

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2019.04.007

8 MW 风机塔筒振动响应分析

黄中华¹, 许欣¹, 田湘龙², 李亚超³, 谢雅¹

(1. 湖南工程学院 机械工程学院, 湖南 湘潭 411104; 2. 湘电风能有限公司, 湖南 湘潭 411102;
3. 湖南大学 机械与运载工程学院, 湖南 长沙 410082)

摘要: 为获取8 MW 风机塔筒的振动响应特性, 建立了塔筒的有限元分析模型, 对塔筒开展了模态分析、谐响应分析和瞬态响应分析。模态分析结果表明, 塔筒的前四阶模态振型均为弯曲振动, 风机工作在额定转速时, 塔筒不会发生共振。谐响应分析结果表明, 当载荷频率为0~2 Hz时, 塔筒频域响应曲线存在2个共振频率, 分别对应塔筒的第一阶模态频率、第三阶模态频率; 塔筒发生三阶共振时, 塔筒顶部Z向的位移超过4.5 m, 已处于非安全工作状态, 在工作中要避免出现。瞬态响应分析结果表明, 在允许的工作风速范围内, 塔筒的最大位移和最大应力变化不明显; 在极限载荷工况下, 塔筒的最大位移和最大应力显著增加, 塔筒不会发生强度失效。

关键词: 风机塔筒; 振动响应; 动力学分析; 模态分析; 塔筒设计

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2019)04-0036-06

引文格式: 黄中华, 许欣, 田湘龙, 等. 8 MW 风机塔筒振动响应分析[J]. 湖南工业大学学报, 2019, 33(4): 36-41.

Vibration Response Analysis of 8 MW Wind Turbine Towers

HUANG Zhonghua¹, XU Xin¹, TIAN Xianglong², LI Yachao³, XIE Ya¹

(1. College of Mechanical Engineering, Hunan Institute of Engineering, Xiangtan Hunan 411104, China;
2. XEMC Windpower Co., Ltd., Xiangtan Hunan 411102, China;
3. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: A finite element analysis model of 8MW wind turbine towers has been established to obtain the vibration response characteristics, followed by the modal analysis, harmonic response analysis and transient response analysis of wind turbine towers. The results of modal analysis show that the vibration shape of first four modes of the tower are all bending vibration, under which condition the tower barrel will not resonate with the fan working at rated speed. The results of harmonic response analysis show that, with the load frequency between 0~2 Hz, there are two resonant frequencies in the frequency domain response curve of tower, corresponding to the first mode frequency and the third mode frequency of the tower respectively. When the third order resonance of the tower occurs, the displacement of tower top in Z direction exceeds 4.5 m, which is in unsafe working state. The results of transient response analysis show that the maximum displacement and stress of the tower undergo no significant change within the allowable operating wind speed range. Under extreme loading condition, the maximum displacement and stress of the tower increase significantly, without the strength failure of the tower barrel occurring.

Keywords: wind turbine tower; vibration response; dynamic analysis; modal analysis; tower design

收稿日期: 2019-03-20

基金项目: 湖南省重点研发计划基金资助项目(2018GK2073), 湖南省自然科学基金资助项目(2018JJ4043), 国家自然科学基金资助项目(51875193)

作者简介: 黄中华(1979-), 男, 湖南娄底人, 湖南工程学院教授, 主要从事机械动力学方面的教学与研究,

E-mail: csu707@163.com

通信作者: 谢雅(1982-), 女, 湖南常德人, 湖南工程学院副教授, 主要从事计算机仿真与控制方面的教学与研究,

E-mail: csu_xieya@126.com

1 研究背景

近年来, 全球风电市场快速发展。为了提高风机的市场竞争力, 国内外多家风机制造企业开展了 7 MW 及以上的超大功率风机研制, 以期通过增大单机功率降低风电场的度电成本。例如: MHI Vestas 从 2016 年开始陆续推出了 V164-8.0 MW、V164-8.3 MW、V164-8.8 MW、V164-9.0 MW、V164-9.5 MW 风机。Siemens Gamesa 从 2015 年开始陆续推出了 SWT-154-7.0 MW、SWT-154-8.0 MW、SG-167-8.0 MW 风机。2018 年 4 月, 英国 Walney Extension 风场成为世界装机容量最大的单体海上风场, 该风场安装了 40 台 MHI Vestas V164-8.0 MW 风机和 47 台 Siemens Gamesa SWT-154-7.0 MW 风机。2017 年 6 月, 广东明阳发布了 MySE 5.5-7.0 MW 平台海上机组。2018 年 3 月, 上海电气与西门子歌美飒签订了技术转让协议, 引进了 SG-167-8.0 MW 海上风机。

