

某纯电动汽车前副车架耐久开裂的分析和优化

詹士成，袁宝文，彭文欢，周钊
东风本田汽车有限公司

【摘要】 针对某纯电动汽车前副车架在整车恶劣耐久和单品台架耐久试验中出现的摆臂安装区域钣金开裂问题，基于断口的材质分析、宏观形貌分析和微观形貌分析确定了耐久失效的根本原因。通过对 CAE 分析与台架结果的标定，提高了 CAE 疲劳分析的准确性。经过多轮结构优化和 CAE 分析验证，最后确定了可行的结构优化方案。经过实际验证，优化后的副车架满足了单品台架耐久和整车恶劣耐久的要求，并且单品台架耐久达到了两倍寿命，成功地解决了前副车架耐久开裂的问题。

【关键词】 前副车架，耐久开裂，结构优化，CAE，纯电动汽车

Analysis and Optimization of Durable Cracking in Front Sub-frame for a Pure Electric Vehicle

Zhan Shicheng, Yuan Baowen, Peng Wenhuan, Zhou Zhao
Dongfeng Honda Automobile Co., Ltd.

Abstract: To solve the sheet metal cracks of front sub-frame at swing arm installation section for a pure electric vehicle during the durability of vehicle harsh-road test and part bench test, the basic reason was determined based on material analysis, macroscopic morphology analysis and microscopic morphology analysis. The accuracy of CAE fatigue analysis has been improved through calibration of CAE analysis and bench results. And the final structural optimization plan was fixed by multiple structural optimizations and CAE analysis. Finally, the optimized sub-frame has been verified to meet the durability requirements of part bench test and vehicle harsh-road test, especially the part durability has reached twice life cycles, and the sheet metal cracks of front sub-frame were successfully solved.

Key words: sub-frame, durable cracking, structure optimization, CAE, electric vehicle

引言

汽车前副车架是连接车身、摆臂、转向机、稳定杆等的重要部件，它能够衰减动力总成和路面传递到车身的振动^[1]。在汽车行驶的过程中，前副车架会直接受到路面的冲击、弯曲及扭转等复杂工况下的载荷，并将此载荷进一步传递到车身，因此，副车架的结构性能在一定程度上影响着整车的舒适性和稳定性，它的可靠性也直接关系着整车耐久和安全性能^[2-3]。

与传统的燃油汽车相比，纯电动汽车的副车架具有以下特点：①由于纯电动汽车的整车质量一般高于燃油汽车，因而通过路谱采集前副车架的载荷力也普遍大于燃油汽车；②由于纯电动汽车的电机总成通常通过悬置系统直接安装在前副车架上，前副车架需要承受电机的高转矩输出和冲击作用。因此，纯电动汽车的前副车架的耐久性能要求高于一般燃油车。

本文基于某纯电动汽车前副车架在整车恶劣耐久和单品台架耐久试验中出现的摆臂安装区域钣金开裂问题，通过对断口处材料的化学成分、力学性能、宏观形貌、微观形貌等详细分析，排除了材质因素对副车架开裂的影响，并最终确定位置 1 的开裂为疲劳断裂、位置 2 的开裂为延性断裂。同时，基于实车路谱载荷重新进行 CAE 疲劳分析，通过与台架耐久结果的相互对比，实现对断裂区域的 CAE 疲劳分析标定，有效地提高了疲劳仿真分析结果判定的准确性。经过

多轮结构优化和 CAE 分析，确定了以修改翻边结构实现应力转移作为最终方案。根据方案对前副车架的模具进行修模，生产了新的副车架样件。经过验证，新副车架满足了单品台架耐久和整车恶劣耐久要求，并且单品台架耐久性能达到了原来两倍的寿命，解决了前副车架耐久开裂的问题，并为纯电动汽车前副车架的耐久性能设计提供了指导。

1 背景描述

某款纯电动车型在进行整车恶劣耐久试验过程中，车辆行驶至 4300km 时点检发现前副车架摆臂安装区域的钣金处存在开裂。此外，在实验室台架上进行单品耐久试验的副车架总成在完成一倍寿命循环后，摆臂安装区域的上下钣金也发现存在开裂，并且开裂位置与整车恶劣耐久的开裂位置一致，如图 1 所示。由图可知，摆臂安装区域的钣金开裂位置总共有两处：位置 1 位于副车架上板的翻边处，经测量裂纹长度为 12.4mm；位置 2 位于副车架下板翻边处，经测量裂纹长度为 9.57mm。

