

文章编号: 0253-9993(2011)07-1227-05

基于动力学的矿用减速器渗碳齿轮强度研究

李学艺 李三帅 曾庆良

(山东科技大学 机械电子工程学院, 山东 青岛 266510)

摘 要:对矿用减速器渗碳齿轮常见的失效形式进行了深入研究,剖析了渗碳齿轮失效机理与强度的内在联系。针对传统静力学分析难以精确定位最劣啮合位置、没有考虑惯性力等缺陷,对渗碳齿轮的动态啮合原理进行研究,建立渗碳齿轮啮合的瞬态动力学方程,并基于 ANSYS 瞬态动力学分析模块对一对矿用减速器渗碳直齿轮进行了仿真分析,并与传统静强度计算进行对比分析。结果表明,动力学分析为精确计算渗碳齿轮的强度与疲劳寿命提供了可靠保证。

关键词:动力学; 渗碳齿轮; 强度; 失效形式

中图分类号: TH132.46 **文献标志码:** A

Study on strength of carburized gear for mining gearbox based on dynamics

LI Xue-yi, LI San-shuai, ZENG Qing-liang

(Mechanical & Electronic Engineering College, Shandong University of Science & Technology, Qingdao 266510, China)

Abstract: The common failure forms of carburized gear in mining gearbox were researched, and the internal relations between failure mechanisms and gear strength were deeply analyzed. Aimed at the defects of traditional static analysis on accurately determining the worst engaging location and exerting inertial force, the dynamic meshing theory for carburized gears was studied and the corresponding kinetic equations were derived. Based on the transient dynamic analysis module of ANSYS, the simulation analysis of a pair of carburized spur gears in a mining gearbox was preformed. The comparative analysis of simulation results between dynamics and statics was carried out. The results show that dynamic analysis affords reliable assurance for accurately calculating strength and fatigue life of the carburized gear.

Key words: dynamics; carburized gear; strength; failure forms

矿用减速器作为矿山机械设备中的一种重要的机械传动装置,其工作环境恶劣、齿轮承载能力大和齿轮磨损严重。为了增强齿轮齿面的耐磨性和硬度,提高齿轮的疲劳寿命,同时保持心部的塑性和韧性,矿用减速器大多采用渗碳齿轮。减速器齿轮的性能直接影响到减速器的整机性能,因齿面点蚀、轮齿折断或渗碳层剥落造成的齿轮失效将直接导致减速器乃至矿用设备的失效,甚至造成重大事故和人员财产损失。

有关齿轮强度方面的文献绝大多数集中于非渗碳齿轮,对渗碳齿轮的强度分析和失效问题的研究相对较少。冯再新^[1]建立了直齿轮“渗碳-温挤”渗碳层厚度分布模型,发现渗碳层的分布情况对渗碳齿轮的失效具有重要的影响;周尚臣^[2]研究了渗碳齿轮

的接触疲劳与渗碳层的深度关系,总结出合适的渗碳层深度对渗碳齿轮接触疲劳强度具有非常重要的影响;雷淑梅^[3]从金相方面进行了渗碳齿轮的断齿失效分析,发现传动齿轮材质中的粗大杂物的存在,导致齿轮裂纹早期萌生;黄丽娟^[4]从静力学角度进行了斜齿轮弯曲应力的仿真分析,认识到不同参数对斜齿轮弯曲应力的具体影响;严宏志^[5]通过研究摆线齿准双曲面齿轮的表面接触特性,得出不同啮合状况对齿轮损伤的影响;G. P. Cavallaro^[6]通过对单齿弯曲疲劳试验和接触疲劳试验的研究,归纳出不同的材料、工艺路线和热处理等对渗碳齿轮的接触疲劳强度和弯曲疲劳强度的影响;Marco Boniardi^[7]通过对齿面接触处和齿根处在不同深度的位置进行金相观察分析,得出渗碳齿轮表面的早期磨损与复杂的表面接

收稿日期: 2010-10-09 责任编辑: 许书阁

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50875158); 山东省自然科学基金资助项目(ZR2010EM013); 山东科技大学研究生科技创新基金资助项目(YCA110104)