与制造技术相对成熟的 2 MW 风机相比, 7 MW 及以上超大功率风机的塔筒高度、塔筒质量、机头质量均显著增加。例如, 2 MW 风机的塔筒高度通常在 80~90 m, 而 7 MW 及以上超大功率风机的塔筒高度通常超过了 110 m。超大功率风机结构参数的变化直接影响着风机塔筒的振动特性和振动响应特性, 进而影响了风机的安全运行和工作寿命。在新型超大功率风机设计过程中, 有必要对风机塔筒的振动响应进行深入分析^[1-2]。

目前, 关于风机塔筒振动响应研究的方法有两类。一类是试验研究法^[3], 包括实验室模拟试验研究和风场现场试验研究, 这类方法的优点是研究结果与实际结果较为接近, 不足之处在于研究成本较高、研究周期较长; 另一类是仿真研究法^[4], 包括数值仿真研究和半物理仿真研究, 这类方法的优点是研究成本较低、模型修改方便, 不足之处在于研究结果与实际结果可能偏差较大。

本研究以国内某大型风机制造商正在研发的 8 MW 风机塔筒为研究对象, 开展风机塔筒振动响应分析, 以期为塔筒的设计提供一定的理论依据与技术支持。

2 模态分析理论

模态是结构的固有振动特性, 每阶模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型。模态分析是将线性定常系统振动微分方程组中的物理坐标变换为模态坐标, 使方程组解耦, 成为一组以模态坐标及模态参数描述的独立方程, 以便求出系统的模态参数。坐

标变换的变换矩阵为模态矩阵, 其每列为模态振型。对于风机塔筒动力特性分析有意义的振动模态包括弯曲振动和扭转振动。

2.1 塔筒的固有频率和振型计算方法

假设塔筒为线弹性结构, 沿轴线的质量和刚度分布分别为 $m(x)$ 和 $EI(x)$, 第 n 阶固有频率和振型分别为 ω_n 和 $\{\phi\}_n$ 。塔筒各阶固有频率和振型可通过矩阵迭代法计算获取。

把固有频率和振型写成如下标准特征值形式:

$$[D_1]\{\phi\}_1 = \frac{1}{\omega_1^2}\{\phi\}_1. \quad (1)$$

式中: $[D_1]$ 为动力矩阵, 且 $[D_1]=[C][M]$, 其中 $[C]$ 为柔度矩阵; $[M]$ 为质量矩阵。

设初始迭代振型为 $\{\phi\}_1^{(0)} = \left[\frac{1}{N}, \frac{2}{N}, \dots, 1 \right]^T$, 将其

代入式 (1) 的左边, 可得一列向量, 将该向量除以列向量中绝对值最大的元素 A_{\max} , 可得一单位化的列向量 $\{\phi\}_1^{(1)}$ 。

$$[D_1]\{\phi\}_1^{(0)} = |A|_{\max}^{(1)}\{\phi\}_1^{(1)}. \quad (2)$$

把 $\{\phi\}_1^{(1)}$ 作为新的迭代振型, 重复式 (2) 的运算, 可得到一新的列向量 $\{\phi\}_1^{(2)}$, 反复迭代直至 $|A|_{\max}^{(k+1)} \approx |A|_{\max}^{(k)}$ 。

第一阶固有频率和固有振型分别为

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{|A|_{\max}^{(k+1)}}}, \{\phi\}_1 = \{\phi\}_1^{(k+1)}. \quad (3)$$

对于高阶固有频率和振型的计算方法同上, 动力矩阵 $[D_{n+1}]$ 的计算公式如下:

$$[D_{n+1}] = [D_n] - \frac{\{\phi\}_n \{\phi\}_n^T [M]}{\omega_n^2 \{\phi\}_n^T [M] \{\phi\}_n}. \quad (4)$$

