

# 新型双风轮合成增速箱的设计与仿真分析

高刚刚<sup>1</sup>, 韦尧兵<sup>1</sup>, 剡昌锋<sup>1</sup>, 张 荣<sup>1</sup>, 康喜生<sup>1,2</sup>

(1. 兰州理工大学机电工程学院, 兰州 730050; 2. 浙江吉利控股集团有限公司, 杭州 310051)

**摘 要:** 针对将置于塔顶机舱的大型增速箱及发电机部分装置放置在地面和高效利用风能的问题, 提出一种新型双风轮风力发电机组合成增速箱的设计方案, 利用虚拟样机技术建立该双风轮合成增速箱的三维模型, 并运用 Romax Designer 仿真软件, 在模拟随机载荷工况下对该双风轮合成增速箱进行了仿真, 仿真结果与理论计算值基本吻合, 依据仿真结果对某些部件进行优化设计, 说明了虚拟样机模型构建的合理性。该方法极大缩短了齿轮增速箱的设计周期, 可提高产品设计质量及降低设计费用。

**关键词:** 风力机; 设计; 仿真分析; 双风轮; 合成增速箱

**中图分类号:** TK83

**文献标识码:** A

## 0 引 言

风力机从结构上分为水平轴和垂直轴 2 种形式, 水平轴风力机由于其高效的风能转化形式, 得到了广泛的应用<sup>[1]</sup>。1919 年物理学家 Albert Betz 提出, 单风轮风力发电机对风能的最大理论捕获率不超过 59.3%, 而在风场中, 由于受到各种因素的影响, 单风轮风力机实际的风能利用率不超过 50%, 合理的双风轮结构能提高风力机效率, 同时还能提高风速有效区间。Newman<sup>[2]</sup>认为一对大小相等的双风轮风力机对风能最大捕获率为 64%。因此, 研发一种低风速高效率利用风能的双风轮风力发电装置对提高风能资源的开发利用具有非常重要的意义。文献[3]设计出一种新的双转子风力机的动力传递系统, 并建立数学模型, 提出了非线性仿真软件的性能预测; 文献[4]进一步研究反转双风轮风力发电机, 并建立了 30 kW 原型样机和 1 MW 的商业样机; 文献[5]对同侧布置的双风轮结构进行了优化; 文献[6]运用 EllipSys3D 模拟异侧双风轮在不同距离及前后不同转速下的运行情况; Ozbay 等<sup>[7]</sup>对风轮同向和反向转动时的发电效率进行实验研究, 发现反向转动比同向转动效率更高; 国内, 文献[8~10]

对双风轮都有一定的研究并得出相关结论。

增速箱作为风力机发电机组的核心部件, 因其工作在不规律变向载荷和瞬间强冲击载荷作用下, 对增速箱的设计、制造、安装提出很高的要求, 在风力发电增速箱的设计中, 由于增速箱结构的特殊性和复杂性, 设计费用占据了研发费用的 80%, 由此可见设计在增速箱的生产过程中起着至关重要的作用。因此, 为了提高增速箱设计的水平和效率, 缩短设计周期、降低制造和维护成本, 就必须将虚拟样机技术如 Romax Designer 齿轮传动仿真设计软件引入到设计研究中<sup>[11]</sup>。

风力发电传动系统输入的外载荷包括风轮的重力载荷、惯性载荷和气动载荷。要想获得增速箱在实际工况下的运行参数, 只考虑在随机风作用下的气动载荷, 将随机风载荷通过变换得到的时变输入转矩作为传动系统的外部激励, 然后对变速风力发电传动系统的动力学响应特性进行分析。但由于风电机组的载荷变化情况无法预知, 在设计阶段得到能体现风电机组的载荷谱十分困难, 这使得风电增速箱设计参数的确定方法不尽完善<sup>[12,13]</sup>。因此, 获得接近于实际复杂工况的载荷谱对风电增速箱的仿真模拟有很重要的意义。

收稿日期: 2016-10-26

基金项目: 国家自然科学基金(51165018); 兰州理工大学高水平科技项目培育基金; 兰州理工大学红柳一流学科建设项目

通信作者: 剡昌锋(1974—), 男, 博士、研究员、博士生导师, 主要从事故障诊断与状态监测、新型风力机、机械强度方面的研究。

changf\_yan@163.com

本文提出一种新型双风轮合成增速箱的设计方案,即风力机的机舱两端的上下风向分别布置一排叶片,组成双风轮,然后通过合成增速箱对双排叶片产生的旋转力矩进行增速并合成,最终通过扭杆传递到地面,再用发电机进行发电,或其他形式的有效利用。本文只对合成增速箱进行研究,并参考成熟的水平轴风力发电机增速箱结构设计,经过理论分析计算,运用三维软件建立了三维实体模型,应用 Romax Designer 对该增速箱进行了仿真分析,结果表明,设计计算结果和仿真结果基本吻合,达到预期效果,并为进一步优化提供依据,为试制 600 kW 双风轮风力发电机原型机提供理论基础。

