

中华人民共和国国家标准

GB/T 19073—2008
代替 GB/T 19073—2003

风力发电机组 齿轮箱

Gearbox of wind turbine generator system

2008-06-03 发布

2009-01-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言 Ⅲ

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 技术要求 1

4 试验方法和检验规则 5

5 齿轮箱在机组中的安装和使用 7

6 标志、使用说明书 8

7 包装、运输、贮存 8

附录 A（规范性附录） 齿轮箱主要零件的强度评定指南 10

附录 B（资料性附录） 润滑与监控 16

附录 C（资料性附录） 轴承选型与配置形式 20

附录 D（资料性附录） 轴承应力计算 27

附录 E（资料性附录） 质量保证 35

参考文献 40

前 言

本标准代替 GB/T 19073—2003《风力发电机组 齿轮箱》。

本标准与 GB/T 19073—2003 相比主要变化如下：

——以兆瓦级风力发电机组齿轮箱技术要求为基础，参照国际通行标准对各条款进行修改并增加了相应的内容；

——增加了附录 B、附录 C、附录 D、附录 E 以及参考文献。

本标准的附录 A 为规范性附录，附录 B～附录 E 为资料性附录。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国风力机械标准化技术委员会归口。

本标准起草单位：杭州前进齿轮箱集团有限公司。

本标准主要起草人：刘伟辉、宣安光、陈钟奇、郭安保、周卜生、沈先、童云燕。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

——GB/T 19073—2003。

风力发电机组 齿轮箱

1 范围

本标准规定了风力发电机组主传动增速齿轮箱(以下简称齿轮箱)的技术要求、试验方法、检验规则及标志、包装、运输和贮存。

本标准适用于水平轴风力发电机组(风轮扫掠面积大于或等于 40 m²)中使用平行轴或行星齿轮传动的齿轮箱,其他种类的风力发电机组齿轮箱可参照执行。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

GB/T 191 包装储运图示标志(GB/T 191—2008,ISO 780:1997,MOD)

GB/T 1184—1996 形状和位置公差 未注公差值(eqv ISO 2768-2:1989)

GB/T 3098.1—2000 紧固件机械性能 螺栓、螺钉和螺柱(idt ISO 898-1:1999)

GB/T 3478—1995(所有部分) 圆柱直齿渐开线花键

GB/T 3480—1997 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法(eqv ISO 6336-1~6336-3:1996)

GB/T 5371—2004 极限与配合 过盈配合的计算和选用

GB/T 6391—2003 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命(ISO 281:1990,ISO 281:1990/AMD.1:2000,ISO 281:1990/AMD.2:2000,IDT)

GB/T 6404.1—2005 齿轮装置的验收规范 第1部分:空气传播噪声的试验规范(ISO 8579-1:2002,IDT)

GB/T 6404.2—2005 齿轮装置的验收规范 第2部分:验收试验中齿轮装置机械振动的测定(ISO 8579-2:1993,IDT)

GB/Z 6413.1—2003 圆柱齿轮、锥齿轮和准双曲面齿轮 胶合承载能力计算方法 第1部分:闪温法(ISO/TR 13989-1:2000,IDT)

GB/T 8539—2000 齿轮材料及热处理质量检验的一般规定(eqv ISO 6336-5:1996)

GB 9969.1 工业产品使用说明书 总则

GB/T 10095.1—2008 圆柱齿轮 精度制 第1部分:轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值(ISO 1328-1:1995,IDT)

GB/T 10095.2—2008 圆柱齿轮 精度制 第2部分:径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值(ISO 1328-2:1997,IDT)

GB/T 11345—1989 钢焊缝手工超声波探伤方法和探伤结果分级

GB/T 13306 标牌

GB/T 13384 机电产品包装通用技术条件

GB/T 13924—2008 渐开线圆柱齿轮精度 检验细则

GB/T 14039—2002 液压传动 油液 固体颗粒污染等级代号(ISO 4406:1999,MOD)

3 技术要求

3.1 齿轮箱应符合本标准的要求和订货合同(或技术协议)(参照附录 E 的相关内容)的规定

3.1.1 需方提供的最低限度技术条件

a) 风力发电机组运行环境:

- 风况；
- 环境要求；
- 接口要求。

b) 载荷：

- 风力发电机组载荷谱；
- 风力发电机组动力轴系的布置形式和承载细节；
- 作用在齿轮箱上的所有载荷；
- 极限负载；
- 风力发电机组处于启动、运转、瞬间运转、空转、制动等工况下的动态载荷。

c) 技术接口和监控要求：

- 齿轮箱结构型式、安装位置、运行模式、润滑方法、传动系联接方式和接口情况；
- 叶轮和发电机及轴系联接部件的相关技术规格、结构尺寸和配套要求；
- 运行状况监控要求；
- 验收程序和要求；
- 认证要求；
- 质量和其他要求。

3.1.2 通用技术要求

3.1.2.1 旋向

除有特殊要求外，宜选择顺时针方向，即面对低速轴输入端看，低速轴的旋向为右旋。

3.1.2.2 机械效率

在额定工况下，对于三级平行轴或一级行星+两级平行轴齿轮传动的齿轮箱，机械效率应不小于97%。

3.1.2.3 环境温度

齿轮箱工作环境温度为 $-30^{\circ}\text{C} \sim +40^{\circ}\text{C}$ ，生存环境温度范围不超过 $-40^{\circ}\text{C} \sim +50^{\circ}\text{C}$ 。

3.1.2.4 工作温度

齿轮箱油池最高温度不得高于 85°C 。在连续运转时轴承外圈温度不得超过 95°C 。当轴承外圈温度连续1 h运转超过 105°C 达10 min，或油池温度在1 h连续运行中超过 85°C 达10 min，则应停机检查。

3.1.2.5 噪声

齿轮箱应运转平稳，不允许出现异常响声。

按照GB/T 6404.1的规定测定齿轮箱的噪声，额定功率1 MW以下的齿轮箱应不大于90 dB(A)，额定功率大于或等于1 MW的齿轮箱应不大于100 dB(A)。

3.1.2.6 机械振动

在齿轮箱工作转速范围内，传动轮系、轴系应不发生共振。

在试验台架上齿轮箱在额定功率下运转时，按照GB/T 6404.2的规定测定齿轮箱的机械振动，频率在0 Hz~200 Hz范围内，齿轮箱连接面(弹性支撑处)的最大振动速度不应超过1.5 mm/s；更高频率时不应超过0.8 mm/s。

3.2 主要零件的设计

3.2.1 齿轮箱的重要零部件，如齿轮、轴、键、花键、轴承、箱体以及紧固件，应能承受风力发电机组的极限负荷而不会产生永久变形，并且能满足预定寿命要求。供需双方应依据主机的实际需要进行协商，确定相关零件的几何尺寸和强度计算标准。

齿轮箱的设计应结构简单、易加工且便于使用和维护。

3.2.2 齿轮箱主要零件的强度评定按附录A。

3.2.3 齿轮箱应具有良好的密封性能，不应有渗、漏现象，并能避免水分、尘埃及其他杂质进入箱体内部。

部。传动轴轴伸处宜使用非接触式的迷宫式密封。

3.2.4 齿轮箱清洁度用油池内润滑油的清洁度表示。齿轮箱清洁度水平应不低于 GB/T 14039—2002 规定的代号为 17/15/12 等级要求。

3.2.5 齿轮箱的全部外露表面应作防护处理,机械加工表面以外应涂防护漆,涂层应厚薄均匀,表面平整、光滑,颜色均匀一致。对油漆的防腐要求和颜色由供需双方在技术协议中规定。

3.2.6 齿轮箱上应设有观察窗口、内窥镜检查孔、油标和油位报警装置、油压表和油压报警装置、滤清器、透气塞、带磁性垫的放油螺塞(放油阀)以及起重用吊钩等。

3.3 主要零件的制造要求

3.3.1 箱体

3.3.1.1 箱体的毛坯应根据结构形式选用球墨铸铁或铸钢件,也可选用其他具有等效力学性能的材料制作。在寒冷地区使用的箱体应具有耐低温性能。

3.3.1.2 箱体应具有足够的刚性。在便于制造和装配的前提下宜采用一体式箱体。如果采用对开箱体,则应在结合面使用适量的密封胶,并使用足够的联接销钉和螺栓锁紧。轴承不得用于对开部分的定心。行星齿轮齿圈与箱体的联接应具有足够的安全裕度。可适当增加高刚性的销钉数量来承受极限负荷,但在强度计算时不应将其计算在内。在箱体上设置扭矩臂时,必须考虑其适应各种工况的刚性要求。供需双方可在技术协议中对某些特殊要求,如进行有限元分析等,加以补充规定。

3.3.1.3 箱体类零件均应进行消除应力处理。

3.3.1.4 箱体、箱盖相互联接部位及与轴承、内齿圈相配合各孔的加工要求:

- a) 齿轮孔中心距极限偏差 f 应符合 GB/T 10095.1—2008 和 GB/T 10095.2—2008 的 5 级精度的规定。
- b) 箱体、箱盖各轴承孔的同轴度、圆跳动、内齿圈孔和轴承孔挡肩的端面跳动公差值应符合 GB/T 1184—1996 的 5 级精度的规定。

3.3.1.5 在箱体上使用橡胶衬套或衬垫减振时,应明确规定弹性元件和安装的技术要求。

3.3.2 行星架

3.3.2.1 行星架宜采用 QT700-2A、42CrMoA、ZG34Cr2NiMo 等材料,也可使用其他具有等效力学性能的材料。

3.3.2.2 行星轮孔系与行星架回转轴线的位置度应符合 GB/T 1184—1996 的 5 级精度的规定。

3.3.2.3 行星架精加工后应进行静平衡,在每个平面内允许的残余不平衡量可按下式确定:

$$U = \frac{9.6QG}{Zn}$$

式中:

U ——残余不平衡量,单位为千克毫米(kg·mm);

Q ——平衡度, $Q=6.3$;

G ——应校平衡物体的质量,单位为千克(kg);

Z ——平衡平面数;

n ——应校平衡物体的转速,单位为转每分(r/min)。

3.3.2.4 行星架如采用焊接结构,则应对其焊缝进行超声波探伤,并应符合 GB/T 11345—1989 规定的检验等级 B 级的要求。

3.3.3 齿轮、内齿圈、齿轮轴、轴

3.3.3.1 齿轮、齿轮轴、轴宜采用优质低碳合金钢制造,如 20CrMnMo、17CrNiMo6 等,其力学性能应分别符合相关标准的规定,也可采用其他具有等效力学性能的材料。

3.3.3.2 内齿圈宜采用与齿轮相同的材料或 42CrMoA、34Cr2Ni2MoA 等材料制造,经渗碳、渗氮或其他方式的热处理,其材料性能应符合相关标准的规定。也可采用其他具有等效力学性能的材料。

必须考虑齿圈的轮圈刚度以及螺栓通孔和螺纹孔对齿轮强度的影响。

行星齿轮轮毂厚度应不小于 3 倍模数。

3.3.3.3 零件上的过渡圆角处不允许存在粗糙的加工痕迹,必须采用抛光等超精工序予以处理。所有传递扭矩的零件都应进行无损探伤检查。

3.3.3.4 外齿轮精度不低于 GB/T 10095.1—2008、GB/T 10095.2—2008 规定的 5 级,并根据载荷情况作必要的齿形和齿向(螺旋线)修正。

内齿圈精度不低于 GB/T 10095.1—2008、GB/T 10095.2—2008 规定的 6 级(采用渗碳工艺时)或 7 级(采用氮化工艺时)。

轮齿表面粗糙度 Ra ,外齿轮不大于 $0.8\ \mu\text{m}$,内齿轮不大于 $1.6\ \mu\text{m}$ 。

轮齿顶部和轮廓周边均应倒圆或倒角。

3.3.4 轴承

3.3.4.1 轴承选型与配置

齿轮箱轴承的选型与配置形式可参考附录 C。

3.3.4.2 静态安全系数

轴承静态安全系数在最大运行载荷作用下应大于 3,在极限载荷作用下应大于 2。

3.3.4.3 基本额定寿命

齿轮箱设计时轴承初选须按照 GB/T 6391—2003 计算基本额定寿命 L_{h10} ,表 1 给出基本额定寿命的最小值。

表 1 轴承基本额定寿命最小值

轴承所处位置	L_{h10} 的最小值/h
高速轴	30 000
高速中间轴	40 000
低速中间轴	80 000
行星轮轴	100 000
低速轴	100 000

3.3.4.4 轴承接触应力

应用 Miner 疲劳损伤累积法则给出的轴承动态当量负荷所产生的轴承滚子接触应力应不大于表 2 所列数值。

表 2 轴承接触应力

轴承位置	最大接触应力 p_{max} /MPa
高速轴	1 300
高速中间轴	1 650
低速中间轴	1 650
行星轮轴	1 450
低速轴	—

轴承应力计算方法详见附录 D。

3.3.4.5 修正额定寿命

轴承的修正额定寿命应能满足 175 000 h 的要求。

3.4 装配技术要求

3.4.1 齿轮箱的零件经检验合格后方可装配。

3.4.2 装配时应严格按图样要求检查规定的轴向和径向间隙。

3.4.3 装配后行星轮与行星架,行星轮与内齿圈均应打上啮合位置标记。

3.4.4 按图样要求检查齿轮副的最小侧隙及接触斑点。

3.4.5 所有紧固螺栓强度等级应高于 GB/T 3098.1—2000 中 8.8 级水平,并按规定的预紧力拧紧。施加预紧力的方式可用扭力扳手,也可用液压式螺栓拉伸器按轴向力加载预紧。螺栓预紧力见表 3。

强度等级为 GB/T 3098.1—2000 中 12.9 及以上级别的紧固螺栓不得用于动态负载的联接。

表 3 螺栓预紧力

螺栓直径 d/mm	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36
用扭力扳手施加预紧力 $M_A/(N \cdot m)$	35	61	149	290	500	1 004	1 749
用螺栓拉伸器施加预紧轴向力 F_t/kN	—	—	—	—	158.1	251.3	366.0
注:本表适用于螺栓强度级别为 8.8,当强度级别为 10.9 时,则应乘以系数 1.47;当强度级别为 12.9 时,则乘以系数 1.69。							

3.5 润滑

3.5.1 齿轮箱润滑油的选择

齿轮箱润滑油应具有合适的黏度以及含有适量的功能添加剂,其性能应满足齿轮箱各种工况的使用要求。润滑油黏度的选择应根据风力发电机组的运转工况确定而不能只考虑启动工况。润滑油类型(矿物油或合成油)应根据终端用户的冬季冷启动要求进行选择。油品供应商应提供相关的油品测试数据,如承载性能、抗微点蚀性能、轴承磨损性能等。齿轮箱润滑系统监控要求可参照附录 B;齿轮箱油品清洁度要求见 3.2.4。

3.5.2 齿轮箱润滑方式

齿轮箱采用飞溅润滑或强制润滑方式。采用飞溅润滑时,油池油位高度至少浸满低位齿轮的两倍全齿高。采用强制润滑时应配置必要的电动或机动泵站、配油器、滤油器等装置。润滑油供油装置可以设置在齿轮箱上,也可以利用风力发电机组配备的主油站供油。

3.5.3 齿轮箱润滑系统配置

齿轮箱润滑系统应设置高效油冷却器,并视工作环境的需要设置油加热器。在油池的合适部位设置油位计和油位监控装置。

3.5.4 齿轮箱润滑系统温度控制

在齿轮箱具有循环润滑系统的情况下,应在散热器后和进入齿轮箱前设置润滑油温度和压力监控装置。在油池和重要轴承的外圈处应设置温度传感器。温度控制要求按照 3.1.2.4 的要求执行。

