

大型风电机组塔架-叶片耦合振动对风力机 柔性多体系统稳定性的影响

程友良, 薛占璞, 王月坤, 蒋 衍

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 保定 071003)

摘 要: 针对大型风电机组塔架-叶片耦合振动引起的风力机柔性多体系统稳定性问题,利用刚体有限元法对塔架-叶片耦合结构进行建模,并考虑塔架的结构参数对系统稳定性产生的影响,计算系统及各部件的自然频率,对风电机组塔架-叶片耦合结构进行振动分析。采用谐波合成法产生的气动载荷,对塔架-叶片耦合结构进行风振响应分析,从而得出塔架-叶片耦合振动及结构参数对于风力机柔性多体系统的影响。结果表明,塔架截面惯性矩与系统的自然频率呈非线性关系,1阶弯曲频率曲线最大值对应的塔架截面惯性矩为 21 m^4 ,频率为 1.25 Hz ;振动最大位移量为 0.85 m ,发生在一阶屈服频率;塔架高径比最大值为26,自然频率最大值为 5 Hz 。该结果说明塔架结构参数变化及塔架-叶片耦合振动位移对风力机柔性多体系统稳定性产生一定的影响,从而为大型风电机组正常运行提供一定参考价值。

关键词: 耦合振动; 柔性多体系统; 稳定性; 截面惯性矩; 振动

中图分类号: TK83

文献标识码: A

0 引 言

大型风电机组塔架-叶片耦合结构属于非线性耦合振动系统,由振动带来的位移及应力变化等,对风力机柔性多体系统稳定性产生一定的影响^[1]。随着单机容量不断增大及塔架高度增加,风力机多体系统柔度随之增加。塔架与叶片作为系统的主要弹性体,其耦合结构振动直接影响风力机系统各部件之间的分级式耦合作用,从而影响系统稳定性。

柯世堂等^[1]提出一种谐波合成法与叶素-动量理论产生的风力机全机气动载荷新方法,并且考虑了风剪切、尾流及塔影的影响,有效估算风力机结构的疲劳损伤问题。刘旺玉等^[2]对风力机柔性多体系统的共振和稳定性进行分析,得出系统稳定性的影响因素,叶尖振动是塔架与叶片弹性变形耦合作用的结果。张丰豪等^[3]利用刚体有限元法建立风力机系统结构动力学模型,对几种不同工况下的整机振动进行分析,得出应用单个柔性部件的固有频率去评

估系统的整机振动情况是不可靠的,而应该采用整机模型进行振动分析。柯世堂等^[4]运用模型气动载荷,分析了该模型的风致响应。刘德顺等^[5]总结了大型风电机组发展趋势,并对风力机气动、多物理场、多载荷、变桨距系统进行分析,对于大型风电机组动力学研究过程中,要充分利用多学科知识,才能获得全面深入的研究结果。党长营^[6]对大型风力发电机组多刚体与多柔体动力学进行研究,得出运动和受力的一般规律。柯世堂等^[7]利用谐波叠加法及叶素动量理论,基于一致耦合法,模拟旋转效应的风轮塔架脉动风场,对塔轮系统进行风振动力分析,揭示了塔轮系统风振及共振响应分布。

鉴于以上学者的研究,大型风电机组塔架-叶片耦合振动对风力机柔性多体系统稳定性的影响尚未得到深入研究,受实验条件所限,数值模拟成为研究这种影响系统稳定性因素的有效手段。本文建立 5 MW 大型风电机组塔架-叶片耦合全机模型,对风电机组塔架-叶片耦合结构进行振动及风致响应分

收稿日期: 2017-03-15

基金项目: 国家自然科学基金重点基金(11232012); 中央高校基本科研业务费专项资金(2016XS107)

通信作者: 薛占璞(1983—),男,博士研究生,主要从事流体机械及工程、清洁能源利用技术与设备方面的研究。

shenghuo166@163.com

析,得出塔架结构参数变化及塔架-叶片耦合振动位移对风力机柔性多体系统稳定性具体影响,为风电机组能够正常稳定运行提供参考价值。

1 大型风电机组塔架-叶片耦合模型

1.1 建模应用基本方程理论

大型风电机组塔架-叶片耦合模型基于结构弹性变形,相对于耦合模型运动坐标系弹性小变形,坐标系经历大的非线性耦合模型移动和转动,利用模态柔性来描述耦合模型弹性^[6]。塔架-叶片耦合柔性体是用离散化的若干个单元的有限个节点自由度来表示耦合结构无限多个自由度,该单元节点的弹性形变可近似地用模态的线性组合来表示。耦合模型的坐标位置利用惯性参考系的笛卡尔坐标 $x=(x,y,z)$ 及反映方位的欧拉角 $\psi=(\phi, \theta, \varphi)$ 表示,模态坐标用 $q=\{q_1, q_2, \dots, q_m\}^T$ 表示,则塔架-叶片耦合模型的广义坐标为:

