

# 新型摩擦搅拌焊电机齿轮传动有限元分析

李朋<sup>1</sup>, 边志宏<sup>2</sup>, 卢宇星<sup>2</sup>, 段乐<sup>1</sup>, 周素霞<sup>3</sup>, 张军<sup>3</sup>

(1. 神华铁路货车运输有限责任公司 肃宁车辆维修分公司, 河北 肃宁 062350;

2. 神华铁路货车运输有限责任公司, 北京 100011;

3. 北京建筑大学 机电与车辆工程学院 城市轨道交通车辆服役性能保障北京市重点实验室, 北京 100044)

**摘要:** 齿轮折断和工作齿面磨损是齿轮的主要失效形式, 细致分析动态啮合下齿轮的受力情况, 对摩擦搅拌焊在工作过程中提高齿轮的使用寿命及防止轮齿的断裂有重要意义。以摩擦搅拌焊的电动机齿轮副为研究对象, 基于有限元接触理论建立齿轮副动态啮合的接触分析模型, 分析齿轮连续啮合时的应力分布。仿真结果表明: 齿轮副在低速重载下, 齿面接触应力远大于齿根弯曲应力; 齿轮副在啮合时, 齿面接触应力呈现出先增大后减小的变化趋势; 齿轮进入下一齿啮合时会产生碰撞冲击, 造成接触处较大应力。

**关键词:** 摩擦搅拌焊; 直齿圆柱齿轮; 有限元分析; 动态分析; Abaqus/Explicit

**中图分类号:** TH132.41 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2019)03-0146-04

## Finite Element Analysis of Gear Drive of New Type Friction Stir Welding Machine

LI Peng<sup>1</sup>, BIAN Zhihong<sup>2</sup>, LU Yuxing<sup>2</sup>, DUAN Le<sup>1</sup>, ZHOU Suxia<sup>3</sup>, ZHANG Jun<sup>3</sup>

(1. Shenhua Railway Wagon Transport Company Ltd., Suning Wagon Maintenance Branch, Suning 062350, China;

2. Shenhua Railway Wagon Transportation Company Limited, Beijing 100011, China;

3. Beijing Key Laboratory of Performance Guarantee on Urban Rail Transit Vehicles, School of Mechanical-Electronic and Vehicle Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China)

**Abstract:** The breakdown and the wear are the main failure which appears in the gear and its working face. The force of dynamic meshing gear is analyzed in detail, it is of important significance of preventing the tooth breakdown and improving the service life of the gear with the friction stir welding in the working process. In this paper, the gear pair with friction stir welding is taken as object of study, and the contact analysis model of its dynamic meshing is established based on the finite element contact theory. The stress distribution of continuously engaging the gear is analyzed. The simulation results show that in low speed and heavy load, its contact stress is much greater than the bending stress of tooth root. In the process of gear meshing, the tooth surface contact stress increases first and then decrease and in the next gear meshing, the greater stress is caused by collision.

**Keywords:** friction stir welding; spur gear; finite element analysis(FEA); dynamic analysis; Abaqus/Explicit

## 0 引言

目前,摩擦搅拌焊在焊接领域引起了革命性的震动。为满足轨道车辆领域对车体焊接质量的需求,摩擦搅拌焊被应用到轨道行业。使用摩擦搅拌焊来焊接车辆侧墙,可以获得高精度且美观的焊缝。摩擦搅拌焊电机采用了各种各样的传动方式,齿轮传动是最广泛的形式之一,有着效率高、结构紧凑、工作可靠和传动比稳定等特点。新型摩擦搅拌焊电机中的齿轮副是实现焊接传动功能的重要部分,在输出转矩时受到来自钻头振动的动载荷和钻头压紧被焊件的静载荷。齿轮副动态啮合特性对齿轮系统振动机理研究及动态设计都具有重要意义,而它又与齿轮副啮合位置变化、受载弹性变形及滑动摩擦等因素密切相关<sup>[1]</sup>。