3.5.5 齿轮箱润滑油的更换

应当根据齿轮箱使用维护说明书的要求定期更换润滑油及过滤器滤芯。

3.6 设计寿命

齿轮箱的设计寿命应不少于 20 年。

3.7 保用期

在按规定正确安装、维修保养和正常使用的情况下,保用期为 2 年。

4 试验方法和检验规则

4.1 台架试验

4.1.1 试验条件

检测用仪器、仪表、量具以及试验台位应按国家有关标准和规定进行校准、标定,并具有有效期内的鉴定证。

4.1.2 试验内容

齿轮箱试验内容按表 4 规定。

表 4 试验内容

序号	项目名称	试 验 项 目		说 明
		序号	试 验 内 容	
I	空载试验		在额定转速下,正、反向运转不少于 1 h。要求:	做出厂试验时,空载试验时间可减少为 30 min
		1	连接件、紧固件不松动	
		2	密封处、接合面处不漏油、不渗油	
		3	运转平稳,无冲击	
		4	润滑充分。检查轴承和油池温度。每 5 min 记录一次油压、油温	
II	加载试验		空载试验合格后,在额定转速下逐级加载试验。按 25%、50%、75% 的额定负荷各运转 30 min。按 100% 额定负荷运转 120 min,110% 超负荷运转 30 min,120% 超负荷运转 5 min。要求:	做出厂试验时,加载形式和负载大小以及试验时间由供需双方商定,但满负荷运转不得少于 60 min
		5	在正常运转情况下,每隔 10 min 测定并记录一次转速、负荷(扭矩)、油温、油压及各轴承挡外壳温度	
		6	在额定转速和额定负荷下,测定齿轮箱的噪声、振动	
		7	齿轮、轴、轴承、箱体等主要零部件状况检查,齿面接触斑点检查	
III	空载功率损耗测定	8	油温稳定在 45℃~65℃,在额定转速和空载工况下测定齿轮箱的功率损耗	
IV	齿面接触疲劳寿命试验	9	在额定负荷下高速轴小齿轮的应力循环数: 5×10^7 ,检验项目与本表序号 5~7 相同	允许用工业应用试验代替疲劳寿命试验

4.2 检验类别

产品检验有出厂检验和型式检验两种形式。属于下列情况之一时应进行型式检验:

- 新产品试制定型鉴定时;
- 产品设计、工艺等方面有重大改变时;
- 出厂检验的结果与上次型式检验有较大差异时;
- 质量监督或认证机构要求进行型式检验时,等。

4.3 检验项目与方法

除另有规定外,齿轮箱的检验项目和检验方法应符合表 5 的规定。

4.4 出厂检验

应按表 5 规定的出厂检验项目对齿轮箱进行逐台检验。检验合格由质检部门签发产品合格证书后方可出厂。

4.5 型式检验

齿轮箱型式检验按表 5 规定的型式检验项目进行。如各检验项目均符合本标准规定的要求时,则判定该产品的型式检验合格;如有任一项的检验结果不符合本标准规定的要求,则判定该产品的型式检验为不合格。

表 5 检验项目和方法

序号	检 验 项 目	型式检验	出厂检验	要 求	检 验 方 法
1	材质	△	△	3.3.1、3.3.2、3.3.3	GB/T 8539—2000 等有关标准
2	外观	△	△	3.2.5	目测
3	接触斑点	△	△	3.4.4	GB/T 13924
4	清洁度	△	—	3.2.4	GB/T 14039
5	空载试验	△	△	表 4	表 4
6	加载试验 ^a	△	△	表 4	表 4
7	齿面接触疲劳寿命试验	△	—	表 4	表 4
8	噪声	△	△	3.1.2.5	GB/T 6404.1
9	机械振动	△	△	3.1.2.6	GB/T 6404.2
10	空载功率损耗(间接测定机械效率)	△	—	3.1.2.2	表 4
11	密封性	△	△	3.2.3	目测
12	拆检	△	—	检查零部件状况	人工或用仪器仪表
^a 在供需双方协商的基础上,允许按照齿轮箱制造厂试验台条件作部分加载试验。					
注: 标有“△”者为必须进行的检验项目;标有“—”者为抽检或不作规定的项目。					

5 齿轮箱在机组中的安装和使用

5.1 齿轮箱在机组中的安装要求

齿轮箱在机组上安装时,风力发电机组轴系要精确对中。

载荷和温度的变化会引起轴线的变化,因此,轴系对中必须多次进行,特别是在新机投入使用后的试运转期间内,要反复修正各处轴线的偏移量,将轴系引起的振动和附加负荷减至最低。

必须正确安装齿轮箱箱体扭力臂,装配接合处间隙不得过大,应保证齿轮箱箱体不会产生扭转变形,与之相连的联轴节不会产生共振。

5.2 机组启动前对齿轮箱的检查要求

在风力发电机组起动前,须对齿轮箱检查下列内容:

- 油品及油位;
- 管路联接;
- 电路联接;
- 支架螺栓及齿轮箱螺栓上的拧紧力矩;
- 监控系统中相关的控制和报警装置;
- 联轴器安装和对中;
- 防护罩和盖板可靠安装;
- 加热器、冷却器和风扇能正常运行。

在首次启动时,对齿轮箱按下列程序操作:

- 预先注油,对齿轮和轴承进行润滑;
- 如在较寒冷环境中启动,则须预热润滑油,在油液达到工作温度前不得施加载荷;
- 在轻载情况下慢慢启动齿轮箱,检查其旋向是否正确并检查系统油压;

- 油液循环后,停机检查油位,如有必要再加油;
- 监控齿轮箱的振动和温度,如发现异常,立即关机并采取措施排除故障;
- 未经过工厂跑合程序的齿轮箱,在试运转前应进行跑合,试运转的前 10 h 内以较轻载荷运行,使齿轮磨合,以减少胶合的风险;
- 在现场进行跑合后,应对齿轮箱内的润滑油进行检查,并通过多次循环过滤,清除杂质,清洗滤芯,如有必要,更换润滑油和滤清器;
- 检查联轴器对中情况并拧紧所有螺栓。

5.3 齿轮箱维护检查要求

应当根据使用维护说明书的要求定期清理滤清器和更换润滑油。

为了保证正常运行,必须对齿轮箱工况进行随机监控和定期检查。在试运转 72 h 内进行首检,试运行 1 000 h 后进行复检,运行 6 个月后进行第三次检查,之后按使用说明书规定的时间间隔进行例行检查。检查内容至少应包括油的黏度、清洁度、水含量、杂质含量以及氧化程度等。

应当保留检查的记录,内容包括工作温度、清洁度、噪声、振动等级、轴承及齿轮的工作情况、油液及齿轮箱整体情况等。

执行检查和维护的人员必须经过培训,并具备相应的资格。

6 标志、使用说明书

6.1 标志

产品铭牌和旋向箭头应分别标注在齿轮箱的显著部位,产品铭牌应符合 GB/T 13306 规定,其内容至少应包括:

- a) 型号和规格;
- b) 额定输入功率;
- c) 额定输入转速;
- d) 增速比;
- e) 出厂编号;
- f) 出厂日期;
- g) 商标及检验认证标记;
- h) 制造厂名称。

6.2 使用说明书

制造厂提供的产品说明书,编写应符合 GB 9969.1 的规定,其内容至少应包括:

- a) 产品执行标准号和技术规格;
- b) 齿轮箱概况及使用说明;
- c) 吊运注意事项及专用工具使用说明;
- d) 安装技术要求,必要时附有安装平面布置图和载荷分布图;
- e) 对风力发电机组启动、停机、制动以及运行等工况的要求;
- f) 维护保养说明。

7 包装、运输、贮存

7.1 包装

7.1.1 齿轮箱在出厂检验合格后按 GB/T 13384 的规定进行包装,并按 GB/T 191 的规定涂刷储运图示标志。

7.1.2 齿轮箱在包装箱内应可靠固定,并有采取防止旋转轴转动的措施。

7.1.3 产品应按如下规定进行防锈包装:

- a) 全部外露的机械加工表面应涂防锈剂；
- b) 齿轮箱内部应涂能用溶剂清除的防锈剂。

7.1.4 齿轮箱随机文件：

- a) 产品使用说明书；
- b) 产品合格证书；
- c) 供货清单；
- d) 装箱清单；
- e) 备件及易损件清单；
- f) 资料清单。

7.2 运输

齿轮箱在运输时应采取必要的防震、防撞、避免碰伤和有害气体侵蚀的措施。

7.3 贮存

齿轮箱应贮存在清洁、通风、防潮湿的地方，不允许在阳光下长期暴晒。

齿轮箱出厂后有效封存期为一年，如长期存放或停用，应及时检查保养并再次封存。

附录 A

(规范性附录)

齿轮箱主要零件的强度评定指南

A.1 设计载荷

A.1.1 齿轮箱主要零部件应具有足够的强度,能承受风力发电机组各种工况下的动、静载荷。齿轮箱上的动负荷取决于输入端(风轮)、输出端(发电机)的特性和主、从动部件(轴和联轴器)的质量、刚度和阻尼值、风力发电机组机舱的布置形式、控制和制动方式以及外部工作条件。

A.1.2 载荷谱和极限载荷是齿轮箱的设计计算基础。载荷谱应当体现出齿轮箱在其设计使用寿命内的整个运行过程中所将承受的所有负荷,包括安装地的正常运行负荷和由极限风速或三维湍流工况引起的最高运行负荷,以及由于突然调距或叶梢展开或机械制动等原因引起的瞬时峰值负荷。其中后二类负荷虽然在整个运行周期中只占很少时段,却会对齿轮箱的疲劳寿命产生极大影响,因而必须包含在载荷谱内。

载荷谱可通过长时间的实测得到,或按相关标准推荐的方法通过计算确定(称为简化载荷谱)。但由于风力发电机组的载荷变化情况无法预知,也很难精确分析和模拟。因此,要在设计阶段得到能体现风力发电机组真实负载情况的载荷谱(称为真实载荷谱)是十分困难的。推荐按照风力发电机组设计要求,采用时序仿真方法对齿轮箱载荷进行疲劳工况设定和累积计算。如果借鉴现有载荷谱,则数据必须取自相同齿轮箱、相同布置形式和相同运行工况的风力发电机组。若从具有近似结构尺寸和布置形式的风力发电机组上按比例确定,就必须计及轴系布置和操作等差异对载荷谱的影响(称为典型载荷谱)。

A.1.3 作用在风力发电机组的载荷受安装地的环境和运行工况、布置方式、控制方式的影响极大。两台额定功率完全相同的风力发电机组可能由于安装地和机组的布置或控制方式不同而具有完全不同的载荷谱,并因此出现截然不同的运行结果。因此在确定未按真实载荷谱设计的齿轮箱规格时,需综合考虑安装地的风力发电机组设计等级、布置方式和控制方式等多种因素而不能单纯地用“使用系数”来确定。

A.1.4 按载荷谱(真实载荷谱、典型载荷谱、简化载荷谱)设计时,应采用 Miner 疲劳累积损伤准则确定当量扭矩 T_{eq} 。

A.1.5 无载荷谱时,齿轮箱的设计负荷可用发电机额定功率除以齿轮箱机械效率与发电机效率之乘积得到的功率。

A.2 齿轮

A.2.1 静强度设计

A.2.1.1 齿轮轮齿的静强度分析应以作用于齿轮箱上的最大转矩为依据,并按 GB/T 3480 规定的方法进行。

A.2.1.2 轮齿齿根和齿面的最大静应力应不超过对应齿轮轮齿的断裂和表面形成压痕的强度极限值。以下是推荐的安全系数:

表面接触静强度安全系数 $S_H \geq 1.0$;

齿根断裂静强度安全系数 $S_F \geq 1.4$ 。

A.2.1.3 静强度计算时,系数 $K_A = 1$ 。

A.2.2 疲劳强度设计

齿轮轮齿的疲劳强度设计应建立在轮齿的应力分析和确定齿轮材料的疲劳特性(S-N)曲线基础上。前者根据载荷谱采用适当的应力分析方法进行,后者应通过试验获得。在没有获得特定材料和特

定工艺条件下的试验数据时,则从有关手册查取。疲劳损伤破坏根据线性损伤累积理论,如 Palmgreen-Miner 准则确定。

A.2.2.1 疲劳强度计算的方法或标准、使用寿命和可靠性要求、无载荷谱时的使用系数及要求的安全系数等均应在设计说明书或订货规格说明书中明确规定。无明确规定时,可按 GB/T 3480 规定的方法进行。并分别按 A.2.2.2、A.2.2.3 和 A.2.2.4 选取使用系数和安全系数。

A.2.2.2 使用系数(K_A)推荐值:

- 按真实载荷谱计算时,取 $K_A=1$;
- 按简化载荷谱计算三叶片机组时,取 $K_A=1.3$;
- 无载荷谱时,取 $K_A=1.2\sim 1.4$ 。

A.2.2.3 安全系数(S_H 、 S_F)推荐值见表 A.1。

表 A.1 安全系数推荐值

安全系数	按真实载荷谱	按简化载荷谱
S_H	≥ 1.25	≥ 1.3
S_F	≥ 1.56	≥ 1.7

无载荷谱时,应由供需双方协商决定,推荐 $S_H\geq 1.35$; $S_F\geq 1.75$ 。

A.2.2.4 按 GB/T 3480 的一般方法计算时,动载系数 K_v 的计算值应不小于 1.05;载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 的计算值应不小于 1.15。当应力循环次数达到或超过 10^{10} 时,取接触强度的寿命系数 $Z_{NT}=0.85$,弯曲强度的寿命系数 $Y_{NT}=0.85$ 。

A.2.3 齿面胶合承载能力计算

胶合与发生疲劳损伤所经历的时间较长不同,一次简单的瞬时过载就可能引起严重胶合而使齿面在极短时间内出现损伤。因此,齿轮箱生产厂需与主机厂协商决定采用何种方法或标准对齿轮副,特别是节线速度较高的齿轮副进行齿面胶合承载能力分析计算。本标准推荐采用 GB/Z 6413.1 进行分析计算。

A.2.4 技术要求

A.2.4.1 宽径比(b/d_1)

直齿和单斜齿的宽径比应小于 1.25,人字齿宽径比应小于 2.0。

A.2.4.2 齿轮变位

应采用适当变位以提高齿轮的使用性能,宜采用平衡滑差法进行齿轮变位。

A.2.4.3 设计齿形

为补偿加工误差和各种变形,应采用适当的渐开线齿形修正和螺旋线修正。要谨慎选择确定修正量的设计载荷,样机测试时应达到此设计负荷,以验证确定修正量的计算模型的正确性,并确定更为合适的修正量。

A.2.4.4 行星齿轮轮缘厚度

为保证轮齿强度,行星轮轮缘厚度(齿根圆至内孔)应不小于齿轮模数的 3 倍。

A.2.4.5 齿轮材料和热处理

所有齿轮应选用具有良好淬透性的合金钢锻件制造,经适当的硬化处理,达到 GB/T 8539—2000 中 MQ 等级材料所要求的表层和芯部特性及金相组织。

A.2.4.6 硬化层深度

齿轮的有效硬化层深度应根据设计负荷下的应力分布确定。既要避免因硬化层过深引起的脆性,也要避免因硬化层过浅发生表层的疲劳剥落。

A.2.4.7 齿轮精度

齿轮精度应不低于表 A.2 的值。

表 A.2 齿轮精度

齿 轮 类 型	热 处 理	GB/T 10095—2008 等级
外齿轮	渗碳	5
内齿轮	渗碳	6
内齿轮	渗氮	7(跳动及周累为 8)

A.2.4.8 齿轮加工

- a) 应采用最小刀顶半径不小于 0.25 m_n 的磨(剃)前滚刀加工。
- b) 不允许出现磨(剃)削台阶,经硬化的齿根不允许磨削。
- c) 齿顶和齿端部应倒角(圆)。
- d) 精加工后齿面不得进行抛丸处理。

A.2.4.9 齿面粗糙度

齿面粗糙度对齿面胶合和微点蚀有较大影响,为降低这些风险,宜采用表 A.3 中所推荐的齿面粗糙度,并在适当的功率等级下进行跑合。

表 A.3 齿面粗糙度

齿 轮	$Ra(\mu m)$
高速级齿轮	0.8
中速级齿轮	0.8
低速级齿轮	0.8
低速太阳轮、行星轮	0.4

A.3 滚动轴承

A.3.1 静强度计算

静态安全系数应按轴承内部载荷的实际分布计算。无条件时,也可取轴承的额定静载荷与当量静载荷之比,即 C_0/P_0 。

任意轴承的静态安全系数在该轴承的最大工作负荷时应大于 3.0,在极限负荷时应大于 2.0。

A.3.2 额定寿命计算

A.3.2.1 基本额定寿命

轴承的基本额定寿命按式(A.1)计算。

$$L_{h10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon$$

.....(A.1)

