

· 车辆噪声控制技术专题 ·

基于子区间修正摄动法的汽车高频噪声优化设计

郝耀东 陈达亮 邓江华 李林 吴保江

(中汽研(天津)汽车工程研究院有限公司,天津 300399)

【摘要】为抑制声学包零件参数较强的不确定性引起的车内高频噪声大范围波动,提出了一种基于子区间修正摄动法的汽车高频噪声不确定性分析与优化方法,首先建立汽车高频噪声分析的统计能量基本方程,将不确定性参数划分为若干子区间,采用修正区间摄动法计算每个子区间的摄动半径,得到高频噪声性能的中心值和摄动半径,并利用区间不确定性优化方法对车辆的高频噪声性能和零件质量进行了优化设计。应用该方法对某车型的内前围、地毯进行分析和优化设计,结果表明,优化后,声学包零件质量减轻了3%,噪声波动区间下降幅度超过35%,系统的稳健性显著提升。

关键词:声学包装 子区间模型 修正区间摄动法 不确定性优化

中图分类号:U461.4 文献标识码:A DOI: 10.19620/j.cnki.1000-3703.20230428

Optimal Design of Vehicle High Frequency Noise Based on Sub-Interval Modified Perturbation Method

Hao Yaodong, Chen Daliang, Deng Jianghua, Li Lin, Wu Baojiang

(CATARC (Tianjin) Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd., Tianjin 300399)

【Abstract】To restrain the fluctuation of high frequency noise in the vehicle caused by The uncertainty of the parameters of the acoustic package, this paper proposed an uncertainty analysis and optimization method based on sub-interval modified perturbation method for high frequency noise of automobiles. Firstly, the basic equation of statistical energy for the analysis of high frequency noise was established. Secondly, the uncertainty parameters were divided into several sub-intervals, and the perturbation radius of each sub-interval was calculated by using the modified interval perturbation method to obtain the center value and the perturbation radius of the high-frequency noise performance. Finally, the high frequency noise performance and parts quality of the vehicle were optimized by the cross-interval uncertainty optimization method. This method was applied to analyze and optimize the interior front circumference and carpet of a vehicle. After optimization, the weight of acoustic package parts decreases by 3%, the noise fluctuation range decreases by more than 35%, and the robustness of the system is significantly improved.

Key words: Acoustic package, Sub-interval model, Modified interval perturbation method, Uncertainty optimization

【引用格式】郝耀东,陈达亮,邓江华,等.基于子区间修正摄动法的汽车高频噪声优化设计[J].汽车技术,2024(5):45-50.

HAO Y D, CHEN D L, DENG J H, et al. Optimal Design of Vehicle High Frequency Noise Based on Sub-Interval Modified Perturbation Method[J]. Automobile Technology, 2024(5): 45-50.

1 前言

随着新能源技术的快速发展,高频噪声失去了发动机的掩蔽,在汽车总体噪声中所占的比重逐渐提高^[1],成为汽车舒适性品质的关键影响因素。

声学包装是控制汽车高频噪声的主要手段^[2]。但声学包装属于非结构零件,主要由非金属材料组成^[3],在制造过程中存在较大的不确定性,易引起汽车高频噪声的波动。邓江华^[4]等结合试验与仿真方法对声学包材料比

奥(Biot)参数进行优化,同时基于声学包样件的不确定因素,研究其对整车声学包性能稳健性的影响;王旭芳^[5]等基于随机不确定性优化理论提出了一种不确定条件下防火墙声学包性能设计优化方法,使防火墙总成降噪幅度和质量等指标达到最优;董俊红^[6]等提出了一种区间统计能量不确定性分析方法,实现了高频噪声的理论不确定性计算。

但是,由于声学包零件的厚度、密度等参数不确定性较强、不确定区间较大,传统的随机不确定性模型需

要耗费无法接受的计算时间和计算资源^[7],区间不确定性模型则有着无法接受的低计算精度^[8]。

基于此,本文提出一种基于子区间修正摄动法的汽车高频噪声不确定性分析与优化方法:首先建立汽车高频噪声分析的统计能量基本方程;然后将不确定性参数划分为若干子区间,采用区间模型对每个子区间进行描述,并采用修正区间摄动法计算每个子区间的摄动半径,从而得到高频噪声性能的中心值和摄动半径;最后,利用区间不确定性优化方法对车辆的高频噪声性能和零件质量进行优化设计,以实现高频噪声性能的稳健性最优化设计。

