

文章编号:1000-582X(2011)11-007-06

## 基于风力机整机气弹稳定性的塔筒结构优化

李俊<sup>1,2</sup>, 何玉林<sup>1</sup>, 刘军<sup>1</sup>, 董明洪<sup>2</sup>, 金鑫<sup>1</sup>

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030;

2. 中煤科工集团重庆研究院, 重庆 400037)

**摘要:**基于风力机整机的稳定性,提出了一种研究风力机塔筒结构优化的新方法。该方法以减小系统振动为目标函数,塔筒的直径和壁厚为优化参数,通过强度、变形量及质量等作为约束条件建立优化模型,利用内点惩罚函数法求解此优化问题,最后运用坎贝尔图(Campbell图)对叶片与塔筒耦合的风力机整机系统的稳定性进行分析。应用此方法对某2 MW水平轴风力机塔筒结构进行优化,整机的稳定性能得到很大改善,塔筒质量减少13%,具有一定的理论和工程实用价值。

**关键词:**风力机;塔筒;坎贝尔图;惩罚函数;有限元分析

中图分类号:TH11

文献标志码:A

### Structural optimization of tower based on aeroelastic stability of the whole wind turbine

LI Jun<sup>1,2</sup>, HE Yu-lin<sup>1</sup>, LIU Jun<sup>1</sup>, DONG Ming-hong<sup>2</sup>, JIN Xin<sup>1</sup>

(1. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission,

Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China;

2. Chongqing Research Institute of China Coal Technology & Engineering Group CORP,  
Chongqing 400037, P. R. China)

**Abstract:** In order to improve the stability of whole wind turbine system with blade and tower coupled, a new method, which constructs and solves optimization model to optimize the structure of wind turbine, is developed. The method takes minimizing system vibration as the objective function, and diameter and thickness of tower as decision variables. It constructs optimization model using strength, deformation and mass, etc., as constraints. Interior penalty function technique is applied to solve the optimization model, and Campbell diagram is employed to analyze the system stability. The formulation and solution method are applied to a 2 MW horizontal axis wind turbine, and the stability of the whole turbine is greatly improved and tower mass is reduced by 13%, which demonstrates the proposed method not only contributes to theory research but also leads to great benefits in practice.

**Key words:** wind turbine; tower; Campbell diagram; penalty function; finite element analysis

收稿日期:2011-06-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51005255);重庆市科技攻关计划项目(CSTC2007AB3052, CST2007AA3027)

作者简介:李俊(1979-),女,重庆大学博士研究生,研究方向为风力发电机组整机的系统设计技术。

何玉林(联系人),男,重庆大学教授,博士生导师,(E-mail)heyulin@cqu.edu.cn。

随着风力发电技术日趋成熟,风力发电机的大型化发展,机组的优化设计问题日益凸显。大多数研究主要是针对发电量和发电成本进行系统优化设计<sup>[1]</sup>,对于结构优化设计还处于起步阶段。风力机系统中塔筒承担了除自身以外的风轮、传动系统以及机舱等重要部分的质量以及风产生的载荷,所以它的稳定性设计是一个非常重要的环节<sup>[2]</sup>。目前常见的塔筒有锥筒式(也称为圆台式)、桁筒式、混凝土式等几种形式,现代大型风力机通常采用锥筒式塔筒。塔筒的优化设计对于风力机的优化十分重要。优化方法分为两类:准则法和数学规划法。优化设计中参数设计变量大致可分为两类:一类是几何参数,如厚度、直径等;另一类是物理参数,如材料的弹性模量、应力等。在风力机稳定性分析中,塔筒的固有频率和振动是其动力学分析的重点,也是进行结构参数优化的一个参考标准<sup>[3]</sup>。国内很多研究是基于塔筒壁厚进行优化<sup>[4]</sup>,但都没有结合整机的稳定性考虑。针对此问题,笔者通过对其几何参数进行优化,使塔筒的固有频率满足风力机系统稳定性要求,同时达到减轻质量和降低成本的目的。

## 1 塔筒的受力和振动分析

### 1.1 基本假设

在进行塔筒运动分析时,需要提出以下假设:

