

车内噪声传递率建模及计算*

王彬星¹, 郑四发¹, 李传兵², 连小珉¹

(1. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 北京, 100084) (2. 重庆长安汽车股份有限公司 重庆, 400023)

摘要 为了分析运行工况下车内噪声的声源贡献率,以噪声源附近的响应为参考激励,建立了运行工况下车内噪声的传递率模型,研究了车内噪声传递率的测试分析方法,并针对矩阵病态程度随频率变化的具体情况,提出了传递率矩阵的计算方法。通过某重型汽车实车实验对传递率矩阵的计算方法进行了对比和验证,分析了该车车内噪声的声源贡献率。结果表明,建立的车内噪声传递率模型和提出的传递率矩阵计算方法能够用于分析实际车内噪声的声源贡献率,具有易于操作和实现等特点。

关键词 车辆; 噪声; 传递率; 贡献率; 逆问题

中图分类号 TB533⁺.2

引言

车辆作为一个复杂结构,车内噪声是各振源、声源等多种激励源通过不同的传递路径传递到车内响应点后的综合作用结果。传递路径分析(transfer path analysis,简称 TPA)方法可以估计各个噪声源和传递路径的贡献率,找出对车内响应影响较大的关键噪声源和传递路径,从而可以有的放矢地改进设计^[1-3]。应用 TPA 方法时需要首先确定各条传递路径的传递函数和激励源的强度。在确定每一条传递路径的传递函数时,通常需要拆解系统以便把该路径与其他路径隔离开来,然后施加激励,测量相关位置的响应。这种方法主要有两点不足^[4]: a. 工作量大,非常耗时; b. 系统拆解之后边界条件已不同于实际情况下的边界条件,因此会影响测量结果的准确性。在确定激励源强度时,直接测量的方法往往是不可行的。例如,测量激励力需要在激励源和连接点之间放置力传感器,而一般连接点的位置都有减振装置,这些位置的局部刚度会因为放置传感器产生较大的改变,严重影响测量结果^[5]。在很多情况下,由于空间限制或者系统处于运行工况,很难甚至没有可能放置力传感器。因此,激励源的强度一般采用间接测量的方法确定,然而应用间接方法不但增加了工作量,也会影响计算精度。

针对 TPA 方法在实际应用中存在的问题,笔者基于传递率的概念分析车内噪声的声源贡献率。系统内两个响应信号之间的关系可以用传递率描述,传递率定义为两个响应信号的比值。车辆结构不变时,激励源附近的响应信号到车内响应的传递率可视为系统的固有特性,保持不变。基于此,笔者用激励源附近的响应信号作为参考激励信号,考虑参考激励点和车内响应点之间的传递特性,建立车内噪声的传递率模型来分析声源贡献率,并研究车内噪声传递率的测试分析和计算方法,最后对实际工况下各声源的贡献率进行分析。

1 车内噪声贡献的传递率模型

车内噪声按照形成机理的不同可分为空气声和结构声^[6]。如图 1 所示,设车辆存在 l_1 个空气声激励源 $Q_{i_1}(f)$ 和 l_2 个结构声激励源 $F_{i_2}(f)$, 其中: $i_1=1, 2, \dots, l_1; i_2=1, 2, \dots, l_2$; 并设 $l=l_1+l_2$; 考察的车内响应信号记作 $p_k(f), k=1, 2, \dots, n$; $H_{k i_1}^{str}$ 为从第 i_1 个空气声源 $Q_{i_1}(f)$ 到第 k 个响应点的传递函数; $H_{k i_2}^{str}$ 为从第 i_2 个结构声源 $F_{i_2}(f)$ 到第 k 个响应点的传递函数。

