

大型风力发电机行星齿轮传动系统的优化设计

徐佳宁, 陆群峰, 靳国忠, 张亚楠, 包为刚

(南车戚墅堰机车车辆工艺研究所有限公司, 江苏 常州 213011)

摘要: 提出了一种兆瓦级风力发电机行星齿轮传动系统的优化设计方法, 以设计要求为约束, 以齿轮总体积最小为目标函数, 得到了优化设计方案, 并与传统设计方法得出的方案进行分析对比。该优化设计方案能够满足设计要求, 并降低了设计与制造成本, 证明了本文建立的风机行星齿轮传动优化方法的可行性与优越性。

关键词: 风力发电机; 行星齿轮传动; 优化设计; 约束; 目标函数

中图分类号: TK83

文献标识码: A

文章编号: 2095-3631(2013)03-0074-04

Optimization Design of Planetary Transmission System for Large-scale Wind Turbines

XU Jia-ning, LU Qun-feng, JING Guo-zhong, ZHANG Ya-nan, BAO Wei-gang

(CSR Qishuyan Institute Co., Ltd., Changzhou, Jiangsu 213011, China)

Abstract: An optimization design method for planetary transmission system of Mega-Watt wind turbines is proposed, which takes design requirements as restrictions and the minimum sum of gear volume in system as objective functions. The optimized scheme derived from this method is compared with the one derived from the traditional design method, which shows that the optimized scheme meets all design requirements and can reduce design and production cost, proving the feasibility and superiority of the optimized method of planetary transmission system for Mega-Watt wind turbines.

Key words: wind turbines; planetary transmission system; optimization design; restriction; objective functions

0 引言

风力发电机组主齿轮箱的作用在于将叶轮输入的低速转动转化为驱动发电机的高速转动^[1], 是非常重要的机械部件。风机通常安装在高山、荒野等地区, 不仅经受变向、变负荷且无规律的风力作用及强阵风的冲击, 还常年遭受酷暑严寒和极端温差影响, 加之所处环境交通不便, 而机舱空间狭小, 一旦齿轮箱发生故障, 维修非常困难, 故对其可靠性和使用寿命都提出了很高的要求。为了降低塔架载荷, 减轻机舱重量, 节省本就狭小的机舱空间, 对齿轮箱部件的外形尺寸和重量提出了较高的要求; 且当前风力发电设备的价格不断下降, 竞争日益加剧, 也要求齿轮箱部件减重以减少成

本。因此, 如何在保证可靠性和使用寿命的前提下使齿轮箱的结构简化且重量最轻, 已成为摆在风电设备制造商面前的紧迫课题。

传统的齿轮箱设计计算采用人工方式逐一对比和遴选, 效率低且无法保证方案最优^[2], 因此要求在齿轮箱方案设计的初始阶段就对其传动链展开科学而优化的设计, 以确保齿轮箱在满足诸多性能要求的前提下, 其经济性、轻量化指标能够得到进一步的提高。鉴于此, 本文提出了一种大型风力发电机行星齿轮传动系统的优化设计, 以一种“1级行星+2级平行轴”典型结构的风电齿轮箱的设计为例, 通过对传统设计方法与优化设计方法生成概念设计方案的比较分析, 论证了优化设计方法的可行性和优越性。

1 兆瓦级风机行星齿轮传动方案设计要求

从2008~2012年全球风电机组的分布来看, 功率在

收稿日期: 2013-05-03

作者简介: 徐佳宁(1984-), 男, 硕士研究生, 主要从事风电齿轮箱设计。

兆瓦级的风电机组是主流,占全部机组的80%以上,其传动系统目前常用“1级NGW型行星+2级平行轴”结构方案。本文以此结构为例,探讨其设计方法。设定该传动系统输入功率为1 530 kW,输入转速17.3 r/min,输出转速1 800 r/min,传动比 $i_0=104.0642$,NGW型行星传动的内齿圈固定,行星轮个数为3,如图1所示。

