商用车车架轻量化设计研究*

刘帅

（河北师范大学，石家庄 050024）

【摘要】为实现某电动轻型载货汽车轻量化设计、提升整车可靠性与续航里程，对其车架进行有限元建模，并开展静态性能、模态性能及疲劳寿命分析，识别出其在扭转工况下的强度薄弱点。通过灵敏度分析确定了19个关键板件厚度和2个横梁截面宽度作为设计变量，采用最优拉丁超立方设计（OLHD）生成260个训练样本和28个验证样本，结合径向基函数（RBF）网络模型构建了高精度代理优化模型，运用非支配排序遗传算法-Ⅱ（NSGA-Ⅱ）以车架质量和扭转工况最大变形量最小化为目标进行多目标优化。验证结果表明：优化后车架总质量由574 kg降低至533 kg，最大应力降低19.73%，安全系数提升至1.58，扭转工况最大变形量减小5.61%，一阶固有频率提高4.21%，最薄弱的扭转工况疲劳寿命提升3.96%，综合安全行驶里程提升至87.300×10⁴ km，满足并超越设计要求。

关键词：商用车车架　轻量化设计　多目标优化　疲劳寿命分析

中图分类号：U463.82；U466　　**文献标志码：**A　　**DOI：**10.20104/j.cnki.1674-6546.20250018

Research on Lightweight Design of a Commercial Vehicle Frame

Liu Shuai

(Hebei Normal University, Shijiazhuang 050024)

【Abstract】To achieve lightweight design for an electric light-duty cargo vehicle and enhance its overall reliability and endurance mileage, a finite element modeling of its frame is conducted. Static performance, modal performance and fatigue life analysis are performed to identify the weak spots in its strength under torsional conditions. Through sensitivity analysis, 19 key plate thicknesses and 2 crossbeam section widths are identified as design variables. An Optimal Latin Hypercube Design (OLHD) is employed to generate 260 training samples and 28 validation samples. A high-precision surrogate optimization model is constructed using a Radial Basis Function (RBF) network model. The Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-II (NSGA-II) is utilized for multi-objective optimization, aiming to minimize the frame mass and the maximum deformation under torsional conditions. The validation results showed that after optimization, the total frame mass decreased from 574 kg to 533 kg, the maximum stress reduced by 19.73%, the safety factor increased to 1.58, the maximum deformation under torsional conditions decreased by 5.61%, the first-order natural frequency increased by 4.21%, the fatigue life under the weakest torsional condition improved by 3.96%, and the comprehensive safe driving mileage increased to 87.300×10⁴ km, meeting and exceeding the design requirements.

Key words: Commercial vehicle frame, Lightweight design, Multi-objective optimization, Fatigue life analysis

【引用格式】刘帅. 商用车车架轻量化设计研究[J]. 汽车工程师, 2026(8): 25-35.

LIU S. Research on Lightweight Design of a Commercial Vehicle Frame[J]. Automotive Engineer, 2026(8): 25-35.

1　前言

轻量化是实现汽车节能减排的有效手段。研究表明，整车质量每减轻10%，续驶里程可提高5.5%[1]。车架作为承载整车的关键部件，在轻量化设计中需兼顾刚度、强度和可靠性[2]。

*基金项目：河北省自然科学基金项目（E2018205193）；河北师范大学教学改革项目（2022XJJG082）。

通信作者：刘帅（2001—），男，河北河间人，硕士，主要研究方向为新能源与智能网联汽车，lius1126@stu.hebtu.edu.cn。

当前,车架的轻量化研究主要聚焦于三种技术路径。一是拓扑优化寻求最优材料分布:顾方秋等[3]采用变密度法使半挂车车架质量减轻293 kg;Du等[4]和韩明轩等[5]分别在前纵梁和客车车架中实现了6.5%和5.02%的轻量化效果,部分方案还提升了碰撞吸能性能。二是尺寸优化侧重调整部件参数:张增博等[6]通过钣金件厚度优化使电动客车车架质量减轻257 kg;何睿[7]、李曼莉等[8]的研究也取得了9.3%的轻量化效果。三是针对高应力区域开展精细化设计:方朝等[9]对电动观光车车架进行局部重构,在质量减轻10.5%的同时提升了抗弯刚度。

在轻量化设计过程中,针对质量、刚度等参数间的矛盾,多目标优化技术可突破传统单目标优化的局限:Meng等[10]采用粒子群算法实现了副车架质量减轻12%;Liu[11]、Wang[12]分别通过构建近似模型和利用混合权重-灰色关联分析法,在质量减轻5%~13%的区间内平衡了多种性能指标;聂昕等[13]引入机器学习方法,实现了5.64%的轻量化效果。

本文以某纯电动商用车车架为研究对象,构建包含静态分析、模态测试的基准评估体系,通过灵敏度分析筛选关键参数,采用最优拉丁超立方设计(Optimal Latin Hypercube Design,OLHD)生成试验点,结合径向基函数(Radial Basis Function,RBF)构建高精度代理模型,最终运用非支配排序遗传算法-Ⅱ(Non-dominated Sorting Genetic Algorithm Ⅱ,NSGA-Ⅱ)获取帕累托(Pareto)最优解集,并通过疲劳寿命校核验证方案的可行性。

2 车架刚度性能分析

2.1 车架有限元模型建立

本文的研究对象为某商用车车架,由钣金件组成,相关参数如表1、表2所示。通过采用合适的网格划分策略,结合车架的具体结构特点对关键区域进行了精细化处理,以捕捉应力和变形的精确分布,并取得模型计算效率与分析精度间的平衡,简化有限元模型如图1所示。

表1 车架整体参数

参数	取值	参数	取值
长度/mm	5 276	高度/mm	266
宽度/mm	1 960	质量/kg	574

表2 材料详细参数

零件	材料	弹性模量/GPa	泊松比	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa
左/右纵梁	ZQS500L	210	0.3	650	500
第一横梁	Q345	210	0.3	490	345
第二横梁	610L	210	0.3	610	500
第三横梁	610L	210	0.3	610	500
第四横梁	610L	210	0.3	610	500
第五横梁	610L	210	0.3	610	500
第六横梁	610L	210	0.3	610	500
第七横梁	Q345	210	0.3	490	345
电池托架横/纵梁	610L	210	0.3	610	500
吊耳	QT500	160	0.27	500	320

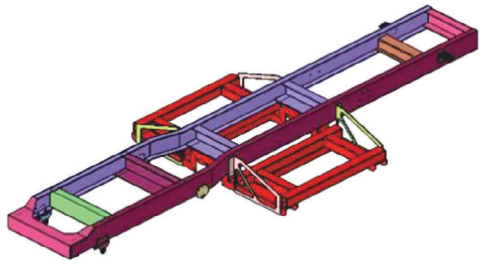
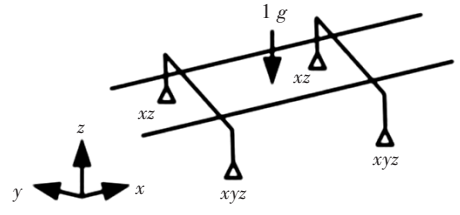


