

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2013.06.017

装载机用万向传动轴有限元分析及结构改进

金梅珍

(浙江广厦建设职业技术学院 建筑工程学院, 浙江 东阳 322100)

摘要: 针对某公司生产的装载机用万向传动轴在试验过程中出现强度不足这一现象,应用Pro/E和ANSYS软件,通过几何模型简化、划分网格、材料属性设定、约束加载等步骤对装载机用万向传动轴进行了有限元建模,经静态刚度、强度和动力学分析,获得了该传动轴的滑动轴叉、花键轴叉和法兰叉在载荷作用下的最大应力、最大变形位置及分布状况;找到了花键轴叉在花键和节叉连接处、传动轴的节叉部分等强度明显不足的部位;在此基础上对原有结构尺寸进行了改进设计,增大了危险部位轴的直径、叉的宽度和厚度、末端处过渡圆角,并进行了光滑处理。研究表明,改进后的传动轴在试验过程中未出现断裂现象,这为装载机用万向传动轴的设计制造和应用提供了必要的依据。

关键词: 装载机; 万向传动轴; 有限元法; 结构分析; ANSYS/LS-DYNA

中图分类号: TH243; TH133.2; TH122

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2013)06-0711-03

Finite element analysis and structural improvement of universal shaft for loader

JIN Mei-zhen

(College of Architecture and Civil Engineering, Zhejiang Guangsha College of Applied Construction Technology, Dongyang 322100, China)

Abstract: Aiming at the problem of insufficient strength used to appear in the fork part of the universal shaft in tests, a finite element model of universal shaft for loader was established with the application of Pro/E and ANSYS through meshing, setting material properties and adding constraint and load. The position and distribution of maximum stress, maximum deformation of slide, spline and cross shaft fork were acquired by the static stiffness analysis, stress analysis and kinetic analysis. The weak positions and the reason for insufficient strength on the universal shaft were found. Based on this, the original structure and dimension of the universal shaft were further modified by increasing the diameter of the cylinder between the fork and spline on the spline shaft fork, increasing the width and thickness of the fork of the spline shaft fork, slide shaft fork and flange fork. The results indicate that crack doesn't appear for improved universal shaft in tests, which provided sufficient basis for the design, production and application of the fork part of the universal shaft.

Key words: loader; universal shaft; finite element method(FEM); structure analysis; ANSYS/LS-DYNA

0 引言

万向传动轴作为重要部件在工程机械和车辆工业的发展中起着非常重要的作用。它的主要作用是把驱动装置传来的力和运动尽可能均匀地传递给从动装置,同时至少使一个装置在给定的范围内能够改变其空间位置^[1-2]。

由于结构复杂,采用传统的方法很难对万向传动轴进行力学分析。且ANSYS具有多种分析能力,包括简单线性静态分析和复杂非线性动态分析,是常用的通用有限元分析软件之一^[3-4]。

针对某公司生产的装载机用万向传动轴在试验过程中产生法兰叉、花键轴叉与滑动轴叉的节叉处出现断裂现象,本研究应用ANSYS软件对其进行全面的

静力学和动力学分析。根据分析结果,笔者得到万向节传动轴各个零件的薄弱位置,在此基础上对万向节传动轴的结构做进一步改进。

1 万向传动轴的结构

万向传动轴的简化结构如图1所示。

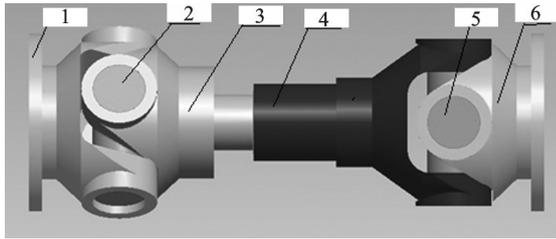


图1 万向传动轴简化结构图

它由两个法兰叉(1,6)、花键轴叉(3)、滑动轴叉(4)和两个十字轴(2,5)组成。滑动轴叉与花键轴叉间用花键联接。伸缩部件由内体和外体组成。两者配合实现轴向移动,具体结构为花键轴叉上带花键轴和滑动轴叉上带花键孔。为简化模型,本研究在三维建模过程中省略了密封和连接孔。

2 静力学分析

ANSYS分析中施加动力(转矩)的方法有很多,以下是常用的两种方式:①在构件中心部位建立一个质量单元,跟其他受力节点耦合,形成刚性区。将转矩加到中心节点上;②将转矩转换成一对力偶,直接施加到对应的节点上。考虑到万向传动轴中各个零件的结构,在分析中,法兰叉转矩的加载用第一种方法。滑动轴叉和花键轴叉则综合采用第一种和第二种方法^[5-6]。万向传动轴用20CrMn制成,其拉伸强度为930 MPa。

