

排气系统驻波现象及解决方案

Solution To The Standing Wave Of Exhaust System

张硕^{1,2}, 张海燕^{1,2}, 杨亮^{1,2}, 覃炜^{1,2}, 刘阔祥^{1,2}, 胡成太^{1,2}

(1. 长安汽车工程研究院, 重庆 401120,

2. 汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室, 重庆 401120)

摘要: 本文从理论和模拟计算两方面研究排气系统驻波的形成机理和解决措施, 在试验过程中发现某车型排气尾口存在驻波噪声问题, 通过应用 GT-power 软件建立某车型排气尾管噪声声学模型, 分析其排气系统尾管噪音各阶次噪声声学特征, 确定某一共同频率的波峰是由长尾管的驻波引起的, 提出了在长尾管上增加直通穿孔消声器的方案。通过对比分析三种不同容积消声器, 确定了解决该驻波问题的消声器方案。最终通过试验论证, 该方案达到了预期目的, 解决了驻波噪声问题。

关键词: 排气系统, 驻波, 声学分析, 消声器

Abstract: The standing wave was founded in the exhaust orifice noise, the paper researched the mechanism of the standing wave and proposed solution after studying both on the theory and the simulation calculating. The paper affirmed that the standing wave caused the common resonance frequency after analyzed the characteristics of the order of the exhaust orifice noise by GT-power software. The solution is to add a punch plate muffler on the exhaust pipe. A propose is adopted through comparing three mufflers with different volumes. The standing wave disappeared at last.

Key words: exhaust system, standing wave, acoustic analysis, muffler

1、前言

近年来, 随着汽车工业的飞速发展, 汽车已经走进千家万户。人们对汽车, 尤其是乘用车的舒适性要求逐渐升高, 汽车 NVH (Noise、Vibration、Harshness) 是决定车辆舒适性的主要指标, 而排气系统噪声则是影响整车噪声的主要声源之一。所以, 对汽车发动机排气噪声的控制显影响到汽车产品在国内外的竞争能力。

1994 年江苏理工大学的蔡超等用有限元方法计算了轴对称抗性消声器的传递损失, 通过实验验证和声传递矩阵计算结果对比发现有限元具有较高的精度^[1]。1998 年大连理工大学的季振林等使用传递矩阵和边界元法计算了整个排气消声系统的四极参数, 使用双负载法和特征线法确定发动机的声源阻抗和强度, 实现内燃机排气噪声和消声器插入损失预测, 并与实测结果吻合良好^[2]。1999 年华中理工大学的黄其柏^[3]研究了考虑非均匀流场的刚性直管声场传递矩阵, 通过将刚性直管沿轴向分成多个微段, 并假定每个微段内温度、气流马赫数和声速保持不变的情况下, 利用各微段间声压和体积速度的连续性推导了声场传递矩阵。2003

年吉林大学的丁万龙^[4]用边界元方法对某摩托车排气消声器进行了数值仿真分析，在实验验证的基础上运用仿真结果提出了切实可行的方案。同年江苏大学的陆森林^[5]等用三维有限元法计算出消声器的四端子参数，然后利用所求得参数预估了消声器的性能，并对扩张式上限频率和扩张式长度对消声器性能的影响进行了讨论，对消声器设计有一定的参考价值。随着计算机软件技术的迅猛发展及其在工程中的广泛应用，发动机性能仿真技术也得到了快速发展并日渐成熟，逐渐成为现代消声器研究的主流。GT—Power 软件就是其中较优秀的软件之一。

本文以某样车排气口驻波噪声为例，运用 GT—Power 软件对排气口驻波噪声进行了详细的分析，同时找到了问题产生的根本原因，同时提出了排气口驻波的解决方案。通过最终试验和分析结果表明，该方案能够较好的解决排气驻波问题。

2、排气系统驻波的产生机理

驻波是频率相同的向右传播的入射波和向左传播的反射波叠加而成的。驻波并不是运动的波，而是静止的，这是“驻波”名称的由来。驻波表示管道中的声音模态。对于长度一定的管道来说，由于有许多频率的波，因此也就有很多驻波。当外界激励源与系统基本特征频率相同时，激起高强度的驻波，也叫共振或谐波。

