

文章编号:1673-2049(2019)02-0092-09

风-冰联合作用下风电塔高强螺栓疲劳可靠度分析

谭冬梅,金超,瞿伟廉,赵紫毅

(武汉理工大学 土木工程与建筑学院,湖北 武汉 430070)

摘要:针对风力机塔筒法兰联结螺栓结构特殊、受力复杂、易于失效等特点,对风-冰联合作用下高强螺栓节点的疲劳可靠度进行了研究。首先通过谐波叠加法生成风速时程,按照概化冰力函数求出作用于风电塔上的冰力时程;然后应用 ANSYS 建立风电塔模型,施加生成的风荷载及动冰荷载,得到法兰中心处的应力时程曲线;基于 Schmidt-Neuper 理论及有限元方法分别对法兰联结螺栓结构进行计算,得到法兰受载与螺栓应力之间的关系;通过 MATLAB 多项式拟合得到外荷载作用下螺栓的应力时程曲线;最后基于累积损伤理论,计算螺栓在不同荷载工况下的疲劳可靠度,并讨论预紧力、螺栓位置、冰速对其疲劳可靠度的影响。结果表明:考虑冰载后螺栓的疲劳可靠度均有所下降,冰载对螺栓疲劳可靠度的影响不容忽视;预紧力的大小对风载作用下的螺栓疲劳可靠度影响较大,对冰载作用下的螺栓疲劳可靠度影响不大;螺栓所在位置对各荷载工况下的螺栓疲劳可靠度均存在较大影响,且对冰载作用下的螺栓疲劳可靠度影响最为明显;法兰所受外荷载大于使螺栓节点分开所需的荷载时,会增加螺栓的应力幅值,从而降低其疲劳可靠度;冰载作用下影响螺栓疲劳可靠度的主要因素为冰激作用导致的塔架共振。

关键词:海上风电塔;风-冰联合作用;高强螺栓;疲劳可靠度

中图分类号: TU311.2

文献标志码: A

Fatigue Reliability Analysis on High-strength Bolt Used in Wind Turbine Tower Under Combined Effect of Wind and Ice

TAN Dong-mei, JIN Chao, QU Wei-lian, ZHAO Zi-yi

(School of Civil Engineering and Architecture, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, Hubei, China)

Abstract: In view of the special structure, complex stress and easy failure of flange-bolt of wind turbine tower, the fatigue reliability of high strength bolted joints under combined effect of wind and ice was studied. Firstly, the wind speed time history was generated by harmonic superposition method, and ice force time history acting on wind power tower was calculated according to generalized ice force function. Then, ANSYS was used to build the wind tower model, and the generated wind load and dynamic ice load were applied to obtain the stress time history curve at the center of flange. Based on Schmidt-Neuper theory and finite element method, the flange bolt structure was calculated, and the relationship between flange load and bolt stress was obtained. The stress time history curve of bolt under external load was obtained by MATLAB polynomial fitting. Finally, based on the cumulative damage theory, the fatigue reliability of bolts under different load conditions was calculated, and the effects of preload, bolt position and ice speed on the fatigue reliability were discussed. The results show that after

收稿日期:2018-09-01

基金项目:国家自然科学基金项目(51408452);道路桥梁与结构工程湖北省重点实验室开放基金项目(DQJJ201509)

作者简介:谭冬梅(1976-),女,四川秀山人,副教授,工学博士,E-mail:smiledongmei@163.com。

considering the ice load, the fatigue reliability of the bolt decreases, and the effect of ice load on the fatigue reliability of bolt can not be ignored. The preload has great influence on bolt fatigue reliability under wind load, but has little influence on bolt fatigue reliability under ice load. The location of bolts has great influence on the fatigue reliability of bolts under various load conditions, and has the most obvious influence on the fatigue reliability of bolts under ice load. When the external load on the flange is greater than the load needed to separate the bolted joints, the stress amplitude of the bolts will be increased, thus the fatigue reliability of the bolts will be reduced. The main factor affecting the fatigue reliability of bolts under ice load is tower resonance caused by ice-induced action.

Key words: offshore wind turbine tower; combined effect of wind and ice; high-strength bolt; fatigue reliability

0 引言

海上风电塔由于其所处环境风速高、风速风向相对稳定且湍流强度低、有效利用时间更长等优点,使其建设逐步成为重点。位于冰冻海域的风电塔受到风载、冰载、波浪荷载等多种荷载的共同作用,严重影响其安全性。中国风电塔倒塌事故中,由于结构失效引起的倒塌多为螺栓疲劳强度不够导致,因此在冰冻海域高强螺栓节点的疲劳性直接关系到风电塔的安全。

在中国渤海海域会出现冬季结冰的现象,海冰在风及其潮流的作用下发生漂流,会与结构物发生相互碰撞。在特定的情况下冰的作用甚至比风、波浪、地震的作用还要大,成为冰区海上风电塔的控制荷载^[1]。因此,有必要对风-冰联合作用下高强螺栓节点的疲劳可靠度进行分析。

近年来很多专家对法兰联结螺栓结构进行了大量研究,主要集中在螺栓连接受力、疲劳强度以及裂纹扩展3个方面。对于法兰联结螺栓模型,Douty等^[2]最早基于试验提出杠杆翘起模型用来估算在特定撬力下螺栓受力大小。Schneider等^[3]通过试验研究了螺栓法兰板连接的非弹性行为及破坏模式。Schaumann等^[4]对海上风电塔支承结构的特殊疲劳问题进行了分析。在螺栓疲劳寿命方面,马人乐等^[5]对反向平衡法兰进行了试验研究。龙凯等^[6]基于Schmidt-Neuper算法对塔筒螺栓疲劳强度进行了研究。

在风电塔螺栓连接方面,中国学者也开展了许多研究。杜静等^[7]分别采用Schmidt-Neuper模型、M. Seidel模型以及有限元分析模型计算螺栓的疲劳损伤,比较了3种模型在螺栓疲劳寿命计算中的利弊,并对法兰-螺栓模型受偏心荷载且螺栓轴线不