式中:

- L_{h10} ——失效概率为 10%的基本额定寿命,单位为小时(h);
- n ——转速,单位为转每分(r/min);
- C ——轴承的基本额定动载荷,单位为牛(N);
- P ——由设计载荷确定的轴承当量动载荷,单位为牛(N);
- ϵ ——寿命指数。对球轴承为 3.0,对滚子轴承为 10/3。

有载荷谱时,轴承的当量动载荷应为平均当量动载荷,并按式(A.2)计算:

$$P_m = \left(\frac{1}{N} \int_0^N P^\epsilon dN \right)^{\frac{1}{\epsilon}}$$

.....(A.2)

式中:

- P_m ——平均当量动载荷,单位为牛(N);

N ——总循环次数。

无典型载荷谱时,轴承平均当量动载荷依据额定载荷的 60% P_{60} 叠加±30%的正弦交变分量进行计算:

$$P = 0.68P_{\max} + 0.32P_{\min} \dots\dots\dots (A.3)$$

式中:

$P_{\max} = 1.3P_{60};$

$P_{\min} = 0.7P_{60}。$

A.3.2.2 接触应力

对于向心滚子轴承,可按附录 D 的方法估算出在平均当量动负荷作用下滚动体的最大接触应力 p_{\max} 此应力不应大于表 A.4 所列的指导值。

表 A.4 轴承平均当量动载荷作用下的滚动体最大接触应力指导值

轴 承 位 置	最大接触应力 p_{\max}/MPa
高速轴	1 300
高速中间轴	1 650
低速中间轴	1 650
行星轮	1 450
低速轴	—

A.3.2.3 修正额定寿命

A.3.2.3.1 轴承的基本额定寿命主要考虑了载荷因素对轴承寿命的影响。实际上,轴承的工作寿命受其他因素的影响也很大。这些因素包括工作转速、工作温度、润滑油膜厚度和清洁度以及添加剂等。修正额定寿命就是综合考虑上述因素以及有不同可靠性要求而对基本额定寿命进行修正所得到的额定寿命。

修正额定寿命的计算可按轴承生产商推荐的修正方法进行。

A.3.2.3.2 变载荷下的修正额定寿命,应对各稳定条件下对应的时间段分别进行计算,并按式(A.4)计算出综合修正额定寿命。

$$L_{\text{xy}} = \frac{\sum q_i}{\sum \frac{q_i}{L_{\text{xyz},i}}} \dots\dots\dots (A.4)$$

式中:

L_{xyz} ——综合修正额定寿命,单位为小时(h);

q_i ——第 i 载荷等级上的时间份额;

$L_{\text{xyz},i}$ ——第 i 载荷等级上的修正额定寿命,单位为小时(h)。

为方便数据处理,可按 Miner 准则对载荷谱进行简化折算,但简化后的载荷等级数不得少于 10。载荷谱折算时所用的寿命指数应当与修正额定寿命计算时所用的相同。

计算中所用的失效概率仍为 10%。

当按式(A.4)计算出的综合修正额定寿命大于按 GB/T 6391—2003 计算出的综合基准额定寿命 L_{10r} 的 10 倍时,应取 $10L_{10r}$ (注意转换成小时)。

A.3.2.3.3 修正额定寿命应等于或大于用户要求的指标。一般情况应不小于 175 000 h。

A.3.2.3.4 修正额定寿命计算中用到的轴承润滑油工作温度可按表 A.5 选取。表中油池温度为稳定状态下的油池工作温度。

A.3.2.3.5 修正额定寿命计算中需要考虑轴承的工作游隙。表 A.6 列出的稳定运行下具有代表性的温度差,可用于工作游隙的计算。

表 A.5 用于计算的轴承润滑油工作温度

轴 承 位 置	飞溅润滑轴承的润滑油工作温度	强制润滑轴承的润滑油工作温度
高速轴	油池温度+15℃	油池温度+5℃
高速中间轴	油池温度+10℃	
低速中间轴	油池温度+5℃	
行星轮	油池温度+5℃	
低速轴	油池温度	

表 A.6 用于工作游隙计算的温度差

轴 承 位 置	内圈与外圈的温度差	
	≤500 kW	>500 kW
高速轴	5℃~10℃	10℃~20℃
高速中间轴	3℃~8℃	5℃~15℃
低速中间轴	3℃~8℃	0℃~10℃
行星轮	-5℃~0℃	-5℃~0℃
低速轴	0℃~5℃	0℃~5℃

A.3.3 滚动轴承的最小工作载荷

选择轴承尺寸和类型时,必须考虑滚动元件与滚道之间在最小负载时的打滑危险。齿轮箱试运行时,如果转速很高而载荷很小,或者选用的轴承尺寸过大,都有可能发生这种打滑现象。如果润滑又不充分,就很容易导致轴承初始损伤。推荐向心轴承的最小负荷比值如下:

- 球轴承 $P/C=0.01$;
- 滚子轴承 $P/C=0.02$;
- 满滚子轴承 $P/C=0.04$ 。

A.4 轴

A.4.1 轴的材料

所有的轴都应由合金钢锻件制成并具有足够的表面硬度。轴的材料应具有良好可淬透性以获得满足使用要求的强度和韧性以及金相组织。

A.4.2 轴的强度

轴的设计和疲劳强度的评估应按供需双方指定的标准或方法进行,并选择最小安全系数。没有指定时可按相关设计手册或规范介绍的方法计算。强度分析时应考虑轴上的所有负载,包括所承受的结构负载。

A.5 过盈配合、键和花键

A.5.1 过盈配合

无键过盈联接的设计可按 GB/T 5371 进行。过盈配合计算必须同时考虑抗滑动安全系数不小于 4 和最大计算应力不超过材料屈服强度的 0.8 倍。对于带键的过盈联接可按无键过盈联接的设计方法进行,但在计算其传递能力时不将键的传扭作用考虑在内。当转速较高时须考虑离心力的影响。

A.5.2 键

所有键应用钢材制造。键的材料应具有良好的可淬透性以获得满足使用要求的强度和韧性以及金相组织。

应避免键槽越过轴径的变化处。键槽边缘应去毛刺,无刻痕、细沟等任何可能产生应力集中的因素。

键、轴和轮毂的平均挤压应力应不超过材料屈服强度的 0.7 倍,键的剪切应力应不超过材料屈服强度的 0.35 倍。

键与轴上的键槽应使用过盈配合。

A.5.3 花键

花键配合的设计可按 GB/T 3478—1995(所有部分)进行。

浮动花键的外齿和内齿均应作表面硬化处理,宜使用氮化工艺。浮动花键应有充分的润滑以防止摩擦腐蚀。宜采用强制润滑,尽可能使润滑油的流动将杂质冲洗干净,并通过返回油路流回油池。

A.6 箱体

箱体主要零件宜采用球墨铸铁或铸钢件制造。铸件应进行完全消除应力处理。

箱体应具有合理的结构和足够大的刚性,能够承受极限载荷而不会产生永久变形。

在寒冷地区使用的箱体应具有耐低温和较强的抗冲击、抗冷脆断裂的性能。

建议在样机或试制阶段对箱体作有限元分析,具体要求按照供需双方的技术协议执行,必要时按照计算结果更改设计。

附 录 B
(资料性附录)
润滑与监控

合理选用润滑油并进行监控和维护,对风力发电机组正常运转和延长使用寿命至关重要。对润滑油的选择,如选择润滑油类型、黏度以及考虑润滑方式、工况和系统维护等,由主机厂和齿轮箱生产厂、油品供应商共同商定,并应取得轴承生产商的认可。除了齿轮和轴承外,还有许多零部件如密封件、涂料、油泵、热交换器及滤清器等,会接触到齿轮箱润滑油,在选用齿轮箱润滑油时亦应考虑这些零部件的特殊要求。

B.1 润滑油类型

润滑油类型的选择取决于黏度、黏度指数、倾点、添加剂及系统润滑成本等多种因素。为了适应现场特殊工况、充分发挥风力发电机组的性能,要求齿轮箱所用的润滑油含有耐磨添加剂并具有合适的黏度。润滑油的基础油必须是高度精制的矿物油、全合成油或半合成混合油,在正常工作温度下除了要保持适当的黏度外,还应具有较强的抗微点蚀和极压性能,油品供应商应提供相关的,如 FZG 承载性能、抗微点蚀性能、FE8 轴承抗磨性能等测试数据。

B.2 润滑油黏度

黏度是润滑油最重要的物理性能。在低温环境下冷启动时,油液应具有适当的黏度以保证在各临界表面上具有足够的润滑油膜,从而减少金属与金属间摩擦磨损,不会产生过多的齿轮搅油损失或轴承内油液摩擦阻滞等附加损失。

在齿轮箱正常运转时,润滑油也应保持适当的黏度,以降低附加损失和避免空气混入后产生的发泡现象。润滑油的附加损失会使齿轮箱的运行温度升高,导致油的氧化,从而缩短润滑油的使用寿命。油液氧化所形成的油泥还会堵塞滤清器和油道并在临界表面上产生沉积。

通常齿轮箱润滑油黏度等级是根据风力发电机组的运行工况而非启动工况选择的。这就可能出现工作温度下适合的油液在冷启动时黏度过高的情况。这就要求润滑油生产商提供的润滑油具有较高的低温适应性能,如低倾点、高黏度指数以及低温动力黏度等。或者在齿轮箱油池内装入一个低功率密度的加热器或是在机舱中增设一个空间加热器,用于提高润滑油的温度来得到适当的启动黏度。

各个风场风力发电机组工作条件都不尽相同。作为采购方的主机厂应向齿轮箱生产厂和润滑油生产商说明风力发电机组的工作环境和工况要求。齿轮箱生产厂应当在齿轮箱使用维护说明书中说明润滑油在正常工作温度下的黏度范围。润滑油生产商则应提供所选润滑油在最低冷启动到最高工作温度范围内的技术参数等技术资料。

B.3 润滑方式

齿轮箱生产厂应与主机厂商定润滑用途和润滑方式,并根据系统要求指定油泵位置、管路类型、管接头、过滤器类型、滤芯更换间隔及流量要求等技术要求。

B.3.1 飞溅润滑

飞溅润滑是齿轮箱最简单的润滑方式。低速轴上的齿轮必须浸没在油池中至少两倍于轮齿高度,才能向齿轮和轴承提供充分的飞溅润滑油。在保证向所有轴承及齿轮提供充分润滑的前提下设计最低油位。齿轮箱箱体上应设置油池,沿箱壁流下的油液应尽可能收集并送至轴承润滑。

外置滤清系统可控制污染并防止微粒进入齿轮和轴承的临界表面。建议飞溅润滑系统使用外置滤清系统。外置滤清系统应使油液清洁度比轴承寿命计算时的设定值高一个等级。

要注意在风力发电机组切出或切入前如设置了停机制动,则飞溅润滑有可能防止不了齿轮和轴承间金属对金属的直接接触。这在使用高速轴停机制动时尤为明显。

B.3.2 强制润滑

500 kW 及以上的齿轮箱应当采用强制润滑系统以确保所有转动部件得到充分润滑,以延长齿轮箱零部件和润滑油的寿命。该系统可以通过采用内置或外置滤清器的方式来保持油液的清洁度达到如表 B.1 所示的要求。为了保证充分润滑和控制油温,必须考虑黏度、流速、压力及喷油嘴的大小、数量和位置等因素进行合理的设计。除了浸没于油池工作油位以下的轴承外,所有轴承都必须由该润滑系统可靠供油。强制润滑系统还应配备一个热交换器。

使用电动油泵供油的润滑系统,在风力发电机组制动过程或意外停电时有可能产生短暂的缺油,引起机件的损伤,在齿轮箱的中间轴端设置双向机带油泵,有利于解决此问题。是否设置附加油泵,由主机厂和齿轮箱厂协商确定。

表 B.1 润滑油清洁度

样品油来源	按 GB/T 14039 要求的清洁度等级
齿轮箱加入的油	—/14/11
齿轮箱台架试验后取出的油	—/15/12
风力发电机组试运行 24 h~72 h 后从齿轮箱内取出的油(用于强制润滑系统)	—/15/12
按操作和维护说明书规定取样的齿轮箱内的油(仅用于强制润滑系统)	—/16/13

箱体内的喷油嘴和油管应安装牢固,紧固螺栓应有可靠的防松措施。喷油嘴上宜设置一个内置滤网来防止污物阻塞。

B.3.3 组合润滑系统

采用飞溅和强制两种润滑方式组合的润滑系统应确保所有齿轮和轴承都能得到充分的润滑。组合系统只用于规格较小的油泵和油路,可根据需要配备滤油器、冷却器和加热器。

B.4 工作温度

在齿轮箱内部各个部位的润滑油温度是不同的,因此必须在供需双方签订的技术协议中明确规定测量点的位置。主要应考虑三个部位的工作温度:系统、齿轮啮合及轴承处的温度。

B.4.1 系统油温

是指润滑系统油液的温度。对于飞溅润滑或组合润滑的齿轮箱,系统油温在齿轮箱油池的中心区域测量。如为强制润滑系统,系统油温则是指系统工作期间油泵至滤清器组件之间油路内的油温。

B.4.2 齿轮啮合温度

是指经过齿轮轮齿啮合后从出口处所测的油温。它与轮齿表面温度十分近似,是抗胶合能力计算的重要参数。为了提高轮齿表面温度测量的准确度,齿轮啮合温度应尽可能靠近啮合出口处测量。

B.4.3 轴承油温

是指滚动轴承附近所测的油温,它与在轴承外圈上测量的轴承温度不同,应在测量时尽可能靠近轴承滚动件来提高油温测量的准确度。

B.5 油量

润滑系统最小油量应为:

$$Q_{ly} = 0.15P_1 + 20$$

.....(B.1)

式中:

Q_{ly} ——建议油量,单位为升(L);

P_t ——风力发电机组额定功率,单位为千瓦(kW)。

通常上述建议油量是以箱体为油池的多级齿轮箱应用的经验值。对于非多级齿轮箱或采用独立油箱的情况,上述等式不适用。

B.6 温度控制

在风力发电机组整个运行过程中应控制齿轮箱的工作温度。必要时可采用加热器或冷却器来控制齿轮箱温度。控制要求应按照 B.6.1 和 B.6.2 所述执行。

B.6.1 油池温度

应限制最高油池温度和油池最高绝对温度。所规定的限制值应与齿轮和轴承标定计算中所使用的数值相对应。当风力发电机组连续运行 1 h,油池油温超过 85℃ 达 10 min,系统中的温度控制装置应能自动关停风力发电机组。在寒冷状况下启动时,油池油温必须高出润滑油倾点 5℃ 以上,才能使油液自由循环。为此,齿轮箱必须配备加热装置。对齿轮箱及外部组件进行加热的方法有:

- 用机舱内的热风加热;
- 使用润滑系统中的热交换器加热;
- 使风力发电机组在受控转速下运转,逐步升高轴承和齿轮啮合处的温度;
- 用电阻加热装置将外部润滑油路包裹起来加热;
- 连续泵油循环保持流动性升高温度。

不论采用何种方法,都应确保润滑系统能够在天气寒冷时向临界部件如齿轮、轴承、花键、过滤装置和外部油箱供应充足的润滑油。

B.6.2 轴承温度

应当限制轴承最高温度和最高绝对温度。所规定的限制值应与齿轮和轴承标定计算中所使用的值相对应。当风力发电机组连续运行 1 h,轴承外圈温度超过 105℃ 达 10 min,系统中的温度控制装置应能自动关停风力发电机组。连续运转时,在轴承外圈处测得的允许最高轴承温度不得超过 95℃。

B.7 润滑油工况监控

必须在齿轮箱使用和维护说明书中说明润滑油工况监控及其检测要求。润滑油性能的测试应包括润滑油生产商所建议的内容,并按照规定进行润滑油取样。检测项目包括:

- 油的清洁度;
- 黏度;
- 水含量;
- 元素含量;
- 总酸值;
- 机械杂质。

风力发电机组生产商也应在主机的使用及维护说明书中按照齿轮箱生产厂的建议写明这些监控和检测要求。

B.8 润滑油清洁度

为了延长齿轮及轴承寿命,必须保持润滑油清洁。保持清洁度的方法有:

