

# 基于电动尾门系统的支架优化设计

伏春波

上海高诗汽车科技有限公司 上海 201804

**摘要:** 电动尾门系统正广泛地应用在汽车行业中,其主要功能是通过按动车辆尾门开关键、遥控车钥匙或在尾门相应区域使用手或任意物体感应操作,控制尾门的开闭。本文研究的主要内容包括:以现有车身支架组件研究对象,通过在ANSYS WORKBENCH软件上模拟支架实际装配和受力环境,分析出支架组件的变形和应力云图,得到支架组件极限受力情况;通过现场拉拔试验,试验出支架组件极限受力变化,验证有限元的分析结果。由有限元的分析结果和现场试验结果都大于产品实际的强度要求,所以对支架组件进行优化改进,减少支架质量,保证产品强度要求。

**关键词:** ANSYS WORKBENCH 支架 优化 塑性

## 前言

本项目来源于某主机厂电动尾门系统的研发项目,主要是针对电动尾门系统的支架组件,厂方希望对支架组件进行优化改进,即在保证强度的情况下减重,降低生产成本,所以本课题主要研究支架组件的强度分析和优化情况。具体的研究意义如下:

1.通过对支架组件的CAE(Computer Aided Engineering)受力和优化分析,改进支架结构,并同时现场试验验证分析结果,为以后产品设计提供参考。

2.经济效益明显。由于是在计算机上进行模拟受力分析,从而节省了大量的时间、材料,缩短了生产周期。

### 一、支架组件CAE强度分析

汽车尾门系统的支架组件主要是用来连接电撑杆与车身、背门的组件,所以分别车身支架组件和背门支架组件,支架组件包括支架和球销。支撑尾门有左右对称的支架组件,本文只分析右车身支架组件在尾门打开工况的受力情况。

具体分析如下:首先,通过有限元分析右车身支架组件在不同载荷下受力变形情况,研究了材料弹性和塑性对受力情况的影响,发现无论材料弹性还是塑性,变形情况不会变化太大,但应力会变化情况明显。其次对车身支架组件进行拓扑优化,优化结构,减小质量;最后,在万能拉压试验机上试验支架组件受力变化情况,与有限元结果做对比,验证结果是否可靠。

#### 1.汽车尾门系统工作原理

汽车电动尾门系统,其实也就是电动后备箱采用电动或者是遥控方式开开启或关闭。若要开启后备箱,只需按一下车里的按钮或者是遥控钥匙,后备箱就会自己打开,如果要关闭后备箱,就按一下后备箱里的关闭按

钮或者车内的关闭按钮后,或者是遥控钥匙备箱就会自己关闭。支撑尾门开闭的是电撑杆,通过ECU控制电撑杆内置电机运转<sup>[9]</sup>。电动尾门系统运动示意图如图1-1所示,图1-1(a)为尾门CLOSE状态的示意图,图1-1(b)为尾门OPEN状态的示意图。电撑杆与支架组件连接方式如图1-2所示。



图1-1(a) 尾门CLOSE状态



图1-1(b) 尾门OPEN状态



图1-2 电撑杆与支架组件连接示意图

#### 2.车身支架组件打开时受力分析

车身支架组件为左右对称件,故仅需要对其中一侧的支架组件进行CAE分析研究,本文中进行分析的支架为右车身支架。

右车身支架组件包括支架和球头销,用来连接电撑杆的球窝相连接。尾门在打开和关闭过程中,支架组件要满足相应的强度要求,在最大3000N载荷的作用下,开门和关门方向均不破坏,工作中最大应力小于材料的抗拉强度。下面分析了尾门在打开工况时候的受力和变形情况,车身支架材料属性如表1所示。

表1 车身支架组件材料属性

零件	材料	屈服应力 (MPa)	抗拉强度 (MPa)
支架	SPAH440	305	440
球销	45 钢	355	677

(一) 右车身支架组件开的工况设置

右车身支架组件在尾门打开时候的工况载workbench中的具体仿真步骤如下:

(1) 在CATIA里建模并导出STP格式的右车身支架组件文件, 由于尾门开和闭状态中支架组件受力的方向不同, 所以模型需要要有两条方向线。

(2) 导入右车身支架组件, 并赋予材料属性, 设置材料的弹性模量和泊松比, 以及材料屈服强度、抗拉强度和切线模量, 具体材料属性如图2-3所示, 图1-3 (a) 材料应力应变曲线, 图1-3 (b) SPAH440的材料属性表, 图1-3 (c) 45 钢的材料属性变表。