2 汽车高频噪声分析的统计能量方法

汽车高频噪声分析模型是典型的声-固耦合系统统计能量模型^[9],由结构子系统、声腔子系统及其之间的连接组成。建立简单的声-固耦合系统,如图1所示,其中, E_s 、 E_a 分别为结构和声腔子系统的振动能量, M_{ds} 、 M_{da} 分别为结构和声腔子系统的模态密度, P_{is} 、 P_{ia} 分别为外界流入结构和声腔子系统的功率, P_{sd} 、 P_{ad} 分别为结构和声腔子系统耗散的功率, P_{sa} 、 P_{as} 分别为结构子系统传递至声腔子系统的功率和声腔子系统传递至结构子系统的功率。

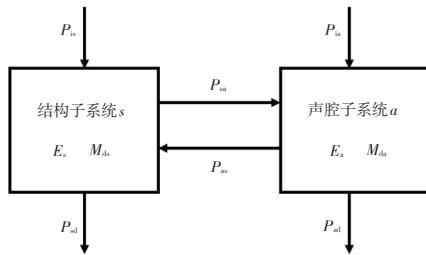


图1 简单的声-固耦合基本模型

根据能量守恒定律,每个子系统中流出的能量等于流入的能量,则有:

$$\begin{cases} P_{is} + P_{as} = P_{sa} + P_{sd} \\ P_{ia} + P_{sa} = P_{as} + P_{ad} \end{cases} \quad (1)$$

在特定圆频率 ω 下,子系统的耗散功率与其阻尼损耗因子有关,令 η_{sd} 、 η_{ad} 分别表示结构子系统和声腔子系统的阻尼损耗因子,则:

$$\begin{cases} P_{sd} = \omega \eta_{sd} E_s \\ P_{ad} = \omega \eta_{ad} E_a \end{cases} \quad (2)$$

而子系统间传递的功率与其耦合损耗因子 η_{sa} 、 η_{as} 有关,其中前者表示结构子系统至声腔子系统的耦合损耗因子,后者表示声腔子系统至结构子系统的耦合损耗因子:

$$\begin{cases} P_{sa} = \omega \eta_{sa} E_s \\ P_{as} = \omega \eta_{as} E_a \end{cases} \quad (3)$$

将式(2)、式(3)带入式(1),并改写成矩阵形式,即可得到声-固耦合系统统计能量模型的基本方程:

$$P = \omega \eta E \quad (4)$$

式中: P 为输入功率向量, E 为子系统能量向量, η 为损耗因子矩阵。

对于如图1所示的简单声-固耦合系统,若其结构子系统为板结构,其振动波包括弯曲波、压缩波和剪切波,且结构压缩波、剪切波和声腔子系统不存在耦合关系, P 、 E 、 η 可以表示为:

$$P = [P_{is}^b \ P_{is}^l \ P_{is}^s \ P_{ia}]^T \quad (5)$$

$$E = [E_s^b \ E_s^l \ E_s^s \ E_a]^T \quad (6)$$

$$\eta = \begin{bmatrix} \eta_{sd}^b + \eta_{sa} & 0 & 0 & -\eta_{as} \\ 0 & \eta_{sd}^l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \eta_{sd}^s & 0 \\ -\eta_{sa} & 0 & 0 & \eta_{ad} + \eta_{as} \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中: P_{is}^b 、 P_{is}^l 、 P_{is}^s 分别为弯曲波、压缩波和剪切波的功率, E_s^b 、 E_s^l 、 E_s^s 分别为弯曲波、压缩波和剪切波的能量, η_{sd}^b 、 η_{sd}^l 、 η_{sd}^s 分别为弯曲波、压缩波和剪切波的阻尼损耗因子。