- 工厂试验后确定油的清洁度等级;
- 在新润滑油加入齿轮箱前先进行过滤;
- 在运行过程中对油进行过滤,保持所要求的清洁度等级;

- 在运行过程中进行监控,按 B.7 要求检测润滑油污染或其他不良变化;
- 定期更换滤清器滤芯。

表 B.1 给出了润滑油清洁度的标准。

齿轮箱生产厂应通过试验结果证明在生产及验收试验中所采用的润滑油满足表 B.1 中所示的清洁度要求。主机厂则应通过试运行证明齿轮箱满足表 B.1 的要求。在整个齿轮箱使用寿命期间内,最终用户则应以同样方式继续监控并记录润滑油的清洁度。

B.9 润滑油过滤器

系统的过滤能力应保证润滑油满足如表 B.1 规定的最低清洁度的要求。部件的选用、过滤元件的规格、过滤介质孔隙大小以及过滤介质的额定效率应由主机厂、齿轮箱生产厂和滤清器生产商共同商定。

B.10 接口

主机厂和齿轮箱生产厂应共同确定齿轮箱上的接口类型和尺寸要求。接口的类型包括排油口、油位接口、压力油接口、滤油器接口、油取样口以及透气口等。

加油孔应位于易于接近和便于操作的部位,孔口应采用密封可靠的端盖或螺塞。放油螺塞应接近箱体底部,以保证油液彻底排放。

B.11 油位指示器

应在易于观察的位置配备油位检查装置。如配备金属油标尺,其设计应能正确表示油位状况。油标尺上的油位线标记必须保持清晰。

B.12 磁性螺塞

磁性螺塞安装于油循环区域易于触及的位置。从磁性螺塞上也可以反映油液中所含杂质情况,每次换油都必须对螺塞进行清洁或更换。采用内置油液微粒计数器来监控污染情况的系统不宜使用磁性螺塞。

B.13 气孔帽

建议设置带有过滤装置的气孔帽,其结构和安装位置应能有效排出空气以及防止大气中的灰尘、水分和其他污物进入箱体。气孔帽应具有在低流阻的条件下小于等于 $5\ \mu\text{m}$ 过滤精度并根据环境和使用条件,使用干燥剂减少齿轮箱内水分凝结。

B.14 取样口

为了便于进行油液清洁度检查,建议在齿轮箱两侧工作油位高度中部设置取油样口。两个孔口中的一个设在油泵和滤清器之间,另一个在滤清器后面。油品性能以滤清器后的取样分析结果为准。

附 录 C
(资料性附录)
轴承选型与配置形式

本附录所列的内容为风力发电机组齿轮箱选择齿轮箱轴承类型和配置的建议。这些意见不能取代设计过程中对各类轴承及其配置的详细分析。特别是在选择表中未列出的或标明为“未经验证”的轴承时,要和轴承供应商共同分析研究,进行必要的试验,取得经验后谨慎使用。本附录对轴承选型和配置所作的建议基于下列假设:

- 轴承的结构和尺寸符合本标准及轴承制造厂的要求;
- 轴承的载荷谱包含所有外部和内部载荷;
- 按照本标准和轴承制造厂的建议,轴承得到充分润滑;
- 相关零部件设计符合本标准和轴承制造厂的要求。

C. 1 轴承选型

风力发电机组齿轮箱常用的轴承有承受纯径向负荷和承受纯轴向负荷的轴承,也有既能承受径向负荷又能承受轴向负荷的轴承。

C. 1.1 轴承的类型

表 C. 1~表 C. 3 列出了风力发电机组齿轮箱常用的轴承类型并简要说明其特点。

表 C. 1 既承受径向负荷又承受轴向负荷的轴承

序号	轴承类型	代号	概 述
1	球面滚子轴承	SRB	球面滚子轴承具有很高的承载和调心能力,在工业齿轮传动装置中有较广泛的应用。在风力发电机组齿轮箱上应用时需要考虑其特定的运行条件和风力发电机组工况的多种因素
2	NJ 型圆柱滚子轴承	CRB	如果要求此类轴承承受轴向载荷,其内圈挡边的强度应从冲击载荷、弯曲疲劳和散热等方面作全面分析并合理设计相关联的支承零件以使内圈挡边获得适当的支撑。 如果采取了相应措施使轴承和角圈不产生松动,NUP 型和 NJ+HJ 型也可作为固定端轴承使用
3	满圆柱滚子轴承	fc CRB	只有在离心力不会造成滚子之间较大接触力的情况下才可采用满圆柱滚子轴承。如果要求此类轴承承受轴向载荷,其内圈挡边的强度应从冲击载荷、弯曲疲劳和散热等方面作全面分析并合理设计相关联的支承零件以使内圈挡边获得适当的支撑
4	圆锥滚子轴承	TRB	圆锥滚子轴承应成对使用。必须根据实际工况分析配对条件和指定工作游隙要求。 在典型工况下,若端部串动能控制在可接受范围内,单列的圆锥滚子轴承也可用于交叉定位配置
5	深沟球轴承	BB	此类轴承的承载能力较小,使用受到限制
6	角接触球轴承	ACBB	此类轴承可能因其承载能力不足而限制使用
7	双列满圆柱滚子轴承	dr fc CRB	只有在离心力不会在滚子之间产生较大接触力的情况下才可采用满圆柱滚子轴承。如果接触力较大,则须另作考虑。如果选用此类轴承来承受轴向载荷,则必须对其内圈挡边的强度从弯曲疲劳、冲击载荷和散热等方面作仔细分析判断。须精心设计邻接的支承零件使轴承挡边得到可靠的支撑

表 C.2 只承受径向负荷的轴承

序号	轴承类型	代号	概 述
1	NU 型圆柱滚子轴承	CRB NU	此类轴承的外圈带双挡边,内圈不带挡边。外圈滚道能留住少量油液以防止干启动
2	N 型圆柱滚子轴承	CRBN	N 型圆柱滚子轴承内圈带双挡边,外圈不带挡边,可将低负荷工况下滚子与内圈接触处的打滑现象降至最少,但风力发电机组齿轮箱很少使用 N 型圆柱滚子轴承
3	鼓形滚子轴承	TORB	其内圈相对于外圈的轴向位移会影响该轴承的径向游隙,也会对齿轮啮合对中性产生影响
4	满圆柱滚子轴承	fc CRB	只有在离心力不会造成滚子之间较大接触力的情况下才可采用满圆柱滚子轴承。如果接触力较大,则须另作考虑
注:轴承只承受径向载荷。它们可用作浮动轴承,或者与另一个能承受轴向载荷的轴承组合使用。			

表 C.3 只承受轴向载荷的轴承

序号	轴承类型	代号	概 述
1	四点接触球轴承	4PCBB	交变的轴向载荷可能导致接触点的游移不定和保持架的过度磨损。因此在负荷方向变化频率较高的场合应避免使用四点接触球轴承
2	球面滚子推力轴承	SRTB	此类轴承在所有工况下都应能承受较大的轴向负荷(请参考轴承样本的说明)
3	圆锥滚子轴承	TRB	此类轴承在所有工况下都应能承受较大的轴向载荷(请参考轴承样本的说明)
4	圆柱滚子推力轴承	CRTB	此类轴承在所有工况下都应能承受较大的轴向载荷(请参考轴承样本的说明)。圆柱滚子推力轴承有打滑现象,并且对润滑油性能有特殊要求。在选用时应注意轴承具有较小的平均直径和高度,以减少打滑现象
注:轴承只承受轴向载荷。它们只可与另一个承受径向载荷的轴承组合使用。后者应当为纯粹的向心轴承,以免受到部分轴向载荷作用。须保证推力轴承自身不会受到任何径向载荷作用,例如可通过在外圈与轴承座处留出径向间隙来实现。应采取适当措施,例如用一个锁止销来防止外圈打转。			

C.1.1.1 齿轮箱的轴

图 C.1 所示是 3 级平行轴传动的齿轮箱示意图,而图 C.2 则是 1 级行星和 2 级平行轴组合传动齿轮箱示意图。在图 C.1 和图 C.2 中,各平行轴的命名分别为低速轴、低速中间轴、高速轴和高速中间轴。若是 4 级传动齿轮箱,三根中间轴则分别称为“低速中间轴”、“中速中间轴”和“高速中间轴”。

行星轮系中,除太阳轮外,小齿轮应当安装在轴承之间,不得采用悬臂结构。太阳轮的结构应不带轴承以实现载荷在诸行星轮之间的均匀分配。带两级或多级行星齿轮传动的齿轮箱不在此论述。

C.1.1.2 轴承组合

成对轴承:在相同位置上的两个相同类型的轴承,其径向承载能力相互补充,同时分别具有承受相反方向轴向载荷的能力。例如面对面或背对背配置的两个圆锥滚子轴承或两个角接触球轴承。

组合轴承:两个不同类型轴承在同一位置上发挥各自的功能。例如四点接触球轴承与 NU 型圆柱滚子轴承的组合,前者承受两个方向的轴向负荷,后者承受径向负荷。

串联轴承:相同位置上的两个相同类型的轴承,其径向和轴向承载能力相互补充。

双列轴承:内圈或外圈公用或两者皆公用的成对轴承,如双列满圆柱滚子轴承。

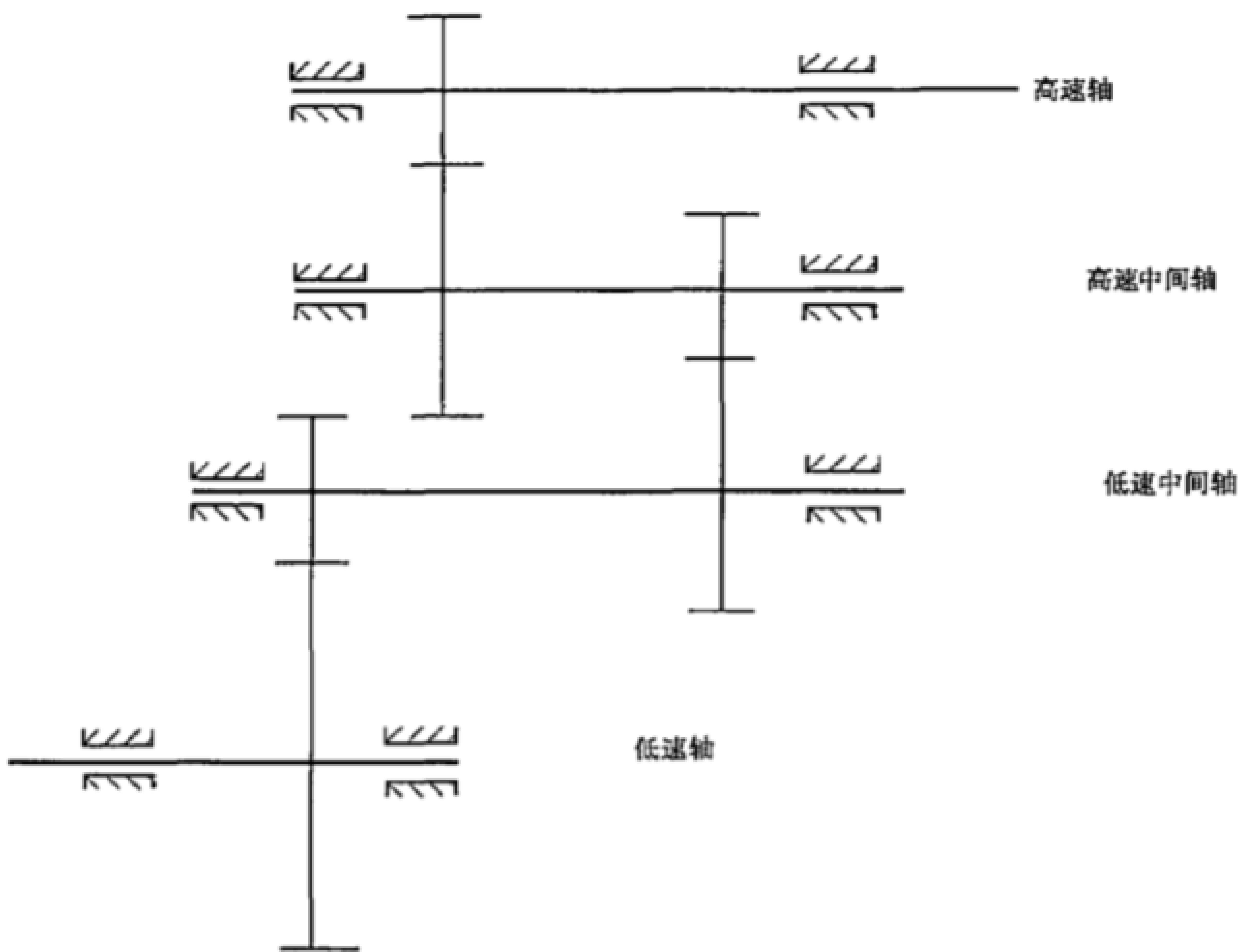


图 C.1 3 级平行轴传动齿轮箱

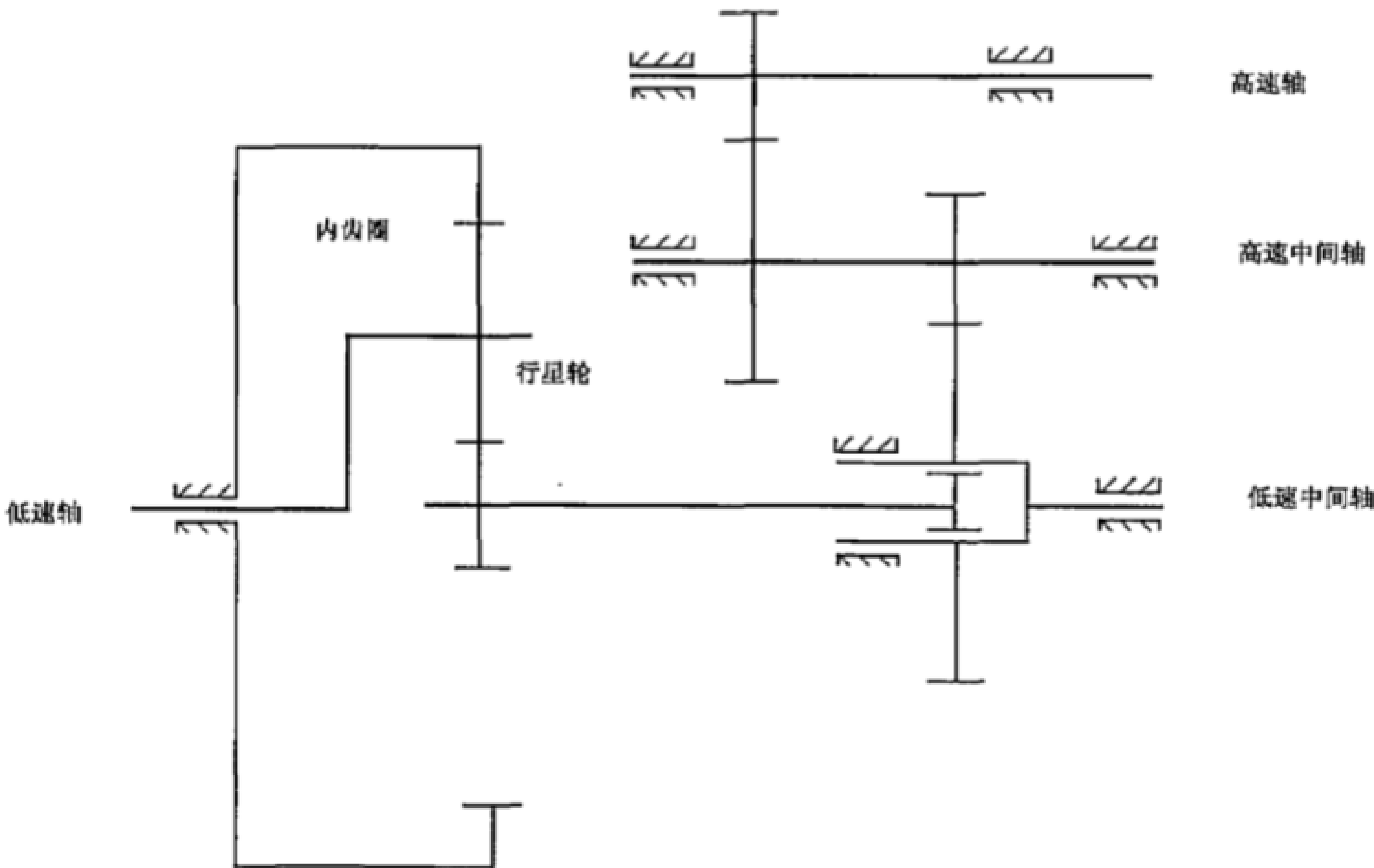


图 C.2 1 级行星 2 级平行轴轮组合传动齿轮箱

C.1.1.3 轴承定位功能

固定轴承:轴承能承受两个方向轴向力。这种定位功能可由一个用于混合载荷的轴承(见表 C.1)或一组组合轴承来实现。

浮动轴承:轴承只承受径向载荷。这种功能可由一个适用于纯径向载荷的轴承(见表 C.2)以及内圈或外圈在轴或孔的配合处可浮动的适用于混合载荷的轴承(见表 C.1)来实现。这种轴承应不受轴向

