}$ 轴的夹角仍为 $90^\circ + \delta$ 、与 $Y_{b,g}$ 轴的夹角仍为 δ , 如图 6 所示。

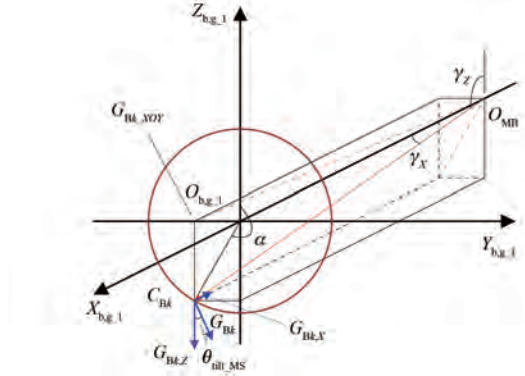


图 6 叶片自重重力矩分析示意图 2

Fig. 6 Schematic 2 of moments generated by blade gravity

$\mathbf{M}_{Bk,Z,MB}$ 在 $X_{b,g}$ 、 $Y_{b,g}$ 、 $Z_{b,g}$ 轴上的分量 $\mathbf{M}_{Bk,Z,MB,Xp}$ 、 $\mathbf{M}_{Bk,Z,MB,Yp}$ 、 $\mathbf{M}_{Bk,Z,MB,Zp}$ 分别为

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{Bk,Z,MB,Xp} &= \mathbf{M}_{Bk,Z,MB} \times \cos(\delta + 90) = \\ &= -m_{Bk} \times g \times \cos(\theta_{tilt_MS}) \times \sin(\alpha_{Bk}) \times \\ &\quad [l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] \quad (22) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{Bk,Z,MB,Yp} &= \mathbf{M}_{Bk,Z,MB} \times \cos(\delta) = \\ &= m_{Bk} \times g \times \cos(\theta_{tilt_MS}) \times [l_{COG,Bk} \times \\ &\quad \sin(\theta_{cone}) + l_{RC_MS_EP} + l_{MS_EP_MB}] \quad (23) \end{aligned}$$

$$\mathbf{M}_{Bk,Z,MB,Zp} = 0 \quad (24)$$

4.4 $\mathbf{G}_{Bk}$ 的合成效果

根据式 (16) ~ 式 (18)、式 (22) ~ 式 (24), 可得 $\mathbf{G}_{Bk}$ 相对于 O_{MB} 产生的力矩在 $X_{b,g}$ 、 $Y_{b,g}$ 、 $Z_{b,g}$ 轴上的分量 $\mathbf{M}_{Bk,MB,Xa}$ 、 $\mathbf{M}_{Bk,MB,Ya}$ 、 $\mathbf{M}_{Bk,MB,Za}$ 分别为

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{Bk,MB,Xa} &= \mathbf{M}_{Bk,X,MB,Xp} + \mathbf{M}_{Bk,Z,MB,Xp} = \\ &= -m_{Bk} \times g \times \cos(\theta_{tilt_MS}) \times \sin(\alpha_{Bk}) \times \\ &\quad [l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] \quad (25) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{Bk,MB,Ya} &= \mathbf{M}_{Bk,X,MB,Yp} + \mathbf{M}_{Bk,Z,MB,Yp} = \\ &= -m_{Bk} \times g \times \sin(\theta_{tilt_MS}) \times \cos(\alpha_{Bk}) \times \\ &\quad [l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] + \\ &\quad m_{Bk} \times g \times \cos(\theta_{tilt_MS}) \times [l_{COG,Bk} \times \\ &\quad \sin(\theta_{cone}) + l_{RC_MS_EP} + l_{MS_EP_MB}] \quad (26) \end{aligned}$$

$$\mathbf{M}_{Bk,MB,Za} = \mathbf{M}_{Bk,X,MB,Zp} + \mathbf{M}_{Bk,Z,MB,Zp} =$$

$$\begin{aligned} &m_{Bk} \times g \times \sin(\theta_{tilt_MS}) \times \sin(\alpha_{Bk}) \times \\ &\quad [l_{COG,Bk} \times \cos(\theta_{cone}) + l_{BF_MS}] \quad (27) \end{aligned}$$

