

doi:10.3969/j.issn.1672-4348.2018.06.004

基于拓扑和尺寸优化的汽车 C 型梁轻量化设计

黄登峰^{1,2}, 闫晓磊^{1,2}, 钟勇^{1,2}

(1. 福建工程学院 机械与汽车工程学院, 福建 福州 350118;
2. 福建省汽车电子与电驱动技术重点实验室, 福建 福州 350118)

摘要:以商用车空气悬架 C 型梁为研究对象,采用材料替换并结合拓扑和尺寸优化的方法进行轻量化设计。基于变密度法,以结构刚度最大化为目标进行拓扑优化,获得结构初始构型。在拓扑优化结果的基础上,综合考虑 3 种工况,以板件厚度为设计变量,各工况下的应力和变形为约束条件,质量最小化为目标,进一步进行尺寸优化。优化结果表明,设计方案满足结构刚强度要求,降低了结构的质量,达到了轻量化的效果。

关键词: C 型梁;拓扑优化;尺寸优化;结构轻量化

中图分类号: U463 文献标志码: A 文章编号: 1672-4348(2018)06-0526-04

Lightweight design of automotive C-beam based on topology and size optimization

HUANG Dengfeng^{1,2}, YAN Xiaolei^{1,2}, ZHONG Yong^{1,2}

(1. School of Mechanical and Automobile Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China;
2. Fujian Key Laboratory of Automotive Electrics and Electric Drive, Fuzhou 350118, China)

Abstract: With the commercial vehicle's air suspension C-beam as the research object, the material replacement was combined with topology and size optimization for lightweight design. Firstly, based on the variable density method, the topology optimization was carried out with the aim of maximizing the structural stiffness, and the initial configuration of the structure was obtained. Then, based on the results of topology optimization, considering three work conditions, further size optimization was conducted, which took the thicknesses of the plate as the design variable, the stress and deformation under each working condition as the constraints and the minimization of mass as the target. Optimization results show that the design not only satisfies the structural strength requirements, but also significantly reduces the mass of the structure and achieves a lightweight effect.

Keywords: C-beam; topology optimization; size optimization; structure lightweighting

当前,结构优化技术在汽车设计和轻量化过程中得到广泛的应用。在概念设计阶段采用拓扑优化设计方法,在详细设计阶段采用尺寸优化设计方法,可以在保证汽车零部件结构性能的基础上,显著降低结构的重量,从而实现汽车的轻量化设计^[1]。文献[2]使用拓扑优化方法确定离合器拨叉新的设计方案,采用响应面尺寸方法有效地改进新设计。文献[3]进行了后副车架拓扑优化

概念设计,采用粒子群算法实现了后副车架板材厚度等参数的最优设计。为保证轻型平板拖车的结构性能,文献[4]以弯曲刚度和扭转频率作为约束条件,对其框架结构进行拓扑优化并优化板厚。文献[5]在模块化汽车的概念设计阶段,同步执行尺寸、形状及拓扑优化,满足多种载荷工况下的结构强度要求。文献[6]研发了一种基于耐久性能的车架支架结构优化流程,结合拓扑和尺

收稿日期: 2018-09-12
基金项目: 福建省中青年教师教育科研项目(JA14225);福建工程学院科研启动基金(E0600277)
第一作者简介: 黄登峰(1984-),男,福建莆田人,高级工程师,博士,研究方向:汽车 CAE 及轻量化技术。

寸优化,提高了疲劳寿命。文献[7]进行了电动汽车白车身的拓扑优化,并利用遗传算法完成车身尺寸优化,实现轻量化设计。

在商用车空气悬架中,C 型梁是最为重要的承载结构件,中间通过 U 型螺栓与车桥固定,两端安装有空气弹簧和减震器以承载整车的簧上质量。C 型梁的结构刚强度与车辆行驶安全关系重大,因此设计一款满足结构刚强度性能且轻量化的 C 型梁具有重要的工程实际意义。

