

doi: 10.7690/bgzd.2014.04.007

# 基于有限元法的方向机传动齿轮接触应力数值仿真

曹广群<sup>1</sup>, 刘朋科<sup>2</sup>, 王东旭<sup>1</sup>, 田中梁<sup>2</sup>, 喻华萨<sup>2</sup>

(1. 中北大学武器装备技术学院, 太原 030051; 2. 西北机电工程研究所第七研究室, 陕西 咸阳 712099)

**摘要:** 针对方向机传动齿轮接触应力问题, 构建一种基于 ABAQUS 软件的方向机传动机构的模型。以某自行高炮方向机为例分析其有限元模型, 通过施加边界约束和载荷, 得到方向机传动齿轮接触应力及变形, 采用有限元法对传动齿轮的变形和接触应力进行了数值仿真, 并与赫兹理论估算的传动齿轮接触应力进行比较。仿真结果证明: 该方法有效, 有限元方法与赫兹接触理论的计算结果基本一致, 2 种方法计算结果相差分别为 5.19% 和 1.64%。

**关键词:** 自行高炮; 方向机; 接触应力; 有限元法; 数值仿真

**中图分类号:** TJ35 **文献标志码:** A

## Numerical Simulation on Contact Stress of Traversing Mechanism Transmission Gear by Finite Element Analysis

Cao Guangqun<sup>1</sup>, Liu Pengke<sup>2</sup>, Wang Dongxu<sup>1</sup>, Tian Zhongliang<sup>2</sup>, Yu Huasa<sup>2</sup>

(1. School of Weapons &amp; Equipments Technology, North University of China, Taiyuan 030051, China; 2. No. 7 Laboratory, North-West Researching Institute of Mechanical &amp; Electrical, Xianyang 712099, China)

**Abstract:** To solve the problem of contact stress of transmission on traversing mechanism, the traversing mechanism transmission gear model was built by ABAQUS. Takes certain-type self-propelled gun traversing mechanism as example to analyze finite element model, the boundary constraints were built and loads were applied. Then acquire traversing mechanism transmission gear contact stress and deformation. Use finite element method to carry put numerical simulation on gear deformation and contact stress. The contact stress of transmission gear was calculated by Hertz theory. Through comparison of the two results, the simulation result show that the method is valid, and the calculation results are similar. The difference of two method calculation results is 5.19% and 1.64%.

**Keywords:** self-propelled antiaircraft artillery; traversing mechanism; contact stress; finite element method; numerical simulation

### 0 引言

随着现代战争的发展需求, 对自行高炮的机动性提出了更高的要求。为了增强其战场生存能力, 某自行高炮进行了包括方向机在内的轻量化设计, 设计后方向机传动机构刚强度尤其是传动齿轮接触应力是否满足要求尚需进一步校核。方向机传动齿轮结构对自行高炮的炮塔调炮和瞄准动作起着决定性作用, 如果传动齿轮接触不能满足刚强度要求, 调炮及瞄准将会受到严重影响, 也会导致传动齿轮的损伤失效和破坏; 因此, 对方向机传动齿轮进行接触应力进行分析具有重要意义。

方向机传动齿轮的接触问题是高度非线性力学现象, 求解困难, 主要体现在以下 2 点: 一是在求解前, 不知道齿轮接触区域; 二是大多数接触问题需要计算摩擦, 而可用的几种摩擦定律和模型都是非线性的, 使问题收敛困难。针对传动齿轮复杂的接触应力问题, 对齿面接触及应力分布情况开展了许多研究<sup>[1-3]</sup>。人们不仅研究了齿轮摩擦力等因素对

接触应力的影响, 还通过对赫兹理论的假设进行修改, 探讨了接触应力进一步精确计算的方法, 这些研究都是基于赫兹接触理论的, 该理论在许多假设的基础上推导出齿轮接触应力近似解, 而在许多应用场合下这些假设是并不成立; 因此, 运用赫兹理论来解决接触问题具有一定的局限性。

