# 纯电动轻型货车减速器壳体断裂失效分析与结构优化

邓玉斌[1]，刘祥环[1]，黎超[1]，谢立湘[1]，王林龙[1]，袁仲谋[1]，尹梦杰[2]

1.株洲齿轮有限责任公司　湖南株洲　412000

2.中联重科股份有限公司　湖南长沙　410006

**摘要**：某纯电动轻型货车壳体路试过程出现断裂失效现象。以断裂壳体为研究对象，分析材质和断裂纹确定断裂源，应用有限元方法计算断裂工况下壳体应力、应变分布，结合强度理论分析，得到最大应力处与断裂源保持一致，基于有效模型提出优化方案，通过分析和台架验证，壳体满足强度要求。

**关键词**：纯电动；壳体；强度理论；有限元静力学分析；开裂；优化

壳体作为减速器的重要零件，壳体的作用是将减速器内的齿轮、轴承、轴及差速器等零件组装成一个整体，保证各个零件的平稳运行。同时还与电动机、悬置等整车部件连接，保证整车动力的持续传递。壳体在工作中承受了复杂的载荷力，内有扭矩输入，经齿轴产生轴承对壳体的载荷力；外有整车加速或制动时总成引起的惯性力与冲击[1]。强度设计不足容易会导致局部裂纹，刚度不足影响传动稳定性、精确性，从而降低减速器的动态性能和寿命[2]。凭经验设计的壳体体积大、结构笨重，极易出现局部裂纹，优化需要与试验反复迭代。王雄等对某变速器壳体失效原因分析与优化，利用有限元手段能准确分析出悬置失效原因[3]；宋起龙介绍了各轴承空位载荷的大小及加载方式，利用Altair公司的有限元软件Hypermesh对变速器壳体进行了强度分析，获得了应力及位移集中位置，为后续方案定型提供了指导[4]。张世宝等对轻型货车变速器壳体的有限元分析与优化研究，通过变速器壳体轴承安装孔施加三向力分析，获得了与试验一致的产品失效结果[5]。以上证明有限元分析方法是壳体强度分析的有效方法，并能为优化提供方向。

本文将对断裂壳体进行分析，通过材质分析和断裂纹分析，确定壳体断裂性质为过载，研究壳体的作用载荷力，利用有限元软件分析计算壳体的应力、位移[6]，结合强度理论进行力学分析，壳体断裂源与最大应力区相吻合，基于准确的有限元模型优化结构满足准则要求，壳体通过台架试验。

## 断裂纹分析

### 1.外观检查

某纯电动轻型货车减速器壳体在进行路试试验时出现壳体断裂，经目视检查，壳体外观大部分表面（毛坯面）呈浅灰色，部分表面（机加工面）呈金属色，断裂位置为减速器后壳差速器轴承孔处，沿内孔向断裂掉块，如图1所示，且内孔处表面可见明显的挤压痕迹，宏观未见腐蚀和裂纹形貌，如图2所示。

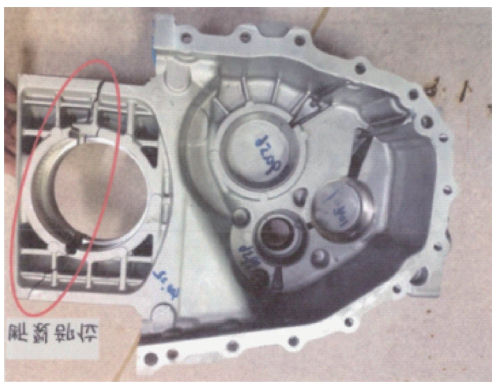


图1　断裂壳体




图2　断裂部位内孔表面接触痕迹

### 2.断口分析

观察断面形貌，均呈浅灰色，且可见明显的撕裂楞线，根据愣线收敛方向判断，断裂均起始于靠孔一侧，起始部位未见击打及碰磨痕迹，如图3所示。经扫描电境进行断口观察，断裂均起始于靠内孔一侧表面，起始部位未见冶金缺陷，断面微观形貌为准解理+少量韧窝[7]，如图4所示，为该类材料典型的过载断裂特征。