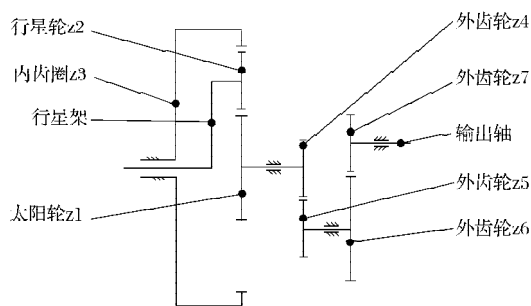


图1 传动系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of wind turbine transmission system

根据设计要求,齿轮采用17CrNi6材料,渗碳淬火处理;各级齿轮副的压力角设定为 20° ,同齿轮副中各齿轮的齿宽相等;外齿轮的精度均为5级,内齿轮精度6级;传动比误差范围 $-1\% < Err_{i0} < 1\%$;各级齿轮的接触疲劳强度安全系数 $S_H > 1.2$,弯曲强度安全系数 $S_F > 1.5$ 。

2 传统的行星齿轮传动设计方法

传统的齿轮传动方案设计采用手工计算和经验相结合方式,人工分配各级传动比并配齿,在有限的几组方案中选择一组较优的方案。一般来说,这种设计方法需要遵循邻接条件、同心条件及装配条件的约束^[3]。

2.1 邻接条件

在行星齿轮机构中,行星轮、太阳轮和齿圈都安装在垂直于齿轮轴的同一平面上,多个行星轮均布在太阳轮和内齿圈之间;为使相邻的2个行星轮不互相碰撞,要求其齿顶圆间有一定的间隙。设相邻两个行星轮中心之间的距离为 L ,最大行星轮齿顶圆直径为 d_{ap} ,则邻接条件为 $L > d_{ap}$,即:

$$2a_{sp} \sin \frac{\pi}{n_p} > d_{ap} \quad (1)$$

式中: n_p ——行星轮数目,此例中 $n_p=3$; a_{sp} ——太阳轮与行星轮中心距。

2.2 同心条件

行星传动装置的特点为输入与输出是同轴线的,即太阳轮的轴线与行星架的轴线相重合。为保证太阳轮和行星架轴线重合条件下的正确啮合,由太阳轮和行星轮组成的各啮合副的实际中心距必须相等,即:

$$\frac{z_s + z_p}{\cos \alpha_{sp}} = \frac{z_r - z_p}{\cos \alpha_{pr}} \quad (2)$$

式中: α_{sp} ——太阳轮和行星轮啮合副实际啮合角; α_{pr} ——行星轮和内齿圈啮合副的实际啮合角; z_s ——太阳轮圈齿数; z_p ——行星轮圈齿数; z_r ——内齿圈齿数。

2.3 装配条件

对于NGW型式的行星传动,当行星轮个数大于1时,在第一个行星轮装入并与2个中心轮啮合以后,太阳轮和内齿圈的相对位置就被确定了。若要均匀地装入其他行星轮,就必须满足以下装配条件:

$$M = \frac{z_s + z_r}{n_p} = \text{整数} \quad (3)$$

2.4 设计结果

根据本文第一节中提供的设计输入,以式(3)为依据,可设计得到一组传动方案(表1)。该方案传动比误差 $Err_{i0}=0.16\%$ 。由表1可知,各级齿轮的接触强度安全系数都大于1.2,弯曲疲劳强度安全系数都大于1.5,符合设计要求。

表1 方案1

Tab.1 Design scheme 1

	第一级	第二级	第三级
模数 m_n	13	12	7
齿数 Z	25 57 140	17 99	37 100
压力角 $\alpha_n / (^\circ)$	20	20	20
螺旋角 $\beta / (^\circ)$	8	14	13
实际中心距 a/mm	545	720	495
齿宽 b/mm	280 280 280	240 240	100 100
各级传动比 i_i	6.6	5.8235	2.7027
总传动比 i	103.8785448		
接触疲劳强度安全系数 S_{H1}/S_{H2}	1.40 1.49 3.60	1.25 1.32	1.51 1.56
弯曲疲劳强度安全系数 S_{F1}/S_{F2}	2.03 1.54 2.56	2.07 2.21	1.74 1.73

