

# 双馈式风力发电机组传动链优化设计

韩新月<sup>1,2</sup>, 胡雪松<sup>1,2</sup>, 李 媛<sup>1,2</sup>, 王小虎<sup>1,2</sup>, 代海涛<sup>1,2</sup>

(1. 国电联合动力技术有限公司, 北京 100039; 2. 北京市风电设备可靠性工程技术研究中心, 北京 100039)

**摘 要:** 为智能优化双馈式风力发电机组传动链系统, 基于最优拉丁超立方理论, 采用 Isight 软件的 simcode 组件方法, 将轴承、齿轮箱、主轴等各部件评估优化, 搭建一套风力发电机组传动链优化设计平台, 分析各参数对传动链目标值的影响敏感性。以 1.5 MW 双馈式风力发电机组为例, 筛选出满足载荷要求的部件, 并得出最优传动链设计。从设计参数对结果影响分析看, 轮毂至浮动轴承之间的跨距参数对传动链成本影响较大, 其余参数影响不明显。

**关键词:** 风力发电机组; 传动链; 优化设计; 最优拉丁超立方; 双馈式

**中图分类号:** TK83

**文献标识码:** A

## 0 引 言

随着能源消耗日益增长和环境保护的需求增加, 可再生能源开发越来越受重视, 其中风力发电是发展最快的新能源之一, 风力发电机组设计则成为风电行业至关重要的技术; 传动链作为风力发电机组的核心系统, 其运行特征和成本直接决定风力发电机组的性能<sup>[1]</sup>。

国内外学者对风力发电机组传动链的设计研究, 大多集中在传动链结构动力学建模方面<sup>[2]</sup>, 关于风力机传动链方面的优化设计甚少。本文针对风力机组传动链优化设计, 基于最优拉丁超立方理论, 采用 Isight 软件的 simcode 组件方法, 将轴承、齿轮箱、主轴等各部件评估优化, 搭建一套风力发电机组传动链优化设计平台, 以期实现传动链优化设计。

## 1 优化理论

为了研究风力发电机组轮毂、齿轮箱、轴承跨距以及其选型对传动链系统敏感性影响分析, 采用试验设计方法(又称 DOE 设计), 试验设计是数理统计学的应用方法之一, 主要讨论如何合理地安排试验、取得数据, 然后进行科学分析, 从而达到获得最优方案的目的<sup>[3]</sup>。

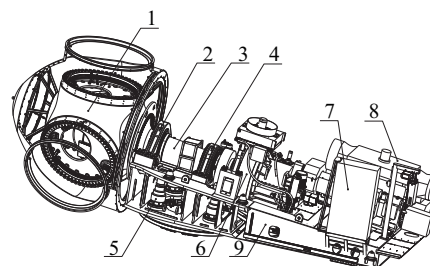
最优拉丁方试验设计方法作为试验设计的一种, 该方法保证仿真点均匀散布在整个设计空间, 具有非常好的空间均衡性, 同时考虑了仿真点之间的正交性, 使仿真方案具有较好的典型性和代表性<sup>[4,5]</sup>。

## 2 传动链优化设计

### 2.1 传动链

#### 2.1.1 传动链构造

风力机传动系统将机械传动由高扭矩低转速转换成低扭矩高转速。风力机传动链形式多样化<sup>[6]</sup>, 以主流的 4 点支撑双馈式风力发电机组传动链为例展示传动链结构布局, 如图 1 所示。



1. 轮毂 2. 浮动轴承 3. 主轴 4. 止推轴承 5. 偏航驱动  
6. 齿轮箱 7. 控制柜 8. 电机 9. 机架

图1 传动链结构

Fig. 1 Structure of drive train

收稿日期: 2016-10-10

基金项目: 国家科技支撑计划(2015BAA06B03); 国电科技集团项目(KH-2016-04、05)

通信作者: 代海涛(1979—), 男, 博士、高级工程师, 主要从事风力发电机组研发方面的工作。daihaitao@gdupc.cn

### 2.1.2 载荷坐标系

风力机传动链载荷(包含极限载荷和疲劳载荷)一般由专业商用软件计算得到,载荷坐标系以固定轮毂坐标系为参考坐标系,原点以及各载荷方向如图2所示<sup>[7]</sup>,其中 $X$ 轴,对于上风向风力机来说,沿着主轴轴线从风力机前端指向塔筒方向,对于下风向风力机而言,背离塔筒方向; $Z$ 轴垂直于 $X$ 轴,如