作者简介: 李学艺(1972—),男,湖北巴东人,副教授,博士。E-mail: xueyi_l@163.com

触疲劳强度有直接的关系; M. Guagliano^[8] 研究了喷丸齿轮的残余应力和裂纹扩展, 发现喷丸可以改善齿轮的接触疲劳性能; Faydor L. Litvin^[9] 和 Alessandro Nava^[10] 对蜗轮传动的接触强度进行了仿真研究, 发现接触性能的差异对接触强度具有重要的影响。但是, 研究者对渗碳齿轮几种常见失效的原因没有进行完整系统的阐述, 在齿轮强度分析方面大部分都没有考虑渗碳因素的影响, 并且大多数仅局限于静力学的分析, 而现在关于基于动力学的渗碳齿轮强度方面的研究则很少。因此, 本文针对渗碳齿轮失效与强度的关系, 从动力学的角度出发对渗碳齿轮的强度进行了研究, 并进行了实例仿真分析。

1 渗碳齿轮的 3 种常见失效与强度的关系

1.1 齿面的点蚀失效

渗碳齿轮的点蚀主要发生在齿面相互接触的部分, 点蚀区域在齿轮渗碳层的范围以内, 主要分为浅层点蚀和深层点蚀两种类型。对于浅层点蚀, 根据赫兹接触理论, 两渗碳齿轮接触应力的

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_H / (l \rho_\theta)}{\pi \left(\frac{1 - \nu_m^2}{E_m} + \frac{1 - \nu_n^2}{E_n} \right)}} \quad (1)$$

其中, F_H 为作用于接触面上的总压力; l 为初始接触线长度; ρ_θ 为初始接触线处的综合曲率半径; E_m 和 E_n 分别为两渗碳齿轮的弹性模量; ν_m 和 ν_n 分别为两渗碳齿轮的泊松比。根据式 (1) 可得, 接触应力随着综合曲率半径的变化而不同, 因此, 对于重合度 $\xi \leq 2$ 的渗碳直齿轮来说, 以小齿轮单对齿啮合的最低点产生的接触应力最大。在渗碳齿轮啮合传动的过程中, 交变接触应力的反复作用造成了渗碳齿轮的浅层点蚀, 小齿轮的浅层点蚀先从靠近齿根处的接触面开始, 然后扩展到整个齿面。

对于深层点蚀, 由于渗碳齿轮的综合啮合刚度的变化, 渗碳直齿轮单对齿的综合啮合刚度见式 (2), 而在两对轮齿同时参与啮合时, 整体啮合刚度为两对轮齿综合刚度的叠加, 从而渗碳齿轮的综合刚度产生了阶跃型的突变, 造成了渗碳齿轮的啮入冲击。

$$k = \frac{k_m k_n}{k_m + k_n} \quad (2)$$

其中 k 为综合啮合刚度; k_m 为主动轮的刚度; k_n 为从动轮的刚度。根据齿轮啮合的动力学原理^[11], 两渗碳齿轮啮入冲击的冲击力为

$$F_s = v \sqrt{\frac{B}{G}} \sqrt{\frac{J_m J_n}{J_m R_m^2 + J_n R_n^2}} \quad (3)$$

式中 F_s 为啮入最大冲击力; v 为冲击速度; B 为渗碳齿

轮的齿宽; G 为渗碳齿轮啮合副的柔度; J_m 、 J_n 为两渗碳齿轮的转动惯量; R_m 为主动轮的基圆半径; R_n 为从动轮的当量基圆半径。因此, 渗碳齿轮在单齿和两齿的反复啮合传动的过程中, 渗碳齿轮周期性的阶跃冲击力, 是造成渗碳齿轮深层点蚀的主要原因。

1.2 轮齿的折断失效

渗碳齿轮在受载的情况下, 渗碳齿轮的齿根所受的弯矩最大, 齿根处分为渗碳表层区和内部未渗碳区两部分, 最大弯曲应力发生在表层的渗碳区。渗碳齿轮可以近似简化为悬臂板模型, 因此, 齿根处的弯曲疲劳强度最弱。根据悬臂板理论^[12], 齿根弯曲应力的最大值发生在单齿啮合的最高点。渗碳齿轮齿根处危险截面的最大弯曲应力

