

# 风力机齿轮箱布局的多目标可靠性优化设计\*

罗万兴<sup>1</sup>, 潘柏松<sup>1</sup>, 郑立君<sup>2</sup>

(1. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014; 2. 宁波市特种设备检验研究院, 浙江 宁波 315030)

**摘要:** 针对风力机齿轮箱布局设计中存在的问题, 采用多目标可靠性优化设计方法, 以风力机齿轮箱的箱体体积和齿轮体积最小化为设计目标, 建立了风力机齿轮箱布局的多目标可靠性优化设计模型, 分析比较了 3 种常见传动方案对风力机齿轮箱布局的影响, 以某型号 1.5 MW 风力机齿轮箱为例进行了优化分析。研究表明, 采用该设计方法得到的齿轮箱箱体体积和齿轮体积加权和值比以齿轮体积为目标的单目标设计方法更低。同时, 分析结果表明, 提高输入转速可大大降低齿轮箱成本。

**关键词:** 风力机齿轮箱; 布局设计; 多目标优化; 可靠性

中图分类号: TH122; TM614; TK83

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2012)07-0777-04

## Multi-objective reliability optimization design for wind turbine gear box layout

LUO Wan-xing<sup>1</sup>, PAN Bo-song<sup>1</sup>, ZHENG Li-jun<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China;

2. Ningbo Special Equipment Inspection Center, Ningbo 315030, China)

**Abstract:** Aiming at the existing problem on layout design of wind turbine gear box, the multi-objective reliability optimization design method was used, the case size of wind turbine gear box and the volume of gears were regarded as objects, the model for wind turbine gear box layout design was established. The influence of three common transmission scheme in layout design of the wind turbine gear box was analyzed and compared. A 1.5 MW wind turbine gear box was performed as an example. The results indicate that the weight sum for the case size of wind turbine gear box and the volume of gears is lower than that under the design method of single object as gears volume. The analysis results show that increasing the rotate speed can reduce the cost of gear box significantly.

**Key words:** wind turbine gear box; layout design; multi-objective optimization; reliability

## 0 引 言

概念设计阶段是整个设计过程中十分重要的一个阶段, 它决定了整个设计过程中 80% 的性能与成本<sup>[1]</sup>。在进行风力机齿轮箱概念设计的数值计算时, 大部分研究者都将“齿轮体积最小化”作为设计目标进行优化, 而忽略了齿轮箱箱体体积对布局设计的影响。如秦大同等<sup>[2]</sup>基于可靠性及动力特性进行的参数优化, 仝令胜等<sup>[3]</sup>基于一次二阶矩法对齿轮进行了优化设计, 都是以齿轮体积最小作为设计目标的。而在进行齿轮箱的空间布局设计时, 很多设计者又只考虑到齿轮箱的外形体积, 进行了传动比、螺旋角、齿数、模数、齿宽系数、振动及噪声方面的研究<sup>[4-6]</sup>。

由于风力机齿轮箱工作环境的复杂性, 越来越多

的学者采用可靠性理论与多目标优化相结合的方式进行了齿轮箱的设计。如 Vipin K. Tripathi 等<sup>[7]</sup>进行了齿轮箱的多目标优化设计, 综合考虑箱体体积以及其表面疲劳寿命系数; 樊立梅<sup>[8]</sup>基于 Matlab 对斜齿轮进行了多目标可靠性优化, 综合考虑齿轮体积以及传动平稳可靠性。

本研究采用多目标可靠性设计方法, 以风力机齿轮箱的箱体体积和齿轮体积最小化为目标, 提出针对大型风力机齿轮箱概念设计阶段布局的多目标可靠性优化设计方法。

## 1 风力机齿轮箱的布局设计问题

布局设计是概念设计的一个重要环节, 研究风力机齿轮箱的布局设计问题是降低其成本的重要途径。

收稿日期: 2012-03-16

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51075365)

作者简介: 罗万兴(1987-), 男, 浙江台州人, 主要从事机械 CAD/CAE 及结构优化设计方面的研究. E-mail: luowanxing1987@126.com