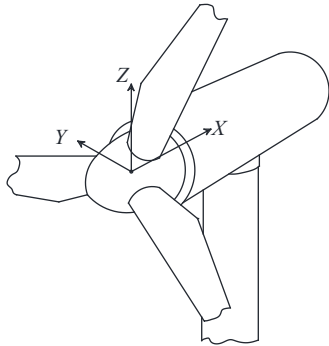


图2 轮毂坐标系

Fig. 2 Coordinate system of hub loads

果倾角为 $0^\circ$ ,则垂直于风向; $Y$ 轴根据右手定则确定。

## 2.2 轴承优化

### 2.2.1 轴承结构

轴承是风力发电机组中一种重要零部件。它的主要功能是支撑主轴旋转体,降低其运动过程中的摩擦系数,并保证其回转精度。球面滚子轴承有两列滚子,该轴承是一种自调心轴承,对轴与轴承座之间的对中误差不敏感。球面滚子轴承设计精良,除可承受很高的径向载荷外,还可承受作用在2个方向的轴向载荷。

### 2.2.2 轴承优化

根据球面滚子轴承类型特点和风力发齿轮箱使用情况,列出应用风电行业轴承数据库,如表1所示。根据GL 2010要求,轴承上的静态极限安全系数至少为2.0,根据行业风电机组设计经验,建议取3.0。

表1 轴承列表

Table 1 Bearing list

$D/\text{mm}$	$C/\text{kN}$	$C_0/\text{kN}$	$P_0/\text{kN}$	质量/kg	说明	$e$	$Y_1$	$Y_2$	$Y_0$	参考价格/¥
530	8150	14000	915	645	231/530 CA/W33	0.3	2.3	3.4	2.2	106000
530	6700	13200	830	410	240/530 ECA/W33	0.3	2.4	3.6	2.5	37000
560	7350	14600	960	465	240/560 ECA/W33	0.3	2.4	3.6	2.5	85423
560	9150	16000	980	740	231/560 CA/W33	0.3	2.3	3.4	2.2	126572
600	3900	8300	585	220	239/600 CA/W33	0.2	4.0	5.9	4.0	57262
600	6000	11400	750	405	230/600 CA/W33	0.2	3.0	4.6	2.8	73000
630	6700	12500	800	485	230/630 CA/W33	0.2	3.2	4.8	3.2	63826
.....										

风力发电机组的传动链布局结构较为复杂,将轮毂、轴承、齿轮箱等简化,传动链示意图如图3所示。

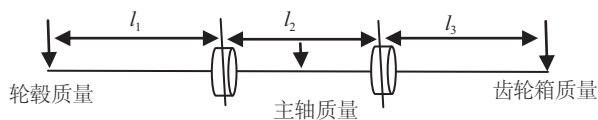


图3 传动链示意图

Fig. 3 Schematic diagram of drive train

为使轴承上的载荷更接近实际情况,将风力发电机组作用在轮毂中心的时间序列载荷转化到轴承中心。根据图3所示,距离 $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$ 作为变量,轮毂、齿轮箱质量作为常量,选取轮毂中心为参考点,根据

力的平衡方程式(1)~式(6),求解后得出浮动轴承和止推轴承上的载荷。

$$\sum F_x = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_y = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_z = 0 \quad (5)$$

$$\sum F_{xf} = 0 \quad (6)$$

式中, $F_x$ —— $X$ 方向的轴向力,kN; $F_y$ —— $Y$ 方向的剪力,kN; $F_z$ —— $Z$ 方向的剪力,kN; $M_y$ —— $Y$ 方向的弯矩,kNm; $M_z$ —— $Z$ 方向的弯矩,kNm; $F_{xf}$ ——浮动轴承 $X$ 方向上的载荷,kN; $l_1$ ——轮毂