该前副车架采用钣金材质，为了满足腐蚀耐久的要求，钣金表面电泳涂装黑色漆。由于黑色漆面对视觉存在影响，在试验过程中副车架如果出现微小裂纹非常难以发现。为了更好地观察副车架的裂纹情况，通常在完成一倍耐久循环后进行着色渗透探伤处理^[4-6]。在图 1 中，副车架右侧的白色部分是经过脱漆和着色渗透后的状态，若钣金表面存在裂纹则会有红色痕迹，非常容易识别。



图 1 前副车架开裂位置示意图

副车架台架试验的耐久条件和试验结果见表 1, 副车架单品疲劳耐久的加载载荷来源于整车路谱采集。副车架整车 X 向的耐久工况包括 a、b 和 c 三种, 总循环次数为 12.1 万次。由于在试验过程中均有试验人员进行此处裂纹的目视检查, 并且试验过程中未发现裂纹, 可以确定显著裂纹应该是

在临近试验结束时形成的。该耐久试验要求副车架在完成一倍耐久循环后，钣金或焊缝不允许出现裂纹或断裂，而本次试验后，副车架的钣金出现了裂纹，因此最终判定该耐久试验不通过。

表 1 副车架台架试验的耐久条件和结果

方向	加载载荷/kN		循环次数/次	总循环次数/次	试验要求	试验结果
FT	a	-9.02~18.15	1.0×10^3 (1Hz)	12.1×10^4	一倍耐久循环后， 钣金或焊缝无裂纹、 断裂	摆臂安装区域钣 金开裂，判定试验 不通过
	b	-10.81~10.81	2.0×10^4 (1Hz)			
	c	-4.97~6.15	1.0×10^5 (1Hz)			

2 失效件原因分析

断口是零件在试验或使用过程中断裂后所形成的相互匹配的表面。断口分析是通过对零件断口的材质、形貌、性质等分析，进而实现对断裂类型、断裂方式的判断和推论的技术。断口分析由于具有实用性强、经济性好、快捷度高等特点而广泛应用于汽车、航空、航天、机械等相关行业^[7-8]。

为了明确前副车架失效的断裂类型和断裂方式，需要提取断口附近材料样品和断口处材料样品进行化学成分分析、力学性能分析、宏观形貌分析和微观形貌分析等。其中，断口附近材料样品主要用于制作标准式样进行材料力学性能测试；断口处材料样品主要用于进行断口的化学成分分析、宏观形貌分析和微观形貌分析。

2.1 材质分析

前副车架的上下板是副车架的结构主体，直接承载着摆臂、转向机、稳定杆等部品，受力较大，为了保证足够的强度性能和耐久性能，采用了高强度钢，材料牌号为 JSH590R（日本标准 JIS A1001），板材厚度为 1.8mm。表 2 为副车架断口处材料样品的化学成分分析，经过实验检测分析，样品材料中的 P、S、C、Si、Mn、Al 等化学元素的成分含量均满足 JSH590R 材料的标准要求，结果合格。

为了深入了解本次耐久失效副车架上材料的力学性能，采集断口附近的材料制作成标准式样进行拉伸试验，试验结果见表3。经过试验检测分析，三件材料样品的抗拉强度、屈服强度和延伸率均满足JSH590R材料的标准要求，结果合格。

表 2 材料成分分析报告

表 3 力学性能分析报告

JSH590R	力学性能		
	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa	延伸率(%)
标准要求	≥590	≥460	≥17
实测结果	633/633/634	541/544/545	22.4/22.7/22.8
判定结果	合格		

综上可知，该副车架的材料成分、力学性能均满足标准要求，因此可以排除材质因素对副车架开裂的影响。

2.2 断口分析

图 2 为位置 1 断口经过清洗后的宏观形貌图片，由图可知，断口的材料纹理具有一定的方向性，其中放射状条纹的汇聚处即为裂纹源，裂纹由裂纹源向两侧逐渐扩展形成。根据断口的形貌特点，可以基本将断口分成三个区域，即裂纹源、裂纹扩展区和快速断裂区，该断面特征非常符合疲劳断裂的特征^[7]，因此，位置 1 断口属于疲劳断裂。