通过式(4)即可求得子系统能量向量 E ,对于汽车高频噪声分析模型,其关键位置的声压级可以表示为:

$$P = \sqrt{E_a \frac{\rho c^2}{V}} \quad (8)$$

式中: ρ 、 c 分别为空气密度和声速, V 为声腔子系统的体积。

3 子区间修正摄动分析与优化理论

3.1 子区间模型

不确定性在汽车设计和制造的过程中无法避免。单个参数的不确定性波动对性能影响较小,但多个参数不确定性的组合会对整体性能产生不可忽略的影响^[10]。区间模型是描述不确定性最常用的模型之一,但只能用于较小不确定区间下的分析^[11]。子区间模型既保留了区间模型参数获取简单、分析计算量小的优点,又在较大不确定区间问题的计算中具有较高的精度,非常适合进行汽车高频噪声的不确定性分析。

令汽车高频噪声分析模型中的不确定性参数 b_j ($j=1,2,\dots,n$, n 为区间不确定参数数量)组成不确定参数向量 b 。采用区间模型对 b_j 进行描述,其上、下界分别为 \bar{b}_j 、 \underline{b}_j ,则区间模型可以用区间数 $b_j = [\underline{b}_j \ \bar{b}_j]$ 、区间中心值 $b_j^c = \frac{\bar{b}_j + \underline{b}_j}{2}$ 、区间半径 $\Delta b_j = \frac{\bar{b}_j - \underline{b}_j}{2}$ 表示。

将区间数 b_j 平均划分为 L_j 个子区间,则第 l 个子区

间可以表示为:

$$b_{j,l} = \left[b_j + \frac{2(l-1)\Delta b_j}{L_j} \quad b_j + \frac{2l\Delta b_j}{L_j} \right] \quad (9)$$

将所有不确定性参数的子区间进行排列组合,共有 $K = \prod_{j=1}^n L_j$ 个子区间,令 \mathbf{b}_k 表示其中任意一种组合,则根据式(4),当 $k=1,2,\dots,K$ 时,均有:

$$\omega \boldsymbol{\eta}(\mathbf{b}_k) \mathbf{E}(\mathbf{b}_k) = \mathbf{P}(\mathbf{b}_k) \quad (10)$$

3.2 修正子区间摄动法

对于每一个子区间的组合,将损耗因子矩阵 $\boldsymbol{\eta}$ 和输入功率向量 \mathbf{P} 进行一阶泰勒展开,有:

$$\boldsymbol{\eta}(\mathbf{b}) = \boldsymbol{\eta}(\mathbf{b})|_{\mathbf{b}=\mathbf{b}^c} + \sum_{j=1}^n \frac{\partial \boldsymbol{\eta}(\mathbf{b})}{\partial b_j} \Delta b_j = \boldsymbol{\eta}^c + \Delta \boldsymbol{\eta} \quad (11)$$

$$\mathbf{P}(\mathbf{b}) = \mathbf{P}(\mathbf{b})|_{\mathbf{b}=\mathbf{b}^c} + \sum_{j=1}^n \frac{\partial \mathbf{P}(\mathbf{b})}{\partial b_j} \Delta b_j = \mathbf{P}^c + \Delta \mathbf{P} \quad (12)$$

式中: \mathbf{b}^c 为区间中心值 b_j^c 组成的向量, $\boldsymbol{\eta}^c$ 、 $\Delta \boldsymbol{\eta}$ 分别为 $\boldsymbol{\eta}$ 的中心值和区间半径, \mathbf{P}^c 、 $\Delta \mathbf{P}$ 分别为 \mathbf{P} 的中心值和区间半径。

将式(11)、式(12)带入式(10),可得:

$$\mathbf{E} = \frac{1}{\omega} (\boldsymbol{\eta}^c + \Delta \boldsymbol{\eta})^{-1} (\mathbf{P}^c + \Delta \mathbf{P}) \quad (13)$$

