

重型自卸车推力杆支座 仿真分析与优化

肖亮, 张德坤, 周蓓蓓

重汽(济南)传动轴有限公司 济南 250220

摘要: 推力杆安装在重型汽车上, 用于传递制动力、牵引力和对应力矩。针对推力杆支座断裂问题, 建立了支座三维模型, 使用仿真软件Creo Simulate仿真分析了断裂产生的位置, 并进行了结构改进, 对改进后支座进行仿真。结果表明, 应力最大值减小为516MPa, 安全系数为1.80, 满足设计要求。

关键词: 推力杆支座; 断裂仿真; 结构优化; Creo Simulate

推力杆是重型汽车悬架系统的重要组成部分, 它不仅承担着保证车桥相对位置稳定的任务, 还承担着传递制动力矩和牵引力矩的重任。连接着车桥与推力杆的支座, 更是承受了全部的力矩, 这就要求推力杆支座必须具有足够的强度^[1, 2]。而作为货运主力的重型汽车, 支座断裂会导致前后车桥位置发生移位, 产生安全事故, 所以必须保证其安全可靠。

董世运等^[3]为了解决某重型汽车在正常行驶过程中的发动机曲轴断裂问题, 通过对发动机曲轴断裂处进行硬度测试、金相组织检查及断口宏微观观察等综合分析, 得出了在弯矩和扭矩的共同作用下, 裂纹从曲轴轴径油孔下方过渡圆角处等应力集中区域开始萌生, 并沿与轴径约呈45°的方向扩展, 最终导致曲轴断裂失效的断裂规律。

李亚智^[4]研究了金属结构断裂的问题, 通过对金属

结构断裂分析, 建立累积应变损伤模型, 将Iosipescu剪切强度试验方法推广到剪切疲劳, 并提出了一种金属结构剩余强度估算方法, 可以根据裂纹尺寸确定出线弹性断裂强度和净截面屈服强度。

冯国胜等^[5]为了研究某矿用三轴重载自卸车推力杆断裂的问题, 利用有限元分析软件Abaqus对推力杆进行了强度分析、模态分析和屈曲分析, 找出了故障车辆推力杆裂纹过早出现的原因, 并给出了推力杆改进设计的方法。

牛晓钦等^[6]分析推力杆支座的优缺点, 建立两种推力杆支座三维模型, 通过Hypermesh、Hyperworks等仿真软件推力杆支座受力状况进行有限元分析模拟, 通过结构改进新结构推力杆支座容易加工、装配, 且使得受力状况得到改善。

推力杆及支座结构

重型汽车平衡悬架是汽车不可替代的组成部分，能够保证两车桥之间载荷的均衡，提高汽车轮胎的抓地力，这关乎汽车的安全性能。但是，平衡悬架所传递的力只局限在竖直和侧向方向，牵引力和制动力无法有效传递。推力杆正是肩负了这样一个重要作用，支座作为推力杆与车桥之间的连接部分，是重要的受力部位。其受力主要为从杆体传递过来的剪切力，由凸台承受，断裂模式主要是凸台内螺纹孔底部所在水平面位置发生撕裂。推力杆由推力杆直球座、推力杆上球座、套管、球面销总成、橡胶衬套总成和弹性挡圈组成，其中橡胶衬套总成由橡胶和销轴构成。

有限元建模及仿真分析

1.静力分析

通过Creo建立推力杆支座三维模型，并使用Creo Simulate进行有限元分析。推力杆支座通过螺栓安装在车桥上，因此需在4个螺栓孔增加约束。为了简化模型，假设所有约束螺栓的材料、尺寸、预紧力都相同，且不会发生衰减，假设施加载荷后所有约束仍为平面。采用四面体实体网格，材料设置为40Cr，根据前期路试结果，整车额定载荷为40t时，支座受力的最大值为100kN。

使用Creo Simulate进行有限元分析，得到结果如图1所示，应力区域为凸台下半部分及台阶与支座上平面的过渡区域，其中应力最大值为989MPa，超过了材料的屈服强度。而最大值位于螺纹底端，与实际断裂位置相同，证明了所建立模型的准确性。

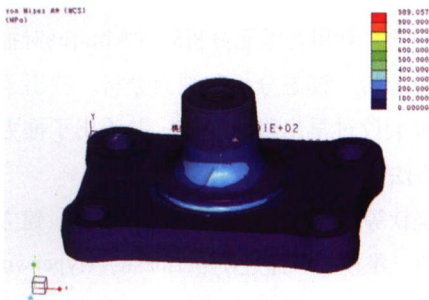


图1 断裂位置仿真结果

2.模态分析

为了研究振动对推力杆支座产生影响，对支座进行

模态分析。1阶频率为0.12Hz，20阶频率为43.01Hz，而支座的5~10阶频率范围为5.02~13.56Hz，这可能与汽车受到路面作用而产生的激振频率发生共振，从而使得支座损坏更加严重，因此需要加强支座的刚度。

三维模型改进

材料采用强度更高的42CrMo，同时对支座圆台厚度进行增大，以分散应力，减少应力集中，可以缩小应力最大值。将圆台上平面的直径增加2mm，其他结构不变，仿真结果如图2所示，应力最大值减小为748MPa，并由螺纹底部位置，变为底部台阶与底板过渡处，安全系数变为1.24。