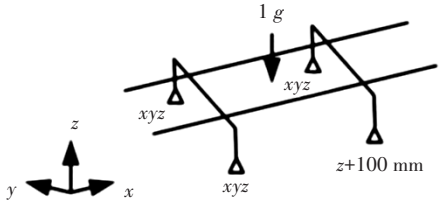
图1 商用车车架简化模型

2.2 车架刚度分析

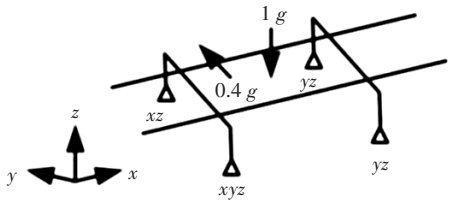
车架弯曲刚度是衡量其结构性能的关键指标,直接关系到车辆在复杂路面条件下的稳定性和耐用性。为精确评估车架的抗弯、抗扭性能,利用已建立的有限元模型对车架的弯曲及扭转刚度进行仿真分析,施加载荷并计算车架的变形响应,评估其结构性能。典型工况加载及约束条件如图2所示,不同工况下车架位移云图及最大变形量分别如图3、表3所示。



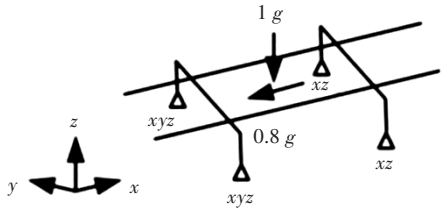
(a)满载弯曲工况



(b)满载扭转工况

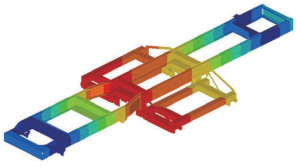


(c)紧急转弯工况

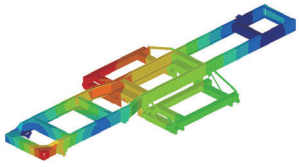


(d)紧急制动工况

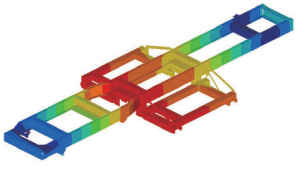
图2　各工况加载载荷及约束条件



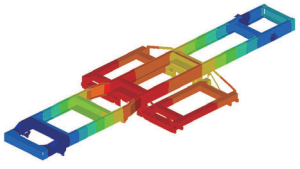
(a)满载弯曲工况



(b)满载扭转工况



(c)紧急转弯工况



(d)紧急制动工况

图3　各工况下车架刚度位移云图

表3　各工况下车架最大变形量　mm

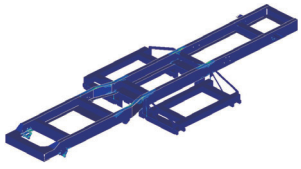
工况	满载弯曲	满载扭转	紧急转弯	紧急制动
最大变形量	3.298	4.422	3.047	2.888

由图3、表3可知,该车架的最大变形量为4.422 mm,显著小于设计规定的最大许用变形量10 mm,满足刚度设计要求,表明该车架在弯曲和扭转载荷下具有足够的抗变形能力。

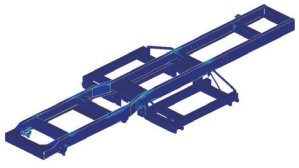
2.3　车架强度分析

车架是商用车的关键承载结构,必须确保在任何工况下均不会发生断裂或塑性变形。除进行刚度分析以评估车架的抗变形能力外,还必须通过强度仿真分析来模拟不同工况下车架的承载能力。实际运行中,车架承受的基本载荷包括驾驶室总成质量868 kg、电池箱总成质量816.32 kg、电控系统总成质量255.1 kg、电机总成质量68.56 kg及载质量4 600 kg等。

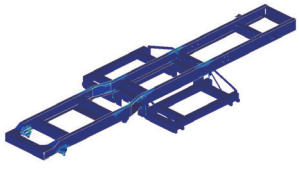
典型工况下车架应力云图和各材料零件的最大应力如图4、表4所示,分析表明,车架在满载扭转工况下的第四横梁-纵梁连接板处出现393.8 MPa的峰值应力(ZQS500L钢,屈服强度500 MPa),其安全系数为1.26,低于设计要求的1.5,需重点优化。其余部件应力均低于许用值,整体强度满足标准且具有优化潜力。



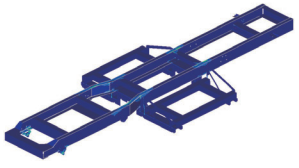
(a)满载弯曲工况



(b)满载扭转工况



(c)紧急转弯工况



(d)紧急制动工况

图4　各工况下车架应力云图

表4　各工况下车架各材料零件的最大应力　MPa

工况	最大应力				许用应力
	满载弯曲	满载扭转	紧急转弯	紧急制动	
ZQS500L	330.6	393.8	293.2	298.8	333.0
610L	220.6	270.4	198.0	176.0	333.0
QT500	105.0	123.0	140.0	62.0	213.0
Q345	65.0	69.0	82.0	58.0	230.0

3　车架模态性能分析

3.1　模态理论分析

车架模态分析的目的是确定其固有频率与振型,据此评价其性能。车架的运动方程可表示为:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{X}}+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{X}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{X}=\boldsymbol{0} \tag{1}$$

式中:$\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}$、$\boldsymbol{K}$分别为车架的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵,$\ddot{\boldsymbol{X}}$、$\dot{\boldsymbol{X}}$、$\boldsymbol{X}$分别为车架的加速度向量、速度向量、位移向量。

若车架无阻尼,则$\boldsymbol{C}$为零,假设$\boldsymbol{X}=\boldsymbol{A}\sin(\omega t+\varphi)$,则式(1)可改写为:

$$(\boldsymbol{K}-\omega^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{X}=\boldsymbol{0} \tag{2}$$

其中,ω为车架的特征值,其对应的特征方程为:

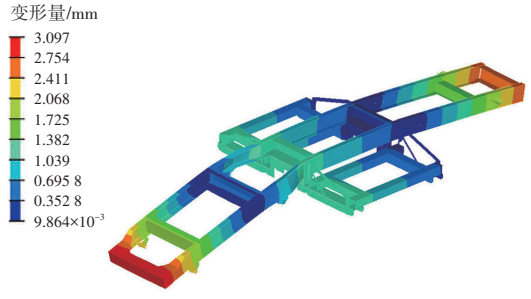
$$\det(\boldsymbol{K}-\omega^2\boldsymbol{M})=0 \tag{3}$$

