

基于 GT-Power 的发动机进气系统性能仿真及降噪优化 Performance Simulation and Noise Reduction of Engine Intake System Based on GT-Power

朱美颖^{1,2}, 侯献军^{1,2}, 刘志恩^{1,2}, 颜伏伍^{1,2}

(1 武汉理工大学 汽车工程学院, 湖北 武汉 430070;

2 现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 湖北 武汉 430070)

摘要: 本文主要研究了发动机进气系统性能仿真及降噪优化技术。在 GT-Power 中建立某发动机进气系统性能仿真模型, 针对阶次声压级下个别转速进气口噪声高于目标噪声的问题进行优化, 结构上增加空气滤清器容积, 调整赫姆霍兹谐振腔和 1/4 波长管参数。仿真结果表明, 优化后的进气口噪声总声压级和阶次声压级均低于目标限值, 进气压降也满足不高于 2.5kPa 的要求, 发动机噪声有明显改善。

关键词: 空气滤清器; 谐振腔; 1/4 波长管; 噪声

Abstract: Performance simulation and optimization of noise reduction of engine intake system are researched in this paper. The models that simulated intake system performance were established by GT-Power. Due to the problem that the noise in inlet port was higher than the target noise at some individual speeds on the SPL of order, the volume of air-filter was increased, and the parameters of Helmholtz resonator and 1/4 wavelength pipe were adjusted. The results of simulation verified that after optimization the total SPL and the SPL of order in the inlet port are lower than the target noise, and the pressure loss is also not higher than 2.5kPa, which means that the engine noise is reduced significantly.

Key words: Air-filter; Resonator; 1/4 wavelength pipe; Noise

1 前言

英国汽车工业研究协会的研究发现, 汽车噪声中以发动机噪声为最大^[1]。降低汽车噪声, 要从降低发动机噪声着手。而对于小型高速机和大型增压机, 进气噪声有时比发动机本体噪声(包括燃烧噪声、机械噪声)高 5dB(A), 是仅次于排气噪声的主要噪声源。随着汽车产量和保有量的增加, 汽车排放标准和噪声标准的日益严格, 只考虑排气系统噪声优化已经不能满足限值要求, 因此有必要对发动机进气噪声进行研究。本文应用发动机性能仿真分析软件 GT-Power 评价发动机进气噪声, 通过优化空气滤清器结构, 调整赫姆霍兹谐振腔、1/4 波长管等相关参数, 使进气噪声低于目标限值, 并满足进气压降不高于 2.5kPa 的限值要求。优化后的发动机进气系统进气口噪声更低, 发动机性能得到保证。

2 发动机进气噪声产生机理及评价

进气门周期性开闭引起进气管道内空气压力和密度起伏变化, 从而形成空气动力性噪声, 即发动机的进气系统噪声。进气噪声从产生机理上可分为 4 类^[2]: (1) 周期性压力脉动噪声: 新鲜的空气进入进气管之后, 在气门开闭过程中引起发动机进气管道内空气压力和速度的波动, 由此产生空气密度的周期性变化而引起的噪声。(2) 气缸的赫姆霍兹共振噪声: 发动机的气缸可以看作封闭的赫姆霍兹共振腔, 其共振来源于气缸内气体压力波的激发。(3) 涡流噪声: 高速气流进入气缸时, 由于气流通道内有气门、进气导管以及进气管内的毛刺、尖棱等障碍物, 气流受阻形成涡流而引起的噪声。(4) 进气管的气柱共振噪声: 进气门关闭时, 进气管变成一端封闭一端开口的等截面管, 构成一个气柱共振系统, 由此形成的噪声。

对进气消声元件的评价指标主要包括两个方面: 消声性能和气体动力性能。消声性能采用传递损失、进气口噪声、插入损失进行评价; 气体动力性能采用压力损失进行评价^[3]。本文主要通过进气口噪声、插入损失和压力损失来评价消声元件性能。

