

空心 H 臂结构强度耐久仿真和台架试验

乔文龙, 吏亚军, 张静雯, 邹衍
东风汽车集团有限公司技术中心

【摘要】以某汽车后悬架空心 H 臂作为研究对象, 对其进行有限元分析, 验证是否满足设计要求, 并搭建试验台架和整车承载耐久试验验证其分析结果的可靠性。通过有限元的方法将整车载荷分解至空心 H 臂上, 再根据其材料属性信息, 进行耐久仿真计算。为验证其仿真结果的准确性, 搭建台架进行试验验证, 并搭载整车进行耐久试验。结果表明, 台架及整车耐久试验结果满足强度和耐久的要求, 该仿真分析及台架设计对空心 H 臂的设计开发具有一定的参考意义。

【关键词】 空心 H 臂, 强度仿真, 耐久仿真, 台架试验

Strength Durability Simulation and Bench Test of Hollow H-arm

Qiao Wenlong, Li Yajun, Zhang Jingwen, Zou Yan
Dongfeng Motor Corporation Technology Centre

Abstract: Taking the hollow H-arm of the rear suspension of a certain automobile as the research object, the finite element analysis was carried out to verify whether the design requirements were met, and the test bench and vehicle bearing durability were built to verify the reliability of the analysis results. The vehicle load is decomposed into the hollow H-arm by the finite element method, and then the durability simulation calculation is carried out according to the material property information. In order to verify the accuracy of the simulation results, a bench was built for test verification, and the whole vehicle was equipped for durability test. The results show that the test results of the bench and vehicle durability meet the requirements of strength and durability, and the simulation analysis and bench design have certain reference significance for the design and development of hollow H-arms.

Key words: hollow H-arm, strength simulation, durability simulation, bench test

引言

空心 H 臂作为汽车底盘中关键的零部件之一, 起着承载来自车内外载荷, 连接托架、关节头、减振器等零部件的作用。作为底盘悬架中关键的连接部件, 空心 H 臂接口众多, 一般具有七个主要接口, 分别与托架、H 臂连杆、后螺旋弹簧、减振器、关节头以及横向稳定杆吊耳配合。由于空心 H 臂接口较多, 其受力复杂, 空心 H 臂的性能对于汽车行驶的安全性能有着非常重要的影响, 所以, 在前期设计开发中, 评估空心 H 臂的耐久性能是至关重要的环节。

1 空心 H 臂耐久仿真分析工况

1.1 强度仿真分析条件

强度仿真分析有如下七个工况: 垂直冲击工况、弯道单边离地工况、倒车制动工况、紧急制动工况、急加速工况、前进时拉驻车制动器工况以及倒车时拉驻车制动器工况。在多体软件中建立整车多体模型, 分别提取七个载荷工况下 H 臂所有硬点的载荷, 作为强度计算的输入载荷。有限元网格模型要求采用 2mm 的 2 阶四面体实体单元, 在有限元软件 ABAQUS 中运用惯性释放方法进行计算。

1.2 强度仿真分析结果

七工况强度仿真分析结果见表 1。

表 1 七工况强度仿真分析结果

工况	最大 Mises 应力	屈服强度	是否满足
垂向冲击工况	209.5 MPa	220 MPa	满足
弯道单边离地工况	211.2 MPa	220 MPa	满足
倒车制动工况	136.4 MPa	220 MPa	满足
紧急制动工况	105.2 MPa	220 MPa	满足
急加速工况	173.3 MPa	220 MPa	满足
前进时拉驻车制动器工况	184.6 MPa	220 MPa	满足
倒车时拉驻车制动器工况	218.8 MPa	220 MPa	满足

