

基于 Workbench 变速器齿轮轴的疲劳分析

汤传军¹, 张健¹, 李健², 熊金胜²

(辽宁工业大学 汽车与交通工程学院, 辽宁 锦州 121001)

摘要: 使用 Catia 软件对齿轮轴进行实体模型, 通过 Workbench 软件的高效率模型导入功能实现了 Catia 和 Workbench 的联合仿真, 对齿轮轴进行静力学分析, 结果表明设计的齿轮轴能满足强度要求。获取了循环载荷谱和材料的 S-N 曲线, 对齿轮轴进行疲劳分析, 得到了齿轮轴的寿命、损伤及安全系数等相关参数。结果表明齿轮轴的疲劳寿命能满足设计要求, 为齿轮轴的结构设计及优化提供一定的参考依据。

关键词: 齿轮轴; Workbench; 静力学分析; 疲劳分析

中图分类号: U463.212 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-7988(2014)02-01-04

Fatigue analysis of transmission gear shaft based on Workbench

Tang Chuanjun¹, Zhang Jian¹, Li Jian², Xiong Jinsheng²

(Liaoning University of Technology, Liaoning Jinzhou 121001)

Abstract: A model of gear shaft is built by using Catia, co-simulation of the model in Catia and Workbench is made. The static analysis is done for gear shaft, the results show that the gear shaft designed can satisfy the intensity requirements. The cyclic load spectrum and S-N curve of material is obtained. Fatigue analysis is done for gear shaft. Life, damage, safety factor and correlative parameter of Gear shaft are got. The results show that the fatigue life of gear shaft meet the design requirement, which provides a good reference for the structure design and optimization of gear shaft.

Keywords: Gear shaft; Workbench; Static analysis; Fatigue analysis

CLC NO.: U463.212 **Document Code:** A **Article ID:** 1671-7988(2014)02-01-04

引言

齿轮轴是变速器行星传动系统中的重要部件之一, 承受循环载荷, 将扭矩从电机传递到行星轮系部分。齿轮轴在设计过程中要保证在最大载荷下有足够的强度, 因此对齿轮轴结构强度具有非常高的要求。然而疲劳破坏也是工程结构与机械失效的主

要原因之一, 引起疲劳失效的循环载荷的峰值远小于根据静态断裂分析预算出来的“安全”载荷^[1]。疲劳寿命是零部件的主要设计要求之一, 承受循环载荷的零部件的疲劳强度和寿命预测是许多汽车公司必须要解决的问题, 因此对齿轮轴进行疲劳分析具有重要的意义^[2]。

使用 Catia 软件建立齿轮轴的几何模型, 然后导入有限元软件 Workbench 中进行静力学分析。齿轮轴的应力最大位置即最有可能发生疲劳失效的位

作者简介: 汤传军, 硕士研究生, 就读于辽宁工业大学, 主要研究方向: 车辆现代检测技术。

置,应用 Ansys Fatigue Tool 疲劳分析工具计算疲劳耗用系数,利用 Workbench 计算出齿轮轴疲劳寿命。

1、齿轮轴的静力学分析

1.1 三维几何模型

齿轮轴是在变速器工作过程中传递扭矩的核心构件,因此对齿轮轴进行静力学分析,所以先使用 Catia 软件对齿轮轴进行三维实体建模,其实体模型如图 1 所示。



图 1 齿轮轴实体模型

1.2 齿轮轴材料参数

变速箱齿轮轴的材料为铬锰合金钢 20CrMnTi,其弹性模量为 $2.06 \times 10^5 \text{MPa}$,泊松比取值 0.3,密度为 $7.8 \times 10^{-9} \text{g/mm}^3$,在疲劳分析曲线的存活率为 90%的情况下,其循环次数与应力强度曲线如图 2 所示。

