

极端服役环境下的风电机组塔架结构参数优化研究

戴巨川¹ 刘 旋¹ 杨书仪¹ 文泽军¹ 沈祥兵²

1. 湖南科技大学,湘潭,411201 2. 湘电风能有限公司,湘潭,411000

摘要:以大型风电机组塔架为对象,开展了极端服役环境下的塔架结构参数优化设计研究。采用壁厚分段式线性变化结构对塔架进行描述,介绍了基于BEM理论的风电机组气动载荷分析方法,运用有限元仿真分析塔架结构参数与极限载荷作用下的应力以及结构参数与固有频率的关联特性,采用支持向量机(SVM)方法分别构建了结构参数与应力、固有频率的快速计算模型。以质量最小为目标,强度、固有频率和边界条件为约束对塔架结构参数进行了设计优化,引入遗传算法(GA)进行优化求解。对某2MW风电机组塔架进行实例设计研究,结果表明优化后的塔架质量减小3.5%。

关键词:风电机组塔架;有限元分析;结构参数优化;支持向量机;遗传算法

中图分类号:TK83

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2013.16.005

Research on Wind Turbine Tower Structure Parameter Optimization in Extreme Service Environment

Dai Juchuan¹ Liu Xuan¹ Yang Shuyi¹ Wen Zejun¹ Shen Xiangbing²

1. Hunan University of Science and Technology, Xiangtan, Hunan, 411201

2. Xiangtan Electric Manufacturing Corporation Ltd., Xiangtan, Hunan, 411000

Abstract: Structure parameter optimization of wind turbine tower in extreme service environment was carried out herein. A segmented linear change structure was employed to describe the tower wall thickness, and the tower load analysis method was introduced based on blade element momentum (BEM) theory. The related characteristics of tower structure parameters and stress under extreme loads and that of tower structure parameters and natural frequency were analyzed by using the finite element simulation method. The SVM method was used to build a rapid calculation model of tower structure parameters and stress, and that of tower structure parameters and natural frequency. Then, the minimum tower mass was selected to be as the optimization goal; the strength, natural frequency and the boundary conditions were selected to be as the constraint conditions; the GA was employed to be as the optimization algorithm. Based on the above proposed optimization method, a 2MW wind turbine tower was optimized and the optimization results show that the tower mass is reduced by 3.5% and the stress curve is smoother.

Key words: wind turbine tower; finite element analysis; structure parameter optimization; support vector machine(SVM); genetic algorithm(GA)

0 引言

风能是一种可再生的清洁能源,是各国新能源开发和利用的战略选择,近年来对它的开发利用发展迅速。塔架作为风电机组的支撑结构,其稳定性与可靠性直接影响整个机组的运行安全,塔架成本昂贵,制造成本占整机成本的15%~20%。因此,近年来越来越多的学者对塔架设计优化进行了研究:Negm等^[1]以横截面面积、壁厚和高度为变量,最小塔架质量、最大刚度和最大自然频率为目标进行了塔架优化设计;Horvath等^[2]以塔架等应力分布为目标,采用有限元方法

(FEM)和计算流体力学(CFD)方法探讨了塔架高度和横截面参数取值范围;Uys等^[3]同时考虑材料成本与制造成本,以综合成本最小为目标,获得了塔架壁厚、加强筋数目和直径等的优化值;Clifton-smith等^[4]运用有限元法研究了塔架的屈曲稳定性,对屈曲应力计算公式进行了修正;Hassan等^[5]以塔架固有频率最大为目标,塔架质量为约束,对塔架的壁厚变化方式进行了优化设计;Yildirim等^[6]以塔架质量最小为目标,采用遗传算法进行了优化求解;赵吉文等^[7-8]以固有频率最大为目标,采用支持向量机建立了塔架结构参数与固有频率之间的快速计算模型,引入粒子群优化、混沌搜索等方法进行优化求解。尽管如此,针对风电机组塔架的优化设计仍有许多问题需要解决,如获取塔架直径、壁厚等结构参数与应力、

收稿日期:2012-05-22

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51205123);湖南省自然科学基金资助项目(11JJ8002);湖南省科技计划资助项目(2012FJ4270)

固有频率及寿命等的关联特性,寻求合理的替代模型解决优化求解时需迭代计算带来的耗时长、效率低等问题。

本文采用一种壁厚分段式线性变化塔架结构模型,借助有限元数值仿真分析结构参数与应力、固有频率间的关联特性,采用支持向量机构建结构参数与应力、固有频率间的快速计算模型。