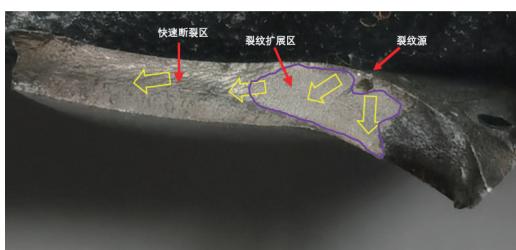


图 2 位置 1 断口的宏观形貌

图 3 为位置 2 断口经过清洗后的宏观形貌图片，由图可知，断口的宏观表面呈棕黑色，断口表面为氧化貌和挤压抹平状态，纹理粗糙并且部分呈现纤维状，整体形貌没有明显的区域区分，非常符合延性断裂的特征^[8]，因此，该断口属于延性断裂。

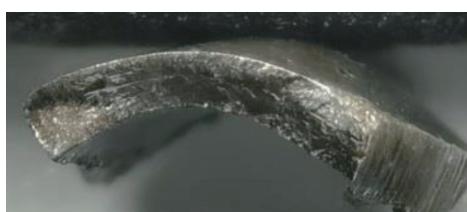


图 3 位置 2 断口的宏观形貌

通过扫描电子显微镜对位置 1 断口的疲劳扩展区进行微观形貌分析发现，该区域存在明显的疲劳辉纹和二次裂纹，呈海滩花样，符合疲劳断裂的微观形貌^[8]，如图 4 所示。

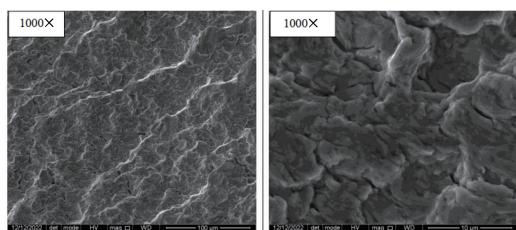


图 4 位置 1 断口的微观形貌

通过扫描电子显微镜对位置 2 进行微观形貌分析发现，该区域存在明显的塑性变形和滑移痕迹，没有疲劳条纹特征，符合延性断裂的微观形貌^[7]，如图 5 所示。

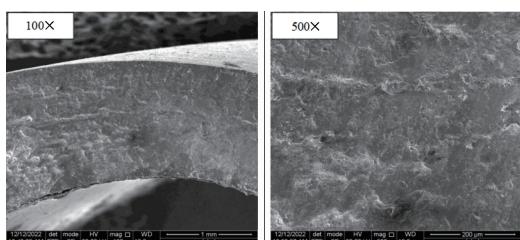


图 5 位置 2 断口的微观形貌

经过以上两处断口的宏观分析和微观分析可知，副车架断口位置 1 的失效模式为疲劳断裂，断口位置 2 的失效模式为延性断裂。

此外，由于前副车架的上下板通过扣合后焊接为一体，当某一侧钣金发生失效时，必然导致另一侧板的受力增大。根据断口失效模式可以推测，位置 2 断口是在位置 1 断口形成一段时间以后产生的，并且位置 2 的开裂发生是由位置 1 开裂引起的。这是因为位置 1 发生开裂后导致下板的变形增大而承受的分力减小，当位置 1 裂纹扩展到一定程度后引起上板承受的分力显著增大，最终促使上板发生延性断裂，形成位置 2 的断口。

因此，该副车架的失效为疲劳断裂，主要原因是位置 1 的疲劳强度设计不足。

3 CAE 分析和标定

疲劳寿命分析方法按照疲劳损参量可分为名义应力法、局部应变法、裂纹扩展寿命法和能量法等，其中，名义应力法是根据材料的 S-N 曲线结合 Miner 损伤理论计算零件的疲劳寿命^[9,10]，它是汽车仿真分析中最常用的方法。

根据整车采集的路谱对副车架重新进行疲劳仿真分析，加载的载荷条件见表 1。通过 CAE 静力分析获得每个单位载荷下摆臂连接点处 6 个自由度的单位载荷和应力分布，最后导入 nCode 软件中进行疲劳寿命分析计算，JSH590R 的材料 S-N 曲线如图 6 所示。此外，通常为了保证单品能够满足台架耐久试验，在设计阶段一般要求其疲劳分析结果达到两倍寿命。

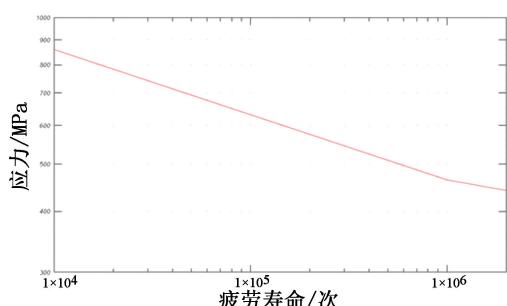


图 6 JSH590R 材料 S-N 曲线

图 7 为副车架摆臂安装区域的 CAE 疲劳分析结果，包括最大工况的应力分布和疲劳寿命分布。由图可知，位置 1 在最大工况下的应力值为 413 MPa，综合疲劳寿命

