

大功率风电增速器箱体疲劳寿命分析*

FATIGUE ANALYSIS ON GEARBOX HOUSING OF WIND TURBINE
SPEED-INCREASE GEARBOX

胡兴龙** 高攀 杨玉良 孙伟

(大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024)

HU XingLong GAO Pan YANG YuLiang SUN Wei

(Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

摘要 建立某大功率风电增速器箱体的三维模型,计算单位静载荷作用下箱体的应力应变;依据德国劳埃德船级社规范(GL2010),给出风电齿轮箱箱体部件的S-N曲线的拟合方法;应用雨流循环计数法计算箱体疲劳载荷谱。应用Miner线性积累疲劳损伤理论和雨流循环计数法,对风电齿轮箱箱体进行疲劳寿命分析,得到了风电增速器箱体的疲劳寿命。通过对箱体疲劳寿命结果的分析,对箱体结构进行优化,为大功率风电增速器箱体的疲劳寿命分析提供设计思路,为风电齿轮箱箱体的设计提供了参考。

关键词 风电齿轮箱 疲劳分析 S-N曲线

中图分类号

Abstract 3D finite element model of gearbox housing of wind turbine speed-increase gearbox is built to calculate stress-strain of gearbox housing under unit static load. S-N curves of gearbox housing materials are calculated based on Germanischer Lloyd specifications(GL2010);The fatigue load spectrum is calculated by the rain flow circulation count method. The fatigue damage of gearbox housing is calculated based on the rain flow circulation count method and Miner linear cumulative damage law. The structure is optimized based on the fatigue analysis. This thesis can provide a method for determining the life of gearbox housing and gearbox designing.

Key words Gearbox housing; Fatigue analysis; S-N curves

Corresponding author:HU XingLong,E-mail:xlhu@mail.dlut.edu.cn,Tel: +86-411-84707435

The project supported by the Projects of National and International Technological Cooperation (No. 2011DFB71670), and the Fundamental Research Fund for the Central Universities(No. DUT12JN04).

Manuscript received 20131206, in revised form 20131227

引言

风能在全球的市场迅速扩大,对大功率风力发电机有强烈的需求^[1]。据全球风能理事会统计,2012年全球新增风电装机4471万千瓦,比2011年的4056千瓦新增机容量有所增加,目前全球风电开始进入平稳发展阶段。

风电增速器是轴承、轴、齿轮、箱体等部件的综合体,具有结构紧凑、传动比大等优点。风电增速器箱体具有支撑轴承、轴、齿轮正常运转的功能,是整个风力发电系统的重要组成部件,其性能的可靠性决定了整机系统的可靠性。从工程实际运行状况来看,齿轮箱的失效占整个系统的50%以上^[2]。由于风力发电机工作环境的特殊,经常受到变方向、变载荷以及阵风的

冲击作用,并且在设计寿命内要承受超过 10^8 的循环载荷,即使风电增速器在正常工作时所受应力完全处于静力安全标准之内,也可能发生疲劳失效。所以疲劳失效是齿轮箱箱体失效的主要形式^[3],所以对风电齿轮箱箱体进行疲劳寿命分析,得出机构设计中的不足之处进而优化设计显得十分必要。P. Dallhoff, A. Dombrowski等^[4]应用局部应力应变法和名义应力法对某2.5 MW风力发电机主机架进行了疲劳寿命分析,并得到了疲劳危险点;高晶,宋健等^[5]对结构件的准静态疲劳分析方法进行了介绍,并应用有限元法给出了汽车结构件的疲劳寿命分布情况和危险点的寿命值;杜静,牛兴海^[6]等对大功率风电增速器主轴疲劳损伤进行了研究,为风电增速器主轴疲劳寿命分析提供了一个准确可靠的分析思路;林腾蛟,Glodez等^[7-9]

* 20131206收到初稿,20131227收到修改稿。2011年国家国际科技合作项目(2011DFB71670),中央高校基本科研专题项目(DUT12JN04)资助。

**胡兴龙,男,1988年12月生,内蒙古兴安盟人,蒙古族,硕士研究生,研究方向为风电增速器设计及优化。

研究了风电增速器输出级齿轮副疲劳寿命分析方法,此外还得出载荷、表面粗糙度、残余应力等对齿轮副疲劳寿命的影响规律。但上述文献只是针对风电增速器其它部件的疲劳寿命进行分析,未对风电增速器箱体疲劳进行计算。