1)塔筒被简化为直立于地面的相对细长圆锥形悬臂梁,风轮、机舱等塔筒支撑部分被考虑为一个带转动惯量的集中质量点刚性连接于悬臂梁的自由端。

2)塔筒采用钢材料,材料均质连续、各向同性,横截面为薄壁圆形,假定为线性弹性体。

3)将塔筒考虑为竖直平面内作横向振动,梁的主要变形是弯曲变形,在低频振动时可以忽略剪切变形以及截面绕中性轴转动惯量的影响的 Euler-Bernoulli 梁。

4)在优化设计中不考虑非结构质量。

### 1.2 受力分析

塔筒的横振动方程为<sup>[5]</sup>

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ EI(x) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right] + \rho A(x) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = p(x, t)。 \quad (1)$$

横向位移为  $v = v(x, t)$ ,距塔筒顶端距离为  $x$  的某一截面的弯矩  $M(x)$ <sup>[6]</sup>由式(2)求得:

$$M(x) = Px + M + P_{aero}x + Gy, \quad (2)$$

式中  $G$ 、 $P$  和  $M$  分别为作用于塔筒顶端的重力、横向力和弯矩。

塔筒所受的风载为<sup>[7-8]</sup>

$$P_{aero} = q_{ref} c_e(z) c_d c_f A_{ref}, \quad (3)$$

式中:  $q_{ref} = \frac{1}{2} \rho_{air} v_{ref}^2$ , 是基于离地面 10 m 处参考风速的参考平均压力;  $c_e(z)$  是曝光系数,由  $c_e(z) = c_r^2(z) c_t^2(z) + 2gk_T c_r(z) c_t(z)$  公式给定;而  $c_r(z)$  是粗糙度系数,其计算式为

$$c_r(z) = \begin{cases} k_T \ln(z/z_0), & \text{for } z > z_{min}; \\ c_r(z_{min}), & \text{for } z < z_{min}. \end{cases} \quad (4)$$

其中:  $k_T$  是地形因子;  $z_0$  是粗糙长度;  $z_{min}$  是风影响为常数时的最小高度;  $g$  是峰值因子;  $c_t(z)$  是地形系数;  $c_f$  是作用在参考面积  $A_{ref}$  上的力系数;  $c_d$  是动态因子。

相关的边界条件是:

当  $x=0$  时(地基处),  $v=0$  和  $\frac{\partial v}{\partial x}=0$ ;

当  $x=H$  时(塔筒顶端),

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left[ EI(x) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right] \Big|_{x=H} &= \frac{\partial M}{\partial x}, \\ EI(x) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \Big|_{x=H} &= M(H)。 \end{aligned} \quad (5)$$

### 1.3 塔筒的横向弯曲振动分析

根据结构动力学原理,风力机塔筒的自由振动方程为(这里不考虑系统的阻尼<sup>[9]</sup>)

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = 0, \quad (6)$$

式中:  $\mathbf{M}$  和  $\mathbf{K}$  分别为塔筒的广义质量和广义刚度矩阵;  $\mathbf{q}$  是时间函数。由此得到的振型方程

$$(\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}) \boldsymbol{\phi}_i = 0, \quad (7)$$

式中:  $\omega_i$  为第  $i$  阶固有频率(也称特征值);  $\boldsymbol{\phi}_i$  为对应于  $\omega_i$  的主振型(即特征向量)。

利用能量法计算塔筒的广义质量和广义刚度。

塔筒的动能由与梁的分布质量相关的分量  $T_B$  和与塔顶质量相关的分量  $T_{Top}$  组成

$$T = T_B + T_{Top}, \quad (8)$$

其中与梁的分布质量相关的动能分量为

$$T_B = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=p}^N \left( \int_0^H \mu_T(h) \varphi_i(h) \varphi_j(h) dh \right) \dot{q}_i(t) \dot{q}_j(t), \quad (9)$$

式中  $\mu_T(h)$  是塔筒的质量分布线密度;  $\varphi_i(h)$  为  $\phi_i(h)$

的形函数,他们存着  $\phi_a(h) = \sum_{b=1}^N C_{a,b} \varphi_b(h)$  的关系。

与塔顶质量相关的动能分量为

$$T_{top} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N (M_{Top}) \dot{q}_i(t) \dot{q}_j(t)。 \quad (10)$$

