

 普通高等教育风能与动力工程专业系列教材

风力发电机组 设计与制造

**WIND GENERATOR'S
DESIGN AND MANUFACTURE**



© 姚兴佳 田德 主编



 **机械工业出版社**
CHINA MACHINE PRESS

普通高等教育风能与动力工程专业系列教材

风力发电原理	徐大平	柳亦兵	吕跃刚	
风力机空气动力学	贺德馨	康 顺	张晓东	
风力发电机组设计与制造	姚兴佳	田 德	宋 俊	芮晓明
风力发电机组监测与控制	叶杭冶	许国东	邓 英	章立栋
风力发电场	刘永前	施跃文	张世惠	韩 爽
风电场电气工程		朱永强	王伟胜	

地址:北京市百万庄大街22号
邮政编码:100037

电话服务

社服务中心:010-88361066

销售一部:010-68326294

销售二部:010-88379649

读者购书热线:010-88379203

网络服务

教材网:<http://www.cmpedu.com>

机工官网:<http://www.cmpbook.com>

机工官博:<http://weibo.com/cmp1952>

封面无防伪标均为盗版

ISBN 978-7-111-36025-4

策划编辑◎王雅新 / 封面设计◎张静



定价: 24.00元

普通高等教育风能与动力工程专业系列教材
中国可再生能源规模化发展项目资助

风力发电机组设计与制造

主 编 姚兴佳 田 德
副主编 宋 俊 芮晓明
参 编 柳亦兵 张明远 赵文辉 王 永



机械工业出版社

本书主要介绍风力发电机组设计与制造的理论与技术。设计方面的内容包括风力发电机组设计依据和内容、设计原则、设计步骤、机械设计基础、总体设计、风轮与叶片设计、传动与控制机构设计,以及塔架与基础设计。制造方面的内容包括材料、制造工艺、装配工艺、机舱部分试验。

本书的特点是遵循国际和国家标准,采用现代设计技术和方法,坚持理论与工程实际相结合,体现风力发电机组设计内容的系统性和完整性,突出典型机型的重点结构。

本书为高等工科院校风能动力工程专业本科生教材,并可供有关专业教师、科研人员和工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

风力发电机组设计与制造/姚兴佳,田德主编. —北京:机械工业出版社,2012.4

普通高等教育风能与动力工程专业系列教材

ISBN 978-7-111-36025-4

I. ①风… II. ①姚… ②田… III. ①风力发电机—发电机组—设计—高等学校—教材②风力发电机—发电机组—制造—高等学校—教材 IV. ①TM315

中国版本图书馆CIP数据核字(2012)第086169号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:王雅新 责任编辑:王雅新 张丹丹 冯 铤

版式设计:刘怡丹 责任校对:申春香

封面设计:张 静 责任印制:杨 曦

北京中兴印刷有限公司印刷

2012年10月第1版第1次印刷

184mm×260mm·10.5印张·256千字

标准书号:ISBN 978-7-111-36025-4

定价:24.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010)88361066 教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售一部:(010)68326294 机工官网:<http://www.cmpbook.com>

销售二部:(010)88379649 机工官博:<http://weibo.com/cmp1952>

读者购书热线:(010)88379203 封面无防伪标均为盗版

普通高等教育风能与动力工程专业 系列教材编审委员会

主任 贺德馨

副主任 徐大平 杨勇平 田 德

委员(按姓氏拼音排名)

戴慧珠	邓 英	韩 爽	康 顺	黎作武	刘永前
柳亦兵	吕跃刚	齐同庆	芮晓明	施鹏飞	施跃文
宋 俊	王伟胜	王雅新	许国东	姚兴佳	叶杭冶
赵 斌	张世惠	张晓东	章立栋	朱永强	

序

开发利用风能是增加能源供应、调整能源结构、保障能源安全、减排温室气体、保护生态环境和构建和谐社会的一项重要措施,对于建设资源节约型和环境友好型社会,实现中国经济、社会可持续发展具有重要促进作用。目前,风力发电是风能利用的最主要方式。自2006年《中国可再生能源法》实施以来,我国风电连续多年保持快速增长,2010年成为全球风电新增和累计装机容量最多的国家,在短时间内步入世界风电大国行列。

随着我国风力发电产业的规模化发展和风能利用技术的不断进步,风力发电专业人才的培养显得越来越重要。2006年,教育部批准在华北电力大学设置了国内第一个“风能与动力工程”专业,之后国内多所高等院校也陆续设置了该专业。由于“风能与动力工程”专业是新专业,因此,其专业课程设置、教材建设和教学方法研究都需要一个探索和实践的过程。在中国政府/世界银行/全球环境基金—中国可再生能源规模化发展项目(CRE-SP)风电技术人才培养子赠款项目和中国—丹麦风能发展项目(WED)资助下,2008年成立了“风能与动力工程”本科专业教材编审委员会,开始组织编写“风力发电原理”、“风力机空气动力学”、“风力发电机组设计与制造”、“风力发电机组监测与控制”、“风力发电场”和“风电场电气工程”六部必修课教材。

风力发电是一个跨学科的专业,涉及许多学科领域。在专业教材编写时,从专业人才培养目标出发,除了要掌握专业基础知识外,还要掌握风能领域中的专业知识。教材初稿经过在华北电力大学本科学生的试用后,又对内容进行了修改和补充,形成了现在的第一版系列教材。随着我国从“风电大国”向“风电强国”,从“中国制造”向“中国创造”,从“国内市场”向“国际市场”的转变,我国风力发电产业将进入一个新的发展阶段,教材内容也需要不断补充和更新。编审委员会将会根据新的需求,结合教学实践对此系列教材不断进行完善。

在本教材编写和出版过程中,得到了中国可再生能源学会风能专业委员会、华北电力大学和机械工业出版社的具体指导,各书编审人员付出了辛勤的劳动,许多专家为本教材提供资料并审阅书稿,在此一并向他们表示衷心的感谢。

本教材除了用于高等院校“风能与动力工程”专业教材外,也可作为从事风电专业科技工作人员的参考书。

“风能与动力工程”专业教材编审委员会

二〇一一年六月

前 言

本书是普通高等教育风能与动力工程专业系列教材编审委员会组织编写的六种必修课教材之一。

本书主要介绍风力发电机组设计与制造的理论与技术。设计方面的内容包括风力发电机组设计依据和内容、设计原则、设计步骤、机械设计基础、总体设计、风轮与叶片设计、传动与控制机构设计、塔架与基础设计。制造方面的内容包括材料、制造工艺、装配工艺、机舱部分试验。

为了突出目前国内外主流机型,本书主要介绍三叶片、上风向、水平轴大型风力发电机组的设计与制造方法,重点内容主要涉及风力发电机组机械系统的设计与制造。

本书的特点是遵循国际和国家标准,采用现代设计技术和方法,坚持理论与工程实际相结合,体现风力发电机组设计内容的系统性和完整性,突出典型机型的重点结构。

本书为高等工科院校风能与动力工程专业本科生教材,并可供有关专业教师、科研人员和工程技术人员参考。

本书由姚兴佳教授、田德教授任主编,宋俊教授、芮晓明教授任副主编。第1章和第2章由姚兴佳教授编写;第3章、第5章5.4~5.6节、第7章由宋俊教授编写;第4章由田德教授编写;第5章5.1~5.3节由芮晓明教授编写;第6章由柳亦兵教授编写。张明远副教授参与了第3章的编写;赵文辉博士参与了第2章、第4章的修改;王永博士参与了第6章、第7章的修改。全书由姚兴佳教授和田德教授统稿。贺德馨研究员、齐同庆研究员对全书进行了审阅。

本书在编写过程中,参考了国内外有关文献资料,在此谨向相关文献资料的作者表示诚挚的谢意。

由于作者水平有限,书中难免存在缺点和不足之处,诚请广大同行和读者批评指正。

编 者

主要物理量符号表

a ——加速度,轴向气流诱导因子;	F_D ——变桨距驱动力;
a_k ——柯氏加速度;	F_n ——风轮的轴向推力;
a' ——切向气流诱导因子;	F_t ——风轮旋转的切向力;
A ——面积;	G ——重力;
A_a ——主轴轴端截面积;	G_r ——主轴承所受重力;
A_b ——叶片的投影面积;	h ——切向干扰因子,高度;
A_d ——风轮扫掠面面积;	H ——塔架高度;
A_2 ——塔根部截面积;	i_G ——变桨距轴承上齿轮副传动比;
A_0 ——制动活塞有效工作面积;	i_D ——变桨距减速箱传动比;
A_h ——变桨距液压缸活塞有效工作面积;	I_{ref} ——风速为 15m/s 时湍流强度的期望值;
b ——摩擦片宽度;	J ——转动惯量;
B ——粘性摩擦系数,基础的底边结构尺寸;	J_x ——机舱对 x 轴的转动惯量;
c ——叶素几何弦长,威布尔分布尺度参数;	J_c ——叶片对旋转轴的转动惯量;
c_1 ——比热容;	J_w ——偏航轴上的转动惯量;
C_p ——风能利用系数;	k ——威布尔分布形状参数,轴向干扰因子;
C_L ——叶片单位翼展的升力系数;	K_1 ——机舱表面形状系数;
C_D ——阻力系数;	l ——长度;
C_T ——推力系数;	L ——升力分量;
D ——直径,阻力分量;	L_w ——空气动力力臂;
D_h ——风轮轮毂直径;	m ——质量;
D_r ——偏航轴承轨道直径;	M ——力矩(转矩、扭矩、弯矩);
e ——偏心距;	M_x ——风轮的 x 轴力矩;
E ——总的能量消耗;升阻比;	M_y ——风轮的 y 轴力矩;
f_d ——材料设计值;	M_z ——风轮的 z 轴力矩;
f_k ——材料特征值;	M_w ——空气动力矩;
f_1 ——电网频率;	M_M ——机械制动力矩;
$f_w(v)$ ——风速的分布函数;	M_E ——发电机电磁力矩;
F ——力;	M_D ——驱动力矩;
F_x ——风轮 x 轴力;	M_G ——重力矩;
F_y ——风轮 y 轴力;	M_R ——摩擦力矩;
F_z ——风轮 z 轴力;	M_K ——回转效应所产生的偏航力矩;
F_d ——载荷或载荷响应的设计值;	M_T ——作用在偏航轴承上的颠覆力矩;
F_k ——载荷的特征值;	M_{KL} ——库仑摩擦力矩;
F_N ——机舱的重力;	M_1 ——变桨距小齿轮所需的最大驱动力矩;
F_r ——作用在偏航轴承上的径向力;	M_S ——风轮额定空气动力矩;
F_a ——作用在偏航轴承上的轴向力;	M_b ——作用在叶片上的气动力矩;
F_c ——作用在叶片上的离心力;	n ——转速;
F_v ——作用在叶片上的风压力;	n_1 ——发电机同步转速;
F_{as} ——暴风条件的风轮气动推力;	n_0 ——制动器数;

N ——叶片数,动载荷总循环次数;	V_p ——泵的理论排量;
p ——电机绕组的极对数,摩擦片上的压强;	ω ——叶素上气流的相对速度;
$p(v)$ ——风速概率密度函数;	ω_0 ——叶片尖部气流的相对速度;
p_p ——液压泵的出口压力;	W ——抗弯截面模量;
p_h ——液压系统工作压力;	W_a ——轴端抗弯截面模量;
P ——功率;	x_N ——偏航轴到机舱重心的水平距离;
P_r ——额定功率;	x_R ——偏航轴到风轮重心的水平距离;
P_s ——风轮额定功率;	z_{hub} ——轮毂高度;
P_D ——变桨距驱动功率;	z_t ——塔顶平面到风轮扫掠面中心的高度;
P_M ——变桨距电动机额定功率;	z_N ——偏航轴承到机舱重心的垂直距离;
P_i ——液压泵的驱动功率;	z_R ——偏航轴承到风轮重心的垂直距离;
P_d ——动态当量轴承载荷;	α ——攻角;
P_m ——平均当量动载荷;	β ——叶素桨距角;
P_{max} ——基础底面边缘的最大压力;	γ ——安全系数;
q_p ——液压泵的实际流量;	γ_f ——载荷局部安全系数;
Q ——电能成本指数,空气动力合力;	γ_m ——材料局部安全系数;
r ——半径;	γ_n ——失效影响安全系数;
r_0 ——叶片起始处旋转半径;	δ ——厚度,风轮偏角;
R ——风轮半径;	η_1 ——主传动系统的总效率;
R_g ——钢筋的抗拉强度极限;	η_2 ——发电系统的总效率;
R_0 ——制动力臂;	η_3 ——变桨距传动系统总效率;
Re ——雷诺数;	η_4 ——变桨距减速箱传动效率;
s ——异步电机的转差率;	η_{p1} ——泵的容积效率;
t ——时间,温度,壁厚;	η_p ——液压泵的总效率;
T ——时间(间隔);	θ ——制动盘温度;
T_0 ——制动总时间;	θ_c ——极端风向变化的幅值;
u ——线速度,叶素上气流的切向速度;	$\theta(t)$ ——极端风向变化瞬时值;
u_0 ——叶尖气流的切向速度;	θ_{cg} ——风向的变化幅值;
$v(z, t)$ ——风速;	κ ——导热率;
v_1 ——风力机前方未受干扰的风速;	λ ——叶尖速比;
v_2 ——风轮后方的气流速度;	λ_0 ——当地速度比(周速比);
v_{ref} ——10min 平均参考风速;	Δ_1 ——纵向湍流尺度参数;
v_{hub} ——轮毂高度处年平均风速;	μ ——流体动力黏度;
v_{ave} ——年平均风速;	μ_f ——摩擦因数;
v_{c50} ——50年一遇的极端风速;	ν ——流体运动黏度;
v_{c1} ——1年一遇的极端风速;	ρ ——空气密度;
v_{gust} ——轮毂高度处阵风风速;	σ ——正应力;
v_{cg} ——方向改变的极端相干阵风的幅值;	σ_{max} ——叶片轴根部最大正应力;
v_r ——额定风速;	σ_r ——风轮叶片实度;
v_{in} ——切入风速;	σ_1 ——湍流标准偏差;
v_{out} ——切出风速;	τ_a ——交变剪应力;
v_{maint} ——维修、保养风速;	τ_m ——平均剪应力;
v_s ——最大风速;	ϕ ——气流倾角;

VIII 风力发电机组设计与制造

ϕ_1 ——变桨距行程角；

ω ——角速度；

ω_c ——变桨距角速度；

ω_h ——机械制动轴初始角速度；

ω_w ——偏航角速度；

ω_1 ——变桨距小齿轮转动角速度；

ω_M ——变桨距电动机转动角速度；

Ω ——风轮旋转角速度，

Ω_s ——风轮额定角速度。

目 录

序	
前言	
主要物理量符号表	
第 1 章 绪论 1	
1.1 风力发电机组的构成与分类 1	
1.1.1 风力发电机组的构成 1	
1.1.2 风力发电机组的分类 2	
1.2 设计依据和内容 4	
1.2.1 设计依据 4	
1.2.2 设计内容 4	
1.3 设计原则和步骤 5	
1.3.1 设计原则 5	
1.3.2 设计步骤 8	
习题..... 9	
第 2 章 风力发电机组机械设计基础 10	
2.1 风力发电机组的外部条件 10	
2.1.1 风力发电机组等级 10	
2.1.2 风况 11	
2.1.3 其他环境条件 16	
2.1.4 电网条件 17	
2.2 风力发电机组结构设计 17	
2.2.1 载荷 17	
2.2.2 设计工况和载荷状态 18	
2.2.3 载荷计算 21	
2.3 极限状态分析 22	
2.3.1 载荷和材料的局部安全系数 22	
2.3.2 极限强度分析 23	
2.3.3 疲劳失效分析 24	
2.3.4 稳定性分析 25	
2.3.5 临界挠度分析 25	
2.3.6 特殊局部安全系数 25	
习题 25	
第 3 章 总体设计 26	
3.1 总体参数 26	
3.1.1 额定功率 26	
3.1.2 设计寿命 26	
3.1.3 额定风速、切入风速和切出风速 26	
3.1.4 风轮转速 26	
3.1.5 发电机额定转速和转速范围 28	
3.1.6 重要几何尺寸 29	
3.1.7 总质量、质心与转动惯量 30	
3.1.8 年度发电量 31	
3.2 总体布局及部件集成化 32	
3.2.1 总体布置原则 32	
3.2.2 风力发电机组的典型布局 33	
3.2.3 部件的集成化 34	
3.3 整体校核计算 35	
3.3.1 计算内容与数学模型 35	
3.3.2 模型的后处理 36	
3.4 模型实验 38	
3.4.1 相似条件 38	
3.4.2 相似结果 40	
3.4.3 模型机实验中的问题 41	
3.5 设计成本模型 42	
习题 44	
第 4 章 风轮与叶片设计 45	
4.1 概述 45	
4.1.1 叶片的基本概念 45	
4.1.2 风轮的几何参数 46	
4.1.3 风轮的物理特性 48	
4.2 风轮的载荷设计计算 48	
4.2.1 作用在风轮上的力和力矩 48	
4.2.2 叶片载荷 50	
4.2.3 叶片的受力分析 51	
4.2.4 风轮的强度校核 53	
4.3 叶片的气动设计 53	
4.3.1 风力机的性能指标 53	
4.3.2 风力机的空气动力学设计 55	
4.3.3 叶片结构设计与制造 60	
4.4 轮毂的结构设计与载荷分析 68	
4.4.1 风轮轮毂的结构设计 68	
4.4.2 风轮轮毂的载荷分析 69	
4.5 叶片的设计软件介绍 70	

4.5.1 Garrad Hassan 综合软件包	70	6.2 塔架的载荷分析	115
4.5.2 ANSYS 软件	71	6.2.1 塔架载荷的基本类型	115
习题	73	6.2.2 塔架的主要载荷	116
第5章 传动与控制机构设计	75	6.3 塔架的结构设计	118
5.1 主传动链设计概述	75	6.3.1 基本设计内容	118
5.1.1 主传动链的布局形式	75	6.3.2 钢筒塔架的方案设计	119
5.1.2 主传动链的主要部件	78	6.3.3 塔架的强度设计	120
5.1.3 主传动链齿轮传动特点与 设计要求	83	6.3.4 塔架的动特性分析	123
5.1.4 齿轮箱的基本传动形式与构成	85	6.3.5 塔筒的制造要求	124
5.2 齿轮传动设计基础	86	6.4 塔架基础设计	124
5.2.1 轮系的概念	86	6.4.1 基本设计要求	124
5.2.2 行星轮系的传动比	88	6.4.2 基础的形式设计	125
5.2.3 组合轮系	88	6.4.3 基础的设计计算	127
5.3 风力发电机组齿轮箱设计	89	6.4.4 基础土层对塔架固有频率的 影响	129
5.3.1 设计标准	89	习题	130
5.3.2 设计载荷	90	第7章 风力发电机组的制造	131
5.3.3 齿轮箱的结构设计	92	7.1 材料	131
5.3.4 传动效率与噪声	93	7.1.1 钢材	131
5.3.5 润滑与冷却	94	7.1.2 铸铁	133
5.4 主传动链制动机构的设计	96	7.1.3 铝合金	133
5.4.1 风力发电机组关机过程的规划	96	7.1.4 纤维增强塑料	134
5.4.2 风力发电机组关机过程的 运动方程	97	7.1.5 钢筋混凝土和预应力钢筋 混凝土	135
5.4.3 空气动力制动的设计	99	7.1.6 木材	137
5.4.4 机械制动的设计	100	7.2 制造工艺	137
5.5 变桨距执行机构的设计	102	7.2.1 焊接	137
5.5.1 风力发电机组变桨距过程的 规划	102	7.2.2 螺纹或铆钉连接	138
5.5.2 风力发电机组变桨距过程的 运动方程	102	7.2.3 纤维增强塑料的层压	138
5.5.3 电力驱动机构设计	104	7.2.4 胶接	140
5.5.4 液压驱动机构设计	105	7.2.5 混凝土制造、养护和质量控制	141
5.6 偏航执行机构的设计	107	7.2.6 木材加工(机械加工)	143
5.6.1 风力发电机组偏航过程的规划	107	7.3 装配工艺	143
5.6.2 偏航设计载荷的确定	108	7.3.1 装配的基础知识	143
5.6.3 偏航驱动机构设计	110	7.3.2 机舱的装配	145
5.6.4 偏航制动机构设计	110	7.4 机舱部分试验	153
习题	110	7.4.1 试验目的	153
第6章 塔架与基础设计	112	7.4.2 试验条件	153
6.1 设计概述	112	7.4.3 试验准备	154
6.1.1 塔架的设计要素	112	7.4.4 功能试验和部分性能试验	154
6.1.2 塔架的基本结构形式	114	7.4.5 试验数据记录、整理与分析处理	155
		习题	155
		参考文献	156

第 1 章 绪 论

本章重点介绍风力发电机组的构成与分类，风力发电机组设计依据、设计内容、设计原则和设计步骤。

1.1 风力发电机组的构成与分类

1.1.1 风力发电机组的构成

从整体上看，风力发电机组可分为风轮、机舱、塔架和基础四大部分，如图 1-1 所示。

风轮由叶片和轮毂组成。叶片具有空气动力外形，在气流作用下产生力矩驱动风轮转动，通过轮毂将转矩输入到主传动系统。机舱由底盘、导流罩和机舱罩组成，底盘上安装除主控制器以外的主要部件。机舱罩后部的上方装有风速和风向传感器，舱壁上有隔音和通风装置等，机舱底部与塔架连接。塔架支撑风轮与机舱达到所需要的高度。塔架上安置发电机和主控制器之间的动力电缆、控制和通信电缆，还装有供操作人员上下机舱的扶梯，大型机组还设有升降机。基础为钢筋混凝土结构，根据当地地质情况设计成不同的形式。基础中心预置有与塔架连接的基础部件，以保证将风力发电机组牢牢固定在基础上。基础周围还要设置预防雷击的接地装置。

图 1-2 所示为一种变桨距、变速型的风力发电机组内部结构。它由以下基本部分组成：

(1) 变桨距系统 变桨距系统设在轮毂之中。对于电动变距系统来说，包括变距电动机、变距减速器、变距轴承、变距控制器和备用电源等。

(2) 发电系统 发电系统包括发电机、变流器等。

(3) 主传动系统 主传动系统包括主轴及主轴承、齿轮箱、高速轴和联轴器等。

(4) 偏航系统 偏航系统由偏航电动机、偏航减速器、偏航轴承、制动机构等组成。

(5) 控制与安全系统 控制与安全系统包括传感器、电气设备、计算机控制与安全系统(含相应软件和控制与安全系统执行机构等)。

此外，还设有液压系统，为高速轴上设置的制动装置、偏航制动装置提供液压动力。液压系统包括液压站、输油管和执行机构。为了实现齿轮箱、发电机、变流器的温度控制，设有循环油冷却系统、风扇和加热器。

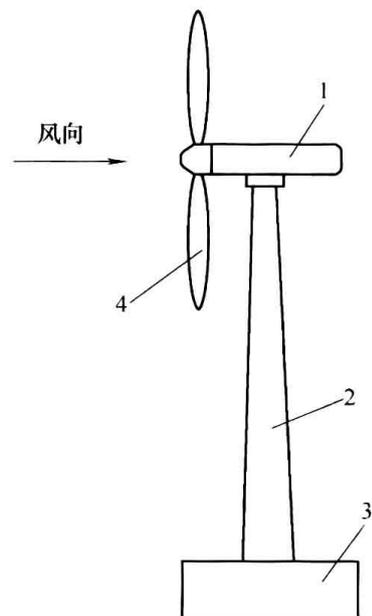


图 1-1 风力发电机组的外观
1—机舱 2—塔架 3—基础 4—风轮

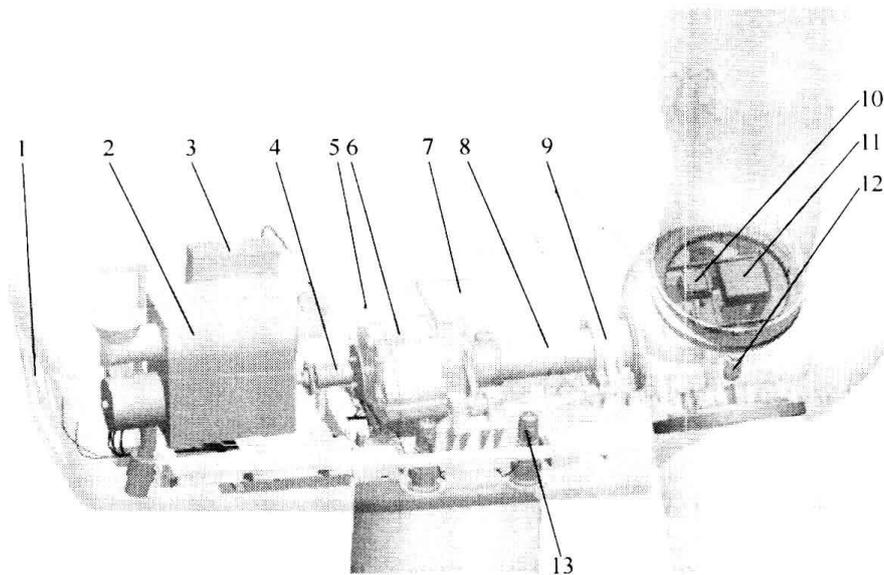


图 1-2 风力发电机组内部结构

1—机舱通风扇 2—发电机 3—电控柜 4—联轴器 5—液压站
6—齿轮箱 7—冷却风扇 8—主轴 9—主轴承 10—备用电源
11—变距控制器 12—变距电动机 13—偏航电动机

1.1.2 风力发电机组的分类

风力发电机组可以按照其功率大小、风轮轴方向、功率调节方式、传动形式和发电机转速变化等进行分类。

1. 按功率大小分

按功率大小，风力发电机组可分为微型（0.1~1kW）、小型（1~100kW）、中型（100~1000kW）及大型（1000kW 以上）四种。

2. 按风轮轴方向分

(1) 水平轴风力发电机组 水平轴风力发电机组是风轮轴基本上平行于风向的风力发电机组。工作时，风轮的旋转平面与风向基本上相垂直。水平轴风力发电机组随风轮与塔架相对位置的不同而有上风向与下风向之分。风轮在塔架的前面迎风旋转，叫做上风向风力发电机组，如图 1-1 所示。风轮安装在塔架后面，风先经过塔架，再到风轮，则称为下风向风力发电机组。上风向风力发电机组必须有某种调向装置来保持风轮迎风。而下风向风力发电机组则能够自动对准风向，从而免去了调向装置。对于下风向风力发电机组，由于一部分空气通过塔架后再吹向风轮，这样塔架就干扰了流过叶片的气流而形成“塔影效应”，增加了风轮旋转过程中叶片载荷的复杂性，降低了风力发电机组的出力和其他性能。

(2) 垂直轴风力发电机组 垂直轴风力发电机组是风轮轴垂直的风力发电机组，如图 1-3 所示。其主要特点是可以接受来自任何方向的风能。当风向改变时，不需要对风的偏航装置，简化了风力发

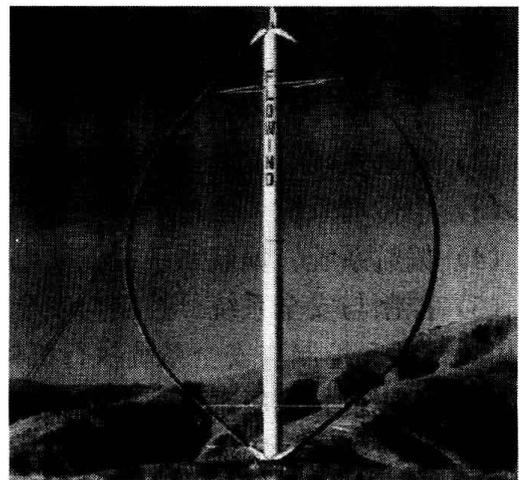


图 1-3 垂直轴风力发电机组

电机组的结构。垂直轴风力发电机组的另一个优点是，齿轮箱和发电机可以安装在地面上。

由于垂直轴风力发电机组需要大量材料，占地面积大，故目前商用大型风力发电机组尚较少采用。

3. 按功率调节方式分

(1) 定桨距风力发电机组 定桨距风力发电机组主要有失速调节风力发电机组和偏航控制功率风力发电机组。失速调节风力发电机组的主要特点是安装在轮毂上叶片的桨距角不能改变，机组的功率调节完全依靠叶片的气动特性。当风速超过额定风速时，利用叶片本身的失速特性减小风轮的旋转力矩，维持输出功率相对稳定。通过叶尖扰流器实现气动制动。

偏航控制功率风力发电机组的特点是叶片的桨距角不能改变，当风速超过额定风速时，通过偏航改变风轮的迎风面积，维持输出功率相对稳定。

(2) 变桨距调节风力发电机组 当风速过高时，这种风力发电机组通过减小叶片翼型上合成气流方向与翼型几何弦的夹角（攻角），改变风轮获得的空气动力转矩，使风力发电机组功率输出保持稳定。同时，风力发电机在起动过程中也需要通过变桨距来获得足够的起动转矩。采用变桨距技术还可以改善叶片和整机的受力状况和进行有功控制，这对大型风力发电机组十分有利。通过变桨距（顺桨）实现气动制动。

(3) 主动失速调节风力发电机组 这种机组兼有以上两种类型机组的部分特点，既有变桨距的功能，又利用了叶片的失速特性，达到机组功率调节的目的。当风力发电机达到额定功率后，通过变桨距增加攻角，使叶片的失速效应加大，从而维持机组输出功率的稳定，限制风轮对风能的捕获。主动失速调节风力发电机组又称为负变距风力发电机组。

4. 按传动形式分

(1) 高传动比齿轮箱型 这种类型的风力发电机组的传动比较大。通常，风轮的转速较低，达不到发电机对转速的要求，必须通过齿轮箱的增速作用来实现，故也将齿轮箱称之为增速箱。高传动比齿轮箱的主要功能是将风轮的低转速转化成高转速，驱动发电机发电。发电机可以是双馈异步发电机，也可以是其他类型的发电机。该类型风力发电机组齿轮箱的故障率较高，但机组成本相对较低。

(2) 直接驱动型 这种机组的特点是风轮的转速与发电机的转速相同，风轮直接驱动发电机转子运转在低速状态，应用多极同步发电机，无风力发电系统中常见的齿轮箱，因而不存在齿轮箱所带来的噪声、故障率高和维护成本大等问题，提高了机组运行的可靠性。

(3) 中传动比齿轮箱型 中传动比齿轮箱风力发电机组也称半直驱风力发电机组，兼有以上两种类型机组的部分特点。中传动比齿轮箱机组减小了高传动比齿轮箱的传动比，降低了高传动比齿轮箱的故障率和维护成本；同时也相应地减少了多极同步发电机的极数，从而减小了发电机的体积和降低了发电机组的成本。

5. 按发电机转速变化分

(1) 定速（又称恒速） 定速风力发电机组是指发电机的转速是恒定不变的，它不随风速的变化而变化，始终在一个恒定不变的转速下运行。

(2) 多态定速 多态定速风力发电机组中包含两台或多台发电机；可采用单绕组或多绕组发电机。根据风速的变化，可以有不同容量和数量的发电机投入运行。

(3) 变速 变速风力发电机组中的发电机工作在转速随风速时刻变化的状态下。目前，

主流的大型风力发电机组都采用变速恒频运行方式。

1.2 设计依据和内容

1.2.1 设计依据

风力发电机组的设计依据是《风力发电机组设计任务书》。《风力发电机组设计任务书》是上级部门或用户为设计部门规定的设计依据。这些依据是设计计算的已知条件，一般包括风力发电机组的基本形式、基本参数和外部条件。

1. 基本形式

首先应该明确风力发电机组的基本形式。例如设计水平轴风力发电机组还是垂直轴风力发电机组；若是水平轴风力发电机组，是上风向的还是下风向的；风力发电机组是两叶片的还是三叶片的，是定桨距的还是变桨距的；发电系统是恒速恒频的还是变速恒频的；等等。

目前的主流机型是水平轴、上风向、三叶片、变桨距、变速恒频风力发电机组。这一类机组也有不同的机型，主要区别是发电机的转速不同，可以分为应用高转速的双馈异步发电机的双馈型机组，应用低转速的同步发电机的直驱型机组和应用中转速的同步发电机的半直驱型机组。

2. 基本参数

风力发电机组的基本参数主要是指风力发电机组的额定功率、转速范围、总效率、设计寿命和生产成本等。

3. 外部条件

风力发电机组的外部条件包括运行环境条件、电网条件和风场的地质情况。运行环境条件主要是风资源、湍流和阵风的情况、气候情况等。有关风力发电机组的外部条件问题将在本书第2章中详述。

1.2.2 设计内容

设计内容包括风力发电机组设计图样和相关的设计文件。设计图样包括外观图、部件图和零件图；设计文件包括设计计算说明书、运输和安装说明书、用户使用和维护手册等。

1. 风力发电机组外观图

如图1-4所示，风力发电机组的外观图描述了其整体结构并标注了主要尺寸，同时用文字注明了设备的技术特征，如机组类型、功率调节方式、风轮旋转方向、额定功率、额定风速、风轮直径、风轮转速范围、风轮倾角、风轮圆锥角、变距最大角度、齿轮箱类型、齿轮箱增速比、发电机类型、塔架类型、轮毂中心高和各主要部件质量。

2. 部件图

部件图是各层次安装工作的指导图样，表示各零件之间的装配关系、配合公差、轮廓尺寸、装配技术条件和标题栏等。

部件可能是多层次的，例如机舱中还设有齿轮箱和发电机等部件。各级部件图以图号相区别。

3. 零件图

零件图是生产零件的依据，包括零件的结构和形状、尺寸、表面粗糙度和几何公差、材料及表面处理技术要求、技术条件、标题栏等。

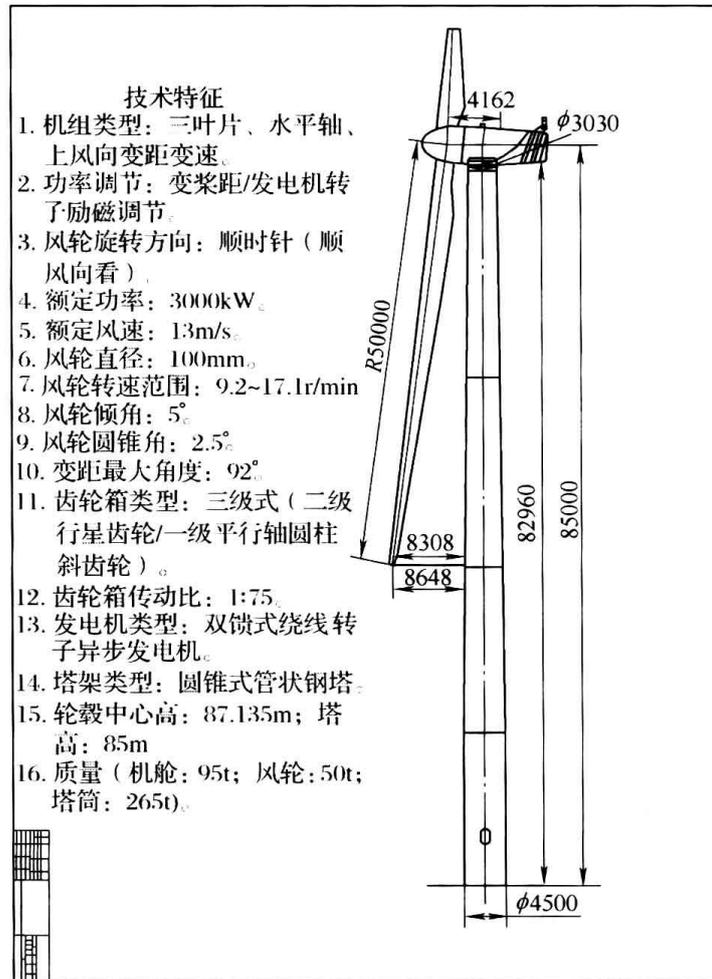


图 1-4 风力发电机组外观图

设计零件时，要进行相应的载荷分析和强度校核。

4. 设计文件

设计文件是与设计相关的规范性文件，详细描述了机组设计、制造、装配、运行维护过程的理念、标准、理论依据、方法和技术要求，用于设计部门存档、指导装配和安装、指导用户的维护作业和指导维修人员的维修作业。

1.3 设计原则和步骤

1.3.1 设计原则

风力发电机组设计所涉及的知识、资料、信息是多方面的。为了保证风力发电机组设计成功，应遵循一定的设计原则。设计前，要确定设计所必须用到的参数及风力发电机组应达到的技术、经济指标，掌握国内外当时风力发电机组的技术水平，根据用户需求及风力发电

机组安装、运行的地理、自然条件, 近几年的风速记录等外部环境条件, 力争设计的起点高、技术先进、性能优越、成本低, 达到国际领先水平, 使设计的风力发电机组在市场上具有竞争力。

风力发电机组的设计一般要遵循以下基本原则:

1. 可靠性

可靠性表示系统、机器或零件等在规定时间内能稳定工作的程度或性质。它是风力发电机组质量的基本标志, 是产品质量的重要组成部分。可靠性取决于设计、制造和使用维护的综合技术水平。设计可靠性是影响产品可靠性的重要因素。

风力发电机组可靠性可以用机组运行可利用率来评价, 可利用率是固有可靠性和使用管理可靠性的综合量化指标。

风力发电机组可利用率计算方法为

$$A = \frac{T_1 - (T_{\text{cum}} - T_s - T_p - T_{\text{ldt}})}{T_1} \times 100\% \quad (1-1)$$

式中 T_{cum} ——累积停机时间, 单位为 h;

T_p ——计划维修时间, 单位为 h;

T_s ——使用维护人员操作失误造成的停机时间, 单位为 h;

T_1 ——总时间, 例如一年, 单位为 h;

T_{ldt} ——非维修时间, 单位为 h。

$$T_{\text{ldt}} = T_1 + T_2 + T_3 \quad (1-2)$$

式中 T_1 ——电网故障时间;

T_2 ——不可抗力造成停机时间, 如战争、地震、洪水等;

T_3 ——气候限制导致的停机时间, 如覆冰、气温超过规定的运行极限温度等。

总体设计阶段, 对重要零部件和系统应规定可靠性量化指标的要求。可以采用串联模型法, 确定有关零部件的可靠性定量要求。即

$$A_c = A_1 A_2 \cdots A_n = \prod_{i=1}^n A_i \quad (1-3)$$

式中 A_c ——整机可利用率;

A_i ——第 i 个零部件或系统可利用率。

对系统, 包括电气控制系统、安全系统和液压系统等元器件的选择, 应考虑平均故障间隔时间 (MTBF) 或平均维修间隔时间 (MTBM) 和平均维修时间, 以满足整机可靠性要求。

对重要承力零部件, 还应规定使用寿命。使用寿命是可靠性要求不可缺少的指标。

为保护风力发电机组的安全, 对重要的安全系统可以采取冗余设计。

2. 经济性与社会效益

经济性包括风力发电机组制造企业的制造成本、用户运行与维护等使用成本及发电成本。社会效益是指风力发电机组在制造、使用过程中对环境的影响, 劳动力就业, 人民生活改善和提高等方面的效益。

风力发电机组制造成本直接关系到风力发电机组市场的开拓和占有率, 反过来又影响企业的经济效益。目前, 世界工业发达国家的大型风力发电机组制造成本逐步下降, 已接近火电成本。

经济性还包括用户运行与维护等使用成本和发电成本。为使风力发电机组发电成本低,在设计风力发电机组时必须保证风力发电机组技术性能和制造质量,并使风力发电机组的结构简单,维修费用少,安全可靠地运行。

风力发电机组对于制造企业来说,生产出来的是产品,在市场上销售的则是商品。作为商品的风力发电机组,用户购买的动机和目的是考虑机组的使用价值和为用户创造经济效益。因此,在设计过程中,必须充分考虑风力发电机组的使用价值。

如果用户是风电场,并网发电售电,用户要求风力发电的电价至少要和常规电力电价相当。目前,风电售价仍高于常规电价。但是,风力发电对于节能减排、保护环境具有可量化的经济价值和社会效益,政府和社会给予补贴是合理的。因此,在设计过程中,应不断地加强技术创新,最大限度地降低风力发电机组的发电成本。

总之,设计风力发电机组要考虑它的成本和市场,使之有良好的经济效益,也要有良好的社会效益。

3. 先进性

在风力发电机组的设计中,技术起点要高,要采用新技术、新材料、新工艺,以保证风力发电机组既能达到设计要求的指标,又能兼顾经济性能,使风力发电机组结构简单、操作方便、易于维护、运行可靠、寿命长、安全性高、成本低,各项技术、经济指标得到尽可能完美的实现。

但是,也要注意采用成熟度高的技术,不能采用未经试验证明的不成熟技术,以避免造成损失和失败。

4. 工艺性和易维修性

在设计中,应尽可能使零部件易于加工和组装,整机组装之后,应易于检查和更换零部件。应该为维护和修理预留必要的空间。

应该注重外形设计,使整机和主要零部件造型美观。

5. 标准化

国家有关部门针对风力发电机组提出了一系列标准,包括名词术语、设计要求、安全要求、技术条件和试验方法等,在设计过程中必须严格遵循这些标准。对于国家标准及部级标准中尚未涉及的设计内容,可以参照国际上公认的标准执行。

国内并网型风力发电机组部分标准目录如下:

- GB/T 2900.53—2001 《电工术语 风力发电机组》
- GB 18451.1—2001 《风力发电机组 安全要求》
- GB/T 18451.2—2003 《风力发电机组 功率特性试验》
- GB/T 19960.1—2005 《风力发电机组 第1部分:通用技术条件》
- GB/T 19960.2—2005 《风力发电机组 第2部分:通用试验方法》
- GB/T 20319—2006 《风力发电机组 验收规范》
- GB/T 20320—2006 《风力发电机组 电能质量测量和评估方法》
- GB/T 19568—2004 《风力发电机组装配和安装规范》
- GB/T 19069—2003 《风力发电机组 控制器 技术条件》
- GB/T 19070—2003 《风力发电机组 控制器 试验方法》
- GB/T 19071.1—2003 《风力发电机组 异步发电机 第1部分:技术条件》

8 风力发电机组设计与制造

GB/T 19071.2—2003	《风力发电机组 异步发电机 第2部分：试验方法》
GB/T 19073—2008	《风力发电机组 齿轮箱》
GB/T 19072—2010	《风力发电机组 塔架》
JB/T 10300—2001	《风力发电机组 设计要求》
JB/T 10194—2000	《风力发电机组 风轮叶片》
JB/T 10427—2004	《风力发电机组 一般液压系统》
JB/T 10425.1—2004	《风力发电机组 偏航系统 第1部分：技术条件》
JB/T 10425.2—2004	《风力发电机组 偏航系统 第2部分：试验方法》
JB/T 10426.1—2004	《风力发电机组 制动系统 第1部分：技术条件》
JB/T 10426.2—2004	《风力发电机组 制动系统 第2部分：试验方法》
JB/T 10705—2007	《滚动轴承 风力发电机轴承》

国际电工委员会制定的风力发电机组部分标准目录见表 1-1。

表 1-1 国际电工委员会制定的风力发电机组部分标准目录

标准编号	标准名称
IEC 61400-1; 2005	Wind turbine generator systems-Part 1; Design requirements 风力发电机组-第1部分：设计要求
IEC 61400-3; 2006	Wind turbine generator systems-Part 3; Design requirements for offshore wind turbines 风力发电机组-第3部分：海上风力发电机组的设计要求
IEC 61400-11; 2006	Wind turbine generator systems-Part 11; Acoustic noise measurement techniques 风力发电机组-第11部分：噪声测量技术
IEC 61400-12; 2005	Wind turbine generator systems-Part 12; Wind turbine power performance testing 风力发电机组-第12部分：风力发电机组功率特性测试
IEC/TS 61400-13; 2001	Wind turbine generator systems-Part 13; Measurement of mechanical loads 风力发电机组-第13部分：机械载荷测量
IEC 61400-21; 2001	Wind turbine generator systems-Part 21; Measurement and assessment of power quality characteristics of grid connected wind turbines 风力发电机组-第21部分：并网风力发电机组电能质量测量和评估
IEC/TS 61400-23; 2001	Wind turbine generator systems-Part 23; Full-scale structural testing of rotor blades 风力发电机组-第23部分：风轮叶片全尺寸结构测试
IEC/TS 61400-24; 2002	Wind turbine generator systems-Part 24; Lightning protection 风力发电机组-第24部分：避雷保护

1.3.2 设计步骤

一般说来，风力发电机组的设计可以分为三个阶段，即方案设计（概念设计）、技术设计（初步设计）和施工设计（详细设计）。

1. 方案设计（概念设计）

确定风力发电机组的主要参数、整体布局和结构形式；对机组的整体载荷及整机质量进行初步计算，选择主要部件的结构，完成机舱布局的计算机设计模型；同时给定控制策略。

在此基础上撰写方案设计说明书。

2. 技术设计（初步设计）

根据方案设计的资料，进行整机和部件结构设计和确定技术要求；进行机组载荷计算和分析；对关键零部件进行校核计算与分析；进行电气控制与安全系统设计；初步选择外购件的型号。在此基础上提供技术设计图样和技术设计说明书。

在技术设计阶段，必须多学科相互配合，考虑整体动力响应，有时要进行数次反复修改。技术设计是机组设计的重点和难点，决定了机组的关键核心技术

3. 施工设计（详细设计）

根据技术设计结果，进行载荷计算，对零部件进行强度和刚度校核及失效分析，对关键零部件进行优化设计；对整机进行可靠性分析和动态分析。修改和审定加工图样和技术文件，填写标准件和外购件明细表，撰写设计计算说明书、运输和安装说明书以及用户使用与维修手册。

习 题

- 1-1 变桨距、变速型风力发电机组机舱内部由哪些部分组成？它们的功能是什么？
- 1-2 按功率调节方式，风力发电机组可以分为几种？各有什么特点？
- 1-3 按传动形式，风力发电机组可以分为几种？高传动比双馈式风力发电机组、直驱型风力发电机组和半直驱型风力发电机组各有什么特点？
- 1-4 风力发电机组的设计依据是什么？包括哪些内容？
- 1-5 风力发电机组的设计内容是什么？包括哪些部分？
- 1-6 风力发电机组的设计要遵循什么原则？如何提高风力发电机组的技术经济指标？
- 1-7 写出风力发电机组的设计步骤。分析风力发电机组设计步骤的关键点。

第 2 章 风力发电机组机械设计基础

本章根据国际和国家相关标准，介绍了风力发电机组的外部条件、设计工况、载荷状态和极限状态分析。

2.1 风力发电机组的外部条件

在进行风力发电机组的设计时，为保证安全性和可靠性达到一定的水平，应当考虑机组的外部条件。外部条件包括环境、电网和地质条件。风力发电机组经受的环境和电网条件，会影响到它的负载和运行状态，进而影响其使用寿命。环境条件可进一步分为风况和其他外部条件；地质条件关系到风力发电机组的基础设计。

设计之前已知的外部条件应该反映在“风力发电机组设计任务书”中，风力发电机组对外部条件的要求应在设计文件中加以说明。

每种类型的外部条件又可分为正常外部条件和极端外部条件。正常外部条件一般涉及的是长时期的结构载荷条件。而极端外部条件是少见的，但它可能是临界外部设计条件。设计载荷状态应由这些外部条件同风力发电机组运行工况组合构成。

2.1.1 风力发电机组等级

设计中要考虑的外部条件由风力发电机组安装场地类型决定。风力发电机组等级是根据风速和湍流参数来划分的。划分等级的目的在于最大限度地利用风能。风速和湍流参数代表了相应风力发电机组安装场地的类型，而不是代表特定风场的详细参数。风力发电机组分级是指根据风速和湍流参数的不同，对风力发电机组安全等级进行一系列的明确定义。IEC 61400-1: 2005《风力发电机组-第1部分：设计要求》规定的风力发电机组安全等级的基本参数见表 2-1 所示。

表 2-1 风力发电机组安全等级的基本参数

风力发电机组安全等级	I	II	III	S
v_{ref} (m/s)	50	42.5	37.5	设计值由设计者选定
A I_{ref} (-)	0.16			
B I_{ref} (-)	0.14			
C I_{ref} (-)	0.12			

注：1. 表中所示参数值对应于轮毂高度。

2. v_{ref} 表示 10min 平均参考风速；A 表示高湍流特性等级；B 表示中湍流特性等级；C 表示低湍流特性等级； I_{ref} 表示风速为 15m/s 时湍流强度的期望值。

如果设计者或客户要求使用特定的条件，如特定风况、其他外部条件或特定安全等级，风力发电机组安全等级进一步划分出 S 级。风力发电机组 S 级安全等级的设计值通常由设计

者选定，并在设计文件中详细说明。在特定设计中，选定的设计值所反映环境条件的恶劣程度至少要与用户预期使用环境相当。

I、II、III级安全等级对应的特定外部条件中不包括海上风电场环境，以及诸如飓风、龙卷风、台风之类热带风暴的风况，这类条件要求风力发电机组按S级设计。除IEC标准外，其他国家标准规定的湍流参数略有不同。

除了这些基本参数外，其他一些外部条件参数的确定在风力发电机组的设计中也是必不可少的环节，这些参数在本节后有文中详细说明。对风力发电机组等级 $I_A \sim III_C$ ，后面将其称作标准风力发电机组等级，风力发电机组安全等级I到III的设计寿命至少为20年。

对于S级安全等级的风力发电机组来说，制造厂应该在设计文件中描述机组设计过程中所使用的模型与设计参数。采用本章所述模型，对其参数要作充分说明。S级安全等级的风力发电机组设计文件应包含相关标准中所列内容。

2.1.2 风况

所设计的风力发电机组应能安全承受对应安全等级的风况。设计文件应对设计风况进行详细规定。

从载荷和安全方面考虑，风况可分为正常风况和极端风况。正常风况是指在风力发电机组正常运行期间频繁出现的风况条件。而极端风况是指1年一遇或50年一遇的风况条件。

在多数情况下，风况条件是由稳定的平均气流与变化的可确定的阵风或湍流结合而成的。在所有情况下，应考虑平均气流与水平面夹角达 8° 时的影响。假定这个气流倾斜角不随高度变化。

湍流是指风速矢量相对于10min平均值的随机变化。在使用湍流模型时应该考虑风速、风向和风切变变化的影响。湍流风速矢量的三个分量定义如下：

纵向：沿着平均风速方向；

横向：水平并且与纵向垂直的方向；

竖向：与纵向和横向均垂直的方向。

对于标准的风力发电机组等级，湍流模型中的随机风速场应该满足以下要求：

1) 假定由后文给出的湍流标准偏差 σ_1 的取值不随高度变化。垂直于风向的分量应该具备下述最小标准偏差：横向分量 $\sigma_2 \geq 0.7\sigma_1$ ；竖向分量 $\sigma_3 \geq 0.5\sigma_1$ 。

2) 在轮毂高度 z_{hub} 处纵向湍流尺度参数 Λ_1 的值为

$$\Lambda_1 = \begin{cases} 0.7z_{hub} & z_{hub} \leq 60\text{m} \\ 42\text{m} & z_{hub} \geq 60\text{m} \end{cases} \quad (2-1)$$

湍流风速矢量的三个正交分量的功率谱密度 $S_1(f)$ 、 $S_2(f)$ 、 $S_3(f)$ ，随着惯性副区（风速湍流谱的频率区间，此区间内涡流经逐步破碎达到均匀化）内频率的增加，渐近于下式，即

$$S_1(f) = 0.05(\sigma_1)^2(\Lambda_1/v_{hub})^{-2/3}f^{-5/3} \quad (2-2)$$

$$S_2(f) = S_3(f) = \frac{4}{3}S_1(f) \quad (2-3)$$

式中 v_{hub} ——轮毂高度处年平均风速，单位为m/s；

f ——频率，单位为Hz。

3) 应该采用公认的相关模型。

1. 正常风况

(1) 风速分布 风速分布对于风力发电机组的设计有着很大影响,因为它决定着常规设计工况每种载荷状态的出现频率。应假设轮毂高度 10min 时间周期内平均风速符合下式描述的瑞利 (Rayleigh) 分布,即

$$P_R(v_{hub}) = 1 - \exp\{-\pi[v_{hub}/(2v_{ave})]^2\} \quad (2-4)$$

式中 v_{ave} ——年平均风速,单位为 m/s。

在标准风力发电机组等级中, v_{ave} 应根据下式选取,即

$$v_{ave} = 0.2v_{ref} \quad (2-5)$$

(2) 正常风廓线模型 (NWP) 风廓线 $v(z)$ 是地表以上平均风速对垂直高度 z 的函数。在标准风力发电机组等级下,正常风廓线由指数公式给出,即

$$v(z) = v_{hub}(z/z_{hub})^\alpha \quad (2-6)$$

式中 z_{hub} ——轮毂高度,单位为 m。

假定幂指数 α 等于 0.2。风廓线是用来确定风轮扫掠面垂直高度风切变的。

(3) 正常湍流模型 (NTM) 对于正常湍流模型,纵向湍流标准差的典型值 σ_1 应以给定轮毂高度处风速的 90% 概率的标准差确定。

对于标准风力发电机组等级,此值由下式给定,即

$$\sigma_1 = I_{ref}(0.75v_{hub} + b) \quad (2-7)$$

其中 $b = 5.6\text{m/s}$

湍流标准差 σ_1 (m/s) 和湍流强度 σ_1/v_{hub} 如图 2-1 所示。 I_{ref} 的幅值在表 2-1 中给出。

2. 极端风况

极端风况用于确定风力发电机组的极端风载荷,这些风况包括风剪切和由暴风及风速与风向的迅速变化造成的风速峰值。

(1) 极端风速模型 (EWM) 极端风速模型含稳态或湍流的风速模型。风速模型应基于参考风速 v_{ref} 和确定的湍流标准差 σ_1 。

对于稳态极端风速模型,50 年一遇的极端风速 v_{e50} 和 1 年一遇的极端风速 v_{e1} 是高度 z 的函数,采用下面的公式计算,即

$$v_{e50}(z) = 1.4v_{ref}(z/z_{hub})^{0.11} \quad (2-8)$$

$$v_{e1}(z) = 0.8v_{e50}(z) \quad (2-9)$$

在稳态极端风速模型中,短期内允许与平均风向的偏差范围为 $\pm 15^\circ$ 。

对于湍流极端风速模型,50 年一遇和 1 年一遇的情况下,10min 平均风速为 z 的函数,即

$$v_{e50}(z) = v_{ref}(z/z_{hub})^{0.11} \quad (2-10)$$

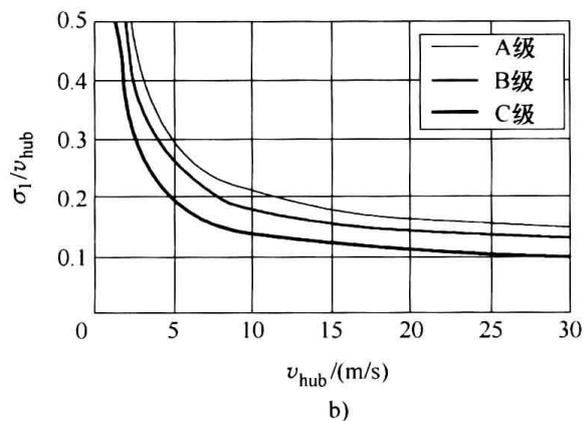
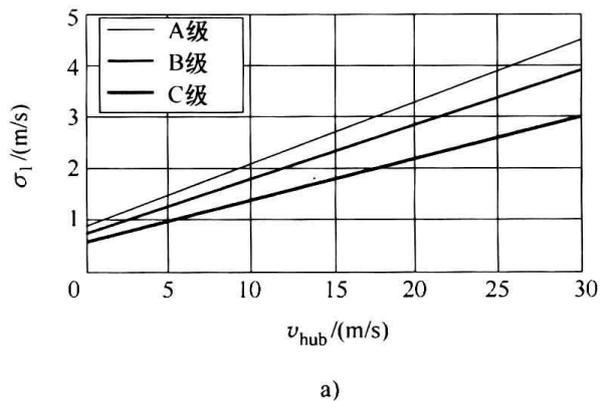


图 2-1 正常湍流模型 (NTM)
a) 湍流标准差与轮毂高度处风速的关系
b) 湍流强度与轮毂高度处风速的关系

$$v_{e1}(z) = 0.8v_{e50}(z) \quad (2-11)$$

纵向湍流标准差为

$$\sigma_1 = 0.11v_{hub} \quad (2-12)$$

(2) 极端运行阵风 (EOG) 对于标准风力发电机组等级, 轮毂高度处阵风风速 v_{gust} 由下式给出

$$v_{gust} = \min \left\{ 1.35(v_{e1} - v_{hub}), 3.3 \left[\frac{\sigma_1}{1 + 0.1 \left(\frac{D}{\Lambda_1} \right)} \right] \right\} \quad (2-13)$$

式中 σ_1 ——在式 (2-7) 中给出;

Λ_1 ——湍流尺度参数, 见式 (2-1);

D ——风轮直径, 单位为 m。

风速由下式确定

$$v(z, t) = \begin{cases} v(z) - 0.37v_{gust} \sin(3\pi t/T) [1 - \cos(2\pi t/T)] & 0 \leq t \leq T \\ v(z) & \text{其他} \end{cases} \quad (2-14)$$

式中 $v(z)$ ——由式 (2-6) 确定;

T ——阵风持续时间, 取 $T = 10.5\text{s}$ 。

图 2-2 所示为极端运行阵风实例 ($v_{hub} = 25\text{m/s}$, I_A 级, $D = 42\text{m}$)。

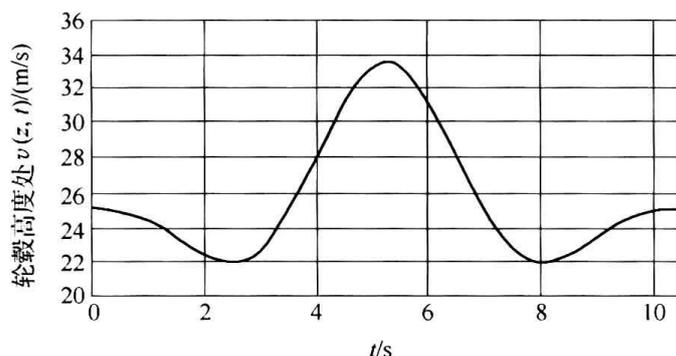


图 2-2 极端运行阵风实例 ($T = 10.5\text{s}$)

(3) 极端湍流模型 (ETM) 极端湍流模型采用正常风廓线模型 (NWP) 和由下式给出的纵向分量标准差来确定, 即

$$\sigma_1 = cI_{ref} \left[0.072 \left(\frac{v_{ave}}{c} + 3 \right) \right] \left[\left(\frac{v_{hub}}{c} - 4 \right) + 10 \right] \quad (2-15)$$

其中 $c = 2\text{m/s}$

(4) 极端风向变化 (EDC) 极端风向变化的幅值 θ_e 由下式计算得出, 即

$$\theta_e = \pm 4 \arctan \left\{ \frac{\sigma_1}{v_{hub} \left[1 + 0.1 \left(\frac{D}{\Lambda_1} \right) \right]} \right\} \quad (2-16)$$

式中 σ_1 ——正常湍流模型 (NTM) 中的湍流标准差, 见式 (2-7);

Λ_1 ——湍流尺度参数, 见式 (2-1), 单位为 m;

D ——风轮直径, 单位为 m;

θ_e 取值范围为 $\pm 180^\circ$ 。

极端风向变化瞬时值 $\theta(t)$ 的计算式为

$$\theta(t) = \begin{cases} 0^\circ & t < 0 \\ \pm 0.5\theta_e [1 - \cos(\pi t/T)] & 0 \leq t \leq T \\ \theta_e & t > T \end{cases} \quad (2-17)$$

其中， $T=6s$ 是极端风向变化持续时间。符号的选择取决于最恶劣瞬时载荷发生情况。风向变化瞬态过程结束时，假定风向保持不变。风速应该按照正常风廓线模型 (NWP) 确定。

例如，图 2-3 所示为湍流类型 A 的极端风向变化幅值随轮毂风速 v_{hub} 变化的曲线，风轮直径 $D=42m$ ，轮毂中心高度 $z_{hub}=30m$ 。图 2-4 所示为轮毂中心风速 $v_{hub}=25m/s$ 时对应的极端风向变化曲线。

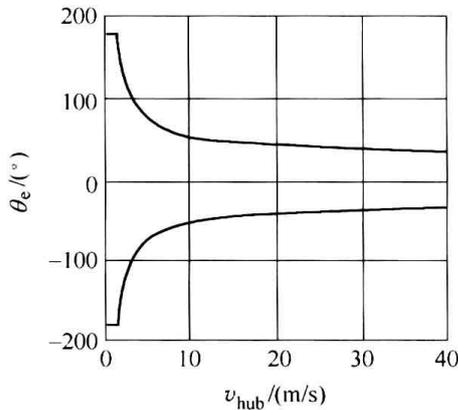


图 2-3 极端风向变化幅值

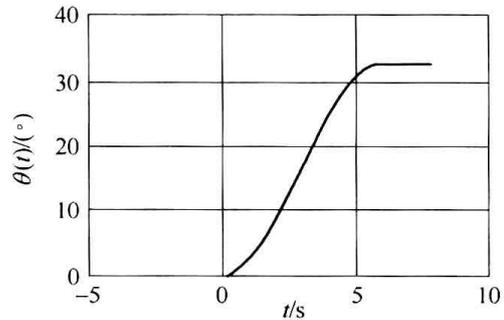


图 2-4 极端风向变化瞬时值

(5) 方向变化的极端相干阵风 (ECD) 方向改变的极端相干阵风的幅值为

$$v_{cg} = 15m/s \quad (2-18)$$

风速的计算公式为

$$v(z, t) = \begin{cases} v(z) & t < 0 \\ v(z) + 0.5v_{cg} [1 - \cos(\pi t/T)] & 0 \leq t \leq T \\ v(z) + v_{cg} & t > T \end{cases} \quad (2-19)$$

其中， $T=10s$ 为上升时间，风速 $v(z)$ 由正常风廓线模型 (NWP) 给出。图 2-5 所示为轮毂中心高度处风速 $v_{hub}=25m/s$ 时，极端相干阵风期间风速的上升曲线。

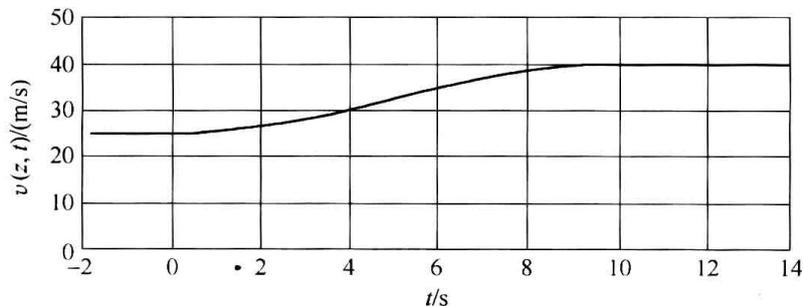


图 2-5 方向改变的极端相干阵风 (ECD) 实例

风速的上升与风向的变化是同时发生的 (风向 θ 从 0° 到 θ_{cg})，则风向变化幅值 θ_{cg} 的计算公式为

$$\theta_{cg}(v_{hub}) = \begin{cases} 180^\circ & v_{hub} < 4\text{m/s} \\ \left(\frac{720\text{m/s}}{v_{hub}}\right)^\circ & 4\text{m/s} \leq v_{hub} \leq v_{ref} \end{cases} \quad (2-20)$$

而风向变化瞬时值由下式给出, 即

$$\theta(t) = \begin{cases} 0^\circ & t < 0 \\ \pm 0.5\theta_{cg}[1 - \cos(\pi t/T)] & 0 \leq t \leq T \\ \pm \theta_{cg} & t > T \end{cases} \quad (2-21)$$

此处上升时间 $T=10\text{s}$ 。

风向变化幅值 θ_{cg} 与轮毂中心高度处风速 v_{hub} 的关系, 风向变化瞬时值与时间的关系 ($v_{hub}=25\text{m/s}$), 分别如图 2-6 和图 2-7 所示。

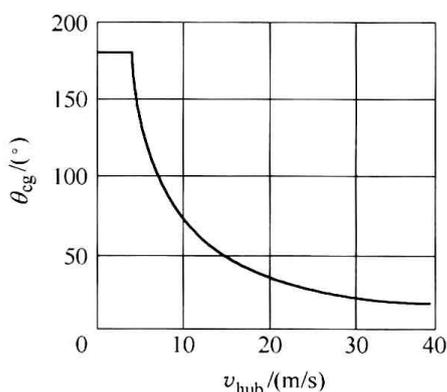


图 2-6 ECD 风向变化幅值

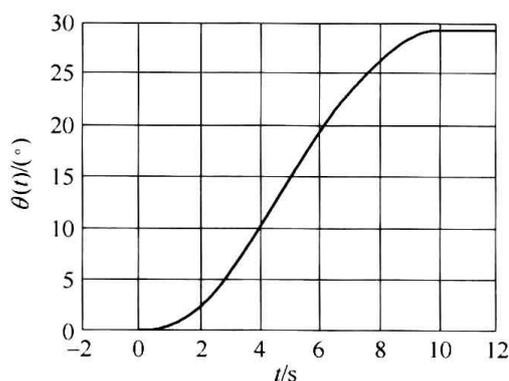


图 2-7 风向随时间变化的瞬时值 ($v_{hub}=25\text{m/s}$)

(6) 极端风切变 (EWS) 极端风切变应采用下列瞬时风速公式来计算。

瞬时垂直方向切变 (正向或负向) 的计算式为

$$v(z, t) = \begin{cases} v_{hub} \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha \pm \left(\frac{z - z_{hub}}{D}\right) \left[2.5 + 0.2\beta\sigma_1 \left(\frac{D}{\Lambda_1}\right)^{1/4}\right] \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right)\right] & 0 \leq t \leq T \\ v_{hub} \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha & \text{其他} \end{cases} \quad (2-22)$$

瞬时水平方向切变的计算式为

$$v(y, z, t) = \begin{cases} v_{hub} \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha \pm \left(\frac{y}{D}\right) \left[2.5 + 0.2\beta\sigma_1 \left(\frac{D}{\Lambda_1}\right)^{1/4}\right] \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right)\right] & 0 \leq t \leq T \\ v_{hub} \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha & \text{其他} \end{cases} \quad (2-23)$$

式中 σ_1 ——正常湍流模型中的湍流标准差, 见式 (2-7);

Λ_1 ——湍流尺度参数, 见式 (2-1), 单位为 m;

D ——风轮直径, 单位为 m。

对于垂直方向和水平方向风切变计算式 (2-22) 和 (2-23), $\alpha=0.2$, $\beta=6.4$, $T=12\text{s}$ 。应该考虑最恶劣瞬时载荷发生时的水平风切变情况。这两种极端风切变不能同时应用。作为例子, 极端垂直风切变 (湍流种类 A, $z_{hub}=30\text{m}$, $v_{hub}=25\text{m/s}$, $D=42\text{m}$) 如图 2-8 所示。在图

