基于某纯电动厢型车的空调压缩机低频振动噪声控制与研究

李芳杰　缪雷　赵飞　宋晗宇　孙骏竹

（北汽福田汽车股份有限公司工程研究总院，北京 102206）

【欢迎引用】李芳杰，缪雷，赵飞，等．基于某纯电动厢型车的空调压缩机低频振动噪声控制与研究[J]. 汽车文摘，2026(7): 23-31.

【Cite this paper】LI F J, MIAO L, ZHAO F, et al. Low Frequency Vibration and Noise Control and Research of Air Conditioning Compressor Based on a Certain Pure Electric VAN[J]. Automotive Digest (Chinese), 2026(7): 23-31.

【摘要】为解决某纯电动厢型车（VAN）多转速工况下开启空调后车内低频噪声突出、振动超标、驾乘舒适性变差的问题，开展整车噪声、振动与声振粗糙度（NVH）优化研究。基于“源头-路径-车内接收者”传递路径分析（TPA）模型分析空调压缩机振动传递过程，系统揭示了二级隔振系统中压缩机刚体模态与安装托架的模态耦合机理。针对由于隔振系统隔振率较低引发的NVH问题，提出通过协同优化安装点动刚度和隔振器软垫刚度来实现解耦的方法，有效改善了车内振动噪声水平。实车试验结果表明，优化后66 Hz频率处噪声峰值下降14 dB，主观评价可接受。

关键词：新能源汽车；空调压缩机；低频；传递路径；动刚度；隔振

中图分类号：U462.3　　**文献标志码：**A　　**DOI:** 10.19822/j.cnki.1671-6329.20250080

Low Frequency Vibration and Noise Control and Research of Air Conditioning Compressor Based on a Certain Pure Electric VAN

Li Fangjie, Miao Lei, Zhao Fei, Song Hanyu, Sun Junzhu

（Engineering Research Institute of Beiqi Foton Automobile Co., Ltd., Beijing 102206）

【Abstract】To resolve the problems of prominent in-vehicle low-frequency noise, excessive vibration and deteriorated ride comfort of a pure-electric VAN under multiple rotational speed conditions when the air conditioner is turned on, an optimization study on vehicle Noise, Vibration and Harshness (NVH) is carried out. Based on the Transfer-Path-Analysis (TPA) model of “source-path-receiver”, the vibration transfer process of the air-conditioning compressor is analyzed, and the modal coupling mechanism between the rigid-body mode of the compressor and the modal of the mounting bracket in the two-stage vibration isolation system is systematically revealed. Aiming at the NVH defects induced by insufficient isolation efficiency of the vibration isolation system, a decoupling method via collaborative optimization of the dynamic stiffness at mounting points and the stiffness of vibration-isolator rubber pads is proposed to effectively reduce interior vibration and noise levels. Vehicle test verification demonstrates that the peak noise at 66 Hz is reduced by 14 dB after optimization, and the subjective evaluation result reaches an acceptable level.

Key words: New energy vehicles, Air-conditioning compressor, Low frequency, Transfer path, Dynamic stiffness, Vibration isolation

0　引言

纯电动汽车车内噪声主要源于驱动电机总成、电动水泵、电动空调压缩机，其中电动空调压缩机对整车噪声、振动与声振粗糙度（Noise, Vibration and Harshness，NVH）影响显著[1]。

电动汽车与燃油车能源系统不同，其空调系统存在显著差异。燃油车空调压缩机直接由发动机驱动，并通过发动机悬置进行隔振，发动机背景噪声可有效遮蔽压缩机的运转噪声。而电动汽车空调由动力电

通信作者：李芳杰（1984—），女，硕士，研究方向为汽车结构NVH仿真分析，85801626@qq.com。

池供电，压缩机通常经隔振器安装于托架，再连接至车身。该布置方式虽灵活，但隔振设计难度较大，且缺乏发动机噪声的掩蔽效应，导致压缩机噪声更为突出。因此，深入探讨电动空调压缩机NVH性能，对提升车辆乘坐舒适性、提升新能源汽车市场竞争力具有重要意义[2-3]。

本文以某自主品牌纯电动厢型车（VAN）为研究对象，该车型空调压缩机在独立运行状态下存在多转速区间的振动与噪声问题。本文研究了该车型空调压缩机的振动特性及其传递路径，结合仿真预测与试验验证，旨在优化空调压缩机低频NVH性能，提升车辆的驾乘舒适性。

1 问题描述

某纯电动VAN车型在开发阶段，空调压缩机转速扫频在经过2 500 r/min转速带附近时产生了明显的轰鸣声和转向盘抖动问题，在经过3 200~4 000 r/min转速带附近时车内产生轰鸣问题。图1和图2分别为压缩机运行时测得的主驾右耳噪声时域Overall Level图和Colormap图。