风力机齿轮箱的布局设计包括传动方案设计、传动比分配及齿轮参数设计等内容。评价齿轮箱布局设计优劣的方法就是使得其在满足一定可靠性及空间约束的前提下箱体体积和齿轮体积最小。其函数关系式为：

$$y = f(\mathbf{X}_1, \mathbf{X}_2, \mathbf{X}_3) \tag{1}$$

式中： $y$ —布局评价指标， $\mathbf{X}_1$ —齿轮箱传动方案， $\mathbf{X}_2$ —各级传动比， $\mathbf{X}_3$ —齿轮参数。

本研究用齿轮体积  $V_1$  和齿轮箱箱体体积  $V_2$  表示布局评价指标  $y$ 。对于概念设计阶段齿轮箱布局的多目标优化问题，可以将多目标转化为一个单目标优化问题进行求解，本研究采用线性加权法和<sup>[9]</sup>求解风力机齿轮箱的布局优化问题，它的原理是：按照  $p$  个目标 ( $j=1, 2, \dots, p$ ) 的重要程度，分别乘以一个权系数  $\lambda_j$  ( $j=1, 2, \dots, p$ )，然后相加作为目标函数，再在该目标函数下求最优解。

考虑到齿轮体积与齿轮箱箱体体积的重要程度不同，本研究取权系数为  $\mathbf{q} = [q_1, q_2]$ 。则风力机齿轮箱

设计目标可以由下式表示：

$$y = q_1 V_1 + q_2 V_2 \tag{2}$$

式中： $V_1$ —齿轮体积， $V_2$ —一定空间约束下的齿轮箱箱体体积。

齿轮箱传动方案  $\mathbf{X}_1$  是一个离散变量，在 500 kW 以上的大型风力发电机中，常见的传动方案主要有一级行星轮加两级斜齿轮和两级行星轮加一级斜齿轮两种传动形式<sup>[10]</sup>。少数齿轮箱产品也有采用三级斜齿轮传动的形式，如南京高精齿轮股份有限公司生产的型号为 FD660M 的齿轮箱。则传动方案  $\mathbf{X}_1$  可以表示为：

$$\mathbf{X}_1 = \{x_{11}, x_{12}, x_{13}\} \tag{3}$$

式中：传动方案  $x_{11}$ —一级行星轮加两级斜齿轮，传动方案  $x_{12}$ —两级行星轮加一级斜齿轮，传动方案  $x_{13}$ —三级斜齿轮传动。

这 3 种传动形式的结构简图如图 1 所示。

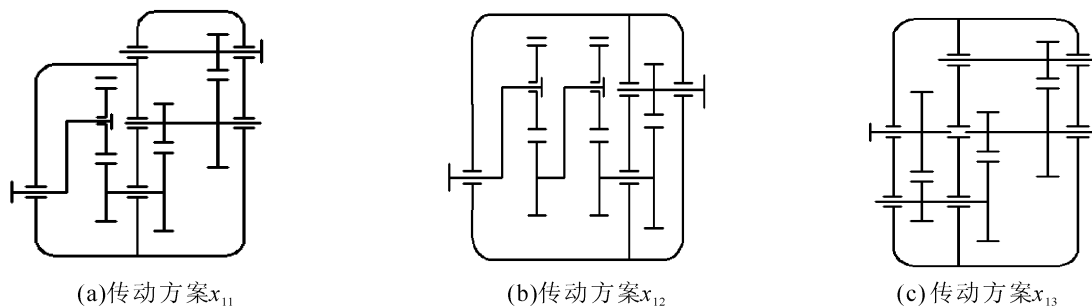


图 1 大型风力机齿轮箱的 3 种常见传动形式

## 2 风力机齿轮箱布局多目标可靠性设计建模

由于传动方案  $\mathbf{X}_1$  是一个离散变量，3 种传动方案所对应的设计模型各不相同，难以采用同一个数学模型进行计算。因此，本研究的齿轮箱布局多目标可靠性设计包括以下几个步骤：

