

差速器半轴齿断齿原因分析与结构改进

■ 四川化工职业技术学院 （泸州 646005） 李林鑫 银 强 任小鸿

摘要：本文针对差速器半轴齿断齿故障，对其进行了物理性能检测、金相检测和有限元（ANSYS）分析，找出了断齿原因，对齿轮进行了重新设计修改，再次通过有限元分析验证定型，交与用户试用后，产品性能符合使用要求。

差速器是体现汽车性能的关键部件之一，通用汽车集团曾因差速器存在安全缺陷，在全球范围内召回30余万辆汽车。半轴齿是差速器的核心零件，其具有重合度大、传动平稳性好及承载能力大等特点。半轴齿因设计、制造及过载等原因，可能出现接触疲劳、磨损与胶合及断齿等故障，当这些故障出现时将导致差速器失效，汽车无法正常行驶，甚至出现安全事故。目前对于差速器齿轮的故障的研究较少，特别是结合金相检测和有限元分析的文献还未见系统报道。为此，本文结合工厂实例分析半轴齿失效原因并对其改进，提升产品质量，达到用户使用要求。

1. 某半轴齿制造工艺与失效形式

某差速器半轴齿轮结构设计如图1所示，该齿轮零件通过“下料→磨外圆→车锥度→加热→温锻→正火处理→抛丸处理→磷化/皂化处理→冷校→钻孔→粗车背锥→切边→精车背锥→精车内孔端面倒角→拉花键→渗碳淬火→抛丸处理→精车轴颈平面→产品终验→清洗涂油→包装”工艺制造生产。该

半轴齿轮材料为20CrMnTiH，符合GB/T 5216—2004标准，其化学成分如表1所示。

通过上述工艺生产出的半轴

齿轮如图2a所示，将其交予用户使用后，用户反馈有部分齿轮出现失效，其中较典型的失效齿轮见图2b、图2c所示。从图2b、图

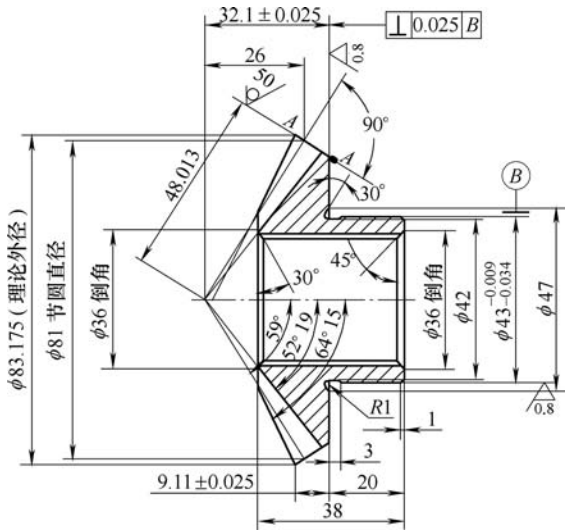


图1 半轴齿轮零件图



(a) 产品图



(b) 失效齿轮图1



(c) 失效齿轮图2

图2 半轴齿轮实物图

表1 齿轮材料化学成分表

GB/T 5216—2004	化学成分（质量分数）（%）				
	C	Sr	Mn	Cr	Ti
20CrMnTiH	0.17~0.23	0.17~0.37	0.8~1.15	1.00~1.35	0.04~0.10
	硬度要求	退火或高温回火后的硬度不大于218HBW			

2c中可以判断该失效形式为断齿失效，是齿轮最严重的失效形式，失效后差速器不能实现差速，容易发生事故造成人员伤害。

2. 失效原因分析

(1) 金相分析。本文对失效齿轮进行了热处理效果检测，数据如表2所示，该齿轮热处理符合产品技术要求。

为了准确判断断齿原因，本文还对端口进行了金相观察，如图3所示，从图3a、图3b中可以看出，该断口未见疲劳破坏。轮齿断口无宏观可见的塑性变形，放射区占断口的很大部分，微观主要为沿解理面的穿晶断裂，在图3c中可以判断出断口形貌为准解理+撕裂。上述分析表明，该齿轮未见疲劳断裂特征，为一次性断裂，断齿不是因为疲劳强度不足而断齿，无初始裂纹，齿面没有折叠，从而可以判断断齿是因为过载造成的，即齿轮强度不足造成断齿。

