

# 基于传递路径试验分析的车用风机噪声优化\*

钟银辉<sup>1,2</sup>, 李以农<sup>1</sup>, 高峰<sup>1</sup>

(1. 重庆大学汽车工程学院 重庆, 400044) (2. 中国汽车工程研究院股份有限公司 重庆, 401122)

**摘要** 针对某国产车型怠速开空调时轴流风机工作引起车内噪声偏大的问题,建立了传递路径分析模型,研究了风机振动传递率试验及分析方法。为保证传递函数的精度,采用矩阵求逆法获取车身端连接点的耦合激励力。结果表明,上横梁风机总成左安装点 y 向对车内噪声的贡献量最大。风机总成模态频率与激励力频率重合产生共振,通过优化风机总成隔振垫动刚度的方法,将激励力频率与风机总成的模态频率避开,较好地解决了该车内噪声问题。该传递路径研究为车用风机噪声控制提供了思路和依据。

**关键词** 车辆; 振动传递率; 噪声控制; 轴流风机; 激励力; 模态频率; 动刚度

**中图分类号** TH432.1; U464.138; TB533.2

## 引言

在汽车噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration and harshness, 简称 NVH)性能中,发动机噪声是源头。发动机噪声主要包括机械噪声、燃烧噪声、进排气和风机噪声。随着发动机设计和工艺水平的提高、燃烧方式的优化及安装进排气消声器使机械噪声、燃烧噪声及进排气噪声得到了有效控制,风机噪声则更加突出。对于车用轴流风机噪声,目前主要有两条解决途径:从控制源头方面,减少风机叶片产生的空气动力噪声及风机旋转产生的离心力;从改善传递路径方面,改善隔振垫、车身钣金、支架、空腔模态及声学包装材料。

传递路径分析(transfer path analysis, 简称 TPA)以试验为基础<sup>[1]</sup>, 可让 NVH 工程师找出影响振动和噪声的关键路径。Putner 等<sup>[2-3]</sup>利用传递路径分析方法估计了不同声源对车内噪声的贡献量,并将主要声源传递分解为结构声和空气声,研究了以上不同声源对车外噪声的贡献量。Roozen 等<sup>[4]</sup>建立了齿轮箱传递模型,研究了齿轮振动传递路径。侯锁军等<sup>[5]</sup>应用传递路径分析方法对方向盘抖动贡献量进行了研究,通过对贡献量最大的悬置系统进行优化,解决了抖动问题。Vanhollebeke 等<sup>[6]</sup>利用结构传递路径分析方法成功估计了轴承在整个变速器中作为主要振动源对单频噪声的贡献,并通过优化轴承参数明显降低了单频噪声。

在传递路径仿真分析研究方面, Yan 等<sup>[7]</sup>研究了板辐射噪声对车内噪声的影响。高亚丽等<sup>[8]</sup>针对风机振动引起车内噪声的问题,使用板贡献量的方法进行模拟分析,找到对车内噪声贡献最大的车身钣金结构,并通过结构优化降低了车内的噪声响应。张义民等<sup>[9]</sup>提出了振动传递路径系统响应对系统参数和传递路径的全局灵敏度分析的数值方法,定量表述了影响振动传递路径系统中受体振动特性大小路径的重要度排序。Kim 等<sup>[10]</sup>从不同的激励源中提取主要激励源,并精确评估该激励源的激励力大小。Tatlow 等<sup>[11]</sup>通过测试轮胎到车身安装点传递路径,获取轮胎中心位置实际的载荷,为胎噪计算机辅助工程分析提供有效的载荷输入,增加了仿真分析的精度。Acri 等<sup>[12]</sup>分析了不确定因素对系统传递特性的影响,提高了仿真精度。以上研究虽然仿真精度有较大提高,但与实际相比仍有差距。工况传递路径分析(operational transfer path analysis, 简称 OTPA)由于不需要隔离振源,可省时和减少工作量,但易引起路径的耦合问题,从而导致错误的路径识别,故仅在加速工况下,OTPA 可与 TPA 有相同高的精度<sup>[13]</sup>。

以上传递路径研究主要集中在发动机本体、变速箱、进排气及轮胎、悬置及悬架等方面,对风机噪声的研究较少。笔者针对某一车用轴流风机噪声,采用以试验为基础的结构传递路径分析方法,通过优化风机总成隔振垫动刚度,较好地解决了该车辆在怠速开空调条件下风机工作引起的车内噪声偏大的问题。