约束,以利于吸收由于热变形引起的轴向伸长。最好采用能内部浮动的轴承(如圆柱滚子轴承),因其内、外圈可采用紧配合。

交叉定位:某一方向的轴向载荷可由轴上两支撑点的轴承中任一方来承受的轴承配置。轴承与轴的装配应留有充分的轴向游隙以利于吸收热变形引起的轴向伸长。最好采用能内部浮动的轴承(如圆柱滚子轴承),因为它们的内、外圈可采用紧配合。

C. 1.2 轴承选型表

表 C. 4~表 C. 9 为风力发电机组齿轮箱常用轴承配置的选用表。

表中 NJ 型圆柱滚子轴承(NJ-CRB)与其他所有带保持架的圆柱滚子轴承(CRB)用的是同一个符号。但 NU 或 N 型轴承应以不承受轴向载荷的定位方式来使用。

如果一种推力轴承(例如四点接触球轴承、球面推力滚子轴承、圆柱滚子推力轴承)被推荐用作固定轴承,则意味着该推力轴承必须与一个向心轴承组合使用。后者应从浮动轴承的系列中选取,最好选用承受纯径向负荷的向心轴承。

圆锥滚子轴承或角接触球轴承被用作固定轴承时,通常是使用面对面或背对背的成对轴承。

表 C. 4 轴承选型说明

序号	适用性	说 明
1	适用	经验证,此类轴承适用于风力发电机组齿轮箱
2	有限使用	如果满足某些限制条件,并采取一些预防措施,则此类轴承可以采用
3	未验证	此类轴承不是未曾在风力发电机组齿轮箱中使用过,就是实用经验尚不足以确定其性能在可接受范围内。在任何情况下采用此类轴承必须进行详细的理论分析,取得轴承制造商的认可,并针对特定应用作适当的试验
4	不适用	此类轴承不是不宜使用于表列的特定工况,就是已被证实不适用于风力发电机组齿轮箱

表 C. 5 低速轴/行星架轴承的选型

轴承类型代号	球面滚子轴承 SRB	圆柱滚子轴承 CRB	满滚子轴承 fc CRB	滚锥轴承 TRB	深沟球轴承 BB	四点接触球轴承 4PCBB	角接触球轴承 ACBB	球面滚子推力轴承 SRTB	鼓形滚子轴承 TORB	圆柱滚子推力轴承 CRTB
固定轴承	有限使用 ^f	未验证	未验证 ^e	有限使用 ^e	适用	未验证	未验证	未验证	不适用	未验证
浮动轴承	有限使用 ^a	适用	有限使用 ^d	未验证	有限使用 ^a	不适用	不适用	不适用	未验证	不适用
交叉定位	有限使用 ^{a,f}	适用	适用	有限使用 ^b	有限使用 ^a	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用
<div><div>^a 用作浮动轴承或按交叉定位配置时,轴承外圈的配合应能补偿其在配合孔中运转所引起的热膨胀。须防止外圈打转。</div><div>^b 只有在典型工况下的端部串动能控制在可接受范围内时,才可将单列的圆锥滚子轴承用于交叉定位配置。</div><div>^c 成对使用的双列圆锥滚子轴承,其性能取决于内部游隙是否合适。</div><div>^d 径向的挡边应不受轴向约束以允许作轴向游动。外圈应防止打转。</div><div>^e 将此类轴承用作能承受两个方向推力的轴承。</div><div>^f 应仔细分析载荷变化的影响以及轴在轴承内部游隙范围内的运动情况(振幅和频率)。</div></div>										

表 C.6 低速中间轴轴承的选型

轴承类型代号	球面滚子轴承 SRB	圆柱滚子轴承 CRB	满滚子轴承 fc CRB	滚锥轴承 TRB	深沟球轴承 BB	四点接触球轴承 4PCBB	角接触球轴承 ACBB	球面滚子推力轴承 SRTB	鼓形滚子轴承 TORB	圆柱滚子推力轴承 CRTB
固定轴承	有限使用 ^f	未验证	未验证	有限使用 ^c	适用	未验证	未验证	适用	不适用	有限使用 ^c
浮动轴承	有限使用 ^a	适用	有限使用 ^d	未验证	有限使用 ^a	不适用	不适用	不适用	适用	不适用
交叉定位	有限使用 ^{a,f}	适用	适用	有限使用 ^b	有限使用 ^a	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用

^a 用作浮动轴承或按交叉定位配置时,轴承外圈的配合应能补偿其在配合孔中运转所引起的热膨胀。须防止外圈打转。

^b 只有在典型工况下的端部串动能控制在可接受范围内时,才可将单列的圆锥滚子轴承用于交叉定位配置。

^c 成对使用的双列圆锥滚子轴承,其性能取决于内部游隙是否合适。

^d 径向的挡边应不受轴向约束以允许作轴向游动。外圈应防止打转。

^e 此类轴承在滚子接触处会产生滑移,必须用弹簧施加预架载荷。

^f 应作仔细分析载荷变化的影响以及轴在轴承内部游隙范围内的运动情况(振幅和频率)。

表 C.7 高速中间轴轴承的选型

轴承类型代号	球面滚子轴承 SRB	圆柱滚子轴承 CRB	满滚子轴承 fc CRB	滚锥轴承 TRB	深沟球轴承 BB	四点接触球轴承 4PCBB	角接触球轴承 ACBB	球面滚子推力轴承 SRTB	鼓形滚子轴承 TORB	圆柱滚子推力轴承 CRTB
固定轴承	有限使用 ^d	有限使用 ^c	不适用	有限使用 ^c	未验证	适用	未验证	未验证	不适用	未验证
浮动轴承	有限使用 ^a	适用	不适用 ^d	未验证	未验证 ^a	不适用	不适用	不适用	有限使用 ^b	不适用
交叉定位	有限使用 ^{a,d}	有限使用 ^f	不适用	有限使用 ^{b,g}	未验证 ^a	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用

^a 用作浮动轴承或按交叉定位配置时,轴承外圈的配合应能补偿其在配合孔中运转所引起的热膨胀。须防止外圈打转。

^b 只有在典型工况下的端部串动能控制在可接受范围内时,才可将单列的圆锥滚子轴承用于交叉定位配置。

^c 成对使用的双列圆锥滚子轴承,其性能取决于内部游隙是否合适。

^d 应仔细分析由转矩产生的齿轮载荷变化所造成的影响和高速中间轴在轴承内部游隙范围内的轴向运动情况(振幅和频率)。

^e 若 NUP 或 NJ+HJ 型用作固定轴承,则应采取预防措施防止轴承与角圈 HJ 之间的松脱。

^f 此类轴承必须考虑受轴向载荷的方式对冷却方面的要求,以及轴向载荷与径向载荷的比值。

^g 应用在热胀量较小的短轴及弹性变形较小的箱体时,这种结构是相当成功的。

^h 此类轴承已在风力发电机组齿轮箱应用,取得初步经验。

表 C.8 高速轴轴承的选型

轴承类型代号	球面滚子轴承 SRB	圆柱滚子轴承 CRB	满滚子轴承 fc CRB	滚锥轴承 TRB	深沟球轴承 BB	四点接触球轴承 4PCBB	角接触球轴承 ACBB	球面滚子推力轴承 SRTB	鼓形滚子轴承 TORB	圆柱滚子推力轴承 CRTB
固定轴承	有限使用 ^d	未验证 ^e	不适用	有限使用 ^c	有限使用 ^{f,g}	有限使用 ^f	有限使用	未验证	不适用	不适用
浮动轴承	有限使用 ^a	适用	不适用	未验证	有限使用 ^{a,f}	不适用	不适用	不适用	有限使用 ^h	不适用
交叉定位	不适用	不适用	不适用	有限使用 ^{b,e}	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用

^a 用作浮动轴承或按交叉定位配置时,轴承外圈的配合应能补偿其在配合孔中运转所引起的热膨胀。须防止外圈打转。

^b 只有在典型工况下的端部串动能控制在可接受范围内时,才可将单列的圆锥滚子轴承用于交叉定位配置。

^c 成对使用的双列圆锥滚子轴承,其性能取决于内部游隙是否合适。

^d 应仔细分析轴向与径向载荷比较高的承载工况,以及由转矩产生的齿轮载荷变化所造成的影响和高速轴在轴承内部游隙范围内的轴向运动情况(振幅和频率)。

^e 应用在热膨胀量较小的短轴及弹性变形较小的箱体时,这种结构是相当成功的。

^f 采用这种轴承时必须核查冷却要求。

^g 采用此类轴承时要特别注意交替式轴向载荷,例如来自联轴节的载荷的作用。

^h 此类轴承已在风力发电机组齿轮箱应用,取得初步经验。

表 C.9 行星齿轮轴承的选型

轴承类型代号	球面滚子轴承 SRB	球面滚子轴承 SRB	圆柱滚子轴承 CRB	满滚子轴承 fc CRB	双列满滚子轴承 dr fc CRB	双列满滚子轴承 dr fc CRB	滚锥轴承 TRB
配置	单轴承	双轴承	双轴承,交叉定位	双轴承,交叉定位	单轴承	双轴承	双轴承,交叉定位
直齿轮传动	有限使用 ^f	有限使用 ^a	适用	有限使用 ^b	有限使用 ^b	有限使用 ^b	有限使用 ^d
单斜齿轮传动 ^c	不适用	有限使用 ^a	适用	有限使用 ^b	有限使用 ^{b,f}	有限使用 ^{b,e}	未验证

^a 如果配合适当使得内圈有充分的轴向游动以实现载荷的分配,则可以使用两个球面滚子轴承的组合。对内圈及其在轴上的磨损风险须作分析。

^b 满圆柱滚子轴承只能应用于离心力不会造成滚子之间过大接触力的低速行星传动中。

^c 应仔细考虑行星齿轮螺旋角会造成齿轮上产生一个倾覆力矩,这将导致两列轴承之间载荷分配不均以及行星齿轮沿齿宽方向的弹性变形也会影响载荷分配等因素。

^d 行星齿轮上按交叉定位配置的圆锥滚子轴承应当以零游隙或较轻的预紧力装配,这样就使得轴承对齿轮啮合受力的支承为一种刚性支承。因此,行星架的变形(由制造偏差、行星架变形或行星架轴承内的游隙引起)将导致齿轮啮合的不对中性,在设计中须加以弥补。

^e 在斜齿行星齿轮传动中,齿轮轴承一体化的设计已得到应用并取得较多经验,圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承及球面滚子轴承等的滚道可以与行星轮合为一体,在行星轮的孔内加工出来,这样可使设计结构紧凑,并避免了外圈打转的风险。这种一体化的方法必须在材料、热处理和齿轮制造工艺等方面增加一些附加的要求。这种做法在风力发电机组齿轮箱中还处于试验验证阶段。

^f 旋转的外圈和内圈相对于外圈轴线的偏心,两者结合将会导致动态的不同心,并伴随出现滚子相对于外圈的轴向滑动。

C.2 轴承与轴和箱体的配合

用于风力发电机组齿轮箱的轴承与轴和箱体的配合应能防止轴承或箱体的损伤。要采取适当措施防止内圈或外圈打转。行星轮的轴承应将外圈装于齿轮的孔内,其配合公差一般定为 R6。其他的配合须依工作条件及行星齿轮的结构而定。除球面滚子轴承以外,行星轮的轴承内圈应在轴上紧固以防打转。

C.3 轴承保持架

对滚动体既起导向作用又起分隔作用的轴承保持架(如球面滚子轴承的保持架),应当用钢或黄铜制造。

对于仅起分隔滚动体作用的轴承保持架,可考虑采用其他材料,但要经过试验验证并以全面评估为依据。

C.4 轴承内部游隙

所设计的轴承内部游隙应能补偿较大的过盈和温度差引起的变形。内部游隙选用合适与否应通过检验确认。选用时必须注意径向游隙对齿轮啮合不对中性的影响。

C.5 轴承装配

轴承在安装过程中很容易受损。如图 C.3 中所示的盲目安装圆柱滚子轴承的危险性显而易见。因此,齿轮箱制造厂应采用适当的轴承装配技术和工具,避免盲目安装,以降低装配损伤风险。

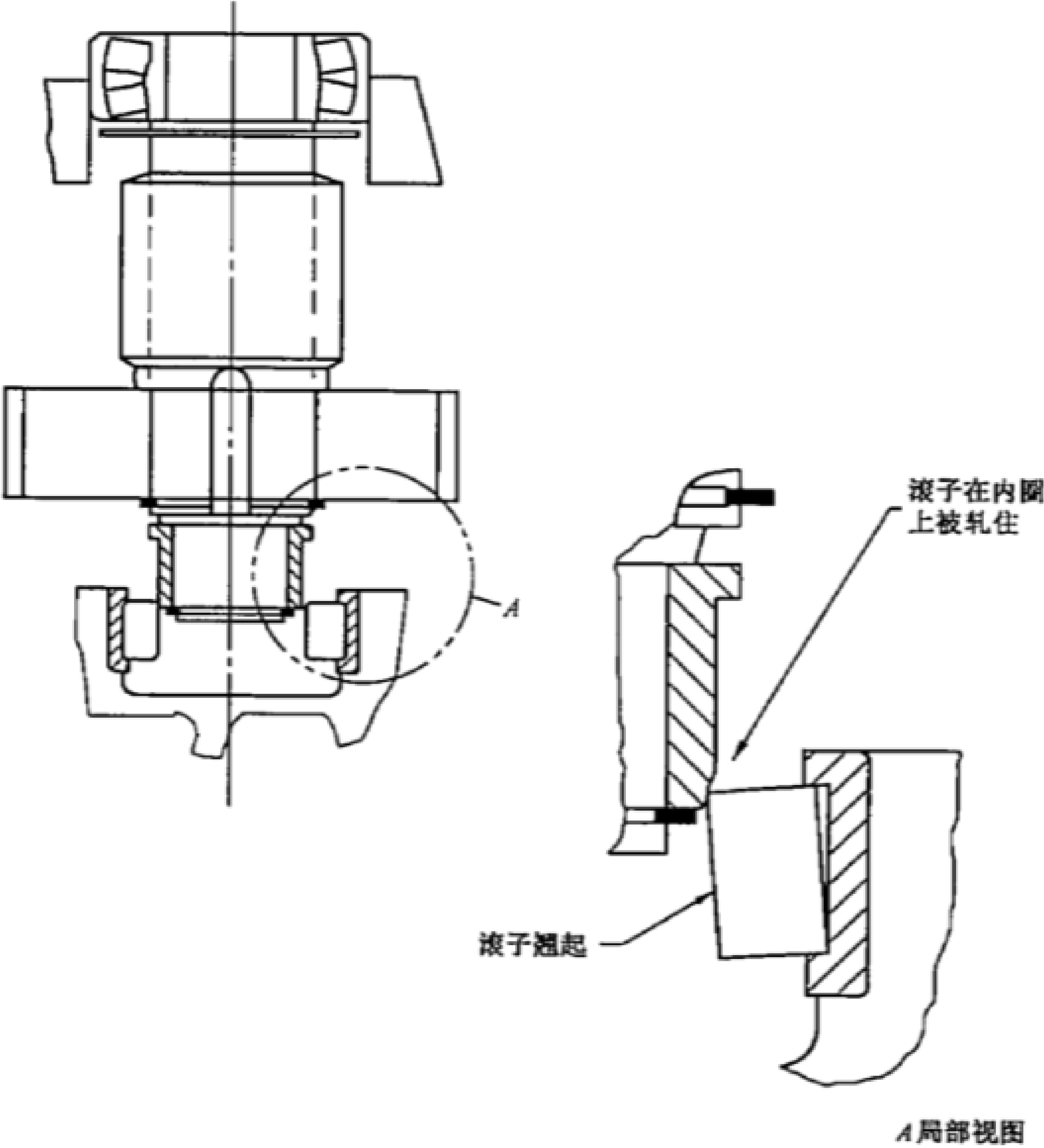


图 C.3 不适当的装配使轴承损伤

附 录 D
(资料性附录)
轴承应力计算

D.1 目的

本附录为调心滚子轴承、圆柱滚子轴承及圆锥滚子轴承在不施加预紧载荷情况下运行时的最大接触压力提供了一种简化的估算方法。这种方法并不是用来取代更为接近的轴承寿命计算方法,而是对轴承制造厂提供的方法作进一步的分析。对接触应力精确计算方法的阐述可参阅参考文献[1]、[2]、[3]。