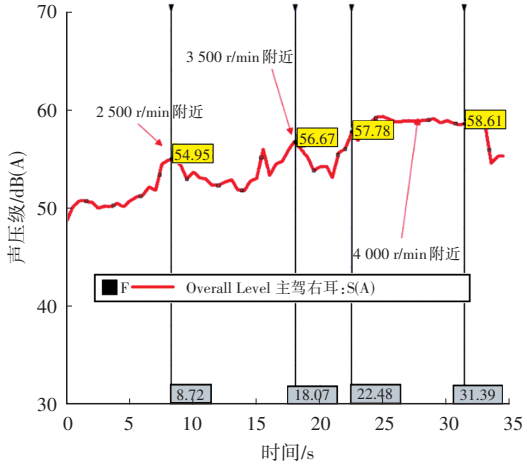


图1 主驾右耳试测噪声Overall Level图

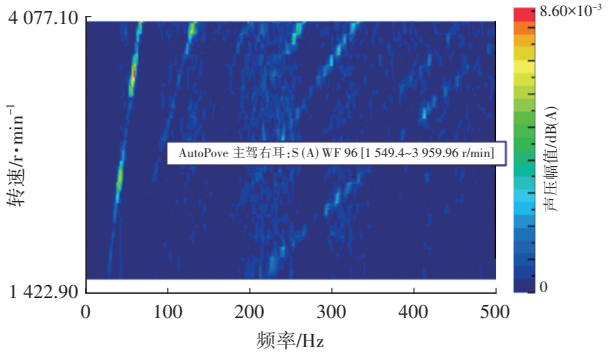


图2 主驾右耳试测噪声Colormap图

数据表明，出现问题的压缩机频率区间为图2中颜色较深的区域，对应频率和转速段如下：37~45 Hz，对应压缩机转速2 220~2 700 r/min；52~60 Hz，对应压缩机转速3 100~3 600 r/min；66.5 Hz，对应压缩机转速4 000 r/min；噪声主观评价无法接受。针对上述问题，本文采用仿真预测与试验验证相结合的方法进行优化整改。

2 原因分析

基于源头-路径-车内接收者模型，对试验车电动空调压缩机的工作激励特性及传递路径展开分析[4]。

压缩机本体的振动噪声即为源头。通过测试电动空调压缩机台架在1 m处的声压级确保其符合NVH目标要求。采取调整压缩机转速策略改善单一频率共振问题，如跳过某段工作转速或避开特定的结构频率。振动噪声传播路径包括空气路径和结构路径[5]。空气路径的噪声通常可通过在前围增设声学包来改善，但声学包对低频振动噪声的控制效果欠佳。结构路径的传递较为复杂，压缩机产生的振动会经由本体及高低压油管2条路径传至车身。其中，压缩机本体通过隔振系统安装于车身，振动将借此路径传至转向盘及驾驶员人耳处。高低压管路一端连接压缩机，另一端连接车身，振动也会通过高低压管路的安装点传入车内。针对高低压管路，可通过控制管路长度或采用软垫连接来控制振动传递，而控制压缩机本体传递路径是压缩机隔振设计的关键。

试验车的空调压缩机借助二级隔振支架安装于托架，此托架还安装了高压配电单元（Power Distribution Unit，PDU）和正温系数（Positive Temperature Coefficient Heater，PTC）加热器，且托架安装于机舱纵梁，如图3、图4所示。压缩机运转时存在多频率振动噪声问题，经排查发现其主要通过结构路径中压缩机本体隔振系统传入车身内部。为解决该问题，需对该压缩机系统的振动特性及隔振理论展开研究。

2.1 压缩机振动特性研究

汽车空调压缩机多采用轴向活塞式结构。主轴旋转将带动驱动盘与斜盘系统同步转动。因斜盘相对主轴有倾角，会带动半球和活塞沿轴向做周期性往复直线运动。运转过程中压缩机内部存在多种不平衡力，如活塞往复运动对主轴产生扭矩、斜盘与半球接触产生的摩擦运动等。压缩机需根据车内气温调整运转负荷，导致转速不断变化。此时，斜盘不同

位置的活塞对斜盘的受力状态存在差异，使得斜盘、钢球、活塞运动中的力和力矩持续改变，引发压缩机振动。此外，活塞与气缸的往复运动不断压缩和释放气体，内部压缩力存在突变过程，排气阀瞬间释放也会引起较大冲击振动[6]。

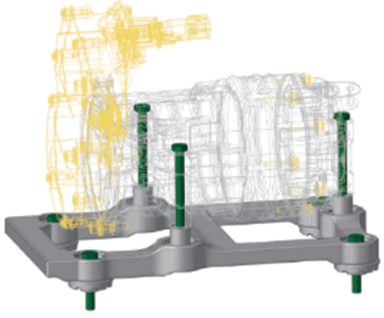


图3　压缩机系统示意

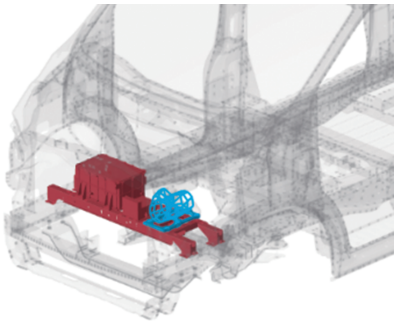


图4　压缩机安装状态示意

上述不平衡力随主轴旋转进行周期变化，所产生的激励频率可表示为：

$$f = n \cdot f_0 = n \cdot \frac{N}{60} \tag{1}$$

式中：f为系统的不平衡力产生的激励频率，n为谐频阶数，f_0为转动频率，N为转速。

压缩机输出激励力具有以下特性：(1)压缩机内部产生多种不平衡，这些不平衡力导致压缩机输出的激励为扭矩；(2)随着压缩机转速的提升，输出激励频率不断增大，易引发多频段NVH问题。

2.2　隔振理论研究

2.2.1　一级、二级隔振器

结合振动理论分析一级隔振系统和二级隔振系统在定常激励下的隔振量。图5为一级隔振系统和二级隔振系统简化模型。

一级隔振系统振动方程可表示为：

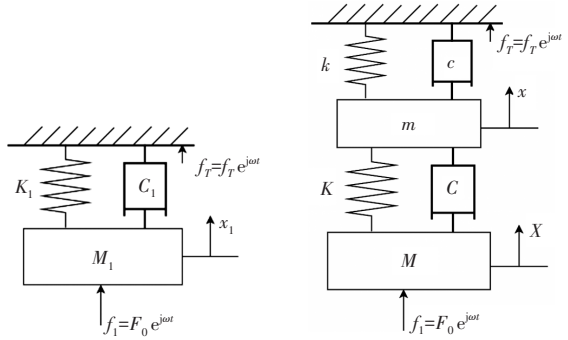
$$M_1\ddot{x}(t) + C_1\dot{x}(t) + K_1x_1(t) = F(t) \tag{2}$$

