

基于一维/三维耦合技术的汽车进气谐振器设计

Design of Automotive Helmholtz Resonator Based on 1-Dimension/3-Dimension Coupling Technology

谭建伟, 葛蕴珊, 毕晔, 韩秀坤, 高力平

(北京理工大学汽车排放与动力性国家专业实验室, 北京 100081)

摘要: 基于Pro-amm技术, 建立了Helmholtz进气谐振器流体动力学模型, 利用GT-POWER软件建立465Q汽油机模型, 运用STAR-CD与GT-POWER软件建立了谐振器与发动机联合仿真模型, 在此基础上, 对谐振器和发动机进行了一维/三维耦合研究, 得到了谐振器对进气降噪和发动机性能的影响结果。并进行了试验对比, 计算值与测量值吻合良好, 模拟结果为谐振器的优化设计提供了依据。

关键词: 汽油机、进气谐振器、数值计算、耦合

Abstract Based on Pro-amm technology, a numerical model of Helmholtz intake resonator was established. A type of 465Q gasoline engine model was made by means of GT-POWER software. A combined-model of resonator and engine was exploited by using the STAR-CD CFD code and GT-POWER software. Based on the above model, the 1-dimension/3-dimension coupling research on resonator and engine was executed. The effect of resonator's exiting on the intake-noise-reduce and engine performance was obtained. Through tests, the simulation result met the experiment quite well. And the simulation result provided an effective approach to optimize the structure design of intake resonator.

Key words: Gasoline Engine ; Intake Resonator ; Numerical Simulation ; Coupling.

1 前言

随着我国汽车噪声法规的要求愈来愈严格, 如何降低整车噪声已经成为汽车设计者的主要课题之一。目前在噪声较低的轿车上, 无一例外装备有高效率的进气谐振器, 它已经成为降低进气系统噪声的最有效措施。过去的谐振器设计基本独立于发动机进行的, 这样的设计结果缺乏理论依据, 本文利用STAR-CD与GT-POWER耦合仿真, 对某型号轿车进气谐振器进行了设计研究。

STAR-CD采用完全非结构化的贴体网格, 网格可以很好地适应谐振器复杂的几何结构, 建立的几何模型与实体结构基本一致。GT-POWER是专业的发动机仿真软件, 并拥有强大的进排气噪声分析功能, 尤其可以实现与STAR-CD进行1D/3D耦合计算, 两者的耦合计算大大提高了进气系统降噪设计的精度, 可以很方便地研究消声器对发动机性能的影响。

2 进气谐振器原理

进气谐振器是基于 Helmholtz 谐振原理设计的, 图 1 所示为谐振器原理图, 谐振器是由三个容积不同的谐振腔组成, 分别用来降低不同频率的进气噪声^[1], 其中 V 、 S 、 l 分别表示谐振腔的容积、喉口截面积、喉口长度, 箭头为气流方向, 当声波传到谐振器时, 喉口处的气体, 在声波的压力下, 像活塞一样往复运动, 由于喉口

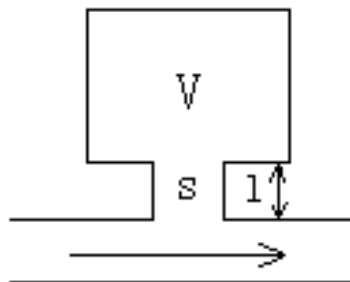


图 1 谐振器原理图

中的气体具有一定的质量，它会抗拒由于声波作用引起的速度变化，如同电路中电感抗拒电流变化一样；颈壁的摩擦和阻尼作用而将部分声能变为热而消耗掉，这种摩擦和阻尼相当于电路中的电阻，充满气体的空腔 V 具有阻碍小孔的压力变化的性能，如同电路中的电容具有阻碍其两端电压变化的特性一样。当外来声波的频率与谐振器的固有频率相同时，就发生共振，共振时喉口处的小气柱振幅最大，运动速度也最大，摩擦阻尼吸收的声能也最多。参照电路中的谐振原理可以得到谐振频率公式^[1]：

