

# 玻璃钢风力机叶片根端连接设计

上海玻璃钢研究所 陈余岳

## 一、概述

在设计玻璃钢叶时,要特别重视叶根连接设计。因为在风力机运行过程中,叶片将承受复杂的拉伸疲劳荷载、弯曲疲劳荷载,其中包括拍动方向、弦向方向弯曲疲劳荷载,叶片根部的疲劳问题很严重。此外叶片还要承受 $60\text{m/s}$ 左右的强台风,如此大的风荷载也要通过叶根连接传到轮毂上去。玻璃钢强度性能的一个弱点是剪切强度低,玻璃钢的层间剪切强度仅为拉伸强度的十分之一左右,而叶根连接很多是靠材料剪切强度的,因此叶根连接设计是解决整个叶片问题的关键。从国内外报道的一些资料来看,叶片强度最薄弱的部位是在叶根处,是最容易破坏的地方。我们在选择叶根连接形式时,要防止根端出现较大的剪切应力,或避免出现层间剪切。本文将对玻璃钢风力机叶片一些常用的叶根连接的结构和工艺设计作一介绍,以供设计者参考。

## 二、玻璃钢翻边法兰

玻璃钢翻边法兰是最常用的一种叶根连接形式。国内 $3-50\text{kW}$ 中型风力机玻璃钢叶片根端连接几乎均采用这种形式。国外一些大型风力机玻璃钢叶片也有采用这种叶根连接形式的。玻璃钢翻边法兰如图1所示。叶片根部从叶型截面圆滑过渡到圆管截面再翻边,在玻璃钢法兰环上加钢压环,钢压环由两个半圆环组成。钢压环的作用是使叶根处尽量由断纹剪切强度来传递荷载,另一作用使螺栓荷载更均匀

地分布在翻边上。

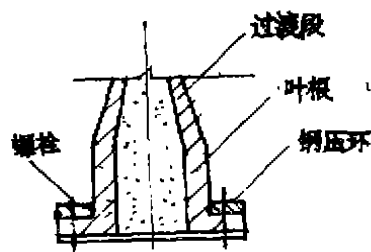


图1 玻璃钢法兰

### 1. 法兰强度分析

法兰翻边处内力如图2所示。在圆管与法兰环连接的截面上不仅有拉力 $Q$ 、弯矩 $M_0$ 、剪力 $Q_0$ ,这些数值与螺杆中心和圆管壁中心距离 $d$ 有关。为了使这个距离尽可能减小些,以减小 $M_0$ ,螺杆应尽量靠近叶根。精确的受力分析比较复杂,要考虑圆管与法兰环连接处变形协调条件。这里采用文献[1]的估算方法。由于使用了刚性较大的金属压环,玻璃钢翻边处强度由断纹剪切强度来控制,并可近似认为法兰环内圆柱面上单位周长上断纹剪切应力等于该处圆管壁中心处正应力。

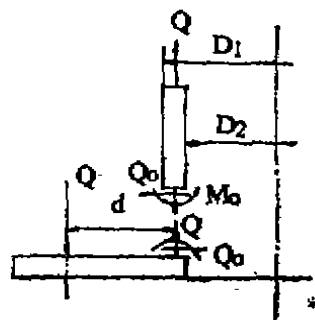


图2 翻边处内力

圆管壁中心处最大正应力

$$\sigma_{max} = \frac{T}{A} + \frac{M}{W} \left( 1 - \frac{1}{2} - \frac{D_2}{D_1} \right) \quad (1)$$

式中:  $T$ ——叶片离心力

$M$ ——根端弯矩

$W$ ——圆管抗弯截面系数

$A$ ——圆管截面积

$D_1$ 、 $D_2$ ——圆管外径、内径

强度校核:

$$\sigma_{max} \leq [\tau] \quad (2)$$

$[\tau]$  为容许断纹剪切应力。环氧玻璃钢平均断纹剪切强度为 78.5 MPa 左右。安全系数选取应考虑荷载工况、成型工艺质量、玻璃钢强度离散性等因素。通常在额定工况时要有较大的安全系数,在校核停机时最大抗风能力也应有 3 倍左右的安全度。

