

电动汽车空调压缩机噪声分析与优化^{*}

刘森海^{1,2}, 邓 磊^{1,2}, 高雅丽³, 钟秤平^{1,2}, 孙念芬¹, 艾鸿根¹

(1. 江铃汽车股份有限公司 南昌, 330052)

(2. 智能网联汽车与动力系统江西省重点实验室 南昌, 330052)

(3. 江西江铃汽车集团改装车股份有限公司 南昌, 330200)

摘要 针对某电动汽车空调压缩机转速超过 2 000 r/min 时车内噪声过大的问题, 提出了一种优化方案。首先, 对测试数据进行频谱分析, 结果显示车内驾驶员耳旁噪声在 700~1 000 Hz 的中高频段存在明显的共振带, 该共振带由压缩机支架第 3 阶模态与悬置支架模态在 700 Hz 附近发生耦合共振所致; 其次, 基于有限元理论建立压缩机支架的仿真模型、开展模态分析, 并将分析结果与测试结果进行对比, 以验证仿真模型的准确性; 然后, 对支架进行拓扑优化, 根据拓扑优化结果, 在结构薄弱区域适当增加材料以提升支架刚度, 同时去除冗余材料以减轻支架质量; 最后, 将压缩机支架的模态频率由 733 Hz 提升至 908 Hz, 有效避免了其与悬置支架模态发生耦合。实车验证结果表明, 该优化方案能够有效消除共振带, 解决压缩机运行过程中产生的噪声问题, 使车内驾驶员耳旁噪声降低 6.5 dB(A), 显著提升了驾乘舒适性。

关键词 电动汽车; 空调压缩机; 拓扑优化; 噪声分析

中图分类号 TH455

0 引 言

随着汽车行业的快速发展, 整车噪声、振动与声振粗糙度 (noise, vibration and harshness, 简称 NVH) 性能已成为衡量驾乘舒适性的核心指标之一, 同时也是消费者选购车辆的重要评价依据^[1-2]。与传统燃油车相比, 电动汽车由于失去发动机噪声的掩蔽效应, 因此空调压缩机、驱动电机等部件产生的高频噪声问题愈发突出, 极易引起驾乘人员听觉疲劳。空调压缩机作为车内热管理系统的关键部件, 其运行过程是车内主要振动噪声源^[3-4]。压缩机的振动与噪声传递至车内, 会导致车内噪声明显增大, 严重影响驾乘舒适性^[5-6]。

许晓明等^[7]针对多个部件参与耦合共振导致涡旋压缩机出现的异常噪声问题, 通过改进啮合装置, 有效降低了压缩机引起的振动与噪声。陈江艳等^[8]针对压缩机和冷却风扇 1 阶振动激励造成的电动车拍频噪声问题, 通过改进冷却风扇动不平衡量、优化减振垫刚度以及提升压缩机减振支架隔振能力, 显著改善了拍频噪声问题。曹昱坤等^[9]通过优化压缩机球阀结构及离合器结构, 有效缩短了压缩机启动噪声的持续时长。张宇等^[10]为解决电动汽车怠速工

况下开启空调时车内噪声过大的问题, 通过优化冷却风扇安装支架结构以提升支架刚度, 同时在空调管路处增加质量块, 使车内噪声显著降低。Shen 等^[11]针对制冷压缩机出现异常噪声的问题, 提出了有效解决方案, 并通过仿真与实验验证。Mao 等^[12]对压缩机的振动噪声特性开展实验研究, 通过设计的微穿孔板吸收器使压缩机的噪声降低效果明显。Galindo 等^[13]建立了压缩机流固耦合模型, 研究了设计参数对压缩机整体噪声的影响规律。赵彤航等^[14]对混合动力汽车热泵系统振动噪声控制方法进行了研究。He 等^[15]针对压缩机引起的噪声过大问题, 提出了优化方案并进行实验验证。商国旭等^[16]针对乘用车压缩机开启时车内噪声过大的问题, 通过优化压缩机支架结构、增加系统刚度以及更换橡胶驱动盘, 减少了压缩机输入扭矩波动, 使车内噪声显著降低。

笔者针对某电动汽车在开启空调工况下车内噪声过大的问题, 提出一种实验诊断与计算机辅助工程 (computer aided engineering, 简称 CAE) 相结合的优化方法。通过阶次分析、近场声压测试及频率响应测试, 确定压缩机噪声问题是由压缩机支架第 3 阶模态与动力总成悬置支架模态耦合共振引起的。利用拓扑优化方法对压缩机支架进行结构优化设

^{*} 国家重点研发计划资助项目 (2022YFB250350); 南昌市重大科技攻关资助项目 (洪科字 [2023] 137 号)