(2) 故障再现实验及强度校核。在分析了制造过程与半轴齿轮强度有关的数据都合理的情况下，本文通过故障再现的结果

进行分析计算，验证设计强度是否满足相关要求。驱动桥总成静扭实验的后备系数 $K_k=2.21$ ；满足QC/T 534—1999驱动桥总成静扭强度后备系数 $K_k>1.8$ ；实验结果为半轴齿轮断裂，而非半轴。根据驱动桥设计原则，驱动桥传动系统中的薄弱环节应是半轴。实验结果显示半轴齿轮破坏时候的输入转矩1 670 N·m，此时差速器壳的转矩为 $1\ 670 \times 38/9 = 7\ 051.11$ (N·m)，半轴齿轮承受的转矩为 $7\ 051.11/2 = 3\ 525.56$ (N·m)。根据设计经验普通的圆锥行星齿轮式差速器的转矩分配系数 $\varepsilon=0.55 \sim 0.6$ ，取 $\varepsilon=0.6$ ，则半轴齿轮实际能承受最大转矩为 $754 \times 38/9 \times 0.6 = 1\ 910.33$ (N·m)，那么半轴齿轮的后备系数为 $3\ 525.56/1\ 910.33 = 1.85$ 。查阅汽车行业标准QC/T 29108—1993，汽车驱动桥差速器行星、半轴齿轮质量分等要求合格品、一等品强度储备系数应 ≥ 2.5 ，因此，可得出造成半轴齿轮强度不足的根本原因在于设计强度不足。

(3) 结构改进及有限元分析。按驱动桥设计原则最薄弱的

部件为半轴，根据与该齿轮相配合的半轴的静扭实验破坏的最大转矩后备系数2.63，那么更改结构后的半轴齿轮的后备系数至少要大于2.63，为了保证齿轮强度后备系数有一定的富余量，因此设计优化时半轴齿轮强度后备系数取 $K=3$ ，半轴齿轮承受转矩为 $2\ 387.676 \times 3 = 7\ 162$ (N·m)，此时行星齿轮承受的转矩为 $7\ 162 \times 25/40 = 4\ 476.25$ (N·m)。半轴齿轮有限元分析承受的转矩为7 162 N·m时，最大应力 <980 MPa。

本文采用ANSYS分析了半轴齿轮的受力情况，其结果如图4所示，其有限元分析得到的应力集中点和故障件的破坏点位置相同。结合图5所示啮合区位置模拟示意图和红丹粉检测图可以看出，应力集中点和啮合区处于同一区域，导致齿轮承载能力差。

为了提高齿轮强度，本文对齿轮结构进行了改进，如图6所示，在轮齿上下端增加了加强筋结构，并取图6中所示X、Y为控制尺寸，其有限元分析结果如图7所示。

当小端加强筋直径 $X < 44.2$ mm，大端加强筋厚度 $Y > 14.1$ mm时，应力点集中在大端齿顶和小端平面与面锥相交处；



(a) 起裂区低倍照

(b) 起裂区低倍照

(c) 起裂区高倍SEM照

图3 齿轮断口微观组织图

表2 失效齿轮热处理状态检测数据

	表面硬度 HRC	心部硬度 HRC	渗碳层深 /mm	碳化物 等级	心部组织	马氏+残奥
产品要求	58~64	33~48	0.9~1.2	1~4级	1~4级	1~5级
检测数据	61	43	1.05	1级	1级	3+2级

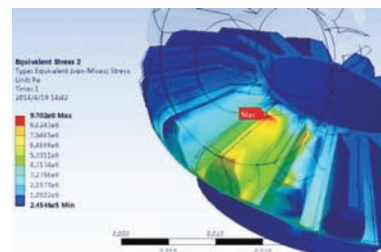


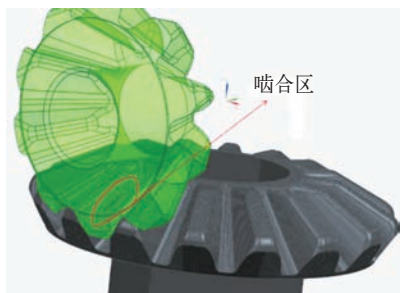
图4 半轴齿轮有限元分析结果

当小端加强筋直径 $X=44.2\text{mm}$ 、 $Y=14.1\text{mm}$ 时，小端平面与面锥相交处（故障件破坏点）的应力点消失，只存在大端齿顶处的应力点，此时半轴齿轮承受的转矩值为 $7\ 162\text{N}\cdot\text{m}$ （按设计优化设定

