

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

吴蔚^{1,2}, 何中一^{2*}, 徐秉俊³

- [1. 中国质量认证中心上海分中心, 上海 201206;
2. 上海中认尚科新能源技术有限公司, 上海 201206;
3. 上海电器科学研究所(集团)有限公司, 上海 200063]

Research on a Bending Moment Analytic Method for Blade Gravity Load Calibration of the Large Wind Turbines

WU Wei^{1,2}, HE Zhongyi^{2*}, XU Bingjun³

- [1. Shanghai Branch, China Quality Certification Center, Shanghai 201206, China;
2. Shanghai SERCAL New Energy Technology Co., Ltd., Shanghai 201206, China;
3. Shanghai Electrical Apparatus Research Institute (Group) Co., Ltd., Shanghai 200063, China]

Abstract: In mechanical load measurement for large wind turbines, the accuracy of load calibration for edgewise and flatwise bending moments implemented by blade gravity has a direct influence on the testing effectiveness for blade and rotor loads. Therefore, analyzing the bending moment analytic results of the blade gravity at the strain gauge measurement position is the key to blade load calibration. Firstly, using the principle of analytical geometry, an bending moment analytic method for blade gravity is proposed based on optimized three-dimensional coordinate system and coordinate transformation. Secondly, in order to eliminate the influence of the main shaft tilt angle on the optimized three-dimensional coordinate system, a method to adjust the direction of the blade gravity vector in the optimized coordinate system is proposed, and the analytical expressions of blade edgewise moment and flatwise moment are obtained taking into account various influential factors. Finally, in the actual blade load test project, the two calibration analysis methods are applied respectively, and the blade load test results obtained by the two methods have good consistency and representativity. The validity and feasibility of the proposed analytic method for gravity load calibration of blade bending moments are verified by theoretical analysis and testing results.

Key words: wind turbines; mechanical load; load calibration; analytic geometry; edgewise moment; flatwise moment

摘 要: 在大型风电机组的机械载荷测试中,叶片自重引起的摆振弯矩和挥舞弯矩的载荷标定精确度直接影响叶片和风轮的载荷测试效果。因此分析叶片自重应变片测量位置的弯矩解析结果是叶片载荷标定的关键。首先,运用解析几何原理,提出了一种基于优选的三维坐标系和坐标变换的叶片自重弯矩解析方法。其次,为了消除主轴倾角对优选的三维坐标系的影响,提出了一种在优选的三维坐标系中调整叶片重力矢量方向的方法,并推导出了考虑各种影响因素下的弦摆振弯矩、弦挥舞弯矩的解析表达式。最后,在实际的叶片载荷测试项目中,应用两种标定分析方法进行对比,两种方法得到的叶片载荷测试结果具有很好的一致性和代表性。理论分析和试验结果验证了本文所提的叶片自重弯矩解析方法对叶片载荷标定的有效性和可行性。

关键词: 风电机组; 机械载荷; 载荷标定; 解析几何; 弦摆振弯矩; 弦挥舞弯矩

0 引言

风轮叶片是大型风电机组的重要部件,对叶片经济性和可靠性的要求贯穿风电机组生命周期的全过程。

叶片载荷测试分为在叶片试验台上进行的台架试验和安装到风电机组轮毂上进行的挂机试验两种类型,两类测试依据的标准也不同^[1-5]。

叶片台架试验又称为全尺寸结构试验。文献[6]提出了用于风电机组叶片静载测试中三维变

形的一种准确测量方法。文献[7]基于全尺寸叶片试验结果,对风机叶片的建模方法进行了验证。文献[8]使用多个相机测量系统来评估并网尺度风电机组叶片的动态响应。

风电机组叶片载荷测试结果可用于风机结构的完整性和可靠性评估。文献[9]给出了通过机舱激光雷达测风结果进行风电机组模型确认的方法。文献[10-13]对由复合材料制成的风电叶片的结构损伤和失效进行了综述。文献[14]考虑了取决于叶片的载荷分布,并计算得到了风电机组叶片轴承的疲劳寿命。文献[15]发现浮动参考模型表达式可用于模拟风电机组长柔叶片的结构响应。文献[16]提出了一种通过使用气弹软件 FAST (Fatigue Aerodynamics Structures and Turbulence)来实现小风机叶片的疲劳载荷谱建模的简单方法。文献[17]提出了一种基于载荷的维护方法来预测风电机组的使用寿命,并使用物理模型评估风电机组叶根、风轮轮毂中心和塔架头部处的载荷轮廓。

国内风电行业的机械载荷测试研究和实践在 2010 年前后开始步入正轨。有关兆瓦级风电机组载荷测试的早期研究对依据相关国际电工委员会(International Electrotechnical Commission, IEC)标准进行的载荷测试过程进行了完整的介绍^[18]。文献[19-20]分析了风电机组叶根弯矩载荷标定的几种实现方法。文献[21]提出了一种风电机组叶根应力自动化标定流程和算法,但标定过程中使用的叶根气动弯矩和重力弯矩是通过 Bladed 软件仿真得到的,对仿真模型的依赖较大。

在选定的风电机组叶片测量部位布设应变片,构成惠斯通电桥,桥路输出信号的变化对应被测部位承受载荷的变化。使用特定的方法,准确获取桥路输出信号改变量与载荷改变量之间的关系,这一过程被称为标定。标定也存在于电机控制等领域^[22-23]。

本文主要研究大型风电机组叶片载荷标定过程中,叶片自重应变桥安装位置产生的面内弯矩、面外弯矩、弦摆振弯矩以及弦挥舞弯矩的解析和定量计算。这些分析过程涉及三维坐标系的定义和坐标变换、叶片锥角和主轴倾角的影响、利用叶片自重进行弯矩标定的实现方式以及弯矩形式的转换等要素。在某型号风电机组的机械载荷测