响应点信号 $p_k(f)$ 是所有激励源在第 k 个响应点产生响应的叠加,则得到以下线性方程组

* 国家自然科学基金资助项目(51275262)
收稿日期:2012-11-15;修回日期:2013-01-04

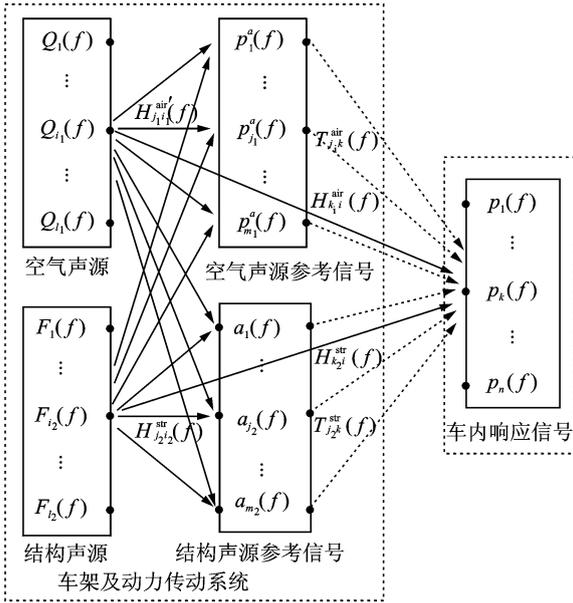


图1 车内噪声的传递率模型

Fig.1 Vehicle interior noise transmissibility model

$$\begin{cases} p_1(f) = \sum_{i=1}^{l_1} H_{1i}^{air'}(f)Q_i(f) + \sum_{i=1}^{l_2} H_{1i}^{str'}(f)F_i(f) \\ p_2(f) = \sum_{i=1}^{l_1} H_{2i}^{air'}(f)Q_i(f) + \sum_{i=1}^{l_2} H_{2i}^{str'}(f)F_i(f) \\ \vdots \\ p_n(f) = \sum_{i=1}^{l_1} H_{ni}^{air'}(f)Q_i(f) + \sum_{i=1}^{l_2} H_{ni}^{str'}(f)F_i(f) \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{令 } \mathbf{H}_k^a &= [H_{k1}^{air'}(f) \ H_{k2}^{air'}(f) \ \cdots \ H_{kl_1}^{air'}(f)]^T, \\ \mathbf{H}_k^s &= [H_{k1}^{str'}(f) \ H_{k2}^{str'}(f) \ \cdots \ H_{kl_2}^{str'}(f)]^T, \mathbf{H}_k = \\ &= [\mathbf{H}_k^a \ \mathbf{H}_k^s]^T, \mathbf{H} = [\mathbf{H}_1 \ \mathbf{H}_2 \ \cdots \ \mathbf{H}_n], \mathbf{E} = \\ &= [e_i(f)]_{1 \times l}, e_i(f) \text{ 依次为 } Q_1(f), Q_2(f), \dots, Q_{l_1}(f), \\ &F_1(f), F_2(f), \dots, F_{l_2}(f), \mathbf{P} = \\ &= [p_1(f) \ p_2(f) \ \cdots \ p_n(f)], \text{式(1)写为矩阵形式} \\ &\mathbf{P} = \mathbf{E}\mathbf{H} \end{aligned} \quad (2)$$

定义矩阵 $\mathbf{P}^c = [p_{ki}^c(f)]_{n \times l}$, 且

$$p_{ki}^c(f) = e_i(f)H_{ki}(f) \quad (3)$$

其中: $p_{ki}^c(f)$ 为第 i 个激励源 ($i=1, 2, \dots, l$) 对第 k 个响应信号的贡献。

车内噪声的各个可能激励源的位置可以根据经验确定, 各个激励源附近的响应, 如结构声源附近的振动加速度, 空气声源附近的声压以及车内的振动噪声响应可以直接测量, 而各激励源对车内响应的贡献率是要分析研究的未知量。因此, 在每个结构声激励源的附近布置加速度传感器, 在每个空气声激励源的附近布置传声器。这些传感器测得的信号

统称为参考激励信号, 安装传感器的位置称为参考激励点。设空气声参考激励信号 $p_i^a(f)$ 数目为 m_1 , 结构声参考激励信号 $a_i(f)$ 数目为 m_2 , 设 $m = m_1 + m_2$, 则参考激励信号共有 m 个, 如图1所示。