3 行星齿轮传动优化设计方法

传统行星齿轮传动设计方法工作量大,设计周期长,所选出的设计方案也可能并非为最好的方案。也曾出现过某些软件可以对传动方案进行设计,如Romax等^[4],其计算精度比手工计算高,计算速度快,并且能够建立整个系统的模型以进行详细的分析,是重要的设计手段;但这些软件都侧重于如何精确分析一个给定的方案,需要设计师建立十分详细的模型,难以针对某个特定的设计目标通过迭代的方法进行寻优。

本文建立的优化设计方法采用“配齿方案自动生成、疲劳强度自动计算”软件方式,其计算精度不如专业分析软件高,但能在很短的时间内生成多个配齿方案进行迭代,同时进行大量的计算,使设计的参数向着人工干预的方向靠近,降低了设计的随机性。

3.1 优化设计目标函数及设计变量

本文的优化目标是在保证设计要求的前提下,对齿轮箱中齿轮的总体积增加人工干预,以使传动系统的轻量化指标得到进一步提高。

齿轮箱的体积主要取决于箱体中各齿轮的尺寸,而风电齿轮箱中的行星内齿圈为空心圆环,常与各分箱体拼接在一起作为箱体的一部分,因此可以忽略。所以优化设计中以各太阳轮、行星轮和平行轴上齿轮的体积之和 V_{Σ} 最小作为优化目标:

$$V_{\Sigma} = \frac{\pi}{4} [b_1 m_1^2 (3z_2^2 + z_1^2) / \cos^2 \beta_1 + b_2 m_2^2 (z_4^2 + z_5^2) / \cos^2 \beta_2 + b_3 m_3^2 (z_6^2 + z_7^2) / \cos^2 \beta_3] \quad (4)$$

式中: b_i ——各级齿轮副的齿宽; m_i ——各级齿轮副的模数; z_i ——各级齿轮副的齿数; β_i ——各级齿轮副的螺旋角。

由式(4)计算得出方案1的齿轮体积和,即 $V_{\Sigma}=0.7299 \text{ m}^3$ 。

设定设计变量为行星级传动比 i_1 和第一级平行传动的传动比 i_2 ,由于第二级平行传动的传动比 i_3 可由公式 $i_3=i_0/(i_1 \times i_2)$ 求出, i_3 不作为设计变量;各齿轮齿数受预先设定的传动比的限制,行星轮级的齿数受同轴条件限制,所以齿数中只需选取太阳轮齿数 z_1 、平行传动级中小齿轮齿数 z_5, z_7 作为设计变量;另外还需选取各级齿轮副的模数 m_1, m_2, m_3 ,齿宽 b_1, b_2, b_3 ,螺旋角 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ 。则设计变量为:

$$X=[i_1, i_2, z_1, z_5, z_7, m_1, m_2, m_3, b_1, b_2, b_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3]^T \quad (5)$$

3.2 约束条件

优化设计中的迭代过程产生的方案不仅需要满足传统设计中的邻接、同心、装配等3个基本条件约束,还需满足整个方案的设计要求,即传动比误差约束:

$$-1\% < (i_1 \times i_2 \times i_3 - i_0) / i_0 < 1\% \quad (6)$$

$$\text{各级齿轮的接触疲劳强度安全系数 } S_{Hf} = \frac{\sigma_{HGi}}{\sigma_{Hi}} > 1.2,$$

$$\text{各级齿轮的弯曲疲劳强度安全系数 } S_{Fi} = \frac{\sigma_{FGi}}{\sigma_{Fi}} > 1.5。$$

3.3 优化算法

优化模型确立后,可利用Matlab优化工具箱中的fmincon函数对模型进行求解。首先将设计目标函数以及各约束条件编制成子程序,fmincon函数可通过调用Matlab子程序来计算解的性能。fmincon函数在迭代求解时所设计的变量是连续的,而模数、齿数均为离散值。本文根据fmincon函数本身的特点,采用了分层优化的方法,整个优化流程如图2所示。

