

## 风力机启停机过程中的振动特征分析

赵艳,潘嘉宁,王振宇<sup>†</sup>,林葵庚,蒋建群  
(浙江大学建筑工程学院,浙江杭州 310058)

**摘要:**风力机运行中由于受到环境荷载和叶轮转动的激励作用,塔架产生振动,影响风力机寿命。为了分析风力机在启停机过程中的振动规律和动态特性,对 1.5 MW 风力机塔顶的振动进行了长期监测,并采用基于数据驱动的随机子空间法识别了结构一阶自振频率和阻尼比。对监测结果进行统计分析,发现该风力机在并网转速附近运行的时段较多,当风力机启动经过并网转速时,有明显的共振现象,而风力机停机经过并网转速时,共振现象则不明显。模态识别的结果表明,一阶自振频率随运行工况不同而微幅变化,风力机启动经过并网转速时的阻尼比较小,风力机停机经过并网转速时的阻尼比相对较大。此外,基于 Sommerfeld 效应对风力机启停机过程中的不同振动现象进行了解释。本文成果对于掌握同类型风力机的振动特性和动力参数优化具有借鉴意义。

**关键词:**风力机;启停机过程;振动监测;共振;Sommerfeld 效应

**中图分类号:**TK83;TV314

**文献标志码:**A

## Analysis of Wind Turbine Vibration Characteristics during Startup and Shutdown Process

ZHAO Yan, PAN Jianning, WANG Zhenyu<sup>†</sup>, LIN Kuigeng, JIANG Jianqun  
(College of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China)

**Abstract:** Wind turbines vibrate under the excitation of environmental loads and rotor movement in normal operating conditions, and vibrations of the tower affect the service life of such system. In order to analyze the vibration and dynamic characteristics of the wind turbine during startup and shutdown process, vibration of a 1.5 MW turbine tower was monitored for a long term. First-order natural frequencies and damping ratios of the wind turbine were identified utilizing a data-driven stochastic subspace identification method. Monitoring data revealed that the wind turbine usually operated near the rotation speed of grid connection. In addition, obvious resonance at the turbine startup was noted as it surpassed the rotation speed of grid connection, but was not apparent at the turbine shutdown. Modal identification results revealed that the first-order natural frequencies varied slightly under different operating conditions, while the damping ratios were found to be smaller when the wind turbine started up, and its rotation speed surpassed that of grid connection, which were found to be greater at turbine shutdown. In addition, the characteristics of different vibration phenomena in the turbine during startup and shutdown processes were explained with

\* 收稿日期:2018-05-02

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51779224),National Natural Science Foundation of China(51779224);国家国际科技合作专项资助项目(2015DFE72830),International Cooperation in Science and Technology Projects(2015DFE72830)

作者简介:赵艳(1988—),女,河南洛阳人,浙江大学博士研究生

† 通讯联系人,E-mail:wzyu@zju.edu.cn

the Sommerfeld effect. Our findings contribute to the field of vibration analysis and allow for more efficient optimization of dynamic parameters in wind turbines of similar design.

**Key words:** wind turbine; startup and shutdown process; vibration monitoring; resonance; Sommerfeld effect

近年来,风电产业迅猛发展,风力机的额定功率、机舱重量和塔架高度不断增大<sup>[1]</sup>.当风力机塔架的自振频率与环境荷载或叶轮旋转的谐波频率相重合时,会产生共振,导致振动幅值增大,影响风力机的正常运行,并产生较大的疲劳损伤.为避免出现共振,通常设计塔架的基频避开环境荷载频率及叶轮的旋转频率(1f)、过桨频率(3f)<sup>[2]</sup>.

由于振幅与阻尼比成反比,正确地估计风力机结构的阻尼比对于掌握风力机的振动特性非常重要<sup>[3]</sup>.陆上风力机的阻尼比可近似看成是结构阻尼和气动阻尼的线性叠加<sup>[4]</sup>.结构阻尼取决于材料类型和结构连接构造,钢结构的阻尼比一般为0.5%到1.5%<sup>[5]</sup>.气动阻尼是风力机运行过程中,在空气流动和叶轮振荡的相互作用中产生的,它受风速、叶片转速、几何条件和来流参数等影响,对于不同的风力机类型和运行状态会有所不同,目前对气动阻尼的取值还缺乏深入的认识<sup>[6]</sup>.

开展实测资料分析是计算风力机结构自振频率和阻尼比的重要研究手段.Shirzadeh等<sup>[5]</sup>采用运行模态分析法识别了海上风力机在停机状态下的一阶自振频率和阻尼比,并与数值模拟结果进行比较.Damgaard等<sup>[7]</sup>评价了不同土壤条件下海上单桩风力机超速停机状态下的一阶自振频率和阻尼比.Versteijlen等<sup>[8]</sup>对位于Burbo Banks风场的海上风力机进行了12次“超速停机”试验,研究了地基阻尼对振动的影响.Hackell等<sup>[9]</sup>基于数据驱动的随机子空间法识别了5MW海上风力机的自振频率、阻尼比和振型,对结构在不同运行状态下的动态特性进行了评价.上述研究多是基于实测资料对结构的模态参数的总体规律进行分析,并验证和改进数值模拟方法,没有深入分析风力机在启停机过程中的共振机制和振动响应特点.