$$\xi = \begin{Bmatrix} x \\ \psi \\ q \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \varphi \\ q_j, j=1, M \end{Bmatrix} \quad (1)$$

塔架-叶片耦合模型任一结合点(如第 i 点)的位置向量为:

$$r_i = A(s_i + \varphi_i q) \quad (2)$$

式中, A ——塔架-叶片耦合结构坐标系到惯性参考系转换矩阵; s_i ——结点 i 在塔架-叶片耦合结构坐标系中未变形时的位置; φ_i ——对应于结点 i 移动自由度的模态矩阵子块。

模型中结点移动速度为:

$$\begin{aligned} V_i &= \frac{dr_i}{dt} = \frac{dx}{dt} + \frac{dA}{dt}(s_i + \varphi_i q) + A \frac{d(s_i + \varphi_i q)}{dt} \\ &= x - A(\tilde{s}_i + \tilde{\varphi}_i q) \omega + A \varphi_i \dot{q} \\ &= [E - A(\tilde{s}_i + \tilde{\varphi}_i q)B + A \varphi_i] \dot{\xi} \end{aligned} \quad (3)$$

式中, ω ——耦合模型坐标系的角速度向量; B ——Euler 角的时间导数与角速度向量之间的转换矩阵; \sim ——向量对应的对称矩阵。

耦合模型结构的动能为:

$$T = \frac{1}{2} \int \rho v^T v dV = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N (m_i v_i^T v_i + \omega_i^T I_i \omega_i) = \frac{1}{2} \dot{\xi}^T M(\xi) \dot{\xi} \quad (4)$$

式中, m_i ——结点 i 的模态质量; I_i ——结点的模态惯量。

质量矩阵 $M(\xi)$ 按移动坐标、转动坐标和模态坐标可分块为:

$$M(\xi) = \begin{bmatrix} M_{tt} & M_{tr} & M_{tm} \\ M_{tr}^T & M_{rr} & M_{rm} \\ M_{tm}^T & M_{rm}^T & M_{mm} \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中, $M_{tt} = I^1 E$; $M_{tr} = -A[I^2 + I_j^3 q_j]B$; $M_{tm} = AI^3$; $M_{rr} = B^T[I^4 + I_j^5 q_j]$; $M_{rr} = B^T[I^7 - (I_j^8 + I_j^{8T})q_j - I_{ij}^9 q_i q_j]B$; $M_{mm} = I^6$ 。

1.2 数学模型

以某 5 MW 大型风电机组为例,具体结构参数值如下:顶径 2.6 m,底径 4.8 m,塔体为变厚度结构,分为 3 段,底壁厚 150 mm,顶壁厚 60 mm,厚度由底部向顶部呈线性减小趋势。机舱长 10 m,宽 4.3 m,高 4 m,总质量为 136 t,各桨叶之间成 120° 夹角,周向均布,风轮偏航角度为 0°,额定转速为 17 r/min,采用有限元分析软件 Solidworks 建立“塔架-叶片”耦合三维结构模型,见图 1。

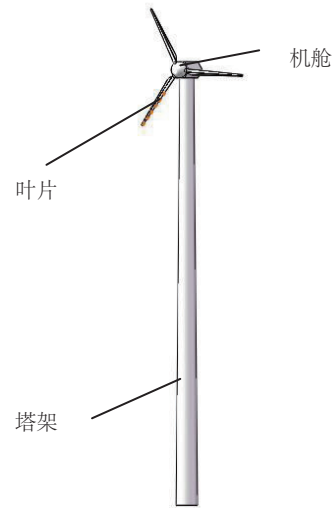


图1 大型风电机组塔架-叶片耦合结构动力学模型

Fig. 1 Large scale wind turbine tower-blade coupling structure dynamics model

塔架根据自然频率与激振频率的关系来进行分类,刚性塔架是固有频率高于叶片穿越频率的塔架,柔性塔架是固有频率低于叶片旋转频率的塔架^[10],该塔架频率介于叶片的旋转频率与穿越频率之间,因此为柔塔,其与叶片构成耦合模型。表 1 为风力机系统各部件属性。

