

doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2017.07.018

# 车架结构二次拓扑优化设计与性能分析

郭立新, 周宏扬

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

**摘 要:** 针对重型车底盘车架的设计问题, 提出一种基于多工况和二次局部优化的整体拓扑优化方法。根据商用车底盘实际尺寸, 建立其结构拓扑优化模型。基于7种典型行驶工况得到初始拓扑结构, 再根据不同工况对其局部二次拓扑优化得到最终车架优化结构, 最后对其进行有限元仿真对比分析。结果表明: 新车架结构质量减轻约30 kg, 其刚度、强度及模态性能与原车架相比均有一定程度的改善, 验证了所提出的二次拓扑优化方法的有效性。

**关键词:** 商用车车架; 多工况拓扑优化; 二次拓扑优化; 有限元验证; 轻量化

**中图分类号:** U 463.1; TH 123      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1005-3026(2017)07-0998-05

## Quatric-Topology-Optimization Design and Performance Analysis of Vehicle Chassis Structures

GUO Li-xin, ZHOU Hong-yang

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.  
Corresponding author: GUO Li-xin, E-mail: lxguo@mail.neu.edu.cn)

**Abstract:** To solve the design problem of heavy commercial vehicle chassis, a global topology optimization method based on multi-load conditions and quatric local-optimization was proposed. A structural topology model was constructed based on the real sizes of commercial vehicle chassis. A preliminary topology structure was obtained based on seven typical loading conditions of the vehicle, and the final chassis optimization structure was obtained with the quatric-topology-optimization method based on different loading conditions. Finally, the finite element validation was given. The results showed that the new chassis mass reduced by nearly 30 kg, and its stiffness, intensity and modal quality improved to a certain extent compared to the current one, and the effectiveness of the proposed quatric-topology-optimization method was verified.

**Key words:** commercial chassis; multi-load-condition topology optimization; quatric-topology optimization; finite element validation; lightweight

重型商用车底盘车架作为主要承载部件, 支撑连接汽车各总成结构和零部件。车架工作时要承受由多种载荷所产生的弯矩和剪切力, 同时还要受到来自路面和动力总成的激振, 产生振动。性能直接关系到整车性能的好坏, 因此车架的结构形式显得尤为重要。重型商用车车架设计的传统方式存在很大的盲目性与偶然性, 不利于对车架的整体性能指标进行控制。近年来各种结构优化方法层出不穷, 其中拓扑优化设计方法作为概念性设计阶段的主要方法越来越受到学者们的重视<sup>[1]</sup>。

常用的连续体拓扑优化方法有渐进结构优化方法、均匀化方法、变密度法等。渐进结构优化方法是将低效甚至无效的结构逐步消除, 以得到优化的结构形式<sup>[2-3]</sup>; 均匀化方法是将微结构引入材料中, 优化时的设计变量为微结构尺寸, 尺寸变化表现为结构材料的增加和删除<sup>[4]</sup>; 变密度法是假定宏观材料属性与材料密度之间的关系, 优化时将材料密度作为设计变量, 得到的最终优化结构是材料的最优拓扑分布模型。由于拓扑优化方法本身的数学模型较复杂, 其约束条件多种多样, 通常情况下可

以得到概念性的整体优化结构,但其局部细节较难控制.针对以上问题,本文提出采用一种二次拓扑优化方法对某款 6×4 型商用车底盘车架进行整体性以及局部细节的优化设计,在充分考虑车架强度和质量的基础上,对其刚度进行最大化设计;根据不同行驶工况条件,对其局部结构进行优化调整,并用有限元方法进行对比验证.

## 1 车架结构整体性拓扑优化

由于拓扑优化方法主要应用在新产品的概念设计阶段,所以本文首先进行了基于静动态工况下的车架拓扑优化设计,得到其初始概念性结构模型,为其后续的局部二次拓扑优化提供参考.

### 1.1 车架拓扑优化有限元模型

由于商用车车架的工况条件十分复杂,应综合考虑车辆的各种典型工况,利用线性加权法将所有典型工况组合在一起进行拓扑优化设计.根据商用车的工况条件,现将其工况类型分为 7 种:

①纯弯曲工况(6 个车轮接触地面);②弯曲工况一(前桥悬空);③弯曲工况二(中间桥悬空);④弯曲工况三(后桥悬空);⑤扭转工况一(右前轮悬空);⑥扭转工况二(右后轮悬空);⑦扭转工况三(右前轮和左后轮同时悬空).

