

文章编号: 1002-0268 (2004) 10-0126-04

# 基于发动机转速的车内有源消声 控制策略和自适应算法

王登峰, 刘学广, 刘宗巍 梁 杰  
(吉林大学汽车工程学院, 吉林 长春 130025)

**摘要:** 在测试分析某轻型客车车内噪声特性的基础上, 根据车内噪声主要峰值频率与发动机转速密切相关的特点, 提出以发动机转速信号来构造车内有源消声系统初始次级声源参考信号的方法, 研究基于该方法的车内有源消声控制策略和自适应控制算法, 构建车内有源消声系统。通过对某轻型客车进行有源消声的试验研究表明, 该系统结构简单、易于实现, 并可显著降低由发动机振动和噪声辐射引起的车内低频噪声频谱中主要峰值处的噪声, 在不同发动机转速下, 使驾驶员耳旁噪声降低 10dB (Lin) 左右。

**关键词:** 车内噪声; 自适应主动噪声控制; 发动机转速

中图分类号: U467.4<sup>+</sup>93

文献标识码: A

## An Active Noise Control Strategy and Adaptive Algorithm in Vehicle Based on Engine Rotation Speed

WANG Deng-feng, LIU Xue-guang, LIU Zong-wei, LIANG Jie

(College of Automotive Engineering, Jilin University, Jilin Changchun 130025, China)

**Abstract:** According to the close correlation between dominant noise peak value frequency in vehicle and engine rotation speed, a method using engine rotation speed to construct reference signal of the initial secondary noise source of an active noise control (ANC) system in vehicle is proposed on the basis of measuring and analyzing interior noise characteristic in a minibus. Control strategy and adaptive algorithm of the active noise control system is studied. Vehicle interior adaptive active noise control (AANC) system is established based on the above method. The active noise control experiments in the minibus show that the configuration of the adaptive active noise control system is simple and easy to be realized. It can effectively reduce noise amplitude of peak value points in vehicle interior low frequency noise spectrum. When using this adaptive active noise control system to reduce the interior noise of minibus under different engine rotationspeeds, the noise sound pressure level around the driver's ear positions is reduced by about 10dB (Lin).

**Key words:** Vehicle interior noise; Adaptive active noise control (AANC); Engine rotation speed

## 0 引言

汽车作为一种重要的交通运输工具与人们的工作和生活密切相关, 近年来随着我国汽车工业的迅速发展和高等级公路的大量修建, 汽车的平均行驶速度不断提高, 导致车内噪声越来越高, 影响了其乘坐舒适性和用户对汽车产品的满意程度, 也给司乘人员的健

康造成了一定影响。在中国已经加入 WTO 国外汽车产品不断进入中国市场的严峻情况下, 国产汽车车内的噪声指标普遍偏高, 降低了它们在国内外市场上的竞争力, 对我国汽车工业的发展带来了不利影响。大量的试验研究表明, 目前车内噪声的主要成分集中在 200Hz 以内的低频段, 是汽车特别是乘用车存在地突出问题。它严重影响汽车的乘坐舒适性, 治理车内低

收稿日期: 2004-03-01

基金项目: 教育部优秀青年教师资助计划项目

作者简介: 王登峰 (1963-), 男, 吉林长春人, 教授、博士生导师, 主要研究方向为汽车系统动力学分析与控制。

频噪声比中、高频噪声难度大,采用隔声与铺装吸声材料内饰等被动降噪方法,对控制车内的中、高频噪声有明显成效,已经发展成为车辆噪声控制领域里的一个重要分支,达到了被动降噪技术所能达到的较为理想的效果。可是,被动降噪方法不仅因车型不同而方法各异,而且降噪成本高、低频降噪效果差。主动消声方法因其低频降噪效果好,并可以根据控制对象的性质相应地设计和改变控制系统特性而使车内噪声控制有针对性和目标性,还可以有选择地进行消声,从而逐渐显示出其优越性。

然而,以往进行的车内噪声主动控制研究,多用传声器采集初级声源噪声信号作为控制系统的参考信号<sup>[1-5]</sup>,该方法在实施控制的过程中易产生声反馈从而影响控制系统的稳定性;本项目组曾以车身悬置点处的加速度信号作为参考信号对车内噪声进行有源控制,取得了较好的效果<sup>[6-8]</sup>,但该有源消声系统需要多个加速度传感器及对应的放大器,系统较复杂,成本较高,影响车内有源消声系统的实用性。

本文在测试分析了某轻型客车车内噪声特性和以往研究工作积累的基础上,提出了以发动机转速信号来构造车内有源消声系统初始次级声源参考信号的方法,通过对某轻型客车进行有源消声的试验研究表明,该系统结构简单、易于实现,并可显著降低由发动机振动和噪声辐射引起的车内噪声。

