

## 汽车排气噪声特性和消声器设计

任文堂

(北京市劳动保护科学研究所 北京 100054)

1992年12月3日收到

本文对汽车排气噪声产生的机理作了分析,指出排气噪声主要由周期性排气噪声、气缸共振噪声、管系空气柱共振噪声组成。对排气噪声和发动机转速、负荷的关系也作了讨论。

在对国内外汽车消声器理论研究的基础上,结合作者的实际研究工作,重点讨论了汽车消声器实际设计中的一些重要问题,如消声器合理设计指标、消声器的容积和结构选择、消声器壳体辐射噪声控制、消声器系统配置等问题。对多功能汽车消声器的应用,也作了简单介绍。

大量的试验和研究工作都已表明,排气噪声是汽车及其发动机(包括汽油机和柴油机)的最主要噪声源。排气噪声通常比发动机运转噪声高10—15dB(A)。采用有效的排气消声器是多年来所用降低排气噪声最有效和最重要的措施。汽车排气消声器及排气系统通常工作在高温、高速脉冲气流下,而且具有明显的温度梯度和声速梯度变化。因此,在理论上准确地分析和预测消声特性还存在不少困难。但是,人们在排气消声器的试验方法、设计方法以及近似的理论预测等方面,在近些年还是取得了很大进展。

### 一、汽车排气噪声特性

汽车排气噪声主要由周期性排气噪声、湍流噪声和空气柱共振噪声组成。对于一些单缸发动机,气缸和排气管所组成系统的共振噪声是最主要的噪声源。

由于发动机的排气门周期性地开启和关闭而产生的周期性压力所激发的噪声称周期性排气噪声,它是排气噪声中最主要的成份。如果采用窄带频谱仪分析排气噪声,在低频范围所观察到的一些突出的简谐成分即是周期性排气

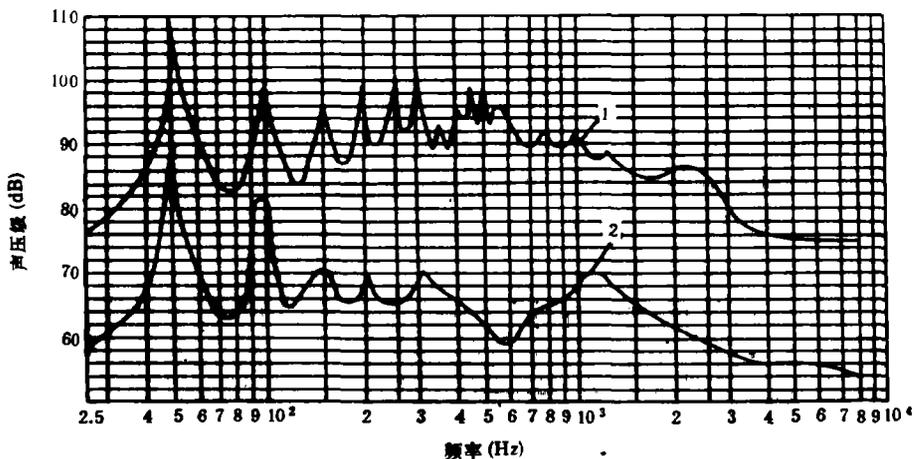


图1 一台典型柴油机排气噪声的频谱  
(2000r/min,全负荷)

1——未加消声噪; 2——加消声器。

噪声。周期性排气噪声的峰值频率为

$$f_k = k \frac{N \cdot i}{60\tau} \quad (1)$$

式中  $k$ ——谐波次数,  $k = 1, 2, 3, \dots$ ;  $N$ ——发动机转速,  $r/min$ ;  $i$ ——气缸数;  $\tau$ ——冲程系数, 对四冲程发动机  $\tau = 2$ , 对二冲程发动机  $\tau = 1$ 。

湍流噪声是由高速气流通过排气门和排气管道时产生的, 一般为 1000Hz 以上的连续性高频噪声。排气系统(包括排气消声器)一般包含有一定数量的两端开放和一端开放的管, 在排气噪声的激发下, 它们还可以产生一些共振噪声。

对于单缸发动机, 试验表明, 由气缸和排气管产生的亥姆霍兹共振噪声则是排气噪声的主要成份。图 1 是一个典型的柴油机排气噪声频谱图。该气缸共振噪声的频率为

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi a^2}{V_h (l + \sqrt{\pi a/2})}} \quad (2)$$