在法兰横向中心的情况进行了分析^[8]。王会利等^[9]对高强螺栓节点的腐蚀疲劳可靠度进行了分析,基于断裂力学理论,导出了高强螺栓腐蚀疲劳可靠度计算模型。李秀珍^[10]建立了含微裂缝的螺栓连接模型,计算了风电塔在运行过程中预紧力与外荷载的关系,研究了螺纹表面裂纹的扩展情况及微裂纹对螺栓极限强度的影响。

目前关于风电塔法兰-螺栓连接部分的研究均是针对单一风荷载展开的,而海上风电塔受到的环境荷载较为复杂,其他荷载作用下风电塔会产生不同的动态响应,塔筒连接部分也会出现新的要求。因此,本文对风-冰联合作用下螺栓的疲劳可靠度进行研究,并讨论不同预紧力、螺栓位置对各荷载工况作用下螺栓疲劳可靠度的影响。

1 基本原理

1.1 Schmidt-Neuper 螺栓计算模型

Schmidt-Neuper 螺栓计算模型主要用于计算外荷载与螺栓内应力之间的关系,研究对象为单螺栓连接体系或多螺栓连接体系中最危险螺栓^[11]。Schmidt-Neuper 计算模型定义了在外荷载 Z 作用下法兰边缘即将出现裂缝以及裂缝扩展至螺栓中心2个临界状态,其临界拉力 Z_I 、 Z_{II} 的表达式为式(1)、(2)。各临界状态下外荷载与螺栓内应力之间的关系如表1所示。

$$Z_I = \frac{a - 0.5b}{a + b} F_v \quad (1)$$

$$Z_{II} = \frac{F_v}{\lambda q} \quad (2)$$

式中: a 为螺栓中心至法兰边缘最近距离; b 为螺栓中心至法兰受荷中心距离; q 为法兰-垫片刚度分配系数; λ 为杠杆作用时的杠杆比。

表 1 外荷载与螺栓应力关系

Tab. 1 Relationship Between External Load and Stress of Bolt

外荷载 Z	螺栓拉力 F_{vs}	螺栓拉应力 σ
0	F_v	F_{vs}/A_n
Z_I	$F_v + \rho Z_I$	F_{vs}/A_n
Z_{II}	λZ_{II}	F_{vs}/A_n
$>Z_{II}$	λZ	F_{vs}/A_n

注: A_n 为螺栓的有效面积; F_v 为螺栓预紧力; ρ 为螺栓刚度分配系数。

λ 计算式为

$$\lambda = \frac{0.7a + b}{0.7a} \tag{3}$$

临界力的大小与螺栓所在位置以及螺栓、法兰、垫片的刚度大小有关。螺栓及垫片的刚度可直接根据刚度的定义计算,如式(4),(5)所示

$$C_s = \frac{E_1 A_n}{L_s} \tag{4}$$

$$C_{D,1} = \frac{\pi E_2 (D_w^2 - d_n^2)}{4 T_w} \tag{5}$$

式中: C_s 为螺栓刚度; $C_{D,1}$ 为垫片刚度; E_1, E_2 分别为螺栓和垫片的弹性模量; L_s 为螺栓的夹持长度; D_w, d_n 分别为垫片的外径和内径; T_w 为垫片厚度。

法兰刚度的计算相比螺栓较为复杂,本文采用 VDI 2230 标准^[12]提出的计算方法计算法兰刚度。被夹紧的法兰应力边界是以二次函数的规律向下传播,处于边界外的法兰没有应力,因此对于法兰刚度的计算首先要知道等效刚度模型的结构和尺寸。法兰刚度计算模型一般有 2 种形式,如图 1 所示(l_v 为等效圆锥体高度, l_h 为等效圆柱体高度),阴影部分为法兰受力范围,图 1(a)表示相邻单分法兰无应力重合,图 1(b)表示相邻单分法兰之间存在应力重合。等效圆锥体的圆锥角 φ 表达式为

$$\tan(\varphi) = 0.348 + 0.013 \ln(\beta_L) + 0.193 \ln(y) \tag{6}$$

式中: β_L 为长度比, $\beta_L = l_k/d_w$, l_k 为螺栓连接夹持长度, d_w 为螺栓夹持外径; y 为外、内径比, $y = D_A/d_w$, D_A 为法兰的等效外径。

D_A 计算式为

$$D_A = \frac{D'_{Amax} + D'_{Amin} + \sum D'_{A,i}}{2 + i} = \frac{2(C_T - e) + 2t' - d_n + D'_{A,i}}{3} \tag{7}$$

式中: D'_{Amax} 为法兰的最大外径; D'_{Amin} 为法兰的最小外径; $D'_{A,i}$ 为法兰的任一外径; i 为参与计数的法兰外径数; C_T 为法兰接触面宽度; t' 为法兰宽度; e 为螺栓偏心距。

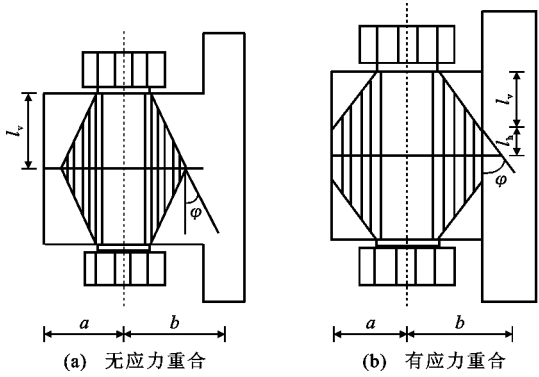


图 1 法兰等效刚度计算模型

Fig. 1 Equivalent Stiffness Calculation Models of Flanges

等效锥体的极限直径 $D_{A,Gr}$ 计算表达式如式(8)所示。若 $D_A > D_{A,Gr}$, 则按图 1(a)计算法兰等效刚度; 若 $D_A < D_{A,Gr}$, 则按图 1(b)计算法兰的等效刚度 C_p^v , 其中锥体部分刚度 C_p^h 、柱体部分的刚度表达式分别为式(9),(10)。

$$D_{A,Gr} = d_n + \omega l_k \tan(\varphi) \tag{8}$$

$$C_p^v = E_2 d_n \pi \tan(\varphi) / \ln \left[\frac{(d_w + d_n)(d_w + 2l_v \tan(\varphi) - d_n)}{(d_w - d_n)(d_w + 2l_v \tan(\varphi) + d_n)} \right] \tag{9}$$

$$C_p^h = \frac{4l_h}{E_2 \pi (D_A^2 - d_n^2)} \tag{10}$$

按上述分别计算得到法兰、螺栓及垫片的刚度,从而可以得到各子系统的刚度分配系数为

$$\left. \begin{aligned} p &= C_s / (C_s + \frac{1}{C_{D,1} + C_{D,2}}) \\ q &= \frac{1}{C_{D,1} + C_{D,2}} / (C_s + \frac{1}{C_{D,1} + C_{D,2}}) \end{aligned} \right\} \tag{11}$$