所以本文以某大功率风电增速器箱体为研究对象,对箱体的疲劳寿命进行分析,研究大功率风电增速器箱体的疲劳校核的通用方法。

1 箱体疲劳寿命分析方法

1.1 箱体建模及静力学分析

1.1.1 三维模型的建立

考虑到实际工作过程中,支撑臂、内齿圈和后箱体各组件通过螺栓紧密地连接在一起,不允许有任何相对运动,各体之间协调一致共同承担内部部件的作用,因此在有限元分析中把各体当作一个整体进行分析的方案比较符合实际情况。同时,删除了箱体与内齿圈支撑臂上的螺栓孔特征。

1.1.2 箱体模型的有限元分析

由于采用准静态方法来计算应力时间历程,所以,需要应用有限元方法求解单位载荷单独作用下的箱体应力分布。在进行齿轮箱有限元分析前,需要对箱体内部的各级传动作受力分析。根据齿轮箱的实际工况,建立传动级的受力模型,进一步建立数学模型,从而计算出各轴承孔及各支座的反力,为后续的有限元计算提供边界条件,进行有限元静力学计算。

由于在额定载荷下,箱体各部分的应力均小于屈服极限,所以箱体在工作过程中材料处于弹性变形阶段,应采用名义应力法(Miner 理论)对箱体进行疲劳分析。名义应力法疲劳寿命分析过程如图 1 所示。

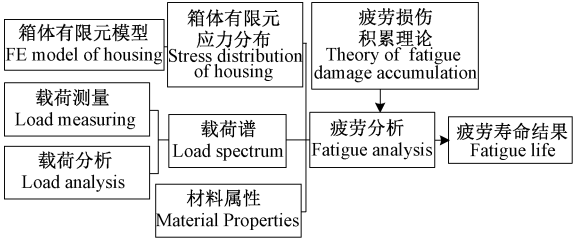


图 1 名义应力法疲劳寿命分析流程

Fig. 1 Fatigue life analysis process of nominal stress method

1.2 S-N 曲线的拟合

材料的疲劳性能可以利用在标准试件上的应力幅值 S 与材料破坏时的寿命 N 来描述,即 $S-N$ 曲线。图 2 所示为一典型的 $S-N$ 曲线,一条完整的 $S-N$ 曲线可分为三段:第一段是循环次数小于 N_1 的低周疲劳区(LCF);第二段是循环次数终止于 N_D 的高轴疲劳区(HCF);第三段是循环次数高于 N_D 的亚疲劳区(SF)

或无限疲劳寿命区。

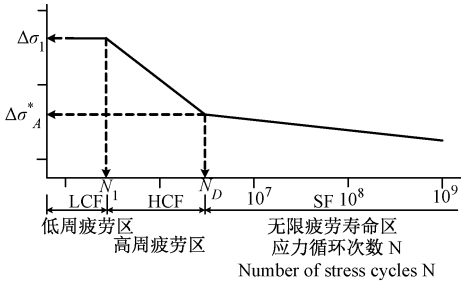


图 2 典型的 S-N 曲线

Fig. 2 Typical S-N curve

材料的 $S-N$ 曲线是在实验室中应用标准试件测得的,但是在疲劳分析研究中,针对具体的构件,由于其几何形状、表面状态、制作工艺等因素的影响其 $S-N$ 曲线与材料的 $S-N$ 曲线有较大的差别。

针对这种不能进行疲劳试验获取部件 $S-N$ 曲线的情况,德国劳埃德船级社的 GL 2010 规范中提供了利用材料的参数、零部件的几何参数等拟合成一条近似的 $S-N$ 曲线的方法,曲线拟合需要的数据如表 1 所示。

