

doi: 10.3969/j.issn.1002-0268.2012.01.028

轿车车身结构轻量化

张国胜¹, 周超², 崔海涛¹, 陈野¹

(1. 交通运输部公路科学研究院 运输车辆运行安全技术交通行业重点实验室, 北京 100088;

2. 中国石油四川石化有限责任公司, 四川 成都 611930)

摘要: 以某款国产轿车为研究对象, 建立其白车身的有限元模型, 并通过试制样车刚度、模态试验研究和有限元分析的对比, 验证了计算机数值仿真分析模型的有效性和可靠性。在此基础上, 综合考虑车身的静、动态力学特性, 将轻量化研究与实际生产相结合, 优化了车身零部件板厚的质量分布, 实现了动力学特性基本不变, 优化后总质量降低了7.84%, 扭转刚度提高了1.54%; 弯曲刚度提高了30%, 为车身结构优化找到了一种切实可行的分析方法。

关键词: 汽车工程; 轻量化; 有限元; 白车身; 刚度

中图分类号: U463.82

文献标识码: A

文章编号: 1002-0268 (2012) 01-0154-05

Lightweight of Car-body Structure

ZHANG Guosheng¹, ZHUO Chao², CUI Haitao¹, CHEN Ye¹

(1. Key Laboratory of Operation Safety Technology of Transport Vehicles of Transportation Industry, Research Institute of Highway, Ministry of Transport, Beijing 100088, China;

2. PetroChina Sichuan Petrochemical Co. Ltd., Chengdu Sichuan 611930, China)

Abstract: The body-in-white finite element model of a type of domestic car was established. The effectiveness and the reliability of the numerical simulation model were verified by comparing the results of prototype vehicle's stiffness, modal test and finite element analysis. On this basis, considered the static and dynamic mechanical property of the body comprehensively, combined lightweight research with manufacture, mass distribution of the thicknesses of body parts was optimized, and dynamic mechanical property was essentially kept. The total mass of the optimized body reduced by 7.84%, the torsional stiffness increased by 1.54% and the bending rigidity increased by 30%. A practical analyzing method of optimizing body structure was provided.

Key words: automobile engineering; lightweight; FEM; BIW; stiffness

0 引言

随着世界能源的日益紧缺, 着眼于汽车工业可持续发展的要求, 节约能源已经成为人类亟待解决的问题。要提高燃油利用率, 降低制造成本, 汽车轻量化设计已成为汽车企业的主流设计。作为整车结构的重要组成部分, 车身结构的轻量化对于整车的轻量化起着举足轻重的作用, 要求其轻量化设计

同时还要具有足够的可靠性和绝对的安全性, 轻量化设计已经成为国内外汽车工业的重要研究课题。

本文以某款国产轿车为研究对象, 基于有限元计算和试验测试方法, 综合考虑车身结构的静、动态力学特性, 将轻量化研究与实际生产相结合, 选取样车试验测量值的作为车身结构优化设计的约束限值, 进而提出建立白车身 S-T 优化设计模型, 保证优化设计后车身结构的各项性能参数不低于原车

收稿日期: 2011-08-22

基金项目: 国家科技支撑计划项目 (2009BAG13A04); 交通运输部西部交通建设科技项目 (2009318000043)

作者简介: 张国胜 (1979-), 男, 黑龙江大庆人, 博士, 助理研究员. (gs.zhang@rioh.cn)

的前提下,从而达到车身结构轻量化的目的。

1 优化设计基本理论

轿车白车身优化设计问题就是将其用数学方程的形式予以全面、准确地描述,其中包括:根据设计目标建立评价设计方案性能优劣的目标函数;确定哪些参数参与寻优,也就是确定设计变量;把应满足的各类性能要求以等式或不等式的形式建立约束方程。

1.1 优化设计模型

优化设计是用数学规划理论寻找最优设计方案的技术,需要将工程问题转化为数学方法来描述。其数学模型可表述为:

$$\begin{aligned} \min \quad & F(x), \\ \text{s. t.} \quad & g(x) \leq 0, \\ & h(x) = 0, \\ & x_{\min} \leq x \leq x_{\max}, \end{aligned} \quad (1)$$

式中, x 为设计变量; $F(X)$ 为目标函数; $g(x)$ 为不等式约束函数; $h(x)$ 为等式约束函数; 其中,

$$\begin{aligned} x &\in R^n, \\ F: R^n &\rightarrow R. \end{aligned}$$

目标函数 $F(X)$ 、约束函数 $g(x)$ 与 $h(x)$ 是从有限元分析中获得的结构响应。设计变量的选取依赖于优化类型。在拓扑优化中,设计变量为单元密度;在尺寸优化中,设计变量为结构单元的属性;在形貌优化和形状优化中,设计变量为形状扰动的线性组合因子^[1]。车身薄壁件在简化模型中采用板壳单元离散,单元属性为板壳厚度。因此,本文选取车身各部位的薄壁件的厚度 T 作为设计变量,并将各设计变量和其相对应的组件建立连接关系。

