

基于 HyperWorks 的重型车辆平衡轴支座优化设计

撰文 / 陕西重型汽车有限公司 李博韬 张克鹏

本文基于 HyperWorks 平台的有限元前处理软件 HyperMesh 建立了某重型货车平衡轴支座的有限元模型, 利用 RADIOSS 求解器对其进行了有限元强度分析。在此基础上, 利用基于变密度法的拓扑优化技术对平衡轴支座进行了优化设计。根据优化结果, 对平衡轴支座进行了改进设计, 改进后结构减轻质量 41.9%, 并对改进设计进行强度校核。结果表明, 经过优化的平衡轴支座安全性能得到提高, 质量减轻。

一、前言

平衡轴支座是重型车固定和安装平衡轴及纵向推力杆的部件, 承受来自推力杆的纵向力和平衡轴的垂向力, 所以对其强度要求很高; 近年来车辆轻量化的呼声愈来愈高, 所以各类铸件支架等都要求在满足强度要求的情况下质量最小化。

图 1 为某重型货车平衡轴支座。由于该支座质量较大, 因此在轻量化改进过程中, 有必要对其进行优化设计, 以达到强度和减重的要求。本文就以该支座为分析对象, 利用 Altair 公司 HyperWorks 平台 RADIOSS 求解器对其进行强度分析; 基于变密度法建立了拓扑优化的数学模型, 运用 HyperWorks 平台中的 OptiStruct 模块, 对平衡轴支座进行拓扑优化, 并对改进后的结构进行强度分析, 结果表明该优化结构较原结构, 质量大幅减轻且最大应力有所降低, 降低成本的同时安全性得到了提高。

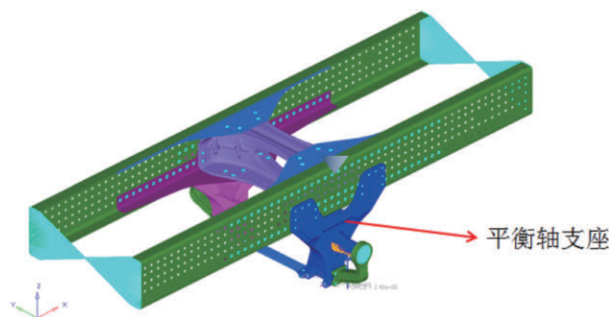


图 1 某重型货车平衡轴支座

二、平衡轴支座强度分析

1. 有限元模型

文中采用 HyperMesh 对某重型货车平衡轴支座进行网格划分, 由于平衡轴支座结构不规则, 这里采用四面体单元, 网格全局尺寸选择 5mm, 最终有限元模型共有节点数 87108, 实体单元数为 342434, 平衡轴支座有限元模型如图 2 所示。

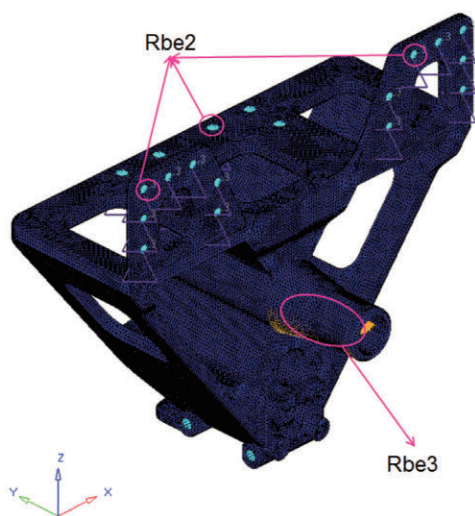


图2 平衡轴支座有限元模型

2. 约束边界条件

模型中添加刚性单元 (rigid bar element) Rbe2 来定义位移约束, 添加刚性单元 Rbe3 来定义载荷作用位置。该平衡轴支座模型中共添加 20 处用于固定约束的 Rbe2, 分别位于支座上端及右端与车架连接处; 3 个用于载荷施加的 Rbe3 单元, 位于支座右侧轴头及下端与推力杆连接处。

3. 载荷边界条件

平衡轴支座在车辆重载、制动和重载制动 3 种典型工况下, 所处工况比较恶劣, 所以重点关注这 3 种工况。对整车进行动力学分析或者试验测试, 可以计算或者测试出平衡轴支座处的作用力和作用力矩, 表 1 为 3 种工况下, 作用在某重型货车平衡轴支座上的载荷, 表 1 中的工况及载荷大小来源于整车厂对该型重卡平衡轴支座的试验测试。