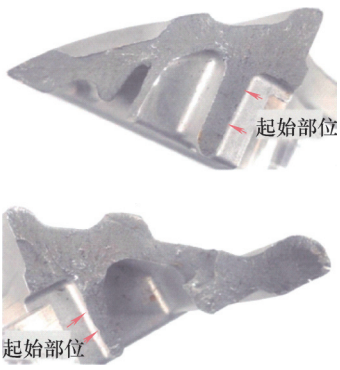



图3　断口宏观形貌

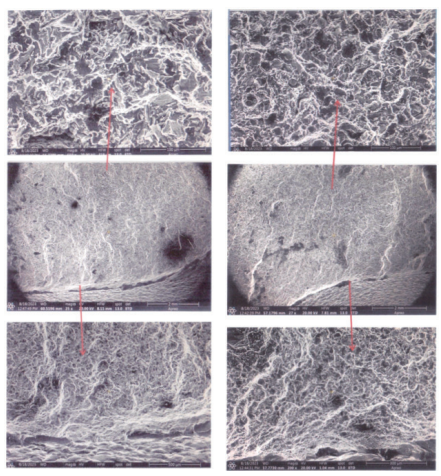


图4　上、下断口微观形貌

### 3.金相检查

在断裂部位附近取样进行金相剖切检查，壳体显微组织α（Al）+（α+Si）共晶，共晶硅呈条块状，未见晶界加粗、三角晶界和复熔球等过烧组织特征，显微组织正常，如图5所示，同时进行化学成分分析，该壳体成分符合JIS—H5302—2006中的ADC12要求，分析结果见表1。

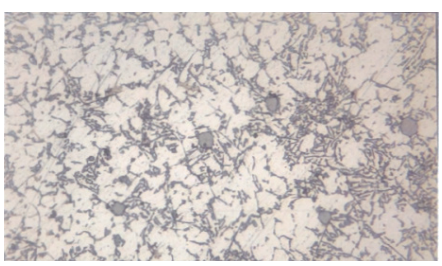


图5　显微组织

表1　试验合金的化学成分　（质量分数：%）

| 元素 | Si | Mg | Cu | Fe | Mn | Zn | Ti | Pb | Al |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 分析结果 | 10.44 | 0.09 | 1.97 | 1.04 | 0.18 | 0.60 | 0.03 | 0.05 | 余 |
| JIS—H5302—2006中的ADC12 | 9.6～12.0 | ≤0.3 | 1.5~3.5 | ≤1.3 | ≤0.5 | ≤1.0 | ≤0.3 | | 基体 |

### 4.硬度测试

在断裂部位附件取样进行宏观硬度测试，该壳体硬度为92.8HB，符合要求（75～105HB）。

综上，该减速器总成断裂性质为过载；壳体材质及冶金质量符合图样要求。

## 有限元分析

### 1.有限元模型建立

为保证分析结果与实际更加贴近，缩减计算时长，分析模型包括断裂壳体、轴承外圈、桥壳三部分，利用creo软件对三维实体进行造型建模，如图6所示，并通过有限元软件划分网格，螺栓连接区域均简化绑定连接，壳体与轴承外圈摩擦接触连接，约束桥壳两端安装处。