中心距浮动轴承中心的距离, m;  $l_2$ ——浮动轴承中心至止推轴承中心距离, m;  $l_3$ ——止推轴承至齿轮箱中心距离, m。

在风力机运行过程中轴承所承受载荷分为极限载荷和疲劳载荷, 采用商业化 GH Bladed 软件计算出轮毂载荷。

以 1.5 MW 机型为例, 轮毂极限载荷见表 2。极限载荷根据轮毂 6 个载荷分量的分别有 1 个极大值和 1 个极小值, 合计共有 12 个工况。每个工况下, 根据式(1)~式(6)可计算出每个工况下轴承极限载荷。

表 2 轮毂极限载荷

Table 2 Ultimate loads of hub

$M_x/\text{kNm}$	$M_y/\text{kNm}$	$M_z/\text{kNm}$	$F_x/\text{kN}$	$F_y/\text{kN}$	$F_z/\text{kN}$	安全系数
2527.1	-476.2	-68.6	266.4	234.8	320.0	1.10
1370.6	-1462.4	-2900.1	-66.5	-405.6	179.2	1.35
1368.8	3933.9	-773.4	149.5	-171.6	-450.7	1.35
-31.2	-4739.7	239.9	-129.5	-17.6	-493.6	1.35
-157.8	2084.1	4037.6	-139.2	-497.2	87.5	1.35
.....						

根据 GL 2010 标准要求, 旋转部件的疲劳载荷需以 LDD 载荷形式呈现数据, 等效损伤载荷是根据 Miner 准则由 LDD 数据计算, 等效损伤载荷计算公式如式(7)。

$$L_N = \frac{\sum_{i=1}^m L_i^m N_i}{N} \quad (7)$$

式中,  $L_N$ ——循环  $N$  次的等效载荷, kN;  $L_i$ ——第  $i$  个循环对应的载荷, kNm;  $N_i$ ——第  $i$  个循环对应的循环次数;  $m$ ——S-N 曲线的斜率, 取决于材料特性。

关于轴承载荷安全性评估和选型步骤如图 4 所示, 其中  $N_{\text{bearing}}$  为轴承静态强度安全系数。

优化变量:  $l_1, l_2, l_3$

优化目标:  $\min(p_{\text{floating}} + p_{\text{thrust}})$

约束条件:

$$d_{\text{floating}} > d_{\text{thrust}} \quad (8)$$

$$3P_{0\max_i} < [P_0]_i \quad (9)$$

$$P_i < [P]_i \quad (10)$$

式中,  $p_{\text{floating}}$ ——浮动轴承价格, ¥;  $p_{\text{thrust}}$ ——止推轴承价格, ¥;  $d_{\text{floating}}$ ——浮动轴承内径, mm;  $d_{\text{thrust}}$ ——止推轴承内径, mm;  $P_{0\max_i}$ ——第  $i$  个轴承极限静载荷, kN;  $[P_0]_i$ ——第  $i$  个轴承许用极限静载荷, kN;  $P_i$ ——第  $i$  个轴承疲劳载荷, kN;  $[P]_i$ ——第  $i$  个轴承许用疲劳载荷, kN。