式中：M_1为质量，C_1为阻尼系数，K_1为刚度，F为外力，x_1为位移，t为时间。

一级隔振系统传递量T反映隔振效果，可表示为：

$$\begin{cases} T = \dfrac{\sqrt{1 + (2\xi\lambda)^2}}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \\ \lambda = \dfrac{\omega}{\omega_{M1}}, \xi = \dfrac{C_1}{2M\omega_{M1}} \end{cases} \tag{3}$$

式中：ω为激励力角频率，ω_{M1}为固有角频率，λ为频率比，ξ为阻尼比。



注：f_1为激励力，f_T为传递力，K、C分别为压缩机与隔振支架连接的刚度与阻尼，k、c分别为隔振支架与托架连接的刚度与阻尼，M、m分别为压缩机、隔振支架质量。

(a)一级隔振系统　　(b)二级隔振系统

图5　一级隔振系统及二级隔振系统

二级隔振系统振动方程[7]可表示为：

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}\begin{pmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{x} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} C & -C \\ -C & C + c \end{bmatrix}\begin{pmatrix} \dot{X} \\ \dot{x} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K + k \end{bmatrix}\begin{pmatrix} X \\ x \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F\sin\omega X \\ 0 \end{pmatrix} \tag{4}$$

二级隔振系统传递量可表示为：

$$\begin{cases} T_{f_2} = \sqrt{\dfrac{[(1-\lambda^2)(1-\alpha^2\lambda^2) - \mu\alpha^2\lambda^2 - 4\alpha\xi_M\xi_m\lambda^2]^2 + (2\mu\xi_M\alpha^2\lambda^3 + 2\xi_M\alpha^2\lambda^3 + 2\alpha\xi_m\lambda^3 - 2\xi_M\lambda - 2\alpha\xi_m\lambda)^2}{[1 + (2\xi_M\lambda)^2][1 + (2\xi_m\lambda)^2]}} \\ \lambda = \dfrac{\omega}{\omega_M}, \omega_M = \sqrt{\dfrac{K}{M}}, \omega_m = \sqrt{\dfrac{k}{m}}, \xi_M = \dfrac{C}{2M\omega_M}, \\ \xi_m = \dfrac{c}{2m\omega_m}, \mu = \dfrac{M}{m}, \alpha = \dfrac{\omega_M}{\omega_m} \end{cases} \tag{5}$$

式中：ξ_M为压缩机阻尼比，ξ_m为隔振器阻尼比，μ为质量比，α为固有频率比，ω_M、ω_m分别为压缩机和隔振架固有角频率。

根据式(3)和式(5)可得一级隔振与二级隔振系统传递量与频率关系曲线，如图6所示。

根据图6可得出以下结论：(1)在同一方向，二级隔振存在2个共振峰，一级隔振存在1个共振峰；(2)单级隔振在共振峰后，频率大于$\sqrt{2}$倍激励与共振频率比以后起隔振作用；二级隔振在二次共振峰后，频

率大于$\sqrt{2}$倍激励与共振频率比后起隔振作用;(3)二级隔振方案越过共振峰后的下降斜率大,在高频区隔振效果优于一级隔振,但低频区间受隔振系统刚度、安装点位置、空间布置及隔振支架材料等因素影响,使得低频隔振设计难度大于一级隔振;(4)降低橡胶刚度有利于提高隔振量。

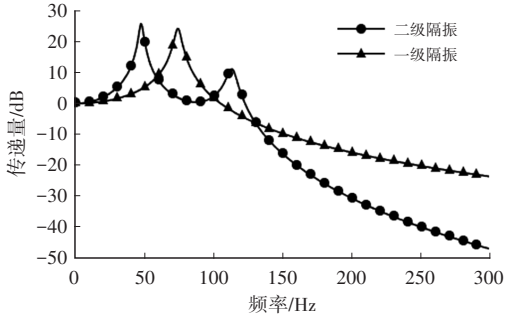


图6　压缩机系统传递量

2.2.2　隔振系统

隔振系统的隔振效果取决于系统刚度。通常,隔振系统两边各设置一个支架,一个与动力装置相连接,另一个与车身或车架相连接。支架–隔振器–支架组成了隔振系统,是振动传递的通道,如图7所示。将支架视为有一定刚度的硬弹簧。隔振系统的刚度不仅取决于隔振器的刚度,还取决于支架的刚度。主动侧支架、隔振器、被动侧支架串联总刚度为隔振系统刚度[7-8]。

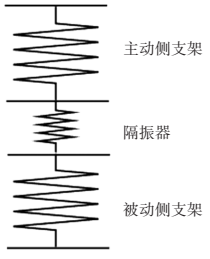


图7　支架–隔振器–支架串联模型

系统总刚度的计算公式可表示为:

$$\frac{1}{K_{iso}}=\frac{1}{K_a}+\frac{1}{K_b}+\frac{1}{K_p} \tag{6}$$

式中:K_{iso}为带隔振器系统刚度,K_a为隔振系统主动侧支架的刚度,K_b为隔振器的刚度,K_p为隔振系统被动侧支架的刚度。

若系统中未设置隔振器,两侧支架直接硬连接,则总刚度为主、被动侧支架串联刚度,可表示为:

$$\frac{1}{K_{rig}}=\frac{1}{K_a}+\frac{1}{K_p} \tag{7}$$

式中:K_{rig}为无隔振器系统刚度。

如果2个隔振系统支架刚度足够大,即支架导纳远小于隔振器导纳,则隔振器导纳$\frac{1}{K_b}\gg\frac{1}{K_a}+\frac{1}{K_p}$,系统耦合力将大幅降低。隔振量$\beta$满足以下公式:

$$\beta=20\lg\frac{\left|\frac{1}{K_a}+\frac{1}{K_b}+\frac{1}{K_p}\right|}{\left|\frac{1}{K_a}+\frac{1}{K_p}\right|}=20\lg\frac{\left|Y_a+Y_b+Y_p\right|}{\left|Y_a+Y_p\right|} \tag{8}$$

