

收缩角对伞形风力发电机应力应变特性的影响研究

包道日娜, 郭晓东, 李常春, 尚 伟, 王小雪

(内蒙古工业大学能源与动力工程学院, 呼和浩特 010051)

摘 要: 运用单向流固耦合分析方法,采用 Ansys Workbench 中的 Static Structural 模块对伞形风力机整机进行静力学分析。研究其结构上的最大应力应变值及分布集中情况,并分析收缩角、风速和转速等不同变量对伞形风力机的应力应变的影响。分析结果表明:当收缩角度为 45° 时,应力应变值均达到最大,称之为最大应力收缩角。当伞形风轮转速一定时,最大应力应变出现位置只和收缩角有关。通过数值模拟分析对伞形风力机危险区域进行刚度和强度校核,验证伞形风力机收缩时的安全性与可靠性,为风力发电机系统优化设计提供参考。

关键词: 风力发电机; 单向流固耦合; 应力; 应变; 收缩角

中图分类号: TK83

文献标识码: A

0 引 言

目前的小型风力机输出功率较低,且不能很好地限速,甚至会造成转子损毁^[1]。而伞形风力发电机可根据风速的变化情况,及时有效地调整风轮的扫掠面积^[2],最终将风力发电机的输出功率控制在额定值附近,从而提高了风力发电机的工作效率及工作安全性^[3]。

在国外,20 世纪 90 年代,英国工程师 Peter Jamiesons 首次提出伞形风轮的概念,并获得伞形风轮的相关气动性能曲线^[4];丹麦 Risø 国家实验室的 Rasmussen 等^[5]基于三点支撑叶片的内置耦合结构,通过主动失速和锥角调节来控制风力机的载荷和功率输出,并对 15 kW 两叶片柔性风力机的伞形风轮进行了分析和验证。在国内,近年来有关伞形风力机的研究受到重视。罗先武等^[6]采用重量轻、质地柔软的泡沫材料制作微型下风向伞形风轮模型,并在风速小于 12 m/s 情况下对锥角分别为 0° 、 10° 、 20° 的风力机的性能进行实验研究,结果表明:柔性转子的锥角变化控制着系统的气动性能;而且叶片在锥角为 20° 时能改善风力机在低风速下的气动性能。刘志璋等^[7]设计 1 kW 伞形风力机实际模型,分析其动作原理及过程,进行伞形风力机叶片气动外型、载荷的设计计算及应力校核。结果表

明,当风轮收缩 16° 时,伞形机构所需的水平轴推力为最大,并对伞形风力机收缩角为 30° 和 0° 的功率特性输出进行研究,对伞形风力机调节机构对功率输出的稳定性进行验证。

伞形风力机在复杂的工况中运行时,作用在风轮上的载荷主要有空气动力、惯性力和离心力,其中空气动力最为复杂^[8]。欲分析风力机的结构动力学特性,首先应确定作用在伞形风力发电机上的载荷,采用相应的模拟软件模块对这些载荷进行计算,最后加载到结构动力学分析模型上。因此在伞形风力机整体结构动态的研究中,为对各部件进行应力应变以及结构力学性能的研究,必须对伞形风力机进行静力学分析^[9]。

1 伞形风力发电机数理模型的建立

利用 SolidWorks 建立起伞型风力机三维模型,对伞形风力机模型进行计算域的构造,并在 ANSYS Mesh 模块中对旋转域和静止域进行网格划分,对 CFX 数值计算过程进行边界条件的设置,通过计算为下一步静力学分析做准备^[10]。

1.1 伞形风力机三维模型的建立

风力机整机模型为风力机数值模拟计算准确性提供基础。可在保证精度的条件下,对伞形风力

机不关键的部件(如铰链、螺栓等)进行简化。这样建立风力机整机模型,减少了工作量,也对数值模拟结果准确性有很好的保证^[11]。

伞型调节机构主要由叶片、压板、轮毂、连杆等部件组成。对伞形风力机小型机舱模型简化与伞形风轮、塔架进行装配,建立 0° 、 30° 、 45° 、 60° 固定收缩角下伞形风力机的整机模型。简化后不同收缩角下的伞形风力机风轮和整机三维模型如图 1 所示。