D.2 术语

除已注明的以外,所用方法和术语与通用轴承样本一致。

D.3 影响因数

本方法将确定三个定义轴承载荷分布的系数: k 、 K_m 和 K_{lc} 。假定最大接触压力发生在滚子与内圈接触处,因为这里是凸面与凸面接触。这种方法只适用于轴承的滚子和套圈均为钢质的内圈与滚子接触应力计算。

本方法将给出这些关键系数的近似值,并据此得出接触压力。实际上,还存在一些附加的影响因数,如轴承的微观几何形态、支承系统的刚度和轴承类型等。本方法仅限于滚子和滚道经充分修形,不会产生较高棱边接触应力的使用情况。

D.4 步骤

D.4.1 当量轴承载荷

当量静载荷 P_0 根据所施加的径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 确定。这里用到的是静态系数 X_0 和 Y_0 ,而不必考虑动态系数:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad \dots\dots\dots (D.1)$$

式中:

F_r ——最大径向载荷,单位为牛顿(N);

F_a ——最大轴向载荷,单位为牛顿(N);

X_0 ——径向系数,见表 D.1;

Y_0 ——轴向系数,见表 D.1。

D.4.2 滚动体的最大载荷

当量静载荷 P_0 分布在构成一种静不定支撑系统的若干滚动体上。载荷分布可以由轴承套圈的交互位移,通过滚动体连带变形的计算来确定。

零游隙轴承单个滚子的最大载荷为:

$$Q = \frac{P_0}{Z \cos \alpha_0} k \quad \dots\dots\dots (D.2)$$

式中:

Q ——零游隙轴承单个滚子的最大载荷,单位为牛(N);

P_0 ——当量静载荷,单位为牛(N);

Z ——滚动体总数;

k ——滚动体承受最大载荷时的载荷分配系数;

α_0 ——公称接触角。
由此得到比值：

$$\frac{ZQ}{F_r} = k$$

.....(D. 3)

表 D. 1 向心轴承的静载荷系数

向心轴承类型	单列 ^a		双列	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
调心滚子轴承	0.5	$0.22\cot \alpha_0$	1	$0.44\cot \alpha_0$
圆柱滚子轴承	1	0	1	0
圆锥滚子轴承	0.5	$0.22\cot \alpha_0$	1	$0.44\cot \alpha_0$
^a 当量静载荷 P_0 必须始终大于或等于径向载荷 F_r 。				

当为零内部游隙,且受载区域为 180°时, k 值等于 4.4。这种工况发生在轴向力与径向力之比 F_a/F_r 大于该轴承的推力系数 e ,因而其运转处于对中状态之时:

$$\text{当} \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$k = 4.4$$

.....(D. 4)

图 D. 1 中给出了对应于不同等级内部径向游隙 G_r 的 k 值。 k 值随比值

$$\frac{F_r}{C_{3L} \left(\frac{G_r}{2} \right)^{1.08} Z}$$

.....(D. 5)

而变化。

式中:
弹性常数 C_{3L} 可由下式计算:

$$C_{3L} = 26\,200 (L_{we})^{0.92}$$

.....(D. 6)

式中:
 L_{we} ——滚子有效长度,单位为毫米(mm)。
 G_r ——内部径向游隙,单位为毫米(mm)。

变量 G_r 必须大于 0.0,以免出现数值的不稳定性。 G_r 的实际下限值为 0.000 5。
对于以一定游隙工作的轴承,有以下的 k 值拟合曲线方程:

$$k = 4.05 + 0.320\,9 \left[\frac{F_r}{C_{3L} \left(\frac{G_r}{2} \right)^{1.08} Z} \right]^{-0.791\,1}$$

.....(D. 7)

图 D. 1 中的曲线图形是按公称接触角 α_0 等于 0.0 得出的。在上述方程中引入 α_0 ,并以 P_0 置换 F_r ,便可得到一般形式:

$$k = 4.05 + 0.320\,9 \left[\frac{P_0}{C_{3L} \left(\frac{G_r}{2} \right)^{1.08} Z \cos \alpha_0} \right]^{-0.791\,1}$$

.....(D. 8)

弹性常数 C_{3L} 和 k 值为已知后,我们便可计算受载最大滚动体上的载荷:

$$Q = \frac{P_0}{Z \cos \alpha_0} k$$

.....(D. 9)

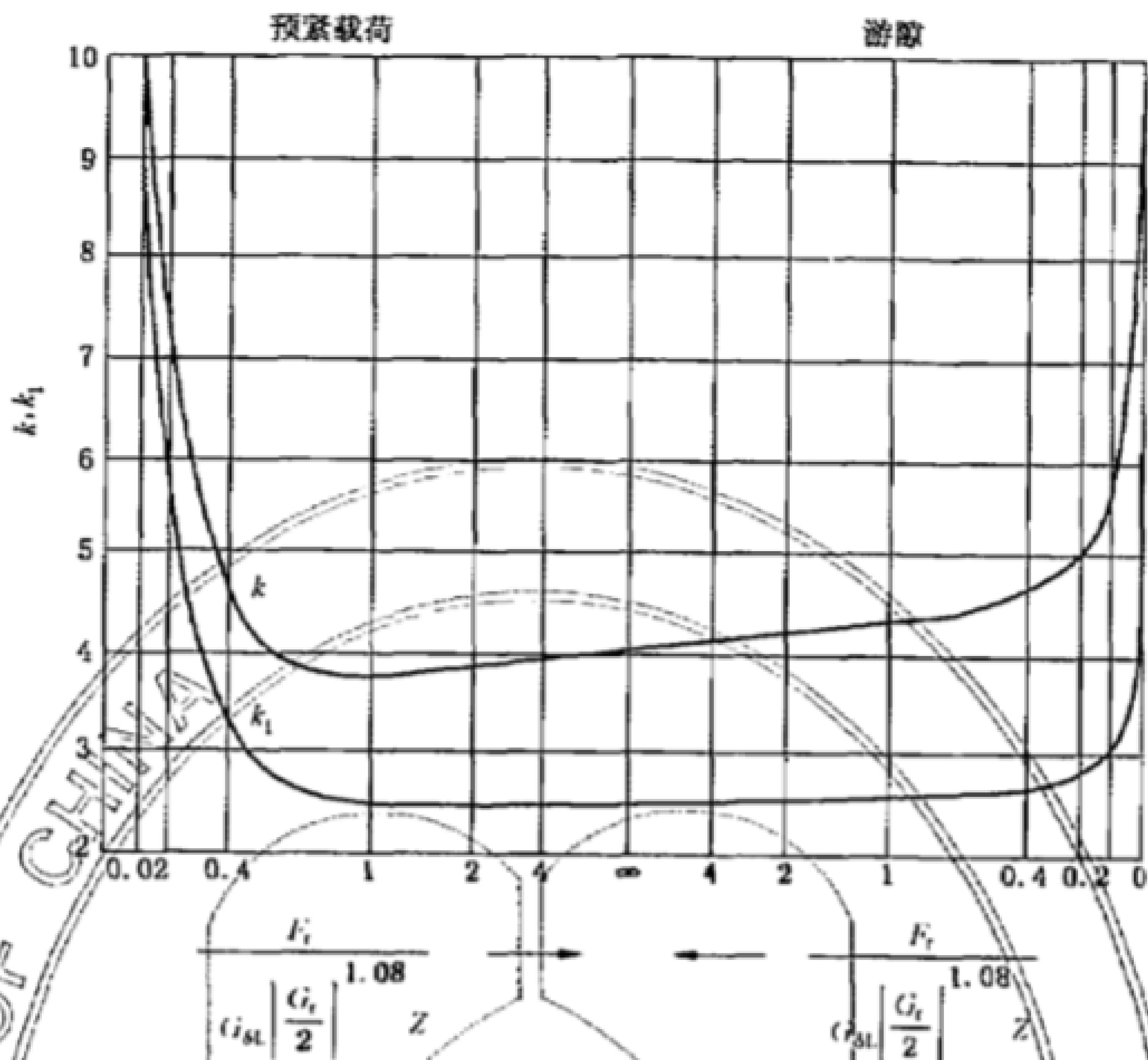


图 D.1 游隙和预紧载荷对向心滚子轴承中压力分布的影响

D.4.3 接触压力有关系数的确定

图 D. 2a)画出了所研究的平面,而图 D. 2b)则给出了方程中变量下标的命名法。注意凸面的曲率为正值,而凹面为负值。接触比 S 为内圈曲率半径与滚子曲率半径之比,两者均取自过滚子轴线的主平面 2,见图 D. 2a)。 S 值等于 r_{22}/r_{12} ,且应大于或等于 1/0。 S 值通常在 1.01 与 1.03 之间,为避免数值不稳定, S 的最小值设为 1.001。在这里用 ρ_{11} 和 ρ_{12} 分别表示在主平面 1 内滚动体 1 和 2 接触点处的曲率; ρ_{21} 和 ρ_{22} 分别表示在主平面 2 内滚动体 1 和 2 接触点处的曲率。

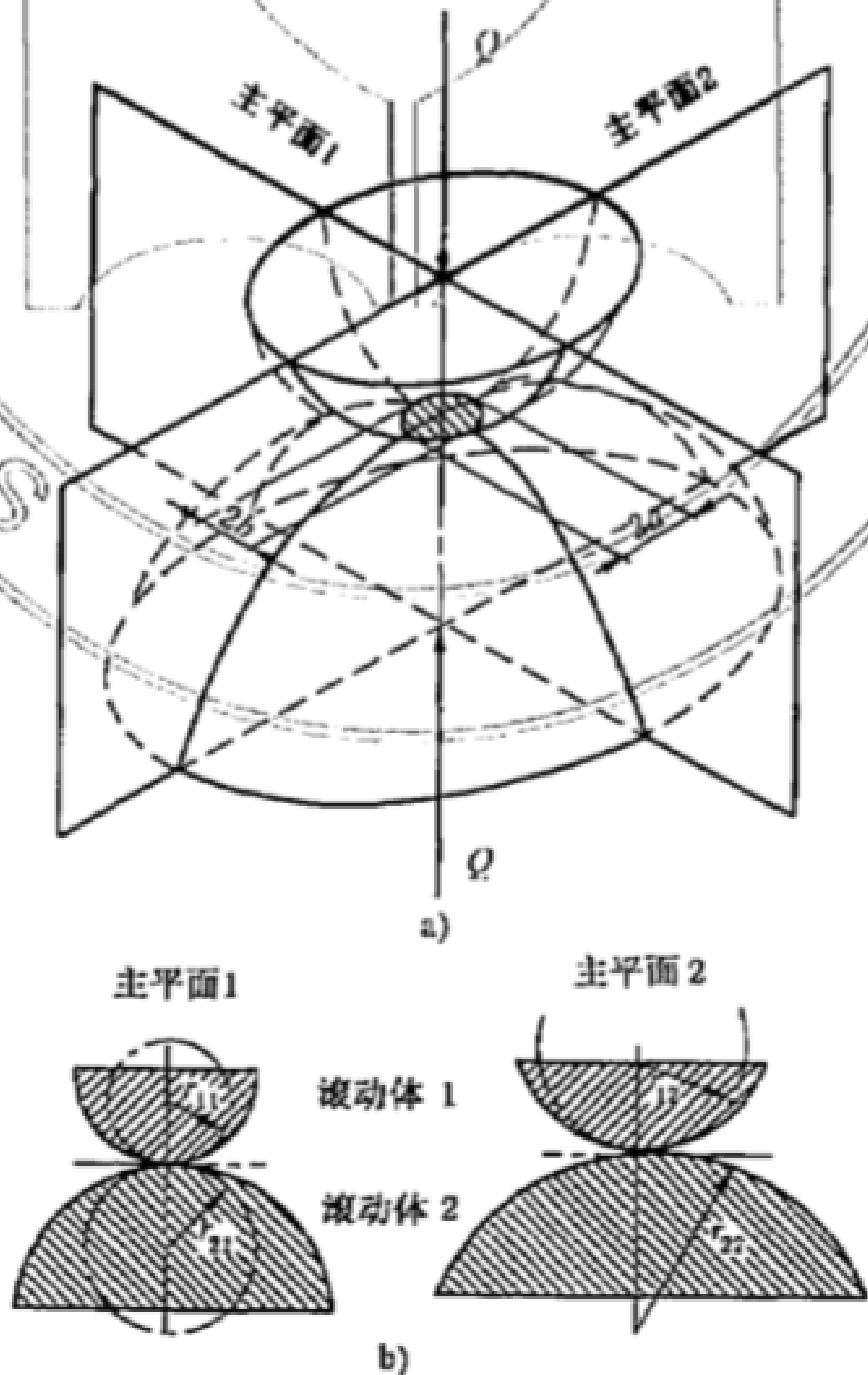


图 D.2 轴承曲率的命名

各曲率可由下列关系式导出：

$$\rho_{11} = \frac{2}{D_w} \dots\dots\dots (D.10)$$

式中：

D_w ——滚珠或滚子的直径，单位为毫米(mm)。

对于圆柱滚子轴承和圆锥滚子轴承：

$$\rho_{12} = 0 \dots\dots\dots (D.11)$$

对于调心滚子轴承：

$$\rho_{12} = -\rho_{22}S \dots\dots\dots (D.12)$$

$$\rho_{21} = \frac{2}{\frac{D_{PW}}{\cos\alpha_0} - D_w} \dots\dots\dots (D.13)$$

式中：

S ——内圈接触处的接触比；

D_{PW} ——滚珠或滚子组的分布圆直径，单位为毫米(mm)；

α_0 ——轴承的公称接触角，单位为度(°)。

对于圆柱滚子轴承和圆锥滚子轴承：

$$\rho_{22} = 0 \dots\dots\dots (D.14)$$

对于调心滚子轴承：

$$\rho_{22} = \frac{-2}{\frac{D_{PW}}{\cos\alpha_0} + D_w} \dots\dots\dots (D.15)$$

按下述方式对曲率求和：

$$\sum \rho_{po\ int} = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \dots\dots\dots (D.16)$$

$$\sum \rho_{l\ int} = \rho_{11} + \rho_{21} \dots\dots\dots (D.17)$$

$$\cos\tau = \frac{\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}}{\sum \rho_{po\ int}} \dots\dots\dots (D.18)$$

在求出这些曲率及曲率之和 $\sum \rho_{po\ int}$ $\sum \rho_{l\ int}$ 以后，我们就能确定为应力计算所必需的赫兹系数。
 μ 和 ν 值可根据 $\cos\tau$ 从参考文献[4]的表 2.3 查出。

可用下列曲线方程来拟合 μ 和 ν 值：

如果 $\cos\tau > 0.87$

$$\mu = 1.396\ 748(\cos\tau)^{0.665\ 242}(1 - \cos\tau)^{-0.373\ 99} \dots\dots\dots (D.19)$$

否则

$$\mu = (5.686\ 4\cos^4\tau - 6.060\ 7\cos^3\tau + 2.798\ 5\cos^2\tau + 0.352\ 89\cos\tau + 1.005) \dots\dots (D.20)$$