长尾管产生的驻波机理：消音器与尾管由于截面积不同，因此在交界处声阻抗不匹配，另外排气口通往大气，阻抗也不匹配，因此就在管道中就存在入射波和反射波，这样就有驻波存在。当消音器的容积足够大，消音器与尾管的交界面可以近似地处理为开口管端，这样尾管就可以看成具有一个“开口-开口”的边界条件，因此其驻波的频率

$$f = \frac{(2n-1)c}{2L} \quad (1)$$

上式中：f 是驻波产生的频率；n=1,3,5...;c 是声速；L 是管子长度。

来计算。驻波的频率只取决于声波的速度和尾管的长度，由于声速是确定的，因此只要改变尾管的长度就可以调节尾管的辐射噪声的频率。通常在设计完排气系统后，经过测量发现某个频率成分的噪声过大，这时往往通过调节尾管的长度来抑制这个频率分量的噪声。

中间管道产生的驻波机理：图为一个中间管。中间管的两边是消音器，假设消音器足够大的话，也可以认为中间管的两边是处在“开口-开口”边界条件。^[6]这样这个管的共振频率也可以用公式来计算。

$$f = \frac{(2n-1)c}{2L} \quad (2)$$

上式中：f 是驻波产生的频率；n=1,3,5...;c 是声速；L 是管子长度。

如果管道太长，管道中声的模式很容易与管道的结构模式产生共振。这样的低频率很容易把结构本身的固有频率激励起来。一旦结构的模式被激励起来，这个振动就会通过挂钩传递到车体。所以为了防止驻波激励，中间管应该避免长管道。如图 1 所示

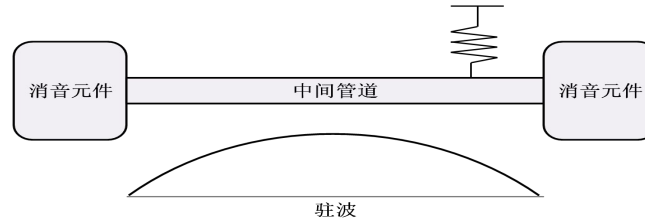


图1：驻波产生示意图

3、GT-Power 仿真分析

在 GT-Power 中建立传递损失模型，首先需要建立消声元件的模型，而消声元件本质上都是一些管道系统，必须划分网格才能计算求解，GT-Power 采用一维交错网格，将管道系统分成若干个体积，应用有限体积法进行数值计算，标量在网格中心计算，如压力、温度等，矢量在网格的交界面计算，如速度、质量流量等，GT-Power 计算求解的过程，本质上就是求解一维气体动力学基本控制方程，也就是流体力学三大基本方程：^[7]连续性方程，动量方程和能量方程。

连续性方程

$$\frac{dm}{dt} = \sum m \text{ flx} \quad (3)$$

动量方程

$$\frac{d(m \text{ flx})}{dt} = \frac{dpA + \sum(m \text{ flx} \times u) - 4C_f \times \frac{\rho u^2}{2} \times \frac{dx A}{D} - C_p \times \frac{\rho u^2}{2} \times A}{dx} \quad (4)$$

能量方程

$$\frac{dme}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum(m \text{ flx} \times H) - hAs(T_{\text{fluid}} - T_{\text{wall}}) \quad (5)$$

(显示结果)

$$\frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum(m \text{ flx} \times H) + V \frac{dp}{dt} - hAs(T_{\text{fluid}} - T_{\text{wall}}) \quad (6)$$

(隐式求解)

上式中： m_{flx} 是通过边界的质量流量； m 、 V 、 p 分别为单元内的质量，体积和压力； A 为流通面积； e 、 H 分别为内能和总焓； h 为传热系数； u 为体积单元的边界速度； C_f 为表面摩擦系数； D 为当量直径； C_p 为压力损失函数； T_{fluid} 和 T_{wall} 分别为流体温度和壁面温度。