1 塔架几何模型

大型风电机组塔架大多采用按一定锥度变化的变截面圆筒形结构。为方便运输,通常将塔架分为几节,安装时用法兰将其连接成整体。考虑到塔架应力分布与圆筒半径、壁厚等为非线性关系,为尽可能地改善塔架应力分布,本文采用分段式线性变化塔架结构,分为三节,如图 1 所示。塔架主要结构参数包括底端直径、顶端直径、塔架总高度、各节塔架高度及厚度。由于风电机组在设计时一般以轮毂高度处的风速为设计依据,而塔架总高度主要由风电机组容量、风场风速和所处地理位置等决定,故进行塔架设计优化时该值视为常量;同时考虑到塔架顶端与机舱配合,顶端直径值也可视为常量。

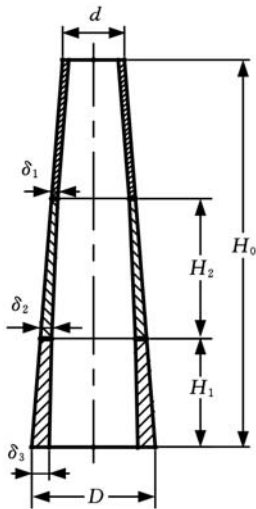


图 1 塔架结构示意图

2 风电机组载荷分析

对风电机组进行载荷分析,获得准确的塔架载荷是进行塔架受力分析、优化设计的基础。风电机组承受的载荷特别是气动载荷非常复杂,由于来流的时变性,作用在风轮上的气动载荷在风电机组运行过程中是时刻变化的,是影响风电机组塔架载荷变化的主要因素。为便于分析,本文采用风电机组坐标系如图 2 所示,叶片上某一截面处的载荷分解为坐标系 $x_e y_e z_e$ 中沿 x_e 轴方向

分力 F_{x_e} 和绕 x_e 轴的力矩 M_{x_e} (挥舞力矩),沿 y_e 轴方向分力 F_{y_e} 和绕 y_e 轴的力矩 M_{y_e} (摆振力矩),沿 z_e 轴方向分力 F_{z_e} 和绕 z_e 轴的力矩 M_{z_e} (变桨距力矩)。

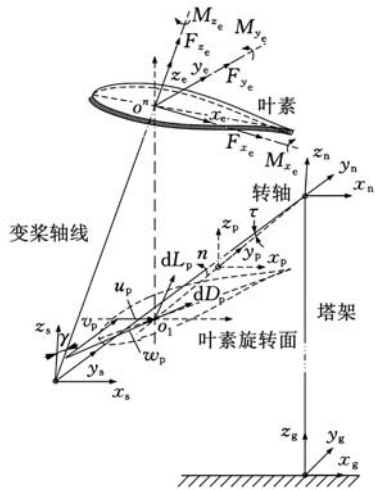


图 2 风电机组坐标系^[9]

图 2 中, γ 为风轮锥角, τ 为风能仰角。坐标系 $x_g y_g z_g$ 为惯性坐标系,固定于塔架底部;坐标系 $x_n y_n z_n$ 固定在机舱上,其 y_n 轴在风电机组主轴轴线上;坐标系 $x_s y_s z_s$ 固定在主轴上,与主轴同步旋转,转速为 n ; $x_p y_p z_p$ 为假定无风能仰角时,固定于旋转主轴上的坐标系;坐标系 $x_e y_e z_e$ 固定在旋转的叶片 1 上, z_e 轴沿叶片变桨轴线方向, y_e 轴垂直于 z_e 轴指向塔架(上风向风电机组), x_e 轴垂直于叶片变桨轴线和主轴轴线。

目前,进行风电机组气动载荷分析有多种方法,如叶素—动量(BEM)理论、基于动态入流理论的 GDW 方法、CFD 等。在实际工程中,由于 BEM 理论简便可信,故是常用的方法。以下仅对基于 BEM 理论的气动载荷计算方法进行简约介绍。在 BEM 理论中,取半径 r 处长度为 dr 的叶素为对象,气流速度与空气动力分量如图 3 所示^[9-10]。

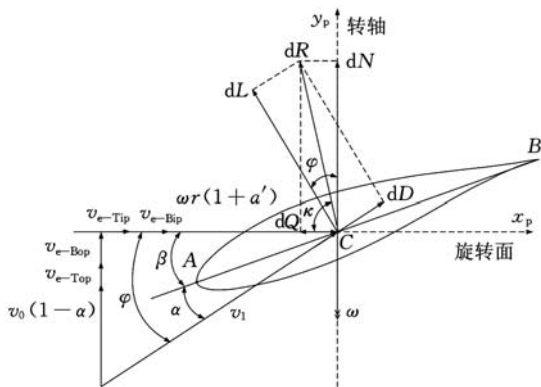


图 3 叶素上气流速度与空气动力分量

图 3 中, A 为前缘点, C 为压力中心, B 为后缘点。 v_0 为轴向风速, v_1 为气流相对于叶素的速度; ω 为风轮角频率; a 为轴向诱导速度系数, a' 为切向诱导速度系数; α 为攻角, β 为节距角, φ 为来流角度; dR 为叶素上的气动力, dL 为 dR 的升力分量, dD 为 dR 的阻力分量, dQ 为气动力切向分量(与旋转面相切), dN 为气动力轴向分量; v_{e-Tip} 和 v_{e-Top} 分别是塔架振动引起的 x 方向和 y 方向速度, v_{e-Bip} 和 v_{e-Bop} 分别是叶片振动引起的 x 方向和 y 方向速度。对于叶片上不同半径 r 处的叶素而言, v_{e-Tip} 和 v_{e-Top} 不变, 而 v_{e-Bip} 和 v_{e-Bop} 随当前叶素半径 r 的变化而变化。