2.2 ANSYS 模态计算原理

论文采用 ANSYS 软件开展塔筒模态分析。在 ANSYS 模态分析中, 结构的动力学方程为

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0. \quad (5)$$

式中: $[K]$ 为刚度矩阵; $\{u\}$ 为位移矩阵。

假设结构是线性的, 因此响应为谐响应, 有

$$\{u\} = \{\phi_i\} \cos(\omega_i t). \quad (6)$$

将式 (6) 代入式 (5), 有

$$[K - \omega_i^2 [M]]\{\phi_i\} = 0. \quad (7)$$

通过求解式 (7), 可以得到振型 ϕ_i 和固有频率 ω_i 。

3 塔筒模态分析

本研究选用的8 MW风机为直驱永磁风机,采用水平轴、三叶片、上风向结构布局,其主要技术参数见表1。塔筒为渐变分段钢塔,高度为120 m,底部直径为7.3 m,顶部直径为4.25 m。塔筒材料为低合金高强度结构钢Q345E,弹性模量 $E=2.06$ GPa,泊松比 $\nu=0.28$,屈服强度 $E_{p0.2}=345$ MPa。

表1 风机主要技术参数

Table 1 Main technical parameters of wind turbines

参数	取值
额定功率/kW	8 000
风轮直径/m	173
额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	9.95
轮毂高度/m	120
切入风速 $V_{in}/(m \cdot s^{-1})$	3.0
额定风速 $V_r/(m \cdot s^{-1})$	12.0
切出风速 $V_{out}/(m \cdot s^{-1})$	25.0
极限参考风速 $V_{ref}/(m \cdot s^{-1})$	50
设计寿命/a	25

为便于分析,在进行塔筒有限元建模时,对塔筒结构进行如下处理^[5-6]:

1) 不考虑相邻两节塔筒法兰之间的接触影响,将相邻两节塔筒的连接视为固定连接;不考虑螺栓连接预紧力的作用。

2) 不考虑塔筒的焊缝缺陷、残余应力;忽略塔筒内部的附属结构。

3) 将机头质量视为一个质点,在质点的 X 、 Y 、 Z 方向施加转动惯量,转动惯量的大小为机舱、轮毂和叶片的转动惯量之和。

4) 塔筒底部与基础固定连接,塔筒顶部为自由状态。

5) 考虑基础刚度。塔筒和基础之间连接两个扭转弹簧,通过弹簧刚度模拟基础刚度。

塔筒在机头载荷作用下会产生预应力和预变形,导致塔筒刚度变化,进而影响塔筒模态频率与振型^[7-8]。为此,本研究首先针对塔筒开展静力分析,获取塔筒的预应力及其预变形。图1和图2是塔筒在机头载荷作用下的变形和应力分析结果。

由图1和图2可以得知,塔筒的最大变形量为129 mm,塔筒的最大预应力为32.911 MPa,均位于塔筒顶部位置。计算结果表明,机头载荷对塔筒产生的预应力及其预变形不可忽略。