式中:Y_a为隔振系统主动侧支架的导纳,Y_b为隔振器被动侧支架的导纳,Y_p隔振系统被动侧支架的导纳。

为了获得理想的隔振效果,一般要求隔振量达到20 dB以上,这就要求隔振器导纳为隔振系统支架导纳的18倍以上,即支架刚度是隔振器刚度的18倍以上。另外,支架刚度不足将导致局部结构的共振,引发更大的车内噪声。不同隔振器刚度下的隔振量与支架刚度水平关系如图8所示。

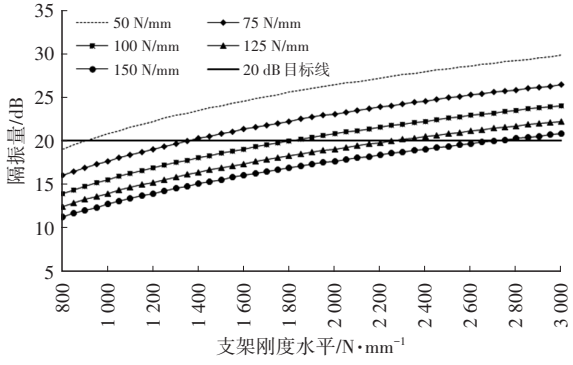


图8　不同隔振器刚度下的隔振量与支架刚度水平关系

分析图8可得出以下结论:(1)支架刚度水平相同的情况下,隔振器刚度越低,隔振量越大;(2)同一隔振器的隔振量随支架刚度变大而提高;(3)为了达到20 dB以上的隔振效果,以100 N/mm的隔振器为例,在压缩机工作频率范围内,支架的动刚度曲线的峰值刚度至少大于1 800 N/mm。因此,在定义支架刚度目标时,要综合考虑隔振器刚度。

2.3　刚体模态研究

压缩机系统类似动力总成悬置系统,一级隔振存在6自由度刚体模态,二级隔振存在12个自由度刚体模态(6个压缩机刚体模态和6个支架刚体模态)。压缩机在扫频时,扫频频率遇到刚体模态频率总会共振[3],使用二级隔振首先要确保支架刚体模态频率高于压缩机工作频率,避免出现更多共振峰值。刚体模态被激发而产生振动时,传递至被动端的振动将显著放大,进而引起车内的低频振动噪声问题。压缩机输出的激励为绕轴扭矩,因此绕轴转动的刚体模态更易被激发。若上述刚体模态的频率与子系统模态或声腔模态频率接近,会引起子

系统共振或声腔共鸣，产生更为严重的低频NVH问题。

在设计刚体模态时需考虑避频及隔振量。首先，避开常用转速范围内的激励频率，理想的压缩机刚体模态频率应分布在压缩机最小转速频率的$1/\sqrt{2}$以下；其次，需与子系统模态和声腔模态避频；最后，通过减小传递率可减小被动端共振峰峰值，系统隔振量需至少大于20 dB。

2.4 问题机理仿真分析

仿真建模表明：厚度均匀且小于5 mm的薄板构件采用2D单元建模，单元平均尺寸为10 mm；厚度大于5 mm的构件采用2阶四面体单元模拟，例如压缩机支架，单元平均单元尺寸为5 mm；点焊采用ACM模拟，螺栓采用RBE2模拟，黏胶采用SEAM(adhesive)模拟；PDU及PTC通过1阶四面体单元进行简化建模，平均单元尺寸5 mm，通过调整密度的方法调准质量信息；压缩机结构复杂，通过质量加转动惯量的形式建模。压缩机衬套刚度如表1所示。

表1 压缩机衬套刚度

压缩机支架	方向	动刚度/N·mm^{-1}		动刚度测试条件
		压缩机安装衬套	车身安装衬套	
衬套刚度	*X*	248	282	扫频：1~200 Hz 步长：1 Hz 振幅：±0.1 mm 预载：整车状态实际预载力
	Y	248	282	
	Z	60	34	

2.4.1 传递函数分析

将压缩机及安装托架系统安装至整备车身(Trimmed Body，TB)，计算从压缩机质心点到驾驶员右耳旁及副驾左耳的噪声传递函数(Noise Transfer Function，NTF)曲线及压缩机质心点到托架在车身的安装点的振动传递函数(Vibration Transfer Function，VTF)曲线，传函激励点和VTF响应点如图9所示，NTF及VTF响应曲线如图10和图11所示。