## 1 新型双风轮合成增速箱的原理和设计要求

根据 600 kW 风力发电机给定的技术要求,新型双风轮合成增速箱采用两边各为两级行星齿轮加一级锥齿轮组的对称布置结构,总效率不小于 0.9,设计的主要参数见表 1。

表 1 双风轮合成增速箱基本参数范围

Table 1 Basic parameter range of double wind wheel and synthesis speed-increasing gearbox

参数	数值
额定功率/kW	600
增速比	1:15
输出转速/ $r \cdot \min^{-1}$	1000~1800
输入转速/ $r \cdot \min^{-1}$	8~15
分度圆压力角/ $(^\circ)$	20°
模数	5~15

由于双风轮合成增速箱为轴对称布置形式,左半部分的原理图如图 1 所示,主要包括风轮、主轴、一级行星传动系统、二级行星传动系统、三级锥齿轮组和输出轴等。

行星齿轮增速箱的设计寿命 20 a(1 a 按 360 d 计),齿轮中等传动,且对称布置,无严重过载,闭式传动,各级齿轮采用相同的材料及热处理工艺,齿轮精度为 6 级。

该双风轮合成增速箱的行星传动结构,齿轮的齿数及行星轮数应满足以下条件<sup>[14]</sup>:

1)传动比条件:保证给定的传动比。

2)同心条件:对于标准或高度变位传动,有:

$$z_a + 2z_c = z_b \quad (1)$$

对于角度变位传动,有:

$$\frac{z_a + z_c}{\cos \alpha_{ac}'} = \frac{z_b + z_c}{\cos \alpha_{bc}'} \quad (2)$$

3)装配条件:太阳轮与内齿轮的齿数和等于行星轮数目( $n_w$ )的整数倍,有:

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = n \quad (3)$$

式中, $Z_a$ ——太阳能齿数; $Z_b$ ——行星轮齿数; $Z_c$ ——内齿圈齿数; $\alpha_{ac}'$ ——太阳轮和行星轮啮合角; $\alpha_{bc}'$ ——行星轮和内齿圈啮合角; $n$ ——整数。

4)邻接条件:保证相邻 2 个行星轮的齿顶不相碰,齿顶间的最小间隙取决于制造精度,一般为 0.5 倍模数  $m$ 。

按照经验齿轮的模数  $m=(0.015 \sim 0.02)a$ ,  $a$  是齿轮传动的中心距。风电增速箱中齿数  $z$  在满足轮齿弯曲强度条件下,尽量选择较多齿数。齿宽取  $b_{\min}=6 \sim 8 m$ ,考虑斜齿轮的优点和传动平稳性,螺旋角  $\beta$  取  $\beta=8^\circ \sim 15^\circ$ <sup>[15]</sup>。

第一级增速机构的设计:齿数  $z_a=29$ ,  $z_c=22$ ,  $z_b=73$ ,  $n_p=3$ ;增速比为 3.517。

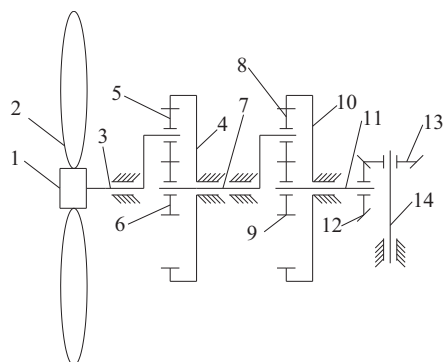
第二级增速机构的设计:齿数  $z_a=29$ ,  $z_c=28$ ,  $z_b=85$ ,  $n_p=3$ ;增速比为 3.931。两级行星齿轮传动形式为 2z-x(A)型,即最大的啮合齿轮固定。

第三级增速机构的设计:齿数: $z_1=47$ ,  $z_2=43$ ,增速比为 1.093。

该增速箱齿轮材料:20CrMnMo;热处理:调质及淬火;硬度:HRC60。轴材料为 20NiCrMoH 或 20CrMnMo。试验齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}=1600 \text{ MPa}$ 。

## 2 新型双风轮合成增速箱的设计

该双风轮合成增速箱传动系统结构简图如图 1 所示,双风轮合成增速箱(左半部分)总体结构设计如图 2 所示。前排和后排风轮通过风力的作用,产生旋转速度,经主轴传递到该合成增速箱,通过左右 2 部分的第一级第二级行星齿轮的增速后,再通过左右两部分的一对安装在第三级输入轴上的锥齿轮和竖直轴上的锥齿轮的啮合合成之后,传递到竖直轴,然后传递到地面,组成双风轮合成增速箱传动系统。



1. 轮毂 2. 叶片 3. 主轴 4. 一级行星架  
5. 一级行星轮 6. 一级太阳轮 7. 一级太阳轴  
8. 二级行星轮 9. 二级太阳轮 10. 二级行星架  
11. 二级太阳轴 12. 三级输入锥齿轮  
13. 三级输出锥齿轮 14. 竖直轴