4、某车型开发驻波现象及解决措施

4.1 问题定义

在某四缸发动机车型的开发中，发现以下现象：

- (1) 排气尾口噪声线性度非常差，存在三个较大峰值；
- (2) 在连续测试的多组数据中，峰值向高转速转移。如图 2 所示

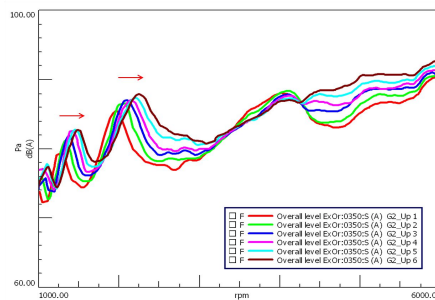


图 2：某车型原状态排气尾口测试结果

- (3) 从阶次噪声图和频谱图上看，2，4，6 主阶次存在一个共同的 130Hz 频率的波峰；如图 3，图 4 所示；

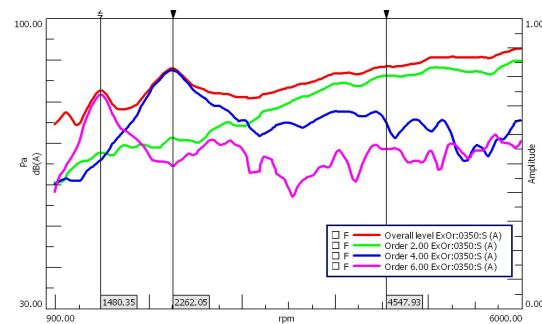


图3：某车型原状态排气尾口Overall及阶次图

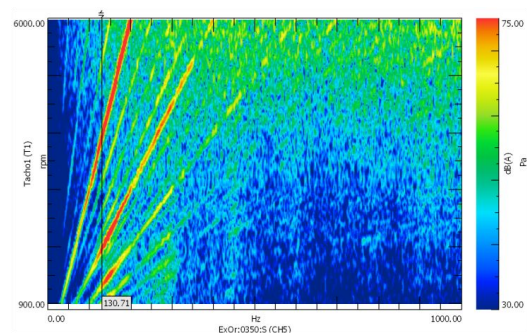


图4：某车型原状态排气尾口频谱图

鉴于该排气系统长尾管，根据相关资料可知，长尾管容易产生驻波，根据驻波频率公式，排气尾管气体温度约 200°C ，该温度下声速约为 450 m/s ；尾管长度 1.36 m ， n 取 1 ， $f = nc/2L = 1 \times 450 / (2 \times 1.36) = 130\text{ Hz}$ ，与测试中出现 130 Hz 峰值非常吻合，从而确定了驻波现象是排气口噪声 3 个波峰产生的根本原因。而且该频率对 2、4、6 主阶次对应的波峰均有很大的贡献，属于当外界策动源频率与系统某本征频率相同时会激起高强度的驻波这种条件，从而导致了整体噪声的几个波峰。

4.2 解决方案

针对该高强度驻波，有两种基本解决方案：一种是增加 130Hz 赫尔默兹谐振腔来消除这个共振频率，一种是通过调整排气尾管长度改变驻波频率，避开高强度的激励频率，从而达到弱化波峰的效果的解决方案。考虑到在高温下（230 °C）使用 130Hz 赫尔默兹谐振腔，要达到较好的消声效果，谐振腔的容积至少要达到 5L，而在车上无法布置下这么大的一个谐振腔，因此放弃方案一。对于方案二，排气管的长度是根据车身的长度决定的，不能随意更改，因此，确定在尾管中部增加一个穿孔结构的消声器，这样既可以改变尾管的长度，又可以削弱共振带的能量。

使用 GT-POWER 建立发动机及进排气系统完整的原始模型（如图 5 所示），并根据可布置的空间设计了的三个直径分别为 75mm（优化方案 1）、104mm（优化方案 2）和 120mm（优化方案 3）的直通穿孔结构消声器（如图 6 所示），进行排气口辐射噪声计算和对比分析。