3 发动机进气噪声仿真模型建立

3.1 发动机模型

本文发动机为自然进气、可变气门的 4 缸汽油机, 具体发动机参数见表 1。根据表 1 的参数, 在 GT-Power 中建立如图 1 所示的发动机模型^[4]。

表 1 发动机参数

发动机参数	参数值
排量 (L)	1.485
行程 缸径 (mm)	84.7/74.7
最大功率 (kW/rpm)	81/5800
最大扭矩 (N.m/rpm)	142/3800
气缸点火顺序	1-3-4-2

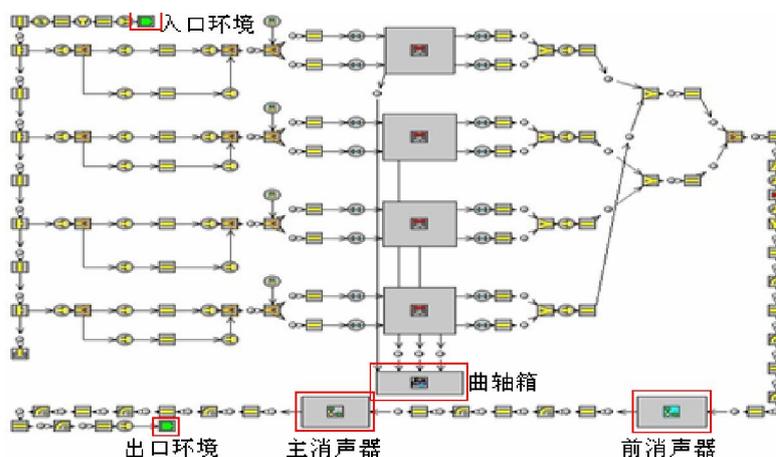


图 1 某发动机 GT-Power 模型

对图 1 的发动机模型进行标定，功率、转矩的计算值与试验值最大误差不超过 5%。因此，此发动机模型可以用于后期与进气消声元件的耦合，作为评价消声元件性能的基础。

3.2 空气滤清器模型

发动机消声元件主要包括空气滤清器、赫姆霍兹谐振腔和 1/4 波长管，其中空气滤清器是进气主要的消声元件，它除了过滤空气中的尘埃和杂质以外，还起到抑制发动机噪声的作用。它相当于一个扩张型消声器，其体积、扩张比、插入管长度、管截面形状等都会影响其消声性能。根据发动机原有空气滤清器的三维数模，利用 GT 软件自带的 GEM3D 模块，导入空气滤清器的外壳，利用模块自带的直管、弯管、穿孔管、阻性材料、挡板等部件建立空气滤清器模型，见图 2。在 GEM3D 中离散，导入到 GT-Power 中，就可以在消声器传递损失和发动机分析模型中调用。

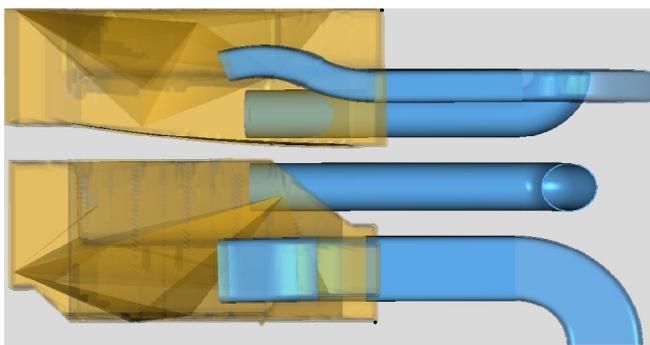


图 2 空气滤清器 GEM3D 模型

3.3 赫姆霍兹谐振腔和 1/4 波长管模型

赫姆霍兹谐振腔由一个腔体和一根短管组成，短管与进气主管连接。1/4 波长管是安装在主管道上的旁支管，其一端是封闭的。根据原发动机进气系统方案中赫姆霍兹谐振腔和 1/4 波长管的尺寸，在 GT-Power 中建立对应的模型，见图 3。其中，赫姆霍兹谐振腔的腔体是一个等效的球体，其容积以球体直径定义^[6]；1/4 波长管是一个一端封闭的直管，其参数以直管长度定义。

