

ICS 27.180

CCS F 11

NB

中华人民共和国能源行业标准

NB/T XXXX—202X

半直驱永磁风力发电机组 齿轮箱设计要求

Semi-direct driven permanent magnet wind turbine — Design requirements for gearbox

(征求意见稿)

202X-XX-XX 发布

202X-XX-XX 实施

国家能源局 发布

目 次

前 言	IV
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	2
4 符号和缩略语	4
4.1 符号	4
4.2 缩略语	9
5 技术要求	10
5.1 半直驱齿轮箱典型结构	10
5.2 接口	11
5.2.1 接口定义	11
5.2.2 明确接口要求	12
5.3 工况	12
5.3.1 概述	12
5.3.2 环境条件	12
5.3.3 运行控制策略	13
5.4 载荷	13
5.4.1 疲劳载荷	13
5.4.2 极限载荷	14
5.5 齿轮	14
5.5.1 齿轮校核	14
5.5.2 载荷系数	15
5.5.3 齿轮修形	17
5.5.4 齿轮材料	18
5.5.5 齿轮精度	18
5.5.6 齿轮加工	18
5.5.7 其他要求	19
5.6 轴承	19
5.6.1 轴承失效风险	19
5.6.2 轴承选型	20
5.6.3 轴承材料	21
5.6.4 轴承与轴和轴承座的配合	22

5.6.5 轴承保持架	22
5.6.6 轴承游隙	23
5.6.7 轴承装配	24
5.6.8 轴承润滑	24
5.6.9 轴承静强度计算	25
5.6.10 接触应力	25
5.6.11 轴承额定寿命计算	26
5.6.12 轴承打滑	27
5.6.13 轴承精度	27
5.6.14 型式试验	27
5.6.15 滑动轴承选型需要考虑的因素	28
5.7 连接和密封	28
5.7.1 花键	28
5.7.2 紧固件	28
5.7.3 传扭销	29
5.7.4 密封	29
5.8 结构件	29
5.8.1 简介	29
5.8.2 刚度分析	30
5.8.3 强度分析	30
5.8.4 疲劳分析	34
5.8.5 材料测试	38
5.8.6 文件	38
6 润滑	39
6.1 概述	39
6.1.1 类型	39
6.1.2 飞溅润滑	39
6.1.3 压力润滑	39
6.1.4 混合润滑系统	40
6.2 滑油的选择	40
6.2.1 黏度	40
6.2.2 运行特性	40
6.3 润滑油温度及流量	41
6.3.1 运行温度	41
6.3.2 油池温度	41
6.3.3 润滑剂入口温度	42
6.3.4 轴承润滑温度	42

6.3.5 油量	42
6.4 润滑油加热及散热设备	42
6.5 润滑性能监测	42
6.6 润滑剂清洁度	43
6.7 润滑系统维护	44
7 试验方法和检验规则	44
7.1 型式试验	44
7.1.1 概述	44
7.1.2 部件试验	45
7.1.3 齿轮箱样机工厂试验	45
7.1.4 润滑系统试验	46
7.2 风场挂机试验	46
7.2.1 概述	47
7.2.2 载荷验证	47
7.2.3 风力发电机组内的齿轮箱型式试验	48
7.3 出厂试验	48
7.3.1 验收试验	48
7.3.2 噪声试验	48
7.3.3 振动试验	48
7.3.4 润滑系统注意事项	49
7.3.5 系统温度	49
7.3.6 润滑剂的温度和清洁度	49
7.3.7 试验记录	50
8 标志、包装、贮存及运输	50
8.1 标志	50
8.2 包装	50
8.3 贮存	50
8.4 运输	50
9 运行与维护要求	50
9.1 运行状态监测	50
9.2 维护	51

前 言

本文件按照GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由国家能源局提出。

本文件由能源行业风电标准化技术委员会风电机械设备分技术委员会（NEA/TC 1/SC 5）归口。

本文件起草单位：德力佳传动科技（江苏）有限公司等。

本文件主要起草人：

本文件为首次发布。

半直驱永磁风力发电机组 齿轮箱设计要求

1 范围

本文件适用于半直驱永磁风力发电机组齿轮箱。

本文件规定了半直驱永磁风力发电机组齿轮箱（以下简称“齿轮箱”）的术语和定义、技术要求、试验方法、检验规则、标志、包装、贮存、运输、运行和维护要求等。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件，仅所注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 19073—2018 风力发电机组 齿轮箱设计要求

GB/T 18451.1—2022 风力发电机组 设计要求

IEC 60050-415 国际电工词汇

GB/T 6391—2010 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命

IEC 61400-1—2019 风力发电机设计要求 第1部分：设计要求

IEC 61400-3—2012 风力发电机设计要求 第3部分：海上风力级设计要求

IEC 61400-13—2012 风力发电机设计要求 第13部分：机械负载测量

IEC 61400-22—2012 风力发电机设计要求 第22部分：风力发电机组符合性检测及认证

ISO 6336 直齿轮和斜齿轮承载能力计算

DIN 3990-4 齿轮承载能力的计算

GB/T 19936.1—2005 FZG试验程序 第1部分：油品的相对胶合承载能力FZG试验方法

ISO/TR 10064-3 圆柱齿轮 实用检验规程 第3部分：轴心圆柱的齿轮坯料、轴心距和平行度的建议

ISO 1328-1 齿轮同侧齿面偏差的定义和允许值

ISO 14104 齿轮磨削烧伤检测标准

GB/T 24611—2020 滚动轴承损伤和失效术语、特征及原因

GB/T 3203 渗碳轴承钢

GB/T 18254—2016 高碳铬轴承钢

ISO 683-17—2014 热处理钢、合金钢和易切削钢 第17部分球轴承和滚动轴承钢

JIS G3131—2010 热轧低碳钢板、薄板和钢带

EN 10111—2008 冷成型用热连轧低碳钢钢板和钢带

GB/T 1591—2018 低合金高强度结构钢

GB/T 1176—2013 铸造铜及铜合金

GB/Z 36517—2018 滚动轴承 一般载荷条件下轴承修正参考额定寿命计算方法

ISO 4406 液压传动油液固体颗粒污染等级代号

GB/T 4662 滚动轴承 额定静载荷

GB/T 15519 化学转化膜 钢铁黑色氧化膜 规范和试验方法

DIN 50938 铁和钢的黑色氧化涂层要求和试验方法

GB/T 14039—2002 液压传动 油液固体颗粒污染等级代号

ISO 5725-2 测量方法与结果的准确度（正确度与精密度）

ISO 10474-2013 钢和钢成品

EN 10204 金属产品：检验文件的类型

ISO 12925-1—2018 润滑剂、工业润滑油和有关产品(L类) C组(齿轮) 第1部分：密式齿轮系统用润滑剂规格

VDI 3834-1—2009 风电标准：针对0-3MW风力发电机组的总振动值标准

3 术语和定义

GB/T 19073—2018、GB/T 18451.1—2012和IEC 60050—415界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

半直驱 semi-direct drive

风轮通过中速齿轮箱（速比小于100）与发电机耦合的传动方式。

3.2

永磁体 permanent magnet

在开路状态下能够长期保持高剩磁的磁体。

3.3

永磁同步发电机 permanent magnetic synchronous generator

由永磁体励磁产生同步旋转磁场，三相定子绕组在旋转磁场作用下通过电枢反应，感应产生三相对称电流的发电机。

3.4

半直驱永磁风力发电机组 semi-direct driven permanent magnet wind turbine

采用永磁发电机且发电机通过中速齿轮箱（速比小于100）与风轮耦合的风力发电机组。

3.5

额定功率 rated power

在正常运行和外部条件下，风力发电机组设计要达到的最大连续输出功率。

3.6

风轮额定转速 rotor rated speed

风力发电机组额定功率下风轮绕其轴的旋转速度。

3.7

设计寿命 design lifetime

规定的满足强度前提下的持续时间。

3.8

等效载荷 **equivalent load**

设计寿命内，与实际变化载荷造成相同损伤的载荷。

3.9

极限载荷 **extreme load**

运行或非运行工况所有载荷分量中具有最大绝对值的载荷。

3.10

轴承制造商 **bearing manufacturer**

为风力发电机组齿轮箱提供轴承的法人实体，并负责轴承的设计及应用工程。

3.11

认证机构 **certification body**

按照IEC 61400-22—2012的要求对风力发电机组齿轮箱进行合格认证的实体。

3.12

特征载荷 **characteristic load**

负载值不超过规定概率的载荷。

3.13

设计载荷 **design load**

任何零部件强度验证所采用的载荷。

3.14

齿轮箱制造商 **gearbox manufacturer**

负责齿轮箱设计，并规定齿轮箱及其零部件制造要求的实体。

3.15

接口 **interface**

齿轮箱与风力发电机组连接所采用的型式和尺寸，以及控制信号、液压油和润滑油交换所采用的型式和尺寸。

3.16

载荷裕度系数 **load reserve factor**

LRF

零部件的最大许用载荷与设计载荷的比值。

3.17

局部失效 **local failure**

在一个危险截面，应变超过最大许用值而产生的失效。

3.18

润滑剂供应商 **lubricant supplier**

通过风力发电机组制造商、齿轮箱制造商或者风力发电机组业主为风力发电机组齿轮箱提供润滑油的法人实体。

3.19

最大运行载荷 maximum operating load

按照 GB/T 18451.1—2012 所定义的设计工况及载荷局部安全系数，确定的疲劳分析的最大载荷。

3.20

机舱 nacelle

机组塔架之上的结构，容纳动力传动链、发电机、其他部件、控制件以及执行系统。

3.21

配对轴承 paired bearings

安装在同一位置的相同类型的两个轴承。

3.22

雨流矩阵 rainflow matrices

使用一个包含计数循环的二维矩阵，此循环发生在循环方式和幅值的子范围内，表示的疲劳载荷。

3.23

时间序列 time series

描述风力发电机组不同运行载荷区间的时间集合。

4 符号和缩略语

4.1 符号

本文件从数个工程学科中引用方程和关系式。所以在某些情况下，同一个符号存在定义不一致的地方。尽管如此，文中所有的符号都在表 1 中列出。如有歧义，符号所指定的定义将在公式、图表或文本中以备注形式呈现。

表 1 文本中使用的符号

符号	描述	单位
a	加速度	mm/s ²
a	赫兹接触寿命修正系数	mm
a_1	可靠性寿命修正系数	—
A_3	极限应变	%
A_5	极限应变	%
b	赫兹接触椭圆的短半径	mm
c	刚度	N/mm Nm/rad
c	单位应力	MPa/N MPa/Nm
C	轴承的基本额定寿命	N

符号	描述	单位
CLI_i	I th 载荷段的寿命消耗指数	%
$c(s)$	位置s处的单轴弹性单位应力	MPa/N MPa/Nm
$C_{\delta L}$	轴承的弹性常数	—
C_0	轴承的基本额定静载荷	N
$C_{ij}(s)$	单轴单位载荷在位置s处的弹性应力张量	MPa/N MPa/Nm
$C_{ij,k}(s)$	单位载荷K在位过s处的弹性应力张量	MPa/N MPa/Nm
$C_{ij,m}(s)$	位置s处的弹性应力张量的平均值	MPa/N MPa/Nm
C_T	接触截短系数	—
d	阻尼增量	—
D	累积损伤	—
D_i	第i载荷段造成的损伤	—
D_w	轴承滚动体的直径	mm
D_{pw}	轴承中滚动体组合的节圆直径	mm
e	轴承常数，轴向载荷与径向载荷之比(F_a/F_r)的限值	—
e_c	润滑剂清洁度系数	—
$E_{\sigma ij}(s, t)$	时间t时，位置s处的弹性应力张量	MPa
$E_{\sigma ij,a}(s)$	局部应力张量幅值	MPa
$E_{\sigma a,eq}(s)$	位置s处的等效应力幅值	MPa
$E_{\sigma ij,m}(s)$	平均局部应力张量	MPa
E	弹性模量（杨氏模量）	MPa
F	力	N
$f_{\Sigma\delta}$	箱体或转架在同一平面内的偏差	mm
$f_{\Sigma\gamma}$	投影到齿宽上的理想轴相对于轴的对中误差而产生的啮合错位	mm
$f_{\Sigma\beta}$	箱体或支架的外平面偏差	mm
F_a	轴承的轴向载荷	N
$f_{H\beta}$	齿轮螺旋线偏差	mm
f_{ma}	齿轮幅啮合错位量	mm
F_r	轴承径向载荷	N
G_r	轴承径向工作游隙	mm
J	坐标系中x, y, z方向转动惯量	kgm ²
k	S/N曲线倾斜指数	—

符号	描述	单位
k	最大承载滚动体载荷分配系数	—
K_Y	啮合载荷系数	—
$K_{F\alpha}$	齿间载荷分配系数（弯曲应力）	—
$K_{F\beta}$	齿向载荷分布系数（弯曲应力）	—
$K_{H\alpha}$	齿间载荷分配系数（接触应力）	—
$K_{H\beta}$	齿向载荷分布系数（接触应力）	—
K_{lc}	最大接触应力与无错位线接触应力比	—
K_m	错位最大接触应力与无错位最大接触应力比	—
K_v	动载系数	—
l	长度	mm
L	载荷值	N或Nm
$L_{10mr,i}$	10%失效概率，第 <i>i</i> 载荷段的修正参考额定寿命	10 ⁶ r
L_a	载荷幅值	N或Nm
$L_{a,eq}$	等效载荷幅值	N或Nm
L_e	弹性载荷极限	N或Nm
L_{h10}	10%失效概率的基本额定寿命	h
$L_k(t)$	时间序列中与时间相关的某个载荷分致	N或Nm
L_m	载荷段中的平均载荷	N或Nm
L_{nmr}	n%失效概率的修正参考额定寿命	10 ⁶ r
L_{nr}	n%失效概率的参考额定寿命	10 ⁶ r
L_p	总屈服极限或发生塑性变形的载荷极限	N或Nm
RRF_f	抗疲劳载荷裕度系数	—
RRF_μ	抗极限载荷裕度系数	—
L_{we}	滚动体的有效长度	mm
m	质量	kg
m	时间谱中的载荷段数	—
M	力矩	Nm
m_n	齿轮法向模数	mm
n	失效概率	%
n	转速	min ⁻¹
n_{eqj}	载荷谱第 <i>j</i> 载荷段的等效转速	min ⁻¹
n_i or n_j	第 <i>i</i> 或第 <i>j</i> 载荷段的循环次数	—
N	特征应力-寿命曲线的循环次数	—
N_D	等幅测试试样的应力-寿命曲线拐点处的循环次数	—
N_i	根据S/N曲线的第 <i>i</i> 载荷段的耐久循环次数	—