随着计算机辅助工程和技术快速发展,越来越青睐于使用有着牢固数学根基且经济灵活的有限元方法对齿轮进行强度分析。三维有限元分析法具有计算精确、适用性强及计算流程标准化等优点,能够较好地应用于齿轮传动设计中<sup>[2]</sup>。基于有限元分析齿轮的文献很丰富,文献[3]研究表明将有限元软件的分析结果与传统理论设计计算结果相比较,明确了硬齿面齿轮传动的失效形式,提出了一种优化思想。文献[4]基于有限元分析方法,对变速器齿轮的静力学特性进行理论计算和研究,得出各齿轮的应力和应变。文献[5]指出啮合轮齿廓不同位置的应力具有相似的变化规律,通过实验研究风电行星齿轮副的关键工况参数对啮合面和非啮合面瞬态接触的影响。文献[6-13]也对齿轮性能进行了深入的理论计算和实验证明。

大多有关齿轮的研究都是围绕着静态强度和模态分析,而对齿轮的动态啮合特性研究较少。齿轮在使用过程

**基金项目:**北京市科技计划课题(Z161100002216005)

**作者简介:**李朋(1985-),男,河北定州人,助理工程师,主要研究方向为铁道车辆。

中一直在转动,研究其动态特性相对于静强度更有意义。文献[14-20]表明齿轮系统的有限元分析从静力分析开始,逐步进入动力分析阶段。因此齿轮连续啮合时的动力学特性值得关注。本文基于 Abaqus/Explicit 对齿轮副啮合强度校核和啮合动态过程进行有限元分析,可为新型摩擦搅拌焊传动系统结构设计优化提供参考。

## 1 齿轮副参数与模型

新型摩擦搅拌焊是对货车车厢进行焊补作业的一种设备。新型摩擦搅拌焊机头主要包括壳体结构、进给电机、齿轮、钻头和压轮等,其剖面图如图 1 所示。机头采用齿轮传动,平行于被焊件表面进行弧形运动。小齿轮与进给电机通过键连接。大齿轮与交叉轴承通过螺栓连接,大齿轮上有 18 个直径为 11 mm 的螺栓孔。

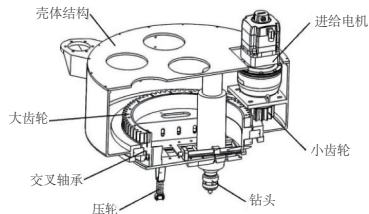


图 1 机头剖面图

### 1.1 模型输入参数

根据新型摩擦搅拌焊的结构设计,其齿轮副基本参数如表 1 所示。小齿轮的转速  $n_1 = 1 \text{ r/min}$ , 输出转矩  $T_1 = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 由理论计算得出大齿轮的转速  $n_2 = 0.22 \text{ r/min}$ , 输出转矩  $T_2 = 894 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。大齿轮和小齿轮所用材料均采用合金结构钢 42CrMo, 其密度  $\rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3$ , 弹性模量  $E = 2.12 \times 10^5 \text{ MPa}$ , 泊松比  $\mu = 0.28$ , 屈服应力分别为 1 080 MPa 和 930 MPa。由于 Abaqus 中的量没有计量单位, 在输入参数时要注意量纲的一致性。

表 1 齿轮副基本参数

名称	参考值
模数 $m/\text{mm}$	8
小齿轮齿数 $z_1$	17
大齿轮齿数 $z_2$	76
压力角 $\alpha_n/(\circ)$	20
齿顶高系数 $h_n^*$	1
顶隙系数 $c_n^*$	0.25
小齿轮齿宽 $B_1/\text{mm}$	60
大齿轮齿宽 $B_2/\text{mm}$	50

### 1.2 齿轮模型的建立

建立准确的模型是进行有限元分析的必要条件。Abaqus 虽然可以进行模型的建立, 但对于齿轮的建模过于繁琐。采用 SolidWorks 齿轮插件输入齿轮副基本参数, 直接生成大齿轮和小齿轮的三维模型。齿轮啮合本质是两分度圆纯滚动, 大齿轮和小齿轮在 SolidWorks 中标准安

装。为减少网格数量, 减少计算时间, 降低计算成本, 因此截取大齿轮和小齿轮的局部进行计算, 其装配如图 2 所示。

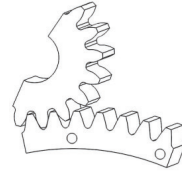


图 2 大齿轮和小齿轮装配图

## 2 齿轮副的有限元分析

Abaqus 是一个功能强大的模拟复杂的非线性工程的有限元软件。将所建齿轮模型转化为具有三维实体信息的“.X\_T”文件格式, 再导入有限元软件 Abaqus 中, 从而形成装配好的齿轮副有限元模型。