作用在元素上的升力和阻力分别为

$$dL = \frac{1}{2} \rho C_l v_1^2 c dr \tag{1}$$

$$dD = \frac{1}{2} \rho C_d v_1^2 c dr \tag{2}$$

式中, c 为半径 r 处的叶片弦长; C_l 、 C_d 分别为升力系数和阻力系数; ρ 为空气密度。

dL 和 dD 的合力 dR 可以分解为轴向力 dN 和切向力 dQ :

$$dN = \frac{1}{2} \rho c v_1^2 (C_l \sin \varphi + C_d \cos \varphi) dr \tag{3}$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho c v_1^2 (C_l \cos \varphi - C_d \sin \varphi) dr \tag{4}$$

产生的摆振方向弯矩为

$$dM_y = \frac{1}{2} \rho c \frac{v_0(1-a) + v_{e-Top} + v_{e-Bop}}{\sin \varphi} \cdot \frac{\omega r(1+a') + v_{e-Tip} + v_{e-Bip}}{\cos \varphi} C_l r dr \tag{5}$$

产生的挥舞方向弯矩为

$$dM_x = \frac{1}{2} \rho c \frac{v_0(1-a) + v_{e-Top} + v_{e-Bop}}{\sin \varphi} \cdot \frac{\omega r(1+a') + v_{e-Tip} + v_{e-Bip}}{\cos \varphi} C_n r dr \tag{6}$$

式中, C_t 、 C_n 分别为切向力系数和法向力系数。

设 v 为风轮中心高度 h_0 处的来流风速, 如果风速分布服从赫尔曼 Holman 规律^[11], 则有

$$f(v, h_0, r, \psi) = v[(h_0 + r \sin \psi)/h_0]^{r'} \tag{7}$$

式中, r' 为风速廓线指数, 与地面粗糙度有关; ψ 为叶片方位角。

沿叶片方向将整个积分空间 $[0, R]$ 分成若干个子空间 $[r_i, r_{i+1}]$, $i = 1, 2, \dots, N$, 叶片产生的摆振方向总弯矩可写为

$$M_y = \int_0^R dM_y = \sum_{i=1}^N \int_{r_i}^{r_{i+1}} f_1(r) dr \tag{8}$$

$$f_1(r) = \frac{1}{2} \rho c \frac{f(v, h_0, r, \psi)(1-a) + v_{e-Top} + \omega_{By} r}{\sin \varphi} \cdot \frac{\omega r(1+a') + v_{e-Tip} + \omega_{Bx} r}{\cos \varphi} C_l r$$

式中, ω_{Bx} 、 ω_{By} 分别为 x 、 y 方向叶片的振动角速度。

同样, 叶片产生的挥舞方向总弯矩可以写为

$$M_x = \int_0^R dM_x = \sum_{i=1}^N \int_{r_i}^{r_{i+1}} f_2(r) dr \tag{9}$$

$$f_2(r) = \frac{1}{2} \rho c \frac{f(v, h_0, r, \psi)(1-a) + v_{e-Top} + \omega_{By} r}{\sin \varphi} \cdot \frac{\omega r(1+a') + v_{e-Tip} + \omega_{Bx} r}{\cos \varphi} C_n r$$

叶片摆振方向剪力为

$$F_x = \int_0^R dQ = \sum_{i=1}^N \int_{r_i}^{r_{i+1}} \frac{f_1(r)}{r} dr \tag{10}$$

叶片挥舞方向剪力为

$$F_y = \int_0^R dN = \sum_{i=1}^N \int_{r_i}^{r_{i+1}} \frac{f_2(r)}{r} dr \tag{11}$$

同一空间向量, 在不同坐标系中坐标值不同, 通过变换矩阵可以实现相互转换, 变换矩阵的获取可采用方向余弦或欧拉方法。这样就可以把风轮上的气动载荷转化至塔架上。

除了风轮上气动载荷以外, 塔架自身上风载和风电机组运行载荷(变桨距)、惯性载荷等对塔架也有影响, 本文对此未做介绍, 相关理论可参考有关文献。在具体确定设计载荷时, 《风力发电机组规范》(中国船级社, 2008) 规定以具体的装配、吊装、维修、运行状态或设计工况同外部条件的组合为依据, 应考虑到以合理概率出现的相关载荷, 如极端外部条件与故障工况相关, 两者应组合为一种载荷情况。对于某 2MW 风电机组, 作用在塔架基础上的极限载荷按表 1 给定(由相关厂家提供)。