七工况中最大 Mises 应力云图见图 1。由表 1 可知, 空心 H 臂强度满足设计要求。

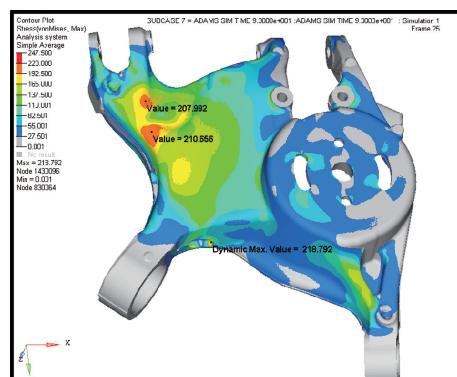


图 1 七工况最大 Mises 应力云图

2 空心 H 臂耐久仿真分析工况

针对某型号的空心 H 臂, 为验证其疲劳性能, 进行制动、纵向、侧向、垂向(同向)和垂直回弹(异向)台架耐久试验及分析。根据经验工况计算得到的台架载荷及循环次数输入见表 2。在表中, 纵向力以车身方向为正, 垂向力以向上为正, 侧向力以朝向车身中轴线为正。纵向、侧向和制动工况中均施加了恒定的垂向载荷, 3 个工况中每一个循环均包含 1 次正向加载和 1 次负向加载。制动、侧向、纵向工况试验, 空心 H 臂各经历 5 万次循环加载后, 未出现裂纹破坏即判定为满足要求; 进行垂向(同向)工况试验的空心 H 臂经历 20 万次循环加载后, 未出现裂纹破坏即判定为满足要求; 垂直回弹(异向)工况试验, 空心 H 臂经历 2.5 万次循环加载后, 未出现裂纹破坏即判定为满足要求。考虑到空心 H 臂为单侧加载, 垂直回弹工况(异向)与垂向(同向)工况加载方式一致。

表 2 台架耐久工况及载荷

工况	载荷名称	载荷/N	循环次数/次
制动工况 (接地点)	纵向力	-8232, +8232	50000
	垂向力	8232	
制动侧向工况 (接地点)	侧向力	-10702, +10702	50000
	垂向力	8232	
制动纵向工况 (轮心)	纵向力	-12348, +16464	50000
	垂向力	8232	
垂向工况(同向)	垂向力	+4116, +21403.2	200000
垂直回弹(异向)	垂向力	0, 8232	250003

3 仿真分析

3.1 多体模型提取载荷

在多体分析软件 ADMAS 中搭建后悬架模型, 然后在轮胎接地点分别施加表 2 中的载荷, 提取空心 H 臂各硬点的载荷谱, 共 42 通道。图 2 所示为提取的某硬点部分载荷谱。

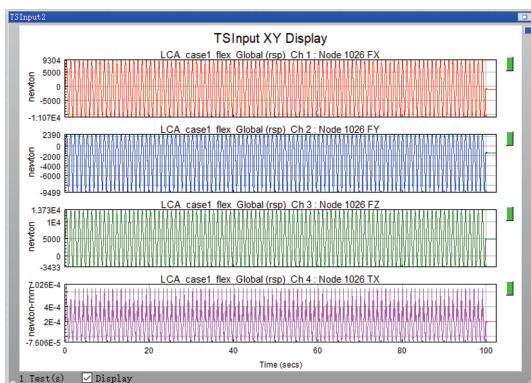


图 2 空心 H 臂某个硬点部分载荷谱

3.2 静力学计算

在有限元软件 Hypermesh-optistruct 中, 运用惯性释放

法, 分别计算空心 H 臂七个硬点处六个自由方向在单位载荷下的应力, 共获得 42 个应力结果。图 3 为空心 H 臂某个硬点在单位载荷下的应力云图。

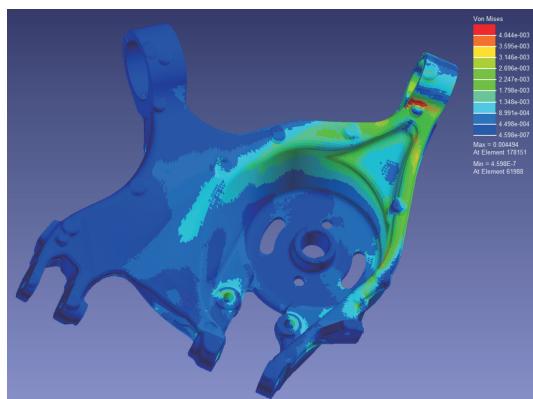


图 3 某硬点在单位载荷下的应力云图

4 疲劳分析

4.1 材料参数

空心 H 臂使用的材料为 A356, 力学性能参数见表 3。

表 3 A356 材料力学参数

材料牌号	密度/ (t/mm^3)	弹性模量/ MPa	泊松比	屈服强度/ MPa	抗拉强度/ MPa
A356	2.7×10^{-9}	69000	0.33	220	280

根据空心 H 臂材料的抗拉强度, 由 ncode 的软件拟合得到图 4 所示的 S-N 曲线。

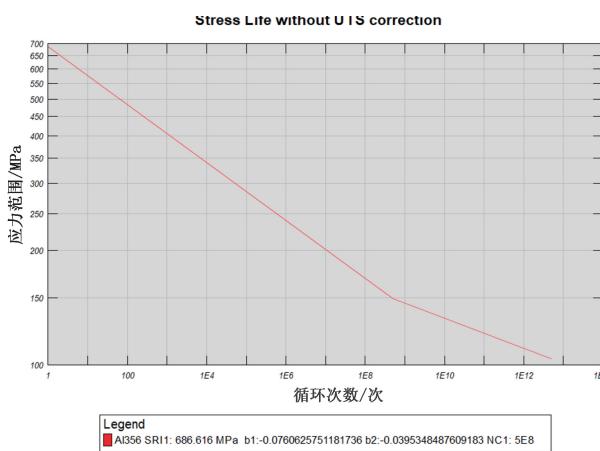


图 4 A356 材料的 S-N 曲线

4.2 疲劳计算

依据第 3 节中多体提取的载荷信息、应力结果及材料的 S-N 曲线, 在 ncode 软件中利用 miner 损伤线性叠加原理进行疲劳计算, 存活率采用 90%, 计算流程如图 5 所示。