表1 大型风电机组各部件属性
Table 1 Summary of wind turbine components properties

部件	叶片	塔架	机舱	传动系统
单元	SHELL99	SHELL63	SHELL63	BEAM188
材料	7:1 GFRP/1:1 GFRP	Q235	Q345	QT400
展向模量 E_{11} /GPa	42.6/17.5	210	201	167
径向模量 E_{12} /GPa	16.5/17.5	—	—	—
剪切模量 G_{12} /GPa	5.5/3.6	—	—	—
泊松比 ν	0.22/0.14	0.3	0.3	0.275
材料密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1950/1950	7850	7850	7300

大型风电机组主要包括叶片、轮毂、机舱和塔架,机舱主要以传动系统和发电机为主。为了准确分析塔架-叶片耦合振动对风力机柔体多体系统稳定性的影响^[8,9]。基于刚体有限元法基本理论,即将塔架视为柔性部件,根据需要将其划分为 n 段,划分后各段的弹性阻尼特征进行集中处理,去除弹性阻尼特征的单元为刚体有限单元,以弹性阻尼单元为分割点对塔架进行二次划分,将柔塔分割为弹性阻尼单元和刚体单元交互连接系统^[3],见图 2。为计算准确且快速收敛,作出以下假设:

- 1)塔架分段处连接中的螺栓应力变化忽略;
- 2)机舱内传动系统运行与振动分析无关;
- 3)忽略塔架内壁热阻,即在振动分析不考虑传热;
- 4)塔架、叶片、机舱进行一体化处理;
- 5)机舱外壁的边界条件为绝热。

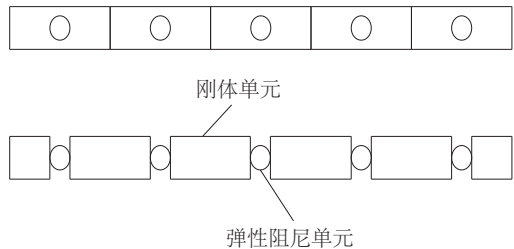


图2 刚体有限元法示意图
Fig. 2 Rigid finite element method

塔架满足的基本控制方程,图 1 模型的 3 个平动位移 (x_1, x_2, x_3) 和 3 个转动位移 $(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)$,将每个刚体单元的自由度统一用 q^i 表示^[3]:

$$q^i = [x_1^i \ x_2^i \ x_3^i \ \phi_1^i \ \phi_2^i \ \phi_3^i]^T \tag{6}$$

刚体单元中任意一点在参考坐标系中的位移可

表示为^[3]:

$$r = T^i r' \tag{7}$$
$$r = {}^0_e T^i T^i r' = B r' \tag{8}$$

式中, T^i ——从坐标系 $\{ \}'$ 向坐标系 $\{ \}$ 的变换矩阵, ${}^0_e T^i$ ——坐标系 $\{ \}$ 向坐标系 $\{ \}^0$ 的转换; r' ——固结坐标系 $\{ \}'$ 中的位置; r ——在坐标系 $\{ \}$ 中的位置。

刚体单元的动能为:

$$E^i = \frac{1}{2} \int_m tr \{ \dot{r} \dot{r}^T \} dm$$
$$= \frac{1}{2} tr \left\{ \dot{B} \left[\int_m \{ \dot{r} \dot{r}^T \} dm \right] \dot{B}^T \right\} = \frac{1}{2} tr \{ \dot{B} H \dot{B}^T \} \tag{9}$$

式中, tr ——矩阵的秩; B ——坐标变换矩阵;变量上方加“ \cdot ”表示变量对时间的导数。

1.3 数学模型验证

为了验证数学模型的准确性,进行网格无关性验证,如表 2。大型风电机组多体柔性系统各个部件的非线性位移直接影响系统的稳定性^[10,11],施加风载荷为 10 m/s,对塔架、机舱、叶片的整体位移进行监测,从而对网格无关性进行验证。如图 3 为塔架、机舱、叶片位移响应曲线。从图 3 中可知,随着网格数量增加,位移变化很小,误差在 5%以内,充分说明数学模型计算结果是正确的。

