

基于统计能量法的汽车风噪传播特性分析

王毅刚^{1,2}, 张 婕², 俞悟周³, 李启良¹, 柳 阳⁴

(1. 同济大学 上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804; 2. 同济大学 汽车学院, 上海 201804;

3. 同济大学 物理科学与工程学院, 上海 200092; 4. 长安汽车公司汽车工程研究总院, 重庆 400023)

摘要: 以某款实车为研究对象, 结合风洞试验、计算流体力学(CFD)和统计能量分析方法(SEA), 获取该车在 $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 下的外部脉动压力和声场输入, 建立较为准确的 SEA 模型, 探索车外空气脉动及其产生的气动噪声向车内的传播特性. 研究表明, 车内气动噪声主要来自于车窗、前后风挡; 车外脉动压力远大于声场, 但声场主导中频偏高频车内噪声, 脉动压力在中频偏低频作用明显; 风挡向车内的声能传播, 主要以车外空气脉动激发的振动传递为主.

关键词: 汽车; 气动噪声; 脉动压力; 统计能量分析; 计算流体力学

中图分类号: U461.1

文献标志码: A

Analysis of Wind Noise Propagation Characteristics of Automobile Based on Statistical Energy Analysis

WANG Yigang^{1,2}, ZHANG Jie², YU Wuzhou³, LI Qiliang¹, LIU Yang⁴

(1. Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. School of Automotive studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 3. School of Physics Science and Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China; 4. Changan Automobile Co. Research Institute, Chongqing 400023, China)

Abstract: Wind tunnel test CFD (computational fluid dynamics) and SEA (statistical energy analysis) are used to study the vehicle dynamic pressure and sound field of the external gas artery of the car at 140 km/h to obtain the vehicle SEA model with high accuracy. Based on the model, the transmission of aerodynamic pulsation and the aerodynamic noise from the exterior of the vehicle to the interior space is investigated. The results show that the main contribution of aerodynamic noise in the vehicle comes from the window, the front and the rear windshield. The pulsating

pressure outside the vehicle is far higher than the sound field. The sound field dominates in the higher part of the middle frequency noise, while the pulsating pressure dominates in the lower part. It is found that the glass of window has obvious characteristics.

Key words: automobile; aerodynamic noise; fluctuating pressure; statistical energy analysis; computational fluid dynamics

随着汽车行驶速度的提高, 汽车发动机噪声和轮胎路面噪声等气动噪声问题显得愈来愈突出. 研究表明, 汽车气动噪声能量随车速的 6 次方增长^[1], 这也引起汽车企业的高度重视. 因此, 气动噪声成为汽车研发控制的重要指标之一.

作为评价汽车噪声的重要指标, 车内噪声的获取可以通过整车实测试量, 但要分离出气动噪声最有效的手段是气动声学风洞测量, 对于开发中的车型在无法进行试验测量时, 数值仿真是重要有效的手段; 从车内气动噪声控制角度, 气动噪声源及其传播路径上采取控制措施是有效的途径, 但依赖试验手段(风洞试验或实车测试)很难获取全面详细的信息, 为其控制提供依据, 因此, 数值仿真仍是有效且重要的手段.

对于汽车整车结构声振传播路径的仿真计算, 低频分析主要采用的是有限元法(finite element method, FEM)^[2]和边界元法(boundary element method, BEM)^[3]; 在中高频段, 汽车这样的复杂声振系统具有高模态密度、高模态重叠度和短波长等特点, 导致使用 FEM 和 BEM 建模非常困难, 且求解计算量庞大. 统计能量分析法(statistical energy analysis, SEA)解决了该问题, 在汽车的中高频噪声分析中被广泛应用, 成为了与有限元法相互完善, 解

收稿日期: 2018-04-10

基金项目: 上海市地面交通工具空气动力与热环境重点实验室科研计划(18DZ2273300); 国家自然科学基金(51375342)

第一作者: 王毅刚(1964—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为气动噪声. E-mail: yigang.wang@sawtc.com

通信作者: 俞悟周(1974—), 女, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为噪声与振动控制. E-mail: ywzh@tongji.edu.cn

决全频段声振问题的有效分析工具^[4-5]。目前,国内外利用 SEA 方法的相关研究较少见到在整车上对气动噪声问题有较完整的从气动噪声源到车内传递开展数值分析的论述,更多的工作以动力系统作为主要激励源开展车内噪声预测和控制分析,如 2002~2017 年,文献[6-12] 分别对汽车整车和高速列车建立 SEA 模型,并计算车内噪声、分析其传播路径及开展控制措施研究。其中,也有涉及到车外流体作为激励源开展研究,但主要问题是流体脉动和声场难以分离,获取不到有用的近声场信息,使其研究难以完善。所以,从 SEA 法应用于气动噪声传递分析的情况来看,要获取车体外表面的空气脉动和外声场数据较为困难。通过风洞测试获得的车结构外表面压力脉动,包括空气脉动和声压,两者较难分离;通过数值仿真手段获取需要足够多的整车网格数和庞大的计算资源,以及丰富的数值仿真计算经验,否则计算获取的数据精度难以保证^[13]。因此,较为详尽的整车气动噪声向车内传播的分析鲜有研究。另外,应用 SEA 建立整车模型,除正确划分子系统外,需要确定每个子系统的几何参数、力学参数、声学参数和耦合损耗因子等,这些参数全面获取有一定难度^[14-15]。在以往利用 SEA 方法开展研究的工作,几乎都涉及到对 SEA 参数的确定。为了获取较为准确的参数,许多工作都以试验测试为主。Liu 等^[12] 基于统计能量法,建立了高速列车内部空气动力噪声的计算模型,利用大涡模拟获得车体子系统上的湍流边界层输入,计算和分析高速列车的内部气动噪声。

