

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.04.005

风力发电机主轴结构对锁紧螺纹段 疲劳强度影响研究*

王 斌^{1,2}, 翁海平^{1,2}, 殷 杰^{1,2}, 杜杰锋^{1,2}, 陈 晨^{1,2}, 宋海良^{1,2}

(1. 浙江运达风电股份有限公司, 浙江 杭州 310012; 2. 浙江省风力发电技术重点实验室, 浙江 杭州 310012)

摘要:针对有锁紧螺纹段结构的主轴,高疲劳损伤主要集中在螺纹处的问题,为降低该位置的疲劳损伤值,开展了主轴结构对锁紧螺纹段疲劳强度影响分析。在保证保留螺纹结构及主轴各项力学性能的前提下,利用有限元软件及 nCode 软件建立了正确的数学模型;通过改变主轴卸荷槽宽度及深度、螺纹段与主轴大端距离及螺纹段后圆弧半径这些参数,分析了这些参数变动对锁紧螺纹段疲劳损伤值影响。研究表明:卸荷槽宽度及深度在一定范围内的改变可以降低螺纹段疲劳损伤值,超出一定范围后,疲劳损伤值以指数增长;螺纹段与主轴大端距离越远疲劳损伤值越低;螺纹段后圆弧半径值越小疲劳损伤值越大。分析结果为风力发电机主轴结构设计提供了参考和依据,具有一定的工程实用价值。

关键词:风力发电机;主轴;锁紧螺纹段;疲劳强度

中图分类号:TH114;TM315

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2021)04-0434-06

Influence of wind turbine main shaft structure on the fatigue strength of thread segment

WANG Bin^{1,2}, WENG Hai-ping^{1,2}, YIN Jie^{1,2}, DU Jie-feng^{1,2},
CHEN Chen^{1,2}, SONG Hai-liang^{1,2}

(1. Zhejiang Windy Co., Ltd., Hangzhou 310012, China; 2. Key Laboratory of
Wind Power Technology of Zhejiang Province, Hangzhou 310012, China)

Abstract: Aiming at the problem that the high fatigue damage of the shaft with locking thread segment structure mainly concentrated on the thread, in order to reduce the fatigue damage value of the position, the influence of the shaft structure on the fatigue strength of the locking thread section was analyzed. On the premise of retaining the thread structure and ensuring the mechanical properties, the correct mathematical model was established by using finite element software and nCode software. Through changing the parameters such as the width and depth of the main shaft unloading groove, the distance between the thread segment and the large end of the main shaft, and the radius of the arc behind the thread segment, the influence of these parameters on the fatigue damage value of the locking thread segment was analyzed. The results show that the fatigue damage value can be reduced by changing the width and depth of the unloading groove within a certain range, and the fatigue damage value increases exponentially after exceeding a certain range. The farther the thread segment is from the large end of the shaft, the lower the fatigue damage value is, and the smaller the radius of the arc of the thread segment is, the greater the fatigue damage value is. The analysis results provide a reference and basis for the structural design of wind turbine main shaft, which has certain engineering practical value.

Key words: wind turbine; main shaft; locking threaded section; fatigue strength

收稿日期:2020-09-28

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2019YFB2005005)

作者简介:王斌(1986-),女,浙江绍兴人,硕士研究生,工程师,主要从事风力发电机组强度分析方面的研究。E-mail:wb.86@163.com

0 引言

风能作为一种蕴含能量巨大的可再生能源,是替代传统燃料最主要的能源之一。风力发电技术越来越受到各个国家的大力发展,风能是解决我国能源短缺和环境污染问题最现实的能源^[1-3]。风力发电机的装机容量逐年增加,装机尺寸不断增大,与此同时也出现了成本升高、故障频发等问题。风能产品的制造技术也面临着巨大的挑战,整机建模、零部件载荷分析显得尤为重要。