收稿日期: 2025-09-17; 修回日期: 2026-02-28

计,实现压缩机支架模态频率与悬置支架模态频率的分离,避免产生共振现象,有效解决了压缩机在工作过程中引起的车内噪声过大问题。

1 问题诊断及根源识别

1.1 问题描述

某电动汽车在研发阶段发现,车辆在空调开启、压缩机转速上升的过程中,车内乘员可感知噪声偏大。该缺陷在多台样车上均出现,主观评价结果不满足设计要求,判定为系统性共性 NVH 问题。

笔者采用西门子公司的 Simcenter Testlab 测试系统开展整车实验数据采集,测试状态为整车状态。在压缩机支架和左悬置支架主动端布置加速度传感器,采集振动响应信号;在车内驾驶员左耳附近布置麦克风测点,采集车内声学噪声信号。传感器和麦克风布置位置如图 1 所示。

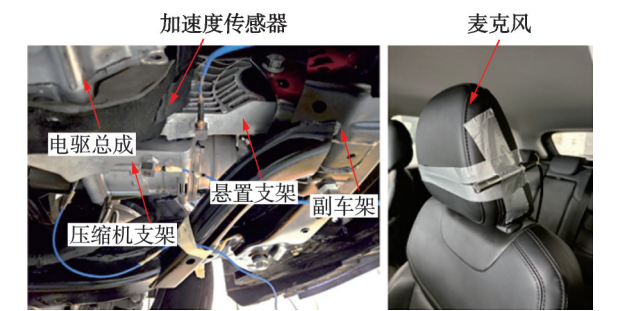


图 1 传感器和麦克风布置位置
Fig.1 Sensor and microphone location

采用阶次跟踪技术进行频谱分析,图 2 为车内主驾左耳噪声频谱图。从图 2 可知,当电动车压缩机转速在 2 000 r/min 以上时,噪声呈现陡升趋势,增幅达到 8~10 dB(A),在 700~1 000 Hz 中高频存在明显共振带。对 10 台样车进行数据采集发现,700~1 000 Hz 中高频段的峰值噪声声压值均在 38~40 dB(A),峰值频率处于正常波动区间。样车调查结果如表 1 所示。

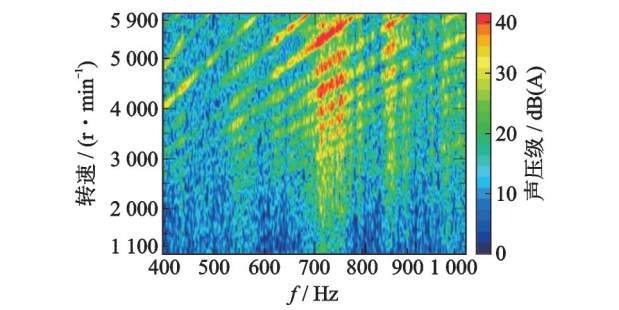


图 2 车内主驾左耳噪声频谱图
Fig.2 Spectrum diagram of noise at driver's left ear

表 1 样车调查结果					
Tab.1 Results of the sample survey					
样车	噪声峰值/ dB(A)	峰值频 率/Hz	样车	噪声峰值/ dB(A)	峰值频 率/Hz
1	38.8	743	6	39.7	752
2	39.5	748	7	40.0	758
3	40.3	755	8	38.6	742
4	40.1	760	9	38.2	761
5	38.4	745	10	39.4	746

1.2 问题分析

压缩机安装示意图如图 3 所示。压缩机本体通过压缩机支架,采用螺栓连接的方式固定在电机本体和电机左悬置支架上。具体为:压缩机本体采用 4 个螺栓与压缩机支架连接;压缩机支架通过 2 个螺栓与左悬置支架连接,另有 2 个螺栓则与电机连接;左悬置支架通过 4 个螺栓固定在电机上。

