

doi:10.3969/j.issn.1001-3539.2026.02.019

汽车塑料前保系统指压变形与光照变形性能评估及优化设计

邱祖峰¹, 刘森海¹, 黄志超², 黄晖¹, 余显忠¹, 刘军¹

(1. 江铃汽车股份有限公司, 南昌 330200; 2. 华东交通大学材料科学与工程学院, 南昌 330013)

摘要: 为了支持汽车前保系统的触感指压变形与光照变形设计, 首先搭建了汽车前保系统模型, 提取约束状态下前保系统的前二阶模态, 并且与其模态试验结果对标, 结果表明前二阶模态频率仿真结果的相对误差在5%以内, 有效验证了该前保系统有限元模型的准确度。然后基于该有限元模型, 完成前保系统的指压变形仿真, 结果显示最大变形量2.908 mm, 满足小于3 mm的设计要求。针对该薄弱点, 实物试验结果的最大变形量为2.71 mm, 满足设计要求(<3 mm)。仿真与测试结果的相对误差为7.31%, 符合企业刚度对标误差要求(<15%)。同时基于前保系统进行光照仿真, 结果显示光照变形后前保系统的上格栅处左上角和右上角的间隙差绝对值分别为0.795 mm和0.659 mm, 不满足企业光照变形设计要求(<0.5 mm)。采用多岛遗传算法对格栅厚度进行优化迭代, 优化后的最大间隙差为0.158 mm, 满足光照变形设计要求。最后对优化后的前保系统进行光照试验, 结果显示最大的光照变形间隙差绝对值为0.2 mm, 同样满足光照变形设计要求。光照仿真和试验的最大间隙差位置一致且数值相当, 仿真和试验结果一致性较高。上述结果表明, 已成功构建了一套塑料前保系统的静态触感(指压变形)与外观感知(光照热变形)的多维度感官性能量化评估、验证的流程体系。

关键词: 前保系统; 有限元模型; 指压变形仿真; 光照变形仿真; 优化设计; 光照试验

中图分类号: TQ325 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3539(2026)02-0147-10

Evaluation and optimization design of finger press deformation and lighting deformation performance of front bumper system of automobiles

QIU Zufeng¹, LIU Senhai¹, HUANG Zhichao², HUANG Hui¹, YU Xianzhong¹, LIU Jun¹

(1. Jiangling Motors Corporation Limited Company, Nanchang 330200, China;

2. School of Materials Science and Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: To support the design of the finger pressure deformation and lighting deformation of the automotive front bumper system, first, a finite element model of the vehicle's front bumper system was built and the first two modals of the front bumper system under constraint conditions were extracted and compared with the modal test results. The results show that the simulation relative error of the first two modal frequencies is within 5%, effectively verifying the accuracy of the finite element model of the front bumper system. Then, based on the validated finite element model, the finger pressure deformation simulation of the front bumper system was completed and its results show that the maximum deformation is 2.908 mm, meeting the design requirement target of being less than 3 mm. For this weak point, the physical test results show that the maximum deformation is 2.71 mm, meeting the design requirements (<3 mm). The relative error between the simulation and test results is 7.31%, within the error range (<15%) of the stiffness benchmarking of the enterprise. Based on the lighting simulation of the front bumper system, the results show that after lighting deformation, the absolute values of gap differences between the upper left and upper right corners at the upper grille of the front bumper system are 0.795 mm and 0.659 mm respectively, failing to meet the design requirement target (<0.5 mm) of the enter-

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFB2503505)

通信作者: 黄志超, 博士, 教授, 研究方向为车辆结构强度耐久、振动控制和连接技术

收稿日期: 2025-12-15

引用格式: 邱祖峰, 刘森海, 黄志超, 等. 汽车塑料前保系统指压变形与光照变形性能评估及优化设计[J]. 工程塑料应用, 2026, 54(2): 147-156.

QIU Zufeng, LIU Senhai, HUANG Zhichao, et al. Evaluation and optimization design of finger press deformation and lighting deformation performance of front bumper system of automobiles[J]. Engineering Plastics Application, 2026, 54(2): 147-156.

prise for lighting deformation. The thickness of the front bumper system was optimized and iterated using the multi-island genetic algorithm. The maximum gap difference after optimization is 0.158 mm, meeting the design requirement target of lighting deformation. Finally, the lighting test was conducted on the optimized front bumper system. The results show that the maximum gap difference absolute value after lighting deformation is 0.2 mm, also meeting the design requirement target of lighting deformation. The positions of the maximum gap difference in the lighting simulation and test are consistent, and the values are comparable, indicating the consistency between the simulation and test results is high. The above results indicate that, a comprehensive process system has been established for the multi-dimensional quantitative evaluation and validation of sensory performance, with both static tactile sensation (finger pressure deformation) and visual appearance perception (lighting thermal deformation) of the plastic front bumper system.

Keywords : front bumper system ; finite element model ; finger pressure simulation ; lighting simulation ; optimization design ; lighting test

汽车塑料前保系统位于车辆前端,是客户第一感官的外观件,也是外饰系统中主要组成构件之一。其主要起美化车辆外观、实现进气功能、兼顾行人保护和降低风阻的作用。在车辆正常行驶过程中,前保系统除了满足强度耐久性能外,还需保证客户使用过程的感官要求。这种感官性能是直接影响客户购车意愿的一种重要因素。其中本文主要研究的感官性能是:前保系统的指压变形强弱和光照变形带来间隙差不均匀的感官问题。这些感官性能,最直观地向消费者展现了车辆的强弱性能和制造装配工艺品质,因此前保系统必须具有良好的感官性能。