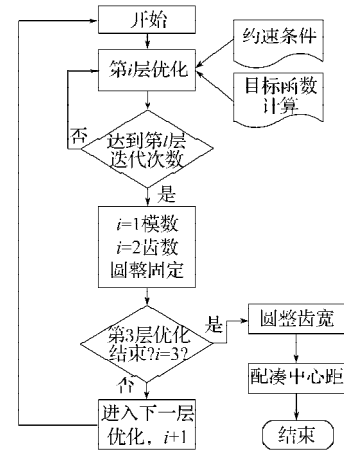


图2 优化算法流程

Fig.2 Optimization process

第一层优化,先将各变量都作为连续变量来处理,得到优化结果后,对模数进行圆整,由于当前齿轮生产厂家已大部分采用定制刀具,可以不受标准齿轮模数的限制,齿轮模数可以取0.5的整数倍值进行圆整;模数圆整后,设计变量中齿轮副的模数 m_1, m_2, m_3 则固定为定值,不再作为设计变量存在,此时设计变量变为:

$$X_1=[i_1, i_2, z_1, z_5, z_7, b_1, b_2, b_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3]^T \quad (7)$$

第二层优化,将现存的设计变量继续作为连续变量来处理,得到优化结果后,对齿数 z_1, z_5, z_7 进行圆整;齿数固定后,则传动比 i_1, i_2 也固定下来,不再作为设计变量,此时设计变量变为:

$$X_2=[b_1, b_2, b_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3]^T \quad (8)$$

第三层优化,设计变量只有6个,优化速度将有所提高,最终得到最优解后,需圆整的参数为齿宽和螺旋角,并引入变位系数来配凑中心距。

目标函数和约束条件子程序的求解中则直接将固定后的模数代入求解。

3.4 优化设计结果

本优化算法使设计过程快速,设计效率大大提升。优化计算后,得出以下优化方案(表2)。

表2 方案2
Tab.2 Design scheme 2

	第一级			第二级		第三级	
模数 m_n	14			12.5		7	
齿数 Z	21	39	102	18	85	25	94
压力角 $\alpha_n/(^\circ)$	20			20		20	
螺旋角 $\beta/(^\circ)$	7			16		12	
实际中心距 a/mm	430			675		435	
齿宽 b/mm	390	395	250	390	395	250	390
各级传动比 i_i	5.857142857			4.7222		3.76	
总传动比 i				103.996		336	
接触疲劳强度安全系数 S_{H1}/S_{H2}	1.43	2.07	1.20	1.43	2.07	1.20	1.43
弯曲疲劳强度安全系数 S_{F1}/S_{F2}	1.81	2.22	1.92	1.81	2.22	1.92	1.81

该方案传动比误差为 $Err_{i0}=0.05\%$ 。由表2可知,各级齿轮的接触强度安全系数都大于1.2,弯曲疲劳强度安全系数都大于1.5,符合设计要求。

由式(4)计算得出方案2的齿轮体积和 $V_z=0.5985\text{ m}^3$,比方案1的减小了 0.1314 m^3 。

4 结语

优化设计过程中,约束条件决定优化方案必须满足设计要求,而目标函数则决定了优化方案向体积更小的方向演化,降低了齿轮箱的设计和制造成本。该优化方法对提高风电行星齿轮传动的设计效率、提高其经济性和轻量化指标,具有一定的工程应用意义。

本文是以各齿轮总体积作为优化目标,是一个单

目标优化问题。实际上,优秀的风机行星传动系统有着多个性能指标要求,如何使这些指标都得到提高,将是一个多目标优化的问题,也是下一步的研究方向。

参考文献:

- [1] 秦大同, 刑子坤, 王建宏. 基于动力学和可靠性的风力发电齿轮箱传动系统参数优化设计[J]. 机械工程学报, 2008(7): 24-31.
- [2] 陈涛, 刘晓光, 张琰. 三级齿轮减速器参数的约束优化设计[J]. 机械工业标准化与质量, 2012(5): 32-34.
- [3] 《渐开线齿轮行星传动的设计与制造》编委会. 渐开线齿轮行星传动的设计与制造[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [4] 沈勇, 田磊. 基于Romax的行星齿轮疲劳寿命预测研究[J]. 建筑机械, 2012(7): 81-88.