图1 双风轮合成增速箱传动系统结构简图

Fig. 1 Structure diagram of double wind wheel and synthesis speed-increasing gearbox transmission system

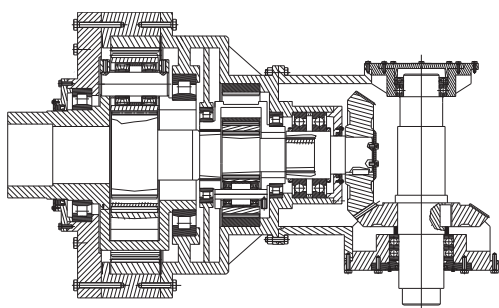


图2 双风轮合成增速箱的结构图(左半部分)

Fig. 2 Structure diagram of synthesis speed-increasing gearbox (left part)

## 2.1 双风轮合成增速箱零部件的设计

### 2.1.1 太阳轮的设计

为便于轴与齿轮之间的连接,本文将太阳轮设计成图3所示的形式,并利用鼓形渐开线花键实现

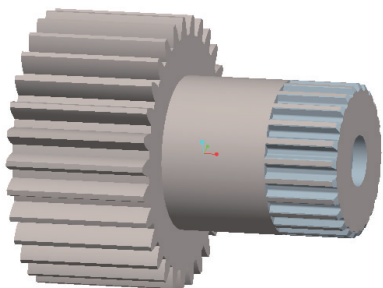


图3 太阳轮结构图

Fig. 3 Structure diagram of solar wheel

与上一级行星架的连接,可使中心轮在一定范围内轻微摆动,实现均载。

### 2.1.2 行星轮的设计

由于风力发电机传动比较大,故本文中采取轴承安装在行星齿轮轴孔内的方式,以减小传动的轴向尺寸,并使装配结构简化,保证在一个支承和支承组件上的安装方便和定位精确。设计中,为改善轴承受力情况,应使行星轮孔内两个轴承之间的距离最大,这样的装配形式也可使载荷沿齿宽方向分布均匀。在一级行星轴中,由于行星轮载荷较大,为减小载荷沿齿宽分布的不均匀性,在行星轮孔内装一对调心滚子轴承或圆柱滚子轴承。

### 2.1.3 行星架的设计

行星架是行星齿轮传动装置中的主要构件之一,行星轮轴和轴承就装在行星架上。它是机构中承受外力矩最大的零件,要求足够的强度与刚度,受载变形要小。本方案选用的行星架结构为双臂整体式,如图4所示。选用铸钢材料 ZG340-640,具有重量轻、刚性好、便于加工和装配等优点。

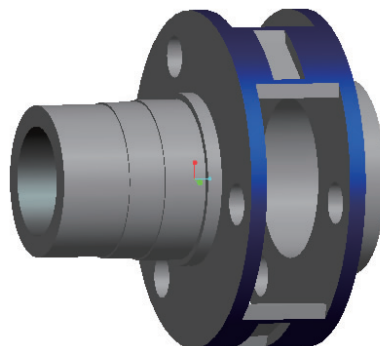


图4 行星架结构图

Fig. 4 Structure diagram of planetary frame

### 2.1.4 轴承的选型

在风电机组运行设计过程中,轴承的损坏对增速箱的寿命有很重要的影响,因为风电增速箱处在复杂的交变载荷作用下,其轴承寿命难以估计,导致轴承过早损害。

选择合适的轴承,即能提高齿轮之间的啮合性能,又能提高增速箱的寿命。在该双风轮合成增速箱中,轴承的配置如下:输入轴(一级行星架上风向)由于受到风轮以及主轴的轴向力比较大,因此轴承选择为圆锥滚子轴承,一级行星架下风向由于受到径向的啮合载荷较大,该轴承选择承载能力较

大的圆锥圆锥滚子轴承,一级行星轮由于空间较小,但要承受很大的轴向或径向载荷,因此选择调心滚子轴承或者承载力比较大的单列圆柱滚子轴承,二级行星架上风向由于要对一级太阳轴一端固定,轴承选择调心球轴承,下风向轴承选择推力球轴承。二级行星轮轴承选用单列圆柱滚子轴承,三级锥齿轮输入轴,由于承受两边齿轮啮合载荷,选择双列圆锥滚子轴承,输出端承受锥齿轮的啮合力,轴承选择四点接触球轴承,输出轴为竖直轴,承受径向轴向双向载荷,比较复杂,上端轴承选择四点接触球轴承,下端轴承选择圆锥滚子轴承。

## 2.2 齿面接触强度及齿根弯曲强度的校核<sup>[16]</sup>

根据小齿轮分度圆直径  $d_1$  的初算公式为:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{H\Sigma} K_{H\beta} u + 1}{\phi_d \sigma_{Hlim}^2 u}} \quad (4)$$

计算接触应力:

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (5)$$

计算接触应力基本值:

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t u + 1}{d_1 b u}} \quad (6)$$

计算许用接触应力:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad (7)$$

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_{L} Z_{V} Z_{R} Z_{W} Z_{X} \quad (8)$$

强度条件:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (9)$$

计算齿根应力:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fp} \quad (10)$$

计算齿根应力基本值:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta \quad (11)$$

计算齿根许用应力:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Flim}} Y_{\delta relT} Y_{R relT} Y_X \quad (12)$$

强度条件:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (13)$$

一级行星齿轮强度校核:可计算的分度圆直径  $d_1 = 260.290 \text{ mm}$ , 取模数  $m = 12 \text{ mm}$ , 可得太阳轮  $d_a = 348 \text{ mm}$ , 行星轮  $d_c = 264 \text{ mm}$ , 内齿圈  $d_b = 876 \text{ mm}$ , 取齿宽  $b = 200 \text{ mm}$ 。齿面接触强度校核:根据最小齿轮计算接触应力的基本值

$\sigma_{H0} = 669.424 \text{ MPa}$ , 计算接触应力  $\sigma_H = 917.111 \text{ MPa}$ , 许用接触应力  $\sigma_{HP} = 1280 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_H < \sigma_{HP}$ , 故安全。

轮齿弯曲强度校核:计算齿根应力基本值  $\sigma_{F0} = 179.017 \text{ MPa}$ , 计算齿根应力  $\sigma_F = 373.407 \text{ MPa}$ , 计算许用齿根应力  $\sigma_{FP} = 462.054 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_F < \sigma_{FP}$ , 故安全。

二级行星齿轮强度校核:分度圆直径  $d_1 = 166.987 \text{ mm}$ , 取模数  $m = 6 \text{ mm}$ , 则太阳轮  $d_a = 174 \text{ mm}$ , 行星轮  $d_c = 168 \text{ mm}$ , 内齿圈  $d_b = 510 \text{ mm}$ , 齿宽  $b = 160 \text{ mm}$ 。齿面接触强度校核:根据最小齿轮计算接触应力的基本值  $\sigma_{H0} = 575.914 \text{ MPa}$ , 计算接触应力  $\sigma_H = 786.117 \text{ MPa}$ , 许用接触应力  $\sigma_{HP} = 1280 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_H < \sigma_{HP}$ , 故安全。

轮齿弯曲强度校核:计算齿根应力基本值  $\sigma_{F0} = 157.744 \text{ MPa}$ , 齿根应力  $\sigma_F = 364.454 \text{ MPa}$ , 许用齿根应力  $\sigma_{FP} = 478.170 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_F < \sigma_{FP}$ , 故安全。

三级锥齿轮强度校核:三级锥齿轮选择格里森圆弧齿轮,因此按格里森法校核弧齿轮的接触强度校核:轴交角  $\Sigma = 90^\circ$ , 齿宽  $b = 100 \text{ mm}$ , 齿面接触应力  $\sigma_H = 1376.9 \text{ MPa}$ , 弯曲强度计算安全系数  $S_H = 1.152 > 1.0$ , 故安全。弯曲强度校核:齿根应力  $\sigma_F = 311.273 \text{ MPa}$ ,  $S_F = 1.606 > 1$ , 故安全。

## 3 新型双风轮合成增速箱的建模与仿真

由于增速箱所处的高空复杂环境,齿轮及轴承往往发生早期故障和失效,因此,利用软件仿真,可以提前预知齿轮及轴承的承载情况和易失效部位,并使用仿真软件 Romax Designer 模拟增速箱的工作状态,可使得设计变得较为容易。在 Romax Designer 软件中,对于齿轮、轴、花键、轴承等可视作刚性零部件,可直接在软件中进行参数化建模<sup>[17]</sup>,还可以在软件中模拟不同特性的风力机工况,风速的变动波形也可以依据风场工况设定。这样可以简化设计过程,减少设计费用,减少新产品设计周期<sup>[18]</sup>。本文研究了双风轮合成增速箱的刚性模型(左半部分),并对模型进行仿真分析,得到齿根弯曲疲劳强度、齿面接触疲劳强度、传递误差和齿面载荷分布等情况的结果,然后与理论计算结果进行对比,以优化设计方案。