表2 网格无关性验证
Table 2 Mesh independent verification

网格数	1	2	3	4
塔架	481059	895347	1823681	3625891
机舱	312654	532684	886325	1068146
叶片	237891	423589	612259	963542

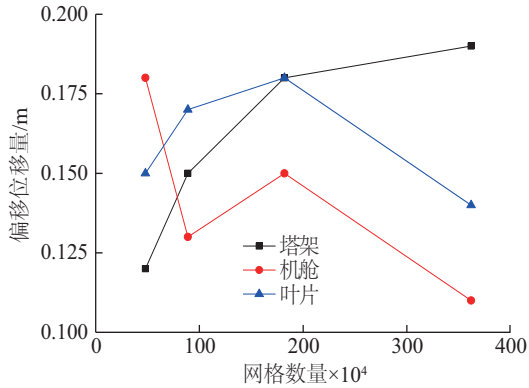


图3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independent verification

2 风力机塔架-叶片耦合模型风致振动

2.1 风力机塔架叶片耦合模型的振动特性

振动特性主要技术指标是模态振型^[12],塔架-叶片耦合前10阶模态振型如图4所示,第1阶、第2阶为叶片扭转模态,第1阶频率略高于第2阶模态频率,该模态处于风力机启动阶段,由于风轮、机舱的惯性矩增大所致,塔架无明显变化。第3阶、第4阶为叶片前后弯曲模态,轮毂与叶片之间相对变形导致弯曲,第3阶模态是第2阶与第4阶模态过渡,该模态振型与扭转变形相耦合。第5阶、第6阶模态为俯仰挥舞,与叶片弯曲模态相耦合,由于叶片与机舱偏航运动所致,第6阶模态频率略高于第5阶。第7阶、第8阶模态为垂直摆振,该振型是由于叶片摆阵的惯性力与主轴力矩之和为零所致,与主轴的弯曲变形耦合。第9阶、第10阶模态为2阶偏航挥舞,该频率下叶片变形最大,与第3阶叶片前后弯曲相耦合,应时刻监测风力机频率,尽量少在该频率下运行,避免造成叶片的变形。

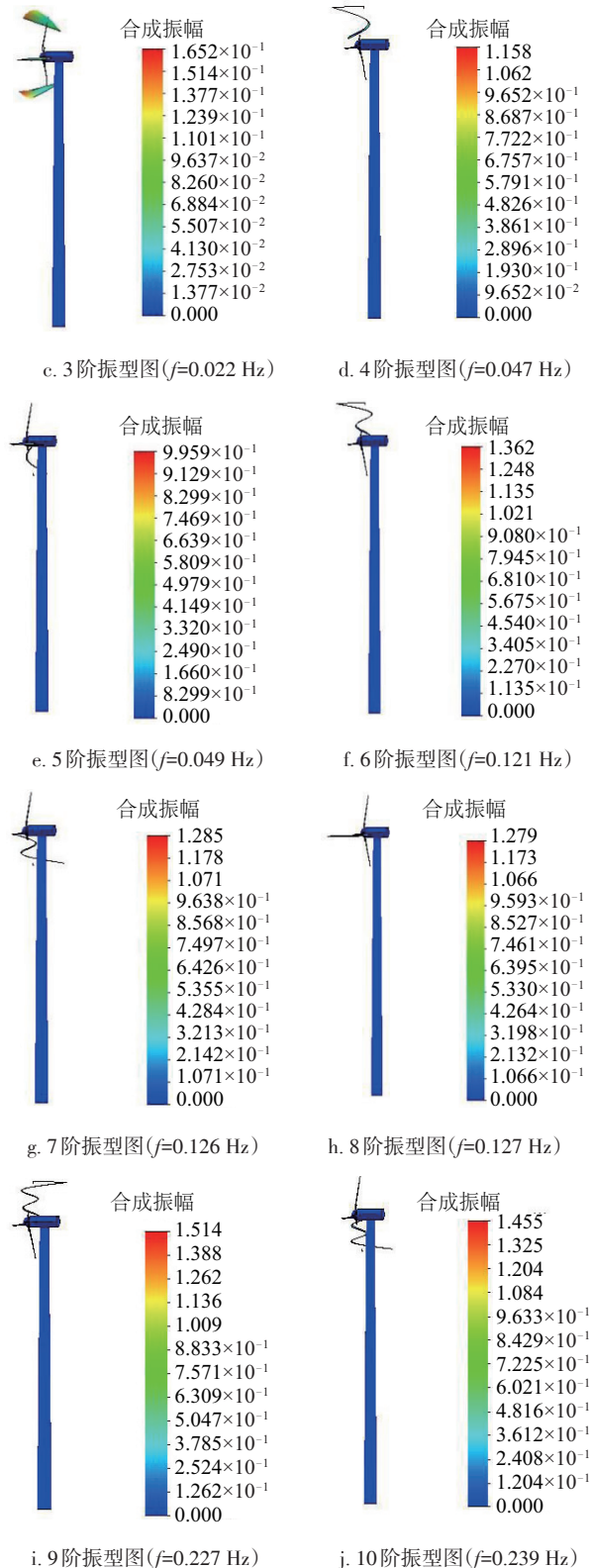
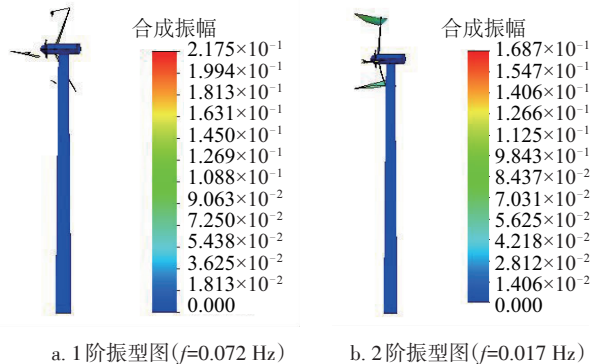