表 1 塔架极限载荷

载荷形式	推力 F (kN)	重力 G (kN)	弯矩 M (kN·m)
极限载荷	501	2723	30 224
载荷系数	1.35	0.9	1.35
设计载荷	676	2451	40 800

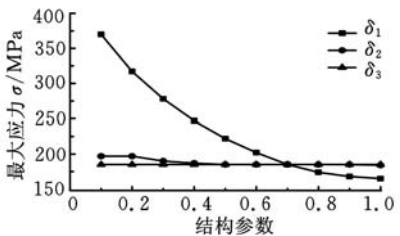
3 结构参数与应力、固有频率关联特性分析

塔架结构参数对应力、固有频率、屈曲稳定性、疲劳寿命和动态响应特性等都有直接影响, 获取结构参数与这些属性的关联特性是塔架优化设计的前提。一般来说, 塔架在极端服役环境下发生破坏的可能性较大, 因此本文选取塔架结构参数与应力、固有频率间的关系进行分析, 不考虑其疲劳寿命和动态响应的影响。

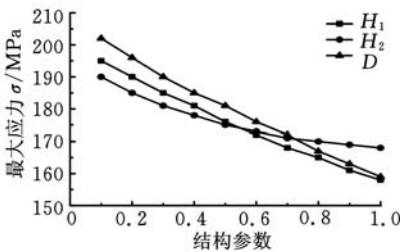
3.1 结构参数与应力关联特性

在有限元分析软件 ANSYS 中采用壳单元进行塔架建模, 考虑到叶片、轮毂和机舱等部件质量影响塔架固有频率, 将叶片、轮毂和机舱简化为一集中质量点, 即 mass21 单元节点, 用 mpc184 无

质量刚性梁单元连接 mass21 单元与塔架顶端节点,材料属性的弹性模量定义为 205GPa,泊松比为 0.3,材料密度为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,塔架壁厚值大小通过设置壳单元实常数实现,塔架底部节点全约束作为边界条件。塔架基础上的载荷是塔架顶部存在的推力产生的,塔架顶部推力大小可由基础弯矩除以塔架高度得到,在 mass21 节点上施加等效载荷后可求解塔架的最大应力。考虑设计的具体情况,本文选取上段壁厚 δ_1 变化范围为 12~18mm,中段壁厚 δ_2 变化范围为 18~26mm,下段壁厚 δ_3 变化范围为 26~45mm,下段塔架长度 H_1 变化范围为 15~20m,中段塔架长度 H_2 变化范围为 20~35m,塔架底端直径 D 变化范围为 3.8~4.4m,由于不同结构参数的数量级不同,为便于比较各结构参数与塔架应力的关系,对结构参数进行归一化处理,得到如图 4 所示的塔架结构参数与最大应力的关系曲线。为观察不同塔架结构参数组合下最大应力点位置,选取 4 组结构参数求解其最大应力,最大应力及其节点位置如表 2 所示。



(a) δ_1 、 δ_2 、 δ_3 与最大应力变化关系



(b) H_1 、 H_2 、 D 与最大应力变化关系

图 4 塔架最大应力与结构参数的变化关系

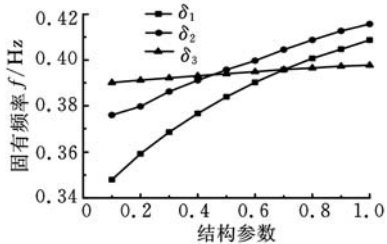
表 2 最大应力值与节点位置

组数	δ_1 (m)	δ_2 (m)	δ_3 (m)	H_1 (m)	H_2 (m)
1	0.008	0.032	0.041	10	38
2	0.010	0.028	0.045	6	32
3	0.010	0.021	0.038	9	38
4	0.016	0.018	0.032	7	30
组数	D (m)	最大应力 值 σ (MPa)	最大应力节点位置		
			x (m)	y (m)	z (m)
1	4.40	153	-0.276×10^{-9}	1.581	48.0
2	4.00	195	-0.117×10^{-9}	1.632	38.0
3	3.60	177	-0.216×10^{-9}	1.681	18.5
4	3.80	209	-0.453×10^{-9}	1.762	6.0

