

基于 ANSYS 的三环减速器静力学分析*

张俊 宋轶民 张策 孟宪举

【摘要】 为查明三环减速器应用中出现振动大、行星轴承烧蚀等问题,借助 ANSYS 有限元软件建立了三环减速器传动部分的有限元分析模型。利用 ANSYS 中的自由度耦合和固定约束,将系统中各零部件间的非线性接触问题简化为线性问题加以分析。通过对三环减速器有限元模型的求解,分析了系统各环节的受力,计算了齿轮啮合力、支撑轴承力、输出转矩和内齿板的应力。将有限元计算的结果与实验数据作了比较,二者吻合较好,表明有限元分析模型具有较高的精度。

关键词: 三环减速器 静力学分析 有限元法

中图分类号: TH132.46 **文献标识码:** A

Statics Analysis of Three-ring Gear Reducer by Finite Element Method

Zhang Jun¹ Song Yimin¹ Zhang Ce¹ Meng Xianju²

(1. Tianjin University 2. Hebei Polytechnic Institute)

Abstract

A finite element model for a three-ring gear reducer was established to analyze the reasons of the heavy vibration and the bearing fatigue appeared during operation by using ANSYS. The complicated non-linear contact problem in each reducer part is simplified into a linear problem with the concept of degree of freedom coupling and restriction. By solving the finite element model, the reactions on internal gears and bearings were obtained. The experimental results indicate that the finite element analysis has a satisfactory accuracy.

Key words Three-ring gear reducer, Statics analysis, Finite element method

引言

三环减速器是一种少齿差内啮合行星齿轮传动装置,具有传动比大、承载能力高、结构紧凑、制造成本低等优点,但由于设计理论不完善,致使该减速器在应用中出现振动大、行星轴承烧蚀等问题。

三环减速器属超静定系统,机构中存在虚约束,因此在分析其力学行为时,必须考虑系统中各构件的弹性变形及各变形间的协调条件。但是,为了构造系统的变形协调条件,常需做出各种简化或假设,这些简化或假设在一定程度上影响了分析的精

度^[1~2]。一些学者借助有限元软件来研究三环减速器的力学行为^[3~6],但是这些研究大多只针对三环减速器的单一零件(如:内齿板、均载环)进行分析,通过预先给定的载荷求得零件的应力和变形。而实际上,由于虚约束的存在,作用在这些零件上的载荷状况往往很复杂,使得预先给定的载荷状况与零件的真实载荷状况之间存在较大的差异,势必影响分析的可靠性。若要明晰各零件的真实载荷状况,则应针对整个约束系统进行分析。

因此,本文借助 ANSYS 软件,建立环板式减速器的有限元模型,并对其进行静力学分析。试图从传

收稿日期:2006-03-22

* 国家自然科学基金资助项目(项目编号:50205019)和高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(项目编号:20040056018)

张俊 天津大学机械工程学院 博士生,300072 天津市

宋轶民 天津大学机械工程学院 副教授 博士

张策 天津大学机械工程学院 教授 博士生导师

孟宪举 河北理工大学机械工程学院 教授,063009 唐山市

动系统的角度,明确系统各环节的力学行为。

1 有限元模型的建立

以一台对称型相位差 120° 的三环减速器实验样机为例,借助 ANSYS 软件对其进行静力学分析。样机的结构如图 1 所示。

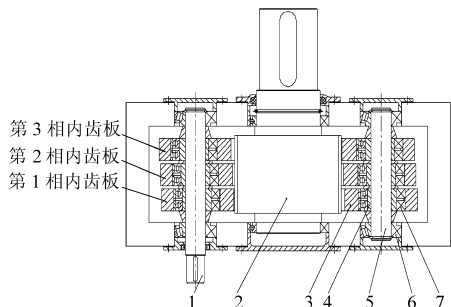


图 1 三环减速器实验样机简图

Fig.1 Structure of three-ring gear reducer

1. 输入轴 2. 输出轴齿轮 3. 内齿板 4. 偏心套 5. 支撑轴
6. 支撑轴承 7. 行星轴承

样机的基本参数为:中心距 $A=160$ mm,外、内齿轮齿数分别为 $z_1=63$ 、 $z_2=64$,高速轴(输入轴、支撑轴)直径 $d=35$ mm,内齿板厚度 $b=35$ mm,偏心距 $e=2.2$ mm,额定输出转矩 $T_0=2\ 350$ N·m。