(3) 网格划分, 将支架和球销均采用六面体网格进行划分, 网格SIZE控制在1.5mm。

(4) 设置边界条件, 支架组件的螺栓孔设置固定约束FIX, 球销球头沿着撑杆受力方向施加推力(开门为推, 关门为拉), 球销和支架连接设置为绑定BOND接触。

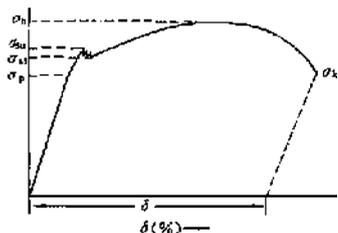


图1-3 (a) 材料应力-应变曲线



图1-3 (b) 45 钢材料属性

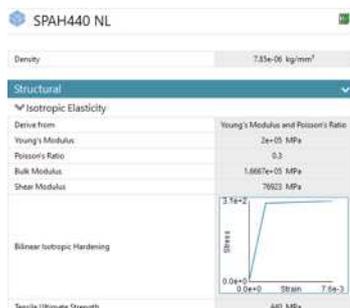


图1-3 (c) SPAH440材料属性



图1-4 右车身支架网格划分



图1-5 受力方向和位置

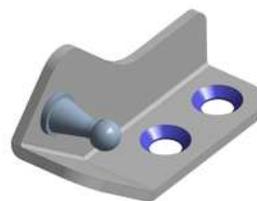
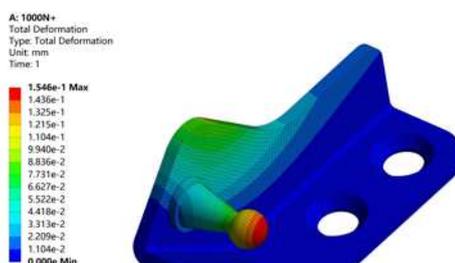


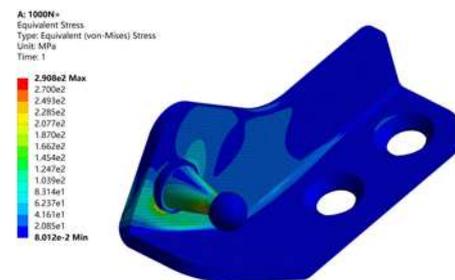
图1-6 支架固定约束

(二) 右车身支架开时 1000N 载荷工况

右车身支架开时 1000N 载荷工况下, 最大变形是 0.154mm, 最大应力 371MPa。如图1-7 所示。球销最大变形 0.154mm, 最大应力 342.3MPa, 小于 45 钢的屈服强度 355Mpa, 如图 1-8 所示。支架最大变形 0.0898mm, 最大应力 290.8Mpa, 小于 SPAH440 屈服强度 305Mpa, 如图 2-9 所示。