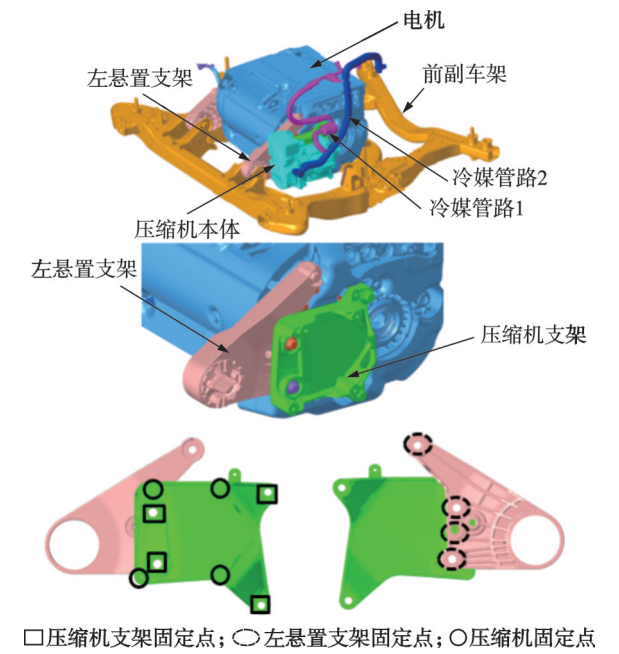


图 3 压缩机安装示意图
Fig.3 Compressor installation diagram

汽车空调压缩机在工作过程中引发的车内噪声,本质上是机械振动、流体动力学与声学传递共同作用的复杂现象。行业内 NVH 常用“源-路径-响应”系统性分析方法,从激励源、传递路径及车内响应等维度进行分析。压缩机噪声源主要包括机械振动噪声、冷媒脉动噪声和电磁噪声。路径上则通过结构传递和空气传递,最终传递至车内。图 4 为压缩机噪声源-路径传递-响应分析结构图。

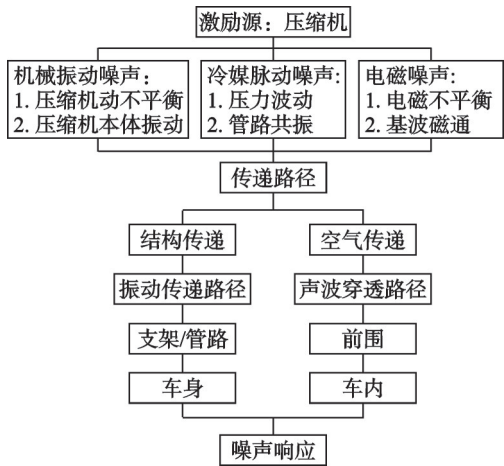


图4 压缩机噪声源-路径传递-响应分析结构图
Fig.4 Compressor noise source-path transfer-response analysis structure diagram

1.3 问题诊断与排查

1.3.1 激励源排查

问题车型采用弗迪科技生产的压缩机,排量为45 mL。排查发现,采用同类型压缩机的其他车型并无噪声过大的问题。客观测试显示,其车内驾驶员耳旁噪声仅为25.8 dB(A),远小于问题车型,此时车内驾驶员耳旁噪声对比如表2所示。这表明在相同的压缩机激励下,不同车型的车内驾驶员耳旁噪声存在显著差异,推测主要源于传递路径的贡献。因此,笔者暂不考虑对压缩机本体进行优化。

表2 车内驾驶员耳旁噪声对比

Tab.2 Comparison of driver's ear noise inside the vehicle		
转速/ (r·min ⁻¹)	车内驾驶员耳旁噪声/dB(A)	
	其他车型(使用同款压缩机)	问题车型(项目样车)
1 000	20.2	20.6
2 000	25.8	38.7
3 000	31.8	40.1

1.3.2 传递路径排查

对驾驶室开窗情况进行排查,发现开启车窗前后,车内耳旁噪声无显著变化,初步排除空气传播路径的影响。

压缩机通过冷媒管路及压缩机支架与周边零件相连接。分别断开冷媒管路1和管路2后,发现车内噪声均无明显变化,由此排除了冷媒管路的影响,初步判定压缩机支架为主要结构传递路径。

笔者运用西门子公司的Simcenter Testlab测试系统对压缩机支架和悬置支架进行频率响应函数

(frequency response function, 简称FRF)测试。实测压缩机支架频率响应和左悬置支架频率响应分别如图5、6所示。

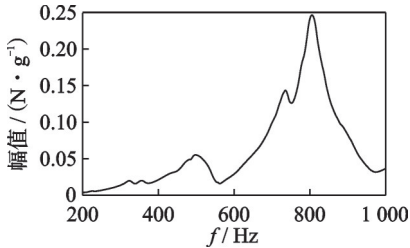


图5 实测压缩机支架频率响应
Fig.5 Measured frequency response of compressor bracket

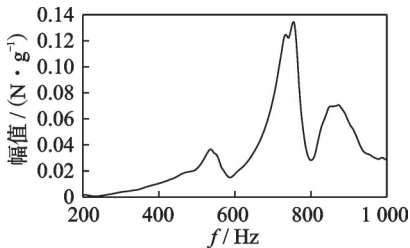


图6 实测左悬置支架频率响应
Fig.6 Measured frequency response of left mount bracket

在NVH工程领域中,一个常用且公认的经验法则是:为避免耦合共振,2个相连零件的固有频率应最少相差15%~20%^[17],即

$$\frac{|f_1 - f_2|}{\sqrt{f_1 f_2}} \geq 0.15 \quad (1)$$

其中: f_1 和 f_2 为2个待评估的固有频率。

对于阻尼非常小的系统(例如某些航空航天结构),为避免耦合共振所需的频率差异比例更大,通常建议达到30%左右;而对于阻尼较大的系统(例如带有大量隔振措施的设备),该比例可适当降低,如10%左右。