(1) 建立 3 种传动方案的设计模型，以齿轮强度可靠性为约束，对 3 种传动方案分别求取目标函数的最优值；

(2) 通过比较 3 种传动方案的目标值，得到最佳传动方案及参数设计，以实现齿轮箱布局优化设计。

### 2.1 齿轮箱布局设计强度可靠性计算方法

风力机齿轮传动系统采用硬齿面齿轮，齿面磨损与轮齿的塑性变形不是主要失效原因。因此，本研究主要考虑齿轮的接触疲劳强度和弯曲疲劳强度。每种齿轮失效形式都会引起齿轮箱的整体失效，故采用可靠度平均分配原则。则对应的每种失效形式的可靠度

为：

$$\beta = \varphi^{-1}\left(\frac{R^{1/n} + 1}{2}\right) \tag{4}$$

式中： $R$ —齿轮箱的总体可靠度， $n$ —齿轮的失效类型数。

影响风力机齿轮箱不确定性的因素有很多，由于结构的几何形状和尺寸、工艺方法及使用环境等造成的随机性难以衡量，为简化计算，本研究将齿轮箱的可靠性模型简化为应力强度模式，对应的状态函数为  $Z = g(\mathbf{X}) = R(\mathbf{X}) - S(\mathbf{X})$ 。

根据中心点法<sup>[11]</sup>，本研究求得单个齿轮接触疲劳强度可靠度和弯曲疲劳强度可靠度分别为：

$$\begin{cases} \beta_1 = \frac{\bar{\sigma}_{HG} - \bar{\sigma}_H}{\sqrt{(\bar{\sigma}_{HG} C_{\sigma_{HG}})^2 + (\bar{\sigma}_H C_{\sigma_H})^2}} \\ \beta_2 = \frac{\bar{\sigma}_{FG} - \bar{\sigma}_F}{\sqrt{(\bar{\sigma}_{FG} C_{\sigma_{FG}})^2 + (\bar{\sigma}_F C_{\sigma_F})^2}} \end{cases} \tag{5}$$

式中： $\bar{\sigma}_H, \bar{C}_{\sigma_H}$ —齿轮接触应力均值和变异系数； $\bar{\sigma}_{HG}, \bar{C}_{\sigma_{HG}}$ —齿轮接触疲劳强度均值和变异系数； $\bar{\sigma}_F, \bar{C}_{\sigma_F}$ —齿轮弯曲应力均值和变异系数； $\bar{\sigma}_{FG}, \bar{C}_{\sigma_{FG}}$ —齿轮弯曲

疲劳强度均值和变异系数。

限于篇幅,对于上述参数本研究只列出斜齿轮的求取公式。

斜齿轮接触疲劳强度 $\sigma_{HG}$ 及弯曲疲劳强度 $\sigma_{FC}$ 的均值和变异系数分别为:

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_{HG} = \bar{\sigma}_{Hlim} \bar{Z}_{NT} \bar{Z}_L \bar{Z}_V \bar{Z}_R \bar{Z}_W \bar{Z}_X \\ C_{\sigma_{HG}} = \left( C_{\sigma_{Hlim}}^2 + C_{Z_N}^2 + C_{Z_L}^2 + C_{Z_V}^2 + C_{Z_R}^2 + C_{Z_W}^2 + C_{Z_X}^2 \right)^{1/2} \\ \bar{\sigma}_{FC} = \bar{\sigma}_{Flim} \bar{Y}_{ST} \bar{Y}_{NT} \bar{Y}_{\delta relT} \bar{Y}_{RrelT} \bar{Y}_X \\ C_{\sigma_{FC}} = \left( C_{\sigma_{Flim}}^2 + C_{Y_{ST}}^2 + C_{Y_{NT}}^2 + C_{Y_{\delta relT}}^2 + C_{Y_{RrelT}}^2 + C_{Y_X}^2 \right)^{1/2} \end{cases} \quad (6)$$