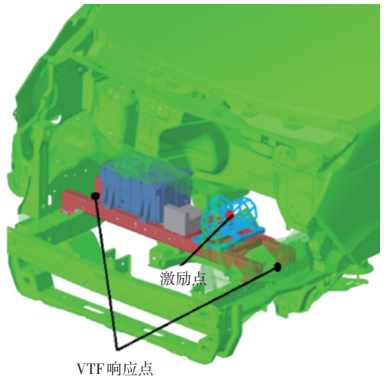
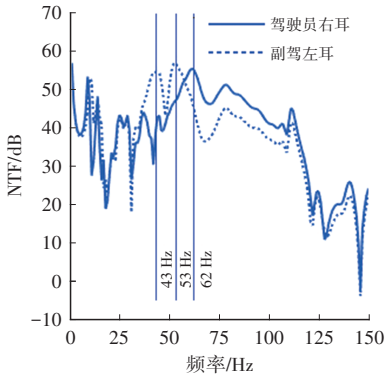
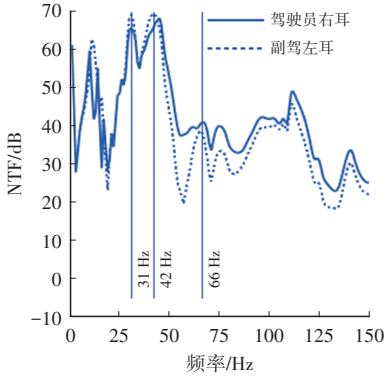


图9 传函激励点及VTF响应点

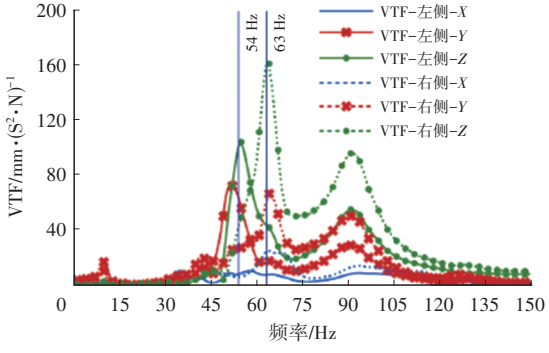


(a)*X*向激励下NTF曲线

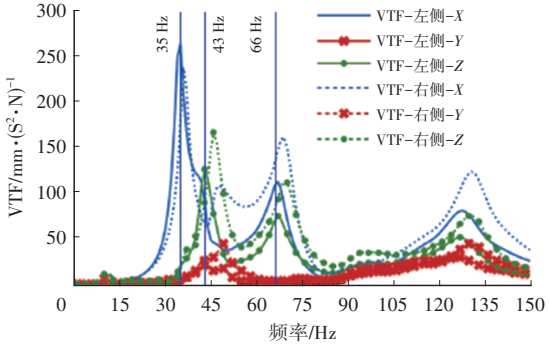


(b)*Z*向激励下NTF曲线

图10 压缩机质心点激励到耳旁响应NTF曲线



(a)*X*向激励下VTF曲线



(b)*Z*向激励下VTF曲线

图11 压缩机质心点激励到托架安装点响应VTF曲线

通过观察曲线，得出以下结论：(1)在NTF曲线中可以找到问题频率峰值，表明仿真模型可以用于原因查找及后续方案验证；(2)在VTF曲线中可以找到对

应的问题频率峰值，由于VTF响应点位于压缩机安装托架与车身纵梁安装点，表明上述峰值主要产生于压缩机到安装托架这段路径。

2.4.2　安装点动刚度分析

试验测得的压缩机隔振系统隔振量较低，为分析原因，对压缩机安装点的动刚度展开计算。压缩机隔振支架在托架上设置4个安装点（图12）。对各点三向动刚度分别计算后分析得出，4个安装点的动刚度水平几乎相同。以3001点为例，如图13所示，其Y向动刚度较高，最低点的刚度值超过4 000 N/mm，但X向和Z向的动刚度较低。频率为66 Hz时，最低点的刚度值仅为330 N/mm。压缩机的二级隔振器包含7个衬套，其中安装于压缩机的3个衬套并联，安装于车身的4个衬套并联，且这两部分串联。结合表1中的刚度值进行计算，发现安装点的刚度水平远未达到隔振器系统刚度的18倍，导致隔振量不足20 dB。

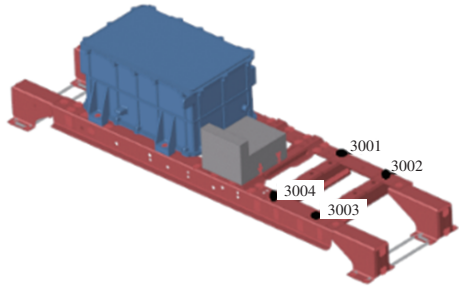


图12　压缩机安装点及编号

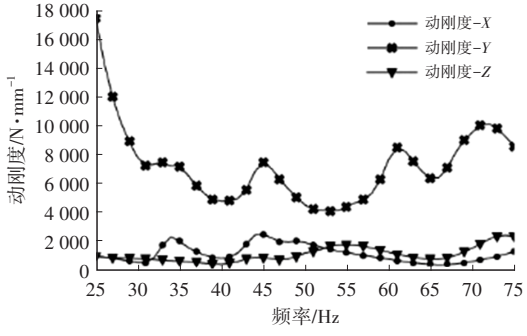


图13　3001点三向动刚度曲线

2.4.3　模态分析

2.4.3.1　压缩机刚体模态

建立压缩机及隔振系统仿真模型，计算压缩机刚体模态，托架安装点全约束，压缩机仿真模型如图14所示。

提交计算后可获得压缩机及压缩机支架刚体模态仿真结果。压缩机支架为注塑件，质量为0.52 kg，其刚体模态频率较高，第一阶大于150 Hz，已超出压缩机转速范围，在此不予考虑。分析压缩机刚体模态，发现其绕轴转动刚体模态刚好处于问题频率内。为了验证仿真结果，采用锤击法实测压缩机的绕轴转动刚体模态（采用力锤多参考激励，压缩机上面和侧面激励X、Y、Z三向，带宽为128 Hz，频率分辨率为0.25 Hz，线性平均5次），试验结果与仿真结果偏差在5%以内，如表2所示。图15为压缩机绕X轴刚体模态仿真及测试结果对比。