如果 $\cos\tau > 0.87$

$$\nu = 0.683\ 241(\cos\tau)^{0.4}(1 - \cos\tau)^{0.189\ 343} \dots\dots\dots (D.21)$$

否则

$$\nu = -0.303\ 65\cos^3\tau + 0.373\ 719\cos^2\tau - 0.676\ 94\cos\tau + 1.001\ 4 \dots\dots\dots (D.22)$$

随着 μ 和 ν 值被确定，便可算出赫兹接触椭圆的尺寸 a, b ：

$$a = \frac{0.047\ 2\mu\left(\frac{Q}{\sum p_{po\ int}}\right)^{\frac{1}{3}}}{2} \dots\dots\dots (D.23)$$

$$b = \frac{0.047\ 2\nu\left(\frac{Q}{\sum\rho_{po\ int}}\right)^{\frac{1}{3}}}{2} \dots\dots\dots(\text{D. 24})$$

上述变量的表示见图 D. 3。

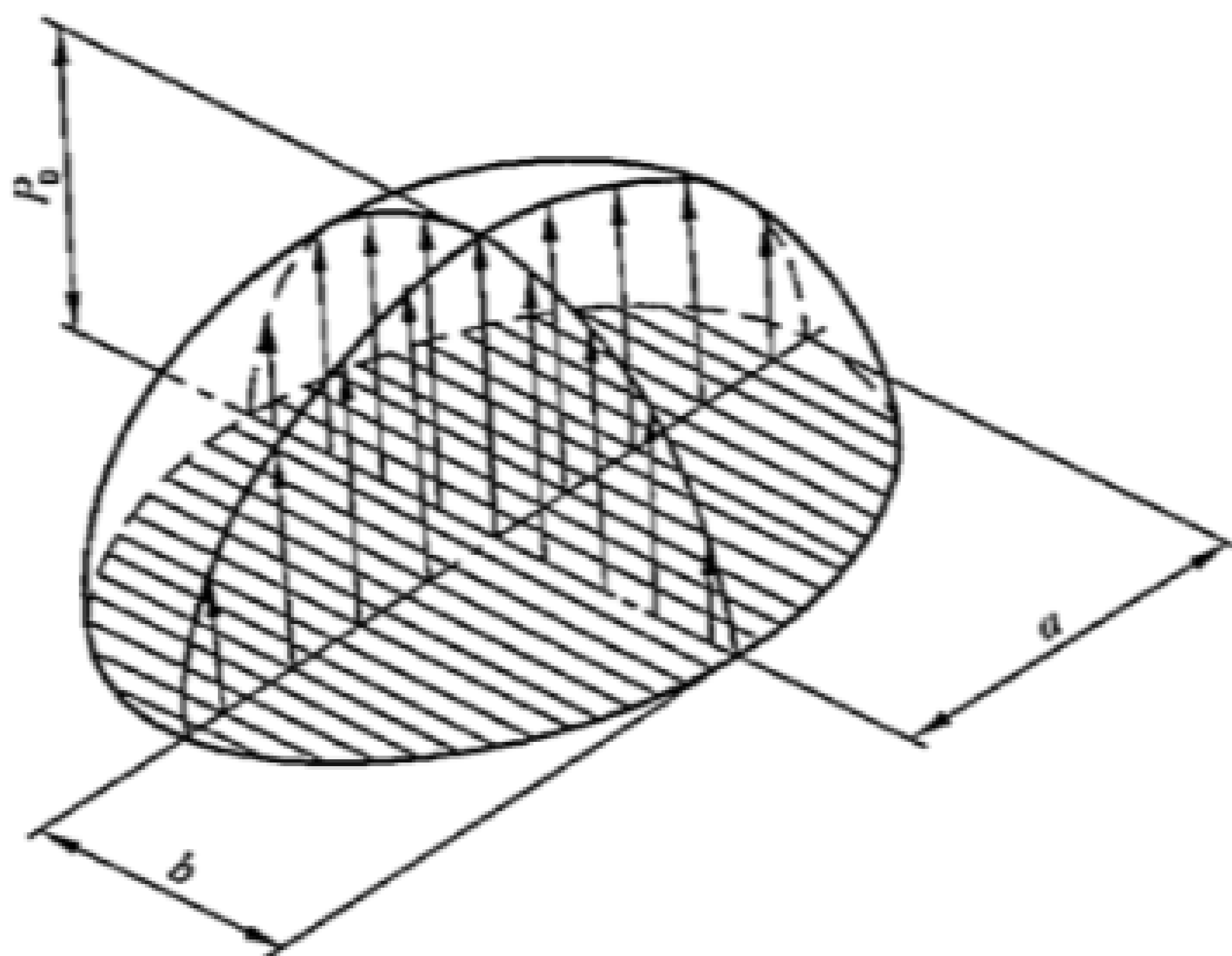


图 D. 3 椭圆接触区上的应力分布

D. 4. 4 接触压力

调心滚子轴承最大接触压力的计算可从计入接触比的椭圆接触区来考虑。圆柱滚子轴承和圆锥滚子轴承最大接触压力的计算则从修正的线接触来考虑,用于修正的经验系数计入了滚子和内圈滚道的轴向鼓形度。

根据参考文献[4],未经修正的接触压力为:

$$p_{line} = 270\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{Q}{L_{we}}\right)\sum\rho_{line}} \dots\dots\dots(\text{D. 25})$$

$$p_0 = \frac{858}{\mu\nu}(Q(\sum\rho_{po\ int})^2)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(\text{D. 26})$$

式中:

L_{we} ——滚子有效长度,单位为毫米(mm)。

D. 4. 5 不对中系数

对于圆柱滚子轴承和圆锥滚子轴承,其接触压力将受到以轴的偏转角 θ_L 为表征的滚道不对中度的影响。对于可自动补偿不对中度的调心轴承来说 K_m 为 1。

如果 $m_a < 1.3$

$$K_m = 0.001\ 05\theta_L^2 + 0.004\ 06\theta_L + 0.997\ 6 \dots\dots\dots(\text{D. 27})$$

否则

$$K_m = 0.004\ 2\theta_L^2 - 0.009\ 2\theta_L + 1.013 \dots\dots\dots(\text{D. 28})$$

当计算得到 $K_m < 1$ 时,取 $K_m = 1$ 。

对于调心轴承 K_m 设为 1.0,对于其他类型 K_m 不小于 1。

$$m_a = L_{we}/d_1 \dots\dots\dots(\text{D. 29})$$

式中:

K_m ——不对中时最大接触压力与对中时最大接触压力之比;

m_a ——滚子长度与直径之比;

θ_L ——轴的偏转角,单位为弧分。

D.4.6 截短系数

如果计算的接触区长度 $2a$ 大于滚子有效长度 L_{we} , 则算得的最大应力应乘以一个截短系数 C_T 。

以下为该系数的一个近似计算式:

如果 $2a > L_{we}$

$$C_T = 1 + \frac{4\left(\frac{b}{a^3}\right)\sqrt{a^2 - \left(\frac{L_{we}}{2}\right)^2} \left[\frac{64}{105}a\left(a - \frac{L_{we}}{2}\right)^2 - \frac{40}{189}\left(a - \frac{L_{we}}{2}\right)^3 \right]}{\pi ab - \frac{8}{3}(a - L_{we})\frac{b}{a}\sqrt{a^2 - \left(\frac{L_{we}}{2}\right)^2}} \dots\dots\dots (D.30)$$

否则

$$C_T = 1 \dots\dots\dots (D.31)$$

D.4.7 最大线接触压力与公称线接触压力之比

对于轴承内径在 80 mm~500 mm, 接触应力在 800 MPa~2 500 MPa 范围内的圆柱滚子轴承和圆锥滚子轴承, 根据按 DIN ISO 281 Bb1.4:2003 整理的测试数据, 可得下列拟合曲线方程:

$$K_{lc} = 1 + 3\,185(p_{line})^{-1.363\,3} \dots\dots\dots (D.32)$$

对于调心轴承, 最大应力可用椭圆接触区的公式计算。在这种情况下, K_{lc} 定义为 p_T 与 p_{line} 之比, 即:

$$K_{lc} = p_T / p_{line} \dots\dots\dots (D.33)$$

式中:

K_{lc} ——对中时最大接触压力与线接触接触压力之比。

$$p_T = C_T p_0 \dots\dots\dots (D.34)$$

D.4.8 应力计算

先算出线接触接触压力 p_{line} , 再用上述系数加以修正, 即得最大应力:

$$p_{max} = K_{lc} K_m p_{line} \dots\dots\dots (D.35)$$

Mathcad® worksheet 算例:

变量赋值

Type:=1	输入轴承类型, 参考文献[1]调心滚子轴承, 参考文献[2]圆柱滚子轴承, 参考文献[3]圆锥滚子轴承
$X_0:=1$	静态径向系数, 从参考文献[4]的表 3.2 选取
$Y_0:=2.5$	静态轴向系数, 从参考文献[4]的表 3.2 选取
$F_r:=7\,997$	径向载荷
$F_a:=8\,297$	轴向载荷
$i:=2$	滚动体列数
$Z_{row}:=18$	单列滚动体数量
$L_{we}:=19.3$	滚子有效长度
$\alpha_{0_deg}:=9.45$	公称接触角, (°)
$D_w:=25$	滚动体直径, 单位为毫米(mm)
$D_{pw}:=155$	滚动体分布圆直径, 单位为毫米(mm)
$e:=0.25$	轴承轴向力与径向力之比的判别系数
$G_r:=0.04$	径向游隙(绝对值), 单位为毫米(mm)
$S:=1.061\,8$	接触比
$\theta_L:=0$	轴的偏转角, 弧分

设置 S 和 G_r 的下限:

$$temp:=|1.001 \quad \text{如果 } S < 1.001 \quad S:=temp$$

|S 否则

$$S=1.0618$$

$$\text{temp:} = |0.0005 \quad \text{如果 } G_r \leq 0 \quad G_r := \text{temp}$$

|G_r 否则

$$G_r = 0.04$$

设置滚动体总数:

$$Z := iZ_{\text{row}} \quad Z = 36$$

将接触角转换成弧度数:

$$\alpha_0 := \alpha_{0_deg} \cdot \pi/180 \quad \alpha_0 = 0.1649 \text{ rad}$$

合成的当量载荷:

$$P_0 := X_0 F_r + Y_0 F_a \quad P_0 = 28739.5 \text{ (N)}$$

$$P_0 := |P_0 \quad \text{如果 } P_0 > F_r$$

$$|F_r \quad \text{否则}$$

弹性常数:

$$C_{\delta L} = 26200 L_{We}^{0.92} \quad C_{\delta L} = 399037.78 \text{ (N/mm}^{1.08}\text{)}$$

计算系数 k:

$$k = \begin{cases} 4.4 & \text{如果 } \left(\frac{F_a}{F_r}\right) > e \\ 4.05 + 0.3209 \left[\frac{P_0}{C_{\delta L} \left(\frac{G_r}{2}\right)^{1.08} \cdot Z \cos(\alpha_0)} \right]^{-0.7911} & \text{否则} \end{cases}$$

计算滚动体的最大载荷:

$$Q := \frac{P_0}{z \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot k \quad Q = 3560.9 \text{ (N)}$$

计算曲率:

$$\rho_{11} := \frac{2}{D_w} \quad \rho_{11} = 0.08$$

$$\rho_{21} := \frac{2}{\frac{D_{pw}}{\cos(\alpha_0)} - D_w} \quad \rho_{21} = 0.0151$$

$$\rho_{22} := \frac{-2}{\frac{D_{pw}}{\cos(\alpha_0)} + D_w} \quad \rho_{22} = -0.011$$

$$\rho_{12} := -\rho_{22} S \quad \rho_{12} = 0.0117$$

按下述方式对曲率求和:

$$\sum \rho_{\text{point}} = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \quad \sum \rho_{\text{point}} = 0.0958 \text{ (1/mm)}$$

$$\sum \rho_{\text{line}} = \rho_{11} + \rho_{21} \quad \sum \rho_{\text{line}} = 0.0951 \text{ (1/mm)}$$

计算 cosτ:

$$\cos \tau = \frac{(\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22})}{\sum \rho_{\text{point}}}$$

$$\cos \tau = 0.9858$$

$$\tau := a \cos(\cos \tau) \quad \tau = 0.1685 \text{ rad}$$

应用拟合曲线方程由 cosτ 确定赫兹系数:

$$\mu := \begin{cases} 1.396748(\cos \tau)^{0.665242} \cdot (1 - \cos \tau)^{-0.37399} & \text{如果 } \cos \tau > 0.87 \\ 5.6864 \cos^4 \tau - 6.0607 \cos^3 \tau + 2.7985 \cos^2 \tau + 0.35289 \cos \tau + 1.005 & \text{否则} \end{cases}$$

$\mu=6.798\ 6$

$$\nu:=\begin{cases} 0.683\ 241\cos^{0.4}\tau\cdot(1-\cos\tau)^{0.189\ 343} & \text{如果 }\cos\tau>0.87 \\ -0.303\ 65\cos^3\tau+0.373\ 719\cos^2\tau-0.676\ 94\cos\tau+1.001\ 4 & \text{否则} \end{cases}$$

$\nu=0.303\ 4$

计算接触区的尺寸 a, b :

$$a=\frac{0.047\ 2\mu\left(\frac{Q}{\sum\rho_{po\ int}}\right)^{\frac{1}{3}}}{2} \qquad a=5.354\ 4$$

$$b=\frac{0.047\ 2\nu\left(\frac{Q}{\sum\rho_{po\ int}}\right)^{\frac{1}{3}}}{2} \qquad b=0.239$$

计算线接触接触压力:

$$p_{line}:=270\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{Q}{L_{we}}\right)\sum\rho_{line}} \quad p_{line}=799.880\ 4\text{N/mm}^2$$

计算点接触接触压力:

$$p_0:=\frac{858}{\mu\nu}\left(Q(\sum\rho_{po\ int})^2\right)^{\frac{1}{3}} \quad p_0=799.880\ 4\text{N/mm}^2$$

计算不对中系数:

$$m_a:=\frac{L_{we}}{D_w} \qquad m_a=0.772$$

$$K_m:=\begin{cases} 0.001\ 05\theta_L^2+0.004\ 06\theta_L+0.997\ 6 & \text{如果 } m_a<1.3 \\ 0.004\ 2\theta_L^2-0.009\ 2\theta_L+1.013 & \text{否则} \end{cases}$$

$K_m=0.997\ 6$

对于调心轴承 K_m 设为 1.0,其他类型 K_m 不小于 1:

$$x:=K_m$$

$$K_m:=\begin{cases} 1 & \text{如果 } \text{type}=1 \\ \text{否则} & \begin{cases} 1 & \text{如果 } x<1 \\ x & \text{否则} \end{cases} \end{cases} \quad \begin{matrix} K_m=1 \\ \text{否则} \end{matrix}$$

计算截短系数:

$$C_T:=\begin{cases} 1+\frac{4\left(\frac{b}{a^3}\right)\sqrt{a^2-\left(\frac{L_{we}}{2}\right)^2}\left[\frac{64}{105}a\left(a-\frac{L_{we}}{2}\right)^2-\frac{40}{189}\left(a-\frac{L_{we}}{2}\right)^3\right]}{\pi ab-\frac{8}{3}(a-L_{we})\frac{b}{a}\sqrt{a^2-\left(\frac{L_{we}}{2}\right)^2}} & \text{如果 } 2a>L_{we} \\ 1 & \text{否则} \end{cases}$$

$C_T=1.000\ 0$

$p_T:=C_T\cdot p_0$

$p_T=1\ 329.949\ 9$

$$K_{lc}:=\begin{cases} \frac{p_T}{p_{line}} & \text{如果 } \text{type}=1 \\ 1+3\ 185(p_{line})^{-1.363\ 3} & \text{否则} \end{cases}$$