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{(L+t_k)V}} \quad (1)$$

式中， f —谐振频率； C —声速； S —喉口截面积； d —喉口直径； L —喉口长度； $t_k=0.8d$ 。

对于非增压四冲程发动机的进气噪声频谱中，最强的低频成分频率可由下式决定：

$$f = k \frac{in}{60\tau} \quad (2)$$

式中， $k=1,2,3,\dots$ ，是简谐次数； τ —冲程系数，对于四冲程发动机， $\tau=2$ ，二冲程发动机 $\tau=1$ ； i —气缸个数； n —发动机转速（r/min）。

随着简谐次数的增加，噪声声压级逐步降低，一般当 $k>3$ 时，频率成分可以忽略不计，这时低频噪声一般在 300Hz 以下处出现峰值。

3 进气谐振器模型的建立

3.1 进气系统噪声频率识别

在汽车底盘测功机上对某型号轿车发动机表面的声辐射状况进行测量。应用频率分析法，将测得的进气系统噪声时域信号进行快速傅立叶变换（FFT），如图 2 所示。研究发现，在发动机进气管处，噪声频谱在低频段存在明显的三个峰值区域，对应的中心频率分别为 130Hz、240Hz、300Hz，通过（1）、（2）式可知，合理地设计谐振器，可以消减进气过程中某一频率的噪声。本文所设计的进气消声器，主要消除包含上述三个峰值频率带的低频噪声成分。

考虑发动机机舱内空间结构，得到谐振器三维结构如图 2 所示，尺寸列于表 1 中。

表 1 谐振器尺寸

序号	1	2	3
V/L	2.96	0.53	0.22
S/mm ²	314	346	322
l/mm	23	19	20

3.2 进气谐振器模型网格的建立

为了验证所设计的谐振器能否满足降噪声的要求，且不影响整车的性能，对谐振器与发动机进行了一维

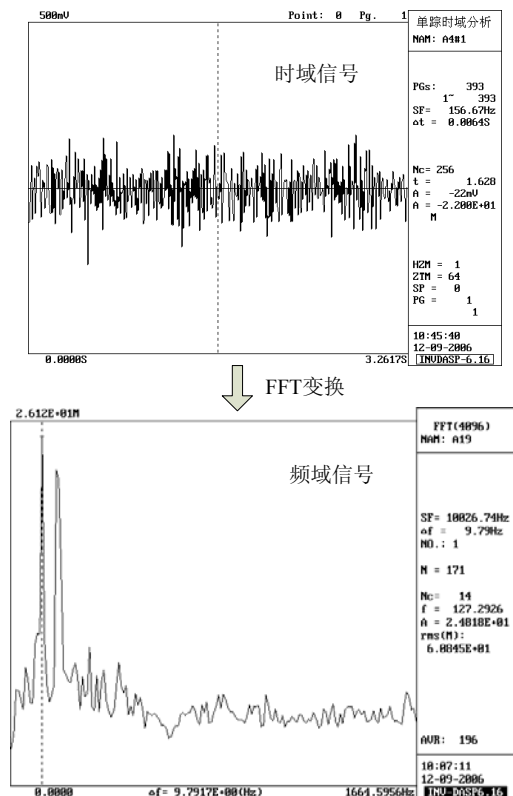


图 2 进气噪声时域、频域信号

/三维耦合仿真计算。

谐振器在发动机上安装位置如图 3 所示。

理想的情况是：将整个进气系统包括空滤器、谐振器、进气总管、进气歧管连为一体予以考虑，但是对于三维计算，这样会生成数量巨大的网格，花费很长的时间。本文只选取谐振器进行三维建模，其计算区域的边界为：进气端确定在空滤器出口，出气端确定在节气门的进口。首先，将三维谐振器 CAD 模型通过图形转换文件(如 STL、IGES 等)输入到网格生成器中，在此基础上划分计算网格。计算

