某车型座椅低频振动分析与改进

王 兵
（隆鑫通用动力股份有限公司，重庆 400052）

摘 要：针对某车型座椅低频振动问题，采用测试与仿真手段找到座椅低频振动的根本原因。根据仿真结果提出优化方案，经试验和评价，优化效果较好，能够满足振动舒适性要求。

关键词：车辆座椅；低频振动；仿真与测试；优化方案
中图分类号：U463.83⁺6 **文献标志码**：A **文章编号**：1006-3331(2024)02-0050-05

Analysis and Improvement on Low-frequency Vibration for a Vehicle Seats

WANG Bing
(Loncin Motor Co., Ltd., Chongqing 400052, China)

Abstract: Aiming at the problem of vehicle seats' low-frequency vibration, this paper uses testing and simulation methods to find the root causes of the seats' low-frequency vibration and proposes an optimization plan based on the simulation results. After testing and evaluation, the optimization effect is better and can meet the vibration comfort requirements.

Key words: vehicle seat; low-frequency vibration; simulation and test; optimization scheme

随着人们对乘坐舒适性[1]要求的不断提高，车辆振动已成为衡量汽车品质的一个重要指标。车辆的异常振动会严重影响乘坐舒适性，甚至会对乘坐人员的身心健康造成伤害。因此在汽车设计开发过程中，通过 CAE 仿真以及物理测试等方法来分析和改善不良振动越来越重要。怠速振动是汽车常见的 NVH 问题，严重时会产生车身晃动、方向盘振动、座椅振动等[2-3]。据评价人员反馈，某乘用车样车在怠速空调 AC 置 OFF 挡工况下，其所有座椅均存在明显的异常振动现象；怠速空调 AC 置 ON 挡工况下，空调压缩机转速 2 000 r/min 左右，工作频率约为 67 Hz，与发动机同时作为激励源，避开了动力总成的刚体模态频率，无明显异常振动；而在其他加速工况下，振动微弱甚至不存在。

该车型怠速异常振动的原因与空调开关状态有直接联系，空调开启，空调压缩机和发动机同时作为振动源；空调关闭，怠速工况下发动机是唯一振动源。为了分析车辆怠速工况下座椅异常振动的原因，本文先采用 LMS Test. Lab 设备对座椅进行振动测试分析，然后应用 CAE 方法对该样车座椅及动力总成进行振动仿真，为解决车辆振动问题提供依据[4-5]。

1 座椅振动试验

1.1 试验准备

将试验样车点火，保证空调 AC 置 OFF 挡，使试验工况与评价人员反馈工况保持一致。采用 LMS Test. Lab/Advanced Signature Testing 模块进行转速跟踪测试与分析，用转速计测量发动机转速。将笔记本、LMS 数采、加速度计及转速计连接好后设置采集参数，测试信号稳定后进行振动测试。

为识别出座椅的振动频率，根据座椅振动试验规范，在座椅导轨位置粘贴加速度传感器对驾驶员座椅导轨进行振动测试。加速度传感器方向定义为：整车前后方向为 X 向，整车左右方向为 Y 向，整车上下方向为 Z 向。测点的位置如图 1 所示。

收稿日期：2023-11-15。

第一作者：王 兵（1991—），男，工程师；主要从事车辆 NVH 分析与控制研究工作。E-mail：cqlxwb@163.com。

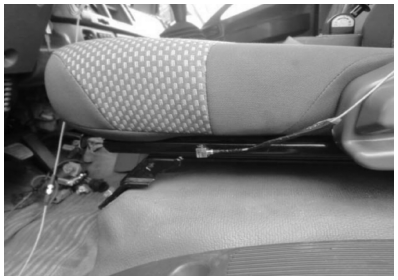

图 1　座椅导轨上测点位置

1.2　测试结果及分析

座椅在怠速(空调 AC 置 OFF 挡)工况下 3 个方向的幅值-频率频谱图如图 2 所示。由图 2 分析可知:座椅主要是 Z 向低频振动较大,其中对应发动机激励一阶频率 13 Hz 处的幅值达到 0.067 4 m/s^2。

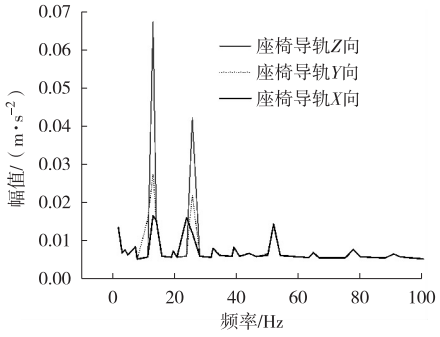

图 2　座椅 X、Y、Z 方向频谱图

由于引发座椅振动的频率较低,而怠速工况下不开空调时,发动机是最主要的激励源,因此推测引起座椅低频振动的原因有两点:一是座椅骨架刚度不足,自身的模态频率与发动机的激励频率耦合;二是动力总成悬置系统的模态频率分布不合理,与发动机激励频率耦合。