## 2. 螺栓强度分析

离心力作用下单个螺栓应力:

$$\sigma_1 = \frac{T}{nA_0} \quad (3)$$

弯矩作用下螺栓最大应力:

$$\sigma_{2max} = \frac{M}{W_0} \quad (4)$$

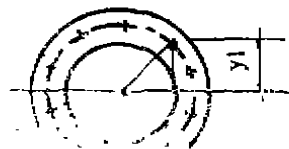


图3 螺栓强度

$n$ ——螺栓数

$A_0$ ——螺栓截面积

$W_0$ ——螺栓组等效抗弯系数

$$W_0 = A_0 \sum y_i^2 / y_{max} \quad (5)$$

$y_i$ ——螺孔中心至中性层距离

螺栓组还受到叶根剪力、扭矩作用,但与弯矩引起的应力相比则较小,可以忽略。以上是螺栓松连接时的应力,实际螺栓应力还应计及预紧力。

## 3. 成型工艺

将裁剪好的玻璃布按设计要求从模具梢端

铺向根端,并在模具根端垂直面作翻边展开,修剪法兰边,用刮板刮透树脂,去除气泡。以此类推直至设计厚度,最后用叶根封板加压。由于法兰边有一定的宽度,翻边布如不够服贴,可剪开法兰边缘局部纤维,但断口应分散,并尽量少些,最多 3~4 处。同时要注意各层布断口位置必须错开,不能将多层布一起剪开,以免造成法兰边缘部分树脂积聚形成蜂窝孔,影响法兰强度。断口后法兰边厚度减薄,故需要加补强布层。翻边转角应圆滑,其曲率半径宜大于 4 mm。

## 4. 法兰尺寸

根据叶片根部最大设计弯矩确定圆管截面外径和壁厚、螺栓直径和数目。螺栓直径不能太小,一般不宜采用  $M_{12}$  以下螺栓。螺孔中心至法兰边缘取 1.2~2  $D$ ,螺孔中心至圆管外壁距离也尽量小些,可取 1.5~2  $D$  左右。法兰尺寸尽量紧凑些,以减小轮毂尺寸。

## 三、金属法兰

玻璃钢翻边法兰根端由于成型方便而广泛应用。但由于这种形式根端由断纹剪切来传递荷载,而玻璃钢断纹剪切强度约为拉伸强度的五分之一左右。承载能力不强。对于大型风力机叶片,根端弯矩很大,为了减小玻璃钢法兰断纹剪切应力,势必增大叶根圆管直径和壁厚及法兰环厚度,这样法兰尺寸相应增大,轮毂尺寸也相应增大。故对于大型叶片不宜采用玻璃钢法兰。我们研制的 200 kW 大型风力机玻璃钢叶片就是采用金属法兰根端的。对于小型风力机叶片,采用金属法兰根端的还不多见,主要由于小叶片叶根过渡段尺寸较小,与法兰圆管连接比较麻烦。此外金属法兰加工也较麻烦。