2-8 中, 虚线表示的是极端风速发生前 ($t=0$) 的风廓线, 实线表示的是最大风切变 ($t=6s$) 时的风廓线。图 2-9 所示为风轮顶部和底部风切变随时间的变化 (图 2-9 的假设条件与图 2-8 相同)。

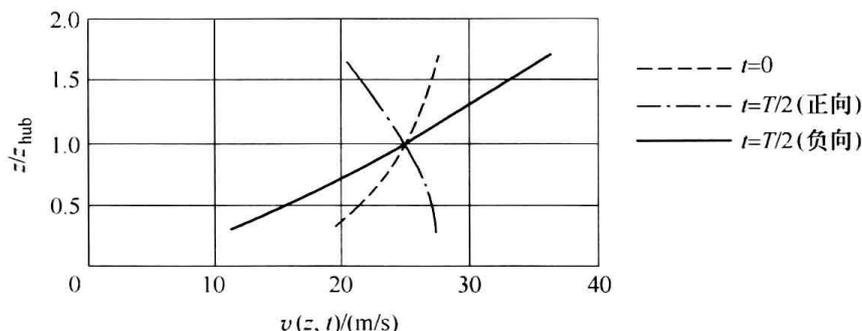


图 2-8 极端正负垂直方向风切变实例

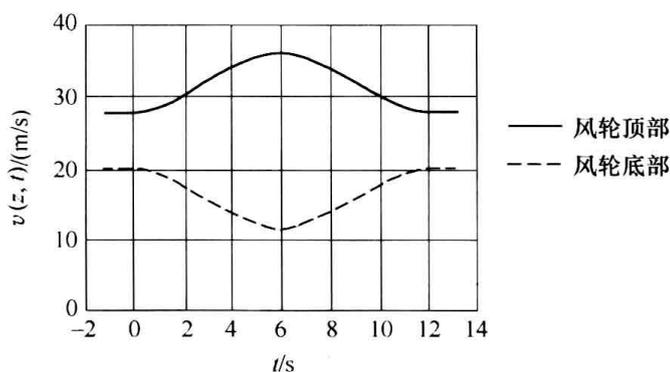


图 2-9 风轮顶部和底部风切变随时间的变化 (瞬时正风切变)

2.1.3 其他环境条件

除风况之外, 其他环境 (气候) 条件如热、光化学、腐蚀、机械、电气或其他物理作用, 都会影响风力发电机组的安全性和完好性。而且, 综合的气候因素更会加剧这种影响。所以, 至少还应考虑下列环境条件, 并且在设计文件中说明其影响: 温度, 湿度, 空气密度, 阳光辐射, 雨、冰雹、雪和冰, 化学活性物质, 机械作用微粒, 雷电, 地震, 盐雾。近海环境需要考虑附加特殊条件。

所考虑的气候条件, 应根据其典型值或其变化的极限值来确定设计用的气候条件参数。选择设计值时, 应考虑几种气候条件同时出现的可能性。与 1 年一遇所对应的正常极限范围内的气候条件变化不应影响所设计的风力发电机组的正常运行。

1. 其他正常环境条件

应考虑下列其他正常环境条件参数: 机组正常运行环境温度范围 $-10\sim+40^{\circ}\text{C}$ (位于北方的机组, 低温为 -20°C); 相对湿度不大于 95%; 大气成分相当于无污染的内陆大气 (见 IEC 60721-2-1); 太阳辐射强度 $1000\text{W}/\text{m}^2$; 空气密度 $1.225\text{kg}/\text{m}^3$ 。

当由设计者规定附加外部条件参数时, 应在设计文件中说明, 并应符合 IEC 60721-2-1 的要求。

2. 其他极端环境条件

风力发电机组设计应考虑的其他极端环境条件有温度、雷电、结冰和地震（地震评估见 IEC-61400-1: 2005 的 11.6 部分）。

(1) 温度 对于标准等级的风力发电机组，极端温度范围至少应是一20~+50℃。

(2) 雷电 对于标准等级的风力发电机组，应贯彻相关标准要求的雷电防护措施（见 IEC-61400-1: 2005 的 10.6 部分）。

(3) 结冰 标准等级的风力发电机组没有结冰的最低要求。

在风轮停止运行的情况下，应考虑风轮叶片在所有的侧面上结冰。在风轮旋转的情况下，也应考虑风轮叶片在所有的侧面上结冰或除一个叶片外所有叶片的侧面上结冰。

(4) 地震 标准等级的风力发电机组没有地震的最低要求。所考虑的地震及其影响见 IEC-61400-1: 2005 的 11.6 部分和附录 C。

2.1.4 电网条件

风力发电机组适用的正常电网条件如下：

1) 电压。标称值（见 IEC 60038） $\pm 10\%$ 。

2) 频率。标称值 $\pm 2\%$ 。

3) 三相电压不平衡度。电压负序分量的比率不超过 2%。

4) 自动重合周期。应考虑的自动重合周期为第一次重合时间 0.1~5s，第二次重合时间 10~90s。自动重合周期是指电网发生故障后，断路器断开到自动重合且线路重新接入电网的周期。

5) 断电。假定电网一年内断电 20 次，一次断电 6h 为正常条件（假定 6h 为最严重暴风雨的持续时间），断电一周为极端条件。

2.2 风力发电机组结构设计

风力发电机组结构设计的任务是验证机组结构中承载部件的结构整体性能，确保其具有可接受的安全等级。结构部件的极限强度和疲劳强度应通过计算和（或）试验来验证具有适当安全水平风力发电机组结构的整体性能。

以 ISO 2394—1998 为基础进行结构分析。

采用适当的方法进行计算。设计文件中需要提供计算方法的说明。说明包括计算方法有效性证据或相应验证研究的参考文献。

所有强度验证试验中的载荷水平须与 2.3 节中规定的适用于特征载荷的安全系数相对应。

必须验证风力发电机组的极限状态未超出设计范围。模型试验和样机试验也可以代替计算来验证结构设计的合理性，参考 ISO 2394-1998 标准的规定。

2.2.1 载荷

风力发电机组结构设计考虑的载荷主要有以下几个方面：

1. 重力和惯性力载荷

重力和惯性力载荷包括静态和动态载荷，它们是由重力、振动、旋转以及地震作用产生的。

2. 空气动力载荷

空气动力载荷包括静态和动态载荷，它们是由气流与风力发电机组的静止部件和运动件相互作用所引起的。

气流由诸多因素确定，主要因素包括流过风轮平面的平均风速和湍流、风轮转速、空气密度、风力发电机组零部件的空气动力外形和这些因素之间的相互作用（包括气动弹性效应）。

3. 驱动载荷

驱动载荷由风力发电机组的运行和控制所产生，它可以分为几类，包括发电机/变流器的转矩控制，偏航和变桨的驱动载荷，以及机械制动载荷。在计算响应和载荷时，考虑有效的驱动力范围是非常重要的，尤其对于机械制动器，在任何制动情况下，检查响应和载荷时都应考虑易受温度和老化影响的摩擦力、弹力或压力的范围。

4. 其他载荷

其他载荷，如尾流载荷、冲击载荷、冰载荷等都可能发生。这些载荷应适当考虑，见 IEC 61400-1: 2005 的 11.4 部分。

2.2.2 设计工况和载荷状态

在风力发电机组的设计中，分析计算与设计工况有关，又与载荷状态有关，可以分为若干设计载荷状态。设计工况可以分为两类：一类是运行工况，如起动、发电和关机等；另一类是临时性工况，如运输、吊装和维护等。风力发电机组的载荷主要是空气动力载荷，此外还有重力和惯性力等。空气动力载荷取决于风况，而风况有正常和极端两种情况。不同的设计工况与不同外部条件的组合规定了相应的分析计算方法。

通常用下述的组合形式进行计算：正常设计工况和正常或极端的外部条件；故障设计工况和适当的外部条件；运输、安装和维护设计工况和适当的外部条件；如果极端外部条件和故障设计工况二者存在相关性，可以将它们组合在一起，作为一种设计载荷状态考虑。

表 2-2 列出了需要考虑的设计载荷状态。

表 2-2 设计载荷状态 (DLC)

设计工况	DLC	风 况	其他条件	分析类型	局部安全因素
1. 发电	1.1	NTM $v_{in} < v_{hub} < v_{out}$	极端事件外推	U	N
	1.2	NTM $v_{in} < v_{hub} < v_{out}$		F	*
	1.3	ETM $v_{in} < v_{hub} < v_{out}$		U	N
	1.4	ECD $v_{hub} = v_r - 2m/s, v_r, v_r + 2m/s$		U	N
	1.5	EWS $v_{in} < v_{hub} < v_{out}$		U	N
2. 发电兼有故障	2.1	NTM $v_{in} < v_{hub} < v_{out}$	控制系统故障或脱网	U	N
	2.2	NTM $v_{in} < v_{hub} < v_{out}$	保护系统或之前的内部电气故障	U	A
	2.3	EOG $v_{hub} = v_r \pm 2m/s$ 和 v_{out}	内部或外部电气故障，包括脱网	U	A
	2.4	NTM $v_{in} < v_{hub} < v_{out}$	控制、保护或电气故障，包括脱网	F	*
3. 起动	3.1	NWP $v_{in} < v_{hub} < v_{out}$		F	*
	3.2	EOG $v_{hub} = v_{in}, v_r \pm 2m/s$ 和 v_{out}		U	N
	3.3	EDC $v_{hub} = v_{in}, v_r \pm 2m/s$ 和 v_{out}		U	N

(续)

设计工况	DLC	风 况	其他条件	分析类型	局部安全因素
4. 正常关机	4.1	NWP $v_{in} < v_{hub} < v_{out}$		F	*
	4.2	EOG $v_{hub} = v_r \pm 2m/s$ 和 v_{out}		U	N
5. 紧急关机	5.1	NTM $v_{hub} = v_r \pm 2m/s$ 和 v_{out}		U	N
6. 停机 (静止或空转)	6.1	EWM $v_{hub} = v_{e50}$		U	N
	6.2	EWM $v_{hub} = v_{e50}$	脱离电网连接	U	A
	6.3	EWM $v_{hub} = v_{e1}$	极端偏航偏差	U	N
	6.4	NTM $v_{hub} < 0.7v_{ref}$		F	*
7. 停机兼有故障	7.1	EWM $v_{hub} = v_{e1}$		U	A
8. 运输、组装、维护和修理	8.1	NTM $v_{hub} = v_{maint}$ 由制造厂规定		U	T
	8.2	EWM $v_{hub} = v_{e1}$		U	A

注: F表示疲劳载荷分析; U表示极限强度分析; N表示正常; A表示非正常; T表示运输和吊装; *表示疲劳局部安全系数; v_{hub} 表示轮毂高度处的平均风速; v_r 表示额定风速; v_{in} 表示切入风速; v_{out} 表示切出风速; v_{ref} 表示参考风速; v_{e50} 表示50年一遇极端风速; v_{e1} 表示1年一遇极端风速; v_{maint} 表示维修、保养风速; $v_r \pm 2m/s$ 表示应分析此风速范围内所有风速的敏感性。

在每种设计工况中,应考虑几种设计载荷状态,以验证风力发电机组零部件的结构完好性。至少应考虑表2-2规定的设计载荷状态。在特殊风力发电机组设计中,如需要时,应考虑与安全有关的其他设计载荷状态。

对每种设计载荷状态,在表2-2中用F和U规定了相应的分析类型。F表示疲劳载荷分析,用于疲劳强度评估;U表示极限强度分析,如材料强度分析、叶尖挠度分析和结构稳定性分析等。

标有“U”的设计载荷状态,又分为正常(N)、非正常(A)、运输和吊装(T)等类别。在风力发电机组正常寿命期内,正常设计载荷状态是要频繁出现的,此时风力发电机组处于正常状态或仅出现短时的异常或轻微的故障。非正常设计载荷状态出现的可能性较小,它的出现往往对应导致系统保护功能启动的严重故障。设计载荷状态的类型N、A或T决定极限载荷使用的局部安全系数 γ_f 。

表2-2给出的风速范围,应考虑对风力发电机组设计造成最不利的风速。在确定载荷状态时,可参照2.1节阐述的风况。

对于不同的设计工况,设计计算方法也是不同的。下面分别予以说明。

1. 发电 (DLC1.1~1.5)

在此设计工况下,风力发电机组处于运行状态,并有电力负载。在设计计算中应考虑风轮不平衡的影响,即应考虑风轮制造中所规定的最大不平衡质量和气动不平衡(如叶片桨距和扭角的偏差)。此外,在运行载荷分析中,应考虑实际运行工况同理论上最佳运行工况的偏差,如偏航误差和控制系统跟踪误差等。

DLC1.1和DLC1.2体现了由于风力发电机组寿命期内正常运行时由大气湍流所引起的载荷要求。DLC1.3体现了极端湍流情况下所造成的极限载荷的要求。DLC1.4和DLC1.5考虑的则是风力发电机组寿命期内可能出现的危险事件的瞬态情况。

DLC1.1 的仿真数据统计分析,至少要包括叶根面内和面外的弯矩以及叶尖挠度的极限设计值计算。如果 DLC1.3 计算出的极限设计值超过 DLC1.1 计算出的参数极限设计值,则 DLC1.1 的进一步分析可以省略。如果 DLC1.3 计算出的极限设计值没有超过 DLC1.1 计算出的参数极限设计值,可以增加 DLC1.3 所使用的极端湍流模型 [见式 (2-15)] 中参数 c 的数值,直到 DLC1.3 计算出的极限设计值等于或大于 DLC1.1 中所计算出的极限设计值。

2. 发电兼有故障或失去电网连接 (DLC2.1~2.4)

这种设计工况包括了在风力发电机组发电过程中由于故障或失去电网连接所触发的瞬时事件。任何对风力发电机组载荷有重要影响的控制和保护系统故障或电气系统内部故障(如发电机短路)都应考虑。DLC2.1 中与控制功能或失去电网连接有关的故障可认为是正常事件。对于 DLC 2.2 这种不常出现的与保护功能或内部电气系统有关的故障,被认为是非正常事件。DLC2.3 中,可能发生的重要风况极端运行阵风 EOG,与电气系统内部或外部故障(包括失去电网连接)的组合被认为是非正常事件。这种情况下,两种事件发生顺序的选择应能得到最不利载荷。如果发生故障或失去电网后未能引起立刻关机,由此产生的载荷可导致严重疲劳破坏,这种情况可能的持续时间和在正常湍流条件 (NTM) 下所造成的疲劳损伤,应在 DLC2.4 中进行评估。

3. 起动 (DLC3.1~3.3)

这种设计工况包括风力发电机组从静止或空转状态到发电状态过渡期间产生载荷的所有事件。发生的次数应根据控制系统的行为进行估计。

4. 正常关机 (DLC4.1~4.2)

这种设计工况包括风力发电机组从发电状态到静止或空转状态过渡期间产生载荷的所有事件。发生的次数应根据控制系统的行为进行估计。

5. 紧急关机 (DLC5.1)

考虑由于紧急关机引起的载荷。

6. 停机 (静止或空转, DLC6.1~6.4)

在这种设计状态下,风轮处在静止或空转状态。在 DLC6.1、DLC6.2 和 DLC6.3 设计状态下采用极端风速模型 (EWM)。对于 DLC6.4,采用正常湍流模型 (NTM)。

对于风况由极端风速模型 (EWM) 确定的设计载荷状态,应采用稳态极端风速模型或湍流极端风速模型。

在 DLC6.1 中,对于有主动偏航系统的风力发电机组,如果可以确保偏航系统不产生滑动,那么采用稳态极端风速模型时允许最大偏航误差为 $\pm 15^\circ$,或采用湍流极端风速模型时允许平均偏航误差为 $\pm 8^\circ$ 。

在 DLC6.2 中,应考虑暴风初期阶段极端风况下电网发生断电的情况。除非能为控制和偏航系统提供备用电源,并且具有至少 6h 的偏航调节能力,否则必须分析风向变化 $\pm 180^\circ$ 所产生的影响。

在 DLC6.3 中,1 年一遇的极端风况应与极大偏航偏差相结合。采用稳态极端风速模型时假定极大偏航偏差为 $\pm 30^\circ$,采用湍流极端风速模型时假定平均偏航偏差为 $\pm 20^\circ$ 。

在 DLC6.4 中,对任何部件可能出现严重疲劳损伤(如源于空转叶片的质量)的各种风速条件,应考虑在这些风速所对应的波动载荷下预期的停机时间。

7. 停机兼有故障 (DLC7.1)

对由于电网或风力发电机组自身故障引起的不正常现象,应进行分析。如果任何故障(除失去电网连接外)造成机组的不正常现象,则应分析可能产生的后果。故障状态应与1年一遇的极端风速模型(EWM)结合起来,这些条件应该是湍流风或修正的准稳态阵风和动态响应。

对于偏航系统故障,应考虑 $\pm 180^\circ$ 的偏航偏差。对于任何其他故障,偏航偏差应符合DLC6.1的规定。在DLC7.1中特征载荷作用下,如果偏航系统发生滑动,则应考虑最大的不利滑动。

8. 运输、组装、维护和修理 (DLC8.1~8.2)

对于DLC8.1,制造厂应说明风力发电机组运输、现场组装、维护和修理中所假定的所有风况和设计工况。如果最大限定风况在风力发电机组上产生重要影响的载荷,那么在设计中应考虑最大限定风况。制造厂应在限定风况和设计中考虑的风况之间留有足够的余量。足够的余量可以通过在限定风速上增加5m/s而得到。

此外,DLC8.2中应包括所有持续时间可能超过一周的运输、安装和维修情况。相应地,还包括未吊装完的塔架,或塔架上未安装机舱以及风力发电机组上缺少一个或多个叶片的情况。可以假设所有的叶片同时安装。应假定在以上任何一种情况下都没有与电网连接。应采取一些措施,以减少其中任何一种状态下的载荷,只要这些措施不需要与电网连接。

锁定装置应能承受由DLC8.1中相关工况引起的载荷,尤其要考虑运输、安装和维修过程中设计的最大驱动力。

2.2.3 载荷计算

每种设计载荷状态都要考虑2.2.1节所描述的载荷,相应地还要考虑下列情况:

- 1) 由风力发电机组自身引起的风场的微小扰动(尾流诱导速度、塔影效应等)。
- 2) 三维气流对叶片气动特性的影响(如三维失速和叶尖损失)。
- 3) 非定常空气动力影响。
- 4) 结构动力学及振动模态耦合。
- 5) 气动弹性效应。
- 6) 风力发电机组控制系统和保护系统动作。

通常采用结构动力学模型的动态仿真来计算风力发电机组的载荷。某些特定的载荷状态需要湍流风输入,在这些情况下,载荷数据的总周期应足够长,以确保对特征载荷估算的统计可靠性。在仿真中,对于每个轮毂高度处的平均风速,至少需要6个10min随机(或一个持续60min)风速。对于表2-2中的DLC2.1、DLC2.2和DLC5.1,给定风速下的每种情况则至少进行12次仿真。在仿真的初期,由于动态仿真的初始条件对载荷统计有影响,因此在任何涉及湍流风输入的分析中,应剔除最初5s(必要时,应剔除更长时间)的数据。

在许多情况下,所给风力发电机组的零部件关键位置的局部应变或应力取决于同时作用的多轴载荷。在这种情况下,仿真输出的正交载荷时间序列有时可用于确定设计载荷。当采用该正交载荷分量时间序列计算疲劳和极限载荷时,应将这些载荷分量结合在一起,以保持其相位和幅值。因此,直接的方法是基于时间序列主要应力的推导。极限和疲劳的预测方法则适用于此单个信号,避免了载荷合成的问题。也可用保守的方法将极限载荷分量结合在一

起，即假定各分量的极限值同时达到。

2.3 极限状态分析

2.3.1 载荷和材料的局部安全系数

由于载荷和材料的不确定性和易变性，分析方法的不确定性以及零件的重要性，在设计中须有一定的安全储备，方法是选用相应的局部安全系数。

为保证安全设计值，载荷与材料的不确定性和易变性可用式(2-24)与式(2-25)规定的局部安全系数进行补偿。

$$F_d = \gamma_f F_k \quad (2-24)$$

式中 F_d ——合成的内部载荷或载荷响应的设计值，它来自于给定设计载荷状态的不同载荷源的多个同步性载荷分量；

γ_f ——载荷局部安全系数；

F_k ——载荷的特征值。

$$f_d = \frac{1}{\gamma_m} f_k \quad (2-25)$$

式中 f_d ——材料设计值；

γ_m ——材料局部安全系数；

f_k ——材料特征值。

确定载荷局部安全系数需要考虑下列因素：载荷特征值出现不利偏差的可能性或不确定性，载荷模型的不确定性。

与 ISO 2394-1998 一样，确定材料局部安全系数需要考虑下列因素：材料特征值出现不利偏差的可能性或不确定性，零件截面抗力或结构承载能力评估不准确的可能性，几何参数的不确定性，结构材料性能与试验样品所测性能之间的差别，换算误差。

上述不同因素的不确定性有时可通过单独分项安全系数来考虑，但通常将载荷的相关因素并入系数 γ_f ；材料的相关因素并入系数 γ_m 。

另外，引入失效影响安全系数 γ_n ，以便区分以下几类零件：

一类零件：“失效—安全”结构件。结构件的失效不会引起风力发电机组重要零件的失效，例如监控下的可替换轴承。

二类零件：“非失效—安全”结构件。结构件的失效会迅速引起风力发电机组重要零件的失效。

三类零件：“非失效—安全”机械件。机械件把驱动机构和制动机构与主结构连接起来，以执行风力发电机组无冗余的保护功能（见 IEC 61400-1: 2005 的 8.3 部分）。

风力发电机组极限状态分析内容主要是：极限强度分析，疲劳失效分析，稳定性分析（屈曲等），临界挠度分析（叶片与塔架间的机械干涉等）。

在确定风力发电机组部件的结构整体性能时，可采用国内或国际相关材料的设计规范。当国内或国际规范中的局部安全系数与 IEC 61400-1: 2005 标准的局部安全系数同时使用时，应特别注意，须确保最终的安全等级不低于 IEC 61400-1: 2005 规定的安全等级。

当考虑各种类型的不确定性时,如材料强度的固有变化、加工控制范围或加工方法等,不同的规范将材料局部安全系数 γ_m 分为若干材料系数。IEC 61400-1:2005 给出的材料系数,即所谓“一般材料局部安全系数”,仅考虑了强度参数的固有变化。如果规范采用给出的局部安全系数或使用材料特征值的折减安全系数来说明其他不确定性,要认真考虑这些不确定性。

在载荷和材料部件的设计认证时,某个规范可选择不同的局部安全系数。这里采用的安全系数是 ISO 2394-1998 中定义的安全系数。如果这里选择的安全系数偏离了 ISO 2394-1998,应根据 IEC 61400-1:2005 对选择的安全系数进行必要的调整。

2.3.2 极限强度分析

不超出最大极限状态的通用公式为

$$\gamma_n S(F_d) \leq R(f_d) \quad (2-26)$$

式中 γ_n ——失效影响安全系数;

$S(F_d)$ ——载荷函数;

$R(f_d)$ ——材料许用函数。

一般来讲,许用函数 R 就是材料抗载能力的最大允许设计值,在此, $R(f_d) = f_d$ 。而极限强度分析用的载荷函数 S 通常定义为结构最大应力值,因此 $S(F_d) = F_d$ 。式(2-26)可变为

$$\gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_m \gamma_n} f_k \quad (2-27)$$

极限强度分析适用于每个风力发电机组部件的评估和表 2-2 中每种载荷状态。最大极限状态应通过式(2-27)中的极限状态条件并基于最小余量的原则验证。

1. 载荷局部安全系数

载荷的局部安全系数应不小于表 2-3 中的规定值。

表 2-3 载荷局部安全系数 γ_f

不利载荷			有利载荷
设计工况类型 (见表 2-2)			所有的设计工况
正常 (N)	非正常 (A)	运输和吊装 (T)	
1.35 ^①	1.1	1.5	0.9

① 对于设计载荷状态 DLC1.1,若给定的载荷通过统计载荷外推法来确定,那么风速在 v_{in} 和 v_{out} 之间,正常设计工况的载荷局部安全系数应为 $\gamma_f = 1.25$ 。

对于正常设计工况,由于重力引起的载荷响应 $F_{gravity}$ 的特征值可准确计算,并且重力是不利负载,那么来自重力和其他原因的合成载荷所采用的局部安全系数为

$$\gamma_f = 1.1 + \varphi \zeta^2$$

$$\varphi = \begin{cases} 0.15 & \text{DLC1.1} \\ 0.25 & \text{其他} \end{cases}$$

$$\zeta = \begin{cases} 1 - \frac{F_{gravity}}{F_k} & |F_{gravity}| \leq |F_k| \\ 1 & |F_{gravity}| > |F_k| \end{cases}$$

使用表 2-3 中规定的正常和非正常设计工况下的载荷局部安全系数，需要通过载荷测量验证载荷计算模型。这些测量应在风力发电机组上进行，该风力发电机组应与考虑空气动力学、控制和动态响应时所设计的风力发电机组相似。

2. 无通用设计规范的材料局部安全系数

材料局部安全系数应根据充分有效的材料性能试验数据确定。应考虑到材料强度的固有可变性。当使用 95% 置信度及 95% 生存概率的典型材料性能时，一般材料局部安全系数 γ_m 应不小于 1.1。

这个值适用于具有柔性特性的零件，可能导致风力发电机组重要部件的失效，例如焊接的塔筒、塔架法兰连接、焊接机架或叶片连接。失效模式包括：柔性材料的屈服；在单个螺栓失效后，有足够数量的螺栓提供 $1/\gamma_m$ 强度的螺栓联接中的螺栓发生断裂。

对于具有刚性特征的“非失效—安全”机械/结构部件，它们的失效会导致风力发电机组重要部件的迅速失效，通常材料局部安全系数一般不得小于下列数值：对于曲线外形壳体（如塔筒和叶片）的整体屈曲为 1.2；对于超过拉伸或压缩强度的断裂为 1.3。

为了从一般系数推导出材料整体安全系数，必须考虑由于外部作用（如紫外线辐射、湿度和通常探测不到的缺陷）所造成的尺度效应、公差和老化。

失效影响局部安全系数：一类零件： $\gamma_n=1.0$ ；二类零件： $\gamma_n=1.0$ ；三类零件： $\gamma_n=1.3$ 。

3. 有通用设计规范的材料安全系数

载荷局部安全系数 (γ_f)、材料局部安全系数 (γ_m) 和失效影响安全系数 (γ_n) 的合成局部安全系数应大于或等于 2.3.2 节“1. 载荷局部安全系数”和“2. 无通用设计规范的材料局部安全系数”的规定。

2.3.3 疲劳失效分析

疲劳损伤应通过适当的疲劳损伤计算来评估。例如，根据麦纳 (Miner) 准则，累积损伤超过 1 时，达到极限状态。所以，在风力发电机组寿命内，累积损伤应小于或等于 1。

1. 载荷局部安全系数

正常和非正常设计工况载荷局部安全系数 γ_f 均为 1.0。

2. 无通用设计规范的材料局部安全系数

如果 S-N 曲线是基于 50% 的生存概率并且变化系数小于 15%，那么材料的局部安全系数 γ_m 至少为 1.5。对于疲劳强度变化系数大的零件，即变化系数为 15%~20%（许多由复合材料制成的零部件，例如钢筋混凝土或纤维复合材料制成的部件），局部安全系数 γ_m 必须相应地增加，至少为 1.7。

疲劳强度应从大量试验的统计数据中确定，而特性值的获得要考虑由于外部作用（如紫外线辐射、湿度和通常探测不到的缺陷）所造成的尺度效应、公差和老化。

对于焊接的结构钢，传统上 S-N 曲线以 97.7% 的生存概率为基础。在这种情况下， γ_m 可取 1.1。在有些情况下有可能通过定期检查程序，来检测临界裂纹发展， γ_m 值可以取得更低。无论在什么情况下， γ_m 应大于 0.9。

对于复合纤维材料，应通过实际的材料测试数据来确定强度分布。S-N 曲线以 95% 置信度与 95% 生存概率为基础。在这种情况下， γ_m 可取 1.2。其他材料可采用同样的方法。

失效影响局部安全系数：一类零件： $\gamma_n=1.0$ ；二类零件： $\gamma_n=1.15$ ；三类零件： $\gamma_n=1.3$ 。

3. 有通用设计规范的材料局部安全系数

载荷局部安全系数、材料局部安全系数和失效影响局部安全系数应不小于 2.3.3 节“1. 载荷局部安全系数”和“2. 无通用设计规范的材料局部安全系数”中的规定值。

2.3.4 稳定性分析

在设计载荷作用下，“非失效—安全”的承载件不应发生屈曲。对于其他零件，在设计载荷下允许发生弹性变形。在特征载荷作用下，任何零件都不应发生屈曲。

载荷局部安全系数 γ_l 的最小值应根据 2.3.2 节“1. 载荷局部安全系数”选取。材料局部安全系数应不小于 2.3.2 节“2. 无通用设计规范的材料局部安全系数”中的规定值。

2.3.5 临界挠度分析

应分析验证表 2-2 所列的设计工况下没有产生影响风力发电机组结构整体性能的变形。特别需要分析验证叶片与塔架之间无机械干涉。

对于表 2-2 所列载荷状态，应使用特征载荷确定不利方向上的最大弹性变形，并将所得到的变形乘以载荷、材料和失效影响的合成局部安全系数，即得到合成的变形。

载荷局部安全系数 γ_l 的值应从表 2-3 中选取；材料弹性性能的局部安全系数 γ_m 的值应为 1.1，除非在通过全尺寸试验已经确定了弹性性能的情况下， γ_m 的值可以减少到 1.0。应特别注意几何形状不确定性和挠度计算方法的准确性。

失效影响局部安全系数：一类零件： $\gamma_n=1.0$ ；二类零件： $\gamma_n=1.0$ ；三类零件： $\gamma_n=1.3$ 。

应将弹性变形叠加到最不利方向上不变形的部位，并将其最终位置与无干扰条件进行比较。也可使用直接动态变形分析。在这种情况下，确定特性变形的方法与表 2-2 中的每个载荷状态下确定特征载荷的方法一致。特征挠度和特征载荷在最不利方向上的超越概率应该相同。将特征挠度乘以合成局部安全系数，再叠加到上述的不变形部位上。

2.3.6 特殊局部安全系数

由测量或在测量基础上分析确认的载荷值，如果置信度较正常情况高，可以采用较小的载荷局部安全系数。使用的所有局部安全系数值应该在设计文件中加以说明。

习 题

- 2-1 风力发电机组的设计等级是如何划分的？
- 2-2 写出表 2-2 中所涉及的 8 种风模型的定义和公式。
- 2-3 什么是风廓线？在正常情况下，风廓线模型是怎样规定的？
- 2-4 试作出极端运行阵风模型轮毂高度处风速与时间变化的关系图。假设 $v_{hub}=30\text{m/s}$ ，II_B 级， $D=98\text{m}$ ，轮毂高度为 100m。
- 2-5 除了风况外，还有哪些因素是影响风力发电机组运行的环境条件？
- 2-6 对表 2-2 中的设计载荷状态进行分析说明。
- 2-7 引入失效影响安全系数的目的是什么？从失效影响的角度分析，风力发电机组的零部件如何划分？
- 2-8 风力发电机组极限状态分析的主要类型有哪些？载荷的设计值和材料设计值如何求出？
- 2-9 极限强度分析的总原则是什么？

第3章 总体设计

风力发电机组总体设计是风力发电机组设计的核心内容，主要包括总体参数设计、总体布局设计、整体校核计算、模型实验和总体设计成本模型等。

3.1 总体参数

总体参数是涉及风力发电机组总体结构和功能的基本参数，主要包括额定功率、发电机额定转速、风轮转速、设计寿命、年发电量、总质量与质心等。

3.1.1 额定功率

额定功率是指在正常工作条件下，风力发电机组设计要达到的最大连续输出电功率。它是风力发电机组设计的最基础数据，单位为 kW 或 MW。

额定功率由“风力发电机组设计任务书”给定，是风力发电机组设计的已知条件。

3.1.2 设计寿命

风力发电机组安全等级 I ~ III 的设计寿命至少为 20 年。设计寿命也是风力发电机组设计的已知条件。

3.1.3 额定风速、切入风速和切出风速

额定风速是风力发电机组达到额定功率输出时规定的风速，用 v_r 表示，单位为 m/s。大型风力发电机组额定风速一般为 10~15m/s。

切入风速是风力发电机组开始发电时，轮毂高度处的最低风速，用 v_{in} 表示，单位为 m/s。大型风力发电机组切入风速一般为 3~4m/s。

切出风速是风力发电机组达到设计功率时，轮毂高度处的最高风速，用 v_{out} 表示，单位为 m/s。大型风力发电机组切出风速一般为 25m/s（海上风力发电机组为 30m/s）。

3.1.4 风轮转速

风轮的输出功率与其转矩和转速有关。由风轮转矩 $M=9550P_s/n$ 可知，当额定功率 P_s (kW) 已选定时，风轮转速 n (r/min) 与转矩 M (N·m) 成反比。为降低转矩 M ，应提高风轮转速。但转速过高对风轮不利，所以应选择一个合适的风轮转速。

1. 风轮转速和实度的理想关系

可以推出，当忽略阻力和叶尖损失，且风轮叶片具有最佳性能时，其参数应满足的理想关系为

$$\sigma_r \lambda C_L = \frac{8/9}{\sqrt{\frac{4}{9} + \lambda^2 \mu^2 \left(1 + \frac{2}{9\lambda^2 \mu^2}\right)^2}} \quad (3-1)$$

式中 λ ——叶尖速比；

σ_r ——叶素弦长实度；

C_L ——叶片单位翼展的升力系数；

$\mu=r/R$ ， R 为叶片半径， r 为叶素到风轮中轴的距离。

因为叶片远离叶根的部分提供大部分功率，局部速比 $\lambda\mu$ 较大，以至于可以近似地取式 (3-1) 的分母（平方根）为 $\lambda\mu$ ，则式 (3-1) 变成

$$\sigma_r \lambda C_L = \frac{Nc(\mu)}{2\pi R} \lambda C_L = \frac{8}{9\lambda\mu} \quad (3-2)$$

式中 N ——叶片数；

$c(\mu)$ ——半径 r 处的叶素弦长。

由式 (3-2)，有

$$c(\mu)\lambda^2 = c(\mu) \left(\frac{\Omega R}{v_1} \right)^2 = \frac{16\pi R}{9C_L N \mu} \quad (3-3)$$

式中 Ω ——风轮转速，单位为 rad/s；

v_1 ——风速，单位为 m/s。

由式 (3-3) 可见，若 N 、 R 不变，通过变桨距使攻角不变，则升力系数 C_L 为定值，因此，半径 r 处的叶素弦长与风轮转速 Ω 的平方成反比。

应该指出，对于变桨距机组，如果在整个工作范围内发电状态最佳，则式 (3-3) 不适用。在这种情况下，半径 r 处的叶素弦长近似地反比于转速，而不是转速的平方。

2. 转速对于叶片质量的影响

假设叶片截面设计取决于平面外的疲劳弯矩，此弯矩正比于风速波动、转速与弦长比例因子乘积的力矩波动。按式 (3-3) 叶素弦长反比于转速的平方，故力矩波动的变化恰好与转速的变化成反比。

各个半径处的厚度对弦长的比与弦长变化没有关系，所以在给定的半径下对于平面外弯曲的叶片截面系数 $Z(r)$ ，正比于叶片外壳蒙皮厚度 $\omega(r)$ 以及局部弦长平方的乘积。因此

$$Z(r) \propto \omega(r)c^2(r) \propto \omega(r)/\Omega^4 \quad (3-4)$$

为了将疲劳应力变化保持在同一个等级，需要叶片截面系数 $Z(r)$ 随力矩波动变化，由于力矩波动的变化与转速的变化成反比，因此，

$$Z(r) \propto 1/\Omega$$

所以

$$\omega(r)/\Omega^4 \propto 1/\Omega$$

并且

$$\omega(r) \propto \Omega^3$$

叶片质量正比于外壳厚度与弦长的乘积，因此它随转速而增加。

3. 最佳风轮转速

经过上述分析得出，叶片质量的增加正比于风轮转速。另一方面，根据叶片平面外的疲劳弯矩设计机舱和塔架，而平面外的疲劳弯矩正比于风速波动、转速和弦长的乘积。而弦长和转速的平方成反比，所以转速和弦长乘积的结果与转速成反比，也就是叶片平面外的疲劳弯矩与转速成反比。因此转速增加导致叶片质量增加，成本增加，同时转速增加导致叶片平面外的疲劳弯矩减小，机舱和塔架成本减少。两者之间的折中方案决定了最佳风轮转速的选择。

4. 噪声控制与视觉考虑

风力发电机组产生的气动噪声正比于叶尖速度的 5 次方。通常将陆上风力发电机组的叶尖速度限制在 65m/s 左右。近海的海上风力发电机组叶尖速度可大些，例如 74m/s。这是为了减小噪声对环境的污染。

另外，多数人认为，风力发电机组风轮转速过快，视觉效果不佳。

3.1.5 发电机额定转速和转速范围

发电机额定转速是其在额定功率运行时的转速，单位为 r/min。

根据发电机额定转速的不同，风力发电机组可以分为以下几种：

1. 应用高速发电机的风力发电机组

如定速、多态定速和双馈等机型，均采用高速发电机。应用高速发电机的风力发电机组多为异步发电机。根据电机学的理论，当异步发电机接入频率恒定的电网上时，由定子三相绕组中电流产生的旋转磁场的同步转速决定于电网的频率和发电机绕组的极对数，三者的关系为

$$n_1 = \frac{60f_1}{p} \quad (3-5)$$

式中 n_1 ——同步转速，单位为 r/min；

f_1 ——电网频率，单位为 Hz；

p ——发电机绕组的极对数。

异步发电机中旋转磁场和转子之间的相对转速为 $\Delta n = n_1 - n$ ，相对转速与同步转速的比值称为异步发电机的转差率，用 s 表示，即

$$s = \frac{n_1 - n}{n_1} \times 100\% \quad (3-6)$$

当异步发电机的转子在风力机的拖动下，以高于同步转速旋转时 ($n > n_1$)，发电机运行在发电状态，发电机中的电磁转矩为制动转矩，阻碍发电机旋转，此时发电机需从外部吸收无功电流建立磁场（如由电容提供无功电流），而将从风力机中获得的机械能转化为电能提供给电网。此时发电机的转差率为负值，一般其绝对值在 2%~5% 之间，并网运行的较大容量异步发电机的转子转速一般在 $(1 \sim 1.05)n_1$ 之间。

定桨距风力发电机组普遍采用双速发电机，分别设计成 4 极和 6 极。一般 6 极发电机的额定功率设计成 4 极发电机的 $1/5 \sim 1/4$ 。例如 1MW 风力发电机组设计成 6 极 200kW 和 4 极 1MW。

应用“优化转差”异步发电机，转子转速一般在 $(1 \pm 10\%)n_1$ 之间变化。

应用双馈式发电机，转子转速一般在 $(1 \pm 30\%)n_1$ 之间变化。

2. 应用低速发电机的风力发电机组

直驱型风力发电机组应用多极同步风力发电机可以在低速下运行。由于采用全功率变频器，发电机转子变速范围为 50%（约为 10~20r/min）。

3. 应用中速发电机（“半直驱”）的风力发电机组

“半直驱”型风力发电机组齿轮箱增速比约为 1:10，发电机转子变速范围约为 40~150r/min。

3.1.6 重要几何尺寸

1. 风轮直径和扫掠面积

(1) 风轮直径 风轮直径决定机组能够在多大的范围内获取风中蕴含的能量。风轮直径应当根据不同的风况与额定功率匹配,以获得最大的年发电量和最低的发电成本。可以配置较大直径风轮供低风速区选用,配置较小直径风轮供高风速区选用。

风轮直径计算方法如下:

风力机风轮输出功率 P 由以下公式给出

$$P = \frac{1}{2} C_P \rho A v^3 \quad (3-7)$$

式中 P ——输出功率,单位为 W;

ρ ——空气密度,取 $\rho=1.225\text{kg/m}^3$;

C_P ——风能利用系数;

A ——风轮扫掠面积, $A=\frac{\pi}{4}D^2$, 单位为 m^2 , D 为风轮直径,单位为 m;

v ——风速,单位为 m/s。

发电机额定功率 P_r (单位为 W) 为

$$P_r = P \eta_1 \eta_2 = \frac{1}{2} C_P \rho \frac{\pi D^2}{4} v_r^3 \eta_1 \eta_2$$

式中 v_r ——额定风速,单位为 m/s;

η_1 ——主传动系统的总效率,在全负荷情况下典型值为 0.95~0.97;

η_2 ——发电系统的总效率,在全负荷情况下感应发电机效率为 0.96~0.98,变流器效率为 0.95~0.97。

风轮直径为

$$D = \sqrt{\frac{8P_r}{C_P \rho v_r^3 \pi \eta_1 \eta_2}} = \sqrt{\frac{8P_r}{\rho v_r^3 \pi \eta}} \quad (3-8)$$

式中 η ——风力发电机组的总效率, $\eta=C_P \eta_1 \eta_2$ 。

(2) 扫掠面积 风轮的扫掠面积是风轮旋转时叶尖运动所生成的圆在垂直于风矢量平面上的投影面积。风力发电机组的额定功率与风轮的扫掠面积的比值称为风力发电机组的比功率。图 3-1 所示为实际风力发电机组的额定功率与扫掠面积的关系。由图可见,风力发电机组的平均比功率接近一个常数值(约 405W/m^2)。

2. 轮毂高度

轮毂高度是从地面到风轮扫掠面中心的高度,用 z_{hub} 表示,单位为 m。其求法是

$$z_{\text{hub}} = z_t + H$$

式中 H ——塔架高度,单位为 m;

z_t ——塔顶平面到风轮扫掠面中心的高度,单位为 m。

由于风速的剪切效应影响,大气风速随地面高度的增高而增大,因此普遍希望增高机组的塔架高度。可是增加塔架高度将使其制造费用相应增加,随之也带来技术及吊装的难度,需要进行技术与经济的综合性考虑。

当风力发电机组处于偏离设计风速分布较大的风电场运行时,很有可能难以获得预期的

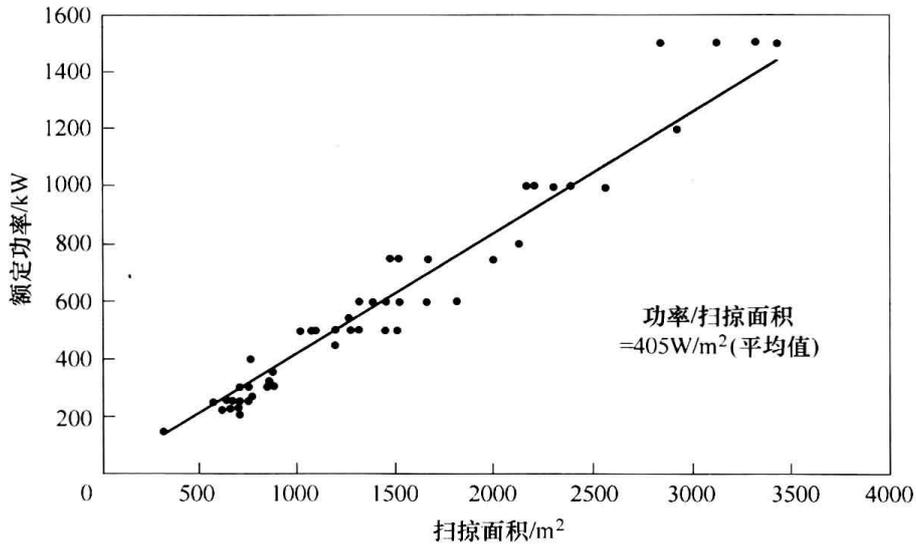


图 3-1 实际风力发电机组的额定功率与扫掠面积的关系

发电效果，在机组风轮一定的条件下，最佳的弥补方法是改变塔架的高度，使机组能获得满意的风速而运行，为此同一种风力发电机组中，经常配有不同高度的塔筒。

图 3-2 所示为由统计方法得出的塔架高度与风轮直径的关系。图中表明，风轮直径减小，塔架的相对高度增加。小型风力发电机组受到环境的影响较大，塔架相对高一些，可使它在风速较稳定的高度上运行。对于风轮直径 25m 以上的机组，其轮毂中心高与风轮直径的比基本为 1:1。随着塔架高度的增加，风力发电机组的安装费用会有很大的提高，大型风力发电机组更是如此。

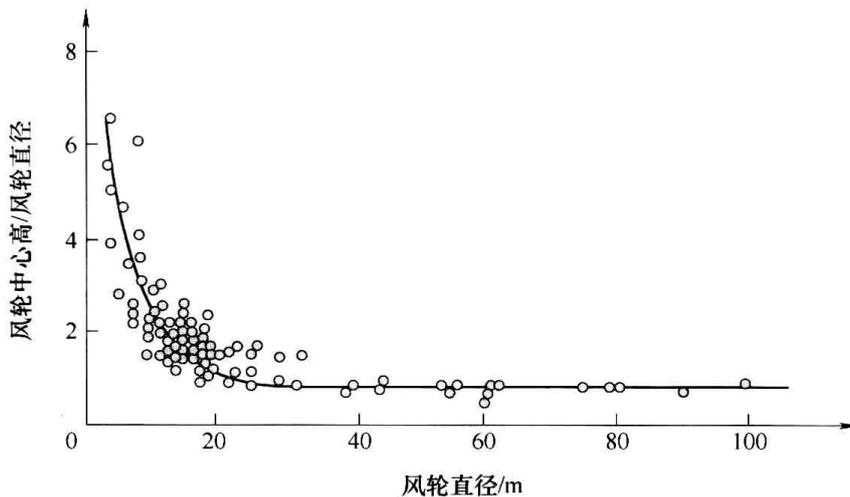


图 3-2 塔架高度与风轮直径的关系

3.1.7 总质量、质心与转动惯量

通常，需要计算机舱（含风轮）的总质量、质心与转动惯量。图 3-3 所示为计算质心的坐标系。

机舱总质量的计算公式为

$$m = \sum m_i \quad (3-9)$$

式中 m_i ——第 i 个部件的质量。

机舱质心 x 轴坐标的计算公式为

$$x = \frac{\sum m_i x_i}{m} \quad (3-10)$$

式中 x_i ——第 i 个部件质心的 x 轴坐标。

机舱对 x 轴转动惯量的计算公式为

$$J_x = \sum m_i (y_i^2 + z_i^2) \quad (3-11)$$

类似地，可以求出机舱质心的 y 轴和 z 轴坐标，以及机舱对 y 轴和 z 轴的转动惯量。

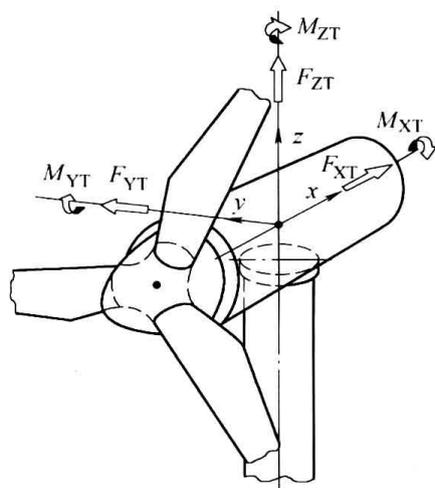


图 3-3 计算质心的坐标系

3.1.8 年度发电量

风力发电机组设计研制中，以发电价格的高低作为衡量其设计优劣的标准。为达此目标，一方面要降低风力发电机组的制造成本和运行维护费用，另一方面要在当地风资源的情况下，尽可能使风力发电机组的运行工况与风能资源匹配良好，以使风力发电机组获得最大的年度发电量。

已知风力发电机组安装所在地的年风速分布规律及其功率随风速变化的特性，就可方便地计算出该风力发电机组的年度发电量。

1. 风速频率的统计特性

风速分布一般均为正偏态分布，风力越大的地区，分布曲线越平缓，曲线的峰值降低并右移。这说明风力大的地区，大风速所占比例也多。由于地理、气候特点的不同，各种风速所占的比例也有所不同。

通常用威布尔分布双参数曲线描述风速的分布函数，即

$$f_w(v) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{v}{c}\right)^k\right] \quad (3-12)$$

其概率密度函数可表达为

$$p(v) = \frac{k}{c} \left(\frac{v}{c}\right)^{k-1} \exp\left[-\left(\frac{v}{c}\right)^k\right]$$

式中 k 、 c ——威布尔分布的两个参数， k 称作形状参数， c 称作尺度参数。

当 $c=1$ 时，称为标准威布尔分布。形状参数 k 的改变对分布曲线形式有很大影响。当 $k=1$ 时，分布呈指数型；当 $k=2$ 时，称为瑞利分布；当 $k=3.5$ 时，威布尔分布实际已很接近于正态分布了，如图 3-4 所示。

2. 风力发电机组的功率曲线

风力发电机组的功率曲线如图 3-5 所

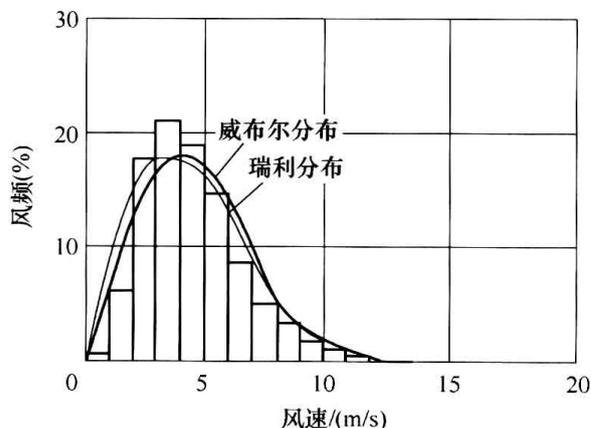


图 3-4 威布尔分布双参数曲线

示。曲线①为变速变距风力发电机组的功率曲线，曲线②为变桨距风力发电机组的功率曲线，曲线③为定桨距风力发电机组的功率曲线。

3. 年度发电量计算公式

年度发电量的计算公式为

$$E_y = N_0 \int_{v_{in}}^{v_{out}} P(u) f_w(u) du \quad (3-13)$$

式中 $P(u)$ ——功率曲线函数，单位为 W；

$f_w(u)$ ——风速分布函数；

v_{in} ——切入风速，单位为 m/s；

v_{out} ——切出风速，单位为 m/s；

N_0 ——每年小时数， $N_0 = 8765\text{h}$ （考虑到闰年）。

4. 图解法

图 3-6 的第 I 象限中示出一台变桨距风力发电机组输出功率随风速变化的规律；第 IV 象限中的曲线则描述了各个风速的年累计出现天数；第 II 象限中，曲线的纵坐标仍然是风力发电机组实际发出的不同功率值，其横坐标值是产出对应功率的年统计天数。

所以，第 II 象限曲线与其横坐标所围成的面积就是该风力发电机组的年度发电量。

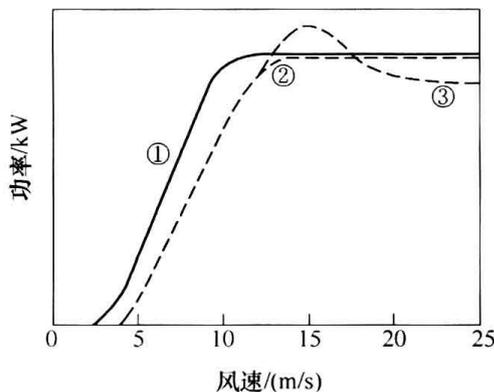


图 3-5 风力发电机组的功率曲线

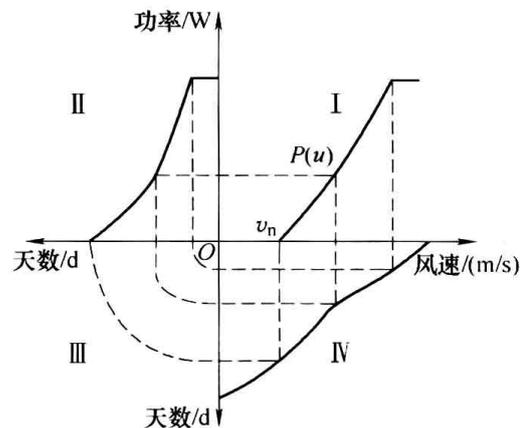


图 3-6 年度发电量计算图解

3.2 总体布局及部件集成化

风力发电机组的总体布局包括整机各部件、各系统、附件和设备等的布置。需要绘制整机总体布置图，并编写有关报告和说明书。

3.2.1 总体布置原则

风力发电机组的总体布置，关系到机组的性能、质量和整机的合理性，也关系到工作的安全和效率。因此，在决定风力发电机组的总体布置时，应注意以下几个问题：

- 1) 保证风力发电机组的强度、刚度、抗振性、平衡和稳定性，支承部件要力求有足够的刚度。
- 2) 整机各部件、各系统、附件和设备等，要考虑布置得合理、协调、紧凑。

- 3) 保证正常工作和便于维护, 并考虑有较合理重心位置。
- 4) 传动系统力求简短, 达到结构紧凑、体积小、质量轻。

3.2.2 风力发电机组的典型布局

1. 多态定速风力发电机组的布局

多态定速风力发电机组有两组以上的发电机时, 一般采用分流的形式布局, 如图 3-7 所示。图 3-8 所示为四组发电机组成的多态定速风力发电机组。

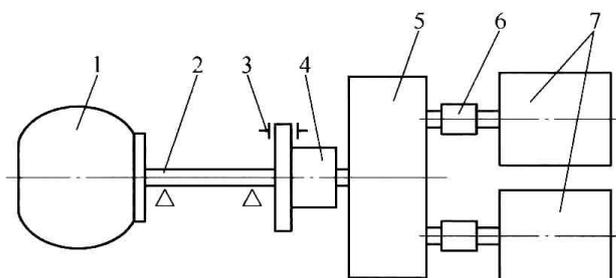


图 3-7 分流式总体布置

1—轮毂 2—主轴 3—制动器 4、6—联轴器
5—增速箱 7—发电机

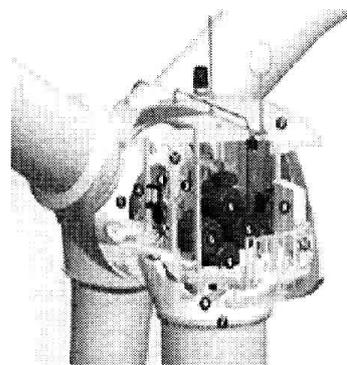


图 3-8 四组发电机组成的多态定速风力发电机组

2. 双馈型风力发电机组的布局

双馈型风力发电机组总体布置多为一字形结构, 一般为图 3-9 所示的偏置一字形布置。

这种布置形式是风力发电机组中采用最多的形式。其主要特点是结构简单, 对中性好, 安装调试方便。其缺点是占轴线长, 可能迫使主轴过短, 主轴承载荷较大。主轴与发电机轴线间有一定的偏置, 主要是为了便于变桨距系统的布置。图 1-2 所示即为偏置一字形总体布置方案。

另外, 还有一种回流式布置方案 (图 3-10), 但比较少见。

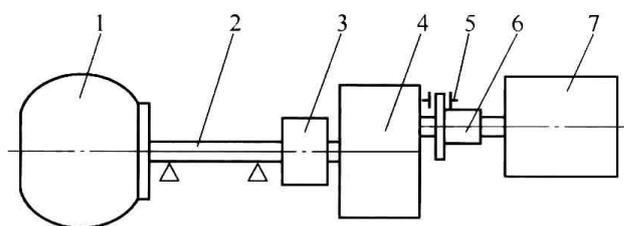


图 3-9 偏置一字形总体布置

1—轮毂 2—主轴 3、6—联轴器 4—增速箱
5—制动器 7—发电机

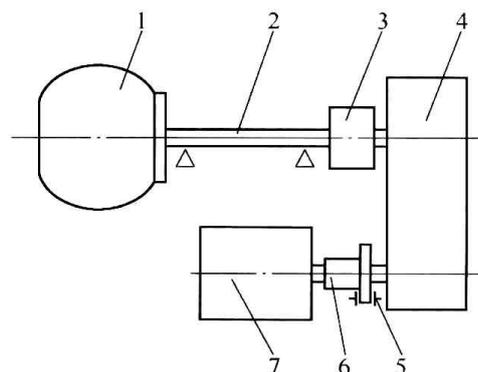


图 3-10 回流式总体布置

1—轮毂 2—主轴 3、6—联轴器
4—增速箱 5—制动器 7—发电机

3. 直驱型风力发电机组的布局

图 3-11 所示为直驱型风力发电机组的常用布置形式。图 3-12 所示为直驱型风力发电机组结构剖面。

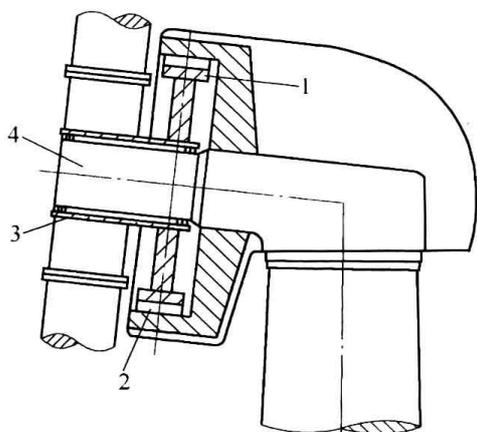


图 3-11 直驱型风力发电机组的常用布置形式
1—发电机转子 2—发电机定子 3—低速轴 4—固定轴

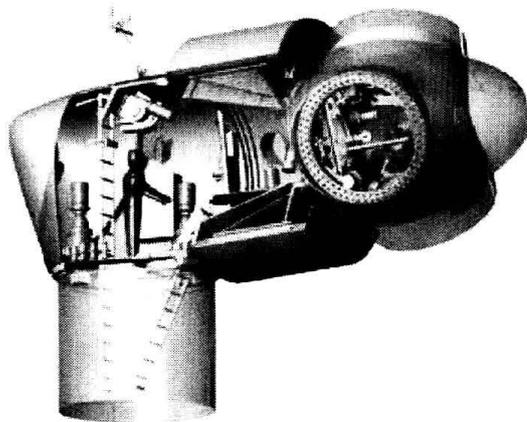


图 3-12 直驱型风力发电机组结构剖面

3.2.3 部件的集成化

上述只是基本布置形式。具体布置时，考虑经济和技术上的因素，局部布置还可采用组合式布置和集成式布置方案。所谓组合式布置，就是采用标准组件积木化的布置方案。而所谓集成式布置，就是将部分部件予以一体化的布置方案。集成式布置种类很多，这里仅举几个典型例子。

1. 发电机与齿轮箱一体化

图 3-13 所示为发电机与齿轮箱一体化的简图。

集成式布置还可将发电机用螺栓固定到齿轮箱后面，这样也可以得到较紧凑的结构，如图 3-14 所示。配合的表面必须仔细加工，以保证同轴，而且要有合适的通道连接发电机和齿轮箱输出轴。

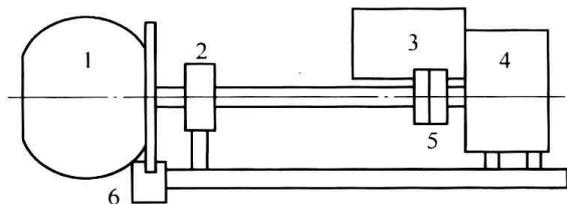


图 3-13 发电机与齿轮箱一体化
1—轮毂 2—风轮轴承 3—发电机 4—齿轮箱
5—联轴器 6—制动器

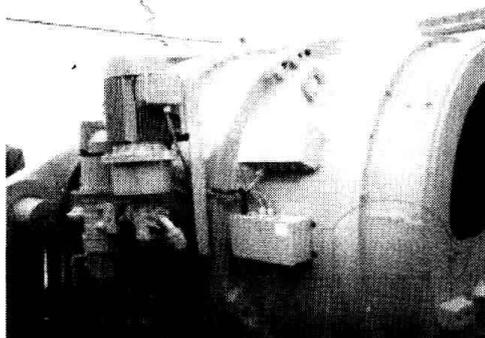


图 3-14 齿轮箱与发电机连接

2. 主轴与齿轮箱集成

主轴与齿轮箱集成式布置是将低速轴及前、后轴承都集成在齿轮箱内，将其移到机舱前部，使风轮悬臂距离最短，并且将齿轮箱外壳的载荷传递到机舱底板上。很明显，这种方法需要更结实的齿轮箱外壳，它不仅承受风轮载荷，还不能有削弱其功能的变形，而且必须

增加其前后长度，以缓和由轴弯矩传来的轴承载荷。它的好处在于减小了底盘的面积，并省去了独立轴承需要的润滑。其主要缺点是变速箱重新安装需要移动风轮。

图 3-15 所示为风力发电机组主轴与齿轮箱集成结构，将主轴与齿轮箱集成为一体，并用前法兰固定在直角形底盘的垂直直角边上。

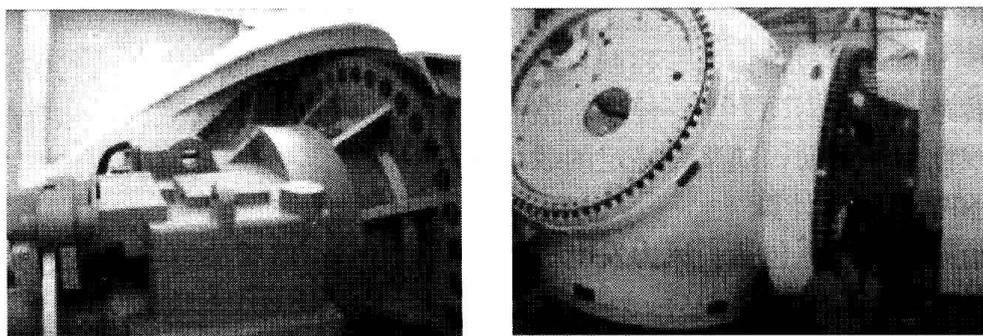


图 3-15 风力发电机组主轴与齿轮箱集成结构
a) 齿轮箱方向 b) 轮毂方向

3. 齿轮箱整体集成

齿轮箱整体集成结构是将齿轮箱变成基本的组成部分，其他部件用法兰连接到齿轮箱上（图 3-16）。这种设计不需要机架，并且结构紧凑。其缺点是不易安装，为了隔离传动链和塔筒之间的噪声，常常采用使机舱与塔筒隔开的方法，并且风轮主轴的轴承也装入齿轮箱内，因此齿轮箱的外壳需要不同的壁厚，使齿轮箱造价昂贵。

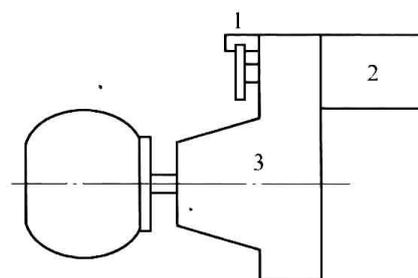


图 3-16 齿轮箱整体集成
1—制动器 2—发电机 3—齿轮箱

3.3 整体校核计算

在风力发电机组设计过程中，整体校核计算是借助计算机，应用专用软件进行的。

在专用软件中，建立了一系列的数学模型，如空气动力学模型、结构动力学模型、功率传动动力学模型、闭环控制模型、监控模型和风模型等。当输入设计数据后，即可对数学模型进行求解和后处理，从而实现对设计结果的整体校核计算。

3.3.1 计算内容与数学模型

一般情况下，要求专用软件具有以下计算功能：

1. 风轮部分分析计算

风轮部分分析计算包括：有 1~3 个叶片的风轮；全部和部分展弦控制或副翼控制；预弯曲叶片模型；固定或齿形轮缘；逆风或顺风方向；顺时针或逆时针旋转；叶片振动力学及与副翼耦合振动；叶片元件不失速力矩和失速力矩；翼型插值；风轮质量、几何设计和桨距不平衡；结冰叶片模型；叶片振动阻尼器。

2. 驱动单元分析计算

驱动单元分析计算包括：刚性或扭转挠性轴；齿轮驱动或直接驱动布置；挠性安装在齿

轮箱上或平板上；二选一制动位置；机械损失；用户规定轴制动特性。

3. 发电机和电气分析计算

发电机和电气分析计算包括：定速和双速感应式；变速和变转差模型；变电压和交互式网络电气模型；网络电压改变和波动计算；电气损失模型。

4. 控制系统分析计算

控制系统分析计算包括：失速控制，桨距角控制或副翼控制；联合式或单桨距式控制；定转速或变转速；传感器动力学；停用、空载、起动、停机和加载模拟；变增益的 PI 控制器；旋转和线性桨距驱动；随桨距确定的载荷支承摩擦。

5. 塔架和桁架分析计算

塔架和桁架分析计算包括：风力发电机组塔架动力学；偏航动力学和偏航轴承摩擦；基础挠性；风载荷；风浪和气浪载荷。

6. 风场模型分析计算

风场模型分析计算包括：大气湍流三维模型；瞬时风速、风向和剪切风（由设计标准规定）；剪切风的指数或对数模型；逆风风力机尾迹的旋涡粘性模型。

7. 风波和气流分析计算

风波和气流分析计算包括：JONSWAP 和皮尔逊-莫斯科维奇 (Pierson-Moskowitz) 波谱；近表面流、亚表面流和进岸流；正常波和随机波历程；波模型的非线性波理论。

8. 响应分析计算

响应分析计算包括：叶片和塔架模型分析；叶片气动力学；性能系数；功率曲线；平均稳态载荷；所有状态的性能和载荷的详细模拟；Matlab 格式高阶线性模型；地震载荷。

3.3.2 模型的后处理

1. 后处理系统

后处理系统应该有强大的后处理功能供分析计算结果，包括：年均能量记录；电气摆动；端负荷预测；周期载荷和随机载荷的采样；概率分布；自动谱分析；交叉谱、相干性和传递函数；联合载荷的应力历程计算；尖峰值和均值计算；多重载荷疲劳寿命分析简要计算；雨流周期计算；疲劳分析；损坏的当量载荷；最终的载荷分析；基本统计表；傅里叶谐波分析；输出数据到 ASC II 文件；轴承寿命计算等。

2. 图示功能

图示功能能让用户快速、方便地查看结果，并形成 MS OLE 文件、MS Word 文件、Excel 表格和制作 PowerPoint 幻灯片；多线图表；绘图；柱形表；线性和对数坐标；三维和柱状风场图；自动制图、制表到幻灯片和 MS Word 文件。

3. 项目管理

形成项目文件和项目文件储存；管理项目计算表；用绘图功能快速高效检查模拟结果；自动生成 MS Word 项目文件和验证项目。

4. 售后服务和维护

售后服务和维护包括：电子咨询、电子邮件访问、软件升级、软件培训和软件维护。

图 3-17、图 3-18、图 3-19 分别表示校核计算结果。图 3-17 所示为风轮叶根处载荷，图 3-18 所示为前机架整体应力分布，图 3-19 所示为塔筒整体变形情况。