式中: $C_{D,2}$ 为法兰刚度。

1.2 螺栓疲劳可靠度基本原理

描述材料疲劳寿命-应力幅($S-N'$)曲线的最常用形式是幂函数式,即

$$S^m N' = C \tag{12}$$

式中: m, C 为与材料、应力比及加载方式有关的参数^[13]。

螺栓材料的疲劳特性受到结构尺寸系数、表面状态系数以及应力集中系数的影响^[14],如果直接使用 $S-N'$ 曲线计算其疲劳寿命会产生很大的误差。本文根据 GL 2010 规范取疲劳等级为 36,引入曲线缩减因子 K_s [式(13)]降低螺栓在疲劳寿命 2×10^6 处的疲劳强度,并考虑材料的安全系数以消除上述因素对疲劳可靠度的影响。

$$K_s = (30/d)^{0.25} \tag{13}$$

式中: d 为螺栓直径。

采用 Goodman 方程对螺栓的 $S-N'$ 曲线进行修

正,得到特定应力比下螺栓的等效应力幅 S_a ,即

$$S_a = \frac{S_u}{S_u/S_{a(R=-1)} + (1+R)(1-R)} \quad (14)$$

式中: S_u 为材料在静载下的破坏强度(屈服强度或拉伸强度); R 为结构的可靠度; $S_{a(R=-1)}$ 为对称恒幅荷载下经修正后的材料疲劳强度。

螺栓结构的寿命与疲劳强度平均值和幅值有关,因此其复合疲劳强度 $S_f = \sqrt{S_a^2 + S_m^2}$ (S_m 为平均应力),由强度-应力干涉模型可得到螺栓的疲劳可靠度 $\beta^{[14]}$ 为

$$\beta = \frac{\bar{S}_f - \bar{S}_0}{\sqrt{\sigma_{S_f}^2 + \sigma_{S_0}^2}} \quad (15)$$

式中: \bar{S}_f, σ_{S_f} 分别为复合疲劳强度的均值和标准差; \bar{S}_0, σ_{S_0} 分别为复合疲劳应力的均值和方差。

结构的可靠度满足

$$R = P(Z > 0) = \int_{-\infty}^{\beta} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\mu^2} d\mu = \Phi(\beta) \quad (16)$$

式中: μ 为遵从正态分布的随机变量均值; $\Phi(\beta)$ 为关于 β 的标准正态分布函数。

2 有限元计算模型

2.1 风电塔有限元模型

本文采用的是 3.0 MW 风电机组,其风轮直径为 90 m,扫风面积为 6 362 m²,切入风速为 4 m·s⁻¹,切出风速为 25 m·s⁻¹,额定风速为 15 m·s⁻¹,转速为 12~20 r·min⁻¹,质量为 41 t,齿轮箱(含电机)质量为 70 t,塔架高度为 80 m。风电塔筒采用 Q345D 钢材,弹性模量为 2.1×10¹¹ MPa,密度为 7 850 kg·m⁻³,泊松比为 0.3,屈服强度为 345 MPa,风电塔模型如图 2 所示。

通过 ANSYS 建立有限元模型,水平面以上支撑结构及泥面以下桩采用 Pipe16 单元,浸水部分采用 Pipe59 单元,塔架部分采用 Beam188 单元;采用 p - y , t - z 和 q - z 曲线法来模拟桩和土之间相互作用产生的横向承载力、轴向承载力以及桩端承载力。由风轮的转速得到该风电塔的工作频率为 0.2~0.33 Hz。由于风机为 3 叶片形式,因此系统低阶固有频率应避开 1 倍和 3 倍风轮旋转频率,即 [0.2 Hz, 0.33 Hz] 和 [0.6 Hz, 0.99 Hz] 两个区间。通过模态分析得到风电塔的前 4 阶频率分别为 0.489 63, 0.489 63, 1.354 9, 1.354 9 Hz,均偏离风轮旋转频率的 ±10% 以外,不会发生共振。

2.2 风荷载模拟

本文采用 Davenport 谱,利用谐波叠加法^[15]对

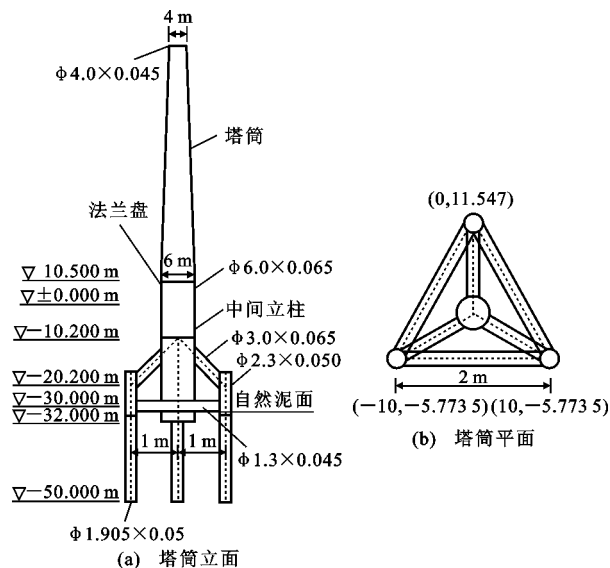


图 2 风电塔模型

Fig. 2 Wind Turbine Tower Model

风荷载进行模拟,各模拟点的风速时程 $u_i(t)$ 可表示为

$$u_i(t) = \sum_{j=1}^i \sum_{k=1}^N |H_{ij}(\omega_k)| \sqrt{2\Delta\omega} \cdot \cos(\omega_k t - \theta_{ij\omega_k} + \varphi_{jk}) \quad (17)$$