申小敏等^[1]针对某车型前保险杠与翼子板的间隙面差匹配差的问题,通过零件尺寸及安装尺寸分析,找出了导致该问题的原因是塑件的关键尺寸偏差,并通过优化结构,有效地解决了前保险杠与翼子板面差匹配差的外观问题。周世玉等^[2]针对某车型前蒙皮与翼子板间隙面差匹配问题,通过详细分析发现,实物件和理论件尺寸超差以及安装孔位偏差是导致出现该问题的主要因素;而后通过优化前蒙皮、翼子板、连接支架等多个零件,解决了前蒙皮与翼子板间隙面差的匹配问题,并提出一些控制方法和对零件匹配有利的结构设计,改善了消费者对整车外观的直接感知。武蕾等^[3]通过构建车辆钢板抗凹性力学模型,利用有限元技术对车辆的发动机罩盖、顶盖与后备箱盖外板的抗凹性能进行了模拟分析,为汽车外覆盖件的设计和评价提供了理论指导和数据依据。传统塑料前保系统的间隙差问题研究,主要还是解决制造偏差带来的间隙差问题,极少考虑光照变形引起的间隙差问题;同时在指压变形的研究中,主要研究对象集中于钣金件,鲜有针对塑料前保系统的研究。

本文为提升某型汽车前保系统的设计感官性能,提出并实现了一种系统性的多维度量评估与优化方法,具体创新点如下:首先基于模态对标准确的有限元模型,引入指压变形仿真分析,量化评估塑料前保系统在典型接触载荷下的局部变形行为,并通过实验验证,为其感观品质的客观化设计提供新手段;然后将光照热变形分析引入前保系统的感官性能设计流程,通过仿真分析和实车光照验证,有效解决了由热负荷引起的外观质量与匹配问题,提升了视觉感知质量;最后构建了一套静态触感(指压变形)与外观感知(光照热变形)的多维度感官性能综合分析与验证体系,实现了对前保系统感观性能的系统化量化评估。

1 模态分析

模态频率分析是研究塑料前保系统的动态属性的有效手段,通过塑料前保系统的模态分析,提取该系统的固有频率与各阶模态振型特征^[4],并与测试结果对标,修正前保系统的有限元模型。

1.1 建立有限元离散模型

某型汽车前保系统结构主要由前保险杠、前保格栅、牌照支座、装饰条和大灯饰板等组件组成,其中除了前保险杠采用厚度为1.8 mm的高强度钢(皮卡车型)外,其他主要组件都采用不等厚的聚丙烯/三元乙丙橡胶(PP/EPDM)、丙烯腈-丁二烯-苯乙烯塑料(ABS)和聚丙烯基体+30%玻璃纤维(PP+GF30)等塑料材料,而大灯为聚甲基丙烯酸甲酯(PMMA)。将前保系统的CAD数据导入hypermesh软件,由于塑料前保系统结构比较复杂,在将CAD离散成有限元网格前,需将破面、重复面以及交叉面等不正常的几何面进行清理,并抽取中面,然后根据行业的有限元建模标准^[5-6],将模型中面划分成5 mm的四边形S4为主的壳单元有限元模型,在多个面交接复

杂区域允许出现一定比例的三角形S3壳单元,所有网格单元的雅可比大于0.65,扭曲度小于 30° ,长宽比小于4。最后根据CAD中各组件的厚度,赋予有限元模型对应件的厚度信息。系统中各个组件主要通过卡扣和螺栓连接,根据企业有限元连接简化处理标准,建立前保系统的有限元模型,如图1所示。塑料是各向异性材料,工程应用中主要利用材料主要方向的力学性能参数进行工程设计和分析;其中前保系统中塑料的感官性能主要体现在其结构法向方向的继续性能参数^[7]。前保系统的塑料材料法向性能参数见表1。

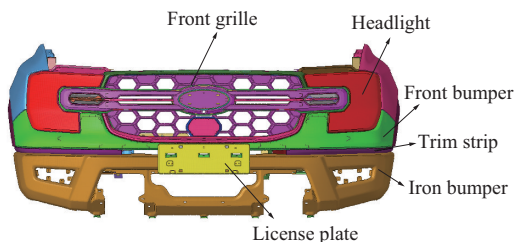


图1 前保系统有限元模型

Fig. 1 Finite element model of front bumper system

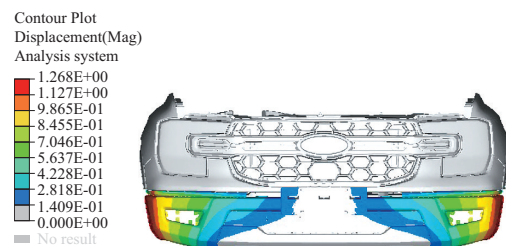
表1 有限元模型材料参数

Tab. 1 Material parameters of finite element model

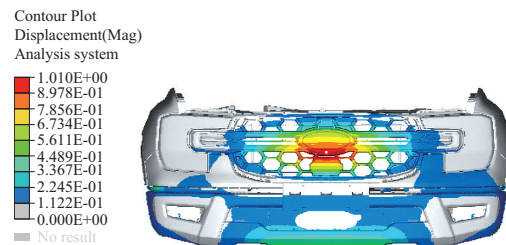
Name	Materials	Density/ ($\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$)	Poisson's ratio	Elastic modu- lus/MPa
Headlight	PMMA	1.190	0.40	2 800
Front bumper	PP/EPDM	1.070	0.40	2 006
Front grille	ABS	1.065	0.39	2 100
Others	PP+GF30	1.140	0.38	5 800
Iron bumper	DC01	7.850	0.30	210 000

1.2 模态分析及对标

模态分析^[8]是研究前保系统振动性能的主要手段,对塑料前保系统进行模态分析,提取其固有频率及模态振型。通过对频率、振型与试验结果对比,可以有效对标仿真分析模型的准确性。模态仿真分析分自由模态性能分析与约束模态性能分析两类;本文中的前保系统安装在车辆前端的钣金框架上,因此应采用约束模态分析。基于Abaqus有限元计算软件,对前保系统进行约束模态分析,其中以前保系统为中心,约束300 mm以外的截断面上所有节点的全部自由度,基于Lanczos方法提取塑料前保系统的前二阶模态频率^[8-10]。分析得到塑料前保系统的前二阶模态频率分别是13.89 Hz和30.32 Hz。图2a是前保险杠第一阶模态振型,该振型显示前保险杠在X向振动;图2b是第二阶模态振型,为前保格栅的X向呼吸振型。



