

风电变桨轴承外圈法兰对可靠性的影响研究

1.瓦房店轴承集团国家轴承工程技术研究中心有限公司

2.瓦房店轴承集团有限责任公司

王洪利¹, 郝旭^{1, 2}, 于长鑫^{1, 2*}

摘 要: 我国风电轴承产业已取得较快发展, 但离世界风电轴承强国仍有很大差距, 主要体现在产品精度、性能、寿命、可靠性和高端配套的研发能力较低等方面, 达不到部分主机行业的配套要求。风力发电机变桨轴承一般为四点接触球轴承形式, 连接桨叶和轮毂, 在风速过高或过低时, 能够确保风机叶片角度的准确调整, 在各种风速条件下都能高效运行。变桨轴承工作时受力复杂, 工作环境恶劣, 轴承的承载能力与可靠性, 对整个风力发电机组的安全运行起着重要的作用。外圈法兰作为连接件安装到外圈上表面, 可直接影响风电机组整体结构的安全和稳定, 目前国内设计采用无法兰的形式, 但是大部分国外机型均采用半圆弧形法兰的形式来增加结构安全性。

关键词: 变桨轴承 四点接触球轴承 外圈法兰 有限元分析法 可靠性 安全性

1 前言

近年来, 随着世界各国对能源安全、生态环境、气候变化等问题的愈加重视, 发展风电产业已经成为全球推动能源转型发展、应对全球气候变化的普遍共识和一致行动。大兆瓦级风力发电机近几年在国内外得到了不断的发展。作为风电机组的核心零部件, 风电变桨系统市场发展与风电行业紧密相关。我国也不例外。随着风电产业的快速发展, 我国风电变桨轴承需求量不断扩大。虽然我国风电轴承产业已取得较快发展, 但离世界风电轴承强国仍有很大差距, 主要体现在产品精度、性能、寿命、可靠性和高端配套的研发能力较低等方面, 还达不到部分主机行业的配套要求。

本文以某型号 6MW 风电变桨双排四点接触球轴承为研究对象, 采用有限元方法研究了轴承外圈有法兰和无法兰两种结构下轴承强度与疲劳损伤特征。采用有限元方法对变桨轴承结构进行整体分析。利用三维建模软件建立轮毂

一轴承一叶片（连接假体）整体结构模型，轴承外圈与轮毂，内圈与法兰桨叶分别接触，轴承内圈与叶片根部，轴承外圈与轮毂通过螺栓联接，螺栓端面与轴承外圈、轮毂和叶片根部盲孔建立接触，通过梁单元等效模拟螺栓连接。轴承滚动体和内外圈滚道之间属于接触约束，由于变桨轴承结构尺寸大，滚动体数量多，将滚动体用单向受力非线性弹簧单元代替，由于要考虑在轴承承载过程中，滚动体与内外套圈的接触角发生变化，所以在建模过程中每一个滚动体用两个单向受拉的非线性弹簧单元和刚性连接代替。结果表明：对于无外圈法兰的变桨轴承，外圈最大应力为 356.053MPa，有外圈法兰情况下，最大环向应力为 295.595MPa。二者都满足屈服极限要求，但外圈无法兰情况下应力相对较大，在交变载荷作用下疲劳寿命低。疲劳强度分析结果表明外圈无法兰下损伤值为 197.76%，不满足疲劳损伤 $D < 1$ 准则，外圈有法兰下损伤值为 4.45%，满足疲劳损伤 $D < 1$ 准则。外圈安装面增加法兰结构设计上更加合理，可进一步提高变桨轴承承载安全性和可靠性。