风力发电机组从桨叶载荷传至轮毂再通过主轴传至齿轮箱,最终驱动发电机,主轴前端法兰通过锁紧螺栓与轮毂刚性联接,后端通过锁紧盘与增速齿轮箱输入轴相连^[4,5]。主轴处于整个传动链中间位置,是风力发电机组的重要零部件,传递动力及载荷,对风力发电机运行起着重要作用,其结构强度对整个机组的安全、稳定运行有着至关重要的影响,其可靠性直接影响着风力发电机组的可利用率、发电量、使用寿命与经济成本^[6-8]。随着市场竞争的日益激烈,行业将要面临严峻的成本挑战,再加上大型风力发电机组功率越来越大,主轴越来越重,在此基础上主轴面临减重降本的任务。

主轴疲劳损伤分布不均匀,对于有锁紧螺纹段结构的主轴,通过大量的仿真计算和实际机组的现场验证,高损伤区主要集中在螺纹处,且远大于其他部位。部分机型由于结构形式所限,锁紧螺纹本身很难改动,容易造成主轴疲劳失效。优化主轴螺纹段,降低主轴螺纹段疲劳损伤值化成了重点。

因此建立其他结构和螺纹结构的数学模型,分析它们之间的关系,对于指导主轴优化设计有非常重要的意义。使用设计精良、质量可靠、力学性能优越的主轴才能确保风力发电机组正常稳定地运行。

笔者针对现有主轴结构在确保主轴安全运行情况下,研究主轴部分结构对锁紧螺纹段疲劳损伤值的影响^[9-11]。

1 主轴螺纹段简介

风力发电机组从低兆瓦研发至高兆瓦,主轴载荷随之变大,由于主轴的支撑和受载情况复杂,不仅需要承担来自风轮的各种载荷,同时需要将来自风轮的转矩传递给增速齿轮箱,其工况复杂多变,工作应力变化幅度大。

一般主轴采用合金钢材质,极限强度均能满足要

求,安全裕度高,而疲劳强度安全裕度比较低,因此主轴强度分析最为关键的就是优化疲劳强度,锁紧螺纹段相对于主轴其他部位,由于其缺口效应,螺纹造成的应力集中系数较高,对应的疲劳损伤值就高,锁紧螺纹段的疲劳强度尤为重要。笔者在 nCode 软件分析下优化主轴各部分尺寸变化对研究主轴锁紧螺纹段疲劳寿命的影响。

2 有限元分析及疲劳计算

2.1 三维模型

笔者针对某大型风力发电机组主轴进行优化分析。主轴锁紧螺纹段前圆弧(卸荷槽)及螺纹段后圆弧与螺纹段相邻,因此主要研究这2个部位及螺纹段自身尺寸变化对螺纹段疲劳损伤值的影响,研究部位及参数如图1、图2所示。

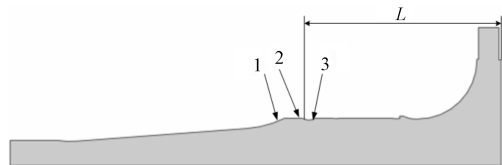


图1 风力发电机主轴截面图

1—螺纹段后圆弧;2—螺纹段;3—螺纹段前圆弧(卸荷槽);L—螺纹段到主轴大端距离

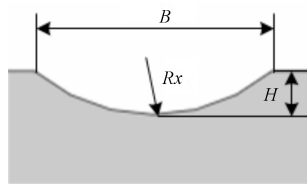


图2 卸荷槽变量图

针对尺寸参数化,对该主轴进行单位应力及疲劳强度计算。

在 SolidWorks 中笔者通过合理的结构简化建立主轴、轮毂实体,刹车盘、主轴承和齿轮箱胀套面体等模型,其余的一些螺纹安装孔和倒角等小特征,由于对应力应变响应分析影响不大,都进行了简化。

2.2 有限元分析及疲劳分析

(1) 主轴材料

低兆瓦主轴一般采用合金结构钢锻造而成,一般选用 42CrMo4 或者 34CrNiMo6 这2种材料,通常风力发电机主轴在 $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的环境中要使用 20 年,因此对主轴性能提出了很高的要求。此次分析主轴材料采用 42CrMo4,主轴重量 15.68 t,材料参数如表 1 所示。

表 1 材料 42CrMo4 参数

密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性模量 E / GPa	泊松比 μ
7 850	201	0.29