2.1 法兰叉静力学分析

2.1.1 有限元建模及前处理

本研究在Pro/E 4.0中对法兰叉建模,经简化后导入ANSYS10.0;材料为各向同性的线弹性材料;单元选用10节点三维实体单元solid187,杨氏模量为206 MPa,泊松比为0.3。按照第一种转矩加载方式。有限元模型共包括34 432个单元和54 364个节点^[7-9]。

2.1.2 边界条件及载荷

在ANSYS静力学分析中,需要施加两种约束,即

表1 滑动轴叉和花键轴叉FEM分析表

	边界条件	载荷	最大变形量	变形分布状况	最大等效应力	应力分布状况
滑动轴叉	约束与花键轴叉齿相接触的齿面上的X、Y、Z自由度	节叉上两孔中心处分别施加90E3 N的力偶,方向平行于滑动轴叉的轴线	0.39 mm	节叉头部	2 934 MPa	如图4(a)所示
花键轴叉	约束与滑动轴叉齿相接触的齿面上的X、Y、Z自由度	节叉上两孔中心处分别施加90E3 N的力偶,方向平行于滑动轴叉的轴线	1.035 mm	节叉外侧	7 833 MPa	如图4(b)所示

分布载荷和集中载荷。在此分析中分布载荷为与十字轴配合面的固定约束,集中载荷为1E7 N·mm的x向转矩,极坐标下建立^[10-12]。

2.1.3 求解并分析结果

求解后观察法兰叉节点的位移变形云图和 von Mises 应力云图如图2、图3所示。

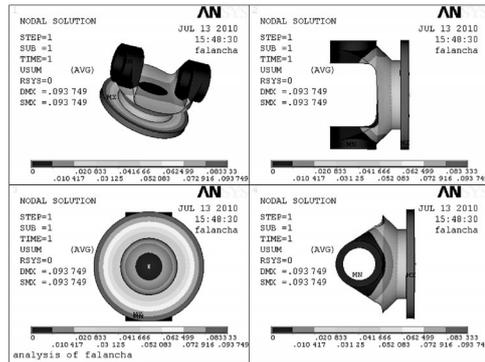


图2 法兰叉节点位移云图

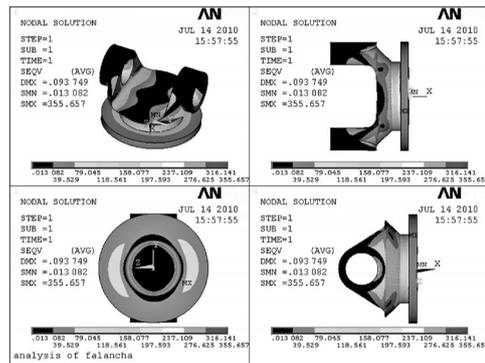


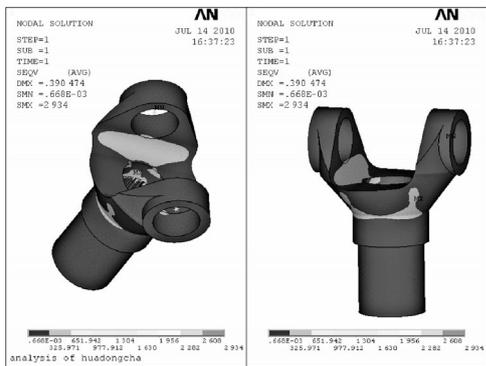
图3 法兰叉 von Mises 应力云图

由图2可得,法兰叉位移最大为0.094 mm,变形很小,表明法兰叉具有足够的静态刚度。由图3可得,法兰叉应力主要集中于颈部区域,最大应力为355.7 MPa,小于材料的拉伸强度。

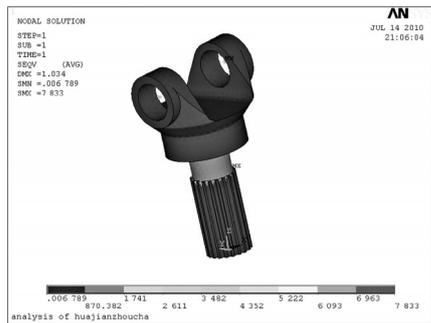
2.1.4 滑动轴叉和花键轴叉刚度、强度分析

根据以上步骤对滑动轴叉和花键轴叉进行分析。分析过程中所用的边界条件、载荷及分析如表1所示。静态 Von Mises 应力云图如图4所示。

分析可知:法兰叉的最大变形量为0.094 mm,位于底盘的外圈。最大等效应力位于底盘部分和节叉的连接处,大小为355.6 MPa,小于材料的拉伸强度930 MPa,法兰叉强度满足。