为便于书写, 不失一般性, 对参考激励信号统一用 $r_j(f)$ 表示, $j=1, 2, \dots, m$ 。 $r_j(f)$ 为空气声源 $Q_{i_1}(f)$ 通过路径 $H_{j_1}^{air'}(f)$ 和结构声源 $F_{i_2}(f)$ 通过路径 $H_{j_2}^{str'}(f)$ 在第 j 个参考激励点产生的响应的叠加, 写成线性方程组的形式为

$$\begin{cases} r_1(f) = \sum_{i=1}^{l_1} H_{j_1 i}^{air'}(f)Q_i(f) + \sum_{i=1}^{l_2} H_{j_1 i}^{str'}(f)F_i(f) \\ r_2(f) = \sum_{i=1}^{l_1} H_{j_2 i}^{air'}(f)Q_i(f) + \sum_{i=1}^{l_2} H_{j_2 i}^{str'}(f)F_i(f) \\ \vdots \\ r_m(f) = \sum_{i=1}^{l_1} H_{m i}^{air'}(f)Q_i(f) + \sum_{i=1}^{l_2} H_{m i}^{str'}(f)F_i(f) \end{cases} \quad (4)$$

令 $\mathbf{H}_j^a = [H_{j_1 i}^{air'}(f) \ H_{j_2 i}^{air'}(f) \ \cdots \ H_{j_{l_1} i}^{air'}(f)]^T$, $\mathbf{H}_j^s = [H_{j_1 i}^{str'}(f) \ H_{j_2 i}^{str'}(f) \ \cdots \ H_{j_{l_2} i}^{str'}(f)]^T$, $\mathbf{H}'_j = [\mathbf{H}_j^a \ \mathbf{H}_j^s]^T$, $\mathbf{H}' = [\mathbf{H}'_1 \ \mathbf{H}'_2 \ \cdots \ \mathbf{H}'_m]$, $\mathbf{R} = [r_1(f) \ r_2(f) \ \cdots \ r_m(f)]$, 则式(4)写成矩阵形式为

$$\mathbf{R} = \mathbf{E}\mathbf{H}' \quad (5)$$

由式(5)得到

$$\mathbf{E} = \mathbf{R}(\mathbf{H}')^+ \quad (6)$$

其中: $(\mathbf{H}')^+$ 为 \mathbf{H}' 的 Moore-Penrose 广义逆^[7], 为 $m \times l$ 矩阵。

为了得到矩阵 \mathbf{P} 和 \mathbf{R} 之间的关系式, 将式(6)代入式(2)得到

$$\mathbf{P} = \mathbf{R}(\mathbf{H}')^+ \mathbf{H} \quad (7)$$

令 $\mathbf{T} = (\mathbf{H}')^+ \mathbf{H}$, \mathbf{T} 称之为传递率矩阵。 $\mathbf{T} = [t_{jk}(f)]_{m \times n}$, 元素 $t_{jk}(f)$ 表示从参考激励点 j 到车内响应点 k 的响应信号之间的传递关系。

式(7)可变为

$$\mathbf{P} = \mathbf{R}\mathbf{T} \quad (8)$$

由于矩阵 \mathbf{H}' 和 \mathbf{H} 分别表示从激励源到参考激励点和响应点的传递函数, 在车辆结构不变的情况下代表了系统的固有特性, 所以 \mathbf{T} 也反映了系统的固有特性。

定义矩阵 $\mathbf{P}^s = [p_{jk}^s(f)]_{m \times n}$, 且

$$p_{jk}^s(f) = r_j(f)t_{jk}(f) \quad (9)$$

其中: $p_{jk}^s(f)$ 为第 j 个参考激励信号对第 k 个响应信号的贡献。

笔者通过计算 $p_{jk}^s(f)$ 分析各声源的贡献率。矩阵 \mathbf{P} 和 \mathbf{R} 可以通过直接测量得到,根据式(8)可解出 \mathbf{T} ,根据式(9)可计算 $p_{jk}^s(f)$ 。计算 $p_{jk}^s(f)$ 不需要直接测量各激励源强度和各条传递路径的传递函数,容易操作和实现。

