

基于 GT-Power 的发动机进气系统声学性能优化设计

Optimization Design of Acoustic Property for Engine Intake System Based on GT-Power

岳贵平

(一汽技术中心, 吉林 长春 130011)

摘 要：发动机进气系统噪声是汽车最主要的噪声源之一，对车内噪声影响尤其显著。本文基于 GT-Power 软件，以管道的声学理论为基础，进行了发动机进气系统声学性能参数化优化设计，发展了发动机进气系统声学性能的优化设计方法，解决了进气系统设计“优不优”的问题，降低了研发费用，缩短了产品的开发周期，具有很高的工程实用价值。

关键词：发动机；进气系统；声学性能；优化；GT-Power

Abstract: The noise of engine intake system, which has a great impact for the noise in car body, is one of the most important noise sources. In this article, based on the software of GT-Power and the acoustics theory of pipe, the parametric optimization of engine intake system for acoustic property was studied. The new method about the optimization design of engine intake system was introduced. And also the method discussed in this paper can reduce the cost on research and shorten the time of develop new products. In all, it has a great significance for power engineering.

Key words: Engine; Intake System; Acoustic property; Optimization; GT-Power

0. 前言

汽车工业在过去的几十年中飞速发展，汽车改变了人们的生活，带动了社会生产力的发展，在很多国家，汽车工业已经是支柱产业。随生活水平的提高，人们对舒适性的要求越来越高，同时噪声法规的限值也越来越低，噪声问题作为一种污染已经引起了人们的广泛重视。发动机进气系统噪声是车辆最主要的噪声源之一，对车内噪声影响尤其显著。目前，在发动机进气系统声学性能设计领域，国内大多数汽车厂家还处在经验设计阶段，周期长成本高，并且只能解决“行不行”的问题，不能解决“优不优”的问题。本文基于 GT-Power 软件，充分发挥计算机模拟仿真技术的优势，解决了进气系统设计“优不优”的问题，不仅降低了研发费用，还缩短了产品的开发周期。在本文中，以赫姆霍兹消声器和 1/4 波长管的声学理论为基础，应用 GT-power 发动机模型，分别完成了发动机进气系统声学性能直接优化设计和基于灵敏度的发动机进气系统声学性能优化设计，从而进一步发展了发动机进气系统声学性能的优化设计方法。

1. 发动机进气系统噪声产生机理

发动机进气系统噪声是由进气阀周期性开闭而产生的压力波动所形成的。当进气阀开启时，活塞由上止点下行吸气，邻近活塞的气体分子以同样的速度运动，这样在进气系统内就会产生压力脉冲，形成脉冲噪声；同时进气过程中的高速气流流过进气阀流通截面时，会形成涡流噪声；另外，如果进气系统中空气柱的固有频率与周期性进气噪声的主要频率一致时，会产生空气柱共鸣，使得进气管中的噪声更加突出。当进气阀关闭时，也会引起发动机进气管道中空气压力和速度的波动，这种波动由气门处以压缩波和稀疏波的形式沿管道向远方传播^[1]。

2. 发动机进气系统声学性能评估^[2-4]

发动机进气系统噪声很复杂，包括许多成份，其中管口噪声是其最主要部分，管口噪声与发动机性能和进气系统声学设计密切相关。

2.1 进气系统声学性能模拟

2.1.1 建立发动机 GT-Power 模型

GT-Power 软件是以一维的流体计算为基础，采用有限容积法对热流体进行模拟仿真的软件。该软件系统提供一个与其它 GT-Suite 系列产品 (GT-Fuel, GT-Cool, GT-Drive 等) 共用的前处理建模环境 GT-ISE，建立发动机模型时只需将相应的模板拷贝到 GT-Suite 中形成对象，并给对象的属性赋值，再将这些对象连接起来进行有机的集成，形成一个与实际发动机输入与输出相关的发动机仿真程序。除了对热流体进行计算外，它还能充分地考虑发动机曲轴、连杆、飞轮乃至整车等机械部件对发动机性能的影响。图1为发动机性能计算的 GT-Power 模型，表1为该发动机的技术规格。