本文对1.5MW风力机塔顶的振动响应进行了长期监测,采用基于数据驱动的随机子空间方法,计算了风力机结构的一阶自振频率和阻尼比.根据风力机启停机过程中的振动幅值及阻尼比变化,详细分析和揭示了共振特点,并采用Sommerfeld效应对这种共振机制进行了合理的解释.

## 1 运行模态分析方法

大型结构体系在环境激励下的模态参数识别,是一个比较热门的研究课题<sup>[10-13]</sup>.许多分析方法应运而生,时域方法有:随机减量法<sup>[14]</sup>、自然激励技术(Natural Excitation Technique, NExT)<sup>[15]</sup>和随机子空间法(Stochastic subspace identification, SSI)<sup>[16]</sup>;频域方法有:峰值拾取法(Peak Picking, PP)<sup>[17]</sup>和频域分解法(Frequency Domain Decomposition, FDD)<sup>[18]</sup>.

SSI方法由于识别精度高,无需像传统时域方法那样需要前处理得到自由衰减曲线,因此在土木工程界得到越来越多的应用.它主要包括基于协方差驱动的SSI方法和基于数据驱动的SSI方法两种.后者理论推导清晰,计算量相对较小,因此在大型复杂结构中应用广泛.本文采用基于数据驱动的SSI方法,从环境激励下的振动响应中提取模态参数.

风力机结构的环境激励(输入激励)是难以测量的随机激励,在对风力机结构的振动响应进行现场监测时,采集到的数据都是在离散的时间点上的,且必然存在着噪声干扰,因此采用线性的离散状态方程模型:

$$\begin{cases} \mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{Ax}_k + \mathbf{w}_k \\ \mathbf{y}_k = \mathbf{Cx}_k + \mathbf{v}_k \end{cases} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{x}_k$ 为第 $k\Delta t$ 时刻系统的状态向量, $\mathbf{x}_k = \mathbf{x}(k\Delta t)$ (其中 $\Delta t$ 为采样时间间隔); $\mathbf{y}_k$ 为输出向量; $\mathbf{A}$ 为空间矩阵; $\mathbf{C}$ 为输出矩阵; $\mathbf{w}_k$ 、 $\mathbf{v}_k$ 分别为过程噪声、测量噪声,这两种噪声均为不可测量的噪声.

假设 $\mathbf{w}_k$ 和 $\mathbf{v}_k$ 为零均值的白噪声且互不相关,其协方差矩阵为:

$$\mathbf{E} \left[ \begin{pmatrix} \mathbf{w}_p \\ \mathbf{v}_q \end{pmatrix} \left( \mathbf{w}_p^T \quad \mathbf{v}_q^T \right) \right] = \begin{pmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{S} \\ \mathbf{S}^T & \mathbf{R} \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$\delta_{pq} = \begin{cases} 0 & p \neq q \\ 1 & p = q \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\mathbf{E}$ 表示数学期望; $\mathbf{w}_p$ 、 $\mathbf{v}_p$ 均为协方差矩阵; $\mathbf{Q}$ 、 $\mathbf{R}$ 、 $\mathbf{S}$ 均为噪声序列; $\delta_{pq}$ 为Kronecker delta函数; $p$ 、 $q$ 为任意的两个时间点.

基于数据驱动的SSI方法的具体运算流程如图

1 所示。首先,将风力机结构的振动响应(输出数据)组成 Hankel 矩阵,对 Hankel 矩阵进行正交三角分解(Quadrature Rectangle Decomposition,QRD),得到输出响应向输入激励的投影矩阵,然后对投影矩阵进行奇异值分解(Singular Value Decomposition,SVD),得到卡尔曼滤波状态序列,进而得到风力机结构的状态向量和输出向量,应用最小二乘原理估计出结构的系统矩阵,得到风力机结构的系统矩阵及模态参数。