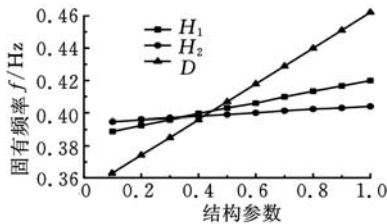
从图 4 可知,不同结构参数对塔架的影响程度不同,在图 4a 中,随着 δ_1 增大,最大应力值显著减小,但是当 δ_1 增加到一定程度以后,对应应力的影响逐渐放缓; δ_2 和 δ_3 的变化对最大应力值没有显著影响,总体趋势比较平缓。从图 4b 可以看出,随着塔架单段长度、塔架底端直径增大,最大应力值总体趋势均是逐渐减小。在表 2 中,4 组不同塔架结构参数对应的最大应力值分别为 153MPa、195MPa、177MPa 和 209MPa,分别位于距塔架底端 48m、38m、18.5m 和 6m 处。不难看出,塔架结构参数组合不但影响塔架的最大应力,而且影响了最大应力点的位置。

3.2 结构参数与固有频率关联特性

风电机组在运行过程中,叶轮、塔架等相互激励,有可能发生共振引发机组倒塌事故,因此在设计时,应充分考虑各子系统固有频率,避免共振的发生。接近风轮旋转频率的塔架一阶固有频率最易导致共振,对其采用有限元模态分析法进行求解。需要指出的是,在进行模态分析时,叶片、轮毂和机舱等部件质量不能忽略,采用集中质量的方式简化,建模时在集中质量重心处设置一个质量节点单元 mass21,用 MPC184 无质量刚性梁单元连接质点单元与塔顶节点,以底部节点全约束为边界条件求解塔架固有频率。为便于比较各结构参数与塔架固有频率的关系,对结构参数进行归一化处理。图 5 所示为结构参数与塔架一阶固有频率的关系曲线,表 3 所示为 4 组结构参数不同时塔架的固有频率。



(a) δ_1 、 δ_2 、 δ_3 与固有频率的变化关系



(b) H_1 、 H_2 、 D 与固有频率的变化关系

图 5 塔架一阶固有频率与结构参数关系

表 3 塔架固有频率

组数	δ_1 (m)	δ_2 (m)	δ_3 (m)	H_1 (m)	H_2 (m)	D (m)	一阶固有 频率 f (Hz)
1	0.008	0.032	0.041	10	38	4.40	0.532 96
2	0.012	0.018	0.030	10	32	4.20	0.439 54
3	0.01	0.021	0.038	9	38	3.60	0.389 26
4	0.016	0.018	0.032	7	30	3.80	0.372 09

从图 5 可知,随着各结构参数的增大,固有频率均呈增大趋势;不同结构参数对塔架固有频率的影响程度不同,在所分析的结构参数中上段壁厚 δ_1 和下段直径 D 的变化对塔架的固有频率影响较大,下段壁厚 δ_3 和中段塔架长度 H_2 影响较小。从表 3 中可以看出,不同结构参数组合下,塔架固有频率值差异比较明显,表中 4 组不同结构参数下的塔架一阶固有频率变化范围为 0.372 09~0.532 96Hz,而风电机组运行时风轮最大旋转频率为 0.375Hz 左右,第 3 组、4 组参数下塔架易发生共振。

4 结构参数与应力、固有频率快速计算模型

塔架结构参数与应力、固有频率之间是一种复杂非线性关系,近似的数学表达式计算误差大,应该采用有限元计算结果。由于在优化设计时需要反复多次计算,并且优化算法存在不确定性,一次优化结果一般不能作为最终结果,需要多次优化后进行结果比较确定,直接采用有限元分析软件计算效率较低,寻求合理的替代模型可以有效解决这一问题。在各种人工智能方法中,支持向量机在解决小样本、非线性及高维模式识别中表现出许多特有的优势,并能推广到函数拟合等其他机器学习问题中。本文采用支持向量机建模方法建立塔架结构参数与应力、固有频率间的快速计算替代模型。

4.1 样本数据获取

为了构建基于支持向量机的结构参数与应力、固有频率的快速计算模型,首先需要获得足够的样本数据。采用正交试验设计与随机组合方法相结合的混合试验设计方法确定参数组合,通过有限元数值仿真试验获得样本值。根据塔架设计中可变的结构参数确定正交试验的 6 个因素,即因素 A(塔架上段壁厚 δ_1)、因素 B(塔架中段壁厚 δ_2)、因素 C(塔架下段壁厚 δ_3)、因素 D(塔架下段长度 H_1)、因素 E(塔架中段长度 H_2)、因素 F(塔架底端直径 D);根据塔架结构参数与最大应力、固有频率的变化关系确定每个因素的 5 个水平值。试验因素水平表见表 4,按照正交试验方法需要进行 $L_{25}(5^6)=25$ 组试验。除正交试验获得

的 25 个样本数据外,再从整个排列组合 156 25 种试验方案中随机选取 200 组进行试验,共获得 225 个样本数据。

表 4 塔架结构参数因素水平表

因素	A	B	C	D	E	F
	δ_1 (m)	δ_2 (m)	δ_3 (m)	H_1 (m)	H_2 (m)	D (m)
水平	0.008	0.018	0.025	8	25	3.60
	0.010	0.021	0.030	12	28	3.80
	0.012	0.025	0.035	16	31	4.00
	0.014	0.028	0.040	20	34	4.20
	0.016	0.032	0.045	24	38	4.40

