

基于 CATIA 和 HYPERMESH 传动轴有限元分析及优化

张冰战¹, 牛占占²

(1. 合肥工业大学汽车与交通工程学院, 合肥 230009;

2. 合肥工业大学机械工程学院, 合肥 230009)

摘要: 传动轴装置是汽车传动系的重要组成部分, 在汽车行驶过程中负责汽车动力的传输, 把发动机减速器的运动传递到驱动桥, 使驱动桥获得规定的转速和方向。本文基于 CATIA 和 HYPERMESH 有限元软件对某商用汽车万向传动装置进行强度分析, 检验此商用车的传动轴设计是否存在缺陷。首先建立传动轴的几何模型, 然后建立有限元模型和前处理, 经过分析计算得到十字轴套筒和万向节叉的设计存在明显的缺陷。提出了改进相应零部件的措施, 对传动轴设计的进一步优化具有参考意义。

关键词: 传动轴; 有限元分析; 应力分析; 结构优化

中图分类号: TH16

Driving Shaft and Optimization Based on CATIA and HYPERMESH

ZHANG Bingzhan¹, NIU Zhanzhan²

(1. School of automotive and transportation engineering, Hefei university of technology, Hefei 30009;

2. School of mechanical engineering, Hefei university of technology, Hefei 230009)

Abstract: The transmission shaft device is an important component of the automobile drive train, in charge of automobile power transmission in the process of driving. This article is based on the finite element software CATIA and HYPERMESH to a commercial car universal gear strength analysis, validate the commercial vehicle drive shaft design is flawed. Through analysis and calculation to get the design of the cross shaft sleeve and the cardan exist obvious flaws, puts forward the measures to improve the corresponding parts, further optimize the design of the shaft has reference significance.

Key words: Driving shaft; Finite element analysis ;Stress analysis ;Optimization

0 引言

汽车传动轴的主要作用是把发动机减速器的扭矩传递到驱动桥, 是传动系的重要部件。因此, 传动轴设计中的应力分析是重点^[1-2]。传动轴有不同的类型, 但是使用的方法是相同的, 相互之间可以参考, 以下是一个典型的分析汽车传动轴设计的过程^[3]。

本文以传动轴总成为研究对象, 首先在 CATIA 软件中建立传动轴总成三维模型, 然后把三维模型导入到有限元软件 Hypermesh 中建立有限元模型, 在 Hypermesh 软件中做各个零部件间的接触和零部件的材料属性, 并且在零件上施加合理的约束和载荷。建立好分析步, 导入到 Optistruct 软件中进行计算, 得到传动轴各个零部件的静强度。用得到模型的静力学结果, 分析出得到传动轴装置最容易发生损坏的位置。通过分析产生结果原因, 提出合理的措施来改善产品设计时所存在的缺陷, 缩短产品研发周期, 降低研发成本^[4-6]。