表 1 S-N 曲线拟合输入参数

Tab. 1 Parameters for S-N curve fitting

符号 Symbol	名称 Name	数值 Value	单位 Unit
R_m	材料最小抗拉强度 Minimum tensile strength of housing material	*	MPa
$R_{p0.2}$	材料屈服极限 Yield strength of housing material	*	MPa
R_z	表面粗糙度 Surface roughness	*	μm
R	应力比 R-ratio of test	-1.0	—
α_k	应力集中系数 Stress concentration factor	1.0	—
n	缺口敏感系数 Notch sensitivity factor	1.0	—
γ_M	安全系数 Safety factor	1.15	—
F_m	平均应力影响参数 The average stress parameters	1.0	—
S_{pu}	缩减因子 Reduction factor	2/3	—
t	箱体最大壁厚 Maximum wall thickness	*	mm

注: * 代表该数值依据不同材料和结构选取

Note: * Represents the value depends on materials and structures

以下为风电增速器箱体部件 $S-N$ 曲线详细推导过程

$$\sigma_b = 1.06R_m \tag{1}$$

$$\sigma_w = 0.27\sigma_b + 100 \tag{2}$$

$$F_0 = 1 - 0.2(\lg R_z)^{0.64} \lg(\sigma_b) + 0.45 \lg(R_z)^{0.53} \quad (3)$$

$$\beta_k = \alpha_k / n = 1 \quad (4)$$

$$F_{ok} = \sqrt{\beta_k^2 - 1 + \frac{1}{F_o^2}} \quad (5)$$

$$\sigma_{wk} = \frac{\sigma_w}{F_{ok}} \quad (6)$$

式中, σ_b 为箱体部件抗拉强度, σ_w 为抛光部件疲劳强度, F_0 为表面粗糙度系数, β_k 为缺口系数, F_{ok} 为总修正因子。 σ_{wk} 为修正后的箱体部件疲劳强度。

$$\begin{cases} M = 0.00035\sigma_b + 0.08 \\ F_m = 1 \\ S_{pu} = 2/3 \end{cases} \quad (7)$$

式中, M 为平均应力敏感性参数, F_m 为平均应力影响参数。根据 GL 规范, 箱体在进行疲劳分析时, 所有零件的存活率大于 97.7%, 当缩减因子 S_{pu} 取 2/3 时, 存活率 p 正好大于 97.7%。

$$S_d = 0.85^{(j-j_0)} \quad (8)$$

$$S_t = \left(\frac{t}{25}\right)^{-0.15} \quad (9)$$

$$S = S_{pu} S_t S_d \quad (10)$$

式中, S_d 为质量等级因子, S_t 为考虑壁厚引起的抗拉强度缩减因子, S 为考虑加工缺陷以及构件壁厚以后的总应力幅值缩减系数。 t 为箱体部件的最大壁厚。设 j_0 为依赖检查方法设定的常数, 根据是采用超声波、液体或磁性检查方式, 其取值为 0 或 1。 j 为检查等级设计的参数, 其取值可为 1-3, 本文选取 $j=3, j_0=0$ 。

至此, 所有决定 $S-N$ 曲线的参数都已获得, 下面依据这些参数计算出 $S-N$ 曲线的几个关键点, 具体计算过程如下

$$b_1 = -1/(5.5/F_{ok}^2 + 6) \quad (11)$$

$$b_2 = -1/2m_1 - 1 \quad (12)$$

$$\Delta\sigma_1 = R_{p0.2} \frac{(1-R)}{\gamma_M} \quad (13)$$

$$\Delta\sigma_A^* = 2\sigma_A \frac{S}{\gamma_M} \quad (14)$$

$$N_D = 10^{10-\frac{3.6}{m_1}} \quad (15)$$

$$N_1 = N_D \left(\frac{\Delta\sigma_A^*}{\Delta\sigma_1}\right)^{m_1} \quad (16)$$

式中, b_1, b_2 为 $S-N$ 曲线斜率, $\Delta\sigma_1$ 为循环数为 1 时的应力幅值, $\Delta\sigma_A^*$ 为 N_D 点对应的应力幅值, N_D 为 $S-N$ 曲线高周疲劳拐点对应的循环次数, N_1 为 $S-N$ 曲线低周疲劳拐点对应的循环次数。

1.3 疲劳载荷谱的编制

载荷谱的获取方式有四种, 实测、实测加分析模拟、分析模拟以及标准载荷谱。疲劳载荷谱是对零件

进行疲劳设计与寿命预测的关键和基础, 为使疲劳分析结果尽可能接近真实值, 本文采用风场实地测得的数据进行载荷谱的编制。载荷谱的编制需要遵循等效损伤的原则, 使它具有代表性、并能反映出零件在各种工况下所受到的工作载荷随时间变化的情况。