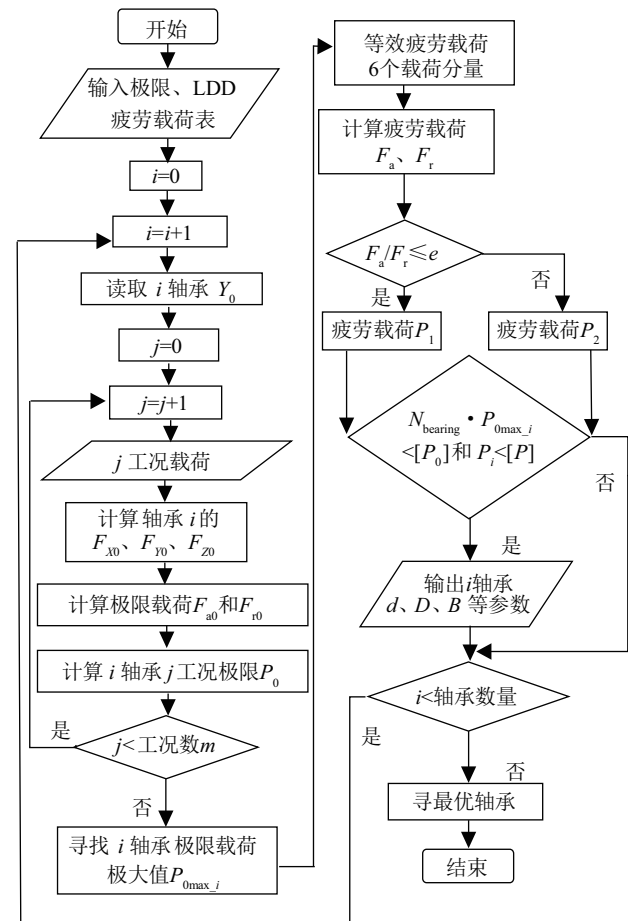


图 4 轴承选型流程图

Fig. 4 Flow chart of bearing selection

### 2.3 齿轮箱优化

齿轮箱是传动系统的主要部件, 它分为多种结构形式、不同的承载能力和成本, 根据风电行业的特点, 搭建适合风力发电机组的齿轮箱数据库, 如表 3 所示。

根据轮毂极限载荷和疲劳载荷, 结合选型准则以及安全性评估方法, 进行齿轮箱优化选型, 具体流程图如图 5 所示。

表3 齿轮箱参数

Table 3 Gearbox parameter

额定 功率/MW	额定 扭矩/kNm	极限 扭矩/kNm	齿轮箱 结构	裸重/t	速比
1.5	966	2149	一级行星+ 两级平行	13	91
1.5	990	2541	一级行星+ 两级平行	13	91
2.3	1512	2931	一级行星+ 两级平行	15	90
2	1266	2931	一级行星+ 两级平行	15	105
2.1	1525	2931	一级行星+ 两级平行	17	91
2.1	1408	2931	一级行星+ 两级平行	17	99
.....					

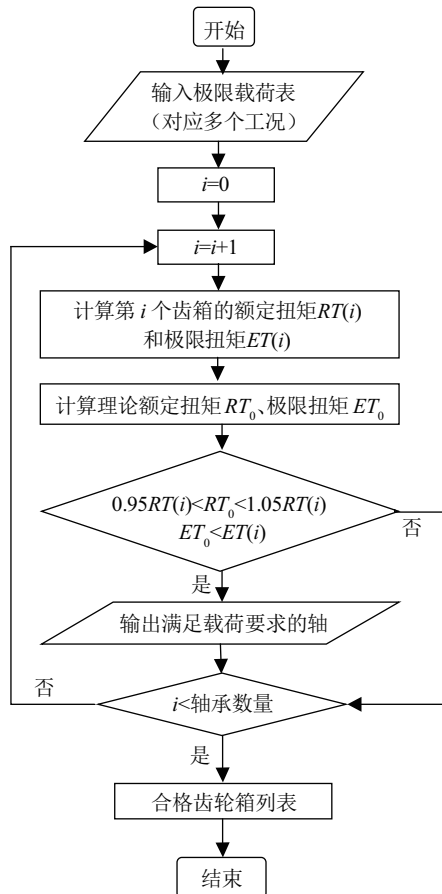


图5 齿轮箱选型流程图

Fig. 5 Flow chart of gearbox selection

根据表3所述数据库,选择满足载荷要求的价格最低齿轮箱。

优化变量:  $l_1, l_2, l_3$

优化目标:  $\min(p_{\text{gearbox}})$

约束条件:

$$0.95RT(i) < RT_0 < 1.05RT(i) \quad (11)$$

$$ET_0 < ET(i) \quad (12)$$

式中,  $p_{\text{gearbox}}$ ——齿轮箱的价格, ¥;  $RT(i)$ ——第  $i$  个齿轮箱额定扭矩, kNm;  $RT_0$ ——本机组传动链齿轮箱额定扭矩, kNm;  $ET_0$ ——本机组传动链齿轮箱极限扭矩, kNm;  $ET(i)$ ——第  $i$  个齿轮箱极限扭矩, kNm。

## 2.4 主轴优化

根据轴承选型结果,可得到浮动轴承和止推轴承的内径以及跨距,主轴外径与轴承内径是匹配;根据载荷要求校核主轴强度,得到满足载荷要求的主轴重量和成本,具体流程图如图6所示。

