

基于 Pro/E 和 ANSYS 的掘进机截割部行星齿轮的模态分析*

高启章¹ 张佃龙¹ 孙 强¹ 吕景涛²

(1. 兖矿集团机电设备制造厂, 山东 邹城 273500; 2. 兖矿集团东滩煤矿综机服务中心, 山东 邹城 273500)

摘 要: 结合掘进机截割减速箱设计介绍了一种基于 Pro/E 和 ANSYS 的行星齿轮模态分析方法, 阐述了模态分析的基本原理, 利用 Pro/E 建立掘进机截割部行星齿轮的实体模型, 通过 Pro/E 与 ANSYS 接口将实体模型导入到 ANSYS, 应用 ANSYS 有限元分析软件对齿轮实体模型进行模态分析。结果显示通过分析后的优化设计, 行星齿轮满足掘进机要求。

关键词: 掘进机; 行星齿轮; 模态分析; 有限元

中图分类号: TD421

文献标志码: A

文章编号: 1007-4414(2013)01-0015-03

Modal analysis of planet gear for cutting unit of roadheader based on Pro/E and ANSYS

Gao Qi-zhang¹ Zhang Dian-long¹ Sun Qiang¹ Lv Jing-tao²

(1. Yankuang group mechanical & electrical equipment manufacturer Zoucheng Shandong 273500, China;

2. YanKuang group Dongtan colliery mechanical equipment service center Zoucheng Shandong 273500, China)

Abstract: Combining with the design of roadheader cutting reducer a modal analysis of planet gear for cutting unit of roadheader base on Pro/E and ANSYS is introduced, the basic principle of modal analysis is expounded. Planetary gear solid model of roadheader cutting unit is built by Pro/E. The solid mode is imported to ANSYS by the interface of Pro/E and ANSYS. Application of finite element analysis software of ANSYS is used in modal analysis of gear solid model. The results show that planetary gear meets the requirements of roadheader through the analysis of optimal design.

Key words: roadheader; planetary gear; modal analysis; finite element

1 引 言

掘进机截割减速箱设计是掘进机设计的核心部分, 而齿轮是减速箱的重要组成部分。传动齿轮在工作过程中受到周期性载荷力的作用, 有可能在标定转速内发生强烈的共振, 动应力急剧增加, 致使齿轮过早出现扭转疲劳和弯曲疲劳。静力学计算不能完全满足设计要求, 因此有必要对齿轮进行模态分析, 研究其振动特性, 得到固有频率和主振型(自由振动特性)。同时, 模态分析也是其它动力学分析如谐响应分析、瞬态动力学分析和谱分析的基础。

笔者结合 EBZ132S 型悬臂式掘进机的设计, 针对其截割减速箱的行星传动进行分析。EBZ132S 型悬臂式掘进机是一款截割功率为 132kW, 截割部具有伸缩功能的应用于半煤岩掘进机的掘进设备。

2 设计计算

2.1 减速箱总传动比

$$i = n_1 / n_2 = 1470 / 47.5 = 30.947 \quad (1)$$

式中: n_1 为电机转速; n_2 为减速机输出转速, 由单级传动比最大为 13.7, 故采用 NGW 型二级行星减速器。

2.2 分配传动比

为使分配后的减速箱体积达到最小, 取 $i_1 = 6.9$, $i_2 = 4.485$ 。

2.3 确定齿轮参数

对高速级及低速级传动进行配齿^[1], 将行星轮减少一齿以提高啮合齿轮副的承载能力, 对齿轮进行不等角变位, 得出低速级行星轮的参数为: 模数 $m = 5$, 齿数 $z = 33$, 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 变位系数 $x = 0.5622$, 齿宽 $b = 70\text{mm}$ 。

3 模态分析简介

由弹性力学有限元法, 可得齿轮系统的运动微分方程为:

$$[M] \{\ddot{X}\} + [C] \{\dot{X}\} + [K] \{X\} = \{F(t)\} \quad (2)$$

式中: $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为齿轮质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; 分别为齿轮振动加速度向量、速度向量和位移向量, $\{\ddot{X}\}$ 、 $\{\dot{X}\}$ 、 $\{X\}$ 分别为齿轮振动加速度向量、速度向量和位移向量, $\{X\} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T$; $\{F(t)\}$ 为齿轮所受外界激振力向量, $\{F(t)\} =$

* 基金项目: 湖南省科技计划基金资助项目(2010GK3084)

收稿日期: 2012-09-20

作者简介: 高启章(1977-) 男, 山东济宁人, 助理工程师, 主要从事煤矿采掘设备的设计工作。

$\{f_1, f_2, \dots, f_n\}^T$ 。若无外力作用,即 $\{F(t)\}=\{0\}$,则得到系统的自由振动方程。

在求齿轮自由振动的频率和振型计算即求齿轮的固有频率和固有振型计算时,由于阻尼对它们影响不大,因此,可以作为无阻尼自由振动问题来处理^[2]。无阻尼项自由振动的运动方程为:

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (3)$$

如果令 $\{X\} = \{\phi\} \sin(\omega t + \phi)$

则有 $\{\ddot{X}\} = -\omega^2\{\phi\} \sin(\omega t + \phi)$

代入运动方程,可得:

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\phi_i\} = 0 \quad (4)$$

式中: ω_i 为第*i*阶模态的固有频率; ϕ_i 为第*i*阶振型, $i=1, 2, \dots, n$ 。

4 齿轮建模

选用建模功能强大的 Pro/E 软件对渐开线齿轮进行实体建模。利用几何参数和渐开线曲线的参数方程建立精确的渐开线齿轮轮廓曲线。标准渐开线曲线的参数方程为:

$$\begin{aligned} \text{ang} &= t * 90 \\ s &= (PI * r * t) / 2 \\ x1 &= r * \cos(\text{ang}) \\ y1 &= r * \sin(\text{ang}) \\ x &= x1 + (s * \sin(\text{ang})) \\ y &= y1 - (s * \cos(\text{ang})) \\ z &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

式中: r 为齿轮基圆半径; ang 为渐开线滚动角;参数 $t \in (0, 1)$ 。

建立好的齿轮三维模型如图 1 所示。

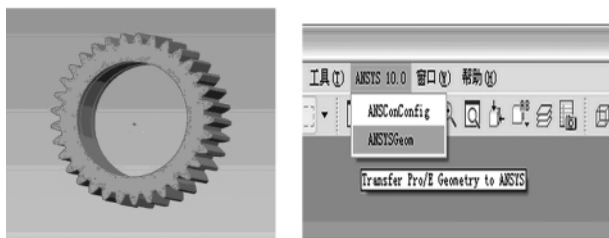


图 1 齿轮实体模型 图 2 ANSYS 与 Pro/E 的数据转换窗口

5 齿轮模态有限元分析

5.1 模型的导入

ANSYS 和 Pro/E 之间的数据转换有很多种方法,最常用的是以下两种。

(1) 通过 IGSE 来实现 ANSYS 和 Pro/E 之间的数据转换。

(2) 利用 ANSYS 中内置的与 Pro/E 的接口来实现。本文即是利用该方法实现的数据转换,如图 2 所示。

5.2 定义单元类型

本文选用 8 节点的六面体单元,即 Solid45 单元。Solid45 单元的计算精度通常比同单元长度的四面体三角形单元的计算精度等级高 1~2 个数量级,故在对齿轮实体进行网格划分时,使用 Solid45,以便只须较少的计算节点及单元数量,就可以比较容易达到齿轮高精度的计算要求。

5.3 定义材料属性

进行模态分析需要输入齿轮的材料属性,齿轮材料为 42CrMo,弹性模量 $EX=2.12E+5 \text{ N/mm}^2$,泊松比 $PRXY=0.28$,密度为 $DENS=7.85E-6 \text{ kg/mm}^3$ 。

5.4 划分网格

点取【MeshTool】工具,【Smart Size】选取 2 进行网格划分,划分好的有限元模型如图 3 所示。

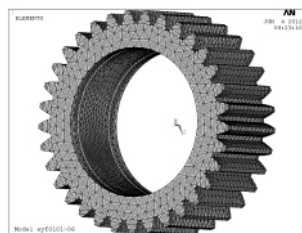


图 3 ANSYS 网格划分

5.5 模态求解

当轮缘的边界范围达到一定大小时,邻齿及轮体对单个轮齿振动模态的影响可忽略不计。因此,可以将轮缘的边界当作全约束处理。由于计算齿轮处于自由状态时的模态值,所以对齿轮不施加外载荷^[3]。选择 ANSYS 中的分析类型为【Modal】运行有限元分析程序。ANSYS 提供了 7 中模态提取方法,本文采用 Block Lanczos 方法,输入提取的模态数目为 10。对齿轮模态分析进行条件设置后,选择求解命令【Current LS】对齿轮模态进行求解。

5.6 查看频率

ANSYS 求解计算完成后,得到前 10 阶的模态,如图 4 所示。

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	0.0000	1	1	1
2	0.99455E-05	1	2	2
3	0.14723E-04	1	3	3
4	0.24825E-04	1	4	4
5	0.21886E-04	1	5	5
6	0.35927E-04	1	6	6
7	0.001049	1	7	7
8	0.0117	1	8	8
9	0.01851	1	9	9
10	0.01851	1	10	10