以该车架作为优化对象,其初始结构及所受载荷见图 1.其中包括:驾驶室总成(990 kg),发动机(875 kg),变速器(270 kg),油箱(128 kg),散热器(24 kg),以及额定载货质量(19 640 kg).车架材料为 B550L,其弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,密度为 7 800 kg/m<sup>3</sup>,屈服极限为 400 MPa.利用有限元软件 Hypermesh 对车架进行拓扑优化,根据以上 7 种车辆典型工况分别建立 7 种不同的载荷,分别释放对应车轮的铰接自由度.

### 1.2 拓扑优化参数设置

在拓扑优化中,通常采用线性加权法来处理多工况优化问题.一般根据各工况的重要程度,参考决策论中的层次分析方法,采用车身优化各工况间的权重比的计算方法,计算各工况的加权系数<sup>[5-7]</sup>.本文将车架整体刚度最大化作为拓扑优化的目标函数,利用 Optistruct 将前面的 7 种典型工况组合起来,加权系数分别为 0.84, 0.13, 0.13, 0.13, 0.35, 0.35, 0.12.由于刚度值与柔度值互为倒数,因此将此响应作为拓扑优化的目标函数,求其最小值.

由于车架结构复杂,对其进行拓扑优化设计

时,其约束条件必须准确恰当,否则会使结果与实际情况差别很大.本文车架的约束条件包括体积比约束、最大应力约束和固有频率约束.由于拓扑优化设计的主要目标是轻量化设计,所以将车架结构体积比的上限值设定一个较小的数值,为 20%.由于车架材料的屈服极限为 400 MPa,将安全系数设为 1.8,所以最大应力的允许上限值为 222 MPa.

由于车架经常处于动态工况中,其固有频率特性对其性能影响至关重要.该商用车的发动机怠速频率为 30 Hz,在进行拓扑优化设计时,须考虑到此频率值对车架动态性能的影响.根据现有车架的实验数据,其第 3 阶和第 4 阶模态频率值最接近 30 Hz,分别为 24.42 和 33.58 Hz.参考现有车架的频率,同时考虑到约束条件的预留空间,在拓扑优化中将车架的第 3 阶固有频率的上限值设定为 27 Hz,将第 4 阶固有频率的下限值设定为 33 Hz,避免了新结构因怠速频率所引起的共振问题.

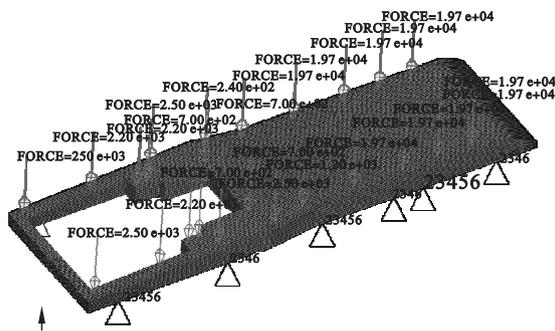


图 1 车架拓扑优化有限元分析模型  
Fig. 1 Topology FEA model of chassis

另外,除了以上三种约束条件外还包括最小成员尺寸约束和对称约束,目的是避免拓扑优化结构中出现棋盘格现象,以保证新结构的中线对称性.

### 1.3 优化结果

利用 Hypermesh 得到的车架整体性拓扑优化结构如图 2 所示.可见经过一次拓扑优化得到的车架结构与实际产品结构仍有很大差距,其横梁结构形式复杂,不易采用型钢加工.为此本文提出采用局部二次拓扑优化的思想.在一次拓扑优化结果的基础上进行局部二次拓扑优化,从而得到更加符合实际情况的新结构.