(a) First order modal vibration shape



(b) Second order modal vibration shape

图2 模态振型结果

Fig. 2 Modal vibration shape results

为了验证有限元模型的准确性,对实车状态的前保系统进行模态测试,本文采用的方法是力锤激励、多点激励和多点响应方法,然后基于最小二乘指数法计算塑料前保系统的频响曲线,如图3所示。由图3可知前保系统的前保险杠模态频率为13.65 Hz,前保格栅的呼吸模态频率为29.88 Hz。

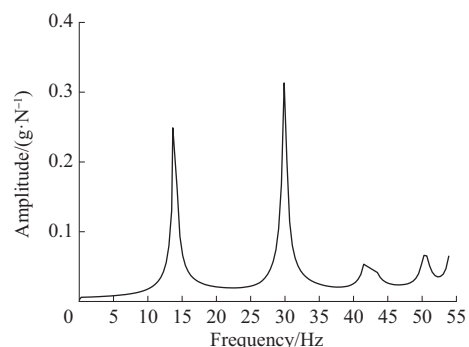


图3 模态测试响应频率结果

Fig. 3 Modal test response frequency results

表2是塑料前保系统的模态测试与有限元仿真结果。由表2可知,前保系统的主要模块(前保险杠与前保格栅)的模态仿真结果与测试结果的相对误差均在5%以内^[11],即相对误差在工程允许范围内。

表2 模态仿真与测试结果

Tab. 2 Modal simulation and testing results

Order	Test frequency/Hz	Simulation frequency/Hz	Relative error/%
First order modal	13.65	13.89	1.76
Second order modal	29.88	30.32	1.47

2 前保系统指压变形

前保系统指压触感变形分析是指对前保系统

的前保险杠和格栅等组件外表面的法向指压变形分析,简称抗凹分析。根据市场反馈前保系统是客户触摸频率非常高的区域,且客户常以手指按压前保系统的软硬来判断车辆该区域的刚性强弱。抗凹性能展示的是车辆外观件受外表面法向载荷的变形和稳定性问题。有限元模型采用壳单元进行刚度分析,根据薄壳理论^[12],双曲度扁壳在承受外载荷 Q 时,取局部微曲面,得到如式(1)、式(2)和式(3)所示的基本微分方程。

$$\begin{cases} \nabla_k^2 \varphi + D \nabla^2 \nabla^2 \omega = Q \\ \frac{1}{Eh} \nabla^2 \nabla^2 \varphi - \nabla_k^2 \omega = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$\nabla = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}, \nabla_k = \frac{1}{R_2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{R_1} \frac{\partial^2}{\partial y^2} \quad (2)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}, \varphi = \varphi(x, y), \omega = \omega(x, y) \quad (3)$$

式中: φ 为应力函数; D 为弯曲刚度; ω 为横向位移函数; μ 为泊松比; E 为弹性模量; h 为厚度; Q 为外载荷; ∇^2 为拉普拉斯算子; ∇_k^2 为曲率相关微分算子; $\frac{1}{R_1}$ 和 $\frac{1}{R_2}$ 为考察微面附近的曲率。

基于弹性力学中求解平面问题的方法,通过应力函数 $\varphi(x, y)$ 表示的所考察微面的薄膜内力关系式见式(4)。

$$N_1 = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}, N_2 = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}, S = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} \quad (4)$$

式中: N_1 为 x 向正应力; N_2 为 y 向正应力; S 为面内剪切应力。

微面内的弯曲内力可由式(5)求得。

$$\begin{cases} Q_1 = -D \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) = -D \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 \omega) \\ Q_2 = -D \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) = -D \frac{\partial}{\partial y} (\nabla^2 \omega) \end{cases} \quad (5)$$

式中: Q_1 为 x 轴弯曲内力; Q_2 为 y 轴弯曲内力。

由基本微分方程组式(1)解得应力函数 $\varphi(x, y)$ 和位移函数 $\omega(x, y)$,然后代入到式(4)和式(5),即可由 $\varphi(x, y)$ 求解薄膜内力,由 $\omega(x, y)$ 求解弯曲内力。

2.1 前保系统指压变形分析

基于上一节模态分析的前保系统模型进行指压变形分析。基于企业标准、消费者指压力度以及客户关注度,将前保系统分四个区域:A区为保险杠顶部、B区为边翼、C区为牌照板安装区域、D区为前

保格栅处,如图4a所示。且每个区域的最大变形量控制目标不一样,具体见表3。

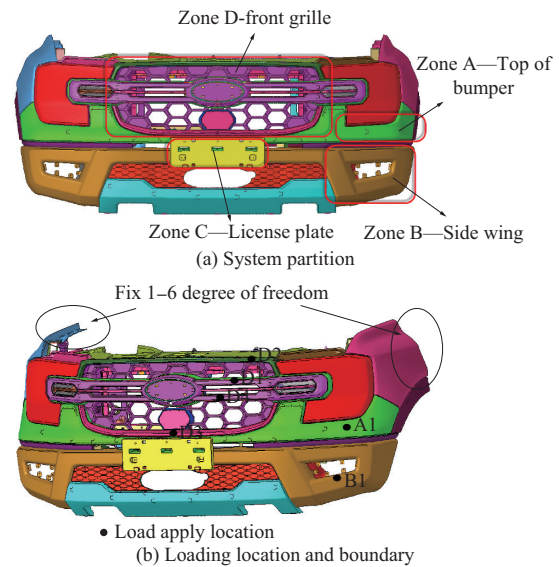


Fig. 4 Front bumper system partition and loading boundary

表3 前保系统指压变形的最大变形量控制目标

Tab. 3 Maximum deformation control target of finger pressure for front bumper systems

mm			
Zone A (Top of bumper)	Zone B (Side wing)	Zone C (License plate)	Zone D (Front grille)
<8	<20	<6	<3

Note: The load is 100 N.