ABAQUS 是国际公认的最好的 CAE 大型通用软件之一, 擅长求解复杂非线性问题, 其非线性力学分析功能达到了世界领先水平, 能够解决所有的赫兹接触问题, 且计算结果精度较高。另外, 在传动齿轮系统建模时, 以往学者通常在齿轮节圆处施加激励力<sup>[4-5]</sup>, 未考虑齿轮轴的弹性与齿轮啮合力的耦合。综合上述因素, 笔者基于 ABAQUS 软件, 并考虑齿轮轴弹性与齿轮啮合力的耦合, 采用有限元法对方向机传动齿轮的接触应力进行数值仿真。

### 1 方向机传动齿轮接触分析有限元模型

方向机是驱动火炮回转部分、赋予炮身方位角的机械传动装置。通常由手轮、传动链、自锁器、

收稿日期: 2013-11-13; 修回日期: 2013-12-11

基金项目: “十二五”国防预研项目(404040602)

作者简介: 曹广群(1981—), 男, 江苏人, 博士, 讲师, 从事火炮、自动武器动力学仿真及结构优化研究。

空回调整器及有关辅助装置等组成。在有外能源驱动的情况下，还设有手动与机动转换装置及变速装置等<sup>[6]</sup>。

### 1.1 方向机传动机构物理模型

某自行高炮方向机机动传动线由四级直齿圆柱齿轮组成，手动传动线由二级直齿锥齿轮与四级直齿圆柱齿轮组成，受信仪传动线由一级直齿圆柱齿轮组成。机动-手动转换是通过一个可移式联轴器、一个限位开关和一个转换手柄完成的。方向机由主传动箱和手动传动箱组成：主传动箱包含机动传动线、受信仪传动线、机动-手动转换机构和一级手动线锥齿轮减速机构。手动传动箱包含一级锥齿轮减速机构。该方向机机动传动路线及受力情况如图1。

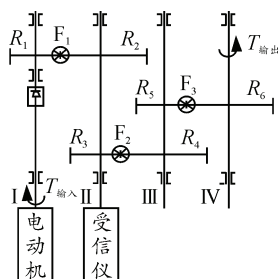


图1 方向机电机传动路线

由于整个方向机子系统结构复杂、包含构件较多，且构件之间存在相互接触，如果对整个方向机子系统建立1个有限元模型进行计算，会导致模型规模过大，很难保证计算的收敛；因此，对整个方向机子系统结构的刚强度校核时，将其分为2部分进行计算。一部分包含方向机机动传动线的四级直齿圆柱齿轮以及齿轮轴套；另一部分包含方向机主传动箱。一般传动箱及传动轴的结构强度比较好，无需校核，笔者只分析计算传动齿轮接触应力<sup>[7]</sup>。

方向机传动轴及齿轮部分应用UG NX 7建立了三维实体模型，建立的方向机齿轮及传动轴结构实体模型如图2，每对啮合齿轮只绘制了3个齿。

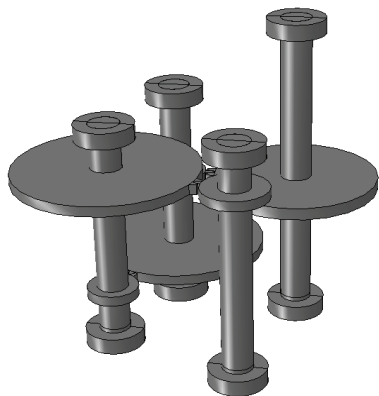


图2 方向机传动机构物理模型

方向机传动机构使用各向同性的钢材料，材料参数如下：弹性模量  $E=2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ ，密度  $\rho=7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ，屈服极限  $\sigma_s=275 \text{ MPa}$ ，泊松比  $\nu=0.3$ <sup>[8]</sup>。