\* 国家自然科学基金资助项目(51275541)

收稿日期:2018-09-28;修回日期:2018-12-14

## 1 传递路径分析理论

在线性系统假设的基础上,系统总响应可表示为各传递路径贡献量的线性叠加<sup>[1]</sup>

$$P_k = \sum_i P_{ik} \quad (1)$$

其中: $P_k$ 为乘员在位置 $k$ 处的总声压; $P_{ik}$ 为传递路径 $i$ 对乘员位置 $k$ 处声压的贡献。

$P_{ik}$ 可表示为

$$P_{ik} = \frac{P_{ik}}{F_i} F_i = H_{ik} F_i \quad (2)$$

其中: $H_{ik}$ 为传递路径 $i$ 到乘员位置 $k$ 处的传递函数; $F_i$ 为传递路径 $i$ 的耦合激励力。

根据传递路径的不同,风机噪声通常被分为结构传递噪声和空气传递噪声两种<sup>[1]</sup>,如图1所示。

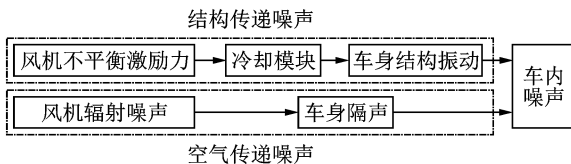


图1 风机噪声传递系统图

Fig. 1 Diagram of fan noise transfer system

结合式(1)和式(2),得到车内总声压为

$$P_k = \sum_{i=1}^n H_{ik} F_i + \sum_{j=1}^m H_{jk} Q_j \quad (3)$$

其中: $H_{jk}$ 为空气传递路径 $j$ 到乘员位置 $k$ 处的空气传递函数; $Q_j$ 为空气传递路径 $j$ 的耦合体积加速度。

空气噪声传递路径主要考虑两个方面:噪声源传到车身表面的辐射噪声和整车隔吸声性能。结构传递路径主要考虑3个方面:风机总成隔振垫(即散热器隔振垫)对激励力的衰减,传递特性、风机总成与车身连接点动刚度及车身声学振动特性<sup>[1]</sup>。

## 2 实例分析

### 2.1 问题分析

对某款SUV汽车主观驾评过程中,在温度为 $35^{\circ}\text{C}$ 以上时,怠速开空调均能听到车内产生明显的“轰轰声”,严重影响乘坐的舒适性。将风机高档继电器拔掉,风机高档停止工作,“轰轰声”消失(将低档继电器拔掉,风机低档停止工作,“轰轰声”依然存在),初步可以判断此“轰轰声”来自风机高档。

在消声室对该车进行噪声测试,将环境温度调整为 $35^{\circ}\text{C}$ 以上,测试工况为怠速开空调。为了分析风机对车内噪声的影响,在实车上单开风机以转速

2 400 r/min作为输入条件进行测试。为了避免发动机的干扰,外接稳压电源驱动风机工作。在驾驶员右耳位置布置一个传声器,采用鲁汶测试系统进行测试,结果如图2所示。由图2可知,车内怠速开空调产生的“轰轰声”主要贡献频率为40 Hz,其峰值可达58.9 dB(A),整车单开风机为59.2 dB(A)(设备误差原因导致40 Hz处整车单开风机噪声略大于怠速开空调)。可见,在40 Hz低频处风机噪声对怠速开空调噪声为主要贡献,故把风机作为噪声源进行结构传递路径研究。

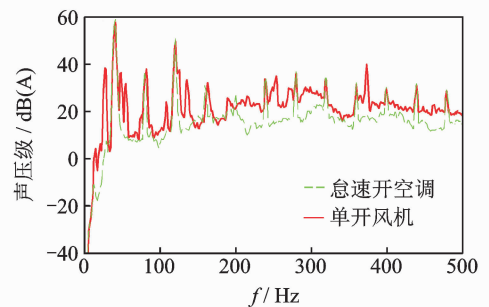


图2 驾驶员右耳位置噪声频谱图

Fig. 2 Diagram of noise frequency spectrum in driver's right ear

### 2.2 模型结构

风机结构噪声主要为风机激励通过不同路径传递到车身,引起车内声压变化,因此将风机激励作为主动方,车内声压作为系统的目标或输出,搭建风机结构传递路径模型如图3所示。可见,风机通过中冷器管路、空调管路、油冷器管路、冷却水壶管路、散