4.2 快速计算模型的构建

样本空间为 $\{(\mathbf{x}_1, \mathbf{z}_1), (\mathbf{x}_2, \mathbf{z}_2), \dots, (\mathbf{x}_{225}, \mathbf{z}_{225})\}$, 其中, $\mathbf{x}_i = (\delta_{1i}, \delta_{2i}, \delta_{3i}, H_{1i}, H_{2i}, D_i)$, 为塔架结构参数; $\mathbf{z}_i = (\sigma_i, f_i)$, 为塔架应力和固有频率; $i = 1, 2, \dots, 225$ 。支持向量机中采用的方法是将输入向量 \mathbf{x}_i 通过某种非线性关系映射到高维空间,则在高维空间回归函数为

$$\mathbf{z}_i = \mathbf{w}^T \varphi(\mathbf{x}_i) + b \tag{12}$$

式中, φ 为一个从输入空间到高维特征空间的映射函数; b 为偏差值; \mathbf{w} 为权向量。

式(12)即为待求的塔架结构参数与应力或固有频率替代模型。设拟合精度为 ϵ , 求解最佳回归函数转换为固定间隔下寻找最小的 $\|\mathbf{w}\|$ 问题。采用 ϵ -SVR 型支持向量, 考虑样本的容错性, 给拟合精度 ϵ 这一硬性值加一松弛变量 ξ , 则有^[12]:

$$\left. \begin{aligned} \min \quad & \frac{1}{2} \|\mathbf{w}\|^2 + C \sum_{i=1}^{200} \xi_i + C \sum_{i=1}^{200} \xi_i^* \\ \text{s. t.} \quad & \mathbf{w}^T \varphi(\mathbf{x}_i) + b - z_i \leq \epsilon + \xi_i \\ & z_i - b - \mathbf{w}^T \varphi(\mathbf{x}_i) \leq \epsilon + \xi_i^* \\ & \xi_i, \xi_i^* \geq 0 \end{aligned} \right\} \tag{13}$$

式中, C 为惩罚因子; ξ_i, ξ_i^* 为松弛变量。

使用 Lagrange 乘子法解决上述问题, 得到原问题的对偶问题为

$$\left. \begin{aligned} \min \quad & \frac{1}{2} (\mathbf{a} - \mathbf{a}^*)^T \mathbf{Q} (\mathbf{a} - \mathbf{a}^*) + \epsilon \sum_{i=1}^{200} (a_i + a_i^*) + \sum_{i=1}^{200} z_i (a_i - a_i^*) \\ \text{s. t.} \quad & \sum_{i=1}^{200} (a_i - a_i^*) = 0, 0 \leq a_i, a_i^* \leq c \end{aligned} \right\} \tag{14}$$

式中, $\mathbf{Q} = \mathbf{K}(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j) = \varphi(\mathbf{x}_i)^T \varphi(\mathbf{x}_j)$; a_i, a_i^* 为拉格朗日乘子。

对偶问题完全根据样本数据表达, 由样本数据求得最优的 Lagrange 乘子后即可得到问题的最优解。则式(12)可写为

$$\mathbf{z} = \sum_{i=1}^{200} (-a_i + a_i^*) \mathbf{K}(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}) + b \tag{15}$$

将通过数值试验获得的 225 组样本数据分为

两部分,200 组用于训练,其余用于测试。支持向量机类型选用 ϵ -SVR 类型,核函数设置类型选用径向基核函数(RBF)。在 MATLAB 中分别用网格搜索法、粒子群方法和遗传算法函数求解核函数参数,选取平均平方误差(MSE)最小、平方相关系数最接近 1 的核参数,最终应力模型中取核参数 $c=68.3341, g=0.083\ 923$,固有频率模型中取核参数 $c=24.5844, g=0.003\ 814\ 7$ 。

基于上述方法得到的应力回归模型由 179 个支持向量组成,偏差值为 -0.5034 ,固有频率回归模型由 153 个支持向量组成,偏差值为 0.0192 。表 5 给出了 5 组模型输出与有限元仿真结果,可以看出构建的模型最大应力输出值与有限元仿真结果误差为 $-0.004\%\sim 4.7\%$,一阶固有频率输出值与有限元仿真结果误差为 $-0.005\%\sim 0.3\%$ 。结果表明,构建的塔架结构参数与最大应力、一阶固有频率的替代模型可用于工程实际。