1.1 实体建模

三环减速器是由多个零部件组成的复杂系统,考虑到箱体、输出轴的刚度较大,只建立减速器传动部分的有限元模型。该模型包括:高速轴(输入轴 1、支撑轴 5)、内齿板 3、高速轴上的偏心套 4、行星轴承 7、轴端的支撑轴承 6。

由于系统各零部件间的接触问题是一种高度非线性行为,不利于数值求解,因此对内齿板和轴承作简化处理。忽略内齿板上的轮齿,以齿轮副啮合时内齿轮的节圆代替内齿圈;忽略轴承的结构细节,用一个力学性能与其一致的弹性圆环代替。因为静力学分析关注的是系统中各零部件的总体受力情况,而不是接触局部的接触应力和应变,所以这种简化处理是可行的。

根据减速器的实际结构,采用 ANSYS 软件中的 Preprocessor 模块生成减速器的实体模型,并使用 ANSYS 中的专用网格划分单元 MESH200 和 SOLID45 对其进行网格划分。图 2 为进行网格划分后的有限元模型。该模型包含 514 798 个节点,

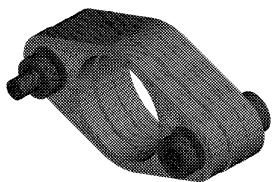


图 2 三环减速器传动零部件有限元模型

Fig.2 Finite element model of three-ring gear reducer

199 982 个单元。

1.2 约束处理

三环减速器有限元模型的约束条件表现为系统各零部件间的联接关系,它们属于具有高度非线性行为特性的面、线接触问题。为方便问题的求解,将模型中所有非线性接触问题转换为具有线性关系的自由度耦合和固定约束。

具体做法为:① 高速轴与支撑轴承的两接触面上坐标相同节点的径向位移耦合、轴向位移耦合,周向位移不耦合(保证接触面间相对转动)。② 高速轴与偏心套的两接触面上坐标相同节点的位移全部耦合。③ 偏心套与行星轴承的两接触面上坐标相同节点的位移全部耦合。④ 行星轴承外圈与内齿板轴承孔在工作时只有一侧(180°)接触,故只需将该侧接触面上所有坐标相同的节点的轴向位移、径向位移耦合,周向位移不耦合(保证接触面间相对转动)。⑤ 外齿轮对内齿板的约束处理为内齿轮节圆半径上节点处沿内齿板宽度方向上所有节点位移的固定约束,约束节点的所有自由度。⑥ 箱体对支撑轴承的约束处理为轴承外侧表面节点位移的固定约束,约束节点的所有自由度。

1.3 加载

三环减速器传动部分的载荷为施加在输入轴轴伸部分的转矩。加载时,将输入转矩换算为周向节点力,施加在输入轴轴伸部分。

2 有限元分析的结果

应用 ANSYS 的 Solution 模块求解上述有限元模型,可求出作用于各节点上的约束,进而获得系统各环节的受力。

图 3 为一个运动周期内三环减速器各相机构的齿轮啮合力(外齿轮对内齿板的约束)。

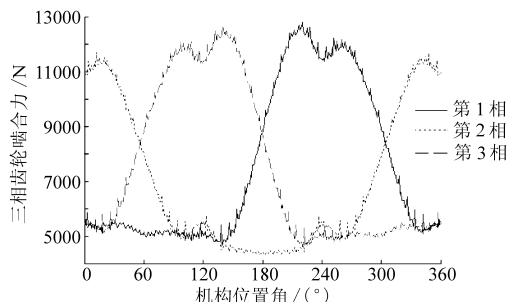


图 3 减速器齿轮啮合力曲线

Fig.3 Load reaction of internal gearings

由图可见,在一个运动周期内,各相机构的齿轮啮合力是机构位置角 θ 的函数,各相机构的齿轮啮合力近似呈 120° 相位差。

由于减速器各相机构间载荷分配的不均匀,以

及齿轮啮合力的周期性变化,必然引起系统在箱体支撑轴承处支反力的变化。图4为一个运动周期内两高速轴上支撑轴承所承载荷的变化规律。

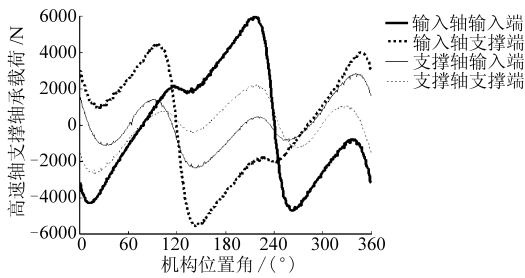


图4 减速器支撑轴承受力曲线

Fig. 4 Load reaction of ball bearings

由图可知,三环减速器两高速轴上的支撑轴承力也呈周期性变化,且输入轴上的支撑轴承力要大于支撑轴上的支撑轴承力。换言之,输入轴的受力状况要比支撑轴恶劣。而对于传动系统来说,这种作用于箱体的支撑轴承力的周期性变化正是造成减速器振动的主要原因。