试项目中,分别使用通过上述弯矩解析方法得到的叶片自重弯矩分量,进行两种叶片标定方法的系数计算,并对两种方法得到的叶片摆振弯矩和挥舞弯矩进行比较分析。

1 叶片弯矩载荷标定

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。需要在外部干扰(如气动载荷)尽可能小的条件下,使用确定已知的“激励”作用于被测对象,记录测量通道的“响应”,通过分析计算出该载荷测量通道的标定系数。并且认为被测风机在实际风况作用下的载荷测量应变片的变形仍然服从载荷标定期间的线性关系,那么就能间接得出被测风机的载荷测量部位承受的载荷情况。

叶片弯矩载荷标定的常见方法如表 1 所示。由于风电机组的尺寸很大,施加外部载荷进行标定,既不经济也不可行,这就对使用叶片自重进行叶片载荷标定的实现和分析过程提出了很高的要求。

表 1 叶片载荷标定方法

Tab. 1 Blade load calibration methods	
标定方法	适用范围
分析法	/
外部载荷	斜率
重力	斜率和偏移量

表 1 中,分析法指根据布设应变片试样的材料特性(如杨氏模量、泊松比等),对测量通道的应变桥的一个电阻并联已知的精密电阻后,通过比较桥路输出信号的阶跃变化和桥臂电阻变化的关系,得到该载荷测量通道的斜率的方法。分析法适用于材料特性确定的构件(如主轴弯曲、主轴扭转、塔筒弯曲和塔筒扭转等),不适用于材料特性不确定的构件(如叶片等)。

2 叶片自重合成力矩

2.1 优选的叶片载荷坐标系

风电机组测试中使用的叶片载荷坐标系有两类:一类是德国劳氏船级社(Germanischer Lloyd, GL)坐标系^[24];另一类是 IEC 坐标系。GL 坐标系中,与叶片载荷相关的坐标系有叶片坐标系和弦线坐标系;IEC 叶片坐标系等同于桨距角为 0°

时的 GL 叶片坐标系。

风电机组机械载荷测试标准中,要求报告位于 IEC 叶片坐标系 x_b 轴线方向的弦摆振弯矩和位于 y_b 轴线方向的弦挥舞弯矩。

选取合适的坐标系对本文研究十分关键。风轮旋转时,叶片 z_b 轴线的运行轨迹是一个圆锥面。以主轴轴线(即 IEC 轮毂坐标系 $x_h y_h z_h$ 的 x_h 轴线的反向延长线)为圆锥的中轴线,以叶片 z_b 轴线为准线绕主轴轴线旋转即得到该圆锥面。

圆锥面的顶点为本文优选的 xyz 坐标系的原点, z 轴在轮毂坐标系 x_h 轴线的反方向。 x 轴与 GL 轮毂坐标系的 z_N 轴平行, y 轴与 GL 轮毂坐标系的 y_N 轴平行, z 轴与 GL 轮毂坐标系的 x_N 轴的反向延长线平行。3 条轴线在空间中是固定的,不随风轮的旋转而变动。从平面 xOy 望向圆锥的主视图如图 1 所示。

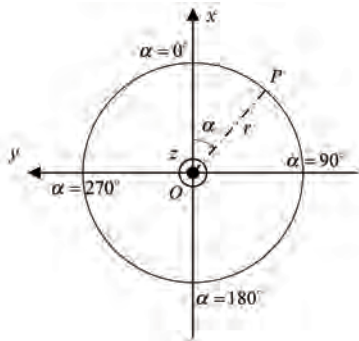


图 1 优选的 xyz 坐标系中圆锥面主视图

Fig. 1 Front view of the conic surface in optimized xyz coordinate

图 1 中,点 P 为从叶片应变片安装位置截面到叶尖之间的部分叶片的等效质心在风轮方位角 α 下的空间位置。风轮旋转时,点 P 的运行轨迹是一个半径为 r 的圆,该圆与平面 xOy 平行且距离为 h 。从 xyz 坐标系的原点 O 到点 P 的距离为

$$d_{OP} = \sqrt{r^2 + h^2} = l_1 + l_2 = l_{\text{cog},b,\text{sg}2\text{tip}} + (l_{\text{bf},\text{sg}} + l_{\text{bf},\text{ms},z_b}) \quad (1)$$

$$h = (l_1 + l_2) \sin \theta_{\text{cone}} \quad (2)$$

$$r = (l_1 + l_2) \cos \theta_{\text{cone}} \quad (3)$$

式中: $l_{\text{cog},b,\text{sg}2\text{tip}}$ 为叶片应变片安装位置截面与叶尖之间的部分叶片的等效质心沿叶片 z_b 轴线方向到应变片安装截面的距离; $l_{\text{bf},\text{sg}}$ 为叶根法兰沿叶片 z_b 轴线方向到应变片安装截面的距离; $l_{\text{bf},\text{ms},z_b}$ 为叶根法兰中心沿叶片 z_b 轴线的反向延长

线到主轴的距离; θ_{cone} 为叶片锥角。

从平面 xOz 望向圆锥的侧视图如图 2 所示。图 2 中,叶片法兰坐标系 $x_{\text{bf}} y_{\text{bf}} z_{\text{bf}}$ 的原点为叶根应变片安装截面的中心,记作点 Q ,其坐标为 $(\lambda r \cos \alpha, -\lambda r \sin \alpha, \lambda h)$, λ 为

$$\lambda = \frac{l_2}{l_1 + l_2} \quad (4)$$

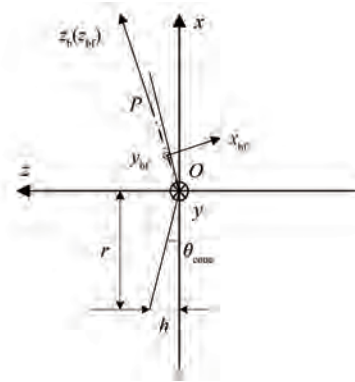


图 2 优选的 xyz 坐标系中圆锥面侧视图

Fig. 2 Side view of the conic surface in optimized xyz coordinate

$x_{\text{bf}} y_{\text{bf}} z_{\text{bf}}$ 坐标系随叶片的旋转而旋转, z_{bf} 轴线沿叶片 z_b 轴线方向; x_{bf} 轴线位于由 xyz 坐标系的 z 轴和直线 OP 决定的平面内,且与 z_{bf} 轴线正交,并与 z 轴形成 $(180^\circ - \theta_{\text{cone}})$ 的夹角; y_{bf} 轴线垂直于由 xyz 坐标系的 z 轴和直线 OP 决定的平面。