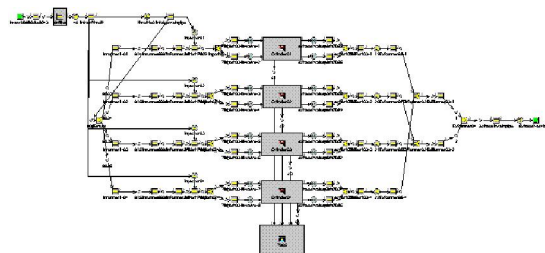


图1 发动机 GT-Power 模型

表 1 汽油机的技术规格

汽缸排列	汽缸数量	点火缸数	冷却类型	燃烧系统	缸径×行程	排量	额定转速	额定功率
L 型	4	1	水	空间雾化	73×80(mm)	1.33L	6000r/min	57.5kW

2.1.2 建立进气系统声学模型

根据滤清器的过滤性能和声学性能，考虑整车预留空间，设计滤清器的结构，如图 2 所示。利用 GEM3D 软件，搭建包括滤清器的进气系统的声学模型，如图 3 所示。并用该进气系统声学模型代替发动机 GT-Power 模型（如图 1）中的进气系统简易模型，从而组装成为能够进行进气系统管口噪声模拟分析的声学模型。

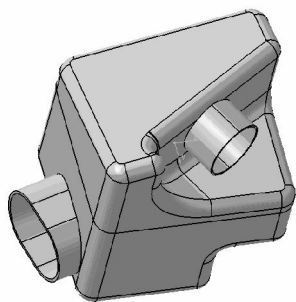


图2 滤清器结构示意图

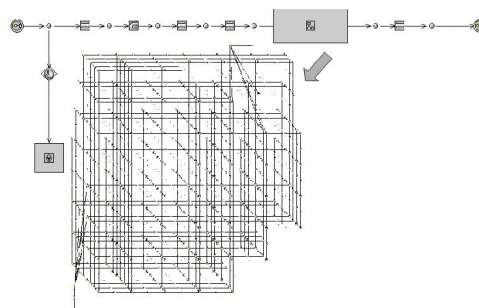


图3 进气系统声学模型

2.1.3 声学计算边界条件

参照汽油机台架试验工况，确定进气系统声学计算的边界条件，如下

- a. 声学边界：半消声环境。

b. 外部环境：温度为 25℃；大气压为 97.4kPa

c. 场点位置：与进气系统管口处于同一水平面，距地面的高度为 1000mm，距管口的距离为 100mm，与进气系统管道的轴向成 45° 角。

2.1.4 计算结果及分析

利用GT-Power软件，完成发动机进气系统的管口噪声的模拟仿真。图4为发动机进气系统的管口噪声与目标噪声的比较图，由图可知，在1200r/min至6000r/min转速工况范围内，进气系统的管口噪声基本都在目标线以下，因此该发动机进气系统设计方案切实可行。

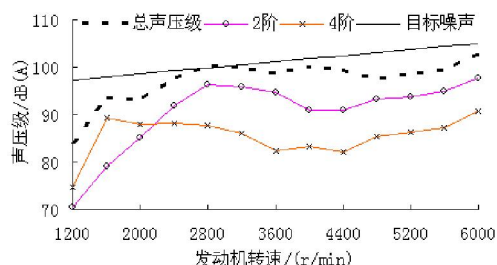


图4 进气系统管口噪声



图5 整车车内噪声试验

2.2 整车车内噪声试验

2.2.1 噪声试验工况及方法

试制该发动机进气系统样品，并将该样品安装在整车上。整车车内噪声试验在整车半消声室内进行，汽车置于底盘测功机上，变速器置于3挡，发动机稳定在最低转速后，突然油门全开，进行全负荷加速行驶直至发动机转速升高到6000r/min。记录各个通道噪声信号和发动机转速信号，然后对所测量的信号，进行总声压级对转速分析。试验分析仪器为Head Acoustics公司的测量分析系统和B&K公司的麦克风。测量麦克风布置在驾驶员左耳的位置。图5为整车车内噪声试验示意图

2.2.2 试验结果及分析

通过整车的噪声试验，发现在发动机转速约为1600r/min的工况车内噪声没有达到目标样车水平，该噪声主要来源于进气系统的阶次噪声，这也正好与图4所示的结果一致，在转速为1600r/min的工况，进气系统管口噪声的4阶成份占绝对分量。同时发现在发动机转速约为6000r/min的工况车内噪声需要改善，并且该工况容易让人烦躁的噪声主要来源于进气系统的阶次噪声，分析图4所示的进气系统管口噪声结果，可知发动机转速在6000r/min附近，进气系统管口噪声阶次成份出现峰值，此处2阶成份占主导。