2 传递率矩阵的求解

根据式(8)求解传递率矩阵 \mathbf{T} 时,由于方程个数小于未知数的个数,无法求解。根据车辆为线性时不变系统的假定,传递率矩阵是系统的固有特性,是一个定值,因此可以选取 z 组不同工况下的激励信号和响应信号($z > m$)形成静定或者超定方程组。这时,式(8)变为

$$\mathbf{P}' = \mathbf{R}'\mathbf{T} \quad (10)$$

其中: \mathbf{P}' 为 $z \times n$ 矩阵; \mathbf{R}' 为 $z \times m$ 矩阵; \mathbf{T} 为 $m \times n$ 矩阵。

由式(10)可得

$$\mathbf{T} = (\mathbf{R}')^+ \mathbf{P}' \quad (11)$$

其中: $(\mathbf{R}')^+$ 为 \mathbf{R}' 的 Moore-Penrose 广义逆。

求解传递率矩阵的关键就是求解 \mathbf{R}' 的广义逆。

图2为求解传递率矩阵的简要流程。图2中奇异值分解(singular value decomposition,简称SVD)的求解过程如下。

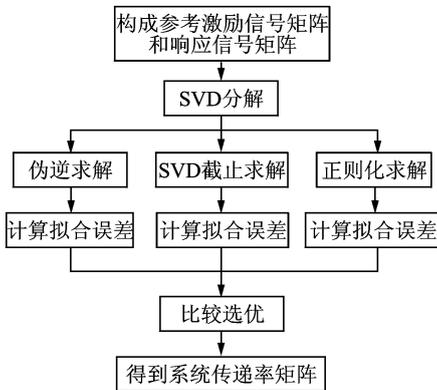


图2 求解传递率矩阵的简要流程

Fig. 2 Flowchart for calculating the transmissibility model

2.1 SVD分解

式(10)中,设 \mathbf{R}' 的秩为 r , $r \leq \min(z, m)$ 。矩阵 \mathbf{R}' 可表示为3个简单的矩阵的乘积^[8]

$$\mathbf{R}' = \mathbf{U}\mathbf{L}\mathbf{V}^H \quad (12)$$

其中: \mathbf{U} 和 \mathbf{V} 均为由标准化了的互不相干的变量组成的矩阵,各列之间的相干性已完全消除,称为 \mathbf{R}' 的奇异向量矩阵; \mathbf{L} 由 $\mathbf{R}'(\mathbf{R}')^H$ 的正交单位特征向

量构成; \mathbf{V} 由 $(\mathbf{R}')^H\mathbf{R}'$ 的正交单位特征向量组成; \mathbf{L} 为矩阵 \mathbf{R}' 的奇异值矩阵,其对角元的平方恰为 $(\mathbf{R}')^H\mathbf{R}'$ 的特征根,反映了主成分信息量的大小。

设式(12)中 \mathbf{L} 的对角线元素为 σ_i ($i=1, 2, \dots, r$),即

$$\mathbf{L} = \text{dig}(\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_r) \quad (13)$$

对角线元素的大小可以描述其包含矩阵 \mathbf{R}' 的信息量,定义奇异值 σ_k ($k=1, 2, \dots, r$) 的贡献率为

$$\sigma_k / \sum_{i=1}^r \sigma_i \quad (14)$$

累计贡献率为

$$\sum_{i=1}^k \sigma_i / \sum_{i=1}^r \sigma_i \quad (15)$$

2.2 伪逆求解

根据式(12),式(11)变为

$$\mathbf{T} = \mathbf{V}\mathbf{L}^{-1}\mathbf{U}^H\mathbf{P}' \quad (16)$$

根据式(16)计算出来的 \mathbf{T} 记为 \mathbf{T}_{pinv} 。这种求解方法本研究称之为伪逆求解法。

2.3 SVD截断求解

式(16)中对角阵 \mathbf{L} 中较小的主成分对总的信息量贡献很小,对测量信号的干扰噪声却非常敏感,会在矩阵求逆过程中放大信号误差,从而影响计算精度。因此,按照以下原则对式(12)中的对角阵 \mathbf{L} 进行截断:a. 累计贡献率超过95%;b. 奇异值大于1。满足上述两个条件之一的奇异值予以保留。对 \mathbf{L} 经上述处理后得到新的对角阵 \mathbf{L}' ,同样对矩阵 \mathbf{U} 和 \mathbf{V}^H 进行截断,得到新的矩阵 \mathbf{U}' 和 $(\mathbf{V}')^H$,则有