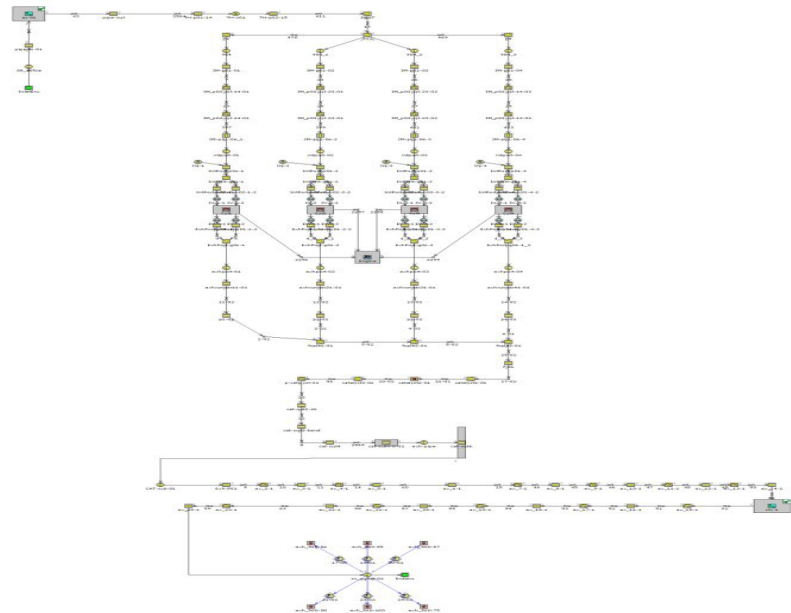


图5：发动机及进排气系统模型

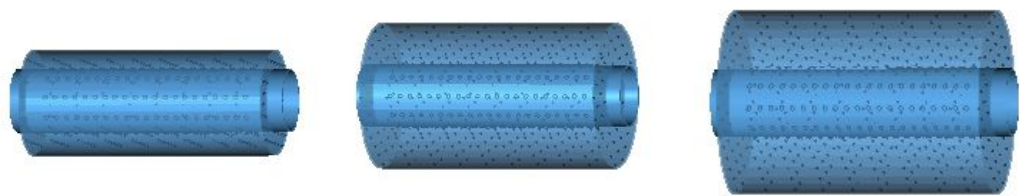


图6：消声器模型（从左至右依次为直径75mm，104mm和120mm）

如图7所示是各优化方案和Base方案的尾管噪声对比图，由图可知，随着直通穿孔消声器的容积的增大，中低转速下的峰值降低的越多。直通穿孔消声器的容积大小与驻波的消除有较大关系。

如图8到图11为Base方案和三组方案中效果最好的优化方案3的尾管噪声对比图，黑实

线是Base 方案结果，虚线是优化方案的结果；图8为总声压级的对比图，图9-图11分别为2、4、6阶噪声的对比图。在尾管中部增加一个穿孔结构的消声器，对于消除驻波有较为理想的效果；排气口噪声总声压级的峰值基本消失，曲线的线性度良好，峰值处的阶次噪声也有大幅度的降低。