1.2 迭代终止准则

目标函数在某点的负梯度方向是函数在该点下降最快的方向,将负梯度方向作为搜索方向。目标函数下降,总要有个终止准则来停止迭代,常用的迭代终止准则有:

(1) 当相邻两迭代点之间的距离充分短时,即

$$\|\bar{X}^{k+1} - \bar{X}^k\| \leq \varepsilon_1。$$

(2) 当相邻两迭代点的函数值下降充分小时,即

$$|F(\bar{X}^{k+1}) - F(\bar{X}^k)| \leq \varepsilon_2, \quad (3)$$

或

$$\frac{|F(\bar{X}^{k+1}) - F(\bar{X}^k)|}{F(\bar{X}^k)} \leq \varepsilon_3。 \quad (4)$$

(3) 当迭代点的梯度充分小时,即

$$\|\nabla F(\bar{X}^k)\| \leq \varepsilon_4, \quad (5)$$

式中, ε_i ($i=1, 2, 3, 4$) 为给定的收敛精度,一般 $\varepsilon_i = 10^{-5}$ 。

2 轻量化研究实例

2.1 车身结构有限元模型建立

本文以某处于研发阶段的轿车为研究对象,如图1所示。在CATIA中建好的CAD模型转换到Hypermesh中进行简化重构,对模型进行有限元离散处理即网格划分,并处理零件间的连接界面,搭建各分总成及整个白车身有限元模型。建模过程中,忽略了装配在车身焊接总成上的车门、发动机盖、座椅、后备箱盖等对车身整体抗弯和抗扭刚度影响不大的部件,主要考虑空间基本闭合的梁类结构件和板类内外覆盖件^[2]。钣金件的单元划分以四边形单元CQUAD4为主,过渡单元用三角形单元CTRIA3,并控制在5%内,有限元模型完成后,验证单元满足相应的翘曲度、长宽比、雅可比值、歪斜度等要求,焊点采用CWELD单元来模拟。该车模型共有383 536个单元,377 016个节点组成。

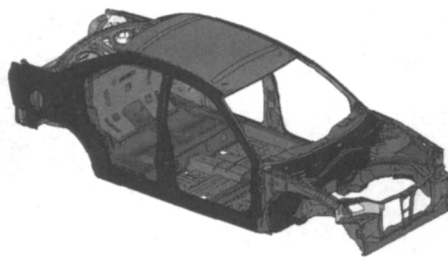


图1 某轿车有限元模型

Fig.1 A car FE model

目前,国内外针对白车身的刚度和模态分析的研究已经比较广泛^[3],通过试制样车刚度、模态试验研究和有限元分析的对比^[4-5],验证了计算机数值仿真分析模型的有效性和可靠性,如图2、3所示。该轿车基本力学特性参数如表1所示,研究发现:该车身结构完全满足车身结构性能要求,同时其总质量已达到196.1 kg,具有较大的轻量化潜力。

表1 仿真与试验结果比较

Tab.1 Comparison between simulation result and test result

力学特性参数	仿真结果	试验结果	误差范围/%
弯曲刚度/(N·mm ⁻¹)	9 223	7 876	17.1
扭转刚度/(Nm·rad ⁻¹)	693 053	750 000	7.6
1阶扭转频率/Hz	35.915 95	35	2.6
1阶弯曲频率/Hz	50.191 81	50	0.38