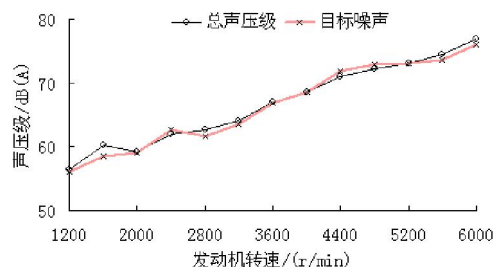


图6 整车车内噪声

3 发动机进气系统优化设计

3.1 赫姆霍兹消声器优化设计

3.1.1 参数化设计

赫姆霍兹消声器是一种历史悠久的消声器，属于旁支消声器，通常它是由一个消声容器和一根短管道组成，短管道与进气系统的主管道连接，如图7所示。赫姆霍兹消声器的传递损失 TL 如式 (1) 所示，其中 S_c 为连接管的截面积， V 为消声容器的容积， l_c 为连接管的长度， f_r 为中心频率， f 为频率成份。

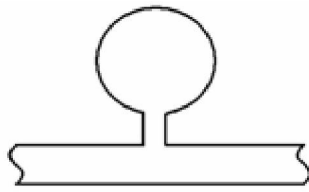


图7 赫姆霍兹消声器示意图

$$TL = 10 \lg \left[1 + \frac{\left(\frac{\sqrt{S_c V}}{l_c} \right)^2}{\frac{2S_m}{\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}}} \right] \quad (1)$$

根据阶次噪声频率和发动机转速的关系，图4的1600r/min 4阶峰值噪声对应的频率 f 为106.7Hz。如果赫姆霍兹消声器的共振频率 f_r 能接近4阶峰值噪声对应的频率 f ，就能很好地消除4阶峰值噪声。根据式(1)可知，赫姆霍兹消声器的几何变量有四个，分别为消声容器的容积 V 、连接短管和主管道的横截面的面积 S_c 和 S_m 、连接短管的长度 l_c 。为了保证发动机的进气量，本节主管道的截面积 S_m 为确定值；消声容器假设为球型，容积 $V = \pi D^3 / 6$ ，其中 D 为球型容器的直径；连接短管的横截面假设为圆形，其面积 $S_c = \pi d^2 / 4$ ，其中 d 为圆形截面的直径。

3.1.2 DOE分析

修改图3所示的进气系统声学模型，针对106.7Hz的进气系统峰值噪声，确定在连接滤清器和发动机的主管道上增加一个赫姆霍兹消声器，并把球型消声容器的直径 D 、连接短管的直径 d 和连接短管的长度 l_c 作为设计变量，赫姆霍兹消声器的三因素五水平试验设计如表2。

表2 赫姆霍兹消声器试验设计

	1 水平	2 水平	3 水平	4 水平	5 水平
消声容器直径	80mm	90mm	100mm	110mm	120mm
连接短管直径	5mm	7.5mm	10mm	12.5mm	15mm
连接短管长度	30mm	35mm	40mm	45mm	50mm

利用GT-Power软件，经过125次计算求解，得到进气系统管口噪声4阶成份对应赫姆霍兹消声器三因素的噪声值，经过三次多项式拟合，可获得4阶噪声 L_{pA-4} 的响应面表达式，如式(2)，其中球型消声容器的直径 D 用含有容积 V 的表达式替换。

$$L_{pA-4} = 88.5597 - 1.0063d - 0.8147(6V/\pi)^{1/3} - 0.0795l_c - 0.9725d(6V/\pi)^{1/3} - 0.1482dl_c + 0.0897l_c^* (2) \\ (6V/\pi)^{1/3} + 0.1482d^2 + 0.4149(6V/\pi)^{2/3} + 0.0165l_c^2 + 0.2628d^3 + 0.3233(6V/\pi) + 0.0045l_c^3$$