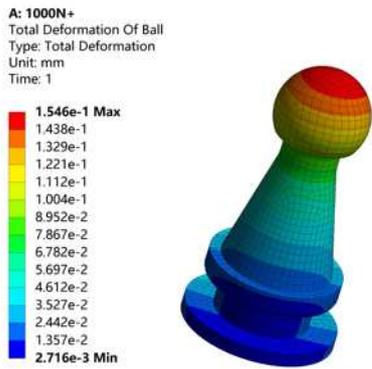


(a) 变形云图

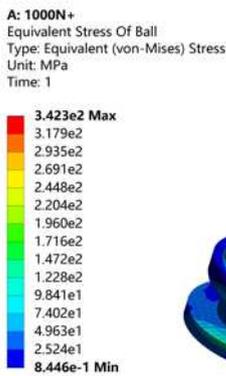


(b) 应力云图

图1-7 右车身支架组件受力 1000N 分析云图



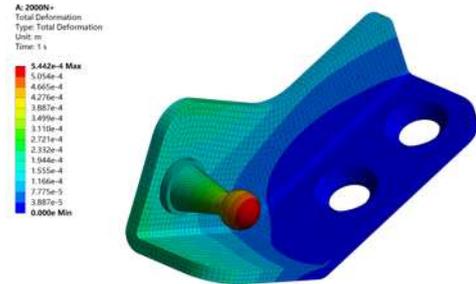
(a) 变形云图



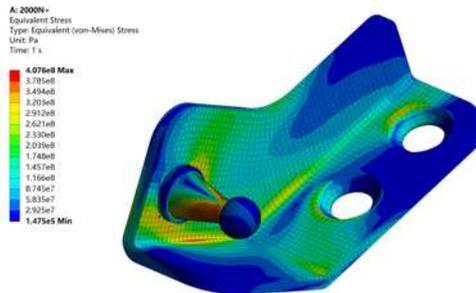
(b) 应力云图

图1-8 右车身支架组件中球销受力1000N分析云图

0.544mm, 最大应力407MPa。如图1-10所示。球销最大变形0.544mm, 最大应力373.9MPa, 小于45钢的抗拉强度677Mpa, 如图1-11所示。支架最大变形0.218mm, 最大应力407.6Mpa, 小于SPAH440的抗拉强度440Mpa, 如图1-12所示。

