

变速器后轴承盖强度分析及结构改进

□ 陕西法士特集团公司汽车传动工程研究院 / 葛敬广 乔会轩 乔颖敏

让行驶中的汽车减速或者停车，使下坡行驶的汽车速度保持稳定，都需要对汽车进行制动。在山路上下坡行驶时，一般利用主制动系统将汽车的势能和动能转化为热能。但在连续下长坡行驶时，商用车的制动系统热负荷非常大，主制动系统无法及时将热量释放到大气中，使得制动鼓的温度大幅度升高，从而使摩擦因数下降，磨损加大，导致制动器失去制动效能。这种现象是危险的，极有可能导致重大交通事故。

在汽车连续长下坡行驶时，吸收势能维持较慢车速安全行驶的制动工作应由辅助制动系统来承担。缓速器是常用的辅助制动装置之一。

变速器后方缓速制动时会给二轴轴承盖连接的制动板传递摩擦静扭，其扭矩可达3 000N·m，此扭矩传递到二轴轴承盖处，因此需对二轴轴承盖进行强度分析，以确定其强度是否满足。

有限元模型

为了计算二轴轴承盖的强度，对二轴轴承盖及相关零件进行实体

建模，利用ANSA进行网格划分，零件均采用一阶单元，单元类型、单元尺寸见表1，划分好网格的模型如图1所示。

二轴后轴承盖前端螺栓孔固定以消除整个有限元模型的刚体位移。螺栓头与制动板（简化）之间，螺栓杆与二轴后轴承盖孔之间为Tie连接。

二轴轴承盖与制动板之间存在相互作用，定义为接触属性，接触面法向为硬接触，即距离为零时，便施加接触约束，接触面之间能够传递的接触压力值无限制，接触面切向一般有阻止相对滑动的摩擦力，一般采用库伦摩擦模型，摩擦系数取0.1。

在拧紧螺母时，其拧紧扭矩需要克服倍旋合螺纹间的摩擦力矩和螺母与被连接件支承面之间的摩擦力矩，并使连接产生预紧力 P_0 ，他们的关系为：

$$M=KP_0d\times10^{-3}$$

式中 M ——拧紧扭矩，N·m；
 K ——拧紧扭矩系数；
 P_0 ——预紧力，N；
 D ——螺纹直径，mm。

静扭分析

根据加载条件，把制动板外周耦合于中心点，并对其施加3 000 N·m的扭矩，提交计算。计算结果

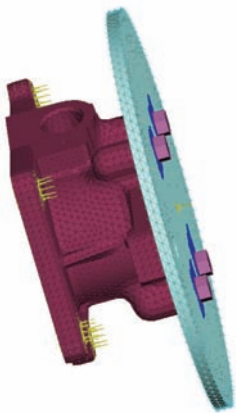


图1 有限元模型

表1 零件网格尺寸

零件名称	单元类型	单元尺寸/mm
二轴后轴承盖	C3D4	4，螺栓孔附近加密2
实体螺栓	C3C8	基本尺寸2
制动板（简化）	C3D4	6

如图2所示。

四个螺栓孔应力分布为中心轴对称，且扭矩方向上后部受拉，符合实际静扭工况。

4个M8螺栓孔附近最大应力为181MPa，低于材料抗拉强度215MPa，安全系数为1.188。计算结果结构满足静强度要求，但安全系数较低，建议对后轴承盖结构进行改进，例如增大A部位的倒角或增加壁厚。