3.4 消声元件性能评价模型

分别将 3.2、3.3 中的消声元件与发动机耦合，建立性能评价模型，将进气口噪声、压力损失的计算在一个模型里完成，见图 4。

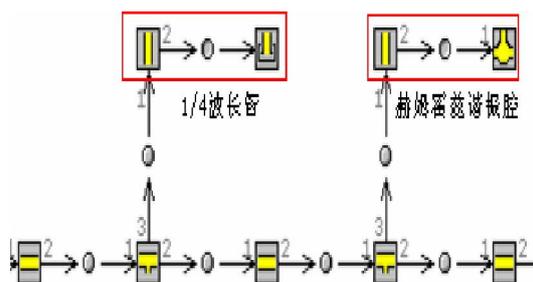


图 3 赫姆霍兹谐振腔和 1/4 波长管模型

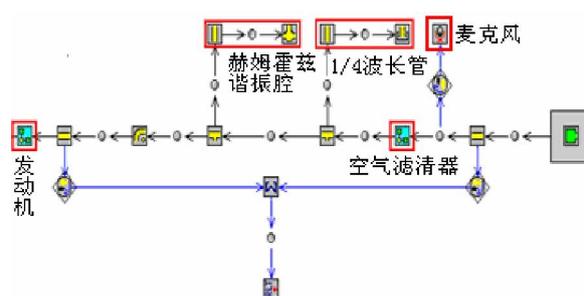


图 4 进气消声元件性能评价模型

进气口噪声模型在进气口位置添加一个麦克风，位于距离发动机进气口 500mm 处与进气口的夹角为 45° 并指向进气口，此模型在计算时考虑了流体对噪声的影响。插入损失的计算方法

为：先将消声元件部分用等长直管代替，计算进气口噪声；再将直管换成消声元件，计算进气口噪声，两值作差即得。压力损失的计算是通过两个压力传感器分别将消声元件之前的压力信号与将该消声元件后的压力信号传递到累加器中进行求差运算所得^[6]。

3.5 消声元件性能计算结果分析

计算 3.4 中的模型，得到的进气口噪声结果见图 5，可以看出，在各转速下，进气口的总声压级在目标曲线以下，满足设计要求。但对于阶次噪声，5600rpm 时，4 阶噪声略高出目标值 2dB(A) 左右；3600rpm 时，6 阶噪声高出目标值 5dB(A) 左右，需要进一步优化。

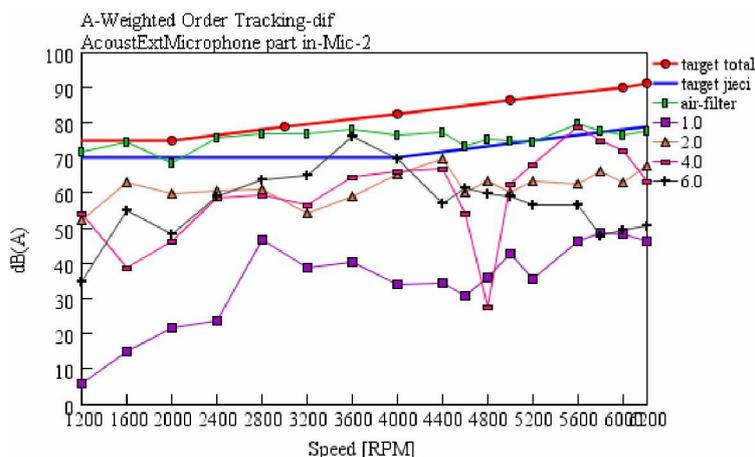


图 5 进气口噪声计算结果

消声元件插入损失见图 6，可以看出，在中高转速（3600-6200rpm）下此发动机的进气消声元件消声效果比较明显，而在低转速下，虽然插入损失也在 10 dB(A) 以上，但总体降噪能力较弱，需要进行适当优化。压力损失结果见图 7，可以看出，在额定转速 5800rpm 下，进气系统的压降为 2.4kPa（99.3-96.9），满足不大于 2.5kPa 的设计要求。