作者简介: 张冰战 (1982-), 男, 副教授、硕导, 新能源汽车. E-mail: zhangbingzhan@hfut.edu.cn

1 传动轴总成模型

1.1 传动轴总成三维模型

传动轴总成主要由两端的万向节和中间的轴管组成。在 CATIA 软件中建立几何模型，如图 1 所示。

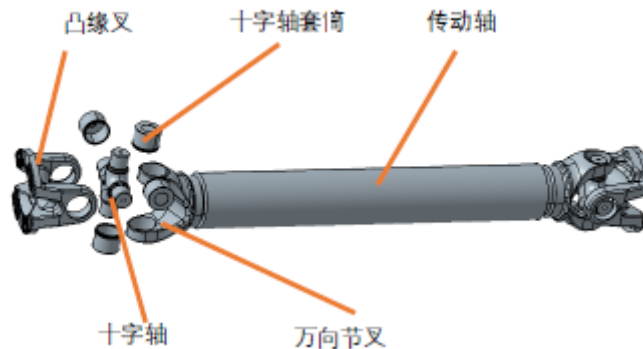


图 1 传动轴总成主要零件几何模型

Fig.1 Geometric model of main parts of transmission shaft assembly

1.2 传动轴总成有限元模型

在 CATIA 软件中建立的三维模型，导入到 Hypermesh 软件中建立有限元模型。建立有限元模型时，对三维模型进行必要的几何处理：三维模型中倒角、小型的垫片、及与有限元分析相关很小的组件进行忽略。在处理十字轴的轴承时把小型的几何特征清理掉，保留轴承的套筒。处理万向节叉和凸缘叉时，把叉耳与十字套筒相接触的耳孔表面的小凹槽进行清理。经过几何清理过的三维模型，在进行有限元模型的建立时，能够得到较高质量的网格。在保证计算精度的情况下对各部件的不同位置网格进行合理的分布，局部进行加密处理。文章采用四面体单元进行网格的划分，传动轴总成的有限元模型共包含 153260 个节点、700466 个单元，其有限元模型如图 2 所示。



图 2 传动轴总成有限元模型

Fig.2 Finite element model of transmission shaft assembly

2 OptiStruct 前处理

2.1 传动轴总成工况

传动轴的主要传递得力矩来源是发动机，力矩经过离合器和变速器传递到传动轴。在传动轴总成中，万向节是最容易出现故障问题的组件，通过理论计算得出万向节的载荷信息。传动轴一般计算三种工况载荷：1、按发动机最大转矩和一挡传动比来确定；2、按驱动轮打滑来确定；3、按日常平均使用转矩来确定。万向传动轴因布置位置不同，计算载荷也不同。本传动轴在变速器和驱动桥之间，采用前两种方法，计算载荷方法如下：

$$T_{se1}=\frac{k_dT_{emax}ki_1i_f\eta}{n}$$
$$T_{ss1}=\frac{G_2m_2'\varphi r_r}{i_0i_m\eta_m}$$

70 式中： k_d 为猛接离合器所产生的动载系数取 1， T_{emax} 为发动机最大扭矩取 2000Mn, k 为液力变矩器变矩系数取 1.2， i_1 为变速器一档传动比取 7.64, i_f 为分动器传动比取 6， η 为发动机到万向传动轴之间的传动效率取 95%， n 为驱动桥数取 2， G_2 为满载状态下一个驱动桥上的静载荷取 80000N， m_2' 为汽车最大加速度时的后桥负荷转移系数取 1.2, φ 为轮胎与路面的附着系数取 1.25， r_r 车轮滚动半径取 0.5m, i_m 为主减速器到车轮的传动比取 6， η_m 为主减速器到车轮的传动效率取 95%。把数据代入上式中得：

$$T_{se1}=\frac{1\times2000\times1.2\times7.64\times6\times95\%}{2}=52257\text{ N}\cdot\text{m}$$
$$T_{ss1}=\frac{80000\times1.2\times1.25\times0.5}{6.1\times0.2\times95\%}=51768\text{ N}\cdot\text{m}$$

75

对万向传动轴进行静强度计算时，计算载荷 T 取 T_{se1} 和 T_{ss1} 的最小值^[7]。

2.2 材料属性

80 在 Hypermesh 软件中建立各部件的材料和属性，其中所有部件均采用各向同性，根据合作厂商提供的材料，参考《汽车设计手册》和《机械设计手册》得到各零部件的材料属性如表 1 所示^[8]。

表 1 传动轴各零部件的材料属性
Tab.1 Material properties of each part of the transmission shaft

零部件	凸缘叉	十字轴	传动轴管	十字轴套筒	万向节叉
材料名称	40Cr	20CrMnTiH	B700QZR	20Cr	40Cr
屈服强度 /MPa	785	835	680	539	785
泊松比	0.28	0.25	0.3	0.3	0.288
弹性模量 /GPa	206	206	206	206	206

2.3 建立接触

85 在 Hypermesh 中进行 OptiStruct 前处理时，由于研究对象为传动轴总成，各个部件之间须通过设置正确的接触来满足分析要^[9]。从弹性学的方面来讲，两个弹性体物体发生接触且有力的作用就会有物体发生形变，因为只有当两个表面发生接触时才会有约束产生，而当两个接触的面分离时，就不存在约束作用了，所以这种约束是不连续的。在 Hypermesh 软件中进行 OptiStruct 前处理时，选择 Auto-Contact 接触工具，接触类型选择实体接触。因为有一部分零部件之间在有限元模型中相互之间存在间隙所以可以设定大约距离为 3,最大扭转角设定为 15，然后就可找到零部件之间的接触面，筛选所需要的接触对。这样就可以解决计算中收敛的问题。万向节的接触面如图 3 所示。

