

风电叶片疲劳试验设备设计与计算分析

谢红杰

(株洲时代新材料科技股份有限公司 湖南 株洲 412000)

摘要: 风电叶片疲劳试验对于验证叶片全生命周期疲劳寿命有着非常重要的作用,而只有可靠耐用的风电叶片疲劳试验设备才能保证叶片疲劳试验顺利完成。鉴于此,本文以61.5m叶片挥舞疲劳试验设备为例,首先依据61.5m风的叶片的挥舞疲劳试验输入参数计算叶片共振激励力,然后计算电动机扭转进行电动机选型,接着完成传动链条的计算与选型,最后完善并完成整个疲劳试验设备的设计。详细合理的风电叶片疲劳试验设备的分析与计算可以保障疲劳设备的安全可靠性,能为叶片疲劳试验的顺利完成提供有力保障,更为重要的是将为风电叶片开发人员的设计迭代工作的保驾护航。

关键词: 风电叶片; 疲劳试验; 设备; 设计与计算

0 引言

一般来说,风电叶片的设计使用寿命为20年,在叶片设计阶段对其疲劳寿命进行验证一直以来都是叶片设计的一个重难点问题。由于叶片疲劳寿命分析的理论方法有待于进一步的完善,理论计算结果往往与实际结果差别比较大。所以,风电叶片疲劳试验就成了对其寿命与质量进行检验的重要环节,而疲劳试验设备的安全性直接关系到叶片疲劳试验能否顺利进行。

1 概述

本文中的风电叶片疲劳试验确定采用旋转偏心质量加载的试验方法,即通过将旋转频率调整到加载设备和叶片整体的固有频率相同,通过调整配重来实现叶片的200万次疲劳加载。本次疲劳试验设备的设计以61.5m叶片挥舞疲劳载荷作为设计输入,可以满足61.5m级别叶片的疲劳试验设备需求。

2 整体方案设计

整个疲劳测试系统由加载系统、电气控制系统(含振幅、频率数据测量)、试验台、应力应变数据采集系统、转接法兰、防护网及控制室组成。本实验系统的方案主要包括疲劳加载系统、电气控制系统(含振幅、频率数据测量)、防护网及控制室的设计及制作。

3 夹具设计

夹具为加载系统在叶片上安装提供一个钢结构的基础,为避免损伤叶片并便于加工,夹具与叶片接触部分采用木材随型加工成叶片随型形状,用槽钢钢结构压紧在叶片上。木头与槽钢之间用螺钉固定。夹具应能兼顾

挥舞与摆振状态的加载设备安装,所以应预留出各螺栓安装位置。

4 挥舞状态的加载系统设计

4.1 偏心质量块质量及摆臂设计

根据《61.5m叶片疲劳试验工装设计激励力计算》给出的公式:

$$\frac{F_0'}{F_0} = \frac{A_0'}{A_0} = 2\xi_0 \sqrt{1 - \xi_0^2} \quad (1)$$

$$m = \frac{2F_0 \xi_0 \sqrt{1 - \xi_0^2}}{(2\pi f_0)^2 r} \quad (2)$$

计算得出结果如表1所示。

表1 挥舞疲劳激励表

F_0/N	ξ_0	f_0/Hz	F_0'/N	R/m	M/kg
150000	0.015	0.4	4499	1	712
150000	0.015	0.4	4499	0.8	890

偏心质量采用摆臂和质量块连接结构,质量块可根据试验情况,采用螺杆安装在摆臂上,增加或者减少偏心质量的总重,最大质量为837.6kg,此时旋转半径为866.6mm。

当质量块加到最大,且摆臂位置转到水平时,重力沿摆臂垂直方向作用,向心力与摆臂方向相同,此时摆臂受重力8187N,受向心力 $F_1 = m\omega r^2 = 4570N$,进行受力分析,最大应力为1.94MPa。

4.1.1 最大转速及转矩计算

以加载臂长0.866m计算:

频率 $f=0.4$ 时,

最大转矩 $M=mgR=837.6 \times 0.866 \times 9.8=7109$ (Nm)
 转速 $n=60 \times 0.4=24$ (r/min)