的目标加载的转矩），这时的最大应力点的应力值为 592.9MPa ，小于 980MPa ，有一定的强度富余量，为了保证强度有足够的富余、便于加工，在材料尽量少的情况下， X 取 $(44.4\pm 0.1)\text{mm}$ ，

Y 取 $(13.9\pm 0.1)\text{mm}$ 。

（4）改进后的齿轮效果验证。改进后的齿轮产品如图8所示，经用户使用后，在服役期内未出现轮齿断裂失效现象，产品达到用户使用要求。

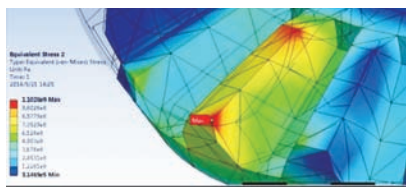


(a) 示意图

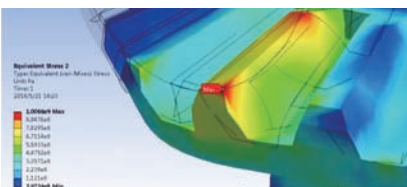


(b) 红丹粉检测图

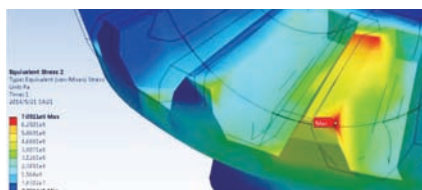
图5 啮合区示意图和红丹检测图



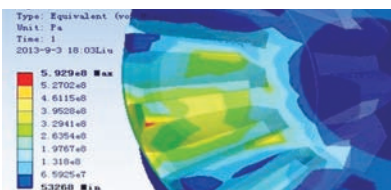
(a) $X=41.2$ 、 $Y=14.55$



(b) $X=42.2$ 、 $Y=14.4$



(c) $X=43.2$ 、 $Y=14.25$



(d) $X=42.2$ 、 $Y=14.1$

图7 不同参数齿轮有限元分析结果

3. 结语

（1）建立仿真模型，设定变量，将模型通过有限元分析，分析得到结果与实验结果基本一致，用于开发新产品时，作强度理论分析，可缩短开发时间，减少实验浪费，提高一次开发成功率。

（2）采用有限元分析验证齿轮设计，能有效地保证半轴齿轮设计强度，避免了变速器因此而产生故障，为今后正确设计、制造汽车变速器具有重要意义。

参考文献：

- [1] 贾巨民，张学玲，高波. 变转矩限滑差速器非圆锥齿轮结构强度分析[J]. 机械设计，2016，（4）：54-59.
- [2] 端木萍萍. 某差速器齿轮的动态啮合分析与疲劳寿命研究[D]. 南京：南京理工大学，2014.
- [3] 杨仁华. 基于ANSYS的差速器壳体仿真分析[J]. 中国西部科技，2013（12）：1-2.
- [4] 陈珂，殷国富，汪永超. 汽车后桥差速器齿轮结构设计优化研

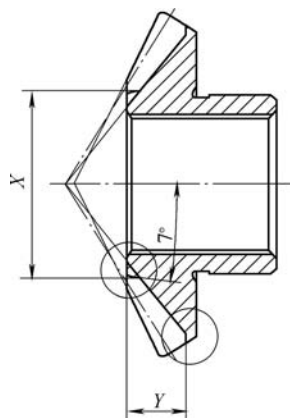


图6 齿轮改进后齿轮零件



图8 改进后的齿轮实物图

究[J]. 机械传动，2008，04：23-24.

- [5] 董伟. 半浮式半轴断裂失效的ANSYS分析[J]. 机电工程技术，2012（11）：17-20.
- [6] 肖泽艳. 轿车差速器参数化设计与有限元分析[D]. 武汉：武汉理工大学，2011.
- [7] 张学玲，贾巨民，高波. 非圆锥齿轮限滑差速器结构性能仿真及优化设计[J]. 机械科学与技术，2016（7）：1048-1053.

MW（收稿日期：20170423）