约束车身前端截断处1~6个方向自由度。在4个区域,选取其中若干薄弱点作为分析点(D1至D4、A1、B1),其中C区牌照支架区域,安装在金属前保险杠正中间,刚度较其他区域大,所以未取点。用直径为25.4 mm的刚性圆盘分别在各点施加100 N法向压力载荷,如图4b所示。

2.2 指压变形分析结果及实物试验验证

将模型提交Abaqus进行分析计算,得到前保系统各分析点的最大变形量,如图5所示。结果显示A区最大变形量为1.639 mm,小于8 mm;B区最大变形量为2.260 mm,小于20 mm;D区最大变形量为2.908 mm,小于3 mm。综合以上结果,前保系统各区域可以满足客户指压触感刚度要求。

为保证塑料前保系统的结构设计满足客户要求,在投入市场前需对实物样件进行指压刚度验证试验。图6a是整车的塑料前保系统的测试装置图。测试设备主要由手持测力器、直径25.4 mm的压盘和位移测量千分表组成。为了节省试验资源,基于

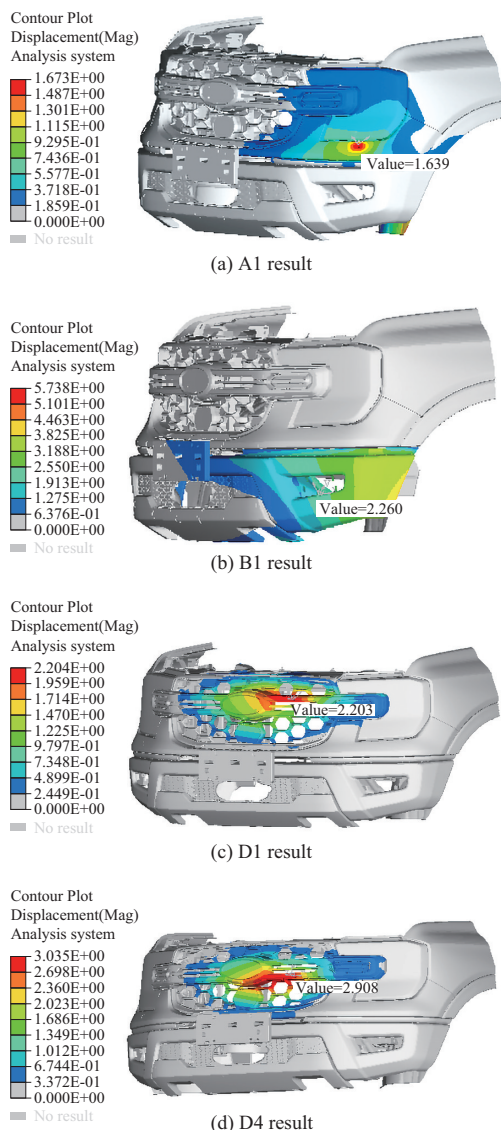
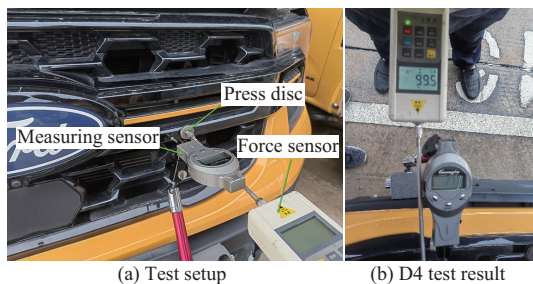


图5 指压变形各分析点结果

Fig. 5 Finger pressure each analysis point result



(a) Test setup (b) D4 test result

图6 指压刚度验证试验

Fig. 6 Finger pressure stiffness verification test

CAE 仿真分析结果,选取塑料前保系统最薄弱点 D4 位置进行试验验证,即在该薄弱点加载 99.5 N(≈ 100 N)进行测试,试验结果最大变形量为 2.71 mm,小于 3 mm,满足设计要求,如图 6b 所示。表 4 是前保系统指压变形的仿真与测试结果汇总,可以看出

各分析点的结果均满足设计标准,且仿真与测试结果的相对误差为 7.31%,小于 15%,处于企业外饰刚度对标误差范围内。

表 4 前保系统指压变形仿真与测试结果

Tab. 4 Finger pressure simulation and testing results for front bumper systems

Load/N	Zone	Location	Maximum deformation/mm		Target
			Simulation	Test	
100	A	A1	1.639	NA	<8 mm
		B1	2.260	NA	<20 mm
	D	D1	2.203	NA	<3 mm
		D2	2.147	NA	
		D3	2.308	NA	
		D4	2.908	2.71	

Notes: NA is not tested.

3 前保系统光照变形分析

我国地域辽阔,南北温差大,且前保系统大部分由塑料、皮革以及橡胶等高分子材料制成,这类高分子材料的热膨胀系数是金属材料的 3~10 倍,极易在高温环境下变形进而影响组件间隙尺寸的稳定性^[13-15],改变组件之间的间隙差,影响美观。

3.1 光照变形理论

塑料前保系统的光照变形,宏观表现为外观尺寸的变化。对该现象的微观分析是,因温度升高后,塑料中的高分子链获得了运动能量,继而克服高分子链之间的相互吸引力,从而将分子间的距离拉大,使得塑料件的尺寸发生变化^[16]。通过 Hoff 等刚度理论^[17]和薄板弯曲的热弹性力学理论^[18],推导出高温前保系统的翘曲变形函数见式(6)和式(7)。

$$\omega = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \omega_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{a} \quad (6)$$

$$\omega_{mn} = M \int_0^a \int_0^a \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{a} d_y d_x \quad (7)$$

式中: ω_{mn} 为傅里叶系数; M 为弯矩; a 为高温下物体边长; m 和 n 是正整数(1, 2, 3, ……),分别代表沿 x 和 y 方向的振动或变形模态阶数, ω 为温度载荷下的翘曲变形函数。