将式(13)中的 $(\boldsymbol{\eta}^c + \Delta \boldsymbol{\eta})^{-1}$ 进行诺伊曼级数(Neumann Series)展开:

$$\begin{aligned} (\boldsymbol{\eta}^c + \Delta \boldsymbol{\eta})^{-1} &= (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} + \sum_{\gamma=1}^{\infty} (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} (-\Delta \boldsymbol{\eta} (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1})^{\gamma} \\ &= (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} + (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} \sum_{\gamma=1}^{\infty} \left(-\sum_{j=1}^n \Delta b_j \mathbf{H}_j \right)^{\gamma} \end{aligned} \quad (14)$$

其中:

$$\mathbf{H}_j = \frac{\partial \boldsymbol{\eta}}{\partial b_j} \bigg|_{\mathbf{b}=\mathbf{b}^c} (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} \quad (15)$$

当 $\|\Delta b_j \mathbf{H}_j\| < 1$ 时,式(14)可以简化为:

$$(\boldsymbol{\eta}^c + \Delta \boldsymbol{\eta})^{-1} = (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} + (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} \sum_{j=1}^n \beta_j \quad (16)$$

其中:

$$\beta_j = -\mathbf{I} + \frac{\mathbf{I}}{\mathbf{I} + |\Delta b_j \mathbf{H}_j| \mathbf{e}^j} \quad (17)$$

式中: \mathbf{I} 为单位矩阵, $\mathbf{e}^j = [-1 \ 1]$ 。

由式(17)可以进一步求得 β_j 的中心值 β_j^c 和摄动区间 $|\Delta \beta_j|$:

$$\beta_j^c = \frac{1}{2} \left(-\frac{\Delta b_j \mathbf{H}_j}{\mathbf{I} + \Delta b_j \mathbf{H}_j} + \frac{\Delta b_j \mathbf{H}_j}{\mathbf{I} - \Delta b_j \mathbf{H}_j} \right) \quad (18)$$

$$|\Delta \beta_j| = \frac{1}{2} \left| \frac{\Delta b_j \mathbf{H}_j}{\mathbf{I} + \Delta b_j \mathbf{H}_j} + \frac{\Delta b_j \mathbf{H}_j}{\mathbf{I} - \Delta b_j \mathbf{H}_j} \right| \quad (19)$$

以上推导考虑了诺伊曼级数展开的高阶项,与传统的只考虑一阶项的摄动方法相比具有更高的精度。

根据式(13)、式(18)、式(19)可以计算子系统能量向量 \mathbf{E}_k 的中心值 \mathbf{E}_k^c 和摄动半径 $|\Delta \mathbf{E}_k|$:

$$\mathbf{E}_k^c = \frac{1}{\omega} \left[(\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} \mathbf{P}^c + \sum_{j=1}^n (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} \beta_j^c \mathbf{P}^c \right] \quad (20)$$

$$\omega |\Delta \mathbf{E}_k| = \sum_{j=1}^n \left| (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} \Delta b_j \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial b_j} \bigg|_{\mathbf{b}=\mathbf{b}^c} \right| + \quad (21)$$

$$(\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} \beta_j^c \sum_{l=1}^n |\Delta b_l| \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial b_l} \bigg|_{\mathbf{b}=\mathbf{b}^c} + (\boldsymbol{\eta}^c)^{-1} \Delta b_j |\mathbf{P}^c|$$

获得中心值和摄动半径后,即可计算子区间组合 \mathbf{b}_k 下的能量向量的上、下界:

$$\bar{\mathbf{E}}_k = \mathbf{E}_k^c + |\Delta \mathbf{E}_k| \quad (22)$$

$$\underline{\mathbf{E}}_k = \mathbf{E}_k^c - |\Delta \mathbf{E}_k| \quad (23)$$

通过对各区间取并集计算,即可得到包括所有子区间的中心值和摄动半径:

$$\bar{\mathbf{E}}_k = \max(\bar{\mathbf{E}}_k), \quad k = 1, 2, \dots, K \quad (24)$$

$$\underline{\mathbf{E}}_k = \min(\underline{\mathbf{E}}_k), \quad k = 1, 2, \dots, K \quad (25)$$

综上,修正子区间摄动法的流程为:

- 根据式(9)将每一个不确定性参数划分为若干个子区间;
- 确定子区间组合 \mathbf{b}_k ;
- 采用修正区间摄动方法计算各区间组合下的能量向量的上、下界,见式(22)、式(23);
- 根据式(24)、式(25)计算子系统能量向量 \mathbf{E} 的上、下界。

传统的区间摄动方法不划分子区间,即 $L_j=1$,且在诺伊曼级数展开时只考虑第一阶,因此修正子区间摄动法的计算精度明显较传统的区间摄动方法高,子区间的划分和诺伊曼高阶的分析也会带来一定程度的计算量增加。但与显著提升的精度相比,计算量的部分增加可以接受。

3.3 区间不确定性优化模型

为了在保证质量、制造要求的前提下,尽可能提高车辆高频噪声水平,建立汽车高频噪声不确定性优化模型:

$$\begin{aligned} \min & F(\boldsymbol{\mu}(\mathbf{b}), \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{b})) \\ \text{s.t.} & \begin{cases} \mathbf{T}(\mathbf{b}) \leq \mathbf{T}_0 \\ \underline{\mathbf{b}} \leq \mathbf{b} \leq \bar{\mathbf{b}} \end{cases} \end{aligned} \quad (26)$$

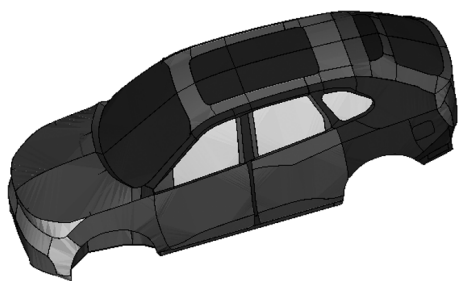
式中: $F(\boldsymbol{\mu}(\mathbf{b}), \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{b})) = \frac{\omega}{k_1} \boldsymbol{\mu}(\mathbf{b}) + \frac{(1-\omega)}{k_2} \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{b})$; $\bar{\mathbf{b}}$ 、 $\underline{\mathbf{b}}$ 分别为设计变量的最大值和最小值向量; $\boldsymbol{\mu}(\mathbf{b})$ 、 $\boldsymbol{\sigma}(\mathbf{b})$ 分别为汽车高频噪声性能的均值和摄动区间; ω 为权重系数; k_1 、 k_2 为比例参数,用于将 $\boldsymbol{\mu}(\mathbf{b})$ 、 $\boldsymbol{\sigma}(\mathbf{b})$ 调节为统一数量级; $\mathbf{T}(\mathbf{b})$ 为约束向量; \mathbf{T}_0 为约束向量的边界值。

采用多岛遗传算法或其他优化算法即可将式(26)进一步优化,在优化模型每一步的迭代中,都需要对高频噪声性能的均值和摄动区间进行计算,这样的优化模型属于双层嵌套问题,外层进行设计变量寻优,内层计算目标函数均值和摄动区间。

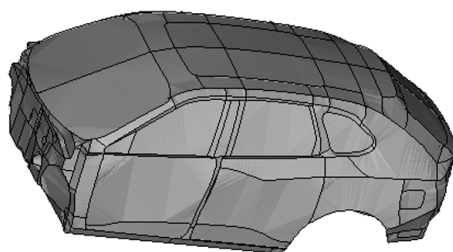
4 算例

4.1 某车型高频噪声的分析与对标

选择某SUV车型为研究对象,建立该车型的整车统计能量分析(Statistical Energy Analysis,SEA)声-固耦合模型,如图2所示。模型共包括3 212个节点,1 212个结构子系统,167个声腔子系统。根据前文的内容建立SEA方程,即可进行车内的噪声求解。