$$\sigma_{\max} = \frac{6 F_l L I (e^{2IT} + 1)}{h^2 (e^{2IT} - 1)} \quad (4)$$

式中 F 为集中载荷; L 为作用力臂; I 为断面尺寸系数; h 为悬臂板的高度; T 为悬臂板的宽度。

齿根弯曲应力的反复作用是渗碳齿轮折断的主要原因, 主要分为两种类型 (图 1): 一种为过载断裂, 在渗碳齿轮旋转的过程中, 如果产生过载或者安装精度不够, 造成渗碳齿轮的齿根局部弯曲应力集中, 产生齿根处的初始裂纹, 进而造成轮齿突然折断; 一种为疲劳断裂, 轮齿在折断时不是沿着平截面折断, 而是由垂直于齿根过渡曲线的两平面组成的折面作为危险截面。这是渗碳齿轮在齿根应力反复作用下产生的正常疲劳失效。在载荷的多次重复作用下, 当弯曲应力超过弯曲疲劳极限时, 齿根部分将产生疲劳裂纹, 在脉动循环应力的不断作用下, 裂纹将不断的扩展, 最终将引起轮齿疲劳折断。



图 1 轮齿折断位置

Fig. 1 Locations of gear teeth' s fracture

1.3 渗碳层剥落失效

在渗碳齿轮啮合传动的过程中, 渗碳层往往产生剥落, 从而造成了渗碳齿轮的严重失效。主要分两种类型: 一种为浅层的渗碳层剥落, 产生位置在有效渗碳层的范围之内。该种剥落产生的主要原因, 是渗碳层的次表面产生的剪切应力最大造成的。根据最大切应力理论, 最大剪应力 $\tau_{\max}$ 在表层下 $0.786D$ 处^[13], 其中 D 为接触带半宽, 由式 (5) 可得

$$D = \sqrt{\frac{4F_H \rho_\theta}{\pi B} \left(\frac{1 - \nu_m^2}{E_m} + \frac{1 - \nu_n^2}{E_n} \right)} \quad (5)$$

根据第3强度理论, 不论渗碳齿轮处于何种状态, 只要渗碳齿轮的最大切应力达到材料单向拉伸屈服时的最大切应力, 则认为材料发生屈服。因此, 当材料发生屈服时, 渗碳层的次表面最先达到屈服极限, 此处首先产生裂纹。

另一种类型则为硬化层的大块剥落, 产生的位置在硬化层的过渡区。接触应力过大是造成硬化层大块剥落的一个主要原因。当条件比值 γ 满足式(6)时, 硬化层有可能被压碎, 从而产生大块的剥落。

$$\gamma = \frac{\sigma_H}{\sigma_{lim}} \geq 0.55 \quad (6)$$

式中 σ_{lim} 为材料的屈服极限。

2 渗碳齿轮的动力学分析

从上述分析可以看出, 齿面接触应力、齿根弯曲应力和次表面的最大剪切应力随着渗碳齿轮的啮合位置变化而改变。传统的静力学分析有两个缺陷: 一是没有考虑惯性力和滑动摩擦力的影响; 二是没有考虑渗碳齿轮啮合位置的不断变化, 不能准确地找到最劣啮合位置^[14]。动力学分析不但可以观察到随时间变化的应力、应变和位移等, 而且考虑了惯性力和滑动摩擦力的影响。因此, 动力学分析比静力学分析的结果更加准确, 对渗碳齿轮的强度进行动力学分析是非常必要的。渗碳齿轮平稳运转时, 在啮合力、摩擦力、外加转矩和惯性力的共同作用下处于动态平衡状态, 根据刚体转动的动态平衡原理, 则有

$$\begin{cases} \sum F = 0 \\ \sum M = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中 F 为齿轮所受合力; M 为合力矩。

以渗碳齿轮的旋转中心 O 为原点, 建立如图2所示的坐标系。由于齿轮的齿数大于17(避免根切), 单齿啮合的转角范围小于 90° , 为了便于分析, 按齿轮在第1象限啮合建立动力学模型。

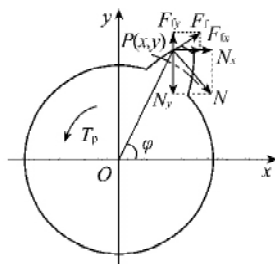


图2 主动轮的动力学模型

Fig. 2 The dynamic model of driving gear

图2为主动齿轮在啮合点 P 的动力学模型示意, 图中 F_f 为齿轮在啮合点处的滑动摩擦力; F_{fx} 、 F_{fy} 分别为 F_f 沿 x 轴和 y 轴方向的分力; N 为啮合力; N_x 和 N_y 分别为 N 沿 x 轴和 y 轴方向的分力; T_p 为驱动力矩; x 、 y 和 φ 分别齿轮啮合点沿 x 轴和 y 轴的平动位移和绕旋转中心 O 的角位移。