由此可得车架的固有模态频率及模态振型。

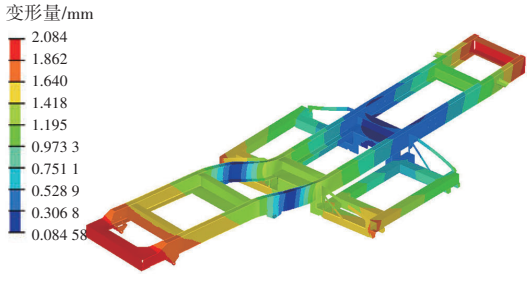
3.2　自由模态分析

车架前6阶模态频率接近零,属于刚体模态。对车架进行自由模态分析,其前3阶非刚体模态的

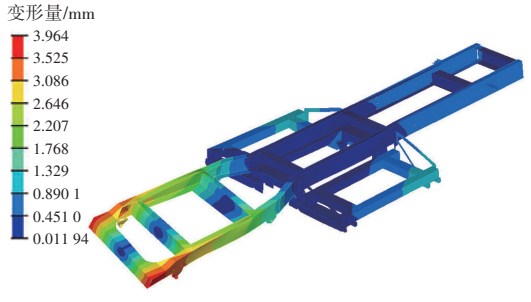
固有频率分别为34.72 Hz、43.18 Hz和66.54 Hz。模态振型如图5所示:第1阶模态为1阶垂向弯曲,最大相对变形量为3.097 mm;第2阶模态为1阶横向弯曲,最大相对变形量为2.084 mm;第3阶模态为2阶扭转,最大相对变形量为3.964 mm。所有模态振型均呈现平滑特征,未出现局部畸变。



(a)第1阶



(b)第2阶

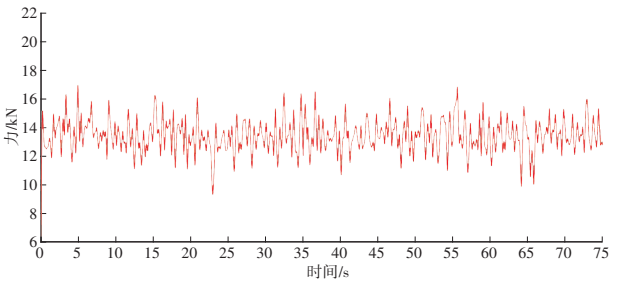


(c)第3阶

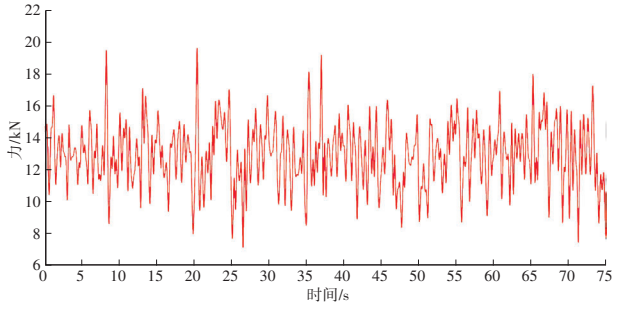
图5　前3阶非刚体模态振型

4　车架疲劳寿命分析

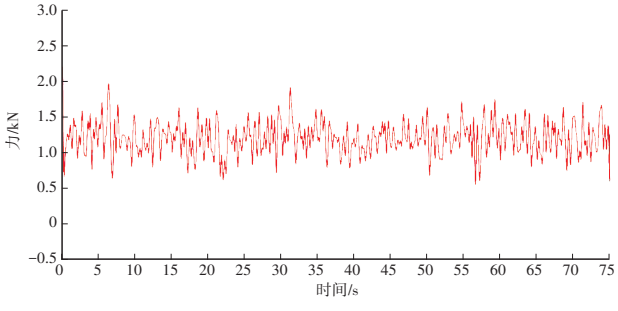
为获取车架在实际工况下的载荷特性,本文采用虚拟可靠性试验方法模拟电动轻型载货汽车在E级随机路面(30 km/h,75 s)上行驶的动态过程。通过高精度多体动力学仿真,提取车架与外部结构10个连接点的30组动态载荷数据。由于Z向载荷占主导地位,重点分析了Z向随机载荷谱,以左侧连接点为例,如图6所示。这些载荷谱将作为后续疲劳寿命分析的输入,以计算关键部位的疲劳寿命,识别疲劳薄弱区域,为车架结构优化与可靠性提升提供科学依据。



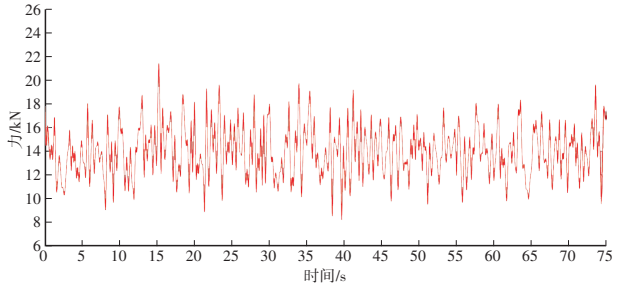
(a)前悬架左前侧钢板弹簧与车架连接处



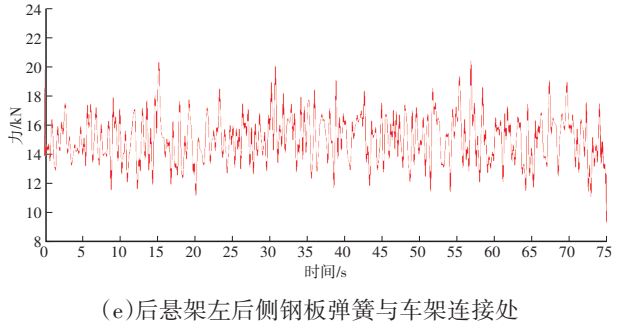
(b)前悬架左后侧钢板弹簧与车架连接处



(c)前桥左前减振器与车架连接处



(d)后悬架左前侧钢板弹簧与车架连接处



(e)后悬架左后侧钢板弹簧与车架连接处

图6　车架与外部结构连接点Z向载荷谱

车架疲劳寿命计算界面如图7所示。

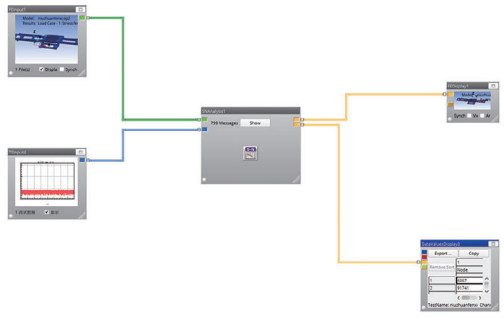


图7　车架疲劳寿命计算界面

通过上述计算获得了各工况下车架的疲劳损伤和最小疲劳寿命,如表5所示。

表5　各工况下车架疲劳损伤和最小疲劳寿命

工况	疲劳损伤	疲劳寿命/次
弯曲工况	4.096×10^{-7}	2.441×10^{6}
扭转工况	4.554×10^{-7}	2.196×10^{6}
转弯工况	3.437×10^{-7}	2.909×10^{6}
紧急制动工况	4.097×10^{-7}	2.443×10^{6}

5　车架轻量化与疲劳寿命集成优化设计

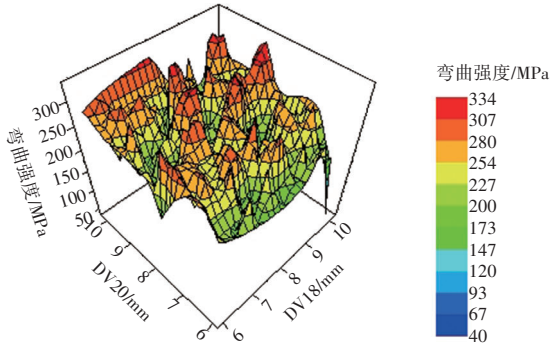
5.1　车架灵敏度分析

本文旨在构建一个集成车架轻量化与疲劳寿命的多目标优化设计数学模型。本文选取31个关键零件的厚度作为初始设计变量,系统研究零件厚度变化对车架强度、弯曲和扭转刚度及模态的影响。灵敏度系数为性能变化量与设计变量变化量的比值,其数学表达式为:

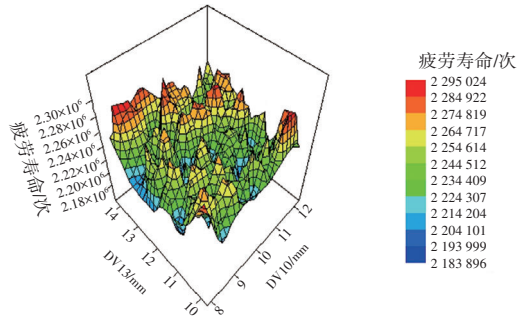
$$S_i=\frac{\partial P}{\partial x_i}\cdot\frac{x_i}{P} \tag{4}$$

式中:S_i为第i个设计变量的灵敏度系数,P为车架性能指标,x_i为第i个设计变量的厚度。

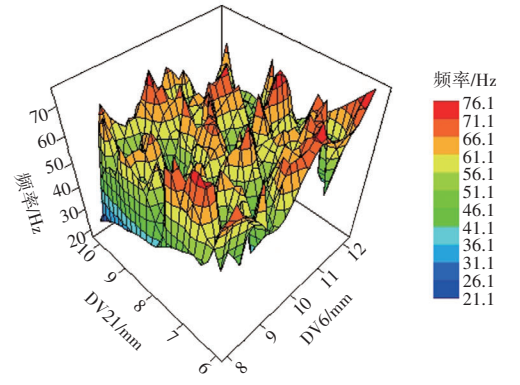
基于Isight的相对灵敏度分析功能,确定对性能影响显著的19个零件的厚度作为优化设计的重点对象,部分变量与响应间的关系如图8所示。



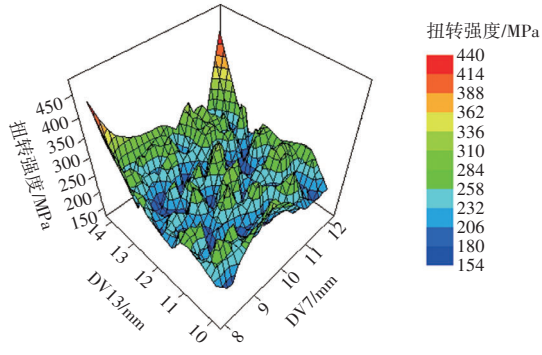
(a)DV18与DV20弯曲强度响应面图



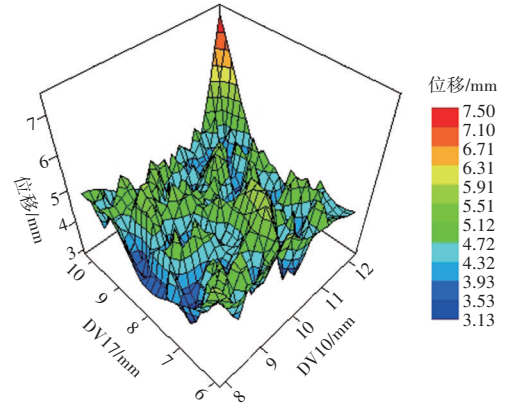
(b)DV10与DV13疲劳寿命响应面图



(c)DV6与DV21频率响应面图



(d)DV7与DV13扭转强度响应面图



(e)DV10与DV17位移响应面图

图8　随机抽取变量与输出响应的关系

为实现车架的综合性能优化,选取21个关键设计变量(Design Variables,DV),分为形状变量和尺

寸变量两大类:形状变量2个,主要针对对车架整体刚度和局部应力分布有显著影响的横梁截面;尺寸变量19个,主要为车架各主要板件的厚度,直接影响车架的质量和局部强度。

各设计变量的初始值及其取值范围如表6所示。

表6　车架优化设计变量　　mm

设计变量	代号	初始值	变化范围
第四横梁截面宽度	DV1	150	[135,165]
第五横梁截面宽度	DV2	150	[135,165]
左纵梁厚度	DV3	12	[10,14]
右纵梁厚度	DV4	12	[10,14]
第一横梁厚度	DV5	10	[8,12]
第二横梁厚度	DV6	10	[8,12]
第三横梁厚度	DV7	10	[8,12]
第四横梁厚度	DV8	12	[10,14]
第五横梁厚度	DV9	12	[10,14]
第六横梁厚度	DV10	10	[8,12]
第七横梁厚度	DV11	10	[8,12]
前电池架厚度	DV12	12	[10,14]
后电池架厚度	DV13	12	[10,14]
左前电池架连接架横梁厚度	DV14	8	[6,10]
左后电池架连接架横梁厚度	DV15	8	[6,10]
右前电池架连接架横梁厚度	DV16	8	[6,10]
右后电池架连接架横梁厚度	DV17	8	[6,10]
左侧电池架连接左纵梁厚度	DV18	8	[6,10]
左侧电池架连接右纵梁厚度	DV19	8	[6,10]
右侧电池架连接左纵梁厚度	DV20	8	[6,10]
右侧电池架连接右纵梁厚度	DV21	8	[6,10]

5.2　基于近似模型的车架优化设计

本文基于最优拉丁超立方设计结合径向基函数代理模型进行车架优化设计。该采样方法使得设计空间内样本点均衡分布,相较于传统全尺寸模拟,能更有效地捕捉设计变量与响应间的关系,提高代理模型的预测精度和计算效率。最优拉丁超立方采样分布如图9所示,选取已确定的21个参数试验因子,根据经验公式选取260个样本点并另行抽取28个样本点作为代理模型精度的验证集。

RBF的非线性逼近能力和全局优化能力强、鲁棒性好,适用于散乱数据插值拟合。基于上述样本空间建立车架RBF代理模型,其目标响应为:

$$f(x)=p(x)+\sum_{i=1}^{n}\omega_i\cdot\zeta\left(\left\|\boldsymbol{x}-\boldsymbol{x}_i\right\|\right) \tag{5}$$

式中:$f(x)$为代理模型响应值,$p(x)$为多项式,n为样本点数量,ω_i为线性拟合加权系数,ζ为径向基函数,$\|\boldsymbol{x}-\boldsymbol{x}_i\|$为样本点间的欧氏距离。

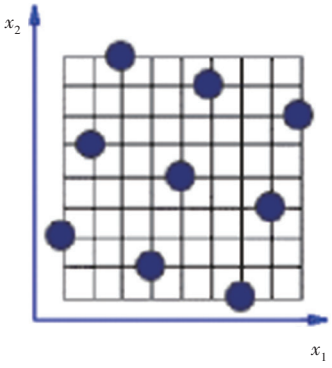


图9　最优拉丁超立方采样分布

对其拟合近似模型的精度进行检验,常用相对平均绝对误差(Relative Average Absolute Error,RAAE)、均方根误差(Root Mean Square Error,RMSE)、最大相对误差(Maximum Relative Error,MRE)及决定系数R^2作为误差评价指标,计算公式分别为:

$$e_{\mathrm{raa}}=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\frac{\left|y_i(x)-\hat{y}_i(x)\right|}{\left|y_i(x)\right|} \tag{6}$$