为了进一步准确地找到振动异常的根本原因,需进行座椅模态 CAE 分析及原状态动力总成悬置解耦的 CAE 分析。

2　CAE 仿真分析与优化

2.1　座椅有限元模型建立

将座椅骨架三维数据导入 HyperMesh 中进行网格划分,钣金零件采用 shell 单元模拟,单元平均尺寸为 4 mm,焊缝、螺栓连接采用 RBE2 单元模拟, 座垫、靠背泡沫及头枕采用 RBE3+Conm2 模拟,座椅有限元模型如图 3 所示。

图 3　座椅有限元模型

2.2　座椅模态结果及分析

为了模拟座椅在整车上的安装情况,将座椅与车身的安装孔约束 1~6 自由度,计算前 10 阶固有频率,由于篇幅原因,只对前 2 阶低频模态进行分析。座椅一阶前后摆动模态及一阶横向摆动模态云图分别如图 4 和图 5 所示。

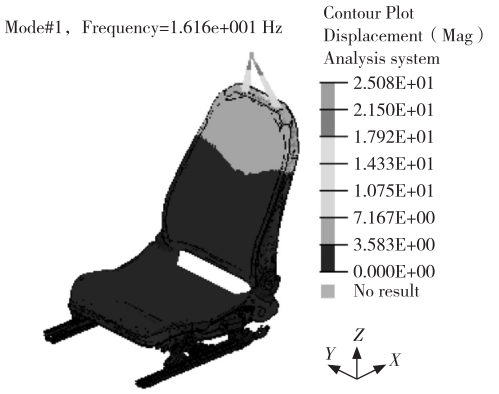

图 4　座椅一阶前后摆动模态云图

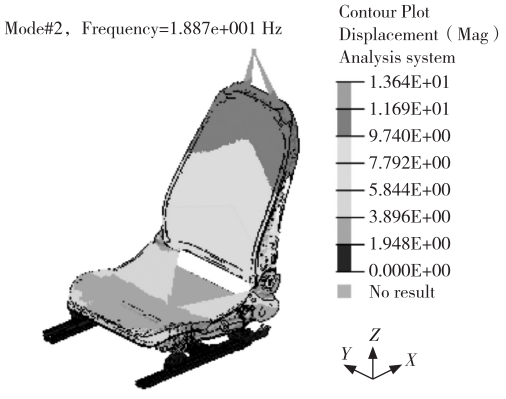

图 5　座椅一阶横向摆动模态云图

由图 4 和图 5 可知:座椅一阶前后摆动模态频率为 16.2 Hz,座椅一阶横向摆动模态频率为 18.8 Hz。从第 1 部分中的振动测试分析可知,引起座椅低频振

动的发动机一阶激励频率为 13 Hz,座椅的固有频率避开了发动机的一阶激励频率。因此可初步得出结论:座椅低频振动不是座椅本身刚度不足引起的。

2.3 动力总成系统振动仿真模型建立

首先将原动力总成简化为一个六自由度的刚体[6-7],并把动力总成的质量和转动惯量集中赋予到动力总成质心处,再通过 RBE2 刚性单元将质心与动力总成轮廓 plot 单元相连。橡胶悬置在正常运行工况下可认为是线弹性的,在 3 个方向都有弹性并忽略其阻尼,在 HyperMesh 中采用 CBUSH 弹簧单元模拟[8]。由于悬置元件是橡胶通过硫化工艺和刚性支架固连,所以最后通过 RBE2 单元模拟刚性支架将橡胶悬置与动力总成质心相连。与发动机相连的悬置支架均看作刚体,与车身相连的部分固定在地面上。具体计算的输入参数有:动力总成质量(213.77 kg)、质心位置及转动惯量(表 1)、各悬置弹性中心位置(表 2)、各悬置三向刚度(表 3)。

表 1 动力总成质心位置及转动惯量

质心位置/mm			转动惯量/kg·m²					
X	Y	Z	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{zx}
-182.28	30.47	181.26	15.63	7.93	13.83	-1.23	2.88	0.57

表 2 各悬置弹性中心坐标 mm

悬置	X	Y	Z
右悬置	-220.9	509.1	437
左悬置	-142	-421	352
后悬置	45.2	-84.7	-99.5

表 3 各悬置三向刚度 (N·mm⁻¹)

悬置	静刚度			动刚度		
	K_u	K_v	K_w	K_u*	K_v*	K_w*
右悬置	140	70	190	182	91	304
左悬置	120	330	300	162	445.5	405
后悬置	180	10	10	234	13	13