式中  $c$ ——排气系统中的声速;  $a$ ——排气管半径;  $V_h$ ——气缸容积;  $l$ ——排气管长度。

汽车排气噪声的声级和发动机设计参数、负荷等有密切关系。图 2 给出了四种典型汽车发动机的噪声和转速、负荷的关系。

## 二、汽车排气消声器理论 研究的主要进展

评价一个汽车排气消声器系统声学效果的指标通常采用插入损失  $IL$ 。为了分析一个消声器的插入损失, 我们可以采用图 3 所示的模型表示声源-消声器-管口辐射系统。图中  $P_1$ ,

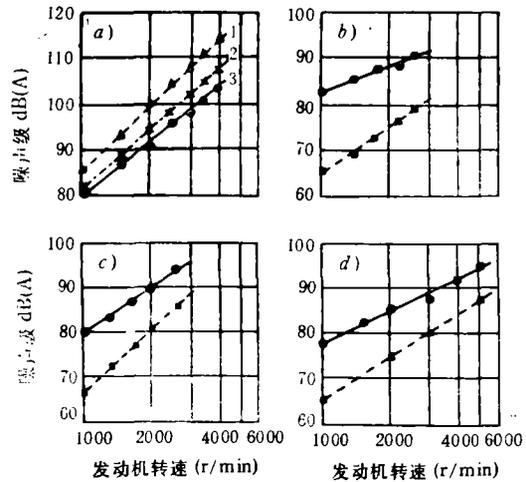


图 2 发动机转速、负荷对排气噪声的影响  
a——2L、4 缸间接喷射式柴油机; b——10L、V8 直接喷射式柴油机; c——8.2L、6 缸直接喷射式柴油机; d——2L、4 缸汽油机。  
1——没有排气歧管; 2——有排气歧管; 3——带排气系统。●——全负荷; ■——空负荷。

和  $V_1$  分别表示恒压声源和恒流声源,  $Z_e$  表示源阻抗,  $Z_r$  表示管口辐射阻抗。按图 3 所示模型的网路图, 可以得到一个排气消声系统的插入损失为

$$IL = 20 \log \left| \frac{AZ_r + B\rho c + (CZ_r + D\rho c)Z_e/\rho c}{A'Z_r + B'\rho c + (C'Z_r + D'\rho c)Z_e/\rho c} \right| \quad (3)$$

式中  $\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}$ ——排气消声系统的四端网络传递矩阵;

$\begin{bmatrix} A' & B' \\ C' & D' \end{bmatrix}$ ——空管的传递矩阵;

$\rho c$ ——传播介质的特性阻抗。

利用公式 (3) 来预测一个消声系统的插入损失, 需要知道声源阻抗。末端辐射阻抗利用声学理论已经得到了圆满的解决。对于一个实

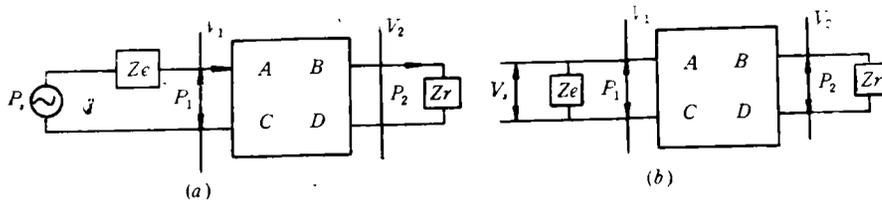


图 3 排气消声器物理模型  
a——恒压声源; b——恒流声源。

际采用的消声器,得到它的传递矩阵却是一个比较复杂的问题。如果假定消声器是在均匀气流、线性声学条件下工作,且假定是在平面波条件下进行传播,一些典型汽车消声器的消声元件的传递矩阵是容易得到的。在工程上也有一些成熟的办法把一个复杂的汽车消声器分解成若干基本单元,这些消声单元传递矩阵的乘积即为消声器的传递矩阵。确定声源阻抗是一个更为复杂的问题。如果假定声源阻抗为0(恒压声源)、或无穷大(恒流声源)、或近似认为声源阻抗 $Z_s$ 等于特性阻抗 $\rho c$ (一些试验表明,对于多缸发动机这一假定较为适用),利用(3)式来预测消声器的插入损失,问题就简单了。在这些理想的假定条件下,在实验室进行的一些试验表明,采用这种方法预测消声器的插入损失,试验结果和理论预测较为接近。采用这种方法对实际汽车消声器的设计有一定的指导意义。