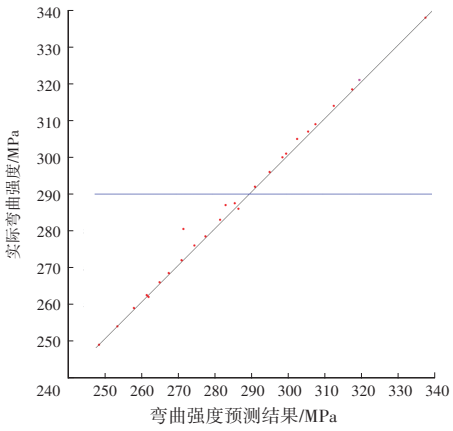
$$e_{\mathrm{rms}}=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}\left[(\hat{y}_i(x)-y_i(x))^2\right]}{N-1}} \tag{7}$$

$$e_{\mathrm{mr}}=\max\left(\left\|\hat{y}_i-y_i\right\|\right) \tag{8}$$

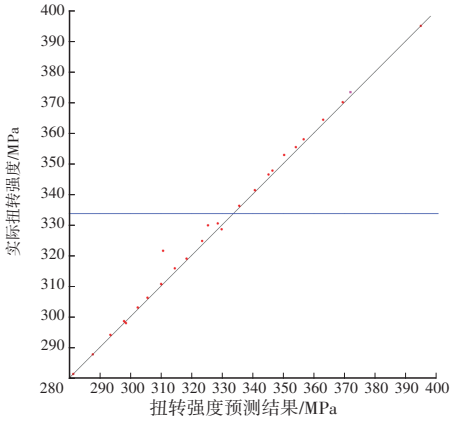
$$R^2=\frac{\sum_{i=1}^{N}(\hat{y}_i-\bar{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{N}(y_i-\bar{y})^2} \tag{9}$$

式中:$\hat{y}_i(x)$为响应实测值,$y_i(x)$为响应预测值,$\bar{y}_i$为响应实测值的平均值,N为样本点数量。

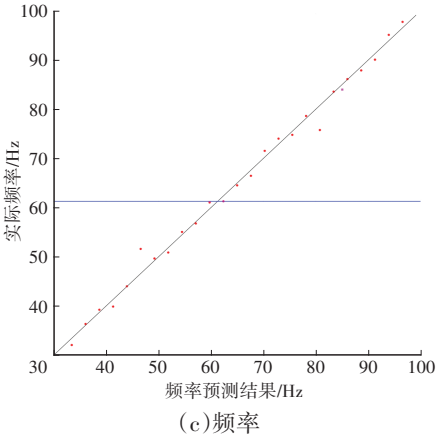
本文利用试验设计采集的260组样本点进行交叉验证,评估模型的可靠性;采用另行采集的28组独立样本点进行额外验证,以检验模型的泛化能力。仿真结果与代理模型预测结果如图10所示,代理模型误差统计结果如表7所示。由表7可知:RAAE、RMSE、MRE及R^2均符合要求,R^2>0.9且接近1,表明建立的代理模型可靠性高。



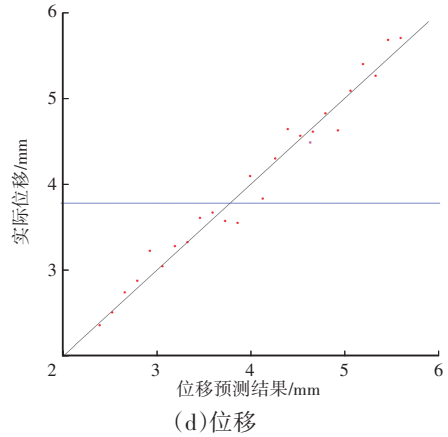
(a)弯曲强度



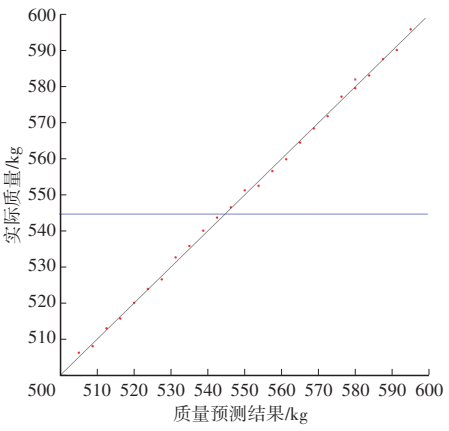
(b)扭转强度



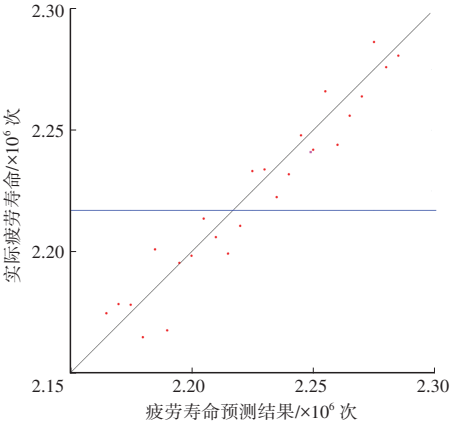
(c)频率



(d)位移



(e)质量



(f)疲劳寿命

图 10　代理模型仿真结果及预测值对比

表 7　各响应量决定系数

验证方法	决定系数 R^2					
	弯曲强度	扭转强度	一阶模态频率	最大变形量	质量	疲劳寿命
交叉验证	0.994 6	0.987 4	0.999 1	0.984 7	0.998 9	0.910 4
额外采点验证	0.990 5	0.990 1	0.999 4	0.984 1	0.997 4	0.905 8

5.3　多目标优化模型

本文构建的车架轻量化与疲劳寿命集成优化的多目标数学模型如下:

$$\begin{cases} \boldsymbol{D}_{\mathrm{V}}=\left(D_{\mathrm{V1}},D_{\mathrm{V2}},\ldots,D_{\mathrm{V21}}\right)^{\mathrm{T}} \\ \text{s.t. } D_{\mathrm{V}i\min}\leqslant D_{\mathrm{V}i}\leqslant D_{\mathrm{V}i\max}\ (i=1,2,\ldots,21) \\ \min m\left(\boldsymbol{D}_{\mathrm{V}}\right),\min d_{\mathrm{r}}\left(\boldsymbol{D}_{\mathrm{V}}\right) \\ s_{\mathrm{b}}\leqslant 333\ \mathrm{MPa} \\ s_{\mathrm{r}}\leqslant 333\ \mathrm{MPa} \\ f_1\geqslant 34.72\ \mathrm{Hz} \\ S_{\min}\geqslant 2.026\times 10^6\ \text{次} \end{cases} \tag{10}$$

式中:$D_{\mathrm{V}i}$为第 i 个设计变量的取值;$D_{\mathrm{V}i\min}$、$D_{\mathrm{V}i\max}$分别为 $D_{\mathrm{V}i}$有效取值范围的下限和上限;s_{b}为弯曲工况峰