表 5 模型输出值与有限元仿真结果

		1	2	3	4	5
$\delta_1(\text{m})$		0.016	0.014	0.012	0.01	0.012
$\delta_2(\text{m})$		0.025	0.028	0.021	0.018	0.028
$\delta_3(\text{m})$		0.032	0.032	0.038	0.035	0.032
$H_1(\text{m})$		10	9	10	7	8
$H_2(\text{m})$		36	32	32	34	38
$D(\text{m})$		4.00	4.40	4.20	4.20	3.80
模型输出	最大应力 $\sigma(\text{MPa})$	123	122	151	181	134
	固有频率 $f(\text{Hz})$	0.4713	0.5155	0.4549	0.4155	0.4432
有限元仿真结果	最大应力 $\sigma(\text{MPa})$	122	117	145	177	134
	固有频率 $f(\text{Hz})$	0.4698	0.5206	0.4589	0.4157	0.4443
差值	最大应力 $\sigma(\text{MPa})$	1	5	6	4	0
	固有频率 $f(\text{Hz})$	0.0015	-0.0051	-0.004	-0.0002	-0.0011

5 塔架结构参数优化

5.1 参数优化数学模型

选取塔架的结构参数为设计变量为

$$\boldsymbol{x}=(\delta_1,\delta_2,\delta_3,H_1,H_2,D)$$
 (16)

以塔架总质量最小为目标,即

$$F=\min m_{\text{tower}}=\min \sum_{i=1}^3 m_i$$
 (17)

式中, m_{tower} 为塔架总质量, m_i 为每段塔架的质量(可由塔架结构参数求得)。

约束条件包括:

(1) 强度约束。为保证塔架的安全,外载荷作用下的塔架最大应力 σ 应小于材料的屈服应力,即:

$$\sigma n_{\text{st}}<\sigma_b$$
 (18)

式中, n_{st} 为安全系数; σ 为材料屈服应力。

(2) 固有频率约束。风电机组运行时,如果风轮旋转频率或叶片通过频率接近塔架的固有频率,则会出现共振现象,引发严重的安全问题。某型风电机组运行时风轮的最大转速为 $22.5\text{r}/\text{min}$,风轮旋转频率和叶片通过频率分别为 0.375Hz 和 1.125Hz ,根据 GB18451.1-2001 规定,塔架工作状态下的弯曲固有频率 $f_{0,n}$ 和激振频率 $f_{\text{R}}, f_{\text{R},m}$ 之间应有适当的间隔,按下述公式计算:

$$\begin{cases} \frac{f_{\text{R}}}{f_{0,1}}\leqslant 0.95 \\ \frac{f_{\text{R},m}}{f_{0,n}}\leqslant 0.95 \text{ 或 } \frac{f_{\text{R},m}}{f_{0,n}}\geqslant 1.05 \end{cases}$$
 (19)

式中, f_{R} 为正常运行范围内风轮的最大旋转频率; $f_{0,1}$ 为塔架(整机状态下)的一阶固有频率; $f_{\text{R},m}$ 为 m 个风轮叶片的通过频率; $f_{0,n}$ 为塔架(整机状态下)的 n 阶固有频率。

由式(19)得到塔架一阶固有频率约束为

$$0.394\text{Hz}\leqslant f_{0,1}\leqslant 1.071\text{Hz}$$
 (20)

(3) 边界约束。根据工程具体情况,塔架的结构参数在一定范围内取值,这里选取变量的范围为

$$\begin{cases} 0.012\text{m}\leqslant \delta_1\leqslant 0.018\text{m} \\ 0.018\text{m}\leqslant \delta_2\leqslant 0.026\text{m} \\ 0.026\text{m}\leqslant \delta_3\leqslant 0.045\text{m} \\ 15\text{m}\leqslant H_1\leqslant 20\text{m} \\ 20\text{m}\leqslant H_2\leqslant 35\text{m} \\ 3.8\text{m}\leqslant D\leqslant 4.4\text{m} \end{cases}$$
 (21)

本文采用遗传算法进行参数优化求解,遗传算法是一种基于生物遗传和进化机制的自适应概率优化算法,具有很好的全局寻优能力。对于一些非线性、多模型、多目标的函数优化问题用其他优化方法较难求解,而遗传算法可以方便地得到较好的结果。种群中的个体数目设为 30,采用浮点编码方式,交叉概率为 0.95,变异概率为 0.08,最大迭代次数为 250 次。

5.2 优化结果

基于上述方法,得到塔架结构优化参数如表 6 所示,同时给出了优化前后塔架最大应力和固有频率的有限元数值计算结果,优化后的塔架总质量为 100.4t ,相比优化前的 104t ,用钢量减少 $3.5\%(3.6\text{t})$,一阶塔架固有频率从 0.4788Hz 变为 0.4793Hz ,最大应力从 124MPa 降为