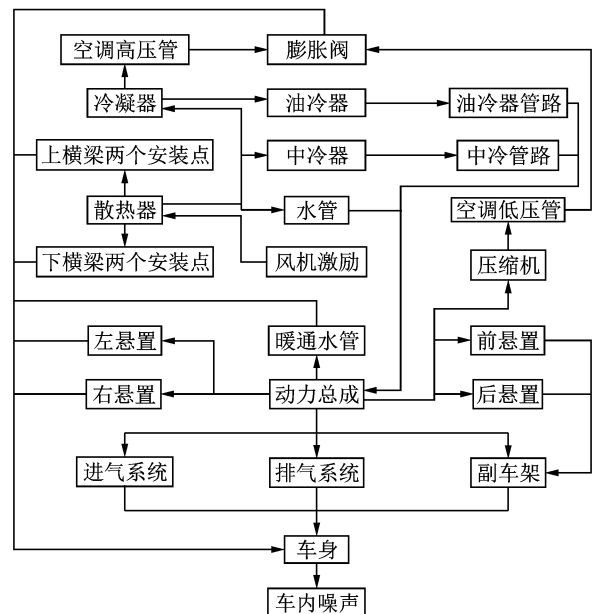


图3 风机结构传递路径模型

Fig. 3 Structural transfer path model of fan

热器管路及风机总成路径传至车身进入车内,传递路径多且较复杂。每条路径都进行测试,需要花费大量的人力和时间,因此在实际应用中先进行排查分析,缩小传递路径诊断的范围,提高工作效率。

在排查测试中,依次断开中冷器管路、空调管路、油冷器管路、冷却水壶管路、散热器管路及风机总成,各结构路径对噪声的贡献如图 4 所示。由图 4 可知,断开中冷器管路、油冷气管路、冷却水壶管路和散热器管路对 40 Hz 的噪声贡献很小,可以忽略。空调管路对驾驶员位置 40 Hz 的噪声贡献较大,风机总成对驾驶员位置 40 Hz 的噪声贡献最大(脱开风机总成在 40 Hz 处降低 26 dB(A))。空调管路和风机总成可作为重要的传递路径做进一步贡献量分析。

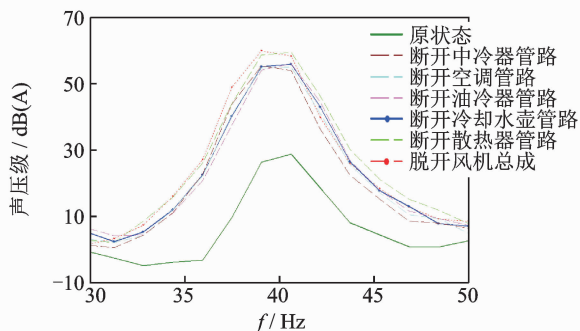


图 4 各结构路径对噪声的贡献

Fig. 4 Contributions of structural transfer paths to noise

为了进一步分析空调管路通过冷凝器之后传递到车身上的路径贡献,通过断开分离的方式进行试验分析。如图 5 所示,空调管路从冷凝器出来之后经过 A 点隔振垫固定在车身上,再经过 B 点隔振垫固定在车身上,然后通过膨胀阀 C 点隔振垫压在前壁上,同时膨胀阀刚性连接在暖通箱体上,暖通箱体刚性连接在车身上。空调管路的各结构路径对噪声的贡献如图 6 所示。可见,断开膨胀阀 C 处连接点对车内噪声有较大贡献,其余几处可以忽略。