$\mathbf{G}_{Bk}$ 相对主轴应变片安装截面中心 O_{SG} 产生的力矩与 $X_{b,g}$ 、 $Y_{b,g}$ 、 $Z_{b,g}$ 轴平行的方向上的分量分别由 $\mathbf{M}_{Bk,MB,Xa}$ 、 $\mathbf{M}_{Bk,MB,Ya}$ 、 $\mathbf{M}_{Bk,MB,Za}$ 引起, 由于主轴承的存在, 实际作用在应变片安装截面的力矩 $\mathbf{M}_{Bk,SG,Xa}$ 、 $\mathbf{M}_{Bk,SG,Ya}$ 、 $\mathbf{M}_{Bk,SG,Za}$ 分别为

$$\mathbf{M}_{Bk,SG,Xa} = \lambda \times \mathbf{M}_{Bk,MB,Xa} \quad (28)$$

$$\mathbf{M}_{Bk,SG,Ya} = \lambda \times \mathbf{M}_{Bk,MB,Ya} \quad (29)$$

$$\mathbf{M}_{Bk,SG,Za} = \lambda \times \mathbf{M}_{Bk,MB,Za} \quad (30)$$

式中: λ 由式 (8) 决定。

假定 1#叶片垂直向上时为 0° 风轮方位角, 并且 1#叶片超前 2#叶片 120° 风轮方位角, 2#叶片超前 3#叶片 120° 风轮方位角, 则:

$$\begin{cases} \alpha_{B1} = \alpha \\ \alpha_{B2} = \alpha - 120 \\ \alpha_{B3} = \alpha + 120 \end{cases} \quad (31)$$

3 支叶片的 $\mathbf{G}_{Bk}$ 相对 O_{SG} 产生的力矩在 $X_{b,g}$ 、 $Y_{b,g}$ 、 $Z_{b,g}$ 轴上的分量分别为

$$\mathbf{M}_{B,SG,Xa} = \mathbf{M}_{B1,SG,Xa} + \mathbf{M}_{B2,SG,Xa} + \mathbf{M}_{B3,SG,Xa} \quad (32)$$

$$\mathbf{M}_{B,SG,Ya} = \mathbf{M}_{B1,SG,Ya} + \mathbf{M}_{B2,SG,Ya} + \mathbf{M}_{B3,SG,Ya} \quad (33)$$

$$\mathbf{M}_{B,SG,Za} = \mathbf{M}_{B1,SG,Za} + \mathbf{M}_{B2,SG,Za} + \mathbf{M}_{B3,SG,Za} \quad (34)$$

注意式 (32) ~ 式 (34) 中存在相位角互差 120° 的三角函数分量。考虑到风电机组 3 支叶片的动平衡要求质量矩一致, 特别地, 当 3 支叶片的质量和叶片质心位置均相同, 即:

$$m_B = m_{B1} = m_{B2} = m_{B3} \quad (35)$$

$$l_{COG,B} = l_{COG,B1} = l_{COG,B2} = l_{COG,B3} \quad (36)$$

则 3 支叶片的 $\mathbf{G}_{Bk}$ 相对 O_{SG} 产生的力矩在 $X_{b,g}$ 、 $Y_{b,g}$ 、 $Z_{b,g}$ 轴上的分量简化结果分别为

$$\mathbf{M}_{B,SG,Xa} = 0 \quad (37)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{B,SG,Ya} &= \lambda \times 3 \times m_B \times g \times \cos(\theta_{tilt_MS}) \times \\ &\quad [l_{COG,B} \times \sin(\theta_{cone}) + l_{RC_MS_EP} + l_{MS_EP_MB}] \quad (38) \end{aligned}$$

$$\mathbf{M}_{B,SG,Za} = 0 \quad (39)$$

此时, 可以把在空间自由旋转的 3 支叶片等效成位于 $Y_{b,g1}$ 、 $Y_{b,g2}$ 、 $Z_{b,g1}$ 坐标系原点 $O_{b,g1}$ 的 1 个质量为 $3 \times m_B$ 的质点, 来分析 3 支叶片自重对