同样,可根据外齿轮对内齿板的约束求出系统的输出转矩,如图5所示。

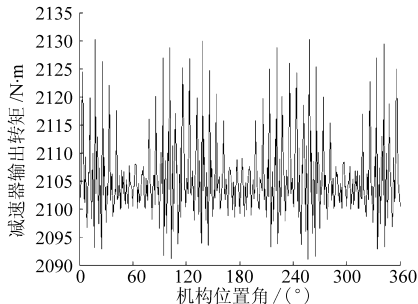


图5 减速器输出转矩曲线

Fig. 5 Output torque of reducer

图6为系统第1相机构位置 $\theta=30^\circ$ 角时,该相机构中内齿板的 Von mises 应力分布图。

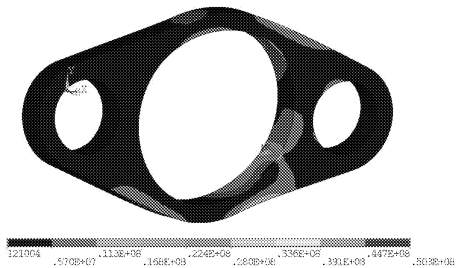


图6 第1相内齿板上 Von mises 应力示意图

Fig. 6 Von mises stress in the first set of ring plate

由图可知,内齿板的最大应力发生在内、外齿轮啮合处,最大应力为50.3 MPa;除齿圈上啮合点局部外,其他位置应力很小,最小应力仅为0.12 MPa。

内齿板的 Von mises 应力较小,故一般不易断裂。在满足齿轮弯曲强度的前提下,内齿板的强度不会成为制约减速机承载性能的薄弱环节。文献中提及的内齿板断裂现象很可能是由材料不均匀性所导致的偶发事件^[7~8]。

3 实验

文献[9]对上述三环减速器实验样机的承载能力和传动效率进行了测试,可将其测试数据和有限元分析的结果加以比较。实验方案中,减速器由三相交流电动机驱动,再带动液压加载系统。电动机与减速器之间、减速器与加载系统之间各安装一个扭矩转速传感器,可用来测量输入轴和输出轴上的力矩和转速。

在额定功率下,三环减速器输出轴上测得的一组转矩为(单位: $\text{N}\cdot\text{m}$):2 225,2 260,2 242,2 270,2 410,2 350,2 350,2 200,2 310,2 290,2 375,2 350,2 230,2 390。

通过计算,实际测量的输出转矩的均值为 $2\ 305.1\ \text{N}\cdot\text{m}$ 。而图5表明,减速器的输出转矩也呈现微小的周期性波动,其均值为 $2\ 105.4\ \text{N}\cdot\text{m}$ 。有限元分析的结果与实验测试结果之间的相对误差为8.66%。有限元分析结果与实验数据间存在的这种微小误差,可能是模型建立过程中对非线性接触问题进行简化导致的。

4 结论

(1) 一个工作周期内,三相机构间载荷分配不均匀,各相机构间载荷近似呈 120° 相位差。

(2) 由三环减速器各相机构载荷的周期性波动引起的支撑轴承力是引起箱体振动的主要原因。

(3) 内齿板除啮合区外的应力较小,一般不易断裂,其强度不是制约减速机承载能力的关键。

(4) 有限元分析的结果与实验测试结果较吻合,二者之间的相对误差仅为8.66%,表明建立的有限元模型适用于三环减速器的力学行为分析。

参 考 文 献

- 1 梁永生,李华敏,赵九江,等. 三环减速器变形协调条件的确定及其受力分析[J]. 机械设计,1999,16(10):10~13.
- 2 杨建明,张策,秦大同,等. 三环减速机的弹性动力学分析[J]. 机械工程学报,2000,36(10):54~58.
- 3 张光辉,韩杰林,龙慧. 三环减速器内齿板应力分析[J]. 机械工程学报,1994,30(2):58~63.

