

文章编号: 1674-8085(2020)02-0065-06

某新能源汽车制动踏板总成轻量化设计

聂小勇¹, 何君儒¹, *谢世坤²

(1. 江西江铃新能源汽车有限公司, 江西, 南昌 330052; 2. 井冈山大学机电学院, 江西, 吉安 343009)

摘要: 为了校核某新能源汽车制动踏板总成的性能, 首先基于 Hypermesh 软件建立其有限元模型。其次分别对其进行刚度性能分析、强度分析和疲劳分析。结果表明: 其最大位移量小于目标值; 其最大应力小于材料屈服; 其本体及其焊缝的最大损伤值均小于 1, 三者的分析结果均能够满足设计要求。然后采用 Isight 集成平台对其进行轻量化设计, 得到了其最优的厚度参数, 分析结果表明: 优化之后其各项性能也可以符合目标要求。最后对其优化方案进行实车试验, 并且通过了整车道路验证。

关键词: 制动踏板; 刚度; 强度; 疲劳; 轻量化

中图分类号: TH16

文献标识码: A

DOI:10.3969/j.issn.1674-8085.2020.02.011

LIGHTWEIGHT DESIGN OF A NEW ENERGY VEHICLE BRAKE PEDAL ASSEMBLY

NIE Xiao-yong¹, HE Jun-ru¹, *XIE Shi-kun²

(1. Jiangxi jiangling group new energy vehicle co.LTD, Nanchang Jiangxi 330052, China;

2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Jinggangshan University, Ji'an Jiangxi 343009, China)

Abstract: This paper is aiming at checking the performance of a new energy vehicle brake pedal assembly. Firstly, its finite element model is established by Hypermesh software, Secondly, the stiffness performance analysis, strength analysis and fatigue analysis are carried out. The results show that the maximum displacement is less than the target value, the maximum stress is less than the material yield, the maximum damage value of the body and its weld is less than 1, and the analysis results of the three can meet the design requirements. Then, the ISIGHT integrated platform is used to lightweight design, and the optimal thickness parameters are obtained. The analysis results show that the optimized performance can also meet the target requirements. In the end, the optimization schemes are tested on the real vehicle, and it passes the vehicle road verification.

Key words: brake pedal; stiffness; strength; fatigue; lightweight

0 引言

制动性能是车辆的重要性能之一, 车辆制动性

能的优劣直接影响着整车的可靠性和安全性。制动踏板总成作为制动系统的主要组成部分, 其通过螺栓安装在前舱防火墙上, 当车辆行驶在复杂路面时, 其将受到不同的载荷, 容易发生失效, 其刚度、

收稿日期: 2020-01-06; 修改日期: 2020-01-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(51165010); 江西省自然科学基金课题项目(20181BAB206028); 江西省教育厅科学计划项目(GJJ160732)

作者简介: 聂小勇(1977-), 男, 江西丰城人, 高级工程师, 主要从事汽车底盘开发及设计研究(E-mail: niexy2@jmev.com);

何君儒(1985-), 男, 湖北黄梅人, 工程师, 硕士, 主要从事汽车结构仿真及轻量化研究(E-mail: hejr@jmev.com);

*谢世坤(1973-), 男, 江西吉安人, 教授, 博士, 硕士生导师, 主要从事材料轻量化研究及材料成型及工艺控制(E-mail:xskun@163.com).

强度和疲劳性能的优劣关系着车辆制动性能的稳定性^[1-2]。

某新能源汽车制动踏板总成属于新开发件,为了校核其刚度、强度和疲劳性能是否满足设计要求,采用有限元方法对其进行刚度性能分析、强度性能分析和疲劳性能分析,并且采用集成方法对其进行轻量化设计,最后对其优化方案进行样件试制,其顺利通过了整车道路试验。

1 制动踏板总成有限元模型

1.1 有限元分析原理

制动踏板总成的整体结构平衡方程通过力学平衡条件与加载边界条件将每个单元进行重新整合组成,以此来表示整体结构力和位移的关系^[3-4]:

$$f = kq \quad (1)$$

式中: k 为制动踏板总成的刚度矩阵, f 为制动踏板总成的载荷列阵, q 为制动踏板总成的位移列阵。

载荷列阵:

$$f = f_r + f_m + f_v \quad (2)$$

式中: f_r 为制动踏板总成的体力转移, f_m 为制动踏板总成的表面力转移, f_v 为制动踏板总成的集中力转移。

1.2 建立有限元模型

某新能源汽车的制动踏板总成主要包括踏板左支架(厚度为 3.5 mm)、踏板右支架(厚度为 3.5 mm)、过渡摇臂支架(厚度为 4.0 mm)和踏板臂(厚度为 10.0 mm),基于 Hypermesh 前处理软件^[5-6]将制动踏板总成的三维模型导入其中,抽取各个部件的中性面并且对其进行几何处理。采用尺寸为 3 mm 的四边形单元对其进行网格划分,允许部分三角形单元,各个部件之间的螺栓连接采用 RBE2 单元模拟,焊缝连接采用对四边形单元模拟。各个支架的材料均为 Q235,其弹性模量为 21000 MPa,其泊松比为 0.3,其密度为 7800 kg/m³,其屈服强度为 235 MPa,其抗拉强度为 375 MPa。根据各个部件的厚度值赋予其材料属性,以此建立其有限元模型,如图 1 所示。

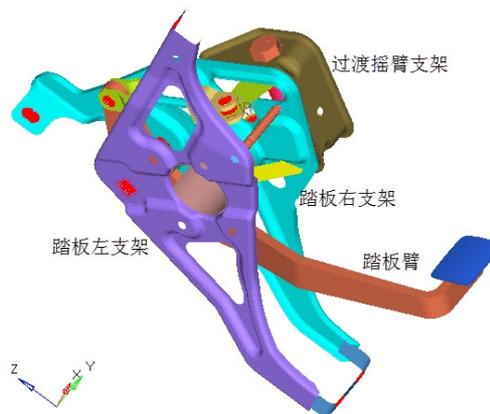


图 1 制动踏板总成有限元模型

Fig.1 Finite element model of brake pedal assembly

2 刚度性能分析

2.1 刚度分析原理

制动踏板总成的刚度方程是作用与节点载荷向量与载荷位移向量之间的关系式,单元刚度方程扩展为^[7]:

$$\{\bar{F}\}^e = [k]^e \{\bar{\delta}\}^e \quad (3)$$

式中: $\{\bar{F}\}^e$ 、 $\{\bar{\delta}\}^e$ 为按节点顺序排列并扩展为 $n \times 1$ 阶的单元 e 的节点力向量和节点位移向量; $[k]^e$ 为扩展后的 $n \times n$ 阶单元 e 的刚度矩阵。

2.2 横向刚度分析

横向台架试验方法为:将踏板按实车位置固定,其中踏板输出端调整至中间工作行程位置固定,在踏板侧面几何中心点施加侧向力 100 N,保持 1 min,测量初始点和加载后位置点之间的位移,作动缸垂直于踏板侧面,接受要求为踏板侧面中心点允许的最大侧向位移为 5 mm,以此约束制动踏板螺栓安装孔的所有自由度,在踏板侧面施加-Y 方向 100 N,以此对其进行静态刚度分析。

图 2 为制动踏板总成横向刚度的位移云图。由图 2 可知,制动踏板总成的最大位移为 2.5 mm,低于目标要求值。图 3 为横向刚度的应力云图。由图 3 可知,制动踏板总成的最大应力为 150.4 MPa,位于过渡摇臂支架上端,低于其材料屈服强度,因此其横向刚度性能符合设计要求。