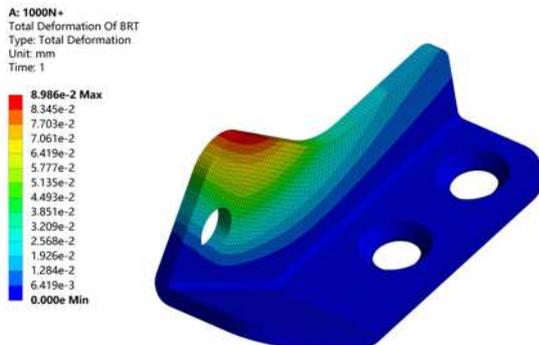


(a) 变形云图

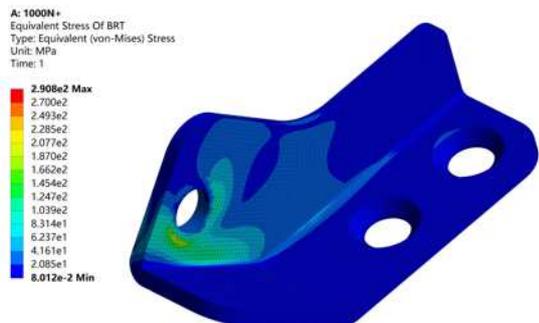


(b) 应力云图

图1-10 右车身支架组件受力2000N分析云图

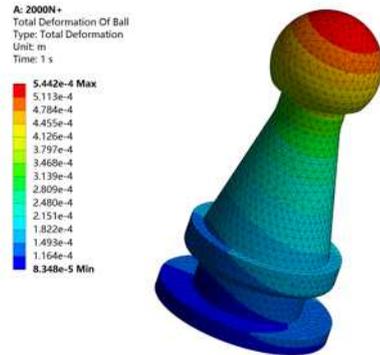


(a) 变形云图

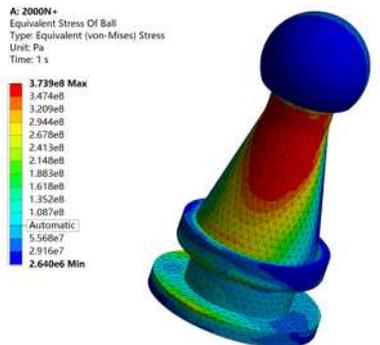


(b) 应力云图

图1-9 右车身支架组件中支架受力1000N分析云图



(a) 变形云图

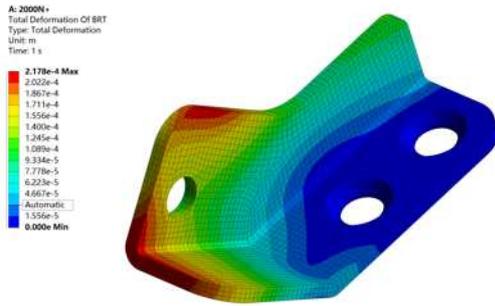


(b) 应力云图

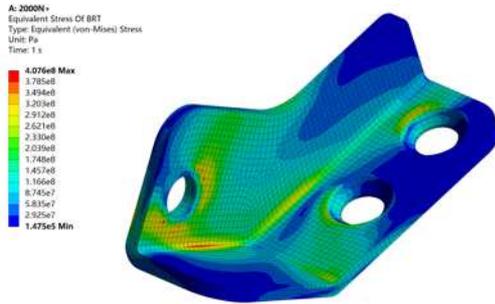
图1-11 右车身支架组件中球销受力2000N分析云图

(三) 右车身支架开时2000N载荷工况

右车身支架开时2000N载荷工况下, 最大变形是



(a) 变形云图

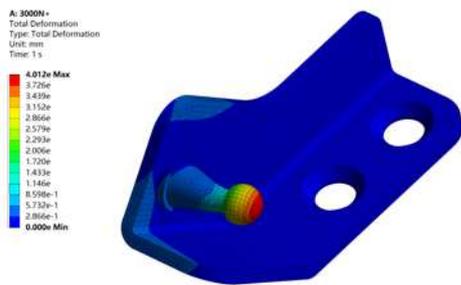


(b) 应力云图

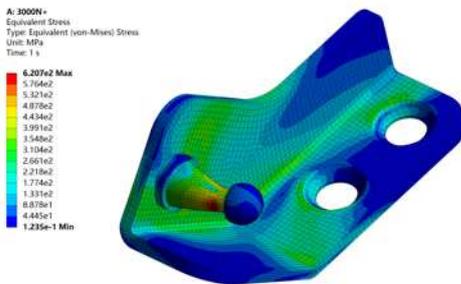
图 1-12 右车身支架组件中支架受力 2000N 分析云图

(四) 右车身支架开时 3000N 载荷工况

右车身支架开时 3000N 载荷工况下，最大变形是 0.154mm，最大应力 371MPa。如图 1-13 所示。球销最大变形 0.154mm，最大应力 342.3MPa，小于 45 钢的屈服强度 355Mpa，如图 1-14 所示。支架最大变形 0.0898mm，最大应力 Mpa，小于 SPAH440 屈服强度 305Mpa，如图 1-15 所示。

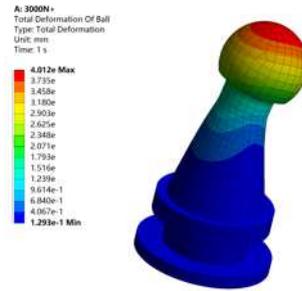


(a) 变形云图

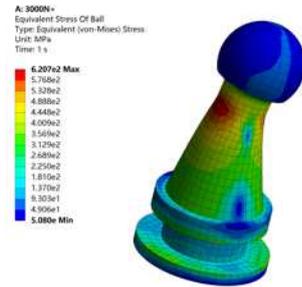


(b) 应力云图

图 1-13 右车身支架组件受力 3000N 分析云图

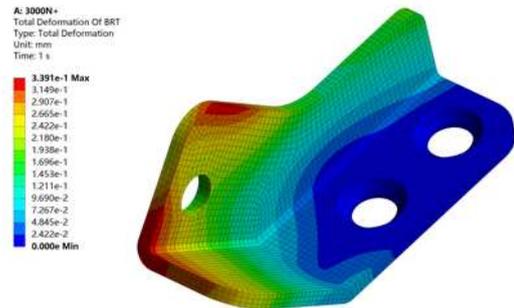


(a) 变形云图

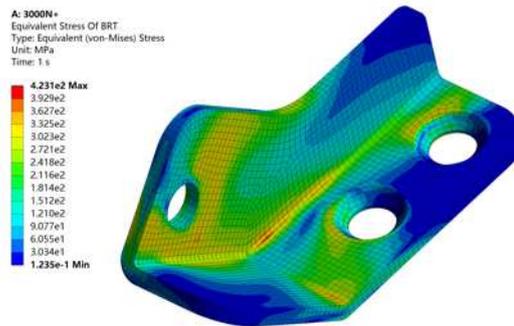


(b) 应力云图

图 1-14 右车身支架组件中的球销受力 3000N 分析云图



(a) 变形云图



(b) 应力云图

图 1-15 右车身支架组件中的支架受力 3000N 分析云图

二、支架拓扑优化

通过上面的分析，可见支架还有优化的空间，有较大部分区域应力极小甚至没有，由此我们可以通过 ANSYS WORKBENCH 的优化模块 Structural Optimization 对右边车身支架组件进行拓扑优化分析，优化结构，减小质量。