式中: $\sigma_{Hlim}$ —试验齿轮的接触疲劳极限, $Z_{NT}$ —接触强度的寿命系数, $Z_L$ —润滑剂系数, $Z_V$ —速度系数, $Z_R$ —粗糙度系数, $Z_W$ —工作硬化系数, $Z_X$ —尺寸系数, $\sigma_{Flim}$ —试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限, $Y_{ST}$ —试验齿轮的应力修正系数, $Y_{NT}$ —寿命系数, $Y_{\delta relT}$ —相对齿根圆角敏感度系数, $Y_{RrelT}$ —相对齿根表面状况系数, $Y_X$ —尺寸系数。

斜齿轮接触应力 $\sigma_H$ 与齿根应力 $\sigma_F$ 的均值和变异系数分别为<sup>[12]</sup>:

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_H = Z_H \bar{Z}_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{\bar{K}_A \bar{K}_V \bar{K}_{H\beta} \bar{K}_{H\alpha} \bar{F}_t}{db} \cdot \frac{u+1}{u}} \\ C_{\sigma_H} = \left[ C_M^2 + C_{Z_E}^2 + \frac{1}{4} \left( C_{K_A}^2 + C_{K_V}^2 + C_{K_{H\beta}}^2 + C_{K_{H\alpha}}^2 + C_{F_t}^2 \right) \right]^{1/2} \\ \bar{\sigma}_F = \frac{\bar{K}_A \bar{K}_V \bar{K}_{F\beta} \bar{K}_{F\alpha} \bar{F}_t}{bm} \bar{Y}_{F\alpha} \bar{Y}_{S\alpha} \bar{Y}_\epsilon \bar{Y}_\beta \\ C_{\sigma_F} = \left( C_M^2 + C_{K_A}^2 + C_{K_V}^2 + C_{K_{H\beta}}^2 + C_{K_{H\alpha}}^2 + C_{F_t}^2 + C_{Y_{F\alpha}}^2 + C_{Y_{S\alpha}}^2 + C_{Y_\beta}^2 \right)^{1/2} \end{cases} \quad (7)$$

式中: $T$ —齿轮所受转矩, $u$ —传动比, $d$ —分度圆直径, $b$ —齿宽, $K_A$ —使用系数, $K_V$ —动载系数, $K_{H\beta}$ —按接触强度计算的齿向载荷分布系数, $K_{H\alpha}$ —按接触强度计算的齿间载荷分配系数, $Z_H$ —节点区域系数, $Z_E$ —弹性系数, $Z_\epsilon$ —重合度系数, $Z_\beta$ —螺旋角系数, $K_{F\beta}$ —按弯曲强度计算的齿向载荷分布系数, $K_{F\alpha}$ —按弯曲强度计算的齿间载荷分布系数, $Y_{F\alpha}$ —载荷作用于齿顶时的齿形系数, $Y_{S\alpha}$ —载荷作用于齿顶时的应力修正系数, $Y_\epsilon$ —按弯曲强度计算的重合度系数, $Y_\beta$ —螺旋角系数。

### 2.2 齿轮箱布局的多目标可靠性设计模型

本研究以齿轮箱箱体积和齿轮体积加权和 $y$ 为设计目标,并考虑风力机齿轮箱强度约束、行星轮系啮合约束、传动比约束、齿数与模数约束及齿轮箱外形尺寸约束等。根据风力机齿轮传动的特性和经验,本研究选取模数为 $6 \leq m \leq 20$ ,选取小齿轮齿数为 $17 \leq Z \leq$

40。则得到风力机齿轮箱布局的多目标可靠性设计模型为:

$$\begin{aligned} & \text{find } m, Z \\ & \text{min } y = q_1 V_1 + q_2 V_2 \\ & \begin{cases} Z_1 = 2Z_S + Z_p \\ i_1 i_2 i_3 = n'/n \\ 17 \leq Z \leq 40 \\ 6 \leq m \leq 20 \end{cases} \\ & \text{s. t. } \begin{cases} \Pr\{\sigma_H - \sigma_{HG} < 0\} \leq R_1 \\ \Pr\{\sigma_F - \sigma_{FC} < 0\} \leq R_2 \\ l \leq [l] \\ s \leq [s] \\ h \leq [h] \end{cases} \end{aligned} \quad (8)$$