滑动摩擦力的方向与齿间相对滑动速度方向有关, 而齿间相对滑动速度方向与轮齿的啮合位置及齿轮的主动、从动特性有关。齿轮平稳运转时, 主动轮从齿根到节点、从节点到齿顶与从动轮相啮合时, 滑动摩擦力的方向始终背离节线, 而与之相啮合的从动轮的滑动摩擦力则始终指向节线^[10]。

本文以主动轮在节点到齿顶之间啮合为例, 根据式(7)建立齿轮啮合点处的动力学平衡方程

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x = F_{fx} + N_x \\ m\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y = F_{fy} - N_y \\ -J\ddot{\varphi} = T_p - N_x y - F_{fx} y - N_y x + F_{fy} x \end{cases} \quad (8)$$

式中 m 为齿轮的等效质量; c_x 和 c_y 分别为齿轮啮合阻尼^[11]沿 x 轴和 y 轴方向的分量; k_x 和 k_y 分别为综合啮合刚度沿 x 轴和 y 轴方向的分量; $\dot{x}$ 、 $\dot{y}$ 和 $\dot{\varphi}$ 分别为齿轮沿 x 轴和 y 轴方向的速度和角速度; J 为齿轮的转动惯量; $\ddot{\varphi}$ 为齿轮的转动加速度。

根据式(8), 利用有限元的基本原理, 可求得在当前啮合点上齿轮各部位的位移、应力与应变。

3 渗碳齿轮动力学仿真的实例

3.1 渗碳齿轮有限元模型的建立

由于渗碳齿轮本身具有多样性和复杂性, 利用 ANSYS 系统的 APDL 语言建立渗碳齿轮的参数化几何模型^[15], 可以大大提高工作效率。

由于渗碳齿轮的啮合具有重复性, 为了提高计算效率, 节约存储空间, 因此, 选取啮合的部分轮齿进行仿真分析。根据渗碳齿轮的实际情况, 把渗碳齿轮分成3部分进行处理(图3): ① 刚性区, 由于渗碳齿轮内部结构的应力对全局的影响非常小, 可以把渗碳齿轮内部简化为刚体进行处理, 建立渗碳齿轮的理想刚性区域。② 渗碳层区, 渗碳层的渗碳浓度随着厚度呈非线性变化, 不同位置的渗碳层厚度不一致, 且渗碳齿轮的硬化层和渗碳层并不完全一致。因此, 渗碳层情况非常复杂。为了便于分析, 必须根据渗碳层的具体情况适当的简化, 以实际的有效渗碳层为基准, 假定渗碳齿轮各处的渗碳层厚度保持一致, 对渗碳层区材料的弹性模量进行插值计算。③ 中间区,

中间区介于渗碳层与刚性区之间,对渗碳齿轮的全局分析具有重要的影响。



图3 渗碳齿轮的分区

Fig. 3 The partition of carburized gear

表1为某公司矿用减速器上的一对渐开线变位渗碳直齿轮的相关参数,以此变位渗碳直齿轮为例,选取其5对啮合轮齿建立有限元模型(图4)。

表1 渗碳直齿轮的基本参数

Table 1 Basic parameters of carburized spur gear

基本参数	主齿轮	从齿轮
齿数 Z	18	55
模数/mm	6	6
压力角 $\alpha/(\circ)$	20	20
变位系数 δ	0.540 0	0.554 8
齿宽/mm	68	64
实际中心距/mm	225	225
渗碳层的厚度/mm	1.5	1.5
齿轮的材料	20Cr2Ni4A	20Cr2Ni4A