符号	描述	单位
N_i	在整个设计寿命期间 <i>i</i> 循环发生的次数	—
$N_{pl,\sigma,GF}$	与 R_p 相关的整体失效局部应力截面系数	—
$N_{pl,\sigma,LF}$	与 R_p 相关的整体失效局部应力截面系数	—
n_{ref}	参考循环次数	—
p	轴承寿命计算等式中的指数	—
P	轴承动态等效载荷	N
P_{ij}	载荷谱中第 <i>i</i> 或第 <i>j</i> 载荷段的载荷值	N
P_0	轴承点接触时的接触应力	MPa
P_0	轴承当量静载荷	N
P_{el}	发电机的电功率	kW
P_{line}	轴承线接触近似承载接触应力	MPa
P_{max}	轴承线接触近似最大接触应力	MPa
Q	零游隙轴承单个滚子最大载荷	N
q_i	在第1个载荷等级内时间、循环或旋转数的分配	—
Q_{oil}	润滑油扭	L
R	应力比	—
r_{12}	旋转轴平面内滚动体半径	mm
r_{22}	滚道横截面的沟槽半径	mm
R_a	算术平均粗糙度	μm
R_m	极限抗拉或抗压强度	MPa
R_p	屈服强度(0.2%的塑性应变的屈服点或位移屈服点)	MPa
R_z	平均峰谷粗糙度(按照ISO4287/ISO4288)	μm
s	位移	mm
s	位置变量	—
S	接触密合度	—
S_0	(轴承)静态安全系数	—
S_B	胶合安全系数	—
S_F	弯曲强度安全系数	—
S_H	接触强度安全系数	—
t	时间变量	s
VI	黏度指数	—
v_t	节圆线速度	m/s
X_0	轴承常数, 径向静载荷系数	—
Y_0	轴承常数, 轴向静载荷系数	—

符号	描述	单位
Y_{NT}	弯曲强度计算的寿命系数	—
Y_{Sg}	载荷作用于齿顶时的应力修正系数	—
Z	轴承单个滚道中滚动体总数	—
Z_{NT}	接触强度计货的寿命系数	—
α	旋转角度	°
α_0	轴承公称接触角	°
γ_f	载荷局部安全系数	—
γ_m	材料局部安全系数	—
γ_n	失效后果的局部安全系数	—
δ	偏转	mm
ε_{lim}	切口弹性极限应变	%
θ	轴不对中倾角	°arc-min
κ	黏度比	—
μ	附加的赫兹参数	—
ν	附加的赫兹参数	—
ν	实际的运动黏度	mm ² /s
ν_1	参考运动黏度	mm ² /s
ν_{40}	40℃的运动黏度	mm ² /s
ρ_{11}	主平面1内滚动体1的曲率因子	—
ρ_{11}	主平面2内滚动体1的曲率因子	—
ρ_{21}	主平面1内滚动体2的曲率因子	—
ρ_{22}	主平面2内滚动体2的曲率因子	—
σ	应力（真实应力）	MPa
σ_a	产生循环应力振幅	MPa
σ_A	构件在 N_D 循环时的设计疲劳强度	MPa
$\sigma_{a,R}$	应力循环具有最小 / 最大比值R对应的 σ_a 值	MPa
$\sigma_{A,R}$	与具有最小 / 最大比值R的载荷循环相关 σ_A 值	MPa
σ_D	试样在 N_D 循环时的特征疲劳强度	MPa
$\sigma_{D,R}$	具有最小 / 最大比值R的实验得到的 σ_D 值	MPa
σ_{el}	线性弹性应力	MPa
σ_{FE}	许用应力数（弯曲）	MPa
σ_{Hlim}	许用应力数（接触应力）	MPa
σ_I	最大主应力	MPa
σ_{III}	最小主应力	MPa
$\sigma_{ij,pre(s)}$	位置s处的局部预应力张量	MPa

符号	描述	单位
σ_{lim}	极限应力水平	MPa
σ_{max}	最大弹性应力	MPa
σ_{prin}	绝对最大主应力	MPa
$\Sigma\rho_{line}$	线接触曲率和	—
$\Sigma\rho_{point}$	点接触曲率和	—
τ	附加赫兹参数	—

4.2 缩略语

缩略语如下表2所示。

表 2 缩略语

缩略语	描述
<i>ACBB</i>	角接触球轴承
<i>AGMA</i>	美国齿轮制造商协会
<i>ANSI</i>	美国国家标准学会
<i>ASTM</i>	美国材料实验协会
<i>CEC</i>	欧盟委员会
<i>CRB</i>	圆柱滚子轴承
<i>CRTB</i>	推力圆柱滚子轴承
<i>DGBB</i>	深沟球轴承
<i>DIN</i>	德国标准化学会
<i>DLC</i>	GB/T 18451.1——2022中使用的设计载荷工况
<i>DR ACBB</i>	双列角接触球轴承
<i>DR CRB</i>	双列圆柱滚子轴承
<i>DR FCCRB</i>	双列满滚子圆柱滚子轴承
<i>DR TRB</i>	双列圆锥滚子轴承
<i>EXT</i>	极限载荷（矩阵）
<i>EHL</i>	弹性流体动力润滑
<i>FCCRB</i>	满滚子圆柱滚子轴承
<i>FEA</i>	有限元分析
<i>FMEA</i>	失效模式和影响分析
<i>FPCBB</i>	四点接触球轴承
<i>FZG</i>	慕尼黑工业大学“齿轮和齿轮装置测试”
<i>GS</i>	发电机侧（通常下风向）
<i>HS - IS</i>	高速—中间轴

缩略语	描 述
<i>HSS</i>	高速轴
<i>IEC</i>	国际电工委员会
<i>ISO</i>	国际标准化组织
<i>LDD</i>	载荷—持续时间分布（直方图）
<i>LRD</i>	载荷—循环次数分布（直方图）
<i>LS-IS</i>	低速—中间轴
<i>LS-PS</i>	低速—行星轴
<i>LSS</i>	低速轴
<i>NPT</i>	美国标准圆锥管螺纹
<i>PAG</i>	聚烷基乙二醇或聚乙二醇合成润滑剂
<i>PAO</i>	基于合成烃的聚 α -烯烃全石蜡族合成润滑剂
<i>PS</i>	行星轮轴（或轮轴）
<i>PTO</i>	取力装置，驱动辅助设备如油泵的附加输出轴
<i>RFC</i>	雨流计数
<i>RMS</i>	均方根
<i>RS</i>	风轮侧（通常上风向）
<i>SRB</i>	调心球面滚子轴承
<i>SRTB</i>	调心球面滚子推力轴承
<i>TCT</i>	总接触温度法（勃洛克方法）
<i>TIFF</i>	齿轮内部疲劳断裂
<i>TORB</i>	圆环轴承
<i>TRB</i>	圆锥滚子轴承
<i>VG</i>	黏度等级
<i>WTG</i>	风力发电机组（系统）

5 技术要求

5.1 半直驱齿轮箱典型结构

二级行星传动、三级行星传动典型结构如下：

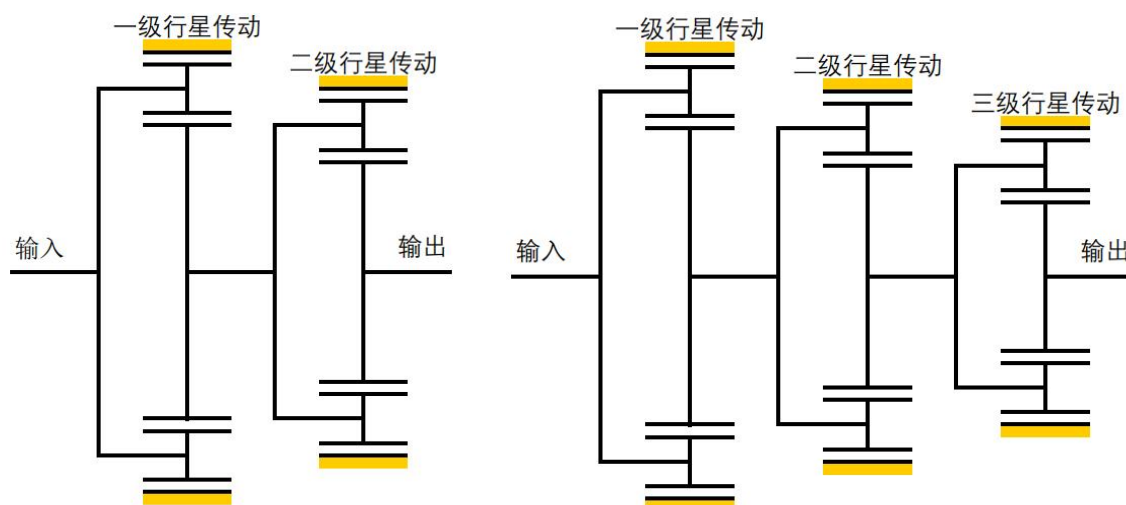


图 1 半直驱齿轮箱典型结构

零部件定义：

- a) 一级行星传动功能部件包括：一级内齿圈、一级行星轮、一级太阳轮和一级转架；
- b) 二级行星传动功能部件包括：二级内齿圈、二级行星轮、二级太阳轮和二级转架；
- c) 三级行星传动功能部件包括：三级内齿圈、三级行星轮、三级太阳轮和三级转架。

5.2 接口

5.2.1 接口定义

对于所有接口均应明确定义及描述，且应将接口状态进行记录。

依据本文件设计的齿轮箱通常与风力发电机组的以下部件存在物理性连接：

- 风力发电机组风轮轴（常称为主轴）与齿轮箱输入转架连接；
- 齿轮箱与发电机定子、转子；
- 齿轮箱输出轴与发电机；
- 机舱主机架弹性支撑与扭力臂；
- 齿轮箱箱体与电机外壳；
- 齿轮箱与轮毂。

风力发电机组部件及齿轮箱的这些常用接口应正确匹配，并应支持、传递或承受力、力矩和运动跨越它们所定义的边界。这些接口信息用于合理确定齿轮箱设计，并会随风力发电机组结构的不同而改变。

此外，齿轮箱的某一些系统需通过其他形式的接口发生作用，如：

- 外部润滑系统部件：如油箱、泵、冷却器及过滤器；
- 监测系统：如温度、润滑剂状态、振动等的传感器；
- 控制功能：如加热。

应对传动链结构内的各接口的物理位置予以定义。如：

- 齿轮箱输入级转架；

- 发电机转子、定子安装面；
- 齿轮箱输出轴；
- 齿轮箱弹性支撑安装面；
- 齿轮箱扭力臂安装面（如有）；
- 安装在齿轮箱上的其他部件；
- 润滑及冷却系统接口；
- 传感器。

作为接口定义的一部分，应提供这些接口的详细几何参数，如：

- 齿轮箱的设计外形尺寸；
- 传动链各部件布置图及跨距；
- 配合部件的几何外形及尺寸，如联轴器、齿轮箱安装面细节、轴、螺栓连接及润滑系统。

5.2.2 明确接口要求

对于每个接口，应提供以下信息：

- 力和力矩；
- 转速；
- 运动/加速度；
- 变形量；
- 温度；
- 润滑剂流量、温度及压力；
- 不对中或对中允差（相对于安装面）。

部分上述信息可能直至风力发电机组设计（包括齿轮箱）完成后方能得到。因此，需要进行合理假设以供初步齿轮箱设计计算，例如根据早前风力发电机组设计进行假设。在此过程中所作出的任何假设均应作为最终系统验证的输入条件予以记录。建议及早在设计过程中进行设计参数敏感性研究，以了解不正确的假设可能产生的后果。

5.3 工况

5.3.1 概述

齿轮箱技术规范中所规定的运行工况涵盖了风力发电机组装配、运输、安装、试运行及维护等产品全部寿命周期（同见GB/T 18451.1—2022或IEC 61400-3—2012）。

5.3.2 环境条件

风力发电机组制造商应指明齿轮箱的运行环境，至少包括：

- 海拔高度；
- 温度范围；
- 相对湿度；
- 污染物：如盐、灰尘等；

- 在阳光和雨水下的暴露程度；
- 如果热交换器在供货范围内，应附加包含以下条件：
 - 机舱外的环境温度；
 - 冷却器温度；
 - 冷却器空气流量；
 - 齿轮箱周围冷却空气流量；
 - 运行及停车时机舱内环境温度（包括生存温度）；
 - 空气密度。

对于极端环境工况，应注明其发生频次及持续时间。

5.3.3 运行控制策略

对于影响齿轮箱工作的运行控制策略应予以记录，内容应包含：

- 启动工况，包括所有气候条件下的载荷和转速；
- 监测、警告（停机）限值、报警限值及报警处理措施；
- 机舱内温度。

5.4 载荷

5.4.1 疲劳载荷

5.4.1.1 概述

风力发电齿轮箱的疲劳载荷通过GB/T 18451.1—2022或IEC 61400-3—2012中规定的载荷工况进行了描述，如发电、启动及制动等载荷工况。每个载荷工况发生的频率应仔细核对。如果极限设计载荷工况中的载荷值、持续时间及发生频率造成的疲劳损伤很小，则应将其计入疲劳载荷谱的一部分，并以时间序列的形式提供。

5.4.1.2 雨流计数法（RFC）

雨流循环次数(RFC)通用使用公认方法[示例可参照Downing和Socie法（1982）或Matsuishi and Endo法（1968）或ASTM E1049-85]确定。

雨流计数法记录文件应包含：

- 评估中所考虑的DLC；
- 不同DLC的发生频次；
- 是采用全幅值（峰—峰值）还是半幅值（振值）来定义循环载荷值。

5.4.1.3 载荷持续分布（LDD、LRD）

载荷持续分布从模拟时间序列中得出。ASTM E1049-85给出了适合的方法。载荷分布可以采用载荷—持续时间(LDD)或载荷—循环次数(LRD)的形式进行表示。对于具有变转速的风力发电机组，LDD或LRD应包含主轴转速作为第三列。

规定每个载荷段的载荷值使用该载荷段内最大的载荷绝对值来表示。各个载荷段的宽度不必一致。某些载荷段的载荷值可能为负值。载荷谱还应包含空转及停机时间内的载荷。

即使载荷谱包含了机组的空转时间，其持续时间之和也可能小于机组设计寿命。某一些DLC及随机极限事件甚至会造成总的仿真时间超过机组设计寿命。同样，仿真寿命也不必等于机组设计寿命，等效载荷可以通过对应的S/N曲线的差外得到。

如果希望减少特定零部件计算中采用的载荷段数量，所采用的简化方法应相对于疲劳损伤是中性或保守的方法。

LDD文档中应明确：

- 评估中所考虑的DLC；
- 不同DLC的发生频次。

风力发电机组制造商可以规定名义扭矩及名义转速，尤其对于可调速风力发电机组，这些值是人为任意定义，仅作为参考值，并不适用于任何设计计算。

5.4.2 极限载荷

应说明极限载荷发生的条件（如风轮转动或非转动、正常运行、及外插）。极限设计载荷应以表格形式表示。这些载荷可以是力、力矩或扭矩。

最大反向载荷和加速度应该包含在统计概要里，并尽可能与时间序列分开识别。

GB/T 18451.1—2022或IEC 61400-3—2012规定的载荷局部安全系数应被包括在极限载荷值内，且应在所有的载荷说明文件中注明该数值。

5.5 齿轮

5.5.1 齿轮校核

5.5.1.1 接触强度和弯曲强度

齿轮评估应按照ISO 6336—2016进行计算。根据风力发电机组制造商提供的载荷谱，按照ISO 6336-6—2016，采用Miner法则计算齿轮的安全系数。循环次数 N_L 下的寿命系数（ Z_{NT} 和 Y_{NT} ）应根据齿轮寿命曲线运用对数关系式计算确定，该曲线在循环次数为 10^{10} 时，对应的寿命系数值（ Z_{NT} 和 Y_{NT} ）为0.85。接触和弯曲疲劳寿命应满足风力发电机组制造商规定的最低使用寿命，但不应低于本文件规定的寿命。

在初期设计阶段，允许使用等效扭矩来计算齿轮强度。关于这一点的详细信息见ISO 6336-6—2016。

所有的外齿轮应仅对齿面进行磨削加工。齿面和齿根圆角处的磨削台阶会降低轮齿的弯曲强度。磨削台阶是磨削砂轮在有效齿形起始点和齿根之间形成的不连续曲线。磨削台阶会增加齿根处的应力。选用合适的刀具、热处理和磨削工艺，可避免磨削台阶的产生。