遗憾的是,对大多数汽车发动机台架上的消声器试验结果,和理论预测吻合不好。其主要原因是,在理论上采用的声源阻抗假定和得到的消声器传递矩阵,与汽车发动机实际工作时的声源阻抗、消声器传递矩阵之间有误差。另一个重要原因是,消声器及其排气系统中的气流,实际上是具有一定温度梯度(从而有声速梯度)、脉动性很强的高速气流,这些气流在流动过程中产生较强的湍流和再生噪声(包括气流再生噪声和气流与管道元件作用产生的再生噪声),这些因素在现有的理论中没有予以考虑,其解决也有一定的困难。

为解决声源阻抗的假设和消声器单元传递矩阵理论模型所带来的误差,近些年也发展了一些测量方法(图4)。主要方法是采用声强测量技术,测量某一特定排气管道系统的 $p_1 v_1$ 和 $p_2 v_2$ (声压和粒子速度乘积),通过计算得到声源阻抗。同样也可以利用声强测量技术,在某一特定声源上测量消声器单元的传递矩阵。

采用四端网络法预测排气消声器的插入损失时,一个重要的假设条件是在平面波条件下进行传播。实际上在排气系统中传播的高次模

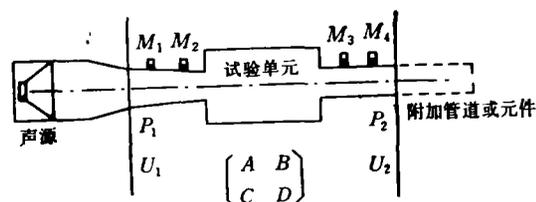


图4 声源阻抗和消声器单元传递矩阵测量示意图

式也是不能忽略的,因为发动机排气噪声可以激发大部分模式的声波,有些成份低于临界频率,但也有一些高于临界频率。况且,在消声器的阻抗急剧变化处,还会产生一些附加模式的声波。这些高次模式声波在汽车排气消声器中的产生与传播规律也还需要进一步研究。采用有限元法对高次模式声波的传播特性的研究,已取得一定进展。

随着数字信号处理技术的发展,有源控制技术被用来控制汽车排气噪声也取得迅速进展。早在本世纪30年代,就有人申报了有源噪声控制专利。但对于把这项技术应用于控制管道噪声来说,发展最快的时期是80年代和90年代。用有源控制技术降低汽车排气噪声,首先要解决两个问题,一个是高速度的数字信号处理器(DSP),另一个是需要耐高温和振动的换能器。这两个问题应该说已经得到解决。1989年美国ANVT(Active Noise and Vibration Technologies)公司就开始应用于实际汽车的有源消声器的试验研究。试验表明,对于一个3.8L的6V发动机的汽车,整车噪声可以达到76dB(A),符合有关标准。据称还有减少油耗和功率损失的优点。但总的说来,汽车用有源消声器仍处于试验应用阶段。如若达到广泛配套使用,尚需进一步降低成本并经受住严苛的汽车道路试验的考验。

### 三、汽车排气消声器的设计

汽车排气消声器设计中的主要评价指标是插入损失和功率损失,前者表征消声器的消声性能好坏,后者表征消声器的空气动力性能好坏。有些人采用阻损表征消声器的空气动力性

能。但由于排气脉动压力对气缸扫气的影响,功率损失和阻损往往不具有很好的相关性,因此,采用功率损失来评价更为合理和实用。同时还应兼顾的其它指标包括:消声器容积、重量、寿命、价格、制造和安装的工艺性等。这些评价指标是密切相关的,在设计过程中,应根据实际要求兼顾。应该指出,汽车排气消声器是工作在较恶劣的物理和化学条件下,其寿命也成为评价消声器的重要指标。影响消声器寿命的因素包括:由消声器悬挂点传递给消声器的振动(主要来自发动机和路面随机振动)、消声器及排气系统的热膨胀、消声器的结构设计、消声器系统的共振、消声器的安装方式、消声器选用材料和镀层等。

### 1. 选定合理的消声器设计指标

由于汽车排气消声器需要在不同负荷、不同转速下工作,这就要求排气消声器在不同温度、流速下,在宽频带范围具有较高的消声值,较低的功率损失。重要的是选择合理的设计指标。国际上评价汽车噪声通常采用以一定工况加速或匀速行驶时产生的A计权整车噪声级作为评价量。汽车噪声是一个典型的综合噪声源,包括排气噪声、发动机噪声、传动系统噪声、车体振动噪声等。排气消声器的功能仅是降低排气噪声。消声量过大,牺牲发动机功率和增加成本,并不能进一步降低整车噪声,也是不经济的。反之,消声器的消声量过小,排气噪声仍是主要噪声源,达不到降低整车噪声的目的。消声器的合理设计指标取决于车辆类型和其它噪声源的强度。针对我国汽车噪声的现状,表1所列指标是合理的和可行的。

