针对某车辆加速时车内存在严重轰鸣音问题，本文采用“源 – 传递路径 – 响应”的分析思路，结合经验数据对该问题进行排查，通过提高模态频率和安装吸振器切断传递路径，使加速轰鸣音得到显著改善，极大提升了车内加速时的主观感受。

安徽江淮汽车集团股份有限公司 陈玮 高东东 路建华

车辆加速时轰鸣音的排查与优化

汽车承载着各种载荷，如发动机的激励、路面的激励等。当载荷频率与局部模态频率一致就产生共振，车辆会发出轰鸣音。按照工况不同，轰鸣音分为怠速轰鸣音、定速轰鸣及加速轰鸣音，其中加速轰鸣音的原理最为复杂，控制相对困难。加速轰鸣音的激励源主要是动力总成，传递路径包括悬置系统、进排气系统、传动系统和车身系统，最终在车内形成轰鸣音。

本文基于“源—路径—响应”的思路，分析某 SUV 车型加速车内轰鸣音传递路径，确定激励源和传递路径，并提出可行的优化方案。

问题现象描述

某车辆 3 档急加速至 3 300 ~ 3 900 r/min 区间时，车内存在明显的轰鸣音，对驾驶员耳旁噪声进行测试并分析其噪声频谱如图 1 所示，可以看出该问题转速区间内的轰鸣音成分是基于发动机转速的 2 阶噪声和 4 阶噪声，对应频率段为 108 ~ 133 Hz 以及 230 ~ 250 Hz。

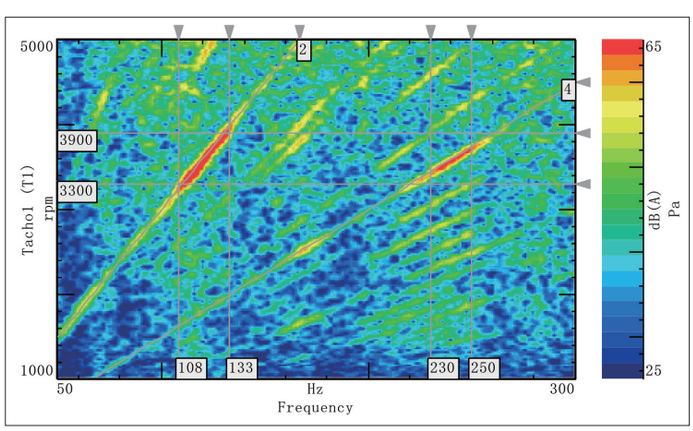


图 1 驾驶员右耳噪声频谱

2 阶轰鸣音的排查与优化

1. 排查过程

对于 2 阶轰鸣音的激励源，根据经验判断应该是发动机的 2 阶发火激励激起了传递路径上的某部件模态，从而引起共振轰鸣。

与发动机相关的关键点 2 阶振动传递路径主要有：①动力总成—左右悬置—车身；②动力总成—后悬置—副车架；③动力总成—轮心—塔包—车身；④动力总成—排气系统—车身。对上述 4 条传递路径进行测试，从关键传递路径上的 2 阶振动看，在 3 413 r/min 时右悬置 *Z* 向振动最大，且振动峰值转速与车内峰值转速对应非常好，同时右悬置 *Y* 向振动在 3 300 ~ 4 000 r/min 内均大；在 3 766 r/min 时，副车架左前主动侧 *Z* 向振动较大，与车内噪声峰值特征一致。

由此可推测 3 413 r/min 的车内噪声由右悬置传递至右纵梁模态放大引起，推测 3 766 r/min 噪声峰值由副车架模态与纵梁模态耦合引起，即 2 阶轰鸣音的传递路径是副车架和车身纵梁系统的模态，对应频率为 114 Hz 和 126 Hz。

对副车架数模进行自由模态分析发现，副车架 1 阶弹性体模态为 80 Hz，模态振型为对角振动，2 阶弹性体模态为 131 Hz 存在模态，模态振型为 *X* 向和 *Y* 向弯曲；该模态频率与问题转速时的共振频率较为接近，支撑传递路径分析结论。