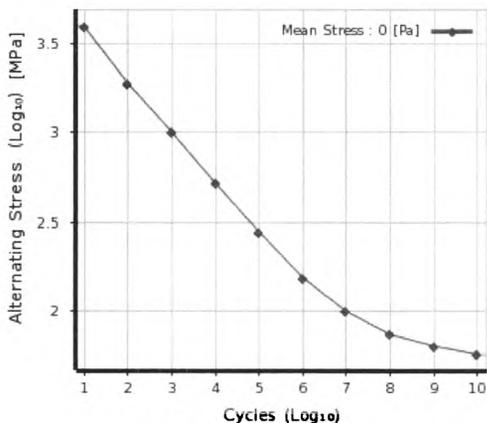


图 2 材料 20CrMnTi 的 S-N 曲线

1.3 网格划分

建好三维实体模型后,将 Catia 模型通过 stp 格式导入到 Workbench 后,并进行网格划分。在进行网格划分之前,先要考虑单元尺寸的大小。如果单元划分过大,则会减少计算时间,但是降低计算的精度;如果单元划分较小,可以提高精度,但需要大量的计算时间。因此经过权衡两者的关系后,设置单元尺寸的大小为 5 mm。采用自由网格划分,

对边界曲折处、应力变化大的区域应细分网格,对应力、变形变化平缓的区域不必细分网格^[3]。最终单元数为 297422,节点数为 211070,其有限元模型如图 3 所示。

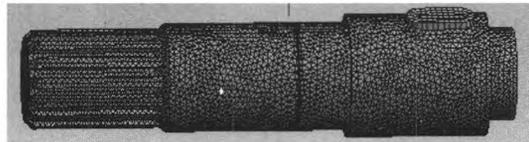


图 3 齿轮轴的有限元模型

1.4 约束和载荷

根据变速器齿轮轴的结构布置进行力学分析,对模型边界条件和载荷的施加同理论计算时的工况一样。在前后两端限制轴向位移,在轴上装轴承的部位,限制 UX、UY、UZ、RY、RZ 方向上的位移,使其只能在绕 x 轴进行旋转^[4]。

在进行施加载荷时,将电机输出作用在花键齿面上的转矩换算成压强施加在每个花键齿的侧面作为动力输入,方向为同一顺时针方向,根据理论计算,每个面上的压强为 8.4Mpa;将作用在矩形花键的反作用力施加矩形花键面上的一侧^[5],将反作用力换算成压强,压强 P 由式(1)求得:

$$P = \frac{M}{rS} \quad (1)$$

$$P = \frac{M}{rS} \quad (1)$$

其中: M 为齿轮轴的输出转矩 N.m;

S 为花键一侧的面积 mm^2 ;

r 为为键槽中心线距齿轮轴轴线的距离 mm。

其约束与载荷的施加如图 4 所示。



图 4 约束与载荷的施加

对齿轮轴有限元模型进行静力学计算求解,等效应力如图 5 所示。由图 5 可知,最大应力出现在花键槽部位,最大应力值为 132.25MPa,查机械手册可知电动汽车用变速器轴的许用应力 $[\sigma]$ 为 400MPa,故从静应力角度分析,变速器齿轮轴结构

强度有余量，结构设计安全。



图5 等效应力图

2、疲劳分析

2.1 载荷谱设计

齿轮轴是一个重复旋转的过程，因此，花键面的接触应力是随时间发生变化。当靠近接触点时，从最小值 0 增大到最大值；当远离接触点时，又从最大值减少到最小值 0，其循环载荷如图 6 所示。