接触强度的最小安全系数 $S_H=1.25$ 。弯曲强度的最小安全系数 $S_F=1.56$ 。

5.5.1.2 胶合

胶合计算有两种方法，即闪点温度法和积分温度法。

尽管根据ISO/TS 6336-20-2017得出的是安全系数，而根据ANSI/AGMA 925-A02得出的是风险百分比，但两者都是基于闪点温度方法，而且得到相似的结果。ISO/TS 6336-21-2017基于积分温度方法。DIN 3990-4中也包含这两种方法。

需按照ISO/TS 6336-20-2017或者ANSI/AGMA 925-A02以及ISO/TS 6336-21-2017进行胶合评估。DIN 3990-4可作为ISO/TS 6336-20-2017和ISO/TS 6336-21-2017的备用计算标准。应使用闪点温度方法和积分温度方法计算出最差结果来评估胶合。若采用ANSI/AGMA 925-A02，胶合风险百分比的最大允许值是5%。若采用ISO/TS 6336-20-2017，ISO/TS 6336-21-2017和DIN 3990-4，最小安全系数为1.3。

胶合评估应该在最大的运行载荷和额定速度下进行。齿轮本体和啮合温度应该在额定载荷、额定速度和齿轮箱最高运行温度下进行计算。齿轮箱最高运行温度定义为风力发电机组控制中降功率运行或高温停机时的温度值。

设计载荷工况(DLC)中用于极限载荷分析的时间序列，应逐个进行详细检查，找出超过最大运行载荷的载荷及持续时间，该工况可能足以引起齿轮胶合失效。如果有此时间序列，应采用此载荷等级进行胶合评估。

注：根据GB/T 19936.1—2005中的试验结论，建议在胶合发生前，齿轮至少持续运行0.3s的时间。

油品的胶合承载性能应按照GB/T 19936.1—2005进行确定。胶合分析所采用的等级应比试验得到的失效载荷等级低一级，如果在载荷等级12h测试没有发生胶合，则可采用12级进行胶合分析。

5.5.1.3 微点蚀

微点蚀的影响因素涂有润滑剂性能、润滑剂油膜厚度、材料和微观结构、表面粗糙度及纹理、接触几何形状、载荷分布以及运行工况。润滑剂的影响参数有润滑剂黏度、基础油的化学和物理性能、添加剂。目前，还没有标准的计算方法用于评估微点蚀风险。然而，ISO/TS 6336-22-2018建议了评估微点蚀发生的方法。因此，推荐评估影响微点蚀的这些参数。

5.5.1.4 静强度

齿轮静强度应按照ISO 6336进行计算，其计算条件为：极限扭矩，使用静态寿命系数 Y_{NT} 和 Z_{NT} 。齿根弯曲的最小安全系数 $S_F > 1.4$ ，齿面接触最小安全系数 $S_H > 1.0$ 。另外还需要考虑齿轮内部裂纹和齿部可能屈服的影响。

5.5.2 载荷系数

5.5.2.1 综述

根据5.5.1.1中计算齿面和齿根强度的要求，其载荷系数需要按照ISO 6336进行选取。下述条款给出了各种载荷系数的选取准则。

5.5.2.2 动载系数 K_v

动载系数 K_v 对齿轮强度有显著的影响。 K_v 应按照ISO 6336-1-2016中的方法B进行计算，包含5.5.3.2所述齿形修形，并经试验验证。如果按照方法B计算出的结果小于1.05(即 $K_v < 1.05$)，则动载系数取值应

为1.05(即 $K_v=1.05$),除非经过试验证明可以选取更小的值。通过7.1中所述的产品试验测扭数据,应推算出 K_v 来验证计算值。

5.5.2.3 啮合均载系数 K_γ

啮合均载系数 K_γ ,用于考虑齿轮载荷分配的偏差。例如对于双路或多路载荷传递路径或者行星传动结构形式的齿轮箱。对于行星传动结构,表3给出了不同行星轮数量下 K_γ 的默认值(基于齿轮精度不低于表3中所列精度)。

表 3 行星级的啮合均载系数 K_γ

行星轮数量	3	4	5	6	7	8	9
啮合均载系数 K_γ	1.05	1.2	1.3	1.35	1.4	1.45	1.5

如果计算时使用的啮合均载系数 K_γ 小于表3的值,应按照7.3中描述的方法,通过仿真和测量予以验证。

5.5.2.4 载荷分布系数

5.5.2.4.1 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$

$K_{H\beta}$ 应当依照ISO 6336-1-2016中的方法B通过数值分析法来确定,包含5.5.3.2所述齿形修形,并经试验验证。轴系平行度制造误差、齿轮和齿轴的螺旋线斜率偏差,这些影响应考虑到齿轮啮合螺旋线偏差分量中。对于疲劳计算,齿轮啮合螺旋线偏差分量应当根据式(1)计算。齿轮啮合螺旋线偏差分量的极限值根据式(2)计算。

$$f_{ma} = \sqrt{f_{H\beta 1}^2 + f_{H\beta 2}^2 + f_{\Sigma\gamma}^2} \dots\dots\dots (1)$$

$$f_{ma} = f_{H\beta 1} + f_{H\beta 2} + f_{\Sigma\gamma} \dots\dots\dots (2)$$

式中:

f_{ma} —制造、安装误差产生的齿轮啮合螺旋线偏差分量;

$f_{H\beta 1}$ —齿轮轴的螺旋线斜率偏差;

$f_{H\beta 2}$ —齿轮的螺旋线斜率偏差;

$f_{\Sigma\gamma}$ —实际轴线于理想轴线投影到齿宽平面内的轴线平面偏差。

注:该 f_{ma} 的定义方法并没有按照ISO6336-1中所述。

由于实际轴相对于理想轴线的不对中所导致的啮合偏差量 $f_{\Sigma\gamma}$ 考虑了所有的影响轴平行度的制造误差,进而影响齿轮副啮合的偏差量。当计算 $f_{\Sigma\gamma}$ 时,至少应考虑(并单独记录)以下影响因素:

- 箱体或行星架轴线的垂直平面上偏差 $f_{\Sigma\gamma}$ 见 ISO/TR 10064-3,包括安装在箱体中的衬套(如果有)的影响;
- 箱体或行星架轴线的轴线平面上偏差 $f_{\Sigma\gamma}$ 见 ISO/TR 10064-3 包括安装在箱体中的衬套(如果有)的影响;
- 行星架的不对中偏差的影响,包括行星架轴承的游隙和变形影响;
- 负载下的轴承游隙和变形的变化量;

- 负载下的箱体和行星架变形的变化量。

如果没有统计数据可用时， $f_{\Sigma\gamma}$ 的值可以由以上这些单独影响因素数值的均方根求得。注意在将独立的评估值增加到 $f_{\Sigma\gamma}$ 时，应采用正确的符号。

齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 根据ISO 6336-1—2016方法B由 $K_{H\beta}$ 计算得到。

5.5.2.4.2 齿面接触数值分析

风力发电机组齿轮的设计应同时对齿形方向（见5.5.3.2）和齿轮螺旋线方向（见5.5.3.3）的齿面载荷分布情况进行数值分析，从而得到载荷在整个接触区域的局部分布状态信息。齿面接触载荷分布的数值分析至少应要考虑如下几个方面：

- 相邻齿啮合的影响；
- 轴承工作游隙的影响；
- 轴、箱体、转架和轴承的挠曲变形影响；
- 接触区边缘局部刚度不连续的影响。

此外，应检查最大运行载荷、极限载荷和用式(2)计算的齿轮啮合螺旋线偏差分量的接触应力。应特殊考虑避免在接触区域边缘应力升高。

如果齿面接触数值分析得出的数值 $K_{H\beta} < 1.15$ ，在评估计算时应取 $K_{H\beta} = 1.15$ 。计算的载荷分布结果需按照7.1所述的试验进行验证。

5.5.2.4.3 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ ，是考虑几个齿同时啮合产生的各齿间载荷分布不均匀的影响。如果齿轮精度能达到表4的要求，齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 可以取1.0。

5.5.3 齿轮修形

5.5.3.1 综述

齿轮应进行齿形修形和螺旋线修形，以减小齿形偏差、部件弯曲和扭转变形（如齿、轴、轴承、箱体等部件）、制造和装配误差等产生的不利影响。合理的齿形和螺旋线修形可以增加齿轮承载能力并减小运行噪声。进行齿形和螺旋线修形计算所使用的设计载荷应选择对齿面疲劳影响最大的载荷段（载荷等级）。

5.5.3.2 齿形修形

计算齿形修形的载荷段（载荷等级）应仔细选择，因为修形只能在某个载荷段（载荷等级）下进行计算，且修形量过大会带来更大不利影响。由于风力发电机组的齿轮载荷在不断变化，因此选择齿形修形的载荷段（载荷等级）就显得非常关键。修形设计需要考虑所有载荷段（载荷等级）的影响、胶合风险、制造误差、噪声以及低载荷和变化载荷下的重合度的影响。

5.5.3.3 螺旋线修形

由于风力发电机组的齿轮载荷在不断变化，计算螺旋线修形的载荷段（载荷等级）应仔细选择，因为修形只能在某个载荷段（载荷等级）下进行计算，且修形量过大会带来更大不利影响。修形设计需要考虑所有载荷段（载荷等级）的影响、制造及运行误差、螺旋方向载荷分布和噪声。

5.5.4 齿轮材料

齿轮的材料、加工过程、热处理和质量保证的所有要求应至少满足ISO 6336-5—2016中的MQ级。许用应力值 σ_{Hlim} 和 σ_{FE} 应根据ISO 6336-5—2016中所选用材料的质量等级进行选取。

齿面的有效硬化层深应根据ISO 6336-5—2016进行设计。为避免硬化层剥落，可以选择比ISO 6336-5—2016中推荐值稍小的硬化层深，但应经过计算和测试验证。对于硬化磨削齿轮应评估热处理变形和磨削后的硬化层深变化。

表面硬化的内齿轮比调质齿轮具有更好的耐磨性能。

5.5.5 齿轮精度

齿轮精度应不低于表4中的值。齿轮件的几何精度应按照ISO 1328-1进行规定。表4给出了允许的齿轮最差精度等级。当齿轮安装到轴上后，齿轮的精度可能会变化。因此，装配后的齿轮应满足表4中的精度等级要求。如果采用较高的齿轮精度等级，应考虑齿轮和轴装配后再进行磨削加工。

表 4 齿轮精度要求

齿轮类型	精度等级
外齿轮	5
内齿圈	7

由于生产工艺的限制，氮化内齿轮的跳动和齿距累积总偏差可以采用8级精度。

5.5.6 齿轮加工

5.5.6.1 加工方法

齿轮件的制造工艺和方法应进行规定。

所有外齿轮切削加工应留有足够大的沉切，以避免磨削后出现台阶。当采用圆头留磨滚刀进行加工时，刀具的顶部圆角半径最小值为 $0.25 m_n$ 。齿根强度应使用齿根最终形成的几何形状进行计算。

所有齿轮的齿顶和齿端面都应进行倒圆或倒角，倒圆和倒角的要求值应在图纸上进行规定。

如果出现了齿根台阶，应评估其对齿根弯曲强度的影响。推荐采用FEA或其他方法评估最恶劣的缺口位置、深度和半径的最严重组合对齿根强度的影响。如果不能采用以上方法，可以参照ISO 6336-3—2006的7.3，用系数 Y_{Sg} 来评估最严重的情况带来的影响。

设计时，应书面规定材料最大去除量、形状和位置等边界条件，并保证寿命符合要求。加工后的所有齿轮应进行检查，确保在边界要求的范围之内，并记录于质量文档中。如果检查结果在边界条件要求之外或者齿根的安全系数低于5.5.1的要求，则该轮齿不允许使用。

5.5.6.2 齿面粗糙度

风力发电机组齿轮要求齿面光滑，以确保足够的承载能力。光滑的表而对于抵抗微点蚀尤为重要。对于外齿轮，允许的最大齿面粗糙度应为 $R_a=0.5\ \mu\text{m}$ ；对于内齿轮，允许的最大齿面粗糙度应为 $R_a=1.6\ \mu\text{m}$ 。

对于磨削表面， R_a 的值约为 R_z 值的1/6。因此，对于磨削表面，以上要求可以转化为外齿轮 $R_z\leq 4.8\ \mu\text{m}$ ，内齿圈 $R_z\leq 9.6\ \mu\text{m}$ 。

喷丸不可作为齿面最后一道加工工序。

5.5.6.3 磨削烧伤检查

应对齿面磨削烧伤进行控制。制定取样计划对磨齿后的烧伤进行检查。取样频次应依据过程控制的有效性和类似零件的报废率。

任何低于100%的抽样计划应有正式的书面工艺能力研究报告支撑，以证明要使用的特定工艺过程和磨削加工工序能保证加工的齿面不会出现磨削烧伤。

按照ISO 14104进行的齿面烧伤腐蚀检查是一种公认的、有效的检查方法。工作齿面应达到B1级或更高水平，非工作齿面要达到B2级或更高的等级。其他的检查方法应经过风力发电机组制造商和齿轮箱制造商共同认可。

5.5.7 其他要求

- 直齿轮和斜齿轮的宽径比应小于1.25。
- 应选择合适的变位系数，以提高齿轮的承载能力。
- 为保证轮齿强度，外齿轮轮缘厚度应大于 $3.5 m_n$ ，内齿轮轮缘厚度应大于 $5 m_n$ 。

5.6 轴承

5.6.1 轴承失效风险

滚动轴承一般通过计算基本额定寿命（抗次表面疲劳失效能力）和静态安全性能（抗极限载荷下的塑性变形能力）进行应用选型。这两种计算方法已经得到了广泛的应用。然而，在风力发电机组齿轮箱中已经发现了一些其他的轴承失效模式，如打滑，无法完全用这两个方法进行评估。

为了将这些失效模式的风险降至最低，合适的轴承选型和良好的设计应用经验是不可或缺的。有些设计理念是互相矛盾的。例如增大轴承滚子直径会提高轴承的静态承载能力，降低塑性变形的风险，但同时会增加打滑和粘着磨损的风险。

图2表明了不同的设计准则如何影响轴承的选型。性能限制曲线之间的灰色区域是轴承应用的安全区域。图2不能直接用于设计目的，因不同轴承的性能限制曲线，其相对位置有非常大的区别。

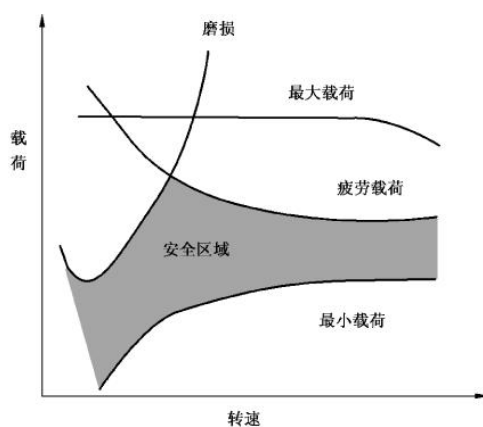


图 2 轴承选型准则范例

除了基本额定寿命及静态安全性能，轴承选型还需要考虑的其他方面如下：

- 安装及拆卸；
- 轴承类型与实际应用位置的适用性；
- 不对中；
- 低载荷工况；
- 离心力；
- 振动；
- 抗颗粒物污染能力；
- 热膨胀；
- 供油和排油条件；
- 系统固有频率；
- 载荷分配；
- 需着重考虑不同轴承间的相互作用，因其影响整个轴系的动态性能；
- 轴承套圈的材料及热处理。