温度引起的弯矩 M_t 计算公式见式(8)。

$$M_t = \alpha E \int_{-H/2}^{H/2} \Delta T_z d_z \quad (8)$$

式中: α 为热膨胀系数; E 为等效弹性模量; H 为塑料零件厚度; M_t 为温度引起的弯矩; ΔT_z 为温度沿厚度 Z 方向的变化。

3.2 前保系统光照变形分析

基于模态对标有限元模型,对前保系统的塑料复合材料,定义其材料在不同温度下的弹性模量数

据以及热膨胀系数,见表 5。分析步骤如下:第一步,约束前保系统截断面的所有自由度,模拟实际车辆在自重下各组件之间的间隙位移情况;第二步,根据企业光照试验温度标准要求,对前保系统加载 88 °C 环境温度,进行热膨胀变形分析;第三步,

将模型的环境温度从 88 °C 降低到室温 23 °C,进行卸载分析,输出每一步前保系统的间隙位移结果。为了更好地评估热变形带来的组件干涉问题,所以在变形大的塑料组件接缝区域布置 20 个监控点,如图 7 所示。

表 5 有限元模型材料温度参数

Tab. 5 Temperature parameters of model materials

Name	Materials	23 °C Elastic modulus/MPa	88 °C Elastic modulus/MPa	Coefficient of thermal expansion/($\times 10^{-5} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$)
Headlight	PMMA	2 800	1 400	6.0
Front bumper	PP/EPDM	2 006	1 003	6.4
Front grille	ABS	2 100	1 200	7.5
Others	PP+GF30	5 800	2 600	6.8
Iron bumper	DC01	210 000	210 000	1.16

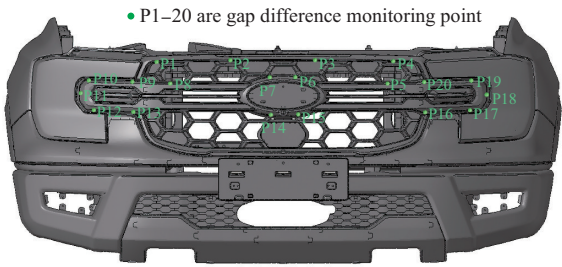
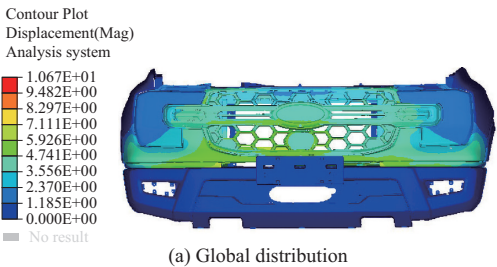


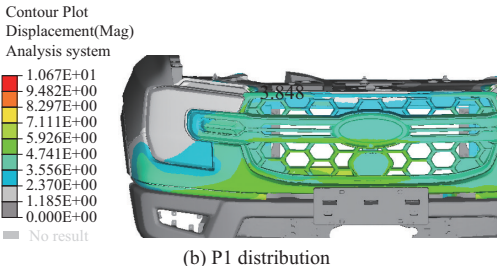
图 7 热变形监控点

Fig. 7 Hot deformation monitoring points

图 8 是第一步前保系统在 23 °C 自重下的间隙位移结果,其中图 8b 是 23 °C 自重下监控点 P1 处的间隙位移数据,因前保系统的前保险杠是铁制,所以相比塑料前保系统的位移比较大。图 9 是在 88 °C 环境温度下前保系统的间隙位移云图,其中,图 9b 是



(a) Global distribution



(b) P1 distribution

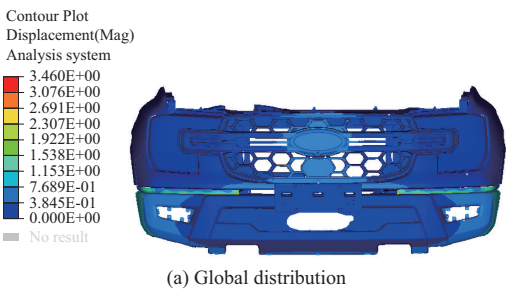
图 9 88 °C 热变形下监控点 P1 的间隙位移结果

Fig. 9 Gap displacement results of monitoring point P1 under thermal deformation at 88 °C

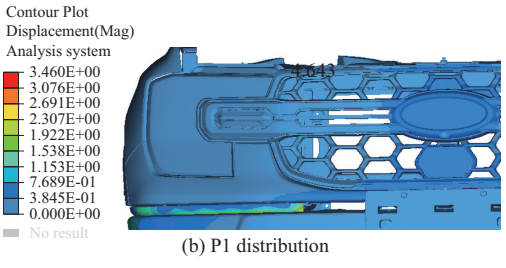
88 °C 热变形下监控点 P1 处的间隙位移数据。结果显示塑料前保系统的热变形明显大于铁制件,和理论结论相符。该分析的意义是评估热变形导致间隙不均以及组件干涉挤破车漆的问题。表 6 为 23 °C 自重和 88 °C 光照热变形下的间隙位移汇总数据。根据表 6 各监控点热变形与 23 °C 自重下的间隙差数据,发现最大变形位于 P1、P4 位置,即上格栅左上角和右上角,间隙差的绝对值分别为 0.795 mm 和 0.659 mm,未能满足企业关于光照变形的设计要求(<0.5 mm)。

3.3 前保系统光照变形分析优化

分析结果显示,上格栅上端存在间隙差超标问题,工程上在不影响安全碰撞、风阻、进气量以及振动强度耐久性的前提下,常以最小优化范围完成工程方案设计的改变。针对上述光照热变形带来的