式中: N 为频率采样点数; $\Delta\omega$ 为频率增量, $\Delta\omega = \omega_{up}/N$, ω_{up} 为截断角频率; φ_{jk} 为在区间 $[0, 2\pi]$ 均匀分布的独立相位角; ω_k 为双索相频率; $\theta_{ij}(\omega)$ 为不同点的随机相位; H_{ij} 为各处互功率谱密度函数矩阵经 Cholesky 分解的下三角矩阵中的元素。

双索引频率 ω_k 可按下式计算取值

$$\omega_k = (l - \frac{1}{2})\Delta\omega + \frac{m}{n}\Delta\omega \quad l=1, 2, \dots, N$$

在 MATLAB 模拟风电塔随机风场的过程中,设置了 12 个风荷载模拟点,取额定风速为 15 m·s⁻¹,模拟的时间步长取 0.1 s,上限角频率取 10 π ,总模拟时长为 600 s,地面的粗糙度系数取 0.001 29,生成的风速时程曲线如图 3 所示。

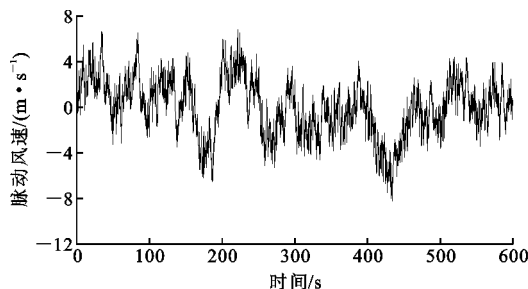


图 3 风速时程曲线

Fig. 3 Time History Curve of Wind Speed

对于塔架部分的风荷载 F 按式(18)计算,即

$$F = \frac{1}{2} \rho C_d A V^2(x, y, z, t) \quad (18)$$

对于叶轮处的风荷载 F 按式(19)计算,即

$$F = \frac{1}{2} \rho C_p \pi R'^2 V^2(x, y, z, t) \quad (19)$$

式中: C_d 为阻力系数; A 为有效迎风面积; C_p 为风能利用系数; R' 为叶轮半径; ρ 为空气密度; $V(x, y, z, t)$ 为 z 高度处的瞬时风速。

2.3 动冰荷载模拟

作用于海工结构上的动冰荷载一般有 2 种^[16]: 一种是整块冰对结构的撞击作用,可看成冲击荷载;另一种是冰排的移动对结构产生的动荷载,此类荷载对结构产生持续作用,可以达到稳态产生共振,本文主要针对此类荷载展开研究。通常为了增强结构的抗冰能力,将结构设计成抗冰锥体,以将冰的其他破坏形式转变成弯曲破坏,减小对结构的影响。本文采用锥形结构动冰力函数进行激振冰力的模拟。

锥形结构动冰力函数 $f(t)$ 考虑了冰作用于锥体时的 2 次断裂,其表达式为

$$f(t) = \begin{cases} \frac{F_1}{t_1}(t-nT) & 0 < t-nT \leq t_1 \\ F_1 - \frac{F_1-F_3}{t_2}(t-nT-t_1) & t_1 < t-nT \leq T_1 \\ F_3 + \frac{F_2-F_3}{t_3}(t-nT-T_1) & T_1 < t-nT \leq t_3+T_1 \\ F_2 - \frac{F_2-F_3}{t_4}(t-nT-T_1-t_3) & t_3+T_1 < t-nT \leq T \end{cases} \quad (20)$$

式中: t_1 为第 1 次断裂的加载时间; t_2 为第 2 次断裂的加载时间; t_3 为第 3 次断裂的加载时间; t_4 为第 4 次断裂的加载时间; T_1 为一次断裂进程的总周期; T 为二次断裂进程的总周期; F_1 为一次断裂冰力峰值; F_2 为二次断裂冰力峰值; F_3 为残余冰力; $n=0, 1, 2, 3, \dots$ 。

本文采用 Ralston 基于塑性极限法提出的模型计算 F_1 , 该模型认为 F_1 由水平断裂力 H_b 和水平上爬力 H_r 两部分组成, API RP 2N-1995 推荐的计算公式为

$$H_r = W \frac{\tan(\alpha) + \mu E_b - \mu f g \cos(\alpha)}{1 - \mu g} \quad (21)$$

$$H_b = \frac{\sigma_i t_b^2 \tan(\alpha)}{3} \left[\frac{1 + Y x \lg(x)}{x-1} + G(x-1)(x+2) \right] \quad (22)$$

$$G[(x-1)^2 + (2x+1)] + Y[x-10 - \lg(x)] = 1 \quad (23)$$

$$f = \sin(\alpha) + \mu' \cos(\alpha E_a) \quad (24)$$

$$g = \frac{1}{2} \left[\sin(\alpha) + \frac{\alpha}{\cos(\alpha)} \right] / \left[\frac{\pi}{4} \sin^2(\alpha) + \mu' \alpha \cos(\alpha) \right] \quad (25)$$

$$h = [f \cos(\alpha) - \mu' E_b] / \left[\frac{\pi}{4} \sin^2(\alpha) + \mu' \alpha \cos(\alpha) \right] \quad (26)$$

$$W = \gamma_i t_b \frac{(R_s + R_t)(R_s - R_t)}{\cos(\alpha)} \quad (27)$$

$$G = \frac{\gamma_i R_s^2}{\sigma_i t_b} \quad (28)$$

$$E_a = \int_0^{\pi/2} [1 - \sin^2(\alpha) \sin^2(\theta)]^{-\frac{1}{2}} d\theta \quad (29)$$

$$E_b = \int_0^{\pi/2} [1 - \sin^2(\alpha) \sin^2(\theta)]^{\frac{1}{2}} d\theta \quad (30)$$