从测试的FRF曲线可知,压缩机支架的第3阶模态频率为733 Hz,左悬置主动端支架的模态频率为755 Hz,2个支架的频率间隔为22 Hz。将这2个频率代入式(1),计算得到间隔比例为2.9%,不满足模态分离要求。这表明压缩机支架第3阶模态频率与左悬置主动端支架的模态频率存在共振现象。

1.3.3 共振对车内噪声影响

对于压缩机的结构系统,其振动特性可由多自由度系统动力学方程^[18]描述,即

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (2)$$

其中: M 为质量矩阵; K 为刚度矩阵; C 为阻尼矩阵; x 为位移向量; $\dot{x}$ 为速度向量; $\ddot{x}$ 为加速度向量; $F(t)$ 为激振力。

通过求解特征值,即

$$(K-\omega_i^2M)\phi_i=0 \tag{3}$$

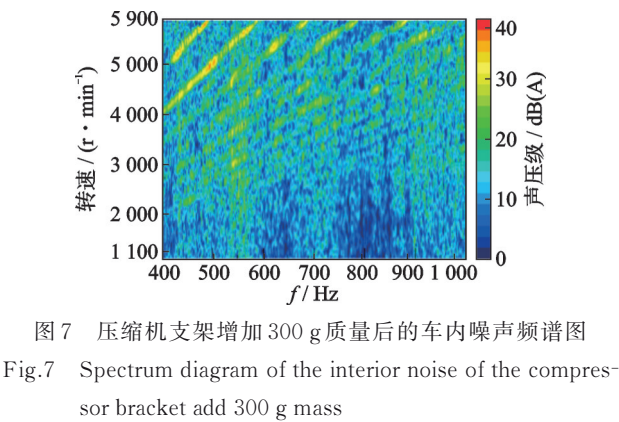
得到结构系统的固有频率 $f_i=\frac{\omega_i}{2\pi}$ 和对应的模态阵型 ϕ_i 。

压缩机结构系统的固有频率 f_i 与刚度矩阵 K 和质量矩阵 M 的近似关系为

$$f_i=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}} \tag{4}$$

从式(4)可知:刚度增加,固有频率增大;质量增加,固有频率减小。当激励频率接近某一阶固有频率时,振动幅值被放大,导致振动噪声急剧增加。

为精确评估压缩机支架与悬置支架模态共振对车内噪声的影响,在压缩机支架上增加 300 g 质量,增加质量后主观驾乘感受明显提升。客观测试结果表明,车内驾驶员耳旁噪声下降 6.0 dB(A),噪声改善效果明显。压缩机支架增加 300 g 质量后的车内噪声频谱图如图 7 所示。



压缩机支架增加 300 g 质量后的频率响应如图 8 所示。压缩机支架第 3 阶模态频率由 733 Hz 变为 600 Hz,与左悬置主动端支架模态 755 Hz 相差 155 Hz,压缩机支架与电机悬置支架模态频率间隔 23%,不会发生共振。支架模态频率及车内噪声如表 3 所示。

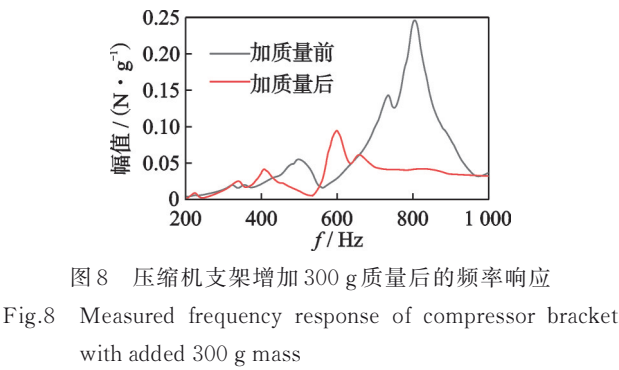


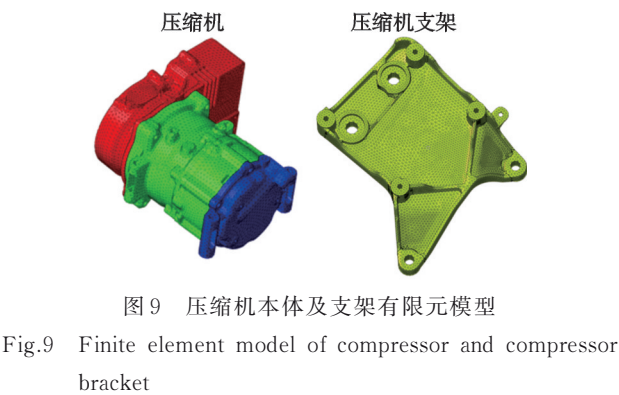
表 3 支架模态频率及车内噪声					
Tab.3 Results of bracket modal frequencies and vehicle interior noise					
状态	压缩机 支架模 态/Hz	左悬置主 动端支架 模态/Hz	间隔 比例/%	车内噪 声/dB(A)	主观评 估结果
基础状态	733	755	2.9	40	不可 接受
增加 300 g 质量	600	755	23	34	可接受