由式(8)、(9)和(10),可以得到塔筒的广义质量为

$$m_{ij} = M_{\text{Top}} + \int_0^H \mu_T(h) \varphi_i(h) \varphi_j(h) dh. \quad (11)$$

塔筒的势能由与梁的分布刚度有关分量  $V_B$  和与重力有关分量  $V_G$  组成,即

$$V = V_B + V_G. \quad (12)$$

其中与梁的分布刚度相关的势能分量为

$$V_B = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \left( \int_0^H EI_T(h) \frac{d^2 \varphi_i(h)}{dh^2} \cdot \frac{d^2 \varphi_j(h)}{dh^2} dh \right) q_i(t) q_j(t), \quad (13)$$

式中  $EI_T(h)$  是塔筒的分布刚度。

与重力相关的势能分量为

$$V_G = -\frac{1}{2} g \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \left( M_{\text{Top}} \int_0^H \frac{d\varphi_i(h)}{dh} \frac{d\varphi_j(h)}{dh} dh + \int_0^H \mu_T(h) \left( \int_0^h \frac{d\varphi_i(h')}{dh'} \frac{d\varphi_j(h')}{dh'} dh' \right) dh \right) q_i(t) q_j(t), \quad (14)$$

括号内的第 1 项与塔顶的质量有关;第 2 项与塔筒分布的质量有关,并考虑了塔筒变形对重力势能的影响。

由式(12)、(13)和(14)整理后,得到塔筒的广义刚度为

$$k_{ij} = \int_0^H EI_T(h) \frac{d^2 \varphi_i(h)}{dh^2} \frac{d\varphi_j(h)}{dh} dh - g \int_0^H \left[ M_{\text{Top}} + \int_h^H \mu_T(h') dh' \right] \frac{d\varphi_i(h)}{dh} \frac{d\varphi_j(h)}{dh} dh. \quad (15)$$

## 2 塔筒的结构优化

在做优化设计时,首要任务是列出优化问题方程,主要是对优化目标的确定,优化参数的选择以及设计约束的定义。在风力机的锥筒式塔筒结构中,塔筒的高度  $H$  要根据机组功率及机组所在风区风资源特点等参数来确定,所以在优化设计时将塔筒的高度作为已知量来处理。塔筒参数如底部直径、顶部直径、各段厚度等都直接决定了塔筒的造价以及安全性能。所以在对塔筒进行优化设计时,主要考虑在保证整个风电机组的稳定性条件下,如何使塔筒更安全、更有效、更经济。

### 2.1 目标函数的确定

#### 2.1.1 减轻质量

减轻结构的设计质量是风电机组重要的目标参数之一。减少结构的质量应该从生产制造和成本的角度考虑。塔筒结构优化的数学模型可表示为

$$\min \sum_{i=1}^N M_i, \quad (16)$$

式中塔筒设计采用统一的锥度,那么塔筒质量的关键设计参数就是塔基、塔顶的直径和厚度。由于塔顶的直径由偏航轴承的尺寸来决定,厚度一般为直径的 1%,塔筒中间段的直径和厚度由塔顶和塔基插值得到,所以塔基的直径成为最终的考虑对象<sup>[10]</sup>。

#### 2.1.2 增加刚度

塔筒结构必须具有足够的刚度,刚度的最大化对于整个结构的稳定性和减少疲劳失效的可能性都是必要的。塔筒一般作为悬臂梁处理,将塔筒简化为圆锥形空心梁,梁的弯曲刚度所用计算数学表达式为<sup>[10]</sup>

$$K = 1 / \sum_{i=1}^n \frac{H_i}{I_i} [1 - (x_{i+1} - x_i) + \frac{1}{3} (x_{i+1}^2 + x_{i+1} x_i + x_i^2)], K \rightarrow \max, \quad (17)$$