### 1 车内噪声的测试与分析

为了获得车内噪声特性,本文对某轻型客车车内噪声进行了实测。图1是该车在发动机不同转速下驾驶员右耳旁位置噪声的频谱图。与图1对应的各个转速下车内噪声的最大峰值频率如表1所示。

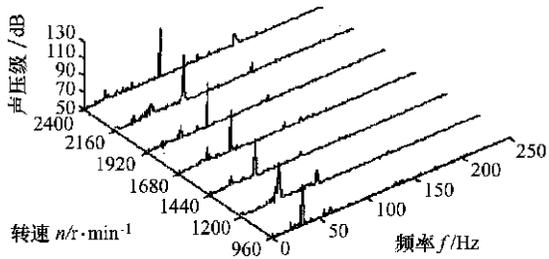


图1 驾驶员耳旁噪声随转速变化频谱图

表1 发动机转速和车内噪声最大峰值频率关系表

发动机转速 / (r·min <sup>-1</sup> )	960	1200	1440	1680	1920	2160	2400
最大峰值频率 / Hz	32	40	48	56	64	72	80

从图1和表1可以看出车内噪声频谱中有明显的峰值,呈窄带随机信号特征。如果能够有效消减车内噪声频谱中的最大噪声峰值,就能显著降低车内噪

声,改善汽车的乘坐舒适性。分析可见,其最大峰值频率和发动机转速之间有着确定的函数关系,可按下列式计算

$$f_i = \frac{ni}{60\tau}\eta \quad (1)$$

式中,η为谐波次数;i为发动机缸数;n为发动机曲轴转速,r/min;τ为冲程系数,对二冲程发动机取τ=1、四冲程取τ=2。根据周期函数展开为傅立叶级数的方法可知,随着谐波次数k值的增加,其幅值将迅速降低,一般在η>3以上的高次谐波噪声级都较低。

以往的研究表明,车内噪声主要是由发动机不平衡往复惯性力激励、通过车身悬置点传至车身,激起车身各板壁振动而向车内辐射的固体声,对于装有四缸四冲程发动机的汽车而言,发动机二阶不平衡惯性力激励是车内噪声的主要激励源;此外,本文所研究的平头轻型客车采用发动机前置后驱动的结构型式,发动机舱位于乘客间内部,由发动机进、排气和机体振动产生的噪声也会直接向车内辐射。因此,控制发动机振动和噪声辐射引起的车内噪声是车内有源消声的关键。

### 2 车内有源的控制策略与自适应算法

车内噪声主动控制系统的基本模型如图2所示。



图2 车内噪声主动控制系统基本模型

由转速计测得发动机转速信号r(t),自适应控制器根据输入的转速信号按付氏级数构造出初始次级声源参考信号如下

$$x(t) = A_1 \cos(\omega t) + A_2 \cos(2\omega t) + A_3 \cos(3\omega t) + \dots + A_k \cos(k\omega t) + \dots \quad (2)$$

据前述车内噪声测试分析可见,由发动机振动和噪声辐射引起的高于3阶的高次谐波噪声级较低,根据噪声声压级的对数叠加特性,可以将其忽略。所以x(t)可以近似地只用其前3阶谐量的叠加来表示。由于n=r(t),取i=4,τ=2,则(2)式中的ω可以由(1)式算得

$$\omega = 2\pi f = 2\pi \times \frac{r(t) \times i}{60\tau} = 2\pi \frac{r(t)}{30} = \frac{\pi r(t)}{15} \quad (3)$$

则,次级源的初始信号可表示为

$$x(t) \approx A_1 \cos\left[\frac{\pi r(t)}{15} t\right] + A_2 \cos\left[\frac{2\pi r(t)}{15} t\right] +$$

$$A_3 \cos\left[\frac{3\pi r(t)}{15}t\right] \quad (4)$$

式(4)中的各项幅值  $A_1$ 、 $A_2$  和  $A_3$ ，可根据四缸四冲程发动机的二、四、六阶不平衡往复惯性力的幅值比或根据试验经验初选，使按此初值确定的次级声源信号经过功率放大器放大后激励扬声器所发出声音的声压级与车内初级声源噪声级在同一数量级上，以加速车内自适应有源消声系统的收敛速度。

在实施控制过程中，自适应控制器通过对构造出来的初始次级声源参考信号进行调幅、延时、倒相、滤波、放大后驱动扬声器发声产生次级声源信号来抵消车内初级声源的噪声。次级声源发出的声波经过次级声源和误差传声器之间的声通道与初级噪声信号相抵消后的结果由误差传声器读入，因次级声源和误差传感器之间的声通道会对次级声源的输出信号产生幅值衰减和相位偏移，所以自适应算法会根据来自误差传感器的输入信号自动调节和修正控制器参数，使有源消声系统逐渐趋于理想的消声状态。