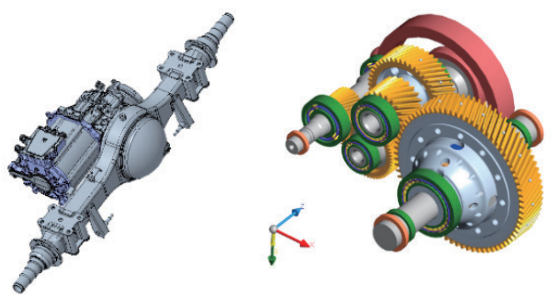


图6　分析实体模型和MASTA模型

### 2.作用载荷及边界

减速器安装在整车上承受的载荷包括两部分，外部载荷由整车加减速工况下对壳体的冲击载荷，失效往往位于壳体悬置位置，一般基于通用北美28悬置工况进行静强度校核[7]。内部载荷则由电动机前进、倒退工况下扭矩输入产生的轴承支撑反作用力，用于评价壳体的承载能力。根据断裂工况和断裂位置，本文研究采用内部载荷420N·m输入作为分析此次失效的载荷输入，并要求极限工况下壳体屈服强度安全系数大于1。为得到模型的准确载荷，须建立完整的有限元模型[8, 9]，因此本文利用MASTA软件建立齿轴模型，并对轮辐、差速器壳体等异形件进行有限元模型替代，使得计算模型与实际模型一致，从而保证分析的准确性。载荷作用轴承外圈，计算420N·m扭矩输入下各载荷，见表2。

表2　420N·m输入扭矩下壳体受力

| | *X*方向受力/kN | *Y*方向受力/kN | *Z*方向受力/kN | *X*轴扭矩/N·m | *Y*轴扭矩/N·m | *Z*轴扭矩/N·m |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 输出后轴承 | 20.7865 | －29.6893 | 27.5988 | －410.1083 | －120.0823 | 0 |
| 输出前轴承 | －0.2081 | －6.4563 | －1.9337 | 85.7128 | －2.0206 | 0 |
| 输入后轴承 | －2.3608 | 3.1589 | －0.000204 | －0.1189 | 0.2841 | 0 |
| 输入前轴承 | －11.164 | 8.3098 | －5.133 | －67.3475 | －87.6428 | 0 |
| 中间1后轴承 | －12.88 | －4.2439 | 3.0874 | －23.5623 | 74.4053 | 0 |
| 中间2前轴承 | －4.8988 | －6.7286 | －11.1746 | 34.8699 | －35.0981 | 0 |
| 中间2后轴承 | 23.3411 | 8.654 | 7.1013 | 80.6246 | －189.0513 | 0 |
| 中间2前轴承 | －22.027 | 39.3588 | －19.5461 | －350.9061 | －121.2149 | 0 |

### 3.分析断裂与验证

材料的破坏按其物理本质分为脆断和屈服两类形式，常用四大强度理论来作为这两类破坏形式的评价依据。第一强度理论认为，不论复杂、简单的应力状态，只要第一主应力达到单向拉伸时的强度极限，即断裂，其破坏主因为最大拉应力；第二强度理论认为，不论复杂、简单的应力状态，只要第一主应变达到单向拉伸时的极限值，即断裂，其破坏主因是最大伸长线应变；第三强度理论认为，不论复杂、简单的应力状态，只要最大切应力达到单向拉伸时的极限切应力值，即屈服，其破坏的主因是最大切应力；第四强度理论认为，不论材料处在什么应力状态，材料发生屈服的原因是由于形状改变比能达到了某个极限值[10]。

本文采用强度理论作为评价依据，根据强度理论的适用范围，不仅取决于材料的性质，而且还与危险点处的应力状态有关。本文优先采用第四强度理论计算同时结合第一强度理论作为评价依据。壳体的最大mise应力为197.6MPa，存在两个区域超出材料屈服强度154MPa，如图7所示，根据放大变形系数的变形云图（见图8），可确定该两处应力较大主要是承受拉应力，对于该两处危险区域，采用第一强度理论判定，计算壳体的最大主应力，如图9所示，最大主应力值为227MPa，接近抗拉强度228MPa，且与断裂位置保持一致。