通过以上试验分析,对图 3 的模型进行简化,如图 7 所示。

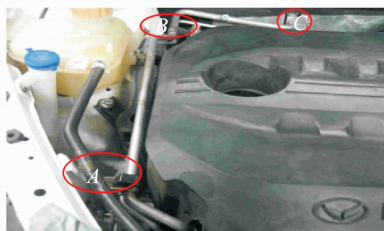


图 5 空调管路与车身连接点图

Fig. 5 Connection point diagram of air conditioning and body

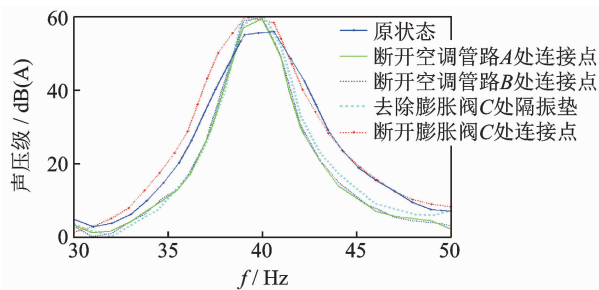


图 6 空调管路的各结构路径对噪声的贡献

Fig. 6 Contribution of structural paths of air conditioning to noise

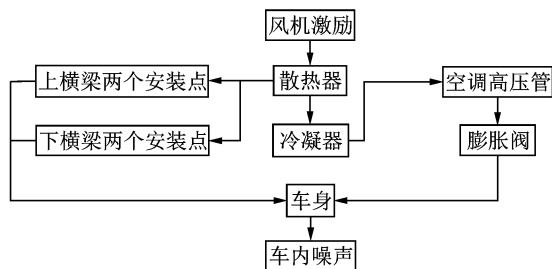


图 7 风机结构主要传递路径模型

Fig. 7 Main structural transfer path model of fan

### 2.3 传递路径试验分析

#### 2.3.1 布置方式

图 7 表明,风机振动通过散热器、膨胀阀与车身的连接点等路径传递到车内。由于散热器通过上下横梁传至车身,而上下横梁各有 2 个安装点,故散热器直接传至车身有 4 条传递路径,冷却系统通过膨胀阀与车身连接,有 5 条传递路径。因此,可将车身侧 5 个安装点定义为驾驶员右耳“轰轰声”的激励点,每个激励只考虑  $x, y, z$  方向 3 个平动自由度而忽略旋转自由度,共有  $5 \times 3 = 15$  条传递路径。

根据式(1)和式(2),车内驾驶员位置噪声可表示为

$$P = \sum_{i=1}^{15} H_i F_i \quad (4)$$

其中:  $H_i$  为第  $i$  条路径的声-振传递函数,可通过试验直接测出;  $F_i$  为第  $i$  条路径的耦合激励力。

在驾驶员右耳位置布置 1 个传声器,在 5 个车身安装点附近各布置 2 个加速度传感器。

#### 2.3.2 测试方式

试验分析在整车半消声室内分 3 步进行。

1) 将整车置于消声室内,外接稳压电源,使风机转速保持在 2 400 r/min,测试驾驶员右耳位置(目标点)声压和各参考自由度的加速度。

2) 将风机总成除去,对各车身安装点耦合力进行解耦,使用力锤从  $x, y, z$  3 个方向敲击车身安装点,即可得到每个安装点(3 个方向)到目标点的声-

振传递函数和各车身安装点到对应参考自由加速度响应的传递函数,试验场景如图8,9所示。



图8 拆掉风机总成后试验场景

Fig. 8 Trial scene after removing fan assembly

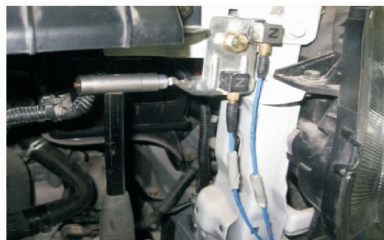


图9 锤击法测量传递函数试验场景

Fig. 9 Measuring transfer function by hammering method

3) 激励力获取有直接测量法、动态复刚度法、矩阵求逆法和激励点反演法<sup>[1]</sup>,以及LMS公司推出的一种参数化的模型识别LMS\_OPAX方法。由于直接测量法在实际应用中约束条件较多,动态复刚度法、激励点反演法及LMS\_OPAX方法精度无法保证,故笔者综合考虑便捷性及精度,采用矩阵求逆法<sup>[1]</sup>获取车身端连接点的耦合激励力,可表示为

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_{15} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{1,1} & H_{1,2} & \cdots & H_{1,15} \\ H_{2,1} & H_{2,2} & \cdots & H_{2,15} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ H_{30,1} & H_{30,2} & \cdots & H_{30,15} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_{30} \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中: $H_{1,1}, H_{1,2}, \dots, H_{30,15}$ 为由输入力 $F$ 到响应 $a$ 的传递函数。

耦合激励力 $F$ 有15个,参考点处的响应向量 $a$ 有30个,可通过测试直接获取。此处参考自由度数大于耦合激励力数,即方程数多于未知数,可通过最小二乘法拟合,提高激励力的精度。