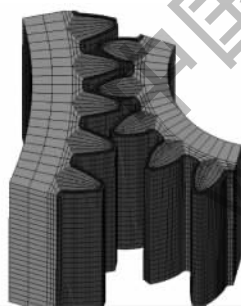


图4 渗碳齿轮的有限元模型

Fig. 4 Finite element model of carburized gear

3.2 渗碳齿轮强度的仿真与结果分析

在该减速器平稳运转条件下的工况:输入功率为170 kW,主动轮转速为1 475 r/min。该渗碳齿轮的设计寿命为5 a,接触疲劳安全系数 S_H 为1.2,弯曲疲劳安全系数 S_F 为1.3。基于动力学的仿真机理,在主动轮上施加转速,在从动轮上施加转矩,将载荷和速度平稳地加载,进行瞬态动力学的仿真分析。

通过后处理找到渗碳齿轮的最劣啮合位置(图5),渗碳齿轮的实际接触区域为一条接触带,而并非完全的线接触。此时渗碳齿轮恰好由两齿啮合区进入单齿啮合区,综合啮合刚度发生突变。在小齿轮单

对齿啮合的最低点时,此时齿面的接触应力 σ_{Hmax} 最大为784.517 MPa(图6);在单对齿啮合的最高点时,齿根弯曲应力 σ_{Fmax} 最大数值为281.811 MPa(图7),此时为压应力;两者许用接触应力 $[\sigma_H]$ 为1 581 MPa,许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 为378 MPa。接触应力和弯曲应力都在许用应力的范围以内,在设计寿命范围之内渗碳齿轮不会发生接触疲劳破坏和弯曲疲劳折断。



图5 渗碳齿轮的最劣啮合位置

Fig. 5 The worst engaging position of carburized gear



图6 渗碳齿轮齿面的最大接触应力

Fig. 6 The tooth face's maximum contact stress of carburized gear

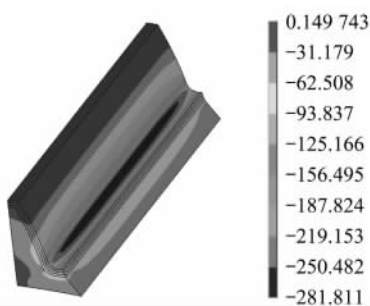


图7 渗碳齿轮的最大齿根弯曲应力

Fig. 7 The maximum bending stress of carburized gear

采用路径方式查看剪切应力沿渗碳层深度方向的变化(图8):剪切应力总体趋势为先增大后减小,在距离渗碳齿轮表面约0.6 mm处剪切应力最大,此位置在渗碳层范围以内。

当处于最劣啮合位置时,渗碳齿轮次表面的最大剪切应力为293.454 MPa,如图9所示,屈服极限为1 527 MPa,因为最大剪切应力小于屈服极限,并且条

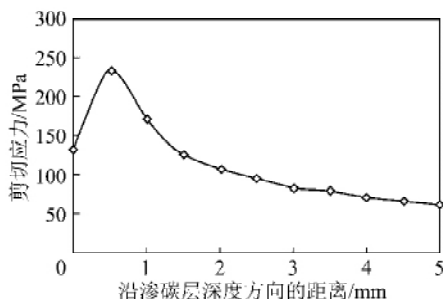


图8 渗碳齿轮剪切应力的变化趋势

Fig. 8 Variation trend of carburized gear's shear stress

件比值 $\gamma = 0.514$, 所以在渗碳齿轮的设计寿命以及正常安装条件下, 渗碳齿轮不会发生浅层渗碳层和硬化层剥落的现象。

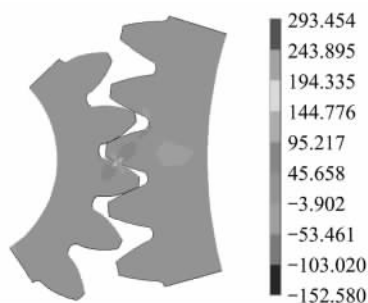


图9 渗碳齿轮的最大剪切应力

Fig. 9 The maximum shear stress of carburized gear

为了与静力学分析进行对比, 根据动力学分析求得的最劣啮合位置, 对同一对齿轮进行了静力学分析, 求得最大弯曲应力为 246.165 MPa, 最大接触应力为 747.873 MPa, 最大剪切应力为 244.741 MPa, 与动力学相比, 由于没有考虑惯性力与滑动摩擦力的影响, 均有一定程度的减少。对比结果充分说明了齿轮动力学分析的优越性与必要性。