式中: $Z_1$ —行星轮系内齿轮齿数; $Z_S$ —太阳轮齿数; $Z_p$ —行星轮齿数; $i_1, i_2, i_3$ —齿轮箱 1~3 级传动比; $n, n'$ —输入和输出转速; $R_1, R_2$ —分配到接触疲劳强度和弯曲疲劳强度的可靠度; $l, s, h$ —齿轮箱箱体的长、宽、高; $[l], [s]$ 和 $[h]$ ——齿轮箱箱体长、宽、高的最大设计值。

方案 $x_{11}$ 行星轮系模数为 $m_1$ ,斜齿轮端面模数为 $m_{i45}, m_{i67}$ ;方案 $x_{12}$ 行星轮系模数为 $m_1, m_2$ ,斜齿轮端面模数为 $m_{i78}$ ;方案 $x_{13}$ 斜齿轮端面模数为 $m_{i12}, m_{i34}, m_{i56}$ ;各方案从输入到输出的各齿轮齿数分别为 $Z_i (i = 1 \sim 8)$ 。则 3 个方案涉及到的变量为:

$$\begin{aligned} x_{11}: & m_1, m_{i45}, m_{i67}, Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6, Z_7; \\ x_{12}: & m_1, m_2, m_{i78}, Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6, Z_7, Z_8; \\ x_{13}: & m_{i12}, m_{i34}, m_{i56}, Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6. \end{aligned}$$

则式(8)中对应 3 种方案的齿轮体积 $V_1$ 和齿轮箱箱体体积 $V_2$ 分别为:

(1) 方案 $x_{11}$ :

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{\pi}{4} \left\{ b_1 d_3 \times [d_1^2 + 3d_2^2 + (d_3 + 3.5m)^2 - d_3^2] + \right. \\ & \left. b_2 d_5 \times (d_4^2 + d_5^2) + b_3 d_7 \times (d_6^2 + d_7^2) \right\} \\ V_2 &= (b_1 d_3 + b_2 d_5 + b_3 d_7 + 4L) \times d_3 \times \\ & (2d_4 + d_5 + d_6 + 2d_7)/2 \end{aligned} \quad (9)$$

(2) 方案 $x_{12}$ :

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{\pi}{4} \left\{ b_1 d_3 \times [d_1^2 + 3d_2^2 + (d_3 + 3.5m_1)^2 - d_3^2] + \right. \\ & \left. b_2 d_6 \times [d_4^2 + 3d_5^2 + (d_6 + 3.5m_2)^2 - d_6^2] + b_3 d_8 \times (d_7^2 + d_8^2) \right\} \\ V_2 &= (b_1 d_3 + b_2 d_6 + b_3 d_8 + 5L) \times \max\{d_3, d_6\} \times \\ & \max\{d_3, d_6, (d_3 + d_7)/2, (d_6 + d_7)/2\} \end{aligned} \quad (10)$$

(3) 方案 $x_{13}$ :

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \left[ b_1 d_2 \times (d_1^2 + d_2^2) + b_2 d_4 \times (d_3^2 + d_4^2) + b_3 d_6 \times (d_5^2 + d_6^2) \right]$$

$$V_2 = (b_1 d_2 + b_2 d_4 + b_3 d_6 + 3L) \times \max\{d_1, d_3, d_5\} \times (2d_3 + d_4 + d_5 + 2d_6) / 2 \tag{11}$$

式中： $b_i$ —第  $i$  级传动齿轮的齿宽系数， $L$ —齿轮安装间距， $d_i$ —从输入到输出各齿轮的分度圆直径<sup>[13]</sup>。