本文以某整车为研究对象,以气动-声学风洞外部流场和声场以及车内噪声测量数据为验证数据,建立该整车 SEA 模型,利用计算流体力学(computational fluid dynamics,CFD)方法和声扰动方程(acoustic perturbation equations,APE)计算该整车外流场和声场,作为 SEA 模型的输入。通过实测或查阅文献资料获取 SEA 相关参数,完善 SEA 模型,在此基础上对整车气动噪声传播路径和传播特性进行分析。该研究是对整车气动噪声从激励源到车内仿真预测分析方法的探索,传播路径分析对于气动噪声传递特性认识及控制有重要的借鉴价值。

1 车体结构 SEA 模型建立

1.1 SEA 模型子系统划分

研究以某款整车(图 1)为研究对象,基于该整车

的有限元模型数据,将 IGS 格式数据导入 VAONE 软件中。子系统划分遵循下述原则^[16]:① 子系统模态数在低频较难满足统计能量分析方法要求,初步评估了可能的子系统对应的模态数基础上,确定了计算有效频率尽可能不低于 200 Hz;② 外车身部件子系统应尽可能根据车型部件的自然功能进行分类;③ 内饰子系统尽可能和外车身子系统形状匹配;④ 声空间子系统的划分主要根据功能区间和模态数要求来划分;⑤ 根据气流脉动分布特性划分外车身部件子系统,使得子系统具有有效的声源激励。



图 1 试验整车实拍图

Fig.1 Real vehicle diagram of trial vehicle

按照上述子系统划分原则建立的整车 SEA 模型如图 2 所示。

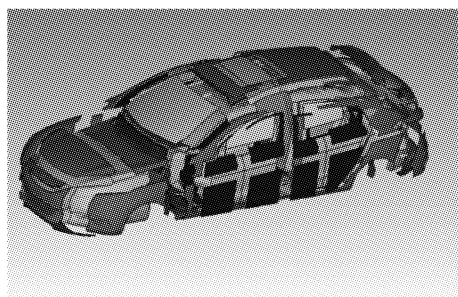


图 2 某车型整车子系统 SEA 模型总图

Fig.2 General chart of subsystems in SEA model for vehicle

1.2 子系统的主要参数确定

车体结构由不同的构造形式、材料组成,其子系统除尽量按照原结构确定外,部分子系统还要进行等效,同时,还要确定子系统的几何参数、动力学参数、声学参数等。按照该车型的结构特点,以下介绍主要参数的确定方法。

加筋结构参数的确定:车体外壳多为板杆加筋结构,将加筋结构等效成板壳结构,其等效厚度 h_e 计算采用式(1)~(3)。

$$h_e = \sqrt{h_s h_x} \quad (1)$$

$$h_s = h \left[1 + 12(1 - \mu^2) \frac{E_s}{E_m} \frac{I_{os}}{d_s h^3} \right]^{0.33} \quad (2)$$

$$h_x = h \left[1 + 12(1 - \mu^2) \frac{E_x}{E_m} \frac{I_{ox}}{d_x h^3} \right]^{0.33} \quad (3)$$

式(1)~(3)中: h_s 为横梁(横向加筋结构)的厚度; h_x 为纵梁(纵向加筋结构)的厚度; h 为材料的平均厚度; E_s 为横梁的杨氏模量; E_m 为板的杨氏模量; I_{os} 为横梁的截面惯性矩; d_s 为横梁间距的平均距离; E_x 为纵梁的杨氏模量; I_{ox} 为纵梁的截面惯性矩; d_x 为纵梁间的平均距离; μ 为纵梁的泊松比。

其他参数的确定:车体结构组成复杂,每个子系统对应不同的几何参数、动力学参数、声学参数等,研究工作通过不同的手段获取这些参数。其中:

(1) 几何参数——由车体的有限元数模确定。

(2) 材料性能及动力学参数——材料性能参数如密度、拉伸模量、剪切模量及泊松比等参量,均可从相关手册或试验中获取;动力学参数如阻尼损耗因子等由文献[16-17]调研获取。

(3) 声学参数——如车内吸声系数,主要通过试验测量获取。

上述通过试验方法测量的各参数情况,本文不作详细介绍。

2 模型的气动噪声源输入确定

车外气动噪声向车内的传递其外部输入源包括两部分:一是气流流经车体表面产生的空气动力脉动,激发车体结构振动向车内辐射噪声;二是车体外部非定常流动产生的声场,通过车体结构向车内透射声。为了获取上述两部分作为 SEA 模型的外部输入数据,采用数值仿真手段对绕整车的外流场和声场进行模拟计算。

该整车的 CFD 仿真计算采用 STAR-CCM+ 软件。整车外流场的非定常计算采用优化延迟分离涡模拟(improved delay detached eddy simulation, IDDES)的湍流模型,整车网格数多达 2.6 亿,噪声计算网格尺寸为 2.5 mm,边界网格尺寸为 10~160 mm,计算域为高 6 m、长 35 m、宽 12 m 的矩形区域。计算域的入口边界条件设置为速度入口,速度为 140 km·h⁻¹,出口条件为压力出口,压力为 0。表面压力脉动的计算采用 DES 模型,近声场计算采用声扰动方程(acoustic perturbation equation, APE)。