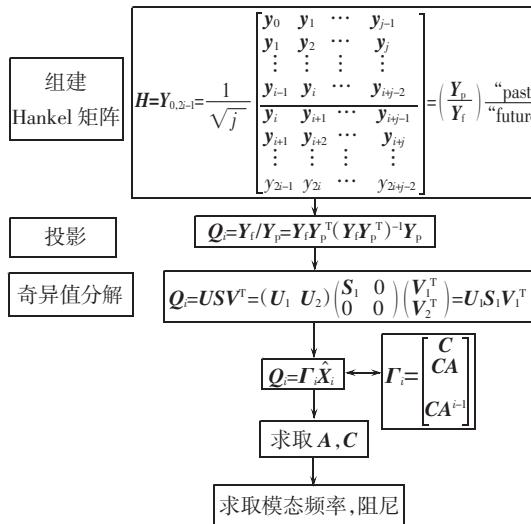


图 1 基于数据驱动的 SSI 的运算流程

Fig.1 Operation process of data-driven stochastic subspace identification method

图 1 中,  $\mathbf{Y}_{0,2i-1}$  的第 1 个下标表示 Hankel 矩阵左上角元素的时间序数, 第 2 个下标表示左下角元素的时间序数;  $\mathbf{y}_i$  为时刻  $i$  测点的输出向量;  $j$  为离散的采集点数,一般假定  $j \rightarrow +\infty$ ,但是在实际测量中  $j$  不可能是无限大的,所以采集时间应尽量长一些;  $\mathbf{Y}_p, \mathbf{Y}_f$  分别表示“过去”、“将来”的输出;  $\mathbf{Q}_i$  为投影矩阵;  $\mathbf{U}, \mathbf{V}$  为正交矩阵;  $\mathbf{S}$  为奇异值组成的对角矩阵;  $\Gamma_i, \mathbf{X}_i$  分别为可观矩阵、卡尔曼滤波状态序列。

## 2 工程监测概况

本文监测的 1.5 MW 风力机位于某沿海风电场。风力机的切入和切出风速分别为 3 m/s 和 22 m/s (10 min 平均风速),额定风速为 11 m/s。当 10 min 平均风速超过 22 m/s 时,叶轮将停止工作,以避免风荷载过大引起的潜在的损坏。风力机叶轮的并网转速为 9 r/min,额定转速为 17.3 r/min,转速范围为 0~17.3 r/min $\pm$ 10%。在正常运行状态下,机舱绕塔架轴

线随着风向自动旋转,以对准风向。

风电场的数据采集与监控系统(SCADA)远程连接风力机与主控机房,记录了监测期间的风速、风向、叶轮转速及叶轮桨距角的变化,采样频率为 1/7 Hz。在塔筒高 66 m 处、东偏南 80°方位上安装双轴速度计采集风力机的振动响应,采样频率为 16 Hz,如图 2 所示。

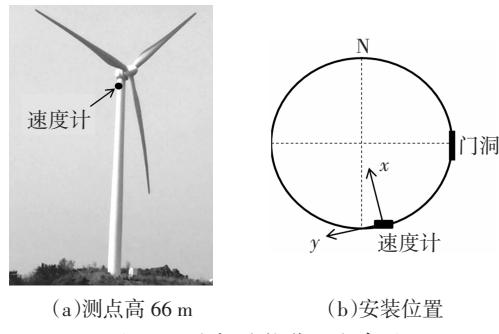


图 2 风力机结构监测点布置

Fig.2 Monitoring model of the wind turbine

### 2.1 运行状态分析

图 3 为监测期间风速的出现概率,平均风速为 5.46 m/s,风速的变化范围为 0~23.52 m/s。图 4 为风速与风向之间的关系,当风速较小时,在各个方向上出现的频次差别较小,较大的风速主要出现在方位角 -10°~20° 和 200°~240° 附近。

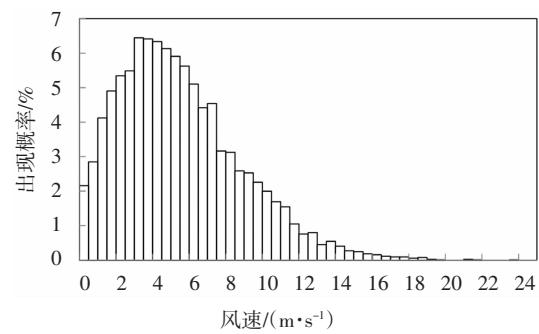


图 3 风速的出现概率

Fig.3 Occurrence probability of wind speed

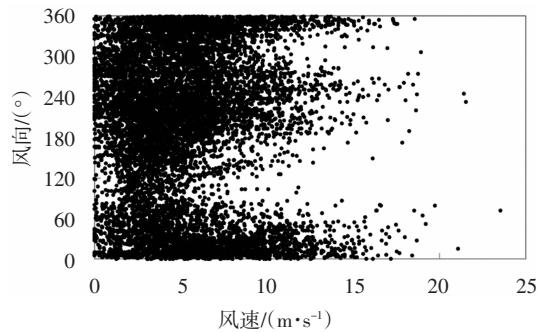


图 4 风速与风向的关系

Fig.4 Relationship between wind speed and wind direction

图5为监测期间不同叶轮转速的出现概率.在9.5~10.5 r/min附近的出现概率很高,约为30.42%,额定转速17.3 r/min的概率为22.23%.