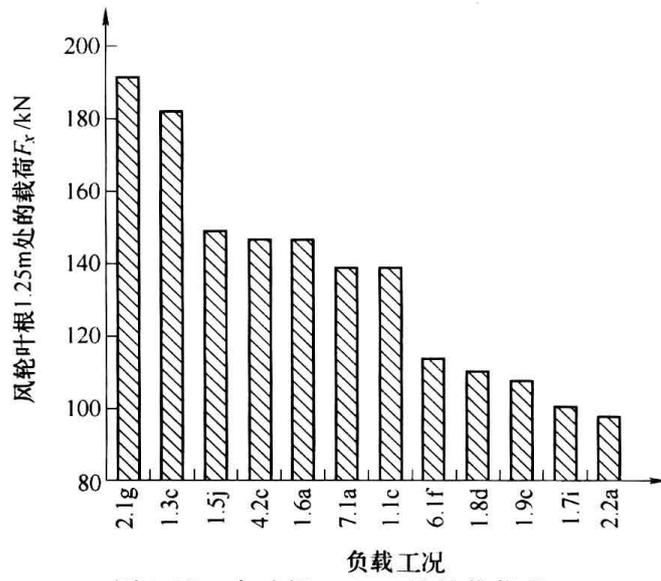


图 3-17 在叶根 1.25m 处的载荷 F_x

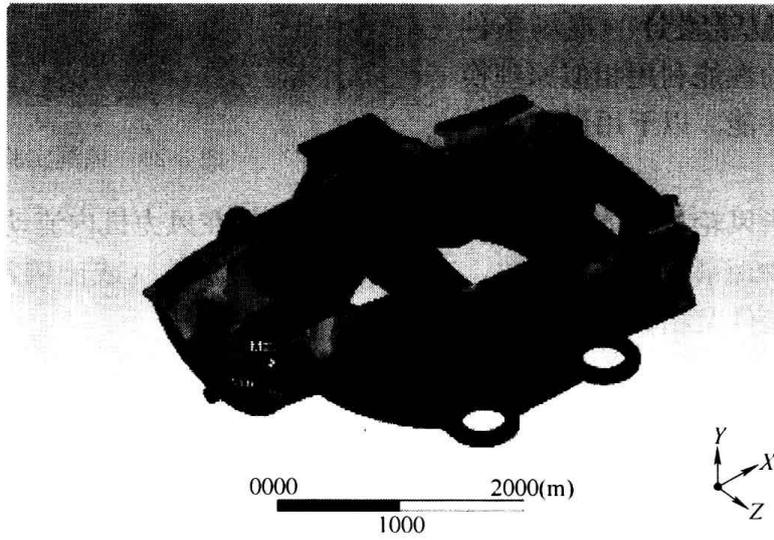


图 3-18 前机架整体应力分布

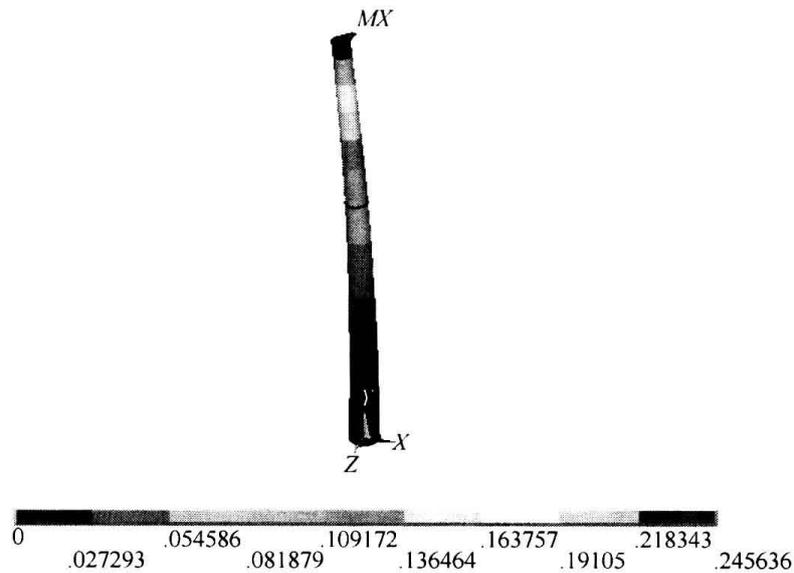


图 3-19 塔筒整体变形情况

3.4 模型实验

作用于风轮上的空气动力十分复杂，如叶片相互间的干扰、叶尖与轮毂处气流的旋涡等。为了更确切地了解这些因素的影响，有必要在风洞里对实体模型进行实验（图 3-20）。又如，为了准确预测所研制的大型风力发电机组的特性，有必要在实验室里，以相似的小尺寸模型机进行性能实验。

风力发电机组的设计与研制中，相似理论的应用是非常重要的。相似理论主要应用于风力发电机组的相似设计及性能的换算。所谓相似设计，即根据实体研究出来的性能良好、运行可靠的模型来设计与模型相似的新风电机组。性能相似换算是用于实验条件不同于设计的现场条件时，将实验条件下的性能利用相似原理换算到设计条件下的性能。以下用风力机的模型实验加以说明。

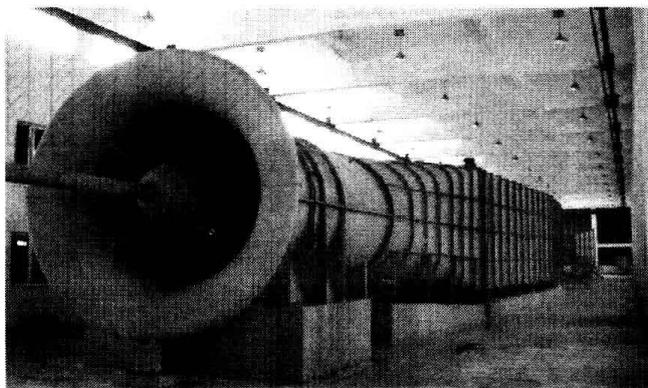


图 3-20 风洞实验室

风力机相似是指风轮与气体的能量传递过程以及气体在风力机内流动过程相似，它们在任一对应点的同名物理量之比保持常数，这些常数叫相似常数（或比例常数）。下面要讨论的是风力机的相似条件及相似结果。

3.4.1 相似条件

根据相似理论，要保证气体流动过程相似，必须满足几何相似、运动相似、动力相似。

1. 几何相似

几何相似是指模型与原型风力机的几何形状相同，对应的线性长度比为一定值。

$$\frac{D}{D_m} = \frac{D_h}{D_{hm}} = \frac{r}{r_m} = \frac{c}{c_m} = \frac{\delta}{\delta_m} = m_1 \quad (3-14)$$

式中 D_h ——风轮轮毂直径；
 D ——风轮直径；
 r ——叶素半径；
 c ——叶素几何弦长；
 δ ——翼型厚度。

式（3-14）以及后文中，以角标 m 代表模型机，无角标 m 代表原型机。

严格来说，还应保证叶片表面的相对粗糙度相似。相对粗糙度会影响流动损失的大小。但是由于加工条件的限制，在尺寸小的情况下，粗糙度成比例缩小是难以保证的，即

$$m_1 = \frac{D}{D_m} \neq \frac{\Delta}{\Delta_m}$$

式中 Δ ——表面粗糙度。

然而，对风力机来讲，表面粗糙度的相似与否影响不大，故一般不予考虑。

2. 运动相似

空气流经几何相似的模型与原型机时，其对应点的速度方向相同、比例保持常数，称为运动相似，即

$$\frac{v_1}{v_{1m}} = \frac{v}{v_m} = \frac{v_2}{v_{2m}} = \frac{\omega_0}{\omega_{0m}} = \frac{\omega}{\omega_m} = \frac{u_0}{u_{0m}} = \frac{u}{u_m} = m_v \quad (3-15)$$

式中 v_1 、 v_{1m} ——原型机、模型前方的风速；

v 、 v_m ——通过风轮时的气流速度；

v_2 、 v_{2m} ——风轮后方的气流速度；

ω_0 、 ω_{0m} ——叶片尖部气流的相对速度；

ω 、 ω_m ——原型机、模型对应叶素上气流的相对速度；

u_0 、 u_{0m} ——叶尖气流的切向速度；

u 、 u_m ——原型机、模型对应叶素上气流的切向速度；

模型和原型机空间对应点气流速度相似，则对应叶素上对应点的速度三角形相似，对应的气流倾角相等，对应叶素的桨距角相等，即

$$\phi = \phi_m, \beta = \beta_m$$

攻角 α 是它们的差 ($\alpha = \phi - \beta$)，当然也相等，所以对应的 C_L 和 C_D 也具有相同的值。式 (3-15) 也表明了原型机和模型的叶尖速比 λ (风轮外径圆周线速度与风轮前方气流速度的比) 必须相等。

3. 动力相似

动力相似是指满足几何相似、运动相似的模型与原型机上，作用于对应点力的方向相同，大小之比应保持常数。这里所讲的作用力，除了因压力分布形成的推力和切向力之外，还应包括惯性力、粘性力。下面分析满足几何相似、运动相似的惯性力、粘性力是否满足动力相似的条件。

参照叶素上推力 dT 、切向力 $d\tau$ 的表达式，即

$$dT = \frac{1}{2} \rho v^2 dA (1 + \cot^2 \phi) (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi)$$

$$d\tau = \frac{1}{2} \rho v^2 dA (1 + \cot^2 \phi) (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi)$$

其中

$$dA = c dr (\text{几何弦长} \times \text{叶素厚度})$$

$$\text{则 } \frac{dT}{dT_m} = \frac{\frac{1}{2} \rho v^2 dA (1 + \cot^2 \phi) (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi)}{\frac{1}{2} \rho_m v_m^2 dA_m (1 + \cot^2 \phi_m) (C_{Lm} \cos \phi_m + C_{Dm} \sin \phi_m)} = \frac{\rho v^2 dA}{\rho_m v_m^2 dA_m}$$

$$\frac{d\tau}{d\tau_m} = \frac{\frac{1}{2} \rho v^2 dA (1 + \cot^2 \phi) (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi)}{\frac{1}{2} \rho_m v_m^2 dA_m (1 + \cot^2 \phi_m) (C_{Lm} \sin \phi_m - C_{Dm} \cos \phi_m)} = \frac{\rho v^2 dA}{\rho_m v_m^2 dA_m}$$

以 l 表示长度尺寸的量，由于加速度 a 的尺度等同于 v^2/l ，根据理论力学，惯性力为

$$dI = adm = \rho v^2 l dA / l = \rho v^2 dA$$

所以

$$\frac{dI}{dI_m} = \frac{d\tau}{d\tau_m} = \frac{dT}{dT_m} = m_I \quad (3-16)$$

而粘性力 F ，即内摩擦力，可由牛顿内摩擦定律得

$$dF = \mu dA' \frac{dv}{d\delta} = \mu \delta dl \frac{v}{\delta} = \mu v dl \quad (3-17)$$

式中 μ ——流体的动力粘度；

dA' ——内摩擦作用的面积；

δ ——摩擦层的厚度；

$\frac{dv}{d\delta}$ ——速度梯度。

若模型与原型机的惯性力与粘性力相似。即

$$\frac{dI}{dI_m} = \frac{dF}{dF_m}$$

则

$$\frac{\rho v^2 dA}{\rho_m v_m^2 dA_m} = \frac{\mu v dl}{\mu_m v_m dl_m}$$

经变换后得

$$\frac{\rho v}{\mu} = \frac{\rho_m l_m v_m}{\mu_m}$$

或

$$Re = \frac{lv}{\nu} = \frac{l_m v_m}{\nu_m} = Re_m \quad (3-18)$$

式中 Re ——雷诺数，表示作用于流体上的惯性力与粘性力之比；

ν ——流体的运动粘度。

式 (3-18) 也说明，只有粘性力相似时，模型与原型机雷诺数才相等。

3.4.2 相似结果

前面已经得知，由于两个风力机相似，对应叶素上的 ϕ 、 α 、 β 、 C_L 和 C_D 值均相等。对于模型和原型机上的对应叶素，下列关系式成立，即

$$dT = dT_m \times \frac{\rho v^2 dA}{\rho_m v_m^2 dA_m} = dT_m \times \frac{\rho v^2 D^2}{\rho_m v_m^2 D_m^2} \quad (3-19)$$

$$dM = dM_m \times \frac{\rho v^2 r dA}{\rho_m v_m^2 r_m dA_m} = dM_m \times \frac{\rho v^2 D^3}{\rho_m v_m^2 D_m^3} \quad (3-20)$$

$$dP = dP_m \times \frac{\rho v^3 dA}{\rho_m v_m^3 dA_m} = dP_m \times \frac{\rho v^3 D^2}{\rho_m v_m^3 D_m^2} \quad (3-21)$$

由于风轮总的推力、力矩和功率可以分别由所有叶片各个叶素的推力、力矩和功率的总和得到，所以

$$T = N \sum dT = \frac{\rho v^2 D^2}{\rho_m v_m^2 D_m^2} \times N \sum dT_m = \frac{\rho v^2 D^2}{\rho_m v_m^2 D_m^2} \times T_m \quad (3-22)$$

式 (3-22) 可改写为

$$\frac{T}{\rho v^2 D^2} = \frac{T_m}{\rho_m v_m^2 D_m^2} \quad (3-23)$$

同理

$$\frac{M}{\rho v^2 D^3} = \frac{M_m}{\rho_m v_m^2 D_m^3} \quad (3-24)$$

$$\frac{P}{\rho v^3 D^2} = \frac{P_m}{\rho_m v_m^3 D_m^2} \quad (3-25)$$

由于风轮的效率 $\eta = M\omega / (Tv)$ ，所以

$$\frac{\eta}{\eta_m} = \frac{M\omega T_m v_m}{M_m \omega_m T v} = \frac{D\omega v_m}{D_m \omega_m v} = \frac{u_0/v_1}{u_{0m}/v_{1m}} = \frac{\lambda}{\lambda_m} \quad (3-26)$$

这表明，对于具有相同叶尖速比的相似模型和原型机，它们的效率也相等。这个结果有很大的用处，利用它能够从实验室风洞中实验的相似小风力机的性能推断出大型机的效率。式(3-26)中的叶尖速比 $\lambda = u_0/v_1$ 是指风轮的外缘切向速度与风轮前气流速度之比。以下的另外一些结论也以风轮前方的速度 v_1 来表述，因为该处风速是未受干扰的。

两个风力机相似时，它们具有相同的下述量纲为一的参数：

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A v_1^2}, \quad C_M = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho A v_1^2 R}, \quad C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho A v_1^3} \quad (3-27)$$

式中 C_T ——风轮推力系数；

v_1 ——风力机前方 5~6 倍风轮直径处的风速；

A ——风轮扫掠面积；

C_M ——风轮力矩系数；

R ——风轮半径；

C_P ——风能利用系数。

这样，就可以在实验室里得到模型的 $C_T = f(\lambda)$ 、 $C_M = f(\lambda)$ 、 $C_P = f(\lambda)$ 的一组特性曲线。模型的特性曲线对于与其相似的原型机或其他相似风轮都适用。此后就可以利用这些量纲为一的系数及其 $f(\lambda)$ 曲线来给出风轮特性的实验结果。图 3-21 所示为不同叶片升阻比 E 、不同叶片数 N 条件下风力机风能利用系数 C_P 与叶尖速比 λ 的关系。

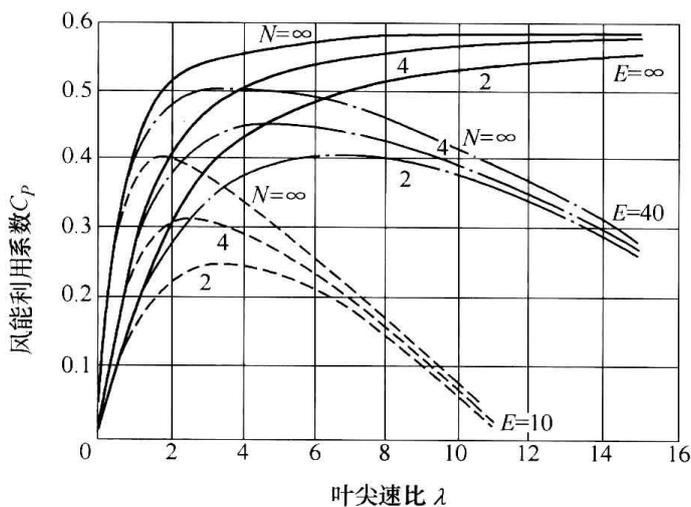


图 3-21 风力机 C_P - λ 曲线

对于已知其特性曲线的风力机，即对应于每个叶尖速比 λ 的 C_T 、 C_M 、 C_P 值已知，则该风力机在不同的风速 v_1 、不同的工作转速 n （对应于 u_0 ）下的 T 、 M 和 P 的值就可求出。即

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2}\rho C_T A v_1^2, & M &= \frac{1}{2}\rho C_M R A v_1^2 \\ P &= \frac{1}{2}\rho C_P A v_1^3, & n &= \frac{30\lambda v_1}{\pi R} \end{aligned} \quad (3-28)$$

这样就可以绘出风力机的推力、转矩和功率相对于风速 v_1 、工作转速 n 的关系曲线。这些性能曲线可用于分析风力机与其负载的特性匹配与否，即在研究用风轮驱动发电机等负载时，将起到非常重要的作用。

3.4.3 模型机实验中的问题

相似模型和原型机的雷诺数定性尺寸用其直径、运动粘度以及风轮前风速代表时，式(3-18)表述为

$$Re = \frac{v_1 D}{\nu} = \frac{v_{1m} D_m}{\nu_m} = Re_m \quad (3-29)$$

分析发现，雷诺数相等的条件在大型风力机模化为实验风洞中的相似模型时，一般来说是不容易实现的。事实上，风洞里的模型实验是在普通大气压力和环境下进行的，因此模型和原型机的运动粘度相同，即 $\nu = \nu_m$ 。即式 (3-29) 可以写成

$$v_1 D = v_{1m} D_m \quad (3-30)$$

和
$$uD = u_m D_m \quad (3-31)$$

因 $u = \pi D n / 60$ ，式 (3-31) 还可写成

$$n D^2 = n_m D_m^2 \quad (3-32)$$

式 (3-30) 说明模型必须在 $v_{1m} = v_1 D / D_m$ 的风速下实验，因而 v_{1m} 比 v_1 高。式 (3-32) 指出模型机转速必须满足 $n_m = n D^2 / D_m^2$ ， n_m 也比 n 高。

现在来举例说明这个论断的后果。

假设用 1:20 的比例制作了一个模型机。原型机的主要参数为：风轮直径 $D = 20\text{m}$ ，叶尖速比 $\lambda = 6$ ，在 8.7m/s 的来流风速下转速为 50r/min 。

为了符合相似情形下雷诺数相等的条件，就必须在风速 $v_{1m} = 174\text{m/s}$ 的条件下做模型机实验。并且模型机的转速应达到

$$n_m = 20^2 \times n = 400 \times 50\text{r/min} = 20000\text{r/min}$$

在这样高的风速和转速下，空气的可压缩性就不能被忽略，从而失去与原型机的动力相似性。因为真实尺寸的原型机空气的压缩性是可以被忽略的。

实际上，实验室风洞里实验的模型机风速被控制在比原型机真正的运行风速稍高一点的范围内，以达到模型机上空气的压缩性也可以被忽略的标准。这样一来，模型的雷诺数 Re_m 将比原型机上的 Re 要低。

由流体力学得知，如果雷诺数的值比临界雷诺数 Re_{cr} 高，惯性力远大于粘性力，雷诺数不同带来的影响可以被忽略。实验也说明，雷诺数高于 Re_{cr} 值时，对应的阻力系数变化不大，相同攻角的模型和原型机，其阻力系数相等。所以满足其他相似条件的模型和原型机，仅雷诺数不同，但雷诺数的值比临界雷诺数 Re_{cr} 高的情况下，由完全相似所获得的所有关系式对它们都是成立的。

另一方面，如果模型实验是在 Re 低于 Re_{cr} 的条件下进行的，虽模型和原型机的攻角相同，但由于粘性的影响大，模型上的阻力系数要比原型机的高，这时两机的相似性就差了。

需要注意的是，选择现代风轮叶片的翼型，总是既要效率比较高（即 $e = C_L / C_D$ 值大），而又必须同时满足正常运转时，每个叶素上的雷诺数值都大于临界值 Re_{cr} 的条件。薄的曲线翼型的 Re_{cr} 值大约为 10^4 ，而相对较厚的 NACA 翼型则在 $10^5 \sim 10^6$ 范围之内。

3.5 设计成本模型

由式 (3-8) 可见，风轮的功率与风轮直径的平方成正比。而风轮质量与风轮直径的立方成正比。风轮直径越大，成本越高，但获得的能量越多。多大容量的风力发电机组其发电成本最少，这是个值得研究的问题。根据实践，可用一个成本模型来研究成本问题。

1. 成本模型

首先选一个风力发电机组作为基准，其各部件的成本是已知的，在结构相同的情况下，改变设计参数，则部件尺寸和质量发生变化。部件成本不会简单地与质量变化成正比，通常成本与质量的关系为

$$C(x) = C_B \left[\mu \frac{m(x)}{m_B} + (1 - \mu) \right] \quad (3-33)$$

式中 $C(x)$ ——部件成本；

$m(x)$ ——部件质量；

x ——设计参数；

C_B ——成本的基准值；

m_B ——质量的基准值；

μ ——随质量变化的比例系数。

在产品开发的初期阶段，选择 μ 值具有一定局限性，应根据丰富的经验选择 μ 值，一般基于相似关系按比例得到，通常可取 0.7~0.9。

2. 成本模型实例

选用某风轮直径 60m、1.5MW 的风力发电机组作为基准风力机，表 3-1 给出了各部件成本占总成本的百分比。

表 3-1 1.5MW、60m 直径风力发电机组各部分价格百分比

部 件	占总成本的百分比 (%)	部 件	占总成本的百分比 (%)
叶 片	18.3	塔 架	17.5
轮 毂	2.5	制动系统	1.7
主 轴	4.2	地 基	4.2
齿 轮 箱	12.5	安 装	2.1
发 电 机	7.5	运 输	2.0
机 舱	10.8	电网连接	8.3
偏航系统	4.2	总 成 本	100
控 制 器	4.2		

其他直径风力发电机组的结构尺寸是根据基准机型将部件结构尺寸按相同比例缩放得到的（不包括齿轮箱、发电机、电网连接、控制器）。为保证叶片空气动力性能良好，在给定风速 v 下叶尖速比 λ 值不变 ($\lambda = \pi Dn/v$)，从而风轮直径 D 和风轮转速 n 成反比例。遵守此反比例关系，则各机组的设计均可在相同额定风速下达到额定功率，因此额定功率正比于风轮直径的平方。

风轮转矩通过低速轴（主轴）传递给齿轮增速箱。齿轮箱根据风轮转矩 M 设计， $M = 9550P_s/n$ ， M 单位为 $N \cdot m$ ， P_s 单位为 kW ，风轮转速 n 单位为 r/min ，由叶尖速比公式，当 λ 、 v 一定，则要求 $Dn = \text{定值}$ ，故 n 与 $1/D$ 成正比，所以风轮转矩 M 与风轮直径 D 的立方成正比，也就是主轴以及齿轮箱的质量均与风轮直径的立方成正比。那么除了发电机、控制器和电网连接以外，风轮直径为 D 的风力机成本为

$$C_1(D) = 0.8C_T(60) \left[\mu \left(\frac{D}{60} \right)^3 + (1 - \mu) \right] \quad (3-34)$$

式中 $C_T(60)$ ——基准风力机的总成本。

由表 3-1 可知, 发电机、控制器和电网连接占总成本的 20%, 去掉这 20%, 基准风力机的成本变成 $0.8C_T(60)$ 。

发电机是根据额定功率设计的, 发电机的额定功率和电网连接均与风轮直径的平方成正比。假设式 (3-33) 适合这些部件成本的计算, 但质量比 $m(x)/m_B$ 可用直径的平方比替换, 则发电机和并网设备的成本为

$$C_2(D) = 0.158C_T(60) \left[\mu \left(\frac{D}{60} \right)^2 + (1 - \mu) \right] \quad (3-35)$$

式 (3-35) 中的 0.158 是由发电机和并网成本占总成本的 15.8% (见表 3-1) 得来的。

假设控制器的成本仍占总成本的 4.2% (见表 3-1), 则新的风力发电机的总成本 $C_T(D)$ 是新的风轮直径 D 的函数。即

$$C_T(D) = C_T(60) \left\{ 0.8 \left[\mu \left(\frac{D}{60} \right)^3 + (1 - \mu) \right] + 0.158 \left[\mu \left(\frac{D}{60} \right)^2 + (1 - \mu) \right] + 0.042 \right\} \quad (3-36)$$

若不考虑机组运行和维护费用, 电能成本可用上述的风力发电机组成本除以年发电量表示。即

$$Q = C_T(D)/E_y \quad (3-37)$$

式中 Q ——电能成本指数, 单位为元/ (kW · h/a);

E_y ——年发电量, 单位为 kW · h/a。

习 题

- 3-1 风力发电机组总体设计包括哪些内容?
- 3-2 风力发电机组总体设计参数有哪些?
- 3-3 风力发电机组的额定风速、切入风速、切出风速如何选取?
- 3-4 假设风力发电机组总效率为 0.45, 额定风速为 12m/s, 空气密度取 1.225kg/m^3 , 那么, 3MW 风力发电机组的风轮直径是多少?
- 3-5 风力发电机组总体布局有哪几种? 试设计一种新的布局方案?
- 3-6 风力发电机组部件集成化有哪些优势? 试举两个部件集成化的实例。
- 3-7 整体校核计算的内容是什么? 作用是什么?
- 3-8 如何开展模型实验? 相似条件有哪些?
- 3-9 风力发电机组成本如何估计? 其中比例系数 μ 如何选取?
- 3-10 分析比较国内外 5MW 以上风力发电机组总体设计特点。

第 4 章 风轮与叶片设计

本章主要介绍风轮与叶片的设计问题。包括概述、风轮的载荷设计计算、叶片的气动设计、轮毂的结构设计与载荷分析，以及叶片的设计软件介绍。

4.1 概述

风轮是风力发电机组的关键部件之一。风轮的作用是把风的动能转换成风轮的旋转机械能。这个二次能量可以用不同的方式加以利用，如发电、提水、制热或其他可能的能量转换方式等。风轮应尽可能设计得最佳，以提高其能量转换效率。

风轮之所以能从风中获得能量，是因为它能使经过风轮扫掠面积内的风速降低到一定程度。静止状态的风轮和以非常高的转速旋转的风轮都不会产生功率；在这两种极端情况之间，有一个使风力发电机组获得最大功率的转速。

风轮一般由一个、两个或两个以上几何形状一样的叶片和一个轮毂组成。风力发电机组的空气动力特性取决于风轮的几何形式。风轮的几何形式取决于叶片数、叶片的弦长、扭角、相对厚度分布以及叶片所用翼型空气动力特性等。

风轮的设计是一个多学科的问题，它涉及空气动力学、机械学、气象学、结构动力学、控制技术、风载荷特性、材料疲劳特性、试验测试技术等多方面的知识。

风轮的功率大小取决于风轮直径，对于风力发电机组来说，追求的目标是最经济的发电成本。

由于风轮的噪声与风轮转速直接相关，大型风力发电机组应尽量降低风轮转速。因为当叶尖线速度达到 $70\sim 80\text{m/s}$ 时，会产生很高的噪声。在风轮转速确定的情况下，可以改变叶片空气动力外形来降低噪声，如改变叶尖形状、降低叶尖载荷等。

风轮的费用占风力发电机组总造价的 $20\%\sim 30\%$ ，而且它至少应该具有 20 年的设计寿命。除了空气动力设计外，还应确定叶片数、叶片结构和轮毂形式。

4.1.1 叶片的基本概念

叶片的几何参数如下：

1. 叶片长度

叶片径向方向上的最大长度称为叶片长度，如图 4-1 所示。

2. 叶片面积

叶片面积通常理解为叶片旋转平面上的投影面积。

3. 叶片弦长

叶片径向各剖面翼型的弦长称为叶片弦长。叶片根部剖面的翼型弦长称根弦，叶片尖部剖面的翼型弦长称尖弦。

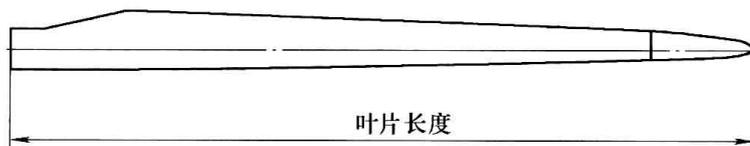


图 4-1 叶片长度

叶片弦长分布可以采用最优设计方法确定，但从制造和经济角度考虑，叶片的弦长分布一般根据叶片结构强度设计要求对最优化设计结果作一定的修正。根据对不同弦长分布的计算，梯形分布可以作为最好的近似。

4. 叶片扭角

叶片各剖面弦线和风轮旋转平面的夹角称为叶片扭角，如图 4-2 所示。

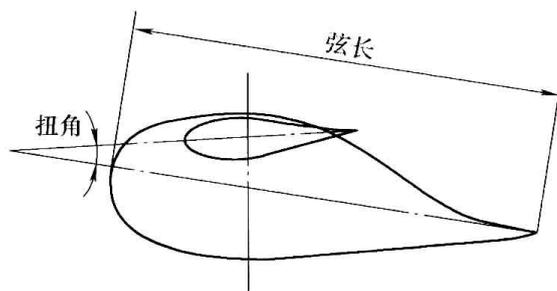


图 4-2 叶片弦长、扭角示意图

4.1.2 风轮的几何参数

1. 叶片数

风轮的叶片数取决于风轮尖速比。一般来说，要得到很大的输出转矩就需要较大的叶片实度，如美国早期的多叶片风力提水机。现代风力发电机组实度较小，一般只需要 1~3 个叶片。

叶片数多的风力发电机组在低尖速比运行时有较高的风能利用系数，有较大的转矩，而且起动风速低，因此适用于提水。而叶片数少的风力发电机组则在高尖速比运行时有较高的风能利用系数，但起动风速高，因此适用于风力发电。

从经济角度考虑，1~2 叶片风轮比较合适，但 3 叶片风轮的平衡简单，风轮的动态载荷小。2 叶片风轮也有其优点，风轮实度小，转速高。假如 3 叶片风轮也要达到这样的高转速，每个叶片的弦长很小，从结构上来说可能无法实现。

根据美国波音公司的研究结论：2 叶片风轮的动态载荷比 3 叶片风轮的动态载荷大得多。3 叶片使风力发电机组系统运行平稳，基本上消除了系统的周期载荷，输出稳定的转矩。

如果说 2 叶片风轮的动态载荷比较大，那么单叶片风轮的动态载荷会更突出。虽然单叶片节省了材料，齿轮箱和发电机的费用降低，但由于解决结构振动问题所支出的费用增加，使得它的优点并不突出。

对于大型风力发电机组来说，从 1 叶片到 3 叶片的风轮都有。3 叶片风轮通常能提供最佳的效率，另外 3 叶片风轮从审美的角度来说更令人满意。3 叶片风轮的受力平衡好，轮毂可以简单些。

与 3 叶片风轮相比，2 叶片风轮噪声大，运转不平稳，成本高。

单叶片风轮通常比 2 叶片风轮效率低 6%。如果从经济性角度考虑，叶片数越少，机组成本越低；尽管叶片少了，自然降低了叶片的费用，但这是有代价的。由于风轮动力学平衡的需要，单叶片风轮需要增加相应的配重和空气动力平衡措施，并且对结构动力学的振动控制要求非常高，影响其价格因素主要是其昂贵的振动控制技术。

单叶片和2叶片风轮的轮毂通常比较复杂，为了限制风轮旋转过程中的载荷波动，轮毂具有跷跷板的特性（即采用柔性轮毂）。风轮连接在轮毂上，允许风轮在旋转平面内向后或向前倾斜几度，这样可以明显地减少由于阵风和风剪切在叶片上产生的载荷。

2. 风轮直径

风轮直径是指风轮在旋转平面上的投影圆的直径，如图4-3所示。风轮直径的大小与风轮的功率直接相关。

3. 轮毂高度

轮毂高度是指风轮旋转中心到基础平面的垂直距离，如图4-3所示。从理论上讲，轮毂高度越高越好。根据风剪切特性，离地面高度越高，风速越高，风速梯度影响越小，这样在实际运行过程中，作用在风轮上的波动载荷越小，可以提高机组的疲劳寿命。但从实际经济意义考虑，轮毂高度不可能太高，否则不但塔架成本太高，安装难度及成本也大幅度提高。一般轮毂高度与风轮直径接近。

4. 风轮扫掠面积

风轮扫掠面积是指风轮在旋转平面上的投影面积。

5. 风轮锥角

风轮锥角是指叶片相对于和旋转轴垂直的平面的倾斜度，如图4-4所示。锥角的作用是在风轮运行状态下减少离心力引起的叶片弯曲应力和防止叶尖和塔架碰撞的机会。

6. 风轮仰角

风轮的仰角是指风轮的旋转轴线和水平面的夹角，如图4-4所示。仰角的作用是避免叶尖和塔架的碰撞。

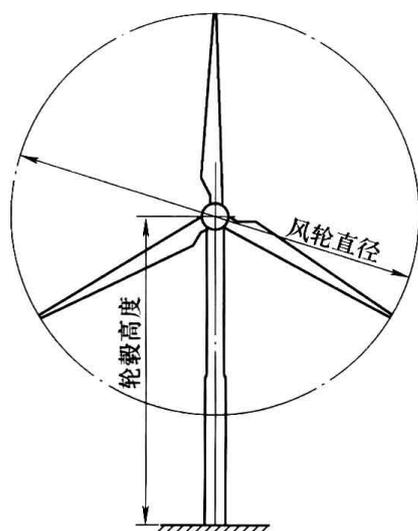


图4-3 风轮直径和轮毂高度

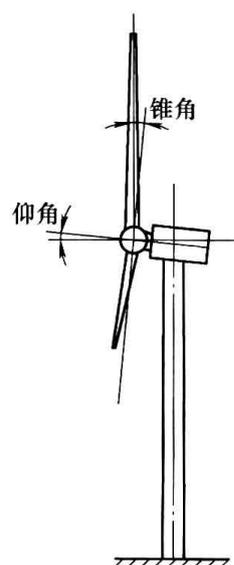


图4-4 风轮仰角和风轮锥角

7. 风轮偏航角

风轮偏航角是指风轮旋转轴线和风向在水平面上投影的夹角。偏航角可以起到调速和限速的作用，但在大型风力发电机组中一般不采用这种方式。

8. 风轮实度

风轮实度是指叶片在风轮旋转平面上投影面积的总和与风轮扫掠面积的比值，实度大小与尖速比相关，实度大的风轮尖速比较低，实度小的风轮尖速比较高。

4.1.3 风轮的物理特性

1. 风轮转速

风轮在风的作用下旋转，旋转速度用 n 表示。

2. 风轮尖速比

风轮尖速比是风轮的一个重要参数，它指的是风轮叶片叶尖线速度与来流风速的比值。尖速比用下式表示，即

$$\lambda = \frac{2\pi nR}{60v} \quad (4-1)$$

式中 n ——风轮转速，单位为 r/min；

R ——风轮半径，单位为 m；

v ——风速，单位为 m/s。

3. 风轮轴功率

风轮轴功率大小是评价风轮气动特性优劣的主要参数。它取决于风的能量和风轮的风能利用系数，即风轮的气动效率。

(1) 风的能量 单位质量流量的空气动能为 $\rho v^2/2$ ，因此单位面积的风能为

$$E/A_d = \rho v^3/2 \quad (4-2)$$

式中 ρ ——空气密度，单位为 kg/m³；

A_d ——风轮扫掠面积，单位为 m²。

(2) 风能利用系数 C_p 风能利用系数是评定风轮气动特性优劣的主要参数。风的能量只有部分可被风轮吸收成为机械能，因此风能利用系数定义为

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho v_1^3 A_d} \quad (4-3)$$

式中 P ——实际得到的输出功率，单位为 W；

v_1 ——未扰动的风速，单位为 m/s。

而

$$P = \Omega M \quad (4-4)$$

式中 Ω ——风轮转动角速度，单位为 rad/s；

M ——风轮转矩，单位为 N·m。

不同类型的风轮，其风能利用系数是不同的，并网型风力发电机组的风能利用系数都在 0.4 以上。

4.2 风轮的载荷设计计算

4.2.1 作用在风轮上的力和力矩

1. 翼型的受力示意图

翼型空气动力特性好坏直接影响风力发电机组的性能。以前风轮叶片常采用飞机翼型，当前也有专用于风力发电机组的专用翼型。风轮工作条件和飞机有较大区别：一方面风轮叶片工作时，其攻角变化范围大；另一方面风轮叶片是在低雷诺数情况下工作的。在设计风力

发电机组时，总希望得到高的风能利用系数，使风轮的能量损失尽可能小，此时即阻力尽可能地小，要求选择的翼型具有高的升力系数。从飞机机翼理论中知道升阻比 (C_L/C_D) 的概念，一般流线翼型的升阻比在 150~170 之间，某些特殊翼型的理论升阻比可达到 400 左右。一般来说，随着雷诺数增加，翼型升阻比越高。

近年来，采用新翼型制造的叶片不多，主要是由于新翼型的开发研制投入比较大。设计者通常都比较保守，采用具有公开数据而性能优良的翼型是比较明智的选择，如选用 NACA632xx、NACA634xx 系列低阻层流翼型等。失速计算不准确是限制翼型选择的另一个因素。

应根据以下规则选择翼型：对于低速风轮，由于叶片数较多，不需要特殊的翼型升阻比；对于高速风轮，由于叶片数较少，应当选用在很宽的风速范围内具有较高升阻比和平稳失速特性的翼型，对粗糙度不敏感，以便获得较高的功率系数；另外要求翼型的气动噪声低。

事实上，不仅仅是翼型，所有置于均匀气流中的物体都受到一个力的作用，而该力的方向一般与来流的方向不同。这一点很关键，它解释了为什么升力分量垂直于来流，另一部分阻力分量平行于来流。

作用在翼型上的力的物理机理是由于环绕翼型型面流体流速的变化。如图 4-5 所示，上翼型面流速比下翼型面高，结果上翼型面压力低于下翼型面压力，于是产生了气动力 R 。气动力 R 可以分解为一个平行于来流的阻力分量 D 和一个垂直于来流的升力分量 L 。升阻力不但与来流的速度有关，还与它的角度（攻角）有关。

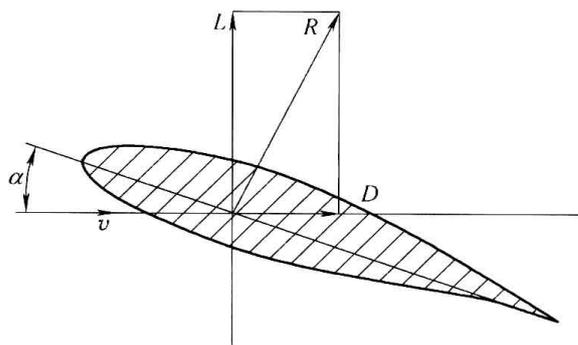


图 4-5 翼型剖面受力图

在描述不同翼型的升阻特性时，常常用无量纲的升力系数和阻力系数作基准，它们的定义如下：

升力系数为

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho v_1^2 A_b} \quad (4-5)$$

阻力系数为

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho v_1^2 A_b} \quad (4-6)$$

式中 ρ ——空气密度，单位为 kg/m^3 ；

v_1 ——未扰动来流风速，单位为 m/s ；

A_b ——叶片投影面积，单位为 m^2 。

翼型的升力系数和阻力系数是在风洞中测试而获得的。这些数据是二维的，在实际使用时要进行三维修正。图 4-6 和图 4-7 所示为翼型升力曲线和阻力曲线的示意图。

2. 叶素受力示意图

图 4-8 所示为风轮叶片剖面叶素不考虑诱导速度情况下的受力分析。在叶片局部剖面上， w 是来流速度 v 和局部线速度 u 的矢量和。速度 w 在叶片局部剖面上产生升力 dL 和阻力 dD ，把 dL 和 dD 分解到平行和垂直风轮旋转平面上，即为风轮的轴向推力 dF_n 和旋转切向力 dF_t 。

轴向推力作用在风力发电机组塔架上，旋转切向力产生有用的旋转力矩，驱动风轮转动。

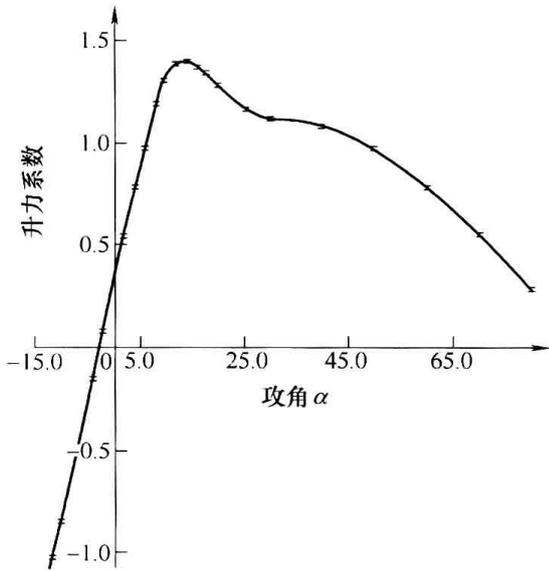


图 4-6 翼型升力系数曲线

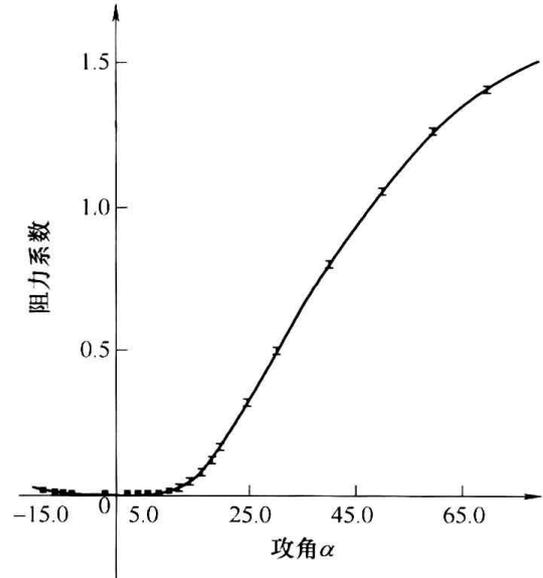


图 4-7 翼型阻力系数曲线

图 4-8 中的几何关系式如下

$$w = v + u \tag{4-7}$$

$$\phi = \beta + \alpha \tag{4-8}$$

$$dF_n = dD \sin \phi + dL \cos \phi \tag{4-9}$$

$$dF_t = dL \sin \phi - dD \cos \phi \tag{4-10}$$

$$dM = r dF_t = r(dL \sin \phi - dD \cos \phi) \tag{4-11}$$

作用在风轮叶片上的力和力矩，可以由作用在风轮叶片各剖面叶素上的力和力矩积分来确定。

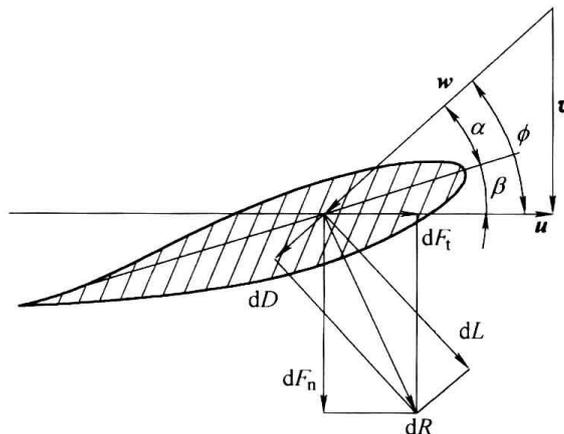


图 4-8 叶素受力图

4.2.2 叶片载荷

叶片载荷来自风轮运行时的各种风况。叶片所承受的最大载荷在设计时已给出，各种风况下的受力分析对叶片安全是十分重要的。静态和动态载荷是不同的。为了简化计算，下面

对各种载荷的基本情况进行论述。

1. 静载荷

(1) 最大受力 50 年一遇的最大阵风作为最大静载荷值，此时，风轮处于迎风状态，风力发电机组处于安全制动状态；失速型风轮叶片处于初始安装角位置，变桨距风轮叶片从安装角处于升力最大值时很快顺桨。

(2) 最大弯矩 当重力和气动力在同一方向上时产生最大弯矩。

(3) 最大转矩 当最大阵风时产生最大转矩。

2. 动载荷

- 1) 由阵风频谱的变化引起的受力变化。
- 2) 风剪切影响引起的叶片动载荷。
- 3) 偏航过程引起的叶片上作用力的变化。
- 4) 弯曲力矩变化，由于自重及升力产生的弯曲变形。
- 5) 在最大转速下，机械、空气动力制动，风轮制动的情况下。
- 6) 电网周期性变化。

离心力载荷与弯曲力矩相比相差较大，分析时几乎可以略去。

4.2.3 叶片的受力分析

当风吹在风力机上，叶轮受到的作用力为离心力、风压力、气动力矩、陀螺力矩、重力等。具体叶轮受力分析如图 4-9 所示。

1. 作用在叶片上的离心力 F_C

叶片绕风轮轴旋转时，有离心力作用在叶片上。离心力的方向是自旋转中心沿半径向外。在半径 r 处，从叶片上取长为 dr 的一个叶素（图 4-10），该叶素上的离心力为 dF_C ，且

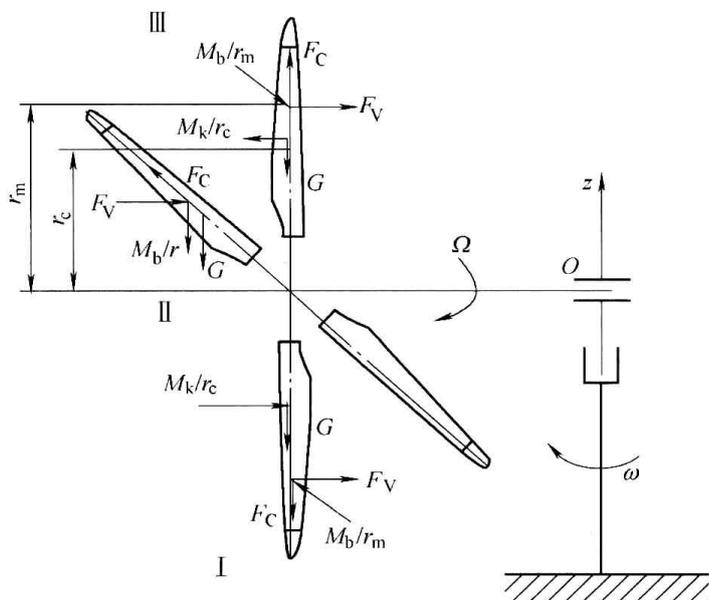


图 4-9 叶轮受力分析

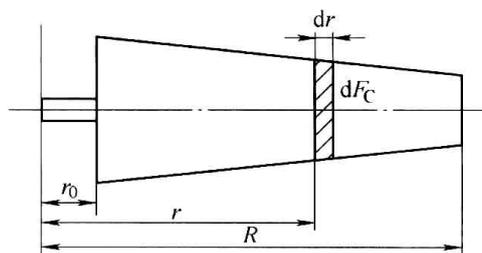


图 4-10 叶片上的离心力

$$dF_C = \rho_y \Omega^2 A_r r dr \tag{4-12}$$

式中 ρ_y ——叶片的密度，单位为 kg/m^3 ；

A_r ——叶素处的叶片截面积，单位为 m^2 ；

Ω ——风轮角速度，单位为 rad/s 。

则叶片的离心力为

$$F_C = \rho_y \Omega^2 \int_{r_0}^R A_r r dr \quad (4-13)$$

式中 r_0 ——叶片起始处的旋转半径；

R ——叶片结束处的旋转半径。

2. 作用在叶片上的风压力 F_V

风压力是作用在叶片上沿风速方向的气动力。风轮静止和转动时，风压力大小不相等。

从图 4-10 取出的叶素的弦长为 c ，叶素的面积 $dA = cdr$ ，则风轮静止时的风压力为

$$F_V = \frac{1}{2} \rho v^2 \int_{r_0}^R c C_D dr \quad (4-14)$$

设 F_V 的作用点距风轮轴距离为 r_m ，则有

$$r_m = \int_{r_0}^R r c C_D dr / \int_{r_0}^R c C_D dr \quad (4-15)$$

风轮转动时的风压力为

$$F_V = \frac{1}{2} \rho v^2 \int_{r_0}^R (1 + \cot^2 \phi) (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) cdr \quad (4-16)$$

$$r_m = \int_{r_0}^R (1 + \cot^2 \phi) (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) cr dr / \int_{r_0}^R (1 + \cot^2 \phi) (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) cdr \quad (4-17)$$

3. 作用在叶片上的气动力矩 M_b

M_b 是使风轮转动的力矩，可由下式求出，即

$$M_b = \frac{1}{2} \rho v^2 \int_{r_0}^R (1 + \cot^2 \phi) (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) cr dr \quad (4-18)$$

4. 作用在叶片上的陀螺力矩 M_k

M_k 是风轮对风调向时产生的惯性力矩。当风向改变时，风轮除以角速度 Ω 绕 Ox 轴转动外，还要以角速度 ω_w 绕 Oz 轴转动。在这一瞬间风轮以角速度 ω_1 绕 OC 轴转动（图 4-11）。

叶片的转动惯量 dJ 可按下式计算。即

$$dJ = \rho_y F r^2 dr \quad (4-19)$$

整个叶片的转动惯量为

$$J = \rho_y \int_{r_0}^R A_r r^2 dr \quad (4-20)$$

对风调向时，叶片可看成以角速度 ω_w 绕 Oz 轴转动的牵连运动、以 Ω 绕 Ox 轴转动的相对运动的复合运动，这时要产生柯氏加速度 a_k 。即

$$a_k = 2\omega_w \times V_r \quad (4-21)$$

其中

$$V_r = \Omega \rho_x = \lambda_0 \frac{\rho_x}{R} v$$

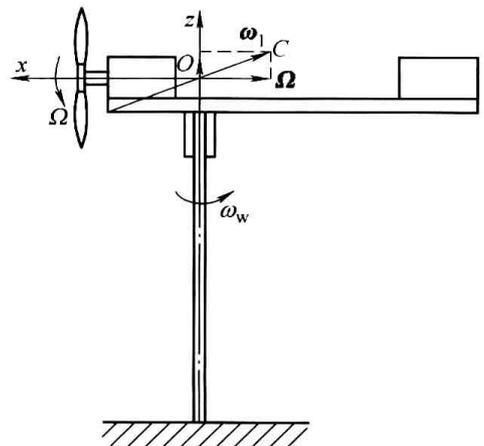


图 4-11 叶片上的柯氏加速度

因此
$$a_k = 2\omega\lambda_0 \frac{\rho_x}{R} v \sin\beta_r \quad (4-22)$$

这里的 $\rho_x = \sqrt{J/m}$ 是惯性半径, β_r 是 V_r 与 ω_w 的夹角。 a_k 的方向垂直于 ω_w 和 V_r 所在的平面, 指向为 V_r 以 ω_w 的转向再转 90° 。当叶片旋转到铅垂位置时, $\beta_r = 90^\circ$, 柯氏加速度达到最大值, $a_k = 2\omega_w\lambda_0\rho_x v/R$; 当叶片旋转到水平位置时, $\beta_r = 0^\circ$, $a_k = 0$ 。

由于柯氏加速度, 产生了柯氏角加速度 $\epsilon_k = a_k/\rho_x$ 。由动量矩定理知, 叶片受到惯性力矩 M_k 的作用, 这个力矩称为陀螺力矩, $M_k = J\epsilon_k$ 。

4.2.4 风轮的强度校核

风力机投入使用后, 最常见的故障是风轮叶片损坏。所以, 在风力发电机投入使用前需要对叶轮进行强度校核。

1. 在载荷下运转时叶片强度的计算

这时, 叶片受离心力 F_c 、重力 G 、风压力 F_v 和气动力矩 M_b 的作用, 对风调向时还受陀螺力矩 M_k 的作用。图 4-9 所示为三种位置时叶片的受力情况。

(1) 铅垂位置时叶片轴强度的计算 叶片轴在图 4-9 中的位置 III 最危险, 此时叶片轴根部的最大正应力为

$$\sigma_{\max} = \sqrt{(F_v r_m + M_k)^2 + M_b^2} / W + (F_c + G) / A \quad (4-23)$$

式中 W ——叶片轴根部的抗弯截面系数, 单位为 m^3 ;

A ——叶片轴根部的截面积, 单位为 m^2 。

(2) 水平位置时叶片轴强度的计算 由图 4-9 位置 II 可得出叶片轴根部最大正应力为

$$\sigma_{\max} = \sqrt{(M_b + Gr_c)^2 + (F_v r_m)^2} / W + F_c / A \quad (4-24)$$

2. 无载荷运转时叶片轴强度的计算

这时, 作用在叶片上的气动力矩近似为零, 且离心力 F_c 比有载荷时大得多。在相同风速下, 空载时叶轮的转速比额定载荷下的转速高 50%, 离心力增大 1.25 倍, 叶片很容易损坏。为此, 应设置限速装置。

3. 叶轮停转时叶片轴强度的计算

当风速超过风力发电机停机风速时, 应让叶轮停转。这时, 叶片只受风压力 F_v 和重力 G 的作用。

4.3 叶片的气动设计

4.3.1 风力机的性能指标

1. 风轮输出功率

风的动能与速度的平方成正比。当一个物体使空气速度变慢时, 空气中的动能部分转变成物体上的压力能。整个物体上的压力就是作用在这个物体上的力。功率是力和速度的乘积, 这也可用于风轮的功率计算。因风力与速度的平方成正比, 所以风的功率与速度的三次方成正比。如果风速增加 1 倍, 风的功率便增加为原来功率的 8 倍。这在风力机中是一个极

为重要的概念。风力机的风轮是从空气中吸收能量的，而不是像飞机螺旋桨那样，把能量投入空中去。所以当风速加 1 倍时，风轮从气流中吸收能量要增加为原来的 8 倍。当风速增大 3 倍时，吸收的能量增大到原来能量的 27 倍。在确定风力机的安装位置和选择风力机型号时，都必须考虑这个因素。

可以利用下述的公式表示风力机风轮从风中吸收的功率。即

$$P = \frac{1}{2} C_p A_d \rho v_1^3 \tag{4-25}$$

式中 P ——风轮输出功率，单位为 W；

C_p ——风能利用系数；

A_d ——风轮扫掠过的面积，单位为 m^2 ；

ρ ——空气密度，单位为 kg/m^3 ；

v_1 ——风速，单位为 m/s 。

当空气遇到一个固体物，就会产生绕流，正如气流绕过汽车运动一样。当空气接近一个部分实度的物体，如旋转的风轮时，有部分空气从其周围流过，风轮从通过它的气流中吸收功率，并使之减速。图 4-12 所示为风力机风轮前方的气流是怎样通过风轮的。开始时，流管小于风轮直径，风朝向风轮方向，流管逐渐增大，到风轮处，和风轮一样大，这时，风轮从风中吸收部分气流功率，这个功率除以一个和风轮同样大小的圆盘上通过的未扰动空气的功率，叫做风轮的功率因子，即风轮的风能利用系数，用 C_p 表示。因为有部分空气从风轮旁边流走，所以效率总是小于 1。

根据物理学原理，贝兹已证明了通过风力机的最大效率不会超过 59.3%。当然，这是对没有叶尖端板的水平轴风力机而言的。如果在风轮周围放一个锥形罩，风轮效率可能大于 59.3%。图 4-13 所示为几种典型风轮的风能利用系数 C_p 。2 叶片的风轮旋转速度快， C_p 值高，尖速比 5 或 6 时 C_p 值可达 0.47。同样地，达里厄式风轮在尖速比为 6 时， C_p 最大值约为 0.35。在理想的情况下，设计很好的叶片，风轮吸收的功率也达不到 59.3%。另外，齿轮箱、传动链、发电机均有机械损失或电气损失，这些因素降低了风力机的实际效率。

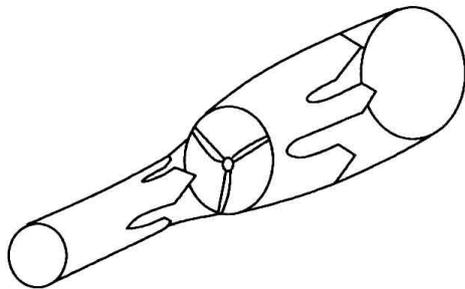


图 4-12 风轮前后气流流态

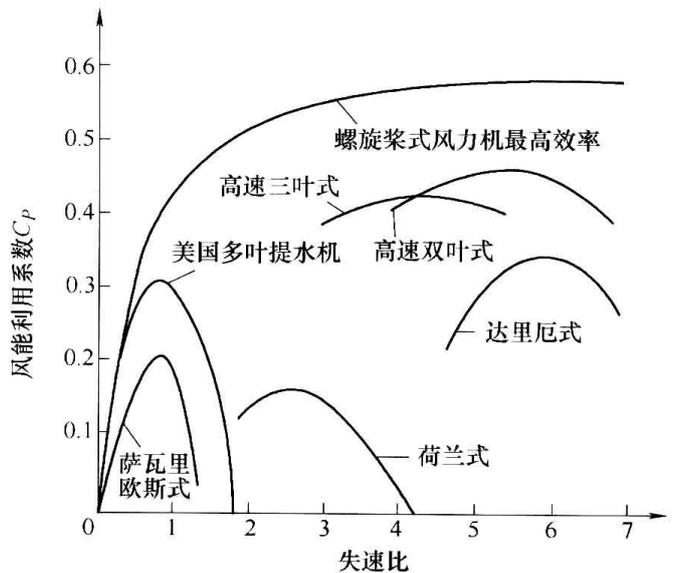


图 4-13 几种典型风轮的风能利用系数 C_p

通过温度计和气压计测试出实验地点的环境温度和大气压，由下式计算出空气密度，即

$$\rho = \frac{352.99}{(273+t)} \frac{p_h}{101325} \quad (4-26)$$

式中 p_h ——当地大气压力，单位为 Pa；

t ——温度，单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。

风轮扫掠过的面积 A 和风速可直接测量。所以，根据前面的公式可以计算出风轮的输出功率。

2. 风能利用系数

风力机从自然风中得到的能量百分比，称为风能利用系数（Rotor Power Coefficient），其定义见式（4-3）。

式（4-3）中，分母表示通过风轮旋转面在无制动量情况下空气提供的全部风能。

作用在气体上的力为

$$F = (p_d^+ - p_d^-)A_d = 2\rho A_d v_1^2 a(1-a) \quad (4-27)$$

式中 a ——轴向诱导因子。

该作用力对制动盘所做的功为 Fv_d ，因此气体输出功率为

$$P = Fv_d = 2\rho A_d v_1^3 a(1-a)^2 \quad (4-28)$$

而由式（4-3）可得

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad (4-29)$$

3. 尖速比

表示风力机性能的数值称为 TSR（Tip Speed Ratio），它定义为风力机叶片叶尖速度和风速的比值，称为叶尖速度比（或高速性能系数），简称尖速比。叶尖速度比定义见式（4-1）。

4. 推力系数

由压力降产生的作用于制动盘的作用力被量纲为一化后得出推力系数 C_T 的定义为

$$C_T = \frac{F}{\frac{1}{2}\rho v_1^2 A_d} \quad (4-30)$$

$$C_T = 4a(1-a) \quad (4-31)$$

风能利用系数和推力系数随 a 的变化曲线如图 4-14 所示。

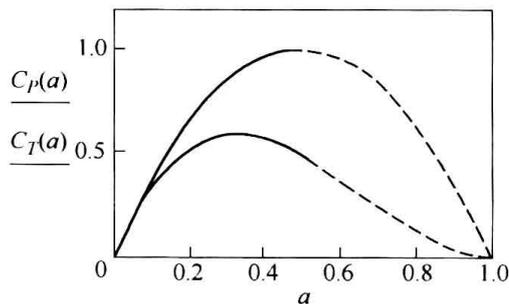


图 4-14 C_p 和 C_T 随 a 的变化曲线

4.3.2 风力机的空气动力学设计

1. 风轮空气动力学的几何定义

- (1) 风轮轴 风轮旋转运动的轴线。
- (2) 旋转平面 与风轮轴垂直，叶片在其旋转的平面。
- (3) 叶片轴 即叶片纵向轴，绕此轴可以改变叶片相对于旋转平面的偏转角。
- (4) 在半径 r 处的叶片截面 叶片与半径为 r 并以风轮轴为轴线的圆柱相交的截面。
- (5) 安装角 在半径 r_0 处翼型的弦线与旋转面的夹角。

2. 翼型的确定

在设计风轮叶片时，必须事先选择好翼型。表 4-1 给出了各种翼型的位置和纵坐标。表

4-1 中的数据是对弦长的百分比。如果设计者确定了弦长，就可通过简单的计算作出正确的翼型图。

下面以 NACA4412 翼型为例。因表 4-1 中的每个数值是对弦长的百分比，现在翼型弦长假设为 100cm，只要将 NACA4412 的数值乘上 100 就可得到相应的数据。

为了作图，准备好坐标纸。首先在坐标纸的中央画一条等于弦长的水平线。然后，以这条线的左端（前缘）为零点，向右侧标出各点的位置。在每个位置的上面和下面的尺寸是各自距水平线的距离，负值点在中心线的下面。

表 4-1 各种翼型的位置和纵坐标 (%)

翼型	Clark Y		St. CYR234		NACA0012		NACA4412		NACA4418		FX72-MS-150B	
	上面	下面	上面	下面	上面	下面	上面	下面	上面	下面	上面	下面
0.00	3.50	3.50	6.42	6.42	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1.25	5.45	1.93	9.55	3.75	1.89	-1.89	4.44	-1.43	3.76	-4.11	4.77	-1.37
4.50	6.50	1.47	11.00	4.70	4.62	-4.62	3.39	-1.95	5.00	-4.99	3.44	-1.80
5.00	7.90	0.93	14.70	1.40	3.56	-3.56	4.73	-4.49	6.75	4.06	4.81	-4.48
7.50	8.85	0.63	13.80	0.85	4.20	-4.20	5.76	-4.74	8.06	-4.67	5.46	-4.76
10.00	9.60	0.42	14.60	0.50	4.68	-4.68	6.59	-4.86	9.11	-5.06	6.59	-3.26
20.00	11.36	0.03	16.20	0.20	5.74	-5.74	8.80	-4.74	11.72	-5.56	8.33	-3.75
30.00	11.70	0.00	16.55	0.65	6.00	-6.00	9.76	-4.26	14.76	-5.26	9.13	-3.39
40.00	11.40	0.00	16.10	1.10	5.80	-5.80	9.80	-1.80	14.70	-4.70	9.04	-4.55
50.00	10.52	0.00	15.20	1.35	5.29	-5.29	9.19	-1.40	11.85	-4.02	8.43	-1.42
60.00	9.15	0.00	13.30	1.90	4.56	-4.56	8.14	-1.00	10.44	-3.24	7.40	-0.30
70.00	7.35	0.00	10.80	1.35	3.66	-3.66	6.69	-0.65	8.55	-4.45	6.08	0.55
80.00	5.22	0.00	7.75	1.05	4.62	-4.62	4.89	-0.39	6.22	-1.67	4.05	1.07
90.00	4.80	0.00	4.00	0.50	1.45	-1.45	4.71	-0.22	3.46	-0.93	1.78	0.85
100.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	$L_R^{\text{①}}=1.5$				$L_R=1.58$		$L_R=1.58$		$L_R=3.56$			

① L_R 表示前缘半径。

表 4-1 最下面一行的 L_R 表示前缘半径，这个值也是对弦长的百分比。对 NACA4412 翼型， L_R 为 1.58。如弦长为 100cm，则前缘半径 $L_R=1.58$ cm。这样，利用曲线板和圆规就可描出此翼型曲线。

3. 风力机叶片的设计方法

这里介绍的叶片设计方法，是基于动量理论和叶素理论得出的。下面是基本原理。

(1) 动量理论 设 v_1 为来流风速， v 为流过风轮的风速， v_2 为风轮后很远处风速（图 4-15）。在风轮上 $r \sim r+dr$ 的环域内应用动量定理，则风作用在该环域上的轴向推力为

$$dF = (v_1 - v_2)\rho 2\pi r v dr \quad (4-32)$$

又由于风轮前后有压力差 $\Delta p = (p_d^+ - p_d^-)$ ，则轴向力又可用下式表示。即

$$dF = 2\pi r (p_d^+ - p_d^-) dr \quad (4-33)$$

利用伯努利方程式

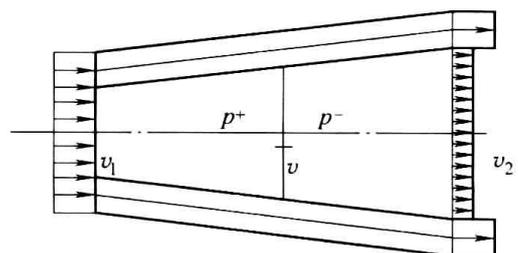


图 4-15 动量理论原理图

$$\frac{1}{2}\rho v_1^2 + p_\infty = \frac{1}{2}\rho v^2 + p_d^+ \quad (4-34)$$

$$\frac{1}{2}\rho v_2^2 + p_\infty = \frac{1}{2}\rho v^2 + p_d^- \quad (4-35)$$

将式(4-34)与式(4-35)相减并代入式(4-33), 则

$$dF = \rho\pi r(v_1^2 - v_2^2)dr \quad (4-36)$$

联立式(4-32)、式(4-36), 可得

$$v = (v_1 + v_2)/2 \quad (4-37)$$

引入轴向干扰因子 $k = v_2/v_1$, 则

$$v = (1+k)v_1/2 \quad (4-38)$$

$$dF = \rho\pi r v_1^2 (1-k^2)dr \quad (4-39)$$

气流经过风轮后, 除轴向速度会发生变化外, 还将产生与风轮转动方向相反的旋转角速度 ω , 因而作用在叶轮 $r \sim r+dr$ 环域上的转矩为

$$dM = \rho 2\pi v \omega r^3 dr \quad (4-40)$$

引入切向干扰因子

$$h = (\Omega + \omega)/\Omega$$

式中 Ω ——风轮的转速。

则

$$\omega = (h-1)\Omega$$

ω 比较小时, 可认为式(4-40)依然成立。那么, 转矩表达式可写成

$$dM = \rho\pi v_1 \Omega r^3 (1+k)(h-1)dr \quad (4-41)$$

从而可知, 在 $r \sim r+dr$ 环域上, 气流所提供的功率为

$$dP = \Omega dM = \rho\pi v_1 \Omega^2 r^3 (1+k)(h-1)dr \quad (4-42)$$

(2) 叶素理论 在风轮旋转平面内, 轴向风速为 $v = (1+k)v_1/2$, 气流相对于叶片的角速度为

$$\Omega + (\omega/2) = (1+h)\Omega/2$$

则在垂直于叶片展向的截面上, 气流速度三角形及翼型受力方向如图4-16所示。

设 $\lambda_0 = \Omega r/v_1$, 则

$$\cot\phi = \lambda \frac{1+h}{1+k} \quad (4-43)$$

由于升力和阻力为

$$dL = \frac{1}{2}\rho\omega^2 C_L dr \quad (4-44)$$

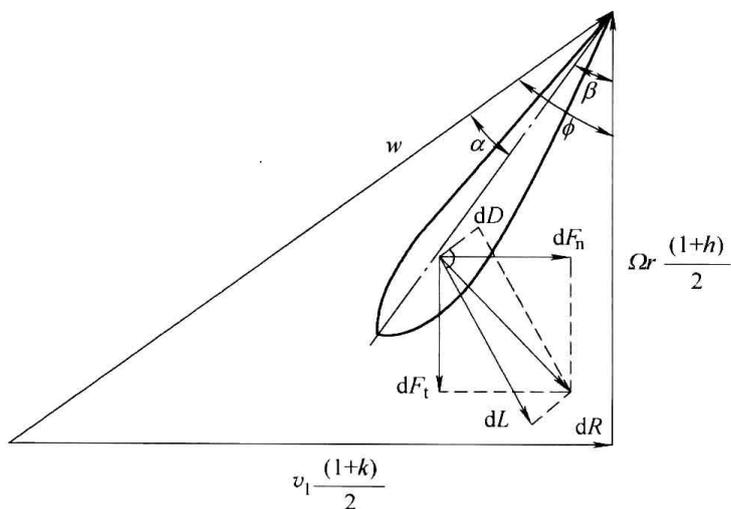


图4-16 叶素受力图

$$dD = \frac{1}{2}\rho\omega^2 C_D dr \quad (4-45)$$

可知

$$dF_t = dL \sin\phi - dD \cos\phi = \frac{1}{2}\rho\omega^2 dr (C_L \sin\phi - C_D \cos\phi) \quad (4-46)$$

$$dF_n = dL\cos\phi + dD\sin\phi = \frac{1}{2}\rho c\omega^2 dr(C_L\cos\phi + C_D\sin\phi) \quad (4-47)$$