表 1 平衡轴支座工况及载荷

编号	载荷工况	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
1	重载	0	0	160000
2	制动	91000	0	80000
3	重载制动	91000	0	160000

平衡轴支座的材料为球墨铸铁 (QT450-10), 其性能参数如表 2 所示。

表 2 平衡轴支座材料属性

材料	密度 (t/m^3)	弹性模量 (GPa)	屈服强度 (MPa)	泊松比	质量 (kg)
QT450	7.30	147	310	0.30	101.76

针对平衡轴支座 3 种载荷工况, 利用 HyperWorks 平台的 RADIOSS 求解器分别对其进行有限元静强度分析。经过分析可知, 重载制动工况下的静态位移和应力最大,

最大应力为 341.791MPa, 位于平衡轴支座轴头根部上方节点 42698 位置, 如图 3 所示, 这与道路试验破坏位置相同。各工况的最大应力如表 3 所示。

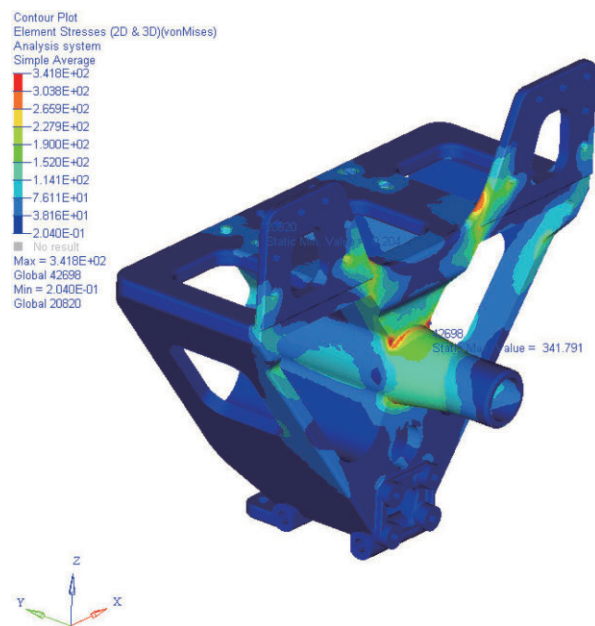


图3 平衡轴支座重载制动工况应力云图

表 3 平衡轴支座原结构静强度分析结果

工况	最大应力 (MPa)	节点 ID
重载	312.4	39875
制动	170.9	24673
重载制动	341.8	42698

由图 3 和表 3 可知, 平衡轴支座在极限重载制动工况时最大应力超过材料屈服极限 310MPa, 且该支座质量较大, 不符合车辆轻量化设计需求, 所以有必要对该平衡轴支座结构进行优化设计。

三、拓扑优化数学模型简介

拓扑优化是一种根据约束、载荷及优化目标而寻求结构材料最佳分配的优化方法, 可采用壳单元或者实体单元来定义设计空间, 并用 Homogenization(均质化)和 Density(密度法)来定义材料流动规律。一般应用于产品结构设计的初始概念阶段, 这方面目前国内外汽车业已经有了较多的研究成果。而对现有产品结构进行拓扑优化的研究相对较少, 因为现有结构的造型已经形成, 要在此基础上不降低结构强度, 还要实现重量下降, 在产品改进设计中具有十分重要的工程意义。

优化设计有三要素,即设计变量、目标函数和约束条件,他们根据不同的设计要求有所不同。设计变量是在优化过程中发生改变的一组参数;目标函数即要求的最优设计性能,是关于设计变量的函数;而约束条件是对设计的限制,是对设计变量和其它性能的要求,可以是体积、质量、节点位移、全局应力或频率等。

目前常用的连续体拓扑优化方法有均匀化方法、变密度法和渐进结构优化法等。文中采用变密度法进行平衡轴支座的拓扑优化,其基本思想是引入一种假想的密度值在(0~1)之间的密度可变材料,将连续结构体离散为有限元模型后,以每个单元的密度为设计变量,将结构的拓扑优化问题转化为单元材料的最优分布问题。