(a) 滑动轴叉



(b) 花键轴叉

图4 静态 von Mises 应力云图

滑动叉的最大变形量为0.39 mm,位于滑动轴叉的节叉头部。滑动轴叉的应力绝大部分小于材料的拉伸强度930 MPa。最大应力分布在花键的末端。从图4(a)中可以看出,这是应力集中的结果。

花键轴叉最大变形量为1.035 mm,位于轴叉外侧;最大等效应力位于节叉外侧。大部分应力分布在870 MPa以下。870 MPa~1 741 MPa的应力分布在花键和节叉之间的圆柱上,在该处强度不足;1 741 MPa以上应力分布在花键靠近节叉末端处。

综上所述,万向传动轴的各部件有足够的静刚度。法兰叉和滑动轴叉有足够的强度,花键轴叉在花键和节叉连接处强度不足。

3 动力学分析

3.1 网格模型建立及边界条件处理

为便于分析,笔者对研究对象作了如下处理:

- (1) 材料采用非线性随动强化本构模型,并考虑了硬化指数对应力应变的影响;
- (2) 花键齿之间采用面面接触处理;
- (3) 由于分析是在假定万向节强度足够的情况下进行的,本研究对万向节进行了刚化处理,万向节的有限元模型用刚体处理。

本研究利用 Pro/E 4.0 建立传动轴的三维模型并装配在一起,将该三维装配模型导入 hypermesh 7.0 中以四面体划分网格,最后以 K 文件形式导出。

材料模型所用参数如表2所示。

表2 材料模型设置参数表

模型参数	密度 /(t·mm ⁻³)	杨氏模量 /MPa	屈服应力 /MPa	剪切模量 /MPa	泊松比	硬化系数
塑性随动模型	7.93E-09	2.06E+05	210	0.079 4	0.3	1
刚体模型	7.93E-09	2.06E+05	-	-	0.3	-

本研究传动轴工作转速时间-角位移曲线如表3所示。左端万向节采用固定约束,右端限制除绕Z轴的转动外的所有自由度,在右端十字轴上施加边界条件。

表3 时间-角位移表

时间/s	0	0.02	0.08	1
角位移/rad	0	0.017 4	0.069 8	0.087

3.2 求解及结果分析

本研究将 K 文件导入 ANSYS/LS-DYNA 中求解,并用 Lsprepostd 查看计算结果。在传递过程中整个传动轴、滑动轴叉和花键轴叉 von mises 应力云图如图5所示。

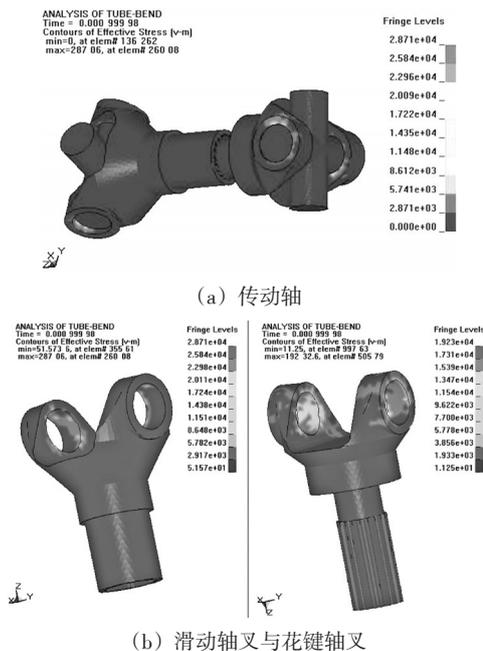


图5 动态 von Mises 应力云图

由传动轴的应力分布图看出,在传动轴的节叉部分动态强度明显不足。在相同的应力分布下,相对于花键齿根和花键轴叉的花键与节叉连接部分,最先出现破坏的是花键轴叉与十字轴接触部分。

因此,研究者必须对传动轴尺寸进行改进设计。通过增大花键轴叉花键和节叉的连接处直径以提高静态强度;通过增大花键轴叉、滑动轴叉和法兰叉的节叉宽度、厚度以提高部件强度,通过在花键末端处增大过渡圆角直径及光滑处理以减小应力集中。

(下转第740页)

驱动电流和晶闸管触发角之间的关系为:

$$I = 20 - 8 \times \alpha / 180^\circ \quad (3)$$

3 结束语

本研究将虚拟仪器技术的思想和设计方法应用于 SVC 控制器的开发中,在相对简单和通用化的硬件配置下,主要由软件完成控制器的各种功能。该控制器开发周期短、测量精度高、可靠性高,并且可以方便地增、减控制系统的功能和规模,灵活性强。控制器现已应用于 90 kvar/380 V 的 TCR 装置中,实际使用效果表明,其能够实时检测电网信号,并准确补偿电网所需无功。

由于虚拟仪器技术的突出优点,其在 SVC 控制系统和电力系统中将会得到越来越广泛的应用。

参考文献(References):

- [1] 张 峦. 静止无功补偿器的模糊变结构控制方法研究[D]. 北京:华北电力大学电力工程系,2007.
- [2] 李建华,陈建业,张海波,等. 虚拟仪器技术在 SVC 监测系

统中的应用[J]. 电力系统自动化,2003,27(5):65-67.