## 2.4 试验结果分析

将测得的各路径激励点到各参考自由度的传递函数和风机2400 r/min时各参考自由度加速度频谱代入式(5),得到各传递路径耦合激励力。将各传递路径耦合激励力频谱和各激励点到目标点的声振传递函数代入式(4),即可得到由风机引起的结构传递路径合成噪声。图10为风机实测声压与计算

声压对比,可见:①车内噪声的模拟计算结果与测试结果吻合较好,证明计算结果可信;②各传递路径对车内噪声的贡献量可由耦合激励力和声-振传递函数根据式(4)计算得出;③40 Hz处对应的峰值最大,故进一步分析各路径对40 Hz处噪声的贡献。

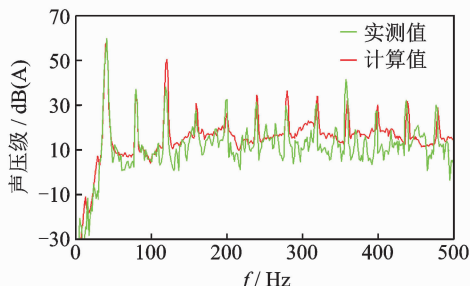


图10 风机实测声压与计算声压对比

Fig. 10 Comparison of measured sound pressure and calculated sound pressure of fan

图11为40 Hz处各路径对车内噪声的贡献量。可见:实测值与计算值仅相差1.9 dB(A),计算结果可信;上横梁风机总成左安装点y向路径对车内噪声贡献最大,达到59.2 dB(A),故可从此条路径重点优化。

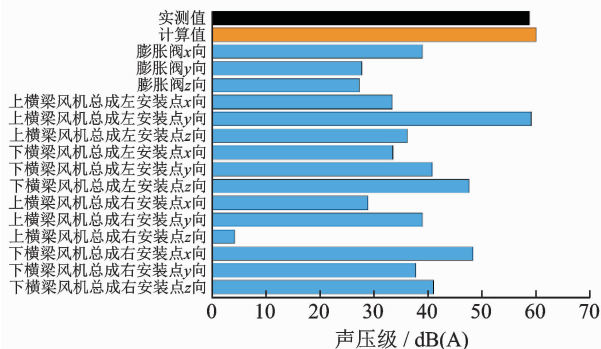


图11 各传递路径对车内噪声的贡献量

Fig. 11 Contributions of transfer paths to noise in the vehicle

找出对车内噪声贡献量最大的传递路径以后,进一步对该传递路径进行激励力和车身传递函数分析,由此判断是噪声源的问题还是车身结构的问题。

上横梁风机总成左安装点y向路径在40 Hz处贡献的声压级为

$$L_p = 10 \lg \frac{P^2}{P_0^2} = 10 \lg \frac{(FH)^2}{P_0^2} \quad (6)$$

其中: $P$ 为实际声压; $P_0$ 为参考声压(Pa),其值为 $2 \times 10^{-5}$  Pa; $F$ 为40 Hz处的激励力; $H$ 为40 Hz处的传递函数。

将上横梁风机总成左安装点y向40 Hz处的激励力幅值和传递函数幅值代入式(6),进行A计权,

得到如图 11 所示结果。各激励点和车身函数在 40 Hz 处的贡献对此如图 12, 13 所示。可见: 上横梁风机总成左安装点  $y$  向激励力幅值远大于其余位置  $y$  向的激励力, 优化空间大; 上横梁风机总成左安装点  $y$  向传递函数幅值与其余传递函数  $y$  向相比并不大, 优化空间小。基于以上分析, 重点从上横梁风机总成左安装点  $y$  向激励力进一步优化。