平面 $x_{\text{bf}} Q y_{\text{bf}}$ 与直线 OP 垂直,其点法式方程为

$$x r \cos \alpha - y r \sin \alpha + z h = \lambda r^2 + \lambda h^2 \quad (5)$$

记点 P 、点 Q 在平面 yOz 上的投影为 P_{yOz} 、 Q_{yOz} 。从平面 yOz 望向圆锥的俯视图如图 3 所示。图 3 中, $M_{b,g}$ 为从叶根应变片安装位置截面到叶尖之间的部分叶片在叶根应变片安装截面上产生的叶片自重合成力矩矢量,不考虑主轴倾角时,其与矢量 OP 和矢量 PP_{yOz} 正交。

2.2 叶片自重合成力矩计算

叶片自重合成力矩矢量 $M_{b,g}$ 的大小可通过矢量 OP 与矢量 PP_{yOz} 的点积运算得到,如图 4 所示。

图 4 中, $\theta_{\text{tilt},\text{ms}}$ 为主轴倾角; δ 为从矢量 PP_{yOz} 起按顺时针方向到矢量 OP 的夹角。 $\Delta PP_{yOz} O$ 为直角三角形,易得:

$$\cos \delta = \cos \theta_{\text{cone}} \cos \alpha \quad (6)$$

$$\sin \delta = \sqrt{\cos^2 \theta_{\text{cone}} \sin^2 \alpha + \sin^2 \theta_{\text{cone}}} \quad (7)$$

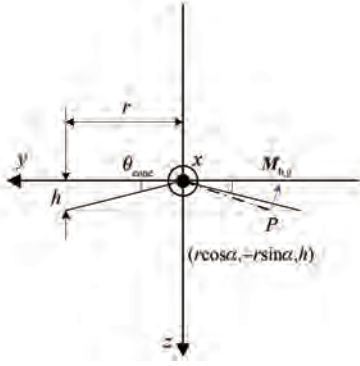


图 3 优选的 xyz 坐标系中圆锥面俯视图

Fig. 3 Top view of the conic surface in optimized xyz coordinate

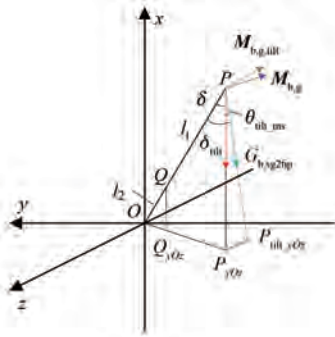


图 4 叶片自重合成力矩矢量计算

Fig. 4 Calculation of combined moment vector from blade gravity

2.2.1 不考虑主轴倾角时的叶片自重矩

不考虑 $\theta_{\text{tilt_ms}}$ 时, 由于叶片自重叶片在叶片应变片安装截面上产生的力矩为

$$M_{b,g} = G_{b,sg2tip} \times l_1 \times \sqrt{\cos^2 \theta_{\text{cone}} \sin^2 \alpha + \sin^2 \theta_{\text{cone}}} \quad (8)$$

2.2.2 考虑主轴倾角时的叶片自重矩

考虑 $\theta_{\text{tilt_ms}}$ 时, 由于本文的研究对象涉及 xyz 坐标系和 $x_{bf}y_{bf}z_{bf}$ 坐标系, 并且后者和前者存在依附关系, 如果对 xyz 坐标系做旋转变换后再分析, 将会再引入新的坐标系。因此, 本文提出一种巧妙的处理方法, 即在图 4 中考虑 $\theta_{\text{tilt_ms}}$ 的影响, 相当于矢量 $\overrightarrow{PP_{yOz}}$ 在经过直线 PP_{yOz} 且平行于平面 xOz 的平面内, 从点 P 起按逆时针方向 (往 z 轴负方向) 旋转 $\theta_{\text{tilt_ms}}$ 角度, 记为矢量 $\overrightarrow{PP_{\text{tilt_yOz}}}$ 。点 $P_{\text{tilt_yOz}}$ 位于平面 yOz 内, 坐标为 $(0, -rsin \alpha, h - rcos \alpha \tan \theta_{\text{tilt_ms}})$, 且 $\angle PP_{\text{tilt_yOz}}P_{yOz} = 90^\circ$ 。

在 $\triangle OPP_{\text{tilt_yOz}}$ 中应用余弦定理, 求得:

$$\cos \delta_{\text{tilt}} = \cos \theta_{\text{cone}} \cos \theta_{\text{tilt_ms}} \cos \alpha + \sin \theta_{\text{cone}} \sin \theta_{\text{tilt_ms}} \quad (9)$$

考虑 $\theta_{\text{tilt_ms}}$ 时, 叶片自重合成力矩矢量的大小为

$$M_{b,g,\text{tilt}} = G_{b,sg2tip} \times l_1 \times \sqrt{1 - (\cos \theta_{\text{cone}} \cos \theta_{\text{tilt_ms}} \cos \alpha + \sin \theta_{\text{cone}} \sin \theta_{\text{tilt_ms}})^2} \quad (10)$$

当 $\theta_{\text{tilt_ms}}$ 为 0 时, 式 (10) 等于式 (8)。

3 叶片自重引起的面内弯矩和面外弯矩

本节的主要目标是求取叶片自重合成力矩矢量 $M_{b,g}$ 或 $M_{b,g,\text{tilt}}$ 在平面 $x_{bf}y_{bf}$ 上的投影与 x_{bf} 轴线、 y_{bf} 轴线的夹角, 从而得到叶根应变片安装截面处的面内弯矩 $M_{x_{bf}}$ 或 $M_{x_{bf},\text{tilt}}$ 、面外弯矩 $M_{y_{bf}}$ 或 $M_{y_{bf},\text{tilt}}$ 。