在获得塔筒预应力的基础上,对塔筒进行模态分析。塔筒的前四阶模态振型如图3所示。由图可知,前四阶模态的振型均为弯曲振动。由此可见,塔筒容易发生弯曲振动。

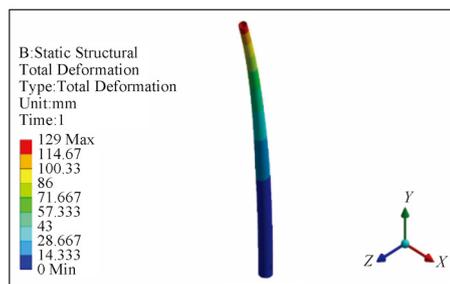


图1 塔筒变形分布

Fig. 1 Deformation distribution of the tower

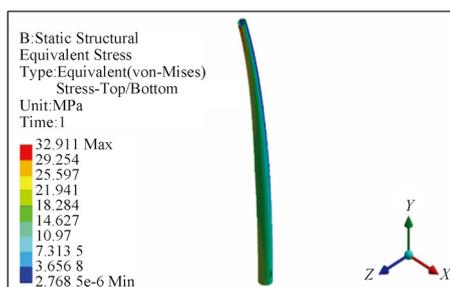
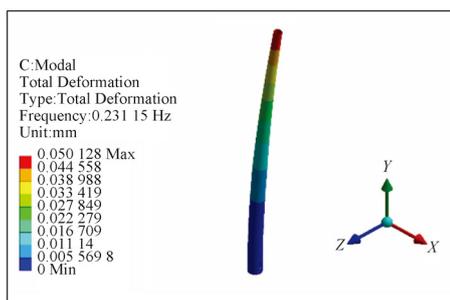
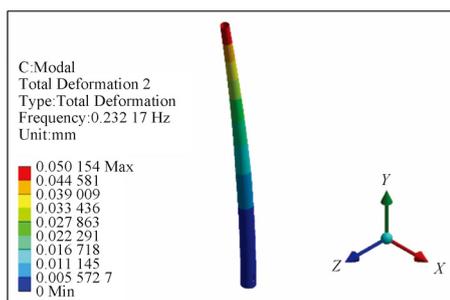


图2 塔筒预应力分布

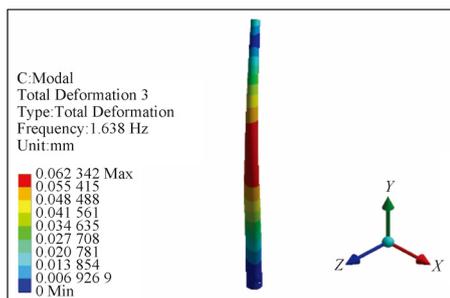
Fig. 2 Prestress distribution of the tower



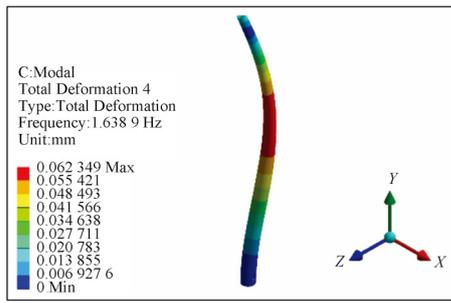
a) 一阶



b) 二阶



c) 三阶



d) 四阶

图 3 塔筒前四阶模态振型

Fig. 3 The first four modal shapes of the tower

表 2 所示为塔筒的前 4 阶模态频率计算结果, 分析表中数据可知, 第一阶模态频率和第二阶模态频率很接近, 第三阶模态频率和第四阶模态频率很接近。结合图 3 所示的塔筒前四阶模态振型可以得知, 由于塔筒结构在 X-Y 平面内是对称的, 因此第一阶模态频率和第二阶模态频率接近, 第三阶模态频率和第四阶模态频率接近。

表 2 塔筒前四阶模态频率

Table 2 The first four modal frequencies of the tower

阶次	1	2	3	4
频率 /Hz	0.231 15	0.232 17	1.638 00	1.638 90

本研究中选用的风机为三叶片风机, 其额定转速为 9.95 r/min, 对应的风轮 1P 频率和 3P 频率分别为 0.165 83 Hz 和 0.497 50 Hz。通过计算可以发现, 当风机工作在额定转速条件下时, 风轮 1P 频率和 3P 频率与塔筒的前四阶模态频率均不重合, 并且与各阶模态频率的差值均超过了对应模态频率的 10%。由此可见, 风机工作在额定转速时, 塔筒不会发生共振现象。

4 塔筒振动响应分析

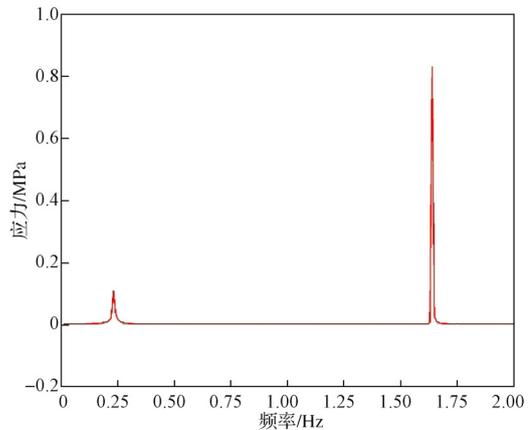
塔筒的变形和振动不仅会引起塔筒的附加应力, 影响其结构强度, 而且还会影响顶端风轮的空间位置, 对风轮的气动载荷产生影响, 进而影响叶片的结构变形和振动^[9-10]。为获取塔筒的振动特性, 接下来分析塔筒的振动响应特性。