### 3.1 Romax Designer的建模与仿真

根据双风轮合成增速箱的结构(左半部分)及前面设计计算,在 Romax Designer 环境中进行建模,该合成增速箱(左半部分)模型构建具体步骤如下顺序。

- 1) 创建一个空增速箱。
- 2) 概念行星齿轮组和概念锥齿轮组建模。按照图 2 中的设计尺寸构建一级概念行星齿轮组,二级概念行星齿轮组、三级锥齿轮组。
- 3) 各装配轴的建模。按照图 2 构建一级概念行星轴、二级概念行星轴、三级锥齿轮输入轴、三级锥齿轮输出轴(竖直轴)。
- 4) 定位设置。按照图 2 的各轴、各齿轮位置依次对轴和各齿轮组进行定位。
- 5) 构建花键连接和间隙轴承。在 Romax Designer 软件中,第一级太阳轴与第二级行星架之间的连接用花键连接,第二级太阳轴与三级锥齿轮输入轴之间用花键连接。二级行星齿轮和行星销轴之间的轴承用间隙轴承固定。
- 6) 概念齿轮转化为详细齿轮。将各级概念行星齿轮组和概念锥齿轮组转化为详细行星齿轮组和详细锥齿轮组,并对齿轮材料、表面粗糙度、与轴的装配形式等设置。
- 7) 轴承的选型与安装。依次在各行星轴、输入输出轴上选择并安装合适的轴承,在第一级行星轮和二级行星轮上选择并安装合适的轴承。
- 8) 在输入轴与输出轴上分别添加输入和输出功率载荷。完成后的合成增速箱模型如图 5 所示。

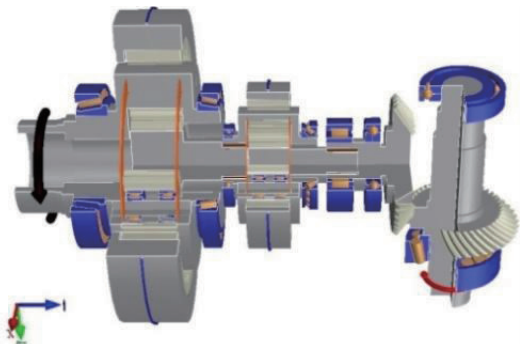


图5 合成增速箱 Romax Designer 建模图(左半部分)

Fig. 5 Romax Designer modeling of synthesis speed-increasing gearbox (left part)

### 3.2 添加功率载荷

风力发电传动系统输入的外载荷包括扭转载

荷和非扭转载荷,扭转载荷是由时间仿真而获得载荷谱,能够为疲劳分析创建等效载荷,非扭转载荷可以通过雨流计数法获得载荷循环次数。

在设计与仿真风电机组的过程中只考虑扭转载荷。AGMA6006 标准中指出以载荷谱作为风电增速箱及其零部件的基本设计载荷。由于风力发电机所处的环境复杂多变,因此在风电机组运行的过程中施加在传动系统上的扭矩并非单一恒定的,而是在一定范围内变化的随机载荷,由于获得随机载荷数据太多,造成运算量太大,在实际应用中将得到的风力情况凝缩转换为多个载荷工况,但使用的工况数不应少于 10 个<sup>[19]</sup>。本文主要考虑以下 2 种情况:

- 1) 20 a 工况均为 100% 工况,近似的等效正常环境下增速箱稳定的工作情况;
- 2) 该双风轮合成增速箱在如图 6 所示的载荷谱工况下运行的运行情况,并考虑在该工况下运行时承受的冲击载荷和制动载荷。载荷输入为功率由小到大的顺序输入,并考虑风力发电机传动系统在实际运行过程中的湍流和制动载荷对系统的冲击作用,在一级行星齿轮输入轴上加载持续时间 720 h 的 150% 扭矩和持续时间 2 h 的负扭矩。

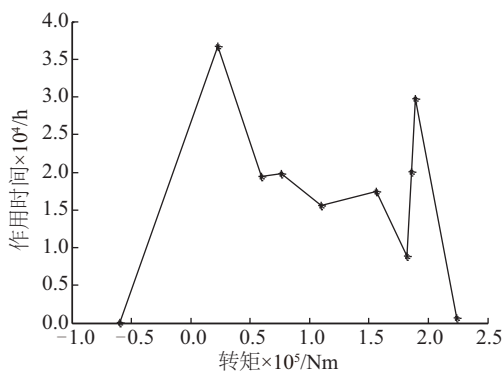


图6 载荷谱工况

Fig. 6 Load spectrum condition

### 3.3 仿真结果及分析

#### 3.3.1 齿轮静态仿真结果

在 Romax Designer 对齿轮的仿真中,可以从齿轮几何尺寸、质量标准、材料等几方面进行详细定义,对于格里森圆弧齿轮的校核标准,选用 Gleason 标准。各齿轮的疲劳强度仿真结果如图 7 和 8 所示。从仿真结果可以看出,图 7 中各个条形图代表各个位置的齿轮啮合时的最大接触应力。图 8 中各个条形图代表各个位置的齿轮啮合时的最大弯

曲应力。其中最大接触应力发生在二级太阳轮及二级行星轮上分别为 988 和 989 MPa, 而前面理论计算的结果最大为 786.117 MPa, 仿真结果比理论计算略大。这是因为仿真过程更接近于实际工况, 在实际工况下增速箱齿轮产生的接触应力比较大, 但小于许用接触应力, 故齿轮可以在该工况下安全工作。仿真结果最大弯曲应力发生在二级太阳轮及二级行星轮上分别为 235 和 239 MPa, 计算结果为 364.454 MPa。这说明在接近于实际工况下运行的齿轮上产生的弯曲应力要小, 该齿轮在实际工况下能够安全工作。