(2) 有限元模型

简化后的 SolidWorks 模型导入 ANSYS 进行网格划分。主轴、刹车盘、轴承内外圈及胀套都是回转结构,通过扫略功能划分网格,均采用六面体二十节点单元,疲劳强度一般先发生在主轴表面,将主轴外表面网格细化,有利于得到精确的结果。六面体二十节点单元质量好,结果精度高,单元的整齐规则,在数量上也会大大少于四面体,缩短计算时间。

主轴与其他部件的接触均采用绑定接触。主轴的锁紧螺纹段结构疲劳分析时使用疲劳缺口系数对 S-N 曲线进行修正,单独计算,因此在有限元模型中简化分析。轴承滚柱数量较多,实体建模不经济、效率低,计算资源消耗大,使用仅受压的杆单元 Link10 能够正确模拟受力形式和力与力矩的传递路径,通过截面积的设置,保证刚度的保守计算。

主轴承和齿轮箱弹性支撑起固定和支撑作用。主轴末端连接胀套假体,胀套的端面通过梁单元伞结构连接弹性支撑几何中心,中心旋转方向固定约束,弹性支撑梁单元末端位移固定约束,主轴承中心位移固定约束。

笔者利用 ANSYS 的参数化建模语言 APDL 对主轴进行参数化建模,得到风力发电机主轴参数化模型以及命令流文件。

有限元模型如图 3 所示。

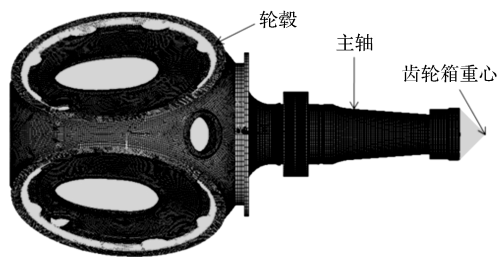


图 3 主轴有限元模型

2.2.1 有限元分析

对于主轴分析而言,笔者采用轮毂中心坐标系载荷,即有 M_x 、 M_y 、 M_z 、 F_x 、 F_y 和 F_z 载荷分量,共 6 个独立载荷。

轮毂中心加载点加载载荷,轮毂实体与加载点之间通过梁单元伞结构连接,将力与力矩通过轮毂实体传递到主轴端面。

通过在轮毂中心载荷加载点分别加载 12 个独立的单位载荷,分别为 $\pm M_x$ 、 $\pm M_y$ 、 $\pm M_z$ 、 $\pm F_x$ 、 $\pm F_y$ 、 $\pm F_z$,

得到 12 个应力应变响应结果,其结果包含了各节点的各正应力、切应力值 (σ_{xx} 、 σ_{yy} 、 σ_{zz} 、 τ_{xy} 、 τ_{yz} 、 τ_{zx})。一个单位载荷下的应力应变响应结果,可得到各节点上的应力张量分量,与其疲劳载荷历程相乘得到相应的应力张量分量时间历程。

2.2.2 疲劳损伤分析

在主轴 12 个单位应力分析的基础上,笔者采用轮毂中心旋转坐标系疲劳载荷,载荷需要通过通道合并后形成可被利用的应力谱。当结构承受多个循环载荷或者不规则载荷时,需要确定每个应力/应变循环的次数及应力幅值、均值,文本使用雨流计数法,雨流计数法对载荷的时间历程进行计数的过程反应了材料记忆特性。

依据 GL2010 认证规范,结合主轴材料力学性能、主轴不同的表面粗糙度 Ra 、主轴检测方法、缺口效应系数 SCF 等参数,主轴材料安全系数取 1.1,计算得出 S-N 曲线,如图 4 所示。

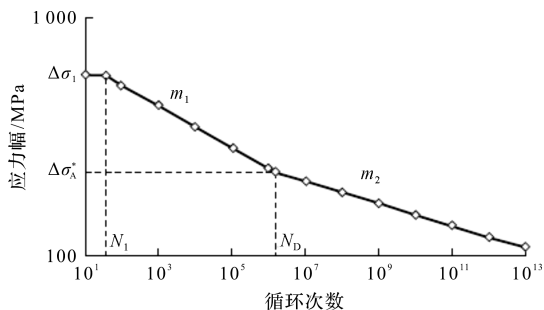


图 4 S-N 曲线

应力修正方法采用应力比修正,多应力比 S-N 曲线能较好地应用于平均应力修正。应力计算方法采用关键面法,当主轴表面主应力方向有变化时,使用关键面法疲劳损伤模型分析更合适,关键面法将数据解析为一系列角度,从 0° 到 170° ,每 10° 一个平面,执行每个平面的疲劳计算。