在轴承选型过程中，要考虑全部时间序列载荷谱。对具体的齿轮箱设计和不同失效模式的载荷数据处理方法，需要进行记录。

设计时，应该考虑电流通过、水分侵入等潜在影响、并尽可能避免这些情况发生。

轴承推荐基于以下假设：

- 按照本文件及轴承制造商的建议选择适当的轴承尺寸；
- 轴承的载荷谱应包括所有的外部 and 内部的载荷；
- 按照本文件及轴承制造商的建议保证轴承充足的润滑；
- 按照本文件及轴承制造商的建议设计相邻的部件。

GB/T 24611—2020列举了轴承主要的失效模式，其中大多数都曾在风力发电机组齿轮箱中出现过。轴承可能在多种失效模式的共同作用下发生损坏。

5.6.2 轴承选型

5.6.2.1 技术规范

风力发电机组齿轮箱的轴承布置设计需要齿轮箱制造商和轴承制造商合作完成。为了确保双方合作时信息的完整传递，齿轮箱制造商需要对轴承布置制定一份详细的技术规范。以下条款列出了技术规范需要明确的最低要求。

5.6.2.2 接口信息

对于已选择的轴承布置设计，需要明确以下方面：

- 相关数据的参考坐标系和参考点；
- 齿轮箱中轴承的接口信息描述，如：
 - 齿轮箱中齿轮和轴承的相对位置和尺寸；
 - 轴和轴承座的直径尺寸、尺寸公差、形位公差、表面粗糙度和表面硬度；
 - 支撑轴肩、轴承座和盖板相邻结构的尺寸、尺寸公差、形位公差和粗糙度；
- 轴承周边结构的刚度；
- 供油流量、压力、温度及回油等。

所有的技术规范信息和初始设计假设应以文件形式提交给认证机构审核。

- 技术规范

5.6.2.3 运行工况

对每个接口的定义，应提供描述相关运行环境和运作包括动态激励的信息，例如：

- 力；
- 弯矩；
- 转速；
- 运动；
- 偏移量；
- 不对中量；
- 变形量；
- 加速度；
- 温度—名义值、最大和最小值。

5.6.3 轴承材料

轴承套圈采用渗碳工艺的材质推荐满足GB/T 3203的G20Cr2Ni4A或者性能相近材料。对于贝氏体通淬工艺，推荐采用满足GB/T 18254—2016的GCr18MoA或ISO 683-17—2014的100CrMo7-3/100CrMo7-4，或者性能相近材料。冶炼工艺推荐为恒熔速电渣重熔钢，质量不低于高级优质钢的要求。滚动体的材质应达到GB/T 18254中特级优质钢的要求。

轴承钢质量评价的重点如下：

- 化学成分；
- 钢的纯净度（宏观夹杂物及非金属夹杂物）；

- 炼钢工艺；
- 碳化物；
- 低倍；
- 表面质量。

5.6.4 轴承与轴和轴承座的配合

轴承套圈与轴和/或轴承座之间的相对运动（包括轴向和径向），可能导致微动腐蚀或粘着磨损，如擦痕等。同时，轴承内/外圈的相对运动可能会影响轴承的运动学性能，例如，某个套圈没有轴向定位。轴和轴承座的配合选择应能防止或减小这种相对运动。若不能实现，应采用附加方法减小相对运动带来的影响。

实际应用中存在变化载荷和振动工况的影响，应采用轴承制造商推荐的大过盈配合以减小轴承蠕动和微动腐蚀的风险。选择合适的配合和公差应考虑的因素有：

- 旋转工况；
- 载荷大小；
- 轴承类型；
- 轴承内部游隙和配合表面粗糙度；
- 温度状况；
- 要求的运行精度；
- 轴和轴承座的设计及材料；
- 浮动轴承的浮动量；
- 许用胀紧力；
- 便于安装和拆卸。

若紧配合并不能完全避免轴承套圈的相对运动，或有些情况下并不适用采用紧配合（如：装配问题、非定位轴承需要的轴向位移、四点接触球轴承的外圈）。在这些情况下，设计时应采用适当的附加方法来减少相对运动或减轻由此带来的损伤，如定位销、轴向压紧或适当的表面涂层等方法。

当载荷相对于轴承外圈为定方向时，可以使用定位销，但安装位置应避开承载区域。如果采用定位销，则要考虑轴承套圈的应力集中问题。定位销和沟槽的设计和安装位置需要经过轴承制造商认可。所采用的摩擦系数、蠕动载荷、定位销尺寸、定位销上的载荷和连接强度都要有文件记录。

行星轮内孔的表面硬度应不小于55HRC，以抵御因无法避免的外圈蠕动带来的严重磨损。需要特别注意行星轮轴承外圈的轴向移动风险。影响因素有斜齿的反作用力、齿轮轮缘扭曲变形，加工表面的方向性纹理等。

与行星轮轴承外圈配合的行星轮内孔至少采用R6的公差。根据运行工况和行星轮的设计，也可以采用其他的配合。除球面滚子轴承外，行星轮轴承内圈要压紧以避免转动。

如果行星轮轴承内圈的相对运动不可避免，配合面包括支撑轴、卡环和定距环的表面硬度至少应达到55HRC。

5.6.5 轴承保持架

引导和分隔滚子（例如SRB）的轴承保持架材料应选择钢质或铜质。对于仅用于分隔轴承滚子的保持架，可以考虑其他材料，但应保证其在设计寿命内能有效抵抗由于运行温度和润滑油导致的老化。采用其他保持架材料时，应获得买方、风力发电机组制造商和齿轮箱制造商的共同认可，并依据其风场应用经验评估结果。

对于外径 $<1.2\text{m}$ 的圆锥滚子轴承，可以采用冲压保持架，材料推荐冲压性能良好的JIS G3131—2010的SPHD、SPHE材料或EN 10111—2008的DD12、DD13材料。

对于外径 $\geq 1.2\text{m}$ 的圆锥滚子轴承，推荐采用实体机加工保持架，材料推荐GB/T 1591—2018的Q355C材料。

对于圆柱滚子轴承采用的实体保持架，应满足GB/T 1176—2013的ZCuAl10Fe3Mn2铝青铜或性能相近的材料。

5.6.6 轴承游隙

轴承的初始内部游隙选择应能容许大的过盈配合和温度变化。合理的游隙选择应考虑起停工况和公差极限值。选择合适的径向游隙以尽减小齿轮啮合的不对中量，这一点对齿轮箱中承受叶轮载荷的低速轴系尤为重要。

计算轴承修正额定寿命的工作游隙时，需考虑受以下影响因素：

- 轴承初始游隙；
- 轴、轴承座和轴承内外圈的配合公差；
- 特定配合表面的光滑度；
- 轴承内、外圈的温度梯度（见表5）；
- 材料的热膨胀系数；
- 工作温度。

装配时的静态变形会影响轴承的工作游隙。在确定轴承工作游隙时，需要运用公差的统计学分析。如果不可行，则应采用全公差总和的2/3。另外，应检查公差配合的极限值。

表5提供了轴承在连续运行时内外圈的温度差。某些情况下，温度差可能会增大，例如，机组在高风速需要辅助风冷的工况启动时，或机组在低温条件下启动时。确定轴承工作游隙时需考虑这些极端工况。在计算轴承修正额定寿命时，轴承工作游隙和确定该游隙所采用的假设条件应进行记录。

表5 用于计算轴承工作游隙的温度梯度

轴承位置	连续运行时轴承内、外圈的温差 K	
	叶片运行额定功率 $\geq 500\text{kW}$	叶片运行额定功率 $> 2\text{MW}$
输出轴	10 至 20	15 至 30
高速中间轴	5 至 15	10 至 20
低速中间轴	0 至 10	5 至 15
行星轮	-5 至+5	-5 至+5
低速轴	0 至 5	5 至 10

确定的轴承内部工作游隙应在齿轮箱的型式试验过程中进行验证,例如可以进行温度测量或者观察轴承的接触痕迹。

5.6.7 轴承装配

在安装过程中,轴承很容易受到损伤。要使用适当的工具和技术来装配轴承,最大程度降低损伤风险。应遵守轴承制造商提供的轴承装配规范和建议。

例如,图3展示了圆柱滚子轴承盲装时存在的风险,应避免盲装。

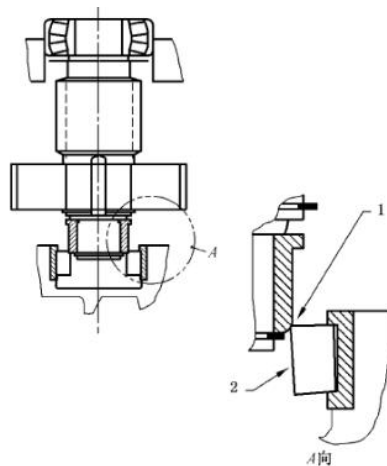


图 3 轴承盲装

说明:

1——滚子卡在内圈滚道;

2——滚子翘起;

5.6.8 轴承润滑

5.6.8.1 润滑油清洁度

润滑油清洁度是轴承可靠性的重要影响因素。目前先进的过滤系统,可达到较低的颗粒度等级,有利于轴承的使用寿命。在GB/Z 36517—2018轴承计算的标准中,采用清洁度系数 ec 表示润滑剂的清洁度状况。

对于有过滤系统的轴承计算,润滑油清洁度等级至少采用ISO 4406的-/17/14,除非经过证明可以达到更高的清洁度等级。

应确保风场实际运行时的清洁度等级要比计算时采用的清洁度等级更好一级,并且整个系统能够保持这样的清洁度等级(表10)。

5.6.8.2 润滑油温度

计算黏度比 k 应基于轴承工作时的润滑油温度(见表6)。温度值应根据实测的数值进行调整(见7.2.3)。对于轴承额定寿命计算,黏度比按GB/T 6391—2010确定。

6.3.2中定义了油池温度为稳定工作状态下的润滑油温度。6.3.3中定义了稳定工作状态下的进油温度。如果油池温度和进油温度未知，应采用比风力发电机组制造商规定的停机温度低5度的温度。

表 6 计算黏度比 k 的轴承润滑油温度

轴承位置	飞溅润滑的轴承润滑油温度K	强制润滑的轴承润滑油温度K
输出轴	油池温度+10	进油温度+5
高速中间轴	油池温度+10	进油温度+5
低速中间轴	油池温度+5	进油温度
行星轴	油池温度+5	进油温度
低速轴	油池温度	进油温度

进油温度和油池油温度应经过风力发电机组制造商的现场试验确定。验证结果应在设计确认过程中进行讨论（见第7章）。

齿轮箱制造商、风力发电机组制造商和轴承制造商需共同确认对风力发电机组中哪个轴承进行温度监测、停机限制条件，以及超过限制条件后的控制系统的动作。

5.6.9 轴承静强度计算

在规定的极限设计载荷下（见5.4.2），所有轴承的静态安全系数应至少达到2.0。

静态安全系数应使用实际的内部载荷分布进行计算，详细模型见GB/Z 36517，按照GB/T 4662计算得出的 S_0 只是一个近似值。行星轮轴承的内部载荷分布的计算应包括齿轮箱制造商提供的齿轮载荷偏移量。偏移量是在受力的影响下，齿轮啮合力的实际作用点相对齿轮中心位置在轴向方向的位移。

5.6.10 接触应力

轴承接触应力应在Miner当量动态轴承载荷下进行计算，并做文件记录，其值不得超过表7中的数值。接触应力应该按照GB/Z 36517进行计算。不同计算方法的差别应该由轴承制造商、齿轮箱制造商以及风力发电机组制造商共同协商确定。推荐采用GB/Z 36517—2018进行高级接触应力计算。

表 7 Miner 当量动态轴承载荷下轴承最大接触应力指导值

轴承位置	转速范围 $n * D_{pw}$	最大接触应力 P_{max} (MPa)
高速中间轴	25000-220000	1650
低速中间轴	10000-60000	1650
中速太阳轴	10000-60000	1650
中速行星轴	20000-150000	1550
低速行星轴	10000-60000	1550
低速轴	5000-15000	1650

注1：表中指导值是从当前的齿轮箱设计经验中得到的，与速度指数 $n * D_{pw}$ 相应的范围对应。

注2：表中指导值适用于目前通用的、高质量硬化轴承钢，根据良好制造经验和基于成熟设计的滚动接触面形状进行制造

的轴承。

注3：表中指导值适用于设计寿命为20年的风力发电机组。

注4：通常，对于输入轴没有可用的当量载荷。

5.6.11 轴承额定寿命计算

修正参考额定寿命 L_{nmr} 应依据 GB/Z 36517 计算得出。许用的失效概率 n 应由风力发电机组制造商指定，但应保证 n 等于或者小于 10。计算的修正参考额定寿命 L_{nmr} 应该达到或者超过齿轮箱规定的设计寿命。

基于 GB/Z 36517,如果综合修正参考额定寿命 L_{nmr} 大于 10 倍的基本参考额定寿命 L_{nr} ,那么综合修正参考额定寿命 L_{nmr} 应设定为 10 倍的 L_{nr} 。

计算应该使用由风力发电机组制造商提供的载荷谱逐段进行。修正参考额定寿命 L_{nmr} 可以由以下公式计算得出。

$$L_{nmr} = a_1 \frac{\sum q_i}{\sum_{L_{10mr,j}} \frac{q_i}{L_{10mr,j}}} \dots\dots\dots (3)$$

式中：

L_{nmr} ——在 (100- n) % 的可靠性下，修正参考额定寿命的小时数；

n ——失效概率的百分比；

a_1 ——依据 GB/T 4662 的寿命修正系数；

$L_{10mr,j}$ ——第 i 载荷段在 90% 可靠性下，依据 GB/Z 36517 计算的修正参考额定寿命；

q_i ——第 i 载荷段的持续的时间（如果转速恒定）或者转数。

有时需要简化载荷谱段数以加快数据的处理进程。例如当考虑轴承周边结构件的弹性影响等情况时。简化载荷谱的方法应该由轴承制造商、齿轮箱制造商以及风力发电机组制造商共同确认，并且需要记录在轴承寿命计算报告中。

修正参考额定寿命 L_{nmr} 需要通过调整寿命修正系数 a_1 以满足可靠性的要求，影响寿命修正系数的因素有：

- 径向、轴向和弯矩载荷；
- 轴承内部设计；
- 内部工作游隙；
- 行星转架、轴承以及轴系的弹性；
- 轴承滚动体间的载荷分布；
- 滚动体长度方向的载荷分布：
 - 滚动体和滚道的修形；
 - 滚道接触截面。
- 工作温度下的润滑油黏度；
- 根据 GB/T6391—2010，添加剂在低 K 值下的有效性；
- 工作中的润滑油清洁度；
- 齿轮载荷偏移；
- 行星齿轮间均载系数。

修正参考额定寿命计算可以进一步考虑轴承座的弹性。更深入的计算可以研究不对中量和制造误差对载荷分配和分布的影响。不对中量可以通过公差统计分析获得。应特别注意轴承滚动体和滚道接触处的边缘应力。

行星轮轴承的额定寿命计算应考虑一个恒定的、有代表性的齿轮载荷偏移量，此偏移量应由齿轮箱制造商提供。

偏移量是在受载的情况下，齿轮啮合力的实际作用点相对齿轮中心在轴向方向的位移。应通过计算证明此假定的恒定齿轮载荷偏移量在整个载荷范围内具有代表性。

5.6.12 轴承打滑

低载荷和瞬时载荷工况在风力发电机组中很普遍，在这些工况下，随着齿轮箱和轴承的大型化趋势会增加轴承打滑损伤的可能性。这种损伤会造成轴承过早失效，导致其寿命远低于预期的计算额定寿命。因此，选择轴承时需要考虑这些运行工况。