疲劳计算分析结果见图 6, 其中, 制动工况疲劳耐久损伤值为 0.0902; 侧向工况疲劳耐久损伤值为 1.82×10^{-12} ; 纵向工况疲劳耐久损伤值为 0.408; 垂向工况疲劳耐久损伤值

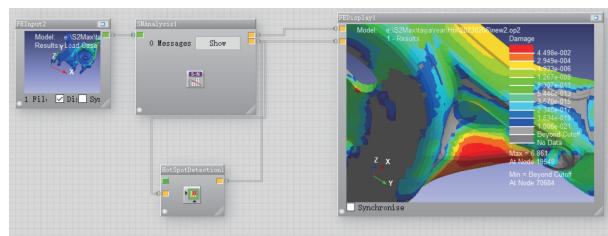


图 5 计算流程

为 0.00412 ; 垂直回弹工况疲劳耐久损伤值为 2.42×10^{-13} ; 由此可计算出某型号空心 H 臂的总损伤值为 0.412 , 小于损伤值的目标 1, 判断该空心 H 臂可以满足设计要求。对比空心 H 臂的各个工况的损伤值, 可以发现纵向工况对空心 H 臂的损伤值较大。

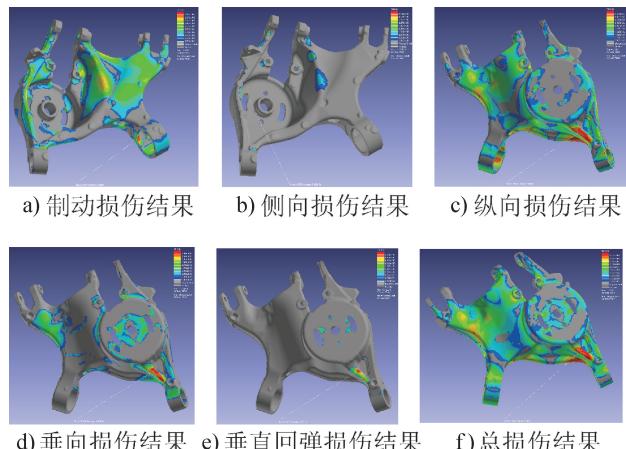


图 6 疲劳计算结果

5 台架试验

5.1 台架试验设计

为验证上述耐久仿真结果, 台架试验参照实车底盘后悬架系统进行设计。为了更好地模拟空心 H 臂在实车中的受力环境, 弹簧、减振器、限位块及上支撑总成采用试制样件, 其他如后托架、轮毂轴承、关节头, 以及上、下横拉杆、H 臂连杆用工装替代。上述工装如关节头及上、下横拉杆、H 臂连杆, 在实物设计时考虑到衬套寿命问题, 其连接部分采用球铰来保证使用寿命。