90

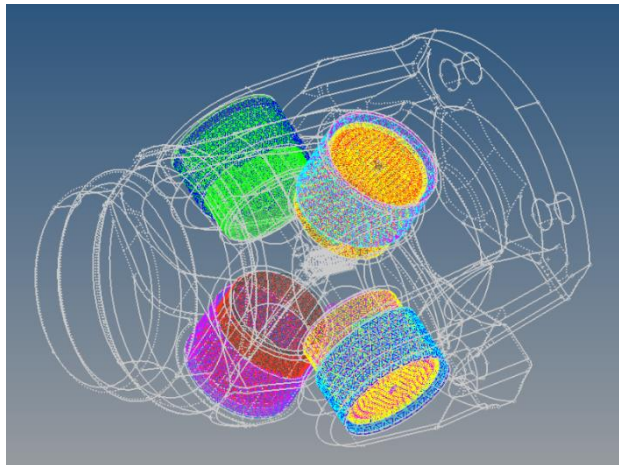


图3 万向节各零部件接触面

Fig.3 Contact surface of various parts of the universal joint

2.4 建立载荷与约束

在有限元模型中施加约束时, 固定传动轴总成的一端, 文章选择在凸缘叉的底部的四个孔处选择施加约束。首先在凸缘叉底面圆心处建立一个节点作为主节点, 选择四个孔内表面的所有节点作为从属节点, 然后建立一个刚性连接 (rbe2), 然后在刚性连接的主节点施加约束, 对主节点进行 6 个自由度全约束, 如图 4 所示。

载荷的施加点在传动轴的另一端, 与约束的施加方法相似, 首先在凸缘叉底面圆心处建立一个节点作为主节点, 选择四个孔内表面的所有节点作为从属节点, 然后建立一个刚性连接 (rbe2), 然后在刚性连接的主节点施加大小为 51768Nm 的扭矩, 如图 5 所示。

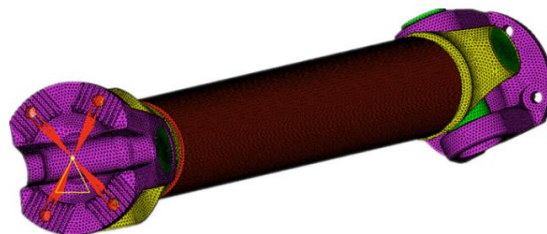


图4 施加约束

Fig.4 Added constraints



图5 施加载荷

Fig.5 Applied load

3 传动轴静力学计算及结果分析

对于传动轴总成所选择工况进行有限元分析计算, 得到了发动机最大扭矩和一挡传动比的各零部件的应力云图。

在此工况下传动轴各零部件的最大应力如表 2 所示。

表 2 万向节各零部件最大应力表

Tab.2 Maximum stress meter for each part of universal joint

零部件	凸缘叉	十字轴	万向节叉	十字轴套筒
屈服强度/MPa	785	835	680	539
最大应力/MPa	380	417	600	576
安全系数	2.07	2.00	1.13	0.94

115 表 2 中的结果可知,在发动机最大扭矩和一挡传动比时,凸缘叉和十字轴的安全系数均在 2 以上,万向节叉的安全系数为 1.13,十字轴套筒的安全系数为 0.94。十字轴套筒所受的最大应力为 576MPa,高于它本身的屈服强度极限,说明此十字轴套筒的设计存在明显的缺陷。所以在此工况下汽车运行十字轴套筒是最容易出现损坏的零件,单独通过改变结构来降低十字轴套筒所产生的应力是很难达到要求,所以必须更换十字轴套筒的材料,换成屈服强度在 748