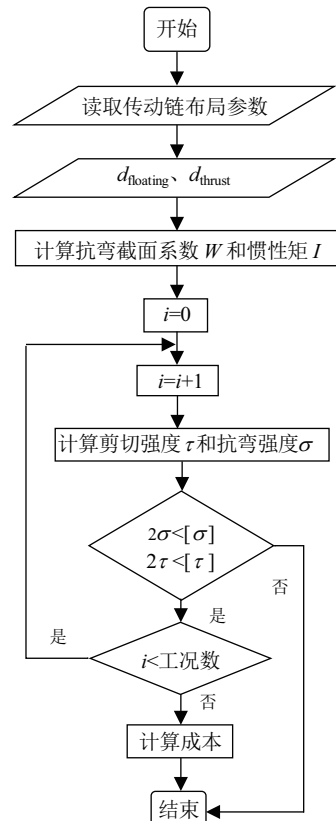


图6 主轴设计流程图

Fig. 6 Flow chart of mainshaft design

优化变量:  $l_1, l_2, l_3$

优化目标:  $\min(p_{\text{mshaft}})$

约束条件:

$$2\sigma \leq [\sigma] \quad (13)$$

$$2\tau \leq [\tau] \quad (14)$$

式中,  $p_{\text{mshaft}}$ ——主轴的价格, ¥;  $\sigma$ ——机组主轴正应力水平, MPa;  $[\sigma]$ ——主轴许用正应力水平, MPa;  $\tau$ ——机组主轴剪切强度, MPa;  $[\tau]$ ——主轴许用剪切强度, MPa。

## 2.5 平台搭建

基于 Isight 软件搭建的传动链优化平台, 采用 simcode 组件将轴承、齿轮箱、主轴等各部件优化集成到传动链平台中, 其中 simcode 含有各个模块的输入输出文件, 以及自行开发可执行程序。

优化变量:  $l_1, l_2, l_3$

$$\text{优化目标: } \min(p_{\text{mshaft}} + p_{\text{gearbox}} + p_{\text{floating}} + p_{\text{thrust}}) \quad (15)$$

约束条件: 满足各部件载荷和强度要求。

将轴承、齿轮箱、主轴等部件基于 Isight 平台搭建设计平台, 数据流传递设置恰当。

输入文件分别为轮毂极限载荷、疲劳载荷(LDD格式)、参数表、轴承库、齿轮箱库等。

输出文件为轴承优化、齿轮箱优化、主轴优化以及传动链价格等。

采用优化拉丁方方法进行优化计算, 优化点数为 100, 每个部件均有可执行程序。

## 3 结果与分析

依据 Isight 软件样本点建立多元二次回归模型, 如式(16)所示:

$$Y = \beta_0 + \sum \beta_i X_i + \sum \beta_i X_i^2 + \sum_{i \neq j} \beta_{ij} X_i X_j \quad (16)$$

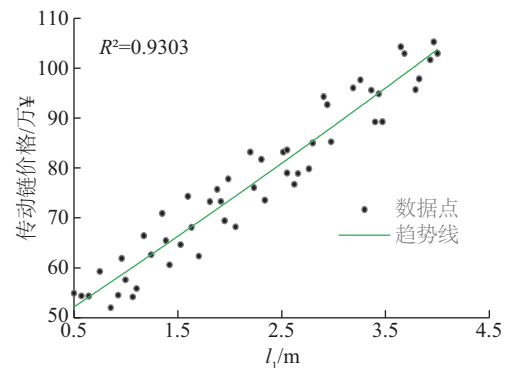
式中,  $X_i$ ——第  $i$  个自变量;  $\beta_0$ ——常数项;  $\beta_i$ ——第  $i$  个自变量对应的回归系数。通过系数表进行表达自变量对因变量的影响, 表 4 为风电机组传动链优化模型的多元二次回归模型系数表。

主效应图因子对响应的主效应是因子在某个水平上所有试验中响应的平均值, 通过方差分析得出因子的主效应。图 7 为散点图, 图中拟合曲线反应了设计变量对结果影响的敏感性大小,  $l_1, l_2, l_3$  变量对应的散点拟合度  $R^2$  分别为 0.9303、0.0089、0.0439。