为 3.27 倍；位置 2 在最大工况下的应力值为 387MPa，综合疲劳寿命为 6.89 倍。位置 2 的应力值低于位置 1，并且其综合疲劳寿命是位置 1 的两倍多，此处是不应该首先出现开裂。因此，通过 CAE 疲劳分析进一步确定了断口分析中的推测：位置 2 断口是在位置 1 断口形成一段时间以后的产生的，并且位置 2 的开裂发生是由位置 1 发生开裂后引起的。

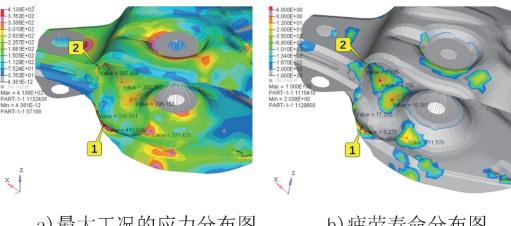


图 7 摆臂安装区域的疲劳分析结果

表 4 为副车架的 CAE 疲劳分析和台架耐久试验结果的对比，通过对比分析可知，虽然 CAE 疲劳分析结果达到了 3.27 倍耐久寿命，但是实际台架耐久试验结果却仅有接近 1 倍的耐久寿命，两者之间存在很大差异，其差值比约为 3.27，说明位置 1 的 CAE 疲劳仿真分析结果准确度较低，需要进行修正。

表 4 CAE 疲劳分析和台架试验结果

工况	载荷/kN	应力/MPa	CAE 寿命	试验寿命	比值
FT	18.5	413	3.27	≈ 1	3.27
	-9.1	205			
	13.78	318			
	-13.78	313			
	7.28	160			
	-6.16	135			

针对位置 1 处的翻边结构进行了多种形态的 CAE 疲劳仿真分析，发现位置 1 处翻边高度和形状对分析结果影响很大。当位置 1 处的翻边高度或形状存在 2mm 左右的差异时，副车架的疲劳寿命直接降至 0.86 倍，如图 8 所示。由此说明，位置 1 对结构的形状和尺寸非常敏感，对于结构优化非常不利。此处结构的敏感性在前期设计阶段和 CAE 分析中没有充分识别，因而导致了开裂问题的发生。

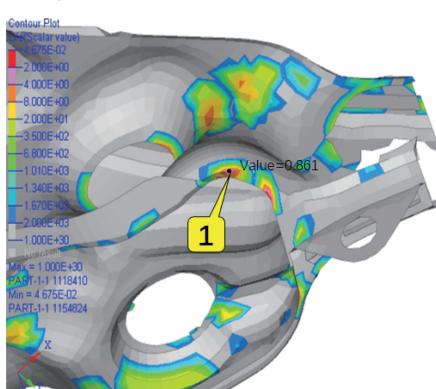


图 8 高度差异时 CAE 疲劳分析结果

为了保证优化后的副车架能够顺利通过单品台架试验和整车恶路耐久试验，考虑采取最保守的 CAE 疲劳评估方法，将位置 1 的 CAE 疲劳分析的对标精度设定为 3.27，即当要求副车架的 CAE 疲劳分析满足台架耐久试验并按照两倍疲劳仿真结果进行评价时，位置 1 的 CAE 疲劳分析结果需要达到 6.54 倍耐久寿命以上。

4 结构优化和分析

通过结构分析发现，副车架位置 1 的翻边结构在过渡时存在由外翻逐渐转变为内翻的情况，这种结构设计会导致钣金型面的变化更为复杂，增加了生产时冲压成型的难度。此外，由于钣金冲压的回弹和切边误差，翻边的尺寸和形状很难实现高精度控制。

为了彻底优化位置 1 的应力分布、改善结构敏感性，经过多轮的结构优化和 CAE 分析验证，最终确定将位置 1 处的外翻边改为内翻边，如图 9 所示，从而降低结构过渡的复杂性、改变应力分布，提高其疲劳性能。