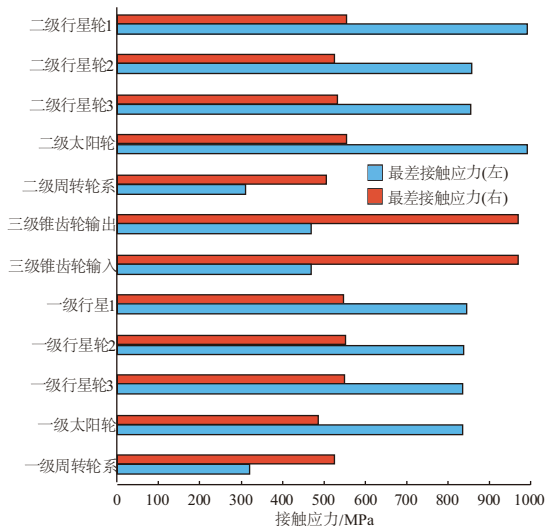


图7 齿轮最大接触应力条形图

Fig. 7 Bar diagram of gear's maximum contacts

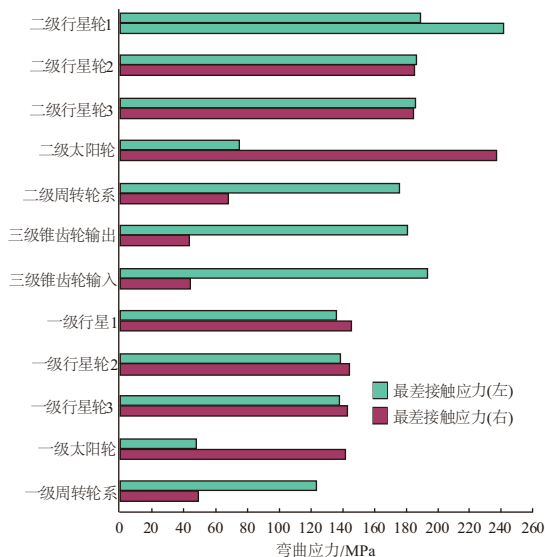


图8 齿轮最大弯曲应力条形图

Fig. 8 Bar diagram of gear's maximum bending stress

通过理论计算和软件仿真, 增速箱各齿轮的最大接触应力和弯曲应力均小于它们的许用应力, 安全系数均大于许用安全系数。软件仿真结果和计算结果基本一致, 均满足设计要求, 说明本方案的合理性。

### 3.3.2 轴承静态结果分析

该双风轮合成增速箱共包含 21 个滚动轴承, 通过仿真, 得到了轴承的寿命及修正寿命和损伤及修正损伤如图 9、图 10 所示。

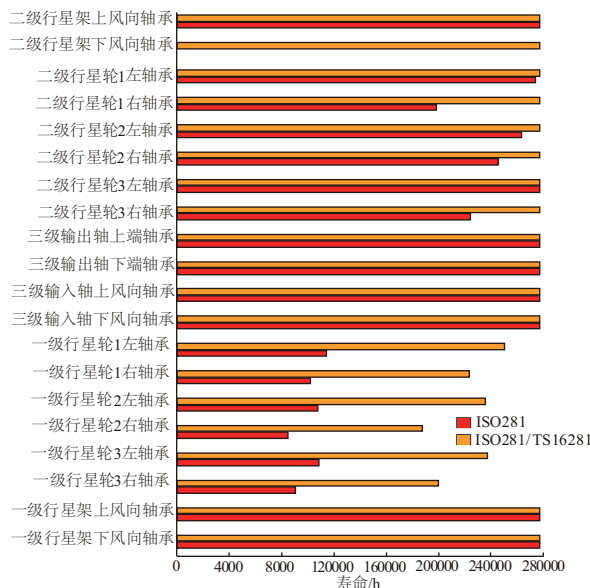


图9 轴承的寿命及修正寿命图

Fig. 9 Diagram of bearing's life and modified life

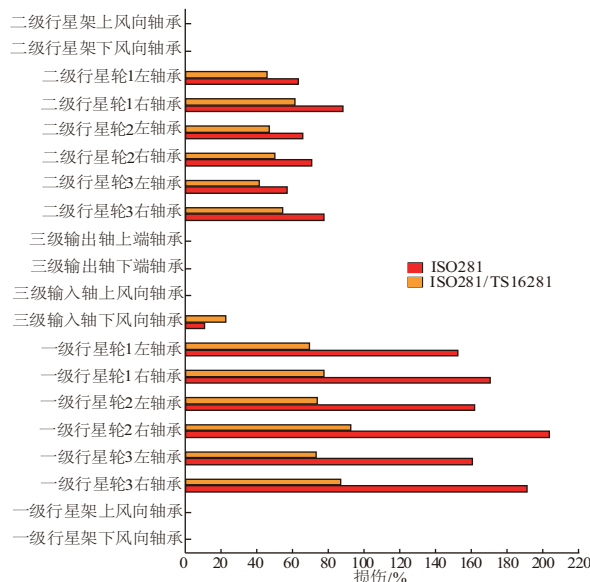


图10 轴承的损伤率及修正损伤率图

Fig. 10 Diagram of bearing's damage rate and modified damage rate

图9中ISO 281是基本额定寿命,计算公式为:

$$L_{10} = a_1 a_2 a_3 \left( \frac{C}{P} \right)^\epsilon \quad (14)$$

式中,  $C$ 、 $P$ ——额定动载荷和等效径向载荷; $\epsilon$ ——寿命指数; $a_1$ ——非90%可靠度下的可靠度系数; $a_2$ ——材料系数; $a_3$ ——润滑系数; $L_{10}$ ——基本额定寿命。

ISO 281/TS 16281是修正寿命,计算公式为:

$$L_{10m} = f_{1z} L_{10ISO} \quad (15)$$

式中,  $f_{1z}$ ——载荷区域系数; $L_{10ISO}$ ——ISO 281寿命; $L_{10m}$ ——修正寿命,  $m$ 表示修正的。

基本寿命是用标准公式计算轴承寿命的方法,修正寿命是考虑轴承钢疲劳强度、润滑条件及环境清洁度等因素影响的任意可靠度下的轴承修正额定寿命的方法,包括内间隙、轴承位置误差、轴向误差和径向误差的条件误差等<sup>[11]</sup>。图10中ISO 281是基本损伤率,是在载荷谱中使用ISO寿命公式计算的百分比来描述可能发生的损伤,ISO 281/TS 16281是修正损伤率,是在载荷谱中利用修正后的寿命公式计算的百分比来描述可能发生的损伤,修正寿命和修正损伤率更接近于实际工况,因此修正ISO 281/TS 16281寿命比ISO 281寿命要低。通过仿真结果发现:

1)在低速轴上,轴承的损伤率比较低,轴承寿命较长,在高速轴上的轴承,损伤率比较大,轴承的寿命较短。

2)总体上,轴承基本损伤百分比都小于1,即可以认为每一个轴承都能够在接近于实际工况下安全工作,无故障。增速箱中各个轴承的疲劳寿命都满足使用要求,并且能够达到风电轴承寿命要求。

3)由于行星轮空间较小,对行星轮里面的滚动轴承要求比较高,二级行星轮选用的轴承的基本损伤率和修正损伤率都小于1,能在该工况下安全工作,无故障。一级行星轮中选用的单列圆柱滚子轴承,由于其承受力比较大,仿真结果得到的基本损伤率都小于1,修正损伤比较大,修正损伤率超过1,但仿真结果能够达预期寿命。

在增速箱的设计中,将齿轮内圈和轴承的外圈集成在一起生产加工,这样既可以节约空间,又可以生产出满足要求的轴承。

## 4 结 论

本文主要对该合成增速箱的结构进行设计,并参考现有的风力发电机组增速箱的结构,将该双风轮合成增速箱设计为两级行星加一级锥齿轮的结构形式,使塔顶在相等功率的情况下实现减重并有效利用风能。通过对双风轮合成增速箱设计计算以后,再用动力学仿真软件 Romax Designer 对其进行仿真,由于该合成增速箱为对称布置结构,因此在 Romax Designer 中只建模其左半部分结构。通过仿真,齿轮结果和所选轴承结果均达到预期目标,说明本次设计的合理性。大大缩短了设计周期以及设计费用,便于市场推广。

### [参考文献]

- [1] 董 萍, 吴 捷, 杨金明, 等. 风力发电机组建模研究现状[J]. 太阳能学报, 2004, 25(5): 612—619.
- [1] Dong Ping, Wu Jie, Yang Jinming, et al. Review of the modeling of wind energy conversion system[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2004, 25(5): 612—619.
- [2] Newman B G. Multiple actuator-disc theory for wind turbines[J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 1986, 24(3): 215—225.
- [3] Kim Seong Keol. A study on the design of a new power transmission for wind turbines[J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2014, 28(3): 859—866.
- [4] Jung Sung Nam, No Tae-Soo, Ryu Ki-Wahn. Aerodynamic performance prediction of a 30 kW counter-rotating wind turbine system[J]. Renewable Energy, 2005, 30(5): 631—644.
- [5] Kubo K, Kanemoto T. Development of intelligent wind turbine unit with tandem wind rotors and double rotational armatures; 2nd Report, Characteristics of tandem wind rotors[J]. Journal of Fluid Science & Technology, 2008, 3: 370—378.
- [6] Shen Wenzhong, Zakkam V A K, Sørensen J N, et al. Analysis of counter-rotating wind turbines[J]. Journal of Physics Conference Series, 2007, 75(1): 012003.
- [7] Ozbay A, Tian W, Hu H. An Experimental Investigation on the wake characteristics and aeromechanics of dual-rotor wind turbines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 138(4): 042602.
- [8] 安 源, 韩凤琴, 久保田乔, 等. 反转叶轮风力机非