假设 $\tan\epsilon = C_D/C_L$ ，则

$$dF_t = \frac{1}{2}\rho c\omega^2 C_L \frac{\sin(\phi - \epsilon)}{\cos\epsilon} dr \quad (4-48)$$

$$dF_n = \frac{1}{2}\rho c\omega^2 C_L \frac{\cos(\phi - \epsilon)}{\cos\epsilon} dr \quad (4-49)$$

那么，在叶片上的 $r \sim r + dr$ 环域内，气流所产生的轴向推力和转矩分别为：

$$dF = NdF_n = \frac{1}{2}N\rho c\omega^2 C_L \frac{\cos(\phi - \epsilon)}{\cos\epsilon} dr \quad (4-50)$$

式中 c ——弦长；

N ——风轮叶片数。

ω ——合成速度， $\omega = v_1(1+k)/(2\sin\phi) = \Omega r(1+h)/(2\cos\phi)$

$$\begin{aligned} dM &= Nr dF_t = \frac{1}{2}\rho Ncr\omega^2 C_L \frac{\sin(\phi - \epsilon)}{\cos\epsilon} dr \\ &= \frac{1}{2}\rho Ncr[v_1(1+k)/(2\sin\phi)] \cdot [\Omega r(1+h)/(2\cos\phi)] C_L \left[\frac{\sin(\phi - \epsilon)}{\cos\epsilon}\right] dr \quad (4-51) \\ &= \frac{1}{8}\rho NcC_L [v_1(1+k)/\sin\phi] [\Omega^2 r^2(1+h)/\cos\phi] [\sin(\phi - \epsilon)/\cos\epsilon] dr \end{aligned}$$

4. 叶片设计

由式 (4-39) 和式 (4-50) 可有

$$dF = \rho\pi r v_1^2 (1-k^2) dr = \frac{1}{2}N\rho c\omega^2 C_L \frac{\cos(\phi - \epsilon)}{\cos\epsilon} dr$$

即：

$$\begin{aligned} &\pi r v_1^2 (1-k^2) \\ &= \frac{1}{2}Nc\omega^2 C_L \frac{\cos(\phi - \epsilon)}{\cos\epsilon} \\ &= \frac{1}{2}Nc[v_1(1+k)/(2\sin\phi)]^2 C_L \frac{\cos(\phi - \epsilon)}{\cos\epsilon} \\ &= \frac{1}{8}NcC_L \frac{v_1^2(1+k)^2 \cos(\phi - \epsilon)}{\sin^2\phi \cos\epsilon} \end{aligned}$$

从而可以得到：

$$C_L Nc = [8\pi r(1-k)\cos\epsilon \sin^2\phi] / [(1+k)\cos(\phi - \epsilon)] \quad (4-52)$$

由式 (4-41) 和式 (4-51) 得

$$C_L Nc = [8\pi r(h-1)\sin\phi \cos\phi \cos\epsilon] / [(h+1)\sin(\phi - \epsilon)] \quad (4-53)$$

以上两式又可写成

$$G = (1-k)/(1+k) = [C_L Nc \cos(\phi - \epsilon)] / [8\pi r \sin^2\phi \cos\epsilon] \quad (4-54)$$

$$E = (h-1)/(h+1) = [C_L Nc \sin(\phi - \epsilon)] / [4\pi r \cos\epsilon \sin 2\phi] \quad (4-55)$$

那么

$$G/E = \operatorname{ctg}(\phi - \epsilon) \operatorname{ctg}\phi \quad (4-56)$$

在进行叶片优化设计时忽略阻力, 即 $\epsilon=0$, 则有

$$G/E = [(1-k)(h+1)]/[(1+k)(h-1)] = \operatorname{ctg}^2\phi = \lambda_0^2 [(h+1)/(1+k)]^2 \quad (4-57)$$

则得

$$h = \sqrt{1 + \frac{1-k^2}{\lambda_0^2}} \quad (4-58)$$

由式 (4-42), 风能利用系数为

$$C_p = dP/(\rho\pi r d r v_1^2) = \lambda_0^2 (1+k)(h-1)$$

将式 (4-58) 代入上式, 则

$$C_p = \lambda_0^2 (1+k) \left(\sqrt{1 + \frac{1-k^2}{\lambda_0^2}} - 1 \right) \quad (4-59)$$

从气动角度来看, 最佳叶片应满足在叶片各处 C_p 都达到最大值, 亦即对于给定的 λ_0 , 使 $\frac{dC_p}{d\lambda_0} = 0$

则有

$$4k^3 - 3k(\lambda^2 + 1) + \lambda_0^2 + 1 = 0 \quad (4-60)$$

为了求解上式, 可令

$$k = \sqrt{\lambda_0^2 + 1} \cos\Psi \quad (4-61)$$

将其代入上式, 并将各项除以 $(\lambda^2 + 1)^{3/2}$, 得

$$4\cos^3\Psi - 3\cos\Psi + \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 + 1}} = 0 \quad (4-62)$$

$$\cos 3\Psi = -\frac{1}{\sqrt{\lambda_0^2 + 1}} \quad (4-63)$$

$$\Psi = \frac{1}{3} \operatorname{arctg}\lambda_0 + \frac{\pi}{3} \quad (4-64)$$

这样, 若给定额定尖速比 λ_0 和攻角沿叶片径向的变化规律 $\alpha = \alpha(r)$, 则可利用上面一些公式进行优化设计。具体步骤如下:

- 1) 给出 r , 攻角 α 已知, C_L 也已知。
- 2) $\lambda_0 = \omega r / v_1$ 。
- 3) 由式 (4-64) 求出 Ψ 。
- 4) 由式 (4-61) 求出 k 。
- 5) 由式 (4-58) 求出 h 。
- 6) 由式 (4-43) 求出 ϕ 。
- 7) 叶素桨距角 $\beta = \phi - \alpha$ 。
- 8) 弦长 $c = [8\pi r (h-1) \cos\phi] / [NC_L (h+1)]$ 。

通过以上计算, 可得到沿叶片各径向位置 r 上的弦长 c 和叶素桨距角 β , 即可完成初步

优化设计。风力发电机组风轮叶片设计还需要对翼型、叶根、叶尖等进行气动优化设计和工艺优化设计。

4.3.3 叶片结构设计及制造

叶片是风力发电机组最关键的部件。在风力发电机组设计中，叶片外形的设计尤为重要，它涉及机组能否获得所希望的功率。

叶片的疲劳特性也十分突出，由于它要承受较大的风载荷，而且是在地球引力场中运行，重力变化相当复杂。以 600kW 风力发电机组为例，其额定转速大约为 27r/min，在 20 年寿命期内，大约转动 2×10^8 次，叶片由于自重而产生相同次数的弯矩变化。

对于复合材料叶片来说，每种复合材料或多或少存在疲劳特性问题，当它受到交变载荷时，会产生很高的载荷变化次数。如果材料所承受的载荷超过其相应的疲劳极限，它将限制材料的受力次数。当材料出现疲劳失效时，部件就会产生疲劳断裂。疲劳断裂通常从材料表面开始，然后是截面，最后到材料彻底破坏。

在叶片的结构强度设计中要充分考虑到所用材料的疲劳特性。首先要了解叶片所承受的力和力矩，以及在特定的运行条件下风载荷的情况。在受力最大的部位最危险，在这些地方载荷很容易达到材料承受极限。

叶片的质量完全取决于其结构形式。目前生产的叶片，多为轻型叶片，承载好而且很可靠。轻型结构叶片的优点如下：

- 1) 在变距时驱动质量小，在很小的叶片机构动力下产生很高的调节速度。
- 2) 减少风力发电机组总质量。
- 3) 风轮的机械制动力矩很小。
- 4) 周期振动弯矩由于自重减轻而很小。
- 5) 减少了材料成本。
- 6) 运费减少。
- 7) 便于安装。

轻型结构叶片的缺点如下：

- 1) 要求叶片结构必须可靠，制造费用高。
- 2) 所用材料成本高。
- 3) 风轮在阵风时反应敏感，因此，要求功率调节也要快。
- 4) 材料特性及载荷计算必须很准确，以免超载。

目前叶片多为玻璃纤维增强复合材料 (GRP)，基体材料为聚酯树脂或环氧树脂。环氧树脂比聚酯树脂强度高，材料疲劳特性好，且收缩变形小。聚酯材料较便宜，它在固化时收缩大，在叶片的连接处可能存在潜在的危险，即由于收缩变形在金属材料与玻璃钢之间可能产生裂纹。

水平轴风轮叶片一般近似为梯形，由于它的曲面外形复杂，仅外表面结构就需要很高的制造费用。使用复合材料可以改变这种状况，只是在模具制造工艺上要求高些。叶片的模具由叶片上、下表面的反切面样板成形，在模具中由手工成形复合材料叶片。

叶片结构设计有很多规则可供参考和选用，它可以根据风力发电机组及其具体安装使用地点的情况而定。下面列出的设计要求仅供参考，详细的要求可以参考 IEC 61400-1 《风力

发电机组 安全要求》标准和德国劳埃德船级社《风力发电机组认证规范》。

(1) 极限变形 由于复合材料的优良特性,大型风力发电机组风轮叶片结构设计首先考虑叶片的刚度是否满足使用要求,然后进行强度校核。因此叶片的极限变形极为重要:避免机组运行过程中与塔架碰撞,要限制叶片在最大设计风速时的极限变形;在叶片变距时,应考虑气弹载荷对变形的影响。

(2) 固有频率 叶片的固有频率直接影响机组的动态特性,激振频率应避开叶片的共振区,以便降低叶片的动应力,提高其使用寿命。重点应注意以下几个方面:叶片在挥舞、摆振和扭转方向上的固有频率,应避开转速激振频率;在计算叶片的固有频率时,应考虑轮毂的刚性;在叶片运行时,由于离心力场的作用,其固有频率会提高。

(3) 叶片轴线的位置 重心、刚性中心和轴心点的位置,在变桨距风力发电机组中应尽可能靠近叶片变距轴线(一般在 $1/4$ 弦长位置),会增加叶片气弹稳定性。

(4) 积水 在叶片内部可能会产生冷凝水,其他水分也可能通过适当的位置进入叶片内部。为了避免这些水分对叶片造成危害,必须排除叶片内部的水;可以在叶尖部位打一个小孔,另一个小孔在叶根颈部,使叶片内部有一个很好的通风渠道。但要注意的是这个孔应尽量小,否则由于气流从内向外的流动可能会产生气动噪声。

(5) 防雷击保护 对于导体(或金属)或半导体材料(碳纤维)应事先考虑防雷击,应可靠地将雷电从轮毂上引导下来,以避免由于叶片结构内部存在很高的阻抗,当雷击电流通过时破坏叶片。

1. 叶片材料

用于制造叶片的主要材料有玻璃纤维增强塑料(GRP)、碳纤维增强塑料(CFRP)、木材、钢和铝等。对于大型风力发电机组来说,叶片的刚度、固有特性和经济性是主要的,通常较难满足,所以对材料的选择尤为重要。

目前世界上绝大多数叶片都采用复合材料制造,主要是由于复合材料具有以下优点:

(1) 复合材料的可设计性强 复合材料以玻璃纤维或碳纤维为增强材料,树脂为基体。玻璃纤维和碳纤维的拉伸强度都很高,由于复合材料的密度较小,因此比强度高,这对于风力发电机组叶片这类旋转部件来说是很重要的指标。可以根据结构受力不同进行适当的设计,充分发挥复合材料的各向异性特性,使原材料的利用效果最佳。

(2) 易成形性好 为了提高风力发电机组的气动效率,风轮叶片的气动外形一般都经过优化设计,在叶片的不同半径位置处,其弦长、扭角和相对厚度均不相同,因此叶片具有复杂的气动外形,如果用金属材料制造就比较困难,而且成本高。复合材料的成形是在模具中进行的,而模具可以重复使用。由于模具是一次性投入的,适合于制造各种复杂的形状,而且外形精确,表面光滑,因此制造出的叶片外形准确,气动效率高,制造成本低,具有良好的综合经济效益。

(3) 耐腐蚀性强 复合材料的基体树脂和表面胶衣树脂可以使叶片具有良好的耐酸、耐碱、耐海水、耐盐雾、防紫外线老化等性能。

(4) 维护少、易修补 由于复合材料的优良耐腐蚀性和耐候性,决定了复合材料叶片运行过程中维修工作少,维护成本低。复合材料的另一个突出优点是可修复性强,当复合材料叶片产生局部或较大区域损伤时,一般均可通过局部修复后再使用,基本能满足使用要求。

GRP材料的风力发电机组叶片成形工艺有手工湿法成形、真空辅助注胶成形和手工预

浸布铺层等。CFRP 材料强度高、质量轻，但价格昂贵，经济性差，只有在 40m 以上长度的叶片中采用，长度 40m 以下的叶片使用很少。

由于木材的许多优良特性，目前在大型风力发电机组中使用的范围也在扩大，主要用于叶片结构内部的夹芯材料。木材质量轻，成本低，阻尼特性优良。其缺点是易受潮，加工成本高。

因为钢材密度大、疲劳强度低，所以主要用作叶片内部结构的连接件，很少用作叶片的主体结构。

垂直轴风力发电机组常用铝或玻璃钢拉挤叶片，这种制造工艺适用于等宽叶片，多个截面采用一个模具挤压成型。

2. 叶片主体结构

(1) 叶片截面结构形式设计 叶片截面结构形式的设计是叶片结构设计的重要环节，它的好坏对叶片结构性能影响很大。在设计中，一般根据叶片具体技术要求，采用恰当的叶片截面类型。叶片截面类型主要有：实心截面、空心截面及空心薄壁复合截面等。当用玻璃钢材料来制造叶片时，必须注意到材料的强度和弹性模量与其他类型材料的差异和工艺上的多样性，并且最好选用较厚的叶型，设计成空腹薄壁结构。但空腹薄壁结构在受载时容易引起失稳和局部变形过大，因此一般都在空腹内填充硬质泡沫塑料、蜂窝结构或设置加强肋，以提高叶片总体刚度。目前大多数风力发电机组玻璃钢叶片的截面如图 4-17~图 4-19 所示，叶片由蒙皮与主梁组成。

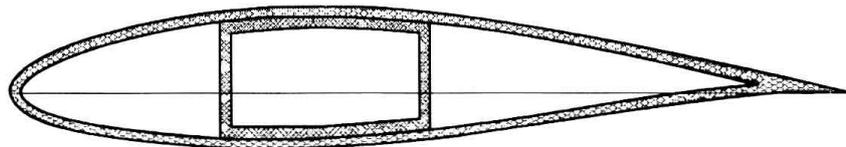


图 4-17 丹麦 Vestas 公司叶片的截面结构

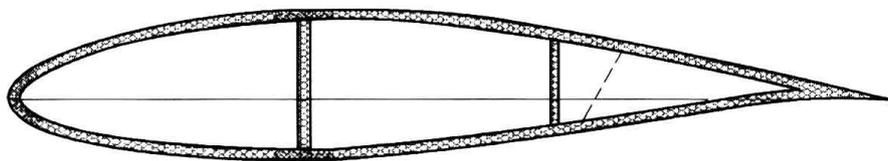


图 4-18 荷兰 CTC 公司叶片的截面结构

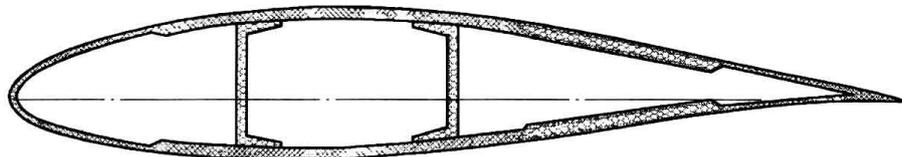


图 4-19 丹麦 LM 公司叶片的截面结构

蒙皮的主要功能是提供叶片的气动外形，同时承担部分弯曲载荷与大部分剪切载荷。蒙皮的层状结构包括胶衣层、玻纤毡增强层、强度层。胶衣层提供光滑的气动表面，以提高叶片的气动性能；玻纤毡增强层是表面胶衣层与强度层之间的缓冲层；强度层为蒙皮的承载层，由双向玻纤织物增强，以提高蒙皮的剪切强度。蒙皮的后缘部分采用夹层结构，内表层也有双向玻纤织物增强，以提高后缘空腹结构的屈曲失稳能力。主梁承载叶片的大部弯曲载

荷, 故为主要承力结构。

主梁为箱形结构, 与上下蒙皮胶接。箱形主梁把叶片分成三个室, 主梁在中间一室。主梁采用单向程度较高的玻纤织物增强, 以提高主梁的强度与刚度。通常可采用 70% 的单向玻纤织物加 30% 的双向织物, 交替铺放, 以加强层板的整体性。主梁的肋采用夹层结构, 可提高肋的刚度, 并可提高叶片弦向方向的刚度。叶片的结构应根据叶片尺寸大小、载荷情况、制造工艺有所变化。如果主梁较宽, 主梁的上下缘应采用夹层结构, 以免产生屈曲失稳; 如果主梁宽度设计得较窄, 可不采用夹层结构, 但要进行屈曲稳定验算。前缘空腹由于曲率较大, 抗屈曲失稳能力较强, 通常不需要采用夹层结构, 但前缘空腹宽度较大时应考虑采用夹层结构。蒙皮的增强层也可采用玻纤毡与织物交替铺设。

(2) 叶片铺层设计 叶片铺层设计是玻璃钢叶片结构设计的另一个重要环节。叶片的铺层是由叶片所受的外载荷决定的, 无论是弯矩、扭矩, 还是离心力, 都是从叶尖向叶根逐渐递增, 所以叶片薄壁结构的壁厚也是从叶尖向叶根逐渐递增。由于玻璃钢材料具有较高的比强度和低弹性模量的特性, 叶片除满足强度条件外, 还需满足变形条件, 特别是长的风力机叶片要注意避免叶片和塔架之间的机械干扰。叶片设计尽可能按等强度布置, 且叶根部分需要有较大的安全系数。

叶片铺层设计原则是:

- 1) 均衡对称原则。铺层对中心面对称, 若有一 45° 层, 则应用 45° 层与其平衡。
- 2) 定向原则。铺层方向数应尽可能少, 以简化铺层工作量。设计中常采用 0° 、 90° 、 $+45^\circ$ 和 -45° 四种铺层方向, 如需设计成各向同性层合板, 可用 $[0^\circ/45^\circ/90^\circ/-45^\circ]_s$ 或 $[60^\circ/0^\circ/60^\circ]_s$ 。
- 3) 按照内力方向的取向原则。承受单轴向拉伸或压缩载荷时, 纤维铺设方向应与载荷方向一致; 承受双轴向拉伸或压缩载荷时, 纤维铺设方向按 90° 或 0° 方向; 承受剪切载荷时, $+45^\circ$ 层和 -45° 层成对铺设; 承受拉伸或压缩和剪切的复合载荷时, 0° 、 90° 、 $+45^\circ$ 、 -45° 多向铺设。
- 4) 最小比例原则。所有铺层中, 最小铺层百分比应大于或等于 $6\% \sim 10\%$ 。
- 5) 顺序原则。应使各定向层尽量沿层合板均匀分布, 即要使层合板的单层组数尽量地大, 使每一单层数尽量小, 一般不超过 4 层; 若层合板中含有 $\pm 45^\circ$ 层、 0° 层、 90° 层, 应尽量在 $+45^\circ$ 层和 -45° 层之间用 0° 层或 90° 层隔开, 尽量在 0° 层和 90° 层之间用 $+45^\circ$ 层或 -45° 层隔开。
- 6) 抗局部屈曲设计原则。对于局部屈曲为临界设计情况的构件, 应把 $\pm 45^\circ$ 层尽量铺设在远离结构中中性层的位置上, 即两侧表面上。
- 7) 变厚度设计原则。一般依据板件载荷的大小设定铺层厚度, 载荷越大, 铺层越厚; 载荷越小, 铺层越薄。
- 8) 冲击载荷区设计原则。足够多的纤维铺设在冲击载荷方向。

3. 水平轴风力发电机组风轮叶片的结构形式

水平轴风力发电机组风轮叶片的结构主要为梁壳结构, 有以下两种结构形式:

- 1) 叶片主体采用硬质泡沫塑料夹芯结构, 玻璃纤维增强塑料 (GRP) 制成的大梁作为叶片的主要承载部件, 有 D 型、O 型、矩形和 C 型等形式。GRP 制成的蒙皮较薄, 仅 $2 \sim 3\text{mm}$, 主要用来保持翼型和承受叶片的扭转载荷。这种形式的叶片以丹麦维斯塔斯 (Vestas) 公司和

荷兰 CTC 公司为代表,如图 4-17、图 4-18 所示。其特点是质量轻,由于叶片前缘强度和刚度较低,在运输过程中局部易损坏,故对叶片运输的要求较高。同时这种叶片整体刚度较低,运行过程中叶片变形较大,必须选择高性能的结构胶,否则极易造成后缘开裂。

D 型、O 型和矩形梁在缠绕机上缠绕成形,在模具中成形上、下两个半壳,再用结构胶将梁和两个半壳粘接起来。

另一种方法是先在模具中成形 C (或 I) 型梁,然后在模具中成形上、下两个半壳,利用结构胶将 C (或 I) 型梁和两半壳粘接。

2) 叶片壳体以 GRP 层板为主,厚度在 10~20mm 之间。叶片上下壳体是其主要承载结构。为了减轻叶片后缘质量,提高叶片整体刚度,在叶片上下壳体后缘局部采用硬质泡沫夹芯结构。大梁设计相对较弱,为硬质泡沫夹芯结构,与壳体粘接后形成盒式结构,共同提供叶片的强度和刚度。这种结构形式叶片以丹麦 LM 公司为主,如图 4-19 所示。其优点是叶片整体强度和刚度较大,在运输、使用中安全性好。但这种叶片比较重,比同型号的轻型叶片重 20%~30%,制造成本也相对较高。

C 型梁用玻璃纤维夹芯结构,使其承受拉力和弯矩的能力达到最佳。叶片上、下壳体主要以单向增强材料为主,并适当铺设 $\pm 45^\circ$ 层来承受扭矩,再用结构胶将叶片壳体和大梁牢固地粘接在一起。

在这两种结构中,大梁和壳体的变形是一致的。经过收缩,夹芯结构作为支撑,两半叶片牢固地粘接在一起。粘接部位在前缘常重叠,以便增加粘接面积;在后缘粘接缝由于粘接角的产生而变坚固了。在有扭曲变形时,粘接部分不会产生剪切损坏。关键问题是叶根的连接,它将承受所有的力,并由叶片传递到轮毂。常用的有多种连接方式。

4. 叶根结构形式

叶片根部连接设计也是叶片结构设计的重要环节之一。因为叶片所受的各种载荷,无论是离心力、弯矩、扭矩还是剪力,都在叶片根部达到最大值。叶片根部连接设计的任务就是把整个叶片上所承受的载荷传递到轮毂上去。因此叶片根部是危险的部位,设计时应予以重视。

(1) 螺纹件预埋式 以丹麦 LM 公司叶片为代表。在叶片成形过程中,直接将经过特殊表面处理的螺纹件预埋在壳体中,避免了对 GRP 结构层的加工损伤。经过国外某试验机构试验证明,这种结构形式的连接最为可靠,但是每个螺纹件的定位必须准确,如图 4-20 所示。

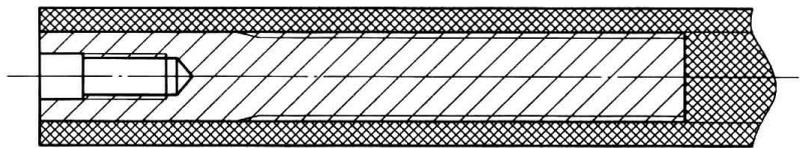


图 4-20 螺纹件预埋式叶根

(2) 钻孔组装式 以荷兰 CTC 公司叶片为代表。叶片成形后,用专用钻床和工装在叶片根部钻孔,将螺纹件装入。这种方式会在叶片根部的 GRP 结构层上加工出几十个 $\phi 80\text{mm}$ 以上的孔(如 600kW 叶片),破坏了 GRP 结构层的整体性,大大降低了叶片根部的结构强度,而且螺纹件的垂直度不易保证,容易给现场组装带来困难,如图 4-21 所示。

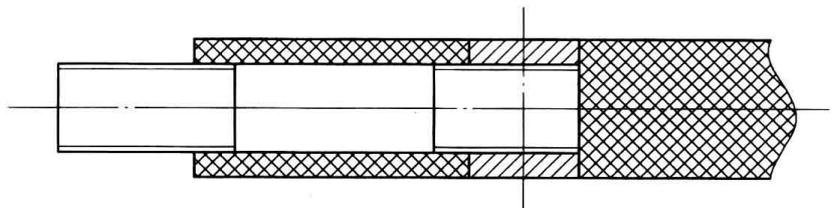


图 4-21 钻孔组装式叶根

采用预紧螺栓的优点：不需要贵重且质量大的法兰盘；在批量生产中只有一个力传递元件；由于采用预紧螺栓，疲劳可靠性很好；通过螺栓能很好地机械联接，而且法兰不需要粘接。

采用预紧螺栓的缺点：需要很高的组装精度；在现场安装，要求可靠的螺栓预紧。

5. 动力学设计

叶片结构动力学设计是风轮设计的基础，尤其对于采用柔性结构的叶片来说，这一点尤为重要。

风轮、塔架及风力发电机组可作为一个弹性体来看待。弹性系统可由驱动系统、机舱系统、变距系统和偏航系统组成。这些系统的动态特性问题，会产生动态和空气动力载荷，在设计时必须认真考虑。

风轮叶片的挥舞、摆振和扭转固有频率与激振频率在额定转速范围内不能有与塔架固有频率的交点，防止发生共振。风轮的动力学特性和塔架的固有频率用坎贝尔图来表示，如图4-22所示。

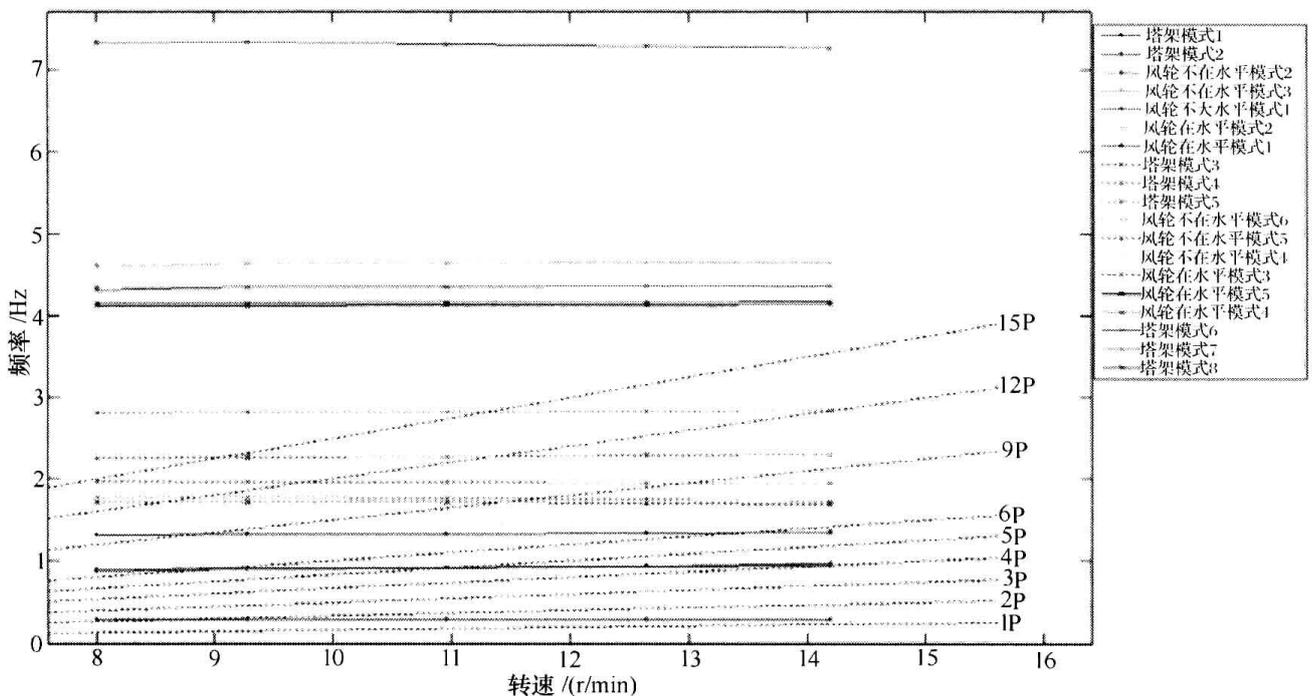


图 4-22 坎贝尔图

概括起来动态设计应注意以下几点：运行的转速范围；故障时风轮的最大转速；叶片（挥舞、摆振）方向的固有频率；叶片变距系统的固有频率。

6. 功率调节

风力发电机组必须有一套控制系统用来限制功率和转速，使风力发电机组在大风或故障过载荷时得到保护。随着风力发电机组容量增大，相应安全系统的费用提高，结构过载的范围也在减小。只有在这些保护功能的作用下，才能输出良好的电能，如避免功率波动以及产生与电网一致的频率。

当风速达到某一值时，风力发电机组达到额定功率。自然风的速度变化常会超过这一风速。在正常运行时，不是限制结构载荷的大小，而是解决发电机超载后过热的的问题。风力发

电机制造商一般会给出发电机过载的能力。控制系统允许发电机短时过载，但绝不能长时间或经常过载。

由于风速和功率是三次方的关系，当风力发电机组达到额定功率以后，必须有相应的功率调节措施，使机组的输出功率不再增加。

对于风力发电机来说，目前主要的两种调节功率的方法，都是采用空气动力方法进行调节的：一种是失速控制调节方法（定桨距）；一种是变桨距调节方法。

(1) 失速控制 失速控制主要是通过确定叶片翼型的扭角分布，使风轮功率达到额定点后，减少升力提高阻力来实现的。

失速控制是一种很好的功率调节方法，因为它无需任何附加转动部件，叶片刚性固定在轮毂上，因此其造价比较低。

在一般运行情况下，风轮上的动力来源于气流在翼型上流过产生的升力。由于风轮转速恒定，风速增加，叶片上的攻角随之增加，直到最后气流在翼型上表面分离而产生脱落，这种现象称为失速，如图 4-23 所示。一旦攻角达到失速点，叶素将进入失速区， C_L 减小， C_D 增加，这两个变化导致扭矩减小，功率也随之减小。但由于阻力项的增加，作用在机组上的力是增加的。

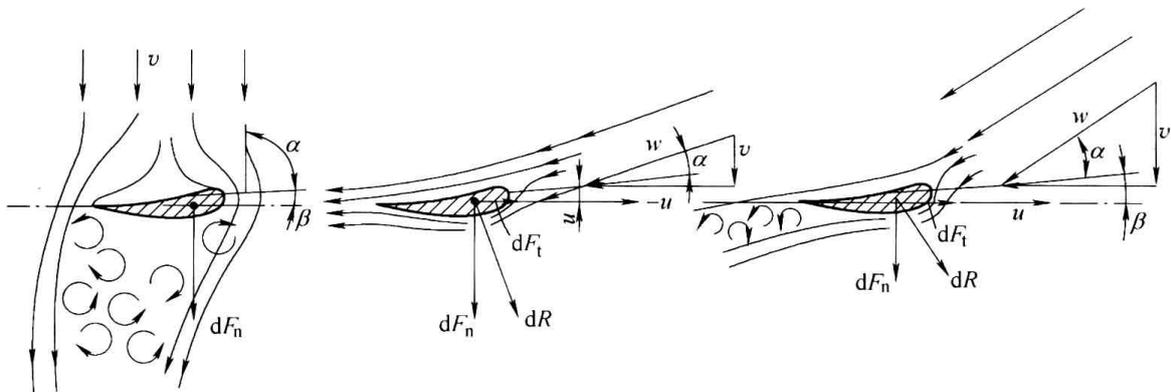


图 4-23 动态失速时气流连续变化图

应注意的是：失速不总是在同一攻角下，它与攻角变化有关（如阵风），是一个动态变化过程。在失速与气流恢复到正常流动之间，有滞后现象存在，造成叶片受力变化很大。

失速控制型机组对安装角比较敏感，叶片的安装角要尽量达到最佳，以免影响机组额定出力。另外，失速控制型机组受空气密度的影响也比较大，在高海拔地区有可能达不到其额定输出。

失速控制型机组的起动特性比较差。在风轮静止时出现气流扰动，起动力矩很小，这主要是由于在叶片表面上的流动气流变化而造成的。并网失速控制型机组起动时，发电机一般作电动机来运行，这时从电网吸收的电能不能多，风轮会很快加速到同步转速自动地由电动状态变为发电状态。

失速控制的一个难题是：如果风力发电机组脱网，风轮将加速，在这种情况下，攻角将减小，叶片将脱离失速区，导致风轮上的扭矩增加，这将加剧风轮超速的程度。因此，相对变桨距风力发电机组来说，在设计失速控制型风力发电机组的制动系统时，更应注意其安全性。

与变桨距风力发电机组相比,当超过额定风速时,攻角进入失速区,气动阻力变得很大,轴向推力随着风速增加而增加。因此,失速型风轮产生的轴向推力,随着风速继续增加时推力会增加,而且当功率恒定或稍微下降时也会这样。故失速控制型机组的各个部件与变桨距控制机组相比,所承受的载荷要大。

失速控制型风力发电机组必须有可靠的制动系统,以保证风轮能停下来。这样在制动机构和风轮上的载荷都要比变桨距机组大得多。

功率的变化范围取决于何时开始失速。当气流速度变化加快时,瞬间攻角很大而叶片很快产生失速,即部分的短时失速,当功率超过额定值时,功率也有相应的变化。

叶片失速后,阵风对功率波动影响不大,因为失速时升力变化不大。这一范围内产生的功率波动变化不大,与变桨距风力发电机组一样,气流失速就像变桨距机组的功率调节。当风速变化时,瞬时功率变化在失速时相对很小,而变桨距机组只有当变距速度很快时才能达到功率变化小的目的。

失速控制型风轮的优缺点如下:

优点:叶片和轮毂之间无运动部件,轮毂结构简单,费用低;没有功率调节系统的维护费;失速后功率的波动相对小。

缺点:气动制动系统可靠性设计和制造要求高;叶片、机舱和塔架上的动态载荷高;由于常需要制动,在叶片和传动系统中产生很高的机械载荷;起动性差;机组承受的风载荷大;在低空气密度地区难以达到额定功率。

(2) 变桨距控制 变桨距控制主要是通过改变翼型攻角的变化,使翼型升力变化来进行调节的。变桨距控制多用于大型风力发电机组。

变桨距叶片变距时气流变化和叶片角度变化如图 4-24 所示。

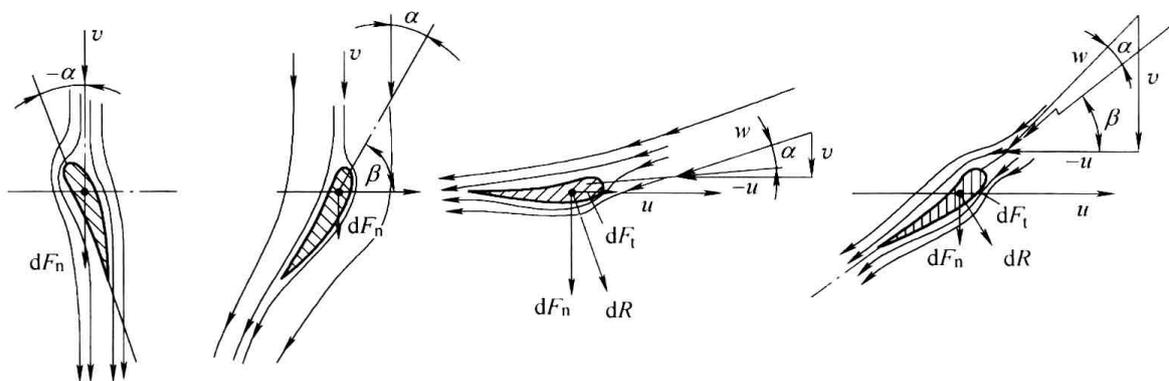


图 4-24 变桨距叶片变距时气流变化和叶片角度变化

功率调节的好坏,与叶片变距速度有关。叶片变距速度应很快,以产生很小的风轮回转质量惯性力矩,且调节质量保持不变。

变桨距控制型风轮的优缺点如下:

优点:起动性好;制动机构简单,叶片顺桨后风轮转速可以逐渐下降;额定点以后的输出功率平滑;风轮叶根承受的静、动载荷小。

缺点:由于有叶片变距机构,轮毂较复杂,可靠性设计要求高,维护费用高;功率调节系统复杂,费用高。

除此之外,还有一种方式,即主动失速,又称负变距,就像失速一样进行调节。负变

距范围一般在 -5° 左右；在额定功率点以前，叶片的桨距角是固定不变的，与定桨距风轮一样；在额定功率以后（即失速点以后），由于叶片失速导致风轮功率下降，风轮输出功率低于额定功率，为了补偿这部分损失，适当调整叶片的桨距角，来提高风轮的功率输出。

4.4 轮毂的结构设计与载荷分析

4.4.1 风轮轮毂的结构设计

轮毂是连接叶片与主轴的重要部件，它承受了风力作用在叶片上的推力、转矩、弯矩和陀螺力矩。通常轮毂的形状为三通形或三角形。

风轮轮毂的作用是传递风轮的力和力矩到后面的机械结构中去，由此叶片上的载荷可以传递到机舱或塔架上。

轮毂的结构主要如图 4-25、图 4-26 所示。它可以是铸造结构；也可以是焊接结构；其材料可以是铸钢，也可以采用高强度球墨铸铁。由于高强度球墨铸铁具有不可替代的优越性，如铸造性能好，容易铸成，且减震性能好，应力集中敏感性低，成本低等，故在风力发电机组中大量采用高强度球墨铸铁作为轮毂的材料。

特别需要指出的是我国的球墨铸铁 QT450-15、QT450-10 与 DIN 标准有较大的差异，主要有以下三点：对含硫量及含磷量的控制；DIN 标准要求含有少量的 Cr 和 Ni；DIN 标准要求低温冲击在 -10°C 时大于 27J（焦耳）。

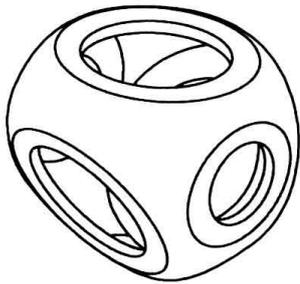


图 4-25 三通形轮毂

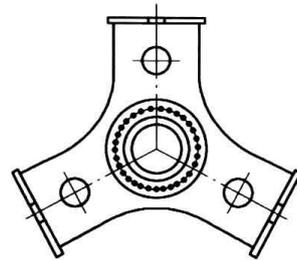


图 4-26 三角形轮毂

一般常用的轮毂形式有以下几种：

1. 刚性轮毂

刚性轮毂的制造成本低，维护少，没有磨损，三叶片风轮大部分采用刚性轮毂，也是目前使用最广泛的一种形式。但它要承受所有来自风轮的力和力矩，相对来讲承受风轮载荷高，后面的机械承载大，结构上有三角形和球形的形状。

2. 铰链式轮毂（柔性轮毂或跷跷板式轮毂）

铰链式轮毂常用于单叶片或二叶片风轮，铰链轴和叶片轴及风轮旋转轴互相垂直，叶片在挥舞方向、摆振方向和扭转方向上都可以自由活动，也可以称为柔性轮毂。由于铰链式轮毂具有活动部件，相对于刚性轮毂来说，制造成本高，可靠性相对较低，维护费用高；它与刚性轮毂比所受力和力矩较小。对于二叶片风轮，两个叶片之间是刚性连接

的，可绕联轴器活动。当来流在上下有变化或阵风时，叶片上的载荷可以使叶片离开原风轮旋转平面。

三叶片机组所用的两种形状的轮毂可看做三面圆柱体和球体。前者包括三个和叶片轴向同轴的圆柱形外壳，它们彼此张开并在交汇的地方结合成一体；后者包含一个球壳并在三个叶片安装处有剪切力产生。这两种类型的图解如图 4-27 所示。这种结构的轮毂可以抵抗三向载荷的作用力。

(1) 对称的风轮推力载荷 对称的风轮推力载荷导致的叶片根部弯矩是轮毂前面靠近风轮轴的地方承受双向的拉力，后面承受双向的压力，而推力本身在轮毂壳体靠近低速轴法兰连接处产生面外的弯曲应力，在这种情况下的载荷通路显而易见。

(2) 一个叶片的推力载荷 这在轮壳体后部产生面外的弯曲应力，而在叶片轴承的引风面和远离桨叶的低速轴接盘连接部分的弯曲载荷路径上产生面内拉伸应力（图 4-27b 中的虚线）。合成的横向载荷将引起面外的弯曲。

(3) 叶片重力力矩 在三面圆柱体轮毂上，同向的和反向的叶片重力力矩通过圆柱形外壳传送到靠近风轮轴前面和后面的区域内，在那里它们相互抵消。球形轮毂（图 4-28）的相应载荷路径就不是很直观，因为面外的弯曲是容易改变的。

后两种载荷的压力状态的复杂程度使对风轮轮毂的有限元分析变得十分必要。最多有六种载荷情况需要进行分析，分别对应于三个轴的转矩和在一个轮毂与桨叶接口处的沿着三个轴向的分量。那么不同叶片上的载荷联合在轮毂上形成的应力分布可以通过叠加得到。类似地，一段时间内轮毂应力的波动可以通过输入由风模拟获得的叶片载荷时间历程推导出。

4.4.2 风轮轮毂的载荷分析

轮毂载荷包括作用于叶片上气动的、重力的和惯性的载荷，以及来自轴的相等的和相对的（除去轮毂自重）反动力。

轮毂设计中的关键应力是内表面或外表面的表面应力，由于外壳变形，该应力达到了极限值。在轮毂的任意一个位置，它们都通过三个量在每个表面上进行定义：直角方向上的两个面内线应力和面内剪应力。总的来说，这些应力相互之间不会同时随时间而改变，所以总

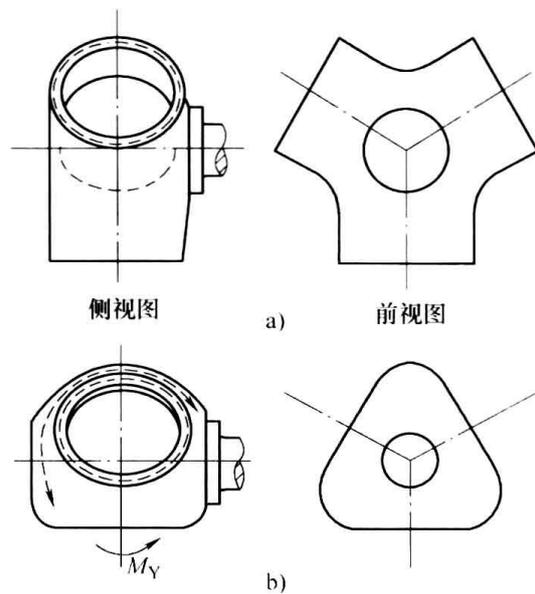


图 4-27 轮毂视图

a) 三面圆柱体轮毂 b) 球形轮毂

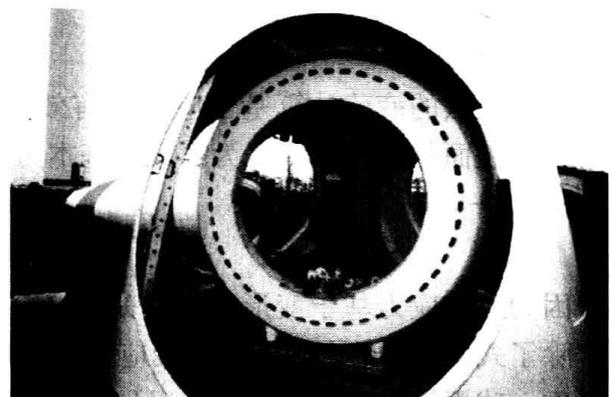


图 4-28 1.5MW NEG Micon 风力机组等待安装的球形风轮轮毂

的应力方向将会改变,从而使疲劳评估复杂化。

因为轴应力波动,所以迄今为止还没有公认的方法来计算积累疲劳损伤。尽管众所周知,这是非常不完善的,但是下面的方法已经被使用,它们只适合一个或多个系列重复的应力周期,而不适用于湍流载荷引起的随机应力波动。

1. 最大剪切法

最大剪切法中的疲劳计算基于最大剪切应力幅,由 $(\sigma_1 - \sigma_2)/2$ 、 $\sigma_1/2$ 或 $\sigma_2/2$ 的时间历程计算得到。平均应力的影响可以使用 Goodman 关系得到,即

$$\frac{\tau_a}{S_{SN}} + \frac{\tau_m}{S_{Su}} = \frac{1}{\gamma} \quad (4-65)$$

式中 τ_a ——交变剪应力;

τ_m ——平均剪应力;

S_{SN} ——从 $S-N$ 曲线得到的 N 个载荷周期时的交变剪应力;

S_{Su} ——最大剪应力强度;

γ ——安全系数。

利用式 (4-65) 来决定 S_{SN} , 此载荷幅的允许周期数可以从 $S-N$ 曲线得到,从而可以计算出相应的疲劳损伤。

2. ASME 锅炉 (Boiler) 和压力容器规则法

该方程和最大剪切法类似,但是去剪应力幅基于理论主应力,主应力可以通过 σ_x 、 σ_y 、 σ_z 、 τ_{xy} 、 τ_{yz} 和 τ_{zx} 的变化计算得到。以上这些数据可以在某个最大应力周期内取得。平均应力影响不包括在内。

3. 变形能法

变形能法的疲劳计算基于应力的有效波动或 Von Mises 应力。对于轮毂壳体来说,垂直于壳体表面的应力(称之为第三种基本力)为零,所以有效应力为

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2}{2}} \quad (4-66)$$

因为有效应力基于变形能,它是一个标量,所以它需要分配一个符号对应于理论主应力。除了式 (4-65) 中的应力为线应力而不是应力外。平均应力的影响允许像最大剪切法那样考虑。球墨铸铁的 $S-N$ 曲线在 Huck (1983) 的文献中给出。

4.5 叶片的设计软件介绍

风力发电作为新兴能源近几年受到了世界各国研究人员的广泛关注,欧、美、日等发达国家和地区已有不少成功经验,并在着手兴建更大型化的风电场。在设计、建造和运营风电场的过程中,需要投入大量的人力物力,而其中一个重要的工具就是相配套的设计和运行软件。

4.5.1 Garrad Hassan 综合软件包

不少风电软件开发公司推出了一系列软件产品,为风电场设计、风机设计、风电场管理运行等提供一整套解决方案。如英国 Garrad Hassan 公司是专业的风电领域各类软件的开发商,推出了风机叶片设计软件、风电场设计软件、风电场运行监控和数据采集系统以及风机

数据采集系统等系列软件产品。

GH Bladed (风力发电机设计软件, 图 4-29) 为用户提供一个陆上、离岸风机性能和负载的设计解决方案。软件具有基于 Windows 的绘图用户界面和在线帮助功能, 操作方便, 同时风机设计计算采用工业标准。GH Bladed 支持风载荷和波浪载荷组合计算, 采用全空气弹性和水弹性模型并考虑地震励磁的影响。GH Bladed 具有多个功能模块, 包括外壳稳定性分析、动态负载模拟、负载与电能获取分析、批处理和报告自动生成、电网交互以及控制设计的线性化模型。

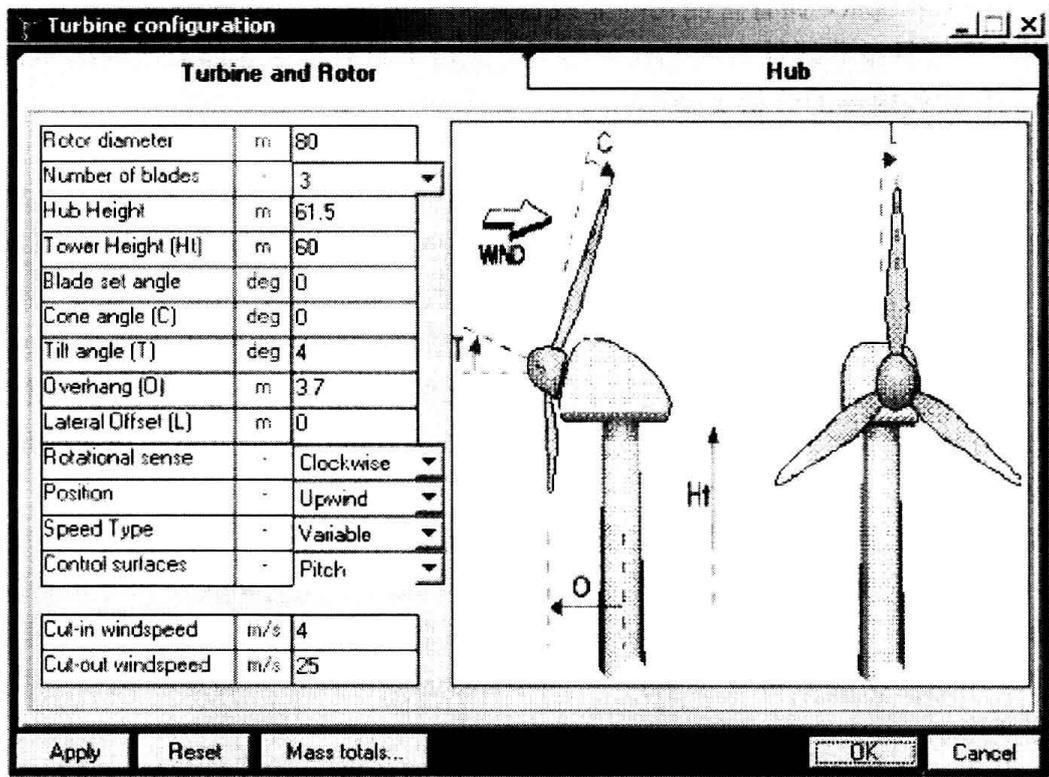


图 4-29 GH Bladed 风力发电机设计软件界面

(图片来源: Garrad Hassan 公司)

通过 GH Bladed 图形界面的工具栏, 便于进行风机各个部分 (包括转子、叶片、驱动传动系统、发电系统、控制系统、塔架和机舱) 的设计参数设定。

GH Bladed 是国际上用得较多的, 因为其通过了 GL 认证。这款气弹分析软件算法相对比较简单, 而且偏于后处理, 需要准备大量的前期数据。

4.5.2 ANSYS 软件

ANSYS 软件是融结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件。它能与多数 CAD 软件接口, 实现数据的共享和交换, 如 Pro/Engineer, NASTRAN, Alogor, I-DEAS, AutoCAD 等, 是现代产品设计中的高级 CAD 工具之一。

ANSYS 有限元软件包是一个多用途的有限元法计算机设计程序, 可以用来求解结构、流体、电力、电磁场及碰撞等问题。

ANSYS10.0 加入了旋转机械和叶片设计工具, 丰富了 Workbench 环境下的行业化功

能，即 ANSYS BladeModeler——一款针对旋转机械叶片构件的高效的三维设计工具；以及 ANSYS TurboGrid——一款高质量的叶片设计六面体网格划分工具。

应力分析、计算流体动力学分析或流固耦合分析的模型可以直接建立，通过 CAD 系统连通性，可以把模型扩展到上下游部件，最终完成整个模型的分析。

通过 ANSYS DesignSpace，设计工程师可以在产品设计阶段对 3D CAD 中生成的模型（包括零件和装配件）进行应力变形分析、热及热应力耦合分析、振动分析和形状优化，同时可对不同的工况进行对比分析。

ANSYS DesignSpace 拥有智能化的非线性求解专家系统，可自动设定求解控制，得到收敛解；用户不需具备非线性有限元知识即可完成过去只有专家才能完成的接触分析。

1. ANSYS 软件提供的分析类型

ANSYS 软件提供的分析类型如下：

(1) 结构静力分析 结构静力分析用来求解外载荷引起的位移、应力和力。静力分析很适合求解惯性和阻尼对结构的影响并不显著的问题。ANSYS 程序中的静力分析不仅可以进行线性分析，而且也可以进行非线性分析，如塑性、蠕变、膨胀、大变形、大应变及接触分析。

(2) 结构动力学分析 结构动力学分析用来求解随时间变化的载荷对结构或部件的影响。与静力分析不同，动力分析要考虑随时间变化的力载荷以及它对阻尼和惯性的影响。ANSYS 可进行的结构动力学分析类型包括瞬态动力学分析、模态分析、谐波响应分析及随机振动响应分析。

(3) 结构非线性分析 结构非线性导致结构或部件的响应随外载荷不成比例变化。ANSYS 程序可求解静态和瞬态非线性问题，包括材料非线性、几何非线性和单元非线性三种。

(4) 动力学分析 ANSYS 程序可以分析大型三维柔体运动。当运动的积累影响起主要作用时，可使用这些功能分析复杂结构在空间中的运动特性，并确定结构中由此产生的应力、应变和变形。

(5) 热分析 程序可处理热传递的三种基本类型为传导、对流和辐射。热传递的三种类型均可进行稳态和瞬态、线性和非线性分析。热分析还具有可以模拟材料固化和熔解过程的热相变分析能力，以及模拟热与结构应力之间的热-结构耦合分析能力。

(6) 流体动力学分析 ANSYS 流体单元能进行流体动力学分析，分析类型可以为瞬态或稳态。分析结果可以是每个节点的压力和通过每个单元的流率，并且可以利用后处理功能产生压力、流率和温度分布的图形显示。另外，还可以使用三维表面效应单元和热-流管单元模拟结构的流体绕流，并包括对流换热效应。

2. ANSYS 的三个模块

软件主要包括三个部分：前处理模块、分析计算模块和后处理模块。

(1) 前处理模块 前处理模块提供了一个强大的实体建模及网格划分工具，用户可以方便地构造有限元模型。

ANSYS 的前处理模块主要有两部分内容：实体建模和网格划分。

1) 实体建模。ANSYS 程序提供了两种实体建模方法：自顶向下与自底向上。自顶向下进行实体建模时，用户定义一个模型的最高级图元，如球、棱柱，称为基元，程序则自动定义相关的面、线及关键点。用户利用这些高级图元直接构造几何模型，如二维的圆和矩形以及三维的块、球、锥和柱。无论使用自顶向下还是自底向上方法建模，用户均能使用布尔运

算来组合数据集,从而“雕塑出”一个实体模型。ANSYS 程序提供了完整的布尔运算,诸如相加、相减、相交、分割、粘接和重叠。在创建复杂实体模型时,对线、面、体、基元的布尔操作能减少相当可观的建模工作量。ANSYS 程序还提供了拖拉、延伸、旋转、移动、延伸和复制实体模型图元的功能。附加的功能还包括圆弧构造,切线构造,通过拖拉与旋转生成面和体,线与面的自动相交运算,自动倒角生成,用于网格划分的硬点的建立、移动、复制和删除。自底向上进行实体建模时,用户从最低级的图元向上构造模型,即用户首先定义关键点,然后依次是相关的线、面、体。

2) 网格划分。ANSYS 程序提供了使用便捷、高质量的对 CAD 模型进行网格划分的功能。包括四种网格划分方法:延伸划分、映像划分、自由划分和自适应划分。延伸网格划分可将一个二维网格延伸成一个三维网格。映像网格划分允许用户将几何模型分解成简单的几部分,然后选择合适的单元属性和网格控制,生成映像网格。ANSYS 程序的自由网格划分器功能十分强大,可对复杂模型直接划分,避免了用户对各个部分分别划分然后进行组装时各部分网格不匹配带来的麻烦。自适应网格划分是在生成了具有边界条件的实体模型以后,用户指示程序自动地生成有限元网格,分析、估计网格的离散误差,然后重新定义网格大小,再次分析计算、估计网格的离散误差,直至误差低于用户定义的值或达到用户定义的求解次数。

(2) 分析计算模块 分析计算模块包括结构分析(可进行线性分析、非线性分析和高度非线性分析)、流体动力学分析、电磁场分析、声场分析、压电分析以及多物理场的耦合分析,可模拟多种物理介质的相互作用,具有灵敏度分析及优化分析能力。

(3) 后处理模块 后处理模块可将计算结果以彩色等值线显示、梯度显示、矢量显示、粒子流迹显示、立体切片显示、透明及半透明显示(可看到结构内部)等图形方式显示出来,也可将计算结果以图表、曲线形式显示或输出。

习 题

4-1 简述叶片的几何参数。

4-2 简述风轮锥角、风轮仰角、风轮偏航角的定义及其各自的作用。

4-3 某台风力发电机组,在 6m/s 风速时风轮叶片输出功率是 250kW,当风速为 12m/s 时,问此时该风力发电机组风轮叶片的输出功率是多少?

4-4 某地年平均风速为 7.5m/s,空气密度 ρ 为 1.225kg/m³,风轮直径 D 为 54.5m,求风功率 P 为多少?

4-5 叶片剖面结构形式由哪几部分组成?各部分的作用是什么?

4-6 已知某风力发电机组的风轮直径为 92.5m,其风能利用系数 C_p 是 0.359,求在风速为 12m/s 时,该风力发电机组的风轮输出功率是多少(空气密度取 $\rho=1.225\text{kg/m}^3$)?