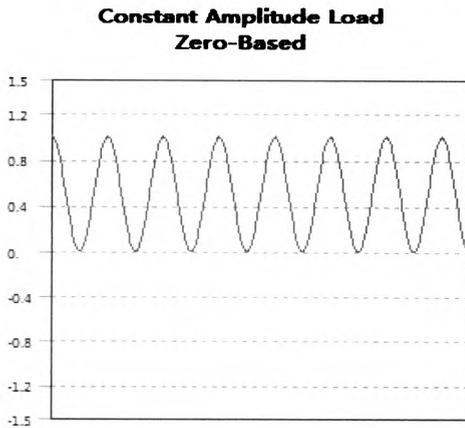


图6 循环载荷图

2.2 疲劳强度的影响因素

材料疲劳数据的试验都是由光滑试样得出的，因此零件的疲劳强度参数及材料的疲劳强度参数有较大差别。影响机械零件疲劳强度的主要因素包括尺寸效应、缺口效应、表面加工方法、平均应力等^[6]。

当材料 S-N 曲线的斜线部分用式 (2) 表示时：

$$K_D = \frac{K_S}{\epsilon\beta} \lg N = \lg C - m \lg \sigma \quad (2)$$

式中：C、m—材料常数。

材料 S-N 曲线斜线部分的表达式为式 (3)，即将材料 S-N 曲线向下平移 $\lg K_D$ 。

$$\lg N = \lg C - m \lg (K_D \sigma) \quad (3)$$

$$K_D = \frac{K_S}{\epsilon\beta} \quad (4)$$

式中： K_D —强度降低系数；

K_S —疲劳缺口系数；

ϵ —尺寸系数；

β —表面加工系数。

平均应力对疲劳寿命有较大影响，如压缩平均应力会使疲劳强度与寿命增加、拉伸平均应力会使疲劳强度与寿命降低等。平均应力修正理论主要有 SN-None、Goodman、Soderberg 和 Gerber 理论四种，其中 Goodman 理论在疲劳设计中应用比较广泛，符合齿轮轴疲劳分析的平均应力修正，故采用 Goodman 理论对齿轮轴平均应力进行修正，其平均应力修正图如图 7 所示。

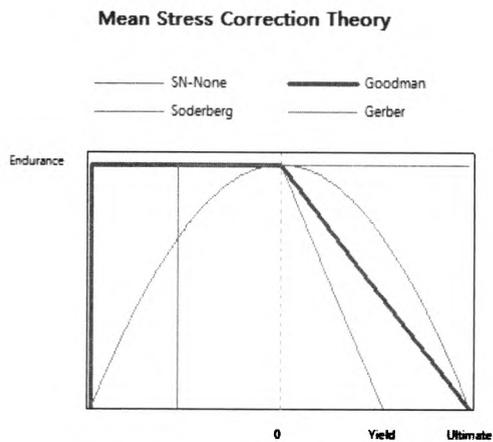


图7 Goodman 平均应力修正图

2.3 疲劳分析及其结果

当齿轮轴在循环载荷作用下，齿轮轴花键槽部位容易产生疲劳失效。由于 ANSYS Fatigue Tool 疲劳分析功能比较简单，只能计算出在指定循环次数下的疲劳耗用系数。因此在静力学分析的基础上，用 ANSYS Workbench 计算出齿轮轴的疲劳寿命。选择 Goodman 作为平均应力修正理论，设计寿命为 $1e7$ 循环次数。相关参数输入后，开始计算零件

的疲劳寿命,得到齿轮轴的寿命、损伤、安全系数和疲劳敏感性等相关结果^[7]。

寿命(Life)是由于疲劳作用直到失效的循环次数,因为输入的是载荷谱,其数值表示在该载荷谱所能循环的次数。材料的S-N曲线上的最大寿命为 $1e10$ 循环次数,所以寿命的最大值默认为 $1e10$ 循环次数,零件寿命如图8所示。