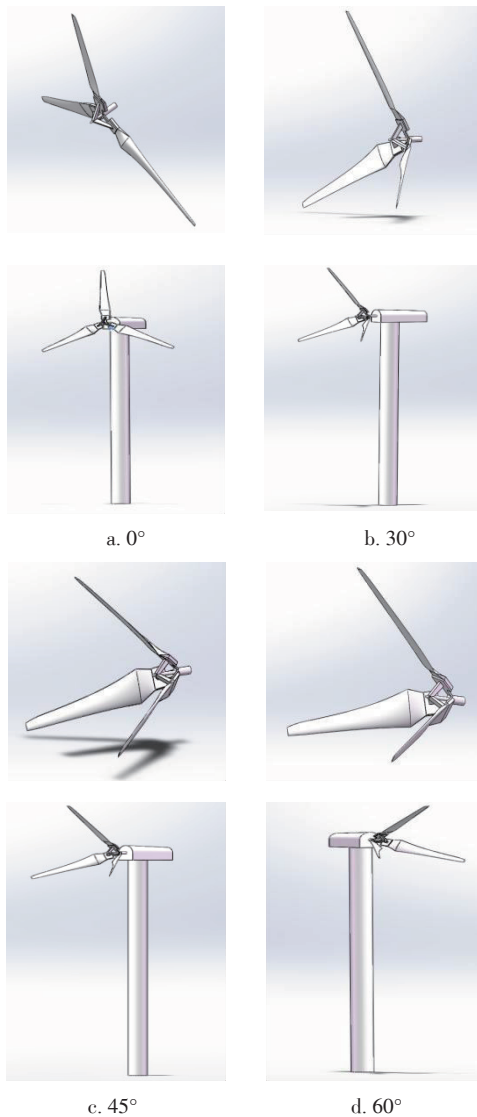


图1 风轮和整机简化模型图

Fig. 1 Wind turbines and simplified model the whole machine

1.2 单向流固耦合计算过程

在进行单向流固耦合分析计算时,Workbench 中各模块之间的连接方式如图 2 所示。在本次计

算中,需在 Geometry 中构造内流域和外流域模型,以便对模型进行修改加工,在 Mesh 中划分旋转域和静止域网格,并将网格模型导入 CFX 中进行流体动力学计算,将计算结果用来加载到 Static Structural 模块中的风力机上,得到整机在不同收缩角下的应力应变值^[12]。

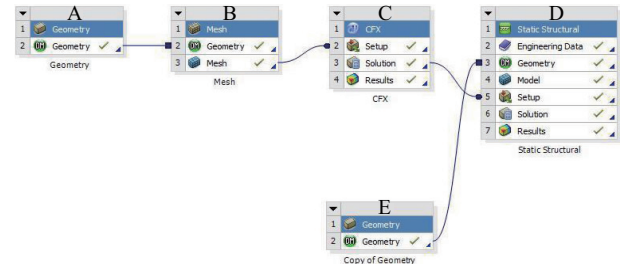


图2 单向流固耦合分析流程图

Fig. 2 Flow chart of unflow fluid-solid coupling

1.3 计算域构造

伞形风力机流场和结构场会有相互作用的影响,因此在计算中需构建 2 个域:1)旋转域用来模拟伞形风轮旋转;2)静止域用来模拟风力机整机所处空气流场^[13]。采用三维 Solidworks 建模软件创建的伞形风力机模型,转换格式后导入 ANSYS 软件的 DM 建模模块中进行静止域和旋转域的建立。本文在进行风力机外流场模拟分析后,计算可得静止域和旋转域中流场的速度分布,以及风轮各表面的压力分布^[14]。

本文在 ANSYS Workbench 中的 CFX 模块中所设置的计算域长度 50 m,宽度和高度分别为 20、25 m。流场的三维模型如图 3 所示。

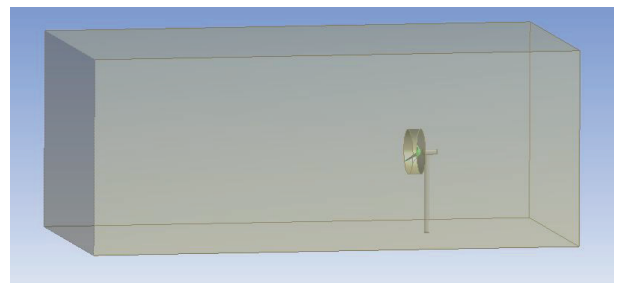


图3 流场三维模型图

Fig. 3 Three dimensional flow field model diagram

2 5 kW 伞形风力发电机应力应变分析

通过 CFX 模块计算得到的气动载荷加载到风

轮上,运用 ANSYS 有限元软件中的 Static Structural 模块进行不同收缩角下的伞形风力机整机稳态结构模拟,从而进行伞形风力机风轮应力应变特性随收缩角的变化规律的研究^[15]。

2.1 额定转速工况下伞形风力机整机应力模拟结果

设定风轮的转速为 220 r/min,对伞形风力机进行不同来流风速下的稳态结构模拟。根据模拟结果分析风轮应力分布值随风轮收缩角的变化规律。风力机同时施加重力、离心力、气动力,对额定转速下的 4 种工况进行模拟计算:a)来流风速 11.0 m/s,收缩角为 0°;b)来流风速 12.5 m/s,收缩角为 30°;c)来流风速 15.0 m/s,收缩角为 45°;d)来流风速 20.0 m/s,收缩角为 60°,见图 4。