$$\mathbf{R}' \approx \mathbf{U}'\mathbf{L}'(\mathbf{V}')^H \quad (17)$$

此时传递率矩阵变为

$$\mathbf{T} = (\mathbf{V}')(\mathbf{L}')^{-1}(\mathbf{U}')^H\mathbf{P}' \quad (18)$$

根据式(18)计算出来的 \mathbf{T} 记为 \mathbf{T}_{svd} 。这种求解方法本研究称之为SVD截断求解法。

2.4 正则化求解

由于对较小的主成分采取直接舍弃的方式会造成信息的丢失,直接影响到计算结果的精度,因此采用正则化方法^[9-10]对奇异值加权,用 $\sigma_i/(\sigma_i^2 + \lambda)$ 取代 $1/\sigma_i$, λ 为正则化参数,也就是用矩阵 $(\mathbf{L}^H\mathbf{L} + \lambda\mathbf{I})^{-1}\mathbf{L}^H$ 来取代式(16)中的 \mathbf{L}^{-1} 。

传递率矩阵为

$$\mathbf{T} = \mathbf{V}(\mathbf{L}^H\mathbf{L} + \lambda\mathbf{I})^{-1}\mathbf{L}^H\mathbf{U}^H\mathbf{P}' \quad (19)$$

根据式(19)计算出来的 \mathbf{T} 记为 \mathbf{T}_{reg} 。这种求解方法本研究称之为正则化求解法。

2.5 综合求解

考虑到矩阵 R' 的条件数随频率变化,正则化方法并不是在所有的频率下都能得到较好的结果,特别是在有些频率下,矩阵的条件数比较低时,正则化方法得到的结果往往还不如其他方法^[11]。

为进一步提高传递率矩阵的计算精度,在计算得到 T_{pinv} , T_{svd} 和 T_{reg} 之后,另选 z_1 组数据,在频率 f_i 处分别用得到的传递率函数 $T_{pinv}(f_i)$, $T_{svd}(f_i)$, $T_{reg}(f_i)$ 计算每一组数据对应的响应拟合值 $\tilde{P}_k(f_i)$ 。设实测响应值为 $\hat{P}_k(f_i)$,根据式(20)得到该组数据的相对能量误差。如此处理 z_1 组数据后,最后得到 z_1 组数据的总相对能量误差。

$$\epsilon_k = \frac{|\hat{P}_k(f_i)\tilde{P}_k^*(f_i) - \hat{P}_k(f_i)\hat{P}_k^*(f_i)|}{(\hat{P}_k(f_i)\hat{P}_k^*(f_i))} \quad (20)$$

在具体计算过程中,分别用 $\epsilon_{pinv}(f_i)$, $\epsilon_{svd}(f_i)$, $\epsilon_{reg}(f_i)$ 表示 T 的 3 种计算结果并代入式(10)和式(20)后的相对能量误差。选择对应总能量误差最小的传递率函数作为系统的传递率函数,设为 $T_{hyb}(f_i)$ 。这种计算 T 的方法称为综合求解法。

3 传递率模型的验证和应用

实验对象为某重型汽车,其驾驶室为全浮式,位于动力舱上方并通过四点空气悬架及减震装置与车身相连。车内噪声主要是各空气声声源,尤其是动力舱内发动机本体噪声的透射以及通过驾驶室悬置传递过来的车身结构振动所形成。该车车内噪声的声源情况如图3所示, $H_1 \sim H_{18}$ 为各条传递路径。