## 2 车架结构局部拓扑优化

由车架整体性拓扑优化所得到的概念性结构

已在一定程度上相似于现有车架,为了得到更加符合实际情况的车架结构,下面分别对车架局部结构进行二次拓扑优化设计。

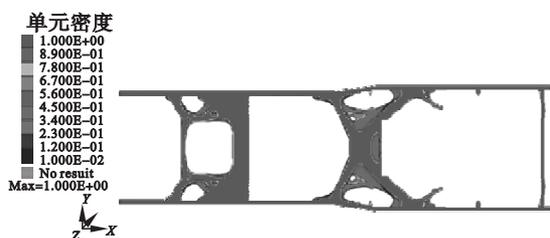


图2 车架整体性拓扑优化结构图

Fig. 2 Overall topology structure of chassis

## 2.1 初始模型的建立

首先对图2中的车架概念结构进行简化,如图3所示,将简化后的车架模型作为二次优化的初始模型,并将待优化区域用数字标出,区域1,2,3为待优化区域。

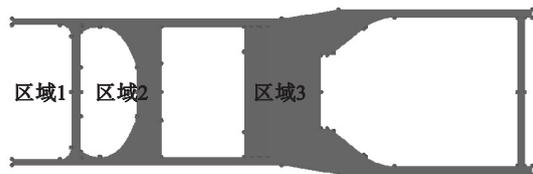


图3 车架二次优化初始模型

Fig. 3 Preliminary quatric-optimization model of chassis

## 2.2 优化边界条件的建立

与整体性拓扑优化不同,局部二次拓扑优化的目标是寻求3个区域各自的最优结构,每个区域所对应的敏感工况有所不同。其中区域1对应的敏感工况为7种典型工况中的第①,④,⑥,⑦4种工况,这4种工况对区域1的结构影响较大,其余工况不计,由于工况①为出现频率最高的工况类型,亦需考虑在内。同理,区域2的敏感工况为第①,③,④,⑥,⑦共5种工况,区域3敏感工况为第①,②,③,⑤,⑦共5种工况。3个区域的优化约束条件保持一致,分别为最大应力上限值为222 MPa,最大应变上限值为2.6 mm,第3阶固有频率小于27 Hz,第4阶固有频率大于33 Hz。优化目标函数为3个优化区域的体积最小化。在Optistruct中为每个优化区域分别指定各自敏感工况下的约束条件,完成车架局部二次拓扑优化模型的建立。