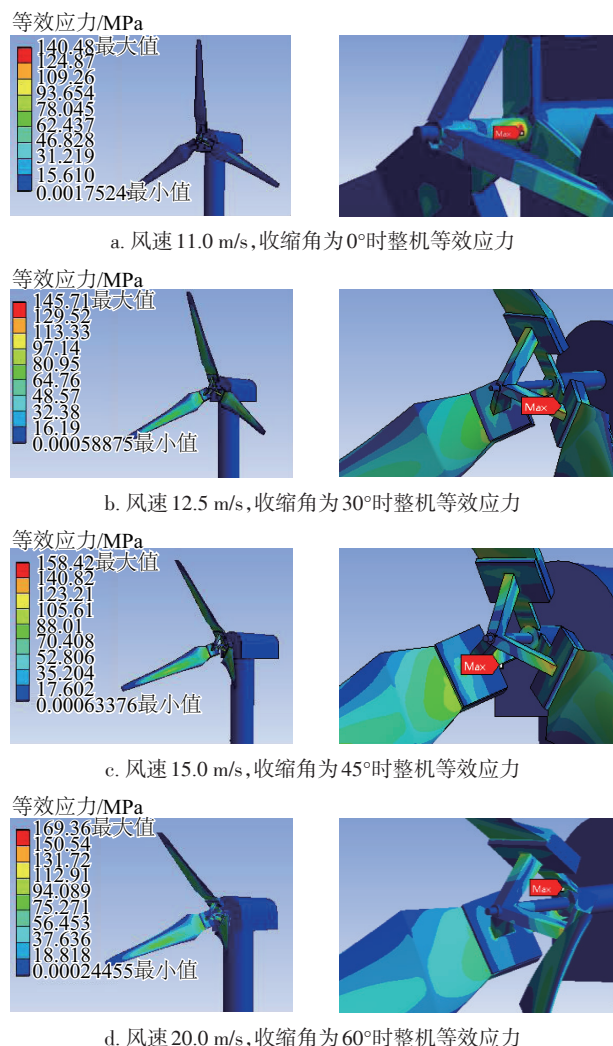


图 4 不同收缩角的等效应力云图

Fig. 4 Under different contraction angle of equivalent stress nephogram

分析图 4 中不同收缩角下的整机应力云图及应力集中区域放大图,可发现各工况下应力最大值区域出现的位置(即应力云图中深色区域)。当收缩角为 0°时,风力机最大应力值主要集中在主轴处,如图 4a 所示。收缩角为 30°时,风力机应力集中区域发生转移,开始出现多个分散部位,如叶片根部、连杆、主轴和压板连接处等位置,应力值最大值区域如图 4b。收缩角为 45°时,伞形风轮应力集中区域颜色进一步加深,同样出现在叶片根部、连杆、连杆和压板连接处、主轴和压板连接处,如图 4c 所示。收缩角为 60°时,应力集中区域颜色开始减退,仅在连杆和压板连接处、主轴和压板连接处比较明显,如图 4d 所示。由此,可得出风力机稳定运行工况下各位置的应力集中分布区域,为各部件的强度校核提供依据。

通过对比表 1 最大应力值可知,在气动力、重力、离心力组合作用下,随着风速的增大,收缩角增大,风力机最大应力值增大。工况 a 在风轮主轴部位出现应力集中,应力最大值为 140.48 MPa;工况 b 主轴的最大应力值集中区域慢慢“褪去”,逐渐转移在连杆部件,应力最大值较工况 a 上有所增大,为 145.71 MPa;工况 c 和工况 d 随着收缩角的增大,最大应力值开始不断增大,最大发生位置均在压板部件出现。

表 1 不同工况下的整机应力值计算结果

Table 1 Whole stress value calculation results under different working conditions

参数	工况			
	a	b	c	d
风力机最大应力值/MPa	140.48	145.71	158.42	169.36
最大应力值出现位置	主轴	连杆	压板	压板

2.2 风轮最大应力值随风轮收缩角的变化特性研究

伞形风力机在正常运行工况下会发生来流风速突变或风轮旋转速度不定的情况。这种突发状况会对伞形风力机结构造成较大影响。因此本节对伞形风力机收缩时,风轮转速设定不变、来流风速突然改变,以及来流风速不变、转速突然变化时的特定情况中风力机最大应力的变化规律和出现