### 2.1 分析步的选择

利用有限元对齿轮进行仿真计算大多数采用静态分析, 由于忽略了结构本身的惯性, 对于啮合过程仿真并不准确<sup>[6]</sup>。有限元动态分析能够真实地模拟出摩擦搅拌焊电机齿轮工作时运动实时状态。动态分析又分为显式动态分析和隐式动态分析, 本文齿轮副采用隐式动态分析, 隐式动态算法是在每一增量步内都需要对静态平衡方程进行迭代求解, 并且每次迭代都需要求解大型的线性方程组。隐式动力学分析最大优点是它具有无条件稳定性, 即时间步长可以任意大。从计算精度考虑, 允许采用较大的时间步长以节省计算时间, 同时较大的时间步长还可以过滤掉高阶不精确特征值对系统响应的影响。

### 2.2 网格的划分

网格的形状、单元类型、数量对于分析结果有着很大的影响, 网格的密度与分析结果呈正相关关系, 但网格密度越大则分析计算所需要耗费的时间就越多。在有限元分析中, 结构网格的质量最好, 而齿轮的侧面并不能直接进行结构化网格划分, 所以必须对轮齿的几何模型进行剖分。齿轮副网格的单元类型为 C3D8R, 是八结点线性六面体单元, 采用减缩积分和沙漏控制。在分析齿轮动态啮合过程中大齿轮和小齿轮的齿面受到压力大, 齿根处容易剪切破坏, 所以为了减少计算时间和提高结果的精度, 对齿轮表面和齿根处进行拆分, 拆分结果如图 3 所示。在对拆分处进行边界布种, 增加齿面和齿根处的种子数。齿轮副模型共被划分为 173 488 个节点, 152 258 个网格, 网格的划分如图 4 所示。

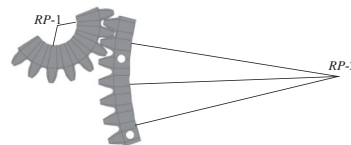


图 3 齿轮表面拆分与相互作用

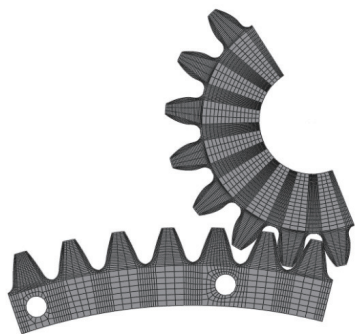


图4 齿轮副网格的划分

### 2.3 载荷和边界条件

本文不考虑轴承的作用,分别在大齿轮和小齿轮的圆心处设置参考点,并将两参考点与齿轮安装孔耦合在一起。齿轮副采用表面与表面接触算法,表面为齿轮副动态分析过程中将要接触的齿面。因为小齿轮比大齿轮齿厚略宽,选择小齿轮的一侧齿面为主表面,大齿轮的一侧齿面为从表面,相互作用如图3所示。根据合金钢间摩擦系数相关资料,设置摩擦系数为0.1。

在齿轮副安装孔中心设置的参考点,如图3所示。在小齿轮(主动轮)上施加角速度,在大齿轮上(从动轮)施加转矩以模拟出大齿轮转动阻力。为避免开始啮合时受到的冲击,设置缓和加载时间0.001s。

## 3 仿真结果分析

齿轮在转动的过程中,接触点的位置和齿轮位置同时发生变化。通过有限元分析,可以完整地得到动态齿轮连续接触啮合的应力分布。图5、图6为齿轮副从开始啮合到啮合结束这一过程的应力云图,从图中可以看出齿面接触面最大应力为109.9MPa,发生在1.4s时;齿根最大应力为35.1MPa,发生在2.0s时;螺栓孔处最大应力为17.2MPa,发生在1.4s时。齿轮啮合时接触处应力较大,向外扩展形成斑点状,沿渐开线接触点处法线方向扩展。接触点两侧大齿轮和小齿轮的受力情况大体关于接触点中心对称分布。受力区域集中在接触侧齿面和齿根处,齿轮螺栓孔处无明显应力集中。齿面接触应力是齿根处应力的4.5倍。齿轮副在低速重载下,齿面接触应力远大于齿根弯曲应力,齿面发生磨损更严重。因此,在新型摩擦搅拌焊结构设计时,必须对齿面接触强度进行校核。