3 模型可靠性验证

车外绕流场、声场和向车内传播的仿真计算的

准确性受多种因素影响。本研究利用风洞试验对整车外流场及车内噪声进行测量,并与计算结果对比,说明计算的可靠性。

3.1 实车风洞试验方法

试验在上海地面交通工具风洞中心整车气动声学风洞中完成。流场和声场及测试空间条件均满足整车风噪测量要求。为了使试验情况与 SEA 计算模型完全一致,车外表面可能和车内相通的连接位置(如门窗、前格栅、后视镜、门把手等)采用胶布带全密封。试验风速为 140 km·h⁻¹,风向为 0°偏航角。车内噪声测量采用布置于主、副驾驶和后排左、右客座位位置的 4 个 HEAD 公司人工头进行测量,车表面的压力脉动和声压测量采用 GRAS 公司的表面传声器测量,数据采集及分析采用 HEAD 公司的测试系统。

车辆表面的压力脉动和声压利用表面传声器同时测量。车沿纵向对称面两侧对称,所以只在一侧布置测点,共 84 个测点,部分测点布置如图 3 所示。

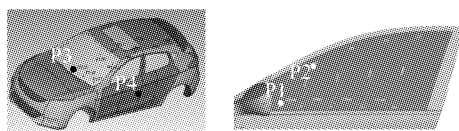


图 3 表面传声器位置示意图

Fig.3 Position sketch of surface microphone

车内噪声利用 4 个人工头进行测量,在主、副驾驶位置,后排左、右客座位位置各放置一个人工头,座椅靠背应垂直于底座,具体位置如图 4 和图 5 所示。



图 4 前排人工头位置

Fig.4 Front row of artificial head position



图 5 后排人工头位置

Fig.5 Rear row of artificial head position

3.2 试验结果与仿真结果对比

3.2.1 车体表面脉动压力和声压

如图 3 所示,车体表面共分布多达 84 个测点,选取其中车身不同区域 P1、P2、P3、P4 四点进行对比,如图 6 所示。可以看出,计算结果与试验值相比

吻合较好,误差均在 5 dB 以内. 其他测点有相似的特性和精度,由于点数过多,本文不再赘述.

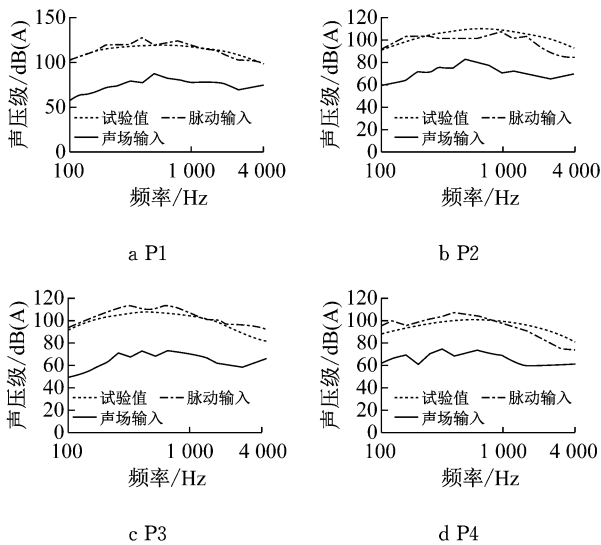


图 6 不同测点测量结果与仿真结果对比频谱图

Fig.6 Comparison of measurement with simulation results

3.2.2 车内噪声声压级对比

为了计算车外气动噪声声场和车体表面压力脉动向车内传递的噪声,将仿真计算获取的外部声场和脉动,按照 SEA 模型对应每个子系统进行统计平均,作为 SEA 模型的输入,按照车内划分的前排和后排两个声空间子系统设计计算车内噪声. 前、后排各 2 个人工头 4 个测量数据分别进行平均,得到前、后排的噪声级,如图 7 和图 8 所示.

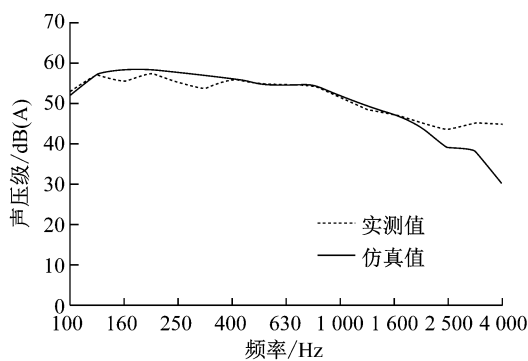


图 7 前排声压级仿真实测对比频谱

Fig.7 Comparison spectrum of front simulation measurement

由图 7 和图 8 可知,在 100~2 500 Hz 范围内,前、后排的计算值和实测值吻合良好,各频段误差基本在 3 dB 以内,其中在 2 500 Hz 以上计算值和风洞实测值出现较大误差,差值为 6~15 dB,造成较大差值的原因是试验车辆进行过多次其他试验,车辆结

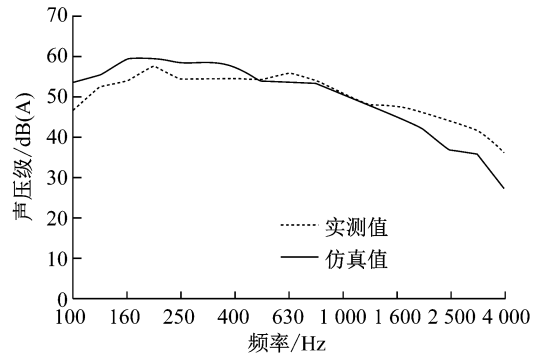


图 8 后排声压级仿真实测对比频谱

Fig.8 Comparison spectrum of rear simulation measurement

构有一些孔洞和裂痕,使车外和车内连通,导致一定的高频声泄露. 考虑到主要噪声能量高频较弱,所以认为计算模型在主要关注的频率内有效准确,预测精度良好.