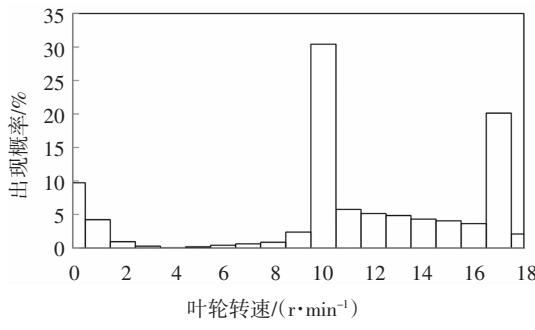


图5 叶轮转速的出现概率

Fig.5 Occurrence probability of blades' rotation speed

## 2.2 允许的频带范围

风力机系统中,当叶片旋转通过塔架时,会引起共振现象,其激励频率主要为叶轮的旋转频率 $f$ 和过桨频率.对于一个有3个叶片的风力机,过桨频率为 $3f$ 及其倍数:

$$f_{3n} = 3nf \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (4)$$

式中: $f$ 为叶轮转速对应的旋转频率.如果叶片的过桨频率 $f_{3n}$ 接近塔架基频时,风力机结构的振幅将显著增大,产生共振<sup>[4]</sup>.DNV 规范规定,风力机结构设计时,风力机基频应该在 $1f$ 、 $3f$ 频率带的基础上,预留出 $\pm 10\%$ 的安全度,以避免发生共振<sup>[2]</sup>:

$$\frac{f_{3n}}{f_{1,n}} \leq 0.9 \text{ 或 } \frac{f_{3n}}{f_{1,n}} \geq 1.1 \quad (5)$$

式中: $f_{3n}$ 为转子正常工作时对应的旋转频率 $1f$ 和过桨频率 $3f$ ; $f_{1,n}$ 为结构的第一阶自振频率.本文风力机的工作转速范围为9 r/min(并网转速)~17.3 r/min(额定转速),因此,叶轮转动通过塔架产生的旋转频率 $1f$ 为0.15~0.288 Hz,过桨频率 $3f$ 为0.45~0.865 Hz.而预留10%安全度的 $1f$ 、 $3f$ 频率带分别为0.135~0.3168 Hz、0.405~0.9515 Hz,如图6所示.

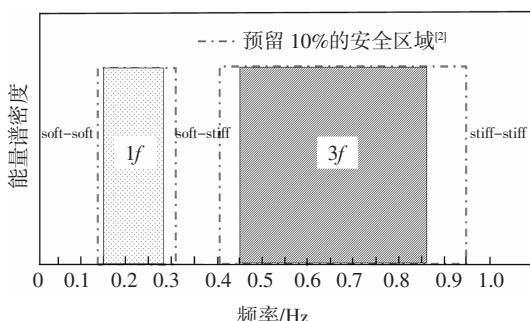


图6 风力机运行工况下的 $1f$ 和 $3f$ 频率带<sup>[2]</sup>

Fig.6  $1f$  and  $3f$  frequency band in operating conditions

## 3 启停机过程中的振动特征

基于SSI算法,识别出监测的风力机的基频为0.425 Hz,虽然避开了 $3f$ 频率带,但没有预留10%的安全度,与并网转速(9 r/min)工况下的过桨频率 $3f$ 很接近.图7为并网转速附近,风力机叶轮转速和风速之间的关系,可见在2~5 m/s风速区间上,随着风速的增大,叶轮转速并没有随之增大,而是近乎被“抑制”在10 r/min附近.该风电场风速在2~5 m/s区间上的比例很高,达到36.16%,风力机在启停机过程中都不可避免地要通过并网转速,因此,非常有必要掌握此时风力机的振动特性.

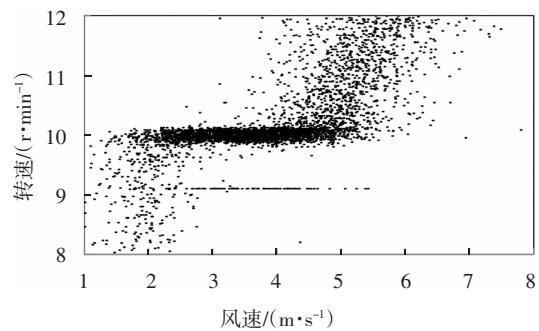


图7 叶轮转速与风速关系

Fig.7 Relationship between blades' rotation speed and wind speed

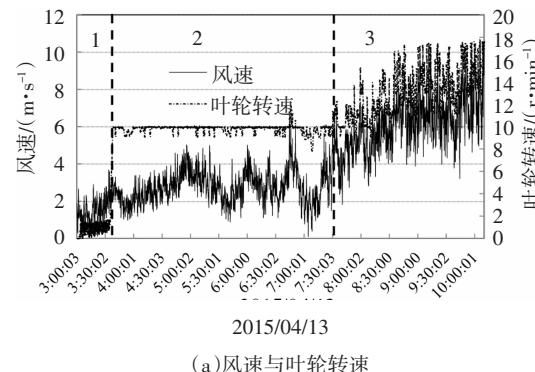
### 3.1 启动工况

图8为风力机启动过程中的运行状态和振动速度时程图.图中1区域对应的是停机状态,机舱位置处风速 $v$ 低于切入风速(3 m/s),叶轮转速 $\Omega$ 低于并网转速(9 r/min),此时风力机只是空转运行.2区域为并网转速状态,风速 $v$ 在切入风速(3 m/s)附近,此时若没有更大的风能驱动叶轮加速转动,叶轮转速 $\Omega$ 长时间处于9~10 r/min.3区域中,叶轮转速 $\Omega$ 随风速 $v$ 增大而增大.