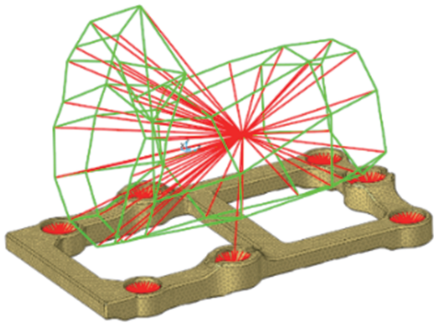
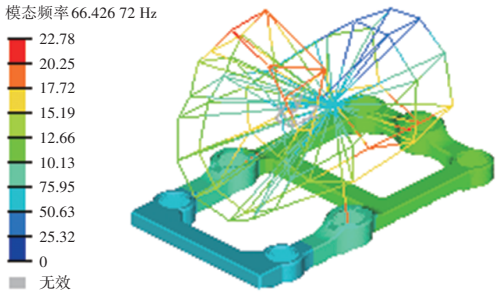


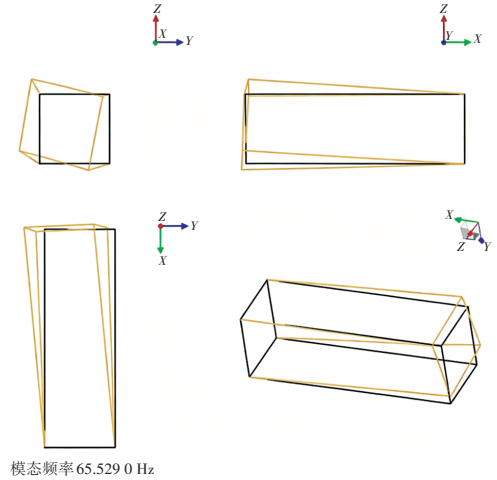
图14　压缩机系统模型

表2　压缩机绕轴转动刚体模态仿真与试验对比结果

振型	模态频率/Hz		变化率/%
	仿真结果	试验结果	
R_z	43.9	42.9	2.3
R_y	50.7	53.0	4.5
R_x	66.4	65.5	1.4



（a）R_x刚体模态仿真结果



（b）R_x刚体模态试验结果

图15　压缩机系统R_x刚体模态仿真与试验对比

2.4.3.2　压缩机安装托架系统模态分析

由于压缩机安装托架上同时安装PDU和PTC，如图16所示，其中PDU质量高达16 kg，转动惯量较大。

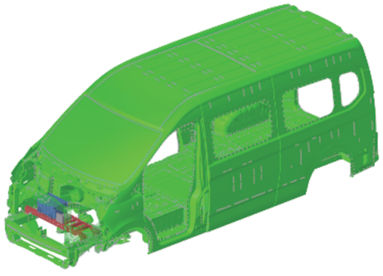
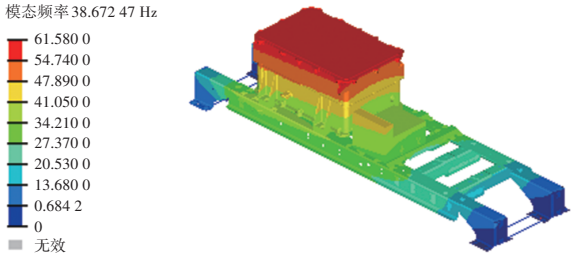
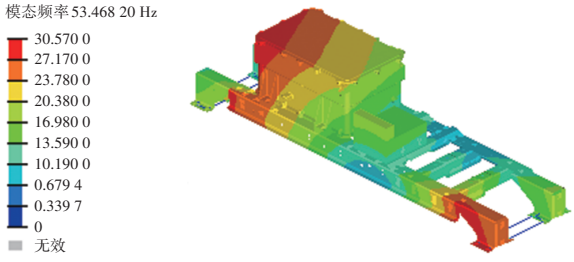


图16　压缩机安装托架系统模型

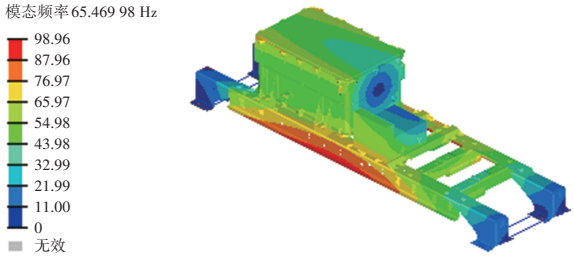
建立托架系统模型，将该系统安装至白车身进行模态计算，得到托架系统的模态结果，分析发现在问题频率范围内同样存在托架系统模态，PDU带动托架X向晃动频率模态38.7 Hz，PDU带动托架Y向晃动模态频率53.5 Hz，PDU带动托架绕Y轴转动频率模态65.5 Hz，如图17所示。



(a)托架X向晃动模态



(b)托架Y向晃动模态



(c)托架绕Y轴转动模态

图17　压缩机安装托架系统模态

通过仿真分析，确定该压缩机导致的多频段振动噪声问题主要原因包括：(1)压缩机刚体模态在扫频范围内，刚体模态被激发；(2)压缩机刚体模态和安装托架系统模态耦合，放大了振动响应；(3)隔振软垫刚度大，压缩机安装点刚度不足，导致隔振量较低。这些振动传递至车内，引发多频段噪声问题，同时耦合转向盘模态，导致转向盘抖动。