可见,压缩机支架第 3 阶模态频率与左悬置支架模态频率之间的耦合共振,是导致驾驶员耳旁噪声过大的主要原因。综合考虑车型开发成本与进度因素,笔者选择对压缩机支架进行结构优化,通过改变其固有频率,使其与左悬置支架的模态满足避频设计要求,从而有效降低驾驶员耳旁噪声。

2 压缩机支架优化

2.1 有限元模型建立

采用 HyperMesh 前处理软件进行有限元建模,压缩机本体及支架采用二阶四面体实体单元模拟,螺栓连接采用杆单元模拟,压缩机总成质量为 8 kg,压缩机壳体及支架材料均为铸铝 ADC12。建立完成的压缩机本体及支架有限元模型如图 9 所示。



压缩机支架安装在电驱动总成上,电驱动总成通过悬置支架及其橡胶衬套与车身相连。为此,建立包含电驱动总成及悬置主动端支架的有限元模型。模型中赋予各零件相应的材料属性,并按实际装配关系进行连接。悬置衬套采用 Cbush 单元模拟,其动刚度参数如表 4 所示。为模拟悬置支架的装车状态,在悬置衬套被动侧约束全部 6 个方向自由度,最终建立的仿真模型如图 10 所示。

表 4 悬置衬套动刚度参数

Tab.4 Dynamic stiffness of the mount bushing			
悬置	动刚度/(N•mm ⁻¹)		
	x 轴	y 轴	z 轴
右悬置	405	112.5	505.2
左悬置	405	112.5	505.5
后悬置	450	142.5	570.0

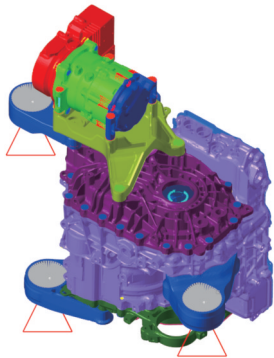


图 10 仿真模型
Fig.10 Simulation model

2.2 压缩机支架模态分析

模态分析是结构动力学中的核心内容,旨在通过研究系统的固有振动特性,揭示结构在动态激励下的响应规律。对仿真模型设置模态工况并提交计算,提取 0~1 000 Hz 模态频率,压缩机支架的第 1~3 阶频率分别为 246、475 和 766 Hz,其模态位移云图分别如图 11~13 所示。悬置主动端支架的模态频率为 767 Hz,其第 1 阶模态位移云图如图 14 所示。