若以结构变形能最小为目标,考虑材料体积约束和结构的平衡,设计空间内各单元的相对密度为设计变量,则拓扑优化的数学模型为:

$$\text{求 } X=\{X_1, X_2, \dots, X_n\}^T$$

$$\text{minimize: } C=F^T U$$

$$\text{s.t: } f=\frac{V-V_1}{V_0}$$

$$0 < X_{\min} \leq X_e \leq X_{\max}$$

$$F=KU$$

式中, $X_i (i=1, 2, \dots, n)$ 为设计变量; C 为结构变形能; F 为载荷矢量; U 为位移矢量; f 为剩余材料百分比; V 为结构充满材料的体积; V_0 为结构设计域的体积; V_1 为单元密度小于 $V_{\max}$ 的材料体积; $X_{\min}$ 为单元相对密度的下限; $X_{\max}$ 为单元相对密度的上限; K 为刚度矩阵。

在多工况的分析中,对各个子工况的变形能进行加权求和,目标函数变化为:

$$\text{minimize: } C=\sum W_i C_i$$

式中, W_i 为第 i 个子工况的加权系数; C_i 为第 i 个子工况的变形能。

四、平衡轴支座的优化设计

在 HyperMesh 中把离散后的有限元模型划分成设计区域和非设计区域,定义设计变量,设计目标和约束条件,通过 OptiStruct 求解器对拓扑模型进行优化计算,在 HyperView 中进行后处理,最后利用 RADIOSS 求解器对重新设计的优化模型做性能分析。

1. 设计空间和非设计空间

采用变密度法的连续体结构拓扑优化方法对该支座进

行优化设计。单元相对密度的上下限分别为 0.01 和 1。进行拓扑优化时,必须先确定拓扑对象的设计空间和非设计空间。设计空间为需要拓扑优化的区域,也就是设计变量,而非设计空间则是在拓扑优化过程中结构保持不变的区域。一般螺栓连接部位为非设计空间,而设计空间的确定以原结构为基础,根据零部件与周围相连部件间的静态装配关系、运动关系等条件,在保证零件之间不发生干涉的情况下尽量给出简单的设计空间。基于以上原则,并且保证在拓扑优化过程中有很大的拓扑空间,平衡轴支座的拓扑优化空间如图 4 所示。

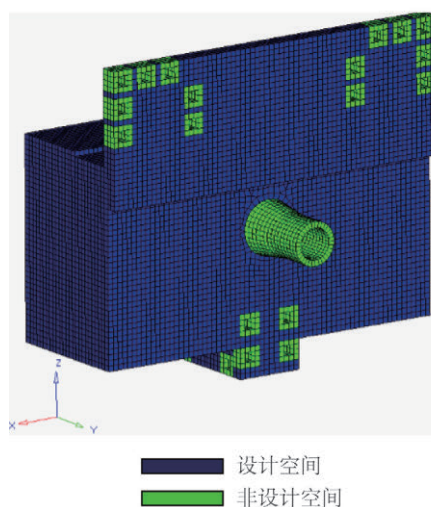


图 4 平衡轴支座拓扑优化空间

2. 平衡轴支座的拓扑优化

该支座拓扑优化主要综合考虑 3 种载荷工况下结构全局应力约束、某些关键点的位移约束和体积比约束等。模型全局应力约束上限值为 300MPa,设定平衡轴支座的体积比上限为 0.3,即最多保留拓扑模型总体积的 30%。另外,考虑设计零件的可制造性,使用脱模方向约束创建拓扑优化设计变量,允许模具沿给定方向滑动。

3. 平衡轴支座的优化结果

利用 HyperWorks 平台的 OptiStruct 优化求解器进行该支座的拓扑优化,共经过 29 次优化迭代后结果收敛,拓扑结果如图 5 所示。

将拓扑结果通过 OptiStruct 模块下 HyperMesh 后处理 Post 面板的 OSSmooth 命令光顺成 ISO 曲面,并以 IGES 格式导出作为下一步设计参考。