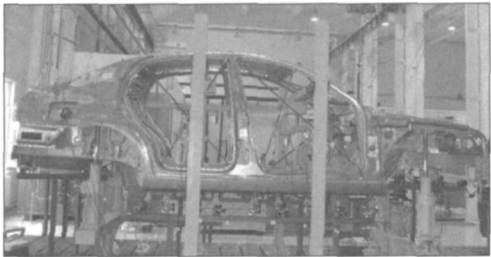


图 2 车身刚度特性测试

Fig. 2 Test of body stiffness characteristics

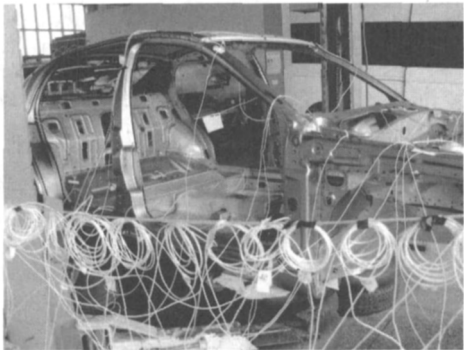


图 3 车身模态特性测试

Fig. 3 Test of body modal characteristics

2. 2 优化模型建立

本文在白车身结构有限元模型基础上，采用 Nastran 求解器的 SOL 200 模块^[6-7]进行优化设计分析。从轿车车身结构特征出发，在具体的优化过程中根据不同的约束变量和目标函数，计算厚度参数对约束变量的灵敏度和对目标函数的灵敏度的比值大小，确定优化设计的设计变量，才能实现实际意义上的优化^[8]。本文参照车身模型和 BOM 表，可供选用的设计变量共有 237 个，根据经验避开了对碰撞性能和局部刚度影响明显的关键板件，主要考虑空间基本闭合的梁类结构件和板类内外覆盖件以及抗扭能力较强的“盒状”结构的覆盖件。考虑到实际操作的可能性及分析效率，依据目标函数和状态变量对各个设计变量的灵敏度，有针对性地筛选，最终选出 49 组板件作为优化的变量。确定以扭转刚度、弯曲刚度以及模态为约束条件，以白车身结构质量的最小化为目标函数，以试制车型的刚度和模态的试验测试结果作为约束函数的极值条件，其具体情况如表 2 所示。

在车身优化设计过程中，其目标函数和状态变量设置的 DMAP 参数化设计部分源程序如下所示^[7]：

表 2 目标函数和约束变量

Tab. 2 Objective function and constraint variables

	名称	初值	最小允许值	最大允许值
目标函数	总质量	196.1 kg	-	-
状态变量	扭转刚度	-	-	1.7 mm
	弯曲刚度	-	-0.2 mm	-
	扭转频率	3.591595E+01	35 Hz	-
	弯曲频率	5.019181E+01	50 Hz	-

```
DESOBJ( MIN) = 1
$HMNAME LOADSTEP "MODE"
SUBCASE 1
  ANALYSIS = MODES
  METHOD( STRUCTURE) = 1
  DESSUB = 101
$HMNAME LOADSTEP 2" tor"
SUBCASE 2
  LABEL = tor
  ANALYSIS = statics
  SPC = 2
  LOAD = 4
  DESSUB = 201
$HMNAME LOADSTEP 3" bend"
SUBCASE 3
  LABEL = bend
  ANALYSIS = statics
  SPC = 3
  LOAD = 5
  DESSUB = 301
$ OPTIRESPONSES Data
DRESPI 1 obj WEIGHT
DRESPI 1001 FRE003 FREQ 2
DCONSTR 101 1001 35.0
DRESPI 1002 FRE003 FREQ 4
DCONSTR 101 1002 50.0
DRESPI 2001 dis003 DISp 329336
DCONSTR 201 2001 1.7
DRESPI 3001 dis003 DISp 700854
DCONSTR 301 3001 -0.2
```

2. 3 优化计算及结果分析

在保证各约束满足的情况下，经过 6 轮优化分析迭代，最终收敛，其目标函数的收敛过程如图 4 所示。由优化后的结果可知，经过优化后的整车质量变为 180.64 kg，降低了 15.37 kg，占总质量的 7.84%，轻量化效果明显。

车身结构的 49 组设计变量的迭代历程，其详细的迭代历程如图 5 所示。从结构上修正零部件的厚

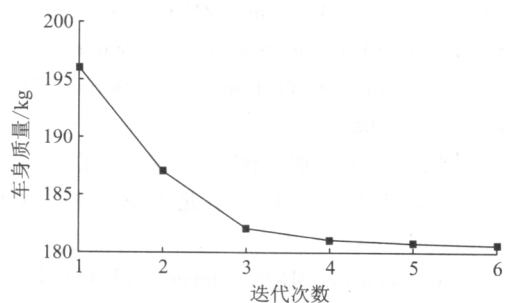


图4 目标函数优化迭代历程

Fig. 4 Optimized iteration of objective function

度和数量,确保在汽车整车性能不变的前提下达到减轻自重的目的。

经计算,优化后模型的静态扭转刚度为 431 317.8 Nm/rad,提高了 1.54%; 优化后模型的静态

弯曲刚度为 10 402 N/mm,提高了 30%,从分析结果可知,结果满足设计要求,达到了优化目的,且车身结构性能有所提高,对车身结构设计具有一定指导意义。

由图6可知,动态优化设计结果第1阶固有频率提高了7.5%,第2阶固有频率提高了6.3%;第4阶固有频率、第5阶固有频率、第6阶固有频率、第7阶固有频率、第9阶固有频率以及第12阶固有频率幅值基本未发生波动;第3阶固有频率、第10阶固有频率以及第11阶固有频率幅值分别降低了4%,3.6%,2.5%。其中,第2阶模态(即1阶扭转模态),由35.92 Hz增加到38.18 Hz,仍为扭转模态;第4阶模态(即1阶弯曲模态),由50.19 Hz变为了50.11 Hz,仍为弯曲模态。