表1 各类汽车消声器推荐设计指标

车辆类型	IL, dB(A)	功率损失比,%
摩托车	20—25	<5
载重汽车	20—25	<5
工程车辆	15—20	<5
大中型客车	25—30	<5
小轿车	30—40	<7

### 2. 合理选定消声器容积和结构

为使消声器在较宽的频带范围有较好的消

声效果,它通常是由多个消声单元串联或并联组成。经常采用的消声单元有:阻塞管式消声器、扩张室消声器、共振腔消声器、阻性消声器和干涉式消声器(图5)。对于要求较高的汽车,也采用2级或3级主、副消声器系统。

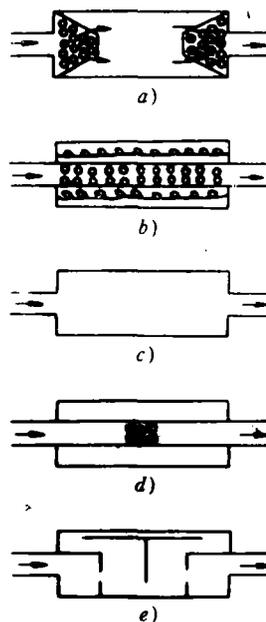


图5 典型汽车消声器单元结构示意图  
a) 摩擦型; b) 阻性; c) 扩张型;  
d) 共振型; e) 干涉型→气流。

合理地选择消声器容积也是很重要的。大量的试验表明,消声器容积和消声器的消声量、输出功率有密切关系。图6给出了消声器容积比(消声器容积和发动机排量之比)同插入损失和输出功率的统计关系曲线。从曲线上可以看出:消声器容积增加可能增加发动机输出功率和减小消声器的插入损失(区域1);消声器容积增加可能增加插入损失和增大输出功率损失(区域3);消声器容积增加,也可能增加消声器插入损失和增加发动机功率(区域2)。上述关系都可能存在,关键在于根据消声器插入损失和功率损失的要求,选择合适的消声器容积。在大多数情况下,可以利用下列公式来大致确定消声器的容积

$$V_M = k \frac{V_e}{n} \sqrt{\frac{1}{i}} \quad (4)$$

式中  $V_e$ ——发动机排量,  $L$ ;  $n$ ——发动机转速,  $r/min$ ;  $i$ ——发动机缸数;  $k$ ——常数, 对于载重汽车  $k = 35 \times 10^3$ , 对于小客车,  $k = 50 \times 10^3$ .

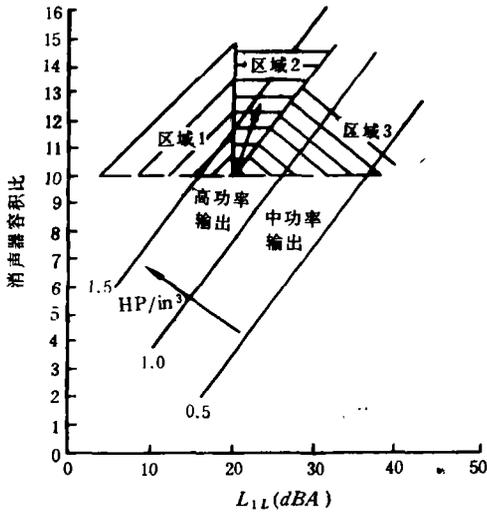


图6 消声器容积比、插入损失和发动机输出功率关系

### 3. 壳体辐射噪声控制

壳体辐射噪声是指由消声器壳体或排气管系辐射的噪声。特别是消声器消声量大时, 壳体辐射噪声更要引起注意。壳体辐射噪声产生的模型如图7所示。从图上可以看出, 要对一个排气消声器系统的壳体辐射噪声分析清楚, 必须首先要分析消声器内部声场和壳体的耦合特性、消声器壳体的结构响应和壳体在声场激发下的声辐射效率。这方面的研究工作, 已经取得不少进展。