为了提升副车架的模态，对其左右钣金内部添加 4 mm 厚的加强衬板，提升弯曲刚度如图 2 所示。经计算，2 阶弹性体模态频率提升至 144 Hz，有

34-43设计与仿真 4.6.indd 34 2022/4/8 18:51:11

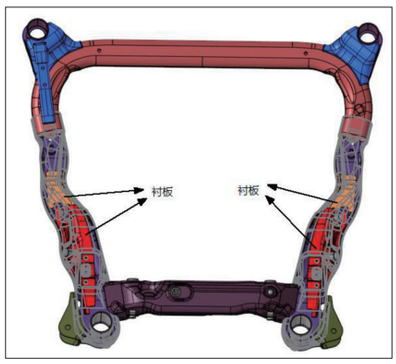


图 2 副车架优化结构

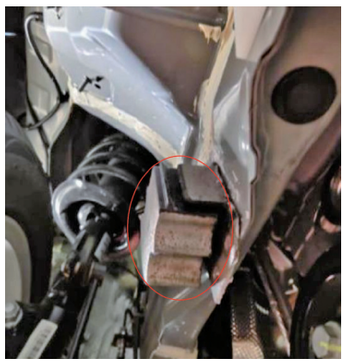


图 3 右纵梁增加吸振器

效避开了共振频率区间。

2. 优化及验证

如图 3 所示，在右纵梁外侧安装了 114 Hz 的吸振器来改变纵梁模态，并换装优化后的副车架进行车内噪声复测。

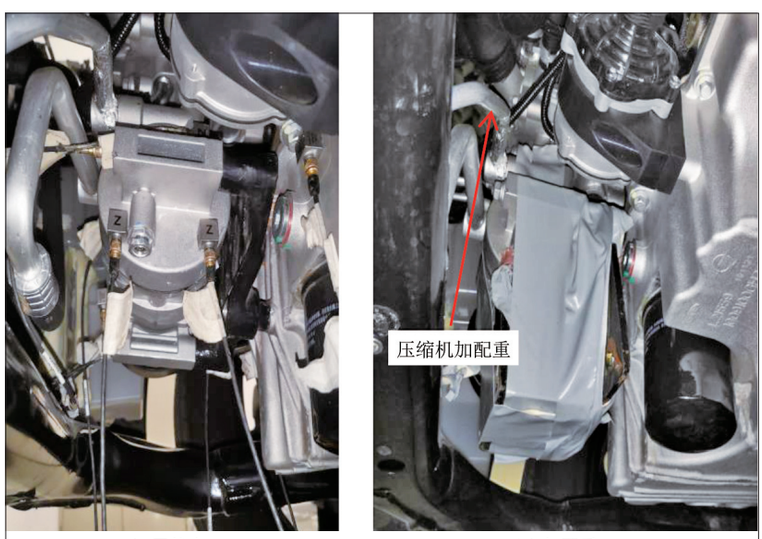
驾驶员及前排乘员位置在 3 200 ~ 3 700 r/min 转速段 2 阶最小降低 4 dB(A)；4 100 ~ 4 800 r/min 转速段 2 阶最小降低 5 dB(A)；中排在 3 000 ~ 3 700 r/min 转速段 2 阶最小降低 4dB(A)；后排在 3 300 ~ 3 700 r/min 转速段 2 阶最小降低 5 dB(A)，优化结果有效论证了前述分析结论。