4-7 表 4-2 所示为某 3MW 风力发电机组的主要数据,叶片的叶尖速比为 7,试根据表中内容求该机组的额定转速。

表 4-2 题 4-7 表

额定功率	切入风速	切出风速	叶片长度
3MW	3.5m/s	12m/s	48.7m
额定风速	设计寿命	风轮直径	功率控制方式
13m/s	20 年	100m	变桨距

4-8 简述叶片内力方向铺层取向原则。

74 风力发电机组设计与制造

4-9 简述叶片动载荷的主要来源。

4-10 叶片根端连接形式采用预紧螺栓的优点是什么？

4-11 什么是变桨距控制？它有哪些特点？

4-12 翼型是构成风轮机叶片的基础，直接决定风轮吸收风能的效率。NACA4412 是风力发电机组风轮叶片的常用翼型之一。

(1) 说明该翼型所表示的含义。

(2) NACA4412 的二维几何参数见表 4-3，请在坐标纸上画出它的二维几何图形。

表 4-3 题 4-12 表

上缘 X	上缘 Y	下缘 X	下缘 Y
0	0	0	0
1.25	2.44	1.25	-1.43
2.5	3.39	2.5	-1.95
5	4.73	5	-2.49
7.5	5.76	7.5	-2.74
10	6.59	10	-2.86
15	7.89	15	-2.88
20	8.8	20	-2.74
25	9.41	25	-2.5
30	9.76	30	-2.26
40	9.8	40	-1.8
50	9.19	50	-1.4
60	8.14	60	-1
70	6.69	70	-0.65
80	4.89	80	-0.39
90	2.71	90	-0.22
95	1.47	95	-0.16
100	0.13	100	0

第 5 章 传动与控制机构设计

本章讨论风力发电机组中传递机械能所需的传动机构，以及机组控制调节（如偏航和变桨距等）所需驱动机构的相关设计问题。

鉴于风力发电机组形式的多样性，本章内容主要围绕图 5-1 所示的典型机组展开。

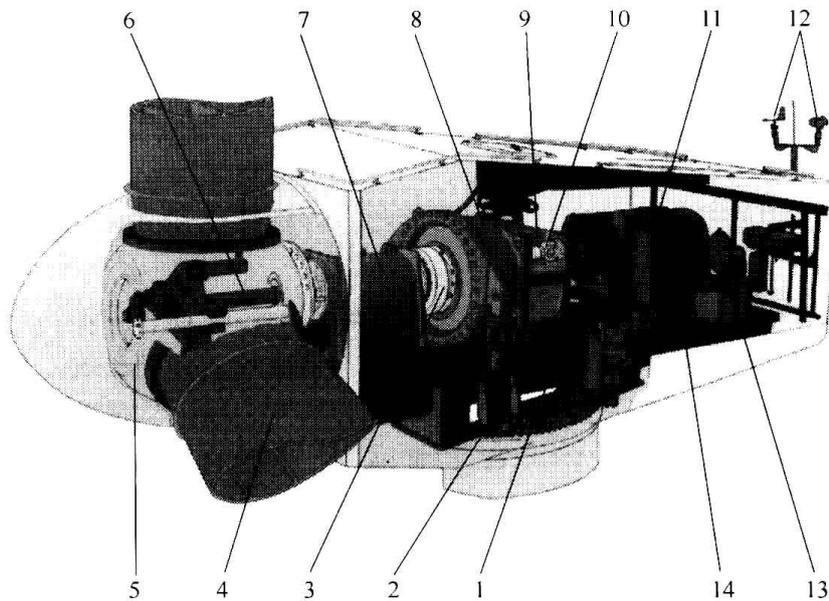


图 5-1 风力发电机组机舱的结构

1—机舱底盘 2—变桨距驱动器 3—风轮轴 4—风轮叶片 5—轮毂 6—变桨距机构 7—主轴承
8—齿轮箱 9—制动装置 10—高速轴 11—发电机 12—测风系统 13—液压系统 14—电气控制系统

5.1 主传动链设计概述

5.1.1 主传动链的布局形式

风力发电机组的主传动链是指将风轮轴功率传递到发电机系统所需的机构。典型的主传动链包括了如图 5-2 所示的风轮主轴系统、增速传动机构（齿轮箱），以及轴系的支撑与连接（如轴承、联轴器）和制动装置等。

主传动链中的主轴（也称低速轴）连接风轮和齿轮箱的输入轴，高速轴连接齿轮箱输出端与发电机。

1. 传动链布局设计的要求

传动链的布局形式对机组传动系统和机舱设计有决定性的影响，组成主传动链需要研究可靠的主轴支撑系统和轴系连接结构。对传动主轴及其支撑设计需要考虑的主要问题包括：

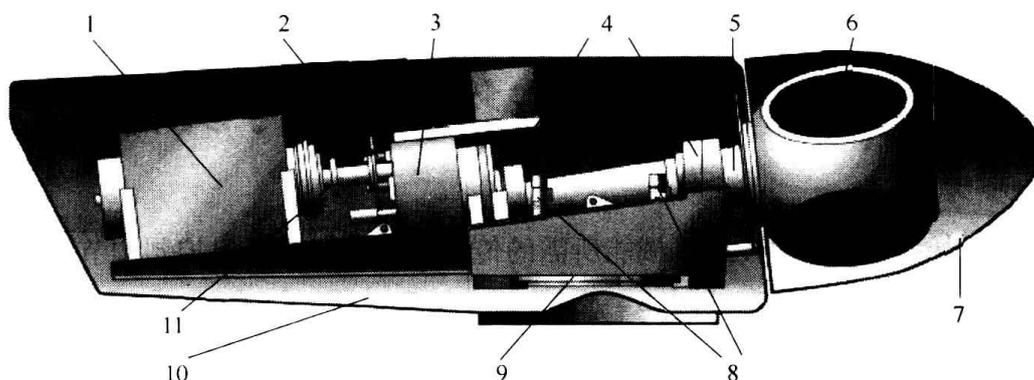


图 5-2 一种三点支撑型主传动链

1—发电机 2—制动装置 3—齿轮箱 4—主轴轴承 5—主轴 6—轮毂 7—整流罩
8—偏航驱动装置 9—偏航轴承 10—机舱底盘 11—高速轴与联轴器

如何使风轮载荷从风轮传递到塔架路径最短；结构尽可能更紧凑；尽可能使机械传动系统与承载轴承部件集成采用的结构，但部件集成可能与零件标准化和可维修性的要求矛盾，应综合考虑。

根据机组的总体布置要求，部分传动链将风轮轮毂的传动轴（主轴）与齿轮箱合一，其轴端采用法兰盘连接结构，也有的将风轮主轴与齿轮箱输入轴分别布置，其间利用联轴器连接等结构形式。主轴是传动链中相对重且价格较贵的部件之一，从强度角度考虑，主轴通常采用锻造毛坯制造。主轴通常设计为中空，以使液压、电器的连接线路甚至变桨距调节的机械元件可以从中通过。

2. 主传动链中主要构件的支撑方式

组成主传动链的主要构件包括主轴、变速传动装置和其他轴系部件，而这些构件的结构设计均与风轮主轴的支撑结构形式密切相关。因此，需要首先讨论主要构件的支撑方式问题。

(1) 由独立轴承支撑的主轴 如图 5-3 所示，这种布局的主轴更像一种“浮动轴”，通过两个独立安装在机舱底盘上的轴承支撑主轴，其中靠近风轮的轴承承受轴向载荷，两轴承都承受径向载荷，并将弯矩传递给机舱底盘和塔架。此种情况下，主轴只传递转矩到齿轮箱。由于齿轮箱主要承受风轮转矩载荷，其支撑需考虑对机舱底盘的反转矩，还需要特别设计相应的转矩保护装置，以使齿轮箱在承受转矩的同时能够有足够的自由运动余地。

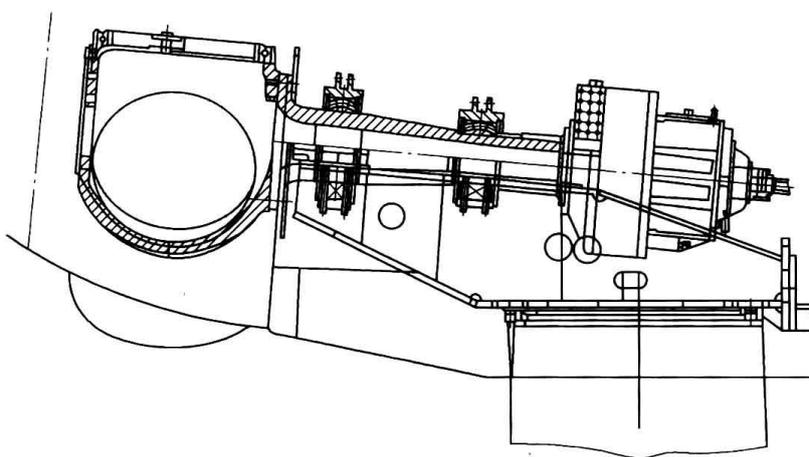


图 5-3 独立轴承支撑的主轴

通常此种独立轴承支撑的主轴布局轴向结构较长，且机舱底盘需承受其全部风轮载荷。鉴于批量生产产品的材料质量往往是决定成本的关键因素，这种布局显然不利于成本的降

低；但对于小批量生产而言，这种结构简单清晰，便于采用标准齿轮箱和主轴支撑构件，质量大带来的不利影响可能处于次要地位。

(2) 三点支撑式主轴 近年来，大型风力发电机组广泛采用了将主轴后轴承集成在齿轮箱中的支撑形式。此时，由主轴前支撑和位于齿轮箱两侧的支撑形成三点支撑布局形式（图 5-4）。

三点支撑布局形式的优点，是可以使主轴前后支撑间的结构紧凑，且可使载荷传递到机舱底盘的距离更短些；此外，三点支撑主轴的前轴承和齿轮箱可实现预装配，因而能有效提高机舱部件的安装效率。

(3) 主轴集成到齿轮箱的传动布局 将主轴完全集成到齿轮箱中是传动链更紧凑的布局结构形式（图 5-5）。此种布局结构形式的主要问题，是难以直接选用集成主轴的标准齿轮箱。在批量较小时，若采用非标设计方案将导致成本的增加。

采用齿轮箱集成主轴结构布局的主要优点，是可以为传动链的装配提供方便，同时降低机舱底盘设计的要求。

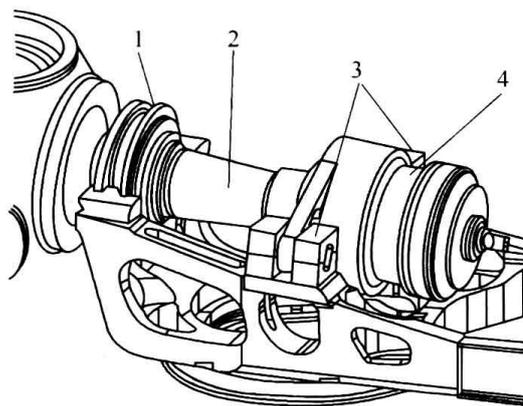


图 5-4 三点支撑式主轴

1—主轴前轴承 2—主轴
3—齿轮箱柔性支撑 4—齿轮箱

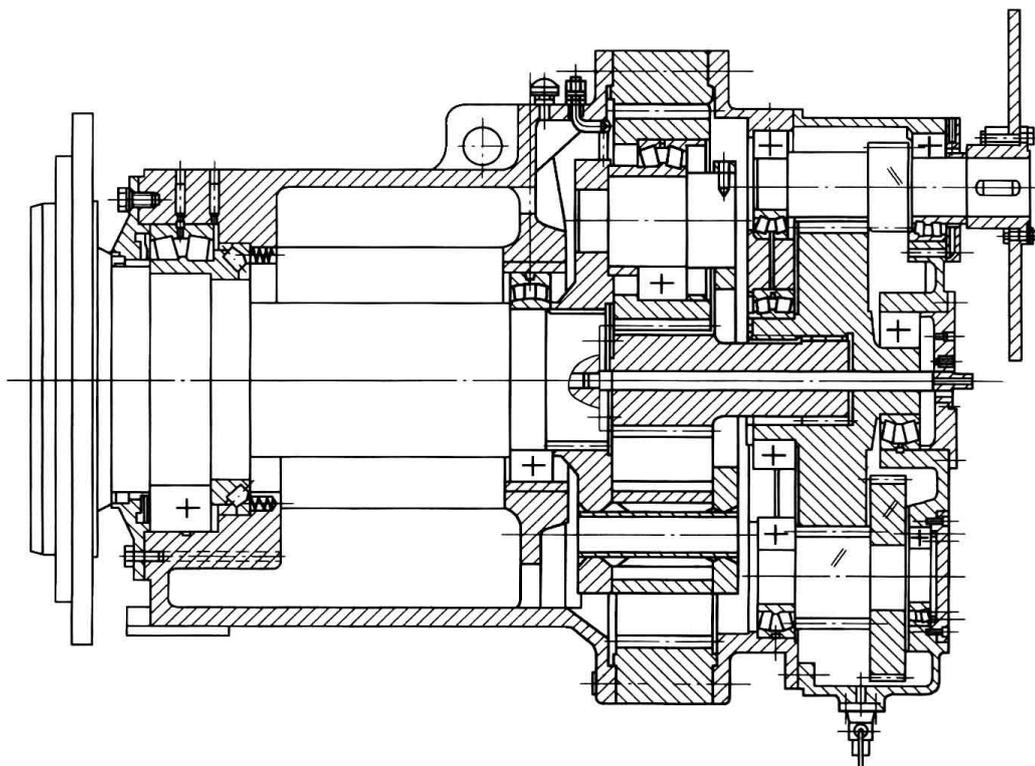


图 5-5 主轴集成在齿轮箱中的布局方案

但应注意，与三点支撑式主轴的结构比较，齿轮箱集成主轴的结构布局对疲劳应力比较敏感，且给标准化和维修带来不便，因而目前在大型机组中应用相对较少。

(4) 轴承集成在机舱底盘的结构 另一个可使结构更紧凑的方法是由机舱底盘构件直接

支撑风轮。此种结构多采用平面型轴承，同时机舱结构设计需要考虑刚性轴承座。Vestas V90机组即采用此种结构布局，将轴承集成在铸造结构的机舱底盘，风轮载荷通过这种刚性结构在尽可能短的距离传递到塔架，而齿轮箱则通过凸缘连接在机舱的后半部分。与Vestas同系列产品V80比较，尽管V90机组传动链的传动能力有很大提升，但由于传动系统的紧凑结构布局，使二者的质量相当。

(5) 采用固定主轴支撑风轮的结构 由于作用在主轴上的载荷情况复杂，导致大型机组主轴成本较高。为解决此问题，近年发展了一种由铸造而成的固定轴支撑风轮的结构布局，通过一根穿过中空的固定轴的轻质柔性轴，将风轮转矩传递给齿轮箱，如图5-6所示。此种结构中的固定轴支撑结构与塔架凸缘直接相连，从而支撑整个传动系统。这种传动链结构布局的主轴只承载静态弯曲载荷，且不需要参与向齿轮箱传递风轮转矩，因而很适合无齿轮箱传动系统的直趋式风力发电机组。

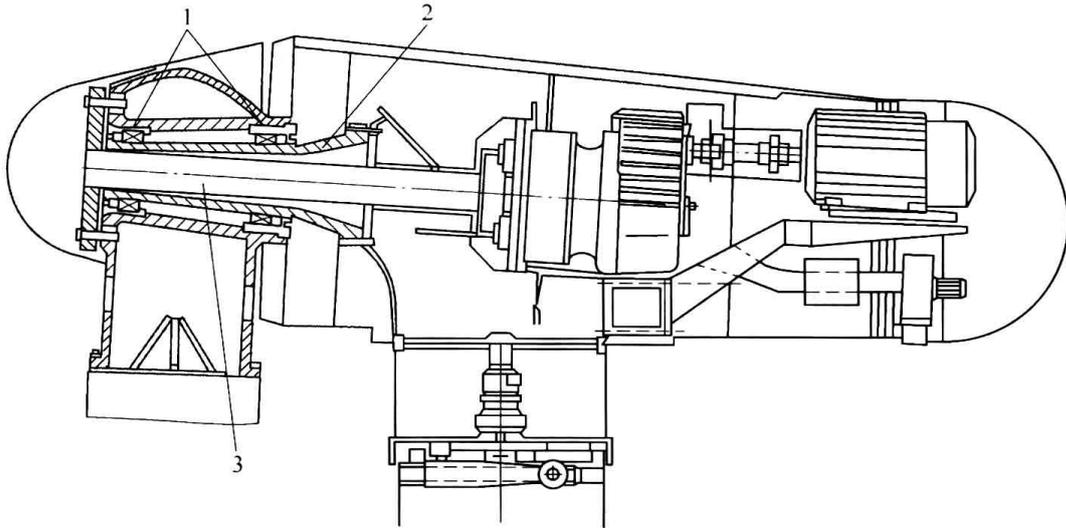


图 5-6 固定轴支撑风轮的布局

1—风轮轴支撑 2—固定非旋转主轴 3—风轮转矩传输轴

5.1.2 主传动链的主要部件

1. 轴承

(1) 设计要求 无论采用何种风轮主轴的支撑结构，轴承都是设计中重要的影响因素之一。风力发电机组传动链中的主传动轴的径向与轴向支撑通常采用滚动轴承。由于此种主轴易产生弯曲变形，同时主轴的轴向位移可能引起轴承的滚子磨损，因而在轴承和轴承座设计时应采取必要措施解决这一问题（图5-7）。

我国风电轴承标准（JB/T 10705—2007）推荐风轮主轴采用标准的圆柱滚子轴承、调心滚子轴承或深沟球轴承。美国标准

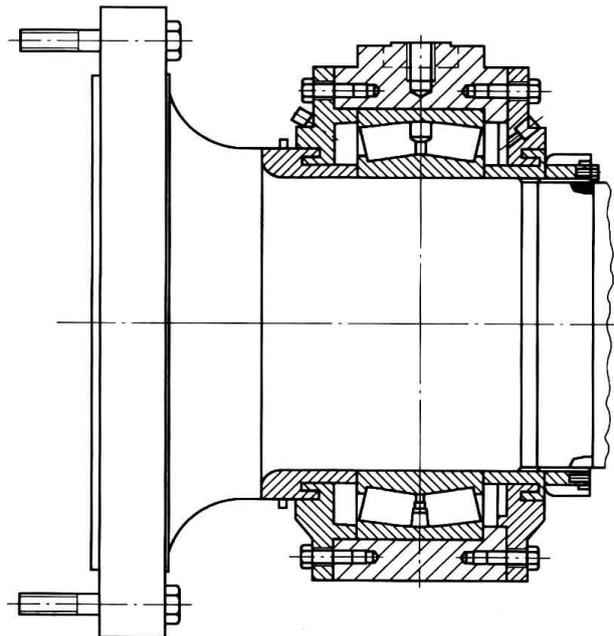


图 5-7 主轴、主轴承和轴承座

(ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03) 推荐低速轴和行星架采用深沟球轴承或圆柱滚子轴承, 低速中间轴选取深沟球轴承、球面滚子推力轴承或圆柱滚子轴承, 高速中间轴选择四点接触球轴承或圆柱滚子轴承, 高速轴和行星轮采用圆柱滚子轴承。

(2) 轴承的设计计算 相关的国内外标准推荐的设计计算主要包括静态和动态额定值、轴承寿命分析等。

静态额定值是轴承设计的基本依据之一。表 5-1 给出了轴承径向基本额定静负荷的最小值。当轴承绕其中心旋转时, 滚动元进出承载区域, 使该区域经历无压力—承受压力—无压力的过程, 即滚道表面的应力呈现周期性变化, 最终导致轴承由于滚动表面的疲劳而失效。因此, 合理的寿命分析与计算是传动系统轴承设计的关键环节。

表 5-1 轴承径向

轴承位置	高速轴	高速中间轴	低速中间轴	行星轮
最大接触应力/ MPa	1300	1650	1650	1450

注: 本表推荐值适用于设计寿命为 20 年的风力发电机组。

在 ISO 281 轴承标准中, 对轴承额定寿命计算有如下条件假设: 采用优质的钢材和合适的热处理方法; 轴承运转时径向内部间隙为零; 无显著错位量; 仅承受径向载荷, 若承受轴向载荷, 转化为等效载荷计算; 沿滚子的应力分配均匀; 良好的润滑及合适的运行速度等。但对于风力发电机组的大型轴承而言, 其表面粗糙部分会产生接触, 因而该处的接触压力会更高, 特别是在润滑不足、油膜不够的情况下, 高载和低载产生的粗糙接触导致塑性变形是轴承失效的原因之一。低速轴上轴承工况为低速重载, 油膜厚度很小, 容易导致很高的应力值, 使轴承产生疲劳失效。此外, 金属颗粒的污染物也容易引起轴承失效; 金属颗粒引起的压痕导致了局部高接触应力以及损伤的轴承滚道, 而由于压力分布以及变形后的几何形状将导致该处成为失效点。高速轴上轴承由于工况为高转速低载荷, 且轴承频繁加减速, 因而导致经常打滑。此外, 轴承内部滚动体之间相对速度相反、摩擦力大, 也容易导致轴承打滑。在润滑良好的情况下, 轴承打滑不一定导致损伤, 但若在润滑不足的情况下轴承打滑产生的热量将导致接触表面损伤, 产生粘着磨损, 并进一步转化为灰色斑和擦伤。同时, 由于轴承构件承受的应力方向、内部侧隙和错位量会影响应力分布, 对其接触应力也会产生进一步影响。因此, 在 2007 年颁布的 ISO 281 标准中考虑到以下因素的影响, 使用了寿命系数 a_{DIN} , 以反映实际轴承设计的污染、疲劳系数、粘度比和载荷区间等系数。

表 5-2 是推荐的风力发电机组轴承的运行温度, 需要根据滚动轴承的运行温度设计润滑。滚动轴承的润滑方式主要有飞溅润滑和强制润滑两种。大型风力发电机组通常采用带有外部润滑油供给辅助系统的强制润滑。

表 5-2 轴承运行温度

轴承位置	高速轴	高速中间轴	低速中间轴	低速轴
飞溅润滑	高于油箱温度 15℃	高于油箱温度 10℃	高于油箱温度 5℃	高于油箱温度
强制润滑	高于进口温度 5℃			

在初选传动系统轴承的设计过程, 通常需要计算其径向基本额定寿命 L_{h10} 。根据 ISO 281 标准推荐, L_{h10} 以当量载荷、轴转速、轴承额定动态载荷和简化载荷分布为基础, 主要

考虑滚子轴承动态载荷的影响, 表达式为

$$L_{h10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_d} \right)^\epsilon \quad (5-1)$$

式中 L_{h10} ——径向基本额定寿命, 单位为 h;

n ——转速, 单位为 r/min;

C ——根据 ISO 281 确定的基本额定动态载荷, 单位为 N;

P_d ——动态当量轴承载荷, 单位为 N;

ϵ ——寿命指数, 对球轴承取 3.0, 对滚子轴承取 10/3。

表 5-3 给出了轴承最小径向基本额定寿命 L_{h10} 的推荐值。

表 5-3 轴承最小径向基本额定寿命 L_{h10} 的推荐值

轴承位置	高速轴	高速中间轴	低速中间轴	行星轮	低速轴
L_{h10}/h	30000	40000	80000	100000	100000

注: 本表推荐值适用于设计寿命为 20 年的风力发电机组。

轴承的使用寿命采用扩展寿命计算方法进行, 计算中所用的失效概率一般按 10% 设定。使用实测载荷谱计算时, 其平均当量动载荷按以下公式计算, 即

$$P_m = \left(\frac{1}{N} \int_0^N P_d^\epsilon dN \right)^{\frac{1}{\epsilon}} \quad (5-2)$$

式中 P_m ——平均当量动载荷;

N ——总循环次数;

P_d ——作用于轴承上的当量动载荷。

若无实测载荷谱, 一般轴承平均当量动载荷可按额定载荷的 2/3 进行计算。

若风力发电机组齿轮箱没有发生疲劳失效或断齿故障, 则其寿命由磨损决定。磨损是风机齿轮箱轴承的重要考虑因素之一, 主要由腐蚀性颗粒引起的润滑污染和润滑不充分引起, 会使轴承产生内部尺寸变化, 引起失效, 使用寿命缩短, 振动水平提高。图 5-8 所示为非集成式主轴。

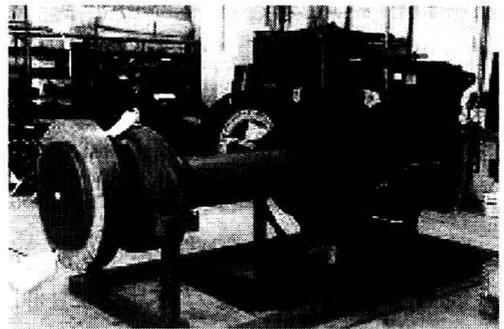


图 5-8 非集成式主轴

2. 主轴

(1) 仅考虑主轴传递转矩的初步结构设计 风轮通过主轴将转矩传递给齿轮箱, 以下简要讨论仅考虑转矩作用的主轴设计问题。

根据主轴传递的功率要求, 首先将功率转化为定义转矩 M 的表述。即

$$M = \frac{P}{\omega} \quad (5-3)$$

式中 P ——功率, 单位为 W;

ω ——角速度, 单位为 rad/s。

该转矩作用在主轴, 将产生扭剪应力 f_s 。根据材料力学有

$$f_s = \frac{Mr}{J} \quad (5-4)$$

式中 r ——轴线到所求应力处距离，单位为 m；

J ——轴转动惯量。

为了使主轴能承载给定转矩，应对其进行校核计算。最大扭剪应力应发生在轴外表面，即 $r=r_0$ 处。根据 f_s 和轴转动惯量 $J=\pi r_0^4/2$ ，初算出轴直径

$$f_s = \frac{Mr}{J} = \frac{Mr_0}{\pi r_0^4/2} = \frac{2M}{\pi r_0^3} \quad (5-5)$$

$$D = 2r_0 = 2\sqrt[3]{\frac{2M}{\pi f_s}} \quad (5-6)$$

实际设计中，上述计算通常应考虑一定的安全系数，对不同的材料，一些机械设计手册给出了推荐最大应力。

例 5-1 对某机组主传动轴零件进行设计。已知所选发电机额定功率为 200kW，低速轴转速为 40r/min，高速轴转速为 1800r/min，假设所选实心钢轴推荐最大应力为 55MPa，齿轮箱在额定条件下效率为 0.94，发电机在额定条件下效率为 0.93，试确定低速轴和高速轴的直径。

解 低速轴角速度为 $\omega_m = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 40}{60} \text{rad/s} = 4.19 \text{rad/s}$

高速轴角速度为 $\omega_t = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 1800}{60} \text{rad/s} = 188.5 \text{rad/s}$

高速轴功率为 $P_t = \frac{200000}{0.93} \text{W} = 215000 \text{W}$

低速轴功率为 $P_m = \frac{215000}{0.94} \text{W} = 229000 \text{W}$

低速轴转矩 $M_m = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{229000 \text{W}}{4.19 \text{rad/s}} = 54650 \text{N} \cdot \text{m}$

高速轴转矩 $M_t = \frac{P_t}{\omega_t} = \frac{215000 \text{W}}{188.5 \text{rad/s}} = 1140 \text{N} \cdot \text{m}$

高速轴直径 $D_H = 2\sqrt[3]{\frac{2T_t}{\pi f_s}} = 2\sqrt[3]{\frac{2 \times 1140}{\pi \times 55 \times 10^6}} \text{m} = 0.0473 \text{m}$

低速轴直径 $D_L = 2\sqrt[3]{\frac{2T_m}{\pi f_s}} = 2\sqrt[3]{\frac{2 \times 54650}{\pi \times 55 \times 10^6}} \text{m} = 0.172 \text{m}$

从上例可以看出，低速轴比高速轴直径要大得多，显然将增加质量和成本，因而应尽可能缩短低速轴的长度。

传动轴设计应根据 ISO/TR 13593:1999 确定疲劳状况下的额定寿命。应考虑包括结构载荷在内的所有轴载荷，可靠性 99% 处的疲劳寿命应大于设计寿命。

(2) 考虑综合载荷作用的主轴强度计算 实际上，主轴的功用不仅是将转矩传递给齿轮箱，同时还要在轴端支撑巨大的风轮。因此，主轴承受的载荷情况比上述仅转矩作用的条件

要复杂得多。以下简要讨论相关的主轴设计问题。根据设计实践,考虑全部载荷作用条件下,风轮主轴直径通常可取风轮直径的1%左右。按此设计参数一般可以保证其强度,此时主轴轴端所承受的合成应力为

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_p^2 + M_r^2}}{W_a} \times 100 + \frac{G_r}{A_a} \quad (5-7)$$

式中 M_p ——工作转矩,单位为 $N \cdot m$;
 M_r ——风轮的陀螺力矩,单位为 $N \cdot m$;
 G_r ——主轴承受的重力,单位为 N ;
 W_a ——轴端抗弯截面系数,单位为 cm^3 ;
 A_a ——主轴轴端截面积,单位为 cm^2 。

3. 轴系的连接构件

为实现机组传动链部件间的转矩传递,传动链的轴系还需要设置必要的连接构件(如联轴器等)。齿轮箱高速轴与发电机轴的连接构件一般采用柔性联轴器,以弥补机组运行过程轴系的安装误差,解决主传动链轴系的不对中问题。同时,柔性联轴器还可以增加传动链的系统阻尼,减少振动的传递。图5-9所示为某大型风力发电机组高速轴与发电机轴间的联轴器结构示意图。

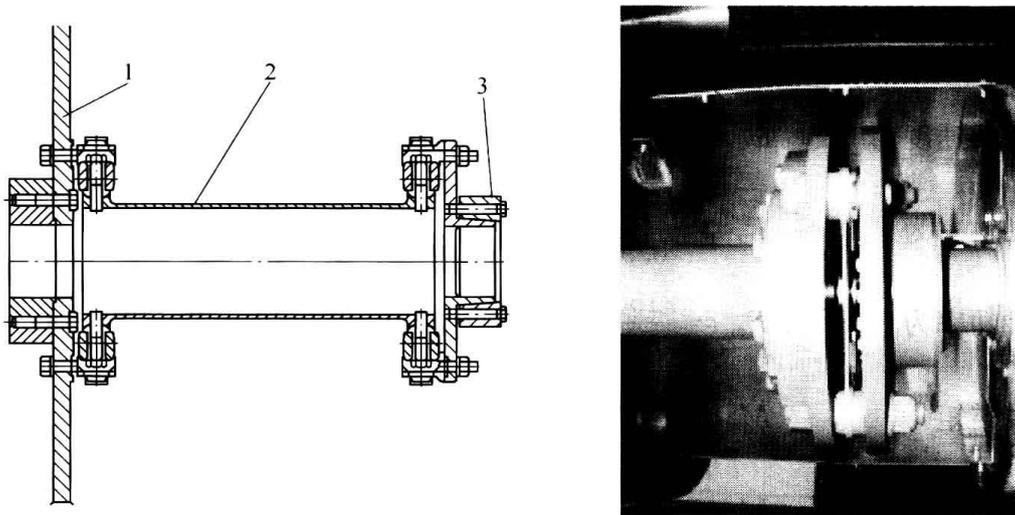


图5-9 某大型风力发电机组高速轴与发电机轴间的联轴器结构

1—制动盘 2—联轴器 3—胀紧套

齿轮箱与发电机之间的联轴器设计,需要同时考虑对机组的安全保护功能。由于机组运行过程可能产生异常情况下的传动链过载,如发电机短路导致的转矩甚至可以达到额定值的5~6倍。为了降低设计成本,不可能将该转矩值作为传动系统的设计参数。采用在高速轴上安装防止过载的柔性安全联轴器,不仅可以保护重要部件的安全,也可以降低齿轮箱的设计与制造成本。

联轴器设计还需要考虑完备的绝缘措施,以防止发电系统产生的寄生电流对齿轮箱产生的不良影响。图5-10所示为某机组齿轮箱与发电机间联轴器的绝缘设计方案。

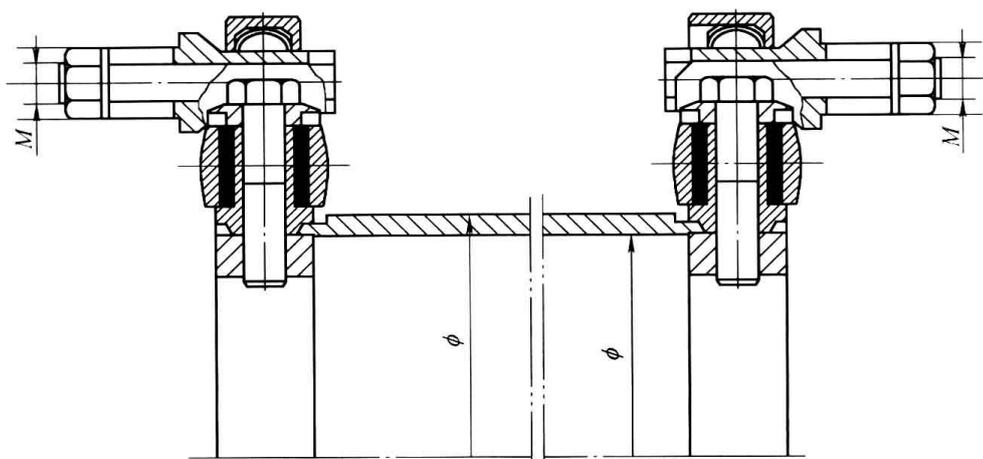


图 5-10 某机组齿轮箱与发电机间联轴器的绝缘设计方案

5.1.3 主传动链齿轮传动特点与设计要求

如何把风轮转速转化为发电机所需的转速，是风力发电机组设计过程需要解决的关键问题之一。相关的研究虽涉及专用低速发电机或液力传动等技术，但目前主流技术是采用大传动比的齿轮传动装置（以下简称齿轮箱）。图 5-11 所示为某大型风力发电机组的齿轮箱。

风力发电机组主传动链齿轮传动的主要功用，是将风轮所产生的转矩传递到发电机，并使其得到相应的转速。现在，一些企业已能够生产传动功率较大且增速比为 100 : 1 以上的高性能齿轮箱。表 5-4 为某风力发电机组齿轮箱的基本技术参数。

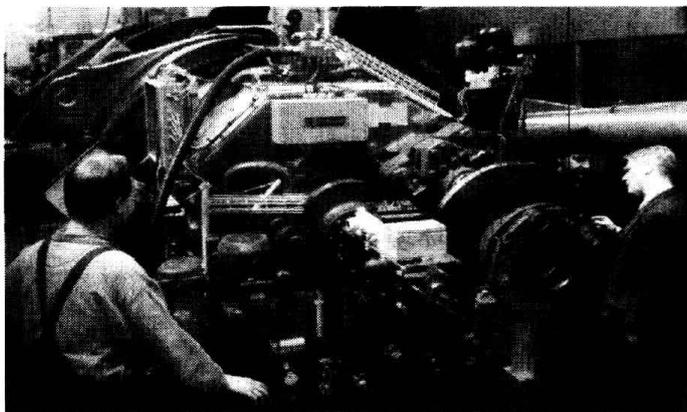


图 5-11 某大型风力发电机组的齿轮箱

表 5-4 某风力发电机组齿轮箱的基本技术参数

技术参数	参数值
增速比	约为 104
额定驱动功率	1700kW
额定转矩（在额定速度时）	933kN·m
旋转方向	顺时针（风轮的迎风向）
润滑方式	飞溅润滑+压力润滑
发电机额定速度	1810r/min
发电机速度范围	1030~2040r/min
运行时最高转速	2200 r/min (<2min), 2500 r/min (<10s)
高速轴最大输出转矩	25.5kN·m
最大转矩时的横向力	77.3kN
最大转矩持续时间	13s
最大转矩发生频率	约为每年 3 次

风电齿轮箱是影响机组总体成本的重要因素，同时也是机组的主要故障源和失效源之一。图 5-12 所示为由于疲劳断裂导致失效的某机组齿轮箱的构件。与其他工业齿轮箱相比，此种传动装置的设计条件比较苛刻，为明确风电齿轮箱的设计目标，首先应了解其基本特点。

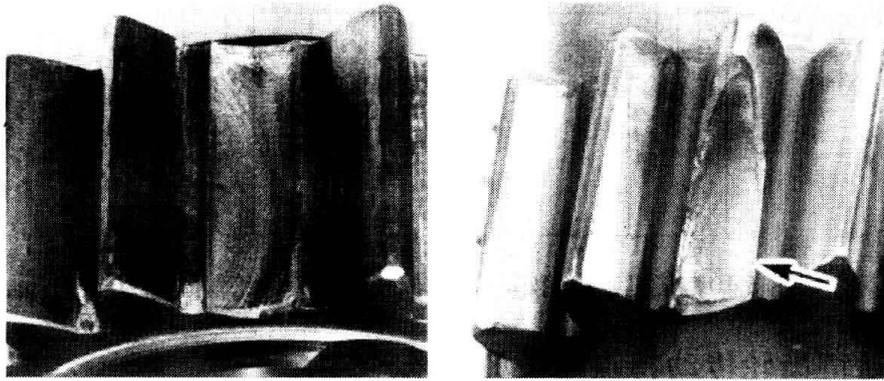


图 5-12 由于疲劳断裂导致失效的某机组齿轮箱的构件

1. 传动条件

风力发电机组齿轮箱是一种大传动比、大功率的增速传动装置，需要承受多变的风载荷作用及强阵风的冲击，且对运行可靠性和使用寿命的要求比一般机械高得多，通常要求设计寿命为 20 年。设计过程往往难以确定齿轮箱所承受的动态载荷，在很大程度上也是齿轮箱故障的诱因。

2. 运行条件与环境的影响

齿轮箱需要常年运行在酷暑、严寒和极端温差的自然环境条件，且安装在高空，维修困难。因此，除常规状态的力学性能外，还要求构件材料有低温状态下抗冷脆性等特性。需考虑对齿轮传动装置的充分润滑条件，并具备适宜的加热与冷却措施，以保证润滑系统的正常工作。

3. 设计空间与安装条件

齿轮箱的体积和质量对机组其他部件的载荷、成本等都有重要影响，因而设法减小其结构和减轻其质量显得尤为重要。但结构尺寸与可靠性的矛盾，往往使齿轮箱设计陷入两难境地。同时，由于近年机组单机功率不断增大，对齿轮箱设计形成了巨大的压力。

齿轮箱与主机架间一般不采用刚性连接，同时应考虑必要的减振和降噪，最大程度上吸收齿轮箱所产生的振动，减小振动对机组的影响。

4. 其他

一般需要在齿轮箱的输入端（或输出端）设置制动装置，配合风轮的气动制动实现机组的制动功能。巨大的制动载荷对传动系统会产生不良影响，应考虑防止振动和冲击措施，设置合理的传动轴系和齿轮箱体支撑。

鉴于以上特点，风力发电机组主传动链齿轮传动的总体设计目标很明确，即在满足可靠性和工作寿命要求的前提下，以最小体积和质量为目标，获得优化的传动方案。齿轮箱的结构设计过程，应以传递功率和空间限制为前提，尽量选择简单、可靠、维修方便的结构方案，同时正确处理刚性与结构紧凑性等方面的问题。

5.1.4 齿轮箱的基本传动形式与构成

1. 齿轮箱的主体构成

根据传动链总体布局设计和风轮主轴支撑形式要求, 齿轮箱的结构可能有较大差异, 但其主体一般是由箱体、传动机构、支撑构件(如轴承)、润滑系统和其他附件构成的, 如图 5-13 所示。

齿轮箱体需要承受来自风轮的作用力和齿轮传动时产生的反作用力; 箱体也是传动链零部件的基础构件, 需要根据传动链的总体布局设计要求, 为风轮主轴、齿轮传动机构的回转体提供可靠的支撑和连接, 同时将载荷平稳传递到主机架。

传动机构是实现齿轮箱增速传动功能的核心机构, 通常由多级齿轮副和支撑构件组成。

可靠的润滑系统是齿轮箱的重要配置, 可以实现传动构件的良好润滑。同时, 为确保极端环境温度条件的润滑油性能, 一般需要考虑设置相应的加热和冷却装置。

齿轮箱还包括对润滑油、高速端轴承等温度进行实时监测的温度传感器, 防止外部杂质进入齿轮箱的空气过滤器, 防止雷击的雷电保护装置等附件。

2. 齿轮箱的传动形式

齿轮箱的种类很多, 按其传动形式大致可分为定轴、行星齿轮以及组合传动的齿轮箱; 按传动级数可分为单级传动或多级传动齿轮箱; 按布置形式又可分为展开式、分流式和同轴式等形式的齿轮箱。

齿轮箱可同时具有两种或其中一种齿轮传动形式: 一是定轴齿轮传动, 另一种是行星齿轮传动。由于增速比要求很大, 风电齿轮箱通常为多级齿轮传动。用于在大型风力发电机组主传动链中的齿轮箱, 多采用一级或两级行星齿轮与定轴齿轮组成混合轮系的传动方案(图 5-14)。

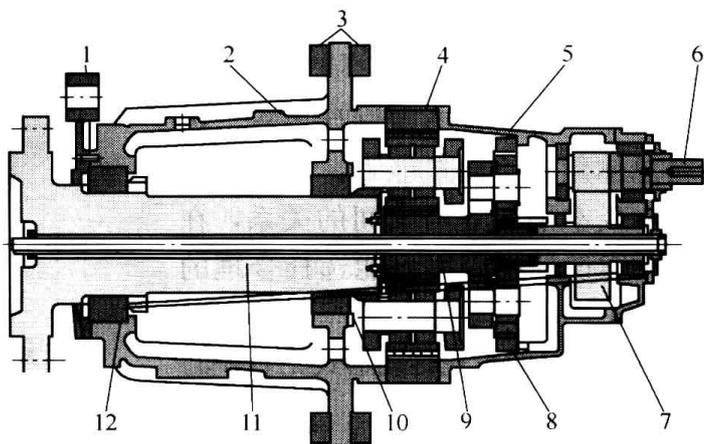


图 5-13 齿轮箱的主体构成

- 1—叶轮锁 2、5—壳体 3—减噪装置 4—一级行星齿轮机构
6—输出轴 7—输出级 8—二级行星齿轮机构 9—空心轴
10—主轴后轴承 11—输入轴（主轴） 12—主轴前轴承

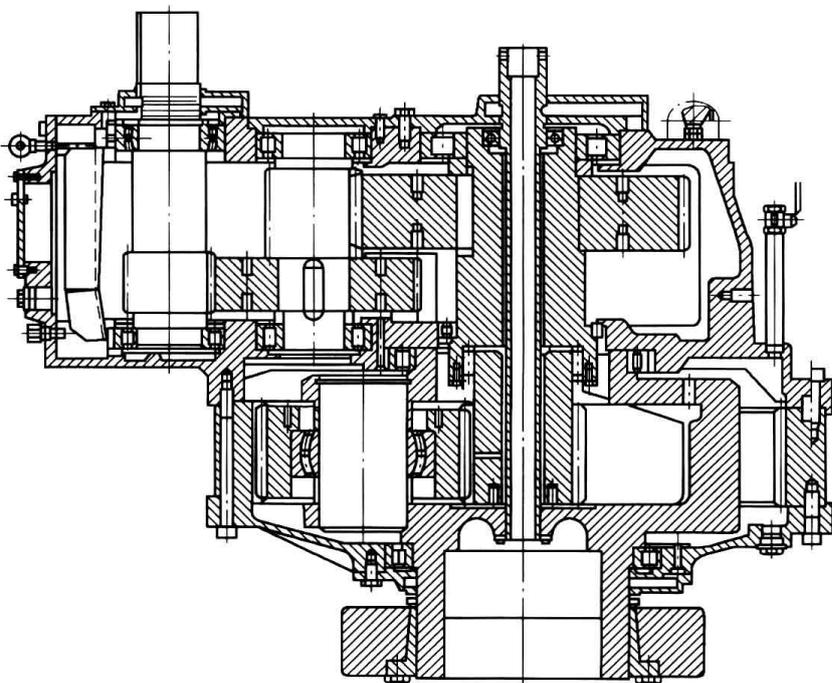


图 5-14 采用一级或两级行星齿轮与定轴齿轮组成混合轮系的传动方案

需要指出,可以有多种方式实现齿轮箱给定的设计要求,而传动方案的设计在很大程度上将影响齿轮箱的性能和成本构成。如图 5-15 所示,采用多级行星轮传动方式,往往可以获得更紧凑的结构,但同时可能会增加设计与制造的难度和成本。

因此,应综合考虑设计要求、齿轮箱总体结构、制造能力,以及与机组总体成本平衡等因素间的关系,在传动方案设计中应尽可能选择合理的传动形式。

目前常见的齿轮传动形式见表 5-5。

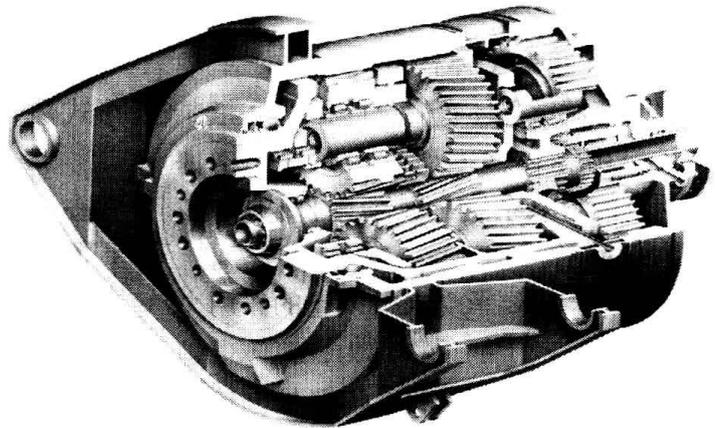


图 5-15 采用三级行星轮传动的齿轮箱

表 5-5 常用齿轮箱的传动形式及其特点

传动形式		传动简图	推荐增速比	特点及应用
行星齿轮传动	单级 NGW		$i = 2.8 \sim 12.5$	与普通圆柱齿轮减速器相比,尺寸小,质量轻。但制造精度要求较高,结构较复杂,在要求结构紧凑的动力传动中应用广泛
	两级 NGW		$i = i_1 i_2$ $i = 14 \sim 160$	同单级 NGW 型
一级行星齿轮两级圆柱齿轮传动	混合式		$i = 20 \sim 80$	低速轴为行星齿轮传动,使功率分流,同时合理应用了内啮合。末二级为平行轴圆柱齿轮传动,可合理分配减速比,提高传动效率

5.2 齿轮传动设计基础

5.2.1 轮系的概念

1. 定轴轮系

所谓轮系,是指一种由若干对啮合齿轮组成的传动机构,以满足复杂的工程要求。组成轮系的所有齿轮几何轴线位置都固定不变时,习惯上被称为定轴传动轮系。定轴轮系又可分为

为两类：轮系中所有齿轮轴线都相互平行的，称为平行轴轮系或平面定轴轮系；轮系中有相交或交错的轴线，则称之为空间定轴轮系。

轮系输入轴与输出轴的角速度或转速之比被称为轮系的传动比。分析传动比时，不仅要计算其数值大小，还需要确定输入轴与输出轴的转向关系。平面定轴轮系的转向关系一般用正、负号表示：转向相同用正号，相反用负号。非平面定轴轮系中各齿轮的转向一般用箭头表示。

设由 k 个齿轮组成的平行轴定轴轮系，轮系的首个齿轮（1 轮）的转速为 n_1 ，末轮（ k 轮）转速为 n_k ，轮系的传动比计算式可表示为

$$i_{1k} = \frac{n_1}{n_k} = (-1)^m \frac{\text{从 1 轮到 } k \text{ 轮之间所有从动轮齿数的连乘积}}{\text{从 1 轮到 } k \text{ 轮之间所有主动轮齿数的连乘积}} \quad (5-8)$$

式中 m ——轮系中从轮 1 到轮 k 间外啮合齿轮的对数。

一般而论，平面定轴轮系每级齿轮的增（减）速比不能太大，若速比较大时需考虑由多级齿轮组成的传动轮系。

例如，若设平面定轴轮系单级齿轮传动的最大增速比为 $6:1$ ，某风力发电机组的发电机输入转速为 1800r/min ，而风轮的输出转速分别为 30r/min 和 52.5r/min 两种，考虑相应的传动轮系设计问题：首先可计算出两种风轮转速条件下的总增速比要求

$$i_1 = 1800/30 = 60; \quad i_2 = 1800/60 = 30$$

因单级齿轮传动的最大增速比为 6 ，根据增速比要求，对于转速为 30r/min 的风轮，为提供所需 1800r/min 发电机输入转速，应考虑采用 3 级齿轮传动增速，其最大增速比 $i_{1m} = 6^3$ ；而对于转速为 60r/min 的风轮，用 2 级齿轮增速传动即可，其最大增速比 $i_{2m} = 6^2$ 。

实际上，采用较少级数的轮系传动，可显著减轻齿轮传动装置的质量，降低成本。因此，在条件允许时，应尽可能降低对增速比的要求，使轮系的传动级数最少。

2. 行星轮系

若轮系中至少有一个齿轮的轴线可绕其他齿轮的轴线转动，这样的轮系称为行星轮系。轴线可动的齿轮被称为行星轮（图 5-16 中的轮 c ）。行星轮既可绕其本身轴线自转，又绕 $O-O$ 轴公转。

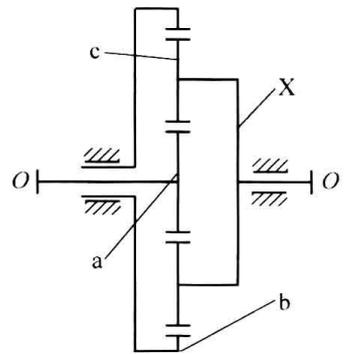


图 5-16 行星轮系

如图 5-16 所示的行星轮系机构，支撑行星轮 c 并使其得以公转的构件称为系杆，用符号 X 表示；系杆 X 旋转的几何轴线 $O-O$ 称为主轴线；而与行星齿轮 c 啮合且轴线与主轴线重合的齿轮称为中心轮，用符号 Z 表示。其中外啮合的中心轮称为太阳轮，用符号 a 表示；内啮合的中心轮称为支持轮，用符号 b 表示。轮系中旋转轴线与主轴线重合且承受外力矩的构件，称为轮系的基本构件（如中心轮 a 、 b 和系杆 X ）。

针对不同的设计目标，行星轮系可以有多种传动形式，本节主要讨论风力发电机组齿轮箱常用的 $2Z-X$ 型行星轮系。 $2Z-X$ 轮系的特征是以两个中心轮（ $2Z$ ）和一个系杆（ X ）作为基本构件。此种行星轮系的传动效率高，承载能力强，结构简单且工艺性好。

3. 行星齿轮传动的基本设计计算步骤

设计行星齿轮传动机构，首先需要了解传动要求、工况和所需齿轮的机械特性等初始条

件。通常已知原始设计数据为输入功率 P_1 (kW)、输入转速 n_1 (r/min)、总传动比 i_p ，以及工作特性和载荷工况等设计要求。

行星齿轮传动的设计计算步骤推荐如下：

(1) 绘制传动方案分析简图 传动方案简图主要用于轮系运动关系分析。

(2) 配齿设计计算 配齿计算是轮系参数设计的重要内容。需要注意的是，配齿的设计过程中不仅要满足给定的传动比条件，还应尽量缩小行星齿轮传动的外廓尺寸和质量，并对配齿所得的实际传动比进行计算验证。

(3) 确定齿轮的基本传动参数 将行星轮系传动分解为单独啮合的齿轮副，根据行星齿轮传动的设计要求、齿轮的承载能力和成本等因素，选择齿轮传动的基本几何参数、精度要求、材料、热处理方式和齿面硬度等。

(4) 结构设计 根据行星齿轮传动的类型、分解啮合齿轮副的类型（如外啮合或内啮合），结合相关的传动理论，开展轮系各构件和齿轮的强度分析，并设计合理的结构。

(5) 装配条件验算 验证所设计的行星齿轮是否满足邻接条件、同心条件和安装条件。

本节的以下内容将围绕这些行星齿轮传动的设计需求展开。

5.2.2 行星轮系的传动比

由于行星轮系中的行星轮 c 绕本身的轴线自转又绕主轴线公转，此种轮系的传动比不能再按定轴轮系的方法直接计算，一般采用下述的反转分析法间接求解。

参照图 5-16 所示的轮系机构，设行星齿轮系各齿轮转速分别为 n_a 、 n_b 、 n_c ，系杆 X 的转速为 n_X 。

分析转化轮系两构件间相对角速度关系及其传动比时，通常在传动比符号 i 增加下角标表示相应的输入与输出构件，同时用上角标表示所相对的构件。例如 i_{ab}^X 则表示轮系在施加系杆 X 反向转速 $-n_X$ 条件下，轮 a 与轮 b 的相对速度或角速度的比值。

根据定轴轮系传动比的计算公式，可得到转化后机构的相对传动比为

$$i_{ab}^X = \frac{n_a^X}{n_b^X} = \frac{n_a - n_X}{n_b - n_X} = (-1)^1 \frac{z_c z_b}{z_a z_c} = -\frac{z_b}{z_a} = -p \quad (5-9)$$

$$i_{ac}^X = \frac{n_a^X}{n_c^X} = \frac{n_a - n_X}{n_c - n_X} = -\frac{z_c}{z_a} \quad (5-10)$$

式中 i_{ab}^X ——转化轮系中两中心轮 a 与 b 相对于系杆 X 的转速比；

n_k^X ——转化轮系中各构件相对于系杆 X 的转速， $k=a$ 、 b 、 c ；

p ——内齿轮 b 与中心轮 a 的齿数比，也称为行星轮的特性参数，对于 NGW 型行星齿轮，一般可取 $p=2\sim 8$ ，式中的“ $-$ ”号表示输入与输出速度的旋转方向相反。

5.2.3 组合轮系

轮系中同时具有定轴和行星齿轮传动时被称为组合轮系，如图 5-17 所示。由于组合轮系是由运动性质不同的轮系组成的，计算其传动比时，须先将轮系分解成相应的行星轮系和定轴轮系，再分别按反转轮系和定轴轮系的传动比计算方法联立求解。

组合轮系分解方法需要先找出各行星轮系，余下的便是定轴轮系。图 5-17 所示的组合轮系，按行星轮轴线可转的特征，找到由行星架 H 支承的行星轮 3，以行星轮 3 为核心，与其相啮合的有太阳轮 2' 和 2。

例 5-2 如图 5-17 所示轮系，已知 $z_1 = 20$ ， $z_2 = 40$ ， $z_{2'} = 20$ ， $z_3 = 30$ ， $z_4 = 60$ ，均为标准齿轮传动。试求 i_{1H} 。

解

1. 分析轮系

由图 5-17 可知，该轮系为一平行轴定轴轮系与简单行星轮系组成的组合轮系，其中

行星轮系：2'—3—4—H

定轴轮系：1—2

2. 分析轮系中各轮间的内在关系

由图 5-17 中可知

$$n_4 = 0, \quad n_2 = n_{2'}$$

3. 分别计算各轮系传动比

1) 定轴齿轮系。由式 (5-8) 得

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = (-1)^1 \frac{z_2}{z_1} = -\frac{40}{20} = -2$$

$$n_1 = -2n_2$$

2) 行星齿轮系。由式 (5-9) 得

$$i_{2'4}^H = \frac{n_{2'}^H}{n_4^H} = \frac{n_{2'} - n_H}{n_4 - n_H} = -\frac{z_4 z_3}{z_3 z_{2'}} = -\frac{60}{20} = -3$$

3) 联立求解。联立以上两式，并代入 $n_4 = 0$ ， $n_2 = n_{2'}$ 得

$$\frac{n_2 - n_H}{0 - n_H} = -3$$

$$n_1 = -2n_2$$

所以

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = \frac{-2n_2}{\frac{n_2}{4}} = -8$$

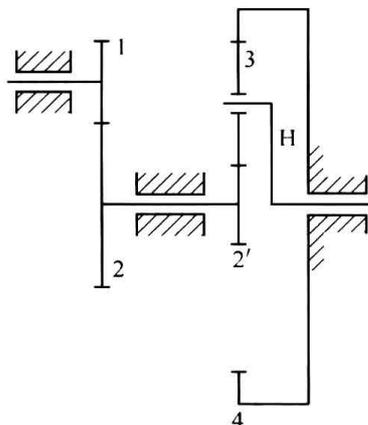


图 5-17 组合轮系

5.3 风力发电机组齿轮箱设计

5.3.1 设计标准

设计标准是机械产品设计的重要依据，风电齿轮箱的设计也不例外。鉴于此类产品设计的特殊性，除通用设计标准外，风电齿轮箱的设计还需要参照相关的专用标准。

1. 相关的国家标准

2008 年 6 月颁布的国家标准 GB/T 19073—2008《风力发电机组—齿轮箱》(以下简称

19073 国标), 对风轮扫掠面积大于或等于 40m^2 的风电齿轮箱的技术要求、试验方法、检验规则及标志、包装、运输和储存提出了概括性要求。但由于我国在大型风电齿轮箱的设计技术领域涉足较晚, 相关设计标准尚不完善, 目前国内大型风电齿轮箱设计过程, 还需要参考国际标准或欧美标准。

2. 其他相关设计标准

2003 年 10 月美国风能协会 (AWEA) 与齿轮协会 (AGMA) 联合制定了新的风电齿轮箱标准 (Standard for Design and Specification of Gearbox for Wind Turbines), 替代原有的 AGMA/AWEA921-A97。该标准 2004 年被确定为美国国家标准, 亦即 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 (简称 AGMA 6006 标准)。

6006 标准对 $40\text{kW}\sim 2\text{MW}$ 的风电齿轮箱的设计、制造和运行等作了比较完整的规定, 被世界上许多国家采用, 也是风电齿轮箱设计领域最有影响的标准。2005 年, 国际标准化组织采用快速程序, 直接将该标准作为国际标准 (ISO 81400-4: 2005) 颁布。

AGMA 6006 标准的正文部分包括适用范围、引用标准、定义和符号、设计规范、齿轮箱设计和制造要求以及润滑等内容, 对齿轮强度计算方法以及轴承使用情况、寿命要求、最大应力等作了具体规定。该标准的特色之处在于其附录部分, 比较详细地阐述了机组结构、齿轮箱的载荷问题、运行和维护条件、润滑选择和状态监测等问题。

5.3.2 设计载荷

作为传递动力的部件, 设计载荷是齿轮箱零部件强度及轴承寿命计算的重要依据, 也是整个齿轮箱结构设计阶段最重要的参数之一。

1. 确定基本设计载荷的方法及其分析

设计载荷的分析过程也应参照相应的设计标准。AGMA 6006 标准强调, 最好以机组传动链的载荷谱作为风电齿轮箱及其零部件的基本设计载荷。

对风电齿轮箱的传动方案设计而言, 最重要的载荷参数是反映风轮输出转矩及其相应特性的载荷谱, 一般采用机组运行寿命期间测得的风轮转矩变化与发生频率来表示 (图 5-18)。根据载荷谱并参照相应的结构强度极限, 齿轮箱设计中需要在载荷谱上方留出足够的余量。

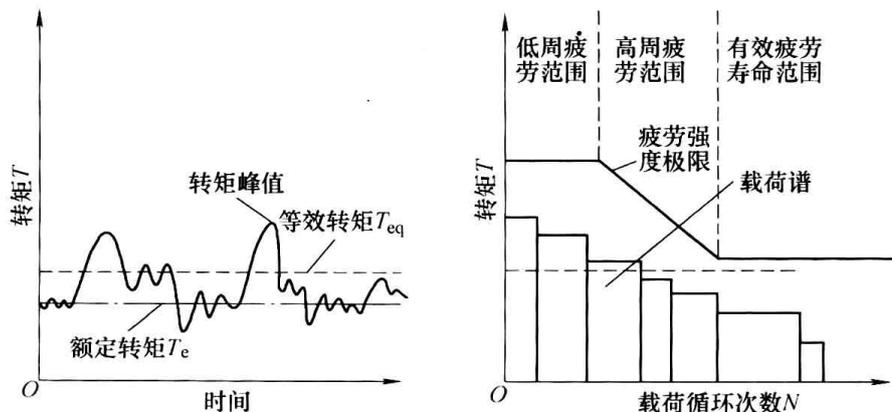


图 5-18 转矩与载荷谱的关系

在给定载荷谱条件下, 通常将等效载荷作为设计计算的依据, 在 AGMA 6006 标准附录 X 中, 给出了根据载荷谱确定等效载荷的方法。

图 5-19 所示为某 1.5MW 机组的载荷谱。图 5-19 中的 T_{eq} 是按 AGMA 6006 标准计算得到的该载荷谱的等效载荷, T_e 为按额定功率得到的设计载荷。

计算载荷对齿轮箱的设计会有很大的影响。分析图 5-19 的载荷谱可以发现:该机组 20 年累计工作时间约 16 万 h, 累计循环次数 13.8×10^7 ; 而在额定转矩以上工作的时间仅占总寿命的 7.8%, 大于额定转矩的循环次数仅占总循环次数的 9.3%。因此, 实际上齿轮箱在额定载荷条件工作的时间很有限。因此, 按额定功率、转速和工况系数作为风电齿轮箱基本设计载荷往往偏于保守。换言之, 若分别将额定功率确定的 T_e 与采用载荷谱确定的 T_{eq} 作为计算载荷, 依据前者所设计的齿轮箱可能比依据后者的设计结构尺寸偏大。有鉴于此, 齿轮箱的结构设计过程应根据现场情况和设计经验, 慎重确定合理的设计载荷作为结构强度校核的依据。

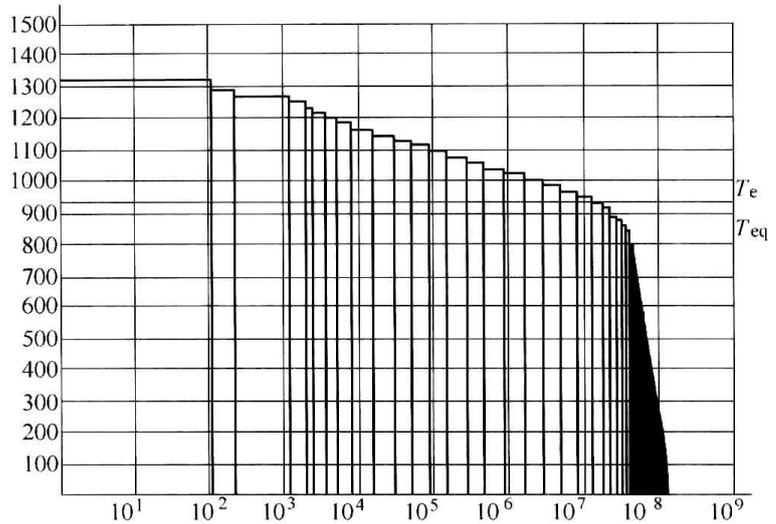


图 5-19 某 1.5MW 机组的载荷谱

2. 制动载荷

制动是风力发电机组必备的功能。一般而论, 风轮的正常制动主要依靠气动制动功能, 其制动时间比机械制动短得多; 机械制动系统多用于紧急制动情况, 相对使用得很少。

需要注意的是, 由制动作用产生的转矩往往超过机组额定转矩, 而安装于传动链高速轴上机械制动装置所形成的制动载荷将直接作用于齿轮箱。

图 5-20 所示为典型制动时高速轴的转矩特性。从图 5-20 中可以明显看出, 由于发电机脱网时需要采取制动, 由此产生的轴转矩要远大于机组的额定值。对此转矩图进行简单分析后还可发现, 制动转矩一般并不是常数。由于脱网动作, 在 2s 时转矩达到第一个峰值; 在高速轴停止段转矩达到更高的峰值; 随后虽有缓慢下降, 但由于齿轮传动系中载荷关系的变化, 4s 的转矩达到更高, 同时伴随传动系统剧烈的转矩波动, 此种低频振荡将导致轮齿的冲击。尽管制动载荷不常发生, 持续时间也很短, 但对齿轮箱构件的疲劳损伤会有决定性作用, 设计时应引起注意。

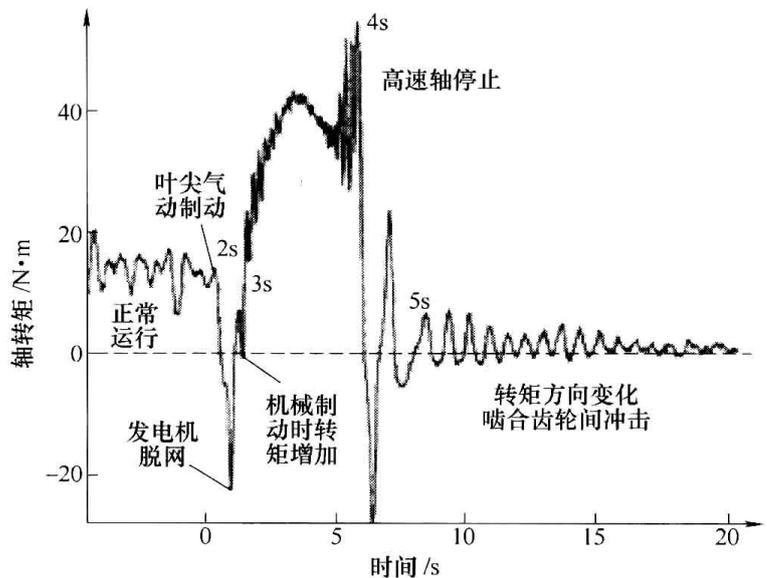


图 5-20 典型制动时高速轴的转矩特性

齿轮箱的载荷不仅受到制动强度的影响, 运行中可能发生的发电机短路等故障导致的巨

大转矩对齿轮箱也会有很大的破坏性。但鉴于此类极端载荷很少发生，为了降低设计成本，确定齿轮箱的设计载荷时往往难以考虑这些因素。为了保护齿轮箱和其他重要部件的安全，通常需要在高速轴上设置防止过载的柔性联轴器等安全环节。

3. 设计载荷的工况系数

齿轮箱结构设计一般关注两方面内容：一方面是“内部”构件（如齿轮、轴、轴承等）的尺寸，这是结构设计中应考虑的主要问题；另一方面，需要根据运行环境确定“外部”载荷的准确信息，作为重要的设计参数。

一般传动系统的设计标准均给出工况系数 K_A ，其基本作用是反映与齿轮箱载荷相关的外部应用情况，亦即应包括额定载荷下由外部条件变化所致，但齿轮箱必须承受的载荷波动。因此，当考虑工况系数 K_A 时，会使设计载荷值产生相应变化。鉴于风轮功率特性是影响齿轮箱输入端载荷的重要因素，而高速轴的载荷变化、阻尼特性、风轮机械制动系统的安装位置（如安装在低速轴或高速轴）等因素，也将对输出产生重要影响，有关的工况系数 K_A 应与这些外部条件密切相关。但由于问题的复杂性，迄今国内外标准尚难以提供统一且较理想的确定风电齿轮箱工况系数 K_A 与这些因素关系的定量方法。

为解决当前的设计问题，欧美等国家的相关设计标准提供了一些与工况系数 K_A 功能相似的设计系数，如 AGMA 标准定义的服役系数、DIN 3990 定义的应用系数等。设计中采用哪种标准规定的系数，还需与齿轮箱制造商协商。

还应注意，上述工况系数 K_A 并不涉及齿轮箱内部构件的可靠性信息。在实际设计中，构件可靠性需要选择相应的安全系数来保证。相关的风力发电机组齿轮箱设计标准，对各种载荷条件下构件安全系数有较详尽的规定，应在设计过程认真查阅。

5.3.3 齿轮箱的结构设计

齿轮箱结构设计问题的内容很多，在此只能概述其基本内容和设计中的一些问题供设计中参考。

1. 初步确定总体结构参数

总体结构参数是风力发电机组齿轮箱重要的设计依据，除另有规定外，根据设计目标和各种限制条件，应反复比较寻得优化设计方案。可按下列方法之一，初步确定齿轮箱的总体结构尺寸：

1) 参照已有的工作条件相同或类似的传动，用类比方法初步确定总体结构参数。

2) 根据齿轮箱在机舱上的安装和布置要求（如中心距、高度及外廓尺寸等），初步确定主要尺寸。

3) 采用专门的应用分析计算程序初步确定主要尺寸。

2. 箱体的结构设计

箱体是齿轮箱的重要基础部件，要承受风轮的作用力和齿轮传动过程产生的各种载荷，必须具有足够的强度和刚度，以保证传动的质量。

箱体的设计一般应依据主传动链的布局需要，并考虑加工、装配和安装条件，同时要便于检修和维护。

批量生产的箱体一般采用铸造成形，常用材料有球墨铸铁或其他高强度铸铁。用铝合金或其他轻合金制造的箱体，可使其质量较铸铁降低 20%~30%。但当轻合金铸件材料的强

度性能指标较低时,需要增加铸造箱体的结构尺寸,可能使其降低质量的效果并不显著。

单件小批生产时,常采用焊接箱体结构。为保证箱体的质量,铸造或焊接结构的箱体均应在加工过程安排必要的去应力热处理环节。

箱体支座的凸缘应具有足够的刚性,尤其是作为支撑座的耳孔和摇臂支座孔的结构,其支撑刚度要作仔细的核算。

齿轮箱在机架的安装一般需考虑弹性减振装置。最简单的弹性减振器是用高强度橡胶和钢结构制成的弹性支座块(图5-21)。

在箱体上应设有观察窗,以便于装配和传动情况的检查。箱盖上还应设有透气罩、油标或油位指示器。采用强制润滑和冷却的齿轮箱,在箱体的合适部位需设置进出油口和相关液压元件的安装位置。

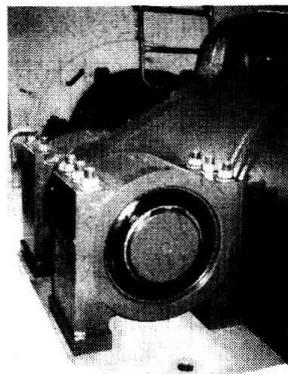


图 5-21 齿轮箱弹性支撑

3. 齿轮与轴的结构设计

由于传动构件的运转环境和载荷情况复杂,要求设计采用的材料除满足常规力学性能条件外,还应具有极端温差条件下的材料特性,如抗低温冷脆性、极端温差影响下的尺寸稳定性等。齿轮、轴类构件材料一般采用低碳合金钢,外啮合齿轮推荐采用 20CrMnMo、15CrNi6、17Cr2Ni2A、20CrNi2MoA、17CrNiMo6、17Cr2Ni2MoA 等材料;内齿圈和轴类零件推荐采用 42CrMoA、34Cr2Ni2MoA 等材料。

对传递动力的齿轮和轴类零件而言,要求极为严格的选材和结构设计,一般情况下不推荐采用装配式拼装结构或焊接结构。齿轮毛坯的制备多采用锻造工艺获得,以保证良好的材料组织纤维和力学特征。

在零件的详细设计中,需要提出合理的热处理要求,这是保证材料综合力学性能达到设计要求的关键环节。风力发电机组齿轮箱通常采用硬齿面齿轮传动,齿面的最终热处理多采用渗碳淬火,以使其具有良好的接触强度和较高的轮齿抗弯强度。

通常轮齿部的最终加工应采用磨齿工艺。根据齿轮箱的传动要求,设计中对齿轮副需要提供合理的传动精度,一般外啮合齿轮不得低于 5 级,内啮合齿轮不低于 6 级,具体要求可参照国标 GB/T 10095.1—2008。

4. 构件的连接

根据传动要求,设计过程要考虑构件可靠的连接问题。齿轮与轴的连接可采用键联结或过盈配合连接等方式。

键联结包括平键和花键两种基本联结方式,其中花键联结的承载能力高,对中性好,但制造成本高。

过盈配合连接可使被连接构件有良好的对中性,特别是在经常出现冲击载荷的情况下,因而在风力发电机组齿轮箱的传动构件连接中得到较多的应用。

5.3.4 传动效率与噪声

风力发电机组齿轮箱的设计标准对齿轮箱传动效率多有明确要求。在很多情况下,造成齿轮箱功率损失的主要原因,在于齿侧的摩擦和润滑过程以热或噪声形式的能量消耗,因此,散热是采用紧凑结构设计型齿轮箱需要考虑的主要问题。除了表面冷却装置外,还应该

再配备冷却系统。

鉴于齿轮传动效率与传动比、齿轮类型和润滑油粘度密切相关，设计过程一般按经验值考虑传动效率：对于定轴传动齿轮，每级约有 2% 的损失，而行星齿轮每级约有 1% 的损失。图 5-22 所示为不同类型齿轮箱的传动效率。

除了传动设计条件外，齿轮箱的传动效率还与额定功率 P_R 、实际传递功率 P 有关。图 5-23 所示为某 1.5MW 机组二级行星齿轮箱实测值的传动效率与功率的关系。从图 5-23 中可见，机组传动载荷较小时，效率会有明显的下降，其原因是此种条件下的润滑、摩擦等空载损失的比重相对增大，会使传动效率相应地下降。

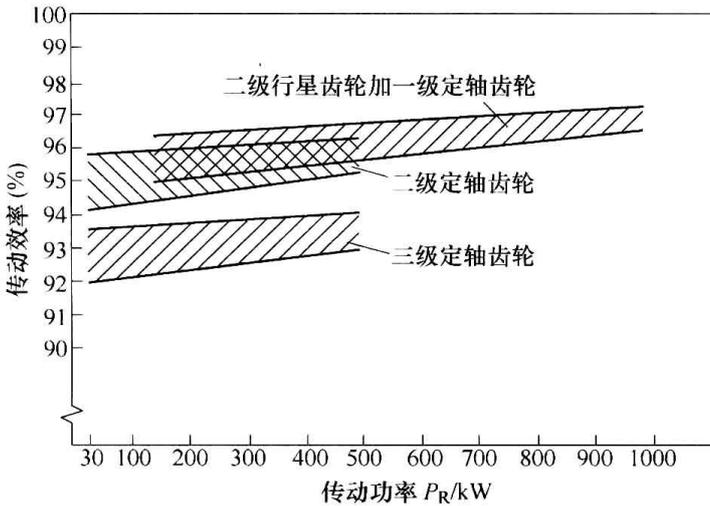


图 5-22 不同类型齿轮箱的传动效率

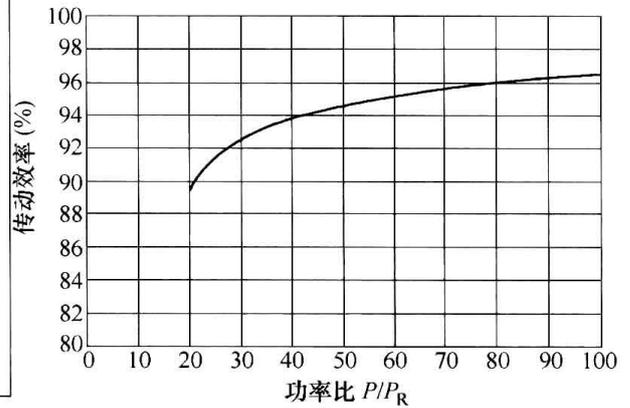


图 5-23 某 1.5MW 机组二级行星齿轮箱实测值的传动效率与功率的关系

设计标准对齿轮箱的传动噪声也有相应要求。而噪声与齿轮箱传动构件的设计和制造质量密切相关。齿轮箱设计通常应提供传动噪声的声压级别。根据 DIN 标准的测试条件，在 1m 距离测得的声压值，通常希望控制在表 5-6 所示范围内。