对于行星轮系上的齿轮， $d_i = mZ_i$ ；对于斜齿轮， $d_i = m_i Z_i$ 。

除强度约束外，3 种方案对应的约束如表 1 所示。

表 1 3 种方案对应约束条件

约束	方案	条件
啮合约束	方案 $x_{11}$	$Z_3 = 2Z_2 + Z_1$
	方案 $x_{12}$	$Z_3 = 2Z_2 + Z_1; Z_6 = 2Z_5 + Z_4$
	方案 $x_{13}$	无
传动比约束	方案 $x_{11}$	$(1 + Z_3/Z_1)(Z_4/Z_5)(Z_6/Z_7) = n'/n$
	方案 $x_{12}$	$(1 + Z_3/Z_1)(1 + Z_6/Z_4)(Z_7/Z_8) = n'/n$
	方案 $x_{13}$	$(Z_1/Z_2)(Z_3/Z_4)(Z_5/Z_6) = n'/n$
齿数约束	方案 $x_{11}$	$17 \leq Z_1 \leq 40; 17 \leq Z_5 \leq 40; 17 \leq Z_7 \leq 40;$
	方案 $x_{12}$	$17 \leq Z_1 \leq 40; 17 \leq Z_4 \leq 40; 17 \leq Z_8 \leq 40;$
	方案 $x_{13}$	$17 \leq Z_2 \leq 40; 17 \leq Z_4 \leq 40; 17 \leq Z_6 \leq 40;$
	方案 $x_{11}$	$6 \leq m \leq 20; 6 \leq m_{i45} \leq 20; 6 \leq m_{i67} \leq 20;$
模数约束	方案 $x_{12}$	$6 \leq m_1 \leq 20; 6 \leq m_2 \leq 20; 6 \leq m_{i78} \leq 20;$
	方案 $x_{13}$	$6 \leq m_{i12} \leq 20; 6 \leq m_{i34} \leq 20; 6 \leq m_{i56} \leq 20;$
	方案 $x_{11}$	$b_1 d_3 + b_2 d_5 + b_3 d_7 + 4L \leq [l]$
箱体长约束	方案 $x_{12}$	$b_1 d_3 + b_2 d_6 + b_3 d_8 + 5L \leq [l]$
	方案 $x_{13}$	$b_1 d_2 + b_2 d_4 + b_3 d_6 + 3L \leq [l]$
	方案 $x_{11}$	$d_3 \leq [s]$
箱体宽约束	方案 $x_{12}$	$\max\{d_3; d_6\} \leq [s]$
	方案 $x_{13}$	$\max\{d_1; d_3; d_5\} \leq [s]$
	方案 $x_{11}$	$(2d_4 + d_5 + d_6 + 2d_7) / 2 \leq [h]$
箱体高约束	方案 $x_{12}$	$\max\{d_3; d_6; (d_3 + d_7) / 2; (d_6 + d_7) / 2\} \leq [h]$
	方案 $x_{13}$	$(2d_3 + d_4 + d_5 + 2d_6) / 2 \leq [h]$

### 3 风力机齿轮箱的设计实例

#### 3.1 齿轮箱的设计参数

本研究以文献[14]中某型号 1.5 MW 风力机齿轮箱为例进行了齿轮箱布局多目标可靠性优化设计，其输入转速为  $n = 23 \text{ r/min}$ ，输出转速为  $n' = 1\,500 \text{ r/min}$ ，传递功率为 1 500 kW，设计寿命为 20 年，齿轮箱总体可靠度为  $R = 0.99$ ，齿轮的加工精度为 5 级，安装间距  $L$  为 50 mm，取齿轮压力角为  $\alpha = 22.5^\circ$ ，斜齿轮螺旋角  $\beta = 10.5^\circ$ ，小齿轮的齿宽系数  $b_i$  为 1。本研究采用优质合金钢 20CrMnMo，齿轮的接触疲劳强度及弯曲疲劳强度分别为  $\bar{\sigma}_{Hlim} = 1\,380 \text{ MPa}$ ， $\bar{\sigma}_{Flim} = 1\,050 \text{ MPa}$ ，取变异系数  $C_{\delta Hlim} = C_{\delta Flim} = 0.1$ ，齿轮箱箱体的长宽高最大设计值为 2 m。本研究取齿轮体积权系