风轮旋转时, xyz 坐标系的 z 轴始终位于 $z_{bf}Qx_{bf}$ 平面内, 即 x_{bf} 轴线与 z 轴负方向的夹角始终为 θ_{cone} , 如图 5 所示。



图 5 位于 $z_{bf}Qx_{bf}$ 平面内的 z 轴轴线

Fig. 5 z-axis in $z_{bf}Qx_{bf}$ plane

在 xyz 坐标系中, 平面 $z_{bf}Qx_{bf}$ 的方程为

$$x \tan \alpha + y = 0 \quad (11)$$

平面 $z_{bf}Qx_{bf}$ 的 x_{bf} 轴线为平面 $z_{bf}Qx_{bf}$ 与平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 的交线, 其方程为

$$\begin{cases} x \tan \alpha + y = 0 \\ x r \cos \alpha - y r \sin \alpha + z h = \lambda r^2 + \lambda h^2 \end{cases} \quad (12)$$

3.1 不考虑主轴倾角时叶片自重应变片截面处产生的面内弯矩和面外弯矩

记叶片自重合成力矩矢量 $M_{b,g}$ 所在的空间直线上除点 P 外的另一端点为点 S。为便于分析, 取点 S 为 $M_{b,g}$ 所在的空间直线与平面 xOy 的交点。由于直线 PS 平行于平面 yOz , 则点 S 的坐标为 $(rcos \alpha, y_s, 0)$ 。

记点 S 在平面 yOz 上的投影为点 S_{yOz} , 则点 S_{yOz} 的坐标的通用形式为 $(0, y_s, z_s)$ 。

直线 $P_{yOz}S_{yOz}$ 与直线 OP_{yOz} 垂直, 两者的方向向量满足分量乘积求和为零的关系, 可得:

$$-y_s r \sin \alpha + z_s h = r^2 \sin^2 \alpha + h^2 \quad (13)$$

直线 PS 在 xyz 坐标系中的方程为

$$\begin{cases} x = r \cos \alpha \\ -y r \sin \alpha + zh = r^2 \sin^2 \alpha + h^2 \end{cases} \quad (14)$$

把 $z_s = 0$ 代入式 (13), 可得:

$$y_s = -\frac{r^2 \sin^2 \alpha + h^2}{r \sin \alpha} \quad (15)$$

联立式 (14) 和式 (5), 发现无解, 证明直线 PS 平行于平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 。

记点 S 在平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 上的投影为 $S_{x_{bf}Qy_{bf}}$, 由于点 P 在平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 上的投影为点 Q , 那么直线 $QS_{x_{bf}Qy_{bf}}$ 与直线 PS 相互平行, 则点 $S_{x_{bf}Qy_{bf}}$ 的坐标为 $\left(\lambda r \cos \alpha, -\frac{\lambda r^2 \sin^2 \alpha + \lambda h^2}{r \sin \alpha}, 0\right)$ 。

直线 $QS_{x_{bf}Qy_{bf}}$ 就是叶片自重合成力矩矢量 $M_{b,g}$ 在平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 上的投影, 与平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 的 x_{bf} 轴线的夹角 γ 可通过在 $\Delta QS_{x_{bf}Qy_{bf}}T$ 中运用余弦定理计算得到, 如图 6 所示。其中, 点 T 为 x_{bf} 轴线上的代表点, 为便于计算, 取 x_{bf} 轴线与平面 xOy 的交点为点 T , 此时 $z_T = 0$ 。



图 6 不考虑 $\theta_{\text{tilt_ms}}$ 时 $M_{b,g}$ 与 x_{bf} 轴线的夹角

Fig. 6 Angle between $M_{b,g}$ and x_{bf} -axis without the consideration of $\theta_{\text{tilt_ms}}$

将 $z_T = 0$ 代入式 (12) 可得:

$$\begin{cases} x_T = \frac{\lambda(r^2 + h^2) \cos \alpha}{r} \\ y_T = -\frac{\lambda(r^2 + h^2) \sin \alpha}{r} \\ z_T = 0 \end{cases} \quad (16)$$

对平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 上的 $\Delta QS_{x_{bf}Qy_{bf}}T$ 运用余弦定理, 可得:

$$\cos \gamma = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{\sin^2 \theta_{\text{cone}} + \cos^2 \theta_{\text{cone}} \times \sin^2 \alpha}} \quad (17)$$

根据式 (8) 和式 (17) 可得, 在叶片标定期间, 不考虑 $\theta_{\text{tilt_ms}}$ 时, 由于叶片自重, 在叶根应变片安装截面处的面内弯矩和面外弯矩分别为

$$M_{x_{bf}} = M_{b,g} \cos \gamma = G_{b,sg2tip} \times l_1 \times \sin \alpha \quad (18)$$

$$M_{y_{bf}} = -M_{b,g} \sin \gamma = -G_{b,sg2tip} \times l_1 \times \sin \theta_{\text{cone}} \cos \alpha \quad (19)$$

3.2 考虑主轴倾角时叶片自重, 在应变片截面处产生的面内弯矩和面外弯矩

考虑 $\theta_{\text{tilt_ms}}$ 时, 记叶片自重合成力矩矢量 $M_{b,g,\text{tilt}}$ 所在的空间直线上除点 P 外的另一端点为点 U 。为便于分析, 取点 U 为 $M_{b,g,\text{tilt}}$ 所在的空间直线与平面 xOy 的交点。

根据直线 OP 在 xyz 坐标系中的方程, 易知过点 P 且与直线 OP 垂直的平面方程为

$$x r \cos \alpha - y r \sin \alpha + zh = r^2 + h^2 \quad (20)$$

根据直线 $PP_{\text{tilt_yOz}}$ 在 xyz 坐标系中的方程, 易知过点 P 且与直线 $PP_{\text{tilt_yOz}}$ 垂直的平面方程为

$$x + z \tan \theta_{\text{tilt_ms}} = r \cos \alpha + h \tan \theta_{\text{tilt_ms}} \quad (21)$$