120 MPa 以上的最佳。

十字轴最大应力出现在倒圆角处,如图 6 中 A 区域所示,原因是形状突变引起的应力集中^[10]。万向节叉和凸缘节叉的最大应力出现在与十字套筒相接触的耳孔处,如图 7 中 B 区域和图 8 中 C 区域所示。十字轴套筒的最大应力出现在与十字轴接触的内壁处,如图 9D 区域所示。

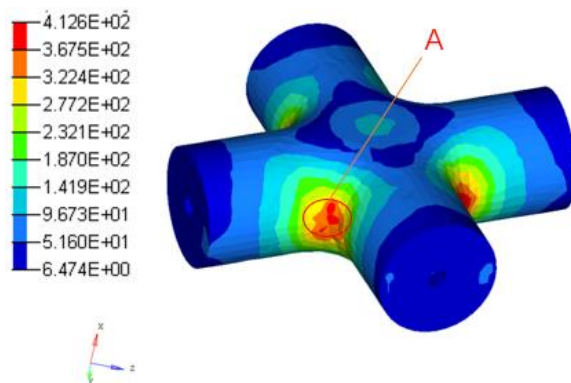


图 6 十字轴应力云图

Fig.6 Cross axis stress cloud map

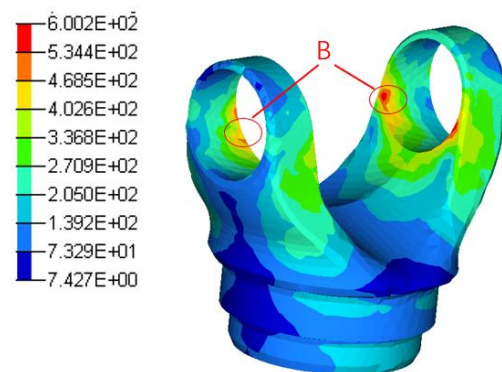


图 7 万向节叉应力云图

Fig.7 Universal joint stress cloud map

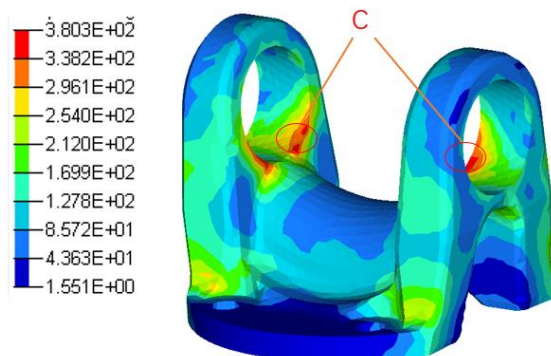


图 8 凸缘叉应力云图

Fig.8 Flange forked stress cloud map

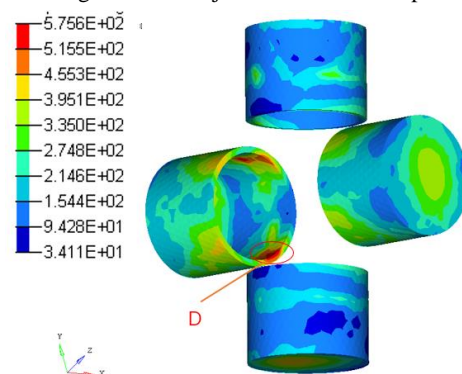


图 9 十字轴套筒应力云图

Fig.9 Cross axis sleeve stress cloud diagram

4 传动轴的设计优化

经过分析传动轴的十字轴套筒所受应力大于其屈服强度的极限，把材料换成 40Cr,再次经过仿真分析得到的结果满足设计要求。

由仿真结果可知，万向节叉所产生的应力最大，在万向节叉耳孔区域 B 处，应力达到 600MPa,比本身的屈服强度略小，但是仍然存在安全隐患，其安全系数没有达到设计时的要求。可以通过增加万向节叉耳孔与十字轴套筒的接触面积来增加减小此处所产生的应力值，从而达到设计要求。可以通过增加从 a 到 b 方向万向节叉耳孔的轴向深度来增加接触面积，如图 10 所示。