2 变桨轴承外圈加法兰结构

变桨轴承几何参数参见表 1。变桨轴承外圈结构设计如图 1 所示，轴承外圈安装面增加法兰设计如图 2 所示。

表 1 变桨轴承几何参数

外径/mm	分布圆直径/mm	滚动体列数	钢球数	初始接触角/°
3660	3360	2	2 × 125	45

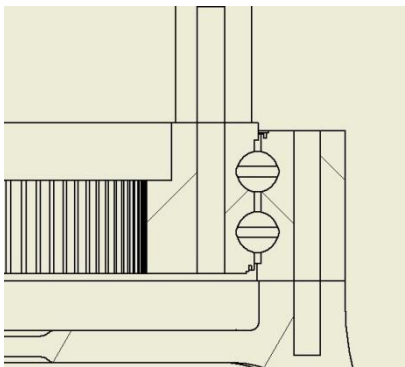


图 1 外圈安装面无法兰

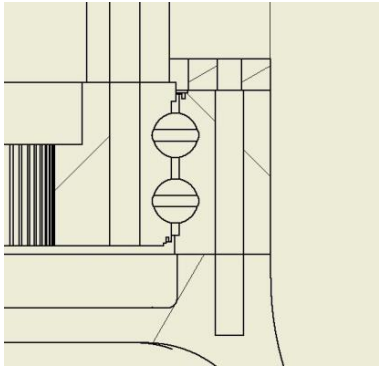


图 2 外圈安装面加法兰

3 有限元分析

3.1 创建有限元分析模型

利用三维建模软件建立轮毂—轴承—叶片（连接假体）整体结构并导入有限元软件，形成整体有限元模型，如图 3 所示。

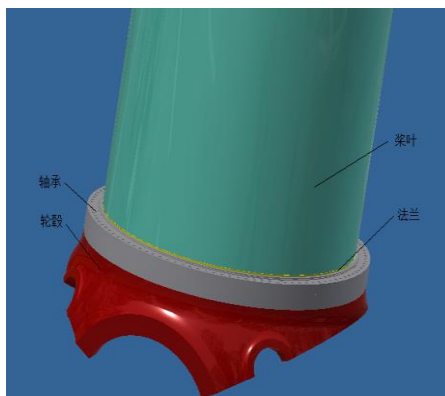


图 3 分析模型

3.2 设定位移和载荷边界条件

主轴孔端面加全约束（ $U_x = 0$ 、 $U_y = 0$ 、 $U_z = 0$ 、 $ROT_x = 0$ 、 $ROT_y = 0$ 、 $ROT_z = 0$ ），如图 4 所示。

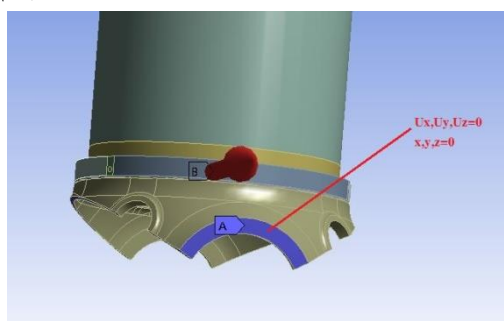


图 4 边界约束条件

3.3 螺栓预紧力

轴承外圈与轮毂，内圈与法兰浆叶进行绑定接触，建立螺栓连接。在螺栓中部创建预紧单元，施加预紧力，具体要求如下：

- a. 轴承外圈螺栓施加预紧力 $F_{pr1} = 694\text{kN}$
- b. 轴承内圈螺栓施加预紧力 $F_{pr2} = 523\text{kN}$

3.4 叶根加载极限载荷

叶根加载极限载荷情况参见表 2。

表 2 极限载荷

F_x /kN	F_y /kN	F_{xy} /kN	F_z /kN	M_x /kNm	M_y /kNm
407	168	440	451	-2899	19079

4 极限载荷下外圈有无法兰分析结果

基于有限元软件分析模型在极限载荷工况下，计算变桨轴承无外圈法兰与有外圈法兰下轴承外圈应力分析结果如图 5、图 6 所示。

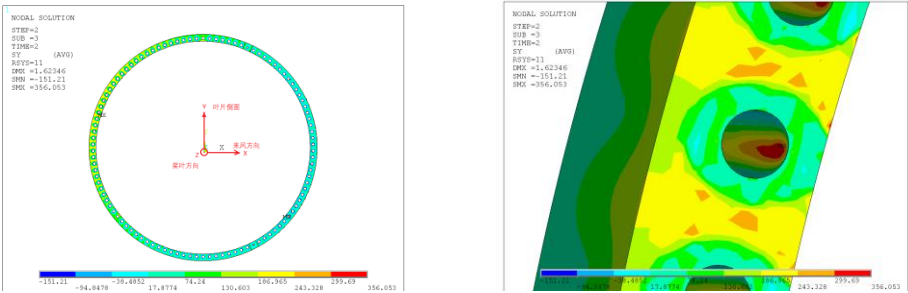


图 5 无外圈法兰外圈环向应力云图

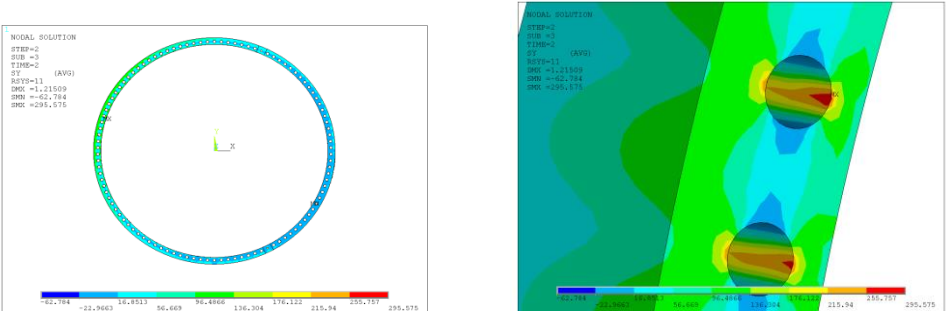


图 6 有外圈法兰外圈环向应力云图

从表 3 有无外圈法兰应力分析结果可以看出，无外圈法兰，外圈最大环向应力为 356.053MPa，有外圈法兰情况下，最大环向应力为 295.595MPa。虽然二者都满足屈服极限（600MPa）要求，但外圈无法兰情况下环向应力较大，存在安全隐患，因此需要进一步对以上两种情况设计进行疲劳强度分析。