4.1.2 输入条件

由上述加载方案得出减速电动机输入条件见表 2。

表 2 减速电动机输入条件

项点	使用条件	备注
每天工作小时数	24	
每小时起停次数	200 以下	含速度、负载变化
负载转矩 T	7109Nm	考虑频率达不到共振的情况下会需要更大的激振力, 取 8000Nm
输出转速 n	24r/min	必须考虑变频器在 40Hz 左右能达到共振, 电动机需选取 $24/0.8=30r/min$
载荷类型	中等冲击	
环境温度	-10 ~ 40°C	
现场散热条件	通风	
可靠度要求	较高	

4.2 其他配置

4.2.1 冷却方式

考虑到叶片频率、阻尼均未确定, 因此电动机负载转矩、转速均按最高配置, 频率由变频器调节电流频率实现无级调速, 激振力由数个质量块进行调整, 因此电动机有可能在长期低频率电流下低速运行, 需要良好的散热条件, 采用专用的异步变频电动机, 带独立式强冷风扇以满足电动机在低速运行时高效散热^[1]。

4.2.2 变频控制

查询 SEW 的变频一体机样本, 最大变频一体机的功率为 3kW, 因此需要单独配备变频器, 变频器的输出一般显示电源的输出频率, 转速输出显示为电动机的极数和电源输出频率的计算值, 与异步电动机的实际转速有很大区别, 使用普通异步变频电动机时, 由于异步电机的转差率是由电动机的制造工艺决定, 故其离散性

很大, 并且负载的变化直接影响电动机的转速, 因此, 在变频控制系统设计上需重点考虑。

4.2.3 安装方式

减速电动机在不停摇晃的叶片上使用, 安装条件很苛刻, 减速机选型时已选取了底脚安装形式, 平行轴输出的减速电动机, 底脚安装应采用防松连接, 减速电动机输出端安装支架, 以减少附加在轴上的弯矩。

4.2.4 防护等级

根据国际电工委员会 (IEC) 推荐的 IP × × 等级标准, 电动机使用环境为在室外, 装有简单的防雨棚, 选取 IP44 或以上等级, 能防止直径大于 1MM 的固体异物进入机壳内, 能防止厚度 (或直径) 大于 1MM 的工具、金属等触及壳内带电或运动部分; 防溅水, 任何方向的溅水对产品应无有害的影响。按供应商推荐采用 IP55。

4.2.5 制动方式及其他

国际因加载系统无需精确定位, 减速机不另设计制动器, 选取带制动的电动机。绝缘等级 F 级, 接线盒与出线口在电动机上部, 其他电动机防腐、润滑、接线盒附件等按供应商推荐^[2]。

4.3 驱动系统设计

驱动系统由电动机、轴、摆块、轴承、轴承座、胀紧套、联轴器组成, 为方便制作, 各零部件尽量选择标准件, 各零部件的计算及在轴上的固定方式、配合公差设计过程如下:

以弗兰德电动机的轴伸尺寸作为设计输入, 轴颈直径 $d=\phi 120mm/m6 (+0.013/+0.035)$, 键为 $32 \times 18 \times 180A$ 型普通平键, 如图 1 所示。

4.3.1 联轴器 (GB/T 5015)