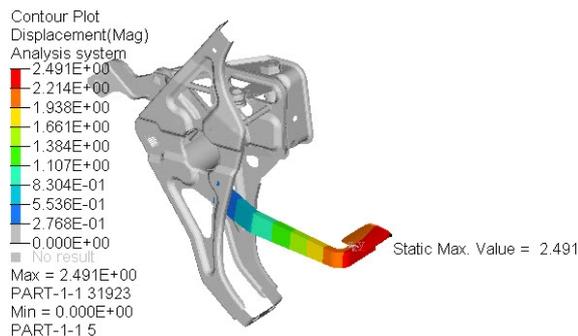


图 2 横向刚度的位移云图

Fig.2 Displacement nephogram of lateral stiffness

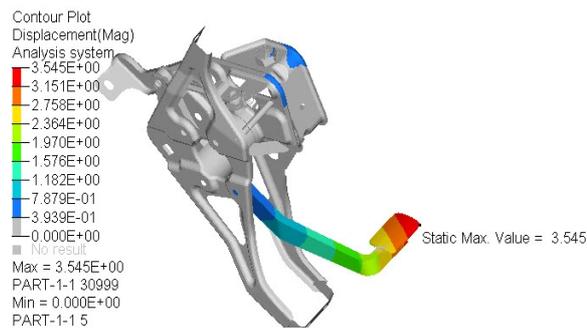


图 4 纵向刚度的位移云图

Fig.4 Displacement nephogram of longitudinal stiffness

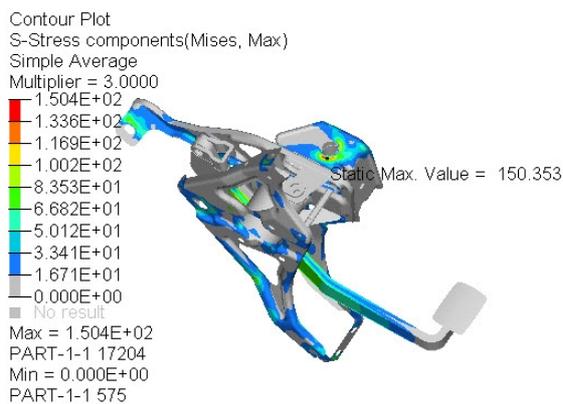


图 3 横向刚度的应力云图

Fig.3 Stress nephogram of transverse stiffness

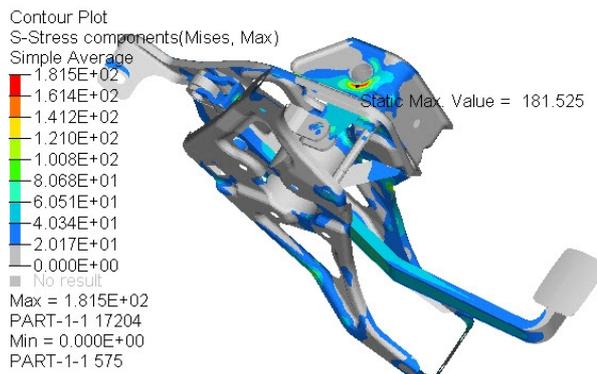


图 5 纵向刚度的应力云图

Fig.5 Stress nephogram of longitudinal stiffness

2.3 纵向刚度分析

纵向台架试验方法为：将踏板按实车位置固定，其中踏板输出端调整至中间工作行程位置固定，在踏板面几何中心点施加法向力 500 N，保持 1min，测量初始位置点和加载后位置点之间的位移，作动缸垂直于踏板面，接受要求为踏板或踏板总成无裂纹或永久变形，并且踏板平面中心点允许的最大纵向位移为 5 mm，因此约束制动踏板螺栓安装孔的所有自由度，在垂直于踏板面施加 500 N，以此对其进行静态刚度分析。

图 4 为制动踏板总成纵向刚度的位移云图。由图 4 可知，制动踏板总成的最大位移为 3.5 mm，也低于目标要求值。图 5 为纵向刚度的应力云图。由图 5 可知，制动踏板总成的最大应力为 181.5 MPa，同样位于过渡摇臂支架上端，也低于其材料极限值，因此其纵向刚度性能符合设计要求。

3 强度性能分析

强度台架试验方法为：将踏板按实车位置固定，其中踏板输出端调整至中间工作行程位置固定，在踏板面几何中心点加载 2000 N 纵向力，保持 30s 后释放载荷，重复上述步骤 5 次，测量初始位置点和加载后位置点之间的位移，作动缸垂直于踏板面，接受要求为踏板表面永久变形量小于或等于 5.0 mm，并且无裂纹或损坏等缺陷，因此约束制动踏板螺栓安装孔的所有自由度，首先在垂直于踏板面施加 2000 N，再卸载力，重复 5 次加载，以此对其进行静态强度分析。

图 6 为制动踏板总成的位移云图。由图 6 可知，制动踏板总成的最大位移为 3.8 mm，低于目标要求值。图 7 为制动踏板总成的应力云图。由图 7 可知，制动踏板总成的最大应力为 200.4 MPa，应力集中点位于过渡摇臂支架上端，踏板臂的最大应力为 100 MPa，均低于其材料极限值，因此其强度性能