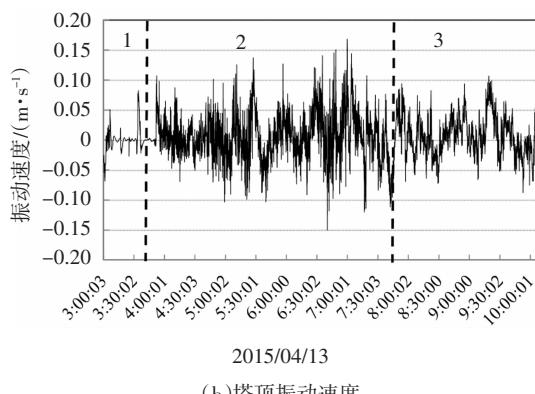
可以观察到,2区域(并网转速状态)的风速 $v$ 和转速 $\Omega$ 虽然都小于3区域(正常运行状态),但2区域的振动速度 $V$ (最大值为0.175 m/s)却大于3区域(最大值为0.1 m/s).这是因为,2区域在并网转速(9 r/min)附近,对应的叶轮过桨频率 $3f$ 为0.45 Hz,风力机塔架的一阶自振频率为0.425 Hz,两者很接近,容易发生共振.在3区域,平均风速大于6 m/s,叶轮转速大于10 r/min,此时的过桨频率 $3f$ 大于

塔架自振频率,不会发生共振.

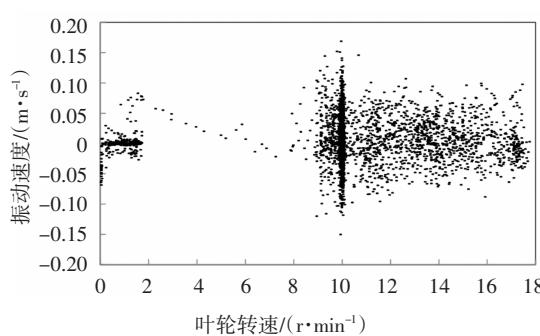
从图 8(c)中可以看到,叶轮转速小于 2 r/min 时,风力机为空运转运行,此时对应的振动速度很小;风力机启动过程中,转速从 2 r/min 快速增大 8 r/min,达到并网转速附近,对应于 1 区域到 2 区域的过渡过程;在 8 r/min 增大到 10 r/min 过程中,振动速度快速增大;在转速大于 10 r/min 后,振动速度有所降低.



(a) 风速与叶轮转速



(b) 塔顶振动速度



(c) 叶轮转速与塔顶振动速度的关系

图 8 启动工况的运行状态和塔顶振动速度时程图

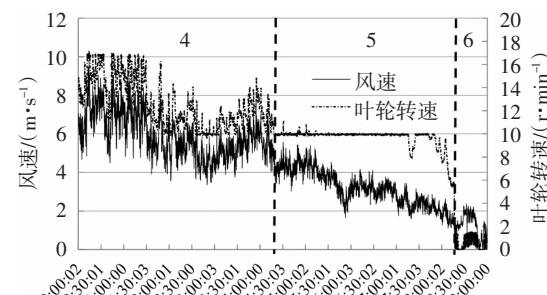
Fig.8 Operating state and vibration velocity during startup process

### 3.2 停机工况

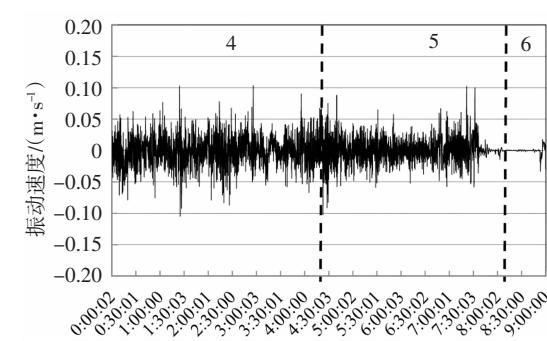
图 9 为风力机停机过程中的运行状态和振动速度时程图.图中 4 区域为正常运行状态,叶轮转速

$\Omega$  随风速  $v$  减小而减小.随着风速  $v$  进一步减小,风力机进入并网转速状态,并准备脱网(5 区域).当风速  $v$  小于切入风速后,风力机停机(6 区域).

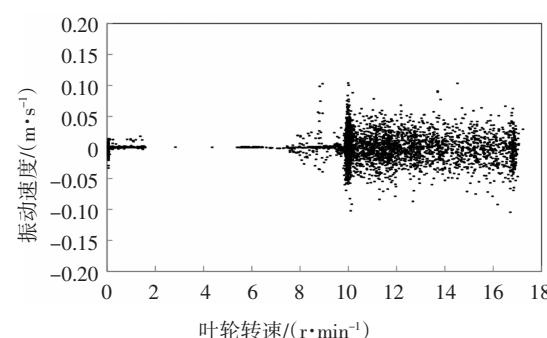
可以观察到,5 区域与图 8 中 2 区域启动工况的转速差不多,但是比 2 区域的振动速度  $V$  要小,4、5 区域中的振动速度相差不多.从图 9(c)中也可以看到,随着转速从额定转速减小,与脱网经过并网转速时的振动速度峰值相差不大;当风力机为停机状态时,振动速度很小.