- 定常尾流对下游环境的影响[J]. 水电能源科学, 2010, 28(10): 164—166.
- [8] An Yuan, Han Fengqin, Kubota Takashi, et al. Effect of unsteady wake from counter-rotating wind rotor on downstream environment[J]. Water Resources & Power, 2010, 28(10): 164—166.
- [9] 任韶华. 永磁无刷双转子风力发电机组的研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2011.
- [9] Ren Shaohua. Study on permanent magnet brushless dual-rotor wind turbine[D]. Tianjin: Hebei University of Technology, 2011.
- [10] 周云龙, 杨承志, 李律万. 新型双风轮风力机气动特性的三维流场数值模拟[J]. 动力工程学报, 2012, 32(9): 698—704.
- [10] Zhou Yunlong, Yang Chengzhi, et al. 3D flow field numerical simulation on aerodynamic characteristics of new double-rotor wind turbines[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2012, 32(9): 698—704.
- [11] 朱新龙. 基于Romax的NGW31型行星齿轮减速器的仿真分析与优化[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2013.
- [11] Zhu Xinlong, Simulation analysis and optimization for a NGW31 planetary gear reducer based on romax[D]. Wuhan: Wuhan University of Science and Technology, 2013.
- [12] 秦大同, 李超, 唐飞熊. 变风载下变速风力发电机传动系统动力学特性研究[J]. 太阳能学报, 2013, 34(2): 186—195.
- [12] Qin Datong, Li Chao, Tang Feixiong. Study on dynamic characteristics of gear transmission system of variable speed wind generator under varying wind load[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2013, 34(2): 186—195.
- [13] 张湮萍, 郭刚. 随机风速下风电齿轮箱外部载荷的仿真研究[J]. 太阳能学报, 2012, 33(11): 1999—2004.
- [13] Zhang Liping, Guo Gang. Research on external excitation of wind power generator gearbox under the random wind[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2012, 33(11): 1999—2004.
- [14] 洪雷, 李学明, 王进戈. 多级NGW型行星齿轮传动的设计[J]. 机械传动, 2011, 35(6): 52—55.
- [14] Hong Lei, Li Xueming, Wang Jin'ge. Design of the multi-stage planetary gear transmission[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2011, 35(6): 52—55.
- [15] 姚兴佳. 风力发电机组理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [15] Yao Xingjia, Wind Turbine Generator System Theory and Design[M]. Beijing: China Machine Press, 2013.
- [16] 朱孝录. 齿轮传动设计手册(精)[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [16] Zhu Xiaolu. Handbook of gear design [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.
- [17] 谭昕, 陈定方. 风力发电机增速箱虚拟样机建模与动态特性分析[J]. 湖北工业大学学报, 2010, 25(4): 13—15.
- [17] Tan Xin, Chen Dingfang. Virtual prototype modeling and dynamics analyses of a wind turbine's gearbox[J]. Journal of Hubei University of Technology, 2010, 25(4): 13—15.
- [18] 贾要勤. 风力发电实验用模拟风力机[J]. 太阳能学报, 2004, 25(6): 735—739.
- [18] Jia Yaoqin. A wind turbine simulator for wind generation research[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2004, 25(6): 735—739.
- [19] 张红磊. 大型风电机组增速箱疲劳特性数值模拟[D]. 北京: 华北电力大学, 2010.
- [19] Zhang Honglei. Numerical simulation of the fatigue characteristic for large wind turbine gearbox[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2010.

## DESIGN AND SIMULATION OF A NEW SPEED-INCREASING GEARBOX FOR WIND TURBINE WITH DOUBLE ROTORS

Gao Ganggang<sup>1</sup>, Wei Yaobing<sup>1</sup>, Yan Changfeng<sup>1</sup>, Zhang Rong<sup>1</sup>, Kang Xisheng<sup>1,2</sup>

(1. *College of Mechanical & Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;*

2. *Zhejiang Geely Holding Group Company Limited, Hangzhou 310051, China*)

**Abstract:** Aiming at the problem that the large speed-increasing gearbox and parts of the generator originally in the tower are placed on the ground and wind energy is utilized efficiently, a new design scheme about the speed-increasing gearbox for wind turbine with double rotors was presented. The 3-D model of this new speed-increasing gearbox was built by the virtual prototype technology. It was simulated by simulation software Romax Designer under the conditions of simulation random load. The simulation results basically coincide with the theoretical calculation. The optimization design of some parts have been carried out according to the simulation results, it proved that the 3-D model built by the virtual prototype technology is reasonable. The design period of the speed-increasing gearbox would be shortened greatly, design quality of products would be improved, and the cost of design would be reduced with this method.

**Keywords:** wind turbine; design; simulation analysis; double rotors; synthesis speed-increasing gearbox