- [3] 王建新,杨世风,隋美丽. 测试技术及工程应用[M]. 北京:化学工业出版社,2006.
- [4] 王兆安,杨 君,刘进军. 谐波抑制和无功功率补偿[M]. 北京:机械工业出版社,2011.
- [5] 王 浩,陈 乐,陈国柱. 基于 DSP 和 ARM 的磁阀式可控电抗器控制系统[J]. 机电工程,2010,27(3):103-106.
- [6] 黄 旭,田立军,秦英林,等. 基于 LabVIEW 的电能质量综合监测及故障录波系统[J]. 电力自动化设备,2010,29(1):120-123.
- [7] 莫 昕,童陆园. 电能质量在线分析仪的研制[J]. 电力自动化设备,2003,23(1):58-60.
- [8] 郭雅萌,李建林,许洪华. LabWindows/CVI 与 PCI 数据采集卡通信技术研究[J]. 电子测量技术,2007,30(5):78-80.
- [9] 周 俊,王小海,祁才君. 基于 Blackman 窗函数的插值 FFT 在电网谐波信号分析中的应用[J]. 浙江大学学报:理学版,2006,33(6):650-653.
- [10] 唐 巍. 基于 DSP 的 TCR 型动态无功补偿装置控制器的研究与设计[D]. 南京:东南大学电气工程系,2006.

[编辑:李 辉]

(上接第 713 页)

鉴于以上分析,本研究对原有装载机用万向传动轴进行了改进设计,改进后的传动轴在试验过程中法兰叉、花键轴叉与滑动轴叉的节叉处未出现断裂现象。

4 结束语

通过对装载机用万向传动轴的静态刚度、强度和动力学分析,本研究得到了传动轴的滑动轴叉、花键轴叉和法兰叉的位移分布、应力分布情况。对各个零件位移和应力分布情况的分析结果表明,万向传动轴的各部件有足够的静刚度,法兰叉和滑动轴叉有足够的强度,花键轴叉在花键和节叉连接处强度不足。

针对分析结果,本研究对原有传动轴结构尺寸进行了改进设计,增大了花键轴叉花键和节叉的连接处直径;增大了花键轴叉、滑动轴叉和法兰叉的节叉宽度、厚度;在花键末端处增大了过渡圆角直径并进行了光滑处理。改进后的传动轴在试验过程中法兰叉、花键轴叉与滑动轴叉的节叉处未出现强度问题,效果明显。

参考文献(References):

- [1] 周春平,张开林. 高速动车组万向节传动轴花键分析[J]. 机械,2008,35(4):8-10.
- [2] SCHMELZ F, SEHERR-THOSS G C, AUCTION E. 万向节和传动轴:分析·设计·应用[M]. 北京:北京理工大学出

版社,1997.

- [3] 段 进,倪 栋,王国业. ANSYS10.0 结构分析从入门到精通[M]. 北京:兵器工业出版社,2006.
- [4] 李黎明. ANSYS 有限元分析实用教程[M]. 北京:清华大学出版社,2005.
- [5] [作者不详]. ANSYS 分析中施加扭矩的方法小结[EB/OL]. [2009-09-24]. <http://hi.baidu.com/C4%DC%B6%AF%CE%DE%CF%DE/blog/item/7214bf0947c0b6d962d986ca.html>.
- [6] 尚晓江,苏建宇. ANSYS/LS-DYNA 动力分析方法与工程实例[M]. 北京:中国水利水电出版社,2005.
- [7] 杨文志,王 平. 轧管机万向联轴器受力分析与扭矩测试[J]. 装备制造技术,2011(1):18-19,26.
- [8] 杨文志,郭伟超. 十字轴式万向联轴器辊端叉头有限元分析[J]. 机械传动,2011,35(2):52-54.
- [9] 王 欢,李兴根. 基于 ANSYS 的增强型混合式步进电动机的静转矩分析与计算[J]. 轻工机械. 2012,30(1):63-66.
- [10] SHEU P P, CHIENG W H, LEE A C. Modeling and analysis of the intermediate shaft between two universal joints[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1996, 118(1): 88-99.
- [11] BAYRAKCEKEN H, TASGETIREN S, YAVUZ I. Two cases of failure in the power transmission system on vehicles: A universal joint yoke and a drive shaft[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007, 14(4):716-724.

[编辑:李 辉]