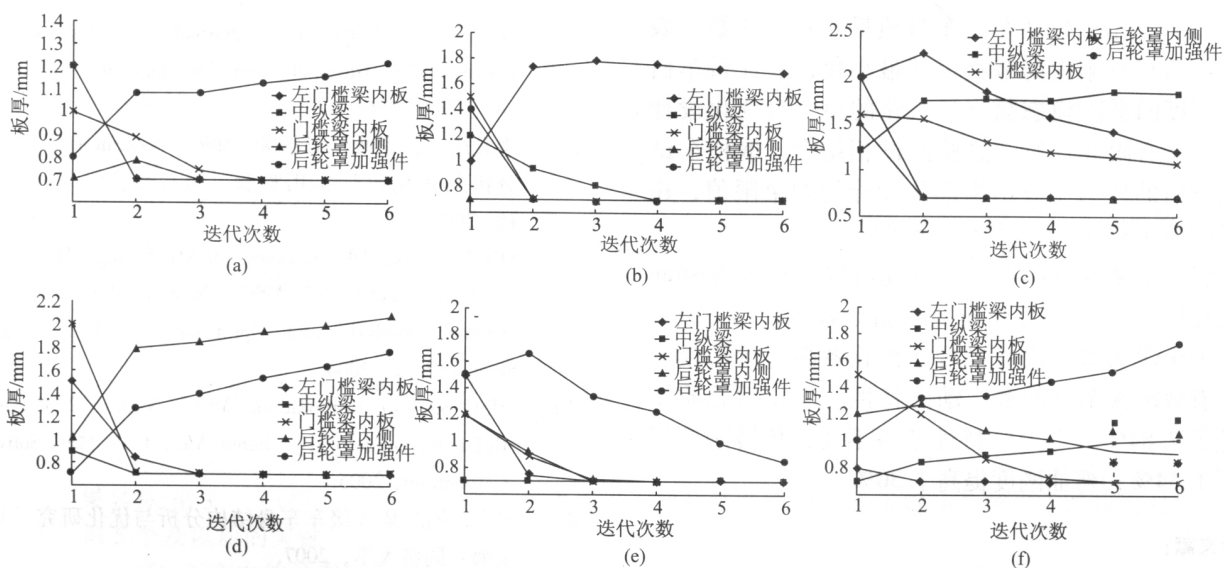


图5 设计变量迭代历程

Fig. 5 Iteration of design variables

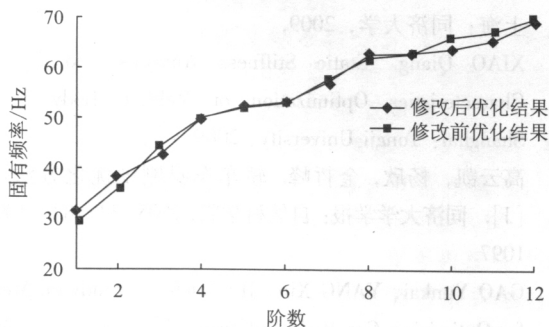


图6 优化前后固有频率比较

Fig. 6 Comparison of natural frequencies before and after optimization

车身低阶固有频率对设计变量的灵敏度,从结果文件 jobname. f06 中读取,如图7所示。由其固有

频率灵敏度分析结果可知,部件4、6、13、19、20、31以及42等零部件随着其厚度的增加,其1阶扭转模态固有频率值有所下降,灵敏度值为负的变量均属于此类情况。同样可以分析,灵敏度值为正的变量,随着其厚度增加,固有频率升高。因此,在车身结构设计中,增加结构的厚度并不一定能增加结构的动刚度,可能适得其反。因而,必须进行灵敏度分析及优化设计,以达到设计参数的合理搭配。

研究表明:对质量灵敏度大而对扭转刚度和弯曲刚度的灵敏度小的设计变量,迭代过程中质量减少;对质量灵敏度小而对扭转刚度和弯曲刚度大的设计变量,迭代过程中质量增加,能够弥补降低的刚度性能。在以后车身结构优化设计时,可依据此