结构改进

根据有限元计算结果，对薄弱部位进行结构改进，在A处增加两条加强筋，并对螺栓孔附近B处的壁厚加厚，以此来缓解螺栓孔附近的应力集中问题。

结构改进后，后轴承盖静扭有限元分析应力分布如图4所示。

结构改进后，M8螺栓孔附近最大应力位于A部位，应力为142MPa，低于材料的抗拉强度，安全系数为1.5，满足结构静强度要求。

结构优化

1. 形状优化

根据上面的结果，E部位的应力值仍然较大，与材料抗拉强度相比安全系数为1.16，低于许用最小安全系数1.2，为提高结构可靠性，对此部位进行结构优化。

对于结构已经确定的零件，为减小局部应力集中问题，需对此局部区域的节点进行微调，即为形状优化。

为了避免对表面节点进行位置调整时表面单元发生扭曲现象，需对表层内部节点同时进行调整，以

获得相当质量的表面单元。

在形状优化中最常用的目标函数是等效应力，优化模块会自动计算单元节点或单元的应力，考虑某个区域的等效应力的最大值。

在形状优化中，体积是唯一可以作为设计约束的设计响应。

针对本文的E部位进行形状优化时，调整E部位附近表面节点使得E部位的最大应力最小化。

约束体积不变，目标函数为优化区域最大应力最小化，对后轴承盖E部位进行形状优化。优化结果如下图所示：

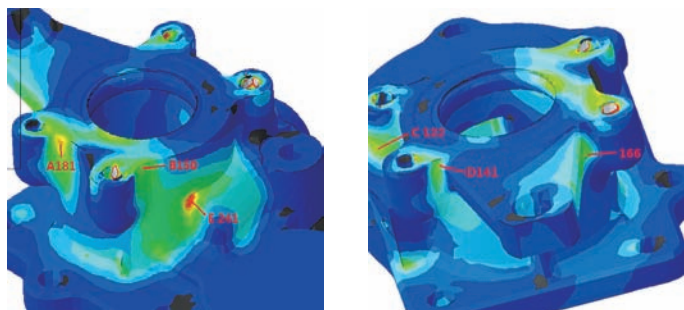


图2 后轴承盖应力分布

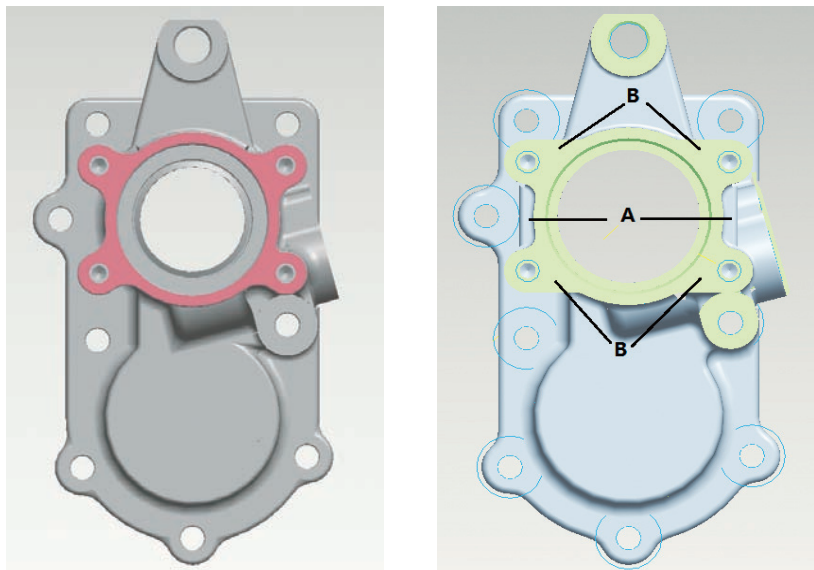


图3 结构改进示意图

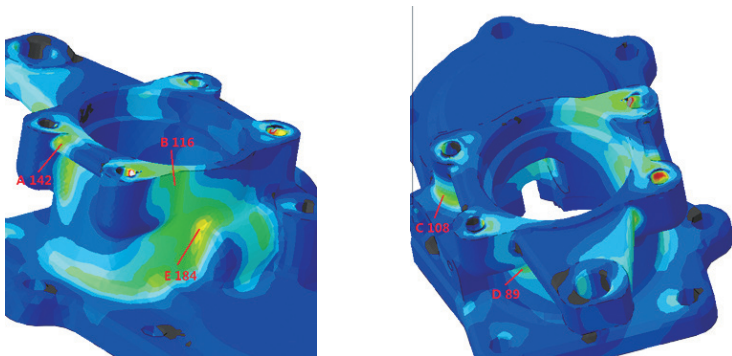


图4 结构改进后应力分布

图5红色圆圈内为优化部位，应力值由184MPa降低为150MPa，降低幅度18.5%，与抗拉强度相比，安全系数为1.43，满足结构静强度要求。

由于体积约束为体积不变，对E部位进行形状优化时，为降低E处的应力集中，软件自动对E部位增加材料，相应的对E部位周围去除材料，以保证整体体积不变。对E部位增加材料的过程即是增大E部位倒角的过程。