在上述自适应噪声主动控制系统中，最常用的自适应滤波算法是 LMS 准则的算法。此类算法具有运算量小、算法简单、收敛性较好及其硬件容易实现的优点，因而在噪声主动控制系统中应用最广。由于在本文设计的有源消声系统中，声学路径的影响较大，所以采用带有声路径抵消模型的 FXLMS 算法更为适合。

有源消声的自适应 FXLMS 算法框图如图 3 所示。图中  $x(k)$  为车内初级声源所产生的噪声信号， $p(k)$  为  $x(k)$  通过初级声通道传到误差传声器处的声信号， $y(k)$  为控制器输出的次级声源控制信号， $s(k)$  为  $y(k)$  经过次级声通道后到达误差传感器处的次级声源信号， $e(k)$  为误差信号， $P(Z)$  为从初级声源到误差传感器的初级声通道传递函数， $C(Z)$  为  $y(k)$  经功放、扬声器到误差传感器之间次级声通道的传递函数， $W(Z)$  为自适应滤波器加权系数， $x'(k)$  为  $x(k)$  的估计值，即(4)式的离散形式。

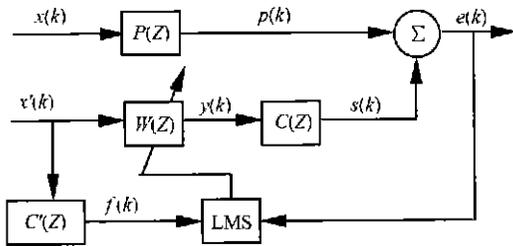


图 3 自适应 FXLMS 算法框图

在有源消声系统工作时，因为次级声通道  $C(Z)$  的存在，使  $p(k)$  和  $s(k)$  之间在幅值和相位上产生一

定的差异，导致有源消声系统的控制效果不好，所以在设计自适应算法时要对  $C(Z)$  进行补偿以消除次级声路径的影响。 $C'(Z)$  为  $C(Z)$  的估计，经过  $C'(Z)$  补偿过的  $x'(k)$  信号用  $f(k)$  表示。由图 3 可以得出以下的关系

$$\begin{cases} y(k) = x'^T(k)w(k) \\ s(k) = y^T(k)c \\ f(k) = x'^T(k)c \end{cases} \quad (5)$$

对应的自适应加权函数的梯度下降算法是

$$w(k+1) = w(k) - 2\mu e(k)f(k) \quad (6)$$

式中， $\mu$  为自适应步长。

### 3 车内有源消声系统的构建与试验结果分析

车内噪声主动控制系统流程如图 4 所示。

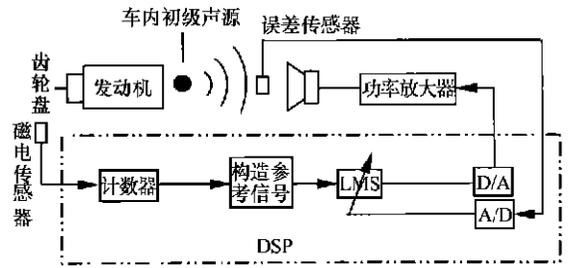


图 4 车内噪声主动控制实验装置图

图 4 中的初级声源为车内噪声。根据 GB7258-1997《机动车运行安全技术条件》的有关规定，误差传声器安置在驾驶员右耳处。发动机转速信号可用磁电式转速传感器和计数器通过测量发动机工作时飞轮转过的齿数来计算。对于柴油发动机来说，可用传感器测量高压油管上的喷油高压脉冲计算出发动机转速；对于汽油发动机还可以通过直接测量点火线圈前的点火分压信号来计算发动机转速，从而省去了测量发动机转速的传感器，进一步降低有源消声系统的成本。把测得的发动机转速代入(1)式就可以获得车内噪声最大峰值频率，然后用付氏级数进一步构造出如公式(4)所示的有源消声系统的初始次级声源参考信号。该参考信号和从误差传声器采入的误差信号一起经过高速数字信号处理器 DSP 进行自适应运算后产生次级声源信号，并由功率放大器放大后驱动扬声器发声。扬声器发出的次级声源信号与车内被控局部区域内的初级声源信号接近等幅反相，从而达到抵消车内噪声的目的。

采用上述自适应有源消声系统对由发动机振动和噪声辐射引起的某轻型客车的车内噪声进行了有源消声试验。图 5 给出了控制器开关前后驾驶员右耳处噪声随发动机转速变化的关系图。由图中可以看出，在

不同发动机转速下, 车内噪声都有所降低, 最大降噪量为 10.8dB (Lin)。

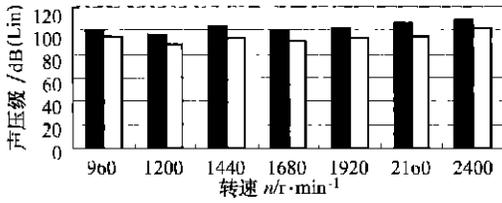


图5 控制器开关前后驾驶员右耳处噪声随转速变化图  
(黑色为关, 白色为开)