值应力，不应超过材料许用应力[σ]；s_r为扭转工况峰值应力，不应超过材料许用应力[σ]；f_1为一阶固有频率，须高于原车架对应频率以规避共振；S_{min}为最小疲劳寿命周期，按照不低于80×10^4 km行驶里程标准设计；m为整体质量；d_t为扭转工况最大位移量。

在满足各性能指标的前提下，调整对车架影响较大部件的厚度，基于Isight的优化流程如图11所示。选取NSGA-Ⅱ进行求解，参数配置如下：初始样本数为2 200个，迭代样本数为1 000个，最大迭代次数为100次，交叉概率为0.9，交叉分布指数为10，变异分布指数为20。经172次迭代优化计算，得到的Pareto最优解集如图12所示。

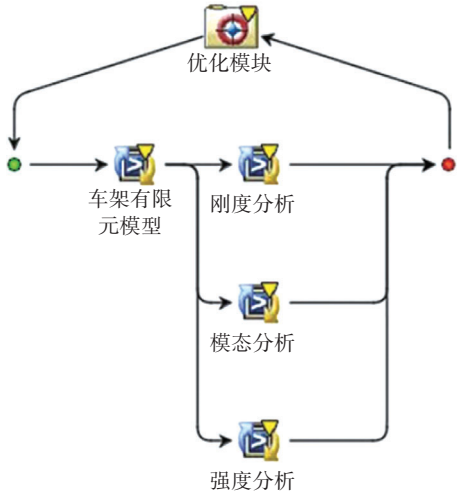


图11　Isight优化流程

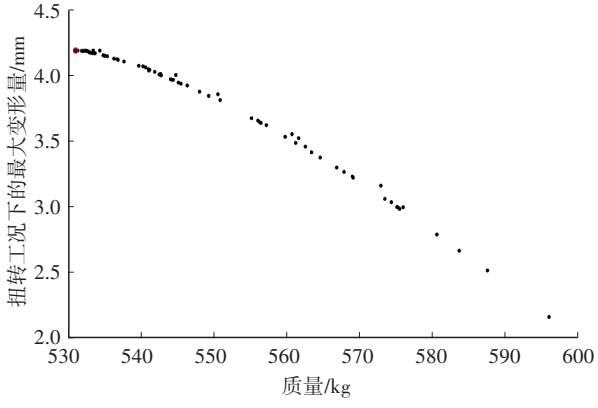


图12　Pareto优化解集

由图12可知，获得的Pareto最优前沿解集分布较为均匀，优化后设计变量如表8所示。

基于Isight对优化结果的结构性能进行分析。考虑到优化前扭转工况下应力最大，对优化后的扭转工况应力情况进行验证。如图13所示，优化后车架最大变形量为4.174 mm，满足设计要求。

表8　设计变量优化结果　　mm

设计变量	代号	初始值	优化后	修正后
第四横梁截面宽度	DV1	150	156.64	157
第五横梁截面宽度	DV2	150	154.28	154
左纵梁厚度	DV3	12	12.76	13
右纵梁厚度	DV4	12	12.65	13
第一横梁厚度	DV5	10	8.14	8
第二横梁厚度	DV6	10	8.11	8
第三横梁厚度	DV7	10	8.68	9
第四横梁厚度	DV8	12	11.21	11
第五横梁厚度	DV9	12	11.15	11
第六横梁厚度	DV10	10	8.33	8
第七横梁厚度	DV11	10	8.08	8
前电池架厚度	DV12	12	10.75	11
后电池架厚度	DV13	12	10.66	11
左前电池架连接架横梁厚度	DV14	8	6.33	6
左后电池架连接架横梁厚度	DV15	8	6.28	6
右前电池架连接架横梁厚度	DV16	8	6.53	7
右后电池架连接架横梁厚度	DV17	8	6.24	6
左侧电池架连接左纵梁厚度	DV18	8	6.05	6
左侧电池架连接右纵梁厚度	DV19	8	6.14	6
右侧电池架连接左纵梁厚度	DV20	8	6.17	6
右侧电池架连接右纵梁厚度	DV21	8	6.55	7

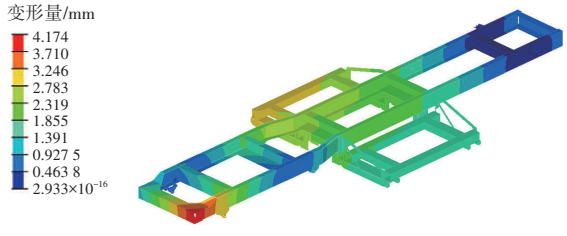


图13　优化后扭转工况位移云图

优化后车架的前3阶非刚体模态频率分别为36.182 Hz、45.251 Hz和69.330 Hz，不会与激励频率发生耦合振动。图14所示为车架优化后第1阶模态振型，表现为一阶垂向弯曲，最大相对位移为2.993 mm，且振型较为平滑。

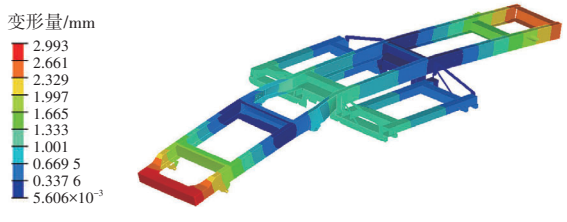


图14　优化后第1阶模态振型

优化后车架的最大应力显著降低至316.1 MPa。应力云图如图15所示，与优化前的峰值应力

393.8 MPa相比,降幅达24.5%。应力峰值仍出现在外纵梁与第四横梁的连接板上,考虑到该连接板采用ZQS500L高强度钢(屈服强度500 MPa),优化后该区域的安全系数提升至1.58,远高于优化前的1.26。这一关键改进直接得益于前文对第四横梁截面宽度(设计变量DV1)以及该连接区域板件厚度(如DV3、DV4等)的优化。

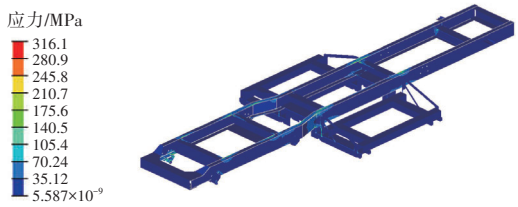


图15　优化后扭转工况应力分布云图

各工况仿真分析得到的数值结果如表9、表10所示。

表9　优化后各工况下车架各材料零件的最大应力 MPa

工况	最大应力				许用应力
	满载弯曲	满载扭转	紧急转弯	紧急制动	
ZQS500L	327.0	316.1	282.5	273.7	333
610L	235.8	289.8	214.0	196.0	333
QT500	145.0	153.4	160.0	112.3	213
Q345	112.0	109.5	132.2	138.5	230

表10　优化后各工况下车架最大变形量 mm

工况	满载弯曲	满载扭转	紧急转弯	紧急制动
最大变形量	3.260	4.174	2.958	2.639

由表9可知,在所有分析工况下,车架各主要部件最大米塞斯应力均在许用范围内。其中,ZQS500L高强度钢的最大应力为316.1 MPa,安全系数达1.58,高于设计要求1.5。由表10可知,满载扭转工况下最大变形量为4.174 mm,相较于优化前基准车架的4.422 mm,减小5.61%,表明扭转刚度显著提升并远低于工程规范限值,对提升车辆操控稳定性及保证部件正常功能至关重要。其他工况下变形量亦呈减小趋势并维持在较低水平,证明优化后车架具备足够的整体及局部刚度。