由图5和图6对比可知,最大Mises应力出现在齿轮开始啮合时大齿轮和小齿轮接触处,其最大应力为202MPa。这是因为齿轮在传动啮合时会受到冲击,在刚开始啮合时受到冲击时的应力远大于啮合中的应力水平。

在大齿轮的一侧齿面上顺次选择5个测点作为应力输出点,如图7所示。由于开始接触时应力较大影响结果,所以选择距离齿顶第4个网格为测点5。均匀地在

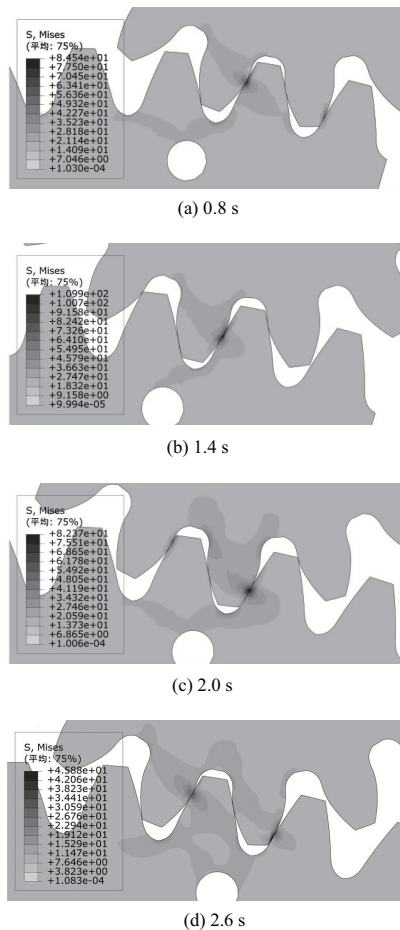


图5 不同时间下齿轮副啮合处应力云图

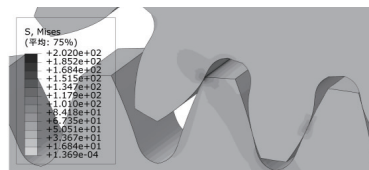


图6 开始啮合时齿轮副应力云图

齿轮啮合面选择5个测点,研究一侧齿面的受力变化规律。

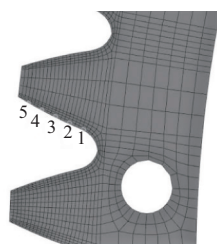


图7 应力测点布置图

图8为5个测点的应力变化曲线,从仿真曲线图中可以看到,从开始啮合到脱离啮合,共计3.2s内,测点的应力数值在接触处达到应力最大值(因本刊为黑白印刷,如有疑问请咨询作者)。靠近齿根处测点1应力幅值变化不明显,这说明齿面接触位置对齿根处应力影响变化不大。

测点4、5处应力幅值和测点1、2应力幅值大体关于测点3对称分布,齿轮副啮合处测点应力值呈现出先增大后减小的趋势,如图9所示。表明了在一次啮合过程中大齿轮和小齿轮的接触处的应力呈现先增大后减小的趋势。

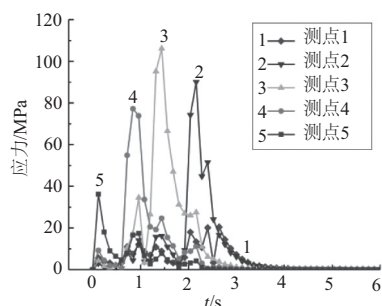


图8 测点处应力变化曲线

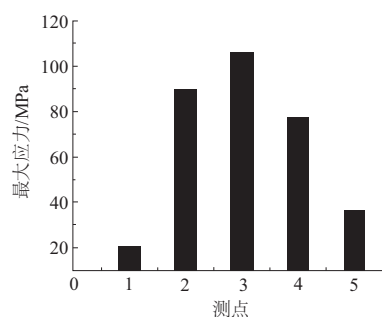


图9 测点处最大应力柱状图

## 4 结语

本文采用 SolidWorks 的齿轮建模工具建立了摩擦搅拌焊齿轮的几何模型,并通过有限元软件 Abaqus 进行了模型转化,建立了轮齿有限元模型。经过计算,可以清楚地看到应力主要集中区域、啮合过程中的受力变化。主要得到以下结论:

1) 在啮合过程中齿面接触处应力大,应力呈现出先增大后减小的变化趋势。齿面接触应力远大于齿根弯曲应力,但二者均满足强度要求。

2) 齿轮在动态啮合过程中,分析齿轮副最大应力的出处,发现当齿轮进入下一齿啮合时会产生碰撞冲击,接触区域造成较大应力。

3) 在啮合过程中,在齿面和齿根区域应力值高,齿轮内孔处几乎不受力。大齿轮上用于与交叉轴承螺栓连接的螺栓孔处没有应力集中,满足强度要求。这为摩擦搅拌

焊电机齿轮副的强度校核和优化设计提供了重要参考依据。

### 参考文献:

- [1] 吴勇军,梁跃,杨燕,等. 齿轮副动态啮合特性的接触有限元分析[J]. 振动与冲击,2012,31(19):61-67.
- [2] 李然. 基于 Abaqus 的乳化液泵斜齿轮齿根弯曲应力分析[J]. 矿山机械,2014,42(3):10-13.
- [3] 盖蕾,文豪,李志强,等. 基于 Abaqus 软件的硬齿面渐开线直齿圆柱齿轮传动强度分析[J]. 起重运输机械,2016(9):19-22.
- [4] 赵雨扬. 基于 ANSYS 的变速器齿轮有限元静力学分析[J]. 黑龙江工程学院学报(自然科学版),2009,23(3):1-3,10.
- [5] 王均刚,墨蕊娜,杨富春. 基于非线性有限元接触理论行星齿轮副瞬态啮合特性研究[J]. 机床与液压,2017,45(1):133-139.
- [6] 赵伟,葛文杰. Abaqus/Python 在斜齿轮动态啮合分析中的应用研究[J]. 机电一体化,2012,18(7):29-33.
- [7] 唐进元,刘艳平. 直齿面齿轮加载啮合有限元仿真分析[J]. 机械工程学报,2012,48(5):124-131.
- [8] 周岭. 基于 Pro/E 精确建模的渐开线直齿轮应力有限元分析[D]. 兰州:兰州交通大学,2009.
- [9] 高小茜. 风电齿轮箱轮齿接触有限元分析[D]. 大连:大连理工大学,2008.
- [10] 李光辉. 发动机齿轮强度的有限元分析[D]. 太原:太原理工大学,2008.
- [11] 郭浩. 齿轮系统有限元分析与动力学研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2007.
- [12] 杨晓宇. 齿轮传动系统动力学特性的有限元分析及试验方法研究[D]. 北京:中国科学院研究生院,2005.
- [13] 刘晖. 基于参数化的齿轮传动接触有限元分析[D]. 大连:大连交通大学,2005.
- [14] 万一品,贾洁,宋绪丁. 轮边减速器齿轮动态接触仿真研究[J]. 计算机仿真,2016,33(4):260-264.
- [15] 刘彦雪,王建军,张涛. 基于 LS-DYNA 直齿轮动态啮合特性分析[J]. 北京航空航天大学学报,2016,42(10):2206-2213.
- [16] 黄冠华. 高速列车齿轮传动系统动态特性研究[D]. 成都:西南交通大学,2015.
- [17] 冯海生,王黎钦,郑德志,等. 考虑变工况冲击的齿轮动态啮合力分析[J]. 振动、测试与诊断,2015,35(2):212-217,394.
- [18] 朱良,郗军红,于慧. 非对称渐开线直齿圆柱齿轮动态特性研究[J]. 机械传动,2014,38(9):30-33.
- [19] 石照耀,康焱,林家春. 基于齿轮副整体误差的齿轮动力学模型及其动态特性[J]. 机械工程学报,2010,46(17):55-61.
- [20] 常山,闻雪友,徐振忠. 齿轮动态设计分析研究的现状及展望[J]. 热能动力工程,2001(1):6-10,106.

收稿日期:2018-01-29