4 阶轰鸣音的排查过程

1. 排查过程

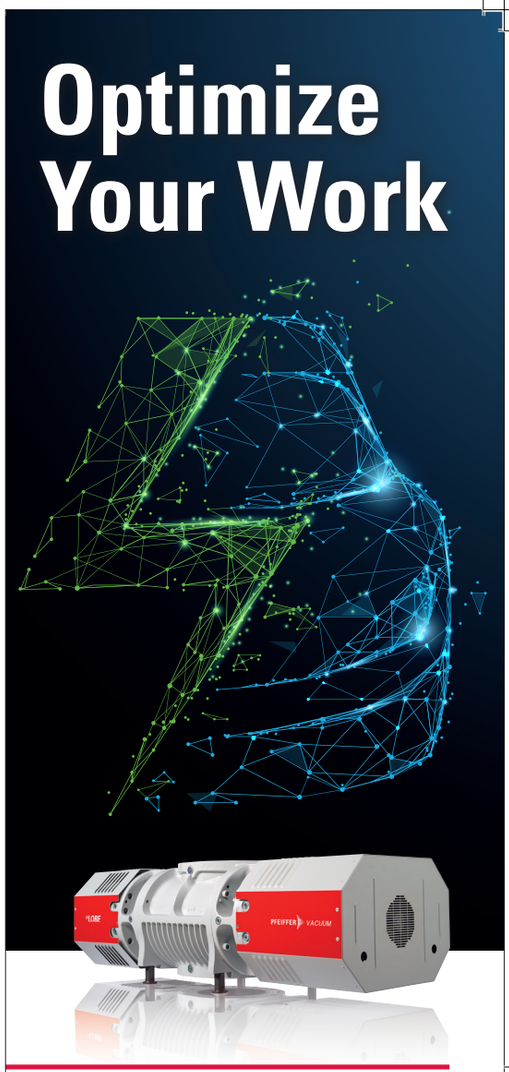
按照测试的结论，4 阶轰鸣音频率范围为 230 ~ 250 Hz，查看发动机附件模态分析结果发现空压机在 261 Hz 存在局部模态振型，与 4 阶轰鸣音的频率较为接近，推测发动机在问题转速区间运行激起了空调压缩机的模态从而放大了 4 阶噪声。

为了进一步进行验证，在压缩机上加配重进行扰动排查，如图 4 所示。采集前排乘员位置 4 阶噪声结果对比如图 5 所示，驾驶员位置 230 ~ 260 Hz 频率区间明显减弱，噪声曲线显示 4 阶噪声在该频段降低 3 dB（A）



a）原状态　　b）加配重

图 4 压缩机加配重



全新一代高性能
罗茨泵HiLobe®系列

您能获得的附加价值

- 适用于低真空和中真空应用
- 抽速范围广，适应多种应用，抽气速度范围可达13,600 m³/h
- 更短的泵停机时间
- 运行安全性高，运营成本低
- 对大气没有污染，密封性好

广告

PFEIFFER VACUUM

Your Success. Our Passion.

Pfeiffer Vacuum
(Shanghai) Co., Ltd.
普发真空技术（上海）有限公司
T +86 21 3393 3940
www.pfeiffer-vacuum.cn