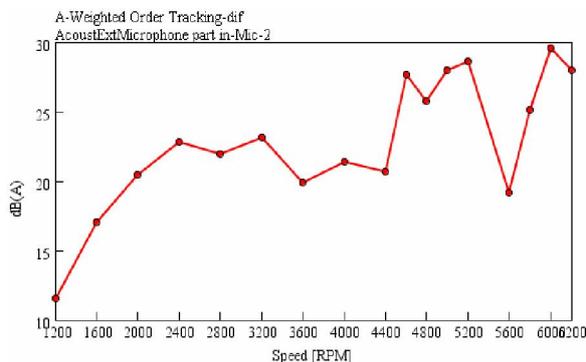


图 6 插入损失计算结果

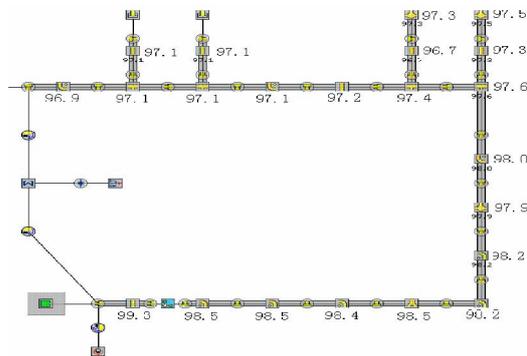


图 7 压力损失计算结果

4 进气消声元件优化

由于增加空滤器容积，可以减小进气口噪声。为达到更好的降噪效果，根据进气系统空间布置要求，增加空气滤清器的长度，体积由原先的 6.7L 增加到 7.1L，减小空气滤清器的进气管

截面积。优化后的空气滤清器 GEM3D 模型见图 8。将此空滤器模型与发动机耦合计算,得到 1/3 倍频程特性,发现在个别频率下的进气口噪声较高,采用赫姆霍兹谐振腔和 1/4 波长管消除^[7]。

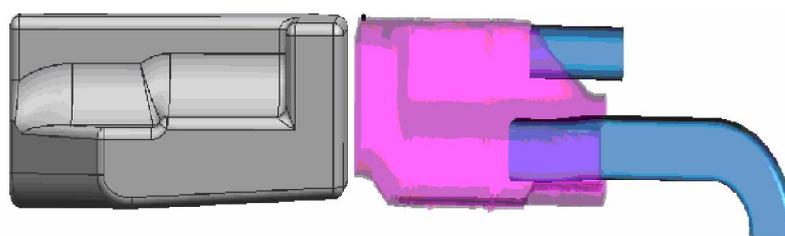
赫姆霍兹谐振腔的中心频率为:

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_c}{Vl_c}} \quad (1)$$

其中, V : 谐振腔的容积; S_c : 连接管截面积; l_c : 连接管长度; c : 声速。

根据计算的 1/3 倍频程分析结果,参照公式求出不同共振频率下连接管的长度: $f = 198.4\text{Hz}$ 时,

$l_c = 2.2\text{mm}$; $f = 315.0\text{Hz}$ 时, $l_c = 0.9\text{mm}$ 。



(a) 外壳造型

(b) GEM3D模型

图 8 优化后的空气滤清器模型

1/4 波长管的中心频率为:

$$f = \frac{(2n-1)c}{4L} \quad (2)$$

其中, L : 1/4 波长管的长度; n : 自然数 (受元件布置的空间限制,通常 n 取为 1)^[8,9]。

同理求得不同共振频率下 1/4 波长管的长度: $f = 500.0\text{Hz}$ 时, $L = 170\text{mm}$; $f = 793.7\text{Hz}$ 时,

$L = 107.1\text{mm}$ 。考虑到进气过程中温度变化会引起流速的变化,从而对谐振腔的设计有影响。利用

GT-Power 计算结果对谐振腔和 1/4 波长管的尺寸根据流速的变化进行调整,将谐振腔连接管的长度

分别改为 0.9mm 和 2.3mm,将 1/4 波长

管的长度分别改为 173.2mm 和

109.1mm 将优化后的进气系统消声元

件与发动机模型耦合计算,得到优化

后的进气系统进气口噪声,见图 9 可

以看出,进气口噪声总声压级在目标

噪声以下,最大噪声为 76.98dB(A)