式中  $x_i$  是第  $i$  段锥形空心梁的变形量。

#### 2.1.3 增大(刚度/质量)比

$$\frac{K}{M} \rightarrow \omega_{\max}. \quad (18)$$

(刚度/质量)的比率最大化相对来说在设计中用物理手段实现比较直接,这比单独地只将结构的质量最小化或刚度最大化更好且更直接,(刚度/质量)比决定了结构的固有频率。

#### 2.1.4 减小振动——最大频率准则

系统固有频率最大化是整个结构强度稳定性的最好表现,此函数的线性合成形式为

$$\max \sum_i W_{fi} \Gamma_{bi}, \quad (19)$$

式中:  $W_{fi}$  是权重因子;  $\Gamma_{bi} = \sqrt{\omega_i}$  是弯曲振动的量纲一的频率参数。得到  $W_{fi}$  值的步骤大致如下:

1)  $W_{fi}$  通过参考均匀塔筒频率值的倒数进行初始化,  $W_{fi} = 1 / (\Gamma_{bi})_{\text{reference}}$ 。

2) 得到的  $W_{fi}$  通过除以所有  $W_{fi}$  之和进行归一化,这样可以使最终之和为 1,  $W_{fi} \leftarrow W_{fi} / \sum W_{fi}$ 。

通过对以上几个优化策略的研究和对比<sup>[11]</sup>,笔者采用减小振动作为优化的目标函数。

### 2.2 共振的避免——Campbell 图

风力机设计期间,避免共振条件的发生是非常重要的。若叶片及塔筒等系统各部件的固有频率与风轮旋转频率或激励力的谐波一致就会产生风力机的共振。所以在通过软件对风力机运行进行模拟仿真时,将风轮与塔筒耦合后的整机系统频率绘制成 Campbell 图,作为在设计期间减少共振点的依据。对塔筒固有频率进行计算可以分析固有频率是否会与叶轮旋转频率重合,或者是否避开了叶轮旋转激励频率的一定范围。目前国际大型风力机的叶轮普遍为三叶片式,共振的主要激励源是 1P 和 3P 频率。

比如,若叶轮转速为 15 r/min,则  $1P=0.25$  Hz,  $3P=0.75$  Hz。塔筒的固有频率必须在一定范围内避开这个值,工程上一般要求此范围在  $\pm 15\%$  左右。为了避免共振,塔筒应被设计成其自身的 1 阶固有频率不与风轮的 1P 和 3P 频率一致的结构,这就形成 3 种塔筒结构类型。第 1 种:高于 3P 频率的,属于硬结构;在 1P 和 3P 之间的固有频率,属于软-硬结构;低于 1P 的,属于软结构<sup>[12]</sup>。现代大型风力机塔筒的 1 阶固有频率在风轮旋转频率和叶片穿过频率之间即为柔性塔,其固有频率一般比较接近叶轮激励频率,高阶固有频率远远大于叶轮激励频率的值,不会和叶轮共振。因此进行模态分析时主要考虑的就是其一阶固有频率<sup>[13]</sup>。

### 2.3 参数的优化

对于薄壁圆筒结构,优化过程中的优化参数就是每节塔筒的中径和壁厚。优化参数用矢量  $X$  表示:

$$X = \{(D_1, t_1), (D_2, t_2), \dots, (D_i, t_i)\}, \\ i = 1, 2, \dots, N.$$

### 2.4 约束条件

性能约束:

$$1) \text{强度要求, } \frac{\sigma_i}{[\sigma]} \leq 1, i = 1, 2, \dots, N;$$

$$2) \text{最大变形, } \frac{W_{\max}}{W_{\text{al}}} \leq 1;$$

$$3) \text{共振的避免, } \omega_i < 0.85\omega_{1P}, 1.15\omega_{1P} < \omega_i < 0.85\omega_{3P}, 1.15\omega_{3P} < \omega_i;$$

$$4) \text{质量的限制, } \frac{M}{M_{\text{al}}} \leq 1.$$

以上不等式中不同参数和符号的定义如下:

$\sigma_i$  为第  $i$  段梁的最大有效拉应力;  $[\sigma]$  为梁的许用应力;  $W_{\max}$  为塔筒最大的变形量;  $W_{\text{al}}$  为塔筒允许的变形量;  $\omega_i$  为塔筒的固有频率;  $\omega_{1P}$  为风轮的 1P 频率,  $\omega_{3P}$  为风轮的 3P 频率;  $M$  为塔筒的质量;  $M_{\text{al}}$  为塔筒允许的质量。

