

基于横梁结构改进的乘用车扭力梁轻量化设计

周伟, 黄泰硕, 张勋

(比亚迪汽车工业有限公司, 广东 深圳 518118)

摘要:为实现某乘用车扭力梁轻量化目标,本文将其横梁的原开口截面改变为封闭截面,并建立和验证其有限元模型,综合考虑质量、刚度、强度等约束,对改为封闭截面的横梁进行初始设计和尺寸优化。最终实现扭力梁减重 13.95%,取得较好的轻量化效果。

关键词:扭力梁; 横梁轻量化; 有限元; 尺寸优化

中图分类号:U463.33

文献标志码:A

DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.01.008

Lightweight Design of Passenger Car Torsion Beam Based on Improved Crossbeam Structure

ZHOU Wei, HUANG Taishuo, ZHANG Xun

(BYD Automobile Industry Co., Ltd., Shenzhen 518118, China)

Abstract:To achieve the lightweight goal of a passenger car torsion beam, this paper changes the original open section of its crossbeam to a closed section, establishes and verifies the torsion beam finite element model, and comprehensively considers constraints such as weight, stiffness, and strength to do the initial design and size optimization for the improved closed-section cross beam. Finally, the torsion beam weight reduction of 13.95% and better lightweight effect are realized.

Key words:torsion beam; lightweight of crossbeam; finite element; size optimization

为满足节能环保的要求,轻量化技术已成为汽车领域的研究热点。实现汽车轻量化的技术途径主要有结构轻量化设计、应用轻质材料和采用先进的制造工艺^[1-4]等方法。综合考虑成本、环保、技术等方面的因素,结构轻量化更具有可行性^[5-7]。

因扭力梁悬架具有结构简单、成本低等优点而被广泛用作 A、A0 级轿车和 SUV 的后悬架。其中扭力梁的重量在悬架重量中占比较大,对其结构进行轻量化设计,不仅可以直接降低汽车能耗、提高动力性,还可以提升操纵性和舒适性等性能^[8-10]。对此,国内已有相关研究^[11-12]。

本文将某乘用车扭力梁的开口截面横梁改为封闭截面横梁,以提高其弯曲刚度和扭转刚度。并在此基础上,以扭力梁重量最小为优化目标,综合考虑刚度、模态和制造工艺约束,对扭力梁结构进行相应的

改进设计,从而在满足性能要求的同时减轻重量。

1 扭力梁结构改进初始设计

1.1 扭力梁有限元模型建立与验证

某乘用车扭力梁主要由(V型)横梁、稳定杆、纵臂、弹簧座、减振器座、轮毂安装板、加强板和衬套外套管构成。将其几何模型导入到 Hyperwork 软件中,采用壳单元进行网格划分,共划分单元 533 811 个,节点数为 171 571,所建立的扭力梁有限元模型如图 1 所示。

参照扭力梁模态试验,对扭力梁有限元模型施加相应的边界条件,使用 NASTRAN 软件进行仿真分析。一阶扭转模态和一阶弯曲模态试验的测试结果分别为 21.32 Hz 和 61.3 Hz(扭力梁模态试验如图 2 所示),仿真结果分别为 22.11 Hz 和 64.81 Hz。仿真