目前, 常用的计数方法有十几种, 比如峰值计数法、幅值计数法、雨流计数法等。应用不同的计数方法处理同一载荷时间历程会得到完全不同的计算结果, 因此会得到不同的疲劳寿命。从统计学角度出发, 计数法分为单参数法和双参数法两类, 单参数法只能记录循环载荷中的某一个变量, 不能全面地反映载荷的循环特征, 因此单参数法很少应用在载荷谱编制等领域。而双参数法弥补了单参数法的不足, 能够同时反映载荷的两个变量, 因此应用双参数法编制载荷谱。其中雨流计数法便是典型的且有效的双参数计数法, 使用载荷均值、幅值及其频次表示计数结果, 统计载荷的全循环或半循环, 同时考虑了循环载荷的应变特性, 将载荷的统计分析过程与工作载荷对零件的循环应力—应变特性建立一定的联系, 其力学理论基础较为明确, 且该计数法能够方便地应用计算机程序编写, 因此得到广泛的研究和应用, 雨流计数法的原理以及计算过程可以参考文献^[10-12]。

2 箱体疲劳寿命预测及优化

2.1 箱体模型有限元分析

2.1.1 箱体模型的有限元分析

本文基于国内某风电企业的大功率风电电机增速器箱体为例进行分析, 该齿轮箱组件是由支撑臂、内齿圈和后箱体装配而成。如图 3 为单位载荷下箱体组件的等效应力云图。

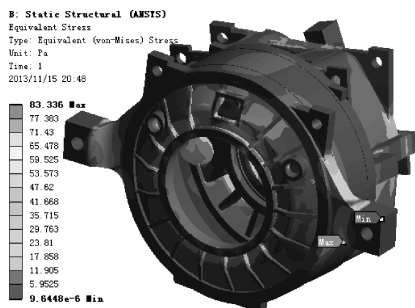


图 3 单位载荷下箱体组件等效应力云图

Fig. 3 Equivalent stress nephogram under unit load

2.2 箱体材料疲劳性能

nCode Designlife 是英国 nCode 公司开发的全球领先的疲劳分析软件, 具有使用方便、可视化强等特点。它提供了一条基于有限元分析结果来预测疲劳寿命的新途径。nCode Designlife 提供了 200 多种材料, 基本

包含了常见材料的基本属性。如果数据库中没有相对应的材料,软件可以通过材料的相关参数,估算出该材料的 $S-N$ 或 $E-N$ 曲线。

本文中的风电增速器箱体材料为 QT400,材料的抗拉强度极限为 400 MPa,屈服极限为 250 MPa,弹性模量为 1.65×10^5 MPa,泊松比为 0.3。将以上材料性能数据依次带入公式(1)~公式(16),即可得到如表 2 所示的 nCode Designlife 拟合 $S-N$ 曲线所需要的关键数据。

表 2 S-N 曲线拟合后得到的关键数据

Tab. 2 The key parameters after S-N curve fitting

符号 Symbol	名称 Name	数值 Value	单位 Unit
b_1	第一段曲线斜率 First fatigue strength exponent	-0.103	—
b_2	第二段曲线斜率 Second fatigue strength exponent	-0.054 3	—
$\Delta\sigma_A^*$	应力范围截断 Stress range intercept	434.782 6	MPa
N_D	高周疲劳拐点 High cycle fatigue transition point	$2.686\ 6 \times 10^6$	—
N_1	低周疲劳拐点 Low cycle fatigue transition point	1.0	—
T_b	材料抗拉强度 Ultimate tensile strength	400	MPa
Y_s	材料屈服极限 Yield strength	250	MPa
E	材料弹性模量 Elastic modulus	1.65×10^5	MPa

在 nCode Designlife 中,将材料的抗拉强度极限(T_b)、屈服极限(Y_s)、弹性模量 E 、 N_D 、 ΔT_A^* 、 b_1 、 b_2 输入软件就可得到风电增速器箱体材料的 $S-N$ 曲线,如图 4 所示。