$200\ 000\ \text{s}^{-1}$, $v_2=100\ 000\ \text{s}^{-1}$ 。同理根据短片区中的计算可得: $S_3=200$, $S'_2=5\ 100$, $S'_1=15\ 000$ 。

系统中在长片区所取的实际减速段的脉冲距离为: $S_1=16\ 000$, $S_2=5\ 500$, $S_3=500$ 。

2.3 程序实现

系统自动控制部分的程序框图如图3所示。可编程控制器工作方式是扫描工作方式, 不同于其他计算机, 因而在程序中只能分支而不出现循环, 否则要出现超时错误警报而停止工作^[4]。

3 结束语

该设计的工作重点是寻得对伺服电动机的位置、速度双重控制的最优方案, 进而解决剪切精度和

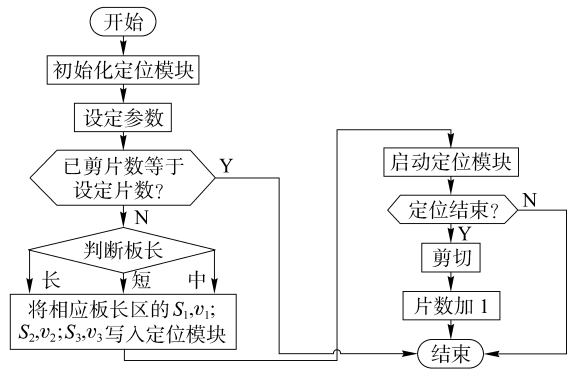


图3 程序流程图

Fig. 3 Procedure flow chart

速度的矛盾。系统经不间断的工作检验, 半年多来运行正常, 各项指标均达到设计要求, 效果良好。

参 考 文 献

- 1 任兴权. 电力拖动基础[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1995.
- 2 蔡振江, 孙耀杰, 沈贵水, 等. 开卷定尺剪切系统的可编程控制器控制[J]. 农业工程学报, 1997, 13(4): 188~192.
- 3 邹奎政, 涂仁发, 吴康寅. FX2型可编程控制器在配料控制中的应用[J]. 华中理工大学学报, 1995, 23(S1): 119~122.
- 4 白天明, 仇立国, 赵永涛, 等. 定尺剪切飞锯 PLC 控制系统[J]. 基础自动化, 1994(5): 33~35.

(上接第 143 页)

- 4 张永新. 计入内齿板弹性的三环减速器弹性静力分析[D]. 天津: 天津大学, 2005.
- 5 梁永生, 李华敏, 辛绍杰, 等. 三环减速器均载机构及其有限元分析[J]. 机械设计, 1999, 16(9): 25~27.
- 6 陶浩, 段红杰. 四环减速器内齿环板的有限元分析[J]. 机械设计, 2003, 20(9): 20~22.
- 7 谢永春, 王立华, 刘文, 等. 双环减速机振动噪声分析[J]. 重庆大学学报, 2004, 27(4): 20~23.
- 8 辛绍杰, 李华敏, 田勇. 两极三环减速器振动特性的实验研究[J]. 石油机械, 2000, 28(10): 20~22.
- 9 张俊. 三环减速器承载能力研究与新产品系列设计[D]. 天津: 天津大学, 2004.

(上接第 159 页)

- 7 Frost H J, Ashby M F. Deformation mechanism maps, the plasticity and creep of metals and ceramics [M]. Pergamon Press, Oxford, 1982: 80.
- 8 Juliane Kadner, Siegfried Menzel, Klaus Wetzig. In situ investigations of the thermal fatigue behaviour of hot pressed Si3N4 by laser shock loading inside an SEM[J]. Fresenius J. Anal. Chem., 1998, 361: 578~581.
- 9 Menzel S, Gobel T, Bartsch K, et al. Phase transitions in PACVD-(Ti, Al)N coatings after annealing[J]. Surf. Coat. Technol., 2000, 124(2-3): 190~195.
- 10 Gobel T h, Menzel S, Hecker M, et al. Stress measurements in thermal loaded Ti, Al N hard coatings[J]. Surf. Coat. Technol., 2001, 861: 142~144.
- 11 Bartsch K, Leonhardt A, Unger U, et al. New PACVD-hard material layers for wear protection of high-speed steel [J]. Surf. Coat. Technol., 1997, 94: 168~173.