表 5-6 齿轮箱噪声限制

齿轮箱类型	功率范围/kW	声压值/dB (A)
小型平行轴齿轮箱	<100	75~80
中型平行轴齿轮箱	<1000	80~85
大型行星轮齿轮箱	1000~3000	100~105

5.3.5 润滑与冷却

风力发电机组齿轮箱的失效形式与设计 and 运行工况有关，但良好的润滑是保证齿轮箱可靠运行的必备条件。为此，必须高度重视齿轮箱的润滑问题，配备可靠的润滑油和润滑系统。

1. 润滑油

润滑油的品质是润滑决定性因素之一，对润滑油的基本要求是考虑其对齿轮和轴承的保护作用。选用的润滑油应关注的性能包括减少摩擦、较高的承载与防止胶合能力、降低振动冲击、防止疲劳点蚀和冷却防腐蚀等。

由于风力发电机组齿轮箱属于闭式硬齿面齿轮传动，齿面会产生高温和较大接触应力，

在滑动与滚动摩擦的综合作用下,若润滑不良很可能会在其运转初期(一年左右或 $10^5 \sim 10^6$ 应力循环作用),齿面出现一些直径为10mm左右的“微点蚀”麻点,进而使噪声增大,引起破坏性的胶合与点蚀失效(图5-24)。因此,硬齿面齿轮传动润滑油的选择,应重点保证足够的油膜厚度和边界膜强度。还应注意,常用润滑油使用一段时间后的性能将会降低,而高品质润滑油在其整个预期寿命内都应保持良好的抗磨损与抗胶合性能。

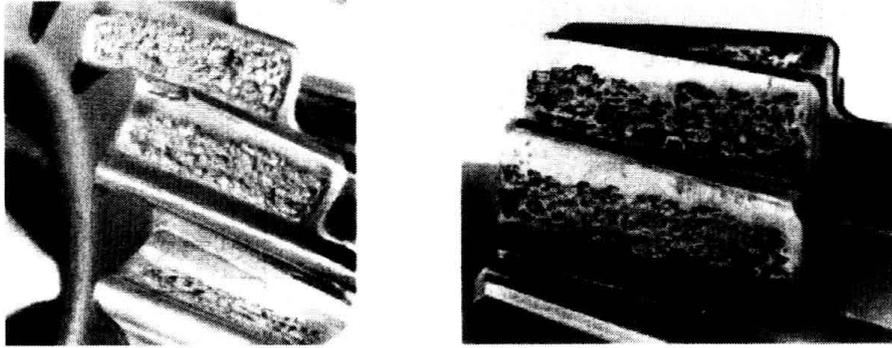


图 5-24 胶合与点蚀失效

粘度是润滑油的又一个最重要的指标。为提高齿轮的承载能力和抗冲击能力,根据环境和操作条件,往往需要适当地选择一些添加剂构成合成润滑油。但添加剂有一些副作用,应注意所选择的合成润滑油的性能,保证在极低温度状况下具有较好的流动性,而在高温时化学稳定性好,并可抑制粘度降低。专业齿轮箱制造厂一般可根据经验或实验推荐相应的润滑油,如 Mobil gear XMP 和 SHCXMP 即为国外专为风力发电机齿轮箱研制的油品。

为解决低温下起动时普通矿物油解冻问题,高寒地区安装的机组需要设置油加热装置。图5-25所示为一种常用的电热管式油加热装置,一般安装在油箱底部。在冬季低温状况下,可将油液加热至一定温度再起动机组,避免因油流动性降低造成的润滑失效。

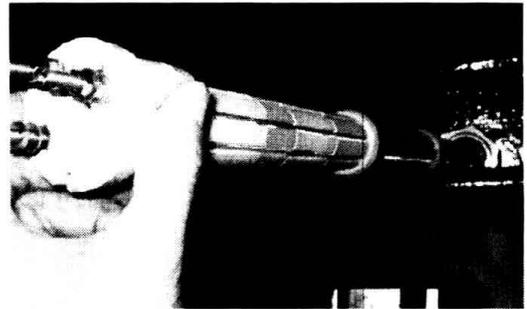


图 5-25 电热管式油加热装置

齿轮箱中的齿轮、轴承是易发生失效的构件,不充分的润滑条件、油温过高或油的杂质等往往会导致此类构件的失效。保持油液的清洁十分重要,即使是第一次使用的新油,也要经过过滤。同时,润滑系统应考虑完善的滤油环节,以确保油液的洁净。

2. 润滑系统

对大型风力发电机齿轮箱而言,根据运行条件设计合理的润滑与冷却系统显得尤为重要。在 AGMA 6006 标准中,对此有比较详尽的规定。

通常风力发电机组齿轮箱采用的强制润滑系统,由齿轮泵和其他液压元件构成。下面以图5-26所示的某机组齿轮箱的润滑系统为例,说明对此种润滑系统的设计要求。

图5-26所示系统设计方案中,分别设置了基本回路以及对润滑油加热和冷却的回路。

1) 在机组每次起动之前,须先启动润滑与冷却系统,待齿轮箱的各润滑点得到充分润滑后才能投入工作。

2) 要求齿轮箱内的润滑油工作温度不低於 -15°C 。当温度低导致润滑油粘度变大,系统的压力升高至一定值时,系统设置的安全阀打开,润滑油需先通过加热回路进行加热。

3) 当温度在 $-15\sim 45^{\circ}\text{C}$ 的工作范围, 系统的压力逐渐降低, 润滑油不再经过加热回路, 可以经过两级过滤器对齿轮箱实施润滑。此时要求系统油泵保证规定的油流量, 确保构件的充分润滑。

4) 当系统的油温超过一定值时, 需要对润滑油进行冷却。此时该系统要求油经过热交换器冷却后, 再流回齿轮箱进行润滑。

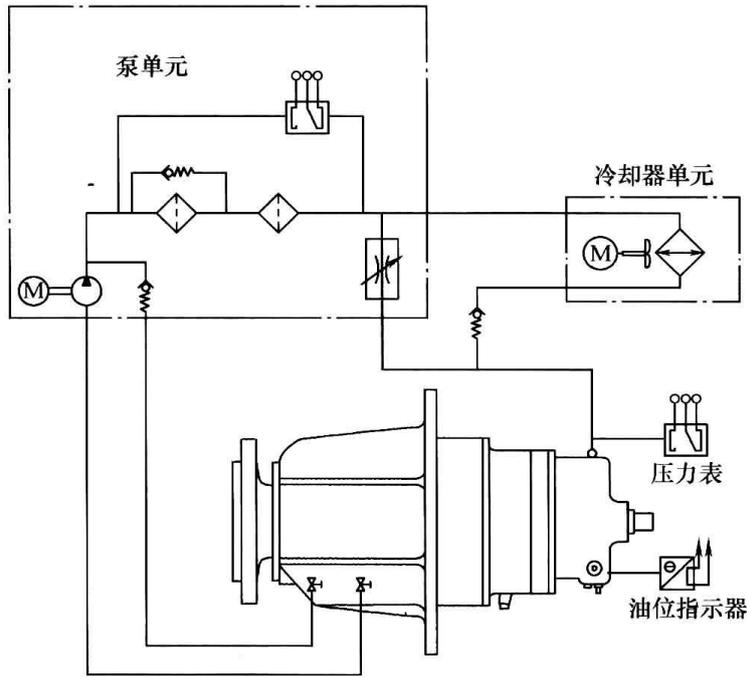


图 5-26 某机组齿轮箱的润滑系统

5.4 主传动链制动机构的设计

5.4.1 风力发电机组关机过程的规划

主传动链制动机构用于风力发电机组的关机。在制动机构设计之初, 首先应对关机过程进行规划。1.5MW 变桨距变速风力发电机组的典型关机过程见表 5-7。

表 5-7 风力发电机组的典型关机过程

关机类型	变桨距系统动作	发电机动作	偏航系统是否继续运行	高速轴制动是否动作
正常关机	转速先以预定值下降, 待发电机转速降到同步速以下且功率降到10kW以下时, 发电机切出, 变桨距以正常速度到顺桨位置		是	否
快速关机	3个叶片以 $10^{\circ}/\text{s}$ 的速度顺桨	待发电机功率降到10kW以下时, 发电机切出	是	否
电网失电关机	3个叶片以 $10^{\circ}/\text{s}$ 的速度顺桨	发电机切出	可能	否
变桨距电池关机	变桨距电池驱动叶片快速顺桨	待发电机功率降到10kW以下时, 发电机切出	是	否
紧急关机	变桨距电池驱动叶片快速顺桨	发电机立即切出	否	否
紧急按钮关机	变桨距电池驱动叶片快速顺桨	发电机立即切出	否	是(延时12s)

在表 5-7 的关机类型中, 多数情况下以空气动力制动为主, 而机械制动的介入, 是为了使风轮固定不动。

5.4.2 风力发电机组关机过程的运动方程

风力发电机组关机过程的运动方程为

$$M_W + M_M + M_E = J \frac{d\omega}{dt} \quad (5-11)$$

式中 M_W ——折算到机械制动轴上的空气动力矩, 单位为 $N \cdot m$;

M_M ——机械制动力矩, 单位为 $N \cdot m$;

M_E ——折算到机械制动轴上的发电机电磁力矩, 单位为 $N \cdot m$;

J ——折算到机械制动轴上的等效转动惯量, 单位为 $kg \cdot m^2$;

ω ——机械制动轴转动角速度, 单位为 rad/s 。

式 (5-11) 中, 规定制动力矩为负, 驱动力矩为正。实现制动的必要条件为式 (5-11) 等号左面力矩之和为负值。下面对力矩的求法分别加以讨论。

1. 空气动力矩

在关机过程中, 风力发电机所受的空气动力矩是时变的。开桨时空气动力矩为正, 顺桨时空气动力矩为负。在关机时, 随着桨距角的增加, 空气动力矩很快由驱动力矩变为制动力矩, 并且随时间不断变化, 最后趋近于零。

根据叶素动量定理, 作用在风轮上的空气动力矩的计算公式为

$$M_W = 4\pi\rho v_1 \Omega \int_0^R r^3 a' (1-a) dr \quad (5-12)$$

式中 ρ ——空气密度, 单位为 kg/m^3 ;

v_1 ——风速, 单位为 m/s ;

Ω ——风轮的旋转角速度, 单位为 rad/s ;

r ——叶素所在半径, 单位为 m ;

a' ——切向气流诱导因子;

a ——轴向气流诱导因子。

切向气流诱导因子和轴向气流诱导因子由以下方程求出, 即

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma_r}{4\sin^2\phi} \left(C_x - \frac{\sigma_r}{4\sin^2\phi} C_y^2 \right) \quad (5-13)$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{\sigma_r C_y}{4\sin\phi\cos\phi} \quad (5-14)$$

式中 ϕ ——相对合速度 (或称合成风速) 与旋转面之间的夹角, 单位为 ($^\circ$);

σ_r ——弦长实度。

弦长实度定义为给定半径下的总叶片弦长除以该半径的周长, 即

$$\sigma_r = \frac{N}{2\pi} \frac{c}{r} \quad (5-15)$$

式中 N ——叶片数;

c ——叶素弦长, 单位为 m 。

$$C_x = C_L \cos\phi + C_D \sin\phi \quad (5-16)$$

$$C_y = C_L \sin\phi - C_D \cos\phi \quad (5-17)$$

式中 C_L ——翼型升力特征系数；

C_D ——翼型阻力特征系数。

如果是高速轴制动，空气动力矩折算到高速轴上有

$$M_w = M \frac{\Omega}{\omega}$$

在额定功率下，风轮以额定转速旋转时，作用在风轮上的空气动力矩（N·m）的计算公式为

$$M_s = \frac{P_s}{\Omega_s} \quad (5-18)$$

式中 P_s ——额定功率，单位为 W；

Ω_s ——风轮额定旋转角速度，单位为 rad/s。

式 (5-18) 可以给出制动的初始条件。

2. 机械制动力矩

$$M_M = -2\mu_f FR_0 n_0 \quad (5-19)$$

式中 μ_f ——摩擦因数，设计计算中一般取 $\mu=0.4$ ；

F ——制动器单侧闸体对制动盘的压紧力，单位为 N；

R_0 ——制动力臂，单位为 m；

n_0 ——制动器数。

式 (5-19) 中的负号表示制动转矩。

式 (5-19) 中的制动器单侧闸体对制动盘的压紧力的计算公式为

$$F = p_h A_0 \quad (5-20)$$

式中 p_h ——液压系统工作压力，单位为 Pa；

A_0 ——制动活塞有效作用面积，单位为 m^2 。

3. 发电机电磁力矩

在关机过程中，对于双馈发电机无论转差率是正还是负，发电机电磁力矩都是制动力矩。

发电机不同，电磁力矩求法也不同。例如，对于异步发电机，电磁力矩在 $s < 0$ 时为制动力矩，其计算公式为

$$M_e = \frac{m_1 p U_1^2 \frac{R_2'}{s}}{\omega_0 \left[\left(R_1 + \frac{R_2'}{s} \right) + (X_1 + X_2')^2 \right]} \quad (5-21)$$

式中 m_1 ——发电机定子相数；

p ——发电机极对数；

ω_0 ——定子角频率，即电网角频率，单位为 rad/s；

U_1 ——定子额定相电压，单位为 V；

s ——转差率；

R_1 ——定子绕组的电阻，单位为 Ω ；

X_1 ——定子绕组的漏抗，单位为 Ω ；

R_2' ——折算到定子侧的转子每相电阻，单位为 Ω ；

X_2' ——折算到定子侧的转子每相漏抗，单位为 Ω 。

式 (5-21) 中，转差率的计算公式为

$$s = \frac{n_1 - n}{n_1} \times 100\% \quad (5-22)$$

式中 n_1 ——同步转速，单位为 r/min；

n ——转子转速，单位为 r/min。

$$n = \frac{30\omega_r}{\pi} \quad (5-23)$$

式中 ω_r ——转子旋转角速度，单位为 rad/s。

如果是低速轴制动，空气动力矩折算到低速轴上，则有

$$M_E = M_c \frac{\omega_r}{\Omega}$$

式 (5-11) 中，折算到机械制动轴上的等效转动惯量的计算公式为

$$J = \sum_{i=1}^N J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \quad (5-24)$$

式中 J_i ——第 i 个转动体的转动惯量，单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ；

ω_i ——第 i 个转动体的旋转角速度，单位为 rad/s。

将式 (5-12)、式 (5-19)、式 (5-21) 代入式 (5-11)，积分可得

$$-2\mu_l FR_0 n_0 t + \int_0^t [M_W(\omega) + M_E(\omega)] dt = J\omega_a \quad (5-25)$$

式中 ω_a ——机械制动轴初始旋转角速度，单位为 rad/s。

式 (5-25) 所示的系统是时变的，可以用数值积分的方法求解。

5.4.3 空气动力制动的设计

空气动力制动的可靠性与风力发电机组的安全直接相关，所以要注重空气动力制动的可靠性。

1. 定桨距机组

定桨距机组空气动力制动主要由叶尖扰流器来实现 (图 5-27)。叶尖扰流器一般由液压系统控制。叶尖扰流器的设计目标是扰流段的长度。作用在叶尖扰流器上的力矩可以由叶素动量定理求出，运动方程服从式 (5-11)。为了机组的安全，需要在液压系统中设置“突开阀”，在液压系统发生故障，风轮超过临界转速时，突开阀动作，叶尖扰流器弹开。

2. 变桨距机组

变桨距机组空气动力制动主要由顺桨来实现。

在液压控制的统一变桨距系统中，液压系统的设计应该考虑到，即使控制动作失效，叶片也应该在空气动力的作用下自动顺桨，起到保护作用。

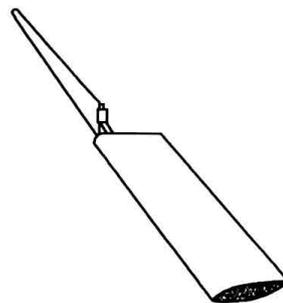


图 5-27 叶尖扰流器制动位置

在液压控制的独立变桨距系统中，每个叶片都应具有自动顺桨功能。并且，如果有的叶片变桨距出现故障，只要有一个叶片正常顺桨，就可以避免事故发生。

在电气控制的独立变桨距系统中，除了顺桨的冗余设计外，还要有备用的变距蓄电池，以便紧急需要时应用。

5.4.4 机械制动的设计

对于大型的风力发电机组，机械制动多置于高速轴。原因是高速轴制动要求的制动力矩相对较低。

1. 一般限制条件

(1) 离心应力的限制 当采用高速轴制动时，制动盘高速旋转，离心应力应受到限制。应根据材料的不同，进行离心应力校核。有资料表明，用球墨铸铁制造的制动盘安全轮缘速度大约为 90m/s。

(2) 摩擦速度的限制 一般用单位面积上的能量耗散率 Q 来限制摩擦速度，相当于摩擦学中的 pv 值限制。应根据摩擦面材料的不同，进行校核。有标准提出，对于树脂基摩擦片，能量耗散率的计算公式为

$$Q = \mu_f pv \leq 11.6 \text{ MW/m}^2 \quad (5-26)$$

式中 μ_f ——摩擦因数；

p ——摩擦片上的压强，单位为 kN/m^2 ；

v ——摩擦速度，单位为 m/s 。

(3) 摩擦片温升的限制 树脂基材料的摩擦片常常选择 300°C 为温度上限；铜基粉末冶金材料的摩擦片耐热温度为 $400\sim 600^\circ\text{C}$ 。

(4) 制动盘温升限制 制动过程中，热量主要流向制动盘。制动盘的温升应该受到限制，否则会造成摩擦片的损坏以及液压油温的超限。例如，球墨铸铁制造的制动盘温度不应高于 600°C 。制动盘上各点的温升与制动时间和该点到制动器的距离有关，微分方程为

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\kappa d^2 \theta}{\rho c_1 dx^2} \quad (5-27)$$

式中 θ ——制动盘温度，单位为 $^\circ\text{C}$ ；

t ——制动时间，单位为 s ；

κ ——热导率，单位为 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ；

ρ ——密度，单位为 kg/m^3 ；

c_1 ——比热容，单位为 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ；

x ——微元到制动器的距离，单位为 m 。

式 (5-27) 可以用数值积分法求解。

制动盘温升 $\Delta\theta$ ($^\circ\text{C}$) 可以由下述经验公式进行估算，即

$$\Delta\theta = \frac{E}{64600(D-\omega)\omega\sqrt{t_0}} \quad (5-28)$$

式中 E ——总的能量消耗，单位为 J ；

D ——制动盘直径，单位为 m ；

ω ——摩擦片宽度，单位为 m ；

t_0 ——制动总时间，单位为 s。

2. 高速轴制动设计

这里以高速轴制动设计(图 5-28)实例加以说明。已知:风轮直径为 60m, 1.3MW 的机组在风速为 20m/s 时运行, 电网突然掉电且需要在超速 10% 的情况下依靠机械制动停机(此时空气动力矩为驱动力矩)。风轮和高速轴公称转速分别是 19r/min 和 1500r/min, 忽略发电机转差率。假定制动设备延时 0.35s, 并且风轮、驱动链、制动盘和发电机转子的转动惯量(折算到低速轴)的总和是 $2.873 \times 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

(1) 求设计制动力矩 首先确定在制动设备延时 0.35s 的时间里风轮转速的上升。根据已知风速(20m/s)和风轮的参数(此处从略)可以求得风轮转速上升值为 1r/min, 从而可得制动开始时, 风轮转速为

$$(19 \times 1.1 + 1) \text{ r/min} = 21.9 \text{ r/min}$$

应用式(5-12)得空气动力矩为 $966 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。于是得到, 在低速轴制动时设计制动力矩为

$$M_{\text{ML}} = 966 \times 1.78 \times 1.05 \text{ kN} \cdot \text{m} = 1805 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

其中, 1.78 包括摩擦材料系数(1.2)、制动钳弹力松弛系数(1.1)和空气动力载荷系数(1.35)。1.05 是额外安全系数。

在高速轴制动时设计制动力矩为

$$M_{\text{MH}} = 1805 \times 19/1500 \text{ kN} \cdot \text{m} = 22.9 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

(2) 制动盘直径的选择 制动开始时制动盘转速是 $21.9 \times (1500/19) \text{ r/min} = 1729 \text{ r/min} = 181 \text{ rad/s}$ 。考虑离心应力, 最大允许制动盘半径大约为 $90/181 \text{ m} = 0.497 \text{ m}$, 取制动盘直径为 1.0m。

(3) 摩擦片的数量和尺寸 在制动开始时所消耗的功率最大, 即 $22.9 \times 181 \text{ kW} = 4145 \text{ kW}$ 。由式(5-26)可得所需摩擦片的总面积为: $4145/11600 \text{ m}^2 = 0.357 \text{ m}^2$ 。相当于 4 个 $0.22 \text{ m} \times 0.22 \text{ m}$ 摩擦片的制动器, 摩擦片总面积为 0.387 m^2 。

(4) 求制动时间和制动盘温升 由式(5-25)、式(5-27)可以解得制动时间和制动盘温升, 如图 5-29 所示。

由图 5-29 可见, 制动时间为 $(5.05 - 0.35) \text{ s} = 4.7 \text{ s}$, 制动盘最高温升为 440°C 。风轮转动初始角速度为 $21.9 \times \pi/30 \text{ rad/s} = 2.29 \text{ rad/s}$ 。同时将风轮转速用

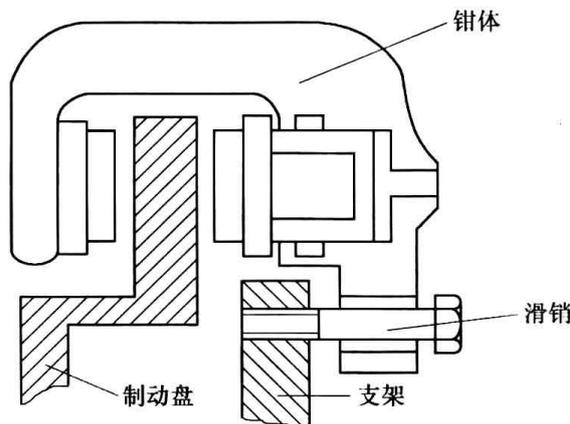


图 5-28 机械制动器构造示意图

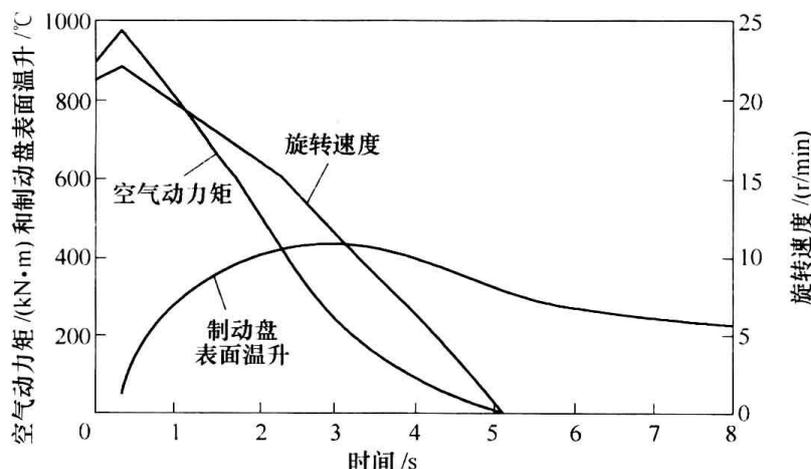


图 5-29 机组的制动过程

制动过程平均值代替 (约为 1.216rad/s)，可以求得总的能量消耗为

$$E = 1.216 \times 1805 \times 10^3 \times 4.7\text{J} = 10316\text{kJ}$$

将上述值代入式 (5-28)，可以求得制动盘最高温升为 423°C ，与图 5-29 基本相符。

(5) 求制动活塞有效作用面积 根据以上数据，假设液压系统工作压力为 10MPa ，由式 (5-19) 和式 (5-20) 可以求出制动活塞有效作用面积为 1827mm^2 ，直径为 48.24mm 。

低速轴制动设计与高速轴制动设计类似，只不过需要更大的制动力矩。

应该指出，上述的设计思路虽然可行，但有些偏于保守。因为脱网和空气动力制动失效同时发生的概率很小，只要空气动力制动系统充分可靠，机械制动系统的制动力矩可以设计得小一些，而在特殊紧急的情况下，摩擦片和制动盘的过载和损伤可以容忍。但是，脱网保护是必须考虑的工况之一。

5.5 变桨距执行机构的设计

5.5.1 风力发电机组变桨距过程的规划

对于大型风力发电机组来说，都是采用主动变桨距。变桨距系统应用在起动、功率调节和制动三种场合。

1. 起动

这里给出额定转速 1000r/min 的异步发电机起动过程的规划：当风速高于起动风速时，使叶片桨距角变化到 15° 。叶片转速逐步上升，若发电机的转速大于 800r/min 或者转速大于 700r/min 持续 1min ，则桨距角继续变化到 3° 位置。高速轴计数单元检测到的转速大于 1000r/min 时，发出并网指令。若桨距角达到 3° 后 2min 未并网，则使桨距角退到 15° 位置。

2. 功率调节

发电机并入电网后，当风速小于额定风速时，桨距角一般保持在 0° 左右不变；当风速高于额定风速时，为了不超出额定功率，调节桨距角使功率维持在额定功率附近。为了防止频繁往复变桨距，当功率偏差的绝对值小于 10kW 时桨距角不变。

另一个方案是在恒功率运行的过程中，首先根据平均风速粗略地变换桨距角，然后再以实测的发电机功率为依据，对桨距角进行微调。

3. 主传动链制动

主传动链制动的规划已在前节介绍。

5.5.2 风力发电机组变桨距过程的运动方程

风力发电机组变桨距过程的运动方程为

$$M_D + M_w + M_G + M_R = J_C \frac{d\omega_C}{dt} \quad (5-29)$$

式中 M_D ——驱动力矩，单位为 $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

M_w ——旋转轴上的空气动力矩，单位为 $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

M_G ——旋转轴上的重力矩，单位为 $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

M_R ——旋转轴上的摩擦力矩，单位为 $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

J_C ——叶片对旋转轴的转动惯量, 单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

ω_c ——变桨距角速度, 单位为 rad/s 。

式 (5-29) 中, 规定驱动力矩方向为正, 制动力矩为负。变桨距实现的必要条件是式 (5-29) 左边力矩之和大于零 (达到稳态时等于零)。下面对力矩的求法分别加以讨论。

1. 空气动力矩

在变桨距过程中, 空气动力矩的方向是变化的。一般说来, 开桨时空气动力矩为制动力矩, 顺桨时空气动力矩为驱动力矩 (图 5-30)。

作用在风轮上的空气动力矩为

$$M_w = \sum_{i=1}^{N_1} \delta M_{wi} \quad (5-30)$$

式中 N_1 ——叶片上分段总数;

δM_{wi} ——展向长度为 δr 的叶素上产生的空气动力矩, 单位为 $\text{N} \cdot \text{m}$, 且有

$$\delta M_{wi} = L_w \delta Q \quad (5-31)$$

式中 L_w ——空气动力力臂, 单位为 m ;

δQ ——微元空气动力合力, 单位为 N , 且有

$$\delta Q = \delta L \cos \phi - \delta D \sin \phi \quad (5-32)$$

式中 δL ——每个叶片在顺翼展方向长度为 δr 的升力, 单位为 N , 且有

$$\delta L = \frac{1}{2} \rho \omega^2 c_{L_l} \delta r \quad (5-33)$$

δD ——平行于相对合速度 w (m/s) 的阻力, 单位为 N , 且有

$$\delta D = \frac{1}{2} \rho \omega^2 c_{D_l} \delta r \quad (5-34)$$

相对合速度 (m/s) 为

$$w = \sqrt{v_1^2 (1-a)^2 + \Omega^2 r^2 (1+a')^2} \quad (5-35)$$

相对合速度与旋转面之间的夹角为 ϕ , 则

$$\sin \phi = \frac{v_1 (1-a)}{w} \quad (5-36)$$

$$\cos \phi = \frac{\Omega r (1+a')}{w} \quad (5-37)$$

式 (5-33) ~ 式 (5-37) 中, 其他参数见 5.4 节。

2. 重力矩

重力矩也是时变的。它与叶片的位置有关, 叶片位于竖直向上或向下位置时, 重力矩为零。叶片位于水平位置时, 重力矩绝对值最大。重力矩的计算式为

$$M_G = \sum_{i=1}^{N_1} \delta M_{Gi} \quad (5-38)$$

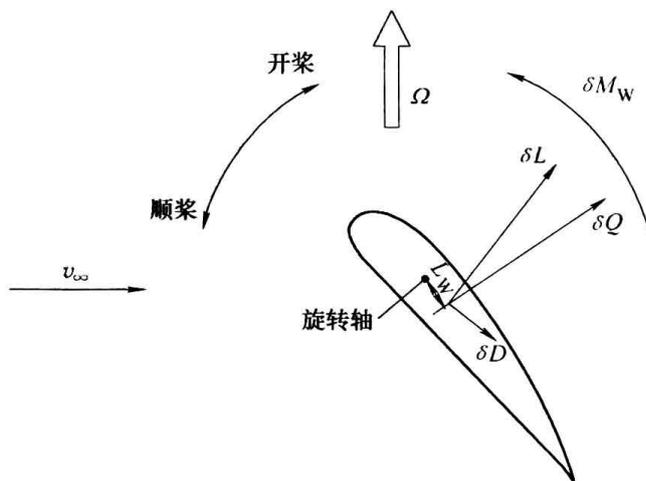


图 5-30 变桨距时的空气动力矩

式中 N_1 ——叶片上分段总数；

δM_{Gi} ——展向长度为 δr 的叶素上产生的重力矩，单位为 $N \cdot m$ ；且有

$$\delta M_{Gi} = L_{Gi} \delta f_{Gi} \quad (5-39)$$

式中 L_{Gi} ——重力力臂，单位为 m ；

δf_{Gi} ——微元重力，单位为 N 。

3. 摩擦力矩

摩擦力矩总是制动力矩。摩擦力矩可以分为两部分：一部分为粘性摩擦力矩，它与变距转速有关；另一部分为库仑摩擦力矩，它与变距转速无关。即

$$M_R = -(B \omega_c + M_{KL}) \quad (5-40)$$

式中 B ——粘性摩擦因数，单位为 $(N \cdot m)s$ ；

M_{KL} ——库仑摩擦力矩，单位为 $N \cdot m$ 。

具体参数可由生产厂提供。

5.5.3 电力驱动机构设计

图 5-31 所示为单支风轮叶片独立的电动变距机构，该机构主要由电动机、减速器、驱动齿轮、变距球轴承（其内环带内齿圈）、吊耳、连接件、支撑板、控制柜及编码器等构成。

变距球轴承的内环或外环通过螺纹连接件，分别与风轮叶片根部端面或轮毂的凸台相连，同轴的电动机和减速器插入轮毂的支撑件的孔中，通过螺纹连接件固定在该支撑件上，同时在减速器的输出轴端装配驱动齿轮，使其与变距球轴承的内齿圈啮合，从而实现调节风轮叶片的桨距角。下面简述电动变距机构设计计算内容。

(1) 驱动功率计算 驱动功率 (W) 为驱动力矩和变桨距角速度的乘积，并考虑到安全余量。即

$$P_D = M_D \gamma_f \omega_c \quad (5-41)$$

式中 γ_f ——载荷安全系数，典型值为 1.35。

(2) 电动机的选择 电动机额定功率 (W) 为

$$P_M \geq P_D / \eta \quad (5-42)$$

式中 η ——传动系统总效率，一般为 0.95 左右。

(3) 确定变距轴承上齿轮副的传动比 变距轴承上齿轮副的传动比为

$$i_G = \omega_1 / \omega_c \quad (5-43)$$

式中 ω_1 ——小齿轮转动角速度，单位为 rad/s 。

通常根据叶片和轮毂的连接尺寸确定齿轮副的传动比，并进行极限强度和疲劳强度的校

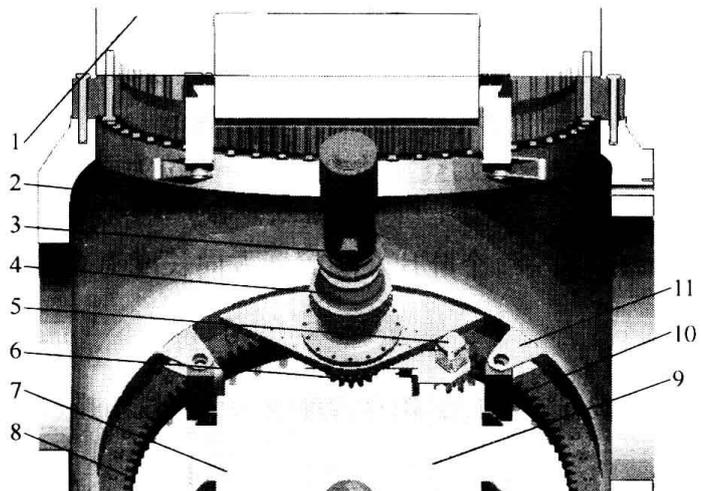


图 5-31 单支风轮叶片独立的电动变距机构

- 1—风轮叶片 2—轮毂 3—电动机 4—减速器
5—编码器 6—驱动齿轮 7—控制柜 8—变距球轴承
9—支撑板 10—连接件 11—吊耳

核。小齿轮所需的最大驱动力矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$) 为

$$M_1 = P_M \eta_1 / \omega_1 \quad (5-44)$$

式中 η_1 ——减速箱传动效率, 一般为 0.98 左右。

小齿轮所需的最大驱动力矩可以作为设计小齿轮轴的依据。

(4) 减速箱基本参数的计算 减速箱传动比为

$$i_D = \omega_M / \omega_1 \quad (5-45)$$

式中 ω_M ——发电机转动角速度, 单位为 rad/s 。

减速箱的额定功率不小于 P_M 。

例 5-3 设 $M_D = 4 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$, 最大开桨速度为 $5^\circ/\text{s}$, 设计电力驱动机构。

解 1) 驱动功率计算。变桨距角速度为

$$\omega_c = \frac{5\pi}{180} \text{ rad/s} = 0.0872 \text{ rad/s}$$

由式 (5-41), 得驱动功率为

$$P_D = M_D \gamma \omega_c = 4 \times 10^4 \times 1.35 \times 0.0872 \text{ W} = 4709 \text{ W}$$

2) 计算电动机额定功率。

$$P_M \geq P_D / \eta = 4709 / 0.95 \text{ W} = 4957 \text{ W}$$

3) 确定变距轴承上齿轮副传动比。根据叶片和轮毂的连接尺寸以及极限强度和疲劳强度的校核结果, 选大齿轮齿数为 135, 小齿轮齿数为 16, 由式 (5-43) 得变距轴承上齿轮副的传动比为

$$i_G = \omega_1 / \omega_c = 135 / 16 = 8.44$$

4) 减速箱传动比。设电动机公称转速为 1000 r/min , 则电动机转动角速度为

$$\omega_M = \frac{1000\pi}{30} \text{ rad/s} = 104.7 \text{ rad/s}$$

小齿轮转动角速度为

$$\omega_1 = \omega_c i_G = 0.0872 \times 8.44 \text{ rad/s} = 0.736 \text{ rad/s}$$

减速箱传动比为

$$i_D = \omega_M / \omega_1 = 104.7 / 0.736 = 142.3$$

5.5.4 液压驱动机构设计

当采用液压缸作为驱动元件时, 驱动变距机构可以设计成偏心曲柄滑块机构, 其工作原理如图 5-32 所示。

图 5-32 中, h 表示曲柄长度, 单位为 m ; l 表示连杆长度, 单位为 m ; e 表示偏心距, 单位为 m ; ϕ_1 表示变距行程角, 单位为 $(^\circ)$ 。

图 5-32 所示的机构常用于统一变桨距系统, 水平运动的液压缸活塞杆与同步盘连接, 同步盘则与三组偏心曲柄滑块机构 (图 5-32

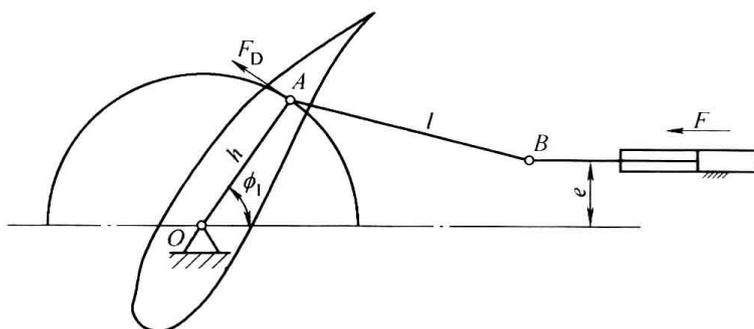


图 5-32 液压驱动变距机构工作原理

中只画一组) 相连, 分别驱动三个叶片同步旋转。偏心曲柄滑块机构的尺寸可以根据变桨距的极限角度用作图法或解析法确定。

(1) 液压驱动力的计算 根据三个叶片的驱动力矩可以得到变距驱动力 $F_D(N)$, 即

$$F_D = 3M_D/h \quad (5-46)$$

液压驱动力 $F(N)$ 为

$$F = F_D/\eta_D \quad (5-47)$$

其中
$$\eta_D = 1 - \left[\frac{h^2 + l^2 - [h\cos\phi_1 + \sqrt{l^2 - (h\sin\phi_1 - e)^2}]^2 - e^2}{2hl} \right]^2 \times$$

$$\sqrt{1 - \left(\frac{|h\sin\phi_1 - e|}{l} \right)^2} \quad (5-48)$$

由式 (5-48) 可见, 当偏心曲柄滑块机构确定后, η_D 是 ϕ_1 的函数, 在式 (5-47) 中, η_D 应取最小值。

(2) 液压缸的设计 液压缸的有效工作面积 (m^2) 为

$$A_h = F/p_h \quad (5-49)$$

式中 p_h ——液压系统工作压力, 单位为 Pa。

液压缸的行程 H (m) 根据变桨距的极限位置确定。

(3) 蓄能器的设计 在液压系统中, 蓄能器一次收缩所压出的油液至少应该满足液压缸一次满行程的需要。蓄能器工作原理如图 5-33 所示。

图 5-33 中曲线 abc 表示充压过程, cd 表示放油过程。 a 点是气体腔封入时的状态点, p_1 为封入压力, 即充气压力, V_1 为封入容积, 即初始充气容积。蓄能器充压时, 其内部压力沿 abc 曲线上升, 而气体容积则相应减小。 b 点是蓄能器参与工作的最低动作点, p_2 为最低工作压力, V_2 是与 p_2 相应的气体腔容积。 c 点是蓄能器参与工作的最高工作点。蓄能器的放油过程是气体腔的膨胀过程, 此时, 气体腔压力由 p_3 下降到 p_2 , 容积则相应由 V_3 膨胀到 V_x 。

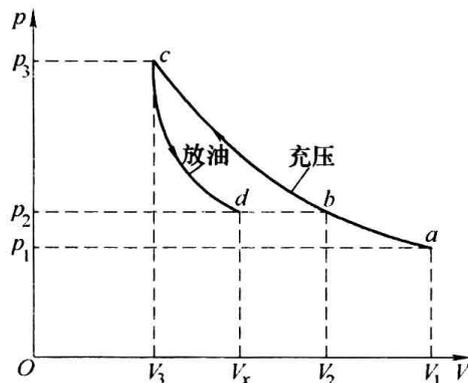


图 5-33 蓄能器工作原理

从图 5-33 可见, 蓄能器有效输出容积 (m^3) 为

$$\Delta V = V_x - V_3 \quad (5-50)$$

假定充压时状态方程的指数 $n=\alpha$, 放油时状态方程的指数 $n=\beta$, 则根据状态方程可以求得

$$\Delta V = V_x - V_3 = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\alpha}} V_1 \left[\frac{\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{1}{\beta}} - 1}{\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{1}{\alpha}}} \right] \quad (5-51)$$

等温变化过程, $\alpha=\beta=1$, 绝热变化过程, $\alpha=\beta=1.4$ 。变桨距过程可以视为等温过程, 则式 (5-51) 可以写成

$$\Delta V = \frac{p_1}{p_2} V_1 \left(1 - \frac{p_2}{p_3} \right) \quad (5-52)$$

蓄能器有效输出容积可以由液压缸的参数决定。即

$$\Delta V = HA_h \quad (5-53)$$

于是, 式(5-52)变为

$$V_1 = \frac{p_2}{p_1} \Delta V \left(\frac{p_3}{p_3 - p_2} \right) \quad (5-54)$$

充气压力 p_1 推荐为

$$0.25p_3 < p_1 < 0.9p_2$$

(4) 液压泵主要参数 在蓄能器油液压力低到临界值时, 液压泵进行供油。假设需要液压泵在 Δt (s) 时间里完成供油, 则液压泵实际流量 q_p (L/min) 为

$$q_p = 6 \times 10^4 \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (5-55)$$

液压泵的额定压力 p_p 应该大于蓄能器最高压力 p_3 。

液压泵的理论排量 (mL/r) 为

$$V_p = \frac{1000q_p}{n\eta_q} \quad (5-56)$$

式中 V_p ——泵的理论排量, 单位为 mL/r;

n ——泵的转速, 单位为 r/min;

η_q ——泵的容积效率。

液压泵的驱动功率 (kW) 为

$$P_i = \frac{P_p}{\eta_p} = \frac{p_p q_p}{60\eta} \quad (5-57)$$

式中 P_p ——液压泵的输出功率, 单位为 kW;

η_p ——液压泵的总效率;

p_p ——液压泵的出口压力, 单位为 MPa;

q_p ——液压泵的实际流量, 单位为 L/min。

液压泵的驱动功率即输入功率, 也就是带动液压泵的电动机所需的输出功率。

5.6 偏航执行机构的设计

5.6.1 风力发电机组偏航过程的规划

大型风力发电机组都采用主动偏航。偏航操作主要包括风向标控制的自动偏航、90°侧风、自动解缆、顶部机舱控制偏航、面板控制偏航和远程控制偏航等功能。风向瞬时波动频繁, 但幅度不大, 通常设置一定的允许偏差, 如 $\pm 15^\circ$, 如果在此公差范围内, 就可以认为是对风状态, 风轮将保持既定方向。以下举例说明偏航操作应该实现的主要功能。

(1) 自动偏航功能 当偏航系统收到中心控制器发出的需要自动偏航的信号后, 连续 3min 时间内检测风向情况, 若风向确定, 同时机舱不处于对风位置, 松开偏航制动, 起自动偏航电动机运转, 开始偏航对风程序, 同时偏航计时器开始工作。根据机舱所要偏转的角度, 使风轮轴线方向与风向基本一致。

(2) 手动偏航功能 手动偏航控制包括顶部机舱控制、面板控制和远程控制偏航三种方式。

(3) 自动解缆功能 自动解缆功能是偏航控制器通过检测偏航角度、偏航时间及偏航传感器,使发生扭转的电缆自动解开的控制过程。当偏航控制器检测到扭缆达到 2.5~3.5 圈(可随意设置)时,若风力发电机组在暂停或起动状态,则进行解缆;若正在运行,则中心控制器将不允许解缆,偏航系统继续进行正常偏航对风跟踪。当偏航控制器检测到扭缆达到保护极限 3~4 圈时,偏航控制器请求中心控制器正常停机,此时中心控制器允许偏航系统强制进行解缆操作。在解缆完成后,偏航系统便发出解缆完成信号。

(4) 90°侧风功能 风力发电机组的 90°侧风功能是在风轮超速或遭遇切出风速以上的大风时,控制系统为了保证风力发电机组的安全,控制系统对机舱进行 90°侧风偏航处理。

由于 90°侧风是在外界环境对风力发电机组有较大影响的情况下,为了保证机组的安全所实施的措施,所以在 90°侧风时,应当使机舱走最短路径,且屏蔽自动偏航指令。在侧风结束后,应当抱紧偏航制动盘,同时当风向变化时,继续追踪风向的变化,确保风力发电机组的安全。其控制过程和自动偏航类似。

5.6.2 偏航设计载荷的确定

风力发电机组在偏航过程中的载荷分布如图 5-34 所示。

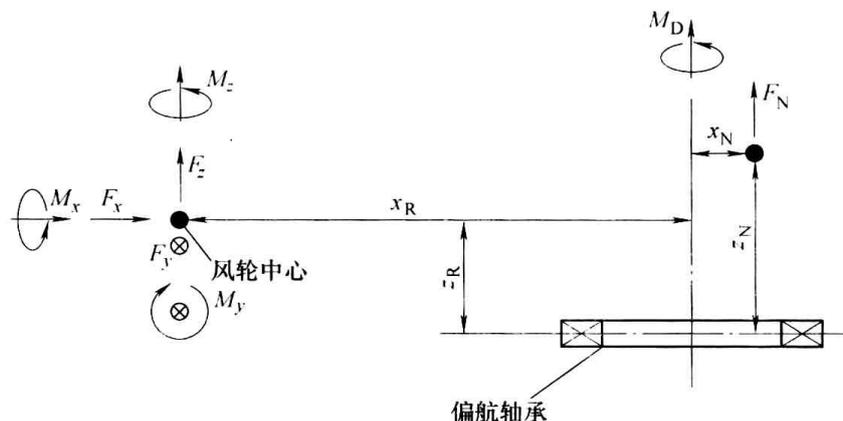


图 5-34 偏航过程中的载荷分布

在图 5-34 中,载荷的方向是根据传统的坐标系画出的,如果实际方向与此相反,则代入负值。

在图 5-34 中, F_x 表示风轮上的推力,单位为 N; F_y 表示风轮上的侧向载荷,单位为 N; F_z 表示风轮的垂向力(取负号),单位为 N; M_x 表示风轮的驱动力矩,单位为 $N \cdot m$; M_y 表示风轮的倾覆力矩,单位为 $N \cdot m$; M_z 表示风轮的偏航力矩,单位为 $N \cdot m$; F_N 表示机舱的重力(取负号),单位为 N; x_N 表示偏航轴到机舱重心的水平距离,单位为 m; x_R 表示偏航轴到风轮重心的水平距离,单位为 N; z_N 表示偏航轴承到机舱重心的垂直距离,单位为 m; z_R 表示偏航轴承到风轮重心的垂直距离,单位为 m; M_D 表示偏航轴上的驱动力矩,单位为 $N \cdot m$ 。

作用在风轮上的力和力矩可以根据稳定偏航风力机的空气动力学进行计算,也可以应用专用软件求出。

作用在偏航轴承上的倾覆力矩 ($N \cdot m$) 为

$$M_T = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (5-58)$$

其中

$$M_1 = M_x - F_y z_R$$

$$M_2 = M_y + F_z x_R + F_x z_R - F_N x_N$$

作用在偏航轴承上的径向力 (N) 为

$$F_r = \sqrt{F_y^2 + F_x^2} \quad (5-59)$$

作用在偏航轴承上的轴向力 (N) 为

$$F_a = F_z + F_N \quad (5-60)$$

式 (5-58)、式 (5-59)、式 (5-60) 是设计偏航轴承的基础依据。

风力发电机组偏航过程的运动方程为

$$M_D + M_W + M_z - F_y x_R + M_M + M_R + M_K = J_w \frac{d\omega_w}{dt} \quad (5-61)$$

式中 M_W ——作用在机舱上的空气动力所产生的力矩, 单位为 $N \cdot m$;

M_M ——机械制动力矩, 单位为 $N \cdot m$;

M_R ——回转轴承上的摩擦力矩, 单位为 $N \cdot m$;

M_K ——回转效应 (陀螺效应) 所产生的力矩, 单位为 $N \cdot m$;

J_w ——偏航轴上的转动惯量, 单位为 $kg \cdot m^2$;

ω_w ——偏航角速度, 单位为 rad/s 。

式 (5-61) 中, 规定偏航轴上的驱动力矩方向为正, 制动力矩为负。偏航实现的必要条件是式 (5-61) 左边力矩之和大于零 (达到稳态时等于零)。偏航轴上的驱动力矩是风轮偏角和风速的函数。如果偏角和风速增加, 驱动力矩也增加。

下面对式 (5-61) 中力矩的求法分别加以讨论。

1. 作用在机舱上的空气动力矩 (图 5-35)

在机组偏航状态下, 作用在机舱上的空气动力 (N) 为

$$F_1 = \frac{1}{2} K_1 \rho v_w^2 A \sin \delta \quad (5-62)$$

式中 K_1 ——机舱表面形状系数, 平面为 1,

曲面酌减, 典型值为 0.7;

ρ ——空气密度, 单位为 kg/m^3 ;

v_w ——尾流风速, 单位为 m/s ;

A ——迎风面的面积, 单位为 m^2 ;

δ ——风轮偏角, 单位为 $(^\circ)$ 。

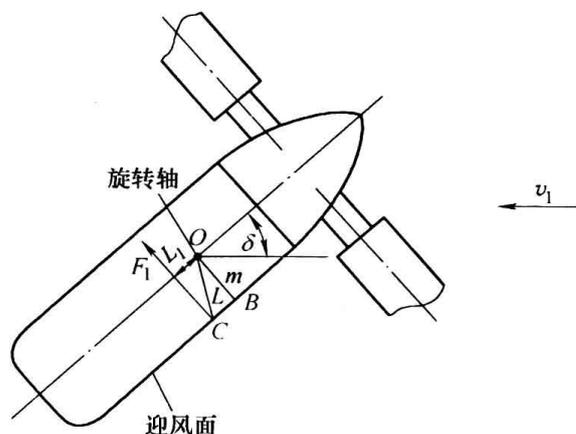


图 5-35 作用在机舱上的空气动力矩

假设作用在机舱上的空气动力作用点通过迎风面的中心点 C, 如图 5-35 所示。可以求出, 空气动力的力臂为

$$L_1 = \sqrt{L^2 - m^2} \quad (5-63)$$

式中 L ——图 5-35 中旋转轴 O 到 C 点的距离, 单位为 m;

m ——旋转轴 O 到迎风面的距离, 单位为 m。

于是, 作用在机舱上的空气动力矩 ($N \cdot m$) 为

$$M_w = F_1 L_1 = \frac{1}{2} K_1 \rho A v_w^2 \sqrt{L^2 - m^2} \sin \delta \quad (5-64)$$

2. 机械制动力矩

机械制动力矩的求法见式(5-19)、式(5-20)。由式(5-19)、式(5-20)可见机械制动力矩的大小与液压系统的工作压力有关。在偏航过程中,机械制动力矩作为阻尼力矩,液压系统工作压力较小;在偏航制动时,要求机械制动力矩足够大,所以,液压系统工作压力较大。

3. 回转轴承上的摩擦力矩

不计粘性摩擦力矩,回转轴承上的摩擦力矩可以写成

$$M_R = -\mu_f (aM_t + bF_a D_r + cF_r D_r) \quad (5-65)$$

式中 μ_f ——摩擦因数;

a 、 b 、 c ——比例系数;

M_t ——倾覆力矩,单位为 $N \cdot m$;

F_a ——作用在偏航轴承上的轴向力,单位为 N ;

F_r ——作用在偏航轴承上的径向力,单位为 N ;

D_r ——轨道直径,单位为 m 。

对于四点球轴承,系数可以取: $\mu_f = 0.006$, $a = 2.2$, $b = 0.5$, $c = 1.9$ 。

4. 回转效应所产生的力矩

对于大型机组,偏航速度一般小于 $1^\circ/s$,此时,回转效应所产生的力矩所占比例较小。对于三叶片风轮,回转效应所产生的偏航力矩为零。

5.6.3 偏航驱动机构设计

偏航驱动机构与变桨距驱动机构类似,偏航驱动机构设计可以参照5.5节所述内容。应该注意的是:在确定电动机的驱动力矩时,由式(5-61)求出的偏航轴上的驱动力矩应折算到电动机的驱动轴上。

5.6.4 偏航制动机构设计

偏航制动机构与主传动链制动机构类似,偏航制动机构设计可以参照5.4节所述内容。

习 题

5-1 简述大型风力发电机组广泛采用的主传动链的布局形式及其优点。

5-2 已知某风力发电机组主传动轴所选发电机额定功率为 $180kW$,低速轴转速为 $35r/min$,高速轴转速为 $1680r/min$,假设所选实心钢轴推荐最大应力为 $48MPa$,齿轮箱在额定条件下效率为 0.95 ,发电机在额定条件下效率为 0.92 ,试确定低速轴和高速轴的直径。

5-3 简述风力发电机组主传动链齿轮传动的基本设计条件和总体设计目标。

5-4 风力发电机组齿轮箱的主体由哪些构件构成?可分为哪几类?

5-5 如图5-36所示轮系,已知 $z_1 = 37$, $z_2 = 21$, $z_2' = 81$, $z_3 = 23$, $z_3' = 73$, $z_4 = 21$, $z_5 = 96$,均为标准齿轮传动。试求 i_{4H} 。

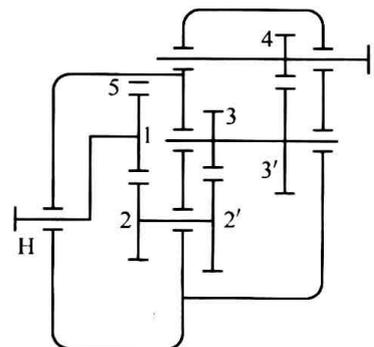


图 5-36 题 5-5 图

- 5-6 试比较 GB/T 19073—2008《风力发电机组 齿轮箱》和美国风能协会（AWEA）与齿轮协会（AGMA）联合制定的新的风电齿轮箱标准。
- 5-7 简述齿轮箱结构设计的基本内容。
- 5-8 简述风力发电机组齿轮箱通常采用的润滑系统及其基本设计要求。
- 5-9 空气动力制动的特点和设计原则是什么？
- 5-10 机械制动有哪些限制条件？制动机构如何设计？
- 5-11 试设计液压独立变桨距机构，作出工作原理图。
- 5-12 风力发电机组偏航过程中有哪些力矩起作用？如何计算？

第 6 章 塔架与基础设计

现代大型风力发电机组塔架高度可达 100m，质量超过百吨（约占机组总重的一半），成本约占机组总成本的 15%~20%。由于机组的零部件几乎全部安装在塔架上，塔架一旦发生倾倒垮塌，往往造成机组的毁灭性损失。因此，塔架设计对风力发电机组的安全性与经济性具有重要影响。图 6-1 所示为正在安装中的大型风力发电机组的塔架。

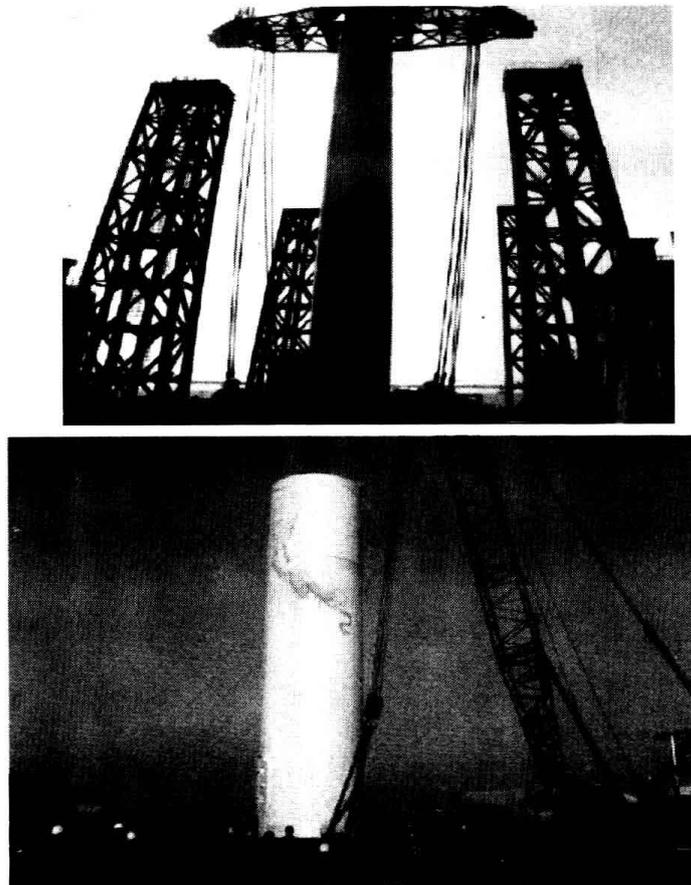


图 6-1 正在安装中的大型风力发电机组的塔架

6.1 设计概述

塔架不仅要承受整个机组的载荷，还要承受外界的风压等载荷。塔架的设计过程，不仅需要考虑与这些载荷相关的承载结构，同时还要考虑塔架性能与成本、组装、运输等因素的关系。

6.1.1 塔架的设计要素

1. 塔架高度

由于风速与距地面高度有关，增高塔架可使风轮获取更多的风能。但制造更高的塔架也需要更多材料，使其造价相应增加。实际上，在机组总体设计阶段就要综合考虑这些因素，

对塔架的高度参数进行优化。根据第3章的分析,大型机组的塔架高度 H 可按下式初步确定。即

$$H = (1 \sim 1.3)R \quad (6-1)$$

式中 R ——风轮半径,单位为 m 。

塔架高度参数的选择与地形和地貌有关,如陆地与海上风力发电机组会有所不同。陆地的地表相对粗糙,且风速随高度变化缓慢,可能需要较高的塔架;而海平面较光滑,风速沿高度变化梯度大,一般而论,即使相同容量机组,在近海安装的机组塔架高度相对较低。考虑地貌因素的塔架,最低设计高度一般可用下式估算。即

$$H = h + C + R \quad (6-2)$$

式中 h ——机组附近障碍物高度,单位为 m ;

C ——障碍物最高点到风轮扫掠面最低点的距离(最小取 $1.5 \sim 2.0m$),单位为 m 。

表 6-1 为几种大型风力发电机组的转子直径、塔架高度及机组级别。

表 6-1 大型风力发电机组的转子直径、塔架高度及机组级别

机组型号	额定功率/MW, 额定风速/(m/s)	转子直径/m	塔架高度 /m, 机组级别		
Gamesa	2.0, 15.0	80	67, DIBt3	80, DIBt3	100, DIBt2
Gamesa	2.0, 14.0	90	67, DIBt2	78, DIBt2	100, DIBt2
REpower MM	2.0, 13.5	70	55, IEC I _A	65, DIBt3	80, IEC II _A
REpower MM	2.0, 11.2	92	—	80, DIBt3	100, IEC III _A
Vestas V80	2.0, 15.0	80	60, DIBt3	95, DIBt2	100, DIBt2
Nordex N90	2.3, 13.0	90	80, GL2	100, IEC III _A	105, DIBt2
FL 2500	2.5, 13.0	90	100, IEC II _A	117, IEC II _A	160, DIBt 3a, IEC II _A
Nordex N80	2.5, 15.0	80	60, IEC I _A	80, IEC I _A	—

2. 塔架的强度与刚度

塔架的主要功能是支撑机舱的所有零部件,机组的各种载荷最终都要传递到塔架。因此,塔架必须有足够的结构强度。同时,由于塔架是一种细长体结构,需要特别关注其稳定性问题。

对塔架整体刚度也需要有明确的设计要求,避免载荷作用造成的大变形和失稳。由于风轮在不同方位角产生的周期性动载荷是塔架振动的主要激励源,所以塔架系统的固有频率须避开风轮的转动频率,也不能是它的整数倍,以防止塔架承受的交变载荷可能引起的机组系统共振。另外,鉴于塔架所受风载荷的随机性,塔架结构还需具有抗疲劳特性。

3. 运输和安装

随着机组容量的逐渐加大,塔架的高度、质量和直径会相应增加,需要认真考虑相应的运输和安装问题。

6.1.2 塔架的基本结构形式

随着风电技术的发展，有多种形式的塔架已在实际工程中运用，但主要有以下三种结构形式：

1. 钢筋混凝土结构塔架

早期的小型机组曾采用钢混结构的塔架（图 6-2），可以在现场浇注或在做成预制件后运到现场组装。此种形式的塔架具有较大刚度，可有效地避免共振。但随着机组容量和塔架高度的增加，钢混结构塔架内在的问题日渐突出，在目前的大型机组中已很少使用。

2. 桁架结构塔架

桁架结构塔架与高压线塔相似（图 6-3），在早期小型风力发电机组中多有采用。桁架结构塔架的耗材少，便于运输；但需要连接的零部件多，现场施工周期较长，运行中还要求对连接部位进行定期检查。这种塔架近年逐渐被钢筒结构取代，其主要原因之一是不美观。但实际上，由于桁架结构塔架有一定透明性，从远距离看，对视觉的影响可能比具有强反光效果的钢筒塔架更有优势。



图 6-2 钢混结构塔架

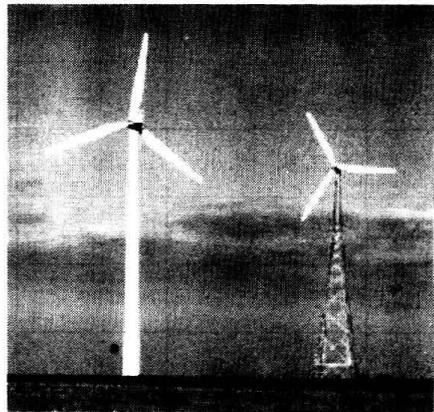


图 6-3 钢筒结构塔架和桁架结构塔架

应注意的是，最近在一些高度超过 100m 的塔架中，桁架结构又重新受到重视。究其原因，首先是在高度和刚度设计要求相同的条件下，桁架结构比钢筒结构塔架的材料消耗减少约 40%；同时桁架结构塔架的构件很小，可大幅度降低运输成本。因此，在大型机组性价比问题日益突出的前提下，塔架对整机成本构成影响程度的定量评估值得进一步研究。

3. 钢筒结构塔架

钢筒结构塔架是目前大型风力发电机组采用的典型结构形式，从设计与制造、安装和维护等方面看，这种形式的塔架指标相对比较均衡。因此，本章内容将主要讨论钢筒塔架的相关问题。

表 6-2 给出了相同条件下各种塔架形式的比较。表 6-2 中以直筒等壁厚钢筒结构塔架为基准，对八种不同形式塔架进行了比较。从表 6-2 中可以看出：等壁厚直筒钢塔加工制造方便，但耗材多；采用锥形筒可以减少材料消耗，从而降低造价；采用拉索加强结构的钢塔可以进一步减少材料，但是拉索及其基础的费用仍会影响其整体的造价；钢混塔架的整体质量虽达钢筒结构塔架的数倍，但原材料使其整体造价会相对较低。

但应注意，表 6-2 中的塔架均为“钢塔”的方案设计。实际上，由于目前钢筒结构塔架

多采用“柔性塔”设计方案，已使钢筒结构塔架的总质量得以较大幅度的下降。

表 6-2 相同条件下各种塔架形式的比较

风 力 机	转子： 直径： 塔顶质量： 轮毂高度： 塔高：	3 叶片 60m 180t 50m 46.6m	钢					混凝土		
			直筒	直筒加 锥形基础	锥形	直筒加 拉索	桁架	预制安装 加预紧力	加固	加预 紧力
一阶固有频率/ 转子转速倍数	Hz P		0.567 1.48	0.577 1.51	0.570 1.49	0.551 1.44	0.60 1.57	0.65 1.70	0.941 2.45	0.947 2.47
上部直径/ 下部直径/ 壁厚/ 分段	m m mm		35 35 55/15 分段	35 71 25/15 分段	35 44 30/15 分段	25 25 20/15 分段	35 116 16/10 分段	35 35 520/250 分段	35 84 300	35 55 300
质 量	塔筒结构/ 设备/ 总 质量/	t t t	150 22 172	120 22.5 142.5	111 22.8 133.8	40 20 60+拉索	110 22.5 132.5	465 21 486	485 22.5 507.5	477 22.5 499.5
	造价比	(%)	100	90	85	90	75	60	75	75

6.2 塔架的载荷分析

载荷是塔架设计的主要依据，基于塔架的初步结构设计方案，应结合机组各承载单元的极限和疲劳强度设计要求，通过对塔架的载荷分析，确定塔架设计的基础数据，保证塔架在各种状态下都处于安全水平，不会出现过载现象。

6.2.1 塔架载荷的基本类型

除风载荷外，风力发电机组几乎所有的载荷都将传给塔架。按风力发电机组的载荷源分类主要有：

- 1) 风轮等构件承受的空气动力载荷。
- 2) 重力和惯性载荷。由重力、振动、旋转以及地震等引起的静态和动态载荷。
- 3) 操作载荷。在机组运行和控制过程中产生的载荷，如功率变化、偏航、变桨以及制动过程产生的载荷等。
- 4) 其他载荷。诸如尾迹载荷、冲击载荷、覆冰载荷等。

根据时变特征，塔架载荷可分为静态载荷和动态载荷。其中，静态载荷是指载荷的平均

值,如平均风引起的气动载荷、叶片内离心力、作用在塔架上的机组质量等;动态载荷则是指随时间变化的载荷,如循环载荷、瞬变载荷和随机载荷等。

6.2.2 塔架的主要载荷

鉴于本书前述部分已就机组的动静载荷进行了分析,以下只讨论与塔架结构强度计算有关的两种载荷,即由风轮作用的最大气动推力以及塔架本身所承受最大风压产生的载荷。

为了确保在暴风作用条件下塔架不倾倒,对变桨调节抑或是失速控制的机组塔架的强度计算,均要按暴风工况考虑风轮的气动推力和风压对塔架的影响。这是因为,尽管在暴风条件下机组已处于停机状态,但风轮所产生的气动推力仍可能比其在切出风速下运转时要大,作用于塔架上的风压更是如此。

1. 暴风工况的风轮气动推力计算

暴风工况所对应的最大风速 v_s 与当地的年平均风速 v_{ave} 有关。一般可按以下关系估算:

当 $v_{ave} \leq 5.5 \text{ m/s}$ 时, $v_s = 40 \text{ m/s}$; 当 $5.5 \text{ m/s} < v_{ave} < 7 \text{ m/s}$ 时, $v_s = 50 \text{ m/s}$; 当 $v_{ave} \geq 7 \text{ m/s}$ 时, $v_s = 60 \text{ m/s}$ 。

暴风条件的风轮气动推力 F_{as} 目前有几种计算方式,且结果相差也很大。以下推荐几种较常用的方法供设计实践中参考。

(1) 前苏联的法捷耶夫公式

$$F_{as} = 0.784 A_b v_s^2 N \quad (6-3)$$

式中 A_b ——叶片的投影面积,单位为 m^2 ;

v_s ——风轮中心处的暴风风速,单位为 m/s ;

N ——风轮的叶片数。

采用推力系数 C_T 的表述,可将式(6-3)改写成

$$F_{as} = \left(C_T \frac{1}{2} \rho \right) A_b v_s^2 N \quad (6-4)$$

式中 $C_T \frac{1}{2} \rho$ —— $C_T \frac{1}{2} \rho = 0.784$,若空气的密度 $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$,则 $C_T = 1.28$ 。