4 结 论

研究了渗碳齿轮几种常见失效形式与强度的关系, 基于动力学机理进行渗碳齿轮的仿真分析, 准确找到了渗碳齿轮的最劣啮合位置以及最大应力, 为下一步的疲劳寿命分析提供了指导。

渗碳齿轮的动力学分析的条件是假定在理想的情况下, 由于分析的需要, 对渗碳齿轮进行了一定的简化处理, 因此可能对渗碳齿轮的强度仿真分析产生微小的影响。本文分析的渗碳齿轮是无侧隙啮合的一对齿轮, 但实际的渗碳齿轮由于安装精度问题, 渗碳齿轮并不是完全的无侧隙啮合, 导致齿面的接触应力降低, 从而与仿真结果产生一定的差异。

参考文献:

[1] 冯再新, 张治民. 直齿轮“渗碳—温挤”渗碳层厚度分布模型

[J]. 材料科学与工艺, 2002, 10(2): 175-178.

Feng Zaixin, Zhang Zhimin. Model for the distribution of carburized case depth of spur gear in warm forming after carburizing[J]. Materials Science & Technology, 2002, 10(2): 175-178.

[2] 周尚臣, 钟国欣, 吴 辉. 渗碳齿轮的接触疲劳与渗碳层深度[J]. 一重技术, 2002(4): 36-37.

Zhou Shangchen, Zhong Guoxin, Wu Hui. Contact fatigue of carburizing gear and case depth[J]. CFHI Technology, 2002(4): 36-37.

[3] 雷淑梅, 匡同春. 20CrMnTi 钢渗碳齿轮断齿失效分析[J]. 金属热处理, 2009, 34(10): 88-91.

Lei Shumei, Kuang Tongchun. Tooth fracture failure analysis of carburized 20CrMnTi steel gear[J]. Heat Treatment of Metals, 2009, 34(10): 88-91.

[4] 黄丽娟, 朱如鹏. 基于 ANSYS 的斜齿面齿轮传动的弯曲应力分析[J]. 机械传动, 2009(3): 91-93.

Huang Lijuan, Zhu Rupeng. The bending stress analysis of helical gear based on ANSYS[J]. Mechanical Drive, 2009(3): 91-93.

[5] 严宏志, 刘 明. 延伸外摆线齿准双曲面齿轮接触特性有限元分析[J]. 煤炭学报, 2010, 35(9): 1576-1580.

Yan Hongzhi, Liu Ming. Tooth contact finite element analysis of extension epicycloid hypoid gear[J]. Journal of China Coal Society, 2010, 35(9): 1576-1580.

[6] Cavallaro G P. Bending fatigue and contact fatigue characteristics of carburized gears[J]. Surface and Coatings Technology, 1995, 71(2): 182-192.

[7] Marco Boniardi. Influence of carburizing and nitriding on failure of gears: a case study[J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 13(3): 312-339.

[8] Guagliano M. Contact fatigue failure analysis of shot-peened gears[J]. Engineering Failure Analysis, 2002, 9(2): 147-158.

[9] Faydor L Litvin. Design, simulation of meshing and contact stresses for an improved worm gear drive[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(8): 940-959.

[10] Faydor L Litvin, Alessandro Nava. New geometry of face worm gear drives with conical and cylindrical worms: generation, simulation of meshing and stress analysis[J]. Comput. Methods. Appl. Mech. Engrg., 2002, 191(27-28): 3035-3054.

[11] 李润芳, 王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1996.

[12] 李润芳. 齿轮传动的刚度分析和修形方法[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1998.

[13] 中国机械工程学会材料学会. 齿轮的失效分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992.

[14] 张立敏, 王洪臣, 尹海燕. 渐开线斜齿轮的最恶加载精确处理与优化方法[J]. 煤炭学报, 2009, 34(12): 1718-1723.

Zhang Limin, Wang Hongchen, Yin Haiyan. The most evil precise load handling and optimization methods of involute helical gear[J]. Journal of China Coal Society, 2009, 34(12): 1718-1723.

[15] 崔 亮. 基于 UG 的圆柱直齿轮参数化建模及有限元分析[J]. 机械工程师, 2010(3): 111-112.

Cui Liang. Parameter design and FEM analysis of cylinder gear based on UG[J]. Mechanical Engineer, 2010(3): 111-112.