(a) Global distribution



(b) P1 distribution

图 8 23 °C 自重下监控点 P1 的间隙位移结果

Fig. 8 Gap displacement results of monitoring point P1 under gravity at 23 °C

表6 前保系统光照热变形仿真结果

Tab. 6 Simulation results of front bumper system lighting thermal deformation

Monitoring point	Step1	Step2	$D_{\text{Step2-Step1}}$
P1	4.643	3.848	-0.795
P2	4.994	5.152	0.158
P3	3.646	3.681	0.035
P4	4.309	3.650	-0.659
P5	4.697	4.776	0.079
P6	2.894	2.878	-0.016
P7	2.935	2.940	0.005
P8	4.557	4.571	0.014
P9	5.471	5.466	-0.005
P10	4.241	4.284	0.043
P11	5.605	5.589	-0.016
P12	2.589	2.573	-0.016
P13	3.755	3.772	0.017
P14	5.123	5.119	-0.004
P15	4.911	4.917	0.006
P16	4.778	4.796	0.018
P17	2.567	2.569	0.002
P18	2.233	2.192	-0.041
P19	2.900	2.984	0.084
P20	5.432	5.412	-0.020

Notes: Step1 is gap displacement under gravity at 23 °C; Step2 is gap displacement under lighting thermal deformation at 88 °C; $D_{\text{Step2-Step1}}$ is gap difference between the values of Step2 and Step1.

间隙差超标问题。本文优化对象主要是上格栅上端结构,如图10所示。上格栅是注塑件,根据第一版工程数据,其边缘厚度都是等厚度结构。

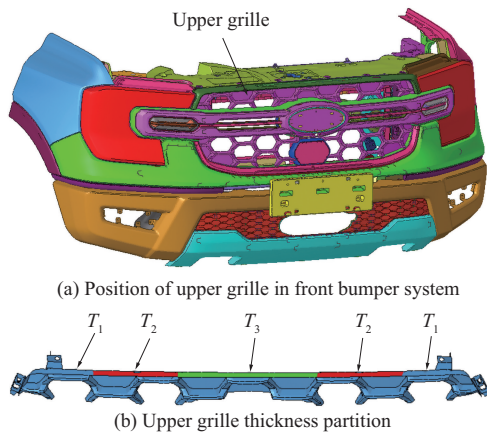


图10 上格栅结构

Fig. 10 Upper grille structure

优化将带来一定的组件质量增加,质量又是制约新能源车续航里程的关键指标。为此以上格栅边缘厚度为设计变量,将格栅边缘厚度设计成不等厚结构,以质量增加量最小为目标函数。将监控点P1至P4位置的光照热变形下的间隙差绝对值小于

0.5 mm设定为约束条件,创建数学模型:最小化 ∇W (T_1, T_2, T_3);约束 $\nabla D < 0.5$ 。其中, ∇W 是上格栅的质量增加量, ∇D 是上格栅监控点P1至P4位置在光照热变形下的间隙差,上格栅为对称结构, T_1 是上格栅两端的边缘厚度, T_3 是上格栅正中间的边缘厚度, T_2 是上格栅在 T_1 和 T_3 对应区域之间的边缘厚度。

基于Isight集成优化平台加载前保系统的网格模型、自重分析和光照热变形仿真结果。然后基于数学模型定义各设计厚度参数和间隙差约束条件,使质量增加量最小化为目标函数,并采用多岛遗传算法^[19]进行优化计算。表7是经过优化计算后上格栅边缘厚度信息参数。

表7 上格栅边缘厚度优化

Tab. 7 Optimization of edge thickness of upper grille

Description	Original thickness/ mm	Optimization thickness/ mm
T_1	2.0	2.3
T_2	2.0	2.0~2.3
T_3	2.0	2.0

图11是优化后计算得到的P1点间隙位移结果,图11a是23 °C自重下监控点P1处的间隙位移数据,图11b是在88 °C热变形下监控点P1处的间隙位移数据。表8为优化后的P1至P4监控点间隙差结果,结果显示优化后P1和P4的间隙差绝对值分别是0.152 mm和0.137 mm,最大值为P2的0.158 mm,均小于0.5 mm,满足设计要求。

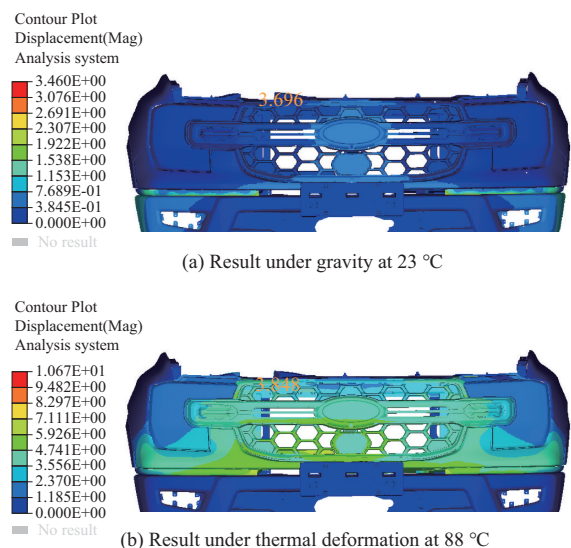


图11 P1点仿真优化后的间隙位移结果

Fig. 11 Optimized gap displacement results of simulation for P1

4 前保系统光照变形试验验证

前保系统光照试验是在方形环境仓中设置给

表8 前保系统光照仿真优化结果

Tab. 8 Optimization results of lighting simulation for front bumper system

Monitoring	Step1	Step2	$D_{\text{Step2-Step1}}$
P1	3.696	3.848	0.152
P2	4.994	5.152	0.158
P3	3.646	3.681	0.035
P4	4.446	4.309	-0.137

Notes: Step1 is gap displacement under gravity at 23 °C; Step2 is gap displacement under lighting thermal deformation at 88 °C; $D_{\text{Step2-Step1}}$ is gap difference between the values of Step2 and Step1.