(a)结构子系统模型



(b)声腔子系统模型

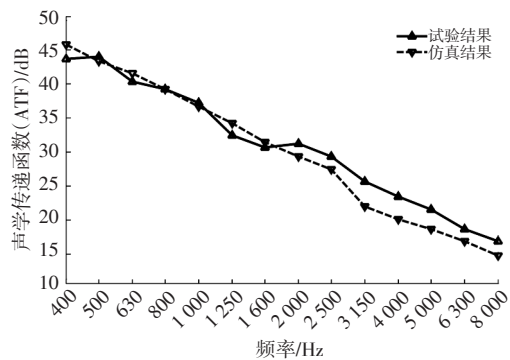
图2 整车SEA声-固耦合模型

为了验证仿真模型的准确性,本文测量了整车关键路径的声学传递函数(Acoustic Transfer Function, ATF),并将仿真结果与测试结果进行对比。

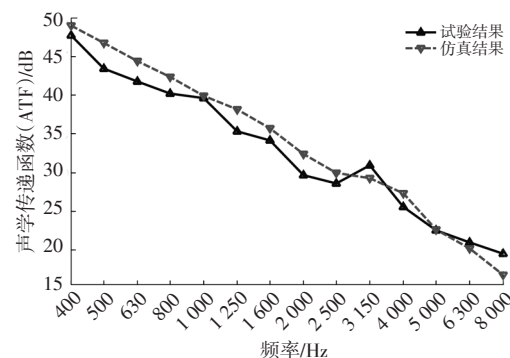
试验时,将整车置于半消声室中,背景噪声低于20 dB(A),分别在驾驶员右耳位置与右后排乘客左耳位置放置声源,在汽车发动机舱、轮胎四周、排气管口等位置放置传声器进行测试,采集并记录各测点对车内激励接收到的声压信号,处理试验数据并进行1/3倍频程转换。仿真时,在仿真模型的驾驶员头部声腔、右后乘客头部声腔加载声音激励,模拟声学传递函数试验方法。仿真与试验结果对比如图3所示。

由图3可知,基于仿真计算得到的ATF结果与试验结果吻合程度良好,误差控制在3 dB以内,该仿真模型

具有较高的精度。



(a)发动机舱至驾驶员右耳ATF



(b)左前轮胎至驾驶员右耳ATF

图3 关键ATF试验与仿真结果对比

4.2 汽车高频噪声的不确定性优化设计

声学包零件的厚度和密度对整车高频噪声的影响最为显著,并且在制造过程中,其不确定性也非常明显。选择内前围乙烯-乙酸乙烯酯共聚物(Ethylene-Vinyl Acetate copolymer, EVA)层厚度,内前围聚氨酯(Polyurethane, PU)发泡层厚度、密度及流阻、孔隙率,地毯EVA层厚度,地毯PU发泡层的厚度、密度及流阻、孔隙率为不确定性设计变量,并采用子区间模型对其不确定性进行描述,各不确定性参数的中心值、摄动区间半径和子区间数量如表1所示。内前围和地毯总质量为13.2 kg。

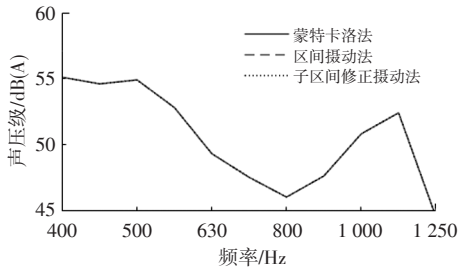
基于3.2节的内容计算110 km/h车速下驾驶员耳边高频噪声的中心值和摄动区间,并将子区间修正摄动分析、区间摄动分析和大数据量蒙特卡洛分析的结果进行对比,如图4所示。其中,大数据量蒙特卡洛分析采用了20 000个样本进行计算,具有非常高的计算精度。

由图4可知:子区间修正摄动分析和区间摄动分析的中心值计算结果均与蒙特卡洛法计算结果基本相同,具有较高的精度;但是区间摄动法的摄动区间结果明显高于子区间修正摄动法的计算结果,幅度达到50%以上,而子区间修正摄动分析的摄动区间计算结果与蒙特卡洛法吻合程度非常好。这是由于不确定性参数的摄