数为  $q_1 = 0.7$ ，齿轮箱箱体体积权系数为  $q_2 = 0.3$ 。

#### 3.2 计算结果及分析

本研究根据齿轮箱布局的多目标可靠性设计模型式(7)，利用 Matlab 优化工具箱 fmincon 编制程序，针对 3 种传动方案进行了齿轮箱布局优化。

3 种方案各自的优化结果如表 2 所示。由表 2 可见，采用传动方案  $x_{12}$  可大幅减少箱体体积与齿轮体积。优化结果表明，采用两级行星轮加一级斜齿轮的三级传动方式能有效改善齿轮箱布局，减少箱体体积和齿轮体积。

表 2 3 种方案优化结果比较

	传动方案 $x_{11}$	传动方案 $x_{12}$	传动方案 $x_{13}$
目标值 $y$	$1.373 \times 10^9$	$7.328 \times 10^8$	$3.106 \times 10^9$
齿轮总体积 $V_1$	$7.804 \times 10^8$	$3.873 \times 10^8$	$2.391 \times 10^9$
箱体体积 $V_2$	$2.755 \times 10^9$	$1.539 \times 10^9$	$4.775 \times 10^9$

传动方案  $x_{12}$  分别以齿轮体积最小、箱体体积最小为目标以及多目标优化的结果如表 3 所示。分析结果表明，采用多目标优化方法可以综合考虑齿轮体积与箱体体积，与其他两种单目标设计方法相比，目标值  $y$  分别减少了 1.4% 和 4.3%。

表 3 传动方案  $x_{12}$  中不同设计目标对结果的影响

	$V_1$	$V_2$	$y$
1. 多目标优化值最小	$3.873 \times 10^8$	$1.539 \times 10^9$	$7.328 \times 10^8$
2. 齿轮体积最小	$3.627 \times 10^8$	$1.630 \times 10^9$	$7.429 \times 10^8$
3. 箱体体积最小	$4.608 \times 10^8$	$1.473 \times 10^9$	$7.644 \times 10^8$

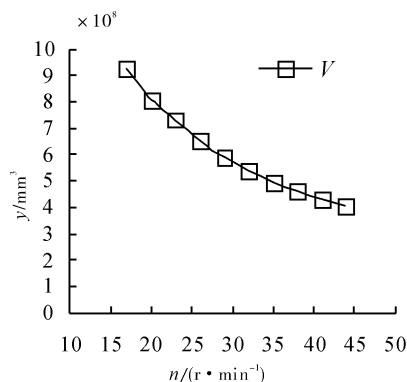


图 2 输入转速与多目标优化值关系图

本研究改变传动方案  $x_{12}$  的输入转速，可得到它与目标值  $y$  之间的关系图(如图 2 所示)。分析结果表明，输入转速与多目标优化值成近似反比关系。在输入功率一定的情况下，通过提高输入转速可大大降低齿轮箱成本，在进行叶片气动性能设计时应考虑设计结果对齿轮箱成本的影响。

(下转第 789 页)



图5 数据入库对话框

几何参数数据的添加与修改, 仅需略懂 UG 软件的操作即可进行设计, 在 CAD/CAE 的集成设计过程中大大降低了建模时间, 同时也提高了分析的精度。

## 致谢

感谢纪老师在本项目中对我的指导, 感谢河海大学对该项目的资助。

## 参考文献 (References):

- [1] 林慕义, 史青录. 单斗液压挖掘机构造与设计[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2011.