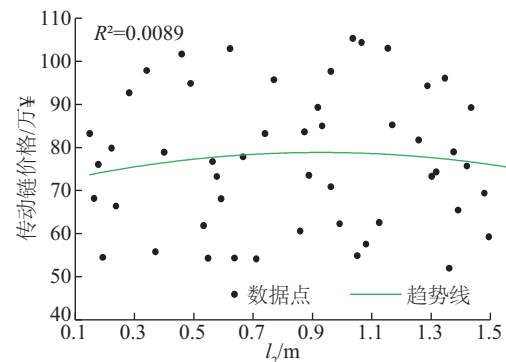
表 4 二元回归模型系数

Table 4 Coefficient of binary regression model

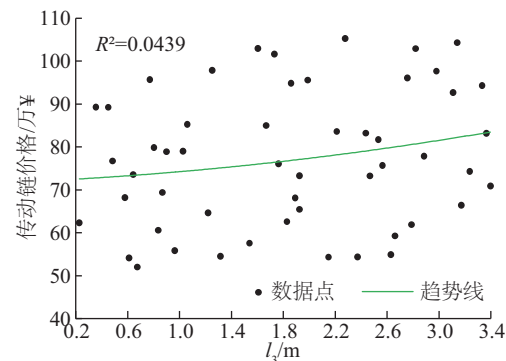
变量	系数	归一化系数	归一化贡献率
$l_1$	14.98	25.69	76.94
$l_2$	1.16	0.82	2.46
$l_3$	4.38	6.88	20.60
$M_X$	$2.31 \times 10^{-10}$	$1.02 \times 10^{-7}$	$3.07 \times 10^{-7}$
$l_1^2$	$4.99 \times 10^{-8}$	$1.47 \times 10^{-7}$	$4.39 \times 10^{-7}$
$l_2^2$	$4.70 \times 10^{-7}$	$2.37 \times 10^{-7}$	$7.09 \times 10^{-7}$
$l_3^2$	$-3.37 \times 10^{-8}$	$-8.31 \times 10^{-8}$	$-2.49 \times 10^{-7}$
$M_X^2$	$-4.61 \times 10^{-14}$	$-1.76 \times 10^{-7}$	$-5.27 \times 10^{-7}$



a.  $l_1$ 对应的散点图



b.  $l_2$ 对应的散点图

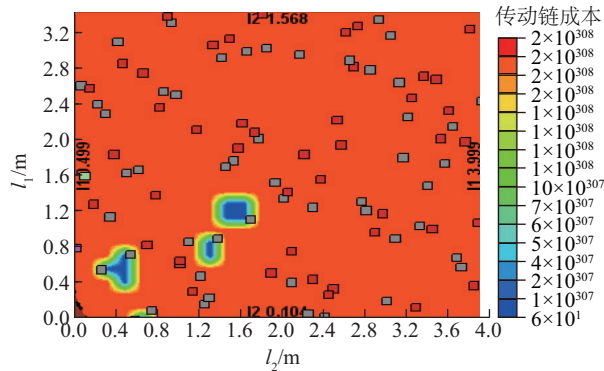


c.  $l_3$ 对应的散点图

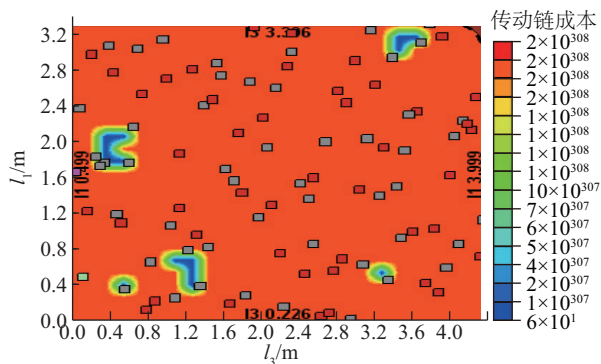
图 7 各变量对应的散点图

Fig. 7 Corresponding scatter plot of variables

风力机传动链优化平台的可行解样本点分布情况如图 8 所示。从图 7、图 8 以及表 4 综合得出, 变量  $l_1$  对传动链成本影响最大, 拟合曲线接近线性关系。 $l_2$ 、 $l_3$  两个变量对传动链影响敏感性不高。从影响传动链成本的大小排序, 参数依次为  $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$ 。



a.  $l_1$  和  $l_2$  样本点



b.  $l_1$  和  $l_3$  样本点

图 8 最优拉丁超立方  $l_1$  和  $l_3$  样本点

Fig. 8 Sample point of  $l_1$  and  $l_3$  by optimal latin hypercube method

## 4 结 论

1) 基于最优拉丁超立方理论, 采用 Isight 软件的 simcode 组件方法, 将轴承、齿轮箱、主轴等各部件评估优化, 搭建一套风力发电机组传动链优化设计平台, 实现传动链部件优化选型, 传动链最优设计。