根据拓扑优化结果,并考虑工艺和设计经验,在三维设计软件 CATIA 中根据拓扑结果进行详细设计,得到的优化

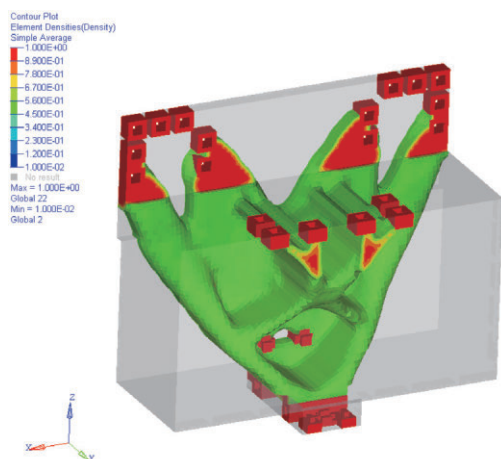


图 5 平衡轴支座拓扑优化结果

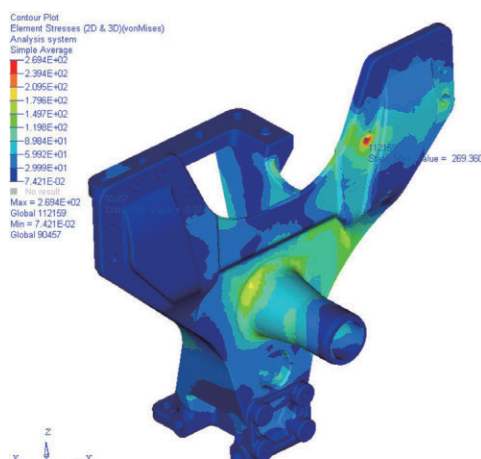


图 7 优化后平衡轴支座重载制动工况应力云图

模型如图 6 所示,新设计的平衡轴支座的质量为 59.15kg,较原结构质量减少 42.61kg,重量减轻幅度多达 41.9%。

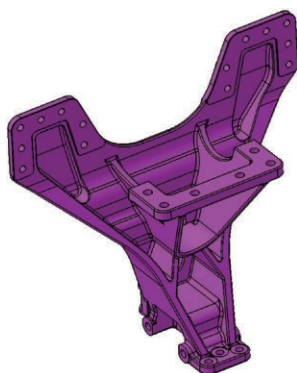


图 6 平衡轴支座的优化模型

4. 新平衡轴支座的性能计算

根据拓扑优化的平衡轴支座结构,利用 RADIOSS 求解器对此进行强度分析,并与原结构进行对比,平衡轴支座优化前后各工况下最大应力对比结果如表 4 所示,极限重载制动工况下平衡轴支座应力云图如图 7 所示。

表 4 平衡轴支座优化前后各工况下性能对比

工况	原结构最大应力 (MPa)	新结构最大应力 (MPa)	变化量 (MPa)	百分比 (%)
重载	312.4	202.5	-109.9	-35.2
制动	170.9	117.3	-53.6	-31.4
重载制动	341.8	269.4	-72.4	-21.2

由表 4 可以看出,优化后的平衡轴支座在重载制动工况下最大应力为 269.4MPa,比原来的结构降低了 21.2%,安全性能得到极大的提高;而另外两个工况下,应力值也

有所降低,低于材料的屈服极限,在可接受范围内,由图 7 的新结构在极限重载制动工况下的应力云图可知,新结构的应力分布更加均匀,结构更加趋于安全。

由此可见,原结构设计不合理,没有将材料进行合理分布,经过拓扑优化后的结构将材料进行重新布局,使得材料密度趋向于应力较大的位置,而应力较小的位置对材料进行大幅的去除。新结构的材料分布更加均匀,结构更加趋于安全。

优化后的结构进行了零部件试制并在安徽定远试验场进行整车耐久性试验,没有出现试验故障,证明了上述优化方案的可靠性。

五、结语

以某重型货车平衡轴支座为分析对象,基于变密度法建立了拓扑优化的数学模型,利用 HyperWorks 中的 OptiStruct 模块将连续体结构拓扑优化方法应用到该平衡轴支座结构优化设计中,对多工况下的导向平衡轴支座进行优化设计。

根据拓扑优化的结构,再结合制造工艺及设计经验,对平衡轴支座进行重新设计,最后利用 HyperWorks 的 RADIOSS 软件对新结构进行了强度校核,并和优化前的数据进行比较。计算结果表明,进行优化设计后的平衡轴支座,质量减轻了约 41.9%,极限重载制动工况下应力降低 21.18%,安全性能得到提高。另外两个工况应力均有所下降,由此确定经过优化后的平衡轴支座安全性能得到提升,重量减轻。IM