式中: α 为锥体和水平面的夹角; μ 为冰与结构的摩擦因数; σ_i 为冰的抗弯强度; x 为取式(23)解中使 H_b 最小的值; R_t 为锥形结构顶面半径; R_s 为锥形结构水平面处的半径; γ_i 为冰的相对密度; γ_w 为海水的相对密度; t_b 为冰排厚度; Y 对应于 Tresca 屈服为 2.711; E_a, E_b 分别为第 1 种和第 2 种完全椭圆积分。

残余冰力的大小与冰速 V 和冰厚有关,其计算表达式为

$$F_3 = (0.97 - \frac{0.89V}{\sqrt{g_1 h_1}}) F_1 \quad (31)$$

式中: h_1 为冰厚; g_1 为重力加速度。

二次断裂冰力水平决定了冰力中高频的成分,其满足

$$\frac{F_2 - F_3}{F_1 - F_3} = -0.33 + 0.97 \frac{V}{\sqrt{g_1 h_1}} \quad (32)$$

冰力作用周期 T 由冰排的冰速和其初始断裂长度 l' 控制,其表达式为式(33);冰排的初始断裂长度与冰厚有关,可按式(34)确定冰排的初始断裂长度。

$$T = \frac{l'}{V} \quad (33)$$

$$\frac{l'}{h_1} = 10.79 - 4.88 \frac{V}{\sqrt{g_1 h_1}} \quad (34)$$

其他周期参数的取值满足: $t_1/t_2 \approx 1.05$; $t_3/t_4 \approx 0.98$; $(t_1+t_2)/(t_3+t_4) \approx 1.25$ 。

根据统计资料,取正常冰厚为 0.3 m, 相对应于额定风速取冰速为 $0.6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 取 50 年一遇海冰的弯曲强度为 0.638 MPa, 按以上动冰函数得到的冰力时程曲线如图 4 所示。

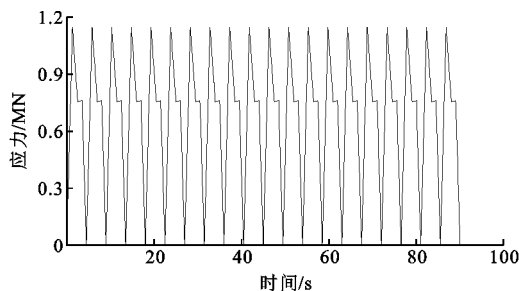


图 4 冰力时程曲线

Fig. 4 Ice Force Time History Curve

3 螺栓时序应力

3.1 螺栓有限元模型

本文取中间立柱与塔筒连接处的法兰联结螺栓结构为研究对象,法兰外径为 3.000 m,法兰内径为 2.795 m,法兰厚度为 0.180 m;螺栓型号为 M39×260(10.9 级),螺孔直径为 0.042 m,螺栓头直径为 0.060 m,垫圈厚度为 0.006 m,螺栓数目为 186 个。

螺栓材料采用 20MnTiB,其弹性模量为 2.06×10^{11} MPa,密度为 $7\,850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,泊松比为 0.3,屈服强度为 940 MPa,抗拉极限强度为 1 040 MPa;法兰及垫圈材料采用 Q345D 型钢,其弹性模量为 2.1×10^{11} MPa,泊松比为 0.3,屈服强度为 345 MPa。

风电塔架在外荷载作用下法兰截面中心弯矩及其截面以上的轴向力对连接体系的影响最大,螺栓在法兰上均匀分布,因此本文取承受最大外荷载的单段法兰进行计算。采用 ANSYS 软件对法兰联结螺栓结构进行实体建模,整个模型皆采用 20 节点的 Solid186 单元,上法兰上表面与螺帽、上下法兰之间以及下法兰上表面与螺母之间采用面面接触,摩擦因数均取 0.2,其余部分采用绑定接触。法兰两侧采用对称约束边界条件,对法兰底部施加固定约束,为方便计算,忽略螺纹对结构的影响,模型如图 5 所示。