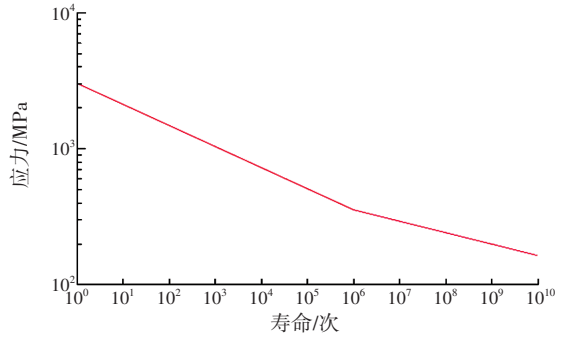
6　优化后车架疲劳性能分析

6.1　疲劳仿真分析模型

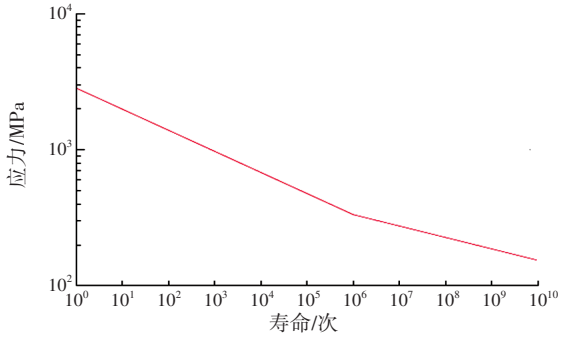
基于nCode软件及雨流计数法对车架零件进行疲劳损伤分析,以科学评估其疲劳寿命。车架材料的应力-寿命(S-N)曲线是进行疲劳寿命预测的依据。本文车架所用材料为ZQS500L、610L、QT500、Q345,其S-N曲线如图16所示。应力时间历程公式为:

$$\sigma_{ij,\mathrm{a}}(t)=\sum_{k}P_k(t)\frac{\sigma_{ij,ak}}{P_{k,\mathrm{FEA}}},\ i=1,2,3,\ j=1,2,3 \qquad (11)$$

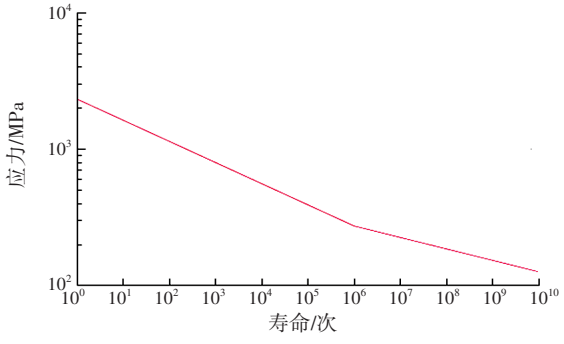
式中:$P_k(t)$为第k个时间历程载荷,$P_{k,\mathrm{FEA}}$为第k个静态载荷,$\sigma_{ij,ak}$为第k个静态载荷的应力响应,$\sigma_{ij,\mathrm{a}}(t)$为叠加后的应力时间历程。



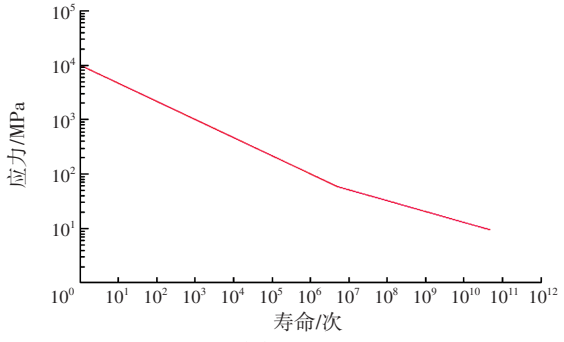
(a)ZQS500L



(b)610L



(c)QT500



(d)Q345

图16　车架材料的S-N曲线

在循环载荷作用下,结构或材料的疲劳寿命预

测方法为帕尔姆格伦-迈因纳（Palmgren-Miner）准则，该准则基于不同应力水平下疲劳损伤线性累加的假设，当累积损伤达到临界值时，结构或材料将发生疲劳破坏。疲劳损伤累积值D的计算公式为：

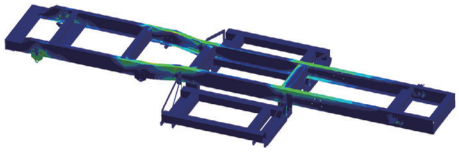
$$D=\sum_{i=1}^{\infty}\frac{n_i}{N_i} \tag{12}$$

式中：n_i为应力水平σ_i的循环次数，N_i为应力水平σ_i下材料的疲劳寿命。

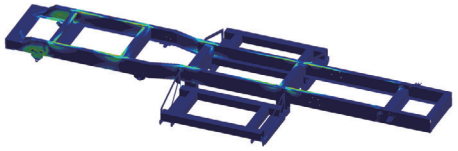
6.2 优化设计后疲劳仿真分析结果

结合前文通过虚拟可靠性试验获取的10个关键连接点的Z轴动态载荷谱及各材料的S-N曲线，在nCode DesignLife软件中运用名义应力法（Stress-Life，S-N），配合雨流计数法进行循环提取，采用古德曼（Goodman）准则进行平均应力修正，并基于Miner线性累积损伤理论计算总损伤和疲劳寿命。分析中同样设定了95%的存活率，以确保预测结果具有足够的工程应用置信度。

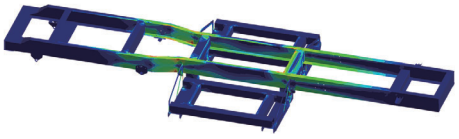
计算得到的优化后车架在满载弯曲、满载扭转、紧急转弯及紧急制动工况下的疲劳寿命分布云图如图17所示。



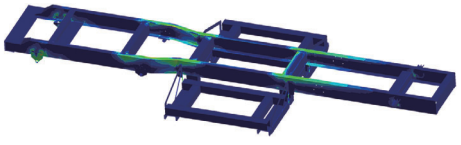
（a）弯曲工况



（b）扭转工况



（c）转弯工况



（d）紧急制动工况

图17 优化后各工况下车架疲劳寿命云图

由图17可知，弯曲工况下薄弱点与静态应力集中区域有所对应，满载扭转工况下疲劳薄弱区域主要集中在部分横、纵梁连接板以及应力集中较为显著的几何过渡区，紧急转弯和紧急制动工况下的损伤模式与特定载荷下的受力特点相关。

为进行定量比较，优化后车架在各典型工况下的最小疲劳寿命（即最先发生疲劳失效的部位所能承受的循环次数）及其对应的累积疲劳损伤值（D=1/N）如表11所示。

表11 优化后各况下车架疲劳损伤和最小疲劳寿命

工况	疲劳损伤	疲劳寿命/次
弯曲工况	3.897×10^{-7}	2.566×10^{6}
扭转工况	4.381×10^{-7}	2.283×10^{6}
转弯工况	3.521×10^{-7}	2.841×10^{6}
紧急制动工况	4.304×10^{-7}	2.323×10^{6}