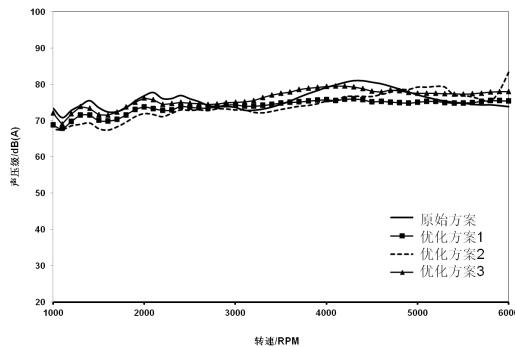


图7：排气口噪声总压值对比图

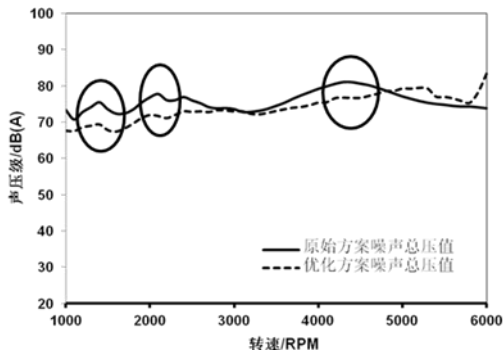


图8：排气口噪声总压值对比图

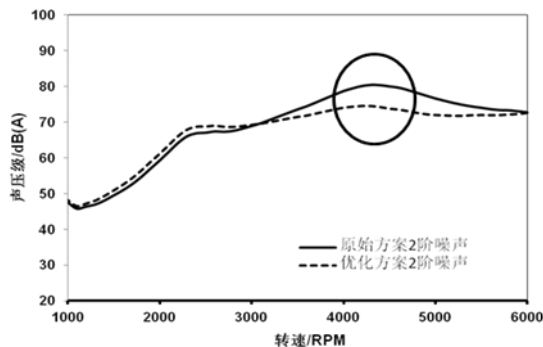


图9：排气口噪声2阶对比图

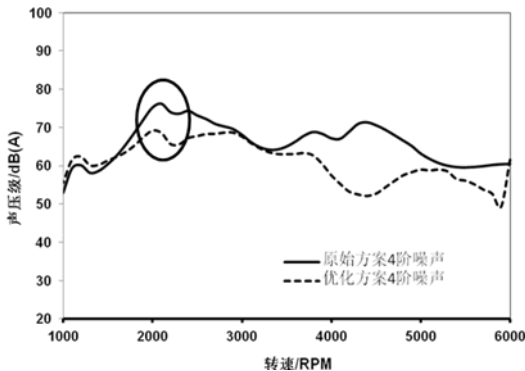


图10：排气口噪声4阶对比图

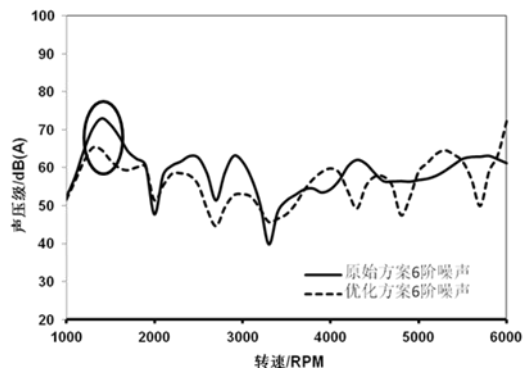


图11：排气口噪声6阶对比图

4.3 试验论证

根据优化方案，制作样件在实车上进行验证，与计算结果保持了高度一致，取得了理想的效果，完美的解决了驻波问题。

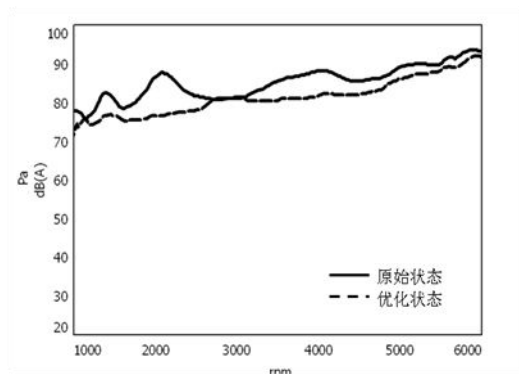


图12：排气口噪声测试值对比图

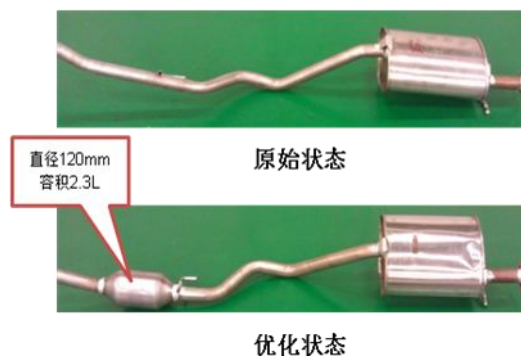


图13：尾管增加直通穿孔结构消声器图片

5、结论

1. 排气尾管较长容易引起驻波，排气口噪声多峰值共存且阶次噪声贡献明显时判断是否为驻波造成可以通过公式计算判断。

2. 消除驻波的方式主要有增加对应频率的消声元件来消除或通过调整排气尾管长度改变驻波频率两种方法，可根据实际情况进行选择。本文中所采用的在尾管中部增加一个穿孔结构的消声器兼顾两种方案，取得了理想的效果。

3. 直通穿孔消声器的容积越大消除驻波的效果越明显，对待驻波问题可以采用对不同容积消声器进行分析，确定方案及最终效果。

4. 通过使用 GT-POWER 软件优化排气口噪声，消除了驻波，制定优化方案，并取得了满意的实测效果，这对排气系统开发有重要的意义。

6、参考文献

- [1] 蔡超、宫镇等，存在气流时轴对称抗性消声器传递损失的有限元法求解，汽车工程，1994年第5期。
- [2] 季振林、宋希庚，内燃机排气消声系统声学特性的数值预测，内燃机工程，1998年第3期
- [3] 黄其柏，考虑非均匀流场的管道声学理论及消声器研究，华中理工大学学报，1999.8
- [4] 丁万龙，消声器的数值仿真分析，吉林大学硕士学位论文，2003.3
- [5] 陆森林等，内燃机排气消声器性能的三维有限元计算及分析，内燃机学报，2003年第5期
- [6] 庞剑， 谌刚， 何华 汽车噪声与振动－理论与应用 北京理工大学出版社 2006（1）
- [7] 邱群麟， 闵益峰， 两种消除排气驻波的解决方案 噪声与振动控制，2013.06