### 1. 拓扑优化分析简介

拓扑优化是指一种根据给定的负载情况、约束条件和性能指标，在给定的区域内对材料分布进行优化的数学方法。拓扑优化的研究领域主要分为连续体拓扑优化和离散结构拓扑优化。不论哪个领域，都要依赖于有限元方法。连续体拓扑优化是把优化空间的材料离散成有限个单元(壳单元或者体单元)，离散结构拓扑优化是在设计空间内建立一个由有限个梁单元组成的基结构，然后根据算法确定设计空间内单元的去留，保留下来的单元即构成最终的拓扑方案，从而实现拓扑优化。

### 2. ANSYS WORKBENCH 拓扑优化分析设置

拓扑优化是在优化迭代循环中，以最初模型为基础，在满足优化约束（比如最小体积或最大位移）的前提下，不断修改指定优化区域单元的材料属性（单元密度和刚度），有效的从分析模型中移走单元从而获得最优设计。其主体思想是把寻找结构最优化的拓扑问题转化为给定设计区域寻求最优材料分布的问题。

ANSYS WORKBENCH 的优化模块 Structural Optimization 可以很方便的对模型进行优化分析，具体分析步骤如下：

(1) 创建完整静态分析，即在分析右车身支架组件和车身支架组件在3000N 受力分析之后再优化分析。由于尾门开或闭状态下支架组件受力分析结果变化不大，所以仅分析尾门打开状态下，支架组件受力3000N 时候的优化，在静力学分析结果拖入 Structural Optimization 模块，如图2-1。

(2) 设置优化区域 Optimization Region, 可以对整个模型优化，但本文只优化支架，之后在编辑优化任务中选择优化区域和非优化区域，如图2-2 所示，紫色部分为优化区域，红色部分为非优化区域。

(3) 设置优化质量百分比 (Response Constraint)，本例设置支架优化质量比例为50%，如图2-3 所示。

(4) 设置全局的应力控制 (Response Constraint 2)，类型 Response\_Global Stress，应力类型 Stress Type\_Equivalent (von-Mises) Stress)，根据支架所用材料，设置等效应力最大不超过440Mpa，如图2-4 所示。

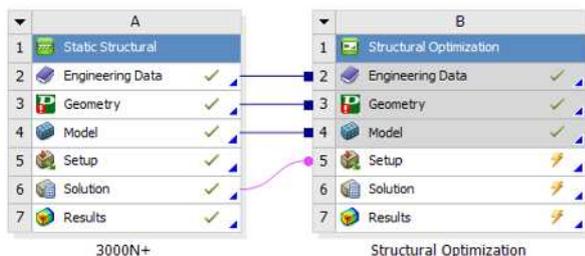


图2-1 Structural Optimization 模块

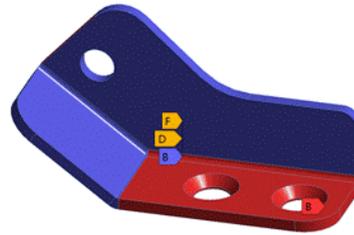
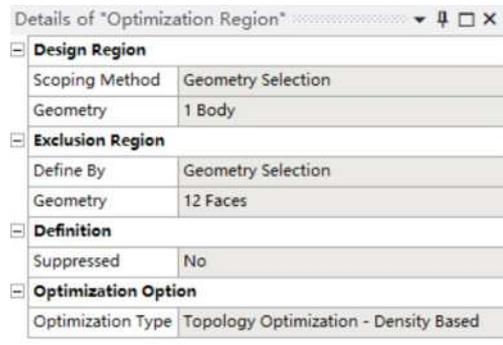