4.1 谐响应分析

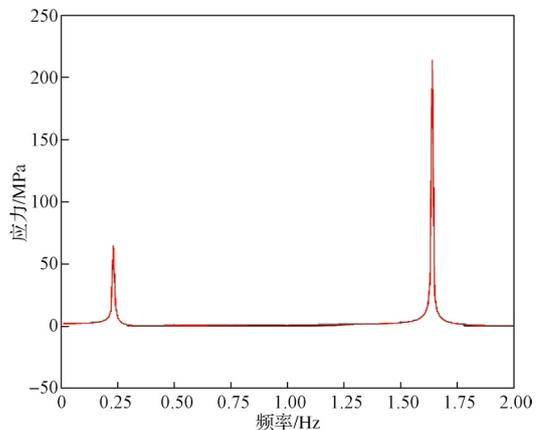
谐响应分析可以进行扫频分析, 分析塔筒在不同频率和幅值的简谐载荷作用下的响应情况。根据模态分析结果, 塔筒的前四阶固有频率均小于 1.7 Hz, 为此, 将谐响应分析的频率范围取为 0~2 Hz, 简谐载荷的幅值取额定工况时的载荷。塔筒的坐标定义如下: 原点位于塔筒截面中心, 不随着机舱旋转, 并与基础保持固定, Z 向沿着叶轮轴线方向, 指向机舱塔

筒, Y 向沿着塔筒轴线方向, 指向垂直正上方, X 向按右手规则确定。

图 4 为塔筒 Z、Y 方向的正应力频域响应曲线。



a) Z 方向



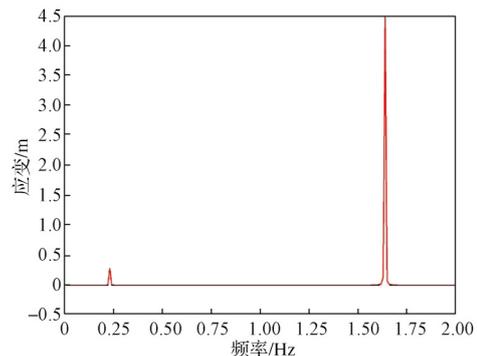
b) Y 方向

图 4 正应力频域响应曲线

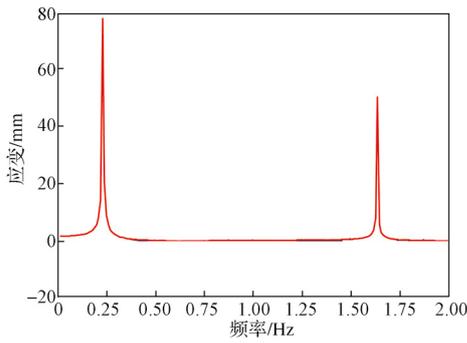
Fig. 4 Normal stress frequency response curves

由图 4 可以得知, 塔筒 Z、Y 两个方向均存在 2 个共振点, 第一个共振点对应的频率为 0.23 Hz, 第二个共振点对应的频率为 1.63 Hz, 分别与塔筒的第一阶模态频率、第三阶模态频率相吻合。由图 4 还可以得知, 塔筒发生共振时, 应力主要发生在 Y 方向, 其最大值达 214 MPa。

图 5 为塔筒 Z、Y 方向的应变频域响应曲线。



a) Z 方向



b) Y方向

图5 应变频率曲线

Fig. 5 Deformation frequency response curves

由图5可知,两方向均存在2个共振点,第一个共振点对应的频率为0.23 Hz,第二个共振点对应的频率为和1.63 Hz,分别和塔筒的第一阶模态频率、第三阶模态频率相吻合。塔筒Z向的一阶振幅小于三阶振幅,塔筒Y向的一阶振幅大于三阶振幅。