PU 直线方程由式 (20) 和式 (21) 共同决定。

将 $z_U = 0$ 代入 PU 直线方程, 得到点 U 在 xyz 坐标系中的坐标为

$$\begin{cases} x_U = r \cos \alpha + h \tan \theta_{\text{tilt_ms}} \\ y_U = h \tan \theta_{\text{tilt_ms}} \cot \alpha - r \sin \alpha - h^2 / (r \sin \alpha) \\ z_U = 0 \end{cases} \quad (22)$$

联立式 (20)、式 (21) 和式 (5), 发现无解, 证明直线 PU 平行于平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 。

记点 U 在平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 上的投影为 $U_{x_{bf}Qy_{bf}}$, 由于点 P 在平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 上的投影为点 Q , 那么直线 $QU_{x_{bf}Qy_{bf}}$ 与直线 PU 相互平行, 则点 $U_{x_{bf}Qy_{bf}}$ 的坐标为

$$\left(\frac{\lambda r \cos \alpha + \lambda h \tan \theta_{\text{tilt_ms}}}{\lambda h \tan \theta_{\text{tilt_ms}} \cot \alpha - \lambda r \sin \alpha - \frac{\lambda h^2}{r \sin \alpha}}, 0 \right) \quad (23)$$

直线 $QU_{x_{bf}Qy_{bf}}$ 就是叶片自重合成力矩矢量 $M_{b,g,\text{tilt}}$ 在平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 上的投影。直线 $QU_{x_{bf}Qy_{bf}}$ 与平面 $x_{bf}Qy_{bf}$ 的 x_{bf} 轴线的夹角可以通过对 $\Delta QU_{x_{bf}Qy_{bf}}T$ 运用余弦定理计算得到, 如图 7 所示。其中点 T 为 x_{bf} 轴线上的代表点, 其在 xyz 坐标系中的坐标如式 (16) 所示。

对 $x_{bf}Qy_{bf}$ 平面上的 $\Delta QU_{x_{bf}Qy_{bf}}T$ 运用余弦定理, 可得:

$$\cos \gamma_{\text{tilt}} = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{f_2(\alpha, \theta_{\text{cone}}, \theta_{\text{tilt_ms}})}} \quad (24)$$

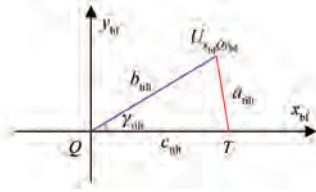


图 7 考虑 θ_{tilt_ms} 时 $M_{b,g,tilt}$ 与 x_{bf} 轴线的夹角

Fig. 7 Angle between $M_{b,g,tilt}$ and x_{bf} axis with the consideration of θ_{tilt_ms}

式中: $f_2(\alpha, \theta_{cone}, \theta_{tilt_ms}) = (\cos\theta_{cone} \tan\theta_{tilt_ms} - \sin\theta_{cone} \cos\alpha)^2 + \sin^2\alpha$

根据式(8)和式(24)可得,在叶片标定期间,考虑 θ_{tilt_ms} 时,由于叶片自重叶片应变片安装截面处的面内弯矩和面外弯矩分别为

$$M_{x_{bf},tilt} = M_{b,g,tilt} \cos\gamma_{tilt} = G_{b,sg2tip} l_1 \sin\alpha \sqrt{\frac{f_1(\alpha, \theta_{cone}, \theta_{tilt_ms})}{f_2(\alpha, \theta_{cone}, \theta_{tilt_ms})}} \quad (25)$$

$$M_{y_{bf},tilt} = -M_{b,g,tilt} \sin\gamma_{tilt} = G_{b,sg2tip} l_1 (\cos\theta_{cone} \tan\theta_{tilt_ms} - \sin\theta_{cone} \cos\alpha) \times \sqrt{\frac{f_1(\alpha, \theta_{cone}, \theta_{tilt_ms})}{f_2(\alpha, \theta_{cone}, \theta_{tilt_ms})}} \quad (26)$$

式中: $f_1(\alpha, \theta_{cone}, \theta_{tilt_ms}) = 1 - (\cos\theta_{cone} \cos\theta_{tilt_ms} \cos\alpha + \sin\theta_{cone} \sin\theta_{tilt_ms})^2$

当 θ_{tilt_ms} 为 0 时,式(25)和式(26)就分别等于式(18)和式(19)。

4 叶片自重引起的弦摆振弯矩和弦挥舞弯矩

根据 IEC 61400-13 标准的要求,叶片弯矩需要报告位于 x_b 轴线方向的弦摆振弯矩 M_e 和位于 y_b 轴线方向的弦挥舞弯矩 M_f 。

叶片弦摆振弯矩 M_e 、弦挥舞弯矩 M_f 与叶片应变片安装截面处的面内弯矩 $M_{x_{bf}}$ 、面外弯矩 $M_{y_{bf}}$ 的转换关系如式(27)所示:

$$\begin{bmatrix} M_e \\ M_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi \\ \sin\varphi & \cos\varphi \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} M_{x_{bf}} \\ M_{y_{bf}} \end{bmatrix} \quad (27)$$

式中: φ 为叶片桨距角。

将式(18)、式(19)代入式(27),得到不考虑 θ_{tilt_ms} 时,由于叶片自重叶片应变片安装截面处产生的弦摆振弯矩和弦挥舞弯矩,如式(28)所示:

$$\begin{bmatrix} M_e \\ M_f \end{bmatrix} = G_{b,sg2tip} \times l_1 \times \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi \\ \sin\varphi & \cos\varphi \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \sin\alpha \\ -\sin\theta_{cone} \cos\alpha \end{bmatrix} \quad (28)$$