位置进行数值模拟。风轮的最大应力值随收缩角的变化如图 5 所示, 图中 γ 为收缩角, σ_{\max} 为最大应力值。

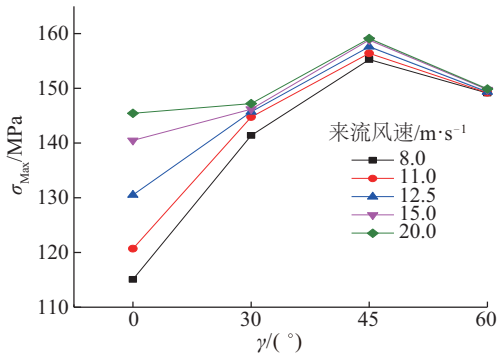


图 5 风轮最大应力值随收缩角的变化(定转速 220 r/min)

Fig. 5 Along with the change of contract angle rotor maximum stress value(constant speed of 220 r/min)

1)设定定转速为 220 r/min 工况下,来流风速分别为 8.0、11.0、12.5、15.0、20.0 m/s;对伞形风轮收缩(固定收缩角为 0°、30°、45°、60°)过程进行结构场模拟计算。

图 5 为定转速条件下风力机最大应力值的变化趋势。当收缩角小于 45°时,随着收缩角的不断增加,最大应力值也在逐渐增大。通过分析发现,此时最大应力值发生的位置出现较大改变,应力最大值区域从轮毂、主轴部分位置不断扩展到压板、连杆、叶片根部等位置。由于伞形调节机构的部件之间通过铰链连接,风轮收缩时各部件之间通过铰链连接来相互作用。故风轮开始收缩后最大应力值发生转移。而当收缩角为 60°时,最大应力值又开始变小。这是因为伞形风力机为下风向风力机,风轮收缩到 60°后,塔架和机舱对风轮的挡护作用更明显,同一风速下所受风载荷减小,所以此时风力机应力值开始变小。在收缩角为 45°时风轮应力值达到峰值,因而在此收缩过程中,可定义 45°为最大应力收缩角。

当风轮收缩角固定时(固定收缩角分别为 30°、45°、60°),随着风速的增大,风轮最大应力值逐渐增大。当风轮收缩角大于 45°时,不同风速下的最大应力值已很接近,这是因为此时伞形调节机构已收缩很紧,下风向的来流对伞形风轮的影响,使得此时来流风速对固定转速的旋转风轮的应力作用很小。应力值是气动力和离心力共同作用的结果,所以此时最大应力值变化不大。这说明伞形风力机

收缩后的旋转过程中,随着风速的增大,伞形调节机构具有在大风速下的避风效应,减少了来流,使得应力值变小。因此也可得出伞形调节机构有很好的稳定性和很强的避风效应。

如表 2 所示,在同一收缩角、220 r/min 定转速下,随着风速的增大,最大应力值出现位置未发生改变。同一风速时,随着收缩角的不断增大,最大应力值位置开始发生转移。这说明定转速调节下,伞形风力机最大应力出现位置与收缩角有很大关系,而受风速影响很小。

表 2 定转速(220 r/min)工况下的整机应力最大值出现位置

Table 2 Constant speed (220 r/min) under condition of maximum stress on machine in position

风速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	收缩角 $\gamma / (^\circ)$			
	0	30	45	60
8.0	主轴	连杆	压板	轮毂
11.0	主轴	连杆	压板	轮毂
12.5	主轴	连杆	压板	轮毂
15.0	主轴	连杆	压板	轮毂
20.0	主轴	连杆	压板	轮毂

2)风速取值 12.5 m/s,风轮转速分别为 80、120、160、220、240 r/min 时,对伞形风轮不同收缩角(固定收缩角为 0°、30°、45°、60°)进行结构场数值模拟。

图 6 为定风速(12.5 m/s)条件下风力机最大应力值随收缩角的变化情况。不同转速工况下,曲线变化趋势基本一致。当风力机风轮转速一定时,随着伞形风力机收缩角的增大,在收缩角 0°~45°范围内应力逐渐增大。在收缩角为 60°时应力值又减小。

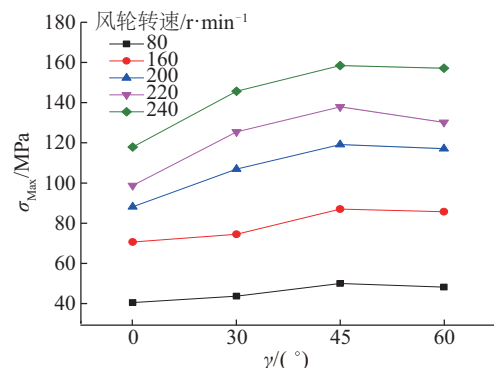


图 6 风轮最大应力值随收缩角的变化(定风速 12.5 m/s)