制动工况试验台架及载荷波形如图 7 所示。

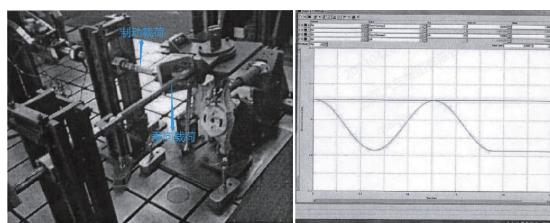


图 7 制动工况试验台架及载荷波形

侧向工况试验台架及载荷波形如图 8 所示。

纵向工况试验台架及载荷波形如图 9 所示。

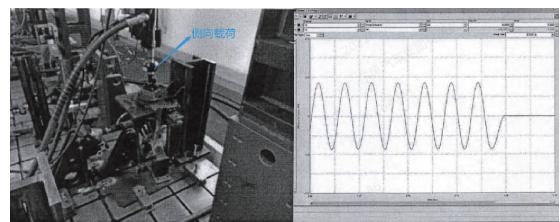


图 8 侧向工况试验台架及载荷波形

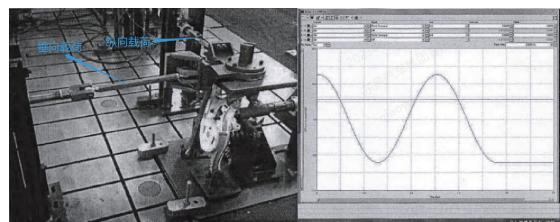


图 9 纵向工况试验台架及载荷波形

垂向工况试验台架及载荷波形如图 10 所示。

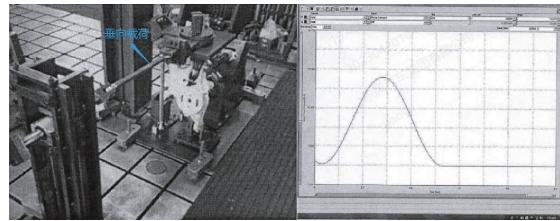


图 10 垂向工况试验台架及载荷波形

垂直回弹工况试验台架及载荷波形如图 11 所示。

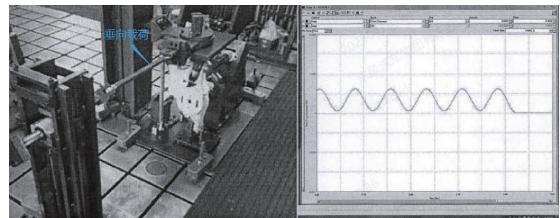


图 11 垂直回弹工况试验台架及载荷波形

5.2 台架结果

依次完成 3 件空心 H 臂在制动工况、侧向工况、纵向工况、垂向工况以及垂直回弹工况下的台架耐久试验, 样件试验后照片及裂纹检测照片见图 15。制动工况中, 3 件空心 H 臂经过 5 万次载荷循环后未发生裂纹破坏, 符合仿真耐久要求。侧向工况中, 3 件空心 H 臂经过 5 万次载荷循环后未发生裂纹破坏, 符合仿真耐久要求。纵向工况中, 3 件空心 H 臂经过 5 万次载荷循环后未发生裂纹破坏, 符合仿真耐久要求。垂向工况中, 3 件空心 H 臂经过 20 万次载荷循环后未发生裂纹破坏, 符合仿真耐久要求。垂直回弹工况中, 3 件空心 H 臂经过 2.5 万次载荷循环后未发生裂纹破坏, 符合仿真耐久要求。五个工况试验完成后, 3 件空心 H 臂均未出现裂纹及开裂, 符合仿真耐久要求。

将上述 3 件空心 H 臂按该试验方式继续开展耐久试验,

3件H臂分别在88.5万次、89.3万次、87.6万次在纵向力耐久工况中开裂，平均疲劳寿命88.5万次，疲劳损伤值为0.424，与耐久仿真损伤值0.412基本一致。后续搭载在某车型上进行了整车耐久试验，直至整车耐久试验结束均未出现裂纹或开裂现象，充分验证了该耐久仿真分析结果是有效且可靠的。

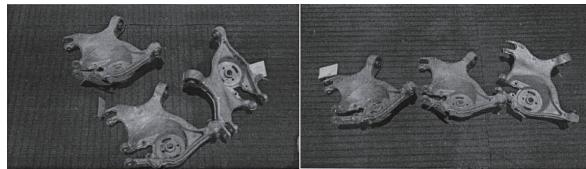


图 12 样件试验后及裂纹检测照片

- [1] 张鹏, 袁文强. 关节头疲劳寿命有限元分析和台架试验 [J]. 机床与液压, 2021, 49 (11): 127-131.
- [2] 徐忠诚, 张健, 蒋雪文, 等. 某乘用车关节头疲劳分

6 结论

空心H臂作为汽车底盘安全件，对其疲劳耐久性能有着较高的要求。在空心H臂设计过程中，明确疲劳耐久仿真方法，对其进行疲劳耐久仿真以验证其设计的合理性。在设计完成后，对空心H臂进行台架耐久试验以及整车级别的承载耐久试验，来验证空心H臂的设计是否满足要求。

针对某车型空心H臂进行了耐久仿真分析，分析结果表明空心H臂满足强度、疲劳耐久的要求；后续针对空心H臂耐久仿真结果进行了实物试验验证，台架试验及整车试验过程中也均未出现问题，表明该耐久仿真分析方法及台架试验设计对于空心H臂的设计开发验证是可行的，得出的结论是可靠的，具有一定的参考价值。

本文中的耐久仿真方法及台架试验的设计验证，对后续其他项目空心H臂的设计开发提供了参考。

参 考 文 献

- [1] 张鹏, 袁文强. 关节头疲劳寿命有限元分析和台架试验 [J]. 汽车零部件, 2018 (9): 23-27.
- [3] 高镇同. 疲劳应用统计学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.