定的环境温度和湿度条件进行的;其中采用人工光源模拟太阳光的辐射,将车辆外饰件表面温度达到设置温度后维持特定时长,耐光照试验结束后测量外饰件表面质量及间隙尺寸变化是否符合设计标准^[20]。

4.1 前保系统光照试验条件

光照试验使用的环境试验室如图12所示。在环境试验室中,可以设置环境仓的环境温度和湿度;采用了能提供一定光照能量的室内光照设备,分固定式和移动式两种;在内外饰室内光照强度方面,整车顶部为 $(1\,000\pm50)\text{ W/m}^2$,整车侧边及前后部为 $(800\pm40)\text{ W/m}^2$,光照均匀度为10%,如图12a所示;采用了若干贴片式热电偶和K式热电偶,其量程均为20~150 °C;间隙尺的量程为0~16 mm,可以精确到0.01 mm。

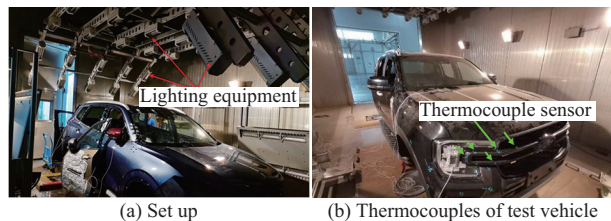


图12 环境试验室

Fig. 12 Environmental Test Laboratory

试验步骤如下。

第一步:试验前,检查车辆前保系统安装状态,并记录试验前的前保系统关键监控部位的间隙位移数据。

第二步:将车辆移置于环境仓的室内,将贴片式热电偶贴在光照照射的考核件表面与光照系统形成闭环控制;根据仿真的关键薄弱点结果,添加K式热电偶在考核件附近,用于监控温度变化情况,如图12b所示。

第三步:根据试验要求将光照设备移动到离考核

件预设的距离位置,前后光板65英寸(165 mm),两侧48英寸(122 mm),光板距离不小于30英寸(76 mm),试验开始后根据企业标准,前保系统温度设置为 $(88\pm5)\text{ °C}$,进行试验。

第四步:检查及记录车辆前保系统的变形、间隙差数据。

4.2 前保系统光照试验结果及CAE对标

基于光照仿真辨识的关键点,试验后的光照试验数据见表9。测试结果显示,光照变形的最大间隙差位于P4位置即上格栅右上角,绝对值为0.2 mm,小于0.5 mm,满足企业标准。试验评估,测试车辆的前保系统不存在光照变形带来组件干涉等外观问题,满足设计要求。

表9 前保系统光照试验数据

Tab. 9 Test results of front bumper system lighting

Monitoring	D_0	D_3	D_3-D_0
P1	0.50	0.58	0.08
P2	0.20	0.30	0.10
P3	0.40	0.50	0.10
P4	0.70	0.50	-0.20
P5	0.60	0.60	0.00
P6	0.50	0.50	0.00
P7	0.60	0.60	0.00
P8	0.40	0.40	0.00
P9	0.25	0.26	0.01
P10	0.40	0.40	0.00
P11	0.30	0.31	0.01
P12	0.30	0.33	0.03
P13	0.30	0.29	-0.01
P14	0.35	0.40	0.05
P15	0.35	0.40	0.05
P16	0.32	0.30	-0.02
P17	0.40	0.30	-0.10
P18	0.40	0.35	-0.05
P19	0.50	0.40	0.10
P20	0.40	0.40	0.00

Notes: D_0 is gap displacement before the test; D_3 is gap displacement after the test.

图13是仿真和测试相同监控点的结果,分别为20处监控点的间隙差数据。结果显示:仿真和试验结果趋势一致性非常好,说明仿真对指导设计非常有意义。由于光照载荷下的相对变形数值比较小,另外受试验测试工具精度和原始塑料材料的各向异性(即力学性能参数波动大)的影响,所以个别仿真结果相比试验数据存在一定差异,但是整体结果符合工程要求。

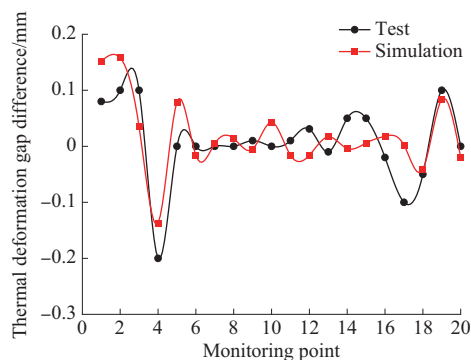


图13 光照仿真和试验的结果对比

Fig. 13 Comparison of results between lighting simulation and test

5 结论

(1)基于塑料前保系统的约束进行了模态仿真和试验测试。模态试验结果表明有限元仿真模型分析精确度较高。

(2)塑料前保系统的指压变形仿真分析结果表明,最大法向变形量为2.908 mm,小于目标值3 mm,满足前保系统的触感指压变形要求。针对该薄弱点,实物试验结果为最大变形量为2.71 mm,小于3 mm,满足设计要求。仿真与测试结果相对误差为7.31%,小于15%,在企业外饰刚度对标误差范围内。

(3)塑料前保系统的光照变形仿真分析结果表明,光照变形后,前保系统的上格栅处在左上角和右上角的间隙差绝对值分别为0.795 mm和0.659 mm,不满足企业光照变形设计要求(<0.5 mm)。采用多岛遗传算法对其厚度进行迭代优化,优化后的最大间隙差为0.158 mm,满足光照变形设计要求。

(4)最后对优化后的前保系统进行光照试验,结果显示最大的光照变形间隙差位于上格栅处,实际绝对值为0.2 mm,小于设计目标值0.5 mm,满足光照变形设计要求;光照仿真分析和光照试验最大间隙差风险位置基本一致且数值相当,仿真和试验结果趋势一致。

参考文献

- [1] 申小敏,杨娟.某车型前保险杠与翼子板面差匹配问题研究[J].装备制造技术,2017(4):123-125,139.
SHEN Xiaomin, YANG Juan. Research on matching of front bumper and fender surface of a car[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2017(4):123-125, 139.
- [2] 周世玉,何芳菲.某车型前蒙皮与翼子板间隙面差匹配问题的优化[J].时代汽车,2020(22):133-135.
ZHOU Shiyu, HE Fangfei. Optimization of the matching problem of the clearance between the front skin and the fender of a certain vehicle[J]. Auto Time, 2020(22):133-135.
- [3] 武蕾,吴其龙.基于abaqus的轿车外覆盖件抗凹性有限元分析[J].