120MPa。图 6 给出了优化前后塔架应力分布曲线,优化后应力变化更平缓,塔架的安全性有所提高。

表 6 塔架结构参数优化结果

	δ_1 (m)	δ_2 (m)	δ_3 (m)	H_1 (m)	H_2 (m)
优化前	0.014	0.022	0.028	17	25
优化后	0.013	0.023	0.026	15	33
	D (m)	总质量 (kg)	最大应力 σ (MPa)	固有频率 f (Hz)	
优化前	4.20	104000	125	0.4788	
优化后	4.15	100422	120	0.4793	

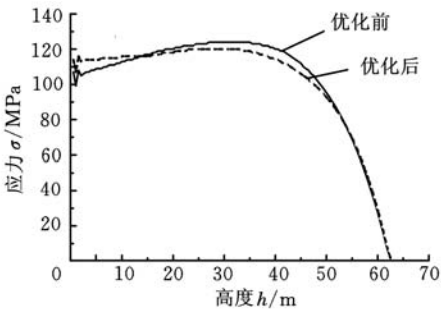


图 6 塔架应力分布曲线

6 结论

- (1) 通过试验设计和有限元数值仿真分析了各参数变化对应力、固有频率的影响趋势,获得了塔架结构参数与应力、固有频率的关联特性,在塔架设计时可为各结构参数的分布提供一定的参考。
- (2) 采用支持向量机理论分别构建了塔架结构参数与应力、塔架结构参数与固有频率间的快速计算模型,计算结果显示,替代模型输出结果能与有限元仿真结果较好吻合,表明本文构建的快速模型是可行的。
- (3) 构建了某 2MW 风电机组以塔架质量最小为目标的塔架结构参数优化设计模型,采用遗传算法进行优化求解,优化后的塔架质量减少 3.6t,减少用钢量 3.5%,为风电机组塔架实际工程设计优化提供了一种参考方法。

参考文献:

[1] Negm H M, Maalawi K Y. Structural Design Optimization of Wind Turbine Towers[J]. Computers & Structures, 2000, 74(6): 649-666.

[2] Horvath G, Toth L. New Methods in Wind Turbine Tower Design[J]. Wind Engineering, 2001, 25(3): 171-178.

[3] Uys P, Farkas J, Jarmai K, et al. Optimisation of a Steel Tower for a Wind Turbine Structure[J]. Engineering Structures, 2007, 29(7): 1337-1342.

[4] Clifton-smith M, Wood D. Optimisation of Self-supporting Towers for Small Wind Turbines[J]. Wind Engineering, 2010, 34(5): 561-578.

[5] Hassan A, Maalawi K, Negm H. Frequency Optimization of Conical Shells Under Mass Equality Constraint[J]. JASR, 2006.

[6] Yildirim S, Özkol İ. Wind Turbine Tower Optimization under Various Requirements by Using Genetic Algorithm[J]. Engineering, 2010, 2(8): 641-647.

[7] 赵吉文, 谢芳, 刘永斌, 等. 600kW 风力机塔架结构参数粒子群优化设计[J]. 中国机械工程, 2007, 18(15): 1776-1779.

Zhao Jiwen, Xie Fang, Liu Yongbin, et al. Optimization Design of Tower Structure of 600kW - Wind Turbine Based on Particls Swarm [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(15): 1776-1779.

[8] 赵吉文, 刘永斌, 陈军宁, 等. 基于混沌搜索的 600kW 风力机塔架结构优化设计[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(11): 2425-2428.

Zhao Jiwen, Liu Yongbin, Chen Junning, et al. Optimization Design of Tower Structure of 600kW - Wind Turbine Based on Chaotic Search[J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(11): 2425-2428.

[9] Dai Juchuan, Hu Yanping, Liu Deshun, et al. Aerodynamic Loads Calculation and Analysis for Large Scale Wind Turbine Based on Combining BEM Modified Theory with Dynamic Stall Model[J]. Renewable Energy, 2011, 36(3): 1095-1104.

[10] 戴巨川, 胡燕平, 刘德顺, 等. MW 级变桨距风电机组叶片转矩计算与特性分析[J]. 太阳能学报, 2010, 31(8): 1030-1036.

Dai Juchuan, Hu Yanping, Liu Deshun, et al. Torque Calculation and Characteristics Analysis of Blade for MW Adjustable-ptich Wind Turbine [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2010, 31(8): 1030-1036, 2(11): 821-829.

[11] Gourieres D L. Wind Power Plants: Theory and Design[M]. Oxford: Pergamon Press, 1982.

[12] Vapnik V. Statistical Learning Theory[M]. New York: Wiley, 1998.

(编辑 袁兴玲)

作者简介:戴巨川,男,1979 年生。湖南科技大学机电工程学院副教授。刘旋,男,1987 年生。湖南科技大学机电工程学院硕士研究生。杨书仪,女,1972 年生。湖南科技大学机电工程学院教授。文泽军,男,1966 年生。湖南科技大学机电工程学院副教授。沈祥兵,男,1974 年生。湘电风能有限公司工程师。