

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2016.04.003

# 风电增速齿轮箱动力学性能优化方法

林腾蛟, 宋建军, 孟令宽, 陈兵奎

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

**摘要:**建立增速齿轮箱动力学分析有限元模型,利用 Lanczos 法求得齿轮系统的振动模态;以齿轮副时变啮合刚度激励、齿面综合误差激励和轮齿啮合冲击激励为内部作用激励,采用直接积分法求得箱体表面节点的动态响应。选取箱体上 12 个主要结构参数作为动力学性能优化的设计变量,齿轮箱体积为状态变量,以齿轮箱表面振动加速度的均方根值最小为动力学性能优化的目标函数,利用零阶与一阶优化算法求得最优设计变量。结果表明:优化前后箱体均不产生共振,且满足静力学条件;优化后目标函数减小 37.5%,箱体各计算点的振动响应均有较大幅度的减小,最大减小量为 54%。

**关键词:**增速齿轮箱;内部激励;动态响应;优化

**中图分类号:**TH113.1

**文献标志码:**A

**文章编号:**1000-582X(2016)04-016-08

## A dynamic behavior optimization method of wind power speed-increase gearbox

LIN Tengjiao, SONG Jianjun, MENG Lingkuan, CHEN Bingkui

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P.R.China)

**Abstract:** A finite element vibration analysis model of speed-increase gearbox was established, and modal analysis of gear system has been performed by adopting Lanczos method. Considering the time-varying mesh stiffness, tooth error and impact excitation, we used the direct integration method to obtain the vibration response of surface nodes of gearbox. Taking twelve main structure parameters on the housing as the design variables, the volume of the gearbox as the state variable, RMS of vibration acceleration on the surface of the gearbox as the objective function, we used the zero order and the first order optimization method to acquire the optimal solution of design variables. The results indicate that resonance phenomenon doesn't occur and the gearbox satisfies the static condition both before and after optimization. The objective function has reduced by 37.5%, and significant reduce of vibration response of the computing points of the gearbox can also be found after optimization, and the maximum reduction is 54%.

**Keywords:** speed-increase gearbox; internal excitation; dynamic response; optimization

风能作为一种清洁、可再生新型能源在国民经济中扮演着愈发重要的角色。风电增速齿轮箱作为风电的核心设备,常年受极端温差和复杂载荷的影响,其振动特性和可靠性一直是研究人员关注的重点<sup>[1]</sup>。因

**收稿日期:**2015-10-12

**基金项目:**国家自然科学基金资助项目(51175524);国家科技支撑计划项目(2013BAF01B04)。

Supported by the National Natural Science Foundation of China(51175524) and National Key Technology Research and Development Program of the Ministry of Science and Technology of China(2013BAF01B04).

**作者简介:**林腾蛟(1968-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事计算机辅助工程分析、机械动力学研究,  
(E-mail)tjlin@cqu.edu.cn。

此,开展风电增速齿轮箱动力学性能优化方法的研究具有重要的实用价值。

国内外学者已对齿轮系统动力学性能进行了大量的研究工作。采用有限元方法建立了包含齿轮副、传动轴、轴承和箱体的齿轮系统动力有限元模型,并对齿轮系统进行动力学仿真分析及试验研究<sup>[2-4]</sup>;采用集中参数法建立了内外载荷作用下系统的动力学方程,求得齿轮传动系统的动态响应<sup>[5-9]</sup>。在齿轮系统动力学性能优化研究方面,Bozca<sup>[10]</sup>以齿轮几何参数为优化设计变量,对箱体的振动噪声进行优化;Faggioni 等<sup>[11]</sup>开展了齿廓修形及传动误差对齿轮箱振动的影响研究;张庆伟等<sup>[12]</sup>采用混合离散变量组合法对风电齿轮箱振动加速度和齿轮系统质量进行了优化求解;秦大同等<sup>[13]</sup>建立了增速齿轮箱传动系统扭转振动模型,用谐波平衡法求得目标函数表达式,建立以行星轮扭转振动加速度幅值最小和传动系统总质量最轻为目标的优化设计数学模型,采用 Matlab 进行了优化求解;Kim 等<sup>[14]</sup>提出了利用等效静态载荷将非线性优化问题转化为线性静态优化问题的求解方法。魏静等<sup>[15]</sup>建立齿轮系统耦合非线性动力学模型,计算了内外部载荷作用下风电齿轮箱的动态响应。但是,目前针对复杂的齿轮结构系统开展动力学性能优化及优化效果评价的研究报道相对较少。