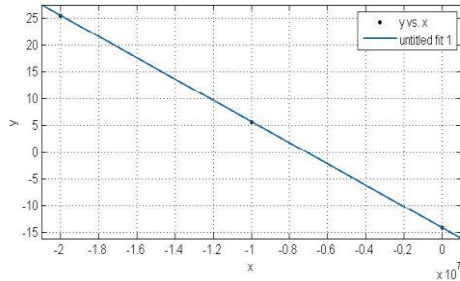
表 3 外圈有无法兰应力分析结果

不同位置	最大环向应力/MPa
无法兰	356.053
有法兰	295.595

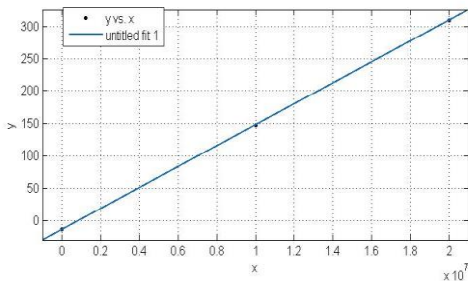
5 轴承外圈有无法兰情况下疲劳强度分析结果

5.1 “载荷-应力”函数关系的拟合

外圈有无法兰情况下的载荷-应力拟合函数曲线，参见图 7、图 8。

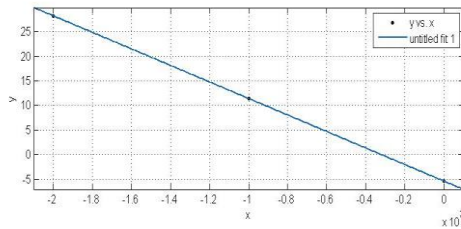


a 负载荷-应力拟合函数曲线

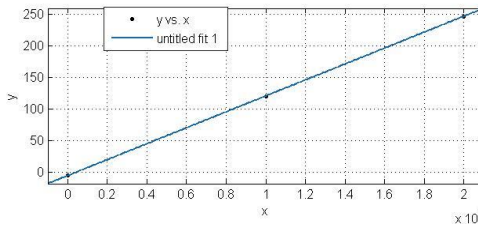


b 正载荷-应力拟合函数曲线

图 7 外圈无法兰下载荷-应力拟合函数曲线



a 负载荷-应力拟合函数曲线



b 正载荷-应力拟合函数曲线

图 8 外圈有法兰下载荷-应力拟合函数曲线

5.2 变桨轴承 S-N 曲线的计算

根据《2012 年风机认证指南》，绘制出该变桨轴承外圈的 S-N 曲线，如图 9 所示。

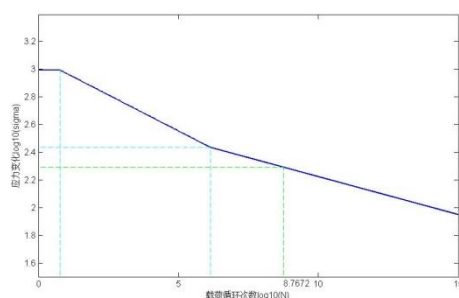


图 9 轴承套圈 S-N 曲线

5.3 变桨轴承累积损伤计算

计算依据客户给定的马尔科夫载荷，变桨轴承外圈吊装孔的疲劳分析基于 Miner 线性累积损伤理论，该理论认为零件部分疲劳损伤可以线性相加。如构件在 m 级载荷 σ_1 、 $\sigma_2 \cdots \sigma_m$ 作用下，各级的循环次数分别为 n_1 、 $n_2 \cdots n_m$ ，则总损伤值为：

$$\sum \frac{n_{i,j}}{N} \times 100\%$$

通过上述的计算方法，对该轴承外圈有无法兰设计进行累计损伤分析。计算出外圈无法兰下损伤值为 197.76%，不满足疲劳损伤 $D < 1$ 准则；外圈有法兰下损伤值为 4.45%，满足疲劳损伤 $D < 1$ 准则^[3]。参见表 4。

表 4 轴承外圈吊装孔不同安装面累积损伤值

Mxy 工况	疲劳损伤 / (%)
外圈无法兰下	197.76
外圈有法兰下	4.45

6 结论

经过对某 6MW 风电变桨轴承外圈有无法兰两种结构的有限元分析结果的对比分析，得出外圈安装面无法兰存在安全隐患，外圈安装面增加法兰设计上更加合理，建议从可靠度角度考虑，风电变桨轴承外圈安装面增加法兰，进一步提高变桨轴承承载安全性和可靠性。

参考文献:

- [1] 贾平. 偏航变桨轴承力学特性分析及结构优化设计 [D]. 大连理工大学, 2012: 50-52.
- [2] 韩美玲. 某 MW 级风电变桨轴承外圈吊装孔设计位置优化分析[J]. 哈尔滨轴承, 2021 (04).
- [3] Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life
- [4] GL 2010_Chinese Edition.