3.1 传感器布置情况

由图3可见,结构声声源共有8个,空气声声源共有10个。实验时,在每个结构声声源附近布置1个加速度传感器(共8个),在除发动机本体之外的其余9个空气声声源附近放置1个传声器(共9个)。由于发动机体积较大,在其上部、后部及左侧均放置一传声器(共3个),取3个传声器测量值的平均值作为发动机的参考激励信号。取车内卧铺、副驾驶右耳侧和驾驶员右耳侧为车内响应点,分别放置1个传声器(共3个)。因此,结构声参考激励点共8个,空气声参考激励点共12个,响应点共3个。

3.2 实验工况的选择

该车搭载的是16档手自一体变速箱,发动机型

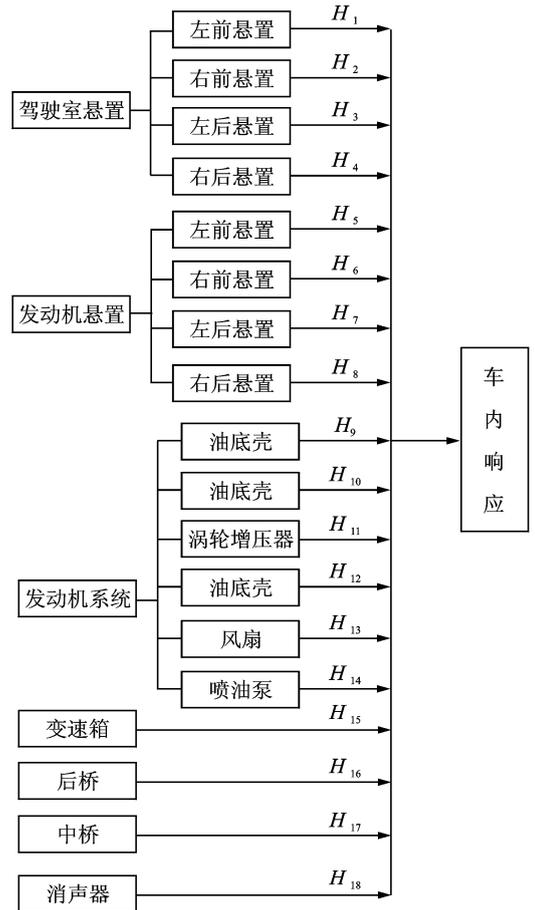


图3 车内噪声声源情况

Fig. 3 Vehicle interior noise sources

号为D12.38-30,额定转速为2 kr/min,实验中的各种工况如表1所示。

表1 实验工况

Tab. 1 Test conditions

工况	发动机转速、车速或档位															
怠速																
定置/ ($r \cdot \min^{-1}$)	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000											
16 档匀速/ ($km \cdot h^{-1}$)	50	60	70	80	90											
15 档匀速/ ($km \cdot h^{-1}$)	40	50	60	70	80											
加速(档位)	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16				
自动挡/ ($km \cdot h^{-1}$)	20		30	40	50											

3.3 数据处理

实验中,使用32通道的PAK Mobile MK II数字采集系统对20个参考激励点信号、3个响应点信

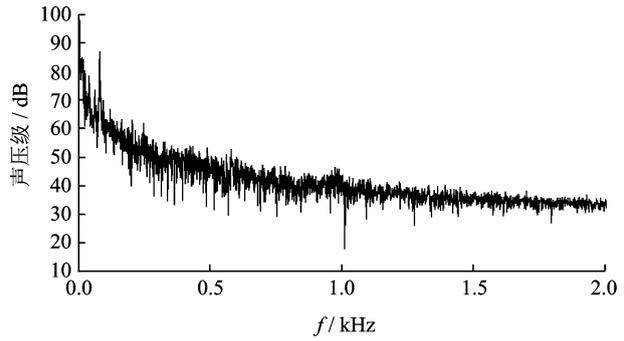
号进行同步采集,采样频率为 8 192 Hz。按以下步骤进行:

1) 从实验数据中随机选取 40 组数据 $x_i(t)$ ($i=1,2,\dots,40$),对每组数据选择信号稳定的数据段截取时长为 1 s 的数据进行快速傅里叶变换,得到频域信号 $X_i(f)$ ($i=1,2,\dots,40$)。