网格的类型及尺度都会直接影响到 CFD 结果的精度和稳定性。这里采用的是应用较广泛的非结构化四面体网格，对关键位置处的网格进行了细化。最后，利用 Pro-amm 网格生成技术得到谐振器三维计算网格如图 4 所示，其单元总数为 80302，节点总数为 93809。

从图中可以看出，生成的网格模型能较好地反映谐振器实际几何结构，建立图中所示的坐标系。

3.3 计算模型

本文谐振器内部流场计算的数学模型主要是由质量守恒方程、动量和能量守恒方程、状态方程及热力学关系式、 $k-\varepsilon$ 方程构成，本文只给出标准 $k-\varepsilon$ 模型变量，其他方程在有关文献中已有表达式，在此不再赘述。

传输方程如下：

湍动能 k ：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu(p + p_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu_t p_{NL} \quad (3)$$

其中， σ_k 为湍流 Prandtl 数， p_{NL} 为非线性项。

湍动耗散率 ε ：

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = & C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \\ & + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_{NL} \end{aligned} \quad (4)$$

其中， $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}, C_{\varepsilon 4}$ 为模型常数，见表 2 所示。这里的湍流黏度 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ， C_μ 是经验常数，

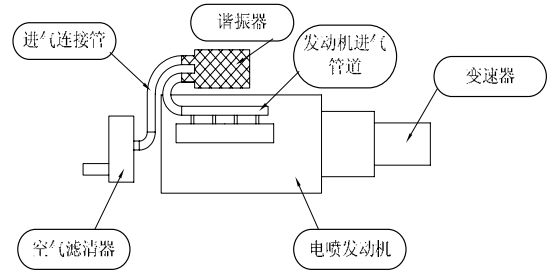


图 3 谐振器在发动机上的安装位置

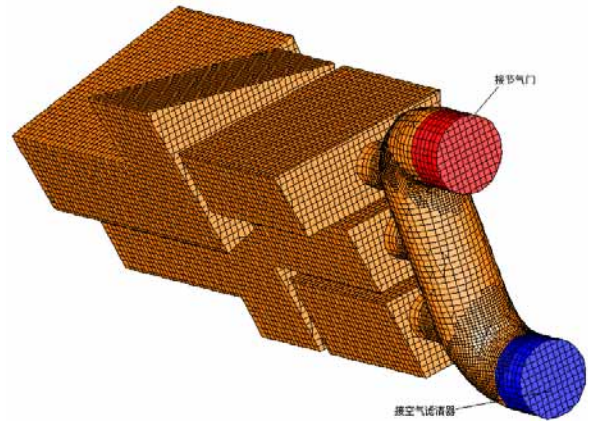


图 4 谐振器三维计算网格

$$C_{\mu} = 0.09.$$

表2 标准湍流模型常数

σ_k	σ_{ε}	σ_h	σ_m	$C_{\varepsilon 1}$
1.0	1.22	0.9	0.9	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	k	E
1.92	1.44	-0.33	0.419	9.0

STAR-CD与GT-POWER耦合时采用瞬态的计算模式，在计算过程中，认为气流在谐振器中是绝热、可压缩的粘性湍流流动，采用FVM把计算区域划分为离散的控制体积网格，在每个控制体积上积分控制方程，形成计算变量的代数方程。

3.4 算法及边界条件

在一个发动机循环内，进气过程是瞬态变化的，因此，计算采用PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators)算法，PISO算法包含两个压力校正步，对压力场校正精度高，且较容易得到收敛解。谐振器的边界条件如下：进出口均设为速度进口，初始值为零，计算开始后，STAR-CD会自动读取GT-POWER的计算结果，获得进口的流速值。湍流密度为：0.05，长度：0.005m，在流体力学中按照点源与点涡组合形成流动的理论，将气体视为理想气体，壁面边界采用壁面函数处理，壁面温度为固定温度，满足理想气体状态方程。