本文以空气悬架 C 型梁为研究对象,以 Q700 高强钢代替原有 B510L 钢材为主要思路实施轻量化。

1 C 型梁拓扑优化概念设计

1.1 拓扑优化技术原理

拓扑优化是一种给定材料用量下,确定结构材料最佳分布的结构优化技术,相对于尺寸优化和形状优化,具有更大的设计空间。以结构的刚度最大化(即柔度最小化)为优化目标的结构拓扑优化模型可表示为

$$\begin{cases} \min & C(\rho) = U^T K U \\ \text{s.t.} & \sum_{i=1}^n V_i \rho_i / V \leq V_L \\ & 0 < \rho_{\min} < \rho_i < 1 \quad i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (1)$$

其中, $C(\rho)$ 为结构的柔度; U 为结构的位移向量; K 为结构的刚度矩阵; n 为结构单元个数; V_i 为第 i 个单元的体积; ρ_i 为第 i 个单元的相对密度; V 为初始结构体积; V_L 为给定的体积约束; ρ_{\min} 为避免总体矩阵奇异而规定的单元相对密度最小值。

SIMP(solid isotropic material with penalization)方法是一种常用的拓扑优化方法^[8],本文即采用该方法。在 SIMP 方法中,相对材料密度是设计变量,因此它通常也称为变密度方法。材料密度在 0~1 之间连续变化,0 表示空心状态,1 表示实心状态。SIMP 方法对刚度-密度关系应用幂函数规律惩罚,以便将材料密度推向 0/1(空隙/实心)分布。

$$\tilde{K}(\rho) = \rho^p K \quad (2)$$

其中, \tilde{K} 是单元的惩罚刚度矩阵; K 是单元的实刚度矩阵; ρ 是密度; p 是惩罚因子(总是大于 1); 通常情况下取 3~5。

1.2 拓扑优化模型及过程

空气悬架 C 型梁主要由 C 字型的主梁、气囊安装支座、减振器支座、推力杆支座及车桥连接件等组成。初始结构材料为 B510L,其屈服强度为 355 MPa。C 型梁轻量化的主要思路是利用 Q700 高强钢的高强度性能(其屈服强度为 700 MPa),代替原有材料 B510L,可在保证结构性能的同时减轻重量。为此,先通过拓扑优化找出结构的最佳载荷传递路径和材料的最优分布。

C 型梁有限元模型采用壳单元和实体单元划分,所建立的拓扑优化模型包括 17 219 个壳体单元和 2 892 个实体单元,共 18 403 个节点,如图 1 所示。根据实际工程经验,C 型梁主要靠主梁承载,因此本文选取 C 字型的主梁(图 1 中深灰色部分)作为设计空间,而气囊安装支座、减振器支座、推力杆支座及车桥连接件等 C 型梁与其他零部件的安装件保留原有结构,为拓扑优化的非设计空间(图 1 中浅灰色部分)。

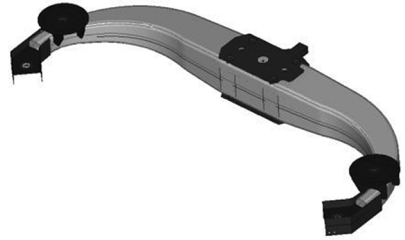


图 1 C 型梁拓扑优化模型

Fig.1 Topology model of C-beam

以 C 型梁结构刚度最大化为设计目标,基于 OPTISTRUCT 软件,经过 23 次迭代,可得到 C 型梁结构的拓扑优化结果如图 2 所示。

1.3 基于拓扑优化结果的结构改进

从图 2 可看出,密度较大的黑色区域应增加材料分布,即 C 型梁中心(与车桥连接处)与空气弹簧的连线区域需要增加材料分布,以提高结构的整体刚度;而密度较小的灰白色区域应减少材料分布,即这部分区域对提高结构的刚度作用不大,可适当去除或减薄材料。