优化后车架的最小疲劳寿命在满载扭转工况下为2.283×10^{6}次循环，较优化前提升3.96%。疲劳寿命最低区域仍集中于横纵梁连接、电池箱/悬置安装点等高应力集中及几何不连续处，与前期分析结果一致，是结构耐久性的决定性因素。

集成优化设计方法通过疲劳寿命分析得到了有效验证，表明其在实现轻量化的同时，有效保障并提升了车架的静、动态性能及关键区域耐久性，满足设计及法规要求。优化前、后各项性能参数对比如表12所示，进一步印证了优化效果。

表12 优化前、后车架主要性能参数对比

性能参数	优化前	优化后	变化率/%
满载弯曲工况最大应力/MPa	330.6	327.0	−1.09
满载扭转工况最大应力/MPa	393.8	316.1	−19.73
紧急转弯工况最大应力/MPa	293.2	282.5	−3.65
紧急制动工况最大应力/MPa	298.8	273.7	−8.40
满载弯曲工况最大变形量/mm	3.298	3.260	−1.15
满载扭转工况最大变形量/mm	4.422	4.174	−5.61
紧急转弯工况最大变形量/mm	3.047	2.958	−2.92
紧急制动工况最大变形量/mm	2.888	2.639	−8.62
第1阶非刚体模态频率/Hz	34.720	36.182	+4.21
第2阶非刚体模态频率/Hz	43.180	45.251	+4.80
第3阶非刚体模态频率/Hz	66.54	69.33	+4.19
车架质量/kg	574	533	−7.14
弯曲工况疲劳寿命/×10^{6}次	2.441	2.566	+5.12
扭转工况疲劳寿命/×10^{6}次	2.196	2.283	+3.96
转弯工况疲劳寿命/×10^{6}次	2.909	2.841	−2.34
制动工况疲劳寿命/×10^{6}次	2.443	2.323	−4.91
安全行驶里程/×10^{4} km	83.997	87.300	+3.93

由表12可知，本次多目标优化设计在实现车架轻量化和静强度、刚度及动态性能优化等方面效果

显著：轻量化率达7.14%；满载扭转工况下最大应力降低19.73%，安全系数提升至1.58；扭转变形量减小5.61%；前3阶固有频率提升超过4%；紧急工况下疲劳寿命稍有下降，但仍超出设计要求，关键工况如满载扭转和弯曲条件下疲劳寿命分别提升3.96%、5.12%；最小安全行驶里程增加3.93%。上述结果验证了该策略的工程实用性和合理性。

7 结束语

本文通过构建车架有限元模型，系统评估了某电动轻型载货汽车车架的多维度性能，并识别出其在扭转工况下的强度瓶颈。基于灵敏度分析筛选关键设计变量，结合最优拉丁超立方设计与高精度代理模型（RBF与Kriging），运用NSGA-II算法开展了以质量和扭转变形量最小化为目标的多目标优化。优化结果表明，该方法不仅显著减轻了车架质量，更有效解决了原设计的强度不足问题，同时提升了车架的刚度、模态性能及关键工况下的疲劳寿命，实现了综合安全行驶里程的提升。

参 考 文 献

[1] LI S H, WANG D F, WANG S, et al. Structure-Connection-Performance Integration Lightweight Optimisation Design of Multi-Material Automotive Body Skeleton[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2023, 66(9).

[2] 李光霁, 刘新玲. 汽车轻量化技术的研究现状综述[J]. 材料科学与工艺, 2020, 28(5): 47-61.
LI G J, LIU X L. Literature Review on Research and Development of Automotive Lightweight Technology[J]. Materials Science and Technology, 2020, 28(5): 47-61.

[3] 顾方秋, 苏小平, 缪小冬. 某半挂车车架性能分析及结构优化设计[J]. 重庆理工大学学报（自然科学）, 2022, 36(7): 94-101.
GU F Q, SU X P, MIAO X D. Performance Analysis and Structural Optimization Design of a Semi-Trailer Frame[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2022, 36(7): 94-101.

[4] DU X J, LIANG H X. Lightweight Design of Automotive Front Rail Based on Topology Optimisation and Collision Analysis[J]. International Journal of Crashworthiness, 2024, 29(3): 402-413.

[5] 韩明轩, 张洪信, 赵清海, 等. 碰撞载荷工况下某城市客车车架拓扑优化设计[J]. 现代制造工程, 2021(10): 91-95+141.
HAN M X, ZHANG H X, ZHAO Q H, et al. Topology Optimization Design of a City Bus Frame under Collision Load[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2021(10): 91-95+141.

[6] 张增博, 孙宇波, 刘强. 某款纯电动客车车架静态分析及优化[J]. 机械设计与制造, 2022(11): 154-157+163.
ZHANG Z B, SUN Y B, LIU Q. Static Analysis and Optimization of a Pure Electric Bus Frame[J]. Machinery Design & Manufacture, 2022(11): 154-157+163.

[7] 何睿. 基于多学科多目标的车架结构轻量化设计[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(2): 173-178.
HE R. Lightweight Design of Frame Structures Based on Multidiscipline and Multi-Objective[J]. Noise and Vibration Control, 2022, 42(2): 173-178.

[8] 李曼莉, 王永涛. 某轻型商用车车架多性能约束下的轻量化研究[J]. 机械设计与制造, 2024(7): 326-330.
LI M L, WANG Y T. Research on Lightweight of a Light Commercial Vehicle Frame under Multi-Performance Constraints[J]. Machinery Design & Manufacture, 2024(7): 326-330.

[9] 方朝, 赵尚义, 严格, 等. 电动汽车车架的多目标拓扑优化-尺寸优化-精细化设计[J]. 机械设计与制造, 2023(8): 16-22.
FANG C, ZHAO S Y, YAN J, et al. Multi-Objective Topology Optimization, Size Optimization and Detailed Design of Frame for an Electric Car[J]. Machinery Design & Manufacture, 2023(8): 16-22.

[10] MENG X C, SUN Y P, HE J M, et al. Multi-Objective Lightweight Optimization Design of the Aluminium Alloy Front Subframe of a Vehicle[J]. Metals, 2023, 13(4).

[11] LIU K, LIAO Y, TONG X, et al. Multi-Parameter Similarity Model-Based Lightweight Design of Battery Electric Vehicle Body-in-White[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024.

[12] WANG D F, LI S H. Collaborative Optimization Design of Lightweight and Crashworthiness of the Front-End Structures of Automobile Body Using HW-GRA for Pareto Mining[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2021, 235(21): 5201-5215.

[13] 聂昕, 刘文涛, 陈少伟, 等. 基于BS-TabNet和LSSA的车架智能轻量化设计[J]. 湖南大学学报（自然科学版）, 2024, 51(2): 163-176.
NIE X, LIU W T, CHEN S W, et al. Intelligent Lightweight Chassis Design Based on BS-TabNet and LSSA[J]. Journal of Hunan University (Natural Science), 2024, 51(2): 163-176.

（责任编辑 斛 畔）

修改稿收到日期为2025年2月19日。