主轴应变片安装截面产生的力矩,极大地简化了后续计算过程。

可以证明,3 支叶片的排布顺序与式 (31) 描述的排布顺序相反时,式 (37) ~ 式 (39) 的结果仍然成立。

5 试验结果和分析

在某型号风电机组的机械载荷测试项目中,验证本文研究的利用风轮自重对主轴弯矩信号进行载荷标定的解析方法的有效性。

在本项目中,使用如表 1 所示的传统分析法,算得主轴弯矩测量信号 MSB0、MSB90 的标定系数如表 2 所示。

表 2 主轴弯矩载荷标定系数

Tab. 2 Calibration coefficients for main shaft loads		
载荷通道	斜率/[$\text{kN}\cdot\text{m}\cdot(\text{mV}\cdot\text{V}^{-1})^{-1}$]	偏移量/($\text{kN}\cdot\text{m}$)
MSB0	9 724.46	-3 417.05
MSB90	9 730.65	-288.88

选取风轮处于小风空转的某段时间,对主轴弯矩测量信号应用表 2 中的标定系数和风轮方位角,还原出主轴倾覆弯矩 MSBTilt 和主轴偏航弯矩 MSBYaw,如图 7 所示。

小风空转期间,主轴倾覆弯矩是由轮毂自重和叶片自重引起的。图 7(a) 中,MSBTilt 在一个空转周期内的平均值为-3 289 $\text{kN}\cdot\text{m}$ 。

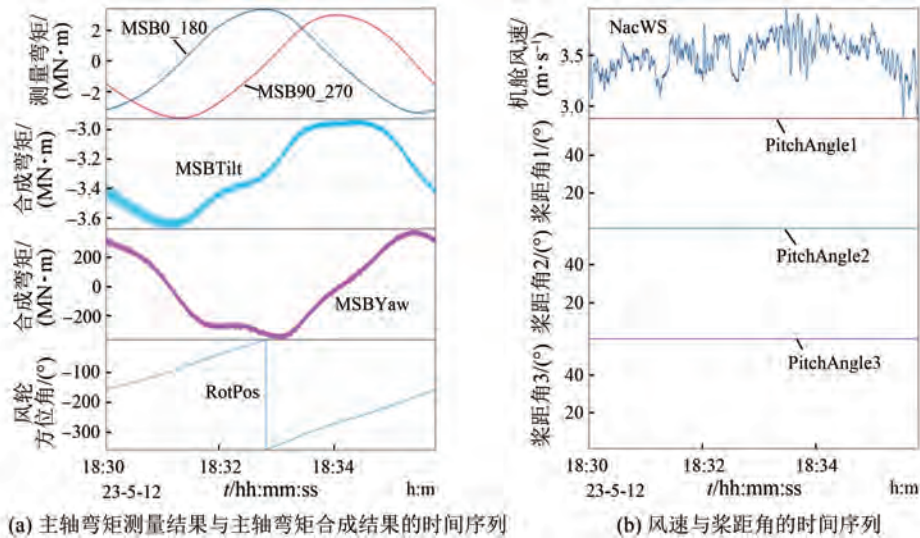


图 7 风轮小风空转期间的主轴弯矩

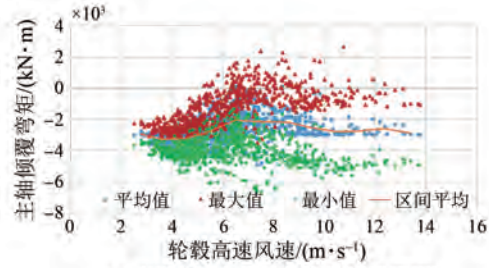
Fig. 7 Main shaft bending moments during rotor idling under low wind speed

根据被测风电机组的实际参数,使用本文研究的重力标定解析方法,算得轮毂自重和叶片自重 在 主 轴 应 变 片 安 装 截 面 施 加 的 重 力 矩 为 -4 456 $\text{kN}\cdot\text{m}$,相当于图 7 结果的 1.355 倍。

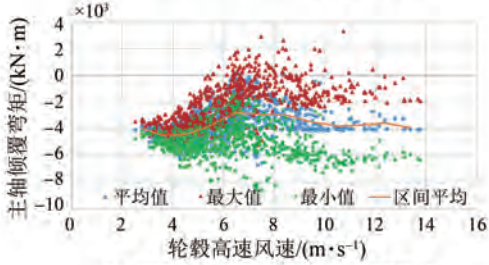
对机械载荷测量期间某个时间段的主轴弯矩数据进行处理,原始数据共 4 000 组,每组数据对应 10 min 采集周期,根据载荷测量标准剔除了无效数据,剩余有效数据共 799 组。分别应用传统分析法和本文解析法进行数据处理,得到主轴倾覆弯矩与轮毂高度风速之间的关系、主轴偏航弯矩与轮毂高度风速之间的关系,分别如图 8、图 9 所示。