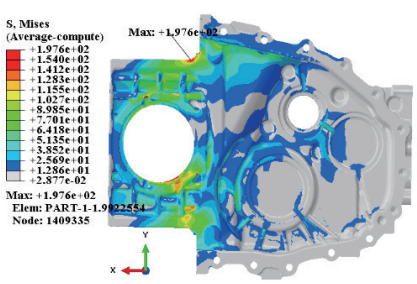



图7　Mise应力云图

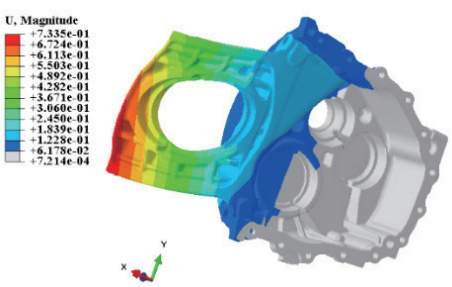



图8　变形云图

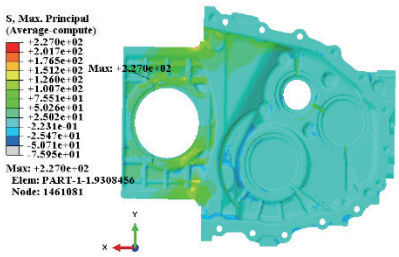



图9　最大主应力云图

## 结构优化

### 1.薄弱点原因分析

根据仿真结果分析，减速器壳体在极限工况下的冯米塞斯应力大于材料屈服强度，根据变形趋势，判断危险区域主要承受拉应力，观察其最大主应力与材料抗拉强度非常接近，考虑材料强度极限值及建模的存在一些误差，判定原因是最大拉应力超过材料强度极限导致断裂。而造成该处薄弱点原因是壳体轴承孔处存在油槽口及倒角特征，增大了局部应力集中系数，且该处变形较大位于拉应力集中处，导致油槽倒角口断裂。

### 2.结构优化方向

如图10所示，针对薄弱原因进行结构优化（序号与图11中序号一一对应）：

①取消两端开口U形槽，调整方向并改用油孔，避免应力集中。

②差速器轴承安装孔底部增加存油槽，提高轴承润滑效果。

③增加轴承外圈拆卸槽。

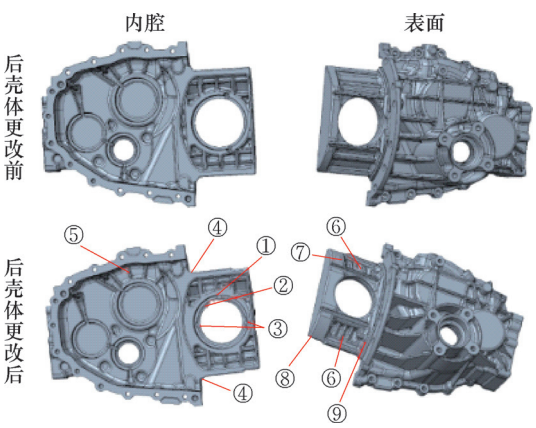



图10　模型优化说明

④优化所有尖角，要求曲面之间光滑过渡，降低应力集中。

⑤加强筋抬高至轴承安装凸台端面。

⑥增加和加厚轴承孔附近加强筋，提高刚度。

⑦增加与桥壳安装的止口，改变受力，避免单向受拉。

⑧增加止口与桥壳安装。

⑨下面止口宽度增加。

### 3.优化后分析结果

优化后结果如图11～图14所示，1倍静扭工况下壳体最大应力位于轴承孔台阶边缘处，最大应力为120.6MPa，屈服安全系数为1.27，最大变形由0.735 5mm降至0.0661 6mm；3倍静扭工况下壳体最大应力位于轴承孔台阶边缘处，最大应力为210.9MPa，抗拉安全系数为1.08，优化后结构壳体强度得到加强，理论上能承受3倍静扭工况。