根据以上参数,在 Hypermesh 软件中建立如图 6 所示的动力总成有限元模型。

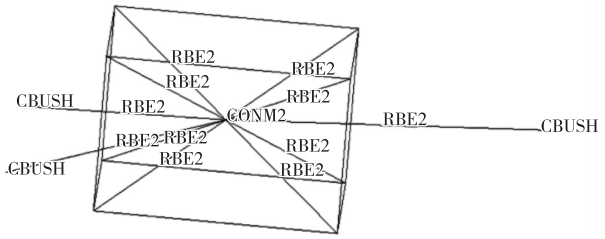

图 6 动力总成有限元模型

2.4 动力总成系统振动仿真结果及分析

采用 Optistruct 求解器求解 2.3 节中建立的模型并输出动力总成的刚体模态振型[9],鉴于篇幅原因,仅展示刚体模态中的 Z 向平动(Bounce)模态振型(图 7)。刚体模态频率分布见表 4。

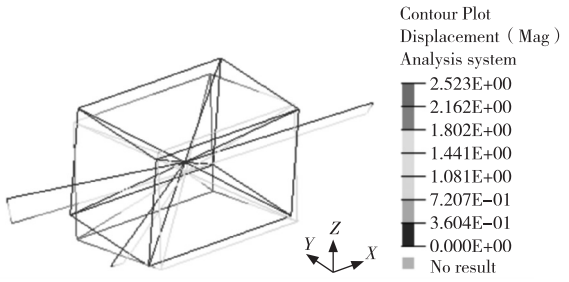

图 7 动力总成 Bounce 模态振型

表 4 动力总成悬置系统固有频率

阶数	振型	模态频率/Hz
一阶	X 向平动	22.3
二阶	Y 向平动	7.7
三阶	Z 向平动	13.3
四阶	绕 X 轴转动	16.4
五阶	绕 Y 轴转动	10.8
六阶	绕 Z 轴转动	14.9

由表 4 可知:动力总成悬置系统的 Z 向平动的模态频率为 13.3 Hz,与怠速工况下发动机一阶激励频率 13 Hz 接近,二者发生了共振耦合,导致 13 Hz 低频振动幅值较大,从而引发了座椅的低频振动。

3 动力总成固有特性仿真优化及验证

3.1 仿真优化

根据振动理论,悬置元件的布置位置、安装角度及其刚度、阻尼对动力总成振动的传递影响很大[8]。

本文结合样车实际空间,利用 HyperMesh 的数值优化方法,将 3 个悬置刚度作为设计变量,通过优化悬置刚度来改善动力总成悬置系统的固有特性。刚度设定变化范围为±50%;约束条件:动力总成垂向位移不超过 3 mm;目标函数:保证固有频率在 5.5~16 Hz 范围内,并保证动力系统达到较好的解耦效果,即动力总成的前 6 阶刚体模态的固有频率要和发动机激励频率错开。

经过 HyperMesh 软件的自动迭代一系列数值优化计算[10],并结合悬置生产工艺等条件,最终得到了 3 个悬置的刚度优化结果(见表 5),优化后的动力总成固有特性见表 6。由表 6 可知,优化后动力总成悬置系统 Z 向平动的模态频率为 9.1 Hz,已与发动机一阶激励频率 13 Hz 错开。

表 5　优化后各悬置三向刚度　($N \cdot mm^{-1}$)

悬置	K_u	K_v	K_w	K_u^*	K_v^*	K_w^*
右悬置	210	65	151	315	97	227
左悬置	230	71	166	345	106	249
后悬置	211	44	62	316	66	93

表 6　优化后动力总成悬置系统固有特性

阶数	振型	固有频率/Hz
一阶	X 向平动	13.8
二阶	Y 向平动	5.6
三阶	Z 向平动	9.1
四阶	绕 X 轴转动	12.0
五阶	绕 Y 轴转动	7.0
六阶	绕 Z 轴转动	9.3

3.2　试验及主观评价验证

1) 重新制作刚度优化后的悬置样件并装车,对样车怠速(空调 AC 置 OFF 挡)工况进行振动测试,测点布置与优化前保持一致。优化前后座椅 Z 方向的振动频谱如图 8 所示。由图 8 可知,座椅 Z 向低频率(13.3 Hz)的幅值由 0.067 4 m/s^2 降至 0.012 8 m/s^2,该频率的振动基本消除。