(2) 荷兰 ECN 的公式

$$F_{as} = C_T q A_b N \varphi \gamma \quad (6-5)$$

式中 C_T ——推力系数,取 $C_T = 1.5$;

q ——动态风压,单位为 N/m^2 ;

φ ——动态系数,取 $\varphi = 1.2$;

γ ——安全系数,取 $\gamma = 1.5$ 。

式(6-5)中的 q 随高度而变化,其数值可根据表 6-3 选取,表中 z_{hub} 为轮毂高度。

表 6-3 z_{hub} 与 q 的关系

z_{hub}/m	$q/(\text{N/m}^2)$	z_{hub}/m	$q/(\text{N/m}^2)$
10	1020	60	1330
20	1363	70	1120
30	1190	80	1390
40	1250	90	1410
50	1300	100	1430

(3) 德国 DFVLR 公式

$$F_{as} = \left(C_T \frac{1}{2}\rho\right)A_b v_s^2 N \tag{6-6}$$

式中 C_T ——推力系数，取 $C_T=2.2$ ；

v_s ——风轮中心处的暴风风速， $z_{hub}<30m$ 时，取 $v_s=42m/s$ 。

(4) 丹麦 RIS 公式

$$F_{as} = p_1 A_d \tag{6-7}$$

式中 p_1 ——风轮单位扫掠面积上的平均风压，通常取 $p_1=300N/m^2$ ；

A_d ——风轮的扫掠面积，单位为 m^2 。

2. 欧美国家塔架静态强度设计的一般载荷条件

1) 风载条件。风速 $65m/s$ ，(平均 $2s$) 风轮停转，叶片顺桨，风向沿机舱横向作用在塔架上。

2) 正常运行工况条件的地震载荷。考虑额定风速时产生的风轮最大轴向力，同时根据均匀建筑物由地震产生的水平载荷因子，将其产生的惯性力附加在风轮轴向推力中。

3) 机组的最大运行载荷。一般为额定风速下正常运行载荷的 2 倍。

3. 确定塔架设计载荷的要求

设计载荷需要正确地分析塔架承受的各种载荷及其作用，大致可分为三种类型设计载荷：

- 1) 最大极限载荷。塔架可能承受的最大载荷。
- 2) 疲劳载荷。塔架构件能够承受交变载荷次数的能力。
- 3) 共振激励载荷。塔架结构系统的共振响应。

由于塔架的设计载荷与机组整体载荷密切相关，塔架设计载荷应综合考虑机组总体和塔架本体载荷的作用，建立相应的载荷计算模型。表 6-4 反映了机组总体载荷的基本形式。

表 6-4 机组总体载荷的基本形式

	静态载荷	循环载荷			冲击载荷和随机载荷		
	平均风速	气动不平衡	塔影响	平均风剪切	斜风	阵风	湍流
气动载荷							
重力和惯性载荷							

4. 载荷的简化

鉴于塔架设计载荷的复杂性，一般工程应用中多采用简化的载荷分析方法。以表 6-5 给出的某机组塔架的极端载荷和疲劳载荷为例，介绍相关的分析方法。所考虑机组的额定功率为 850kW，设计塔高为 65m，塔架载荷计算的坐标系统如图 6-4 所示。

表 6-5 Vestas V52 型机组塔架的静载荷计算结果

Vestas V52-850kW 机组, 65m 塔架载荷 (IEC II A)					
	极端载荷			$n=10^7$ 时的疲劳载荷	
	状况 1.3	状况 7.1	状况 6.1	平均	范围, $m=4$
风速/(m/s)	27.0	44.6	59.5	8.5	—
风向 (°)	-60.0	0.0	-15.0	0.0	—
F_x/kN	-24	0	-145	—	—
F_y/kN	-7	186	9	56	89
F_z/kN	-320	-336	-283	-324	52
$M_x/\text{kN}\cdot\text{m}$	790	-76	8	110	644
$M_y/\text{kN}\cdot\text{m}$	46	497	-262	—	—
$M_z/\text{kN}\cdot\text{m}$	-241	-41	-506	3	617
安全系数 γ_f	1.35	1.10	1.35	1.0	1.0

注： m 是与材料有关的系数。

表 6-5 中给出三种载荷状况下的计算载荷，其中载荷状况 1.3 反映了发电状态下出现极端湍流条件时的极限载荷情况；载荷状况 7.1 采用了停机和故障状态下的极端风速模型；载荷状况 6.1 则是针对风力发电机组处于停机或空转状态，考虑极端风速模型 (EWM) 条件的塔架载荷。

这些载荷的计算均考虑了塔架的动特性和阵风的影响系数，但未考虑构件局部安全系数。具体的系数推荐值可查阅 IEC 有关标准。

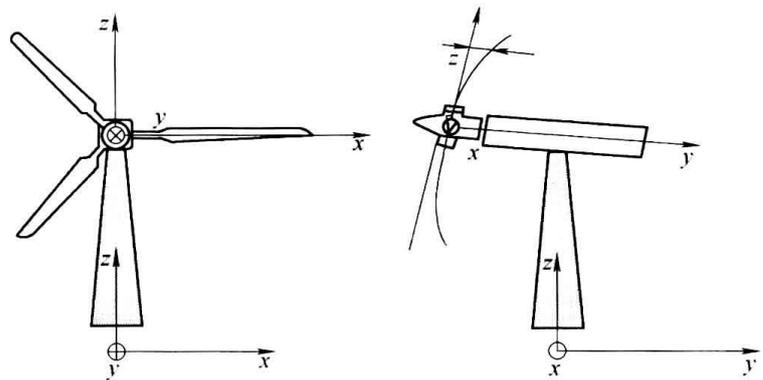


图 6-4 塔架载荷计算的坐标方向

6.3 塔架的结构设计

6.3.1 基本设计内容

塔架结构设计一般包括动静载荷作用下的结构强度设计、疲劳强度和塔架刚度分析等，设计内容和基本步骤一般如下：

1. 塔架总体结构设计

塔架总体结构方案可以反映其基本结构与尺寸，需要根据设计载荷并结合设计经验，同时可参考已有同类塔架初步确定总体设计方案。

应注意，塔架的总体可采用刚性和柔性两种不同的形式结构方案。通常可根据塔架系统

的固有频率与激振频率的关系,将固有频率高于叶片穿越频率的塔架称为“刚塔”;而塔架固有频率在风轮旋转与叶片通过频率之间时称为“柔塔”;若塔架的固有频率低于风轮旋转频率,一般则称为“甚柔塔”。

由于刚性塔架要求较高的结构强度和刚度,因此造价较高。但此种方案的优点突出,即能够有效避免系统共振的产生,且降低设计难度。而采用柔性塔架的结构方案,可以降低塔架的质量和成本,但需要对塔架稳定性和动态特性进行详尽的分析,设计难度和风险会相应增加。目前,在大型风力发电机组设计中较多采用了“柔塔”或“甚柔塔”结构方案,其一阶固有频率一般在风轮旋转频率的1~3倍之间。

2. 对结构设计方案的初步力学分析

利用材料力学、弹性力学等固体力学理论,对塔架进行强度、刚度和稳定性等方面的校核,并根据分析结果对初步设计方案进行修改,以确定满足设计要求的总体结构设计方案。

3. 详细分析与强度校核

采用有限元方法开展对塔架结构的静、动态分析和模型试验,进一步优化设计方案。

4. 详细工程设计

根据确定的结构设计方案,开展工程设计,形成设计详图和设计技术文件,提供制造依据。

6.3.2 钢筒塔架的方案设计

本节将主要围绕典型的钢筒结构塔架,讨论相关的方案设计问题。

1. 形式设计

常见的钢筒状塔架一般采用合适的锥度形式,以获得等强度设计效果。塔架顶部的结构参数(如筒直径、壁厚)主要考虑偏航轴承的结构要求;塔基的结构尺寸通常考虑钢筒的强度以及刚度要求;塔架中间段的壁厚通常可采用塔基和塔顶壁厚值间的内插值。

根据锥形钢筒的制造和运输、安装等条件,塔架需要采用合理的分段设计。分段钢筒的设计结构不仅要考虑滚弯设备的能力,还应考虑公路运输的通过允许直径。一般国家的通过限制宽度为4.0~4.2m,有些地区限制宽度常常会更小。

2. 塔架分段构件的连接

由于现场的就地焊接会带来很多问题,故目前多采用螺栓联接的分段塔筒结构方案,而相关的连接和组装等设计问题需要认真解决。螺栓夹紧的法兰板连接部件是一种典型的设计形式,若夹紧力足够,可确保连接部件在极限载荷下不产生滑动。图6-5所示为一种铸造结构的筒内部法兰连接构件,法兰外边缘与塔筒壁焊连接。为防止焊接变形和疲劳载荷的影响,最好采用焊颈(或称高颈)法兰,如图6-5的下半部分

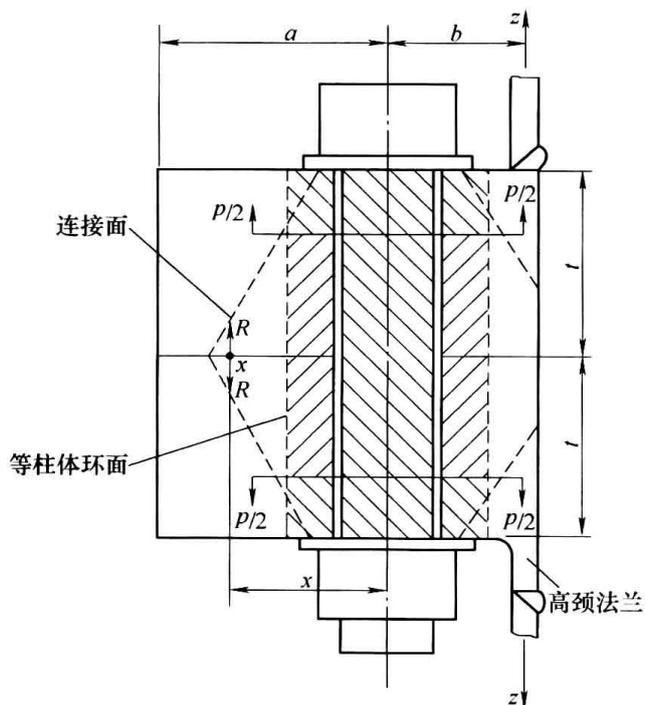


图6-5 铸造结构的筒内部法兰连接构件

所示。

分段组装的连接设计, 需要考虑螺栓的预紧, 以降低螺栓的疲劳应力。法兰连接点的螺栓疲劳校核需考虑螺栓载荷与塔筒壁应力间的关系, 当法兰在其宽度内完全接触时可简化为线性关系。根据 VDI 2230 设计原则, 法兰连接处的轴向载荷和偏心力矩可分别单独计算。

轴向载荷的作用位置应在螺栓和预紧法兰之间, 且与传力路径的刚度成比例。对于图 6-5 所示法兰形式, 轴向载荷距螺栓中心的位置 x 为

$$x = \sqrt{\frac{l_k d_w^3}{D_A^2}} \quad (6-8)$$

承载的横截面积可用下式表述, 即

$$A_{\text{ers}} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} d_w (D_A - d_w) [(x+1)^2 - 1] \quad (6-9)$$

式中 d_w ——螺栓头或螺母的垫圈直径, 单位为 m;

d_h ——螺栓孔径, 单位为 m;

l_k ——螺栓头和螺杆之间的钳位距离, 单位为 m;

D_A ——螺栓中心线到最近法兰边缘的距离的 2 倍, 或是螺栓间隔, 取两者的较小值。

根据有关设计原则, 外载荷的有效作用面并不是螺栓与法兰的上下接触面, 而是在法兰中性面附近, 图 6-5 中以不同的截面阴影线标识了大致的传力路径。根据塔壁作用的偏置负载, 所形成法兰面间的应力可以应用全接触面的弯曲理论来处理。

但应注意, 当法兰外边缘有间隙时, 上述设计原则不再适用。此时的外载荷传导路径可以应用图 6-5 的支点模型 Z 进行分析。基于在 X 处存在支点, 螺栓和法兰间的轴向载荷计算时应考虑作用距离 x , 亦即 $p = Z(1 + 6/x)$, 作用于螺栓和法兰间的载荷分配可以用相对刚度进行计算。

3. 塔架底部的固定

塔架底部一般设计为外法兰形式, 法兰再通过地脚螺杆固定于地基, 或用螺栓联接在嵌入地下的短塔段上。相关的地基安装结构稍后讨论。

地脚螺杆通常需要以某种方式锚入地基中, 其抗倾覆力矩的能力取决于沿上风向侧塔筒呈半圆分布螺栓组的抗拉强度设计。由于受混凝土切应力强度的约束, 所以螺杆必须插入混凝土充分深的地方, 典型深度约等于塔架基础的半径。

4. 结构方案设计中的固有频率约束问题

如前所述, 塔架结构方案设计的前提, 首先需要考虑相关结构的一阶模态固有频率约束问题。一般而论, 所谓固有频率, 离机组系统可能产生的激励频率越远越好。但根据设计经验, 当需要设计塔架在极限强度时, 往往其固有频率与叶片通过频率会处于同一数量级。

对于特定的风轮而言, 可通过改变塔架的设计参数 (如长径比、壁厚、塔基直径), 在满足极限载荷和疲劳载荷强度的同时, 调整整个塔架的自然频率至合适的值。但有时为满足固有频率的要求可能并不经济, 可以通过调整轮毂高度的方式解决。

6.3.3 塔架的强度设计

塔架通常采用等强度变截面的设计, 危险截面一般位于塔架根部。塔筒根部的结构强度分析是确定塔架整体结构尺寸的基本设计依据。以下讨论两种相关的强度分析方法。

1. 考虑塔架高度折减系数的强度计算

塔架根部截面应力(图 6-6)可表示为

$$\sigma_2 = \frac{\left[F_{as}(h_1 + H) + F_{ts} \frac{H}{2} \right] \times 100}{W_2} + \frac{(G_1 + G_2)}{\varphi_2 A_2} \tag{6-10}$$

式中 W_2 ——塔架根部抗弯截面系数, 单位为 cm^3 ;

A_2 ——塔架根部截面积, 单位为 cm^2 ;

G_2 ——塔架本身所受重力, 单位为 N;

φ_2 ——变截面塔架的长度折减系数, 可根据 λ_2 从图 6-7 查得。

$$\lambda_2 = \frac{\mu H}{\gamma_2} \tag{6-11}$$

式中 μ ——与塔架截面变化有关的折算长度修正系数, 可根据 $\frac{J_{\min}}{J_{\max}}$ 与之比取表 6-6 的参考

设计值, J_{\min} 为塔架顶部截面惯性矩, 单位为 cm^4 , J_{\max} 为塔架根部截面惯性矩, 单位为 cm^4 ;

H ——塔架高度, 单位为 cm,

γ_2 ——塔架根部截面的惯性半径, 单位为 cm。

$$\gamma_2 = \sqrt{\frac{J_{\max}}{A_2}} \tag{6-12}$$

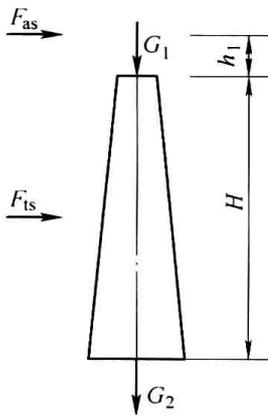


图 6-6 塔架受力分析

h_1 —轮毂中心到塔顶距离 H —塔高

F_{ts} —塔筒的气动推力 G_1 —机舱总成质量

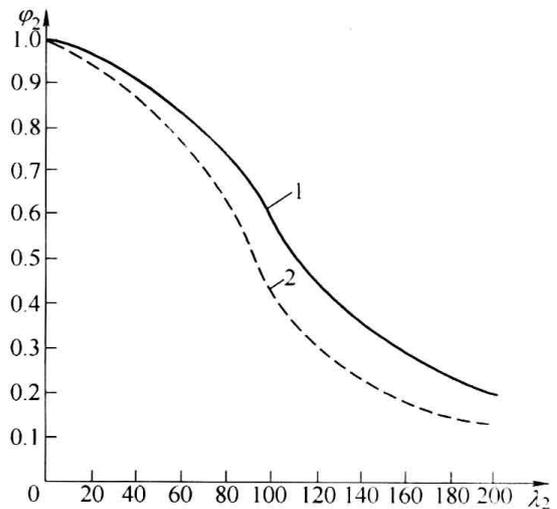


图 6-7 变截面塔架的长度折减系数

1—低碳钢 2—低合金钢

2. 考虑管状截面构件相对壁厚的强度校核

一般而言, 相对于其他几何形状截面形式, 管状构件的抗压强度极限较低。在校核大型塔架的抗压强度时, 还应考虑构件截面的相对壁厚, 即半径与壁厚比值对抗压能力的影响, 其抗压屈服应力极限 σ_{cr} 可大致由下式表述。即

表 6-6 J_{\min}/J_{\max} 与 μ 的关系

$\frac{J_{\min}}{J_{\max}}$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
μ	1.65	1.45	1.33	1.24	1.18	1.14	1.10	1.06	1.03	1.00

$$\sigma_{cr} = 0.605Et/r \quad (6-13)$$

式中 r ——圆筒的半径, 单位为 m;

t ——壁厚, 单位为 m。

这表明, 相关构件的相对壁厚 r/t 较大时, 抗压能力会明显降低。此外, 塔筒构件的抗压能力与容许的设计缺陷 (如焊接等) 有关, 设计中也应考虑适当的折减系数。参考欧洲常规建筑钢构件设计规范 (ECCS) 推荐的设计原则, 可将相应的轴向载荷临界应力折减系数 α_0 和弯曲载荷折减参数 α_B 表述为

在 $r/t < 212$ 时

$$\alpha_0 = \frac{0.83}{\sqrt{1 + 0.01r/t}} \quad (6-14)$$

在 $r/t \geq 212$ 时

$$\alpha_0 = \frac{0.70}{\sqrt{0.1 + 0.01r/t}} \quad (6-15)$$

$$\alpha_B = 0.1887 + 0.8113\alpha_0 \quad (6-16)$$

综合上述因素, 塔筒构件的抗压应力极限 σ_u 可参照相应的材料屈服极限 σ_s 进行换算。

当 $\alpha_B\sigma_{cr} > \sigma_s/2$ 时

$$\sigma_u = \sigma_s \left[1 - 0.4123 \left(\frac{\sigma_s}{\alpha_B\sigma_{cr}} \right)^{0.6} \right] \quad (6-17)$$

当 $\alpha_B\sigma_{cr} \leq \sigma_s/2$ 时

$$\sigma_u = 0.75\alpha_B\sigma_{cr} \quad (6-18)$$

以下通过一个实例, 具体说明考虑构件截面相对壁厚影响的塔架结构强度设计问题。

设某三叶片风轮的直径为 60m, 轮毂高为 50m, 极限风速为 70m/s, 塔架材质为中碳钢。

根据式 (6-18) 计算, 可得到一系列塔筒底部抵抗倾覆力矩所需的基本壁厚结构值, 并计算出相应结构的塔质量, 同时将其绘于图 6-8 中。

若设塔架顶部到底部间的壁厚值变化是线性关系, 分别以塔架顶部直径 2.25m, 壁厚 11mm 作为基础设计值, 由图 6-8 可见: 当塔筒直径为 4.5m 时, 塔架的质量最小。这意味着在保持塔筒截面力学特性不变的前提下, 除该点之外的其他设计方案, 由于受相对壁厚变化、材料屈服强度的折减以及塔架自身作用风载的综合影响, 减小塔筒横截面积的努力几乎被抵消。因此, 由于运输等条件限制, 若要求塔架底部筒径为 4m (或更小) 时, 所产生的质量代价在这种情况下可忽略不计。

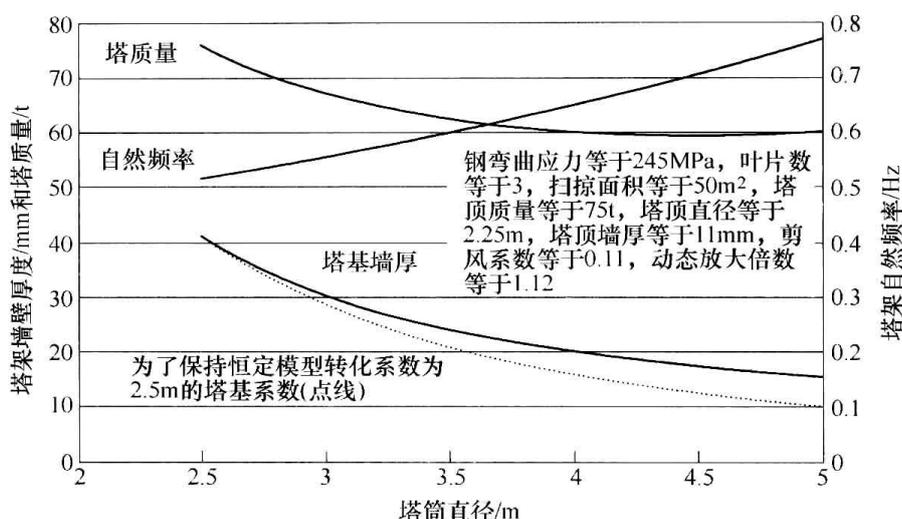


图 6-8 某失速调节机组的塔架壁厚度随直径的变化

6.3.4 塔架的动特性分析

前已述及, 塔架的振动特性分析是其结构设计的重要环节, 在静态结构强度设计的基础上, 需要详细研究其在动载荷作用状态下的动力学行为, 确保设计结构的可靠性。

图 6-9 所示为风力发电机组塔架水平振动的简化分析模型。图 6-9a 为机组结构简化示意图, 由风轮、机舱、塔架等部分组成。机组在运行过程中, 受风载荷和机组运行中产生的各种载荷(重力载荷、惯性载荷等)的作用, 各个部件将产生振动。现在要研究塔架顶部位置的水平振动。因为水平振动位移相对于整个塔架高度很小, 可以假定质量块只在水平一个方向上产生振动, 整个风轮和机舱部件的质量大而且比较集中, 可以简化成一个位于塔架顶部的集中质量块, 而塔架高度远大于塔筒直径, 可以简化为底部固定的等截面弹性梁——悬臂梁, 如图 6-9b 所示。于是问题简化为研究塔架顶端集中质量块的水平振动。根据材料力学有关知识, 可以对悬臂梁顶端建立运动方程, 求解出运动规律。这一步得到的简化模型是梁的质量在轴线上连续均匀分布, 这种模型称为连续系统模型, 或者称为分布参数模型。

上述的悬臂梁模型可以作进一步简化。因为塔体弹性梁的分布质量相对于风轮和机舱集中质量块的质量较小, 在研究塔顶端水平方向振动时, 可以将塔体简化成一个无质量、无内摩擦作用的弹簧, 于是将结构进一步简化成图 6-9c 所示的单质量弹簧振动模型。这是一个振动分析中最基本的力学模型, 称为弹簧振子, 由一个弹簧和一个集中质量组成。

弹簧左端固定, 右端与集中质量块连接。弹簧质量忽略不计, 刚度为 k_c , 质量块质量为 m , 只能在水平面上沿 x 轴方向运动。这种简化模型称为离散系统模

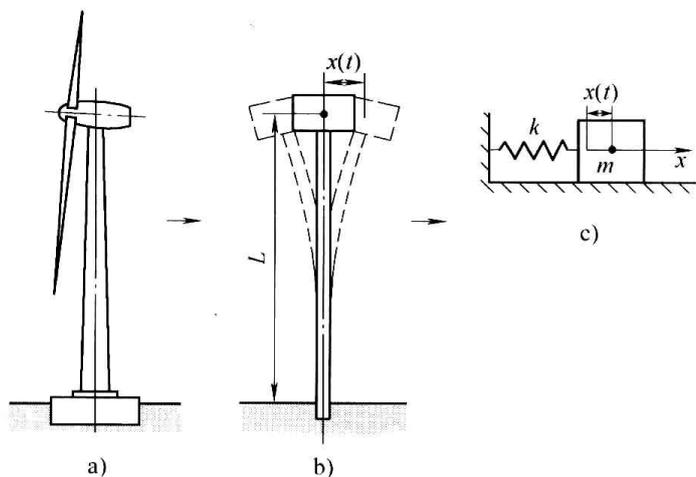


图 6-9 风力发电机组塔架水平振动的简化分析模型

型或集中参数模型。

根据牛顿第二定律，质量块的水平方向运动方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t)$$

6.3.5 塔筒的制造要求

塔筒设计需要提供相应的制造技术要求，如材质、构件性能等。对于高度超过 30m 的锥形钢筒塔架，通常需要分段制作加工，每段长度一般不超过 3m。钢筒通常用厚度为 10~40mm 的钢板用卷板机加工，然后焊接而成，如图 6-10 所示。若钢板厚度小于 40mm，卷板设备为常规设备；当厚度超过 40mm 时，常规卷板设备不能加工，需要特制的卷板设备。

塔筒材料一般选用优质碳素结构钢，如 Q235、Q275 或 Q345 钢等。塔筒内部每隔一段距离（例如 3m）可设置加强环，以提高局部刚度。

塔筒的焊接通常采用自动焊，且对焊缝应提出严格的技术要求。焊接加工后，要求对焊缝做超声波或 X 射线探伤，检查是否存在焊接缺陷。塔筒加工完成后，表面涂防锈漆和装饰漆。

一般每节塔筒两端焊有高强度钢的连接法兰，法兰多设置在塔筒内部，以便于检修。法兰与钢筒的焊接要求很高，不能出现焊接变形，需要保证连接后的塔筒在法兰处不能出现间隙。现场安装时用螺栓将各节塔筒通过法兰连接，形成最终的塔架，如图 6-11 所示。

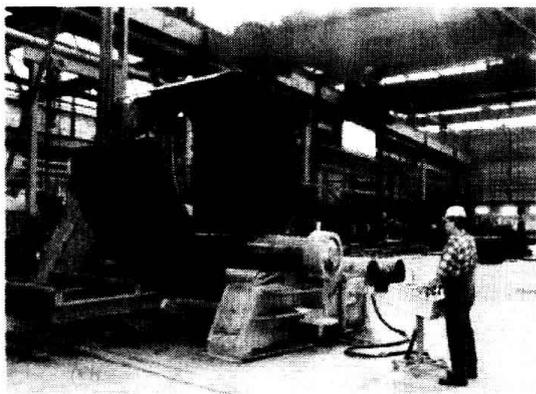


图 6-10 钢筒卷制加工

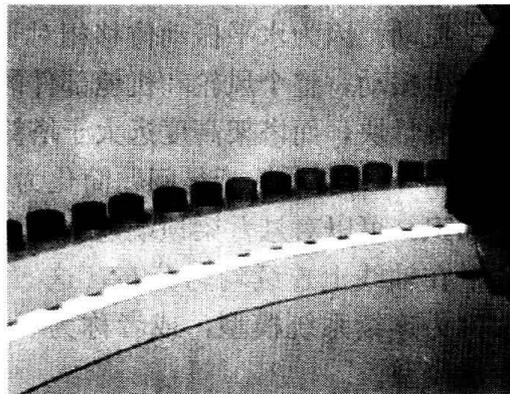


图 6-11 塔筒法兰连接

塔架顶部与机舱通过水平偏航轴承法兰连接，由于该部位通常需要安装机舱，因此多采用高强度钢制作。

6.4 塔架基础设计

6.4.1 基本设计要求

塔架基础主要提供塔筒底部的连接和固定。塔架基础应使机组在所有可能出现的载荷条件下保持稳定状态，不能出现倾倒、失稳或其他问题。

如图 6-12 所示,塔架基础通常采用钢筋混凝土结构,混凝土的质量应能够平衡整个机组的倾覆力矩。其影响因素首先应考虑极端风速条件下的叶片产生的推力载荷,以及机组运行状态下的最大载荷。

一般而论,基础的设计主要考虑机组静载荷的作用,不考虑疲劳载荷。还要进行基础最大压力计算,以确定土壤支撑面的承载能力和土壤允许压强,保证机组不出现下沉。

对机组安装现场的工程地质勘察是塔架基础设计的先决条件和重要环节。需要充分了解、研究地基土层的构造及其力学性质等条件,对现场的工程地质条件作出正确的评价。同时还应注意到,由于大型风力发电机组的安装,将使地基中原有的应力状态发生变化,应认真分析载荷作用下地基土壤变形和强度等问题,并使其满足以下基本设计条件:

1) 要求作用于地基上的载荷不超过地基容许的承载能力,以保证地基在防止整体破坏方面有足够的安全储备。

2) 控制基础的沉降,使其不超过地基容许的变形值,以确保机组不受地基变形的影响。

6.4.2 基础的形式设计

塔架基础均为现浇钢筋混凝土独立基础,根据风电场场址工程地质条件和地基承载力以及基础载荷、结构等条件有较多设计形式。从结构的形式看,常见的有板状、桩式和桁架式等基础。

1. 板状基础

在距地面数米内需要放置适用的材料时,一般选择板状基础。图 6-13 所示为四种可选用的板状基础结构。

图 6-13a 所示为均匀厚度的板层设计方案,上表面位于地表面。该方案一般在岩床距离地表面很近的时候被选用,主要的加强体由顶部和底部钢筋网组成,以承受板层的弯曲载荷。由于对抗剪加固不提出设计要求,板层应该具有足够的厚度。

图 6-13b 所示方案是在板层顶部安装了一覆盖基架。这种方案应用于岩床深度大于半层厚度时的情况,以满足抵抗板层弯曲力矩和切应力载荷的要求。下层土壤地基上的重力载荷由于基础体积较重而相应增加,所以板状基础的平面尺寸可以适当减小。

图 6-13c 所示方案与图 6-13b 类似,但增加了两个可选的改进措施;用一个

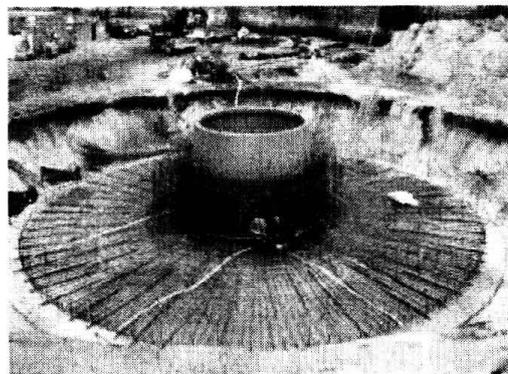


图 6-12 施工中的塔架基础

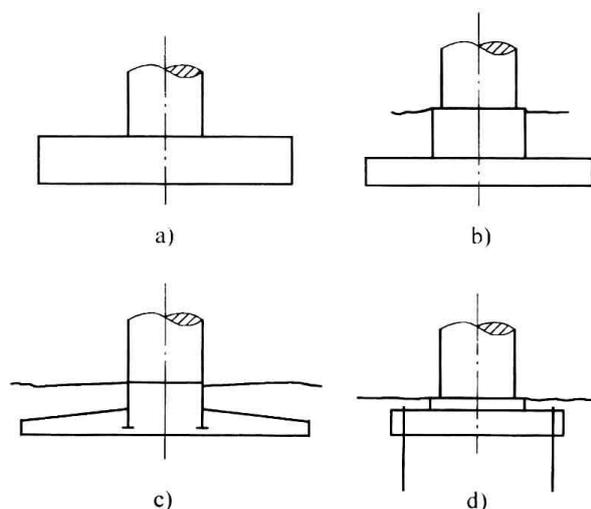


图 6-13 四种可选用的板状基础结构

a) 平板层 b) 桩和覆盖层 c) 嵌入锥形板层的桩塔
d) 岩石锚牵引固定的板层

嵌入板状基础中的短塔段替代了原有的基架，并引入板型基础深度向的斜坡。该方案可在短塔段靠近板层顶部穿孔，允许顶部的径向加强钢筋穿越，以抵抗来自塔桩底部法兰盘的冲剪载荷。此种板型基础深度向的斜坡具有节省材料的优点，但是实行起来较为困难。

图 6-13d 方案采用岩石锚固装置，可同时满足载荷平衡和重力基础配量的需要，且可以有效减小基础的尺寸。但该方案需要安装岩石锚定装置的专业承包商施工，所以这种方案目前较少应用。

规划中理想的重力地基形状为圆形。但是考虑到建立圆形模板的复杂性，人们经常使用一种替代的形状，即八角形。有时候，板状基础是方形的，目的是简化挡板和钢筋。

对板状基础进行动力分析时，可以忽略基础的变形，并将基础作为刚性体来处理，仅考虑地基的变形。按其结构剖面又可分为“凹”形和“凸”形两种：前者如图 6-14 所示，基础整个为方形实体钢筋混凝土；后者如图 6-15 所示。后者与前者相比，均属实体基础，区别在于扩展的底座盘上回填土也成了基础重力的一部分，这样可节省材料，降低费用。

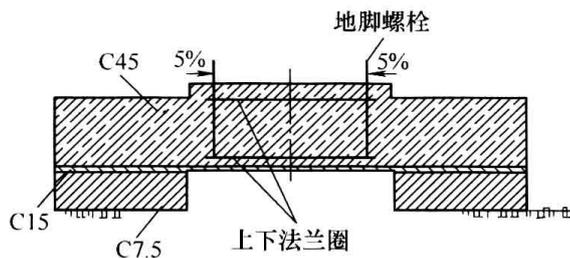


图 6-14 凹形基础结构

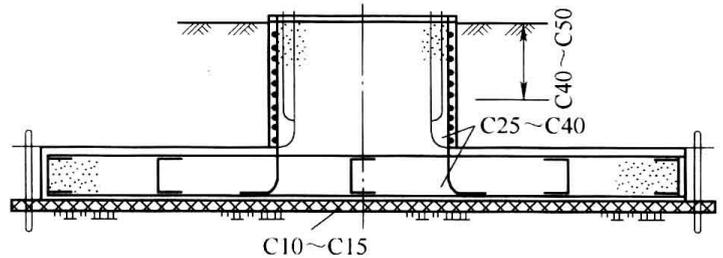


图 6-15 凸形基础结构

2. 桩基础

在较差的地表条件，采用柱状地基比板层地基可以更有效地利用材料。图 6-16a 所示为由多个圆形桩柱和桩帽组成的基础。塔架倾覆力矩由桩径向和轴纵侧面的反力矩抵抗，由于桩载荷由施加于各桩顶部的力矩产生，要求基础的连接钢筋能够在桩柱和桩帽之间提供充分且连续的力矩传输路径。

3. 混凝土单桩基础

混凝土单桩基础主体为一较大直径的混凝土圆柱，通过向土壤传递横向载荷抵抗倾覆塔架的力矩（图 6-16b）。对于砂土地质条件，侧面载荷可以应用兰金理论或者库仑定理，通过逆向计算得到。如采用兰金刻度的理论，可以用来计算桩柱壁上的被动压力，忽略土壤和壁之间的摩擦力；而库仑理论则综合考虑了土壤与桩柱壁之间的压力和摩擦力。

由于单桩基础桩柱若有倾斜趋势，在土壤楔入边会产生摩擦力，往往可以提供更大的抵抗倾覆能力。当水平线很低且土质能够提供挖掘深洞而不出现边缘下陷条件时，单桩类型基础具有优势。但应注意，此种基础虽然形式简单，但材料消耗导致的成本会较高。图 6-16c 所示是一种解决方案：可以考虑部分替换圆柱实体的混凝土，采用中空复合桩柱，选择比

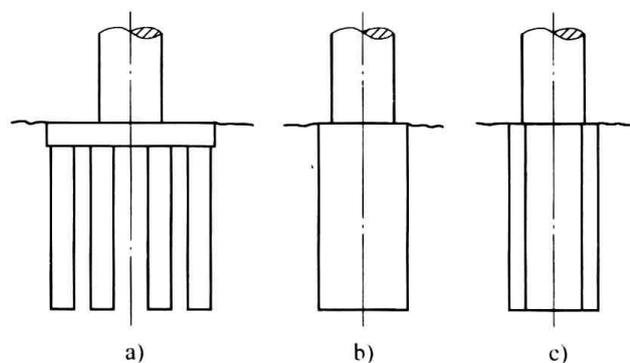


图 6-16 几种桩基础的设计形式

a) 桩柱和桩帽 b) 固体复合桩 c) 中空复合桩

较便宜的材料，使混凝土仅作为填充体而不起到结构作用。

4. 桁架式基础

桁架式基础的桩柱间跨距相对大，且还可以采用各自独立的基础。因此，可使用螺旋钻孔灌注桩（图 6-17）。阻止倾覆的反向载荷在桩上被简单地提和下推，但设计中也必须同时对桩作用的水平剪力载荷引起的弯矩进行计算。桩上作用的纵轴向载荷需要由桩表面的摩擦力平衡，而该摩擦力取决于土壤和桩之间的摩擦角以及侧面泥土的压力。由于有较多不确定性因素的存在，一般推荐采用桩测来评估桩的承载能力。

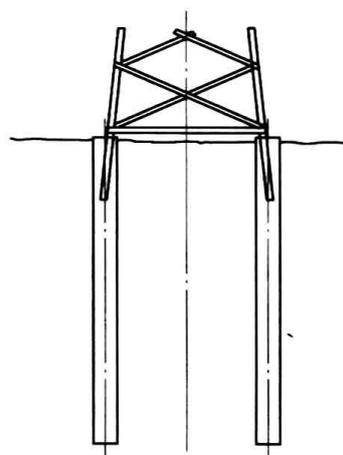


图 6-17 螺旋钻孔灌注桩

6.4.3 基础的设计计算

1. 基础的载荷分析

如图 6-18 所示，塔架基础除机组承受自身的重力 G 外，还要承受由风轮产生的推力 F_t 、风载 q 以及机组运行所产生的转矩 M_n 等载荷的作用。基础设计过程需要考虑这些载荷的平衡等问题，确保机组安全、稳定地运行。

图 6-19 所示为上述载荷在基础上的作用状况，图中 G 和 G_J 分别为机组及基础的自重。倾覆力矩 M 是由机组自重的偏心、风轮产生的正压力 F_t 以及风载荷 q 等因素所引起的合力矩； M_n 为机组偏航时所产生的转矩；剪力 F 则由内轮产生的正压力以及风载荷 q 所引起。

一般情况下，由于剪力 F 、转矩 M_n 相对其他载荷小得多，在满足工程要求的前提下，往往可以略去不计。由此得到简化的基础力学模型（图 6-20）。

通过载荷分析并参考有关标准和规范，可开展塔架基础的设计。

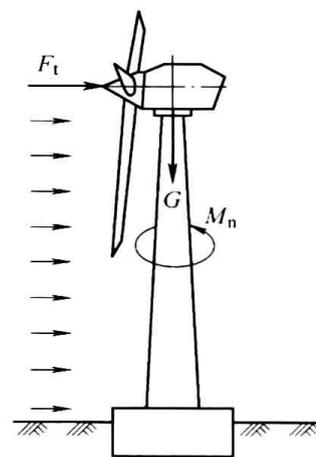


图 6-18 塔架受力简图

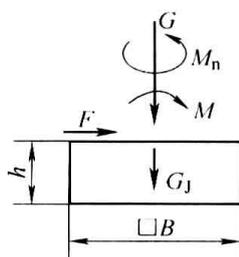


图 6-19 基础上的作用载荷

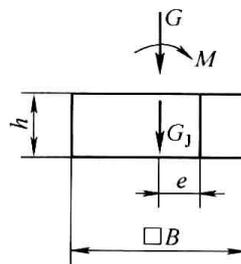


图 6-20 简化的基础力学模型

2. 基础混凝土质量与结构的分析计算

确定基础混凝土质量及结构尺寸的原则，是保证基础自重 G_J 和机组重力 G 所产生的稳定力矩大于机组的倾覆力矩 M_{\max} ，即

$$\frac{(G + G_J)B}{2} \geq \gamma M_{\max} \quad (6-19)$$

式中 B ——基础的底边结构尺寸，单位为 m ；

γ ——安全系数（根据经验，一般取 2 为宜）。

由于式 (6-19) 中 G_j 和 B 尚未确定，应用式 (6-19) 计算基础质量 G_j 及几何尺寸 B 时，需首先了解安装现场地基持力层土壤的容许承载力 $[p]$ ，估算出较为合理的 G_j 和 B 作为初步设计参数，再经进一步迭代得到实际的设计结构。

3. 基础底部压力作用的偏心距

实际的机组基础多属于偏心受压类结构，设计中需要进一步对基础底部作用的偏心压力进行分析。由于基础底部偏置压力产生的力矩跟合力与塔基中心的偏心距有关，设计中需要计算出该偏心距并控制其数值不宜过大，以保证基础不至于发生过度倾斜。一般而言，所述偏心距宜控制在以下范围，即

$$e \leq B/6 \quad (6-20)$$

式中 e ——地基铅垂方向合力与塔基中心的偏心距。

4. 土壤压力计算

由于基础的载荷要传递给地基土壤并转换为相应的接触压力，需要对基础底面土壤的最大压力进行分析和计算。若基础底部压力作用的偏心距 $e \leq B/6$ ，基础底面土壤压力大致呈梯形分布。一般的设计要求是使基础底面土壤的最大压力不超过土壤容许的承载能力，可用下式表述，即

$$p_{\max} = (G + G_j)/B^2 + M_{\max}/W \leq [p] \quad (6-21)$$

式中 W ——基础底面土壤的抗弯截面系数，可按 $W = B^2 H/6$ 估算；

$[p]$ ——土壤容许的承载力。

同时，可用下式计算基础底面土壤的最小压力 p_{\min} 。即

$$p_{\min} = (G + G_j)/B^2 - M_{\max}/W \geq 0 \quad (6-22)$$

5. 配筋设计

根据力学模型，塔架基础的底板可视作双向弯曲板，沿其四周产生弯曲。因此，弯曲应力超过基础的抗弯强度时，基础底板将发生破坏。基础底板的配筋设计，危险截面一般取塔架与基础交界的截面 I-I，如图 6-21 所示。该截面作用的弯矩沿地基对角线分布，形成图中阴影线部分所示的梯形基底面积。I-I 截面处的弯矩 M_t

应为

$$M_t = L^2(2B + b)(p_{\max} + p_1)/12 \quad (6-23)$$

式中 M_t ——I-I 截面的弯矩；

p_{\max} ——基础底面边缘的最大压力；

p_1 ——基础底面 I-I 截面处的压力；

L ——I-I 截面到基础边缘的距离；

b ——塔架底部圆筒外径。

为便于配筋的设计计算，在误差允许的条件下，可参照图 6-21 虚线圆表示的塔筒外径作外接正方形，并按该正方形考虑配筋。

基础底板的配筋计算过程，需要参照 GB 50010—2010《混凝土结构设计规范》和载荷计算结果，按下式计算各截面

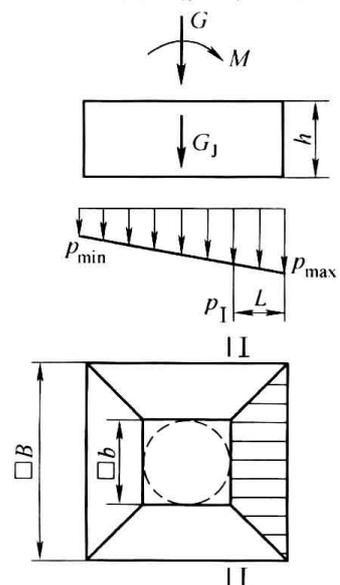


图 6-21 基础受力图

所需的钢筋面积 A_s ，即

$$A_s = \frac{\gamma M}{0.9 R_g h} \quad (6-24)$$

- 式中 γ ——构件强度设计安全系数（一般取 1.4）；
 M ——计算配筋截面处的设计弯矩；
 R_g ——钢筋的抗拉强度极限；
 h ——基础冲切破坏锥体的有效高度（图 6-21）。

6. 抗冲切强度校核

鉴于钢筋混凝土刚性基础的抗剪强度多能满足要求，因此一般只需进行抗冲切强度校核。

基础的抗冲切强度主要通过基础的高度确定，基础承受载荷发生的冲切破坏，一般是沿塔架四周大致成 45° 方向的斜面拉裂。为确保基础不被冲切破坏，须使地基作用的冲切载荷小于被冲切面的混凝土抗冲切强度。根据有关设计规范，可按下式计算，即

$$F_L \leq 0.6 F_t b_m h \quad (6-25)$$

$$F_L = p_{\max} A \quad (6-26)$$

- 式中 F_L ——冲切载荷设计值；
 F_t ——混凝土的抗冲切强度；
 b_m ——冲切破坏斜截面上的上边长 b 与下边长 B 的平均值， $b_m = (b + B)/2$ ；
 A ——冲切载荷作用的梯形面积（图 6-21 中的阴影面积）。

6.4.4 基础土层对塔架固有频率的影响

由于基础土层的性质与塔架的固定效果有关，因此会在一定程度上影响塔架一阶固有频率。图 6-22 所示为土质切变模量与塔架一阶固有频率的关系。

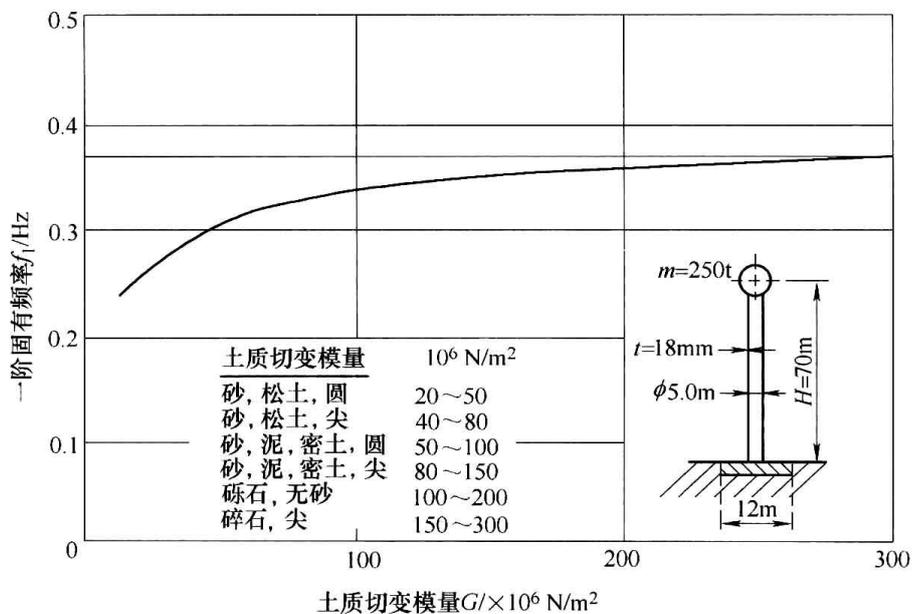


图 6-22 土质切变模量与塔架一阶固有频率的关系

习 题

- 6-1 简述塔架的设计要素。
- 6-2 简述塔架基本结构形式的特点并进行比较。
- 6-3 塔架的主要设计载荷有哪些？
- 6-4 已知 FD16.2—55 型机组的有关数据 ($A_b = 4.4\text{m}^2$; $B = 3$; $v_s = 50\text{m/s}$; $H = 18\text{m}$; $A_s = 206.12\text{m}^2$)，根据前苏联的法捷耶夫公式及丹麦 RIS 公式，计算暴风条件下的风轮气动推力。
- 6-5 简述在塔架总体结构方案设计中柔塔的基本含义及其优点。
- 6-6 简述钢管塔架方案设计中形式设计的内容、分段构件的连接方式及塔架根部固定所应注意的问题。
- 6-7 已知某机组的结构参数：风轮直径 $D = 22\text{m}$ ；圆台塔架高度 $H = 21\text{m}$ ；塔架上部外/内径 = 900/880mm；下部外/内径 = 1500/1480mm；塔架上方至风轮中心的距离 $h_1 = 2\text{m}$ ； $G_1 + G_2 = 18500\text{N}$ ；风轮扫掠面积为 $A_s = \frac{(0.9 + 1.5)}{2} \times 21\text{m}^2 = 25.2\text{m}^2$ ；塔架轮廓投影面积为 A_t 。试计算塔架根部截面应力。（其中塔架风压计算公式： $F_{ts} = \frac{1}{2} \rho v_s^2 A_t \varphi$ ，空气密度 $\rho = 1.225\text{kg/m}^3$ ，圆柱形塔架 $\varphi = 0.7$ ， $v_s = 50\text{m/s}$ 。）
- 6-8 为何需要进行塔架的动特性分析？论述模型简化的步骤。
- 6-9 简述塔架基础的设计要求。
- 6-10 试分析几种可选塔架基础形式的特点。
- 6-11 试述塔架基础载荷分析的内容。
- 6-12 已知机组重力为 185000N，基础底边结构尺寸为 8.1m，机组的最大倾覆力矩为 3000000N·m，试确定塔架基础的自重。

第 7 章 风力发电机组的制造

本章介绍风力发电机组（除基础外）制造的基本知识，包括材料、制造工艺、装配工艺和出厂试验。

7.1 材料

风力发电机组所用的材料包括钢材、铸铁、铝合金、纤维增强材料和木材等。

7.1.1 钢材

1. 结构钢

风力发电机组的重要受力零部件，可使用 GB/T 1591—2008 牌号为 Q345b, Q345c, Q345d, Q460c 和 Q460d 的结构钢，以及屈服强度不大于 $355\text{N}/\text{mm}^2$ 的可焊接细化晶粒的结构钢。

下列标准适用于钢管：① GB/T 8162—2008 用于无缝钢管；② GB/T 13793—2008 用于焊接钢管。对于承受内压的钢管：① GB 3087—2008/GB/T 8162—2008 用于无缝钢管；② GB/T 13793—2008 用于焊接钢管。

一般非承载部件使用的结构钢应具有足够的强度，如有特殊要求，还应具有特殊的性能（如冷加工特性、焊接性等），与重要部件或承载部件连接处的焊接不应产生不利影响。

2. 铸钢

风力发电机组的重要受力零部件，可使用 GB/T 11352—2009 铸钢牌号 ZG200-400、ZG230-450 和 ZG270-500。相关标准中的质量要求和试验条件适用于铸钢件。缺口试样的冲击试验应在最低设计温度下进行。

当铸钢件用于焊接时，本节所列牌号钢中碳的质量分数应不大于 0.23%，铬和钼总的质量分数为 0.3%。

铸钢件表面和内部应无气孔、裂纹、缩孔、冷隔、结疤，以及影响铸钢件使用的其他缺陷。铸钢件应根据铸造类型进行回火或调质处理。

凡拟采用焊补方法对铸钢件的缺陷进行修补时，应将所探明缺陷的数量、大小和部位的草图以及焊补工艺规程等资料予以备案。

3. 不锈钢

根据材料的耐腐蚀能力和加工条件（如焊接）选用不锈钢。除另有规定外，可选用 GB/T 1220—2007 铸钢件的级别。

焊接结构只能使用适合焊接并保证具有抗晶间腐蚀能力的不锈钢，一般是钛或铌/钽含量稳定或碳的质量分数不超过 0.03% 的牌号。

4. 锻钢

风力发电机组的重要受力零部件使用的锻件和棒材应按照 GB/T 699—1999、GB/T 3077—1999 的要求执行，或者选用性能不低于上述标准的其他锻件和棒材。GB/T 1220—2007 适用于不锈钢。

锻钢冶炼工艺由生产企业自定，但应镇定脱氧。其化学成分和力学性能应符合有关标准的规定。钢锭的顶部和底部应切去足够的弃料，以保证成品锻钢件中不致有缩孔或偏析等有害缺陷。尽可能将锻钢件制成接近成品的大小和形状，且有合理的加工余量。不允许有露出锻件芯部的超量（如锻件直径或厚度等特征尺寸的 1/3）机械加工，以免影响产品的品质。所选变形程度应使锻件的中心部位充分地锻到。对主要呈纵向纤维的锻钢件，其锻造比不应小于表 7-1 的规定。

表 7-1 锻钢件的锻造比

锻制方法	总锻造比 ^{①②}
直接由钢锭锻制或由钢锭锻成的钢坯锻制	$L > D$ 时, 3 : 1 $L \leq D$ 时, 1.5 : 1
由轧制产品锻制 ^③	$L > D$ 时, 4 : 1 $L \leq D$ 时, 2 : 1

① 锻造比是指钢锭平均横截面面积与锻钢件截面积（毛坯）之比，如果钢锭经过初锻，则可取初锻后的平均横截面面积作为计算锻造比的基准。

② L 和 D 是指成品锻钢件的长度和直径。

③ 作为代替锻钢件的轧制钢棒，其总锻造比应不小于 6 : 1。

盘形锻钢件（如齿轮）应采用墩粗法锻制，如钢坯经过锻造比不低于 1.5 : 1 的初锻，则该盘形锻钢件任何部位的厚度应不大于该钢坯长度的 1/2。如所用的坯料是直接切自钢锭或者钢坯经过锻造比低于 1.5 : 1 的初锻，则该盘形锻钢件任何部分的厚度应不大于原坯料长度的 1/3。

环形锻钢件和其他类型的空心锻钢件应由切自钢锭或钢坯的料段锻制。而这些坯料在扩孔或滚锻之前，应先经充分锻打，例如锻造比不低于 2 : 1 的纵向加工或墩粗，然后再钻孔或冲孔。该类锻钢件的壁厚应不大于该空心坯料壁厚的 1/2。

所有锻件应以与材料相适应的方式进行热处理。热处理应在有效期内的炉内进行。不同材料的热处理使用的炉子尺寸、等级必须符合相应标准的规定。所有热锻加工，应在最终热处理以前完成。如锻钢件确需重新加热进行热锻，则必须重新进行最终热处理。如锻钢件在最终热处理后进行热矫直或冷矫直，则应对该锻钢件作消除残余应力处理。锻造后机械加工使横截面发生了较大变化的锻件，只能在充分预处理后进行调质处理。调质处理件的质量不应超过成品件质量的 1.25 倍。对需要作表面硬化处理的锻钢件，制造商应通过试验证实表面硬化层的硬度和深度确能达到要求的质量且不损害锻钢件本体的性能。

所有锻件不应包含任何可能影响其使用和进一步加工的缺陷，如分层、裂纹、缩孔、偏析、气孔和夹渣等。锻钢件的表面应保持清洁。除锻钢件以粗加工状态交货外，可在必要时采用局部磨削、喷丸、喷砂或钢丝刷清理，以及酸洗或其他方法清理表面。锻钢件表面的轻微缺陷可用铲削或修磨的方法去除，并用磁粉探测或着色检测，以证实该缺陷已经被完全清除。锻钢件表面一般不允许用补焊的方法消除缺陷。

锻件化学成分和力学性能应符合有关标准。

力学性能试验含拉伸试验和夏比冲击试验。材料的力学性能应通过拉伸试验测定。试验应确定材料的抗拉强度、屈服强度（或0.2%的弹性应变极限）、伸长率、断面收缩率和硬度。夏比冲击试验应按照标准 GB/T 12778—2008 或其他相关标准进行。

锻钢试件应取自与锻钢件锻在一起而在锻件截面尺寸以外用于取样的区域。试件一般应与锻钢件一起经最终热处理后分离，在此可不考虑消除应力。只有当不可能从锻钢件成品上取试件时才允许提前分开，但试件必须与锻件一同热处理。批量生产的落锤锻件，试样可自多余的锻钢件或单独锻造的锻件上切取，但它们必须是同一炉号的材料并同炉进行热处理。试件数量的多少按有关标准规定。所有切下的试样和试验样本都要打上标记。标记应清楚标明它代表的锻件或试验的组别。一般情况下，试样应取自试样切取点，或距表面以下 $1/6$ 半径或 $1/6$ 厚度处。

对于大型的受力锻件，必要时应进行无损检测。如果要求表面裂纹检验，除奥氏体钢外，最好使用磁力探伤。试验应在经过最终热处理后的锻件上进行，如果可能，应在机械加工后进行。如试验需用电，应注意不能漏电。工件表面切向的有效磁场强度至少为 2kA/m [25 奥斯特 (O_e)]，最多不超过 5kA/m ($62.5O_e$)。

在特殊情况下允许使用着色渗透探伤法进行表面裂纹检验。试剂应按照说明书由渗透剂、清洗剂和显像剂组成。

超声波探伤适用于具有简单几何形状的试件。检验的时间至少应经过正常热处理。若试件的形状和尺寸允许，超声波必须沿径向和轴向通过试件。试验有关的技术资料，如方法、设备型号、探头、设备调整、灵敏度和误差范围应由制造商规定并说明。制造商应提交一份包含上述所列测试步骤的详细说明和评价读数的超声波检验报告。

7.1.2 铸铁

风力发电机组的重要受力零部件，根据力学性能要求可使用 GB/T 1348—2009 中适当牌号的球墨铸铁或耐磨铸铁。对主要传递力和力矩的零件，如轮毂、风轮轴承壳体和机座，以及与风轮轴承结合在一起的齿轮箱壳体，应使用球墨铸铁，在高寒地区工作的产品建议用 QT400-18L。使用的球墨铸铁夏比冲击值需要按标准进行试验验证。主要承受动载荷的球墨铸铁零件，要求其品质等级不低于德国标准 DIN 1690 第 2 部分要求的 4 级。

7.1.3 铝合金

铝合金产品表面不应有裂纹、分层、腐蚀、氧化夹杂物、起皮、气泡、硝酸盐和严重的机械损伤以及影响后续加工或使用的有害缺陷。铝合金产品局部表面的轻微缺陷，可以用机械加工或研磨的方法去除。铝合金的疲劳强度和缺口敏感性和高强度钢相当，设计和制造必须予以特别注意。表面必须涂敷合适的防腐层，防止接触腐蚀，特别是在潮湿大气中的腐蚀。

锻造铝合金化学成分和力学性能应符合有关标准。

根据标准 GB/T 1173—1995，铸造铝合金可以使用下列牌号：ZAlSi12、ZAlSi9Mg、ZAlMg5Si1 等。化学成分和力学性能应符合相应标准。

7.1.4 纤维增强塑料

纤维增强塑料是指以树脂为基体、以纤维或其制品作增强材料复合成的材料。

树脂是指具有不同高相对分子质量的一类有机物质，具有固态、半固态、假固态、液态等不同形态。活性树脂是由多种成分混合而成的，包括活性树脂和固化剂以及添加剂。通常有一个软化或熔融温度范围，当受外力作用时有流动倾向，断裂时呈贝壳状。

增强材料是由不同材料的纤维，依照不同用途加工成的各种产品。由单种材料纤维构成的称为同质增强产品；含有多种材料纤维的称为异质增强产品。一个独立层内或一层中的某个范围内可能是同一种材料。

目前制造叶片的主要材料有玻璃纤维增强复合材料或碳纤维增强复合材料。碳纤维增强复合材料强度高、质量轻，但其价格昂贵，只有在40m以上长度的叶片中采用，40m以下长度的叶片使用很少。基体材料为聚酯树脂或环氧树脂。环氧树脂比聚酯树脂强度高，材料疲劳特性好，且收缩变形小。聚酯材料较便宜，它在固化时收缩大，在叶片的连接处可能存在潜在的危险，即由于收缩变形在金属材料与玻璃钢之间可能产生裂纹。

水平轴风轮叶片一般近似呈梯形形状，由于它的曲面外形复杂，仅外表面结构就需要很高的制造费用。使用复合材料可以改变这种状况，只是在模具制造工艺上的要求高些。叶片的模具由叶片上、下表面的反切面样板成形，在模具中由手工成形复合材料叶片。

由铺成层状的增强材料与活性树脂复合而成的产品称为层压板。以层压板（蒙皮）与轻质芯材胶接在一起的一种层状复合结构称为夹层结构。按其芯材形式的不同通常有蜂窝、波纹和泡沫等夹层结构。用活性树脂浸渍过的纤维增强材料称为预浸料。预浸料不必再加树脂即可用于加工。

1. 树脂

根据用途和要求，树脂可分为层压树脂和胶衣树脂。两种树脂若联合使用，除非基本树脂相同，否则应验证两种树脂的相容性。

要求胶衣树脂能保护层压板抵御外部的损伤和影响。在固化状态下，具有较好的防潮、防紫外线辐射及抗海洋、抗工业环境影响的性能，并具有良好的耐磨性、低吸水性和高弹性。胶衣树脂中只允许添加触变剂和颜料。

层压树脂应在铺层时有良好的浸渍性能，在固化状态时有好的防潮性和高的防老化性能。使用的添加剂和填料也应具有足够的抗水解能力。

树脂的所有添加物如促进剂、催化剂、填料和颜料，应与活性树脂相协调，且彼此之间应相容，以保证树脂完全固化。树脂、固化剂、催化剂、促进剂应根据制造商的工艺说明书使用。对于冷固化体系，其配比应保证在16~25℃温度范围内能良好地固化。

填料不应影响树脂的主体性能。填料在树脂中的比例应不超过质量（包括最多1.5%的触变剂）的12%。如果制造商已规定的比例更低，则应采用制造商的规定。触变剂在胶衣树脂中的比例不应超过质量的3%。

颜料应不受气候影响，可由无机或光照不褪色的有机染料物质组成，颜色由用户决定。添加比例不能超过制造商的规定或者按质量的5%配制。

2. 增强材料

增强材料有玻璃纤维、碳纤维、芳纶纤维长丝和其他有机或无机材料纤维及其制品，如

粗纱、毡、各类织物及纤维复合物。纤维表面一般应有保护纤维和改善胶接且与层压树脂匹配的涂层，以保证纤维和树脂间的胶粘层有足够的防潮和防老化性能。

3. 芯材

芯材应满足使用要求，且不应影响树脂的固化。金属材料局部加强件应在连接前仔细清洗、去油、喷砂，或用合适的预处理方法直接将表面加工粗糙，以获得最佳胶接效果。硬质泡沫塑料可作为夹层板或加强腹板的芯材，应是闭孔结构，并具有抗层压树脂、胶粘剂、老化、海洋和工业环境影响的能力以及具有吸水性低、密度小的特点。用作芯材的木材必须在采伐后立即用防腐剂和杀虫剂处理，消毒和净化，在10日内进行烘干，使其平均水分含量不大于12%。

4. 预浸料

预浸料应满足制造组件的要求并适于保存，树脂含量应不小于30%，且在工作温度下具有足够的粘性。

5. 胶粘剂

纤维增强塑料间或与其他材料间的粘接，应使用无溶剂的胶粘剂，最好使用双组分反应型胶粘剂。如可能，应使用与产品相同组分的树脂。

层压板只能在固化状态下相互粘接。使用热固性胶粘剂（包括单组分热固化胶粘剂）时，粘接材料上的热应力不能超过许用值。

要按制造商的说明书使用胶粘剂，不应影响粘接材料，并应具有良好的抗潮湿和抗老化能力。温度对其强度影响要尽量小，至少能应用到60℃。

7.1.5 钢筋混凝土和预应力钢筋混凝土

1. 推荐引用的标准

GB 50010—2010	《混凝土结构设计规范》
GB 50204—2002	《混凝土结构工程施工质量验收规范（2011版）》
GB 50164—1992	《混凝土质量控制标准》
GB/T 50107—2010	《混凝土强度检验评定标准》
GB 13788—2008	《冷轧带肋钢筋》
GB 1499.2—2007/XG1—2009	《钢筋混凝土用钢 第2部分热轧带肋钢筋》国家标准第1号修改单
GB 1499.1—2008	《钢筋混凝土用钢 第1部分热轧光圆钢筋》
GB/T 5223.3—2005	《预应力混凝土用钢棒》

2. 混凝土原料

水泥型号的选用应符合国家和行业相关标准的要求。

混凝土骨料应符合相关标准的要求，其有害成分含量不能过高，否则将严重影响混凝土的持久性或腐蚀钢筋。任何环境下都不应使用对碱性敏感的骨料。骨料的粒度和分布曲线的选择应按相关标准和（或）规范进行。

符合标准的生活饮用水，可用来拌制各种混凝土。海水可用于拌制素混凝土，但不得用于拌制钢筋混凝土和预应力混凝土。水中的有害成分含量不允许过高，以免影响混凝土的凝固、硬化和持久性以及钢筋产生腐蚀。

掺和料不应损害混凝土和水泥浆的主要性能，也不应影响钢筋的防腐。在钢筋混凝土或预应力钢筋混凝土中不应掺入氯化物或其他能产生氯化物而促使钢筋腐蚀的材料。

混凝土拌和物中添加剂的数量不应影响混凝土的耐久性，且不应引起钢筋腐蚀。

3. 建筑材料

混凝土包括水泥、骨料及水（如需要可加掺和料或添加剂），其成分的选择应满足新拌和已凝固混凝土的一致性、耐久性、强度、密度以及钢筋防腐等性能要求。可通过调整混凝土成分，以适合所采用的施工方法。

混凝土根据 28 天龄试件的抗压强度，可分为不同等级，见表 7-2。抗压强度是指用边长为 150mm 的立方体试件在 28 天龄时用标准试验方法测得保证有 95% 概率的抗压强度。混凝土强度设计应按表 7-2 取值。

表 7-2 混凝土强度标准值

强度种类	符号	混凝土强度等级											
		C7.5	C10	C15	C20	C25	C30	C35	C40	C45	C50	C55	C60
轴心抗压	F_{ck}	5	6.7	10	13.5	17	20	23.5	27	29.5	32	34	36
弯曲抗压	F_{cmk}	5.5	7.5	11	15	18.5	22	26	29.5	32.5	35	37.5	39.5
抗拉	F_{tk}	0.75	0.9	1.2	1.5	1.75	2	2.25	2.45	2.6	2.75	2.85	2.95
轴心抗压	F_c	3.7	5	7.5	10	12.5	15	17.5	19.5	21.5	23.5	25	26.5
弯曲抗压	F_{cm}	4.1	5.5	8.5	11	13.5	16.5	19	21.5	23.5	26	27.5	29
抗拉	F_t	0.55	0.65	0.9	1.1	1.3	1.5	1.65	1.8	1.9	2	2.1	2.2

混凝土钢筋的直径、表面性质、强度特性及标记、型号应符合相关标准。如混凝土钢筋需要焊接，应使用适宜焊接的材料。

预应力钢筋的性能应符合标准，且有制造商出具的合格证，特别是关于钢筋成分的数据和试验结果、产品型号、应力-应变特性、弹性极限、屈服极限、抗拉强度、疲劳强度和蠕变极限等资料。

灌注水泥浆由水泥、水及掺和料组成。其功能是确保预应力元件和包封件之间良好粘接，用灌注水泥浆充满预应力钢筋套管内部空间的办法保护被封住的钢筋不受腐蚀。

通常，只有硅酸盐水泥可以用于灌注水泥浆，符合标准的饮用自来水适合配制灌注水泥浆，掺和料、添加剂应符合相关标准。

高强度抗拉螺栓应按相关标准选用。

4. 混凝土的持久性能

要选择使混凝土有足够持久性且不腐蚀钢筋的原材料。应选择合适的混凝土成分，以满足所有新拌的或已凝固的混凝土的性能指标。通过拌和使原材料分布均匀、不流浆，且能顺利地浇筑、捣实，以便能得到封闭的结晶组织，在表面形成能承受内、外环境影响的致密表