汽车是具有延展性的板杆结构,其子系统的低频模态数会略多,所以 SEA 法在这类结构中能够计算更为低频段的噪声,但这不能改变该方法低频计算时,结构模态数少导致结果不可靠的特点. 因此,本研究频率下限为 100 Hz.

4 气动噪声传播特性

4.1 主要传播路径分析

从激励源到车舱内,噪声在子系统间的能量传递有许多途径,各条途径在能量传递中的贡献各不相同. 主要传声途径的识别是在各传声途径中确定构成目标空间能量馈入主要贡献者的子系统. 由于车体结构的复杂性,能量传递的方式和途径非常多,正确识别主次能量传递路线,才能保证噪声降低措施的有效性. 因此,需要确定噪声经各子系统传递到车舱内的主要途径,以此针对噪声传递的薄弱环节提出有效措施.

统计能量分析方法可以对系统进行响应分析,提供从源子系统到目标子系统中各子系统间的功率流. 可借助功率流的概念来进行主要能量传递路线的识别.

4.2 主要传递途径的识别方法

应用统计能量分析方法对子系统结构中主要能量传递途径识别,可以采用功率流倒推法(power flow path-back tracking)^[8]. 其基本思路为,首先利用 SEA 计算出各子系统之间的功率流. 其次,从目标子系统开始,比较目标子系统前一级子系统和目

标子系统间的功率流,功率流较大者为这一级的主要能量传递路线,并对该子系统依照相同的方法确定其前一级主要传递途径,依次类推,直到源子系统,这样从目标子系统开始向前递推,找出的功率流较大的每一级途径,就组成了主要的能量传递途径。若遇到功率流倒流的情况,该途径不是主要能量传递路线,这样可以简化识别过程。

车内噪声的评价采用 A 计权声级,在识别主要传递途径中其功率流描述的物理量也用 A 计权声功率级。分析表明,由于子系统繁多,通常有多条贡献相当的传递途径。

4.3 前排声腔主要传递途径

对整车在 $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 无偏航角情况下的车内噪声进行计算,可以获得从输入到目标子系统(前排和后排声空间)的多条能量传播路径,并根据功率流的大小进行比较分析及排序确定主要传播路径,得到前排声腔主要传递路径,如图 9 所示。

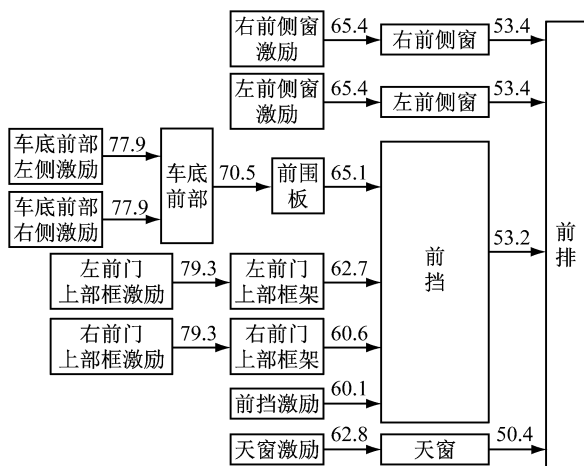


图 9 前排声腔主要传递途径 (单位: dB)

Fig.9 Main channel of the front row of sound cavity (unit: dB)

图 9 显示,前侧窗、前风挡、天窗是向车内前排传递噪声的最主要传播路径,前侧窗和前风挡向车内传递噪声的能力相当,天窗较弱势。其中,前侧窗上的流动和声场的作用,通过窗玻璃的辐射和声透射直接进入前排舱内;通过前风挡传入前排的声能量的路径较为复杂多样,底盘的声振通过车体结构传至前围板,再传至前风挡向车内辐射噪声。

同时,来自前门的声振传至前风挡周围的框架,再传至前风挡向车内辐射噪声,和前侧窗一样,前风挡玻璃上的流动和声激励会导致玻璃的辐射和透射进入车内,但其成为较弱的路径,而底盘的湍流脉动成为前风挡辐射声的第一因素;天窗上的流动和声

场的作用,通过窗玻璃的辐射和声透射直接进入前排舱内。

4.4 后排声腔主要传递途径

后排声腔主要传播路径,如图 10 所示。后侧窗、尾窗、前排声空间是向车内后排传递噪声的最主要传播路径,且侧窗传递的声能量最大,尾窗和前排的贡献量相当。后侧窗和前侧窗向车内传递噪声的方式相同;来自后门的声振传至尾窗周围的框架,再传至尾窗向车内辐射噪声;前排向后排也有声能量传递。

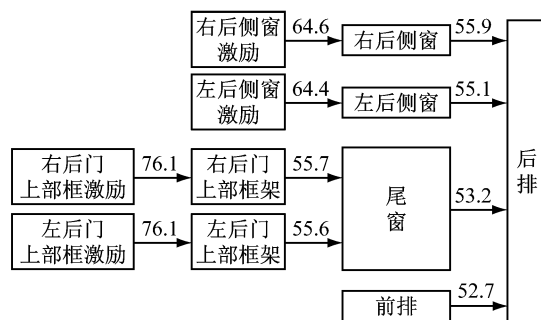


图 10 后排声腔主要传递途径 (单位: dB)