Fig. 6 Along with change of contract angle rotor maximum stress value(wind speed 12.5 m/s)

这也验证了最大应力收缩角为 45° 的结论。同时最大应力值出现位置也出现迁移,与等转速工况下结论一致,这里不再赘述。当风力机收缩角一定时,最大应力值会随着伞形风力机转速的增大逐渐增大。这是因为转速越大,所受离心力的作用越强,因而风轮的应力值也随之增大^[16]。

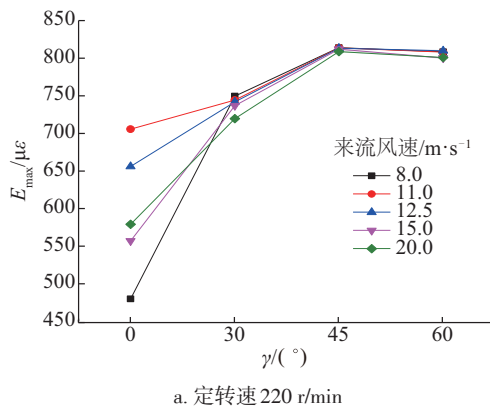
如表 3 所示,在 12.5 m/s 定风速下,同一收缩角下,随着转速的增大,最大应力值出现的位置发生改变。而同一转速下,最大应力值位置随着收缩角的增大也会发生转移,因此伞形风力机最大应力出现位置不仅与收缩角有关,还受转速的影响。

表 3 定风速 (12.5 m/s) 工况下的整机应力最大值出现位置

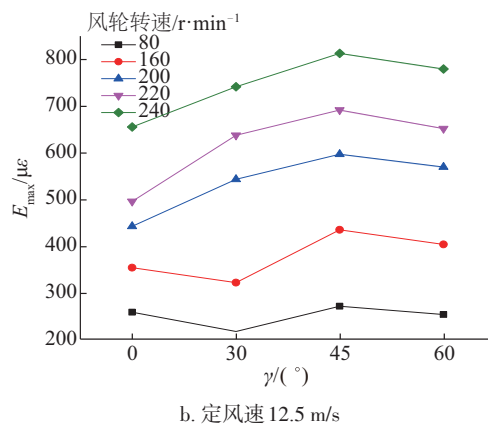
转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	收缩角 $\gamma / (^\circ)$			
	0	30	45	60
80	连杆	主轴	主轴	轮毂
160	连杆	连杆	压板	压板
200	连杆	连杆	压板	压板
220	连杆	连杆	压板	轮毂
240	主轴	连杆	压板	轮毂

2.3 风轮最大应变随风轮收缩时的变化规律

在定转速和定风速下,风轮的最大应变值随收缩角的变化如图 7 所示, E_{\max} 为最大应变值。比较分析图 7a、图 7b 发现,无论是定转速还是定风速工况下,应变曲线变化趋势与风轮的最大应力值的变化趋势基本一致。最大应变值随收缩角的变化规律及出现位置也与最大应力值随收缩角的变化规律和出现位置一致。最大应变值都是在收缩角为



a. 定转速 220 r/min



b. 定风速 12.5 m/s

图 7 风轮最大应变值随收缩角的变化

Fig. 7 Wind turbines maximum strain value along with change of contract angle (wind speed 12.5 m/s)

45° 时达到峰值,最大应变值位置出现在轮毂、压板、连杆等部件。可看出,最大应变值随风轮来流风速和转速的变化与最大应力值变化时的规律也一致。

2.4 风轮最大静压差随风轮收缩时的变化规律

在定转速下,不同收缩角下,风轮的压力差分布也不同。由于伞形风轮结构的影响,随着收缩角的增大,在叶片收缩角为 45° 时,风轮的压力差达到最大值。伞形风轮的压力差随收缩角的变化如图 8 所示, p_{\max} 为静压值。

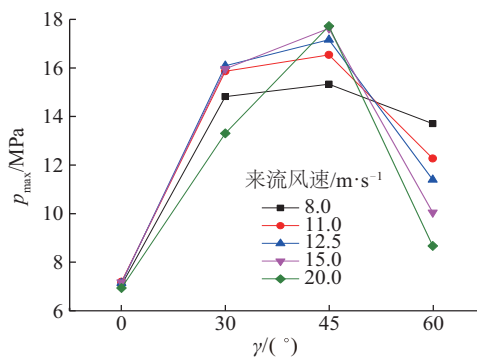


图 8 风轮最大压力差值随收缩角的变化
(定转速 220 r/min)

Fig. 8 Wind turbines maximum difference in pressure value along with change of contract angle (constant speed of 220 r/min)