笔者以风电增速齿轮箱为例,借助 ANSYS 软件建立参数化动力有限元模型,并计算齿轮系统的动态响应。在此基础上,利用零阶和一阶优化相结合的算法,对齿轮系统进行动力学性能优化,并评价其优化效果。

### 1 增速齿轮箱动力学性能分析

风电增速齿轮箱的传动系统如图 1 所示,由一级行星轮传动和两级平行轴斜齿轮传动组成。

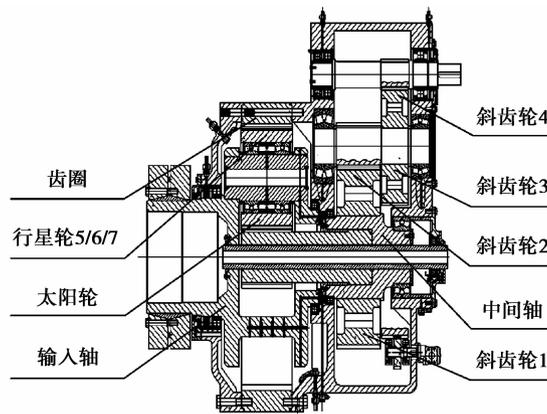


图 1 风电增速齿轮箱传动系统

Fig.1 The transmission system of wind power speed-increase gearbox

增速齿轮箱的输入功率、输入转速以及各级齿轮副的齿数、模数如表 1 所示。

表 1 增速齿轮箱运行工况及齿轮副参数

Table 1 The operating conditions and gear parameters of speed-increase gearbox

	第 1 级			第 2 级	第 3 级
	齿圈	行星轮	太阳轮		
齿数 $z$	104	41	22	82 19	89 21
模数 $m/\text{mm}$	14			12	7
输入功率 $P/\text{kW}$	1 660				
输入转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	17				

#### 1.1 模态分析

在 ANSYS 中建立增速齿轮箱参数化实体模型及有限元模型,如图 2 所示,图中坐标轴 X、Y、Z 分别表示横向、竖向和轴向。用弹簧单元模拟轴承的支承和轮齿的啮合,在齿轮箱支座部位和输入轴左端轴承处施加固定约束。

用 Lanczos 法对齿轮箱系统进行模态分析,得到系统前 8 阶固有频率和固有振型,如表 2 所示。

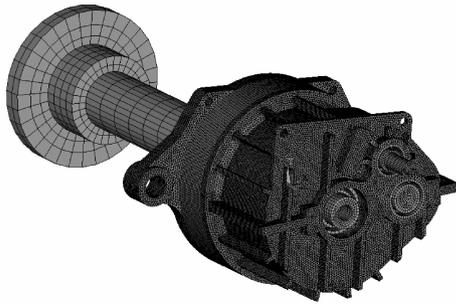


图 2 增速齿轮箱的有限元网格

Fig.2 The finite element mesh of speed-increase gearbox

表 2 齿轮系统前 8 阶固有频率及主要振型  
Table 2 The first 8-order natural frequency and modes of gear system

阶数	模态频率/Hz	主要振型
1	29.1	斜齿轮 1 绕转输出轴的扭转
2	38.0	中间轴、箱体及输出轴绕 Y 轴摆动
3	61.1	输入轴一阶弯曲、行星轮 5 扭转
4	76.5	输入轴一阶弯曲、行星轮 6 扭转
5	79.2	输入轴一阶弯曲、行星轮 7 扭转
6	89.4	箱体和中间齿轮轴沿 Z 轴伸缩
7	94.0	斜齿轮 1 和斜齿轮 3 绕 X 轴摆动
8	108.8	中间轴绕 Y 轴摆动、斜齿轮 3 扭转