Fig.10 Main channel of the rear row of sound cavity (unit: dB)

4.5 气动噪声传播特性分析

从上述研究可以看出,主要传播路径上子系统类别不同,对声和流体脉动的传递方式也会不同。针对上述几条主要的传播路径,计算分析子系统对输入源的响应变化及其特性,分析其成为主要传播路径的原因,进一步寻找向车内传递噪声的根源。气动引起车内噪声的计算,外部输入为空气的脉动压力和声压,前排和后排声空间的噪声用声压描述,子系统其他传递能量均用功率描述。下文均通过传播路径上输入和输出的计算结果进行分析。

由车结构沿纵剖面不完全对称引起的左右传播路径上的对应能量传递差异较小,近似认为车结构沿纵剖面完全对称。

(1) 路径 1: 前侧窗激励→前侧窗→前排声腔。

图 11 为前侧窗有空气脉动和声场分别输入和同时输入下窗玻璃对应的响应。小于 160 Hz 时,窗玻璃对空气脉动激励几乎无响应,说明在这些频率车窗的模式数较少,传递能量能力差;而之后该响应急剧增加,并随频率增加而减小。窗玻璃对声场输入的响应在低于 1250 Hz 前逐渐增加,之后随频率增加而减小。虽然,在 160 Hz 以下,窗玻璃对空气脉动几乎无响应,但声可以通过透射向内传递。尽管空气脉动输入比声场输入高出 $10 \sim 40 \text{ dB(A)}$,但窗玻璃

对两者的响应在同一数量级,而且声场响应在全频段较高,尤其在高频高于脉动响应,起主导作用,而脉动响应在 200~630 Hz 高于声场响应,具有中频起主导作用的特点。

由此可以看出,由于空气脉动和声场作用于结构的形式不同,引起响应的差异较大,所以不能以输入量值的大小判断响应的优劣。

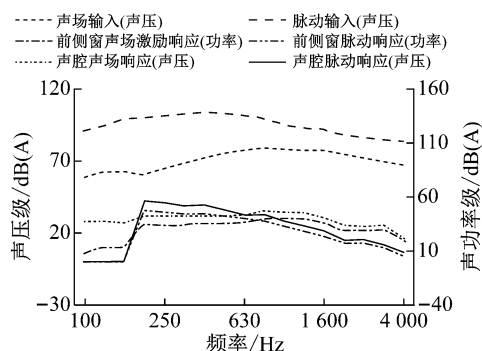


图 11 路径 1 前排声腔在不同激励下的响应

Fig.11 Path 1: response of the front row of sound cavity under excitation

图 11 同时反映前侧窗在空气脉动和声场分别输入下,窗玻璃向前排声空间能量传递后声空间的响应。该响应和窗玻璃响应类似,脉动引起的中频主导作用更为明显,声场引起的高频主导作用更为明显。说明声空间对输入频率特性的响应趋势改变较小。

(2) 路径 2: 车底前部激励→车底前部→前围板→前挡→前排声腔。

图 12 为底盘前部有空气脉动和声场分别输入和同时输入下对应的响应。同样,空气脉动输入比声场输入高出 10~40 dB(A)。底盘对声场在整个频带上有一定的响应,空气脉动仍然以中低频主导为主,且在 630 Hz 以下远大于声响应,说明在这些频率底盘和窗玻璃振动响应特性不同,前者模态数多于后

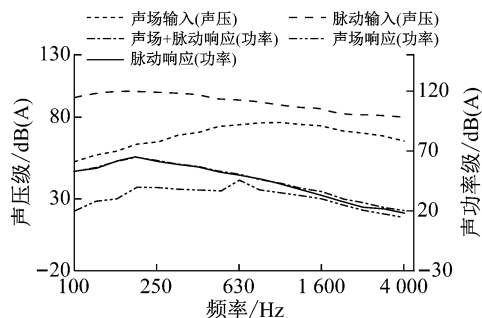


图 12 车底前部在不同激励下的响应

Fig.12 Response of front part of vehicle bottom under different excitations

者。高频时脉动和声场引起的响应相当,说明声场输入虽然小,但其作用不能忽略。

图 13 为底盘前部对前围板的输入引起前围板的响应。可以看出,底盘对前围板输入的主要能量是空气脉动引起的底盘振动传递到前围板上,其响应以中频偏低频为主,底盘的声辐射引起前围板响应进一步减小,且远小于结构脉动能量,可以忽略。

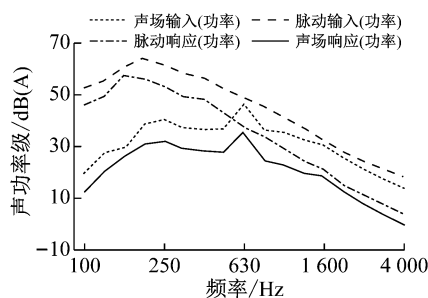


图 13 前围板在不同激励下的响应

Fig.13 Response of front panel under different excitations

图 14 为前围板输入引起的前风挡响应。由于前围板和前风挡为结构件的连接形式,声场的传递很弱,所以,图中声场激励引起的响应很小。

中频偏低频(630 Hz 以下)的脉动输入就成为前风挡的主要响应贡献,但响应也减小许多。

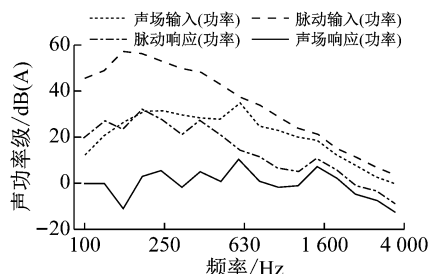


图 14 路径 2 前挡在不同激励下的响应

Fig.14 Path 2: response of windshield under different excitations

图 15 为前风挡输入引起的前排声空间的响应。从图中可以看到,空气脉动为主要贡献,630 Hz 以下由外部声场传递到车内的声压远小于脉动空气激励产生的声压,前者可以忽略,两者产生的车内高频声都较小。