谐响应分析结果表明,当载荷频率为0~2 Hz时,塔筒存在2个共振频率,分别对应塔筒的第一阶模态频率和第三阶模态频率,塔筒发生三阶共振时,塔筒顶部Z向位移超过4.5 m,已处于非安全工作状态,在工作中要避免出现。

4.2 瞬态响应分析

为了获取塔筒在时变载荷作用下的响应特性,评估塔筒在冲击载荷作用下的安全性,课题组针对塔筒开展了瞬态响应分析。考虑了切入风速、额定工况、切出风速和极限负载4种工况,每种工况下的极限载荷如表3所示。

表3 4种工况极限载荷汇总表

Table 3 Summary table of limit loads under 4 working conditions

变量	工况类型			
	切入风速	额定工况	切出风速	极限负载
风速/(m·s ⁻¹)	3	12	25	50
F _x /kN	Max	290	1 173	957
	Min	39	542	-15
F _y /kN	Max	74	164	353
	Min	-75	-177	-399
F _z /kN	Max	-4 771	-4 680	-4 430
	Min	-4 883	-5 112	-5 177
M _x /(kN·m)	Max	1 272	10 073	10 833
	Min	-270	4 417	5 129
M _y /(kN·m)	Max	-17 957	-9 110	-3 460
	Min	-24 588	-28 812	-34 416
M _z /(kN·m)	Max	3 625	9 770	11 523
	Min	-3 087	-8 930	-20 556

图6和图7分别为额定工况下塔筒的位移和应力

分布图。由图可知塔筒的最大位移为819.62 mm,位于塔筒顶部;塔筒的最大应力为173.38 MPa,位于塔筒门下部。

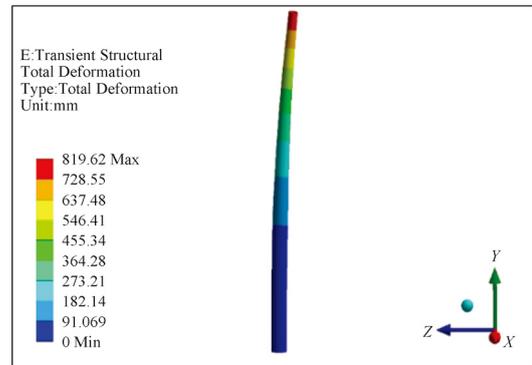


图6 额定工况下的变形分布

Fig. 6 Deformation distribution under rated conditions

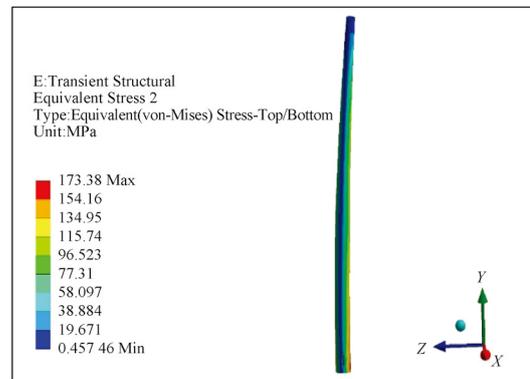


图7 额定工况下的应力分布

Fig. 7 Stress distribution under rated conditions

表4为不同工况下塔筒的瞬态响应分析结果。

表4 不同工况下塔筒瞬态响应分析结果

Table 4 Transient response analysis of tower tubes under different working conditions

工况类型	风速/(m·s ⁻¹)	最大位移/mm	最大应力/MPa
切入风速	3	784.64	166.06
额定工况	12	819.62	173.38
切出风速	25	857.37	180.55
极限负载	50	1 263.10	259.93

分析表3中的数据可知,在允许的工作风速范围内,塔筒的最大位移变化和最大应力变化均不明显;在极限载荷工况下,塔筒的最大位移和最大应力显著增加,但最大应力仍然小于塔筒材料的极限强度,表明塔筒不会发生强度失效。

5 结论

以国内某大型风机制造商正在研发的8 MW风机塔筒为研究对象,对风机塔筒的振动响应特性进行了分析,可得出如下结论:

1) 模态分析结果表明,塔筒的前四阶模态振型均为弯曲振动,风机工作在额定转速时,塔筒不会发生共振。

2) 谐响应分析结果表明,当载荷频率为 0~2 Hz 时,塔筒频域响应曲线存在 2 个共振频率,分别对应塔筒的第一阶模态频率、第三阶模态频率;塔筒发生三阶共振时,塔筒顶部 Z 向位移超过 4.5 m,已处于非安全工作状态,在工作中要避免出现。