风电增速齿轮箱行星齿轮级、第 1、2 级斜齿轮副的啮合频率分别为 35.7、133.1、623.3 Hz。表 1 中前 7 阶频率均避开了齿轮系统的啮合频率及其倍频,第 8 阶频率虽然与行星齿轮级啮合频率的 3 倍频接近,但振型不同,故箱体不会发生共振。

## 1.2 动态响应分析

各级齿轮副的内部激励计算式为

$$F(t) = \Delta k(t) \cdot e(t) + S(t), \quad (1)$$

式中: $F(t)$ 为内部载荷激励; $\Delta k(t)$ 为时变啮合刚度; $e(t)$ 为齿面综合误差; $S(t)$ 为冲击激励。

图 3 给出了第 1 级斜齿轮副的内部激励。将各级齿轮副的内部激励以命令流的形式施加在齿轮副啮合线上,采用直接积分法计算齿轮箱动态响应。

求解中,设置求解步长  $\Delta t = 0.2674 \text{ ms}$ ,求解时间  $t = 112 \text{ ms}$ ,选取如图 4 所示的箱体上顶部、支座和轴承座顶部共 6 个位置为响应评价点。表 3~5 给出了箱体表面评价点的动态响应。

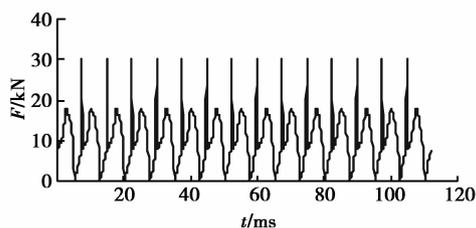


图 3 第 1 级斜齿轮副内部激励

Fig.3 The internal excitation of the first grade helical gear pair

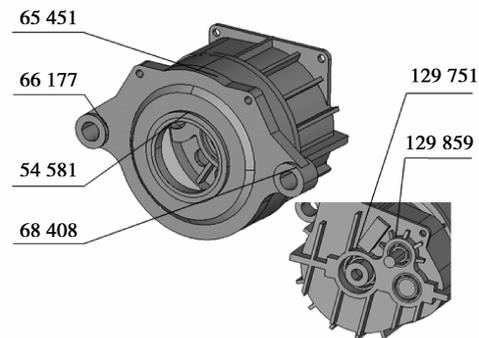


图 4 增速齿轮箱动态响应评价点

Fig.4 The dynamic response evaluation point of speed-increase gearbox

表 3 箱体表面节点振动位移均方根值( $\mu\text{m}$ )Table 3 The vibration displacement RMS of nodes on gearbox( $\mu\text{m}$ )

节点号	振动位移分量			总位移值
	X 向	Y 向	Z 向	
54 581	0.85	1.73	3.29	3.81
65 451	1.10	1.33	5.81	6.06
66 177	0.15	0.05	0.08	0.18
68 408	0.16	0.06	0.07	0.18
129 751	3.14	9.79	3.01	10.71
129 859	3.24	9.67	4.50	11.15

表 4 箱体表面节点振动速度均方根值 (m/s)

Table 4 The vibration velocity RMS of nodes on gearbox(m/s)

节点号	振动速度分量			总速度值
	X 向	Y 向	Z 向	
54 581	2.57	4.35	2.83	5.79
65 451	2.14	3.75	3.09	5.31
66 177	0.22	0.10	0.18	0.30
68 408	0.28	0.08	0.12	0.32
129 751	3.34	5.79	9.78	11.84
129 859	4.61	4.20	4.46	7.66

表 5 箱体表面节点振动加速度均方根值 (m/s)

Table 5 The vibration acceleration RMS of nodes on gearbox(m/s)

节点号	振动加速度分量			总加速度值
	X 向	Y 向	Z 向	
54 581	9.56	15.53	9.32	20.48
65 451	6.73	14.05	6.61	16.92
66 177	0.97	0.44	0.82	1.35
68 408	1.09	0.36	0.56	1.29
129 751	7.44	17.17	36.11	40.68
129 859	12.86	7.97	14.55	20.99

由表可知,节点 66 177 和 68 408 的振动较小,这是因为所选节点靠近固定约束面;节点 129 751 的振动较大,尤其是轴向加速度,原因是第 1 级斜齿轮副的轴向动载荷较大。动态响应分析结果可为响应优化的设计参数选择提供依据,选择振动较大的位置作为优化的评价点通常可显著减小齿轮箱的总体振动水平。