(a) 风速与叶轮转速



(b) 塔顶振动速度



(c) 叶轮转速与塔顶振动速度的关系

图 9 停机工况的运行状态和塔顶振动速度时程图

Fig.9 Operating state and vibration velocity during shutdown process

可见,风力机启动和停机过程中的振动特点是

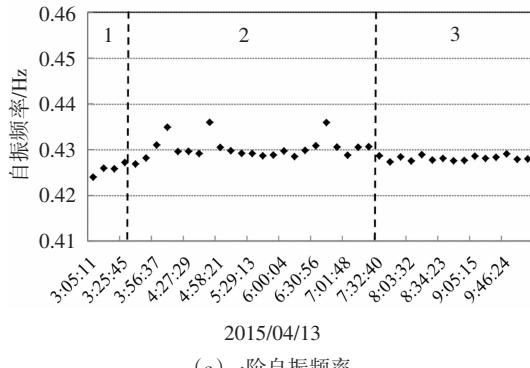
不同的,此外,对其他时段启停机过程的振动也进行了分析,可以得到类似的结论.

## 4 振动影响机制分析

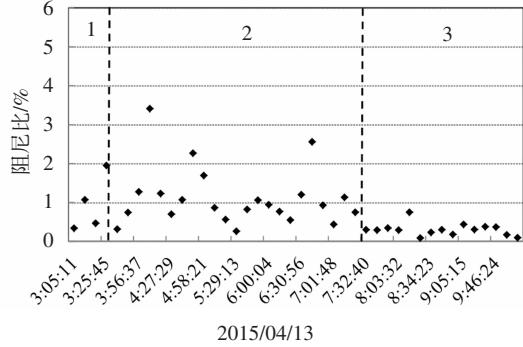
### 4.1 运行模态识别

采用随机子空间方法对实测振动数据进行自振频率和阻尼比识别. 启停机工况下的一阶自振频率和阻尼比,如图 10 和 11 所示.这里的阻尼比  $\xi_{\text{total}}$ ,主要包括结构阻尼比  $\xi_{\text{struct}}$  和气动阻尼比  $\xi_{\text{aero}}$  两部分<sup>[4]</sup>:

$$\xi_{\text{total}} = \xi_{\text{struct}} + \xi_{\text{aero}} \quad (6)$$



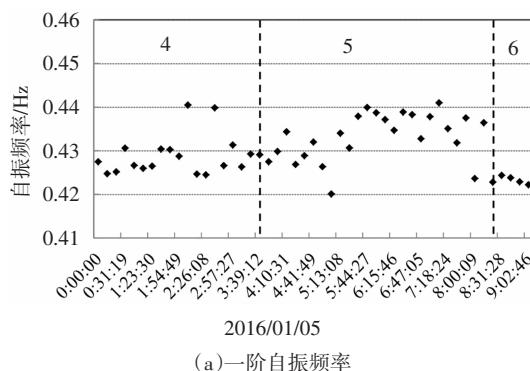
(a)一阶自振频率



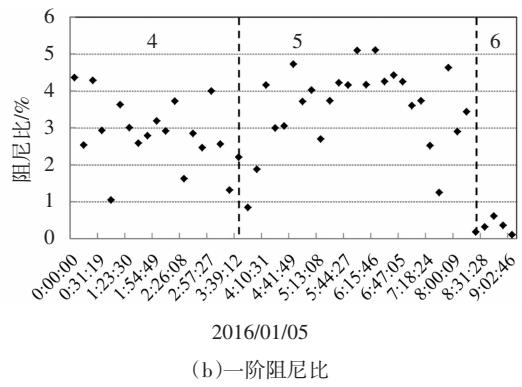
(b)一阶阻尼比

图 10 启动工况的一阶自振频率和阻尼比

Fig.10 First order natural frequency and damping ratio during startup process



(a)一阶自振频率



(b)一阶阻尼比

图 11 停机工况的一阶自振频率和阻尼比

Fig.11 First order natural frequency and damping ratio during shutdown process

从图 10 和图 11 可以看出,该风力机的一阶自振频率随运行工况的变化有微幅变化. 停机状态(1 和 6 区域)对应的一阶自振频率最小,1 区域均值为 0.425 Hz,6 区域为 0.423 Hz, 而其他区域的自振频率都略有增大,这是由于叶轮转动时,在重力和离心力的作用下导致叶轮的刚度增加,产生离心刚化效应,从而影响叶轮自身的动力特性<sup>[19]</sup>.