在循环载荷作用下,不同应力幅的循环分量都会对结构裂纹扩展做出贡献,当损伤累积到一定程度后结构就会疲劳失效破坏。材料在各应力水平下的损伤是独立进行的,疲劳的总损伤可线性累加,这里使用广泛的线性疲劳累积损伤理论:Miner 理论进行分析及疲劳损伤计算。

3 主轴各部位结构优化对锁紧螺纹段疲劳强度影响

3.1 螺纹段前圆弧 (卸荷槽) 半径 R_x 对螺纹段及整个主轴的影响

卸荷槽本身是为了螺纹加工退刀设计,采用圆弧

设计后,可以有效减少该部位由于螺纹尾段加工引起应力集中现象,改善螺纹段周围的疲劳损伤强度。

主轴螺纹前圆弧(卸荷槽)内径结构参数 R_x 及 H 如表2所示。

表2 主轴螺纹前圆弧(卸荷槽)内径结构参数 R_x 及 H

结构	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
R_x/mm	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
H/mm	45	28.21	23.38	20.31	18.10	16.38	15	13.86	12.89	12.06	11.33	10.7

保持螺纹段离主轴大端距离 L 为 1 355 mm,卸荷槽宽度 B 为 90 mm,螺纹后圆弧半径 R 为 710 mm, H 为 R_x 变化时所对应的圆弧底部定点与主轴外表面深度。

表3 主轴螺纹前圆弧(卸荷槽)宽度参数 B

结构	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
B/mm	50	55	65	70	80	85	90	95	100	105

卸荷槽圆弧内径对螺纹段及主轴的影响如图5所示。

卸荷槽宽度对螺纹段及主轴的影响如图6所示。

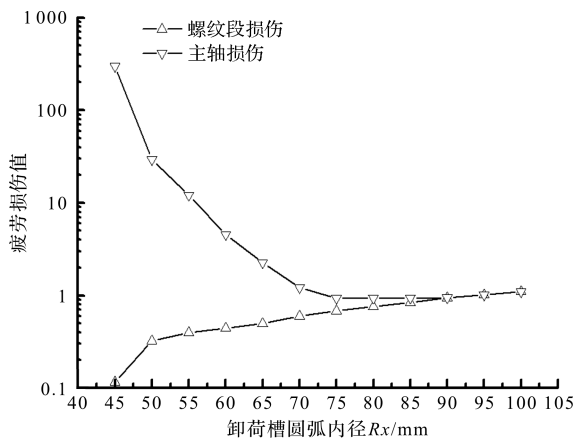


图5 卸荷槽圆弧内径对螺纹段及主轴的影响

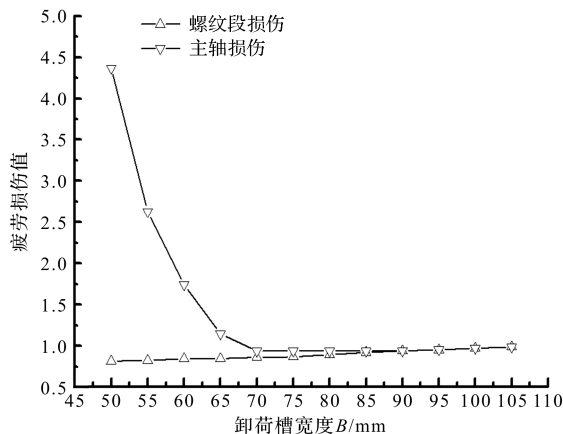


图6 卸荷槽宽度对螺纹段及主轴的影响

卸荷槽直径从 70 mm 减至 40 mm,随着直径减小,圆弧深度 H 增大,疲劳损伤值减小,斜率较大;主轴整体疲劳损伤急剧增大,曲线呈指数上升,最大值达到 300,最大点出现在卸荷槽本身,这是由于卸荷槽深度增加,使其底部刚度减弱,承担了更多的弯矩载荷。卸荷槽直径从 70 mm 增至 90 mm,随着卸荷槽直径增大,螺纹段疲劳损伤值趋于平缓,斜率较小;主轴整体疲劳损伤值也趋于平缓,低于 1。直径从 90 mm 增至 100 mm,两条曲线重合,主轴最大疲劳损伤值部位与螺纹段损伤部位重合,即主轴最大疲劳损伤值位置为螺纹段,且随着卸荷槽直径变大,卸荷槽深度变浅,螺纹段疲劳值也随之增加,卸荷槽直径为 95 mm 时,螺纹段疲劳超出 1。