从上述分析可以看出,车底部产生的空气脉动和声场,通过该传递路径传入车内,主要能量来自空气脉动输入,而且以中频偏低频特征为主。

(3) 路径 3: 前门门框激励→前门车框→前挡→前排声腔。

图 16~18 为前门框受到空气脉动和声场激励

后的响应,以及后续路径上传到前挡和前排声空间的响应。

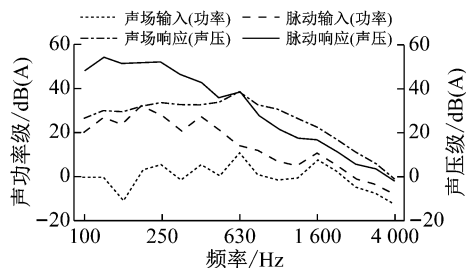


图 15 路径 2 前排声腔在不同激励下的响应

Fig.15 Path 2: response of front sound cavity under different excitations

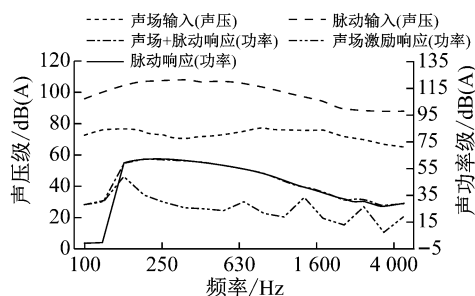


图 16 前门门框在不同激励下的响应

Fig.16 Response of front door frame under different excitations

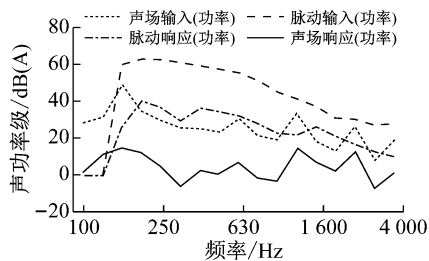


图 17 路径 3 前挡在不同激励下的响应

Fig.17 Path 3: response of windshield under different excitations

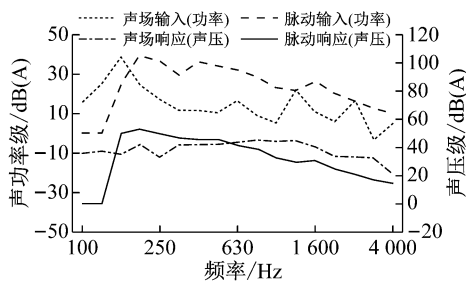


图 18 路径 3 前排声腔在不同激励下的响应

Fig.18 Path 3: response of front sound cavity under different excitations

从图中可以看出,与车底部产生的空气脉动和声场通过前围板传递到前风挡左后传入车内类似,

前门框在整个频段中,气动脉动输入的响应高于声场输入,而门框到前风挡的能量输入,以脉动传递为主,声传播可以忽略,致使前风挡向车内能量传递仍表现为中频偏低频能量较高。

(4) 路径 4:前挡激励→前挡→前排声腔。

图 19 为前风挡空气脉动和声场分别输入和同时输入下对应的响应,以及传递到前排声空间的响应。

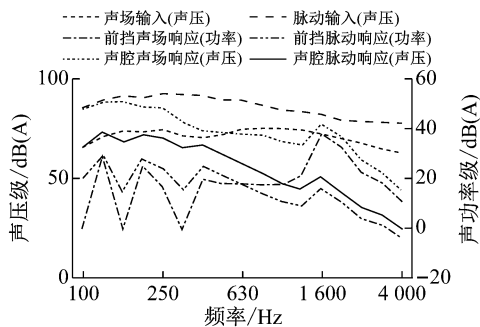


图 19 路径 4 前排声腔在不同激励下的响应

Fig.19 Path 4: response of front sound cavity under different excitations

从图中可以看出,前风挡对气流脉动和声场的响应在 630 Hz 以下相当,1 600 Hz 附近风挡对声场响应更为敏感,出现吻合振动声能量急剧增加,再随频率的增加而减小。再进一步激发车内前排空腔响应时,虽输入到前风挡的声压不高,但其透射能力强,在整个频段其起主导作用,而气流脉动激励在中低频有一定的贡献,但较小。

(5) 路径 5:天窗激励→天窗→前排声腔。

图 20 为天窗空气脉动和声场分别输入和同时输入下对应的响应,以及传递到前排声空间的响应。

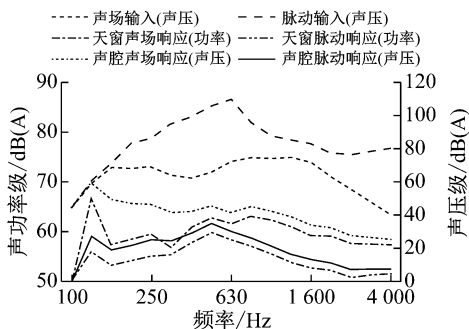


图 20 路径 5 前排声腔在不同激励下的响应

Fig.20 Path 5: response of front sound cavity under different excitations

从图中可以看出,和前风挡到前排声空间的传播路径相似,前风挡辐射中低频声的能力较强,输入到前风挡的声压虽不高,但其透射能力强,在整个频

段都起主导作用. 气流脉动引起的天窗声辐射很小, 可以忽略.