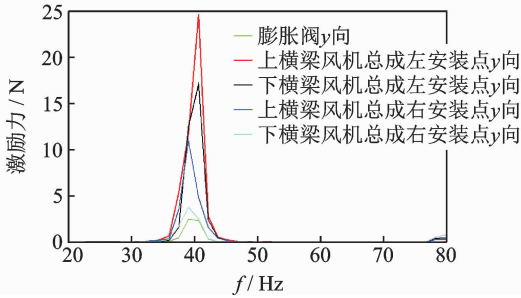


图 12 各激励点在 40 Hz 处的贡献对比

Fig. 12 Contribution of incentive points in 40 Hz

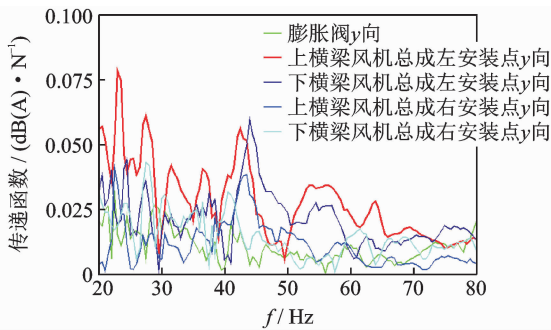


图 13 各车身传递函数在 40 Hz 处的贡献对比

Fig. 13 Contribution of each body transfer function in 40 Hz

### 2.5 改进措施

针对激励力的优化可从两方面着手: 风机的不平衡量和力传递率(笔者采用加速度隔振量表示)。由于风机的不平衡量满足基本要求, 上横梁风机总成左安装点  $y$  向在 40 Hz 处隔振量仅有 7 dB, 未达到基本目标 15 dB, 故从隔振量方面进行优化, 主要改进风机总成隔振垫的动刚度和阻尼。由于阻尼过大, 高频段隔振量反而变差, 故最好的方式是改进隔振垫的动刚度, 在阻尼较小的条件下避频, 即将激励力频率与风机总成的模式频率避开。

通过对风机总成的模式测试, 得到其模式频率为 40 Hz, 其振型为绕  $z$  轴的转动, 如图 14 所示, 与激励频率重合。由于提升风机转速会增加噪声, 降低转速会影响风量, 故保持风机转速不变, 即激励频率保持不变, 改变风机总成的模式频率进行避频。

为了达到较好的隔振效果, 将风机总成 4 个隔

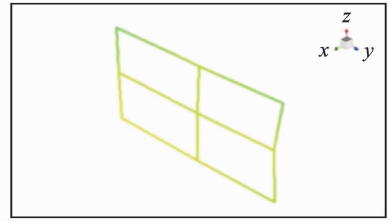


图 14 风机总成模式振型

Fig. 14 Modal shape of fan assembly

振垫单体(2 个上隔振垫为风机总成连接上横梁的相同隔振垫, 2 个下隔振垫为风机总成连接下横梁的相同隔振垫, 如图 15 所示)动刚度进行下调并通过了测试验证, 试验场景如图 16 所示。



(a) 上隔振垫

(b) 下隔振垫

(a) Upper vibration isolation pad (b) Lower vibration isolation pad

图 15 风机总成隔振垫

Fig. 15 Vibration isolator of fan assembly

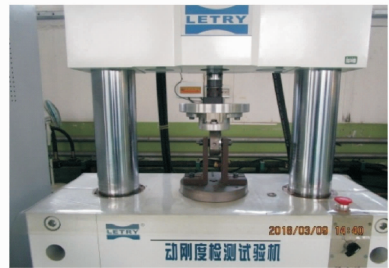


图 16 隔振垫动刚度试验场景

Fig. 16 Dynamic stiffness trial scene of vibration isolator

40 Hz 处隔振垫  $y$  向动刚度调整前后对比结果如表 1 所示。改进后的隔振垫动刚度虽然变小了很多, 但仍满足工程常用的刚度要求。

表 1 隔振垫  $y$  向动刚度调整前后对比

Tab. 1 Comparison of  $y$  direction dynamic stiffness of vibration isolator before and after adjustment

状态	$y$ 向动刚度 / (N · mm <sup>-1</sup> )		风机总成的固有频率 / Hz
	上隔振垫	下隔振垫	
原状态	417	864	40
改进后	103	224	22

隔振垫改进前后车内噪声频谱对比如图 17 所示。图 17 表明, 隔振垫动刚度改进后, 单开风机车内噪声在 40 Hz 处降低了 19 dB(A), 怠速开空调车内噪声降低了 18.5 dB(A), 有效地控制了结构噪声的传递, 较好解决了该风机引起的车内噪声问题。