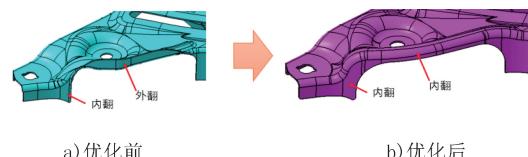


图 9 结构优化前后的对比

副车架摆臂安装区域按照上述方案优化后，CAE 疲劳分析结果如图 10 所示。由图可知，位置 1 在最大工况下的应力值为 310MPa，综合疲劳寿命为 24.2 倍；位置 2 在最大工况下的应力值为 297MPa，综合疲劳寿命为 58.3 倍。在结构优化后，位置 1 和 2 的应力值均明显的降低，而且综合疲劳寿命也得到了大幅提高。更重要的是，摆臂安装区域的应力集中点也由钣金的翻边处转移到板材内部，这样极大地降低了钣金翻边因为尺寸精度、形状差异、切边缺陷等因素产生副车架开裂的风险。根据 CAE 疲劳分析的标定系数 3.27 进行换算，摆臂区域位置 1 的台架耐久试验寿命预计可以达到 7.4 倍，可以充分保证单品试验和整车试验的通过性。

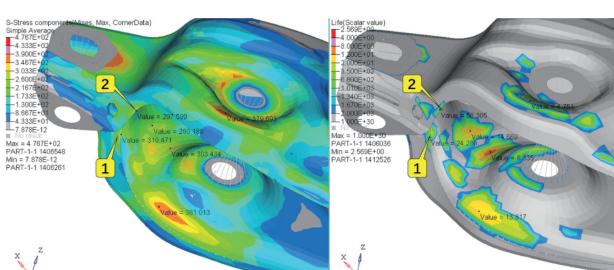


图 10 结构优化后疲劳分析结果

5 台架和实车验证

根据结构优化方案对原来前副车架的模具进行修模，生产了一批新的副车架样件，全尺寸检测和材质检测合格后，在实验室的台架上按照表 1 的耐久工况条件重新进行了单品

耐久试验，如图 11 所示。

表 5 为优化后副车架台架耐久试验的结果，副车架在完成 12.1 万次循环时（即一倍寿命循环），副车架上位置 1、2 处的钣金未发生开裂，其余部分的钣金和焊缝也均未发生开裂，满足耐久试验设计要求；继续进行台架耐久试验至 24.2 万次循环，副车架上位置 1、2 处的钣金仍未发生开裂，其余部分的钣金和焊缝同样也均未发生开裂。



图 11 副车架的台架耐久试验

表 5 结构优化后台架耐久试验的结果

方向	加载载荷/kN		循环次数/次	总循环次数/次	试验要求	试验结果
FT	a	-9.02~18.15	1.0×10^3 (1Hz)	12.1×10^4	试验完成后钣金无裂纹、断裂	24.2×10^4 循环后 钣金仍无开裂，判定合格
	b	-10.81~10.81	2.0×10^4 (1Hz)			
	c	-4.97~6.15	1.0×10^5 (1Hz)			

由于台架试验的时间较长、成本较高，副车架未进行更长时间的耐久验证，优化后的副车架顺利通过了台架耐久验证，并且其极限耐久强度达到了两倍以上。副车架单品台架耐久试验的样件数量为两个，试验后的副车架如图 12 所示，试验后副车架的位置 1 和 2 完好无损。

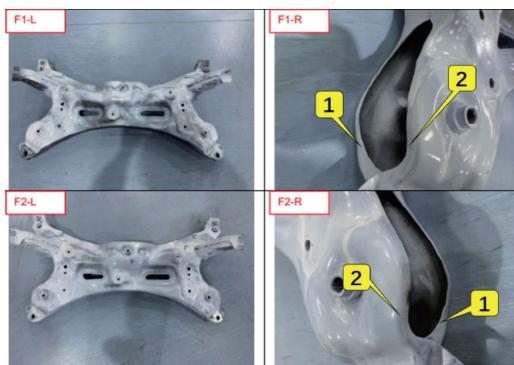


图 12 台架耐久试验后的副车架

此外，优化后的副车架同时也进行了整车恶路耐久试验，要求行驶里程为 8000km。该副车架在整车恶路行驶至 16000km 时仍未发生开裂，试验后的副车架如图 13 所示，试验后副车架的位置 1 和 2 完好无损，其他位置也未发现钣金开裂或焊缝开裂，通过了整车恶路耐久试验，并且改善后的副车架耐久性能非常好。