2. 几何结构优化

从形状优化分析可知，对E处的应力集中问题处理方法是E部位增大倒角。

将待优化部位的倒角增大，由倒角R6~R16以2为间隔进行逐步增大，并分别进行分析计算该部位的应力值，对不同倒角下的应力值进行对比（见图6~图8）。

需要指出的是，前面的分析中划分网格较粗，为了得到更准确的结果，此节中二轴后轴承盖网格重新划分，尺寸均为2，待优化部位E处的网格加密为1。

不同倒角下E部位的应力值统计于表2中。此部位的更改对结构其他部位的应力无不良影响。

原设计E部位的倒角为R6，后轴承盖质量为1.131 211 2kg。对E部位增加倒角为R8，改后质量为1.131 44kg，质量增加0.02%。

E处的应力由原来的184MPa降低为172MPa，可见增大此处倒角能有效的降低应力集中效应。

倒角尺寸为R8时，与材料抗拉强度相比，安全系数1.25，大于许用最小安全系数1.2，结构满足静强

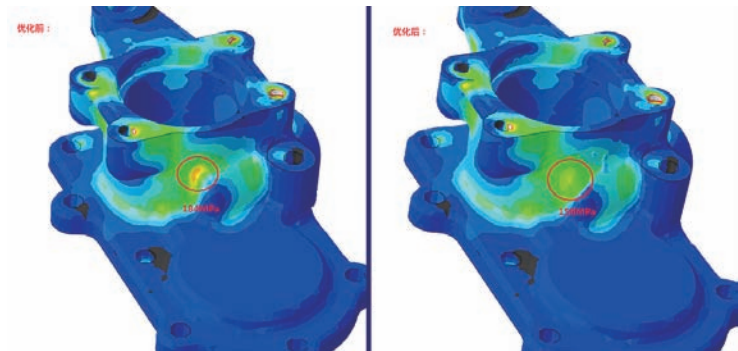


图5 形状优化前后应力对比云图

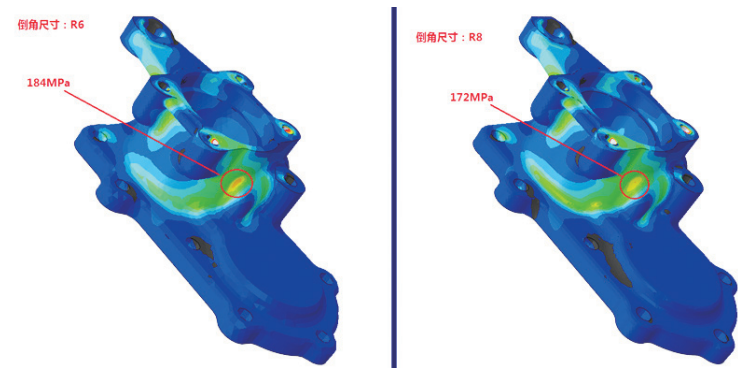


图6 E处增大倒角后的应力云图

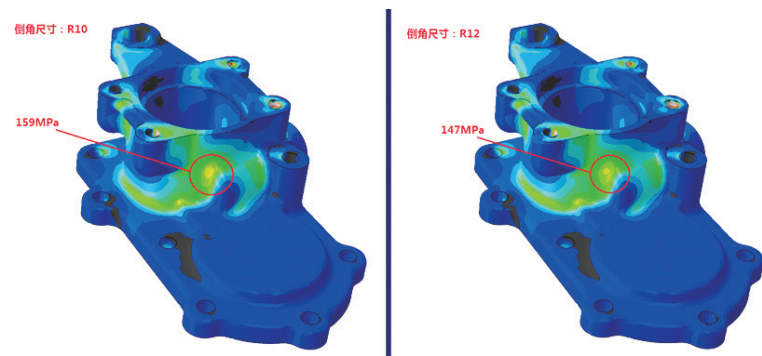


图7 E处增大倒角后的应力云图

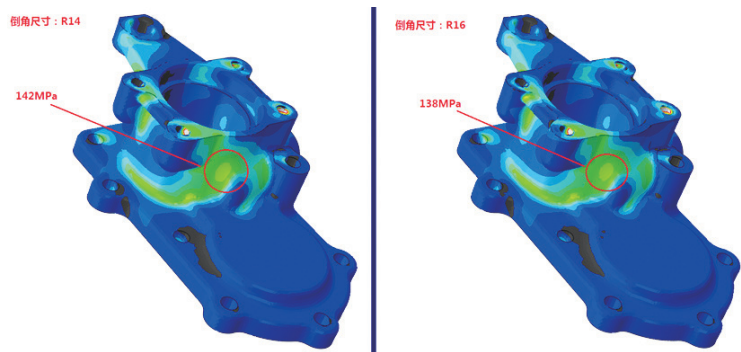


图8 E处增大倒角后应力云图

度要求。

倒角尺寸从R6增大至R12的过程中，应力值降低较明显，从R12开始，随着倒角尺寸增大，应力值降低幅度逐渐趋于平缓，则倒角尺寸对应力集中效应的影响逐渐减弱。

以最小安全系数为判断依据，则二轴后轴承盖E部位的倒角由原来的R6增大为R8，便可满足静强度要求。

结语

本例中，在制动板上施加3 000

N·m的力矩，分析四个M8螺栓处后轴承盖的强度，计算结果显示，后轴承盖M8螺栓孔附近应力低于材料抗拉强度，结构满足静强度要求，但安全系数较低，建议对A部位结构加强。同时对E部位结构也要加强。