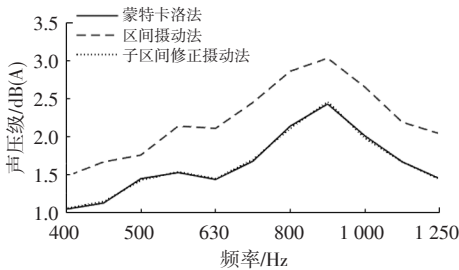
动区间范围较大,导致非线性程度增加,忽略诺伊曼级数的高阶项和采用单一区间计算都会造成较大的计算误差,这也是子区间修正摄动分析的优势所在。

表1 参数的不确定性描述

参数		中心值	区间半径	子区间数量/个
内前围	EVA层厚度/mm	2	0.1	2
	PU层厚度/mm	25	5	5
	PU层密度/kg·m ⁻³	40	7	5
	PU层流阻率/N·m·s ⁻⁴	5 000	500	2
	PU层孔隙率	0.96	0.096	2
地毯	EVA层厚度/mm	2	0.1	2
	PU层厚度/mm	20	4	5
	PU层密度/kg·m ⁻³	60	10	5
	PU层流阻率/N·m·s ⁻⁴	5 000	500	2
	PU层孔隙率	0.96	0.096	2



(a)中心值对比



(b)摄动区间对比

图4 车内高频噪声中心值和摄动区间分析结果

从图4中还可以看出,受内前围和地毯不确定性的影响,车内高频噪声的摄动区间达到2.5 dB(A),存在较大的波动。因此,采用2.3节的方法,以不确定性变量作为设计变量,如表2所示,以内前围和地毯总质量为约束条件,车内噪声的均方根值为目标函数,建立优化模型。

调用多岛遗传算法对模型进行优化,共迭代2 800次,优化后的设计变量和质量变化情况如表3所示,优化后的车内噪声上、下界分别如图5所示。

由表3和图5可知,优化后,声学包零件质量由13.2 kg下降至12.8 kg,同时,优化后车内高频噪声中心

值明显下降,噪声波动区间大幅度降低,最大波动范围由2.5 dB(A)下降至1.6 dB(A),下降幅度超过35%,系统的稳健性显著提升。

表2 优化设计变量

参数		设计值	最小值	最大值
内前围	EVA层厚度/mm	2.0	1.4	3.0
	PU层厚度/mm	25	15	35
	PU层密度/kg·m ⁻³	40	25	60
	PU层流阻/N·m·s ⁻⁴	5 000	4 000	8 000
	PU层孔隙率	0.96	0.90	0.99
地毯	EVA层厚度/mm	2.0	1.2	3.2
	PU层厚度/mm	20	15	40
	PU层密度/kg·m ⁻³	60	30	80
	PU层流阻/N·m·s ⁻⁴	5 000	4 000	8 000
	PU层孔隙率	0.96	0.90	0.99

表3 优化前、后设计变量和质量变化

参数		优化前	优化后
内前围	EVA层厚度/mm	2	1.8
	PU层厚度/mm	25	20
	PU层密度/kg·m ⁻³	40	34
	PU层流阻/N·m·s ⁻⁴	5 000	6 418
	PU层孔隙率	0.96	0.98
地毯	EVA层厚度/mm	2	2.6
	PU层厚度/mm	20	24
	PU层密度/kg·m ⁻³	60	47
	PU层流阻/N·m·s ⁻⁴	5 000	6 545
PU层孔隙率		0.96	0.98
质量/kg		13.2	12.8

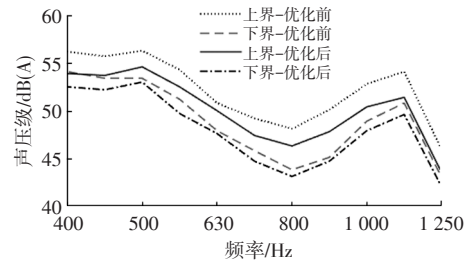


图5 优化前后车内噪声上、下界

5 结束语

本文提出了一种基于子区间修正摄动法的汽车高频噪声不确定性分析与优化方法,建立了汽车高频噪声分析的统计能量基本方程,将不确定性参数划分为若干子区间,采用区间模型对每个子区间进行描述,并采用修正区间摄动法计算每个子区间的摄动半径,得到了高