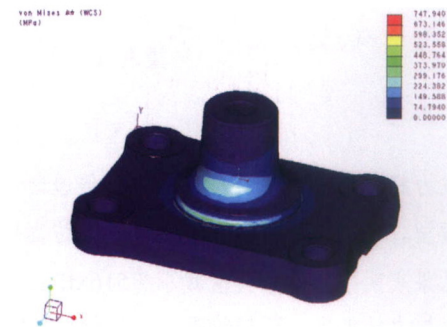


图2 圆台直径增加后仿真结果

为了进一步减小最大应力，对应力最大处进行结构改进，将底部台阶与底板过渡处的圆弧半径改为R5mm，仿真结果如图3所示，应力最大值变为圆台中部区域，应力最大值减小为573MPa，安全系数为1.62。但由于加厚了圆台，使得质量由4.33kg增加为4.43kg，这不符合当前汽车轻量化的要求，因此需要减重。

为了减小支座质量，使其比改进前更轻，将圆台内部螺纹孔变为沉头孔，孔深增加至65mm，仿真结果如图4所示。从图中可以看出，应力最大值进一步减小为516MPa，安全系数为1.80，符合设计要求。同时质量减小为4.32kg，满足轻量化要求。



图3 改动圆弧后仿真结果

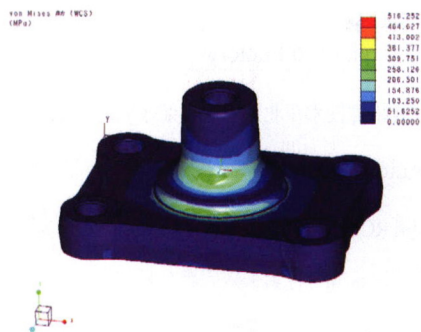


图4 轻量化后仿真结果

结语

针对重型汽车推力杆支座断裂问题，研究了支座的断裂问题，对断裂位置进行了仿真，证明了所建立模型的准确性，然后对支座结构进行改进，使安全系数系数达到了1.80，解决了断裂问题。

一名专业的工程技术人员，在进行设计工作时，不能简单地凭经验来判断，这样会产生极大的质量风险，导致后期维护成本翻倍，会浪费大量的人力、物力、财力，因此，这种通过仿真获得最佳设计、改进方案的方式，对产品设计和改进具有重要的意义。同时能大幅降低前期试验试错所带来的成本压力，减少

实验次数，缩短开发周期。

参考文献：

[1] 陶义，王宗彦，吴淑芳，等. 基于TRIZ矛盾分析法
的重型卡车弹簧支架轻量化设计研究[J]. 机械设计与
制造，2015（3）：188-191.
[2] 江金鱼，胡小文. 推力杆安装板开裂分析与改进设计[J]. 湖北理工学院学报，2015，31（6）：8-11.
[3] 董世运，石常亮，徐滨士，等. 重型汽车发动机曲
轴断裂分析[J]. 失效分析与预防，2009，4（3）：
138-142.
[4] 李亚智. 飞机结构疲劳和断裂分析中若干问题的研究
[D]. 西北工业大学，2003.
[5] 冯国胜，贾素梅，林昊，等. 55t重型自卸车平衡悬
架用推力杆断裂分析[J]. 石家庄铁道大学学报：自
然科学版，2013，26（4）：43-46.
[6] 牛晓钦，夏旭东，吕振伟. 25吨汽车起重机底盘推
力杆支座的优化改进[A]. 河南省汽车工程科技学术
研讨会论文集[C]. 河南省汽车工程协会，2014.

AUTO1950

（上接第56页）

4.行星齿轮和半轴齿轮运转卡滞

行星齿轮和半轴齿轮在装配时会因为间隙调整及制造精度等问题导致运行不顺畅，此时强行运转会加大行星齿轮和轴之间的挤压应力。如果此状态下工作将破坏工作表面油膜，损伤接触面，导致升温迅速引起配合件退火损坏失效。

改善措施

综上，通过对失效表现及原因的综合分析，行星齿轮轴的失效以及差速器的失效是相关联的，起因具有多样性，从设计、制造到使用环节都有影响。

- 1) 设计改进时减小行星齿轮和轴之间的应力，在差速器壳体允许的情况下增加行星齿轮轴径，增加配合长度来减少应力水平。
- 2) 行星齿轮轴在选材和处理工艺上进行改善，提升配合部位的耐磨性能。
- 3) 改善润滑条件，使工作表面更容易接触齿轮油或利于齿轮油的留存。
- 4) 行星半轴齿轮装配调整时要运转顺畅。需要控

制相关零部件的尺寸精度如差速器壳体的球面精度，行星齿轮轴孔精度等，装配时检验行星半轴齿轮转动扭矩加以控制。

- 5) 控制整桥清洁度，减少加工、运输过程杂质的进入，保持整桥清洁。
- 6) 整桥注入齿轮油加载运转后油放出，可减少驱动桥内磨屑存在。
- 7) 驱动桥使用过程中要按要求进行保养换油。

结语

汽车差速器是驱动桥内关键部件，其失效会引发一些问题甚至影响安全。通过对行星齿轮轴失效分析及试验研究能够找到引起问题的原因，通过改进措施的实施和市场验证，失效比率大幅度下降；通过研究改善可以有效降低驱动桥此类问题的发生，提升驱动桥可靠性满足用户和市场的需求。

参考文献：

[1] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京：清华大学出版社，2001.

AUTO1950