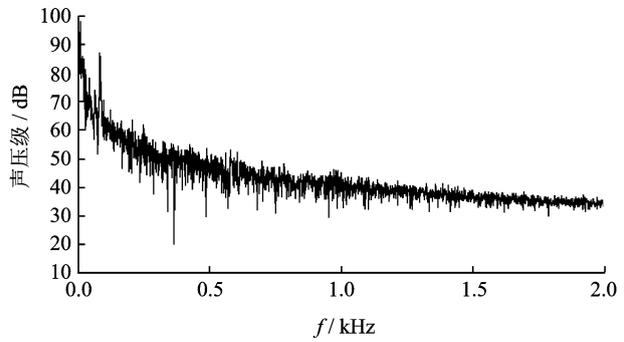
2) 选择其中的声源参考信号构成参考激励信号矩阵 \mathbf{R}' ,选择响应信号构成响应信号矩阵 \mathbf{P}' 。在 1~4 096 Hz 的频率范围内,频率步长取 1 Hz,分别计算 $\mathbf{T}_{pinv}(f_i)$, $\mathbf{T}_{svd}(f_i)$ 和 $\mathbf{T}_{reg}(f_i)$ 。

3) 选取 40 组数据计算 $\epsilon_{pinv}(f_i)$, $\epsilon_{svd}(f_i)$ 和 $\epsilon_{reg}(f_i)$ 。选择三者之间误差最小所对应的传递率函数矩阵作为系统在该频率下的传递率函数矩阵 $\mathbf{T}_{hyb}(f_i)$ 。遍历整个分析频率范围,得到整个分析频率范围内系统的传递率矩阵 \mathbf{T}_{hyb} 。

4) 另选取 60 组实验数据,对每一组数据分别计算,利用 \mathbf{T}_{pinv} , \mathbf{T}_{svd} , \mathbf{T}_{reg} 和 \mathbf{T}_{hyb} 拟合得到车内驾驶员耳侧声压级和实测声压级之间的相对能量误差,平均后的结果如表 2 所示。可见,矩阵 \mathbf{T}_{pinv} 计算结果的相对能量误差最大, \mathbf{T}_{svd} 截断法次之, \mathbf{T}_{hyb} 的误差最低,这表明综合求解法的计算精度比较好。



(a) 计算值
(a) Calculated SPL



(b) 实测值
(b) Tested SPL

表 2 各种求解方法计算结果的相对能量误差均值

Tab.2 Mean relative energy errors of different methods

求解方法	\mathbf{T}_{svd}	\mathbf{T}_{pinv}	\mathbf{T}_{reg}	\mathbf{T}_{hyb}
误差均值	10.71	14.19	4.13	3.57

3.4 传递率矩阵的验证

以匀速 16 档 90 km/h 匀速行驶的工况为例。根据实测信号构成参考激励信号矩阵 \mathbf{R} ,利用求解得到的传递率矩阵 \mathbf{T} 及式(8),得到驾驶员耳侧的计算响应信号 $\tilde{P}(f)$ 。 $\tilde{P}(f)$ 和实测信号 $\hat{P}(f)$ 在频域和时域的对比如图 4,5 所示。图 4 中,在频域中实验值和计算值之间的相关系数为 0.997 3,为高度相关。图 5 中实测值和计算值在时域中的最大误差为 1.22 dB。验证结果表明,采用传递率模型和综合求解法得到的传递率矩阵比较准确地反映了从声源参考激励信号到响应点的传递关系。

3.5 声源贡献率分析

利用确定的传递率函数矩阵 \mathbf{T}_{hyb} 分析 16 档 90 km/h 匀速行驶工况下车内噪声的声源贡献率。首先分析总成一级的贡献率,结果如表 3 所示。可见,在第 1 级贡献率最大的是发动机系统,最小的是消声器。将总成声源可以继续向下分解进行贡献率分析,表 4 为发动机系统中各声源的贡献率。