- 三明学院学报,2019,36(6):44-49.
- WU Lei, WU Qilong. Dent Resistance analysis of a vehicle outer panels based on Abaqus[J]. Journal of Sanming University, 2019, 36(6):44-49.
- [4] 贾慧芳,黄晖,邱祖峰.汽车前保险杠随机振动疲劳分析与优化设计[J].工程塑料应用,2023,51(9):63-68.
JIA Huifang, HUANG Hui, QIU Zufeng. Random vibration fatigue analysis and optimization design of automobile front bumper[J]. Engineering Plastics Application, 2023, 51(9):63-68.
- [5] 李焱坤,余万铨,贺东方,等.纯电动汽车电池箱体结构分析与轻量化设计[J].塑料工业,2020,48(8):91-95.
LI Yaokun, YU Wanquan, HE Dongfang, et al. Structural analysis and lightweight design of battery box for pure electric vehicles[J]. China Plastics Industry, 2020, 48(8):91-95.
- [6] 王镇江,何造,林广道,等.基于模态分析的汽车塑料保险杠拓扑优化[J].塑料,2017,46(5):9-12.
WANG Zhenjiang, HE Zao, LIN Guangyi, et al. Topology optimization of automobile plastic bumper based on modal analysis[J]. Plastics, 2017, 46(5):9-12.
- [7] 唐友亮,吕品德,张锦,等.基于模态分析的定子各向异性材料参数矫正方法[J].机械强度,2022,44(2):503-508.
TANG Youliang, LV Pinde, ZHANG Jin, et al. Parameter equivalent method of stator anisotropic material based on modal analysis[J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(2):503-508.
- [8] 黄飞腾.基于模态频率响应的前保险杠振动分析及优化设计[J].塑料工业,2021,49(12):91-95.
HUANG Feiteng. Vibration analysis and optimization design of a front bumper based on modal frequency response[J]. China Plastics Industry, 2021, 49(12):91-95.
- [9] 高志彬,邢建,刘志红,等.某轻卡前保险杠骨架开裂问题研究与改进[J].重庆理工大学学报(自然科学),2020,34(1):31-36.
GAO Zhibin, XING Jian, LIU Zhihong, et al. Study and improvement on cracking of front bumper skeleton of a light truck[J]. Journal of Chongqing University of Technology(Natural Science), 2020, 34(1):31-36.
- [10] 聂鹏,钟自锋.某轻卡制动阀支架失效分析及其优化设计[J].现代制造工程,2019(7):60-65.
NIE Peng, ZHONG Zifeng. Failure analysis and optimization design of a light truck brake valve bracket[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2019(7):60-65.
- [11] 涂清,邓磊,申一方.某越野车塑料休息踏板振动问题的分析及优化[J].工程塑料应用,2025,53(4):69-75.
TU Qing, DENG Lei, SHEN Yifang. Analysis and optimization of vibration problem of plastic rest pedal of an off-road vehicle[J]. Engineering Plastics Application, 2025, 53(4):69-75.
- [12] 曹彩芹,王春玲.板壳理论[M].北京:中国建材工业出版社,2022.
CAO Caiqin, WANG Chunling. Shell theory[M]. Beijing: China Building Materials Industry Press, 2022.

- [13] 邓茗馨.汽车内外饰系统级试验的相关概述[J].汽车实用技术, 2021, 46(5):160–162.
DENG Mingxin. Overview of system-level tests for automotive interior and exterior parts[J]. Automobile Technology, 2021, 46(5): 160–162.
- [14] 李金龙, 骆华荣, 于人杰, 等. 基于 ABAQUS 的某乘用车仪表板热变形分析[C]//第十三届中国 CAE 工程分析技术年会论文集. [S.l.: s.n.], 2017:66–68.
LI Jinlong, LUO Huarong, YU Renjie, et al. Thermal deformation analysis of a passenger car instrument panel based on ABAQUS [C]//Proceedings of the 13th China CAE Engineering Analysis Technology Annual Conference. [S.l.: s.n.], 2017:66–68.
- [15] 陈磊, 阮丽云. 某 SUV 后保险杠耐光照干涉分析与优化[J]. 机械工程与自动化, 2024, 53(6):71–73.
CHEN Lei, RUAN Liyun. Interference analysis and optimization of a SUV rear bumper under sunload[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2024, 53(6):71–73.
- [16] 费业泰. 机械热变形理论及应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.
FEI Yetai. Theory and application of mechanical thermal deformation[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2009.
- [17] 李贤冰, 温激鸿, 郁殿龙, 等. 蜂窝夹层板力学等效方法对比研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2012(S1):11–15.
LI Xianbing, WEN Jihong, YU Dianlong, et al. The comparative study of equivalent mechanical methods on honeycomb sandwich plate[J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 2012(S1):11–15.
- [18] 熊启林, 尉亚军, 田晓耕. 热弹塑性力学概论[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2024.
XIONG Qilin, WEI Yajun, TIAN Xiaogeng. Introduction to thermoelastic-plastic mechanics[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2024.
- [19] 曾小华, 王振伟, 宋大风, 等. 基于多岛遗传算法的功率分流式双模混合动力客车参数优化[J]. 机械工程学报, 2020, 56(2): 98–105.
ZENG Xiaohua, WANG Zhenwei, SONG Dafeng, et al. Parameter optimization of dual-mode power-split hybrid electric bus based on MIGA algorithm[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(2):98–105.
- [20] 黄旭, 徐薇. 浅谈汽车内、外饰件耐老化性能验证试验的设计[J]. 汽车工艺与材料, 2017(4):5–10.
HUANG Xu, XU Wei. A brief discussion on the design of aging resistance verification tests for automotive interior and exterior trim components[J]. Automobile Technology & Material, 2017(4): 5–10.