/6200rpm,其中额定转速 5800rpm 时,

噪声值为 76.35dB(A)。各阶次声压

级全部低于目标噪声值,比改进前的

进气系统噪声有所降低,优化效果较

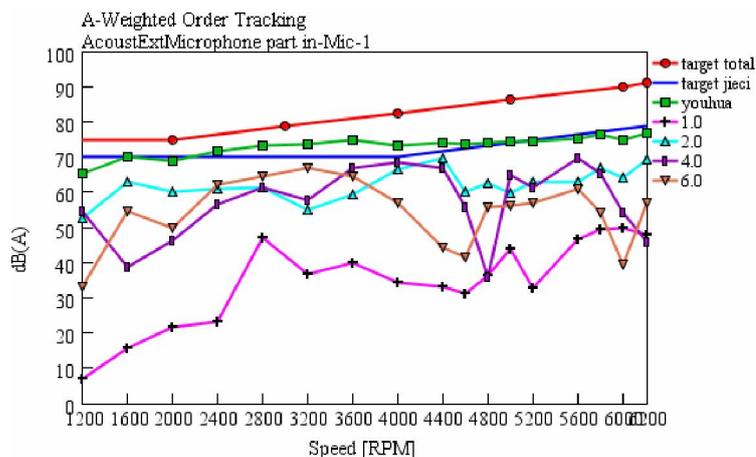


图 9 优化后进气口噪声

好。优化后的进气消声元件与发动机耦合后从进气口到节气门的进气压降为 2.5kPa，满足设计要求。

5 结论

(1) 建立了基于 GT-Power 的发动机进气系统性能仿真模型。对原进气系统的计算结果表明，总声压级虽然在目标曲线以下，满足限值要求，但对于阶次噪声，在 4 阶和 6 阶的个别转速下的噪声高于目标噪声，需要进一步优化。

(2) 对进气消声元件进行优化，结构上增加了空气滤清器的容积，对赫姆霍兹谐振腔和 1/4 波长管的长度进行了调整。计算结果表明，进气口噪声总声压级在目标噪声以下，各阶次声压级全部低于目标噪声值，比改进前的进气系统噪声有所降低，进气压降也满足限值 2.5kPa 的要求，优化效果较好。

(3) 应用 GT-Power 软件对发动机的进气噪声进行控制研究，能够有效地进行结构设计优化，缩短新产品开发时间。利用该软件预测发动机进气口噪声，能够很好的为发动机进气系统的前期开发提供快速有效指导。

参考文献

- [1] 黄雄健 汽车发动机噪声的综合治理 [J], 内燃机, 2001, (5): 39-42
- [2] 杨诚, 邓兆祥, 阮登芳, 等 进气噪声产生机理分析及其降噪 [J] 汽车工程, 2005, 27(1): 68-71
- [3] 侯献军, 王天田, 田翠翠, 等 基于 GT-Power 的乘用车消声器设计 [J] 北京理工大学学报, 2010, 20(2), 161-165
- [4] GT-Power7.0 User' s manual and Tutorial, May 2011
- [5] 侯献军, 巩学军, 方丹, 等 .LJ276V 电喷汽油机进气系统设计及优化 [J] 武汉理工大学学报 (交通科学与工程版), 2009, 23(4): 635-638
- [6] 黎志勤, 黎苏 汽车排气系统噪声与消声器设计 [M] 北京: 中国环境科学出版社, 1991
- [7] 毕嵘 汽车进排气消声器性能的数值仿真研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学噪声振动工程研究所, 2007
- [8] 刘胜 车用汽油发动机进排气系统噪声仿真研究 [D]. 合肥工业大学, 2007
- [9] 岳贵平, 卢炳武, 刘英杰, 等 发动机进气系统声学元件设计方法研究 [J] 汽车技术, 2008, (10): 12-15