由于 C 型梁主梁原结构由上壳和下壳组成,结合工程实际,采用增添加强板的方法来增加材料分布。根据拓扑优化结果获得的加强板焊接到主梁上的改进方案如图 3 所示。

先将加强板(图 3 中深灰色区域)厚度的初

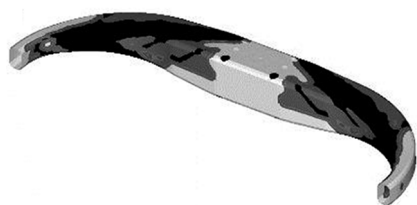


图 2 拓扑优化单元密度云图

Fig.2 Element density nephogram of topology optimization

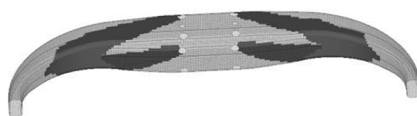


图 3 加强板主梁改进方案

Fig.3 Improvement of the main beam with a reinforcement plate

始值设定为 3 mm,而主梁上下壳原厚度为 7 mm,即主梁加强部分的厚度初始值为 10 mm,然后在详细设计阶段再利用尺寸优化方法确定主梁上下壳、主梁加强板、气囊安装支座、减振器支座等各板件的厚度。

2 尺寸优化详细设计

2.1 尺寸优化模型

在尺寸优化中,通过改变结构单元的属性,如板壳厚度、梁截面尺寸等参数来解决优化问题。其数学模型为:

$$\begin{cases} \min & M(X) \\ \text{s.t.} & \sigma \leq [\sigma] \\ & u \leq [u] \\ & X = [t_1 \quad t_2 \quad \cdots \quad t_n] \\ & t_{\min} < t_i < t_{\max} \quad i = 1, 2, \cdots, n \end{cases} \quad (3)$$

其中, $M(X)$ 为结构的总质量; σ 为结构应力; $[\sigma]$ 为结构允许最大应力; u 为结构变形; $[u]$ 为结构允许最大变形; X 为设计变量; n 为待优化板件个数; t_i 第 i 个板件的厚度; t_{\min} 、 t_{\max} 分别为第 i 个板件的厚度的上限和下限值。

本研究以主梁上下壳厚度、主梁加强部分厚度、气囊支座垫板和安装板厚度、减振器支座安装板和立板厚度作为优化设计变量,各变量的初始值和范围见表 1。分析工况包括弯曲工况、制动工况和左右凹凸不平路面等。优化约束条件有:①弹簧安装孔处变形不超过 7 mm;②减振器安装

孔变形不超过 8.5 mm;③最大应力不超过 700 MPa。优化目标设定为结构质量最小化。

2.2 优化结果

基于 OPTISTRUCT 软件可得 C 型梁尺寸优化结果如图 4,各板件厚度优化前后的数值见表 1。出于工程实际需要,表 1 列出了各板件圆整后的厚度。

表 1 C 型梁各板件尺寸优化结果

Tab.1 Size optimization results of each plate in C-beam

变量	原值	上界	下界	优化值	取整值
上壳	7	1	14	5.06	5.0
下壳	7	1	14	5.45	5.5
气囊支座垫板	15	1	30	3.93	4.0
气囊支座立板	8	1	16	2.00	2.0
减震器支座安装板	8	1	16	7.90	8.0
减震器支座立板	8	1	16	3.62	4.0
上壳加强部分	10	1	20	12.00	12.0
下壳加强部分	10	1	20	10.90	11.0