控制壳体辐射噪声基本可以采用两种方

法。一种是采用模态技术分析排气系统和消声器的振动, 选择合理的形状和结构。另一种方法是选用低辐射壳体和管壁材料。图8给出了选用不同的壳体结构和它们的效果。

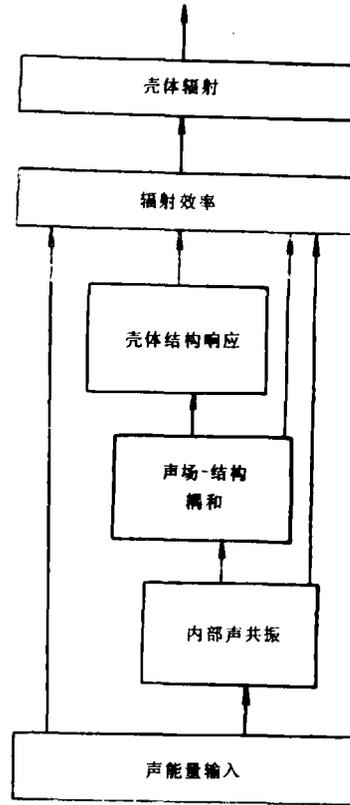


图7 壳体辐射噪声产生的模型

### 4. 消声器系统的配置

汽车消声器系统通常是由一个或多个消声器及多段排气管联结构成(包括消声器排气尾管)。从理论分析, 已十分清楚, 消声器和排气

方 法	结 构	提高效果
增加壳体厚度		1-4dB
双层结构		5-9dB
复合结构		8-15dB

图8 典型的壳体噪声控制材料及效果

管的相对配置位置对消声器系统的声学特性有明显影响。这是因为，配置位置直接和排气消声器系统的传递矩阵有关。理论和试验还都已证明，排气管系中的脉动压力反射波对气缸扫气、发动机输出功率也有明显影响。而反射脉动压力波的位相和消声器系统的位置又有密切关系。因此，一个成功的排气消声系统的设计，除考虑消声器的结构设计外，还应考虑合理的消声器系统的位置配置。通常通过仔细地试验，可以找到消音量较高、输出功率也较高的最佳配置位置。

图9给出了一个不同消声器位置对排气噪声和壳体噪声影响的实例。从图上可看出，消声器位置配置对排气口噪声、壳体辐射噪声均有明显影响。

### 5. 多功能消声器的设计

除一般功能消声器外，在实际中还经常设计一些具有多功能的排气消声器。

透平增压消声器是有效地利用排气流体能驱动一个透平涡轮，以向发动机进气系统提供空气-燃料混合物并提高发动机功率。

灭火花消声器是专门为草原、林区使用的车辆设计采用的。通常消声中采用能产生离心力作用的装置使排气中火花星降落到消声器的一个室中，以避免火花从排气口中排出，引起火灾。

净化消声器是把降低排气污染的装置寓于消声器或排气消声系统中。净化剂一般采用贵金属或稀土金属，载体一般采用蜂窝状或球状陶瓷或铝金属。通过催化氧化反应，使排气中碳氢化合物和一氧化碳转化成水蒸汽和二氧化碳。由于催化反应产生高温，这时对消声器的材料要有特殊要求。在消声器设计中，还应注

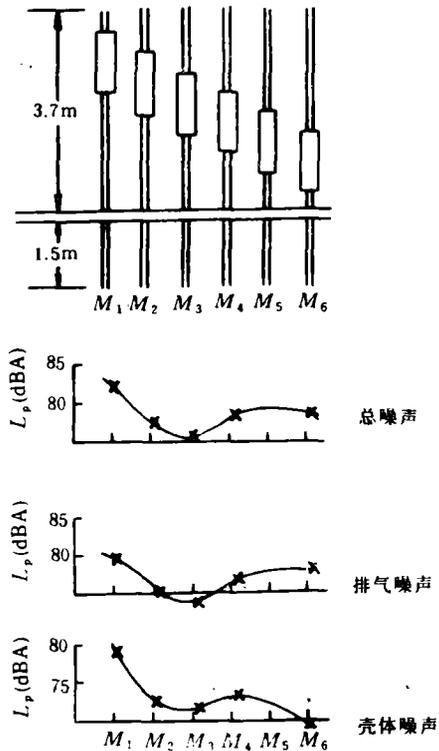


图9 消声器安装位置对排气噪声影响的实例

意由于高温所产生的声速变化对消声性能的影响。

### 参 考 文 献

- [1] Beranek L. L., *Noise and Vibration*, McGraw-Hill, 1979, 201-203.
- [2] Donald E. Baxa, *Noise Control in Internal Combustion Engines*, John Wiley & Sons Inc., 1982, 272-275.
- [3] 任文堂, 李孝宽, 赵伸等, *农业机械学报*, 1(1983).
- [4] Prasad M. G., and Croker M. J., *J. Sound and Vibration*, **90**-4(1983).
- [5] Prasad M. G., and Croker M. J., *J. Sound and Vibration*, **90**-4(1983).
- [6] 任文堂, 郝维周, *交通噪声及其控制*, 人民交通出版社, 1984, 257-259.