符合设计要求。

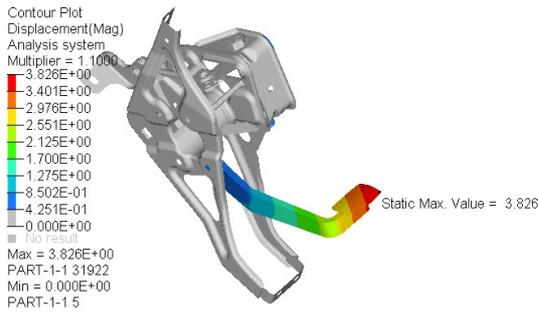


图6 制动踏板总成的位移云图

Fig.6 Displacement nephogram of brake pedal assembly

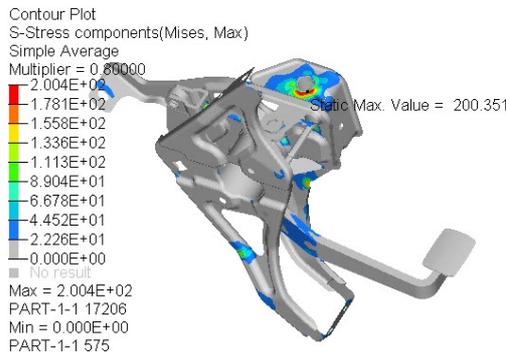


图7 制动踏板总成的应力云图

Fig.7 Stress nephogram of brake pedal assembly

ENAnalysis 模块, 弹塑性修正采用 Neuber 方法, 平均应力修正采用 SmithWatsonTopper 方法, 循环次数设为 $2.0E+6$, 加载频率为 1 Hz, Q235 的 EN 曲线通过软件自动拟合, 并且采用 constant 疲劳加载方法对其疲劳分析。

图 8 为制动踏板总成的疲劳损伤云图。由图 8 可知, 制动踏板总成的最大疲劳损伤值为 0.162, 位于过渡摇臂支架上端, 与强度性能分析和刚度性能分析的薄弱位置相同, 低于实际工程要求值 (1.0), 因此其能够满足疲劳性能设计要求。

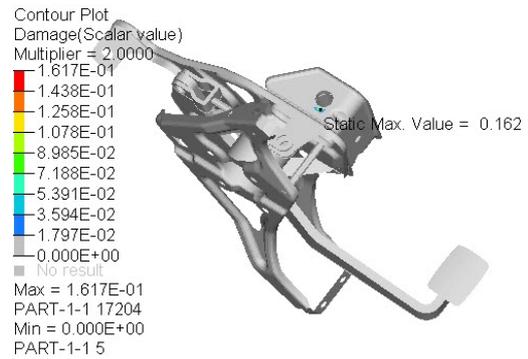


图8 制动踏板总成的疲劳损伤云图

Fig.8 Fatigue damage nephogram of brake pedal assembly

4 疲劳性能分析

4.1 疲劳分析原理

Miner 疲劳损伤累积理论^[8-9]是指结构或者材料在各个应力下的损伤 $\sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_{i,f}} \geq 1$, $\sum N = \sum \frac{1}{D_i}$ 是独立的, 并且其总损伤是线性叠加的, 当损伤叠加至某一边界值时将会产生破坏, 即:

$$\sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_{i,f}} \geq 1, \sum N = \sum \frac{1}{D_i} \quad (4)$$

其中: D_i 为每级载荷下的损伤, n_i 为每级载荷的循环次数, $N_{i,f}$ 为每级载荷对应的疲劳极限次数, $\sum N$ 为总寿命。

4.2 制动踏板总成本体疲劳分析

疲劳台架试验方法为: 在垂直踏板面加载 500 N 情况下运行 200 万次, 加载频率为 1 Hz, 因此首先对制动踏板总成进行 500 N 的静强度分析, 再将其结果文件软件 Ncode 软件^[10-11]中, 采用其

4.3 焊缝疲劳分析

踏板右支架与过渡摇臂支架通过焊缝连接在一起, 为了能够有效预测其焊缝的疲劳性能, 基于 Ncode 软件中的 SeamWeldAnalysis 模块, 焊缝材料采用数据库中自带的 Seam_steel, 并且采用 FKM 进行平均应力修正对其焊缝进行疲劳分析。

图 9 为制动踏板总成的焊缝疲劳损伤云图。由图 9 可知, 制动踏板总成焊缝的最大疲劳损伤值为 0.381, 位于焊缝的起始端, 也低于实际工程目标值 (1.0), 因此其也符合疲劳性能设计要求。