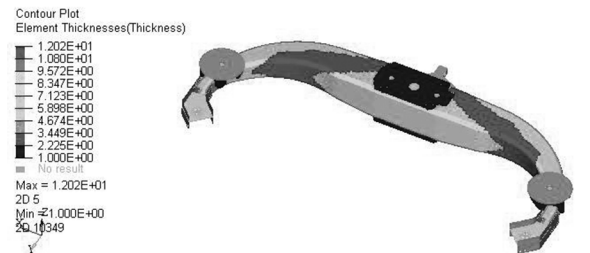


图 4 C 型梁尺寸优化结果

Fig.4 Results of size optimization of the C-beam

2.3 性能验证

为了验证尺寸优化后的结构性能,对 C 型梁结构进行各工况下的仿真。如图 5、图 6。

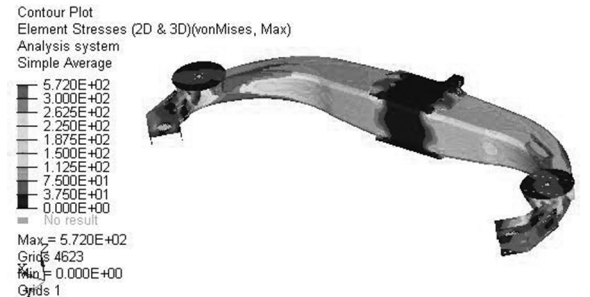


图 5 左右凹凸不平路面工况应力云图

Fig.5 Stress nephogram of the worst working condition on rugged pavements

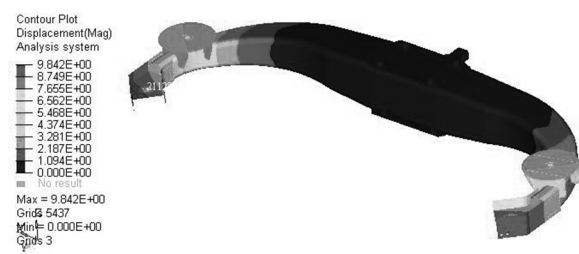


图 6 左右凹凸不平路面工况位移云图

Fig.6 Displacement nephogram of the worst working condition on rugged pavements

表 2 列出了优化前后的结构性能对比,从性能仿真验证的结果来看,在结构强度性能方面,虽然优化后结构的最大应力相较初始结构有所增大,在左右凹凸不平路面工况下 C 型梁弯曲处的最大应力达 572 MPa,但仍然小于 Q700 钢的屈服强度 700 MPa。在结构刚度方面,3 种工况下,优化后气囊支座中心处位移略有减小,减震器安装孔处位移虽略有增加,但仍然满足减震器安装孔变形不超过 8.5 mm 的约束条件,达到设计要求。在满足结构刚强度性能要求的同时,C 型梁结构的总体质量降低了 32.01kg,为原质量的 32.3%,轻量化效果明显。

表 2 优化前后结构性能对比

Tab.2 Comparison of structural performance before and after optimization

方案	最大应力/MPa			气囊支座中心处位移/mm			减震器安装孔处位移/mm		
	弯曲	制动	路况最差	弯曲	制动	路况最差	弯曲	制动	路况最差
优化前	332.6	137.8	347.9	4.494	1.793	5.391	6.195	2.476	7.952
优化后	512.8	275.3	572.0	4.379	1.751	5.303	6.276	2.51	8.434

注:优化前质量为 98.97 kg;优化后质量为 66.96 kg。

3 结论

- 1)在概念设计阶段,基于变密度拓扑优化方法获得的 C 型梁初始构型材料分布合理,在此基础上提出了加强板主梁改进方案。
- 2)在详细设计阶段,C 型梁各板材厚度的尺

- 寸优化结果满足了弯曲、制动和左右凹凸不平 3 种工况下的结构刚强度要求,大大降低了结构质量。
- 3)将结构拓扑优化与尺寸优化相结合,是解决工程中结构轻量化设计问题的一种有效途径。

参考文献:

[1] LEE Soo-lyong, LEE Dong-chan, LEE Jeong-ick. Integrated process for structural-topological configuration design of weight-reduced vehicle components[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2007, 43: 620-629.

[2] KAYA Necmettin, KAREN Idris, ÖATÜRK Ferruh. Re-design of a failed clutch fork using topology and shape optimization by the response surface method[J]. Materials and Design, 2010, 31: 3008-3014.

[3] 朱剑峰, 王水莹, 林逸, 等. 后副车架拓扑优化概念设计和智能轻量化方法研究[J]. 汽车工程, 2015, 37(12): 1471-1476.

[4] JANG Gang-won, YOON Min-su Yoon, PARK Jae-ha Park. Lightweight flatbed trailer design by using topology and thickness optimization[J]. Strucfural & Multidisciplihary Optimization, 2010, 41: 295-307.

[5] TORSTENFELT B, KLARBRING A. Conceptual optimal design of modular car product families using simultaneous size, shape and topology optimization[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2007, 43: 1050-1061.

[6] 吴道俊, 钱立军, 祝安定, 等. 基于疲劳寿命的车架支架结构优化[J]. 汽车工程, 2013, 35(10): 863-867.

[7] 张伟, 侯文彬, 胡平. 基于拓扑优化的电动汽车白车身优化设计[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2014, 41(10): 42-48.

[8] ESCHENAUER Hans A, OLHOFF Niels. Topology optimization of continuum structures: a review[J]. Applied Mechanics Reviews, 2001, 54(4): 331-390.

(责任编辑: 陈雯)