2) 轮毂中心距浮动轴承中心的距离  $l_1$  对传动链成本影响较大, 拟合曲线接近线性关系。浮动轴承中心至止推轴承中心距离  $l_2$ 、止推轴承至齿轮箱中心距离  $l_3$  对传动链影响不太敏感。从影响传动链成

本大小排序, 参数依次为  $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$ , 其中  $l_1$  的拟合度  $R^2$  为 0.9303。

3) 搭建风力发电机组传动链优化设计平台不仅得出各变量对传动链成本的影响大小, 而且为整机优化提供了有效证据, 可提高研发效率。

## [参考文献]

- [1] McKay P, Carriveau R, Ting D, et al. Global sensitivity analysis of wind turbine power output[J]. Wind Energy, 2013, 16(4): 983—990.
- [2] 陈 严, 欧阳高飞, 叶枝全. 大型水平轴风力机传动系统的动力学研究[J]. 太阳能学报, 2003, 24(5): 729—734.
- [2] Chen Yan, Ouyang Gaofei, Ye Zhiquan. Dynamic analysis of HAWT drive-train[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2003, 24(5): 729—734.
- [3] Dykes K, Ning A, King R, et al. Sensitivity analysis of wind plant performance to key turbine design parameters: A systems engineering approach [A]. AIAA SciTech 2014 National Harbor [C], Maryland, USA, 2014.
- [4] 赖宇阳. Isight 参数优化理论与实例详解[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2012.
- [4] Lai Yuyang. Isight parameter optimization theory and example explanation[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2012.
- [5] 刘晓路, 陈英武, 荆显荣, 等. 优化拉丁方试验设计方法及其应用[J]. 国防科技大学学报, 2011, 33(5): 73—77.
- [5] Liu Xiaolu, Chen Yingwu, Jing Xianrong, et al. Optimized latin hypercube sampling method and its application[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2011, 33(5): 73—77.
- [6] 郑黎明, 曾德灿, 关锡恩. 大型水平轴风力机柔性传动与振动分析[J]. 太阳能学报, 2014, 35(7): 1169—1175.
- [6] Zheng Liming, Zeng Decan, Guan Xien. Flexible transmission and vibration analysis of a large-scale horizontal wind turbine[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2014, 35(7): 1169—1175..
- [7] Germanischer Lloyd Hambury, Guideline for the certification of wind turbines[S].

## OPTIMIZATION DESIGN OF DOUBLY-FED WIND TURBINE DRIVE TRAIN

Han Xinyue<sup>1,2</sup>, Hu Xuesong<sup>1,2</sup>, Li Yuan<sup>1,2</sup>, Wang Xiaohu<sup>1,2</sup>, Dai Haitao<sup>1,2</sup>

(1. *Guodian United Power Technology Company Ltd., Beijing 100039, China;*

2. *Beijing Wind Power Equipment Reliability Engineering Technology Research Center, Beijing 100039, China*)

**Abstract:** In order to optimize the wind turbine drive system, based on the optimal latin hypercube design method, using simcode componential method of Isight software, optimization of the bearing, gearbox, main shaft and other components, set up a set of wind turbine drive system optimization design platform, analysis of the impact on the parameters sensitivity of drive system. Take the 1.5MW wind turbine as an example, can get the components which meet the load requirements and the optimal drive train design, analysis by the influence of the parameters on the results, the distance from hub to floating bearing has a great influence on the drive train cost, other parameters influence is not obvious; the optimization platform can lay the foundation for the wind turbine optimization, and improve the efficiency of research and development at the same time.

**Keywords:** wind turbine; optimization design; drive system; optimal latin hypercube; doubly-fed