图 5 给出了节点 129 571 Y 向的振动位移、振动速度和振动加速度的频域曲线。由图可知,齿轮箱的频域振动响应峰值出现在齿轮副的啮合频率及其倍频附近。

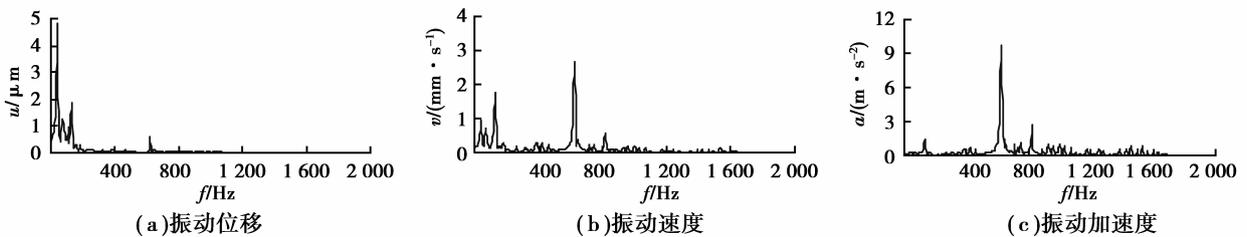


图 5 节点 129 751 Y 向振动响应频域曲线

Fig.5 The frequency domain curve of Y direction vibration response of node 129 751

## 2 增速齿轮箱动态响应优化

图 6 给出了齿轮箱动态响应优化的流程图。动态响应优化设计时,首先选择零阶优化方法,采用最小二乘逼近,在求解域中初步求得最优设计变量;然后选择一阶优化方法,采用梯度寻优,更精确地确定最优解。

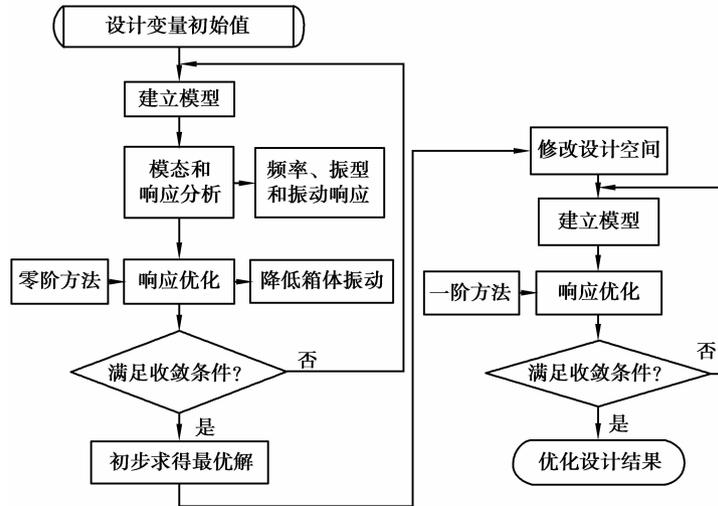


图 6 齿轮箱动态响应优化流程

Fig.6 The process of dynamic response optimization of gearbox

### 2.1 目标函数

动态响应优化主要目的是减小齿轮箱的振动。以箱体表面评价点 1~6 的振动加速度均方根最小为目标,构造如下目标函数:

$$f_1(x) = \frac{1}{n} \times \sum_{i=1}^n a_i, \quad (2)$$

式中:  $a_i$  为评价点振动加速度的均方根值;  $n$  为评价点个数,  $n=6$ 。

### 2.2 设计变量

优化设计选取了 12 个设计变量,如式(3)所示,各设计变量的含义和取值范围如表 6 所示。

$$x = (h_1, h_2, h_3, r_1, r_2, r_3, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6)。 \quad (3)$$

表 6 齿轮箱动态响应优化设计变量(mm)

Table 6 The design variables of dynamic response optimization of gearbox(mm)