### 1.2 划分网格

在对由方向机四级圆柱齿轮组成的有限元模型划分网格时，考虑到模型中包含众多的接触对需要对网格密度及网格形式进行适当控制。通过齿轮各边上设置网格种子来控制网格密度，在应力可能较大的齿根处设置较多的网格种子，细化网格，以提高结果精度<sup>[9-10]</sup>。在网格控制中对单元形状设置为8节点六面体减缩积分实体单元(C3D8R)，该传动机构共划分单元25 654个，划分网格后的有限元模型如图3所示。

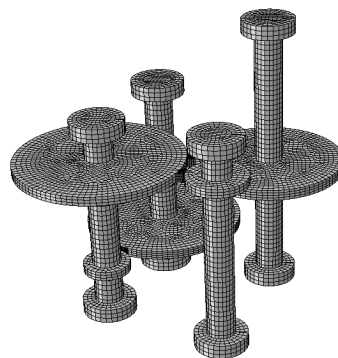


图3 划分网格的传动机构有限元模型

### 1.3 边界条件及载荷计算

有限元计算在ABAQUS 6.10-1软件平台上进行，计算传动齿轮在最大传动力矩作用下的应力及变形。方向机正常工作情况下可平稳运转，按照方向机受力最恶劣情况下计算其接触应力是否满足设计要求。

#### 1.3.1 边界条件

计算过程中必须对模型中所有实体都定义足够的约束条件，以保证它们在各个平移和转动自由度上都不会出现刚体位移。因此，为了消除由于初始装配关系导致的刚体位移，计算分2步：第一步，给传动轴1个较小的初始旋转角度，以消除模型中各个接触部件之间的间隙；第二步，给模型施加给定的传动载荷，计算传动齿轮接触应力和应变。

模型的边界条件为：1) 在各个轴套上下端面施加固定约束，即不允许轴套上下端面在各个方向产生位移；2) 约束各个齿轮轴轴向位移，不允许齿轮轴产生沿其轴向的位移，边界约束见图4所示。

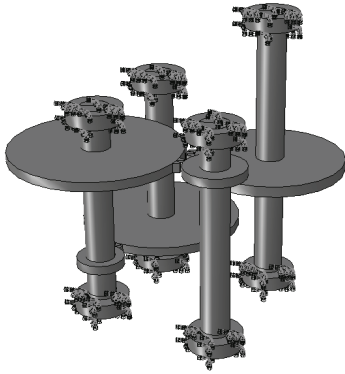


图 4 施加载荷后的传动机构模型

### 1.3.2 接触的定义

方向机齿轮轴模型中共有 13 个接触对。ABAQUS 使用 Newton-Raphson 法来求解非线性问题，每个增量步开始时检查所有接触相互作用的状态，以判断从属节点是开放还是闭合。对每个闭合节点施加一个约束，对那些约束状态从闭合改为开放的任何节点解除约束。在 2 个结构之间定义接触首先是要创建表面，在创建接触相互作用，然后定义控制发生接触表面行为的力学性能模型。此模型的接触都为摩擦系数为 0.1 的摩擦接触。

### 1.3.3 载荷计算

方向机电机的额定功率为 10 kW，额定转速为 4 000 r/min，则：

$$T_{\text{输入}} = 9\,550 \times \frac{P}{n} \approx 23\,875 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (1)$$

通过上式计算得到输入传动力矩为 23 875 N·mm，取为 24 000 N·mm<sup>[11]</sup>。此传动力矩经由 3 对啮合齿轮传动，输出力矩为：

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{65}{25}, \quad i_2 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{63}{20}, \quad i_3 = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{45}{18}$$

$$T_{\text{输出}} = T_{\text{输入}} \times i_1 \times i_2 \times i_3 = 24\,000 \times i_1 \times i_2 \times i_3 = 491\,400 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (2)$$

通过式 (2) 计算可得传动放大后的输出传动力矩为 491 400 N·mm，以该输出传动力矩作为方向机轴刚强度校核的载荷。经过多次试算表明：当在输出端加载时模型容易达到收敛；因此，方向机传动齿轮接触应力分析时在输出端施加 491 400 N·mm 的扭矩，固定输入端的齿轮轴端面，方向机传动机构模型载荷施加如图 4<sup>[12]</sup>所示。