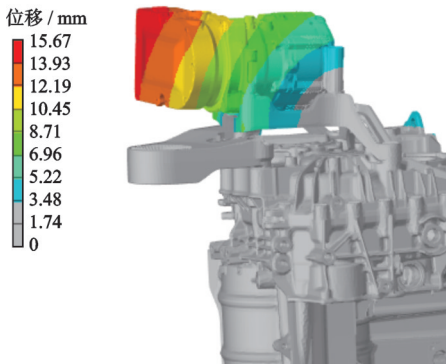


图 11 压缩机支架的第 1 阶模态位移云图
Fig.11 Compressor bracket 1st mode displacement cloud map

为了验证仿真模型的准确度,将模态仿真结果与测试结果进行对比。表 5 为压缩机支架模态对比结果。可见,误差结果均在实际工程允许范围内(±5%)。

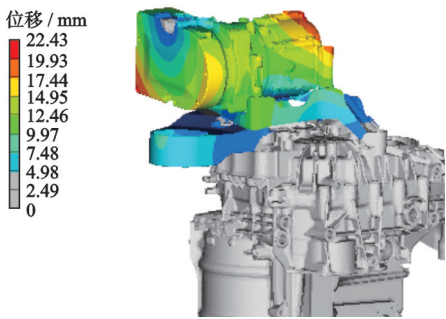


图 12 压缩机支架的第 2 阶模态位移云图
Fig.12 Compressor bracket 2nd mode displacement cloud map

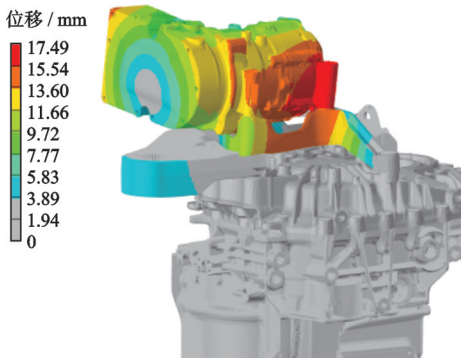


图 13 压缩机支架的第 3 阶模态位移云图
Fig.13 Compressor bracket 3rd mode displacement cloud map

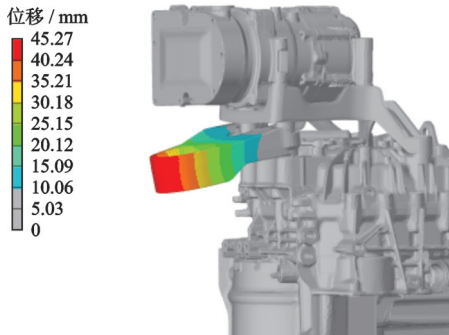


图 14 悬置主动端支架的第 1 阶模态位移云图
Fig.14 First-order mode of the mount active-side bracket displacement cloud map

表 5 压缩机支架模态对比结果

基础方案	模态结果/Hz		误差/%
	CAE	测试结果	
压缩机支架第 1 阶	246	243	-1.2
压缩机支架第 2 阶	475	496	4.5
压缩机支架第 3 阶	766	733	-4.3
悬置主动端支架	767	755	-1.6

2.3 支架拓扑优化

拓扑优化是一种通过数学方法确定材料在给定设计空间内最优分布的技术,旨在满足边界约束的前提下,实现特定性能目标的最优结构设计^[19]。变密度法是拓扑优化中应用最广泛的方法之一^[20]。该方法将可设计区域内每个单元的相对密度作为设计变量,各单元的密度可在 0~1 之间连续取值。在理想情况下,拓扑优化后的单元相对密度将向 0 和 1 两端收敛,从而使优化结构的轮廓更加清晰,在工艺上更具可制造性。

在保持压缩机支架边界条件不变的前提下,以频率最大化为目标,结构体积分数为约束,采用变密度法拓扑优化技术对压缩机支架进行结构概念设计,旨在实现材料的最优分布与结构性能的协同提升。

将压缩机支架划分为设计区域与非设计区域,如图 15 所示。其中,螺栓安装区域设置为非设计区域,其余区域为设计区域(见图 15 中的粉色区域)。以体积为约束,以压缩机支架第 3 阶模态频率最大化为目标,对支架的加强筋高度、布置位置等参数进行优化设计。支架拓扑优化的数学模型为

$$\begin{cases} \text{Find } \mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T \\ \text{Obj. max Freq} \\ \text{s.t. } V = \sum_{i=1}^n x_i v_i \leq d V_0 \end{cases} \quad (5)$$

其中: x_n 为设计区域中第 n 个单元的材料相对密度; V 为结构优化后体积; V_0 为结构初始体积; v_i 为划分的第 i 个单元体积; d 为优化体积比,该数学模型取值为 0.3;Freq 为支架第 3 阶模态数值。

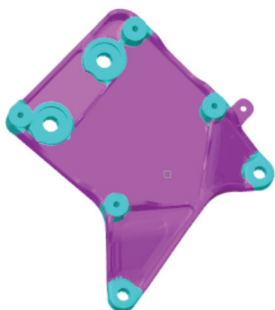


图 15 设计区域与非设计区域
Fig.15 Design and non-design area

经过 33 次迭代,得到的拓扑优化结果如图 16 所示。综合考虑布置和制造工艺等要求,对压缩机支架的结构轮廓进行优化设计,新设计的压缩机支架

结构如图 17 所示。其中:对支架两侧中间加强筋高度增加 5 mm 以提升支架刚性,见区域 1;对区域 2~5 非敏感区域去除材料以减少支架质量。优化后支架的质量由原来的 1.1 kg 变为 0.8 kg。



图 16 拓扑优化结果
Fig.16 Topology optimization results

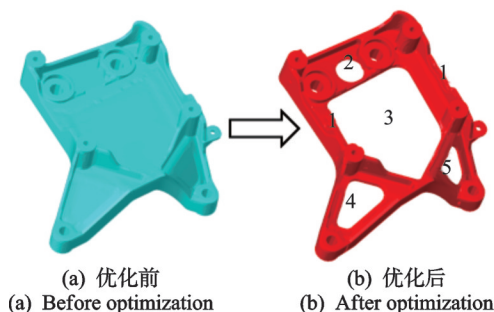


图 17 新设计的压缩机支架结构
Fig.17 Redesign compressor bracket structure

对拓扑优化后重新设计的压缩机支架进行仿真分析,图 18 为优化后的压缩机支架第 3 阶模态位移云图。可见,压缩机支架的第 3 阶模态频率由 766 Hz 提升至 893 Hz,模态提升明显。悬置主动端支架模态为 767 Hz,与压缩机支架第 3 阶模态的频率间隔为 126 Hz。将悬置主动端支架模态与压缩机支架第 3 阶模态代入式(1),两者相差 15.2%,满足频率间隔要求。