4 汽油机及排气消声器建模

4.1 汽油机模型

对于整个仿真系统的构建，本文分为四个相对独立的部分，即汽油机模型、谐振器模型、燃烧模型、排气消声器模型。

汽油机模型建立在对工质一维有限变动整体动力学分析的基础上^[2]，其基于热力学第一定律，数学描述如下：

$$\frac{d(m_c \cdot u')}{d\alpha} = -P_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \quad (5)$$

其中： m_c 为缸内气体质量； P_c 为缸内气体压力； u' 为气体比内能； α 为曲轴转角； $-P_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ 为缸内气

体推动活塞做的功； $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ 为燃料生成热量， $\sum \frac{dQ_W}{d\alpha}$ 为缸壁热量损失； $h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ 为流出气体带走的焓值。

发动机燃烧模型采用GT-POWER提供的典型准维双区燃烧模型，将燃烧室分为两个区域即已燃区和未燃区，燃烧放热规律遵循韦伯函数：

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{\alpha}{\Delta\alpha_c} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (6)$$

其中： $dx = \frac{dQ}{Q}$ ， $y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c}$ ； Q 为总的燃料放热量； α_0 为燃烧起始角； m 为形状因子； $\Delta\alpha_c$ 为燃烧持续

期。摩擦模型建立在Chen-Flynn提出的公式基础上。在谐振器模块中, 设置谐振器的CFD控制体积 $v=3.71\text{L}$, 流体收敛容差设为零, 耦合之前, 发动机预循环数为5。模型建成以后, 在进气系统上加载所需的噪声传感器, 设置频率倍频程, 范围为125~4000Hz。

4.2 排气消声器模型

本文应用GT-POWER内置的消声器模块muffler, 建立了排气消声器模型^[3], 主要尺寸为: 进出口管长度0.1m, 直径0.04859m, 膨胀腔长度0.2823m, 穿孔管穿孔孔径为 $\Phi 4$, 穿孔率为20%, 隔板为穿孔板, 小孔直径为5mm, 如图5所示。

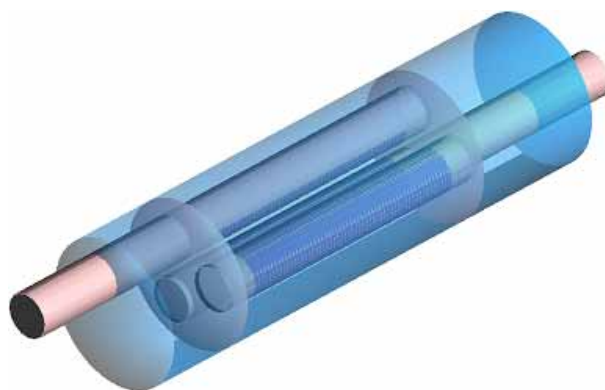


图5 排气消声器模型

最终, 利用GT-POWER和STAR-CD耦合技术, 使四个部分有机组合, 构成谐振器—465Q汽油机仿真平台, 如图6所示。

5 结果分析

计算由一缸进气上止点位置开始, 二缸压缩上止点结束, 整个耦合计算, 在单CPU, 主频1.7G, 768M内存条件下进行, 计算一个工况约需9个小时, 计算收敛。

需要特别指出的是, 在计算过程中, 必须选择合适的计算步长。因为仿真软件在计算中会产生舍入误差, 当STAR-CD与GT-POWER耦合时, 在一个时间步长内, 两个软件不能同时完成计算任务, 通常是GT-POWER要滞后于STAR-CD的计算时刻, 因此在设置时间步长时, 要在保证允许的计算时间内, 取尽可能小的数值, 本文取计算步长为 0.5°CA , 并且每完成一个发动机循环, 对于STAR-CD的计算一般要多运行5个时间步长, 否则, 在耦合的过程中网格单元将会产生负体积的错误, 导致计算失败。