边界约束:

$$1) D_1 \leq D_i \leq D_h, i = 1, 2, \dots, N;$$

$$2) t_1 \leq t_i \leq t_h.$$

这里主要考虑塔基处在疲劳载荷下的强度、薄壳的屈曲以及调整刚度来达到改变固有频率的需要。随着风力机功率的增大,在设计塔基时应考虑当塔筒被运输时它的直径必须在公路允许的限宽、限高之内(中国运输条件限制在 4.0~4.2 m),同时还要考虑公路的承载质量,这就使得大型风力机的塔筒在直径以及质量上受到限制。此外,塔筒的壁厚在满足边界约束的同时,还要满足国家标准。

### 2.5 优化方法

结构的优化方法分为两大类:数学规划法和优化准则法<sup>[14]</sup>。数学规划法通常采用搜寻方式进行寻优,即按一定的搜寻方向进行走步,使目标函数值不断下降,最终找到最优点。塔筒的优化采用非线性规划模型。内点惩罚函数法是求解不等式约束优化设计问题的一种有效方法。用 Powell 法和内插法沿搜索方向决定搜索的步长。

惩罚函数的形式为<sup>[15]</sup>

$$\Phi(X, r^{(k)}) = F(X) - r^{(k)} \sum_{u=1}^m \frac{1}{G_u(X)}, \quad (20)$$

式中  $r^{(k)}$  是惩罚因子,它应满足如下关系:

$$r^{(0)} > r^{(1)} > r^{(2)} > \dots \text{ 和 } \lim_{k \rightarrow \infty} r^{(k)} = 0. \quad (21)$$

## 3 实际应用

### 3.1 问题描述

某大型 2 MW 风力机的塔筒原始设计结构参数见表 1。

表 1 塔筒原始设计结构参数

参数	符号及单位	数值
高度	$H_0$ (m)	80
中径(地基处)	$D_0$ (m)	4.116
壁厚	$t_0$ (mm)	42
材料	Q235	
密度	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$7.85 \times 10^3$
杨氏模量	$E$ (Pa)	$2.1 \times 10^{11}$
泊松比	$\mu$	0.3
许用正应力	$\sigma_{\text{al}}$ (N/m <sup>2</sup> )	$2.6 \times 10^8$
许用切应力	$\tau_{\text{al}}$ (N/m <sup>2</sup> )	$1.3 \times 10^8$
总质量	$M_0$ (kg)	158 668.6

此风电机组属于变速变桨风力机,通过软件计算出风力机整机的 Campbell 图,见图 1,其中包含了风轮前 6 阶面内、面外模态,塔筒前 2 阶前后、左右模态以及传动链的模态。从图中可以看出风轮的旋转速度从 8.3~15.0 r/min。所以风力机的 1P 频率在 0.14~0.29 Hz, 3P 频率在 0.42~0.86 Hz。塔筒的 1 阶(前后、左右)弯曲频率都大于风力机的 1P 频率,但塔筒的 2 阶(前后)弯曲频率和传动链的固有频率比较曲折,与风力机的旋转频率有多处交叉,这说明在风力机运行期间会因风轮旋转的激励出现多个共振点,导致整个系统的稳定性能下降。同时,从表 1 可以看到塔筒直径及质量太大,所以塔筒的设计参数不是太理想,应给与优化。由式(19)得到本结构的量纲一的频率值:  $\Gamma_{bi} = 0.58, 1.55, 2.35$ , 权重因子的值: 61.5%, 23.2% 和 15.3%。