(6) 路径 6: 后车窗激励→后侧窗→后排声腔.

图 21 为后侧窗空气脉动和声场分别输入和同时输入下对应的响应, 以及传递到后排声空间的响应.

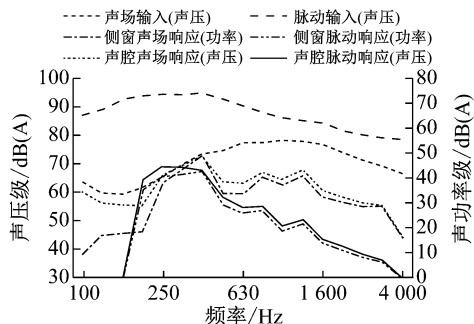


图 21 路径 6 后排声腔在不同激励下的响应

Fig. 21 Path 6: response of sound cavity under different excitations

从图 21 中可以看出, 和前侧窗到前排声空间的传播路径相似, 前风挡辐射中低频声的能力较强, 输入到前风挡的声压虽不高, 但其透射能力强, 在整个频段都起作用, 尤其在高频起主导作用.

(7) 路径 7: 后门车框激励→后门车框→尾窗→后排声腔.

图 22 为后门框受到空气脉动和声场激励后的响应, 以及后续路径上传到尾窗和后排声空间的响应.

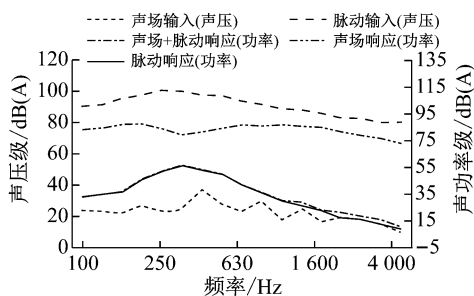


图 22 后门门框在不同激励下的响应

Fig. 22 Response of rear door frame under different excitations

从图 22 可以看出, 门框在 200~800 Hz 时对脉动的响应较为剧烈, 其他频率响应较小, 而对声场激励响应较小. 从图 23 可以看出, 门框传到尾窗的能量主要是脉动能量, 该能量传入后排声空间引起类似的声响应特征, 如图 24. 因此, 通过门框传递给尾窗再传入后排声空间, 其声响应能量主要来自于脉动传递, 且频率在中频, 具有一定的带宽.

(8) 路径 8: 前排声腔→后排声腔.

图 25 为前排声空间由空气脉动和声场产生的声能量分别输入到后排声空间引起的后排声响应.

从图 25 可以看出, 前排向后排输入的由车外空气脉动产生的声能量具有中频偏低频特性, 而车外声场产生的声能量具有中频偏高频特性. 因此, 对后排的贡献中低频主要来自于车外流场脉动, 中高频来自于车外声场.

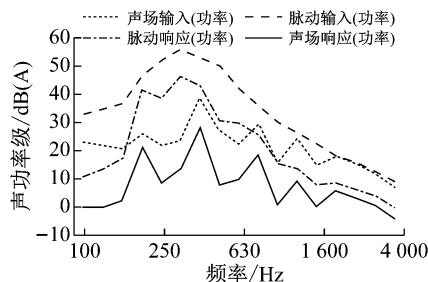


图 23 尾窗在不同激励下的响应

Fig. 23 Response of rear window under different excitations

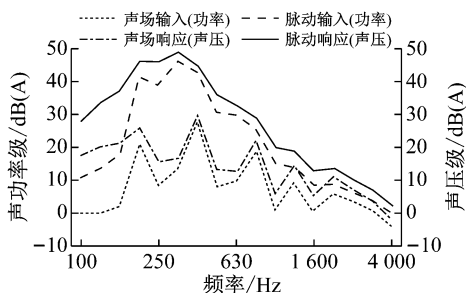


图 24 路径 7 后排声腔在不同激励下的响应

Fig. 24 Path 7: response of rear sound chamber under different excitations

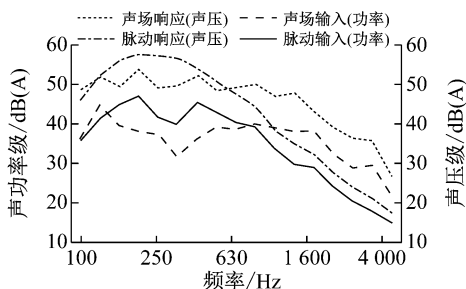


图 25 路径 8 后排声腔在所有激励下的功率响应

Fig. 25 Path 8: response of rear cavity sound cavity under all excitations

5 结论

以某款整车实车为研究对象, 探索车外空气动力脉动及其产生的气动噪声向车内传播的特性. 利

用风洞试验和 CFD 及 SEA 方法相结合的手段,较为准确地获取了该车在 $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 下的外部气动脉动压力和声场,与风洞测试结果比较,建立了较为准确的该真车 SEA 模型,在此基础上进一步研究气动脉动及气动噪声向车内传播的主要传播路径和传播特性. 研究工作取得了以下主要结论:

(1) 整车实车的 SEA 模型能够较为准确地预测气动脉动及气动噪声向车内传播的路径.