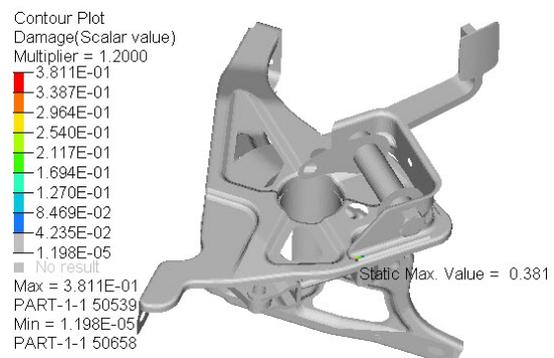


图9 制动踏板总成焊缝的疲劳损伤云图

Fig.9 Fatigue damage nephogram of brake pedal assembly weld

5 轻量化设计

通过以上对制动踏板总成的刚度、强度和疲劳的分析可知，其各项性能均有充足的余量，为了使其达到减重的目的，可采用优化方法对其进行轻量化设计，因此采用 Isight 平台^[12]集成其横向刚度、纵向刚度和强度性能分析，分别导入其分析流程，对其踏板左支架、踏板右支架、过渡摇臂支架和踏板臂的厚度进行参数化，以其重量最小为目标函数，采用自适应模拟退火算法对其进行优化设计。

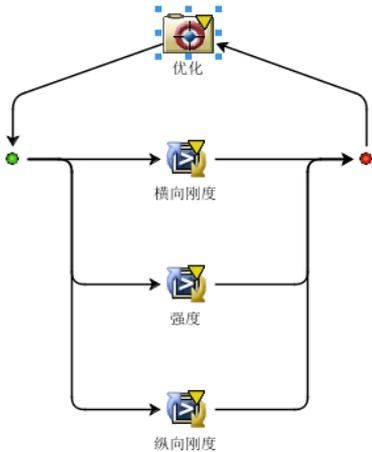


图 10 Isight 集成平台
Fig.10 Isight integrated platform

优化之后，踏板左支架的厚度为 3.0 mm、踏板右支架的厚度为 3.0 mm、过渡摇臂支架的厚度为 3.5 mm、踏板臂的厚度为 8.0 mm。基于该优化后的参数重新对其进行刚度、强度和疲劳校核分析。

图 11 为优化之后制动踏板总成横向刚度的位移云图。由图 11 可知，优化之后制动踏板总成的最大位移为 4.2 mm，低于试验要求值，其最大应力 200.5 MPa。

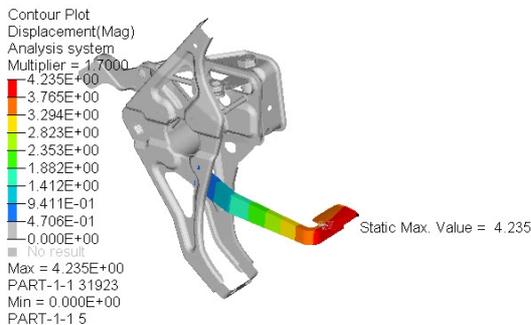


图 11 优化之后横向刚度的位移云图
Fig.11 Displacement nephogram of lateral stiffness after optimization

图 12 为优化之后制动踏板总成纵向刚度的位移云图。由图 12 可知，优化之后制动踏板总成的最大位移为 4.6 mm，也低于试验要求值，其最大应力 217.8 MPa。

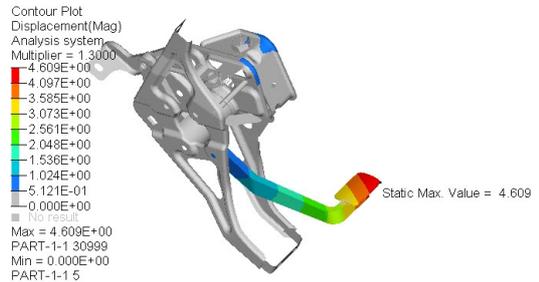


图 12 优化之后纵向刚度的位移云图
Fig.12 Displacement nephogram of optimized

图 13 为优化之后制动踏板总成的位移云图。由图 13 可知，优化之后制动踏板总成的最大位移为 4.7 mm，同样低于试验要求值，其最大应力 232.9 MPa。

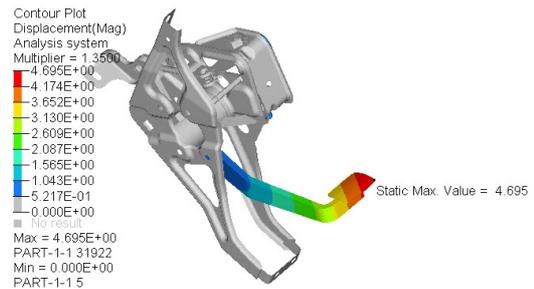


图 13 优化之后制动踏板总成的位移云图
Fig.13 Displacement nephogram of optimized brake pedal assembly