图4 风力机柔性多系统前10阶振型图

Fig. 4 Ten order vibration mode of flexible multi-body system of wind turbine

2.2 风力机塔架-叶片耦合模型风致响应

采用谐波合成法产生的气动载荷,利用 Solidworks 流动模拟进行气动载荷设置,气动载荷上限频率为 2π ,平均风速为 15m/s,频率分割点为 1905,脉动风速谱为 Davenport 模型^[13],图 5 为塔架-叶片耦合模型简化图中的典型节点分布。

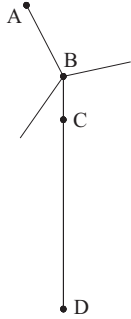


图5 塔架-叶片耦合模型典型节点位置

Fig. 5 Tower-blade coupling model of typical node location

表 3 为大型风电机组塔架-叶片耦合不同模态阶数典型节点风振动响应,分别提取第 1 阶、第 3 阶、第 7 阶振型进行位移及弯矩分析,位置 A、B 位移偏移量与理论计算值误差 3%以内,位置 C 轴向力与理论计算值误差 3%以内,位置 D 弯矩与理论计算值误差 4%以内,误差在允许范围内,充分证明数值模拟结果的正确性。对于塔架柔性体而言,应该考虑多阶及高阶的作用,不断增加模态阶数,进行在线监测^[14],防止高阶模态位移量偏大导致塔架的失稳。误差最大的 D 点说明在风振响应模拟中一定要考虑耦合作用,不然叶片与塔架的共振模态的耦合项将给风力机塔架带来危险。图 6 为塔架顶部应力幅的百分比重,应力变化幅度不大,能够减少应力集中的现象。

表3 大型风电机组塔架-叶片耦合不同模态阶数
典型节点风振动响应

Table 3 Response of large scale wind turbine tower blade coupling different modes of typical joints in wind vibration

项目	1 阶	误差/ %	3 阶	误差/ %	7 阶	误差/ %
A 位移/m	0.019	1.73	0.051	1.51	0.079	1.63
B 位移/m	0.023	2.67	0.072	2.33	0.096	2.57
C 轴力/ kN	436.5	2.02	548.8	2.48	708.3	1.27
D 弯矩/ kNm	3684.48	3.39	4015.64	3.24	5681.36	3.17

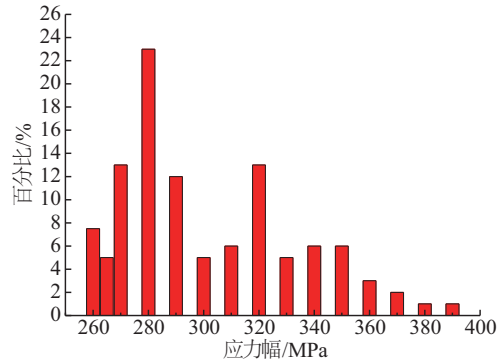


图6 塔架顶部应力幅百分比

Fig. 6 Top of tower stress amplitude percentage

3 风力机柔性多体系统稳定性影响分析

由塔架-叶片耦合产生的风致振动云图及位移数据可以推断,塔架截面惯性矩、振动位移量、高径比对风力机柔性多体系统稳定性产生一定的影响^[15,16],如图 7~图 9 分别为塔架截面惯性矩、振动位移量、高径比对自然频率的影响。