(2) 车内的主要噪声贡献来自于左、右前侧窗、左右后侧窗、前风挡、后风挡、天窗. 而前门左右门框、后门左右门框向前后风挡都有能量贡献.

(3) 车外空气脉动压力和声场声压量级相差较大,可以高达 $10 \sim 40 \text{ dB(A)}$,但两者输入到车结构上的方式不同,响应差异较大,作为外部输入都不能忽略.

(4) 对于窗玻璃的空气脉动压力和声场声压,不同于前者的响应以中频偏低频为主,对后者的响应以中频偏高频为主,频带较宽;向车内的噪声贡献也是如此.

(5) 通过车体结构如底盘、门框等传递给车窗玻璃的空气脉动压力和声场,将以空气脉动所引起的结构振动传递为主,声场传递很小,向车内的声辐射以中频偏低频为主.

参考文献:

- [1] 郑拯宇. 高速车辆外部气动噪声场数值模拟研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
ZHENG Zhengyu. A study on the numerical simulation of high-speed vehicle's external aerodynamic acoustic field [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012.
- [2] ZIENKIEWICZ O C, TAYLOR R L. The finite element method [M]. 5th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000.
- [3] 孙威, 陈昌明. 基于 FEM-BEM 的轿车车内低频噪声综合分析方法[J]. 噪声与振动控制, 2008(1): 48.
SUN Wei, CHEN Changming. Integrated analysis of vehicle cab interior noise in low-frequency range using fem-bem method [J]. Noise and Vibration Control, 2008(1): 48.
- [4] 叶武平, 易明, 靳晓雄, 等. 运用统计能量分析法进行轿车内噪声的仿真[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2001, 29(9): 1066.
YE Wuping, YI Ming, JIN Xiaoxiong, et al. Car interior noise simulation using statistical energy analysis method [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2001, 29(9): 1066.
- [5] 陈鑫. 基于 SEA 方法的轿车车内噪声分析与控制研究[D]. 吉林: 吉林大学, 2008.
CHEN Xin. Research on analysis and control of car interior noise based on sea method [D]. Jilin: Jilin University, 2008.
- [6] 靳晓雄, 叶武平, 丁玉兰. 基于统计能量分析法的轿车内噪声声优化与控制[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2002, 30(7): 862.
JIN Xiaoxiong, YE Wuping, DING Yulan. Car interior noise simulation using statistical energy analysis method [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2002, 30(7): 862.
- [7] 孔传旭. 统计能量分析方法在车外流场气动噪声研究中的应用[D]. 吉林: 吉林大学, 2007.
KONG Chuanxu. Application of SEA in aerodynamic noise research on the vehicle exterior flow field [D]. Jilin: Jilin University, 2007.
- [8] 王登峰, 陈书明, 曲伟, 等. 车内噪声统计能量分析预测与试验[J]. 吉林大学学报(工学版), 2009(增刊 1): 68.
WANG Dengfeng, CHEN Shuming, QU Wei, et al. Car interior noise prediction and experimentation using statistical energy analysis [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2009 (Suppl. 1): 68.
- [9] 宋继强. 商用车驾驶室内中高频噪声的分析预测与控制[D]. 吉林: 吉林大学, 2010.
SONG Jiqiang. Analysis, prediction and control of mid-high frequency noise for commercial vehicle cab [D]. Jilin: Jilin University, 2010.
- [10] ZHANG J, XIAO X, SHENG X, et al. SEA and contribution analysis for interior noise of a high speed train [J]. Applied Acoustics, 2016, 112: 158.
- [11] 周颖东. 基于统计能量分析的轿车气动噪声预测[C]//2016 年全国声学学术会议论文集. 武汉: 中国声学学会, 2016: 4-6.
ZHOU Yingdong. Aerodynamic noise prediction of the vehicle based on sea [C] // 2016 National Symposium on Acoustic Academia. Wuhan: China Acoustics Society, 2016: 4-6.
- [12] LIU J. Study on the interior aerodynamic noise of the high-speed train based on the statistical energy analysis [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(10): 136.
- [13] BOULAHBAL D, BRITTON J D, GAUTERIN F, et al. High frequency tire vibration for sea model partitioning [J]. Fisheries Oceanography, 2005, 14(1): 64.
- [14] 李吉, 于向蕾, 王建维. 高速射流气动噪声传播特性研究及实验[J]. 机械设计与制造, 2017(2): 22.
LI Ji, YU Xianglei, WANG Jianwei. High-speed jet aerodynamic noise propagation studies and experiment [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2017 (2): 22.
- [15] 王毅刚, 杨志刚. 复杂结构声与振动主要能量传递路线识别[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2012, 40(4): 640.
WANG Yigang, YANG Zhigang. Identification of sound and vibration critical energy paths for complex structure [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2012, 40(4): 640.
- [16] 姚德源, 王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1995.
YAO Deyuan, WANG Qizheng. Principles and applications of statistical energy analysis [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1995.
- [17] 赵彤航. 基于传递路径分析的汽车车内噪声识别与控制[D]. 吉林: 吉林大学, 2008.
ZHAO Tonghang. Vehicle interior noise identification and control based on transfer path analysis [D]. Jilin: Jilin University, 2008.