图2-2 优化区域

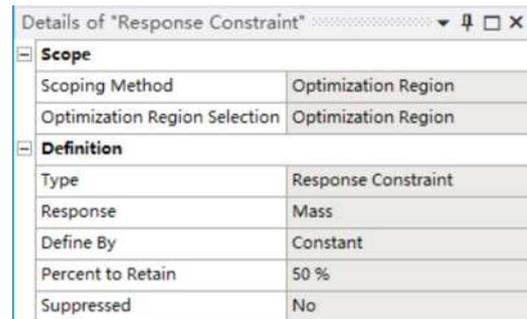


图2-3 质量优化百分比

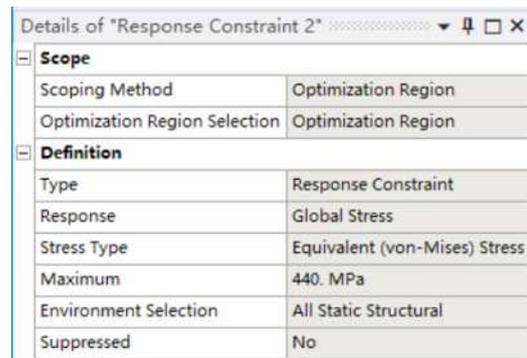


图2-4 全局应力控制

### 3. 拓扑支架优化结果

拓扑优化可以更加自由的优化零件结构，但优化的结果不是规则的形状。优化分析后可以提取优化结果模型，可以给产品设计人员提高改进设计的参考。

#### (1) 右车身支架优化结果

右车身支架最终拓扑优化后，生成如图2-5 所示的优化结果，可见支架在支架折弯面和球销安装面，均可以减材料而不影响支架强度，从而可以优化结构，减小支架质量。

(2) 本章小结

本章对右车身支架进行了拓扑优化，通过优化结果可以看出支架在球销安装面还可以减少适当的尺寸，在折弯面可以适当的减料。

(3) 支架组件结构改进及实验验证

由于拓扑优化的结果只是为优化设计进行改进提供参考，拓扑优化的结果不容易建模，通过导出拓扑优化的模型测量模型尺寸，对球销安装面缩减尺寸10mm，在折弯面减料19mm，29mm，并进行圆角处理，结果如图2-6所示。



图2-5 拓扑优化结果

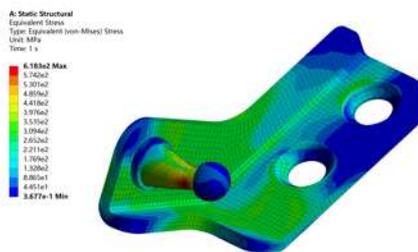


图2-6 支架优化

三、支架组件优化后CAD分析

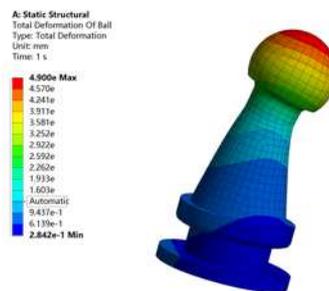
1. 右车身支架组件优化后CAE分析

优化后的右车身支架组件在3000N载荷工况下，最大变形是4.9mm，最大应力618.3MPa，如图3-1所示。球销最大变形是4.9mm，最大应力618.3MPa，小于45钢抗拉强度677MPa，如图3-2所示。支架最大变形是1.099mm，最大应力372MPa，小于SPAH440抗拉强度440MPa，如图3-3所示。