卸荷槽宽度 B 从 50 mm 增至 105 mm,螺纹段损伤值缓慢增加,曲线平缓,表明卸荷槽宽度对螺纹段及整个主轴损伤影响较小,卸荷槽宽度增至 105 mm 时,螺纹段损伤也在可控范围内,没有达到疲劳损伤极限值 1。当卸荷槽宽度从 50 mm 增加至 70 mm 时,主轴疲劳损伤值急剧下降,这一阶段疲劳损伤最大值主要出现在卸荷槽本身,超过 70 mm,疲劳损伤值转移至螺纹段后圆弧,宽度 B 再增加至 90 mm 时,疲劳损伤最大值出现在螺纹段,两条曲线重合。由此表明,螺纹段对卸荷槽宽度尺寸变化敏感度较低,反而卸荷槽本身的损伤值对宽度尺寸变化敏感度较高,当卸荷槽宽度变小至一定数值,卸荷槽本身损伤值上升超过 1,且斜率较大。

3.2 螺纹段前圆弧(卸荷槽)宽度 B 对螺纹段及整个主轴的影响

3.3 螺纹段位置对螺纹段及整个主轴的影响

保持主轴螺纹段前圆弧(卸荷槽)深度 H 为固定值 12 mm,螺纹段离主轴大端距离 L 为 1 355 mm,螺纹后圆弧半径 R 为 710 mm,改变卸荷槽宽度 B ,研究卸荷槽宽度 B 对螺纹段疲劳损伤值影响。

螺纹段处于轴承与齿轮箱胀套之间,在主轴上起着轴向定位的作用,利用锁紧螺纹压紧轴承挡圈,防止挡圈轴向移动。

保持主轴螺纹段前圆弧(卸荷槽) R_x 为 90 mm,卸荷槽宽度 B 为 90 mm,螺纹后圆弧半径 R 为 710 mm。螺纹段离主轴大端端面距离参数 L 如表4所示。

主轴螺纹前圆弧(卸荷槽)宽度参数 B 如表3所示。

表 4 螺纹段与主轴大端距离结构参数 L

结构	1	2	3	4	5	6	7
L/mm	1 255	1 305	1 355	1 405	1 455	1 555	1 655

螺纹段位置对螺纹段及主轴的影响如图 7 所示。

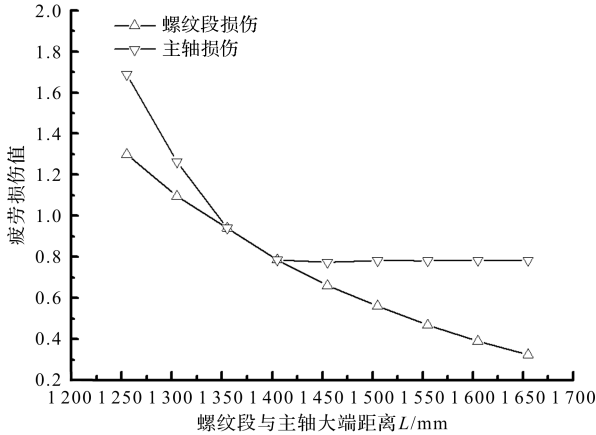


图 7 螺纹段位置对螺纹段及主轴的影响

随着螺纹段与主轴大端距离变大,螺纹段离主轴大端距离越远,螺纹段疲劳损伤曲线斜率为负,损伤值减小。主轴的疲劳损伤最大值一开始出现在螺纹段后圆弧,随着距离增大,最大值转移至螺纹段,这一阶段两条曲线重合。当螺纹段距离主轴大端距离为 1 405 mm 时,最大损伤位置转移至主轴大端圆弧处,主轴疲劳损伤值不再随着 L 增大而增大,曲线渐渐平稳。