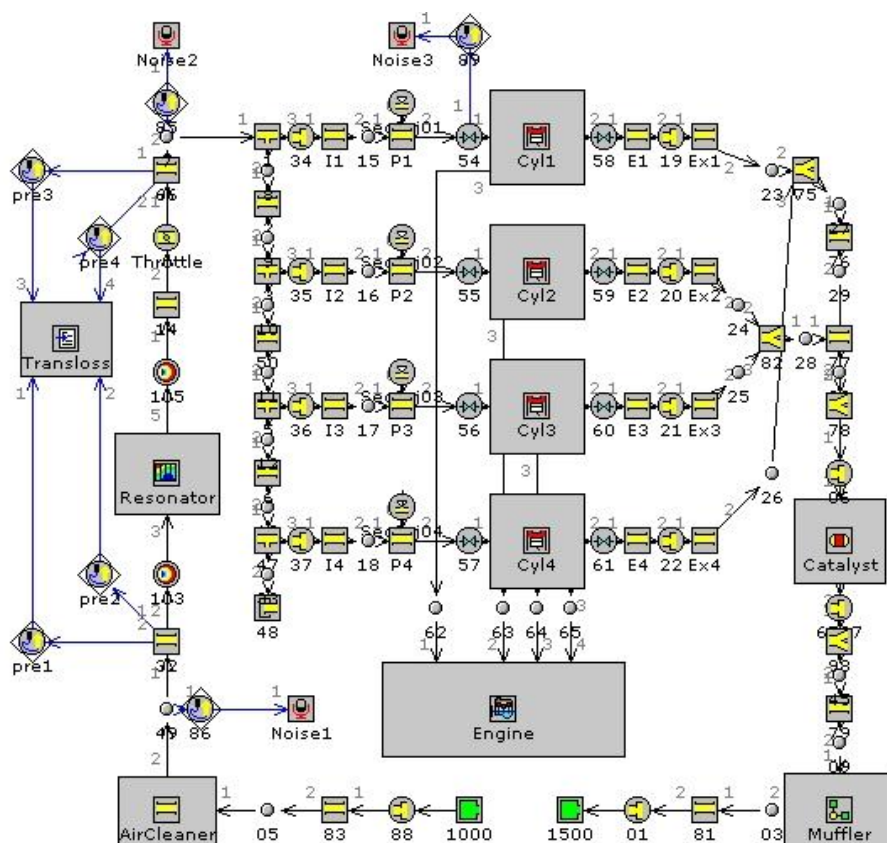


图 6 谐振器—465Q 汽油机仿真平台

5.1 谐振器三维流场分析

如图 7 所示为谐振器在发动机 3000r/min 时某一曲轴转角时刻流场速度矢量图。

根据发动机进气时序，易于得出：在进气初始阶段，由于谐振器的存在，气流流速已经呈现明显的不均匀性，沿着入口管道，气流速度逐渐升高，通过第一个谐振器后，流速开始降低，最后出口处的流速略低于进口的流速。随着一缸进气门的开启程度进一步增大，进气流速也在加大，三个谐振器全部有气流流入。在一缸进气的过渡阶段，根据点火顺序，当一缸处于进气冲程时，二缸处于压缩冲程，受二缸进气门迟后关闭的影响，

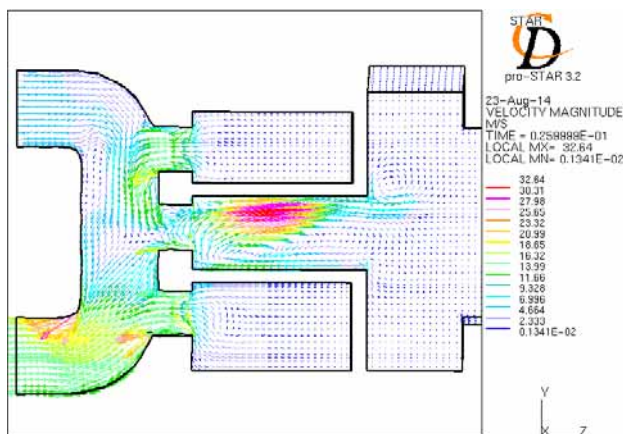


图 7 发动机 3000r/min 时谐振器内部流场

谐振器左边有明显的回流，经过一段时间，回流基本消失。在回流期间，在进气管内，腔内的气流由于进流与出流的碰撞，使得一部分气流被

挤进谐振器内,在喉管处,气流方向杂乱无章。二缸进气门完全关闭,此时只有第一缸进气门打开,流速进一步增大。综合三缸亦开始进气的作用,气流平均流速较高,与谐振器的气流交换减弱。