风轮迎风面为压力面,受到的是正压,而背风面为负压,这是由于气体绕过叶片迅速向背风面补充,形成了背风面的负压。这 2 个受压面上的

作用力不同导致存在压力差,继而产生升力促使叶片转动。由图 8 可看出,风轮压力差随收缩角的变化。由于风轮结构的影响,压力差分布并不均衡,这是因为受到风轮结构体的阻滞作用,在风轮迎风面上压力增大;背风面却恰恰相反。在收缩角为 45°时,叶片受力最大。此时的伞形机构压力较大地方很有改良价值,需强化其抗压能力。

2.5 伞形风力机强度和刚度校核

通过对不同工况下伞形风力机最大应力、应变的模拟分析计算,风力机最大应力应变值主要集中在主轴、轮毂、压板、连杆等部件,以及叶片与压板、连杆和压板、主轴和压板等连接的位置。因此本节主要对应力应变最大值出现的部件做强度和刚度校核。

风力机各部件强度检验条件:

$$\sigma_{\max} < \sigma_{[\text{许用}]} \tag{1}$$

$$\sigma_{[\text{许用}]} = \sigma_s / n \tag{2}$$

式中, σ_{\max} ——模拟计算得到的风力机最大应力值; $\sigma_{[\text{许用}]}$ ——材料的许用应力值; σ_s ——材料的屈服强度值; n ——许用安全系数,此处安全系数为 $n = 1.1$ 。

在制造过程中,叶片压板、大小轮毂、连杆等部件使用的是普通碳素结构钢 Q235,而伞形风力机的长轴使用中碳调质钢 40Cr。对伞形风力机正常运行时,各工况最大应力值进行强度校核。由表 4 可知,各部件位置计算的最大应力值均小于材料许用值。因此在额定工况下,本次设计的伞形风力机满足材料强度使用要求。

由表 5 可知,伞形风力机各部件的应变最大值都远小于许用应变。因此在额定工况下,本次设计的伞形风力机刚度满足使用要求。

表 4 不同工况下的整机强度校核

Table 4 Whole machine intensity under different working conditions

参量	工况			
	0°, 11.0 m/s	30°, 12.5 m/s	45°, 15.0 m/s	60°, 20.0 m/s
最大应力值 σ_{\max} /MPa	140.48	145.71	158.42	169.36
最大应力值出现位置	主轴	连杆	压板	轮毂
材料	40Cr	Q235	Q235	Q235
屈服强度 σ_s /MPa	785	235	235	235
$\sigma_{[\text{许用}]}$ /MPa	713.63	213.63	213.63	213.63

表 5 不同工况下的整机刚度校核

Table 5 Under different working conditions of whole machine rigidity of machine

参量	工况			
	0°, 11.0 m/s	30°, 12.5 m/s	45°, 15.0 m/s	60°, 20.0 m/s
最大应变值/%	0.070	0.074	0.081	0.086
最大应变值出现位置	主轴	连杆	压板	轮毂
材料	40Cr	Q235	Q235	Q235
$\sigma_{[\text{许用应变}]} / \%$	0.3	0.2	0.2	0.2

一般情况下,材料所承受的循环载荷的应力幅越小,到发生疲劳破断时所经历的应力循环次数越长。应该用应力-寿命(S-N)曲线为依据来进行疲劳分析。本文采用的风力机模型的设计寿命

为 20 a,在这 20 a 的发电运行中,除起动、停机等特殊情况外,叶轮总共旋转约 10⁸ 次。通过修正得到伞形调节机构材料 Q235 的 S-N 曲线,如图 9 所示。

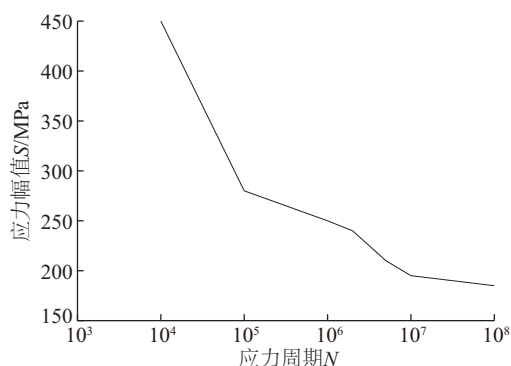


图9 应力-寿命(S-N)曲线

Fig. 9 Stress-life (S-N) curve

使用简化的疲劳验证方法在对零部件进行疲劳分析时认为外部最大应力的幅值在循环过程中每次都会出现,所以每次循环都会对零部件造成不同程度的损伤破坏。因此应保证运行载荷的最大应力范围值在应力范围值的范围内。依据伞形风力机自身材料的 S-N 曲线,对伞形风力机进行全寿命分析,所得结果:在 20 a 的使用周期中伞形风力机各部分不会产生致命的损坏。