$K_{lc}=1.662\ 7$

$p_{max}:=K_{lc}\cdot K_m\cdot p_{line} \qquad p_{max}=1\ 329.95\ \text{MPa}$

附录 E (资料性附录) 质量保证

E.1 目的

本附录叙述风力发电机组齿轮箱的订购程序。文中说明了采购规范、质量保证计划、质量控制测试等质量文件的技术要求,并指出供需双方各自的责任。

E.2 定义

采购规范——需方编制并由双方遵循的规范。该规范指定齿轮箱的用途和载荷情况,并对设计、生产、质量保证、测试和性能提出最低限度的要求。

设计评审——对工程图纸和文件进行系统性审查,从而确定齿轮箱是否满足相关标准和采购规范的要求。

独立检查——由第三方评审人员或由需方代表进行的评审。也可以经过采购商和齿轮箱生产厂协商,由齿轮箱生产厂自行进行内部评审并提供必要的文件记录代替独立检查。

质量计划——由齿轮箱生产厂编制并遵循的质量控制规范,规定质量评审、检查、测试、生产过程控制等要求。

质量评审——对生产厂的系统性检查,以确定其设备和质量程序是否符合质量计划要求,检查及测试是否有效运行并满足采购规范要求。

测试评审——单独进行的对质量保证计划的系统性检查和见证测试,以便确定样机、小批和批量生产的齿轮箱是否满足采购规范要求。

生产计划——规定生产过程中重要步骤起始日期的时间表,包括完工点、评审见证点和测试点的日期等。

生产评审——确定投产部件的生产、检验和测试是否符合质量计划并满足技术规范和采购规范而进行的系统性独立检查。

齿轮箱样机——新设计的首台齿轮箱,用于场地或试验台架上的加载试验。测试后,该齿轮箱必须完全拆开检查各部件的磨损或其他损伤情况。根据样机测试结果,决定是否有必要改进设计或工艺。

试制齿轮箱——在开始批量生产齿轮箱前所生产的一台或多台齿轮箱。试制齿轮箱的零部件须经过 100% 的检验,确定是否与技术标准和采购规范要求一致,从而见证生产工艺和质量计划是适宜的。根据试制齿轮箱测试结果,决定是否有必要对产品设计或质量计划进行改进。如果要求增加跑合、加载或其他特殊工况下的测试,则必须由采购商和齿轮箱生产厂通过协商决定。

批量齿轮箱——批量生产的齿轮箱。应进行定期的生产评审来确保与各规范的符合性。如进一步要求跑合及负载测试,则必须由采购商和齿轮箱生产厂通过协商决定。

E.3 责任

采购程序贯穿整个生产过程,因此采购商应采取有效措施来保证全部过程的各个步骤得到正确的履行,并使采购规范的所有要求得到满足。采购商应负责编制以下文件:

- 采购计划;
- 采购规范;
- 招标说明;
- 订单;

- 设计评审；
- 质量评审；
- 生产计划评审；
- 生产评审；
- 测试评审；
- 装配、启动及运行评审。

齿轮箱生产厂应当具有生产齿轮箱的经验与能力,满足采购规范要求。其质量管理体系应当能提供合适的资源,确保设计过程、评审活动以及生产和测试过程的每个步骤均能得到正确履行,并满足质量计划的所有要求。齿轮箱生产厂应负责编制的文件有:

- 建议参数；
- 合同参数；
- 技术图纸和规范；
- 质量计划；
- 生产计划；
- 价格；
- 质量保证；
- 使用说明书。

E.4 采购计划

以下简述从编写采购规范到启动齿轮箱评审整个采购过程各个阶段的工作。

E.4.1 编写采购规范

采购商编写的采购规范应当说明对齿轮箱的性能要求而不是它的具体设计细节,并且应当允许齿轮箱生产厂的技术专家提出自己的意见并说明其专有技术能够满足采购规范的要求。

E.4.2 邀标

采购商应向有条件的齿轮箱生产厂邀标。招标书应当包含一份调查表,让齿轮箱生产厂理解采购规范的要求并正确填写。对每次重大采购都应对投标人的经验和能力进行调查并进行正式评审。邀标时应要求投标人提供一份初步的质量计划。

E.4.3 评标

采购商应评估各齿轮箱生产厂标书的完整性以及是否符合采购规范要求,通过评标确定中标人。为了明确生产商的制造能力,必要时要进行相关的质量评审。

E.4.4 选定最终中标人

应编写各份标书的评估意见,指出其优缺点并为选定齿轮箱生产厂和进行设计评审提供依据。选定最终中标人后应让其参与后续的设计评审。

E.4.5 设计评审

采购商选定最终的齿轮箱生产厂后进行设计评审。设计评审至少应当包括以下内容:

- 与采购规范的符合性；
- 齿轮箱设计；
- 齿轮设计；
- 轴承设计；
- 轴设计；
- 密封件设计；
- 润滑系统设计；
- 重要部件的质量计划。

由此得出设计评审报告。在采购商认可技术图纸和质量计划,在将所协商的设计修改意见列入采购规范之前,不得投入生产。

E. 4. 6 评审并认可技术图纸

技术图纸须经评审,确认已满足采购规范要求才能认可。

E. 4. 7 评审并认可质量计划

正式的质量计划必须经过评审,确定其是否满足采购规范对生产、质量及测试的要求。所投标的齿轮箱的质量保证计划应当与生产商的质量体系,如 ISO 9000 或等同标准体系一致。如果齿轮箱生产厂因故要修改采购规范或质量计划,则应取得采购商的同意并对计划中需要更改或替换的内容作如下说明:

- 采购规范的对应条款;
- 更改或替换内容说明;
- 对更改或替换内容的验证要求;
- 采购商的认可签字。

表 E. 1 是一份样机齿轮箱、试制齿轮箱和批量生产齿轮箱的质量计划示例。它突出对重要零件齿轮的要求但也包含了其他项目。要求齿轮箱其他承载零部件也各自具有一份类似的计划。

表 E. 1 质量计划示例

<投标人>		<投标人名称>			<订单号>		
<质量控制负责人签名和日期>							
符号:							
H=控制点——将产品转入下一程序前必须由采购商代表认可的程序。							
W=见证点——生产中由采购商代表在现场见证的程序。							
D=检测文件——作为质量保证必须向采购商代表提供的检验或测试报告副本。							
采购规范编号 <规范编号>和<修订号>内容	H	W	D	采购规范 条款	投标人规范 代号	投标人检测 代号	投标人文件 编号
齿轮原材料	×		×				
制作方法	×		×				
形状	×		×				
化学成分	×		×				
晶粒度	×		×				
可淬硬性	×		×				
清洁度	×		×				
锻件超声波检测	×		×				
轮齿检查	×		×				
基本几何尺寸		×	×				
精度	×		×				
齿根圆角		×	×				
磨去磨削余量		×	×				
磁粉探伤	×		×				
表面回火	×		×				
表面粗糙度	×		×				

表 E. 1 (续)

采购规范编号 <规范编号>和<修订号>内容	H	W	D	采购规范 条款	投标人规范 代号	投标人检测 代号	投标人文件 编号
检测频率	×		×				
检查标签	×		×				
总体检查	×		×				
表面硬度	×		×				
淬硬层深度	×		×				
芯部硬度	×		×				
渗碳金相组织	×		×				
碳含量	×		×				
显微裂纹	×		×				
二次转化,产品	×		×				
晶粒间氧化	×		×				
残留奥氏体	×		×				
芯部显微结构		×	×				
渗碳后冷处理		×	×				
箱体精度		×	×				
轴材料		×	×				
轴硬度		×	×				
轴精度		×	×				
轴磁粉探伤		×	×				
齿轮箱装配	×		×				
测试	×		×				
接触斑点	×		×				
加载或空载试验	×		×				
涂色检验	×		×				
润滑	×		×				
噪声等级	×		×				
振动等级	×		×				
油渗漏	×		×				
油池温度	×		×				
涂色啮合后痕迹	×		×				
改进措施	×		×				
文件	×		×				
发运准备	×		×				
注：这只是个计划示例,并未包括全部项目,但重要项目已列举。							

齿轮箱样机、试制的齿轮箱和批量生产的齿轮箱可以采用同一份质量计划。在执行试制质量计划之前,除了按照样机测试结果进行修改以外,还应确保批量生产之前的改进措施已经落实、齿轮箱符合采购规范要求。批量生产齿轮箱虽与样机、试制齿轮箱采用同一份质量计划,但检验测试项目、频率、控制点和起始点的时间表可以简化,具体要求由采购商和齿轮箱生产厂协商确定。

质量计划至少应当说明下列项目的控制方式:

- 齿轮原材料;
- 子合同和外购件的质量控制;
- 齿轮原材料和毛坯的质量控制;
- 齿轮的检验;
- 箱体精度;
- 轴精度;
- 装配的质量控制,包括联接件、清洁度及零部件的序列化和可追溯性;
- 齿轮箱测试、认可标准及记录要求。

质量计划所需的文件应当可追溯。所有检查文件应当记录各零部件的序列号。所有齿轮和轴的序列号应当可从齿轮箱铭牌起一直追溯到原材料的熔炼炉号。

所有试验样品、试验贴签、热处理记录和生产、检验、测试以及加工过程中的重要文件都应可追溯到它们所代表的零部件。所有测量仪器和工具应当可追溯其按国家标准检定,并具有仍然有效的检定证书。齿轮箱生产厂应将所有质量文件保留一定时间,其长短可与采购商协商确定,但不得短于10年。

E.4.8 评审并认可生产计划

生产计划经评审后应当留有充分的时间来根据样机测试的结果进行必要的改进,同时根据试制齿轮箱检验结果更改生产或质量计划。

E.4.9 评审样机齿轮箱性能

对样机齿轮箱经过检验测试和评审,并对设计、生产和质量计划进行必要改进之后,才能投入试制齿轮箱的生产。

E.4.10 检测试制齿轮箱

试制齿轮箱完成检测并且控制性文件经过审核后,应对技术和采购规范以及质量计划提出改进建议。

E.4.11 批准批量齿轮箱生产

在技术要求、采购规范和最终质量计划经审核批准,并且试制齿轮箱经过改进并能满足其最终质量计划的所有要求之后,才能批准批量齿轮箱的生产。

E.4.12 评审批量齿轮箱的生产和测试

定期对批量生产的齿轮箱进行测试评审,及时解决生产中所发生的问题,确保与采购规范和质量计划的要求相一致。

E.4.13 评审齿轮箱的装配、启动和运行

应当对齿轮箱的装配、启动和运行进行评审,以确保安装、操作及维护的所有规定均能正确实施。应在启动和试运转之后的几周内对齿轮箱性能严密监控,并在运行期间进行即时监控。监控内容包括温度、噪声、振动的测量和润滑油的分析等。

E.5 解决程序

在实际生产过程中产生偏离标准或规范要求的问题时,应当通过正式的程序来加以解决。解决问题的程序和方法必须经过采购商和齿轮箱生产厂协商同意,并作为质量计划的组成部分。实际操作时,双方按照相应的规定履行必要的手续并及时传递和记录在案。

参 考 文 献

- [1] Reusner, H. , Druckflächenbelastung und Oberflächenverschiebung im Wälzkontakt von Rotationsköpern, PhD thesis, TH Karlsruhe, 1977.
(滚动轴承滚子接触处的表面压力负荷和滑移. 卡士鲁尔工业大学博士论文. 1977.)
- [2] Hartnett, M. J. , A General Numerical Solution for Elastic Body Contact Problems, ASME, Applied Mechanics Division, Vol. 39, 1980, PP. 51-66.
(弹性体接触问题的 综合数字分析求解. ASME, 应用力学分部: 第 39 卷. 1980: 51-66.)
- [3] DeMul, J. M. , Kalker, J. J. , Frdrikson, B. , The contact Between Arbitrarily Curved Bodies of Finite Dimension, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 108, Jan. 1986.
(任意曲面体之间接触的有限元线性分析. ASME 会报, 摩擦学杂志: 第 108 卷. 1986-01.)
- [4] Brandlein, Eschmann, Hasbargen and Weigand, Ball and Roller Bearings, Theory, Design and Application, 1999, John Wiley and Sons Ltd. , third edition.
(滚珠轴承及滚子轴承的原理、设计及应用. John Wiley and Sons 公司. 第 3 版. 1999.)
- [5] DIN. ISO 281 Bbl 4:2003 Method for Calculation of the Modified Reference Rating Life for Generalty Load Rolling Bearings
(DIN. ISO 281 Bbl 4:2003 承受综合载荷的滚子轴承修正额定寿命的计算方法)
- [6] ISO 81400-4:2005 Wind Turbine Generator Systems—Part4: Gearbox for Turbines from 40kW to 2MW and Larger
[ISO 81400-4:2005 风力发电机组 第 4 部分: 风力发电机组齿轮箱设计标准(用于 40 kW~2 MW 以及更大功率的齿轮箱)]
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
风力发电机组 齿轮箱
GB/T 19073—2008

*

中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

网址 www.spc.net.cn

电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷

各地新华书店经销

*

开本 880×1230 1/16 印张 3 字数 76 千字
2008年11月第一版 2008年11月第一次印刷

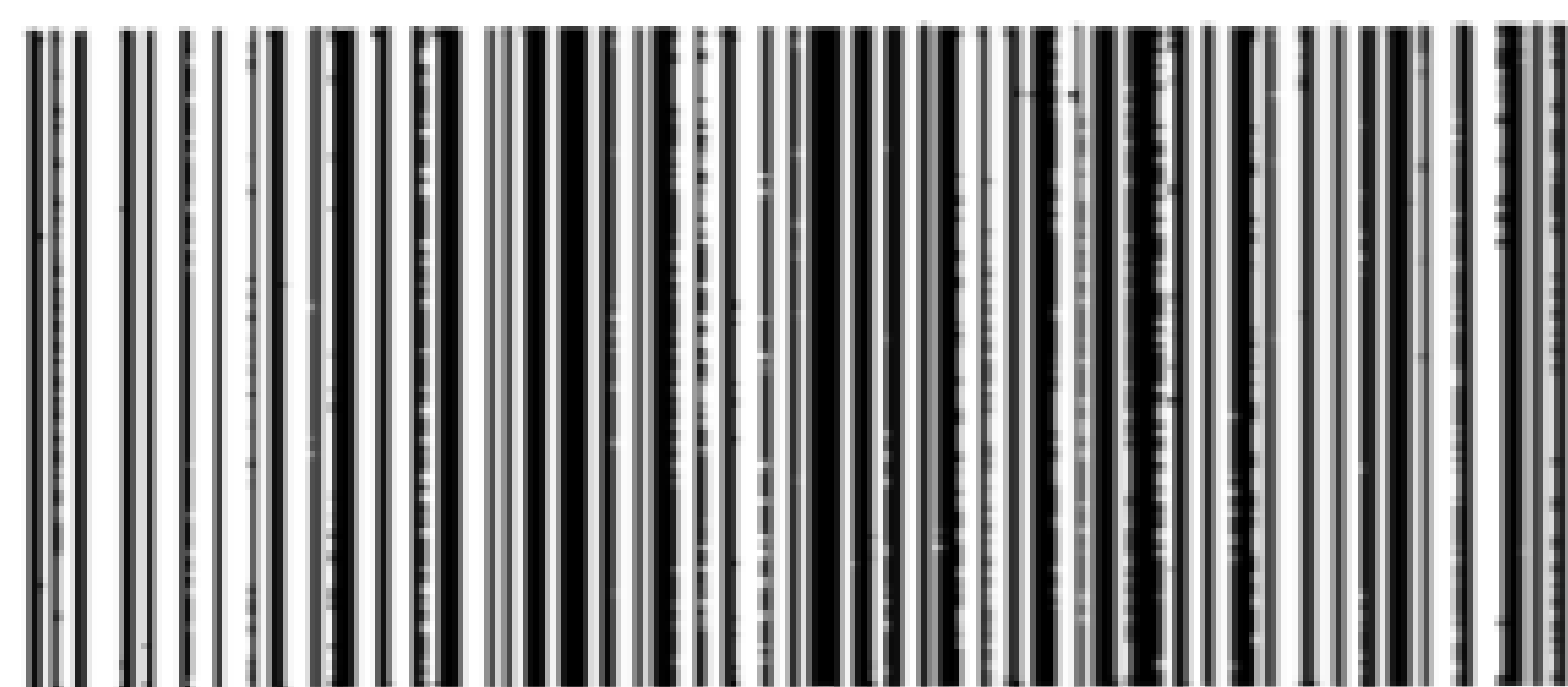
*

书号: 155066·1-32736 定价 32.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换

版权专有 侵权必究

举报电话:(010)68533533



GB/T 19073-2008