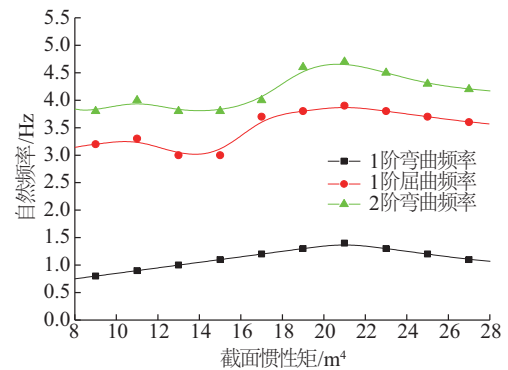


图7 塔架截面惯性矩对自然频率影响

Fig. 7 Effect of moment of inertia on natural frequency of tower

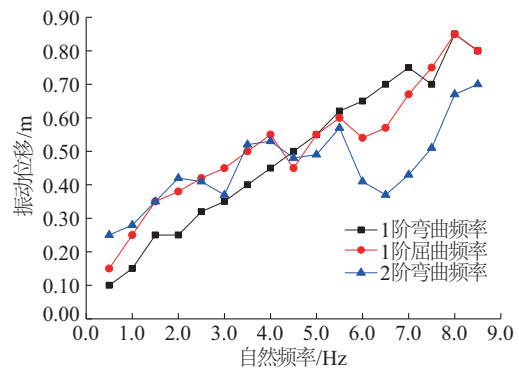


图8 塔架振动位移量对自然频率的影响

Fig. 8 Effect of tower vibration displacement of natural frequency

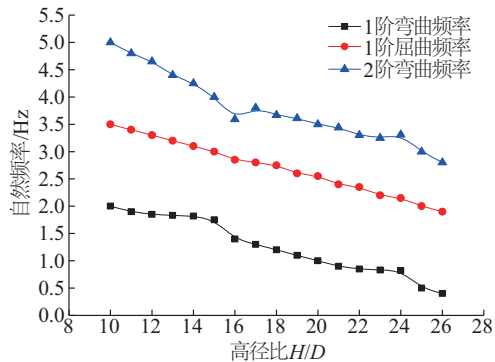


图9 塔架高径比对自然频率的影响

Fig. 9 Effect of tower height diameter ratio on natural frequency

由图7可知,塔架的一阶弯曲频率随着截面惯性矩增大而增加,当惯性矩增加至约为 21 m^4 时,一阶弯曲频率开始减小,增加和减小的斜率比较小。而一阶屈曲频率和二阶弯曲频率与截面惯性矩近似正弦函数变化,这是由于随着截面惯性矩增加,塔架与叶片耦合质量也在发生变化^[17],该趋势是质量和截面惯性矩共用变化的结果。

由图8可知,塔架振动位移量最大值发生在一阶弯曲频率,约为 0.85 m ,对应的自然频率为 8 Hz ,振动位移量随着一阶弯曲频率增大近似呈线性增加,到达 7 Hz 时突然减小,这是由于旋转频率与穿越频率之间的过渡值引起的位移量减小。

由图9可知,随着塔架高径比增大,其自然频率逐渐减小,甚至快速线性减小,斜率较大,塔架的柔性增强,刚性减小,塔架的高径比对于风力机柔性多体系统稳定性很敏感。风力机系统在正常运行时,叶片、塔架和机舱相互作用,而在一定的风载荷作用下,整个机组的动力学响应随着塔架与叶片的耦合程度发生变化^[18],风力机系统的耦合率下降,柔性增加,叶片的振动位移量减小。这是因为塔架柔性使其吸收的能量大幅度增加,减少了叶片的振动与能量。柔性塔通过自身的位移变形吸收叶片传递的能量,大大降低叶片的振动。

4 结 论

针对大型风电机组塔架-叶片耦合风致振动进行分析,并研究由此产生的柔性多体系统的影响因素,得出如下结论:

1)利用刚体有限元法建立塔架-叶片耦合模型,

对塔架分段处连接中的螺栓进行简化,塔架属于柔性体,对耦合模型进行振动特性分析,提取前10阶非零模态振型,第9阶、第10阶模态振型中的叶片变形最大,应避免风力机系统在该频率下运转;

2)对塔架-叶片耦合进行风致响应分析,分别对风力机柔性多体系统的4个位置点进行位移偏移量监测,最大位移量处在B点 0.096 m ,与实际位移误差在3%以内。塔架顶部应力变化幅度不大,能够保证风力机系统稳定运转;

3)影响风力机柔性多体系统的主要因素有:塔架截面惯性矩、振动位移量、高径比,其中塔架截面惯性矩与一阶弯曲频率近似成正弦函数关系,塔架-叶片的耦合质量的变化导致该趋势的发生。塔架振动位移量随着一阶弯曲频率增大近似呈线性增加。塔架的高径比,自然频率逐渐减小,柔性增强,塔架的高径比对于风力机柔性多体系统稳定性具有重要作用,塔架设计制造时,根据风力机功率、捕风能力、叶尖的速度、振动位移量等参数,合理设计塔架的高径比。对风力机系统进行动力学分析,塔架-叶片的耦合不能忽略,否则对其稳定性产生一定的影响。

[参考文献]

- [1] 柯世堂,王同光,胡丰,等.基于塔架-叶片耦合模型风力机全机风振疲劳分析[J].工程力学,2015,32(8):36—41.
- [1] Ke Shitang, Wang Tongguang, Hu Feng, et al. Wind-induced fatigue analysis of wind turbine system based on tower-blade coupled model[J]. Engineering Mechanics, 2015, 32(8): 36—41.
- [2] 刘旺玉,苏章明,陈龙,等.基于结构参数影响的风力机柔性多体系统的动力响应[J].太阳能学报,2012,33(7):1088—1093.
- [2] Liu Wangyu, Su Zhangming, Chen Long, et al. Dynamic response of wind turbine compliance multi-body system based on influence of structure parameter[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2012, 33(7): 1088—1093.
- [3] 张丰豪,何榕.基于柔性多体动力学的风力发电机固有振动频率研究[J].中国电机工程学报,2014,34(11):1807—1814.
- [3] Zhang Fenghao, He Rong. Natural frequency analysis of wind turbines based on flexible multi-body dynamics[J]. Proceeding of the CSEE, 2014, 34(11): 1807—1814.
- [4] 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, 2104, 41(4): 87—93.
- [4] Ke Shitang, Cao Jiufa, Wang Long, et al. Time-domain analysis of wind-induced response of the coupled model of wind turbine tower-blade coupled system [J]. Journal of Hunan University: Natural Science Edition, 2104, 41(4): 87—93.
- [5] 刘德顺, 戴巨川, 胡燕平, 等. 现代大型风电机组现状与发展趋势[J]. 中国机械工程, 2013, 24(1): 125—135.
- [5] Liu Deshun, Dai Juchuan, Hu Yanping, et al. Current situation and development trend of modern large wind turbine [J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(1): 125—135.
- [6] 党长营. 大型风力发电机组多刚体与多柔体动力学研究[D]. 乌鲁木齐: 新疆大学, 2010.
- [6] Dang Changying. The dynamic study on multi-rigid and multi-flexible bodies of the large wind turbine system [D]. Urumqi: Xinjiang University, 2010.
- [7] 柯世堂, 王同光, 赵 林, 等. 风力机风振背景、共振响应特性及耦合项分析[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(26): 101—107.
- [7] Ke Shitang, Wang Tongguang, Zhao Lin, et al. Background, resonant components and coupled effect of wind-induced responses on wind turbine systems [J]. Proceeding of the CSEE, 2013, 33(26): 101—107.
- [8] Bazilevs Y, Hsu M C, Kiendl J, et al. A computational procedure for prebending of wind turbine blades [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2012, 89(3): 323—336.
- [9] 袁茂圣. 基于多体动力学的大型风力机柔性结构动力学仿真研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2012.
- [9] Yuan Maosheng. Simulation research of flexible structure dynamics of large-scale wind turbines based on multibody dynamics [D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2012.
- [10] 张 鑫. 基于柔性多体系统的大型风力机动力学特性研究与仿生机理探索[D]. 广州: 华南理工大学, 2010.
- [10] Zhang Xin. Large-scale wind turbine dynamics characteristics research based on flexible multi-body system and bionic mechanism explore [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2010.
- [11] 徐 磊, 李德源, 莫文威, 等. 基于非线性气弹耦合模型的风力机柔性叶片随机响应分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(10): 20—27.
- [11] Xu Lei, Li Deyuan, Mo Wenwei, et al. Random response analysis for flexible blade of a wind turbine based on nonlinear aero-elastic coupled model [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(10): 20—27.
- [12] 罗 振. 水平轴风力机风轮和塔架耦合动力学分析 [D]. 汕头: 汕头大学, 2011.
- [12] Luo Zhen. The coupling dynamics analysis of rotor and tower of horizontal axis wind turbine [D]. Shantou: Shantou University, 2011.
- [13] 莫文威, 李德源, 夏鸿建, 等. 水平轴风力机柔性叶片多体动力学建模与动力特性分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32(22): 99—105.
- [13] Mo Wenwei, Li Deyuan, Xia Hongjian, et al. Multibody dynamic modeling and dynamic characteristics analysis of flexible blades for a horizontal axis wind turbine [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(22): 99—105.
- [14] 宋 力, 张 雷, 苏 猛, 等. 柔性叶片结构风振响应的时域分析[J]. 太阳能学报, 2015, 36(7): 1632—1638.
- [14] Song Li, Zhang Lei, Su Meng, et al. Time-domain analysis on wind-induced dynamic response of flexible blade system [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2015, 36(7): 1632—1638.
- [15] 郭双喜, 陈伟民. 考虑塔架和叶片动力耦合的随机风载下风机结构动响应分析[J]. 可再生能源, 2015, 33(5): 649—655.
- [15] Guo Shuangxi, Chen Weimin. Dynamic response analysis of wind turbine suffered interaction between blades and tower under random wind [J]. Renewable Energy, 2015, 33(5): 649—655.
- [16] 潘萍萍, 陈长征, 孟 强. 基于流固耦合的风力机塔筒动态特性分析[J]. 可再生能源, 2012, 30(8): 46—49.
- [16] Pan Pingping, Chen Changzheng, Meng Qiang. Dynamic response analysis of wind turbine tower based on fluid-solid coupling [J]. Renewable Energy, 2012, 30(8): 46—49.
- [17] 任勇生, 张明辉. 水平轴风力机叶片的弯扭耦合气弹稳定性研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(7): 196—200.
- [17] Ren Yongsheng, Zhang Minghui. Aeroelastic stability of a horizontal axis wind turbine blade with bending-torsion coupled [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(7): 196—200.
- [18] 张浦阳, 熊康平, 丁红岩, 等. 大尺度海上风电筒型基础在风荷载下的响应研究[J]. 太阳能学报, 2013, 34(12): 2108—2114.