将式(25)、式(26)代入式(27),得到考虑 θ_{tilt_ms} 时,由于叶片自重叶片应变片安装截面处产生的弦摆振弯矩和弦挥舞弯矩,如式(29)所示:

$$\begin{bmatrix} M_{e,tilt} \\ M_{f,tilt} \end{bmatrix} = G_{b,sg2tip} \times l_1 \times \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi \\ \sin\varphi & \cos\varphi \end{bmatrix} \times \sqrt{\frac{f_1(\alpha, \theta_{cone}, \theta_{tilt_ms})}{f_2(\alpha, \theta_{cone}, \theta_{tilt_ms})}} \times \begin{bmatrix} \sin\alpha \\ \cos\theta_{cone} \tan\theta_{tilt_ms} - \sin\theta_{cone} \cos\alpha \end{bmatrix} \quad (29)$$

使用叶片自重进行弯矩载荷的标定时,叶片锥角 θ_{cone} 、主轴倾角 θ_{tilt_ms} 是固定的。摆振/挥舞标定期间,可以使用小风工况下使风轮缓慢空转的方式,此过程中叶片桨距角 φ 是确定的,只有风轮方位角 α 在持续变化;也可以使用小风工况下锁定风轮使被测叶片处于水平位置(面向风轮的视角,水平向右或水平向左)的方式,即风轮方位角 α 是确定的,使叶片桨距角 φ 持续变化。无论使用何种标定方式,准确估算叶片自重产生的力矩,是确保叶片载荷测试结果精确的关键。

被测叶片处于水平位置时对应的 2 个风轮方位角,是叶片自重载荷标定计算中的关键角度。

当 α 为 90° 时,式(29)为

$$\begin{bmatrix} M_{e,tilt} \\ M_{f,tilt} \end{bmatrix} = G_{b,sg2tip} \times l_1 \times \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi \\ \sin\varphi & \cos\varphi \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos\theta_{tilt_ms} \\ \cos\theta_{cone} \sin\theta_{tilt_ms} \end{bmatrix} \quad (30)$$

当 α 为 270° 时,式(29)为

$$\begin{bmatrix} M_{e,tilt} \\ M_{f,tilt} \end{bmatrix} = G_{b,sg2tip} \times l_1 \times \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi \\ \sin\varphi & \cos\varphi \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -\cos\theta_{tilt_ms} \\ \cos\theta_{cone} \sin\theta_{tilt_ms} \end{bmatrix} \quad (31)$$

5 试验结果与分析

在某型号风电机组的机械载荷测试项目中,对本文所提的叶片自重载荷标定的弯矩解析方法

的有效性进行验证。

被测风机的叶片自重载荷标定方式为:分别在桨距角接近 0° 和 90° 的条件下,在小风工况下使风轮缓慢空转来进行叶片摆振弯矩标定和挥舞弯矩标定。以 1 号叶片为例应用弯矩解析方法。

对比了仅使用如式(30)、式(31)所示的 90° 风轮方位角、 270° 风轮方位角对应的弦摆振弯矩和弦挥舞弯矩计算叶片载荷标定系数的方法(记作 m1),以及使用如式(29)所示的全范围风轮方位角对应的弦摆振弯矩和弦挥舞弯矩计算叶片载荷标定系数的方法(记作 m2),并将使用 m1、m2 得到的叶片弯矩标定系数分别应用到同一时段的测试数据,得到的结果如图 8 所示。

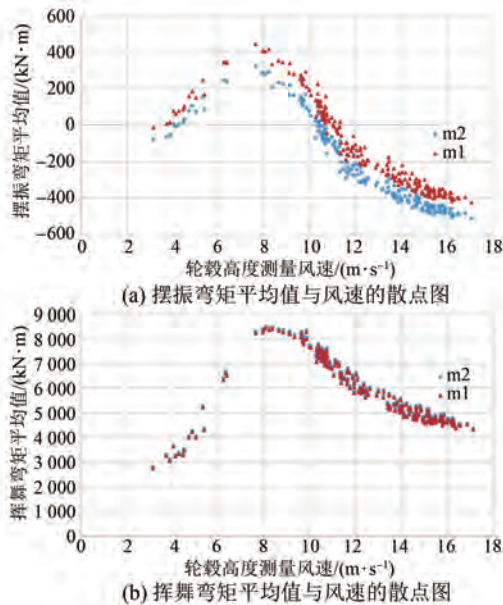


图 8 叶片 1 两个方向的弯矩随风速的变化关系

Fig. 8 Variation of bending moment of blade 1 in two directions with wind speed

由图 8 可以看出,对某一测试时段的叶片 1 弯矩测量信号,分别应用 m1 和 m2 得到的标定系数,还原出的叶片 1 的摆振弯矩和挥舞弯矩与被测风机轮毂高度风速的散点图,具有几乎一致且符合被测风机运行特性的变化趋势,表明这两种标定方法都有效。

对图 8 中使用 m1 和 m2 还原出的摆振弯矩和挥舞弯矩平均值进行对比分析并做线性回归,得到的结果如图 9 所示。

从图 9 可以看出,应用两种标定方法还原出

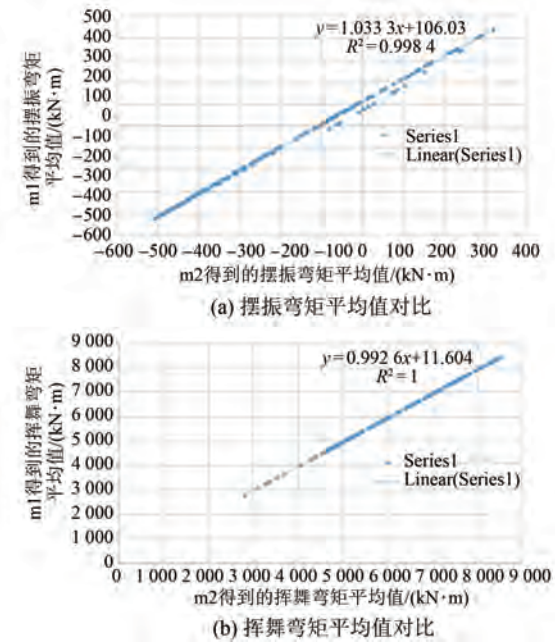


图 9 两种标定方法得到的叶片 1 弯矩平均值线性回归图

Fig. 9 Linear regression plot of blade 1 average value of bending moment obtained by the two calibration methods