收稿日期:2024-07-23。

第一作者:周伟(1985—),男,硕士,高级工程师,主要从事车辆动力学及底盘架构研究工作。E-mail:zhouweidii@163.com。

结果与测试结果吻合度较高, 仿真误差在 5.7% 以内, 因此仿真模型和方法精度较高, 可用于后续使用。

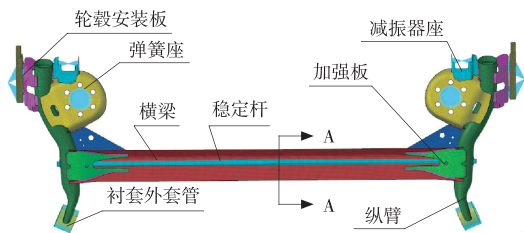


图 1 扭力梁有限元模型



图 2 扭力梁模态测试图片

1.2 结构改进初始设计

原扭力梁中的横梁为普通钢 V 型开口单层板结构。为了增加扭转刚度, 在 V 型横梁凹槽内嵌入一根稳定杆, 稳定杆两端与纵臂焊接, 如图 1 所示, 图 1 中的 A-A 剖面如图 3(a) 所示。这种结构不仅零部件数量多, 而且焊接搭接多, 易产生焊接应力集中现象, 导致焊接部位疲劳损坏。结构改进初始设计时, 将普通钢开口 V 型横梁替换为高强钢封闭 V 型横梁, 扭转刚度得到显著提高, 因此取消了原有的稳定杆及加强板, 对应截面如图 3(b) 所示。

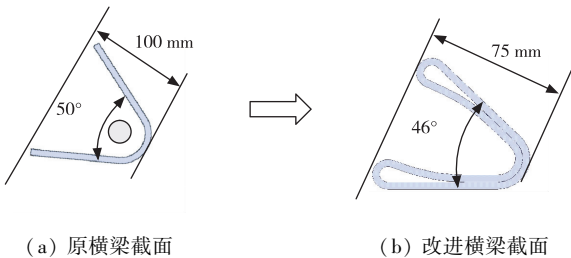


图 3 V 型封闭扭力梁及横梁截面图

图 3(a) 原 V 型横梁壁厚为 6 mm, V 型夹角为 50°, V 型高度 100 mm。图 3(b) V 型封闭横梁的单层初始壁厚为 3.5 mm, V 型夹角为 46°, V 型高度 75 mm。两种材料的力学性能见表 1。

表 1 横梁材料基本性能对比

横梁	材料	密度/ (g·cm ⁻³)	弹性模量/ MPa	泊松比	屈服强度/ MPa
原横梁	普通钢	7.85	2.06×10 ⁶	0.28	305
封闭截面横梁	高强钢	7.85	2.06×10 ⁶	0.28	420

通过有限元分析, 计算得到两种结构扭力梁的质量、模态、刚度和最大应力, 对比数据见表 2。由表 2 可知, 直接将横梁替换为封闭截面横梁的轻量化效果明显, 模态频率、弯曲刚度、扭转刚度都明显提升, 不同工况最大应力都有不同程度的降低。模态频率提升能加大与路面输入振动频率和发动机振动频率的阶差, 有利于提高整车 NVH 水平; 弯曲刚度提升能增加底盘的扎实感和整体性; 但扭转刚度提升过多会降低整车的不足转向度, 使整车前后轴侧倾匹配不协调, 进而影响车辆安全性能。在不改变整车性能要求的前提下对上述初始设计的封闭横梁进行优化设计, 以适当降低提高过多的扭转刚度。

表 2 扭力梁性能对比

参数	原开口 横梁结构	初始封闭 横梁结构
扭力梁质量/kg	29.4	26.03
1 阶扭转模态频率/Hz	22.1	29.88
1 阶弯曲模态频率/Hz	64.81	93.41
弯曲刚度/(N·mm ⁻¹)	37 247.5	41 291.6
扭转刚度/(N·m·(°) ⁻¹)	463.7	560.1
最大应力/MPa	垂直工况	295.3
	转弯工况	362.6
	制动工况	165.9
	启动工况	245.5
		271.4
		331.6
		109.2
		219.7

2 横梁结构优化设计

2.1 横梁尺寸优化

尺寸优化数学模型：
目标函数： $M(X)=f(x_1, x_2, \cdots, x_n)$
约束条件： $g_j(X) \geq 463.7 \text{ N} \cdot \text{m}/(^\circ), j=1, \cdots, m$
式中： $X=(x_1, x_2, \cdots, x_n)$ 是变量, X 表示扭力梁有限元网格矩阵, x_n 表示第 n 个单元, 是材料厚度(待优化