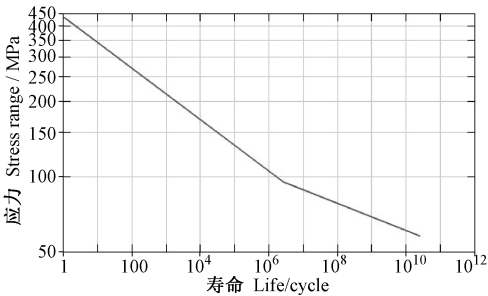


图 4 箱体材料的 $S-N$ 曲线
Fig. 4 $S-N$ curve of housing material

2.3 箱体疲劳载荷谱

共 7 个大的疲劳载荷工况,内含 86 个具体的疲劳载荷工况,包括正常运行状态、极端状态、故障状态等工况下的载荷,每种工况依据其发生的概率确定循环次数。每个工况又含 6 个载荷分量的等效疲劳载荷谱,该载荷不能直接用于箱体疲劳的计算,需要对其进行统计处理,即载荷谱的编制。如表 3 所示为某工况部分载荷分量,表 4 所示为部分载荷工况的循环次数。

表 3 DLC1.1aa 工况部分载荷

Tab. 3 Part of load case DLC1.1aa

T/s	M_x/Nm	M_y/Nm	M_z/Nm	F_x/N	F_y/N	F_z/N
0	176 704	28 537.1	-279 247	108 113	-580.436	403 447
0.05	176 134	124 652	-255 968	107 544	18 226.2	405 730
0.1	171 093	211 426	-230 911	107 053	36 489.5	407 290
0.15	165 499	276 914	-194 279	106 644	53 398.5	406 480
0.2	165 188	320 252	-166 278	107 347	69 709	403 105
0.25	172 555	333 974	-172 625	109 521	86 747.1	398 214
0.3	183 551	312 655	-203 492	112 058	104 925	392 722
0.35	190 247	268 495	-221 416	113 098	123 066	386 557

表 4 部分工况载荷循环次数

Tab. 4 Part of the conditions of load cycles

工况 DLC	每年发生次数 Frequency per year	20 年发生次数 Frequency of 20 year
1.1aa	3 815.988	76 319.76
1.1ab	3 815.988	76 319.76
1.1ac	3 815.988	76 319.76
1.1ba	3 964.698	79 293.96
1.1bb	3 964.698	79 293.96
1.1bc	3 964.698	79 293.96
1.1ca	3 161.25	63 225
1.1cb	3 161.25	63 225
1.1cc	3 161.25	63 225

目前已经开发出了很多专用的载荷统计分析软件,比如 LMS TesWare、nCode Glyph Works 等,这些软件都包含了雨流计数模块,本文就应用 nCode 的雨流计数模块对箱体的载荷时间历程进行计数统计,如图 5 所示为三种典型工况的载荷时间序列及雨流统计直方图,其中工况 1 和工况 2 均为正常运行工况,工况 3 为冲击载荷工况。

2.4 疲劳寿命预测

将箱体组件有限元模型、材料的 $S-N$ 曲线以及疲劳载荷谱分别导入 nCode 软件中,即可求解出箱体组件疲劳寿命分布云图(如图 6 所示)。箱体组件部分节点的损伤及载荷谱循环次数如表 5 所示。最短寿命出现在后箱体轴承孔加强筋出,属应力集中点,最短寿命为设计寿命的 0.201 7 倍即 4.034 年,损伤最大值为 4.958,箱体组件其它各部位寿命均比较高。由表 5 可知,只有若干节点的寿命小于设计寿命,但是从安全性的角度出发,应当对箱体几何参数进行优化,提高箱