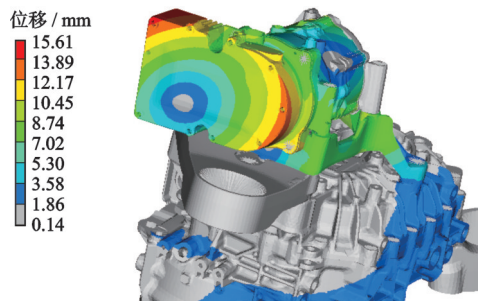


图 18 优化后的压缩机支架第 3 阶模态位移云图
Fig.18 3rd mode of the optimized compressor bracket displacement cloud map

3 优化方案验证

将优化方案制作工程样件并进行验证,图19为工程样件实物图。对优化后的压缩机支架进行FRF测试,支架第3阶模态频率为908 Hz。样件频响测试曲线如图20所示。悬置主动端支架模态为755 Hz,两者间的频率间隔为154 Hz,频率间隔为18.6%,满足模态分离要求。

在空调开启、压缩机转速上升的工况下,优化后支架实车验证结果如图21所示。驾驶员耳旁噪声在700~1 000 Hz频段内降低了6.5 dB(A),主观评价结果可接受,从而验证了优化设计方案的有效性。

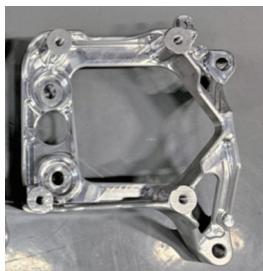


图19 优化样件

Fig.19 Optimized prototype

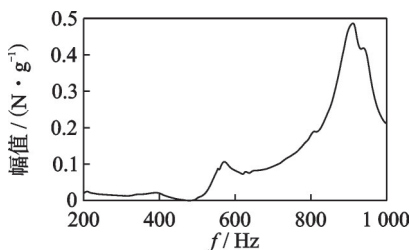


图20 样件频响测试曲线

Fig.20 Prototype frequency response test

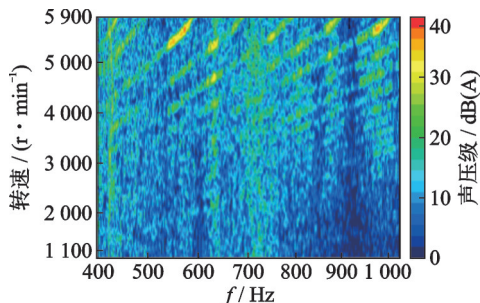


图21 优化后支架实车验证结果

Fig.21 Vehicle test validation results of the optimized bracket

4 结论

1) 通过频谱分析确定,主要贡献来自700~

1 000 Hz范围内的中高频共振带。该共振带噪声由压缩机支架第3阶模态与悬置支架模态的耦合共振引起。

2) 采用拓扑优化方法对压缩机支架进行结构优化设计。优化后,支架的第3阶模态频率提升至908 Hz,满足与悬置支架频率间隔不低于15%的要求,同时支架质量减轻27%。

3) 对优化后的压缩机支架制作样件并进行实车验证,结果表明,车内驾驶员耳旁噪声降低6.5 dB(A),700~1 000 Hz频段的共振带消失,主观评价完全可接受,成功解决了车内噪声偏大的问题。