参数)的函数; $M(X)$ 为横梁质量目标函数,表示质量函数与有限元网格的关系; $g_j(X)$ 为刚度约束条件, j 表示迭代步数。

采用 OptiStruct 优化软件对封闭截面横梁进行尺寸优化,以获取横梁最佳厚度,使扭力梁刚度较好地满足整车要求。在尺寸优化阶段,以质量最小作为优化目标,以扭转刚度不小于原扭力梁的扭转刚度为优化约束。经过优化迭代,确定了当横梁单层壁厚为 3.197 mm 时扭转刚度为 463.5 N·m/(°)。考虑到实际可用且最接近优化结果的加工制造材料的厚度为 3.2 mm,经过尺寸优化封闭横梁质量又降低了 0.73 kg。

2.2 结果分析

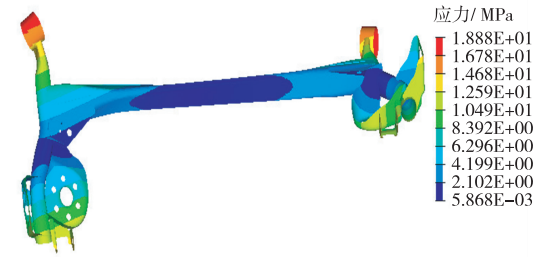
将图 3(b)中封闭截面横梁的壁厚由 3.5 mm 改为 3.2 mm,其余不变,再次通过有限元仿真计算。得到扭力梁质量、模态频率、弯扭刚度、扭转刚度和最大应力,并与原开口横梁结构的这些参数进行比较,计算得到的变化率见表 3。

表 3 封闭截面横梁优化后仿真结果

参数	数值	相对原开口结构 横梁的变化率
扭力梁质量	25.3 kg	-13.95%
1 阶扭转模态频率	27.63 Hz	25.02%
1 阶弯曲模态频率	85.49 Hz	31.91%
弯曲刚度	38 953.4 N/mm	4.58%
扭转刚度	467.8 / (N·m·(°) ⁻¹)	0.88%
最大应力	垂直工况	293.4 MPa
	转弯工况	340.6 MPa
	制动工况	111.6 MPa
	启动工况	229.8 MPa
		-6.4%

对比表 2、表 3 可知:

1) 刚度方面。优化后的封闭截面横梁的 1 阶扭转模态频率和 1 阶弯曲模态频率虽然有所降低,但都大幅度高于原开口横梁结构,其振动性能得到较好改善,而且封闭横梁弯曲刚度提升 4.58%,而对整车性能影响较大的扭转刚度变化不大,相对变化量为 0.88%,满足整车性能设计和匹配要求。优化 1 阶扭转模态和 1 阶弯曲模态振型如图 4 所示。



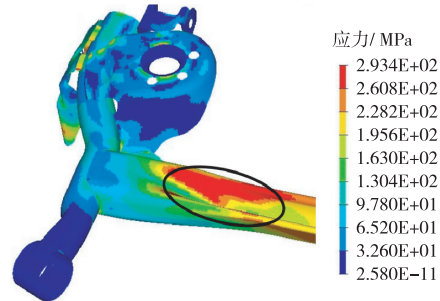
(a) 1 阶扭转模态



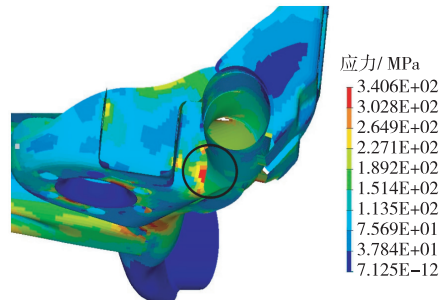
(b) 1 阶弯曲模态

图 4 优化后扭力梁模态图

2) 最大应力方面。采用惯性释放法仿真计算垂直工况、转弯工况、制动工况和启动工况下的扭力梁应力分布情况,仿真结果如图 5 所示。由表 3 和图 5 可知,优化后扭力梁的最大应力都有不同程度的降低,且各工况下扭力梁的最大应力远小于材料的极限强度。