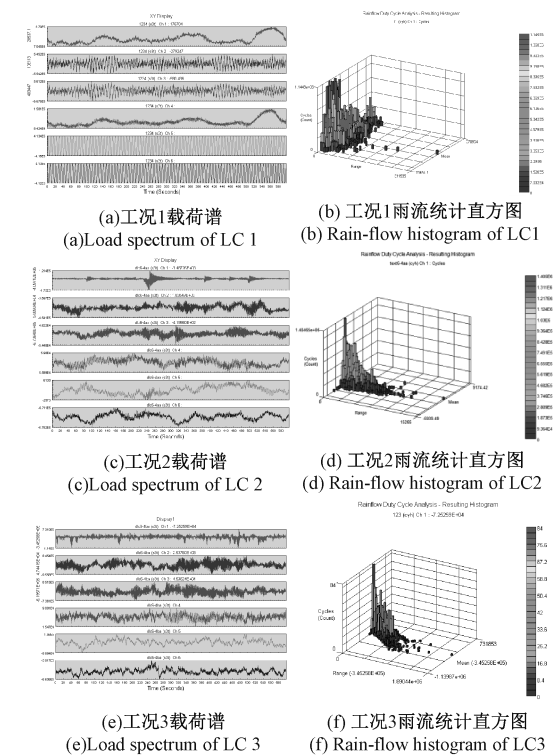


图 5 典型工况雨流统计

Fig. 5 Rain-flow counting result for typical load case

体组件的安全性。

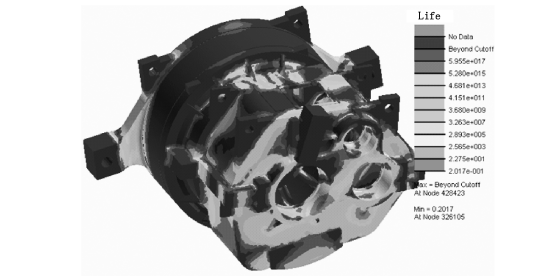


图 6 箱体组件疲劳寿命分布云图

Fig. 6 Fatigue life nephogram of housing

表 5 箱体组件部分节点的损伤及载荷谱循环次数
Tab. 5 Damage and load spectrum repetitions
of some nodes in housing components

采样节点 Sampler Info	损伤 Damage	载荷谱循环次数 Load spectrum repetitions
1	4. 958	0. 201 7
2	1. 716	0. 582 6
3	1. 31	0. 763 2
4	1. 237	0. 808 7
5	1. 106	0. 904 2
6	0. 737	1. 357
7	0. 463 7	2. 157
8	0. 368 5	2. 714
9	0. 287 9	3. 474

2.5 箱体局部尺寸优化

由图 6 可知,箱体组件疲劳危险区域处于轴承孔加强筋处,属于应力集中点。为了降低箱体组件的应

力值,提高组件的疲劳寿命,需对箱体结构进行优化。如图 7 所示,将该轴承孔处的加强筋由一个增加为两个,厚度为 30 mm,对称分布。对优化后的箱体组件进行单位载荷下的静力学分析,等效应力最大值为 74. 636 MPa,低于箱体组件优化前的数值。如图 8 所示为箱体组件结构和尺寸优化之后的疲劳寿命云图,由图可知,箱体组件的最短寿命为设计寿命的 1. 229 倍,即 24. 58 年,大部分区域为无限寿命区,符合设计要求。如图 9 所示为箱体局部尺寸优化前后采样节点的疲劳损伤值的对比图,箱体优化后各节点的疲劳损伤值明显降低并且处于较低的水平。