金属法兰可采用整体锻制法兰和焊接法兰。对于大型叶片,要求叶根连接处有较高的强度和抗疲劳性能,一般采用锻制法兰。金属法兰除通常的外翻边法兰外,还有内翻边法

兰。这种形式的法兰环在圆管内侧, 法兰外径小, 同时连接螺栓在圆管内, 也有利防腐, 但要在圆管处开设手孔, 以便叶片与轮毂连接时, 手可伸进去操作。

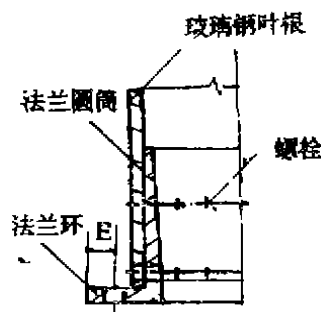


图4 金属法兰

### 1. 法兰强度分析

金属法兰应力分析是一个三维力学问题, 精确分析较复杂。对于轴向力作用下法兰应力分析, 目前还有较成熟的工程计算方法, 如 Timoshenko 方法、Waters 方法等, 而对于外力矩作用下的法兰应力分析, 还未见较好的工程计算方法, 而叶片根端法兰, 主要外荷载是气动弯矩。下面我们给出一个法兰应力估算方法。

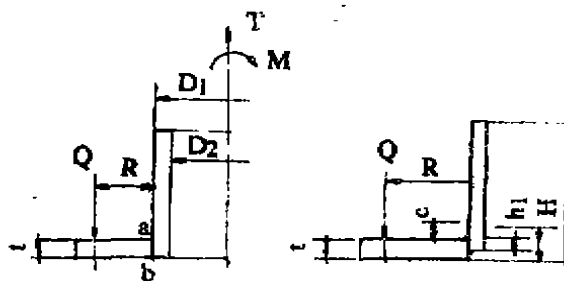


图5 法兰应力分析

应力校核截面及有关尺寸见图5。把法兰环等分成几个扇形板, 假定该板在ab处固支, 这样扇形板成为在ab处固支的悬臂梁, 作用在梁上的外荷载为螺栓力。在离心力作用下, 各螺栓力相同, 但在外力矩作用下各螺栓力不同, 取最大的螺栓力作为校核用外荷载。

单个螺栓所承受的最大荷载:

$$Q = \frac{T}{n} + \frac{M}{W_0} A_0 \quad (6)$$

$$ab \text{ 截面弯矩: } M_1 = QR \quad (7)$$

$$\text{抗弯断面系数: } W_1 = \frac{at^2}{6},$$

$$a = \frac{\pi D_1}{n} \quad (8)$$

$$\text{弯曲应力: } \sigma_{max} = \frac{M_1}{W_1} \quad (9)$$

对于焊接法兰, 还应校核焊缝强度。

$$\text{断面系数: } W_2 = a(H^3 - h_1^3)/6H \quad (10)$$

$$\text{弯曲应力: } \sigma_2 = \frac{M_1}{W_2} \quad (11)$$

$$\text{剪切应力: } \tau_2 = \frac{Q}{1.4ac} \quad (12)$$

$$\text{合成应力: } \sigma = \sqrt{\sigma_2^2 + \tau_2^2} \quad (13)$$

$$\text{法兰圆管应力: } \sigma_3 = \frac{M}{W_3},$$

$$W_3 = \frac{\pi(D_1^4 - D_2^4)}{32D_1} \quad (14)$$

玻璃钢叶根与法兰圆管连接强度分析:

玻璃钢叶根与法兰圆管连接螺栓受到剪切荷载。

单个螺栓最大剪切力:

$$Q_1 = \frac{T}{nn_1} + \frac{M}{n_1 W_1} A_0 \quad (15)$$

$n_1$ —— $n_1$ 列螺栓组

$W_1$ ——1列螺栓组等效抗弯系数

$$W_1 = A_0 \sum y_i^2 / r_i \quad (16)$$

玻璃钢圆管孔边挤压应力:

$$\sigma = \frac{Q_1}{Dt} \quad (17)$$

$D$ ——螺孔直径

$t$ ——玻璃钢圆管壁厚

玻璃钢挤压强度与 $D/t$ 值有关。当 $D/t = 1$ 时, 玻璃钢挤压强度约为245MPa, 当 $D/t = 1 \sim 4$ 之间, 可用插值计算:

$$\sigma = 245 - \frac{98}{3} \left( \frac{D}{t} - 1 \right) \quad (18)$$

采用金属法兰叶根后,叶片玻璃钢部分强度由弯曲强度和孔边挤压强度控制,而这二种强度均大于玻璃钢断纹剪切强度,故有利于提高叶片的承载能力。

## 2. 法兰尺寸

由最大根端弯矩确定叶片根部圆管截面尺寸,同时也确定了法兰圆管外径。法兰环厚度可由上面的公式进行校核。法兰径向尺寸要紧凑,推荐的法兰最小径向尺寸E列于下表,可供设计参考。