规律选取设计变量,从而能够提高优化分析效率。

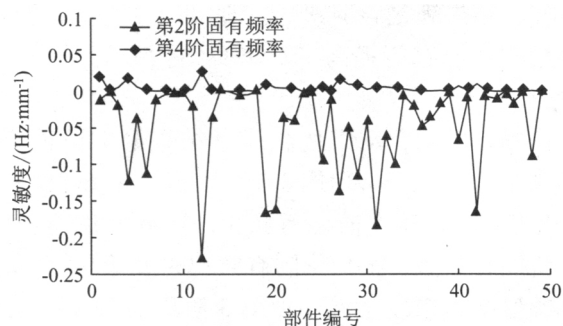


图7 典型固有频率对设计变量的灵敏度

Fig.7 Sensitivity of typical natural frequency to design variables

3 结论

(1) 提出了以轿车白车身质量为目标函数,表征轿车白车身刚度的节点位移最小化,表征轿车白车身刚度的低阶模态频率最大化的白车身优化设计方法,将有限元计算和试验测试相结合,取样车试验测量值的作为车身结构优化设计的约束限值,建立了的白车身 S-T 优化设计模型。

(2) 以某款国产轿车为研究对象,利用 Nastran 的优化模块,综合考虑车身的静、动态力学特性。通过 DMAP 参数化设计实现了优化各板厚的质量分布,有效改善车身的静、动态特性。优化后总质量降低了 7.84%,动力学特性基本不变,扭转刚度提高了 1.54%; 弯曲刚度提高了 30%。

参考文献:

References:

- [1] 张胜兰, 郑冬黎, 郝琪. 基于 HyperWorks 的结构优化设计技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
ZHANG Shenglan, ZHENG Dongli, HAO Qi. The Structure Optimization Technology Based on HyperWorks [M]. Beijing: China Machine Press, 2007.
- [2] 高玉华. 硬件在环的轿车白车身结构分析与优化设计 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2008.
GAO Yuhua. Structural Analysis and Optimal Design of Vehicle Body-in-white Based on Hardware-in-the-loop Simulation [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2008.
- [3] 桂良进, 范子杰, 周长路. “长安之星”微型客车白车身刚度研究 [J]. 机械工程学报, 2004, 40 (9): 195 - 198.
GUI Liangjin, FAN Zijie, ZHOU Changlu. Study on Stiffness of Chang'an Star Minibus White Body [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40 (9): 195 - 198.
- [4] 张国胜, 孟凡亮, 张天侠, 等. 某轿车白车身数字化建模与刚度分析 [J]. 东北大学学报, 2008, 29 (S2): 81 - 84.
ZHANG Guosheng, MENG Fanliang, ZHANG Tianxia, et al. Numerical Modeling and Stiffness Analysis for Body-in-white of Car [J]. Journal of Northeastern University, 2008, 29 (S2): 81 - 84.
- [5] 张国胜, 周炜, 孟凡亮, 等. 某轿车白车身模态分析和局部刚度优化方法研究 [J]. 公路交通科技, 2010, 27 (4): 133 - 136.
ZHANG Guosheng, ZHOU Wei, MENG Fanliang, et al. Modal Analysis and Local Rigidity Optimization for Body-in-white of Car [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2010, 27 (4): 133 - 136.
- [6] 隋允康, 杜家政, 彭细荣. MSC. Nastran 有限元动力分析与优化设计实用教程 [M]. 北京: 科学出版社, 2004.
SUI Yunkang, DU Jiazheng, PENG Xirong. Design and Practical Tutorial of MSC. Nastran Finite Element Dynamic Analysis and Optimization [M]. Beijing: Science Press, 2004.
- [7] MSC Software Corporation. MSC. Nastran 2005 Quick Reference Guide [M]. Santa Ana, CA: MSC Software Corporation, 2005.
- [8] 杨欣. 国产某 A 级车车身结构分析与优化研究 [D]. 上海: 同济大学, 2007.
YANG Xin. Structural Analysis and Optimization of a Certain A-Class [D]. Shanghai: Tongji University, 2007.
- [9] 肖强. 车身静态刚度分析及动力特性优化研究 [D]. 上海: 同济大学, 2009.
XIAO Qiang. Static Stiffness Analysis and Dynamic Characteristics Optimization of Vehicle Body [D]. Shanghai: Tongji University, 2009.
- [10] 高云凯, 杨欣, 金哲峰. 轿车车身刚度优化方法研究 [J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2005, 33 (8): 1095 - 1097.
GAO Yunkai, YANG Xin, JIN Zhefeng. Study on Method for Optimizing Car Body Stiffness [J]. Journal of Tongji University: Natural Science Edition, 2005, 33 (8): 1095 - 1097.