在上述模型上进行数值仿真，可得方向机传动齿轮接触应力及变形。

## 2 数值仿真及理论计算结果

### 2.1 数值仿真结果

通过数值仿真，得出方向机传动齿轮的接触应力及变形如图 5~图 7 所示。图 5 是方向机传动机构的应力云图；图 6 是方向机传动机构应变图；图 7 是某齿轮啮合处的局部应力分布云图。

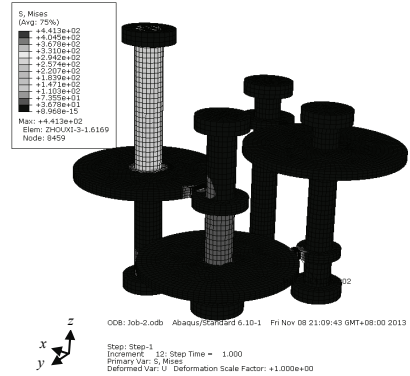


图 5 方向机传动机构应力云图

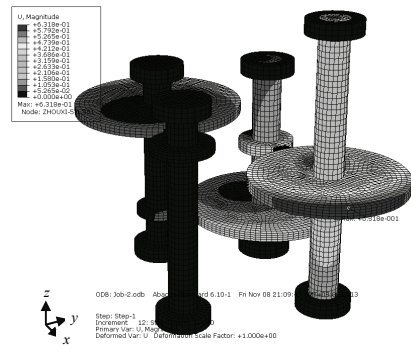


图 6 方向机传动机构应变图

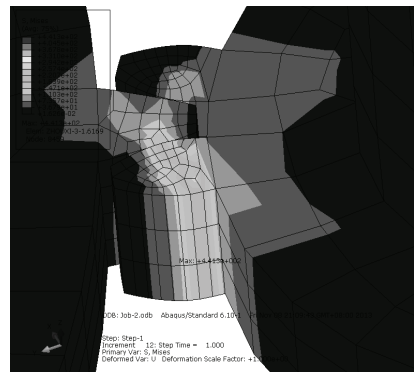


图 7 齿轮啮合处局部应力云图

在方向机啮合传动过程中，齿轮轴 1 到齿轮轴 3 啮合部分的最大接触应力分别为 72.61 MPa、441.3 MPa 和 236.7 MPa。

为了验证有限元计算的接触应力值是否合理，采用传统的赫兹接触理论对齿轮啮合接触应力进行计算。

## 2.2 基于赫兹理论的接触应力计算

采用赫兹理论计算时, 由于中间传动的两根齿轮轴上各有两处啮合, 传统的赫兹接触理论并不适用, 这里只对单齿轮副啮合齿轮轴 1 及齿轮轴 3 的接触应力进行计算。

赫兹接触理论计算公式:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{KF_t \cdot i \pm 1}{bd_1 i}} \quad (3)$$

式中:  $Z_E$  为材料弹性系数, 材料钢取 189.8;  $Z_H$  为

节点区域系数,  $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \tan \alpha'}}$ , 对于标准齿轮

压力角  $\alpha$  和啮合角  $\alpha'$  取  $20^\circ$ , 计算得到  $Z_H = 2.5$ ;  $Z_\epsilon$  为重合度系数, 考虑重合度对单位齿宽载荷的影响, 取 1.05;  $K$  为载荷系数, 一般取  $K = 1.5$ ;  $F_t = 2T/d$  为圆周力,  $T$  为主动齿轮上的转矩,  $d$  为主动轮的分度圆直径, 其中:  $b$  为齿宽, 齿轮的轴向尺寸;  $m$  为模数;  $i$  为齿数比。

传动齿轮轴 1 和轴 3 的所需参数如下:

齿轮轴 1:  $T_1 = 24\ 000\ \text{N}\cdot\text{mm}$ ,  $d_1 = 75\ \text{mm}$ ,

$b_1 = 10\ \text{mm}$ ,  $m_1 = 3$ ,  $i_1 = \frac{65}{25}$ ;

齿轮轴 3:  $T_3 = 196\ 560\ \text{N}\cdot\text{mm}$ ,  $d_3 = 72\ \text{mm}$ ,

$b_3 = 12\ \text{mm}$ ,  $m_3 = 4$ ,  $i_3 = \frac{45}{18}$ 。

通过计算, 得出赫兹理论计算的齿轮轴 1 及齿轮轴 3 的齿轮接触应力分别为:  $\sigma_{H1} = 76.59\ \text{MPa}$ ,  $\sigma_{H3} = 240.64\ \text{MPa}$ 。

## 3 结论

笔者基于 ABAQUS 提出了考虑传动轴弹性变形与齿轮啮合力耦合, 采用有限元法对某方向机传动齿轮接触应力及应变进行数值仿真的方法, 并采用赫兹接触理论对传动齿轮齿面接触应力进行了计算。通过 2 种计算结果的对比分析, 得出如下结论:

1) 齿轮轴系中各个齿轮轴啮合面上的应力水

平较低, 输出轴(轴 3)上齿轮啮合面接触应力最大值为  $236.7\ \text{MPa}$ , 最大合变形为  $0.631\ 8\ \text{mm}$ 。

2) 方向机传动齿轮在电机计算载荷作用下, 最大接触应力出现在齿轮 3 与齿轮 4 之间, 为  $441.3\ \text{MPa}$ , 最大合变形  $0.631\ 8\ \text{mm}$ 。

3) 在齿轮啮合传动过程中, 应力最大的地方出现在轮齿齿根和齿轮接触面, 这与工程应用中的实际情况一致。

4) 有限元方法与赫兹接触理论的计算结果基本一致, 对于齿轮轴 1 及齿轮轴 3 的齿面接触应力, 2 种方法计算结果相差分别为  $5.19\%$  和  $1.64\%$ , 从而验证了文中所采用方法的有效性。

## 参考文献:

- [1] 毕凤荣, 崔新涛, 刘宁. 渐开线齿轮动态啮合力计算机仿真[J]. 天津大学学报, 2005, 38(11): 991-995.
- [2] 高创宽, 周谋, 亓秀梅. 齿面摩擦力对齿轮接触应力的影响[J]. 机械强度, 2003, 25(6): 642-645.
- [3] 刘鹤然, 宋德玉, 楼易, 等. 齿轮接触应力的进一步精确计算[J]. 浙江科技学院学报, 2005, 17(1): 22-24.
- [4] 李润方, 林腾蛟, 陶泽光. 齿轮系统耦合振动响应的预估[J]. 机械设计与研究, 2003, 19(2): 27-29.
- [5] 林腾蛟, 廖勇军, 李润方, 等. 齿轮系统箱动态响应及辐射噪声数值仿真[J]. 重庆大学学报, 2009(8): 892-896.
- [6] 谈乐斌, 张相焱, 管红根, 等. 火炮概论[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2005: 168-172.
- [7] 樊智敏, 高亮. 带式啮合介质齿轮传动动力学性能分析[J]. 机电工程, 2013, 30(9): 1038-1041.
- [8] 成大先. 机械设计手册: 第 1 卷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002: 7-8.
- [9] 石奕平, 周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 135-145.
- [10] 陶齐冈, 何永, 赵威, 等. 基于 ABAQUS 的某车载迫击炮车架结构有限元分析[J]. 兵工自动化, 2013, 32(10): 37-39.
- [11] 陈昭怡, 吴桂英. 材料力学[M]. 北京: 中国建材工业出版社, 2005: 58-63.
- [12] 李碧波, 李素有, 吴立言. 渐开线齿轮接触应力分布规律的研究[J]. 机械与电子, 2010(6): 69-71.