图 4 车内声压级计算值和实测值在频域内的比较

Fig.4 Comparison of tested SPL and calculated SPL in frequency domain

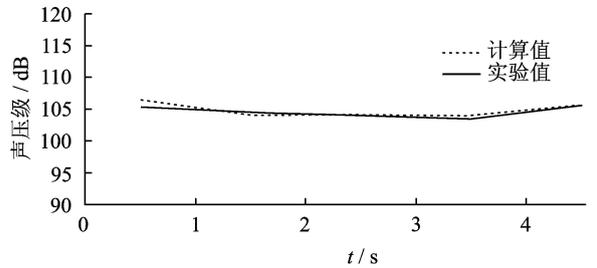


图 5 车内声压级计算值和实测值在时域内的比较

Fig.5 Comparison of tested SPL and calculated SPL in time domain

表 3 90 km/h 匀速行驶工况下各声源的贡献率(第 1 级)
Tab.3 Source contribution under the even speed of 90 km/h (level 1)

声源	贡献率
发动机悬置	25.13
驾驶室悬置	19.50
发动机系统	32.63
后桥	7.21
中桥	6.54
消声器	3.9
变速箱	5.09

表4 发动机系统中各声源的贡献率(第2级)

Tab. 4 Source contribution of the engine system (level 2)

声源	贡献率
发动机本体	8.03
风扇	2.49
喷油泵	5.45
涡轮增压	5.01
排气歧管	4.73
油底壳	6.92

4 结束语

根据声源贡献率分析的需要,建立了运行工况下车内噪声的传递率模型,研究了传递率矩阵的计算方法。实验数据结果表明,建立的车内噪声传递率模型以及综合求解法能够直接采用运行工况下振动和噪声传感器的数据,进行传递率分析和车内噪声的声源贡献率分析,为下一步的车内降噪工作提供指导。

参 考 文 献

- [1] Wyckaert K, Van der Auweraer H. Operational analysis, transfer paths analysis, modal analysis-tools to understand road noise problems in cars[C]//Proceedings of SAE Noise and Vibration Conference. Traverse City: SAE International, 1995:139-143.
- [2] Janssens K, Mas P, Gielen L, et al. A novel transfer path analysis method delivering a fast and accurate noise contribution assessment[R]. SAE Technical Paper. Warrendale: SAE International, 2009.
- [3] Plunt J. Strategy for transfer path analysis (TPA) applied to vibro-acoustic systems at medium and high frequencies[C]//Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering. Leuven: [s. n.], 1998:1-6.
- [4] Sitter De G, Devriendt C, Guillaume P, et al. Operational transfer path analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(2): 416-431.

- [5] Padilha P E F, de Franca Arruda J R. Comparison of estimation techniques for vibro-acoustic transfer path analysis[J]. Shock and Vibration, 2006, 13(4): 459-467.
- [6] 雷焯, 盛美萍, 肖和业. 直升机舱内噪声预估与分析[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(6): 617-620.
Lei Ye, Sheng Meiping, Xiao Heye. Prediction and analysis of helicopter cockpit noise[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(6): 617-620. (in Chinese)
- [7] 黄廷祝, 钟守铭, 李正良. 矩阵理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 2003: 177-178.
- [8] 钱征文, 程礼, 李应红. 利用奇异值分解的信号降噪方法[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(4): 459-463.
Qian Zhengwen, Cheng Li, Li Yinghong. Noise reduction method based on singular value decomposition[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(4): 459-463. (in Chinese)
- [9] Choi H C, Thite A N, Thompson D J. Comparison of methods for parameter selection in Tikhonov regularization with application to inverse force determination[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 304(3-5): 895-897.
- [10] Yoon S H, Nelson P A. Estimation of acoustic source strength by inverse methods; part II, experimental investigation of methods for choosing regularization parameters[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 233(4): 669-705.
- [11] Choi H G, Thite A N, Thompson D J. A threshold for the use of Tikhonov regularization in inverse force determination[J]. Applied Acoustics, 2006, 67(7): 700-719.



第一作者简介:王彬星,男,1971年7月生,高级工程师。主要研究方向为汽车NVH设计与控制、车辆试验。曾发表《基于现场测量的多孔材料声学特性参数的估计》(《吉林大学学报:工学版》2012年第42卷第3期)等论文。
E-mail:81397555@qq.com