根据主轴弯矩测量结果合成的主轴倾覆弯矩和主轴偏航弯矩,分别与塔顶倾覆弯矩和塔顶扭矩类比,结果如图 10 所示。

图 10 表明,主轴倾覆弯矩与塔顶倾覆弯矩存在明确的相关性,以塔顶倾覆弯矩为自变量、主轴倾覆弯矩为应变量的线性回归相关系数为 0.610 6;主轴偏航弯矩与塔顶扭矩存在明确的相关性,以塔顶扭矩为自变量、主轴偏航弯矩为应变量的线性回归相关系数为 0.677 3。此外,应用传统分析法与本文解析法得到的主轴弯矩标定系数,还原出的主轴倾覆弯矩、主轴偏航弯矩的差异,主要体现在合成弯矩的幅度上。本项目使用传统分析法得到的弯矩标定系数的精度问题,主要是由主轴结构、尺寸和应变片贴片位置等因素引起的,导致该方法无法达到塔筒弯矩载荷的分析法的效果,这也进一步凸显了本文解析法的价值。

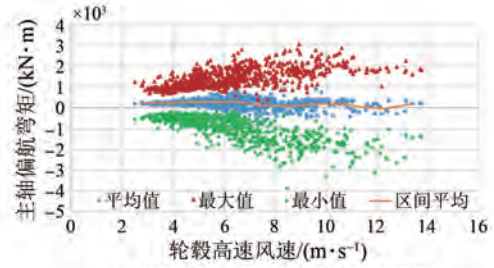


(a) 应用传统分析法的主轴倾覆弯矩

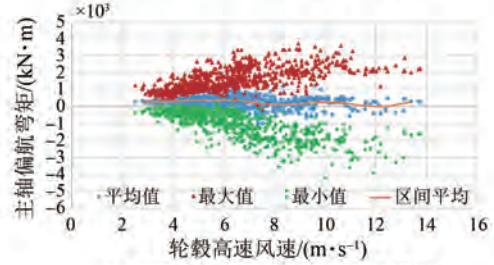


(b) 应用本文解析法的主轴倾覆弯矩

图8 某一测试时段测得的主轴倾覆弯矩与风速的关系
Fig.8 Main shaft tilt bending moment and hub height wind speed during some testing interval

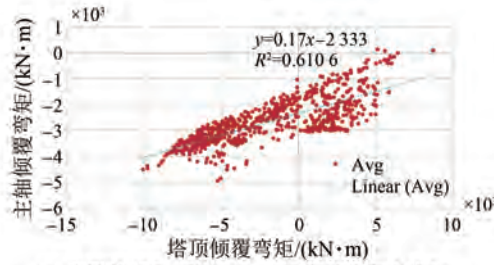


(a) 应用传统分析法的主轴偏航弯矩

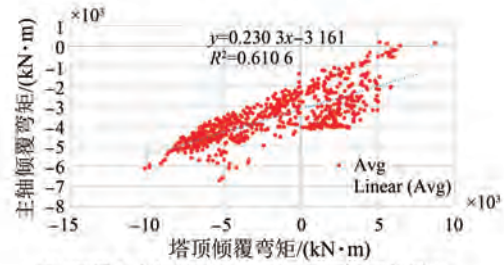


(b) 应用本文解析法的主轴偏航弯矩

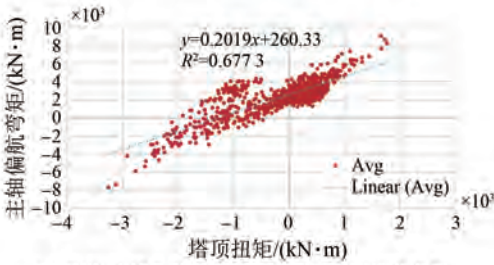
图9 某一测试时段测得的主轴偏航弯矩与风速的关系
Fig.9 Main shaft yaw bending moment and hub height wind speed during some testing interval