(上接第57页) 系统通过斩波电阻将能量释放,同时通过网侧变流器发送无功能量。因为能量较小,整个过程未启动Crowbar电路。

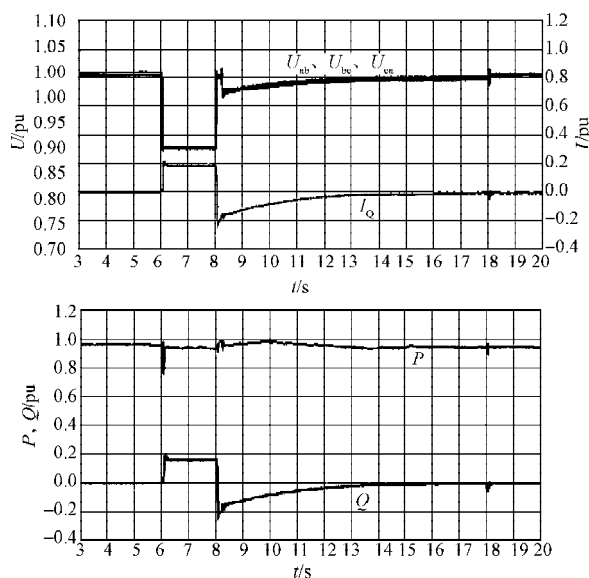


图5 改进后的90%电压跌落时的功率曲线

Fig. 5 Improved power waveform of 90% voltage sags

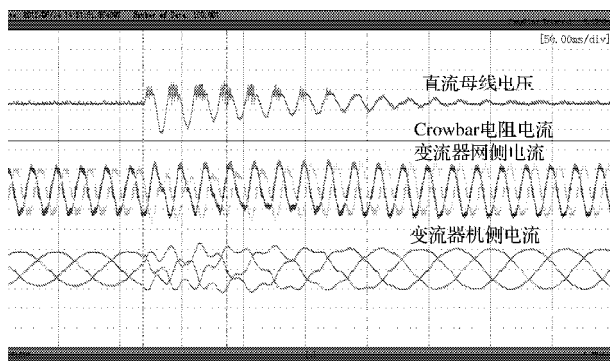


图6 变流器的电压、电流波形

Fig. 6 Voltage and current waveform of converter

6 结语

为了满足中国电科院低穿测试中心对新标准的要求,本文通过对控制方式和思路的改进,以及对主控系统、斩波、Crowbar控制在运行和低穿状态的分析,区分了正常运行与低电压穿越阶段的工作状态,建立了“软穿越”过渡阶段的控制思路;通过对电压幅值区间的判定,来决定主控系统、变流系统及变桨的配合控制,从而实现有功功率状态下的稳定穿越。该实现方案的不足是,对于两相90%电压跌落时,可能存在对电压判定的不清晰,影响系统控制的跳跃,这个问题的解决有待进一步研究。

参考文献:

- [1] 胡家兵, 贺益康. 双馈感应风力发电系统的低电压穿越运行与控制[J]. 电力系统自动化, 2008, 32(2): 94-97.
- [2] 马春明, 解大, 张延迟. 双馈感应式风力发电系统低电压穿越技术概述[J]. 电气传动, 2012, 42(5): 3-6.
- [3] 刘鹏飞, 胡佑群, 王路, 等. 应用于低电压穿越下Crowbar保护电路的分析[J]. 电气制造, 2011(11): 44-46.
- [4] 张永斌, 袁海文. 双馈风电机组低电压穿越主控系统控制策略[J]. 电力自动化设备, 2012, 32(8): 106-111.
- [5] Malesani L M, Rossetto L, Tomasin P. AC/DC/AC PWM Converter with Reduced Energy Storage in the DC Link[J]. IEEE Trans. on Ind. Applicat., 1995, 31 (2): 287-292.
- [6] 侯院军. 双馈风电机组在低电压穿越时的变桨控制器设计[J]. 科技博览, 2012, 24(2): 79-80.
- [7] 刘鹏飞, 赵峰. 双馈风力发电机机侧变流器分析[J]. 电网与清洁能源, 2009, 25(5): 41-45.
- [8] 徐凤星, 余岳, 刘连根, 等. 电网电压严重不对称或零电压时DFIG风电机组不间断运行的实现[J]. 大功率变流技术, 2012 (1): 39-43.