(a) 垂直工况



(b) 转弯工况

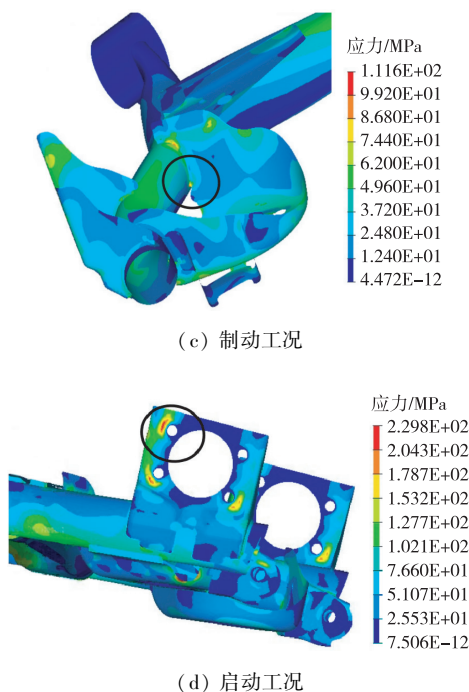


图5 优化后扭力梁应力云图

3) 质量方面。通过截面改进设计和尺寸优化, 封闭截面横梁在满足结构性能要求的情况下, 质量有较大幅度降低, 见表2和表3。原开口横梁质量为29.4 kg, 用封闭截面横梁替代并经过尺寸优化后, 质量减小至25.3 kg, 比原开口横梁减轻13.95%, 轻量化效果显著。

3 试验验证

3.1 台架验证

按优化结构试制扭力梁样件, 根据扭力梁台架耐久试验规范进行耐久性试验(如图6所示)。耐久循环试验后, 结构优化的扭力梁本体及焊缝未出现裂纹, 各测量点塑性变形也都小于1 mm, 试验结果合格。



图6 优化后的扭力梁台架耐久试验

3.2 实车验证

将优化后的扭力梁装车, 并在强化道路上进行实车耐久性试验, 车速保持在40~45 km/h之间。定时对试验车辆的扭力梁进行观察和测量, 累计行驶10 000 km时试验结束。

在累积行驶至7 169 km时, 优化后的扭力梁与车身的连接衬套出现了5 mm裂纹, 更换衬套后继续行驶直至试验结束。经检查, 扭力梁未出现裂纹, 试验结果为合格。

4 结束语

本文建立并验证了扭力梁有限元分析模型, 在此基础上以V型封闭横梁的厚度为设计变量对扭力梁进行轻量化设计, 取得了较好效果。但未对V型封闭横梁截面特性与质量和性能的关系开展研究, 也未对V型封闭横梁和扭力梁纵之间关系对性能的影响开展研究, 后续将从以上方面继续开展工作。

参考文献:

- [1] 蒋荣超, 王登峰, 秦民, 等. 基于疲劳寿命的轿车后悬架扭转梁轻量化设计[J]. 吉林大学学报(工学版), 2016, 46(1): 35-42.
- [2] 马芳武, 王卓君, 杨猛, 等. 汽车后副车架轻量化概念设计方法研究[J]. 汽车工程, 2021, 43(5): 776-783.
- [3] MUN K J, KIM T J, KIM Y S. Analysis of the roll properties of a tubular-type torsion beam suspension[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2010, 224(1): 1-13.
- [4] JUNG D Y, GEA H C. Topology optimization of nonlinear structures[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2004, 40(11): 1417-1427.
- [5] 朱国华, 成艾国, 王振, 等. 电动车轻量化复合材料车身骨架多尺度分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(6): 145-152.
- [6] ZHU G H, WANG Z, CHENG A G, et al. Design optimization of composite bumper beam with variable cross-sections for automotive vehicle[J]. International Journal of Crashworthiness, 2016, 22(4): 365-376.
- [7] 王新宇. 重型商用车驾驶室轻量化分析与优化[D]. 长春: 吉林大学, 2012.
- [8] 廖芳, 王承, 高世杰, 等. 概念设计阶段扭转梁式后悬架建模方法研究[J]. 汽车技术, 2007(11): 15-18.