由于改进上横梁风机总成左安装点  $y$  向传递路径使车内噪声达到可接受的范围,因此未对其余的传递路径做进一步改进。

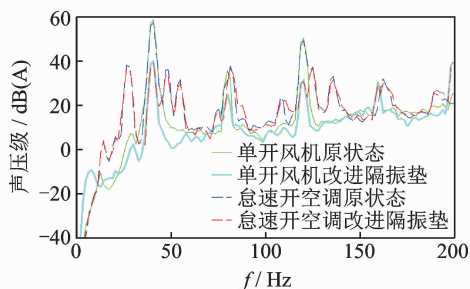


图 17 隔振垫改进前后车内噪声对比

Fig. 17 Comparison of noise before and after improvement

### 3 结论

1) 利用矩阵求逆法计算出各传递路径的耦合激励力,通过计算得到车内目标点的合成噪声,计算结果与实测结果吻合较好。

2) 利用频谱贡献图分析了 40 Hz 处各结构传递路径对车内噪声的贡献,结果表明,上横梁风机总成左安装点  $y$  向对车内噪声的贡献最大。

3) 上横梁风机总成左安装点  $y$  向对车内噪声贡献量最大的原因为风机总成模态频率与激励频率重合产生共振。通过优化风机总成隔振垫动刚度的方法,达到避频的目的,有效控制了结构噪声的传递,较好地解决了车内噪声问题。

### 参 考 文 献

- [1] 余雄鹰,闵福江,文伟,等. 轮胎/路面噪声的结构传递路径分析[J]. 汽车工程,2013,35(11):1030-1034.  
YU Xiongying, MIN Fujiang, WEN Wei, et al. Structural transfer path analysis of tire/road noise[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(11): 1030-1034. (in Chinese)
- [2] PUTNER J, FASTL H, LOHRMANN M. Operational transfer path analysis predicting contributions to the vehicle interior noise for different excitations from the same sound source[C]// 41st International Congress and Exposition on Noise Control Engineering. New York: Acta Acustica, 2012: 1-12.
- [3] PUTNER J, LOHRMANN M, FASTL H. Contribution analysis of vehicle exterior noise with operational transfer path analysis[C]// Proceeding of Meetings on Acoustics. Montreal, Canada: Transportation Noise, 2013: 1-9.
- [4] ROOZEN N B, LECLERE Q, SANDIER C. Operational transfer path analysis applied to a small gearbox test setup[C]// Proceeding of Acoustics 2012. Nantes, France: Acoustics Nantes, 2012: 3467-3473.

- [5] 侯锁军,史文库,毛阳. 应用传递路径分析方法对方向盘抖动贡献量的研究[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(3):132-136.  
HOU Suojun, SHI Wenku, MAO Yang. Vehicle steering wheel wobbling contribution investigation by transfer path analysis [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(3):132-136. (in Chinese)
- [6] VANHOLLEBEKE F, PEETERS J, VANDEPITTE D, et al. Using transfer path analysis to assess the influence of bearings on structural vibrations of a wind turbine gearbox [J]. Wind Energy, 2015, 10(18):797-810.
- [7] YAN L, JIANG W K. Research on the procedure for analyzing the sound quality contribution of sound sources and its application [J]. Applied Acoustics, 2014, 79(5):75-80.
- [8] 高亚丽,许晶晶,蔡相儒,等. 发动机冷却风扇对车内振动噪声影响分析[J]. 内燃机工程, 2015, 36(1):53-56.  
GAO Yali, XU Jingjing, CAI Xiangru, et al. Impact of engine cooling fan on vehicle interior NVH [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2015, 36(1):53-56. (in Chinese)
- [9] 张义民,全允. 振动传递路径系统的参数和全局灵敏度分析[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(6):1077-1081.  
ZHANG Yimin, TONG Yun. Parameters and global sensitivity analysis of vibration transmission path system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(6):1077-1081. (in Chinese)
- [10] KIM B L, JUNG J Y, OH I K. Modified transfer path analysis considering transmissibility functions for accurate estimation of vibration source [J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 398(16):70-83.
- [11] TATLOW J, BALLATORE M. Road noise input identification for vehicle interior noise by multi-reference transfer path analysis[C]// International Conference on Structural Dynamics. Rome, Italy: Procedia Engineering, 2017: 3296-3301.
- [12] ACRI A, NIJMAN E, OFFNER G. Influences of system uncertainties on the numerical transfer path analysis of engine systems [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 95(2):106-121.
- [13] DIEZ-IBARBIA A, BATTARRA M, PALENZUELA J, et al. Comparison between transfer path analysis methods on an electric vehicle[J]. Applied Acoustics, 2017, 118(12):83-101.



**第一作者简介:**钟银辉,男,1981年8月生,博士生、工程师。主要研究方向为汽车振动噪声控制。

E-mail: zhongyeh123456@163.com

**通信作者简介:**李以农,男,1961年7月生,教授。主要研究方向为车辆系统动力学及控制、汽车振动噪声控制。

E-mail: ynli@cqu.edu.cn