的摆振弯矩之间、挥舞弯矩之间的一致性很好。两种摆振弯矩线性回归的斜率为 1.033 3,偏移量为 106.03 $\text{kN}\cdot\text{m}$,相关系数为 0.998 4;两种挥舞弯矩线性回归的斜率为 0.992 6,偏移量为 -11.604 $\text{kN}\cdot\text{m}$,相关系数为 1。

对图 9 的线性回归偏移量之间的差异再做进一步分析。m1 仅使用了若干个空转周期中被测叶片位于两处水平位置时的自重引起的弯矩解析结果,而 m2 使用了若干个空转周期中被测叶片在全范围风轮方位角下的自重引起的弯矩解析结果。除非在叶片自重风轮空转标定期间的风速非常平稳,否则两种标定方法得到的标定系数必然会有差异。

叶片 1 风轮空转摆振标定、挥舞标定期间的时序图分别如图 10(a)、图 10(b) 所示。

图 10(a) 对应的摆振标定期间的轮毂高度平均风速为 6.32 m/s ,湍流强度为 3.22%;图 10(b) 对应的挥舞标定期间的轮毂高度平均风速为 5.78 m/s ,湍流强度为 5.42%。两个方向的空转标定期间,平均风速都超过了 IEC 61400-13 附录 H 中规定的 5 m/s 。再考虑到摆振信号与挥舞信号的去耦过程的影响,这些都是图 8 和图 9 中弯矩结果存在差异的原因。

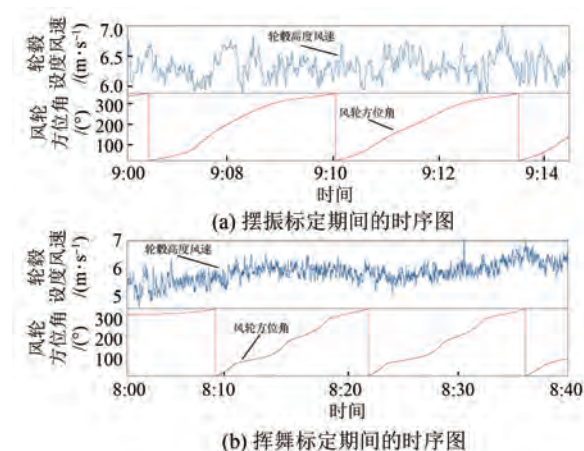


图 10 叶片 1 自重载荷标定期间的时序图

Fig. 10 Time series plot during blade 1 gravity load calibration

6 结语

使用叶片自重标定方法对大型风电机组的叶片载荷进行测试时,叶片应变片安装位置处的面内弯矩、面外弯矩、弦摆振弯矩以及弦挥舞弯矩解析表达式可以通过在优选的三维坐标系中改变叶片自重矢量方向的方法精确地给出。在此基础上,通过实际的叶片载荷测试项目对两种叶片载荷标定系数方法进行对比,两种标定方法得到的叶片载荷测试结果均具有很好的一致性和代表性,验证了本文所提的叶片自重弯矩解析方法对叶片载荷标定的有效性和可行性。

参考文献

- [1] 国家市场监督管理总局, 中国国家标准化管理委员会. 风力发电机组 风轮叶片全尺寸结构试验: GB/T 25384-2018/IEC 61400-23:2014 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.
State Administration for Market Regulation, Standardization Administration of the People's Republic of China. Wind turbines-full scale structural testing of rotor blade; GB/T 25384-2018/IEC 61400-23:2014 [S]. Beijing: China Standard Press, 2018.
- [2] International Electrotechnical Commission. Wind turbines-part 23: Full-scale structural testing of rotor blades; IEC 61400-23:2014 [S]. Geneva, IEC, 2014.
- [3] 国家市场监督管理总局, 中国国家标准化管理委

员会. 风力发电机组 机械载荷测量: GB/T 37257-2018/IEC 61400-13:2015 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.

State Administration for Market Regulation, Standardization Administration of the People's Republic of China. Wind turbines-measurement of mechanical loads; GB/T 37257-2018/IEC 61400-13:2015 [S]. Beijing: China Standard Press, 2018.

- [4] International Electrotechnical Commission. Wind turbines-part 13: Measurement of mechanical loads; IEC 61400-13:2015 [S]. Geneva, IEC, 2015.
- [5] International Electrotechnical Commission. Amendment 1, wind turbines-part 13: Measurement of mechanical loads; IEC 61400-13:2021 [S]. Geneva, IEC, 2021.
- [6] YU Y F. An accurate three-dimensional deformation measurement method in wind turbine blade static loading test [J]. Global Journals of Research in Engineering, 2021, 7(1): 15-22.
- [7] NOEVER-CASTELOS P, HALLER B, BALZANI C. Validation of a modeling methodology for wind turbine rotor blades based on a full-scale blade test [J]. Wind Energy Science, 2022, 7(1): 105-127.
- [8] POOZESH P, SABATO A, SARRAFI A, et al. Multicamera measurement system to evaluate the dynamic response of utility-scale wind turbine blades [J]. Wind Energy, 2020, 23(7): 1619-1639.
- [9] DIMITROV N, BORRACCINO A, PEÑA A, et al. Wind turbine load validation using lidar-based wind retrievals [J]. Wind Energy, 2019, 22(11): 1512-1533.
- [10] KATSAPRAKAKIS D, PAPADAKIS N, NTINTAKIS I. A comprehensive analysis of wind turbine blade damage [J]. Energies, 2021, 14(18): 5974.
- [11] CHEN X, EDER M A. A critical review of damage and failure of composite wind turbine blade structures [J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 942(1): 012001.
- [12] VERMA A S, YAN J Q, HU W F, et al. A review of impact loads on composite wind turbine blades: Impact threats and classification [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2023, 178, 113261.
- [13] RAVIKUMAR K, SUBBIAH R, RANGANATHAN N. A review on fatigue damages in the wind turbines: Challenges in determining and reducing fatigue