从图可以看出谐振器内平均速度约为 20m/s;沿着谐振器入口管道,气流速度逐渐降低,到达内部时,速度降到最低值。在整个气流运动过程中,一部分气流在喉管处,由于受到壁面的限制后形成涡流,与有组织的涡流不同,这种由空气和壁面相互作用形成的涡流在整个进气期间都存在,只是强度不同。涡流的旋向在喉管内是沿喉口径向的。还有一部分气流在进气道内汇集后,在偏离气道轴向逆向上偏转而形成的“回流”,径向表现为与谐振器内的空气混合而形成的“环涡”。导致中间容积较大的谐振腔内产生较强的气流运动,并且流速较大,增加了进气能量的损失。

5.2 谐振器性能分析

图 8 所示为声波频率 $f=130\text{Hz}$ 时,谐振器内部声压云图,可以看出,在声波的入射频率与结构谐振频率相等时,在腔内产生强烈的共振。

评价谐振器的消声性能常用传递损失表示。如图9所示为安装谐振器前后,在不同稳定工况下发动机进气管传递损失计算结果。从图中可以看出安装谐振器以后,进气系统的传递损失明显增加,进气噪声得到了有效抑制。因为谐振器只有三个腔,所以降噪频率集中在

130Hz、240Hz、300Hz左右,最高降幅达7dB,出现谐振腔的特性,在较窄的频带内,消声效果明显,其余频率范围则几乎没有消声。传递损失的增加,意味着辐射的噪声就变小了,但由于进气频带较宽,总的消声效果并不是传递损失相加。

5.3 谐振器对发动机性能的影响

由于安装了谐振器,改变了进气道的长度和走向,势必影响发动机的充气效率,为了考查谐振器对发动机性能的影响,在汽车底盘测功机上进行了发动机改装前后外特性对比试验,采用功率损失比来评价,即

$$L_N = \frac{N_{e1} - N_{e2}}{N_{e1}} \times 100\%$$

其中, L_N —功率损失比;

N_{e1} —未装谐振器发动机功率;