分析原因为随着螺纹段远离大端,主轴壁厚也由此增加,主轴刚度增强,疲劳损伤值降低;当螺纹段靠近主轴大端时,主轴壁厚减少,疲劳值也因此增加。

3.4 螺纹段后圆弧对螺纹段及整个主轴的影响

螺纹段后圆弧靠近螺纹段,对螺纹段的疲劳至关重要,螺纹段后连接圆弧的尺寸变动对螺纹段的疲劳损伤影响尤其明显。

保持螺纹段离主轴大端距离 L 为 1 355 mm,螺纹段前圆弧(卸荷槽)内径 R_x 为 90 mm,卸荷槽宽度 B 为 90 mm。

主轴螺纹后圆弧半径结构参数 R 如表 5 所示。

表 5 主轴后圆弧半径结构参数 R

结构	1	2	3	4	5	6	7	8	9
R/mm	460	510	560	610	660	710	760	810	860

螺纹段后圆弧对螺纹段及主轴的影响如图 8 所示。

显示螺纹段后圆弧尺寸减小,对螺纹段疲劳有显著的影响,后圆弧半径减小,螺纹段损伤值减小明显,但后圆弧本身尺寸减小,会导致本身的疲劳损伤值急剧增加,最大值超过 100。当后圆弧的尺寸到达拐点时,螺纹段及后圆弧段疲劳损伤值均小于 1,圆弧段尺寸继续增加后,主轴及螺纹段疲劳均增加,两曲线重合。

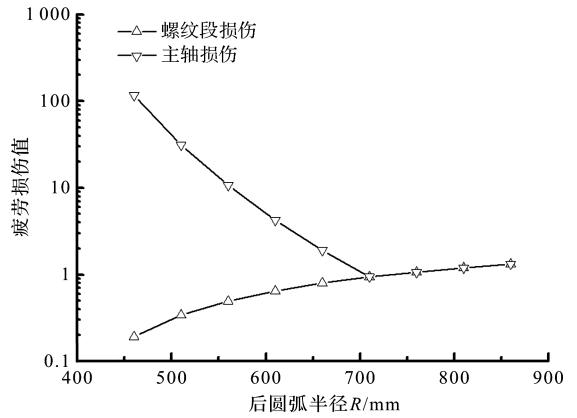


图 8 螺纹段后圆弧对螺纹段及主轴的影响

由此表明,圆弧段尺寸增加,圆弧段自身结构强化,疲劳损伤值降低,使得主轴的疲劳最大值又回到螺纹段。圆弧段尺寸减小,圆弧段自身结构弱化,疲劳损伤值增大,使得主轴疲劳最大值从螺纹段转移到圆弧段。且从两条曲线走势可以发现,后圆弧半径取值对于螺纹段和主轴疲劳损伤值很关键,只有在 R 为 710 mm 左右,两者损伤值都小于 1。