层。混凝土的固化，特别是近表面区域（覆盖层）的固化能得到期望性能的结构。

7.1.6 木材

木材有许多优良特性，目前在大型风力发电机组中的使用范围也在扩大，主要用于叶片结构内部的夹心材料。木材质量轻，成本低，阻尼特性优良；其缺点是易受潮，加工成本高。可按相关标准选用。

7.2 制造工艺

风力发电机组的零部件制造工艺含焊接、铆接或螺纹联接、纤维增强塑料的层压、胶接、机械加工等。

7.2.1 焊接

1. 焊接的前提条件

焊接用的设备和装置应适用于拟定的用途，并始终保持良好的工作状态。同时，应对其妥善地加以布置，以保证有良好的焊接操作条件。焊接工装应保证工件的精度，并使焊缝容易接近并处于有利的位置。

2. 焊工和焊接工艺

工厂的焊工应通过焊工考试，持有有效的《焊工合格证书》，且仅可从事证书规定类别的焊接工作。焊接工艺规程应符合有关规定。

3. 焊接材料

焊接材料（包括焊条、焊丝、焊剂和保护气体）应符合有关规定，焊接材料的储存、运输、焊前处理（包括焊条和焊剂烘干、焊丝除锈、气体干燥）和使用应符合焊接材料制造商使用说明书的要求。

4. 质量管理与焊接检验人员

工厂应具有健全的质量保证管理机构，并能有效地运行。重要焊缝应由有经验的焊接检验人员监督施焊，以确保焊接质量。

无损检测人员应持有《无损检测人员资格证书》，并从事与证书的种类和定级相符的无损检测工作。

5. 焊接接头设计

焊接应从设计阶段开始正确地规划，焊缝应尽量布置在容易接近和尽可能有利的位置上，应采用最有利的焊接次序，确保制造后零部件的残余应力和变形尽量小。在寒冷地区焊接，应注意最小弯曲半径不能太小。

对焊接头（如矩形、单或双V形对接焊缝）和直角焊或十字焊（单、双斜角焊）接头的布置，应确保板或型材的整个截面能完全焊透。

任何位置的角焊接头，应为双面连续焊，焊缝的厚度取决于载荷，通常应经计算验证。除了薄壁及类似的轻型规格元件外，其厚度不小于3mm。

搭接接头只能用于承受较低应力的零部件，并且应尽可能平行于主应力的方向。搭接宽度至少为 $1.5t+15\text{mm}$ ， t 为较薄平板的厚度。

6. 施工和试验

焊前应仔细清除焊接区域的铁锈、氧化皮、熔渣、油污、油漆（工厂底漆除外）和脏物，并保持清洁和干燥。涂有工厂底漆的板材、零部件，如果在焊前未能将底漆清除，则应证明该底漆对焊缝的质量没有不良的影响。在零部件准备和装配时，应保证接头规定的几何形状和根部对接面间的间隙。板材和型材应精确定位，特别是接头被横向件断开的地方。最大允许的错位是板或型材截面厚度的15%，但不超过3mm。

当需要在潮湿、有风或寒冷的露天场地进行焊接时，应对焊接作业区域提供适当的遮蔽和防护措施。在下列情况下，应考虑对焊件采取适当的预热和（或）缓冷措施，以防焊件内产生过大的应力或不良组织：① 施工环境的温度低于0℃；② 结构刚性过大、构件的板较厚或焊接长度较短；③ 焊接母材碳的质量分数大于0.45%时，焊前应预热，并考虑焊后热处理。

焊接工作应在最有利的焊接位置进行，并应选择合适的装配和焊接顺序，尽可能允许焊件自由收缩且使之残余应力降到最小。焊接时应小心操作，以获得均匀的渗透深度，充分均匀熔化，低剖面的焊缝，焊缝表面应无缺损地过渡到基材。进行多道焊时，在下道焊接以前，应仔细地清除上道焊的焊渣。裂纹（包括裂开的虚焊）、大的气孔和夹渣等缺陷不能用焊接覆盖，必须除去。

较小的表面缺陷应尽可能用砂轮磨除，较深的缺陷必须切削干净后重焊。对于有裂纹的零部件，如不要求全部或部分换新，必须用适当的试验方法确切地确定裂纹的长度和走向，并将裂纹切削干净然后再焊补。

结构完成焊接后，应对所有焊缝进行外观检查。焊缝表面应成形均匀、致密、平滑地向母材过渡，无裂纹和大的余高，且不应存在焊瘤、弧坑和咬边等缺陷。焊缝的内部质量可采用射线、超声波或其他适当的方法进行无损检测。

7.2.2 螺纹或铆钉连接

1. 螺纹联接接头

使用的连接件应符合图样规定。承受动载荷的螺纹联接接头应无松动的危险。

注意：弹簧垫圈不能提供足够安全的防松动保障。

2. 铆钉连接接头

铆钉应与结构材料相适应。承载零件的铆接接头，应在工作条件下验证其稳固性和承载能力。

7.2.3 纤维增强塑料的层压

玻璃纤维增强复合材料的风力发电机组叶片成形工艺有手工湿法成形、真空辅助注胶成形和手工预浸布铺层等工艺。

1. 制造企业的条件

应按下述要求严格隔离生产区和储存间，并尽可能避免层压材料受到污染：① 所有车间、仓库、设备应符合有关安全部门和劳动保护法的要求；② 层压用的有毒、有害材料应与其他产品严格隔离，应严格隔离生产区和储存间，尽量避免层压材料受到污染；③ 在进行层压及胶合工作时，车间内不允许产生粉尘的机械加工、涂装或喷涂等作业。

层压车间应为全封闭空间，并应配备通风和加热设备。一般要求环境温度为 $16\sim 25^{\circ}\text{C}$ ，最大相对湿度 70% ，并通过自动记录式温度计和湿度计进行监测记录。为了监视环境条件，应提供温度计和湿度计，依据操作条件确定其数量和位置排列。仪器应按照相关的规定校准。送、排通风设备从层压板抽出的溶剂总量应满足要求，而工作地点溶剂的聚集程度应能被接受。工作场地应采用适当照明，采取措施防止阳光和灯光影响树脂的正常固化。

层压树脂复合材料应按照制造商说明书储存。若无说明书，则应储存在 $10\sim 18^{\circ}\text{C}$ 的避光、干燥的室内。预浸料应按照制造商说明书的要求储存在专用冷藏箱里。温度通常应不超过 -22°C 。固化剂、催化剂、促进剂应按制造商说明书的要求单独储存在通风良好的室内，若无说明书，则保存在干燥、避光、温度为 $10\sim 18^{\circ}\text{C}$ 的室内。增强材料、填料盒添加剂等应储存在防尘、干燥的密封容器里。储存物的存放应保证制造商规定的材料标记、存储条件和最大存储期（终止日期）等明显可见。超过存储期的材料应立即搬离库房。储存间的温度应使用温度记录仪连续记录。预订加工的材料应及时送到加工车间，以使其在材料包装拆封之前完全调整到加工所需温度。

2. 加工要求

树脂的准备和加工应遵守材料制造商说明书的要求，以及安全部门及劳动保护法的有关规定。树脂和固化剂的混合应尽量均匀，并尽量避免空气混入。层压期间，混合过的树脂施工时间不应超过制造商规定的混合后树脂的施工时间。若未有时间规定，则应预先进行试验确定。

3. 模具要求

模具的材料、结构由制造商决定，但必须保证有足够的强度、刚度、表面硬度以及尺寸精度。对使用真空袋的模具，还要确保密封良好。模具表面应尽量光滑，不应有任何锐边，成形面不得有缺陷。在层压工作开始前，模具表面应涂用适量脱模剂，如需要可预热到层压温度。模具表面应保持干燥、无灰尘。

4. 铺层

应按合适的工艺方法将胶衣树脂均匀涂在准备好的模具表面，厚度在 $0.4\sim 0.6\text{mm}$ 之间。涂上胶衣树脂后应尽快铺第一层材料，此层应使用单位面积质量轻、树脂含量高的增强材料。铺层应符合批准的技术文件及工艺规程的要求，加强层要充分排除空气并压实，以达到要求的树脂含量，要避免树脂富集。严格控制铺层的位置、纤维方向，单向纤维束、带要保持平直，严格控制各节点位置。

铺层一次能铺的最大厚度，取决于固化时允许的最大放热量；如采用真空袋，决定因素还应包括使空气能完全排尽的最大铺层数。低温固化树脂如铺层过程中断超过3天，再次铺层时，固化层表面应加工粗糙，去除尖点，并清洗干净，以获得合适的胶接面。层压的不同厚度间要逐渐过渡。对 $600\text{g}/\text{m}^2$ 玻璃纤维增强材料过渡长度至少为 25mm 。在夹层结构中由夹层板到完全层板的过渡区夹芯以不大于 $1:2$ 的斜率削尖。

在复杂的模制过程中切断加强层是不可避免的。在剪断处的加强层要搭接或用加强带，在层板加强层的对接区或缝合区搭接宽度至少为 25mm 。

不同零件只要它们没有完全固化即可层压在一起，应特别注意交叉层压。平叠的或插入的衬层不应含有水分和杂质，它们与层板的胶接面应做好适当的准备（加工粗糙、涂促进剂）。层间应压实，含胶量一般控制在 $35\%\sim 50\%$ ，但胶衣及富脂层除外。

5. 固化和后处理

完工零部件应在树脂完全固化后脱模。固化的时间由制造商给出。对于冷固化体系，最小固化时间不应少于 12h。加温固化的树脂体系，用紫外线（UV）照射和（或）加温应按照制造商说明书进行。零部件加温固化后应立即进行后处理。处理时间和具体树脂可达到的温度有关，可达到的温度应在变形或玻璃转化温度以下。后固化应按制造商的说明书或已有的经验进行，如没有这些数据则可用以下值：40℃下至少 16h，或 50℃下至少 9h。冷固化体系不需后继处理，但应在固化条件下储存 30 天。

6. 层压复合材料胶接

除非已有成熟的经验可用，承载零件的胶接接头通常根据各自情况由工艺试验来验证。应采用适当的方法清理胶接表面，仔细地作胶接准备（加工粗糙、腐蚀等）。在某些情况下须利用底漆和胶接促进剂改善胶接强度。要采取适当的方法防止接触腐蚀。若纤维增强塑料与不是同一体系的层压板胶接，胶接前它们都必须完全固化。胶粘剂应均匀无泡地涂于整个被粘接的表面，其厚度应尽可能薄。胶接接头固化以后应采取适当的方法保护，防止外部介质（如潮气）侵入。

7. 密封

没有防护的层压板表面在固化/后处理时要使用合适的密封剂密封。特别是切断和胶接接头的切边要仔细保护防止外部介质（如潮气）侵入。密封材料不应影响层板和交接接头的性能。

8. 生产监控

纤维增强塑料产品的生产监控包括原材料的质量控制、生产制造监控和完工后的质量检验。

进货时应检查制造商提供的材料质量证明书，以证明材料性能符合要求，对材料性能应随机抽样测试。应建立货物存放清单，并按照相关要求储存。

产品生产过程应按照具体的生产工艺用检验单和工作进度表规定，每一步都要由负责人签名。上岗人员必须按专业进行培训，并持证上岗。在制造过程中要及时检查增强层的施工质量保证其合格，也包括纤维方向正确。对每批树脂都应取样并作标记，然后固化、储存。要随机检查这些样本的固化程度并作记录。在制造过程中，要准备用于检查特性和力学性能的试样，用其试验结果确定的材料数据作为强度计算的基础。如果无法从产品上切取足够大的层板试样，可随件生产 500mm×500mm 的层板作为试样。

在产品制造期间和完工后应进行目视检查，不应有气泡、夹杂、起层、变形、变白、污染、损伤和积胶等缺陷。同时目视检查总体质量，即表面粗糙度。应选取具有代表性的数个位置，确定零件纤维含量，据此判断层压质量。应采取类似适当的试验，检查铺层质量。报检时，应按要求完成成品零件在既定的静、动载荷作用下的单项或随机抽样试验。

7.2.4 胶接

一般承载零件的胶接，要对个别情况用相关的工艺试验验证。胶粘剂不能导致被胶接材料的性能降低。应注意制造商对胶粘剂的使用限制说明。胶接接头设计应尽量避免承受剥离力矩和剥离力。胶接表面应设计得尽可能大，对载荷传递区要大范围修形。

胶接材料的表面应干燥、无油、无尘、无溶剂。除油时要特别注意材料与溶剂的相容

性。光滑表面应加工粗糙，如粗磨、喷砂或化学腐蚀等。如被粘接材料表面已形成了包层（如聚酯树脂形成的外皮）影响胶接效果时，必须加工粗糙。在大多数情况下可用专门配套的底漆提高粘接强度，特别是以后使用中受环境影响特别大的胶接接头。

胶接要按照制造商的说明书施工，填料的比例不应超过允限。涂胶要均匀、无气泡、不能太厚。如果胶接接头中存在较大的间隙，以及胶中含填料比例较大时，应在胶接表面先涂一层无填料的胶粘剂。在胶粘剂完全固化前不允许对胶接接头施加载荷。胶接接头固化后必须采用适当的保护措施，防止潮气和其他介质侵入。出库但未使用过的胶粘剂组分和表面胶衣组分只能放回原容器内。

7.2.5 混凝土制造、养护和质量控制

混凝土制造和养护可按国家和行业相关标准进行。

1. 混凝土的质量控制一般要求

混凝土质量控制包括：对混凝土结构设计和建造所必需的计量。它们由重要的测量和判断、按规章和标准要求必须做的试验和对持久性有重要意义的工艺状态验收组成。

1) 对建筑材料和施工质量监督管理进行的所有计量构成生产制造的监控。其中有适用性试验和控制方法，施工过程中的试验和控制，最终试验和最终检验。

2) 如有必要，可在开始施工前进行适用性试验，以确保用事先确定的建筑材料、设备及浇筑程序能够建成满意的设计结构。

3) 由已有经验或通过试验保证混凝土和水泥浆原料的质量及其相容性。

4) 应选用符合标准的建筑材料。

5) 检验要求概括如表 7-3 所示。

表 7-3 生产和制造过程中的检验项目

项 目	建筑材料及其加工控制	建造程控
混凝土	原料 混合物 生产 生混凝土 固化混凝土	运送、浇注 捣实 固化 表面处理
模壳及支撑	材料性能	紧固 装配、拆除 翘曲 偏斜 基础 密封 混凝土内侧表面修整
增强材料	规定原材料的性能、表面粗糙度	加工与储存 切断 组合件、加强件 搭接和其他端部接头 焊接 铺置 覆盖混凝土

(续)

项 目	建筑材料及其加工控制	建造程控
预应力钢和 预应力装置	规定原材料性能、表面粗糙度 预应力件装置 拉紧预应力件 灌注用水泥浆	加工与储存 切断 安放 预应力装置 施加预应力 灌浆
部件、 预制件		尺寸偏差 翘曲和偏斜 允许偏差

2. 施工期间的检验

(1) 一般要求

1) 对建筑材料的计量、性能和适用性，结构中零件的安置、设备的安装，应进行连续监控。

2) 对运到建筑工地的材料和部件，必须对照说明复检。

3) 对完成的重要项目应作记录（写入日记簿），所有有关人员均可查阅。

4) 根据要求的可靠性水平，允许进行附加的特殊检查。

5) 混凝土质量监控可按混凝土质量控制标准 GB 50164—1992 或其他相关标准进行。

6) 对其他建筑材料或其他材料可引用现行有效技术文件。

(2) 交货的验收

1) 关于预拌混凝土的交货单形式按 GB 50164—1992 或其他有效形式。

2) 预制件交货单应说明制造、标记和按订货技术要求所进行的处理。

3) 钢加强件的交货记录应包含以下内容：钢捆、盘钢或工程状态的钢结构，钢棒或焊接钢筋网，预制加强件。

4) 查明所有已经接受的钢加强件的来源及特性。

5) 对预应力钢和预应力设备要按相关标准检查。

(3) 浇注前及加预应力时的检查

1) 浇注前的检验按 GB 50164—1992 或其他相关标准进行。

2) 插入预应力元件前先检验运抵现场前后整个过程中有无损坏。

3) 施加预应力前，建议首先检查是否可以顺利地施加预应力。

4) 对预应力施加过程须提交报告，其中要包括每一步的测量结果（拉紧力、伸长量及夹头的滑动情况等）。

5) 应检查施加预应力和完成保护性测量的时间间隔并作记录。

6) 灌注水泥浆期间，应检查喷注压力，水泥浆流出时应无冲击，要检查水泥浆泄漏量、水泥浆注入量以及水泥浆一致性检查的取样量和水分流失量。若有必要，应检验水泥浆浓度。

3. 验收检验

1) 验收检验是指所有的监督测量和应确定其符合规定的要求、准则和技术条件（包括全部相关文件）。

- 2) 混凝土的验收检验可按照 GB 50164—1992 或其他相关标准进行。
- 3) 其他建筑材料的验收检验按相关标准进行。

4. 完工建筑的保养和监控

- 1) 在使用期间, 应制定监控程序并进行控制测量。
- 2) 维修和保养的所有资料, 均由负责整体结构的人员处理。

7.2.6 木材加工 (机械加工)

木材加工可参照相关标准进行。

7.3 装配工艺

7.3.1 装配的基础知识

1. 装配的概念

(1) 装配 风力发电机组和任何其他机器一样, 都是由若干零件和部件总成组成的。部件总成和许多零件按照规定的技术要求, 依一定的顺序和相互关联关系, 结合成一台风力发电机组的工艺过程称为装配。

(2) 部件装配 (分装配) 风力发电机组的任意部件总成, 如齿轮箱等, 都是由许多零件和小部件组成的, 把由齿轮、轴、轴承、箱体等零件装配成齿轮箱, 或把机座、端盖、转子、定子等装配成发电机的这类装配过程称为部件装配。风力发电机组的齿轮箱、发电机、液压站、润滑站、控制器等部件一般由专业生产厂商装配生产, 主机厂以外构件方式订货采购。

(3) 总装配 以风力发电的机舱底座为基础件, 把包括风轮轴及轴座、齿轮箱、发电机等部件总成和零件按一定的技术要求和工艺顺序组合成一台完整的风力发电机组的工艺过程称为总装配。这个过程是风力发电机组主机厂最主要的生产过程。实际上, 由于风力发电机组结构的特殊性, 主机厂的风力发电机组总装配过程不可能将尺寸巨大的风轮和塔架等在生产车间全部装配在一起, 而必须在风力发电现场才完成最终装配, 这是不同于一般机电产品 (如汽车、内燃机、机床等) 的特点。本节只讨论在生产车间的装配过程。

2. 装配过程

装配过程包括以下几个阶段:

(1) 装配前的准备阶段

- 1) 熟悉风力发电机组总装配图、装配工艺和质量要求等技术文件。
- 2) 准备好装配台架 (台车)、其他工艺装备、工具量具等。
- 3) 按明细表清理零部件, 品种数量要齐全, 确认拟投入装配的零部件均是经检验合格的, 对有锈蚀或不清洁的零件表面进行清洗处理。
- 4) 确认装配现场所需电、水、油品等能满足需要, 现场空间、场地、起重运输设备、照明、安全设施等符合要求。

(2) 装配工作阶段 按照主机厂的具体情况组织装配工艺作业, 一般部件装配均应先期完成, 只进行总装配。

(3) 装配后期阶段

1) 调整。调整是指调节零部件间的相对位置、结合松紧程度、配合间隙等,使之协调地操作。如齿轮箱输出轴与发电机轴同心度的调整,制动摩擦片与制动盘间隙的调整等。

2) 检验。对装配工艺主要控制点的装配精度,按技术要求和质量监测标准进行检测。

3) 喷漆、防锈和包装。按要求的标准对零部件进行涂装,用防锈油对指定部位加以防护,最后进行包装出厂。

3. 装配方法

为满足对整机装配的要求,通常采用以下几种方法:

(1) 完全互换法 在装配时,同一个零部件总成任选其中之一,不经任何修配调整即可装入,且都能达到规定的装配要求。这种方法称为完全互换法。它的优点是达到同种零件完全互换,装配简便,生产效率高,能保证规定的生产节奏,便于组织流水生产。

(2) 选配法 这种方法是通过放宽了零部件的制造公差要求,在装配前按照尺寸、质量等参数分组,将同一组内的零件装入机器时,可满足规定的要求。如风轮叶片,每台机组的三片叶片都按规定的质量要求经分组后打上编号的,编号错乱的一组叶片不能装在同一个风轮上。

(3) 调整法 调整法是通过调整零部件间的相对关系,达到满足规定要求的方法。前述的齿侧隙调整,轴的同心度调整,均属于此法。此方法的特点是在装配时,仅需要通过必要的调整即可满足要求,虽调整后紧固牢靠,但还需定期复查。

4. 装配组织形式

(1) 按生产规模划分

1) 大量生产。产品的生产规模很大,生产线具有严格规定的节拍,装配对象有顺序地由一个装配工位转移给下一个装配工位。这种转移可以是装配对象移动,例如,在输送带上的移动式装配,也可以是装配对象不动,而装配工移动。这种装配生产线一般称之为流水装配线。为保证流水线上装配工作的连续性,每一个工作位置上完成的装配工作所需的时间都是相等的或互成倍数的。流水线上广泛采用互换性原则,因此装配质量好、效率高、生产周期短、占用生产面积小。

2) 单件生产。产品数量很小,一般只有几台甚至一两台,装配对象固定在一个位置,有一组装配工从开始到结束完成全部装配工作。这种方法生产率低,工艺设备利用率低,占地面积大,要求装配工人的技术素质高。

3) 成批生产。产品产量介于上述两者之间,是批量生产的,可采用类似大量生产的生产组织形式进行流水生产,但由于产品产量不够大,不能用输送带上移动式装配方法,但可采用装配工专业分工,这种方式在生产定型风力发电机组生产时采用较多。

(2) 按组织作业方式分

1) 小组承包式。一组工人从开始至结束完成一台风力发电机组全部的装配,这种装配方式适用于单件小批量生产。

2) 专业分工式。按照装配工艺要求,装配生产线上每一个装配工人只负责一项装配工序工作,完成第一台风力发电机组产品的某工序后,即转入对下一产品进行该道工序的操作,而另一个工人则对第一台产品进行下一道工序的操作。由于分工明确,便于专业化,故装配工的技能专而精,产品质量好,效率高。但需装配工人较多。此方式适用于成批大量

生产。

7.3.2 机舱的装配

1. 技术要求

- 1) 按照图样要求清点、检查每个装配工序所用零部件、外购件、标准件。
- 2) 进入装配的零件或部件外购件、标准件均应有检验部门的合格证方能进行装配。
- 3) 零件在装配前不得有飞边、翻边、氧化皮、锈蚀、油污及防锈漆等。相配合的零件表面应用洗油或水基金属清洗液仔细清洗干净，并用干净的布将零件的配合表面擦净。
- 4) 装配前必须对零件的主要配合尺寸，特别是轴承配合尺寸及相关精度进行复查，复查记录存入该机组档案。
- 5) 所有螺纹孔用相应规格螺栓用手旋入检查，必要时可以用丝锥清理螺孔。
- 6) 未曾使用过的润滑油管必须进行清洗清除油管中的污垢。
- 7) 清洗过的轴承等零件不允许放在地面和工作台上，应垫以干净的木板和布。
- 8) 所用的螺栓在安装前必须核对强度等级是否与图样要求相符。

2. 典型工艺装配过程举例

此处以某双馈型风力发电机组机舱的装配过程为例说明具体的装配工艺。

(1) 主轴总成的装配

1) 主轴总成安装前的准备。

① 按照所安装的轴承准备好所需的量具和工具。

② 在轴承安装前，应按照图样的要求检查与轴承相配合的零件，如轴、轴承座、紧定套、密封圈等的加工质量，包括尺寸精度和表面粗糙度。不符合要求的零件不允许装配。与轴承相配合的表面不应有凹陷、飞边、锈蚀和固体微粒。

③ 用汽油或煤油清洗与轴承配合的零件。安装轴承前应用干净的布（不能用棉丝）将轴、轴承座和紧定套等零件的配合表面仔细擦净，然后涂上一层薄油，以利安装。所有润滑油路都应清洗、检查清除污垢。

④ 打开轴承包装后，应首先检查轴承型号与图样要求是否一致。

⑤ 轴承在安装前必须仔细清洗。经过清洗的轴承不能直接放在工作台上，应垫以干净的布或厚纸板。

2) 装配过程。

① 首先将主轴总成所有部件（轴承除外）进行试装，检验后端盖、轴承压盖与轴承座的配合，确认无误后在后端盖、轴承压盖与轴承座相应位置作标记，然后拆下。

② 将主轴竖起，法兰面朝下放在两根木方上用水平仪将法兰调整水平（图 7-1）。

③ 将需要装配的零件配合面上的残余油污及杂物清除干净。

④ 将密封毡圈（浸机油）装在密封盖中，将石棉盘根装在轴承盖中，再将前密封盖和前轴承盖装入主轴（止口向上）。

⑤ 用专用工装将轴承吊起，并用水平仪调整轴承内环至水平。

⑥ 将轴承用工频轴承加热器加热到 110℃（图 7-2），迅速将轴承吊起装入主轴（主轴配合面涂一层机油以利安装），直到主轴轴肩无间隙结合（用 0.05mm 塞尺不得通过）。

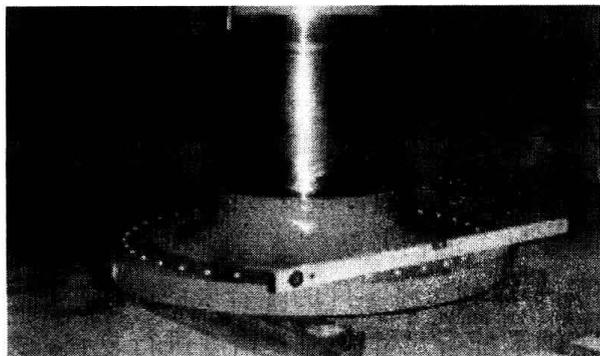


图 7-1 主轴调整水平

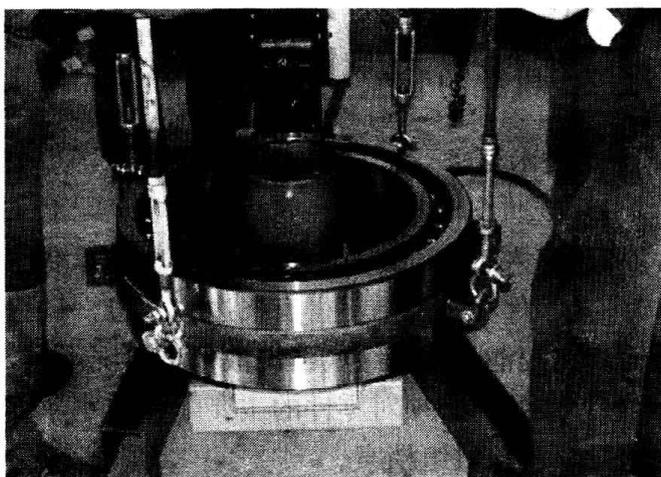


图 7-2 轴承加热

⑦ 将风轮锁定盘装到主轴法兰上配钻螺孔，并攻 M16 螺孔。用 M16 螺栓紧固。

⑧ 将轴承座竖起，大头朝下，用木方垫用水平仪调平。将后轴承密封盖装入轴承孔内。吊装后轴承放平，用纯铜锤锤打到位并用工装压盖压平，用螺栓紧固。

⑨ 用电加热器将后轴承内环加热到 110°C ，然后将前轴承后挡盖及前螺母装入轴承座前轴承孔内，用螺栓固定（图 7-3）。迅速将轴承座吊起装在主轴上（图 7-4），后轴承内圈与轴肩紧密贴合。安装后轴承螺母及前轴承螺母并紧固。

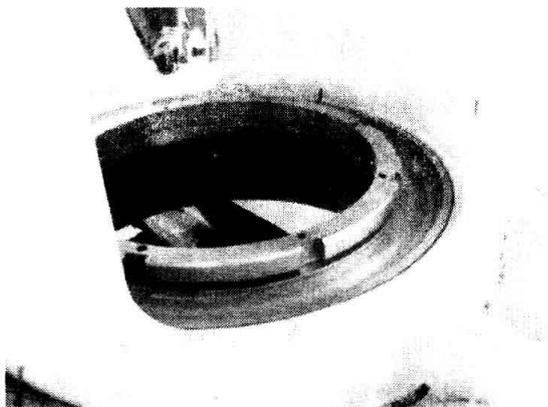


图 7-3 将前轴承后挡盖及前螺母安装轴承座内

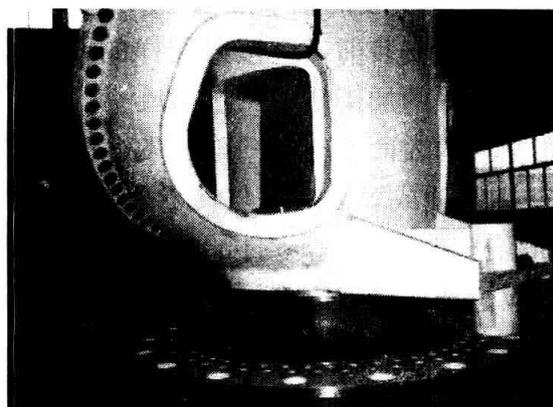


图 7-4 轴承座已装在主轴上

⑩ 配钻卡板螺孔并攻螺纹安卡板。轴承空间填充润滑油。

⑪ 将主轴承座放水平位置，完成其他零件的装配。

对于过盈量较大的主轴轴承常用热装的方法。加热方法可采用感应加热（图 7-2）和油浴加热两种。感应加热操作简单、效率高，但设备较贵，批量生产时采用较好。油浴加热适用于单件小批量生产。

油浴加热油箱可用 $2\sim 3\text{mm}$ 厚的铁板制成，距箱底 $50\sim 70\text{mm}$ 处应有一网栅或架子，轴承不应放到箱底，以防沉淀杂质进入轴承中。箱中必须有温度计，严格控制油温不应超过 120°C 。当轴承加热完毕从油箱中取出后，应立即用干净的布（不能用棉纱）擦去附在轴承表面的油迹和附着物。

(2) 偏航轴承、制动盘及前机舱底盘装配

1) 将前机舱底盘翻转倒置并调平,如图 7-5 所示。

2) 安装回转轴承。用 4 个 M30 的吊耳螺栓将外齿式回转轴承吊起,水平放在前机舱底盘上对准螺孔。用 M36×230mm 螺栓按照星形顺序,将每个螺栓拧紧至额定转矩 (AM) 的 1/4 ($AM = 2800N \cdot m$),分四次拧紧,每次增加 1/4AM,最后用 AM 重复拧紧一遍,以确保每个螺栓的拧紧力矩达到 AM (在螺栓头用黑铅油标出拧紧序号)。

3) 用 0.05mm 塞尺检查对称四处不能通过。

4) 安装制动盘。将制动盘吊装到回转轴承上对准螺孔,用 M12×150mm 螺栓紧固。

5) 安装偏航制动器。将偏航制动器安装到前机舱底盘制动器位置上,用 M36×340mm 螺栓紧固,并调整制动器钳口与摩擦盘之间间隙两侧各为 1mm (螺栓紧固顺序按对称交叉方式进行,拧紧力矩 $2800N \cdot m$)。

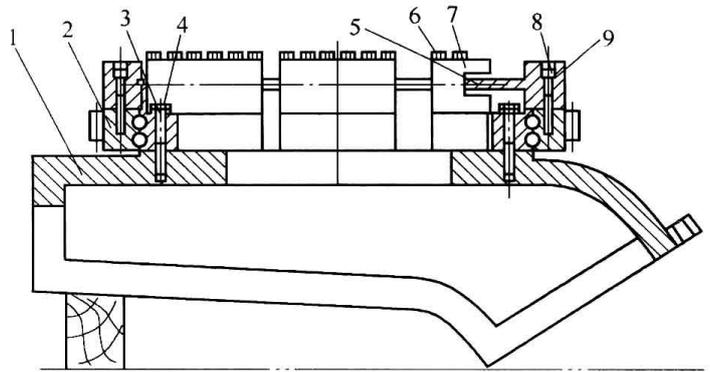


图 7-5 倒置的前机舱底盘

- 1—前机舱底盘 2—外齿式回转轴承 3、9—垫 $\phi 36\text{mm}$
4—螺栓 M36×230 5—制动盘 6—螺栓 M36×340
7—偏航制动器 8—螺栓 M12×150

(3) 安装偏航驱动装置及增速箱

1) 将装好偏航制动器的前机舱底盘翻转过来放到机舱专用支架上,并用螺栓紧固。

2) 安装偏航驱动减速机。安装过程为:

① 首先应先找出偏心盘的最大最小偏心点,并标记。

② 将偏航减速机偏心盘的偏心、中间位置置于偏航轴承大齿圈与偏航减速机小齿轮的啮合处。用均布的六个螺栓将偏航减速机与底板联接。

③ 将偏航减速机转至偏航轴承大齿圈实际直径最大处 (若为内齿圈应是最小处),图 7-6 中涂白漆的齿。

④ 测量啮合齿隙是否符合标准要求。

⑤ 如果不符合标准要求,将螺栓拆除,通过调整偏心盘调整啮合间隙,直至间隙符合要求。

⑥ 将所有螺栓涂抹防松胶后,安装面涂抹密封胶,并用螺栓紧固 (螺栓紧固按对称交叉方式进行,分三次拧紧,每次 $1/3AM$, $AM = 1650N \cdot m$)。

装好的偏航减速机如图 7-7 所示。

齿侧隙的测量方法有:

① 用压铅片的方法检验。即将铅片放在轮齿间压扁后测量挤压后最薄处的尺寸,即为侧隙。

② 用百分表检验。即将百分表侧头与一齿轮的齿面接触,另一齿轮固定,将接触百分表侧头的齿轮,从一侧啮合转到另一侧啮合,则百分表上的读数差值,即为侧隙。

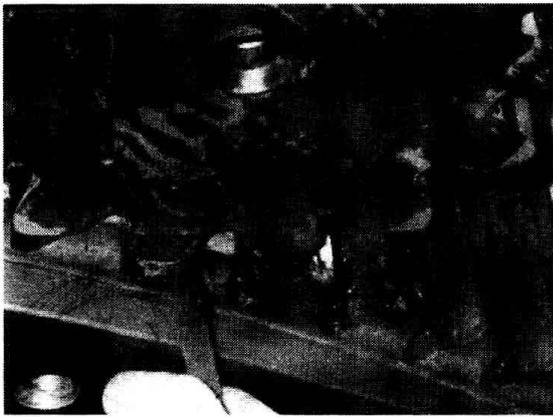


图 7-6 啮合的齿轮

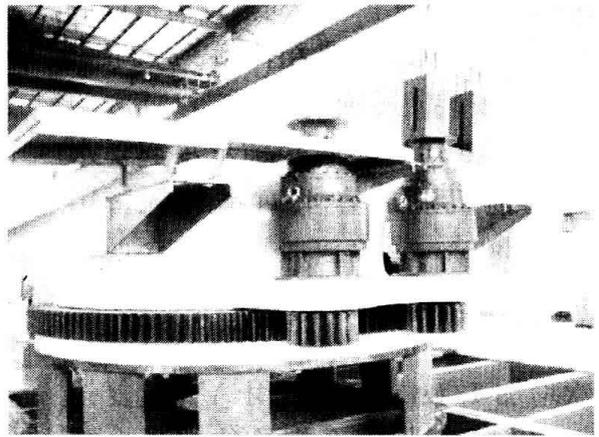


图 7-7 装好的偏航减速箱

③ 轮齿接触斑点检验。可用涂色法进行，将轮齿涂红丹后转动主动轮，使被动轮轻微制动，轮齿上印痕分布面积应该是在轮齿高度上接触斑点不少于 30%~50%，在宽度上不少于 40%~70%（随齿轮的精度而定）。其分布的位置是自节圆处对称分布。通过涂色法检查，还可以判断产生误差的原因。

直齿圆柱轮接触斑点情况如图 7-8 所示。

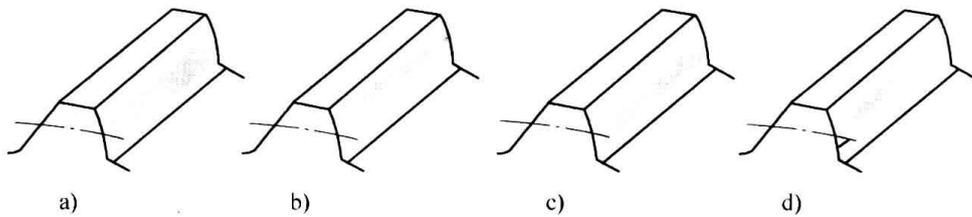


图 7-8 检查齿面接触情况

a) 正确 b) 中心距太大 c) 中心距太小 d) 中心线歪斜

3) 安装增速箱。将 M42 的螺柱拧到前机舱底盘弹簧座处，装弹簧底板和两立板（图 7-9），再将弹簧放到中间，两侧装好后可吊装增速箱。安装上弹簧及压板后用 M42 螺母紧固， $AM=3200N \cdot m$ 。

(4) 安装主轴承座

1) 安装主轴承座（图 7-10）。将轴承座吊平装入机舱底盘。



图 7-9 装好的增速箱

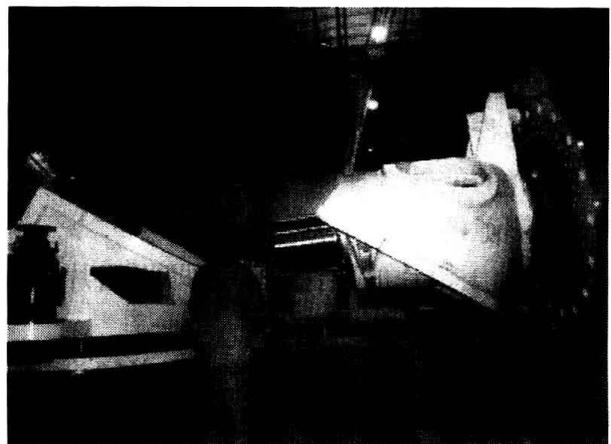


图 7-10 安装主轴承座

2) 用专用拉杆及螺母将轴承座拉到位。

3) 轴承座到位后用 M36 的螺栓紧固。紧固逐次对称交叉进行，每次用 $1/4AM$ ($AM=2800N \cdot m$)。

4) 安装主轴与齿轮箱轴胀套联轴器。主轴承座与增速箱位置调整好后，将缩紧套缩紧（增速箱出厂时已将联轴器安装在增速箱输入轴上）。

(5) 安装后机舱底盘

将后机舱底盘吊装到前机舱底盘处对准螺孔，用 M42 螺栓紧固， $AM=3200N \cdot m$ （图 7-11）。

(6) 安装发电机

1) 在安装发电机之前，先将发电机调整垫装到发电机地脚螺栓孔上，并用螺栓固定。以后将发电机放其上，用 M30 螺母紧固。

2) 发电机的找正。发电机的找正可以用激光对中仪（图 7-12），操作简单、效率较高，但价格较贵，适用于批量生产。单件小批量可以用千分表采用以下方法找正（图 7-13）。

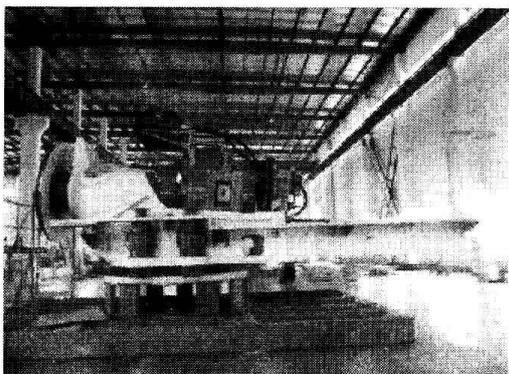


图 7-11 安装后机舱底盘

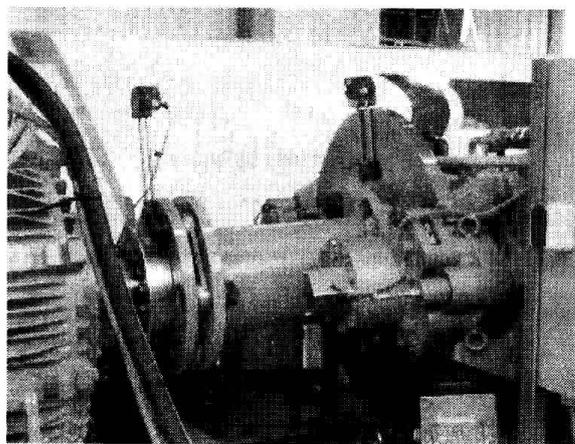


图 7-12 用激光对中仪对中

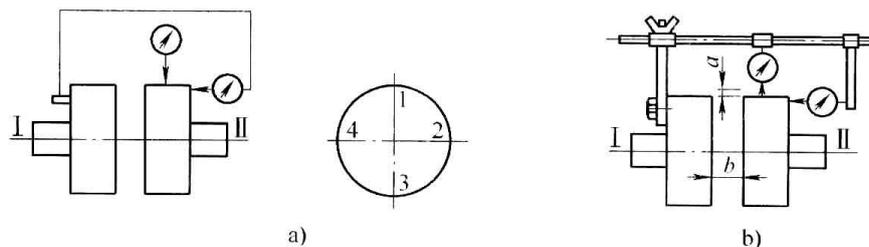


图 7-13 发电机的找正

a) 分成四等分示意图 b) 安装找正工装

安装中，一般都是先将齿轮箱固定，再移动、调整发电机，通过测量两轴套在同时旋转中径向和轴向相对位置的变化情况进行判定。

安装好齿轮箱和发电机轴套后，可以做一个简单的工装，用千分表进行测量找正。测量找正时，用螺栓将测量工具架固定在发电机轴套上。在未连接成一体的两半联轴器外圈，沿轴向划一直线，做上记号，并用径向千分表和端面千分表分别对好位置。径向千分表对准齿轮箱轴套外圆记号处，端面千分表对准齿轮箱轴套侧面记号处。将两轴套记号处于垂直或水平位置作为零位。再依次同时转动两根转轴，回转了 0° 、 90° 、 180° 、 270° 、并始终保证两轴套记号对

准。分别记下两个千分表在相应四个位置上指针相对零位的变化值，从而就测出了径向圆跳动量 a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 和轴向圆跳动量 b_1 、 b_2 、 b_3 、 b_4 。根据这些值的情况就可判断Ⅱ轴相对Ⅰ轴的不对中情况，并且进行调整。调整时可以用千斤顶进行高低和前后左右的调整，直到 $a_1 = a_2 = a_3 = a_4 = 0$ 、 $b_1 = b_2 = b_3 = b_4 = 0$ ，就可以认为Ⅱ轴与Ⅰ轴对中找正了。

安装后的发电机如图 7-14 所示。

3) 安装齿轮箱轴与发电机箱轴联轴器。安装过程为：

① 在安联轴器之前用四氯化碳清洗，除去联轴器固定部分的油污。

② 在增速箱及发电机安装之前，就已将联轴器法兰分别装到各自的轴上。在安装增速箱轴联轴器法兰的同时安装制动器（图 7-15）。

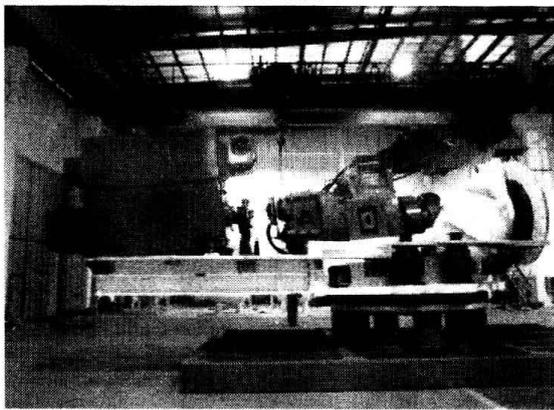


图 7-14 发电机安装完毕

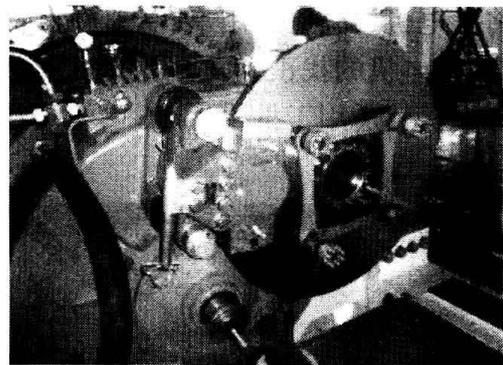


图 7-15 安装后的联轴器法兰和制动器

③ 安装联轴器中间节。将中间节吊入两法兰中间对准模片螺栓孔安装螺栓并紧固。用激光对中仪对中，调整发电机地脚螺栓来实现对中（图 7-12），使角向偏差小于或等于 0.05° ，径向偏差小于或等于 $\pm 0.05\text{mm}$ ，轴向偏差小于或等于 $\pm 0.5\text{mm}$ 。

(7) 安装液压站、电控箱及其他设备

1) 将电控箱安装到后机舱底盘上，并用螺栓紧固。

2) 将液压站安装到机架上（图 7-16）。液压站装配定位后主要是输油管路的装配。油管的截断要求尽量使用截管器，避免采用锯断，以保证管口的整齐。弯管后装配前要求对管路彻底清洗或进行风浴，必须切实达到管内无任何污物。如果采用锯割截管，要在清洗之前修整管口，达到管口无飞边。

3) 安装小吊车及风轮锁定器（图 7-17）等。

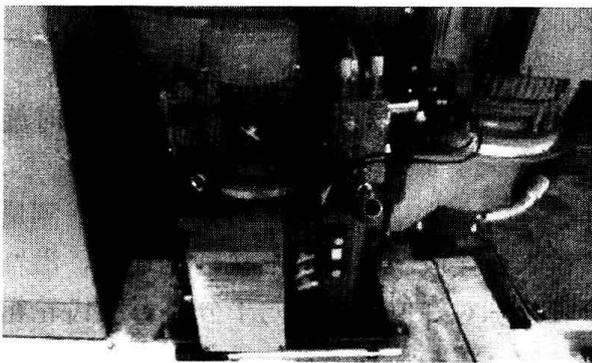


图 7-16 液压站安装到位

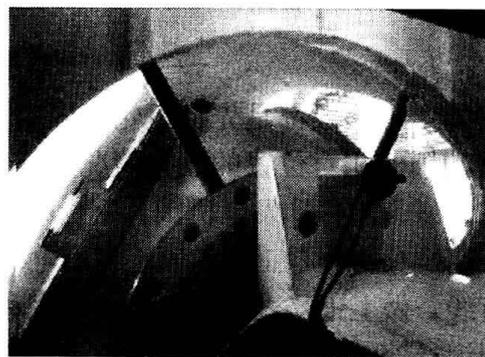


图 7-17 风轮锁定器安装到位

4) 安装冷却系统。

(8) 轮毂组装

1) 将轮毂吊放到专用支架上(图 7-18)并清洗干净。

2) 安装变桨轴承。将变桨轴承吊到轮毂上,对好轴承安装角 2.1° (图 7-19)并作永久性标记。用 $M36 \times 285\text{mm}$ 螺栓按照星形法逐次(共 4 次)紧固,每次用 $1/4 \text{ AM}$ ($\text{AM}=2800\text{N} \cdot \text{m}$)。

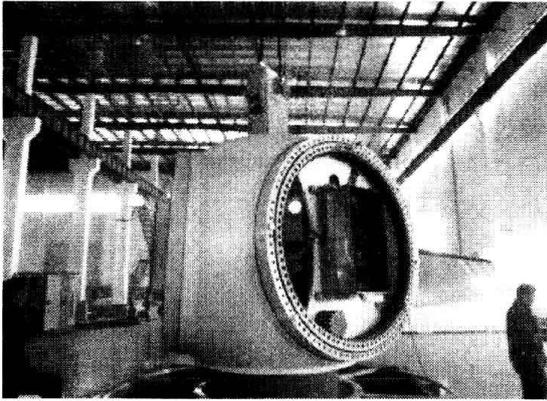


图 7-18 将轮毂吊放到专用支架上

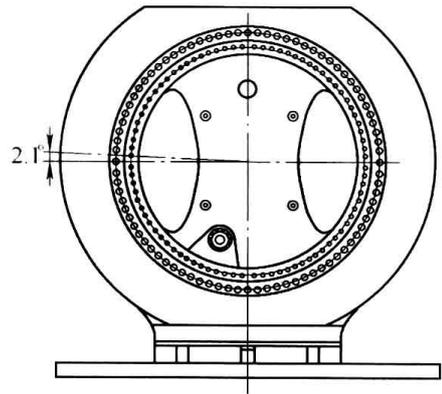


图 7-19 2.1° 的安装角

3) 安装变桨距驱动装置。将变桨距驱动装置安装到轮毂上,调整齿侧间隙后用螺栓紧固。

4) 配钻螺钉孔,安装编码器及限位开关。

5) 配钻螺钉孔,安装润滑油泵。

6) 安装电池箱及电控箱(电池箱在外,电控箱在里),如图 7-20 所示。

(9) 连接轮毂与主轴

1) 轮毂内部组装完成后即可安装到主轴上。

2) 安装翻转架(图 7-21、图 7-22),将翻转架用螺栓紧固到变桨距轴承内圈上。

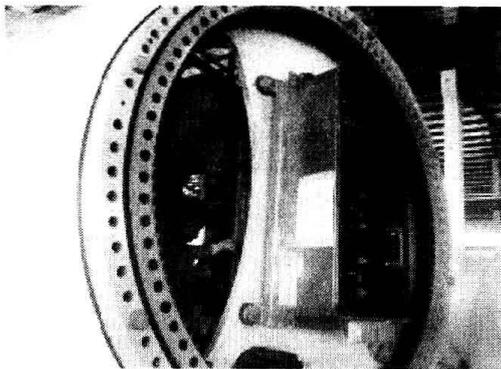


图 7-20 安装电池箱及电控箱

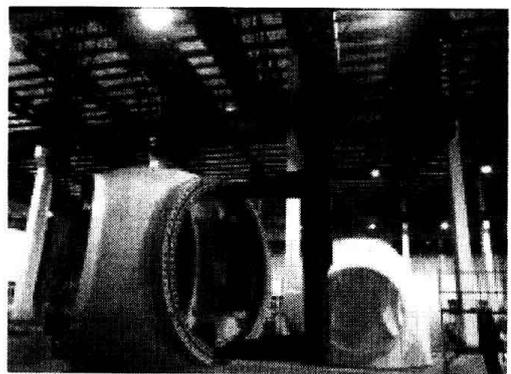


图 7-21 装翻转架

3) 安装轮毂。将导流罩架安装到轮毂并用螺栓紧固。将轮毂翻转后吊平向主轴法兰移动并安装到法兰上(图 7-23),用 $M36$ 螺栓按照星形法分四次紧固,每次用 $1/4 \text{ AM}$ ($\text{AM}=2800\text{N} \cdot \text{m}$)。

(10) 安装机舱罩

1) 安装下机舱罩(图 7-24)。

2) 安装导流罩(图 7-25)。

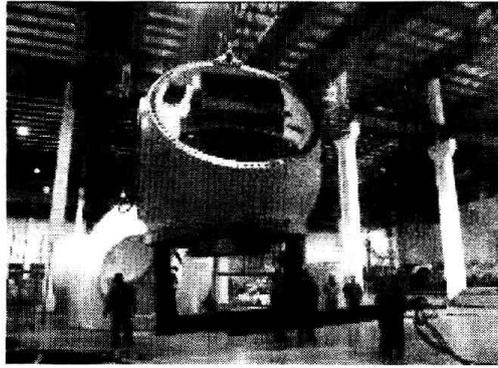


图 7-22 轮毂翻转过来

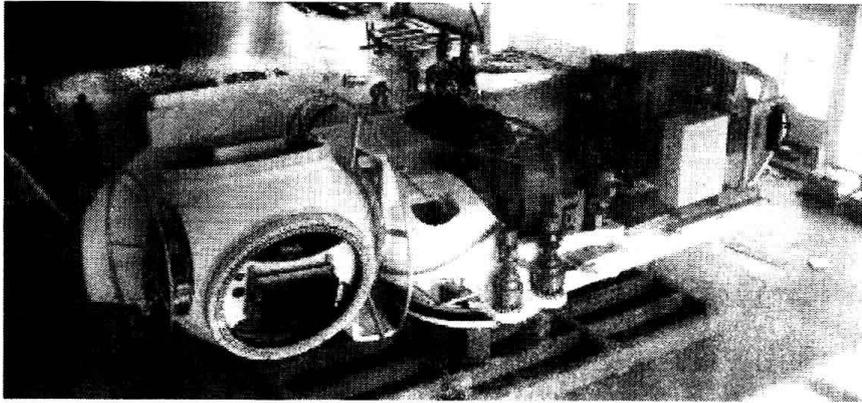


图 7-23 轮毂安装到主轴法兰上

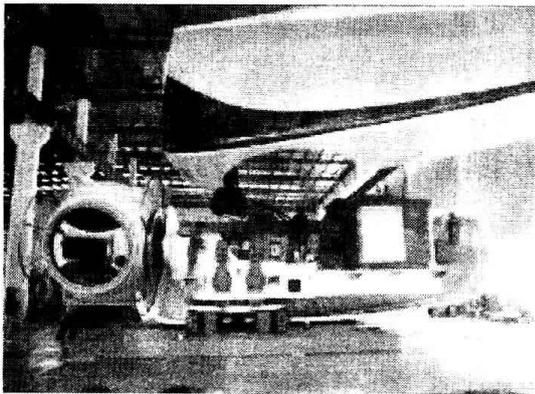


图 7-24 安装下机舱罩

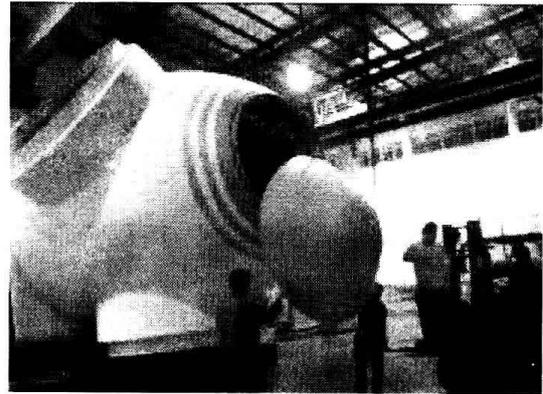


图 7-25 安装导流罩

3) 安装上机舱罩 (图 7-26)。



图 7-26 安装上机舱罩

4) 安装机舱后罩, 机舱全部安装完毕 (图 7-27)。

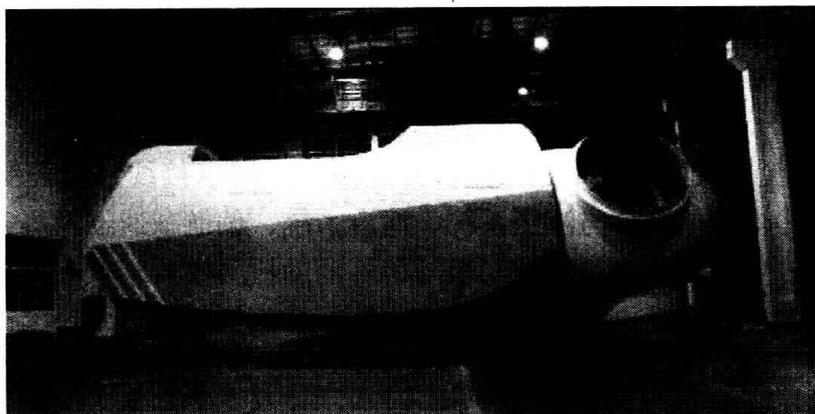


图 7-27 机舱全部安装完毕

7.4 机舱部分试验

完成总装配工序后, 风力发电机组定型前需进行规定项目的试验。仍以双馈型风力发电机组为例加以说明。

风电场在用的风力发电机组, 在其进行大检修或由于事故等原因造成大件总成拆修或更换的, 应在完成修换工作后进行试验。试验可参照出厂试验的相关项目和要求并结合现场实际进行。

7.4.1 试验目的

通过对机组 (除塔架、叶片外) 进行功能试验和部分性能试验, 完成对机组装配质量的检验, 并在发现质量缺陷时, 采取针对性措施予以消除, 以确保被试验机组达到出厂质量标准。

1. 功能试验

通过台架试验, 考核检验机组的传动系统、液压系统、偏航系统、制动系统和监控系统等功能动作的正确性与可靠性。

2. 部分性能试验

对机组的起动性能、空载性能、偏航性能及安全保护性能进行考核检验。

7.4.2 试验条件

- 1) 试验台符合要求。已按照规定调整并牢靠紧固于其基础上。
- 2) 监控设备完好, 仪器仪表已经计量鉴定部门鉴定合格。
- 3) 试验电源符合要求, 电源变压器容量、电压等级符合需要。
- 4) 试验组织健全, 试验人员资格审查合格。
- 5) 试验场地设施等条件符合安全要求和环保要求。
- 6) 试验用技术资料齐全, 试验手册或试验大纲经审定, 试验用各种记录表格规范、齐全。
- 7) 试验用各种通用工具、用具与材料齐备。

8) 待试机组是装配合格产品。

7.4.3 试验准备

1) 将机组安装于试验台架上,按规定扭矩上紧联接螺栓。

2) 检查下列电气接线,如尚未连接则按接线图规定要求接线:①控制柜与机舱控制盒间控制电缆接线;②机舱控制盒与液压系统、润滑系统、偏航减速器及提升机间连接;③机舱控制盒与机组各传感器间接线;④控制柜与柜外辅助检测仪器、仪表间接线;⑤控制柜与机组发电机出线连接;⑥控制柜与动力电源线连接。

3) 复查传动系统各总成部件地脚螺栓紧固情况;复查动力传动件螺栓紧固状况。必要时重新按规定扭矩和顺序紧固。

4) 复查液压油量、润滑油量,必要时按规定补充加足。

5) 复查主传动制动器与偏航制动器,必要时予以重新调整。

6) 接通动力电源,检查相序,检查主空气开关及各发电机保护整定值。

7.4.4 功能试验和部分性能试验

1. 发电机以电动机方式空载运转

1) 断开齿轮箱与发电机间的连接。

2) 以软启动方式启动发电机达同步转速,发电机温度稳定后,监测电流、电压、有功功率、启动时间;测发电机转速、振动与噪声、绕组温度、轴承温度、发电机出风温度和环境温度。

2. 润滑系统、液压系统、盘式制动器、偏航机构功能检查试验

1) 润滑系统。启动润滑泵电动机,检查电动机转向,检查油位、油压、油温传感器工作状况,检查滤清器工作状况及润滑油冷却和润滑油加热工作状况。

2) 液压系统。启动液压泵电动机,检查电动机转向,检查油位传感器,检查调整油压,检查建压时间、补压时间和渗漏情况。

3) 主传动制动器。复查摩擦片间隙,分别记录自发电机断电开始按正常制动操作至停转所需的时间。

4) 偏航机构功能试验:①检查电动机转向,应与控制开关标识一致;②检查偏航反应灵敏程序(利用风向仪),并分别记录正反方向动作滞后时间;③检查偏航制动动作同步程度;④检查解缆动作,比较正反向扭缆回转角,必要时予以调整;⑤复查偏航驱动齿轮与齿圈的齿侧隙;对有两只以上驱动器的,复查其齿侧隙相对位置关系。

3. 发电机 - 齿轮系统空载试验

1) 连接发电机与齿轮箱间的传动机构(联轴器、安全离合器等)。

2) 启动发电机启动,待转速和发电机绕组温度稳定后,监测发电机电流电压,并计算出齿轮箱空载损耗。

3) 测齿轮箱转速、振动与噪声,齿轮箱轴承温度、润滑油温。(对采用独立润滑系统的,应按照生产厂规定,在启动发电机 - 齿轮箱系统前,先启动润滑油泵,待其工作状况符合要求后,再启动发电机 - 齿轮箱系统。)

4. 安全保护性能试验

- 1) 紧急关机。测量发电机自稳定转速状态断电并紧急制动至停转所需时间及振动情况。
- 2) 安全链模拟试验。测定发电机在稳定转速状态下, 模拟过振、电网失电等状态时保护动作过程所用的时间。

5. 控制器功能检测

- 1) 转速。以高精度(高于0.5级)测速仪与控制器测速仪同步测量齿轮箱输入轴和发电机轴转速, 比较测定值。
- 2) 温度。以高精度(高于0.5级)测温计与控制器测温计同步测量齿轮箱润滑油温、发电机轴承温度、环境气温, 比较测定值。
- 3) 电量。以高精度(高于0.5级)的标定电量表与控制器电量表同步测定电压、电流、频率、功率因数、有功与无功功率等, 比较测定值。
- 4) 风速与风向的检测: ①以高精度(高于0.5级)风速仪测定模拟变化的风速, 与控制器风速仪同步测定值作比较; ②模拟风向变化, 测定控制器反应。

7.4.5 试验数据记录、整理与分析处理

1. 试验数据记录

- 1) 试验数据由专人负责现场记录, 每一测点(或每一参数)应按规定次数记录。一般为五次, 间隔时间1min。现场发现测量数据有较大偏差时, 试验负责人有权重复做试验验证其有效性, 并在试验记录中加注说明。
- 2) 试验数据应记录在预先准备妥当的专用表格上, 同一试验项目的记录应归类集中, 同一台机组的全部试验记录应装订成册, 并有试验负责人及记录人签字。

2. 试验数据分析

所有试验项目, 均有相应的技术质量标准, 将其与试验数据记录一一对应比较。凡没有超差的项目, 均为合格项目; 凡发生超差的项目, 应分析其产生原因, 并作出针对性的判断。其中, 属于影响机组正常运行的, 如机组振动严重超标, 机组润滑油温、轴承温度、发电机绕组温度严重超标的, 应找出原因, 消除其影响, 并重新作出试验, 确认全部合格后, 方准予出厂投入运行。

新出厂的风力发电机组产品, 应向用户提供符合规定的试验记录; 风电场在用风力发电机组的试验记录应归入该机组的技术档案。

习 题

- 7-1 制造风力发电机组的常用金属材料有哪些? 它们各有什么特点?
- 7-2 制造风力发电机组的常用非金属材料有哪些? 它们各有什么特点?
- 7-3 在风力发电机组的制造过程中, 对焊接工艺有什么具体要求?
- 7-4 试述纤维增强塑料层压的工艺过程和具体要求。
- 7-5 在风力发电机组的制造过程中, 对胶接工艺有什么具体要求?
- 7-6 机器的装配一般分为几个阶段?
- 7-7 机舱装配的技术要求是什么?
- 7-8 机舱出厂前的试验包括哪些内容?

参考文献

- [1] 姚兴佳, 宋俊, 等. 风力发电机组原理与应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [2] 陈云程, 陈孝耀, 朱成名, 等. 风力机设计与应用 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1990.
- [3] 宫靖远. 风电场工程技术手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [4] 王承煦, 张源. 风力发电 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2003.
- [5] 熊礼俭. 风力发电新技术与发电工程设计、运行、维护及标准规范实用手册 [M]. 香港: 中国科技文化出版社, 2005.
- [6] 牟书令, 等. 能源词典 [M]. 2版. 北京: 中国石化出版社, 2005.
- [7] 叶杭冶. 风力发电机组的控制技术 [M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [8] 贺德馨, 等. 风工程与工业空气动力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [9] 吴治坚, 等. 新能源和可再生能源的利用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [10] 郭新生. 风能利用技术 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [11] 刘万琨, 等. 风能与风力发电技术 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [12] 惠晶. 新能源转换与控制技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [13] 宋学义. 袖珍液压气动手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.
- [14] 徐灏. 机械设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [15] Molly J P. 风能——理论、应用与测试 [M]. 张世惠, 译. 北京: 《风力发电》杂志社, 2000.
- [16] Tony Burton, David Sharpe, Nich Jenkins, et al. Wind Energy Handbook [M]. New York: John Wiley & Sons Ltd, 2001.
- [17] Eggleston D M, Stoddard F S. Wind Turbine Engineering Design [M]. New York: Van Nostrand Reinhold Company, 1987.
- [18] Manwell J F, McGowan J G, Rogers A L. Wind Energy Explained [M]. New York: John Wiley & Sons-Ltd, 2001.
- [19] 何显富, 等. 风力机设计、制造与运行 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [20] 牛山泉. 风能技术 [M]. 刘薇, 李岩, 译. 北京: 科学出版社, 2009.
- [21] 叶杭冶, 等. 风力发电系统的设计、运行与维护 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2010.
- [22] Erich Hau. Wind Turbines [M]. 2nd ed. Berlin: Springer-Verlag, 2006.
- [23] International Electrotechnical Commission. INTERNATIONAL STANDARD IEC 61400-1 Wind turbines-Part 1: Design requirements [S]. Geneva: [s. n.], 2005.
- [24] American Gear Manufactures Association. ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 Standard for Design and Specification of Gearbox for Wind Turbines [S]. Virginia: [s. n.], 2004.
- [25] 中国船级社. 风力发电机组规范 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2008.
- [26] Poon S Y. Design Considerations of Planetary System for transmission Error Predictions [C]. Sweden: Royal Institute of Technology, 2006.
- [27] 刘忠明, 段守敏. 风力发电齿轮箱设计制造技术的发展与展望 [J]. 机械传动, 2006, 30 (6): 1-6.
- [28] 芮晓明. 风力发电机组设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.

Images have been losslessly embedded. Information about the original file can be found in PDF attachments. Some stats (more in the PDF attachments):

```
{
  "before_pdg2pic_conversion": {
    "filename": "MTMyMTIxODEuemlw",
    "filename_decoded": "13212181.zip",
    "filesize": 60059983,
    "md5": "42bf03b7b51874ab6ceecf173fe9820a",
    "header_md5": "c46a52abab084b5045152ed81b7d6b7a",
    "sha1": "c04bc479d444619768ad7b6a09dbccb80f5f80c7",
    "sha256": "e6f9dda9dc3a10a6a599a6098b87903b8b982eb6a4f71df62365e375bfd74d6e",
    "crc32": 1128436840,
    "zip_password": "",
    "uncompressed_size": 66750590,
    "pdg_dir_name": "",
    "pdg_main_pages_found": 156,
    "pdg_main_pages_max": 156,
    "total_pages": 168,
    "total_pixels": 865159280
  },
  "after_pdg2pic_conversion": {
    "filename": "MTMyMTIxODEuemlw",
    "filename_decoded": "13212181.zip",
    "filesize": 60110059,
    "md5": "a8fd3cff901761cb5c596bbaa85b9826",
    "header_md5": "f02fbca5d9d3e846b62e0e3e69fe4194",
    "sha1": "b05e095154ce75935472d557bc5d682881575500",
    "sha256": "d1a96628a6267237fefa889a001cb3dd73dbfb5825c167b3af80b6cefe4264a8",
    "crc32": 800482610,
    "zip_password": "",
    "uncompressed_size": 66747784,
    "pdg_dir_name": "",
    "pdg_main_pages_found": 156,
    "pdg_main_pages_max": 156,
    "total_pages": 168,
    "total_pixels": 1068679280
  },
  "pdf_generation_missing_pages": false
}
```