- [18] Zhang Puyang, Xiong Kangping, Ding Hongyan, et al. Working response of large-scale bucket foundation used in offshore wind turbine under wind load[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2013, 34(12): 2108—2114.

INFLUENCE OF COUPLING VIBRATION OF TOWER-LARGE WIND TURBINE BLADES ON WIND TURBINE STABILITY OF FLEXIBLE MULTIBODY SYSTEM

Cheng Youliang, Xue Zhanpu, Wang Yuekun, Jiang Yan

(School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: Aiming at the stability of flexible multi-body systems caused by large wind turbine tower-blade coupling vibration, using rigid finite element method, and considering the influence of structure parameters of the tower on the stability of the system, the natural frequency of the system component was calculated. The wind turbine tower-blade coupling structure was analyzed. Using the harmonic synthesis method to produce an aerodynamic load, the wind vibration response of tower-blade coupling structure was analyzed. The influencing rule of the tower-blade coupling vibration and structure parameters on wind turbine flexible multi-body system were obtained. The results show that it is the non-linear relationship between the natural frequency of the system and the tower section inertia moment. The maximum bending value of one order frequency curve corresponding to the tower section inertia moment is 21 m^4 , the frequency is 1.25 Hz, the maximum displacement is 0.85 m, vibration yield frequency is produced in the first order; The maximum ratio of height to diameter is 26, the maximum natural frequency is 5 Hz. These results indicate that the parameters of tower structure and tower-blade coupling vibration displacement have certain influence on the stability of wind turbine flexible multi-body system, which can provide some reference for large scale wind turbine design.

Keywords: coupling vibration; flexible multi-body system; stability; sectional inertia moment; vibration