推荐轴承套圈及滚动体表面发黑处理，满足GB/T 15519及DIN 50938的各项技术要求。最大程度降低打滑损伤风险。打滑损伤风险受以下因素影响：

- 轴承设计和尺寸，包括保持架尺寸、保持架引导方式、滚动体和滚道的内部尺寸及表面状况；
- 速度；
- 加速度；
- 从空载到负载工况的变换频次；
- 润滑因素，如油量、黏度、温度和添加剂；
- 工作内部游隙；
- 受载区的大小和位置，包括预紧载荷；
- 轴承座的弹性；
- 涂层或表面处理的有效性（如果有）。

5.6.13 轴承精度

轴承零件及成品精度要求不低于汇总表 8。

表 8 轴承精度要求汇总

部位	轴承系 列	轴承类 型	精度		
			套圈	滚子	成品
转架	公制	TRB	CSBTS.TC98.57-1999和 CSBT.TC98.20-1997中的6级	GB/T 25767中的Ⅱ级	接近GB/T307.1的5级
	英制		ABMA 19.2中的4级		ABMA 19.2中的2级
行星轮	公制	CRB	CSBTS.TC98.72-1999中的6级	GB/T4661中的G2	GB/T307.1的6级
高速轴	公制	CRB	CSBTS.TC98.72-1999中的5级		GB/T 25767中的Ⅰ级
	公制	TRB	CSBTS TC98.57-1999中的5级		

5.6.14 型式试验

轴承型式试验是为了验证产品能否满足技术规范要求。有下列情况之一时应进行型式试验：

- a) 新产品的试制定型鉴定时无相近尺寸的产品做过型式试验；
- b) 产品的设计、材料或工艺等方面有重大改变时；
- c) 出厂检验的结果与上次型式检验结果有较大差异时；
- d) 在使用中出现重大偏差时。

型式试验指地面台架试验+齿轮箱跑合试验，具体方法、过程、评价指标等，应与齿轮箱及风机主机厂家另行协商确认。原则上由同一供应商同一设计，采用相同工艺生产的同类型产品，应用部位相同，可选择一个型号做型式试验，其它型号不再做型式试验。试验设备初始润滑油的清洁度不低于GB/T 14039—2002中-14/12等级。如果暂时不具备型式试验条件，需与齿轮箱厂家协商确定验证方法。

5.6.15 滑动轴承选型需要考虑的因素

相较于采用滚动轴承采用滑动轴承的风电齿轮箱扭矩密度可以明显提升，传动链长度能减少，齿轮箱重量可降低，成本相应降低。

选用滑动轴承需要考虑的因素：

- a) 风电齿轮箱具有上千余种载荷工况，属于典型的低速、重载应用场景。在运行过程中不仅会承受频繁的启停冲击载荷，以及偏航力矩、风轮重量及其不平衡载荷等非扭载荷。齿轮箱复杂的结构耦合变形，容易引起滑动轴承轴颈与轴瓦边缘接触，造成早期失效。通过采用“径向滑动轴承+推力滑动轴承”组合设计能够使滑动轴承具备承受非扭载荷的能力；
- b) 通过采用柔性销滑动轴承设计，可以改善非扭载荷作用下滑动轴承受力状态与行星级均载性能。
- c) 通过滑动轴承轴颈良好的修形设计，可以降低非扭载荷作用下轴颈与轴瓦边缘接触风险；
- d) 通过优化滑动轴承宽径比、相对间隙和比压等设计参数，可以保证滑动轴承的最小油膜厚度，降低摩擦功耗；
- e) 通过控制进油压力、温度和流量，可以保证油膜厚度满足要求。避免因供油不足引起的动压润滑油膜中断和干摩擦接触。

5.7 连接和密封

5.7.1 花键

传递扭矩的柔性花键设计时应注意防止磨损腐蚀。在ANSI/AGMA 6123中的内部耦合条款可获得关于这个话题的更多信息。

浮动设计如太阳轮，其外花键应修鼓形来避免运动时产生边缘应力。外花键和内花键应进行表面硬化处理。

花键应进行适当的润滑以防止磨损腐蚀，建议采用强制润滑。流经花键连接处的润滑剂，应能带走所有杂质，并直接返回到油池中。

5.7.2 紧固件

5.7.2.1 通用要求

所有的紧固件需要达到公制8.8级或者更好。紧固件尺寸、拧紧扭矩、配合参照ANSI/AGMA 6001或者经过试验认可。只要可行，紧固件应采用标准的型号和处理。

在应采用10.9级或12.9级高强度紧固件进行传递载荷时，需要符合以下要求：

- 如果高强度钢(830N/mm²或者更高)制成的紧固件需进行镀层处理，应严格遵守质量控制程序避免氢脆。氢脆可导致低延展性，从而可能引起螺母、垫圈及螺栓等出现开裂、断裂等现象；
- 应控制高强度紧固件的采购来源；
- 应控制电镀流程的替代或者更改；
- 紧固件应按批次取样并进行应力应变测试。

5.7.2.2 内部紧固件

铆合或锤击是连接不同部件的一种低性能的应用。铆合利用局部屈服固定两个部件，仅用这种方式是不可行的。紧固件如定位螺钉、螺栓、螺母、销以及其他配合件更加可靠。

5.7.2.3 箱体连接件

所有密封胶的应用需参照制造商的说明书。如果为了拆装齿轮而采用分离箱体，应防止漏油。O型圈和密封胶应与润滑剂相兼容。分离平面箱体应有定心装置，如定位销。轴承不能用于箱体定心。

齿圈与箱体之间采用周向的螺栓连接时，需要进行特殊的设计考虑，避免部件间的相对运动及磨损。连接件在设计螺栓拉力下通过摩擦力应能够传递最大运行载荷，并应有一定的安全余量。如果摩擦力不够，应配合采用足够多的定位销来传递极限扭矩，并应保证在与定位销配合的箱体表面应力不超过允许值。计算销的传扭能力不应考虑紧固螺栓的摩擦力。

设计箱体连接件时，应考虑以下参数：平面度、螺栓位置、变形、连接密封、分面位置（考虑重复装配）的位置、铰平面（用于螺栓）、沉孔、轴承的定位压板。

5.7.3 传扭销

如果紧固螺栓产生的摩擦力不足以传递极限扭矩，应配合使用传扭销。传扭销设计时不应考虑紧固螺栓的摩擦力，且配合面应力不超过允许值。

5.7.4 密封

在高速轴和低速轴处都应设计密封防止漏油，并采用适当的V型封防止外界灰尘与水气进入。在设计密封系统时，应仔细考虑轴向窜动、过热、维修以及密封件的性能参数等。密封材料应与润滑剂及及周边环境相兼容。

由于密封件的寿命是有限的，其型号及预期寿命需要齿轮箱制造商与风力发电机组制造商共同讨论决定。迷宫密封要优于唇口密封，因为唇口密封寿命相对较短并且在风力发电机组中很难更换。密封件材料不应对人体及环境造成危害。

5.8 结构件

5.8.1 简介

本条定义了风力发电机组齿轮箱的结构件刚度分析、强度校核和疲劳校核。

结构部件是一个机械组件，该组件是风力发电机或齿轮箱主要结构的一部分。它传递了变化的或者恒定的载荷。通常，这些零件不是轴对称部件（即非旋转对称）。

应对下述所列结构件进行强度校核：

- 扭力臂；
- 行星架；
- 其他任何传递主要载荷的结构件。

5.8.2 刚度分析

齿轮和轴承对不对中非常敏感，过大的变形会造成不适当的运行和（或）与其他零部件发生干涉。因此变形和刚度的考虑在风力发电机齿轮箱的设计过程中是很重要的。

5.8.3 强度分析

5.8.3.1 概述

强度校核是用零部件的应力与许用极限应力进行比较。

局部安全系数 γ_n （失效的后果）和 γ_m （材料）应按照IEC 61400-1—2019选取。

认可的材料代码的使用须与IEC 61400-1—2019一致。

5.8.3.2 应力与应变

零部件应力受设计载荷、内部载荷以及接口处的相对位移影响。应力等级取决于载荷、形状、材料属性与边界条件。

应力与应变应采用数学解析模型或者数值分析工具进行，如FEA。

分析时可以进行适当简化（包括边界条件），也可以采用子模型的方法。但是需要证明，使用这些方法，强度评估的精确性不会降低。局部应力应在胡克定律的线弹性理论假设下进行计算。这仅仅适用于应力低于材料屈服强度的情况。

在某些情况中，载荷导致的边界条件变化会引起非线性行为。如果合适，这些影响可以通过适当的方法使其线性化。生成的应力场应与对应的载荷等级成比例。该应力可以通过式(4)计算得出。

$$\sigma = c \cdot L \dots\dots\dots (4)$$

式中：

σ —应力；

L —所施加的载荷。

进一步可以假设一个应力场，该应力场是由单个的载荷（如：外部载荷、内部载荷、预紧力）所产生的应力场线性叠加产生。

$$e_{\sigma_{..}} = \sum c_{i..k} \cdot L_k \dots\dots\dots (5)$$

5.8.3.3 有限元分析

有限元分析（FEA）是基于离散单元组成的模型和其对应的边界条件进行的。

FEA模型应有足够的精度来反映物理状态。如：缺口或者高刚度梯度引起的峰值应力或应变。同时应进行网格的灵敏度分析。

5.8.3.4 边界条件

边界条件包括载荷和约束。外部的力、力矩、位移是决定结构件的应力的主要部分。

如果附加的因素会显著增加零部件的应力（如：重力、锁紧配合或螺栓预紧力），计算时也应进行考虑。约束包括平动和旋转的几何边界条件。

施加的约束会对结果的精确性有着显著的影响。为了获得足够的精确性，应去扩展系统使其包括相邻的零部件来代替要研究的零部件的边界条件。

5.8.3.5 材料属性

材料数据应该从国际认可的标准中选取或从材料测试的结果数据中获得，该材料测试根据5.8.5进行。

5.8.3.6 极限和屈服强度

静强度评估应依据本文件或者其他国际公认规范进行。应当对那些导致局部最大应力的载荷组合进行静强度评估。关于极限状态的更多信息可见IEC 61400-1—2019。

结构件的安全度定义为对极限强度（适用屈服强度场合时的屈服强度）的载荷裕度系数 LRF_{μ} 可以根据式(6)计算得出。

$$LRF_{\mu} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{max} \gamma_n} \geq 1 \dots\dots\dots (6)$$

式中：

σ_{max} —表示最大线性弹性应力；

σ_{lim} —在5.8.3.9中定义。

局部安全系数用于计算许用应力值。考虑材料的局部安全系数(γ_m)应采用表8所列的值。失效后果局部安全系数 (γ_n) 定义在IEC 61400-1—2019中。

表9 材料的局部安全系数

特征强度	局部安全系数
R_p	$\gamma_{m,Rp}=1.1$
R_m	$\gamma_{m,Rm}=1.3$

5.8.3.7 对极限或屈服强度的应力假设

结构件的评定应以可能的失效类别为依据。静强度评估时应使用与预期失效类型相对应的应力假设来进行。具体如下：

- 对脆性材料而言，其材料性能符合最大主应力假设。在强度校核过程中，最大和最小主应力都需要考虑；
- 对塑性材料而言，需要用最大的剪切应变能假设 [如：冯·米塞斯(von Mises)] 或者最大剪切应力假设 [如：崔思卡(Tresca)]来描述失效机理。

而其他的应力假设需要经过部件测试，证明其适用性。

5.8.3.8 尺寸影响

材料的屈服和抗拉强度是与结构件尺寸相关。如果尺寸影响不是用试验的方法进行量化的，那么尺寸对材料强度的影响应当依据标准或者参考文献 [如Gudehus和Zenner准则(1999)或Wegerdt、Hanel、Hänel、Wirthgen准则(2003)]确定。

5.8.3.9 许用应力值

许用应力 σ_{lim} 是零部件所能承受的最大局部应力。材料的许用应力值应当从标准中选取或者根据ISO标准进行测试来确定。

标准方法：对于一些材料而言，其抗压强度远大于抗拉强度。证实其适用性后，可采用这些提高的强度数值($R_{m,compressive}$ 和 $R_{p,compressive}$)。

标准的方法中，结构钢与球墨铸铁（球状）的许用应力值根据式(7)计算得出，灰口（层状）铸铁的许用应力值根据式(8)计算得出。

$$\sigma_{lim} = \min \left[\frac{R_p}{\gamma_{m,Rp}}; \frac{R_m}{\gamma_{m,Rm}} \right] \dots\dots\dots (7)$$

$$\sigma_{lim} = \frac{R_m}{\gamma_{m,Rm}} \dots\dots\dots (8)$$

高级方法：如果材料局部应力超出屈服应力，由于局部屈服，缺口的应力应变与载荷之间是一种非线性的关系。此时应使用局部应变评价零部件的静强度。局部应变的分布取决于材料、零部件形状（例如：缺口）和载荷等级。这种影响可以通过截面系数 $n_{pl,\sigma}$ 来表示。图4展示了结构失效状态下分别使用线性假设和考虑塑形的分析方法的情况。

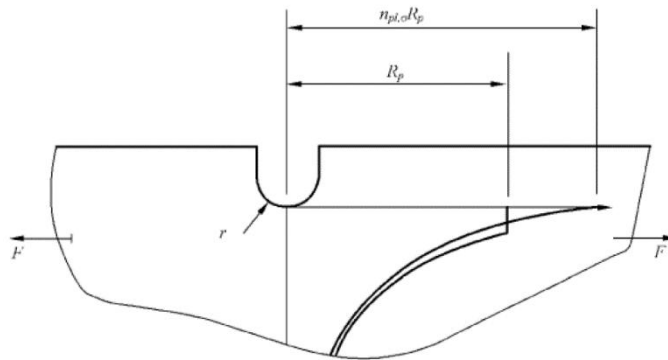


图 4 带缺口零部件的截面系数 $n_{pl,\sigma}$ 定义

截面系数 $n_{pl,\sigma}$ 考虑了应力分布对零部件强度的影响，并考虑了材料的塑性裕度。它表示了线弹性计算的缺口应力 σ_{cl} 增加的多少与屈服强度的关系。该系数适用于局部和整体失效的情况，它通过式(9)来定义。

$$n_{pl,\sigma} = \min(n_{pl,\sigma,LF}; n_{pl,\sigma,GF}) \geq 1 \dots\dots\dots (9)$$

总应变许用值是 $\varepsilon_{lim}=1\%$ 。对采用高级方法而言，许用应力等级可以通过式(10)计算得出。

$$\sigma_{lim} = \frac{R_p \cdot n_{pl,\sigma}}{\dots} \dots \dots (10)$$

除非提供出证明和验证，本高级方法不适用于：

- 表面硬化零部件（通过化学热处理或者热处理）；
- 极限应变 A_3 或 $A_5 < 8\%$ 的层状铸铁、可锻铸铁和球墨铸铁。

如果材料应力超出屈服点并且该区域承受疲劳载荷，那么传统的线性损伤累计概念将不再适用。

5.8.3.10 整体和局部失效

当危险位置处应变超过最大许用应变（ ε_{lim} ）时，材料就会发生局部失效。零部件不总是由于缺口处的局部应力而失效。整体失效可能发生在无缺口的截面或者有不严重缺口的截面。