4.3.1.1 型号规格选取

LZ8 弹性柱销齿式联轴器, 结构简单, 维修方便, 寿命长, 传动转矩大, 具有一定补偿两轴相对偏移和一般减震性能, 可部分代替齿式联轴器, 工作

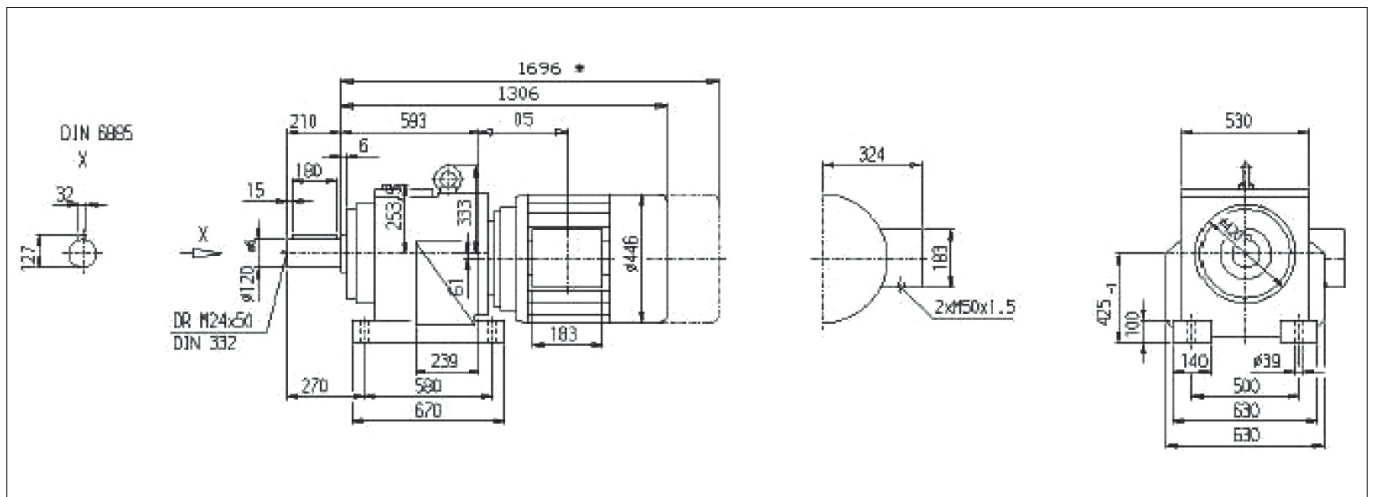


图 1 电机轴连接图

温度为 $-20 \sim 70^{\circ}\text{C}$ ，缺点为噪声大，减震性能为一般。性能上满足实验要求，按轴径选取规格 LZ8 YA120X212/J1A120X167，各参数为：

$T_n=18000\text{Nm}$ ， $n_p=2500\text{r/min}$ ， $d=120$ ， $Y=212$ ， $J_1=167$ ， $D=300$ ， $D_1=190$ ， $B=128$ ， $S=6$ ， $J=0.911$ ， $m=94.67\text{kg}$ 。

4.3.1.2 键选择

根据 GB/T 1095-2003，选用 $32 \times 18\text{ B}$ 型普通平键，静连接键强度计算如下：

$$\sigma = \frac{2T}{Dkl} \leq \sigma_{pp}$$

式中： T —转矩 (Nmm)；

D —轴的直径 (mm)；

l —键的工作长度，B 型键为 $l=L$ (mm)；

k —键与轮毂的接触高度 (mm)，平键 $k=0.4h$ ；

σ_{pp} —键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用压强 (MPa)，带冲击载荷时取 125MPa。

$T=7109000\text{Nmm}$ ， $D=120\text{mm}$ ， $k=7.2\text{mm}$ ，代入公式得： $l=132\text{mm}$ 。

根据 GB/T 1906-2003，键长选用 140mm，即选用 $32 \times 18 \times 140\text{ B}$ 型普通平键。

当对传动有特殊要求时，如频繁启动或经常承受冲击负载，允许采用较紧键连接，考虑偏心质量块会产生比较大的冲击，因此选用较紧键连接，键槽公差选用：

宽度公差：32 P9 ($-0.088/-0.026$)；

深度公差轴：11.0 ($0/+0.2$)；

毂：7.4 ($0/+0.2$)。

4.3.1.3 轴承与轴和外壳的尺寸及公差配合

作用于套圈上的合成径向载荷向量在套圈滚道的一定区域内相对摆动，为滚道一定区域所承受，或作用于轴承上的载荷是冲击载荷、振动载荷，其方向或数值经常变动，称为摆动载荷。承受摆动载荷，特别是在重载的情况下，内、外圈都应采用过盈配合，内圈旋转时，通常内圈采用循环载荷时的配合，但是有时外圈必须在外壳孔内轴向游动，或其载荷较轻时，可采用比循环载荷较松的配合。一般径向载荷 $P \leq 0.07C$ 时称为轻载荷， $0.07C < P \leq 0.15C$ 时称为正常载荷， $P > 0.15C$ 时称为重载荷，其中， C 为轴承的额定动载荷， P 为当量动载荷。