螺栓直径(mm)	E(mm)
12	16
16	18
20	22
22	24
24	26
30	30
36	36
42	42

## 四、圆锥台式金属叶根

金属法兰和叶根是采用螺栓连接的,对于小叶片,由于叶根过渡段圆管直径较小,连接不方便,即使大型叶片,连接也较麻烦。如果采用玻璃钢和金属叶根胶接,即可解决这个问题。由于胶接性能、工艺质量等因素,单靠胶接可能不可靠,还要采取一些其它措施。圆锥台式金属叶根就应运而生。如图6所示,金属叶根由二段圆筒一段锥台组成。玻璃布铺在金属叶根上,铺设一定厚度玻璃布后,在第一段的玻璃布外面结扎一定数量和一定张力的玻璃纤维。随着玻璃钢厚度增加,结扎区向第二段延伸距离增加。也可简化成型工艺,当玻璃钢全铺好并固化后,在第一、二段结扎纤维,或单向玻璃带。由于第一段圆筒和第二段锥台结扎了玻璃纤维,可避免玻璃钢与金属脱壳,保证两者较完善的胶接,因而充分发挥了胶接强度,其次增加了锥台后,它以挤压应力和胶接应力来增加承载能力。圆锥台式金属叶根与轮

毂连接可采用螺栓连接,如图6所示。也可在第一段圆筒端面焊上法兰环,采用法兰与轮毂连接。目前这种形式的根端还仅用于小叶片,如FD-9-1kW,风力机叶片,主要是金属件加工复杂,成型工艺也相对麻烦,需要缠绕设备。对于大型风力机叶片,这些问题更为特殊。

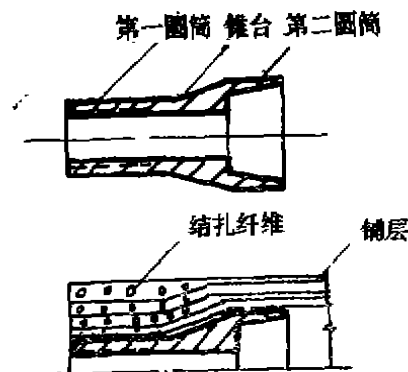


图6 圆锥台式金属叶根

### 1. 胶接强度分析

关于玻璃钢与锥台的胶接强度分析,目前还未见较好的方法。下面仅给出圆筒与玻璃钢胶接强度估算公式。根端的极限荷载和胶层的极限长度,参见文献[3]:

$$P = 2\pi r l \tau_b$$

$$l = \sqrt{2 E t h (\gamma_{max} - \gamma_{per}) \tau_b} \quad (19)$$

式中: P——根端极限拉力

l——胶接极限长度

E——玻璃钢弹性模量

t——玻璃钢厚度

h——胶层厚度

$\gamma_{max}$ ——胶粘剂最大剪应变

$\gamma_{per}$ ——胶粘剂弹性极限剪应变

$\tau_b$ ——胶粘剂剪切强度

r——圆筒半径

对于环氧树脂胶粘剂:

$$\gamma_{max} = 9\%, \gamma_{per} = 3.5\%, \tau_b = 49 \text{ Mpa}$$

由公式可知,胶层存在一个极限长度,当胶层较长时,中间一部份胶层作用并不大,因此增加胶层长度,并不能增加胶接力。

## 2. 纤维结扎计算

如图 7 所示, 图中  $b$  为区域结扎宽度, 用厚度为  $t_f$  的纤维结扎, 在拉力  $T$  的作用下对缠绕纤维产生了径向压力  $q$ , 从而使纤维产生张力。结扎纤维单位宽度径向压力和张力为:

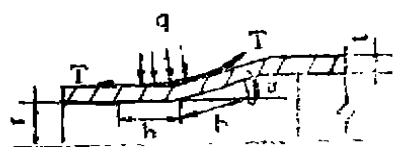


图7 结扎计算

$$\text{径向压力: } q = \frac{2T \tan^2 \frac{\alpha}{2}}{\alpha b} \quad (20)$$

$$\text{张力: } S = q(r + t) \quad (21)$$

$$\text{结扎纤维应力: } \sigma = \frac{S}{t_f} \quad (22)$$

## 五、平板式根端

对于小型叶片可采用这种简单的根端形式。叶片在根端附近平滑过渡为一块平板, 如图 8 所示。为提高叶片承载能力, 叶片铺层在根部局部加厚, 也可在平板内填充一定厚度的木块, 以增大断面抗弯系数。最好在孔边采用部分单向纤维。但单向纤维要夹在铺层中间, 会给工艺带来一些麻烦。

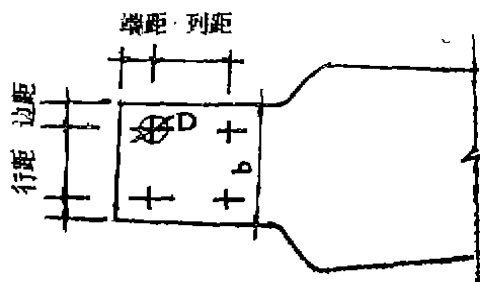


图8 平板式叶根

在设计多孔连接时, 要控制行距。行距一段可取  $4-5D$ 。如果有多排孔时, 外层行距

应大于内层行距, 以便尽量少削弱端部截面积, 从而有利于提高叶根承载能力。列距一般不小于  $4D$ 。端距一般取  $2D$ , 边距一般取  $1.25D$ 。

强度分析:

玻璃钢根端弯曲应力:

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad W = \frac{bt^2}{6} \quad (23)$$

由于小风力机叶片离心力不大, 螺栓剪切力对玻璃钢孔边的挤压应力不会很大, 主要是控制气动弯矩产生的弯曲应力。

## 六、“扁担式”叶根

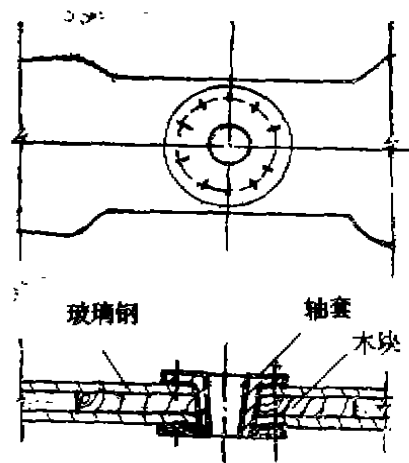


图9 “扁担式”叶根

对于百瓦级的小叶片, 一般采用两叶片, 因此可以把两叶片连在一起成型, 如图 9 所示。叶片在根部处平滑过渡为一块平板, 在中心装上轴套, 可直接与转轴连接, 简化轮毂装置。平板内可填充木块, 其作用同前节所述。由于两叶片连在一起, 势必增加模具长度。根据经验, 叶片直径在  $2m$  以内, 可采用这种形式, 叶片太长不宜采用。

强度分析同前节, 主要控制叶片弯曲应力。

## 参考文献

- [1] 朱颐龄《玻璃钢结构设计》, 中国建筑工业出版社, 1980。
- [2] 上海玻璃钢研究所《玻璃钢手糊成型工艺》, 中国建筑工业出版社, 1984。
- [3] 陈云程, “圆筒—锥台型胶接节点的弹性强度分析”, 《玻璃钢》1979, 1, P16—46。