根据Wegerdt、Wirthgen(2003)参考文献，局部失效的截面系数 $n_{pl,\sigma,LF}$ 可以由式(11)计算得出。

$$n_{pl,\sigma,LF} = \sqrt{\frac{\varepsilon_{lim} \cdot E}{R_p}} \dots \dots \dots (11)$$

当载荷超出总的塑性极限载荷时，零部件就会发生整体失效，产生永久性变形。整体失效取决于材料、零件的形状以及载荷的类型。总塑形载荷许用值 L_p 需要使用弹塑性有限元分析(FEA)进行评估，用FEA方法评估时应使用理想的弹塑性应力—应变曲线。示例如图5所示。

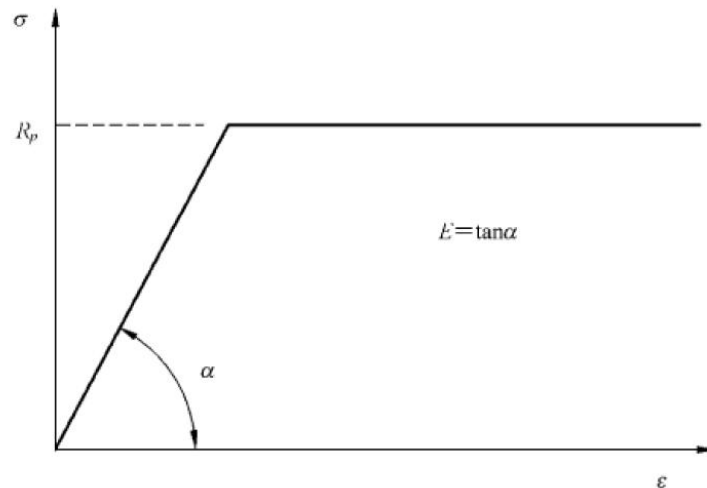


图 5 理想的弹塑性应力—应变曲线

整体失效的截面系数可以通过式（12）计算得出。

$$n_{pl,\sigma,GF} = \frac{L_p}{L_e} \dots \dots \dots (12)$$

式中：

L_e —弹性载荷极限。在该载荷下仅有缺口处的局部应力超过屈服点 L_p ；

L_p —总的塑性载荷极限，在该载荷下零件整体开始屈服。

5.8.4 疲劳分析

5.8.4.1 疲劳强度方法

风力发电齿轮箱结构件的疲劳强度分析应按照本文件进行。如果其他国际认可的分析准则被证实对使用的材料和规定的载荷条件有效时，那么这些分析准则也可以采用。损伤累积的疲劳分析指导准则可以从Dowling (1972)、Haibach (2006)、Matsuishi和Endo (1969) 或Wegerdt、Hanel、Hänel、Wirthgen (2003) 参考文献中选取。

本分析步骤是基于局部应力方法展开的。疲劳强度分析的三种方法（方法A、方法B、方法C）在下文进行了描述。

在所有情况下疲劳强度应使用累计损伤度 D 和疲劳载荷裕度系数 LRF_f 进行描述。

计算时应明确说明是采用幅值（半峰值）还是全幅衡量疲劳应力值，并且任何不一致数据都应进行适当转换。这里假设采用半幅值。

方法A:

针对疲劳载荷时间序列中每一个时间步计算对应的局部有效单轴应力，然后将计算得到的应力变化历程进行循环计数，并且将应力循环次数分类形成由平均应力和应力幅值组成的二维雨流计数矩阵。矩阵中每个载荷段的损伤都应该按照修正的Miner法则（见5.8.4.6）进行计算和累计。推荐方法A适用的载荷条件如下：

- 多轴载荷；
- 部件载荷分量彼此独立变化。

方法B:

局部应力的计算基于包含载荷幅值和载荷平均值的二维雨流计数矩阵进行。方法B仅适用于结构件承受单轴载荷的情况。恒定应力（例如，锁紧配合）同样可以考虑。如果合成应力不是近似同轴的，那么方法B就不再适用。矩阵中每个单元的损伤都应按照修正的Miner法则进行计算并累积。方法B适用以下工况：

- 单轴载荷；
- 预载荷。

方法C:

结构的局部应力等级通过计算转化为等效载荷。等效后的局部应力等级与许用应力等级（一个假定的平均应力）进行比较，进而获得载荷裕度系数（见5.8.4.4）。方法C只能应用于如下载荷条件：

- 单轴载荷；
- 无预加载荷。

5.8.4.2 确定局部应力

局部应力等级（如零部件应力）按照5.8.3.2所述进行确定。所有疲劳设计载荷都应按照IEC 61400-1—2019进行考虑。

方法A中局部应力的确定：

假设材料具有线弹性的性质，系统点s的应力变化历程可以基于弹性应力张量 $e_{\sigma ij}(s, t)$ 的叠加计算获得，见式(13)。它们是转换系数张量 $c_{\sigma ij}(s)$ 与相应时间序列的载荷分量 $L_k(t)$ 的线性合成的结果，正如5.8.3.2中讨论的那样。

$$e_{\sigma ij}(s, t) = \sum_k c_{ij,k}(s) \cdot L_k(t) \dots \dots \dots (13)$$

转换系数 $c_{ij,k}(s)$ 应针对每个特定载荷下的弹性应力分析工况k分别确定。如 $L_k=1$ [见Haibach(2006)参考文献]。

实际应力循环次数应通过应力变化历程采用雨流计数法进行计算，见Haibach(2006)或SAE(1997)参考文献。

方法B中局部应力的确定：

先计算一个单位载荷水平下结构件局部应力等级，再将雨流计数矩阵中的载荷等级转化为对应的应力等级，见式(14)。而由静态载荷（如预应力）而产生的应力添加到平均应力等级中，见式(15)。

$$e_{\sigma ij,a}(s) = c_{ij}(s) \cdot L_a \dots \dots \dots (14)$$

式中：

L_a —每个载荷段的载荷幅值。

$$e_{\sigma ij,m}(s) = c_{ij,m}(s) \cdot L_m + \sigma_{ij,pre}(s) \dots \dots \dots (15)$$

式中：

L_m —每个载荷段的载荷平均值。

$\sigma_{ij,pre}(s)$ —局部预应力张量。

方法C中局部应力的确定：

通过等效载荷计算结构件的局部应力幅值，见式(16)。

$$e_{\sigma a,eq}(s) = c(s) \cdot L_{a,qq} \dots \dots \dots (16)$$

式中：

$L_{a,qq}$ —某个规定的参考循环次数 n_{ref} 下，对应所用材料S/N曲线斜率k的等效载荷幅值。

5.8.4.3 疲劳应力假设

应力假设的选择取决于零部件的载荷和材料类型。

单轴应力条件下可应用的应力假设：

- 对于脆性和铸铁材料，应使用最大主应力假设；
- 对塑性材料而言，已公认有几种不同的应力假设。如果这些应力假设的适用性被证明合理时，则可以使用。

对于多轴应力的情况，需要考虑最大主应力方向随时间变化以及材料类型对疲劳损伤的影响。多轴应力情况下已公认有几种不同的应力假设。只有在证明了其适用性后，这些方法才可以被使用。同时，在某些情况下，需要提供所使用的非标的材料数据。

主应力应通过下述式(17)计算得出。

$$\sigma_{prin} = \begin{cases} \sigma_I, & |\sigma_I| > |\sigma_{III}| \\ \sigma_{III}, & |\sigma_{III}| > |\sigma_I| \end{cases} \quad \text{对于 } \sigma_I > \sigma_{II} > \sigma_{III} \dots\dots\dots (17)$$

5.8.4.4 S/N 曲线

如图6所示，S/N曲线从应力幅值和相对应的应力循环次数两方面表述了材料的疲劳强度特性。

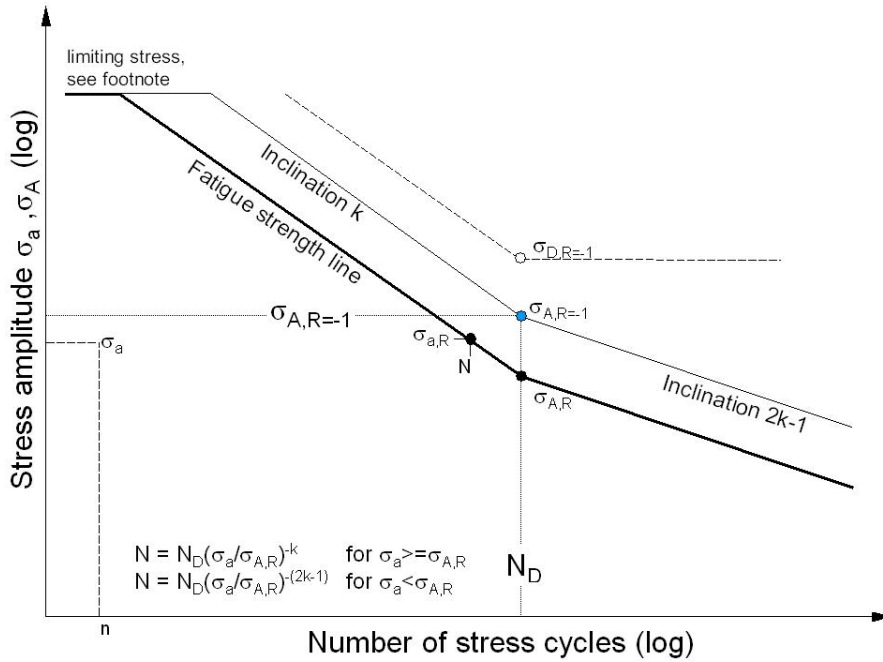


图 6 合成S/N曲线（摘自Haibach，2006参考文献）

原则上，应以统计方法确定的零件材料S/N曲线为基础进行计算。如果没有这些S/N曲线，那么应采用Haibach(2006)、Gudehus和Zenner(1999)、Wegerdt、Hanel、Hänel、Wirthgen(2003)参考文献或类似的权威参考文献中规定的合成S/N曲线进行疲劳分析。

当应力循环次数 $N_i > N_D$ 时，S/N曲线应该从 $\sigma_{A,R}$ 点延伸，此时曲线倾斜（斜率）参数为 $2k-1$ ，这里 k 是疲劳强度线的倾斜参数，Haibach(2006)参考文献。在这里，许用应力循环次数 N_D 是指在理想测试条件下（没有腐蚀影响等），S/N曲线中恒定幅值 σ_D （拐点）所对应的应力循环次数。

合适的极限值取决于发生的应力和应力幅值。

5.8.4.5 疲劳强度的影响

在计算应力幅值或者应力范围时需要考虑下列因素对疲劳强度和谐减系数的影响。

- 应力梯度；
- 表面粗糙度；
- 表面处理；
- 平均应力影响；
- 尺寸影响；
- 材料局部安全系数；

- 失效后果局部安全系数。

注：失效后果局部安全系数是从载荷中除去的。

5.8.4.6 疲劳局部安全系数

5.8.4.6.1 钢材局部安全系数

钢的材料局部安全系数 γ_m 应从 IEC 61400-1—2019中选取。铸铁局部安全系数

表10中铸铁材料局部安全系数 γ_m 考虑到了铸造缺陷，该铸造缺陷是基于合成S/N曲线对局部铸造质量的要求。

表 10 铸铁材料的合成 S/N 曲线的局部安全系数 γ_m

材料性能	γ_m		
	1	2	3
铸造质量等级（依据EN12680-3）			
$\gamma_m(P = 50\%)$	1.5	1.75	2.0

注：表中安全系数是假定表面和内部缺陷检测的情况下才适用。

零部件的质量等级应通过对已知危险区域进行无损检测来确定。无论是铸件图纸还是加工图纸，检测的区域都需要在制造图纸中以适当的方式标识。

5.8.4.6.2 从材料试样确定的局部安全系数

对于来自试件本体的试样材料进行测试时，测试数据应根据ISO 5725-2或者适当的方法进行统计确定。S/N曲线是应基于生存概率为97.7%来进行确定。此时材料局部安全系数 $\gamma_m=1.25$ 。测试应根据ISO17025在公认的实验室中进行。

5.8.4.6.3 失效后果的局部安全系数

失效后果的局部安全系数在IEC 61400-1—2019中进行了说明。

5.8.4.7 损伤累积

对于方法A和方法B(见5.8.4.1),损伤应根据修正的Miner法则(Haibach2006)进行计算。按照式(18),损伤应小于或者等于1:

$$D = \sum_{i=1} D_i = \sum_{i=1} \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \dots\dots\dots (18)$$

这里 n_i 是载荷段“ i ”的应力循环次数， N_i 是载荷段“ i ”的载荷幅值在图6所示的S/N曲线上对应的循环次数。

疲劳强度的载荷裕度系数 LRF_f 表示了结构件疲劳强度，可以用式(19)进行估算:

$$LRF_f \approx \left(\frac{1}{D}\right)^{1/K} \geq 1 \dots\dots\dots (19)$$

对于方法C的评判标准是疲劳强度的载荷裕度系数 LRF_f 应大于1;

$$LRF_f \approx \frac{\sigma_{AR}}{\sigma_{a,eq}} \left(\frac{N_D}{n_{ref}}\right)^{1/K} \geq 1 \dots\dots\dots (20)$$

应力幅值 $\sigma_{a,eq}$ 应通过5.8.4.3中描述的单轴应力状况的应力假设进行计算。在确定 L_{eq} 和 σ_a 时，指数 k 应等于S/N曲线的斜率 k 。对于方法C，由于外部载荷所引起的平均应力等方面的信息是未知的，因此，计算时假设应力比率 $R=0.5$ 。应说明的是：在高平均载荷的情况下，应力比率0.5可能是不保守的。在这种情况下，平均应力影响应以保守的方法进行考虑。

5.8.5 材料测试

材料试验文件（符合性声明）应符合ISO 10474-2013或者等价的EN 10204,并且详述风力发电机组制造商和齿轮箱制造商达成的质保计划。这些文件应包含标准规定下的测试结果或者要求中额外同意或者提出的测试结果。

对于那些承受高的静态或者周期载荷并且对于齿轮箱的完好性很重要的零部件试验证书，应按照ISO 10474-2013提交。

材料的静态特性（例如屈服强度和拉伸强度）应根据国际标准以试验的方法来确定。

5.8.6 文件

5.8.6.1 概述文件

从技术和计算的观点来看，计算分析的文件应该和其他文档（图纸，规范等）形成一个统一的整体。这里应注意的是计算分析中用到的相邻零部件和结构区域的关联性应包含在文件中。

5.8.6.2 应力和应变的确定

对机械结构模型有影响的输入描述应当澄清。除负载和变形之外，影响因素还包括温度、预应力以及可接受的缺陷。

所有边界条件（如：约束、材料特性和应用的载荷）应尽可能清楚地记录。所有的几何简化：忽略的钻孔倒角，倒圆等应当说明并参照结果证明其合理性。

材料数据的依据（如标准、准则、测试等）应当记录。如果使用FEA程序，完整的模型应进行详细的记录。

5.8.6.3 静态强度评估

极端载荷分析的结果应连同评估给出，推荐和单位载荷的结果一起给出。应保证载荷和它们在图表中描述之间的一致性。

对于考虑材料非线性的静强度评估，除了局部的弹塑性应力外，还应对局部的应变进行评估。在静态强度评估中，应包含载荷裕度系数的描述。

5.8.6.4 疲劳强度评估

评估结果，包括对5.8.4中描述的规定因素的考虑，并包括有关的整体FE模型或先前选择的局部位置（例如：危险横截面、应力集中处）的描述。

应力值应该与许用值进行比较，应详细记录许用应力等级（例如：材料特性、材料质量等级），同时标示出参考依据。更多的注释，尤其是特殊的疲劳校核，在5.8.4中也已经给出。应对质量等级的级别