图6和图7表明, 在发动机转速分别为1440r/min和2160r/min时, 有源消声系统打开和关闭对驾驶员耳旁噪声影响的时、频域曲线。从图中可以看出: 所构建的自适应有源消声系统能够有效的降低车内主要频率成分处的峰值噪声, 对应上述2个转速的车内噪声总降噪量分别为9.5dB (Lin)和10.8dB (Lin), 从而达到降低车内噪声、改善汽车乘坐舒适性的目的。以上试验结果表明, 基于发动机转速构造次级声源参考信号的车内自适应有源消声系统能够实现较好的消声效果。

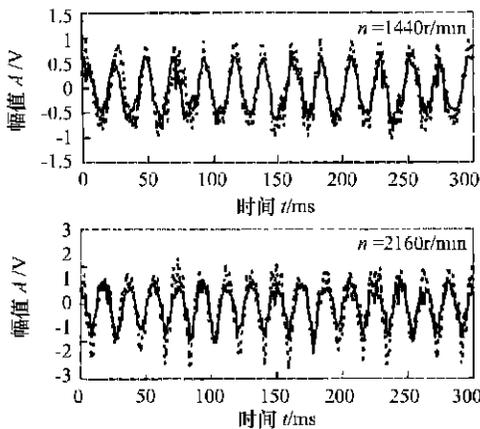


图6 有源消声前后驾驶员耳旁噪声的时间历程曲线  
---控制器关 ——控制器开

#### 4 结论

(1) 本文在测试分析了某平头轻型客车车内噪声特性的基础上, 指出了发动机前置轻型客车车内噪声主要来源于发动机不平衡往复惯性力激起的车身板壁振动和发动机噪声辐射, 车内噪声的主要峰值发生在发动机燃烧基频及其各阶谐波处, 从而为用发动机转速信号作为参考信号进行车内有源消声提高了依据。

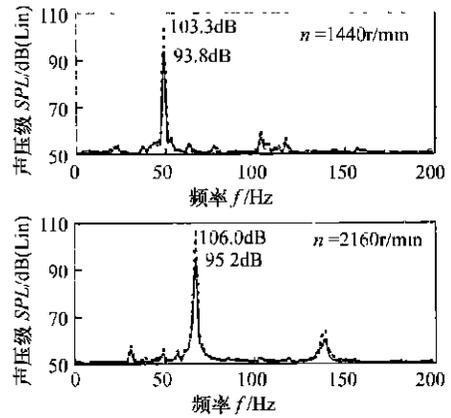


图7 有源消声前后驾驶员耳旁噪声频域图  
---控制器关 ——控制器开

(2) 根据车内噪声信号峰值与发动机转速信号密切相关这一特点, 提出了由发动机转速信号用付氏级数构造有源消声系统初始次级声源信号的方法。

(3) 详细讨论了车内有源消声控制策略和自适应控制算法, 构建了车内自适应有源消声系统。通过对某轻型客车车内有源消声的试验研究表明, 该系统结构简单、易于实现, 可使车内驾驶员耳旁噪声降低10dB (Lin)左右。

#### 参考文献:

- [1] 胡啸, 胡爱群, 等. 机动车辆舱室内主动噪声控制系统的设计 [J]. 噪声控制, 2001 (7): 29-33
- [2] 常振臣, 王登峰, 等. 车内噪声控制技术现状及展望 [J]. 吉林大学学报 (工学版), 2002, 32 (4): 86-90.
- [3] Nakaji Y, et al A Study on Active Booming Noise Control Through Car Interior Sound Field Analysis (in Japanese with English Summary) [C]. Preprint of JSME Symposium, 1991, 910 (52): 301-306
- [4] Manpei Tamanura, Eiji Shibata. Application of Active Noise Control for Engine Related Cabin Noise [J]. JSAE Review, 1996 (17): 37-43.
- [5] Elliott S J, Sothers I M, Nelson P A. A Multiple Error LMS Algorithm and its Application to Active Control of Sound and Vibration [C]. Acoustic, Speech and Signal Processing 1987, 35: 1423-1434
- [6] 常振臣, 王登峰, 等. 神经网络方法在车内噪声预测中的应用 [J]. 农业机械学报, 2003 34 (1): 21-24
- [7] 张建南, 王登峰, 等. 基于神经网络方法的车内噪声自适应主动控制 [J]. 汽车技术, 2003 (10): 1-3
- [8] 常振臣, 王登峰, 等. 车内噪声主动控制系统设计与试验研究 [J]. 公路交通科技, 2003 20 (6): 150-153