3　优化与验证

3.1　安装点动刚度优化

为提高安装点动刚度水平，基于灵敏度分析原理，采用尺寸及拓扑优化的手段，以质量最小为目标，以安装点Z向动刚度大于2 500 N/mm及绕X轴转动模态频率大于50 Hz，绕Y轴转动模态频率大于60 Hz为约束，分别对关键板进行拓扑优化及尺寸优化[9-10]，并根据优化结果对托架结构进行再设计。最后得到工程化托架结构如图18所示：(1)托架和车身安装支架延长，并改为双层板结构，与横梁间增加螺栓连接，同时下部增加支撑支架；(2)横梁由L型改为U型，三纵梁随型更新，并在PDU中增加一根纵梁。

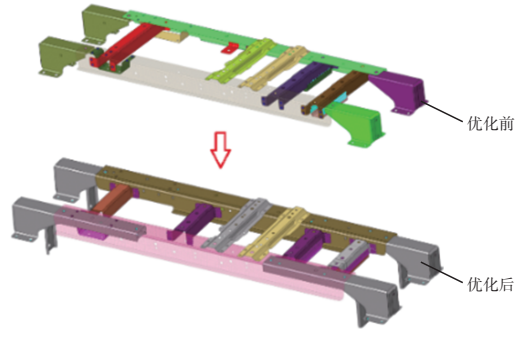


图18　压缩机安装托架优化前、后示意

优化后压缩机安装点动刚度大幅提高，以3001点为例，如图19所示，其Z向最低点动刚度值为2 300 N/mm(59 Hz)，比原状态提高7倍。托架系统模态也有一定提高，最终实现与压缩机刚体模态避频。

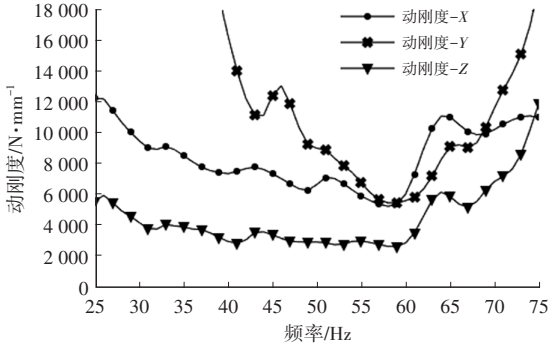


图19　优化后3001点三向动刚度曲线

3.2　隔振器软垫刚度优化

目前，试验车空调压缩机工作转速最低为1 500 r/min，而其刚体模态最大值达66.4 Hz。在隔振理想状态下，压缩机刚体模态频率应低于17.7 Hz。考虑到耐久性能和实际位置空间，重新设计了压缩机隔

振支架，增大了胶量以降低软垫刚度，如图20所示。采用新隔振支架后，其最高降幅达44%（表3），有效避开优化后的托架系统模态。优化前后隔振系统隔振率曲线如图21所示，新支架满足的隔振量小于20 dB的要求。



优化前　　优化后

图20　优化前、后压缩机隔振支架

表3　优化前、后压缩机绕轴转动刚体模态测试结果对比

振型	模态频率/Hz		变化率/%
	原状态试验结果	优化后试验结果	
R_z	42.9	25.7	40.1
R_y	50.1	30.1	39.9
R_x	65.5	36.7	44.0

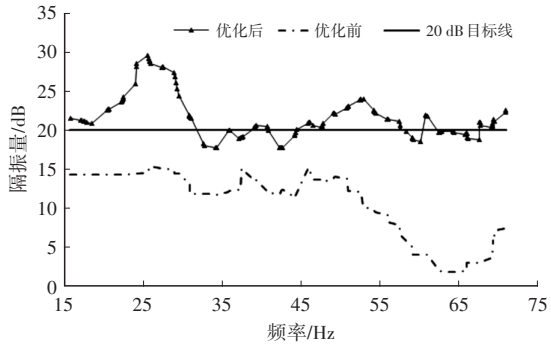
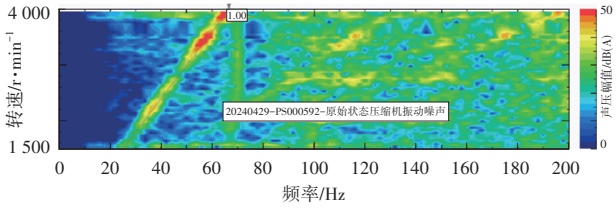


图21　优化前、后隔振系统隔振量

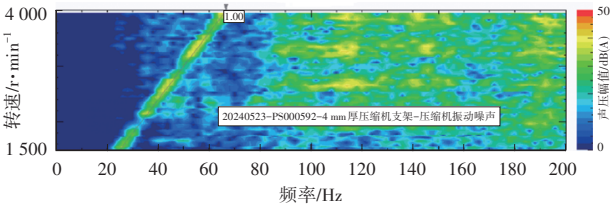
3.3　优化方案工程化

通过对压缩机安装点动刚度及隔振器软垫刚度的优化，提升了隔振器隔振量，并将路径中各系统的模态成功解耦，有效降低了结构振动的传递。如图22和图23所示，优化后原问题频段内噪声大幅下降。其中，66 Hz频率下的噪声峰值降低达14 dB，经测试主观评价结果为可接受，转向盘抖动问题也得到解决。

托架与隔振软垫的优化方案成功实现了工程化应用。本次优化以性能提升为导向的多目标权衡，托架在满足设计空间及工艺约束的前提下，虽小幅增加质量导致成本上升，但显著提升了NVH性能。隔振软垫的刚度优化通过强度校核完成实施，确保了可靠性。