(下转第57页)

4 改进措施

以上结果表明,螺栓未拧紧或松动均会导致转向管柱支架断裂。因此提出以下改进措施:

1) 合适的预紧力矩。在现有结构下,装配时保证螺栓拧紧力矩 $30\text{ N}\cdot\text{m}$ 。合理预紧能使连接更加牢固,更能抵抗疲劳损伤,从而降低发生失效的概率。

2) 必要的防松措施。车辆在行驶过程中存在振动,这使得初始预紧的螺栓出现松动,随着时间的增加,预紧力矩会逐步降低。因此需对此处螺栓采取防松措施,如采用专用的锯齿状法兰面防松螺栓、增加弹性垫圈、楔形弹垫、双螺母、自锁螺母、止动垫片等^[10]。由于弹性垫圈具有成本低、便于安装、易适应振动环境等特点,所以本文采用增加弹性垫圈的防松措施。

3) 合理的装配工艺。装配时使用专用工具保证2个螺栓同时夹紧,避免出现螺栓预紧力矩下降的问题。同时增加涂抹螺纹紧固胶工艺,以增加螺纹联接副的摩擦系数,进而增加螺栓松动力矩。

通过上述措施,新状态转向管柱总成装车后再未出现支架断裂情况。

5 结束语

通过 ABAQUS 有限元仿真分析,发现螺栓预紧力矩不足是导致转向管柱支架断裂的主要原因。本文在此基础上,提出了一系列改进措施,并在台架试验和实际装车测试中得到了验证,提高了转向管柱支

架的可靠性和安全性。后续将进一步优化仿真模型,探索更多影响因素,以期得到更精准的预测结果和更全面的解决方案。

参考文献:

- [1] 尹爱霞. 某 C-EPS 转向管柱安装支架的强度分析[J]. 客车技术与研究, 2018, 40(3): 12-14.
- [2] 王浩, 许宽林, 朱联邦. 某乘用车 CEPS 管柱支架连接螺栓松动问题分析[J]. 汽车实用技术, 2021, 46(18): 89-91.
- [3] 邓飞. 汽车转向管柱总成标准的分析研究[J]. 交通标准化, 2008(4): 9-13.
- [4] 廖善彬, 徐颖韬, 曾小春, 等. 基于静态安全系数的飞轮静强度分析方法[J]. 柴油机设计与制造, 2023, 29(4): 19-22.
- [5] 石亦平, 周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006: 51-64.
- [6] 庄茁, 由小川, 廖剑晖, 等. 基于 ABAQUS 的有限元分析和应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009: 68.
- [7] 张博, 孙曙光. 理论力学[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2020: 1-103.
- [8] 张娟. 蜗杆传动中蜗杆和蜗轮转向的判定及轮齿受力分析[J]. 纯碱工业, 2013(2): 25-27.
- [9] 中国机械工业联合会. 紧固件机械性能 螺栓、螺钉和螺柱: GB/T 3098.1—2010[S]. 北京: 中国标准出版社, 2021: 8-10.
- [10] 濮良贵, 纪明刚. 机械设计[M]. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 71-72.
- [9] 刘艳华. 轿车扭力梁后悬架的开发研究[J]. 沈阳大学学报, 2006, 18(4): 5-9.
- [10] 景立新, 郭孔辉. 扭转梁式后悬架运动学及动力学特性[J]. 吉林大学学报(工学版), 2013, 40(增刊): 1-5.
- [11] 汪彬, 陈光权, 施卓奇, 等. 基于拓扑优化的扭力梁式轿车后桥结构轻量化设计[J]. 汽车工程学报, 2019, 9(2): 143-148.
- [12] 曾小利, 孙俊文, 毛显红. 某型轿车扭力梁结构轻量化设计[C]//重庆汽车工程学会. 重庆汽车工程学会年度论文集, 2012: 248-251.

(上接第 39 页)