官方微信

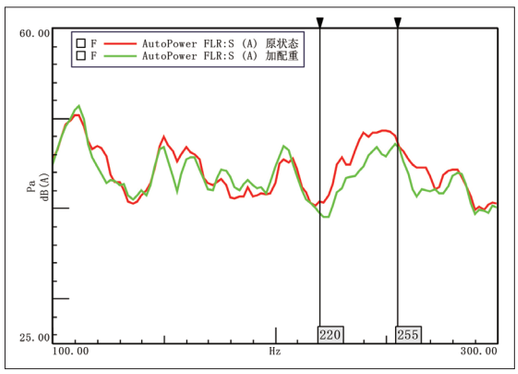


图 5 加配重前后噪声大小对比

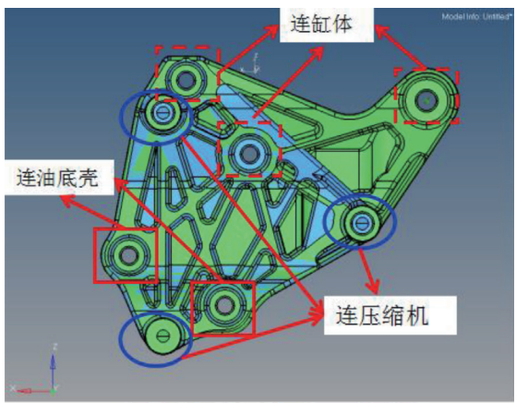


图 6 优化前后支架数模

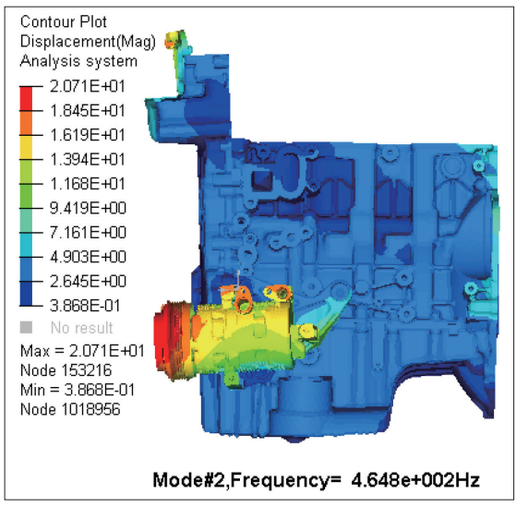


图 7 优化前后噪声频谱对比

图 8 支架实物对比

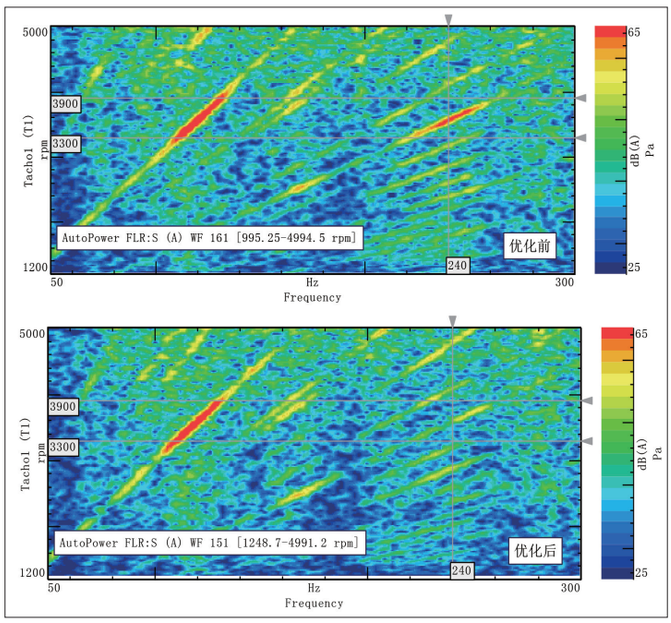


图 9 车内噪声频谱

以上，从而可以推断空调压缩机模态是 4 阶轰鸣音的激励源。

2. 优化方案

分析压缩机的固定方式，发现压缩机支架与机体相连的有 4 个固定点 (连接缸体的有 2 个，连接油底壳的有 2 个) 均偏左，右端悬臂较长，固定刚度低，故增加了一颗安装在缸体上的螺栓，以提高固定刚度。优化前后支架数模如图 6 所示，蓝色为优化前的原支架，绿色为优化后支架。

优化后压缩机模态频率为 465 Hz，较优化前的 261 Hz 提升了 204 Hz，优化效果显著，并远远避开了 230 ~ 250 Hz 的共振噪声，如图 7 所示。

3. 优化方案试验验证

新旧支架实物如图 8 所示，更换新支架后，车内驾驶员右耳 230 ~ 250 Hz 共振噪声几乎消失，优化效果非常显著，如图 9 所示。

结语

本文首先基于“源—传递路径—响应”的分析思路，对加速轰鸣音问题进行了较为清晰的排查，得出加速轰鸣音的主要激励源是基于发动机转速 2 阶激励和 4 阶激励，传递路径是右纵梁和副车架系统的模态以及空调压缩机和支架系统模态与激励频率耦合，响应是车内的加速轰鸣噪声；在问题排查清楚后，在传递路径上提出了较易实施的优化方案，通过增强副车架刚度和增加吸振器的方式来改变纵梁模态特性，通过优化空调压缩机支架结构来提高空调压缩机的局部模态，使加速轰鸣音得到了显著改善，问题得以解决。本案例对其他整车 NVH 问题的解决具有一定的借鉴意义。 AI

34-43设计与仿真 4.6.indd 36 2022/4/8 18:51:13