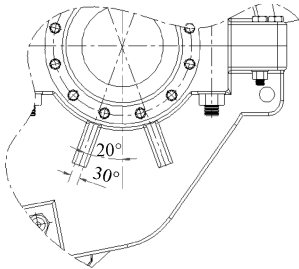


图 7 箱体组件局部结构和尺寸优化

Fig. 7 Local structure and size optimization
of housing components

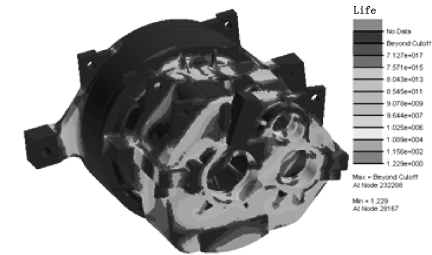


图 8 优化后的箱体组件疲劳寿命分布云图

Fig. 8 Fatigue life nephogram of housing after optimizing

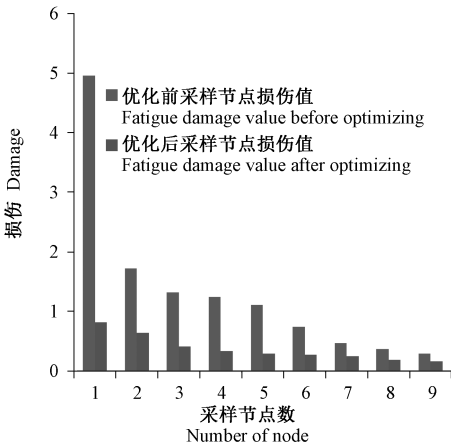


图 9 优化前后部分疲劳危险点损伤值对照

Fig. 9 Fatigue damage value before and after optimizing
of some sample nodes

3 结论

疲劳损伤计算是风电增速器箱体设计的重要方面。本文以某大功率风电增速器为研究对象,建立了风电增速器箱体的三维有限元模型,计算了静力载荷作用下箱体的应力应变,得到了静载荷作用下的应力集中点;应用德国劳埃德船级社规范修正了箱体材料的 $S-N$ 曲线;对风场实地测量的 86 个具体的疲劳载荷工况进行了雨流计数,得到了载荷循环数、均值与幅值的关系。在 nCode 分析软件中,对箱体模型进行了疲劳寿命分析,对箱体结构优化之后,能够明显提高箱体寿命。结果表明,本文提出的方法能够为风电增速器箱体设计提供依据。

参考文献 (References)

- [1] Kensch C W. Fatigue of composites for wind turbines [J]. International journal of fatigue, 2006, 28(10): 1363-1374.
- [2] Martinez E, Sanz F, Pellegrini S, et al. Status plans and technologies for offshore wind turbines in Europe and North America [J]. Renewable Energy, 2009, 34(3): 646-654.
- [3] Heege A, Betran J, Radovic Y. Fatigue load computation of wind turbine gearboxes by coupled finite element, multi - body system and aerodynamic analysis [J]. Wind Energy, 2007, 10(5): 395-413.
- [4] Dalhoff P, Dombrowski A, Idelberger H, et al. Fatigue analysis of cast components in wind turbines local notch strain approach versus nominal stress approach [C]. EWEC-Conference, 2001: 306-309.
- [5] 高 晶, 宋 健, 朱 涛. 随机载荷作用下汽车驱动桥壳疲劳寿命预估 [J]. 机械强度, 2008, 30(6): 982-987.
- GAO Jing, SONG Jian, ZHU Tao, Fatigue life prediction of vehicle's driving axle house under random loading [J]. Journal of Mechanical Strength, 2008, 30(6): 982-987 (In Chinese).
- [6] 杜 静, 牛兴海, 何玉林, 等. MW 级风力发电机组主轴疲劳分析 [J]. 热加工工艺, 2011, 40(23): 211-214.
- DU Jing, NIU XingHai, HE YuLin, et al. Fatigue analysis on mainshaft in mw level wind turbine [J]. Hot Working Technology, 2011, 40(23): 211-214. (In Chinese)
- [7] 林腾蛟, 沈 亮, 赵俊渝. 风电增速箱输出级齿轮副疲劳寿命有限元分析 [J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2012, 35(001): 1-6.
- LIN TengJiao, SHEN Liang, ZHAO JunYu. Fatigue life finite element analysis of output gear pair of wind turbine speed-increase gearbox [J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2012, 35(001): 1-6 (In Chinese).
- [8] Glodež S, Aberšek B, Flašker J, et al. Evaluation of the service life of gears in regard to surface pitting [J]. Engineering fracture mechanics, 2004, 71(4): 429-438.
- [9] Kramberger J, Šraml M, Glodež S, et al. Computational model for the analysis of bending fatigue in gears [J]. Computers & structures, 2004, 82(23): 2261-2269.
- [10] Amzallag C, Gerey J P, Robert J L, et al. Standardization of the rainflow counting method for fatigue analysis [J]. International journal of fatigue, 1994, 16(4): 287-293.
- [11] Lee Y L, Barkey M E, Kang H T. Metal fatigue analysis handbook: practical problem-solving techniques for computer-aided engineering [M]. Elsevier, 2011. 89-113.
- [12] Baek S H, Cho S S, Joo W S. Fatigue life prediction based on the rainflow cycle counting method for the end beam of a freight car bogie [J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(1): 95-101.