3.1.3 优化设计

根据试验设计结果, 取设计变量为 $\mathbf{X}^T = [x_1, x_2, x_3] = [d, D, l_c]$, 建立目标函数: 要求进气系统管口噪声4阶成份噪声值最小。

$$F(\mathbf{X}) = \min L_{pA}(\mathbf{X}) \quad (3)$$

式中, $F(\mathbf{X})$ 为目标函数。

建立约束条件

$$\begin{cases} 5 \leq d \leq 15 \\ 80 \leq D \leq 120 \\ 30 \leq l \leq 50 \end{cases} \quad (4)$$

式中, 长度的单位为毫米。

应用如式(2)所示的4阶噪声响应面近似模型, 进行单目标优化。赫姆霍兹消声器的优化结果为 $d = 15\text{mm}$, $D = 119.2\text{mm}$, $l_c = 49.84\text{mm}$, 其中 $D = 119.2\text{mm}$ 所对应的消声容器的容积 $V = 886803.5\text{mm}^3$ 。

3.2 1/4波长管优化设计

3.2.1 参数化设计

1/4波长管是安装在主管道上的一个封闭的管子, 为了便于安装, 1/4波长管有时采用折叠式的结构, 如图8所示。1/4波长管的传递损失 TL 如式(5)所示, 其中 S 为主管道的横截面的面积, S_s 为1/4波长管的横截面的面积; L 为1/4波长管的长度为连接管的截面积, λ 为声波的波长。

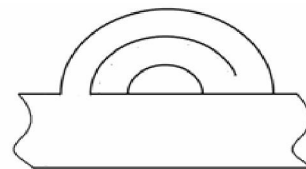


图8 1/4波长管示意图

$$TL = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(S/S_s * \tan \frac{2\pi L}{\lambda} \right)^2 \right] \quad (5)$$

根据整车车内噪声主观评价结果, 图4的6000r/min 2阶峰值噪声对应的频率 f 为200Hz, 确定在连接赫姆霍兹消声器和发动机的主管道上增加一个1/4波长管。根据式(5)可知, 影响1/4波长管传递损失的设计参数有3个, 分别为进气系统主管道的横截面的面积 S , 1/4波长管的横截面的面积 S_s , 以及1/4波长管的长度 L 。为了保证发动机的进气量, 本节中进气系统主管道横截面的面积 S 为确定值; 1/4波长管的横截面的面积 $S_s = \frac{\pi d_2^2}{4}$, d_2 为1/4波长管的直径。

3.2.2 DOE分析

修改3.1小节的进气系统声学模型, 在连接赫姆霍兹消声器和发动机的主管道上增加一个1/4波长管。针对转速为6000r/min的工况把1/4波长管的直径 d_2 和长度 L 作为设计变量, 进行进气系统管口噪声模拟仿真, 1/4波长管的二因素六水平试验设计如表3。

表 3 1/4 波长管试验设计

	1 水平	2 水平	3 水平	4 水平	5 水平	6 水平
1/4波长管直径	13mm	14mm	15mm	16mm	17mm	18mm
1/4波长管长度	425mm	428mm	431mm	434mm	437mm	440mm

利用GT-Power软件，经过36次计算求解，得到进气系统管口噪声2阶成份对应1/4波长管两因素的噪声值，结果如图9所示。并对计算结果进行三次多项式拟合，可获得2阶噪声值 L_{pA-2} 的响应面表达式，如下

$$L_{pA-2} = 95.219 - 0.299d_2 - 0.029L + 0.013d_2L - 0.023d_2^2 + 0.036L^2 + 0.01d_2^3 + 0.006L^3 \quad (6)$$

3.2.3 优化设计

1/4波长管灵敏度是发动机进气系统2阶噪声值 L_{pA-2} 相对于设计变量的比值，可以表示为

$$\frac{dL_{pA-2}}{d\mathbf{X}^T} = \frac{\partial L_{pA-2}}{\partial d_2} + \frac{\partial L_{pA-2}}{\partial L} + C \quad (7)$$

式中，设计变量矩阵 $\mathbf{X}^T = [d_2, L]$ ， C 为修正常数。

将式(6)代入式(7)，可得1/4波长管灵敏度，其结果为三维曲面，如图10所示。由图可知，1/4波长管灵敏度为0值时，1/4波长管的长度 $L \approx 433.3\text{mm}$ ，而直径 d_2 可取在允许范围内的任何值，即长度 L 为声学性能的敏感变量；当噪声灵敏度为负值时，2阶噪声值随长度 L 的减小而增大，当噪声灵敏度为正值时，2阶噪声值随长度 L 的增大而增大，即噪声灵敏度为0值时对应的2阶噪声值最小。当1/4波长管的长度 $L = 433.3\text{mm}$ ，其中心频率约等于198 Hz，与转速为6000 r/min的工况的2阶噪声对应频率很接近，这时1/4波长管的消声量最大。