- [2] 高佳宏, 王琳, 朱梅玲. 液压挖掘机工作装置的三维设计[J]. 煤矿机械, 2007, 28(12): 87-89.
- [3] 黄爱文, 卢炎麟. 基于 Pro/E 的反铲式挖掘机工作装置的建模与运动仿真[J]. 煤矿机械, 2008, 29(9): 67-69.
- [4] 李琴. 液压挖掘机的三维实体造型以及运动学仿真[J]. 机械工程与自动化, 2010(6): 72-73.
- [5] 尹成龙, 牛多青. 基于 SolidWorks 的挖掘机虚拟样机设计及工作装置运动仿真[J]. 机械制造, 2009, 47(4): 15-17.
- [6] 郭克刚, 张福生. 基于 Pro/E 二次开发的挖掘机工作装置参数化建模[J]. 太原科技, 2008(7): 79-81.
- [7] 天津工程机械研究所《单斗液压挖掘机》编写组. 单斗液压挖掘机[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986.
- [8] 侯永涛, 丁向阳. UG/Open 二次开发与实例精解[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [9] 赵韩, 张冰战, 朱可. UG 二次开发 CAD 系统 MFC 的调用方法研究[J]. 现代制造工程, 2007(2): 52-54.
- [10] 单忠伟. 基于 LPC2132&μC/OS-II 的液压试验测试系统[J]. 轻工机械, 2010, 28(4): 80-82.
- [11] 黄勇. UG/Open API、MFC 和 COM 开发实例精解[M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.

[编辑: 张翔]

(上接第 780 页)

## 4 结束语

本研究建立了风力机齿轮箱布局多目标可靠性数学模型, 综合考虑风力机齿轮箱箱体体积及齿轮体积, 并对某型号 1.5 MW 风力机齿轮箱进行了布局优化。结果表明, 与单目标设计方法相比, 应用该方法可以减少齿轮箱箱体体积和齿轮体积的加权和值。3 种设计方案的比较结果表明, 采用两级行星轮加一级斜齿轮的三级传动方式能有效改善齿轮箱布局, 减少箱体体积和齿轮体积。在输入功率一定的情况下, 通过提高输入转速可大大降低齿轮箱成本, 在进行叶片气动性能设计时应考虑设计结果对齿轮箱成本的影响。

## 参考文献 (References):

- [1] 张建国, 苏多, 刘英卫. 机械产品可靠性分析与优化[M]. 北京: 电子工业出版社, 2008.
- [2] 秦大同, 邢子坤, 王建宏. 基于动力学和可靠性的风力发电齿轮传动系统参数优化设计[J]. 机械工程学报, 2008, 44(7): 24-31.
- [3] 全令胜, 石博强, 申焱华, 等. 基于 FORM 的齿轮传动多学科优化设计[J]. 机械工程学报, 2010, 46(3): 42-46.
- [4] 孟丽. 齿轮箱的优化设计[J]. 山西建筑, 2008, 34(21): 341-343.

- [5] 李华, 姚进, 赵世佳. 工程机械变速箱齿轮布局优化[J]. 机械传动, 2009, 33(2): 56-58.
- [6] 韩泽光, 郑夕健, 费焯. 多级齿轮传动系统的布局方案设计[J]. 沈阳建筑大学学报, 2005, 21(6): 766-769.
- [7] TRIPATHI V K, CHAUHAN H M. Multi Objective Optimization of Planetary Gear Train [C]//SEAL' 10 Proceedings of the 8th International Conference on simulated Evolution and Learning, kanpur: [s. n.], 2010: 578-582.
- [8] 樊立梅. 基于 Matlab 的斜齿轮传动多目标可靠性优化设计[J]. 机械设计与制造, 2008(8): 15-16.
- [9] 林铨云, 董加礼. 多目标优化的理论与方法[M]. 长春: 吉林教育出版社, 1992.
- [10] 熊礼俭. 风力发电新技术与发电工程设计、运行、维护及标准规范实用手册[M]. 北京: 中国科技文化出版社, 2005.
- [11] 赵国藩. 工程结构可靠性理论与应用[M]. 大连: 大连理工大学出版社, 1996.
- [12] 梁昊宁. 基于 ANSYS 环境下的渐开线斜齿轮的建模及模态分析[J]. 现代制造技术与装备, 2011(2): 53-54.
- [13] 张翔, 董彦, 陈文华. 小模数修压摆线铣刀对加工齿轮齿形的影响[J]. 轻工机械, 2010, 28(4): 108-110.
- [14] 刑子坤. 基于动力学的风力发电机齿轮传动系统可靠性评估及参数优化设计[D]. 重庆: 重庆大学机械工程学院, 2007.

[编辑: 张翔]