根据有限元计算结果对后轴承盖结构进行改进，在M8螺栓孔附近增加两条加强筋，并增大了M8螺栓孔外部倒角，这样静扭下有限元计算的M8螺栓孔附近最大应力值明显降低，危险部位E处应力也相应减小，结构满足静强度要求，

但E部位的应力值不满足许用最小安全系数要求，需进一步优化E部位结构。

根据结构优化理论对应力集中部位进行形状优化，增大危险部位E的倒角以降低应力集中效应，从有限元计算结果可知，增大倒角后该部位的应力值明显降低，说明增大倒角对应力集中效应是有效的改善措施。

综上，通过对二轴后轴承盖进行加筋和M8螺栓孔壁厚加厚处理，并对危险部位进行形状优化和几何结构优化，增强了结构的静强度，满足了设计要求和质量需要。同时，本文对应力集中效应随倒角尺寸的变化进行了研究，得出了倒角尺寸越大应力值越小的结论，为后续结构优化设计与生产制造提供了理论依据。 **AUTO1950**

表 2 不同倒角下的应力值统计表

倒角尺寸R/mm	R6	R8	R10	R12	R14	R16
质量m/kg	1.131 211	1.131 44	1.1313 81	1.131 675	1.131 992	1.132 326
质量增加百分比 (%)	-	0.020	0.015	0.041	0.069	0.099
应力值/MPa	184	172	159	147	142	138
应力减小百分比 (%)	-	6.5	13.6	20.1	22.8	25
安全系数	1.168 478	1.25	1.352 201	1.462 585	1.514 085	1.557 971

汽车工艺师 2018年 第9期 广告目次 Advertisement Catalogue

单位名称	查询编号	位置
汽车工艺师		封面
埃马克机床（太仓）有限公司	5088	封二
2018年亚洲国际动力传动与控制技术展览会（PTC ASIA 2018）	8146	封三
诺德（中国）传动设备有限公司	8120	封底
柯尔柏斯来福临机械（上海）有限公司	8052	1
杭州友佳精密机械有限公司青岛办事处	1231	2
尚亚（上海）国际贸易有限公司	5121	3
易格斯拖链轴承仓储贸易（上海）有限公司	1298	4