3 5 kW 伞形风力机调节机构的风洞试验

由于伞形调节机构是一种新型的调节控制方式,无规定的设计经验和标准遵循。虽然在理论、模拟上对伞形调节机构的强度、结构进行了大量分析计算,但仍可能存在一些不可知的缺陷,因此为验证伞形调节机构的可靠性和稳定性,对伞形调节机构进行风洞试验,如图 10 所示。



图10 风洞试验

Fig. 10 Wind tunnel experiment

风洞的实验过程可简述为:调整风洞中风速的大小,根据行程与收缩角的关系,通过 PLC 控制伺服电机旋转,推动风力机主轴向前移动,使风轮收起相应的角度,从而控制风力机的功率输出和转速,通过调整模拟电池负载的情况使电压始终保持

在约 220 V,同时记录下不同风速下对应的电压、电流、频率等信号参数,通过相应的计算,绘制出功率随收缩角的变化关系。图 11 中给出不同风速下伞形风力机功率输出随收缩角的变化曲线。可看出,随着收缩角的增大,功率先增大后减小,在收缩角为 45°时,功率达到峰值。且收缩角为 45°时,随着风速的增大,功率增大最快。这主要是由于随着收缩角的增大,伞形调节机构对来流风的影响越来越大;风轮桨叶距离塔架坐标轴的距离增大,塔影效应对风速产生的影响逐渐减小,“峰值”开始出现,且峰值波动较大。

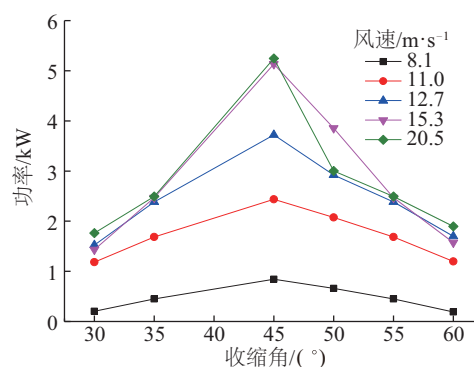


图11 伞形风力机输出功率随收缩角的变化曲线

Fig. 11 Curve of output power of umbrella wind turbine with different shrinkage angle

当风轮收缩角大于 45°时,功率曲线已开始下降,此时风轮的扫略面积已很小,塔影效应的作用也很小。从伞形调节机构的控制角度来看,功率曲线随收缩角的增大出现先上升然后缓慢下降的现象,对控制系统的设计提出更高的动态响应特性要求,在控制过程中应考虑“峰值”现象出现风速段的控制方式。

4 结 论

考虑在不同来流风速、转速工况下,对 5 kW 伞形风力机整机风轮收缩时所处结构场进行模拟分析;得出不同收缩角下整机应力应变的变化规律。

1)利用 ANSYS 软件对伞形风力机进行结构静力学分析。考虑风速、转速、收缩角等变量对伞形风力机应力应变的影响。当转速为 220 r/min 时,随着风速的增大,同一收缩角下最大应力值逐渐变大;当风速为 12.5 m/s 时,随着伞形风力机转速的增大,同一收缩角下应力值也在逐渐增大。无论是定风速还是定转速条件下,伞形风力机在收缩角为

45°时应力值均达到最大,45°定义为最大应力收缩角。

2)对比风速和转速对风力机最大应力值影响,可发现转速对风力机最大应力值的影响更显著;而伞形风轮在收缩过程中,定转速下不同来流风速的最大应力值相差不大。可得出伞形调节机构在正常运行过程中有很好的稳定性和很强的避风效应。

3)当伞形风轮转速一定时,最大应力应变出现的位置只和收缩角有关。分析发现应力、应变集中区域出现在轮毂、主轴、压板、连杆、叶片根部等位置,同时对最大应力应变值发生部位进行强度、刚度校核和疲劳分析。验证伞形调节机构在额定转速下均能满足要求,在20 a的使用周期中伞形风力机各部分不会产生致命的破坏。通过风洞试验对伞形风力机的功率曲线进行分析,在收缩角为45°时,风力机功率处于峰值,此时的风力机应力应变最大,输出功率也最大。

[参考文献]