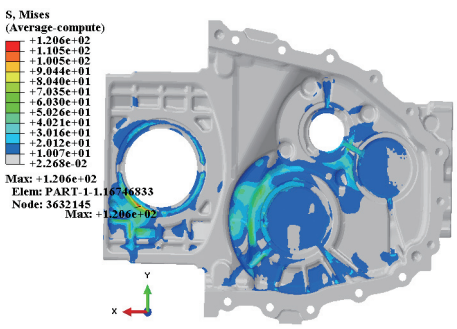



图11　优化后应力云图（1倍工况）

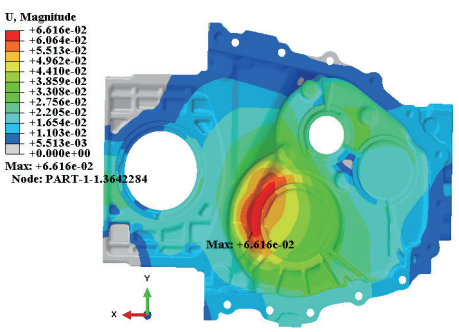



图12　优化后变形云图（1倍工况）

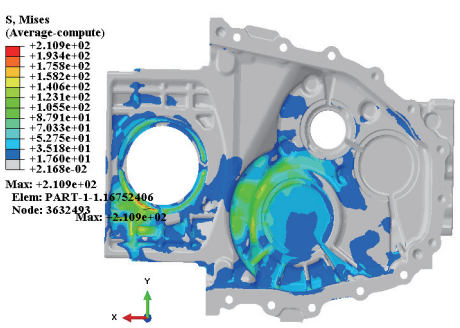



图13　优化后应力云图（3倍工况）

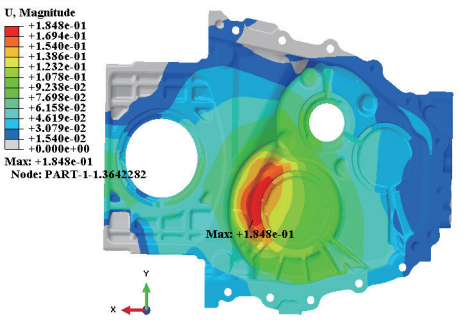



图14　优化后变形云图（3倍工况）

## 静扭台架验证

### 1.试验设备

测试试验采用电磁制动三相异步电动机、行星摆线针轮减速机、扭矩传感器、角度传感器及静扭台架（见图15）等设备，通过测调试该试验台架满足转速0～2500r/min，扭矩输入0～2000N·m，并保证±0.5%FS的测试精度，以满足不同样箱的测试。

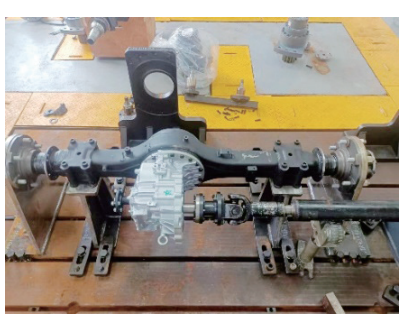


图15　静扭台架试验台

### 2.测试过程

减速器和桥壳一起安装在静扭台架上，试验过程将车桥内一端输出轴固定，要求输入轴扭转转速不超过15r/min，且装配输入轴和输出轴时保证较好的同轴度连接，使得输入轴和输出轴只承受扭矩，不允许有附加的弯矩作用。试验过程采集了静扭试验台0N·m加载到破坏扭矩时的输入轴的输入扭矩及转角。

### 3.测试结果

计算静扭后备系数$K_1$（要求$K_1$>3）

$$K_1=M/M_{max} \quad (1)$$

式中 $M$——试验结束时记录的扭矩，单位为N·m，本次最大输入扭矩$M_{max}$取420N·m。

图16为优化前壳体（取失效壳体同一批次减速器）的静扭台架测试数据，试验在输入转角为487 °、输入扭矩877.5N·m时减速器功能破坏，导致试验停止，故M取877.5N·m，根据公式（1）计算减速器的静扭后备系数为2.08，不满足要求，拆箱后发现，壳体差速器位置油槽处断裂，与理论分析薄弱处相吻合，减速器中最薄弱零件为壳体。