因此按照相关表格，轴颈公差选取 p6， $\phi 170\text{mm}$ ($+0.043/+0.068$)。

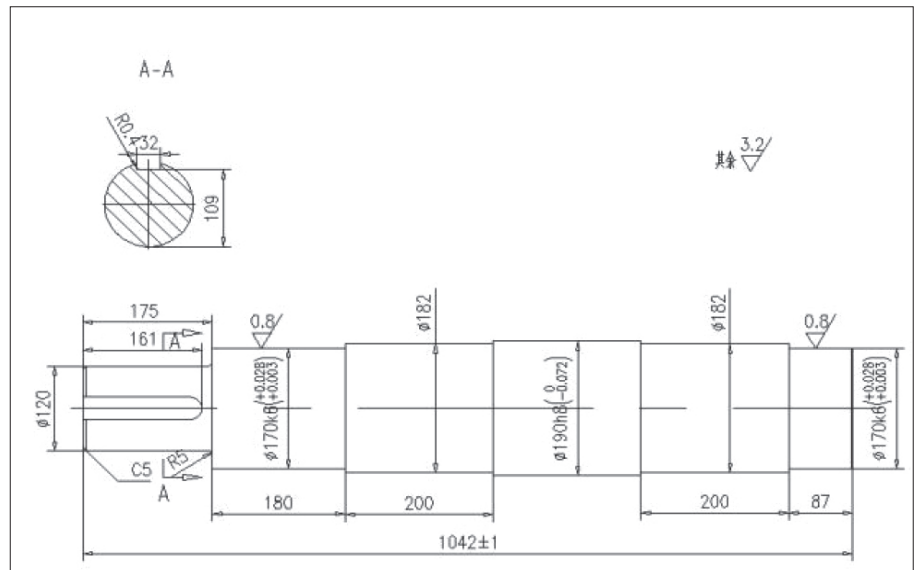


图2 电机轴的设计结构

按照相关表格，外壳孔（轴承座孔）公差选取 K7， $\phi 280\text{mm}$ ($-0.036/+0.016$)。

4.3.1.3 轴计算

根据摆臂最大质量时安装宽度、轴承安装尺寸、电机输出轴尺寸等设计输入，对轴的结构设计如图2所示。

选取轴的材料为45钢，调质处理，根据相关表格可得， $\sigma_b=650\text{MPa}$ ， $\sigma_s=360\text{MPa}$ ， $\sigma_{-1}=270\text{MPa}$ ， $\tau_{-1}=155\text{MPa}$ 。

轴受力情况如下：

偏心质量块产生的载荷，最大为 $F=12757\text{N}$ ；

轴重力：轴承座对轴的支撑力。

电动机带动偏心质量块旋转的转矩为 7109Nm ；

5 结语

总而言之，风电叶片疲劳试验设备的分析与计算关系着疲劳设备的安全可靠，决定了叶片疲劳试验能否顺利完成。可靠的风电叶片疲劳试验设备能为叶片疲劳试验的顺利完成提供有力保障，也能为叶片研发人员的设计迭代工作的保驾护航。

参考文献：

- [1] 萨昊亮，李成良，余启明，等. 风电叶片疲劳试验振动分析与研究 [J]. 玻璃钢/复合材料, 2013(2):57-59.
- [2] 廖高华，乌建中，来鑫. 风电叶片多点加载系统的机电耦合特性及试验研究 [J]. 同济大学学报（自然科学版），2015(10):1582-1587.

作者简介：谢红杰（1982.11-），男，汉族，湖南郴州人，硕士研究生，工程师，研究方向：风力发电技术开发及测试。