进行记录，并与图纸、计算、规范中的质量等级级别保持一致。在疲劳强度评估中，应包含载荷裕度系数的描述。

6 润滑

6.1 概述

齿轮箱采用喷油润滑。长时间停机期间，应周期性地喷油，以减小损坏风险。保证润滑油清洁度，避免喷嘴堵塞。

6.1.1 类型

飞溅润滑和压力润滑是功率>800kW的风力发电机组齿轮箱中采用的两种主要润滑类型。除了干油池齿轮箱，这两种润滑类型可以同时使用。润滑剂黏度影响系统的设计，从泵的尺寸到管道。风力发电机组制造商和齿轮箱制造商应就润滑泵及润滑系统的规范达成一致。取决于结构的要求，可能会定义诸如泵的位置、管路型式、软管、接头、过滤元件类型、过滤器更换周期和油池中的油量等特征。当风力发电机组长时间离线或没有电时，应采用额外的方法提供齿轮箱所需的最小润滑油量。

6.1.2 飞溅润滑

飞溅润滑不使用油泵将润滑剂供应到齿轮啮合点和轴承。它依靠齿轮引导润滑油到润滑轴承的通道。为了给齿轮和轴承提供充足的润滑油，低速齿轮应浸入油池至少两倍的齿高。油位的高度应设计在保证为轴承和齿轮提供充足的润滑剂的同时还应使搅动最小化。齿轮箱体应设计沟槽，以引导飞溅到箱体内壁上的润滑剂流到轴承处。飞溅润滑系统应设计一个离线过滤系统来控制污染并且防止颗粒分布到关键的齿轮和轴承表面。离线过滤系统应被设计成有能力将润滑剂的清洁等级维持在比轴承寿命计算中的假设清洁度等级高一级的水平。

6.1.3 压力润滑

额定功率500kW的齿轮箱应通过一个油循环系统进行润滑，该润滑系统配备有在线过滤器、离线过滤器或者两种方式结合，以便滤除颗粒并保持油品清洁度在认可的等级。压力供油系统也应有一个热交换器来冷却润滑油。这些系统应保证所有旋转零部件得到充分的润滑，并且延长润滑剂和零部件的使用寿命。为了确保充分的润滑并控制润滑剂的温度，润滑系统应进行正确的设计。考虑黏度、流量、供给压力及喷嘴的尺寸、数量和布置。除了那些浸在油池油位线的轴承外，所有的轴承都应通过循环系统来供油。在空转或者停机期间，风力发电机组控制系统可以周期性地触发压力供油系统，以减小由于缺少润滑剂所引起的损坏风险。

压力供油系统通常给齿轮供油的方式是使用喷嘴或者一个无定位的油管。压力供油的轴承一般采用供油管路提供清洁的润滑油。油量分配系统的压力和孔口压降应尽可能低以减少夹杂空气。在高的圆周速度时会要求压力润滑。

喷嘴和管线应方便检查和更换。如果内部管线有螺纹件，应便于紧固。应有在线过滤器保护喷嘴，避免堵塞。

压力供油系统既可以是干油池也可以是湿油池。在干油润滑系统中，齿轮和轴承不能浸入润滑剂中。

6.1.4 混合润滑系统

润滑系统利用飞溅和压力润滑两种方式来保证充足的润滑剂量，在一个宽的运行黏度范围内，混合润滑系统可用于对齿轮和所有轴的轴承进行润滑。油过滤器和热交换器可以集成到这个系统中。这种系统允许使用较小的泵和油路尺寸，因为它们仅仅应在低黏度时运行。由于采用此系统，会导致过滤时间减少。可能需要安装一个二次过滤循环以保证所要求的清洁度。

6.2 滑油的选择

润滑油的选择主要依据黏度和油品性能。根据运行工况选择合适的润滑油黏度等级。通过测试确定油品性能，包括齿轮磨损和校核、轴承磨损和疲劳、橡胶兼容性和油氧化性等。

风力发电机组传动齿轮在低到中等节圆线速度及高到很高的接触载荷工况下工作。这些工况要求使用具有性能增强添加剂以及最高实际黏度的润滑剂。润滑剂的基础油应从高精炼的矿物油、全合成油或者半合成混合物（高精炼矿物油和合成油的混合物）中选择。成品润滑剂的选择要取决于很多因素，包括黏度、黏度指数、倾点、添加剂及总体成本。场地特定的运行工况、风力发电机组的性能和维护性能影响齿轮箱润滑剂选择的最大成本效益。应进行密切地监测如低温启动时和运行时的机舱内温度等参数。润滑剂的类型和黏度应适合齿轮箱的运行工况。

6.2.1 黏度

黏度是润滑剂最重要的物理特性。在运行温度、负载和转速等工况下的润滑剂黏度对齿轮箱性能和耐久性有直接的影响。在齿轮箱低温启动时，合适的黏度对于在所有关键表面获得足够润滑油是十分重要的，以避免形成不良油膜或阻力过大。在齿轮箱运行温度下，合适的黏度保证有足够的油膜厚度，足够的油膜厚度能降低金属与金属之间的摩擦和磨损，以减少附加损失，例如齿轮的搅动或者轴承的液体摩擦拖动。在齿轮箱整个运行温度范围内维持合适的黏度将有助于降低产生泡沫和空气进入的可能性。过多的附加损失提高了齿轮箱的运行温度，这将导致润滑剂氧化率的升高。当润滑剂的氧化率升高时，润滑剂的有效服务期将会缩短。

为齿轮箱选择正确的润滑剂黏度等级应基于运行工况而不是启动工况。在 ISO 12925-1 或者 AGMA9005 中的指导规范是以黏度指数和油池工作温度为基础，来选择合适的润滑剂黏度等级。如果在运行温度下合适的黏度导致在低温启动时过大的黏度，几种选择是可用的。许多润滑剂供应商能够提供已提高低温特性的齿轮油，例如非常高的黏度指数和低的运动黏度。低温齿轮油能用合成油，高精炼的矿物油或者它们的混合物进行分配。另一种选择是在齿轮箱的油池里加入一个低功率密度加热器或者在机舱内放置一个空间加热器来加热润滑剂使其达到合适的启动黏度。油池电加热器的表面能量应该进行限制以防止油品的老化。

运行环境可以被明确。风力发电机组制造商有责任精确的告知齿轮箱及润滑剂制造商每一台机组的预期环境条件。齿轮箱制造商应在铭牌和安装维护手册上列入润滑剂合适的黏度等级。润滑剂制造商应提供所选定润滑剂从最低预期启动温度到最高预期运行温度范围内的黏度图表。

6.2.2 运行特性

作为润滑剂选择过程的一部分，润滑剂应当满足选定的性能要求，这些性能要求对传动链寿命最大化是至关重要的。这就是在润滑剂中添加化学添加剂的主要作用。为了获得预期的齿轮箱设计寿命添加剂是必要的。标准化实验室测试被用来评估个体与全部添加剂的效能。但是，并不是所有的实验室测试都有标准化方法。

考虑润滑剂能否胜任正常的使用功能，润滑剂应能满足由风力发电机组制造商和部件供应商共同制定的最低可接受标准，主要进行以下方面的油品测试：

- 齿轮胶合；
- 混合摩擦中的轴承磨损和轴承疲劳；
- 油的氧化性能；
- 腐蚀保护（铁制的和非铁制的）；
- 发泡性和空气析出性；
- 剪切安定性；
- 橡胶兼容性。

润滑剂性能的可接受度应只考虑在公共领域适用的标准测试方法的基础上得到。标准的测试方法应被一个公认的技术组织比如 ISO、CEC 或者 ASTM 定义和批准，同时应包括这个方法的重复性和再现性的数据。在这个标准下，尽管内部和专有的测试方法可能用于评估润滑剂的性能，但不能用于建立润滑剂在风力发电机组领域的应用的可接受性。

有很多工业设备制造商要求的非标准的测试方法可以帮助定义在这个应用上的润滑剂性能，例如：

- 齿轮磨损 [磨损性、粘合性、疲劳性（微观和宏观）]；
- 过滤性；
- 与结构件材料的兼容性（铁制和非铁制材料、油漆、涂层、橡胶、密封圈和密封剂等）；
- 与附件和外围件的兼容性（过滤介质、空气滤清器中使用的干燥剂、电子传感器和连接器等）。

6.3 润滑油温度及流量

润滑油黏度对润滑性能有重要影响，黏度过大或过小都会造成润滑不良。因此，应保证润滑油的工作温度，对润滑油入口温度、出口温度和油池温度进行检测和控制。入口油温过低，应采取加热措施，但要防止油品老化。入口油温或油池温度过高，应加大润滑油箱散热量。出口油温过高，应加大喷油量。

润滑油流量的确定需根据入口温度、出口温度、摩擦生热量、油箱散热量和润滑油属性等参数迭代计算确定。

6.3.1 运行温度

运行温度是能够近似提供润滑剂实际工作状态（有效黏度和油膜厚度）的一个重要参数。然而，由于在齿轮箱的不同位置润滑剂的温度是不同的，应明确所测位置。至少要监测油池、齿轮啮合点以及轴承这三个地方的运行温度中的一个值。

6.3.2 油池温度

油池温度可表征润滑系统中所有润滑剂的温度。在飞溅润滑或者间歇性压力润滑系统齿轮箱中，它是在齿轮箱油底壳的中心区域处测量的。这个测量应在远离停滞区域的一个相对较大的油池中进行。

在压力润滑系统中，油池温度是润滑系统工作时油泵和过滤器之间压力管路处的温度。

6.3.3 润滑剂入口温度

润滑剂入口温度是压力润滑或混合润滑系统中润滑剂进入齿轮箱处的稳态温度。

6.3.4 轴承润滑温度

以测量邻近轴承滚子处的温度代表性地作为供给轴承的润滑剂温度。在越靠近滚动体的位置测量的润滑剂温度越精确。这个轴承温度有别于在轴承静止圈处测定的轴承温度。

6.3.5 油量

润滑系统中最小油批的计算见式(21)：

$$Q_{oil} = 0.15 \cdot P_{el} + 20 \dots \dots \dots (21)$$

式中：

Q_{oil} —推荐油量，单位为升(L)；

P_{el} —风力发电机组额定功率，单位为千瓦(kW)。

这个推荐值是基于典型的箱体作为油池的功率到2MW的多级传动齿轮箱的应用经验。因此，对于不是多级传动、功率大于2MW或是使用独立油箱的齿轮箱，其最小油温应重新评估。

6.4 润滑油加热及散热设备

应设计合适的润滑油加热和散热设备，保证油池的正常工作温度。冷启动时，如果环境温度过低，润滑油需要提前加热。油箱温度过高，需要增大散热功率。

应规定和控制油池温度高于环境温度的最大值及油池温度的绝对最大值。规定的极限值应与齿轮和轴承额定计算时使用的值相一致。当十分钟内油池温度的平均值超过85℃时，风力发电机组应停止运转。

在启动前，油池温度应能保证润滑剂自由循环或者比该温度高5℃，这可能需要一个加热装置。齿轮箱应配备合适的监控装置，以保证在低温环境下，润滑系统能为关键部件（如齿轮、轴承、花键、过滤装置和外部油箱）提供充分的润滑。为了达到上述要求，整个齿轮箱和所有外部系统可能需要进行加热。这可以通过许多方法来实现，包括：

- 加热机舱内的空气；
- 使用压力循环加热系统；
- 在可控空转速度下，确保上部的轴承有足够的润滑；
- 用电阻加热设备包裹外部的润滑管路；
- 润滑剂连续循环来保持其流动性，利用润滑剂的黏性发热。

6.5 润滑性能监测

出油口应设置在线过滤器，并根据使用情况及时清洁或更换滤芯，以保证润滑油清洁度。此外，过滤器应具有旁通功能，在黏度过大和润滑油污染时，保证充足的供油量。油池需设计较高精度的离线过滤装置。应实时监测润滑油进口、出口和油池温度，及重要部件（如主轴承）的温度。定期对油品进行检测，包括清洁度、含水量、油品氧化、添加剂中金属和非金属元素和金属磨损量等。

润滑剂的监测周期和检测需要在运行和维护手册中详细说明。验证润滑剂性能特性的检测应当包括润滑剂制造商的推荐项。检测项目至少包括以下几点：

- 油品清洁度；
- 黏度；
- 含水掘；
- 金属磨损量；
- 油品氧化的测定；
- 添加剂中包含的关键金属和非金属元素。

风力发电机组制造商、部件供应商、润滑剂供应商应根据风力发电机组制造商提供的运行和维护情况，就前面提到的润滑剂的检测特性限定值达成一致。风力发电机组制造商应负责依照齿轮箱制造商的具体要求制定运行与维护手册。

为获得用于分析的具有代表性和一致性的油样运行和维护手册应规定具体的润滑剂品取样要求。例如，应包括在取样之前，在风力发电机组停机同时需关闭过滤系统。第一次取油样应在齿轮箱试运转一个月的时间内。第二次取油样应在风力发电机组试运转后运行1000h的时间内。而后应每六个月取一次油样。

6.6 润滑剂清洁度

为了使轴承和齿轮获得更长的使用寿命，润滑剂应尽可能的清洁，一些保持润滑剂清洁度的指导规范如下：

- 在注入齿轮箱之前，过滤新的润滑剂；
- 测定工厂试验后的油液清洁度确定装配的清洁度；
- 风力发电机组制造商、部件供应商、最终用户三者之间应就服役期内润滑剂过滤、维持油品清

洁度等级两方面达成一致；

- 监测以发现润滑剂的污染物情况或其他不利变化。

润滑剂的清洁度测定根据ISO 4406。要求的润滑剂清洁度等级需要在风力发电机组制造商、齿轮箱制造商以及轴承制造商之间达成一致。连续运行时齿轮箱稳定的清洁度等级不得低于-17/14。表11根据油样来源列出了清洁度的推荐值。

表 11 推荐的清洁度等级

油样来源	根据ISO4406的清洁度标准
在齿轮箱任意位置新加入的润滑剂	-/14/11
在齿轮箱制造商工厂试验后，齿轮箱油池中的润滑剂	-/15/12

风力发电机组试运转后，一个月内齿轮箱油池中的润滑剂	-/15/12
每个维护周期内，齿轮箱油池中的润滑剂	-/16/13
注：在颗粒自动计数的情况下，ISO 4406清洁度标准中的第一个数字在本文件中都有意留下空白。第一个数字代表颗粒直径等于或小于6 μm的允许数量，根据当前技术认为对齿轮箱寿命和可靠性没有影响。此外，在高黏度流体中对这些微小颗粒的测摄有很大的不确定性。	

自动颗粒计数的测量方法受到润滑剂的高黏度、颜色、气泡、水污染物和添加剂等因素的影响，很少能够提供一致的测量结果。准确的测量值需要通过人工计数或用色谱分级溶剂（如：甲苯）稀释方法来确定。润滑剂供应商应提供针对特定油液的合适的检测方法。在处理这些数据的过程中需要谨慎，采样方法可能会影响结果，采用自动微粒计数方法的结果可能会变化。