3) 瞬态响应分析结果表明,在允许的工作风速范围内,塔筒的最大位移和最大应力变化不明显;在极限载荷工况下,塔筒的最大位移和最大应力显著增加,塔筒不会发生强度失效。

参考文献:

- [1] 蒋祥增,高志鹰,汪建文,等.风轮应变与塔架振动关联性的试验研究[J].排灌机械工程学报,2017,35(8):685-691.
JIANG Xiangzeng, GAO Zhiying, WANG Jianwen, et al. Experiment on Correlation of Wind Turbine Strain and Tower Vibration[J]. Journal of Drainage & Irrigation Machinery Engineering, 2017, 35(8): 685-691.
- [2] RAHMAN M, ONG Z C, CHONG W T, et al. Wind Turbine Tower Modeling and Vibration Control Under Different Types of Loads Using Ant Colony Optimized PID Controller[J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2018, 44(2): 707-720.
- [3] 董霄峰,练继建,王海军.海上风机结构振动监测试验与特性分析[J].天津大学学报(自然科学与工程技术版),2019,52(2):191-199.
DONG Xiaofeng, LIAN Jijian, WANG Haijun. Monitoring Experiment and Characteristic Analysis of Structural Vibration of Offshore Wind Turbine[J]. Journal of Tianjin University (Science and Technology), 2019, 52(2): 191-199.
- [4] 秦营,李映辉.风机塔筒结构横向振动特性的快速计算方法[J].力学季刊,2016,37(3):565-571.
QIN Ying, LI Yinghui. A Rapid Analytical Method for Determining Transverse Vibration Characteristics of Wind Turbine Tower[J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2016, 37(3): 565-571.
- [5] 梁俊,王法武,潘方树,等.基于 ABAQUS 的风力机整机有限元建模和动力分析[J].电力学报,2015,30(1):60-66.
LIANG Jun, WANG Fawu, PAN Fangshu, et al. The Finite Element of Whole Wind Turbine Modeling and Dynamic Analysis Based on ABAQUS Software[J]. Journal of Electric Power, 2015, 30(1): 60-66.
- [6] 王振宇,张彪,章子华,等.1.5 MW 风力机塔架-基础的动力特性研究[J].能源工程,2011(2):29-36.
WANG Zhenyu, ZHANG Biao, ZHANG Zihua, et al. Study on Dynamic Characteristics of the Ower-Foundation of 1.5 MW Wind Turbine[J]. Energy Engineering, 2011(2): 29-36.
- [7] 马人乐,马跃强,刘慧群,等.风电机组塔筒模态的环境脉动实测与数值模拟研究[J].振动与冲击,2011,30(5):152-155.
MA Renle, MA Yueqiang, LIU Huiqun, et al. Ambient Vibration Test and Numerical Simulation for Modes of Wind Turbine Towers[J]. Vibration and Shock, 2011, 30(5): 152-155.
- [8] 杜静,冯博,何玉林,等.风力发电机组塔筒的横向振动分析[J].现代制造工程,2011(9):116-118,129.
DU Jing, FENG Bo, HE Yulin, et al. Analysis of Transverse Vibration for Wind Turbine Tower[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2011(9): 116-118, 129.
- [9] 章子华,王振宇,刘国华,等.风电场脉动风模拟及风机塔架动力响应研究[J].太阳能学报,2011,32(7):992-998.
ZHANG Zihua, WANG Zhenyu, LIU Guohua, et al. Simulation of Fluctuating Wind in Wind Farm and Dynamic Response of Wind Turbine Tower[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2011, 32(7): 992-998.
- [10] 李斌,文昊天,宫兆宇.风力发电机塔筒风致响应分析与风振控制研究[J].工程力学,2017,34(增刊1):134-138.
LI Bin, WEN Haotian, GONG Zhaoyu. Wind-Induced Response Analysis and Wind Vibration Control of a Wind Turbine Tower Drum[J]. Engineering Mechanics, 2017, 34(S1): 134-138.

(责任编辑:廖友媛)