应力集中在 B 处，是应为内圆表面受力不均所致，靠近万向节叉轴心所受力矩大，是由于零件为弹性零件，受到力会发生形变，形变的大小与距离成正比，所以在同样的形变下靠近万向节叉轴线的部位受力更大，为了改变这种情况，如图 10 所示（图中为了便于观察把半径的变化画的较大），可以沿 a 到 b 方向 增加适量大小靠近轴线内圆的半径 R 的大小，使内圆表面受力均匀，改善应力集中情况。

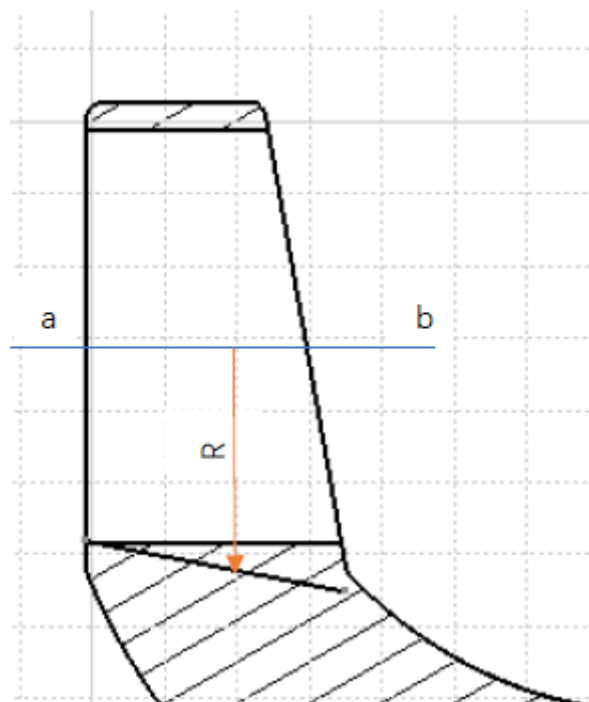


图 10 万向节叉局部视图

Fig.9 Universal joint partial view

5 结论

在机械结构设计时，有限元法是当今工程分析中应用最广泛的方法之一，基于 Hypermesh 有限元法与传统的分析方法相比具有快捷、准确、高效的鲜明特点。通过加大万向节叉与十字轴套筒的接触面积，改变万向节叉与十字轴套筒接触耳孔的直径，来降低万向节叉所产生受应力的大小。为了进得到更精确的传动轴设计缺陷，在条件允许的情况下可以

采集传动轴的实际载荷，对传动轴做疲劳寿命分析，进一步提高传动轴设计的质量。

[参考文献] (References)

- 150 [1] 刘永辉, 许超楠, 张秀明. 传动轴动平衡对其振动特性影响分析[J]. 汽车工程师, 2015, (12): 39-41.
- [2] 彭红星. 传动轴的有限元分析与设计优化[J]. 机械工程师, 2009, (12): 114-115.
- [3] 周驰, 彭钱磊, 丁炜琦. 汽车驱动桥主减速器支撑刚度的有限元分析[J]. 汽车工程, 2016, (8): 981-988.
- [4] Heng-yi YUAN. Based on Analysis of Finite Element Analysis of Automobile Transmission Shaft Comprehensive Optimization[J]. Applied Mechanics & Materials, 2014, 09(684): 341-346.
- [5] 管欣, 徐亮, 郭睿. 汽车动力系统分相建模研究[J]. 汽车工程, 2017, (3): 311-316.
- 155 [6] 李根. 某城市 SUV 扭转梁疲劳耐久优化设计[J]. 汽车工程, 2016, (9): 25-27.
- [7] 张炳力. 汽车设计[M]. 合肥: 合肥工业大学出版社, 2011.
- [8] 王伟, 王铁, 申晋宪. 从故障车辆看半挂车车架结构设计思路[J]. 专用汽车, 2011, (3): 63-64.
- [9] 张克鹏. 重型卡车传动轴强度仿真分析与实验分析[J]. 汽车工程, 2013, (7): 29-32.
- [10] 杨震立, 蓝盈照. 大型货车传动轴总成的强度分析及改进[J]. 机械设计与研究, 2013, 4(4): 56-61.