图17为优化后壳体的静扭台架测试数据，试验在输入转角为2332 °、输入扭矩1279N·m时减速器功能破坏，导致试验停止，故M取1345N·m，根据公式（1）计算静扭后备系数为3.045，大于要求静扭后备系数3，减速器满足设计要求，拆解减速器后发现输出半轴断裂，齿轮、轴承、壳体等接触位置存在微小压印，其他均无异常，说明壳体改进后满足设计要求，减速器中最薄弱零件是输出半轴。

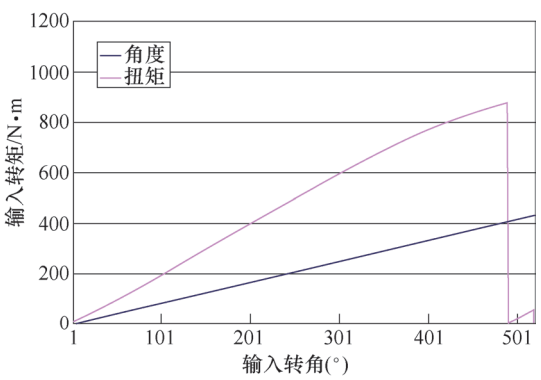



图16 优化前壳体静扭台架测试数据

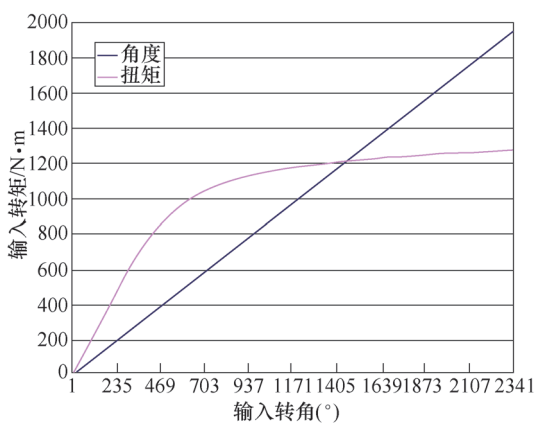



图17 优化后壳体静扭台架测试数据

## 结语

1）塑性材料选用关于屈服的强度理论分析，但对于危险点主要受拉应力时，利用最大拉应力理论分析更加精确。

2）本文建立的分析模型，能够准确分析失效原因，且与试验一致，证明建模有效，有限元方法可行，对同类壳体的设计与优化具有指导意义。

3）有限元方法是解决零部件失效问题的有效方法，能够大大节约工程项目开发时间，提高零部件设计的安全性。

### 参考文献

[1] 董晓露.变速箱后壳体开裂分析及优化设计[J].机械工程与自动化，2011（5）：180-18.

[2] 王丽娟，马维金，于瑞湘.基于静力学分析与静扭试验的壳体强度研究[J].机械工程师，2014（4）：18-19.

[3] 王雄.某变速箱壳体失效原因分析与优化设计[C].2019中国汽车工程学会年会论文集，2019：843-847.

[4] 宋起龙. 变速箱壳体强度有限元分析[C].2018Altair结构仿真与优化技术暨OptiStruct用户大会论文集，2018：250-255.

[5] 张世宝，高艳军.轻卡变速箱壳体的有限元分析与优化研究[J].安徽职业技术学院学报，2019，18（2）：1-4.

[6] Buchanan G.R. Schaum’s outline of theory and problems of finite elementanalysis[M]. McGraw-Hill，1995.

[7] DHARS. Fracture analysis of wheel hub fabricated from pressuredie cast aluminum alloy [J] .Theoretical and Applied Fracture Me-chanics，1988，9（1）：45-53.

[8] 王勖成.有限单元法[M].北京：清华大学出版社，2003.

[9] 杜平安，甘娥忠，于亚婷.有限元法原理、建模及应用[M].北京：国防工业出版社，2004.

[10]单辉祖.材料力学[M].北京：高等教育出版社，2009：276-280.