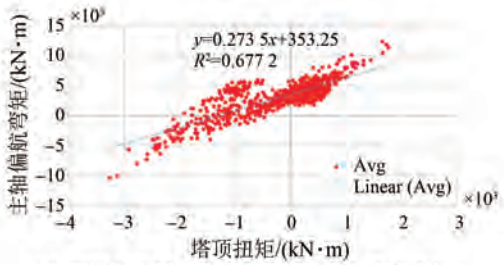
(a) 应用传统分析法的主轴倾覆弯矩平均值与塔顶倾覆弯矩平均值的散点图



(b) 应用本文解析法的主轴倾覆弯矩平均值与塔顶倾覆弯矩平均值的散点图



(c) 应用传统分析法的主轴偏航弯矩平均值与塔顶偏航弯矩平均值的散点图



(d) 应用本文解析法的主轴偏航弯矩平均值与塔顶偏航弯矩平均值的散点图

图10 某一测试时段测得的风轮载荷与塔顶载荷的关系

Fig.10 Rotor bending moments and tower top moments during some testing interval

6 结语

对大型风电机组的主轴载荷使用风轮自重进行载荷标定的过程中,轮毂自重和叶片自重对主轴弯矩的影响,通过实际风电机组的机械载荷测试项目进行验证,表明该方法具有高度可靠性和工程适用性。

系和矢量分解法,主轴载荷标定系数分析精度显著提升,能精确解析轮毂和叶片自重对主轴弯矩的影响。通过实际风电机组的机械载荷测试项目进行验证,表明该方法具有高度可靠性和工程适用性。

利益冲突声明

所有作者声明不存在利益冲突。

All authors disclose no relevant conflict of interests.

作者贡献

徐秉俊、何中一进行了方案设计、内容总结与论文撰写,何中一进行了试验研究,徐秉俊、何中一参与了论文的审核与修改。所有作者均阅读并同意了最终稿件的提交。

The scheme design, content summary and paper writing were carried out by Xu Bingjun and He Zhongyi. The experiment was conducted by He Zhongyi. The manuscript was revised by Xu Bingjun and He Zhongyi. All authors have read and approved the final version of the paper for submission.

参考文献

- [1] 陈怀, 陈亚楠, 李籽圆, 等. 基于 YOLOv11 的风电机组主轴螺栓状态智能监测系统[J]. 控制与信息技术, 2025, (1): 27-32.
CHEN H, CHEN Y N, LI Z Y, et al. Condition monitoring system for main shaft bolts in wind turbines based on YoLOv11 [J]. Control and Information Technology, 2025, (1): 27-32.
- [2] DENG Z, HUANG H, LI Y, et al. Multi-objective optimization of wind turbine main shaft using Kriging model [C] // 12th International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety, Engineering, Emeishan, 2022.
- [3] ZHAO J, XU X D, CARLSON O. Common mode voltage impact on wind turbine main shaft bearing [C] // 23rd European Conference on Power Electronics and Applications, Ghent, 2021.
- [4] 谭建军, 杨书益, 余芷玲, 等. 多工况下弹性支撑海上风电机组传动链支撑参数优化[J]. 可再生能源, 2024, 42(9): 1211-1218.
TAN J J, YANG S Y, YU Z L, et al. Supporting parameter optimization of offshore wind turbine drivetrain considering elastic supports under multiple operation conditions [J]. Renewable Energy Resources, 2024, 42(9): 1211-1218.
- [5] 周宇飞, 练松伟, 黄伟, 等. 基于相似理论的风电

机组主轴轴承结构参数对其应力的影响分析[J]. 轴承, 2024, (9): 22-27.

ZHOU Y F, LIAN S W, HUANG W, et al. Analysis on effect of structural parameters on stress of wind turbine main shaft bearings based on similarity theory [J]. Bearing, 2024, (9): 22-27.