## 2.3 二次优化结果

3个区域的优化结构及车架最终的拓扑优化结构如图4~图7所示。

可见,经过二次拓扑优化得到的车架结构相当符合实际情况,可以作为后续结构设计的基础

和参考。



图4 区域1优化结构

Fig. 4 Final structure of area 1

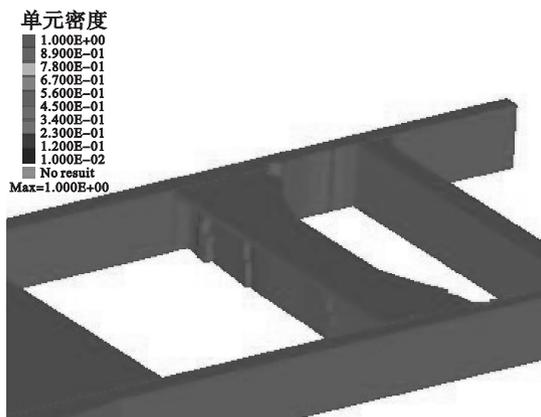


图5 区域2优化结构

Fig. 5 Final structure of area 2

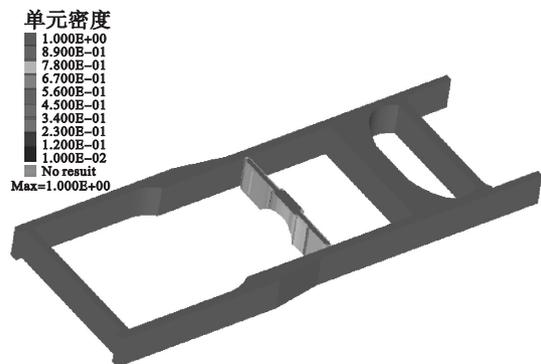


图6 区域3优化结构

Fig. 6 Final structure of area 3

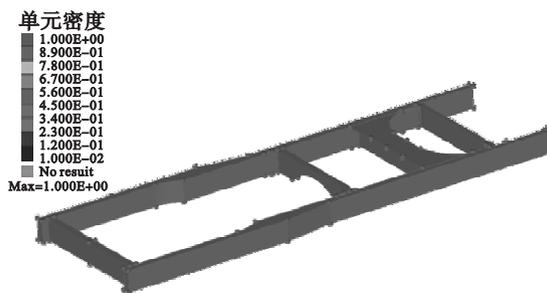


图7 车架最终拓扑优化结构

Fig. 7 Final topology structure of the chassis

## 3 有限元验证与性能对比

为了考察整体及局部二次拓扑优化方法得到的车架结构的综合性能,利用Hypermesh软件对

车架进行静态和模态有限元分析,并与实际现有车架的实验数据对比衡量其性能优劣。

### 3.1 车架有限元模型的建立

在建立拓扑优化后的车架有限元模型时,首先将图7的结构进行适当的简化,例如两条纵梁的宽度应保持一致以便加工,因结构要求,最后一根横梁上保留空洞结构。然后对车架进行网格划分、材料定义、边界约束及载荷施加,再根据7种典型工况建立7种载荷工况,利用Radioss求解器对7种载荷工况进行求解,最终的车架有限元模型见图8。

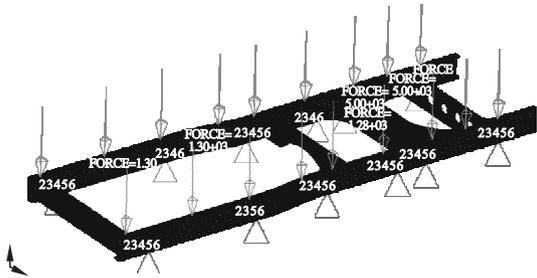


图8 车架有限元分析模型的载荷与边界约束

Fig. 8 Loads and constraints of the chassis FEA model

### 3.2 结果对比验证

首先对质量进行对比,优化后车架质量567 kg,原车架质量596 kg,新车架质量减轻了约30 kg。

另外对于车架结构,其强度、刚度和固有频率最为关键,下面通过有限元分析结果与现有车架实验结果作对比,以验证新车架结构的性能优劣。表1~表3分别给出优化后车架有限元分析得到的强度、刚度和固有频率,并与实际车架的实验数据对比。

表1 优化后车架与现有车架的强度对比

Table 1 Strength comparison between the optimized chassis and current chassis MPa

工况	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
优化车架	71.5	136	219	102	102	173	185
现有车架	74.7	132	235	102	99.7	185	198
误差/%	4.3	-3.0	6.8	0	-2.3	6.5	6.5

表1表明,优化后车架在强度方面有所提升,只有工况②和工况⑤的应力值有所恶化。

表2表明,优化后车架的刚度性能亦有所提高,只有在工况①、工况②和工况⑤下的形变值增大。

表2 优化后车架与现有车架的刚度对比

Table 2 Stiffness comparison between the optimized chassis and current chassis mm

工况	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
优化车架	0.14	1.31	2.05	0.14	1.24	0.53	0.95
现有车架	0.13	1.26	2.36	0.18	1.09	0.66	1.08
误差/%	-7.7	-4.0	13	22	-14	20	12

表3表明,优化后车架与现有车架的固有频率相差很小,但是在发动机怠速频率30 Hz附近,优化后车架与原车架的第3,4阶固有频率离怠速频率30 Hz相对更远些,这在一定程度上改善了车架的动态性能。

表3 优化后车架与现有车架的固有频率对比

Table 3 Resonant frequency comparison between the optimized chassis and current chassis Hz

工况	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
优化车架	8.41	15.7	23.2	34.3	36.6	41.7	54.3
现有车架	8.32	15.9	24.4	33.6	35.1	40.2	52.7
误差/%	1.1	-1.3	-5.0	2.1	4.3	3.7	3.0

综上所述,利用拓扑优化技术得到的车架新结构与原结构相比质量更轻,而且机械性能也有所改善,达到了车架轻量化设计的目的。

## 4 结 论

1) 利用拓扑优化技术对车架进行整体性设计时应全面考虑车辆的各种典型工况,利用加权方法将所有工况组合在一起进行设计。

2) 通过对初始拓扑优化车架结构的二次优化,验证了局部二次拓扑优化方法的有效性。

3) 通过有限元方法验证了车架新结构的机械性能,达到了车架轻量化设计的目的。

### 参考文献:

[1] 陈永当,张建华,全鸿杰,等.面向火箭滑车底盘设计的变密度多载荷拓扑优化方法[J].计算机辅助设计与图形学学报,2012,24(8):1108-1113.

(Chen Yong-dang, Zhang Jian-hua, Tong Hong-jie, et al. Variable density and multi-load topology optimization method for rocket sled chassis design [J]. Journal of Computer-Aided Design & Computer Graphics, 2012, 24(8): 1108-1113.)

(下转第1011页)