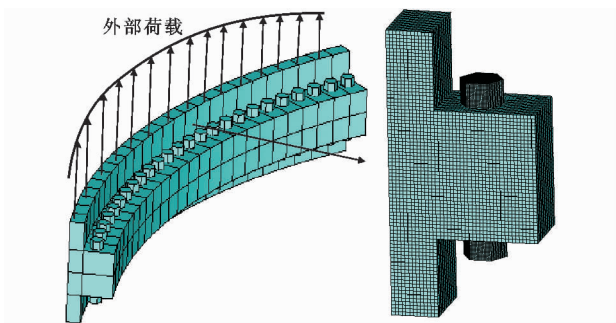


图 5 法兰螺栓联结模型

Fig. 5 Flanged Bolt Connection Model

3.2 塔筒截面外荷载与螺栓内应力的关系

ANSYS 计算得到外荷载作用下法兰联结螺栓

模型的应力云图如图 6 所示。

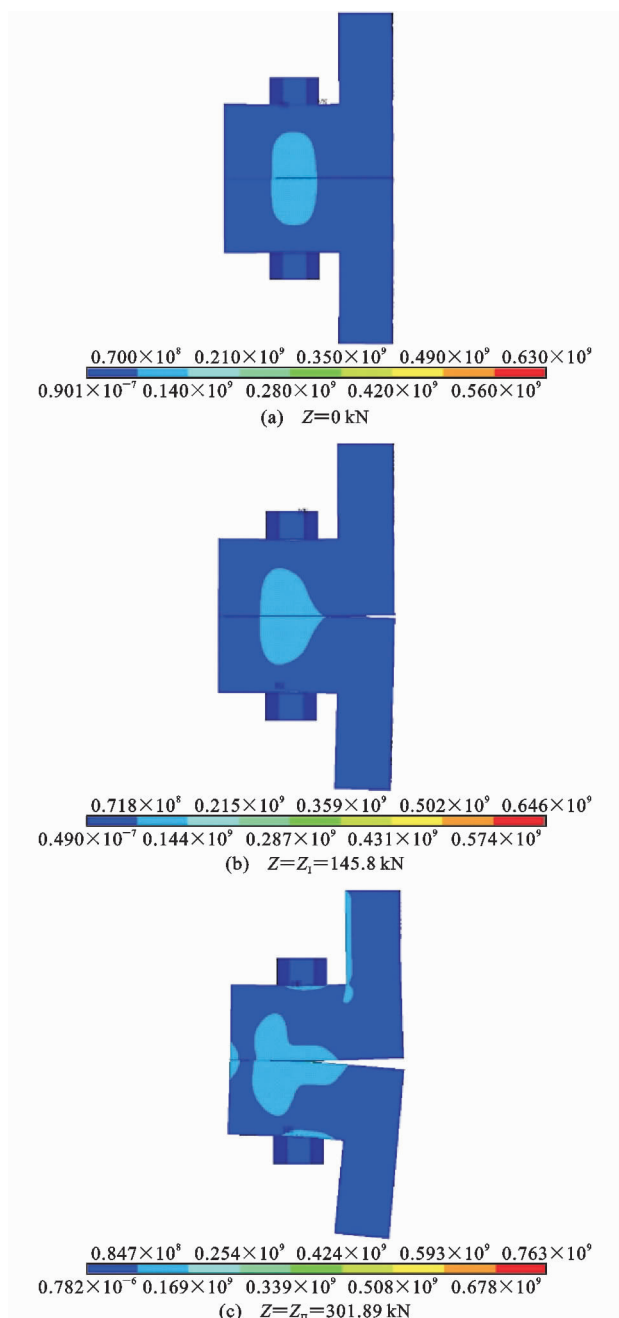


图 6 外荷载作用下螺栓应力云图(单位:Pa)

Fig. 6 Stress Contours of Bolt Under External Load (Unit: Pa)

将外荷载与螺栓应力之间关系的数据通过 MATLAB 四次多项式拟合得到外荷载与螺栓应力 σ' 之间的曲线方程,即

$$\sigma' = 8.25 \times 10^{-9} x^4 + 8.8 \times 10^{-7} x^3 + 4.35 \times 10^{-4} x^2 + 0.001\,85x + 630 \quad (35)$$

MATLAB 拟合曲线以及分别运用 Schmidt-Neuper 方法和有限元计算方法得到的螺栓应力与法兰截面外荷载的关系如图 7 所示。

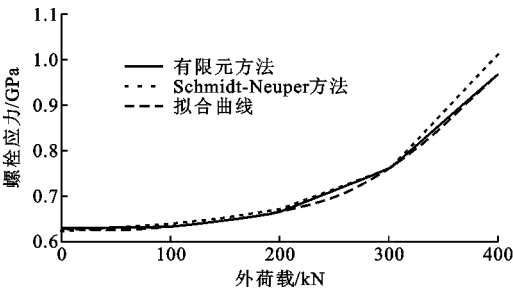


图 7 外荷载与螺栓应力关系
Fig. 7 Relationship Between External Load and Stress of Bolt

从图 7 可以看出:有限元计算方法得到的结果和 Schmidt-Neuper 方法计算得到的结果大致相符,但当荷载较大时,有限元计算方法得到的结果要略小,主要原因是忽略了螺纹的影响,降低了应力集中;通过多项式拟合得到的函数能够很好地反映法兰外荷载与螺栓应力之间的关系。随着外荷载的增大,螺栓应力的斜率也越来越大;外荷载的变化幅度相同时,螺栓的应力幅值与最大荷载和最小荷载有关,当法兰所受外荷载大于螺栓节点分开所需的荷载时,即使很小的荷载改变也会引起螺栓应力幅值较大的变化。

3.3 螺栓荷载时间历程谱

考虑各工况下主要影响螺栓应力变化的荷载分量 M_x 和 F_z (M_x 为法兰中心弯矩, F_z 为法兰截面以上的轴向力),且本文只考虑受荷最大的螺栓,故可通过式(36)确定外荷载 Z 与 M_x , F_z 之间的关系,然后通过拟合得到曲线方程,即可求得螺栓的应力时程。

$$Z = \frac{2M_x}{n(P_{cd}/2)} - \frac{F_z}{n} \tag{36}$$

式中: P_{cd} 为螺栓中心线节圆直径; n 为螺栓的个数。

4 疲劳可靠度计算

4.1 预紧力对螺栓疲劳可靠度的影响

为研究风电塔在不同环境荷载作用下预紧力对螺栓疲劳可靠度的影响,按螺栓材料屈服强度的百分比对螺栓施加预紧力,得到不同预紧力作用下螺栓的疲劳可靠度指标,如表 2、图 8 所示。

从表 2 和图 8 可以看出,风电塔在风-冰联合作用下螺栓的疲劳可靠度要低于其在单一风载作用下的疲劳可靠度。考虑冰载后,当预紧力为屈服强度的 55% 时,螺栓的疲劳可靠度指标下降幅度最大为 25.71%,当预紧力增加至屈服强度的 80% 时,螺栓的疲劳可靠度指标下降幅度降至 5.44%。当预紧

表 2 各工况下螺栓疲劳可靠度指标
Tab. 2 Fatigue Reliability Index of Bolt Under Each Working Condition

预紧力等级/%	疲劳可靠度指标			
	风载	冰载	冰载+车载	降低幅度/%
50	4.139 0	5.818 9	3.164 6	23.54
55	4.566 1	5.213 7	3.391 9	25.71
60	5.019 2	5.637 9	4.231 7	15.70
65	5.734 0	5.115 9	4.749 8	17.16
70	6.435 6	4.851 7	5.796 8	9.93
75	6.890 8	6.155 2	6.473 9	6.05
80	6.905 2	6.205 1	6.529 4	5.44

注:预紧力等级为预紧力与屈服强度的比值。

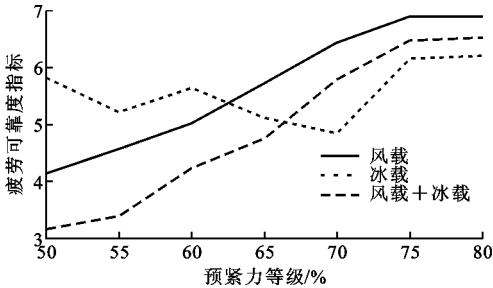


图 8 不同预紧力作用下螺栓疲劳可靠度指标
Fig. 8 Fatigue Reliability Indexes of Bolt Under Different Pretightening Forces