参 考 文 献

- [1] DOLESCHAL F, ROTTENGROBER H, VERHEY J L. Influence parameters on the perceived magnitude of tonal content of electric vehicle interior sounds[J]. Applied Acoustics, 2021, 181: 108155.
- [2] 石教华, 赵江, 王毅, 等. 车内某高频噪声的分析和优化控制[J]. 应用声学, 2019, 38(3): 358-363.
SHI Jiaohua, ZHAO Jiang, WANG Yi, et al. Analysis and optimization of a high frequency noise in pickup's cab[J]. Journal of Applied Acoustics, 2019, 38(3): 358-363.(in Chinese)
- [3] CHRISTOPHER L. Automotive HVAC hiss noise measurements[J]. Automotive Engineering, 2011, 1(4): 263-271.
- [4] 杨诚, 李慎言, 岳川元, 等. 某款压缩机啸叫引起车内异响的机理研究[J]. 声学技术, 2019, 38(5): 580-584.
YANG Cheng, LI Shenyan, YUE Chuanyuan, et al. Research on the mechanism of vehicle interior abnormal sound caused by a certain compressor roaring[J]. Technical Acoustics, 2019, 38(5): 580-584.(in Chinese)
- [5] LIU C, CAO Y P, ZHANG W P, et al. Numerical and experimental investigations of centrifugal compressor BPF noise[J]. Applied Acoustics, 2019, 150: 290-301.
- [6] CHENG Z, LU Y. Diagnosis and analysis of abnormal noise in the pure electric vehicle's air condition compressor at idle[J]. Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control, 2018, 37(4): 711-724.
- [7] 许晓明, 张文卓, 王珍, 等. 涡旋压缩机异常噪声分析及控制研究[J]. 噪声与振动控制, 2025, 45(3): 158-164.
XU Xiaoming, ZHANG Wenzhuo, WANG Zhen, et al. Abnormal noise analysis and control in scroll compressors[J]. Noise and Vibration Control, 2025, 45(3): 158-164.(in Chinese)

- [8] 陈江艳, 杨晨. 微型电动汽车拍频噪声诊断及改进[J]. 应用声学, 2025, 44(2): 362-370.
CHEN Jiangyan, YANG Chen. Diagnosis and optimization of beating noise for a mini electric vehicle[J]. Journal of Applied Acoustics, 2025, 44(2): 362-370. (in Chinese)
- [9] 曹昱坤, 向银, 胡立志, 等. 汽车空调压缩机启动噪声测试与控制方法[J]. 振动、测试与诊断, 2023, 43(4): 753-758.
CAO Yukun, XIANG Yin, HU Lizhi, et al. Starting noise test and control method of automobile air conditioning compressor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2023, 43(4): 753-758. (in Chinese)
- [10] 张宇, 曹友强, 李汶淞, 等. 电动轿车空调系统振动噪声传递路径测试分析[J]. 机械设计与制造, 2024, 395(1): 159-164.
ZHANG Yu, CAO Youqiang, LI Mensong, et al. Test and analysis of vibration and noise transmission path of electric car air conditioning system[J]. Machinery Design & Manufacture, 2024, 395(1): 159-164. (in Chinese)
- [11] SHEN J B, CHEN W Q, YAN S Y, et al. Study on the noise reduction methods for a semi-hermetic variable frequency twin-screw refrigeration compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 125: 1-12.
- [12] MAO Y J, FAN C, ZHANG Z P, et al. Control of noise generated from centrifugal refrigeration compressor[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 152: 107466.
- [13] GALINDO J, TISEIRA A, NAVARRO R, et al. Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 110: 875-882.
- [14] 赵彤航, 王俊光, 田蜀东, 等. 混合动力轿车热泵系统 NVH 控制技术研究[J]. 汽车工程, 2024, 46(2): 337-345.
ZHAO Tonghang, WANG Junguang, TIAN Shudong, et al. Research on NVH control technology of heat pump system in hybrid electric vehicles[J]. Automotive Engineering, 2024, 46(2): 337-345. (in Chinese)
- [15] HE Z L, LI D T, HAN Y X, et al. Noise control of a twin-screw refrigeration compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 124: 30-42.
- [16] 商国旭, 史文库, 陈志勇, 等. 基于压缩机-支架系统的异常噪声研究[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(5): 936-940.
SHANG Guoxu, SHI Wenku, CHEN Zhiyong, et al. Abnormal noise of compressor-support system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(5): 936-940. (in Chinese)
- [17] 谭祥军. 从这里学 NVH: 噪声、振动、模态分析的入门与进阶[M]. 北京: 机械工业出版社, 2018: 162-164.
- [18] 程瑞平, 文永蓬, 宗志祥, 等. 服役条件下地铁车辆横向低频晃动特性研究[J]. 振动、测试与诊断, 2025, 45(6): 1143-1150.
CHENG Ruiping, WEN Yongpeng, ZONG Zhixiang, et al. Study on low-frequency lateral swaying characteristics of metro vehicles under service conditions[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2025, 45(6): 1143-1150. (in Chinese)
- [19] GUO J S, LU Y C, KOU Y J, et al. Topology optimization design and application of pyroshock suppression structure[J]. IFAC-PapersOnLine, 2025, 59(20): 1315-1320.
- [20] RIETZ A. Sufficiency of a finite exponent in SIMP (power law) methods[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2001, 21(2): 159-163.



第一作者简介:刘森海,男,1981年9月生,学士、高级工程师。主要研究方向为汽车整车工程开发。
E-mail: sliu8@jmc.com.cn

通信作者简介:邓磊,男,1984年11月生,硕士、高级工程师。主要研究方向为汽车CAE仿真。
E-mail: dengleileizhanc@163.com