（a）优化前



（b）优化后

图22　优化前、后主驾右耳试测噪声Colormap图

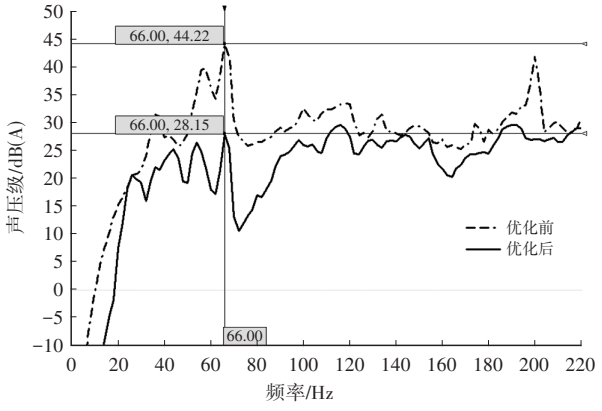


图23　优化前、后主驾右耳频谱图

4　结束语

本文针对某纯电动VAN车型压缩机振动噪声展开深入研究，阐述了引发空调压缩机系统低频NVH问题的关键因素及控制方法。基于隔振理论及模态耦合分析的避频设计原理，成功解决试验车的振动噪声问题，显著提升了乘员的驾乘舒适性，影响系统的关键因素如下：

（1）压缩机刚体模态控制：因本体振动特性易激发绕轴转动的刚体模态，设计时需明确指标并严格把控。

（2）隔振系统动刚度管控：要实现20 dB隔振效果，需对两侧安装点动刚度设定指标，尤其是车身侧，在满足动刚度水平的前提下，需避免与刚体模态共振的峰值频率。

（3）隔振器设计要点：二级隔振器因衬套较多，系统刚度可能高于一级隔振，设计时应参考压缩机刚体模态；无论一级还是二级隔振，在满足耐久性的前提下，低刚度衬套更利于提升隔振率。

（4）单一频率共振的避频策略：可通过调整压缩机转速，如跳过某段工作转速区间，避开特定结构频率。

参　考　文　献

[1] 谭雨点，汪跃中，丁润江，等．某纯电动乘用车的空调压缩机振动噪声优化分析[J]．汽车实用技术，2019，30(5)：99-102.

[2] 李永越, 杨树岗, 刘巧红, 等. 某纯电动汽车空调压缩机支架NVH性能分析[J]. 汽车与驾驶维修(维修版), 2023(10): 22-25.
[3] 朱志文. 某纯电动轿车空调压缩机振动噪声分析及改进[J]. 时代汽车, 2024(4): 165-167.
[4] 刘佐军, 李海鹏, 田飞, 等. 电动汽车电动压缩机噪声控制方法研究[J]. 汽车文摘, 2024(11): 11-17.
[5] 柳礼, 李汝勇. 新能源汽车电动空调NVH性能的控制研究[J]. 专用汽车, 2025, 25(3): 97-100.
[6] 梁冬冬, 万腾, 王文静. 变排量汽车空调压缩机技术特点与振动噪声特性研究[J]. 压缩机技术, 2020, 5(4): 21-24.
[7] 胡培龙, 冼鸿威. 基于二级隔振的电动汽车悬置系统固有特性研究. 2018中国汽车工程学会年会论文集, 2018: 970-976.
[8] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动: 理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.
[9] YAHAYA R A S, RAHIZAR R, SALLEHUDDIN M H, et al. Improving the Dynamic Characteristics of Body-in-White Structure Using Structural Optimization[J]. The Scientific World Journal, 2014(1): 190214.
[10] CHEN W, ZUO W. Component Sensitivity Analysis of Conceptual Vehicle Body for Lightweight Design under Static and Dynamic Stiffness Demands[J]. International Journal of Vehicle Design, 2014, 66(2): 107-123.

（责任编辑　**梵玲**）

《汽车技术》征稿启事

《汽车技术》杂志是中国第一汽车集团有限公司主办的国内外公开发行的汽车前瞻与应用技术类月刊，为我国高质量科技期刊分级目录入选期刊、中国科学引文数据库（CSCD）来源期刊、中文核心期刊、中国科技核心期刊、RCCSE中国核心学术期刊（A）、Scopus数据库收录期刊、俄罗斯《文摘杂志》（AJ）收录期刊、日本科学技术振兴机构数据库入选期刊、EBSCO学术数据库收录期刊、欧洲学术出版中心（EuroPub）数据库收录期刊。

《汽车技术》杂志以报道汽车整车及其零部件设计、研究、试验等方面的前瞻与应用技术为主，并兼有理论研究内容，是中国汽车行业核心学术和知识传播与共享的平台。

《汽车技术》将在国家提出的“创新、协调、绿色、开放、共享”发展理念的指引下，把握《节能与新能源汽车技术路线图》和“低碳化、信息化、智能化”的汽车技术主流发展趋势，努力在传统内燃机汽车高效动力系统、轻量化、低阻力领域，新能源汽车和互联智能汽车技术领域，大力吸收优质稿源，为广大科研和工程技术人员服务，为我国汽车工程技术创新能力提升贡献力量。

《汽车技术》欢迎高等院校师生、研发工程技术人员、技术管理人员及相关人员不吝赐稿，反映国家重点扶持项目、自然科学基金项目和其他重点项目等研究成果的稿件将被优先选择刊登。

投稿要求：

1. 文章字数最好控制在6 000~8 000字范围之内；
2. 请按科技论文要求撰写文章摘要，摘要中文字数控制在180字左右；
3. 文章必须附有公开发表的、体现本领域最新研究成果的参考文献，且在文中应标注文献引用处；
4. 文章主要作者应提供其简介，包括出生年、性别、职称、学历、研究方向及技术成果等；
5. 来稿的保密审查工作由作者单位负责，确保署名无争议，文责自负；
6. 请勿一稿多投；
7. 本刊使用网站投稿，请先登陆网站注册成功后投稿，详细投稿要求见本刊网站中“下载中心”栏的“作者指南”，网址：http://qcjs.cbpt.cnki.net。

《汽车技术》编辑部