- [6] CUI Y J, WU Z W. Reliability analysis of wind turbine main shaft bearings based on active learning Kriging algorithm [C] // IEEE 2nd International Conference on Sensors, Electronics and Computer Engineering, Jinzhou, 2024.
- [7] 李斑虎, 谷运龙, 王健, 等. 4.5 MW 风电机组主轴轴承试验平台[J]. 轴承, 2024, (9): 73-78.
LI B H, GU Y L, WANG J, et al. Test platform for main shaft bearings used in 4.5 MW wind turbines [J]. Bearing, 2024, (9): 73-78.
- [8] 何先照, 鲍陈马, 徐立晖, 等. 大型风电机组双 TRB 主轴装配过程仿真及测试研究[J]. 机电工程, 2024, 41(12): 2195-2203.
HE X X, BAO C M, XU L H, et al. Assembly simulation and testing of dual TRB main bearings for large wind turbines [J]. Mechanical & Electrical Engineering Magazine, 2024, 41(12): 2195-2203.
- [9] 张秀琦, 胡学超, 李勇. 风电机组设备可靠性分析及提升方法研究[J]. 内蒙古电力技术, 2024, 42(3): 8-12.
ZHANG X Q, HU X C, LI Y. Research on equipment reliability analysis and improvement methods for wind turbine [J]. Inner Mongolia Electric Power, 2024, 42(3): 8-12.
- [10] 李浩, 朱才朝, 谭建军, 等. 风电机组用滑动轴承研究现状与发展趋势[J]. 太阳能学报, 2024, 45(5): 77-85.
LI H, ZHU C C, TAN J J, et al. Research status and development trend of sliding bearings in wind turbine [J]. Acta Energaie Solaris Sinica, 2024, 45(5): 77-85.
- [11] 陈松. 风电机组传动链轴承故障诊断方法研究 [D]. 北京: 华北电力大学, 2024.
CHEN S. Research on fault diagnosis method of wind turbine drive train bearing [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2024.
- [12] 武雅如. 双风轮风电机组传动链设计与啮合特性研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2023.
WU Y R. Research on design and mesh characteristics for dual-rotor wind turbine drivetrain

- [D]. Chongqing: Chongqing University, 2023.
- [13] 帅权, 朱才朝, 谭建军, 等. 机架柔性对双风轮风电机组传动链固有特性的影响[J]. 重庆大学学报, 2024, 47(11): 1-14.
- SHUAI Q, ZHU C C, TAN J J, et al. Influences of frame flexibility on natural characteristics of dual-rotor wind turbine drivetrain [J]. Journal of Chongqing University, 2024, 47(11): 1-14.
- [14] 帅权. 双风轮风电机组传动链动态特性分析及优化研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2023.
- SHUAI Q. Analysis and optimization of dynamic characteristics of the drivetrain of dual rotor wind turbine generators [D]. Chongqing: Chongqing University, 2023.
- [15] 尹诗. 基于数据挖掘的风电机组关键部件故障预警及辨识[D]. 北京: 华北电力大学, 2023.
- YIN S. Fault early warning and identification of key components of wind turbine based on data mining [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2023.
- [16] 李国庆, 李学峰, 闫云强, 等. 考虑轴向卸载的风电机组固定端轴承承载特性[J]. 轴承, 2024, (9): 37-45.
- LI G Q, LI X F, YAN Y Q, et al. Load characteristics of fixed end bearings for wind turbines considering axial unloading [J]. Bearing, 2024, (9): 37-45.
- [17] 庞晓旭, 朱定康, 左旭, 等. 基于变载工况的海上风电机组轴轴承刚柔耦合动态响应分析[J]. 轴承, 2024, (9): 52-62.
- PANG X X, ZHU D K, ZUO X, et al. Dynamic response analysis on rigid-flexible coupling of main shaft bearings for offshore wind turbines under variable loads [J]. Bearing, 2024, (9): 52-62.
- [18] 宁文钢, 王奇, 姜宏伟, 等. 大兆瓦风机主轴法兰螺栓疲劳寿命评估方法研究[J]. 机床与液压, 2024, 52(14): 78-82.
- NING W G, WANG Q, JIANG H W, et al. Fatigue life assessment method for large megawatt wind turbine spindle flange [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2024, 52(14): 78-82.
- [19] 丁奕程. 考虑疲劳载荷的风电场多目标模型预测控制策略[D]. 吉林: 东北电力大学, 2024.
- DING Y C. Multi-objective model prediction of wind farms considering fatigue loads control strategies [D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2024.
- [20] 宋克伟, 陈孝旭, 刘祥银, 等. 基于非线性接触的风电机组主轴疲劳强度影响因素研究[J]. 机械传动, 2023, 47(11): 30-36.
- SONG K W, CHEN X X, LIU X Y, et al. Research on influencing factors of fatigue strength of wind turbine spindles based on nonlinear contact [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(11): 30-36.
- [21] 李云峰, 范雨晴, 王高峰, 等. 风电主轴双支承圆锥滚子轴承疲劳寿命计算[J]. 轴承, 2023, (6): 26-35.
- LI Y F, FAN Y Q, WANG G F, et al. Fatigue life calculation of tapered roller bearings for doubly supporting wind turbine main shaft [J]. Bearing, 2023, (6): 26-35.
- [22] ANDRIUSHCHENKO E, KALLASTE A, VAIMANN T, et al. Simulation of wind turbine vibrations [C] // 27th International Workshop of Electric Drives: MPEI Department of Electric Drives 90th Anniversary, Moscow, 2020.
- [23] 全国风力机械标准化技术委员会. 风力发电机组机械载荷测量: GB/T 37257-2018 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.
- Wind Energy Generation Systems. Wind turbines - measurement of mechanical loads: GB/T 37257-2018 [S]. Beijing: China Standard Press, 2018.
- [24] Wind turbines-Part 13: Measurement of mechanical loads: IEC 61400-13: 2015 [S]. Geneva: International Electrotechnical Commission, 2015.
- [25] Amendment 1, Wind turbines-Part 13: Measurement of mechanical loads: IEC 61400-13: 2021 [S]. Geneva: International Electrotechnical Commission, 2021.
- [26] 聂铜, 张幽彤. 永磁同步电机霍尔位置传感器自标定算法研究[J]. 电机与控制应用, 2018, 45(4): 73-79+84.
- NIE T, ZHANG Y T. Research on self-calibration algorithm of hall-effect sensor for permanent magnet synchronous motor [J]. Electric Machines & Control Application, 2018, 45(4): 73-79+84.
- [27] 赵飞翔, 王平来, 任华, 等. 新能源汽车永磁同步电机系统标定方法及实现[J]. 电机与控制应用, 2020, 47(7): 68-73.
- ZHAO F X, WANG P L, REN H, et al. Calibration method of permanent magnet synchronous motor