图 4 前十阶的振动模态界面

分别提取前十阶的模态数,绘制的节点位移图分别如图 5 所示。

从图 5 可以看出齿轮的模式分布主要为圆周振动和弯曲振动,第七阶模态到第十阶模态有较大的振动,齿轮发生了弯曲和扭转,这几阶模态的振型对齿轮的轮齿影响较大,在齿轮啮合时,会增大两个齿之间的摩擦和碰撞,造成齿轮的严重磨损。除此之外,相邻的两阶模态的振动频率很接近,因此振型也很相似,只是最大振型位移发生的齿的位置不一样。

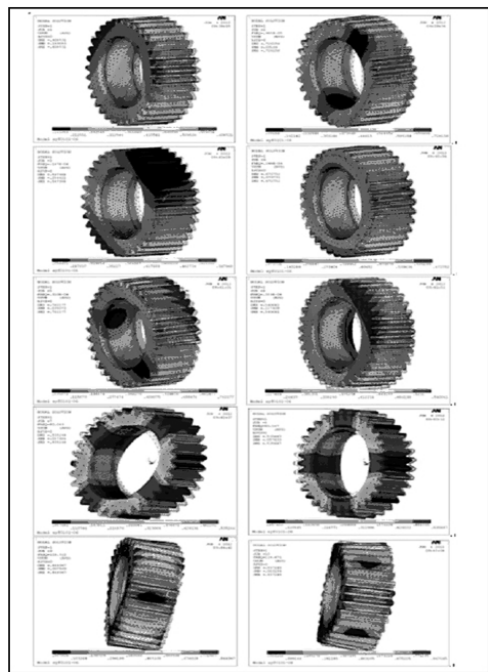


图 5 齿轮前十阶模态振型图

6 结 论

(1) 通过 Pro/E 建立渐开线圆柱齿轮的三维实体模型,为 ANSYS 进行分析提供了精确的模型,讨论了 Pro/E 和 ANSYS 之间的数据转换。

(2) 通过 ANSYS 有限元软件计算了齿轮的前十阶固有频率和振型,通过 ANSYS 后处理程序显示振型图,可以很直观的分析齿轮的模式振型。

(3) 在齿轮传动系统的设计中考虑齿轮固有频率和振型,即用同样的方法对太阳轮、内齿圈的模态进行求解,得出的结果和行星轮进行分析,以及改进设计,避免齿轮系统发生共振。

(4) 对齿轮的模式振型分析表明,圆周振动是齿轮发生共振可能性最大的振型。高阶的模式振动对振动影响较大,在齿轮传动设计中,应考虑齿轮的固有频率和振型,是外界激励相应的频率避开齿轮的固有频率,以防齿轮发生共振现象。

(5) 经分析优化后的截割减速箱,通过应用证明,完全达到了设计要求。

参考文献:

- [1] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [2] 秦宇. ANSYS 基础与实例教程[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [3] 叶友东, 周哲波. 基于 ANSYS 直齿圆柱齿轮有限元模态分析[J]. 机械传动, 2006(5): 27-29.

(上接第 14 页)

由事故树也可以直观地看出各因素之间的相互联系。

(2) 事故树由 17 个“或门”和 4 个“与门”连接组成,说明在钢板开裂、焊缝连接、螺栓连接、钢板变形、钢板腐蚀五个环节,非常容易发生事故,存在严重的安全隐患。

(3) 事故树的最小割集共有 18 个,说明影响起重机金属结构安全的因素很广泛,排除起重机械金属结构的安全隐患应从最小割集着手。事故树的最小径集共有 12 个,其中项 X1, X8, X9, X12, X13, X14, X15, X16, X17, X18, X19 这 11 个基本事件在每个最小径集均出现,表明它们是起重机金属结构安全防线的薄弱环节,安全评价的重点就应当围绕这 11 个基本事件进行展开。

(4) 在收集到足够数据之后,对基本事件进行概率统计,计算出顶上事件的发生概率和定量分析,得

到定量的结果。

参考文献:

- [1] 敬东. 我国特种设备安全评价分析[J]. 化工机械, 2010, 37(4): 510-511.
- [2] 董达善. 起重机械金属结构[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2011.
- [3] 顾迪民. 起重机械事故分析和对策[M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [4] 黄海. 港口起重机械金属结构安全性评价方法研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2008.
- [5] 刘峰, 叶义成, 黄勇. 系统安全评价方法的研究现状及发展前景[J]. 中国水运, 2007, 7(1): 179-181.
- [6] 杨瑞刚, 徐格宁, 范小宁. 桥式起重机结构可靠性失效准则与剩余寿命评估准则[J]. 中国安全科学学报, 2009, 19(10): 95-100.
- [7] GB/T3811—2008. 起重机设计规范[S].