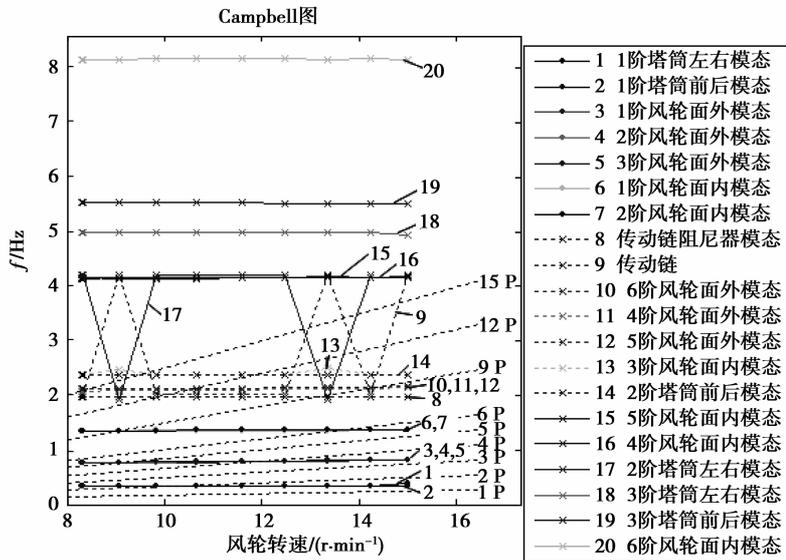


图 1 优化前 2 MW 风力机整机系统的 Campbell 图

### 3.2 优化结果

经过优化后的塔筒设计结构参数见表 2。

表 2 优化后的塔筒设计结构参数

参数	符号及单位	数值
中径(地基处)	$D_0$ (m)	3.92
壁厚	$t_0$ (mm)	40
总质量	$M_0$ (kg)	137 272

所计算出优化后的 Campbell 图(见图 2),图中可以看出优化后塔筒的 1 阶(左右)弯曲频率与风轮

的 2 P 频率不相交,风力机各部件在运行期间频率曲线相对比较平滑,没有出现原设计那样多个交叉点,即风力机的总体性能得到了改善。同时,塔筒的总质量减轻了 13%,塔基的直径减少了 0.2 m,这对于风力机的制造成本以及运输成本都是很大的节约<sup>[13]</sup>,而且风力机的可靠性及安全性能比优化前也得到了提高。由式(19)得到本结构的量纲一的频率值: $\Gamma_{br} = 0.94, 2.53, 3.82$ , 权重因子的值:62%, 23%和 15%。

将两模型在极限工况中进行分析,得到塔顶变形为 0.27 m(优化前)和 0.35 m(优化后)。在塔筒允许的变形量范围内,满足要求。

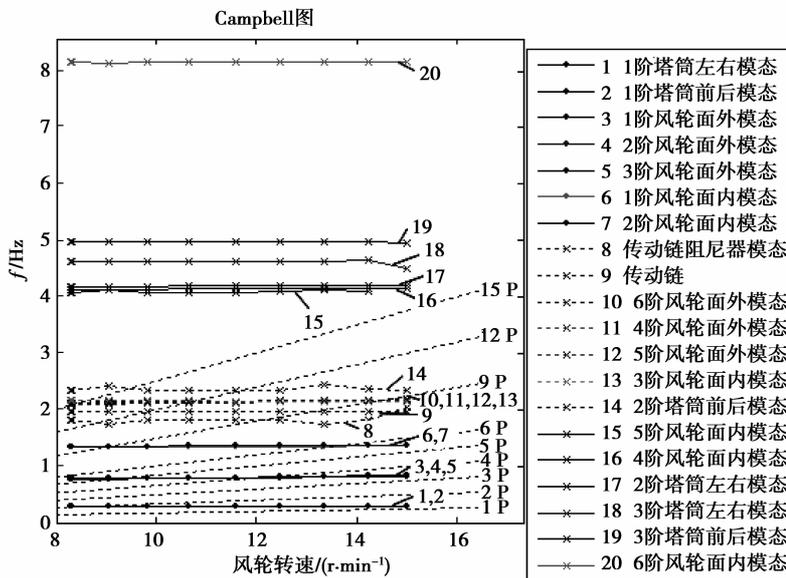


图 2 优化后风力机整机系统的 Campbell 图

### 3.3 结果分析与说明

为了证明优化结果的有效性,运用有限元软件 MSC. Patran 对塔筒进行模态和静强度分析,以此来验证优化前与优化后的结构。模态计算与前面的分析结果一致,在同样的极限工况下,有限元计算两模型的变形量为 0.28 m(优化前)和 0.35 m(优化后),与前面分析的变形量基本一致。通过验证,充分说明本方法的可行性。