- system used in new energy vehicles and its implementation [J]. *Electric Machines & Control Application*, 2020, 47(7): 68-73.
- [28] 李金, 吴帅军, 石林龙. 用于开发车辆 MCU 的变参数电机硬件在环测试方法[J]. *电机与控制应用*, 2020, 47(7): 79-86.
- LI J, WU S J, SHI L L. HIL test method based on variable parameter motor model for developing automotive MCU [J]. *Electric Machines & Control Application*, 2020, 47(7): 79-86.
- [29] 王景轩, 王淑红, 高若中, 等. 无刷双馈电机静止坐标数学模型的研究[J]. *电机与控制应用*, 2019, 46(7): 45-50.
- WANG J X, WANG S H, GAO R Z, et al. Research on static reference frames of brushless doubly-fed motor [J]. *Electric Machines & Control Application*, 2019, 46(7): 45-50.
- [30] 汪宗彪, 田海涛, 姜淑忠, 等. 导管螺旋桨结构参数对永磁电机推进器效率的影响[J]. *电机与控制应用*, 2021, 48(7): 11-17.
- WANG Z B, TIAN H T, JIANG S Z, et al. Impact of ducted propeller structure parameters on the efficiency of permanent magnet motor thruster [J]. *Electric Machines & Control Application*, 2021, 48(7): 11-17.
- [31] 郑冬霞, 刘咏萱. 绕组开路故障下的双三相永磁同步电机容错控制[J]. *电机与控制应用*, 2020, 47(5): 28-33.
- ZHENG D X, LIU Y X. Fault-tolerant control of dual three-phase permanent magnet synchronous motors under open winding faults [J]. *Electric Machines & Control Application*, 2020, 47(5): 28-33.
- [32] 吴蔚, 何中一, 徐秉俊. 一种用于大型风电机组叶片自重载荷标定的弯矩解析方法研究[J]. *电机与控制应用*, 2024, 51(7): 74-83.
- WU W, HE Z Y, XU B J. Research on a bending moment analytic method for blade gravity load calibration of the large wind turbines [J]. *Electric Machines & Control Application*, 2024, 51(7): 74-83.
- [33] Guideline for the certification of wind turbines, edition 2010 [S]. Hamberg: Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH, 2010.

收稿日期:2025-03-17

收到修改稿日期:2025-05-05

作者简介:

徐秉俊(1984-),男,硕士,高级工程师,研究方向为风电领域,xubj@seari.com.cn;

*通信作者:何中一(1979-),男,博士,高级工程师,研究方向为风电机组检测技术,hezy@sercal.com.cn。