力大于屈服强度的 60% 时,单一冰载作用下的螺栓疲劳可靠度甚至要低于单一风载作用下的螺栓疲劳可靠度。因此,动冰荷载对风电塔螺栓连接部位的影响较大,不容忽视。

风电塔在风载及风-冰联合作用下时,螺栓的疲劳可靠度随着预紧力的增加而增加;在冰载作用下的螺栓疲劳可靠度则表现比较随机。这主要是因为风电塔在单一风载作用下法兰中心处的外荷载主要为拉应力,增加预紧力可以减小螺栓中的荷载幅值;在单一冰载作用下法兰中心处的外荷载主要为压应力,而螺栓法兰联结模型在压应力作用下螺栓的应力幅值与预紧力关系不大。当预紧力大于屈服强度的 70% 后,螺栓疲劳可靠度增加的幅度逐渐减小,因此综合考虑 2 种荷载工况,推荐螺栓的预紧力取螺栓屈服强度的 60%~70%。

4.2 螺栓位置对螺栓疲劳可靠度的影响

本文取螺栓中心至法兰边缘距离 a 与螺栓中心至荷载中心线距离 b 的比值作为变化参数,研究螺栓在法兰盘上的位置对疲劳可靠度的影响。分别取 $a=0.06, 0.07, 0.08, 0.09, 0.10, 0.11$ m, 即 a/b 为 0.53, 0.68, 0.86, 1.1, 1.38, 1.76, 通过计算得到螺栓在不同位置时的疲劳可靠度如图 9 所示。

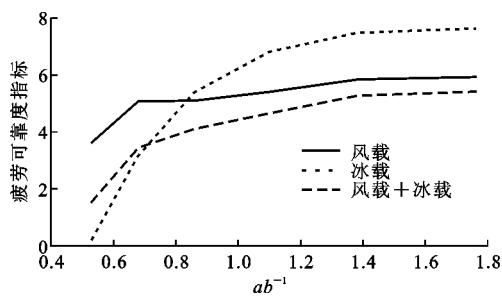


图 9 不同位置螺栓疲劳可靠度指标

Fig. 9 Fatigue Reliability Indexes of Bolt at Different Positions

从图 9 可以看出： a/b 的大小对螺栓疲劳可靠度的影响较大，对冰载作用下螺栓疲劳可靠度的影响尤为明显，当 a/b 较小时，冰载作用下螺栓的疲劳可靠度要小于风载及风-冰联合作用下螺栓的疲劳可靠度，且要小于其目标可靠度指标 2.31。这是因为当 a/b 较小时，法兰螺栓连接模型的临界 Z_1 非常小，此时模型在压应力作用下螺栓的应力变化幅值要略大于其在拉应力作用下的应力变化幅值，而冰载作用下法兰中心的外荷载主要表现为压应力，其他荷载工况则表现为拉应力，导致螺栓应力变化幅值要大于风载及风-冰联合作用下的应力变化幅值。

随着 a/b 的增加，各工况下螺栓的疲劳可靠度都随之增加，但增加的幅度越来越小；当 a/b 较大时，冰载作用下螺栓的疲劳可靠度要大于其他荷载工况下的疲劳可靠度。这是因为随着 a/b 的增加，临界荷载 Z_1 也随之增加，此时法兰螺栓连接模型在拉应力和压应力作用下螺栓的应力变化幅值都越来越小，尤其在压应力作用下的螺栓应力变化幅值变得极小，在 4 MPa 以内，从而导致冰载作用下螺栓的疲劳可靠度大于其他荷载工况下的疲劳可靠度。

因此，通过增加螺栓中心至法兰边缘的距离 a ，减小从螺栓中心到外荷载作用点的距离 b ，可以减小外荷载对螺栓的作用，从而增加螺栓的疲劳可靠度。

4.3 冰速对螺栓疲劳可靠度的影响

动冰荷载的存在对螺栓的疲劳可靠度有不可忽视的影响，故取冰速为变化参数进一步研究冰载对风电塔螺栓疲劳可靠度的影响。为研究冰速对螺栓疲劳可靠度的影响，将冰厚作为固定参数，将冰速作为变化参数，取冰厚为 0.3 m，冰速为 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。通过计算得到不同工况下螺栓的疲劳可靠度指标，如表 3、图 10 所示。

从图 10 可以看出：当冰速处于 0.6~0.9

表 3 不同冰速下螺栓疲劳可靠度指标

Tab. 3 Fatigue Reliability Indexes of Bolt Under Different Ice Speeds

冰速/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	螺栓疲劳可靠度 指标	风电塔 1 阶自振 周期/s	冰力周期/s
0.6	7.049	2.042 5	4.541 178
0.7	7.143		3.770 464
0.8	7.294		3.192 428
0.9	7.368		2.742 845
1.0	6.829		2.383 178
1.1	5.514		2.088 905

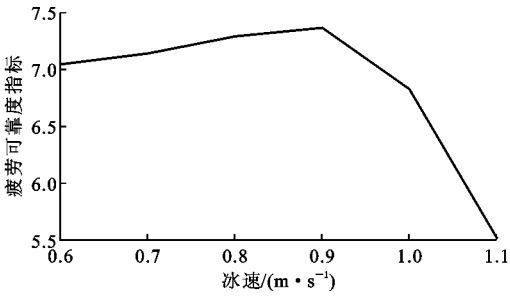


图 10 不同冰速下螺栓疲劳可靠度指标

Fig. 10 Fatigue Reliability Indexes of Bolt Under Different Ice Speeds

$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时，随着冰速的增加，螺栓的疲劳可靠度指标有所增加，但是变化的幅度不是很大；当冰速大于 0.9 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时，螺栓的疲劳可靠度指标突然下降，且下降的幅度较大。从表 3 可知：当冰速为 1.0, 1.1 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时，冰荷载的总周期分别为 2.383 2, 2.088 9 s，这与风电塔的 1 阶自振周期 2.042 5 s 十分接近，其频率错开度均小于 10%，从而产生了共振现象，导致塔架的冰振响应放大，进一步导致螺栓的疲劳可靠度急剧下降。