频噪声性能的中心值和摄动半径,通过区间不确定性优化方法对车辆的高频噪声性能和零件质量进行了优化设计,实现了高频噪声性能的稳健性最优化设计。

应用该方法对某车型的内前围、地毯进行了分析和优化设计:建立了该车型的整车SEA模型,通过ATF仿真与测试数据的对比验证了模型的准确性;采用子区间修正摄动分析方法对高频噪声的中心值和摄动区间进行了计算,计算结果准确性相对于区间摄动方法大幅提高;优化后,声学包零件质量下降了3%,同时车内高频噪声中心值明显下降,噪声波动区间大幅度降低,下降幅度超过35%,系统的稳健性显著提升。

参 考 文 献

- [1] 申秀敏,左曙光,李林,等. 车内噪声声品质的支持向量机预测[J]. 振动与冲击, 2010, 29(6): 66-68+236.
SHEN X M, ZUO S G, LI L, et al. Prediction of Sound Quality of Interior Noise by Support Vector Machine[J]. Vibration and Shock, 2010, 29(6): 66-68+236.
- [2] 陈书明,王登峰,陈鑫,等. 汽车中高频噪声统计能量分析方法的研究综述[J]. 计算机仿真, 2009, 26(4): 287-291.
CHEN S M, WANG D F, CHEN X, et al. A Survey of Statistical Energy Analysis Methods for Vehicle Middle-High Frequency Noise[J]. Computer Simulation, 2009, 26(4): 287-291.
- [3] DONG J H, GU C S, HAO Y D, et al. Uncertainty Analysis of High-Frequency Noise in Battery Electric Vehicle Based on Interval Model[J]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics Stability and NVH, 2019, 3(2): 73-85.
- [4] 邓江华,董俊红,孙健颖,等. 电动汽车关键声学包轻量化设计及性能稳健性分析[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(2): 90-94.
DENG J H, DONG J H, SUN J Y, et al. Lightweight Design and Performance Robustness Analysis of Key Acoustic Package for Electric Vehicle[J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(2): 90-94.
- [5] 王旭芳,杜建科,郝耀东,等. 汽车防火墙总成隔声性能不确定性分析与优化[J]. 汽车技术, 2020(11): 38-42.
WANG X F, DU J K, HAO Y D, et al. Uncertainty Analysis and Optimization of Sound Insulation Performance of Automobile Firewall Assembly[J]. Automotive Engineering, 2020(11): 38-42.
- [6] DONG J H, MA F W, HAO Y D, et al. An Interval Statistical Energy Method for High-Frequency Analysis of Uncertain Structural-Acoustic Coupling Systems[J]. Engineering Optimization, 2020, 52(12): 2100-2124.
- [7] 郝耀东,顾灿松,周焕阳,等. 不确定声-固耦合模型高频分析的随机统计能量方法[J]. 中国机械工程, 2021, 32(8): 921-929.
HAO Y D, GU C S, ZHOU H Y, et al. Stochastic Statistical Energy Method for High Frequency Analysis of Uncertain Sound-Solid Coupling Models[J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(8): 921-929.
- [8] 张宝珍,阿米尔,肖思俊. 基于区间不确定性的前悬架多目标可靠性优化[J]. 汽车工程, 2015, 37(6): 707-713.
ZHANG B Z, AMIR, XIAO S J. Multi-Objective Reliability Optimization of Front Suspension Based on Interval Uncertainty[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(6): 707-713.
- [9] LYON R H, DEJONG R G, HECKL M. Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Second Edition [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1998, 98(6): 3021. Automotive Engineering, 2015, 37(6): 707-713.
- [10] GUO J, DU X P. Reliability Sensitivity Analysis with Random and Interval Variables[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2009, 78(13): 1585-1617.
- [11] HAO Y D, HE Z C, LI G Y, et al. Analysis and Optimization of Clutch Judder Based on a Hybrid Uncertain Model with Random and Interval Variables[J]. Engineering Optimization, 2018, 50(11): 1894-1913.

(责任编辑 斛 畔)

修改稿收到日期为2023年8月3日。