变量名	含义	初始值	取值范围
$h_1$	后箱体底座板厚	50	35~65
$h_2$	后箱体底部凸起厚度	108	90~120
$h_3$	后箱体壁厚	40	30~50
$r_1$	1号轴承座外圈半径	290	275~305
$r_2$	2号轴承座外圈半径	240	230~250
$r_3$	3号轴承座外圈半径	200	190~210
$b_1$	后箱体外圈筋板宽度	40	30~50
$b_2$	后箱体底部筋板宽度	40	30~50
$b_3$	3号轴承座外圈筋板宽度	30	20~40
$b_4$	1号轴承座内圈筋板宽度	40	30~50
$b_5$	后箱体内部筋板宽度	50	40~60
$b_6$	前箱体筋板宽度	40	30~50

### 2.3 状态变量

响应优化过程中设置齿轮箱体积不增加,其状态变量的表达式为

$$V_{\text{sum}}(x) \leq V_0, \tag{4}$$

式中: $V_{\text{sum}}(x)$ 为响应优化迭代中箱体的体积; $V_0$ 为箱体体积的限制值。

### 2.4 响应优化结果

在 ANSYS 中,利用 APDL 语言编写命令程序进行优化求解。优化过程中,目标函数、状态变量和部分设计变量随迭代步的变化曲线如图 7 所示,优化求解在第 19 步收敛,目标函数最小值为  $10.6 \text{ m/s}^2$ 。优化后箱体的体积为  $2.683 \text{ m}^3$ ,与优化前箱体体积  $2.682 \text{ m}^3$  相比几乎保持不变。表 7 给出了优化后设计变量的最优值。

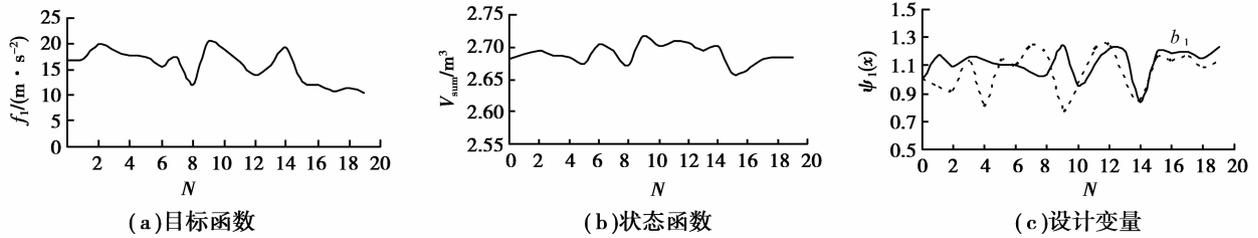


图 7 目标函数及优化变量随迭代步数变化曲线

Fig.7 The curve of objective function and optimal variables change with iterative steps

表 7 优化后齿轮箱设计变量的最优值 (mm)

Table 7 Theoptimal value of optimized design variables of gearbox(mm)

变量名	初始值	最优值	圆整值
$h_1$	50	59.6	60
$h_2$	108	100.2	100
$h_3$	40	36.7	37
$r_1$	290	304.3	304
$r_2$	240	237.8	238
$r_3$	200	208.9	209
$b_1$	40	49.5	49
$b_2$	40	45.1	45
$b_3$	30	31.4	31
$b_4$	40	30.1	30
$b_5$	50	59.7	60
$b_6$	40	34.8	35

表 8 给出了优化前后增速齿轮箱的振动加速度。由表可知,优化后目标函数最优值为  $10.6 \text{ m/s}^2$ ,较优化前减少了 37.5%,6 个评价点处的振动加速度均有较大幅度的减少,优化效果较为显著。

表 8 响应优化前后的加速度 ( $\text{m/s}^2$ )

Table 8 The acceleration of dynamic responsebefore and after optimization( $\text{m/s}^2$ )

节 点	优化前	优化后
54 581	20.48	14.93
65 451	16.92	12.59
66 177	1.35	1.21
68 408	1.29	1.24
129 751	40.68	18.75
129 859	20.99	14.85
目标函数	16.95	10.60