根据1/4波长管灵敏度分析结果，取灵敏度为0值对应的1/4波长管设计参数，即1/4波长管的长度 L 等于433.3 mm，而直径 d_2 可取在允许范围内的任何值。虽然1/4波长管的直径 d_2 不影响噪声灵敏度，但影响2阶噪声值，如图9所示，2阶噪声值随直径 d_2 的增大而减小，即在允许范围内直径 d_2 越大越好，本节中直径 d_2 的最大允许值为18mm。

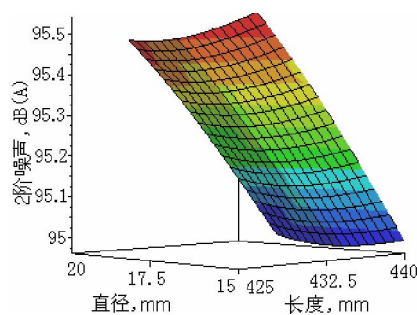


图 9 1/4波长管试验设计

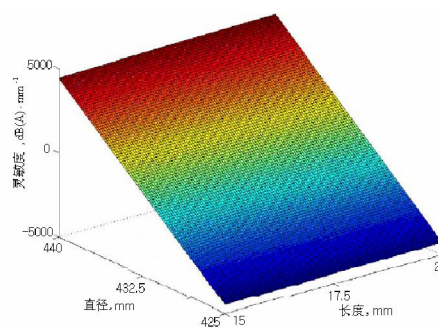


图 10 1/4波长管灵敏度

3.3 整车车内噪声试验

试制赫姆霍兹消声器和 1/4 波长管，并集成到安装在整车的进气系统中。再次进行整车的噪声试验，结果如图 11 所示。由图可知，在转速为 1600r/min 的工况优化方案的进气系统管口噪声下降明显，达到目标样车水平；虽然在转速为 6000r/min 的工况优化方案的进气系统管口噪声下降不明显，但让人烦躁感觉变得不明显；另外，在转速为 3200r/min 的工况优化方案的进气系统管口噪声也下降明显，这是由于该处的阶次频率与赫姆霍兹消声器和 1/4 波长管中心频率接近的缘故。

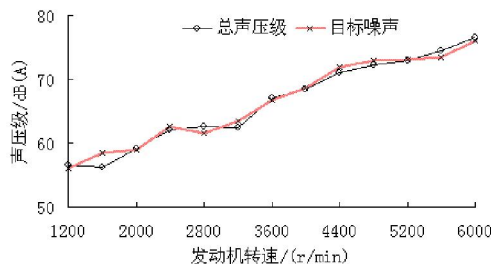


图 11 整车车内噪声

4 结论

本文利用 Gt-Power 软件对发动机进气系统概念设计方案进行了声学预测，并结合整车噪声试验对其进行了声学评估；以管道声学理论为指导，搭建了赫姆霍兹消声器和 1/4 波长管的参数化设计模型，利用 Gt-Power 软件分别完成了发动机进气系统声学性能直接优化设计和基于灵敏度的发动机进气系统声学性能优化设计，能够确定赫姆霍兹消声器和 1/4 波长管的结构敏感参数，为发动机进气系统声学性能优化提供定量的依据，并最终通过整车噪声试验的检验。充分发挥计算机模拟仿真技术的优势，不仅解决了进气系统设计“优不优”的问题，而且还降低了研发费用，缩短了产品的开发周期。

参考文献

- [1] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006
- [2] 贾维新, 郝志勇. 空滤器声学性能预测及低频噪声控制的研究 [J]. 内燃机工程, 2006(5): 67-70
- [3] Stephen Massey & Paul S. Modelly Exhaust Systems Using One-Dimensional Methods [J]. SAE 2002-01-0005
- [4] Benzhu Liu & Masahiro Maeno . A Study of a Dual Mode Muffler [J]. SAE 2003-01-1647