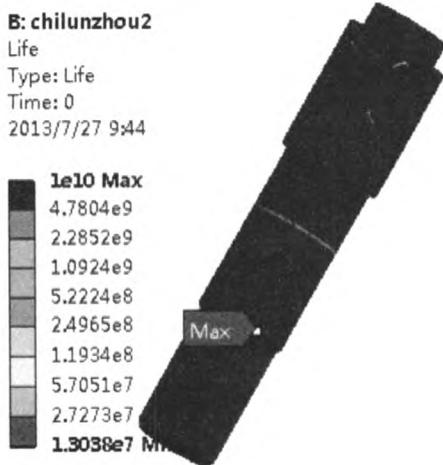


图8 寿命

损伤(Damage)就是设计寿命与可用寿命的比值。当损伤数值小于1时,说明不会产生疲劳破坏;当损伤数值大于1时,说明产生疲劳破坏。由图9零件损伤可知损伤的最大值为0.76701,说明齿轮轴在该设计寿命下不会产生疲劳破坏。

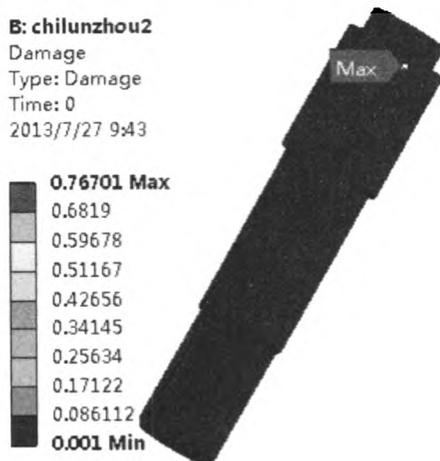


图9 损伤

安全系数(Safety Factor)是零件所用材料的失效应力与设计应力的比值,安全系数如图10所示。当安全系数大于1时,才能满足设计要求。从图10中可以得知安全系数的最小值为1.0306,因此齿轮

轴的安全系数满足设计要求。



图10 安全系数

3、结论

(1) 使用 Ansys Workbench 对齿轮轴进行静力学分析,分析结果表明变速器齿轮轴的最大等效应力值为 132.25MPa ,远小于变速器轴的许用应力 $[\sigma]$ 为 400MPa ,因此满足强度设计要求。

(2) 在静力学分析的基础上,对齿轮轴进行疲劳寿命分析,获得了齿轮轴寿命、损伤、安全系数及疲劳敏感曲线等结果,从而获得了齿轮轴应力集中与疲劳损伤均发生花键槽的边缘。齿轮轴疲劳寿命及损伤仿真验证了其疲劳寿命符合设计要求,为齿轮轴的结构设计及优化提供一定的参考依据。

参考文献

- [1] 周传月,郑红霞,罗慧强.MSC.Fatigue 疲劳分析应用与实例[M].北京:科学出版社,2005.
- [2] 孔振海,王良模,荣如松,王国林,宋怀兰.基于HyperWorks的某轻型汽车前桥有限元分析及疲劳寿命预测[J].机械设计与制造,2013.2(2):1~4.
- [3] 王碧石,孙黎,王春秀.风力发电机齿轮箱扭力轴的疲劳分析[J].机械设计与制造,2009.9(9):1~3.
- [4] 吴胜军,徐有良.轻型汽车变速箱第一轴的疲劳分析[J].机械设计与制造,2008.8(5):1~2.
- [5] 吴胜军,徐有良.基于ANSYS汽车变速箱主轴的疲劳分析[J].拖拉机与农用运输车,2008.10(5).
- [6] 李先锋,杨建伟,贾志绚.基于Workbench车辆减振器弹簧盘的疲劳分析[J].北京建筑工程学院学报,2012.6(2):3~4.
- [7] 姚卫星.结构疲劳分析[M].北京:国防工业出版社,2003.

基于Workbench变速器齿轮轴的疲劳分析

作者: [汤传军](#), [张键](#), [李健](#), [熊金胜](#), [Tang Chuanjun](#), [Zhang Jian](#), [Li Jian](#), [Xiong Jinsheng](#)
作者单位: [辽宁工业大学汽车与交通工程学院, 辽宁锦州, 121001](#)
刊名: [汽车实用技术](#)
英文刊名: [Automobile Technology](#)
年, 卷(期): 2014(2)

本文链接: http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical_qcsyjs201402002.aspx