4 主轴优化

原有主轴疲劳损伤值云图如图 9 所示。

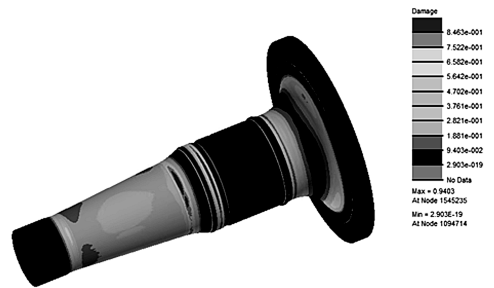


图 9 原有主轴疲劳损伤值云图

基于以上参数对螺纹段及主轴整体疲劳的影响,笔者对原主轴螺纹段进行优化,选择合适的参数数值,经过有限元及疲劳分析得到主轴疲劳损伤云图,如图 10 所示。

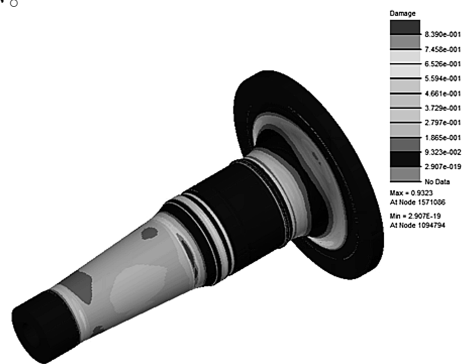


图 10 优化主轴疲劳损伤值云图

由图9及图10的比较结果可知,该优化分析在维持其他部位损伤值不变,且保证主轴螺纹段满足强度要求的同时,疲劳最大值出现在螺纹后圆弧段;损伤值为0.9323,螺纹段疲劳损伤值为0.68,比原有主轴降低了0.26,由此可见,优化结果大大提高了主轴螺纹段的疲劳强度。

5 结束语

为了降低主轴螺纹段的疲劳损伤,本文开展了主轴结构对锁紧螺纹段的疲劳强度研究;分析了主轴4个参数对锁紧螺纹段及主轴整体疲劳的影响,主要结论如下:

(1)螺纹段前圆弧(卸荷槽)圆弧半径 R_x 即深度 H 对螺纹段疲劳影响大,半径越小,卸荷槽深度越大,螺纹段损伤越小;但卸荷槽本身疲劳损伤值对卸荷槽半径较敏感,半径减小同时自身疲劳损伤呈指数上升;

(2)卸荷槽宽度 B 对于螺纹段的影响较小,曲线趋于平缓;但随着宽度 B 减小,卸荷槽本身的疲劳损伤值会超出1;

(3)螺纹段后圆弧对螺纹段损伤值曲线斜率较大,对螺纹段损伤影响较明显,螺纹段后圆弧本身疲劳损伤值对尺寸修改比较敏感,需要根据两者疲劳强度综合考虑;

(4)对主轴结构提出的优化方案,优化了主轴结构使螺纹段疲劳降低,为后期主轴新设计及优化提供了明确方向。

参考文献(References):

- [1] 白 儒,徐蕊璇,李钢强,等.兆瓦级风力发电机组主轴优化设计[J].现代制造工程,2020(3):136-141.
- [2] 汪亚洲,胡成明.基于ANSYS的风力发电机主轴的强度分析及优化[J].机械研究与应用,2019,32(4):48-50.
- [3] CHENG Jun, HE Cun-fu, LYU Yan. Ultrasonic inspection of the surface crack for the main shaft of wind turbine from the end face[J]. *NDT & E International*, 2020(114):1-2.
- [4] 翁海平,陈 棋.兆瓦级风机主轴疲劳分析方法研究[J].太阳能学报,2013,34(10):1714-1719.
- [5] TAN Jian-jun, ZHU Cai-chao, SONG Chao-sheng, et al. Effects of flexibility and suspension configuration of main shaft on dynamic characteristics of wind turbine drivetrain [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 32(2):224-238.
- [6] 王晓波.永磁风力发电机 AISI4340 材料主轴锻件工艺试制[J].上海大中型电机,2018,15(2):39-41.
- [7] 赵 震,龚天明.大型风力发电机主轴强度分析研究[J].锻压装备与制造技术,2018,53(2):87-90.
- [8] 何大伟,吴国庆,陆 彬,等.垂直轴风力发电机主轴结构优化设计[J].机械设计与制造,2018(2):199-201,205.
- [9] 陈 棋,翁海平,吴 晨.大型风电机组轮毂疲劳分析方法的研究[J].太阳能学报,2015,36(9):2263-2268.
- [10] ZHENG Jing-yang, JI Jin-chen, SHAN Yin. Internal loads and contact pressure distributions on the main shaft bearing in a modern gearless wind turbine[J]. *Tribology International*, 2020(141):105960.
- [11] 周建新,毛 乐,李志强.基于结构可靠性分析的风力发电机主轴优化设计[J].现代制造工程,2018(12):89-96.

[编辑:杨骏泽]

本文引用格式:

王 斌,翁海平,殷 杰,等.风力发电机主轴结构对锁紧螺纹段疲劳强度影响研究[J].机电工程,2021,38(4):434-439.

WANG Bin, WENG Hai-ping, YIN Jie, et al. Influence of wind turbine main shaft structure on the fatigue strength of thread segment[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2021, 38(4):434-439.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>