图 14 为优化之后制动踏板总成的疲劳损伤云图。由图 14 可知，制动踏板总成的最大疲劳损伤值为 0.34，其焊缝的最大损伤值为 0.64，均低于目标要求值。

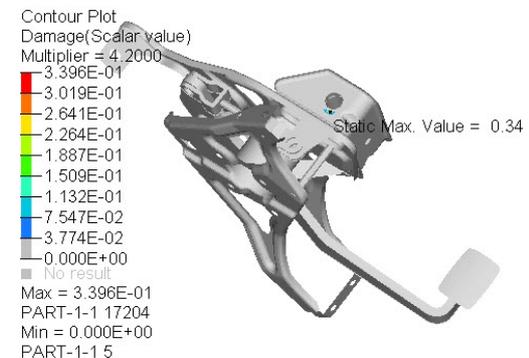


图 14 优化之后制动踏板总成的疲劳损伤云图
Fig.14 Fatigue damage nephogram of brake pedal assembly after optimization

综上所述,优化之后制动踏板总成的横向刚度性能、纵向刚度性能、强度性能和疲劳性能均能够满足设计要求,并且达到了轻量化的目的,减轻了总成的重量,同时节省了生产成本。

6 整车道路试验

为了验证该制动踏板总成优化方案的可行性,根据优化参数试制其样件,如图 15 所示。将其样件安装在整车上,基于整车道路试验标准对其进行验证,整车行驶里程为 80000 km,试验完成后其未发生开裂失效,因此其顺利通过了整车道路试验。



图 15 制动踏板总成优化方案样件

Fig.15 Sample of brake pedal assembly optimization plan

7 结论

首先,基于有限元方法并采用 Hypermesh 软件建立某新能源汽车制动踏板总成有限元模型,分别对其进行横向刚度性能分析、纵向刚度性能分析、强度性能分析、疲劳分析和焊缝疲劳分析,其最大位移量、最大应力和最大损伤值均小于目标值,都能够满足设计要求。然后,采用 Isight 集成平台对其踏板左支架、踏板右支架、过渡摇臂支架和踏板

臂的厚度进行优化设计,优化之后得到了其最优参数,优化之后的各项性能也都可以满足要求。最后,对其优化方案进行整车道路试验,其顺利地通过了验证,也证明了其分析方法的有效性和可靠性。

参考文献

- [1] 黄晖,闵旭光,谢世坤,等. 轻型商务车方向盘静态特性分析[J]. 井冈山大学学报:自然科学版, 2017, 38(5):64-68.
- [2] 谢世坤,易荣喜,郭秀艳,等. 新开发某车型车门约束模态仿真分析[J]. 井冈山大学学报:自然科学版,2016, 37(1):75-79.
- [3] 赵紫纯. 车架结构轻量化设计研究[D].太原:中北大学,2013.
- [4] 黄磊. 以轻量化为目标的汽车车身优化设计[D].武汉:武汉理工大学,2013.
- [5] 康文利,孙国良,李倩,等. 基于 Hyperworks 的斜撑对机柜抗震性能影响的研究[J]. 现代制造工程,2019(1): 144-150.
- [6] 张永康,廖武,梁林,等. 基于 HyperMesh 的某乘用车发动机悬置支架轻量化设计[J]. 汽车实用技术,2016(12): 110-112.
- [7] 沈琳清. 某电动客车轻量化研究[D].昆明:昆明理工大学,2018.
- [8] 徐国权. 横向稳定杆支座疲劳开裂分析及其台架实验[J]. 机械设计与研究,2018,34(3):150-153.
- [9] 冯兰芳,王宏晓,惠延波,等. 基于 MSC.fatigue 的某微客横向稳定杆疲劳寿命分析[J]. 机械设计与制造,2013(6): 187-189.
- [10] 李成林,宋莎莎,韩振南. 基于 nCode Design-Life 的某车架疲劳可靠性分析[J]. 图学学报,2014,35(1):42-45.
- [11] 卢黎明,余云云,曾国文. 基于 nCode DesignLife 的滚滑轴承疲劳寿命比较分析[J]. 机械传动,2017,41(3): 114-119.
- [12] 钟自锋. 基于多学科多目标的后副车架轻量化设计[J]. 机械设计与研究,2018,34(5):177-182.