识别得到的阻尼比离散性较大,但是从总体趋势上还是有一些规律:2 和 5 区域同为并网转速状态,2 区域的阻尼比较小,大多低于 2%,图 8 中 2 区域的振动速度较大;而 5 区域的阻尼比较大,大都大于 2%,图 9 中 5 区域的振动速度较小,这也与文献[3]得到的结论基本一致,阻尼比是影响结构振幅的重要因素之一.1 和 6 区域(停机状态)对应的阻尼分别为 0.548% 和 0.237%,此时叶轮转速很低,为静止或者空转状态,气动阻尼可以忽略,可近似看做结构阻尼比. 其他启停机过程的阻尼比也可以得到类似的结论.

### 4.2 Sommerfeld 效应分析

风力机在启停机过程中不同的振动现象还可以从 Sommerfeld 效应得到进一步解释<sup>[20-21]</sup>.

通常,把不受系统响应影响的能量源称为理想的能量源,随着系统动态响应而发生变化的能量源为非理想能量源. Arnold Sommerfeld 在研究一个由不平衡转子和柔性支撑组成的振动系统时,首次观察到这种非理想现象<sup>[21]</sup>,该能量源的一部分能量被用于增加该系统的振动而不是增加转子转速,如图 12 所示.

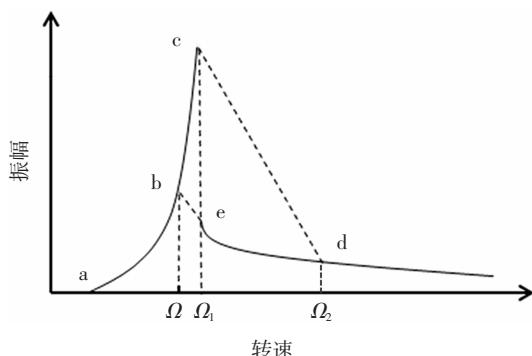


图 12 Sommerfeld 效应的示意图

Fig.12 Schematic diagram of Sommerfeld effect

从图 12 可以看到,当能量供给不断增加(例如:风速逐渐增大),振幅由 a 开始增大到 b,接近基频(共振转速  $\Omega$ ),这时,随着能量供给进一步增加,转子转速增大不多(增加到  $\Omega_1$ ),但振幅却从 b 增加到较大的值 c.之后,如果进一步增加能量供给,转速增大到更高的值  $\Omega_2$ ,更加远离共振转速  $\Omega$ ,振幅 c 降低到一个较低的值 d. 这种 a→b→c→d 的发展过程对应于风力机的启动过程. 当能量供给从大到小时(例如:风速逐渐减小),也可以观察到类似的现象,但过渡路径是 d→e→b→a,对应于风力机的停机过程<sup>[21]</sup>.这也解释了图 8(c)和图 9(c)中塔顶振动速度与叶轮转速之间的关系,在并网转速附近,当转速从小到大变化时,振动速度有突然增大再减小的现象,但是转速从大到小时,振动速度变化不大.

此外,从图 12 还可以看出,外部能量的大小决定是否有可能快速通过共振区域. 当风速达到风力机的切入风速,但增加缓慢时,随着叶轮过桨频率接近塔架自振频率,结构发生共振会消耗风能,叶轮不可能进一步加速转动.如图 7,随着风速从 2 m/s 增大到 5 m/s,叶轮转速基本没有增大,约为 10 r/min 左右.若风速快速增大,有足够的能量输入,则能够驱动叶轮达到更高的转速从而穿越共振区<sup>[22]</sup>.

## 5 结 论

由于风力机叶轮在启停机过程中,不可避免地要经过并网转速,风力机在接近并网转速时,过桨频率  $3f$  与结构的一阶自振频率很接近,会引起瞬时共振.为了了解此时风力机的振动特性,本文依据大量实测数据,采用运行模态分析方法,分析了风力

机在启停机过程中的振动和模态参数特征,并通过 Sommerfeld 效应对其进行解释.主要结论如下:

1)对风力机塔顶的振动进行了长期监测,发现该风力机在并网转速附近运转的时段较多,当风力机启动经过并网转速时塔顶振动明显加强,风力机停机经过并网转速时,振幅变化不明显.

2)基于数据驱动的 SSI 方法识别了风力机在启停机过程中一阶自振频率和阻尼比. 风力机的一阶自振频率随运行工况不同而微幅变化,停机状态的一阶自振频率最小;叶轮转动时,由于离心刚化效应,自振频率略有增大. 风力机启动经过并网转速时,阻尼比较小,对应的振动速度较大;风力机停机经过并网转速时,阻尼比较大,对应的振动速度较小;在相同的叶轮转速下,振幅与阻尼比成反比.

3)Sommerfeld 效应可以解释风力机在启停机过程中不同的振动现象.在风力机启动过程中,随着叶轮转速增加接近共振频率,风力机结构的共振会消耗风能,叶轮转速增加缓慢,但风力机结构振幅增大.当有足够的风能输入,才能驱动叶轮达到更高的转速从而穿越共振.

4)在进行风力机塔架设计时,应开展塔架基频优化,避开  $1f$  和  $3f$  频率带 10%以上,并采取合适的控制策略,使风力机快速穿越共振区,以减少可能出现的共振现象.