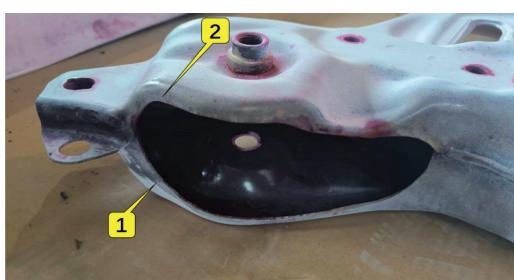


图 13 整车恶路耐久试验后的副车架

6 结论

本文对某纯电动汽车前副车架摆臂安装区域开裂问题进行了原因分析、结构优化和试验验证，最后顺利解决了副车架钣金耐久开裂问题，得到如下结论。

1) 在对副车架开裂问题进行原因分析时，可以利用断口分析技术确定断裂的失效模式和根本原因，从而为结构优化提供指导。本文中副车架开裂的失效模式为疲劳断裂，根本原因是摆臂安装区域位置 1 的结构疲劳强度设计不足。

2) 在对副车架开裂问题进行原因分析时，如果存在多个开裂区域，应当充分根据断口分析、CAE 分析等结果推测各处开裂的先后顺序和关系，从而为结构优化提供更为精准的方向。本文中副车架摆臂安装区域存在两处开裂，位置 2 断口是在位置 1 断口形成一段时间以后产生的，并且位置 2 开裂的发生是由位置 1 发生开裂引起的，因此，本文中副车架结构优化的重点是位置 1。

3) 当发生开裂区域的 CAE 疲劳分析结果与台架耐久试验存在较大差异时，应当寻找出引起仿真差异的根本原因，并对重点区域的 CAE 疲劳分析结果进行重新标定，从而提高该区域的 CAE 疲劳分析精度。本文中摆臂安装区域的位置 1 的 CAE 疲劳寿命分析是实际台架耐久试验的 3.27 倍，主要原因是位置 1 对翻边结构的形状和尺寸非常敏感。为了保证优化后的样件能够顺利通过单品台架试验和整车试验，采取最保守的 CAE 评估方法，将位置 1 的 CAE 疲劳分析对标精度设定为 3.27。

4) 对于钣金类的结构件，发生疲劳开裂的区域通常位于钣金翻边或焊缝处，为了保证零件的耐久性能，在进行产品结构设计时应尽量将最大应力点转移到板材内部。这是因为，钣金翻边由于经过切边处理，材料的表面会存在微型缺陷，这些缺陷会恶化材料的耐久性能。此外，翻边处的形状和尺寸精度误差较大，一般采用二级公差管控，如果最大应力点位移到翻边处，将会进一步放大耐久性能对翻边结构的敏感性。

5) 在对优化后的样件进行验证时，台架耐久试验是最为快速的验证方法，如果能够同时进行整车耐久试验，则更

能精确保证零件的可靠性。本文优化后的副车架满足了单品台架耐久试验和整车恶路耐久试验的要求，并且台架耐久性

能达到了两倍寿命。

参 考 文 献

- [1] 颜伏伍, 郑灏, 侯献军, 等. 汽车前副车架耐久性分析与结构改进 [J]. 汽车工程, 2014, 36 (4): 481-486.
- [2] 李金龙, 高翔, 冯毅, 等. 基于道路载荷谱的副车架疲劳分析及优化 [J]. 现代制造工程, 2022, (5): 50-55.
- [3] 周德生, 吴奕东, 胡浩炬, 等. 后副车架台架耐久开裂分析及结构优化 [J]. 机械强度, 2021, 43 (6): 1510-1514.
- [4] 林水泉, 胡勤, 覃爱淞, 等. 浅谈着色渗透探伤技术 [J]. 广东化工, 2017, 44 (1): 24-25.
- [5] 秦亮凯. 渗透探伤法在连轧坯和钢板表面质量检验中的应用分析 [J]. 冶金与材料, 2022, 42 (2): 83-84.
- [6] 刘颖, 胡亮. 浅谈焊缝渗透探伤应用分析 [J]. 中国高新区, 2018 (21): 163.
- [7] 钟群鹏, 赵子华, 张峥, 等. 断口学的发展及微观断裂机理研究 [J]. 2005. 27 (3): 358-370.
- [8] 王荣. 机械装备的失效分析 [J]. 理化检验, 2016, 52: 698-704.
- [9] 陈琛. 轿车副车架轻量化设计与研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2013.
- [10] 张少辉, 刘俊, 刘亚军. 基于六分力仪提取载荷谱的某乘用车副车架疲劳分析 [J]. 农业装备与车辆工程, 2017, 55 (6): 49-53.