## 4 结 论

1)通过将风轮叶片和塔筒耦合的整机系统模态进行计算绘制出 Campbell 图。根据 Campbell 图对风力机整机进行稳定性分析,从而对风力机各部件作出相应的优化设计,保证了风力机的稳定性和可靠性能。

2)用惩罚函数法优化塔筒结构后运用 Campbell 图进行整机稳定性分析的方法避免了复杂的有限元分析过程,其结果与有限元分析基本一致,大大缩短了整个设计周期。通过对塔筒优化结果进行校核,表明:用本文优化方法得到的结果满足塔筒的强度和稳定性要求,而且比原设计塔筒总质量减少 13%,具有一定的理论和工程实用价值以及较好的经济效果。

3)从优化前后的 Campbell 图比较中,可以看出塔筒 1 阶(前后)频率始终不能避免与风轮 2 P 频率的交叉,说明塔筒结构的优化不能改变塔筒 1 阶(前后)频率,这只能通过控制手段使风轮转速避开或迅速通过此交叉点,来保证风力机的稳定性。

### 参考文献:

- [1] HAN J Y, MOL A P J, LU Y L, et al. Onshore wind power development in China: challenges behind a successful story [J]. *Energy Policy*, 2009 (37): 2941-2951.
- [2] MURTAGH P J, BASU B, BRODERICK M B. Simple models for natural frequencies and mode shapes of towers supporting utilities [J]. *Computers and Structures*, 2004, 82(20/21): 1745-1750.
- [3] 赵吉文, 谢芳, 刘永斌, 等. 600 kW 风力机塔筒结构参数粒子群优化设计[J]. *中国机械工程*, 2007, 18 (15): 1776-1779.
- ZHAO JI-WEN, XIE FANG, LIU YONG-BIN, et al. Optimization design of tower structure of 600 kW-wind turbine based on particles swarm[J]. *China Mechanical Engineering*, 2007, 18(15): 1776-1779.
- [4] 庞强, 董湘怀, 王鹏. 基于有限元模拟的风力机塔筒优化[J]. *机械设计与制造*, 2008(8): 1-3.
- PANG QIANG, DONG XIANG-HUAI, WANG PENG. Optimization of wind turbine tower based on FE simulation [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2008(8): 1-3.
- [5] 商大中, 李宏亮, 韩广才. 结构动力分析[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2005.
- [6] 汤炜梁, 袁奇, 韩中合. 风力机塔筒抗台风设计[J]. *太阳能学报*, 2008, 29(4): 422-477.
- TANG WEI-LIANG, YUAN QI, HAN ZHONG-HE. Withstanding typhoon design of wind turbine tower[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2008, 29(4): 422-477.
- [7] UYS P E, FARKAS J, JARMAI K, et al. Optimization of a steel tower for a wind turbine structure [J]. *Engineering Structures*, 2007, 29(7): 1337-1342.
- [8] GULVANESSIAN H, HOLICKY M. Designers' handbook to eurocode 1: basis of design and actions on structures[M]. London: Thomas Telford Publishing, 1996.
- [9] MAALAWI K Y, NEGM H M. Optimal frequency design of wind turbine blades [J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2002, 90(8): 961-986.
- [10] BURTON T, SHARPE D, JENKINS N, et al. Handbook of wind energy [M]. Chichester, West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd, 2001.
- [11] MAALAWI K Y. Structural design optimization of wind turbines [D]. Cairo: Faculty of Engineering, Cairo University, 1997.
- [12] VAN DER T J, MOLENAAR D P. Wind turbine structural dynamics: a review of the principles for modern power generation, onshore and offshore [J]. *Wind Engineering*, 2002, 26(4): 211-222.
- [13] 李华明. 基于有限元法的风力发电机组塔筒优化设计与分析[D]. 乌鲁木齐: 新疆农业大学, 2004.
- [14] 施光燕, 董加礼. 最优化方法[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [15] 孙靖民, 米成秋. 机械结构优化设计[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1985.