- [1] 赵银凤. 伞形风力发电机的研究—电机、叶片及功率调节[D]. 呼和浩特: 内蒙古工业大学, 2012.
- [1] Zhao Yinfeng. Umbrella wind turbine research—Motor, blade and power regulation[D]. Hohhot: Inner Mongolia University of Technology, 2012.
- [2] 包道日娜, 张晓阳, 高晨鸣, 等. 1 kW 伞形风力发电机的设计与试验研究[J]. 可再生能源, 2013, 31(5): 68—71.
- [2] Baodaorina, Zhang Xiaoyang, Gao Chenming, et al. Design and experimental study of 1 kW umbrella wind turbine[J]. Renewable Energy, 2013, 31(5): 68—71.
- [3] Curran C, Jim P. Updating and optimization of a coning rotor concept[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2008, 130(3): 1—8.
- [4] Lysak P D, Capone D E, Jonson M L. Prediction of high frequency gust response with airfoil thickness effects[J]. Journal of Fluids & Structures, 2013, 39(5): 258—274.
- [5] Rasmussen F, Petersen T J, Vølund P, et al. Soft rotor design for flexible turbines [R]. Copenhagen: Risø National Laboratories, 1998, 12—18.
- [6] Liu S H, Luo X W, Eguchi H, et al. An experimental study on self-output-control characteristics of micro downwind rotor with coning soft blades[J]. Science China Technological Sciences, 2010, 53(1): 100—104.
- [7] 包道日娜, 张晓阳, 王元玥, 等. 伞形风力发电机伞形机构的设计与实验验证[J]. 太阳能学报, 2013, 34(9): 1551—1555.
- [7] Baodaorina, Zhang Xiaoyang, Wang Yuanyue, et al. The design and test of umbrella capacity control mechanism[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2013, 34(9): 1551—1555.
- [8] Curran C. Re-examination the precepts of the blade element momentum theory for coning rotors[J]. Wind Energy, 2006, 9(5): 457—478.
- [9] Eggers A J Jr, Chaney K, Digurmarthi R. An exploratory study of motion and loads on large flap-hinged rotor blades[A]. 2005 ASME Wind Energy Symposium[C], Reno, NV, 2005, 413—423.
- [10] Liu S H, Luo X W, Eguchi H, et al. An experimental study on self-output-control characteristics of micro downwind rotor with coning soft blades[J]. Science China Technological Sciences, 2010, 53(1): 100—104.
- [11] Platts J, Liu W Y. 发展中的中国的风能技术[A]. 国家自然科学基金面向新能源的设计与制造中青年学者研讨会[C], 广州, 中国, 2008.
- [11] Platts J, Liu W Y. Developing Chinese wind energy technology[A]. National Natural Science Foundation Seminar on Young Artists for Design and Manufacture of New Energy[C], Guangzhou, China, 2008.
- [12] Chazly N M E. Static and dynamic analysis of wind turbine blades using the finite element method[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2010, 36(16): 2791—2804.
- [13] 李佳佳. 10 kW 的H型垂直轴风力机的静动力学分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2014.
- [13] Li Jiajia. 10 kW H-type vertical axis wind turbine static and dynamic analysis[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2014.
- [14] 陈荣盛. 风力机结构动力学特性研究[D]. 成都: 西华大学, 2009.
- [14] Chen Rongsheng. Wind turbine structural dynamics characteristics[D]. Chengdu: Xihua University, 2009.
- [15] 魏海蛟, 汪建文, 孙晓颖, 等. 气动力与离心力对风力机叶片应变特性的影响[J]. 可再生能源, 2014, 32(7): 961—965.
- [15] Wei Haijiao, Wang Jianwen, Sun Xiaoying, et al. Effect of aerodynamic and centrifugal force on strain characteristics of wind turbine blades[J]. Renewable Energy, 2014, 32(7): 961—965.

- [16] 李 昆. 大型水平轴风力机风轮结构动力分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2008. turbine wind turbine structure [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2008.
- [16] Li Kun. Dynamic analysis of large-scale horizontal wind

STUDY ON EFFECT OF SHRINKAGE ANGLE ON STRESS AND STRAIN CHARACTERISTICS OF UMBRELLA WIND TURBINE

Bao Daorina, Guo Xiaodong, Li Changchun, Shang Wei, Wang Xiaoxue

(School of Energy and Power Engineering, Inner Mongolia University of Technology, Hohhot 010051, China)

Abstract: Using the unidirection fluid structure interaction analysis method, the static structural module in Ansys Workbench was used to analyze the statics of the umbrella wind turbine. The maximum stress and strain value and concentrated distribution of the wind turbine structure are studied, and the influence of different variables such as shrinkage angle, wind speed and rotational speed on the stress and strain of the umbrella wind turbine are analyzed. The analysis of the structure showed that when the shrinkage angle is 45° , the stress and strain value reaches the maximum, which is called the maximum stress shrinkage angle. When the rotational speed of the umbrella wind turbine is constant, the maximum stress is only related to the shrinkage angle. Through numerical simulation of umbrella wind turbine danger zone for rigidity and intensity, the wind turbine was verified of the safety and reliability, to provide the optimum design for the umbrella wind turbine system.

Keywords: wind turbines; fluid structure interaction; stress; strain; shrinkage angle