- failures in wind turbine blades [J]. Wind Engineering, 2020, 44 (4): 434-451.
- [14] MENCK O, STAMMLER M, SCHLEICH F. Fatigue lifetime calculation of wind turbine blade bearings considering blade-dependent load distribution [J]. Wind Energy Science, 2020, 5, 1743-1754.
- [15] GÖZCÜ O, VERELST R D. The effects of blade structural model fidelity on wind turbine load analysis and computation time [J]. Wind Energy Science, 2020, 5(2): 503-517.
- [16] EVANS S, DANA S, CLAUSEN P, et al. A simple method for modeling fatigue spectra of small wind turbine blades [J]. Wind Energy, 2020, 24(6): 549-557.
- [17] ROMMEL D P, MAIO D D, TINGA T. Calculating wind turbine component loads for improved life prediction [J]. Renewable Energy, 2020, 146, 223-241.
- [18] 付德义, 薛扬, 秦世耀. MW 级风力发电机组载荷测试方法研究[J]. 可再生能源, 2013, 31(3): 65-68.
FU D Y, XUE Y, QIN S Y. Research on load measurement of the mega watt scale wind turbine [J]. Renewable Energy Resources, 2013, 31(3): 65-68.
- [19] 付德义, 秦世耀, 薛扬, 等. 风力发电机组载荷测试叶根弯矩信号标定方法研究[J]. 可再生能源, 2013, 31(10): 62-64+69.
FU D Y, QIN S Y, XUE Y, et al. Research on calibration of blade root bending signal at wind turbine load measurement [J]. Renewable Energy Resources, 2013, 31(10): 62-64+69.
- [20] 李国庆, 徐占华, 张国军. 一种风电机组叶片机械载荷标定方法的研究[J]. 风能, 2013, 10: 70-74.
LI G Q, XU Z H, ZHANG G J. Research on the blade mechanical load calibration method [J]. Wind Energy, 2013, 10: 70-74.
- [21] 兰杰, 林淑, 岳伟, 等. 风力发电机组叶根弯矩自动化标定算法[J]. 分布式能源, 2022, 7(2): 50-55.
LAN J, LIN S, YUE W, et al. Automatic calibration of wind turbine blade root bending moment [J]. Distributed Energy, 2022, 7(2): 50-55.
- [22] 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.
- [23] 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.
- [24] Germanischer Lloyd. Guideline for the certification of wind turbines, Edition 2010 [S]. Hamberg, Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH, 2010.

收稿日期:2024-03-22

收到修改稿日期:2024-04-27

作者简介:

吴 蔚(1972-),女,硕士,高级工程师,研究方向为标准质量,wuwei@cqc.com.cn;

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

Research on a Bending Moment Analytic Method for Blade Gravity Load Calibration of the Large Wind Turbines

WU Wei^{1,2}, HE Zhongyi^{2*}, XU Bingjun³

[1. Shanghai Branch, China Quality Certification Center, Shanghai 201206, China;

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

3. Shanghai Electrical Apparatus Research Institute (Group) Co., Ltd., Shanghai 200063, China]

Key words: wind turbines; mechanical load; load calibration; analytic geometry; edgewise moment; flatwise moment

The blade load calibration by blade gravity plays an essential role in blade load testing. The resulting edgewise moment and flatwise moment at the blade load measurement location are expected to be derived.

Firstly, using the principle of analytical geometry, an bending moment analytic method for blade gravity is proposed based on optimized three-dimensional coordinate system and coordinate transformation. As shown in Fig.1, the optimized coordinate system synthesizes the negative x_h axis in IEC coordinate system and the positive y_N axis and z_N axis in GL coordinate system, where point P and Q represent the equivalent centre of mass of the part of the blade from the tip to the strain gage cross-section and the centre of the strain gage cross-section, respectively. And points P_{yOz} and Q_{yOz} are the projections of P and Q onto the yOz plane, respectively.

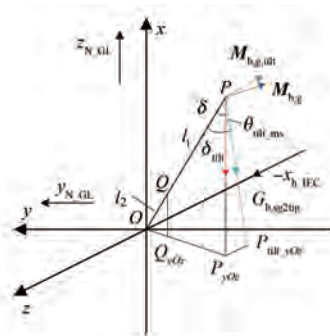


Fig. 1 Blade gravity combined moment vector calculation in optimized three-dimensional coordinate system

Secondly, in order to eliminate the influence of the main shaft tilt angle $\theta_{\text{tilt_ms}}$ on the optimized three-dimensional coordinate system, a smart solution is proposed, where the direction of blade gravity vector is adjusted accordingly (from vector $\mathbf{PP}_{yOz}$ to $\mathbf{PP}_{\text{tilt_yOz}}$ in Fig.1) without any additional coordinate transformation. The analytic expressions of blade edgewise moment and flatwise moment are obtained, with consideration of all influential factors including blade cone angle, main shaft tilt angle, rotor azimuth angle, and pitch angle.

Finally, in the actual blade load test project, the two calibration analysis methods are applied respectively, and the blade load test results obtained by the two methods have good consistency and representativity. Linear regression is executed to evaluate relationships between bending moments from both calculation methods, with figures listed in Tab.1.

Tab. 1 Linear regression results of bending moments from the two calibration analysis methods

Parameter name	Slope	Offset/ (kN·m)	R^2
Edgewise	1.033	106.03	0.998 4
Flatwise	0.992 6	-11.604	0.992 6

The validity and feasibility of the proposed analytic method for gravity load calibration of blade bending moments are verified by theoretical analysis and testing results.