关于润滑剂清洁度和过滤的附加说明参见附录E。通过测试，齿轮箱制造商应证明每台齿轮箱生产/验收试验时所使用润滑剂油的清洁度符合表11所示的清洁度或符合轴承计算时引用的润滑剂清洁度。通过试验结果证明试车时齿轮箱中的油品满足这些清洁度要求。风力发电机组制造商应该保证在齿轮箱的保修期内，油品的清洁度被监控和记录。在齿轮箱的全寿命周期内，使用者应继续保持对润滑剂的监控和记录。

6.7 润滑系统维护

润滑系统设计时应考虑维护性。过滤器前后位置有采样接口，滤芯易于取出和更换。润滑系统在所有运行模式下应能自启动。

当设计风力发电机组的润滑系统时，应考虑其易于维护。包括以下方面：

- 在循环油路中过滤器前后位置提供容易采集油样的接口；
- 在维护滤芯的时候，应确保垫圈、螺栓、垫片或密封件等容易松脱的零件不会移位或丢失；
- 过滤器安装位置要能够易于取出和更换滤芯，并应配备接油盘收集更换过程中溢出的油液；
- 应配备带有旁通指示器的采用头部安装的金属结构过滤器；
- 确保润滑系统在所有运行模式下能够自启动，包括首次注油和后期维护装换油时。

7 试验方法和检验规则

7.1 型式试验

7.1.1 概述

为了达到预期结果，允许在车间或台架试验上针对单个零件、部件或整个齿轮箱进行型式试验。

齿轮箱样机至少进行一次型式试验，试验至少包括液位试验、润滑系统性能试验、空载试验、加载试验和鲁棒性试验。

● 液位试验

齿轮箱应通过加油和放油试验确定齿轮箱的最低油位和最高油位，齿轮箱的倾斜角度应与安装在机组上的角度一致。试验过程应考虑行星轮在不同位置对液位的影响。

● 润滑系统性能试验

齿轮箱运转试验前应进行润滑系统性能试验，检验润滑油温度、流量和压力，确保润滑系统正常运行，且密封处和结合面不漏油。

- 空载试验

齿轮箱在无载荷和额定转速下空转进行跑合，应运转平稳无冲击，停机后连接件和紧固件不松动。

- 加载试验

在额定转速下，载荷逐步增大到额定载荷。额定载荷以下每个加载级别的运行时间不少于1h，额定载荷下的试验时间不少于120h。试验还应包括5%~100%额定载荷的交变载荷试验。

试验时测量项目至少包括：

- 进油口温度、回油口温度和、油池温度、轴承温度；
- 进油口和回油口的压力和流量；
- 齿向载荷分布系数测试；
- 均载系数测试；
- 振动测试；
- 噪声测试；
- 效率测试。

试验结束后，齿轮箱应完全拆解，目视检查所有零件。

- 鲁棒性试验

应对齿轮箱进行超过名义扭矩的载荷（至少120%额定扭矩）等级下的试验，其试验结果用来评估齿轮箱的鲁棒性和识别薄弱环节。这个特殊试验的目的、过程和验收标准应得到风力发电机组制造商、齿轮箱制造商和轴承制造商的一致认可。试验后，齿轮箱应被完全拆解，检查所有零部件是否磨损或损坏。

7.1.2 部件试验

某些标准在部件试验（如润滑系统的冷却能力）时可被非常有效地评估。在这些情况下，应该描述试验目标并制定一个详细的试验计划，明确部件运行工况，以及试验基本原理是否与实际的风力发电机组一致。

7.1.3 齿轮箱样机工厂试验

齿轮箱应在一个合适的试验台架上进行样机试验。这些试验被用来检查齿轮箱设计过程中所做的假设，获取风力发电机组齿轮箱制造过程中进行验收试验的重要参数。

一台完整的齿轮箱至少进行一次型式试验。试验前应制定试验计划，试验计划包括8.2.4中所列出的项目和所有接口条件的定义。这个试验至少包括以下项目：

- 施加低载初始扭矩直至润滑剂满足表 10 推荐的清洁度等级。
- 施加的试验扭矩，至少应由小到大分为 4 级，最终到达齿轮箱规范中的名义扭矩。每级扭矩转

速相同（最好是额定转速）或依机组的功率—速度曲线选择对应的转速。

- 在每个载荷等级持续试验，直到润滑剂满足表 10 推荐的清洁度等级。

- 每级扭矩试验完成后,对齿轮箱接触斑点进行目视检查并记录。对于一些难以直接观察的啮合,可以使用其他方法评估相关齿面载荷分布系数,比如利用齿根应变片。

- 对于低转速、高扭矩的行星级齿轮(如前两级),可利用齿根应变片测量齿面实际应力分布。测量结果应当用于与齿轮箱设计输入相关的参数评估,包括接触斑点和齿轮强度计算中所采用的载荷系数(K系数,见5.5.2)。

- 在每个加载阶段,行星级均载和其他分流齿轮啮合的实际载荷分布的测量,可使用齿根应变片。可以用来评估齿轮计算中的载荷系数的设计(K系数,见5.5.2)。

- 额定载荷下的测量时间至少要持续到油池温度和轴承温度在额定冷却能力下达到稳定(15min内温度变化小于 $\pm 2^{\circ}\text{C}$)。

- 以不低于120%的额定扭矩进行鲁棒性试验,载荷的大小和运行的时间应得到风力发电机组制造商、齿轮箱制造商和轴承制造商的一致认可。

- 记录每个加载步骤下的温度、振动、噪声和接触斑点。

- 轴承内部工作游隙的选择应在齿轮箱型式试验中进行验证。例如,可通过测量温度或者分析轴承运行斑点完成验证。

- 在试验过程中,需测量并验证齿轮箱样机的油池温度、进出油口温度和所有载荷传递路径上的轴承静止件(例如,在非旋转轴承圈上)的温度。

- 使用合适的仪器(如位移、应力和应变测量仪)验证结构件如齿轮箱体或行星架的结构分析模型和扭转刚度。

- 试验结束后,试验齿轮箱应当被完全拆解。所有齿轮箱零件都要进行目视检查,至少包括所有齿轮、轴承、轴承和齿轮轴颈、齿式联轴器和花键、轴和键。这些部件的状况应当被记录在一份详细的试验报告中。

如果试验结果不满足各方认同的要求,那么需要重新计算、重新设计或者两者同时执行。

7.1.4 润滑系统试验

齿轮箱试验时,应使用和风力发电机组同样类型的润滑剂以及一套和计划/设计机组系统能力相似的润滑/冷却系统来进行试验,以验证冷却系统能够满足所有要求,包括5.6.8.2、6.3和6.4中描述的油池温度和轴承温度。

7.2 风场挂机试验

齿轮箱挂机后，在线监测其所有工况下的运行状况，包括润滑油温度、压力和流量，及主轴承和箱体的温度和振动。挂机试验时间不小于6个月。停机后目视检查齿轮箱外部，并用内窥镜检查齿轮箱内部。采取油样进行化验分析。

7.2.1 概述

样机工厂试验结束后（和设计评审结束），应进行风力发电机组风场试验。风场试验的试验计划和试验大纲包括齿轮箱和轴承制造商提供的内容。建议风场试验只包括作为风力发电机组部件的齿轮箱的相关项目。

轴承温度测量或者载荷分布斑点试验等齿轮箱特殊试验没必要成为风场试验的一部分。这些试验应包括在车间样机试验中。如果存在齿轮箱特性对整个风力发电机组产生影响，可以将温度和啮合载荷系数作为风场试验的一部分内容。

7.2.2 载荷验证

7.2.2.1 齿轮箱设计载荷的验证

根据IEC 61400-22—2012附录C，作为认证过程的一部分，每个新设计的风力发电机组都需要进行载荷测量。认证要求的载荷测量目的是为了验证设计计算，并且直接确定特殊条件下的机组载荷。最低程度的载荷测量要求在IEC 61400-22—2012中有详细说明。

型式认证过程中的载荷验证结果应通过齿轮箱制造商和轴承制造商的评审。这些结果将被用来确认所设计的装置裕度是否足够。除非传动链系统中发生的改变明显地增加了风力发电机组传动链设计载荷和出现新设计和实质性变化，否则没必要对新齿轮箱重复这个试验。

7.2.2.2 风力发电机组模型的验证

通常，用来模拟风力发电机组在预定设计工况（根据GB/T 18451.1或IEC 61400-3—2012）下的响应的模型不能在风场试验中验证所有工况。通常在极端风况和临时控制反应下，这是正确的。但是，以下方法可以降低使用这种模型时的不确定性：

- 在风力发电机组仿真软件中，准确使用风场试验数据调整机组特性，以便重现可测量的响应（确保仿真中采用的大气条件和风场试验时测量的一致）；
- 对风场试验中没有出现的设计载荷工况进行重新模拟（类似确定初始载荷）；
- 验证设计时使用的载荷裕度足够。

7.2.2.3 齿轮箱风场试验特殊要求

部分设计假设可能需要通过特殊试验进行评估。这可能包括发生在齿轮箱支撑处的扭转振动，复合结构响应和反作用力。

所有新的齿轮箱设计都应进行这些特殊试验，并且所获得的试验数据需要与齿轮箱制造商分享，同时注明试验时的事件、结构和条件。这些特殊测量应得到齿轮箱制造商和风力发电机组制造商的同意，并且至少包括：

- 挑选事件下的时间序列，例如：

- 所有运行速度范围的跑合；
- 在过渡风速和大风时的切入；
- 低风速和高风速时的停机；
- 制动工况；
- 低风速和高风速时的紧急停止；
- 顺风空转和逆风空转；
- 电力事件，例如低电压穿越。

• 通过完全运行速度范围测得的坎贝尔图（系统受力和响应频率图表），评估共振风险以下信号应用仪表测量。这些信号会监测到机械振动的所有相关的频率和振幅；

- 高速轴扭矩；
- 低速轴扭矩；
- 轴的转速。

应该和齿轮箱制造商共同选择采样频率。典型的采样频率是相关振动频率的3到5倍。其他的信号如无扭矩力和力矩有可能被用来评估齿轮箱接口载荷和设计假设。

对于提供的任何时间序列，应描述相关事件的条件、配背和控制动作。

7.2.3 风力发电机组内的齿轮箱型式试验

型式试验的目的是为了证明当齿轮箱装配在特定风力发电机组时能够按预期运行。至少需证明以下内容：

- 避免传动链的共振或使其最小化，典型部位的振动水平至少和工厂试验部位的一致（参见VDI 3384-1）。
- 润滑/冷却系统有效性的试验用来验证所用的冷却系统满足所有要求。至少包括进油、出油和油池温度。

7.3 出厂试验

所有出厂的齿轮箱都应进行出厂试验，试验包括空载试验和加载试验，测试润滑系统的温度、压力和流量，及齿轮箱的温度和振动。

7.3.1 验收试验

所有制造的齿轮箱应遵循一个跑合验收台架试验准则，用以确保齿轮箱具有良好性能。这个试验至少包含三级加载步骤，且加载步骤中应包含100%名义扭矩（见5.4.1.3）。验收试验计划中应当规定接收试验的所有试验内容。这个计划应包括所有要求的测量数据，试验条件，可接受的性能评估标准。对于实际试验内容和相关的评估标准，风力发电机组制造商和齿轮箱制造商应达成一致意见。

7.3.2 噪声试验

所有齿轮箱的验收试验都需要进行噪声试验。应采用ISO 8579-1制定验收要求和试验方法。

7.3.3 振动试验

所有齿轮箱的验收试验都需要进行振动试验。ISO 8579-2规定的方法是一种可行的测量方法。

7.3.4 润滑系统注意事项

每个加载步骤前，润滑剂的清洁度应满足6.6中的要求（见表11）。为了保证合适的试运行工况，推荐使用外部的过滤器。齿轮箱发货前需要更换滤芯。

7.3.5 系统温度

在齿轮箱制造商那里进行的验收试验应至少包括那些在风力发电机组中被监测的轴承和齿轮箱其他测量点的温度测量。接收试验中的轴承监测也可作为一种质量控制方法，例如检查配对圆锥滚子轴承的设定游隙。

对于生产接收试验中哪些轴承温度应该被监测，齿轮箱制造商、风力发电机组制造商和轴承制造商应达成一致意见。他们也应就验收要求达成一致意见。

7.3.6 润滑剂的温度和清洁度

7.3.6.1 设计评审

最后一次设计评审时，齿轮箱制造商、轴承制造商和风力发电机组制造商应对轴承的选型进行评审。这个评审应该包含所有在5.6中提到有关轴承的要求，包括：

- 一 轴承选择（轴承设计）；
- 一 载荷假设；
- 一 安装部件的弹性；
- 一 评审轴承分析时采用的假定条件和数据输入；
- 一 设计寿命要求的实现；
- 一 接触应力；
- 一 最小载荷；
- 一 工作温度；
- 一 润滑剂流量；
- 一 轴承游隙；
- 一 轴承实际装配，包括初始装配间隙。

这个设计评估结果需要进行记录。

7.3.6.2 样机验证 / 确认

在样机试验后，要由齿轮箱制造商、风力发电机组制造商和轴承制造商来进行检查，检查项目包括：

- 一 滚道和保持架的运行斑点；
- 一 滚子的状况；
- 一 在负载区的运行斑点是否与期望的大小和位置一致；
- 一 边缘负载的迹象；
- 一 箱体过度变形的迹象；

- 磨损；
- 明显的颗粒压痕的尺寸、数量和位置；
- 磨亮；
- 运行表面微点蚀；
- 摩擦磨损和胶合磨损的痕迹（例如，滑动）；
- 受热产生的褪色或痕迹；
- 微动磨损；
- 内外圈的相对运动痕迹（例如型式试验前标记轴承内外圈位置）；
- 涂层性能；
- 滚动体保持架情况；
- 轴承其他部件状况（如引导环和密封件）。

这些发现和温度测量结果应该被记录下来，并与设计过程中的计算结果相比较。轴承制造商应及时得到拆解数据，并且现场见证齿轮箱样机拆检过程。

7.3.7 试验记录

所有认证试验阶段应被完整记录，并且通过一份包括测批数据文件、照片、油液分析和检查或装配报告的试验报告进行评估。作为评估的一个重要组成部分，应制定一份恰当的计划，用于生产的齿轮箱的运行试验。这份记录和评估应和批量齿轮箱验收计划一起提交给认证机构。

当可行时，特别对风场试验而言，IEC 61400-13—2012可以用来指导形成这些报告和记录。

测量的不确定性应被考虑。IEC 61400-13—2012附录B包括了评估载荷的测量不确定性的方法。

8 标志、包装、贮存及运输

8.1 标志

齿轮箱的标志应包括制造厂名称、型号和规格、出厂编号和日期、速比、额定功率和转速。

8.2 包装

齿轮箱包装应能防止内外部件的损伤，包括防锈和防盐雾，海上机组还应注意防霉菌和防湿热。

8.3 贮存

齿轮箱应贮存在清洁、通风、避光和防潮湿的地方。若长期存放或停用，应定期检查和保养。

8.4 运输

齿轮箱运输应考虑所有可能的运输方式，采取必要的防震和防撞措施。

9 运行与维护要求

9.1 运行状态监测

如果在状态检测系统的策略和边界上达成一致,应在设计和校验阶段就定义好监控的位置及参数的最优选项。典型的输入参数有:

- 轴承运行温度;
- 齿轮啮合频率;
- 滚动体通过频率;
- 可允许的油压值。
- 状态监测系统设计时应考虑到这些参数,以便使齿轮箱能够反馈正础的信息。

9.2 维护

齿轮箱设计时应考虑可维修性。易损坏部件应易于拆卸和更换。定期清理过滤器,更换润滑油。如监测出现异常情况,应及时停机检查。若出现重大故障,应明确维修或更换过程。