### 3 增速齿轮箱响应优化结果评价

对增速齿轮箱进行动态响应优化并圆整后,齿轮箱的静强度、固有频率和振动响应都会有所变化,有必要对其进行重新分析,以评价优化效果。

#### 3.1 齿轮箱静强度评价

建立齿轮箱实体模型,划分网格,施加边界条件,计算可得齿轮箱的等效应力,如图 8 所示。齿轮箱优化后等效应力最大值为 47.7 MPa,稍大于优化前的 46 MPa。箱体材料为 QT400-18,屈服强度值为 270 MPa,故优化后齿轮箱满足静强度要求。

#### 3.2 齿轮系统固有特性评价

表 9 给出了优化后齿轮箱的前 8 阶固有频率。由表可知,优化前后齿轮箱低阶固有频率相近,这是由于齿轮箱低阶固有频率主要体现为传动系统部分的振动,箱体尺寸参数变化对其影响不大。

表 9 优化后齿轮系统前 8 阶固有频率 (Hz)

Table 9 The first 8-order natural frequency of optimized gear system (Hz)

模态阶数	1	2	3	4	5	6	7	8
固有频率	29.1	38.0	61.1	76.5	79.3	89.5	94.0	108.9

#### 3.3 齿轮系统动态响应优化评价

表 10 给出了优化并圆整后 6 个评价点的振动加速度均方根值,各评价点的振动情况较优化前均有所改善,其中评价点 129 751 振动加速度值为 18.71,比优化前的 40.68 下降了 54%,效果最为明显。图 9 为响应优化后节点 129 751 的 X、Y、Z 3 个方向振动加速度时的域曲线。

表 10 优化并圆整后各评价点振动加速度均方根 ( $\text{m/s}^2$ )

Table 10 The vibration acceleration RMS of evaluation point after optimization and rounding ( $\text{m/s}^2$ )

节点号	计算值			总加速度值
	X 向	Y 向	Z 向	
54 581	5.41	7.60	8.05	12.32
65 451	7.14	7.00	7.55	12.53
66 177	0.79	0.27	0.26	0.88
68 408	0.69	0.26	0.22	0.77
129 751	6.37	13.55	11.22	18.71
129 859	4.77	14.55	5.06	16.13

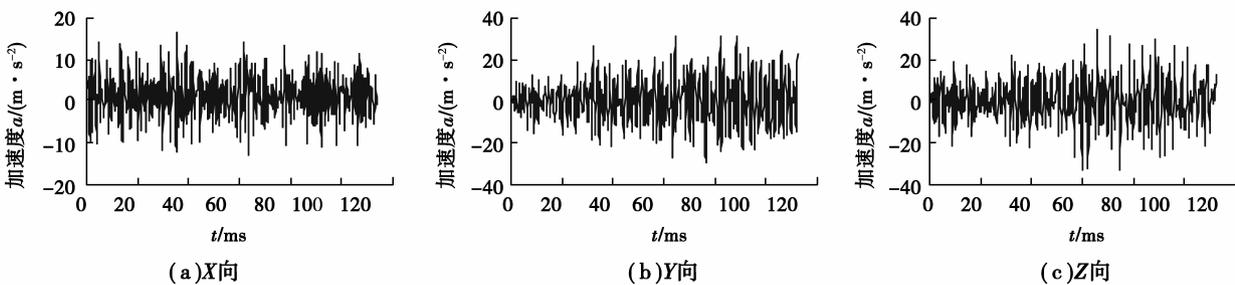


图 9 节点 129751 振动加速度时域曲线

The time domain curve of vibration acceleration of node 129751

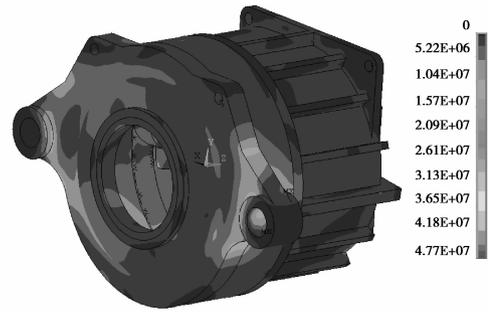


图 8 优化后齿轮箱的等效应力

Fig.8 The equivalent stress of optimized gearbox

## 4 结 论

通过风电增速齿轮箱的动力学性能优化分析,得出如下结论:

- 1) 优化前后增速齿轮箱均不会发生共振,且满足静强度要求。
- 2) 齿轮箱的频域振动响应峰值出现在齿轮副啮合频率及其倍频附近。
- 3) 增速齿轮箱动态响应优化后,目标函数减小 37.5%,各评价点的振动加速度均有较大幅度的减少,最大值为 54%,优化效果较为显著。

### 参考文献:

- [1] 邱星辉,韩勤锴,褚福磊. 风力机行星齿轮传动系统动力学研究综述[J]. 机械工程学报, 2014, 50(11): 23-36.  
QIU Xinghui, HAN Qinkai, CHU Fulei. Review on dynamic analysis of wind turbine geared transmission systems[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(11): 23-36. (in Chinese)
- [2] 林腾蛟,廖勇军,李润方,等. 齿轮箱动态响应及辐射噪声数值仿真[J]. 重庆大学学报, 2009, 32(8): 892-896.  
LIN Tengjiao, LIAO Yongjun, LI Runfang, et al. Numerical simulation of dynamic response and radiation noise of gearbox[J]. Journal of Chongqing University, 2009, 32(8): 892-896. (in Chinese)
- [3] Abbas M S, Trigui M, Chaari F, et al. Dynamic behaviour modelling of a flexible gear system by the elastic foundation theory in presence of defects[J]. European Journal of Mechanics, A/Solids - 2010, 29(5): 887-896.
- [4] Lin T J, He Z Y, Geng F Y, et al. Prediction and experimental study on structure and radiation noise of subway gearbox[J]. Journal of Vibroengineering, 2013, 15(4): 1838-1846.
- [5] 秦大同,龙威,杨军,等. 变风速运行控制下风电传动系统的动态特性[J]. 机械工程学报, 2012, 48(7): 1-8.  
QIN Datong, LONG Wei, YANG Jun, et al. Dynamic characteristics of wind turbine transmission system under varying wind speed and operation control conditions[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(7): 1-8. (in Chinese)
- [6] 李应刚,陈天宇,王小鹏,等. 外部动态激励作用下齿轮系统非线性动力学特性[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(1): 101-105.  
LI Yinggang, CHEN Tianing, WANG Xiaopeng, et al. Non-linear dynamics of spur gear pair under external periodic excitation[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(1): 101-105. (in Chinese)
- [7] Ambarisha V K, Parker R G. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 302(3): 577-595.
- [8] Walha L, Fakhfakh T, Haddar M. Nonlinear dynamics of a two-stage gear system with mesh stiffness fluctuation, bearing flexibility and backlash[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(5): 1058-1069.
- [9] Rincon A F D, Viadero F, Iglesias M, et al. A model for the study of meshing stiffness in spur gear transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 61: 30-58.
- [10] Bozca M. Torsional vibration model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(11): 1583-1598.
- [11] Faggioni M, Samani F S, Bertacchi G, et al. Dynamic optimization of spur gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46(4): 544-557.
- [12] 张庆伟,张博,王建宏,等. 风力发电机齿轮传动系统的动态优化设计[J]. 重庆大学学报, 2010, 33(3): 30-35.  
ZHANG Qingwei, ZHANG Bo, WANG Jianhong, et al. Dynamic optimization design of gear transmission system for wind turbine[J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(3): 30-35. (in Chinese)
- [13] 秦大同,古西国,王建宏,等. 兆瓦级风力机齿轮传动系统动力学分析与优化[J]. 重庆大学学报, 2009, 32(4): 408-414.  
QIN Datong, GU Xiguo, WANG Jianhong, et al. Dynamic analysis and optimization of gear trains in a megawatt level wind turbine[J]. Journal of Chongqing University, 2009, 32(4): 408-414. (in Chinese)
- [14] Kim Y I, Park G J. Nonlinear dynamic response structural optimization using equivalent static loads[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2010, 199(9-12): 660-676.
- [15] 魏静,孙清超,孙伟,等. 大型风电齿轮箱系统耦合动态特性研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(8): 16-23.  
WEI Jing, SUN Qingchao, SUN Wei, et al. Dynamical coupling characteristics of a large wind turbine gearbox transmission system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(8): 16-23. (in Chinese)