5 结 语

(1) 风电塔考虑冰载后，螺栓的疲劳可靠度均有所下降，且下降的幅度较大。因此，冰载的存在对螺栓疲劳可靠度存在较大的影响，在实际工程设计中应与风荷载共同考虑。

(2) 风电塔在单一冰载作用下螺栓的疲劳可靠度受预紧力的影响不大，而当风电塔在单一风载及风-冰联合作用下，螺栓预紧力对其疲劳可靠度存在较大的影响。综合考虑 2 种荷载工况，螺栓的预紧力应设置为螺栓屈服强度的 60%~70%。

(3) 当外荷载不是作用于节点中心时，螺栓的位置对其疲劳可靠度存在较大影响，螺栓位置偏离荷载中心越远，螺栓所承受的荷载增量越明显，其疲劳可靠度也会明显下降。

(4)外荷载大于节点分开所需荷载时,螺栓荷载变化幅值受外荷载较大值影响较大。因而,在实际工程中应将螺栓的应力控制在节点分开荷载的范围之内,以减小螺栓的应力幅值,提高其疲劳可靠度。

(5)当冰厚一定时,随着冰速的增加,螺栓的疲劳可靠度有所增加,增加的幅度不是很大;在冰载作用下,影响螺栓疲劳可靠度的主要因素为冰激作用导致的风电塔共振。

参考文献:

References:

[1] 屈 衍. 基于现场实验的海洋结构随机冰荷载分析[D]. 大连:大连理工大学,2006.
QU Yan. Random Ice Load Analysis on Offshore Structures Based on Field Tests[D]. Dalian: Dalian University of Technology,2006.

[2] DOUTY R T, MCGUIRE W. High Strength Bolted Moment Connections[J]. Journal of the Structural Division,1965,91(2):101-128.

[3] SCHNEIDER S P, TEERAPARBWONG I. Inelastic Behavior of Bolted Flange Plate Connections[J]. Journal of Structural Engineering,2002,128(4):492-500.

[4] SCHAUMANN P, LOCHTE-HOLTGREVEN S, STEPPELER S. Special Fatigue Aspects in Support Structures of Offshore Wind Turbines[J]. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 2011, 42 (12): 1075-1081.

[5] 马人乐,刘 恺,黄冬平. 反向平衡法兰试验研究[J]. 同济大学学报:自然科学版,2009,37(10):1333-1339.
MA Ren-le, LIU Kai, HUANG Dong-ping. Experimental Research of Reverse Balance Flange[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2009, 37 (10):1333-1339.

[6] 龙 凯,贾 娇,肖介平. 基于 Schmidt-Neuper 算法塔筒螺栓疲劳强度研究[J]. 太阳能学报,2014,35(10):1904-1910.
LONG Kai, JIA Jiao, XIAO Jie-ping. Study of Bolt Fatigue Strength for Tower HAWT Based on Schmidt-Neuper Algorithm[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica,2014,35(10):1904-1910.

[7] 杜 静,丁帅铭,王秀文,等. MW 级风力发电机塔筒环形法兰连接高强度螺栓疲劳评估[J]. 机械设计,2014,31(1):75-79.
DU Jing, DING Shuai-ming, WANG Xiu-wen, et al. Fatigue Assessment of Bolted Ring Flange Connections in MW-class Wind Turbine Tower[J]. Journal of Machine Design,2014,31(1):75-79.

[8] 陈 真,杜 静,何玉林,等. 采用 VDI2230 的风力发电机组塔筒法兰联接处螺栓强度分析[J]. 现代制造工程,2011(5):125-129.
CHEN Zhen, DU Jing, HE Yu-lin, et al. Strength Analysis of Bolt Joint on Wind Turbine Tower Flange Based on VDI2230[J]. Modern Manufacturing Engineering,2011(5):125-129.

[9] 王会利,秦泗凤. 高强螺栓节点腐蚀疲劳可靠度分析[J]. 青岛大学学报:工程技术版,2014,29(3):104-106,113.
WANG Hui-li, QIN Si-feng. Reliability Analysis of High-strength Bolt Joint Corrosion Fatigue[J]. Journal of Qingdao University: Engineering & Technology Edition,2014,29(3):104-106,113.

[10] 李秀珍. 兆瓦级风机高强度螺栓微裂纹扩展分析与疲劳强度研究[D]. 长沙:中南大学,2014.
LI Xiu-zhen. Analysis on the Expansion of the Micro-crack of High Strength Bolt in MW Wind Turbine and Its Fatigue Strength Research[D]. Changsha: Central South University,2014.

[11] 陈 真. 风力发电机组高强度螺栓连接技术研究[D]. 重庆:重庆大学,2011.
CHEN Zhen. Study of High Strength Bolt Joint on Wind Turbine[D]. Chongqing: Chongqing University, 2011.

[12] VDI 2230-2003E, Systematic Calculation of High Duty Bolted Joints, Joints with One Cylindrical Bolt[S].

[13] 李春祥,李薇薇. 斜拉索风致动力疲劳损伤的研究[J]. 振动与冲击,2009,28(11):61-66,203.
LI Chun-xiang, LI Wei-wei. Analysis of Wind-induced Fatigue Damage of Inclined Cable[J]. Journal of Vibration and Shock,2009,28(11):61-66,203.

[14] 戴宗妙,都军民. 联结螺栓疲劳可靠性计算与分析[J]. 机械工程师,2015(3):194-196.
DAI Zong-miao, DU Jun-min. Calculation and Analysis of Screw Bolt Fatigue Reliability[J]. Mechanical Engineer,2015(3):194-196.

[15] 曹素功. 风和列车荷载作用下大跨桥梁动力分析[D]. 湘潭:湘潭大学,2014.
CAO Su-gong. Dynamic Analysis of Long-span Bridge Subjected to Wind and Train[D]. Xiangtan: Xiangtan University,2014.

[16] 王 鹏. 海上风电单立柱三桩结构动力耦合分析及优化设计研究[D]. 中国海洋大学,2011.
WANG Peng. Dynamic Coupling Analysis and Optimum Technology on Monopile Tripod Support Structures of Offshore Wind Turbine[D]. Qingdao: Ocean University of China,2011.