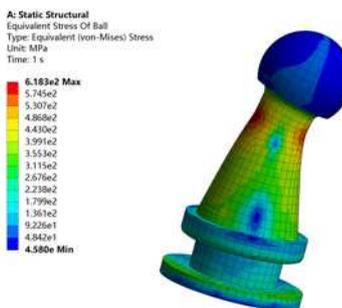


(b) 应力云图

图3-1 右车身支架组件受力3000N分析云图

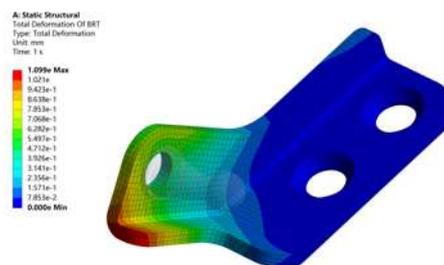


(a) 变形云图

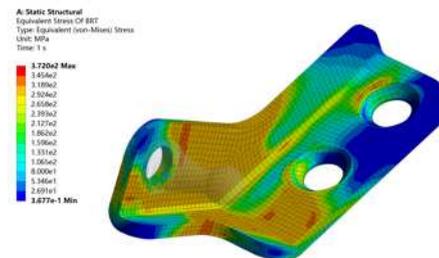


(b) 应力云图

图3-2 右车身支架组件中球销受力3000N分析云图

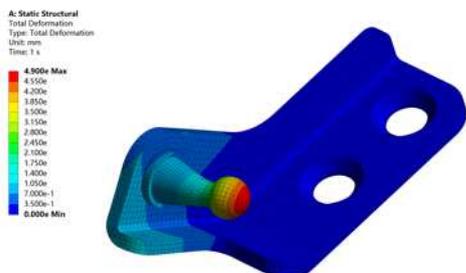


(a) 变形云图



(b) 应力云图

图3-3 右车身支架组件中支架受力3000N分析云图



(a) 变形云图

#### 四、支架组件优化后试验验证

##### 1. 右车身支架组件优化后试验验证

对优化后的右车身支架进行装夹，此时试验结果如图4-1所示，当拉拔力为3200N时，右车身支架组件无破坏和断裂等不良现象，满足大于3000N的要求。验证了有限元分析结果，即右车身支架组件符合能承受3000N力不破坏，此时已超过许可要求的6.7%，大于标准要求。

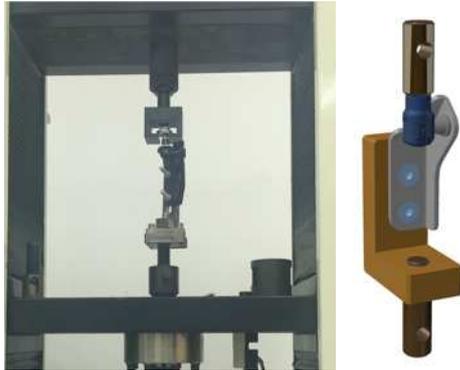


图4-1 车身支架组件试验装夹

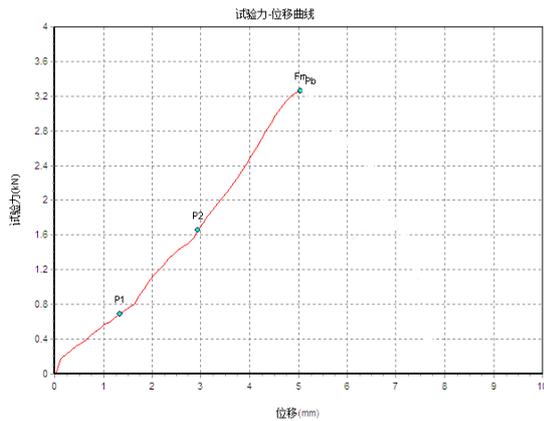


图4-2 优化后车身支架组件试验结果

##### 2. 本章小结

本章通过对支架减料优化支架组件结构，优化后车身支架组件最大应力都未超过抗拉强度，符合要求。同

时通过现场试验验证分析结果，现在都试验用分别用3200N和3300N力拉支架组件而不破坏，验证支架组件可以通过调整厚度减重，而且满足支架组件性能大于3000N的要求

##### 参考文献：

[1]陈永鹏,侯效东,秦亚茹,乔春旗,陈居乾,张阳.汽车电动尾门控制系统研究[J].汽车实用技术,2017(08):43-45.

[2]詹雯,时西芳,沈红荣.后背门铰链安装点(骨架侧)性能提升方案[J].农业装备与车辆工程,2016(05):82-84.

[3]丁光学,史富强,杨邦安.一种新的汽车尾门气弹簧辅助支撑系统的快捷计算和设计方法[J].汽车实用技术,2016(01):24-27.

[4]强,杨艳明,宋雨谣.某车型尾门下沉问题的改进设计[J].2016中国汽车工程学会年会暨展览会,2016:1482-1486.

[5]张文,王征.汽车背门支撑杆布置优化方法[J].汽车工程师,2013(01):37-40

[6]张德华.两厢车后背门铰链加强板设计解析[J].汽车零部件,2015(12):36-40

[7]刘敬忠,廖君.汽车后背门刚度分析[J].车身制造,2008(02):98-99

[8]Yang Tao,Li Zhi-hu,Wang Shao-fei,Fan Jing-jing,Zou Wen-wu,Huang Yong. Based on ANSYS Design Optimization of Vehicle's Tailgate[J]. 2012 International Conference on Mechanical Engineering and Materials,2012: 34-38.

[9]林程,王文伟,陈潇凯.汽车车身结构与设计[M].北京:机械工业出版社,2014:380.

[10]庄茁.ABAQUS非线性有限元分析与实例[M].北京:科学出版社,2005:108.