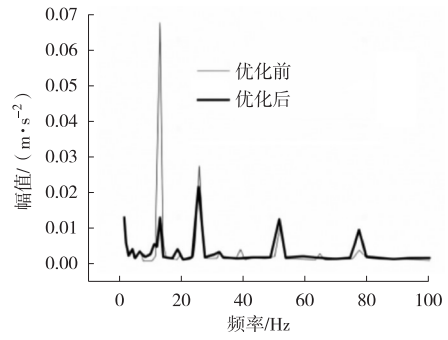

图 8　优化前后座椅 Z 向频谱图

2) 我司 NVH 性能主观评价团队经过一系列的产品触感,已制定了 10 分制评价标准,详见表 7[11]。专业人员分别对 5 辆样车优化前后的状态进行主观评价,结果见表 8。由表 8 可知,优化后的评分均达到及格分及以上(≥6 分),满足振动舒适性要求。

表 7　主观评价标准表

触感描述	分值	触感描述	分值
不能忍受的	1	可接受的	6
令人难受的	2	好的	7
根本不能接受的	3	非常好	8
不能接受的	4	优秀	9
有待提高的	5	非常优秀	10

表 8　优化前后主观评价打分

样本	优化前	优化后
1 号车	5 分	6.5 分
2 号车	4.5 分	6 分
3 号车	5 分	6 分
4 号车	5 分	6.5 分
5 号车	4.5 分	6.5 分

4　结束语

本文通过仿真和测试,找出了引起车辆座椅低频振动的根源,并通过 HyperMesh 软件对悬置刚度进行了优化,然后结合工程实践经验设计出了可行的悬置刚度,最后再装车测试验证,有效地解决了怠速低频振动问题。本文提出的只修改悬置刚度的思路及方法调整成本较小,具有一定的实用价值。

参考文献：

[1] 王城,梁天也,龙岩. 基于动力总成三点悬置的改进 TPA 方法应用研究[J]. 噪声与振动控制,2011,31(2):34-37.

[2] 赵帅,范习民,袁飞. 商用车低频怠速抖动问题分析及解决方案[C]//中国汽车工程学会 2021. 中国汽车工程学会年会论文集(4). 北京:机械工业出版社,2021:47-50.

[3] 王健,朱广栋,向洪博. 客车座椅靠背晃动异响分析及控制[J]. 客车技术与研究,2022,44(5):39-41.

[4] 邵威,黄志亮. 某工程机械整车异常抖动测试分析[C]// LMS 公司. 2013 年 LMS 中国用户大会论文集,2013:1-4.

[5] 徐海澜,王若璜,朱红岩. 客车座椅车辆固定件强度静态试验载荷确定方法研究[C]. 客车技术与研究,2023,45(5):49-52.

[6] 季晓刚,章应雄,唐新蓬. 汽车动力总成悬置研究的发展[J]. 汽车科技,2004(1):4-6.

[7] 宋婷婷,刘美,沈福亮. 动力总成悬置系统仿真分析[C]// 中国汽车工程学会. 2009 中国汽车工程学会年会论文集. 北京:机械工业出版社,2009:129-132.

[8] 彭磊,许春铁,王卓. 基于动力总成刚体模型的悬置系统解耦快速优化设计[C]//澳汰尔工程软件(上海)有限公司. 2015Altair 技术大会论文集,2015:6.

[9] 何洋志,陈吉清,兰凤崇. 动力总成悬置系统隔振分析及优化[J]. 现代制造工程,2012(2): 80-83.

[10] 李红松,屈翔,张勇. 汽车发动机悬置系统主要特征参数的计算分析[J]. 重庆工学院学报,2005(8):13-15.

[11] 陈良松,宋俊,邱毅,等. 汽车座椅振动舒适性主客观测试及关联性分析[J]. 汽车工程,2021(8):1263-1269.

(上接第 43 页)

[3] 韦于刚. 半承载式客车车身结构侧翻有限元分析[D]. 武汉:武汉理工大学,2014.

[4] 燕战秋,华润兰. 论汽车轻量化[J]. 汽车工程,1994(6):375-383.

[5] 王念,高群,黄心深,等. 轻型电动客车榫卯结构骨架仿真分析[J]. 机械设计与制造,2015(5):181-184.

[6] 宋群. 基于全承载技术的纯电动客车设计与研究[D]. 长春:吉林大学,2011.

[7] 王文甲,吴长风,张勇,等. 客车骨架局部结构的多工况拓扑优化设计[J]. 客车技术与研究,2018,40(1):26-29.

[8] 熊波. 全碳纤维复合材料桁架制备与可靠性分析方法研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.

[9] 乔蔚炜,金达锋,于兴林. 微型电动车车身结构优化设计中性能指标的确定方法[J]. 天津汽车,2008(8):36-38.

[10] 瞿元,张林波,王志超,等. 某概念白车身正向开发流程[J]. 计算机辅助工程,2022,31(1):28-33.

[11] 于保君,何洪军,肖永富,等. 某小型客车车身骨架轻量化综合优化设计[J]. 客车技术与研究,2021,43(3):22-25.