## 参 考 文 献

- [1] 柯世堂,曹九发,王珑,等.风力机塔架-叶片耦合模型风致响应时域分析 [J].湖南大学学报(自然科学版),2014,41(4):87—93.  
KE S T, CAO J F, WANG L, et al. Time-domain analysis of the wind-induced responses of the coupled model of wind turbine tower-blade coupled system [J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences), 2014, 41(4): 87—93. (In Chinese)
- [2] DNVGL-ST-0126 Support structures for wind turbines [S]. Norway: Det Norske Veritas, 2016: 35—36.
- [3] DEVRIENDT C, JORDAENS P J, SITTER G D, et al. Damping estimation of an offshore wind turbine on a monopile foundation [J]. Iet Renewable Power Generation, 2013, 7(4): 401—412.
- [4] HU W H, SEBASTIAN T, ROLF G R, et al. Vibration-based structural health monitoring of a wind turbine system. Part I: Resonance phenomenon [J]. Engineering Structures, 2015, 89: 260—272.
- [5] SHIRZADEH R, DEVRIENDT C, BIDAKHVIDI M A, et al. Exper-

- imental and computational damping estimation of an offshore wind turbine on a monopile foundation [J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2013, 120: 96—106.
- [6] TEMPEL J V D. Design of support structures for offshore wind turbines [D]. Holland: Offshore Engineering and Wind Energy Sections, Technische Universiteit Delft, 2006: 51—58.
- [7] DAMGAARD M, IBSEN L B, ANDERSEN L V, et al. Cross-wind modal properties of offshore wind turbines identified by full scale testing [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2013, 116(5): 94—108.
- [8] VERSTEIJLEN W G, METRIKINE A, HOVING J S, et al. Estimation of the vibration decrement of an offshore wind turbine support structure caused by its interaction with soil [J]. Knowledge Technology & Policy, 2011, 27(30): 290—300.
- [9] HACKELL M W, ROLFES R. Monitoring a 5 MW offshore wind energy converter condition parameters and triangulation based extraction of modal parameters [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2013, 40(1): 322—343.
- [10] 刘佩, 连鹏宇, 张茉颜, 等. 基于环境振动的某设置防震缝结构的动力特性 [J]. 湖南大学学报 (自然科学版), 2017, 44(1): 95—101.
- LIU P, LIAN P Y, ZHANG M Y, et al. Dynamic characteristics of a building with seismic joints based on ambient vibration [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2017, 44(1): 95—101. (In Chinese)
- [11] BROWNJOHN J M W, MAGALHAES F, CAETANO E, et al. Ambient vibration re-testing and operational modal analysis of the Humber Bridge [J]. Engineering Structures, 2010, 32(8): 2003—2018.
- [12] SHI W, SHAN J, LU X. Modal identification of Shanghai World Financial Center both from free and ambient vibration response [J]. Engineering Structures, 2012, 36(4): 14—26.
- [13] AMERI N, GRAPPASONNI C, COPPOTELLI G, et al. Ground vibration tests of a helicopter structure using OMA techniques [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 35 (1/2): 35—51.
- [14] IBRAHIM S R. Random decrement technique for modal identification of structures [J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 2012, 14 (11): 696—700.
- [15] JAMES G H I, CARNE T H, LAUFFER J P. The natural excitation technique (NExT) for modal parameter extraction from operating wind turbine [J]. NASA STI/Recon Technical Report N, 1995, 93(4): 260—277.
- [16] PEETERS B, ROECK G D. Reference-based stochastic subspace identification for output-only modal analysis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, 13(6): 855—878.
- [17] 任伟新. 环境振动系统识别方法的比较分析 [J]. 福州大学学报 (自然科学版), 2001, 29(6): 80—86.
- REN W X. Comparison of system identification methods using ambient vibration measurements [J]. Journal of Fuzhou University (Natural Science), 2001, 29(6): 80—86. (In Chinese)
- [18] BRINCKER R, ZHANG L M, ANDERSON P. Modal identification from ambient response using frequency domain decomposition [C]// Proceedings of the 18th International Modal Analysis Conference. USA: San Antonio, 2000: 625—630.
- [19] FUNG E H K, YAU D T W. Effects of centrifugal stiffening on the vibration frequencies of a constrained flexible arm [J]. Journal of Sound & Vibration, 1999, 224(5): 809—841.
- [20] SAMANTARAY A K. Steady-state dynamics of a non-ideal rotor with internal damping and gyroscopic effects [J]. Nonlinear Dynamics, 2008, 56(4): 443—451.
- [21] SOMMERFELD A. Beiträge zum dynamischen ausbau der festigkeitslehre [J]. Physikal Zeitschr, 1902: 266—286.
- [22] BRASIL R M L R F, FEITOSA L C S, BALTHAZAR J M. A non-linear and non-ideal wind generator supporting structure [J]. Applied Mechanics & Materials, 2006, 5/6: 433—442.