N_{e2} —装谐振器后发动机功率。

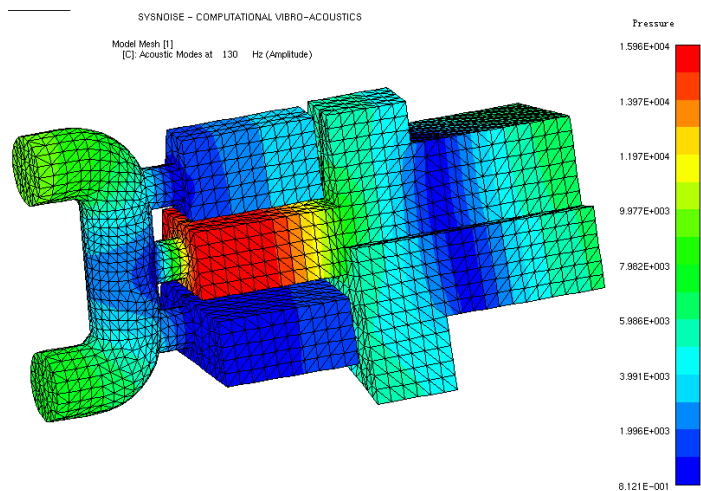


图 8 声波频率 $f=130\text{Hz}$ 时谐振器声压云图

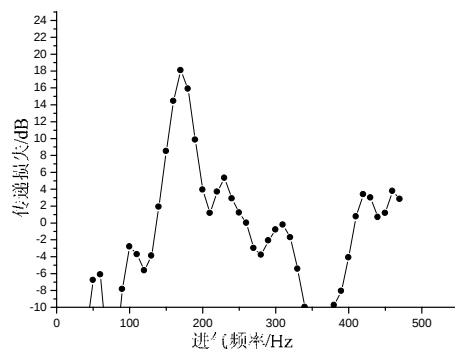


图 9 谐振器在各转速下传递损失

图10为安装谐振器前后发动机外特性的对比。

可以看出,发动机在3500r/min左右时,输出功率下降相对较显著,其他转速略有减小,但总体输出功率变化不大。这是由于谐振器的存在,对各缸进气的均匀性产生影响,将直接影响各缸空气与燃油的混合,从而影响燃烧过程的组织,使各缸的燃烧过程产生差异。此外,在谐振腔内部产生不同程度的湍流,加装谐振器以后,使进气过渡段长度加大。过渡段长度越大,回流区越大,流动损失也就越大,从而使充气效率下降,导致功率下降,并造成在一些工况燃油消耗较高。

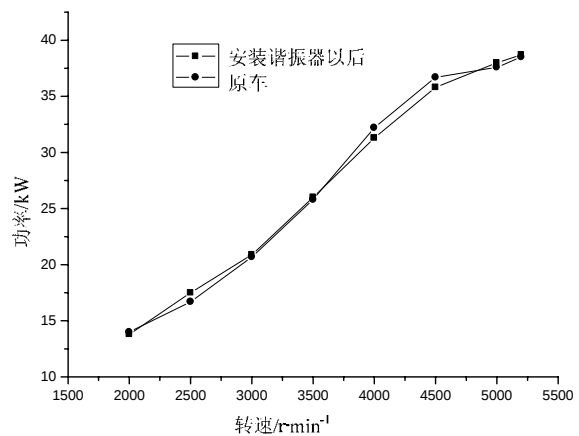
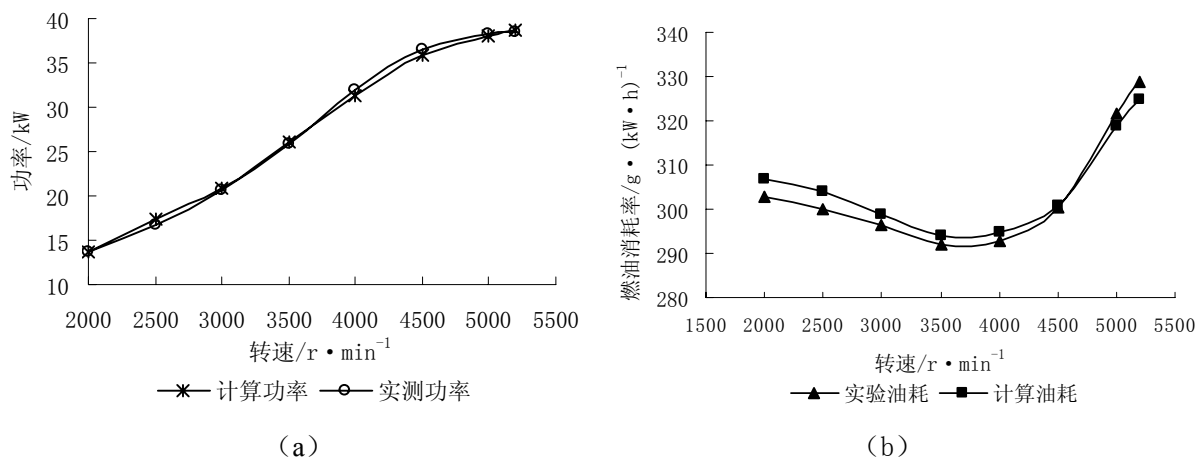


图 10 安装谐振器前后发动机外特性对比

6 实验研究

6.1 模型有效性验证

为了验证所建模型的有效性,对计算结果与实验结果进行了比较。图 11(a)、(b)分别表示发动机输出功率以及燃油消耗率的计算值与实验测量数据的比较结果,需要指出的是,发动机的功率和燃油消耗率计算结果与实测结果在一些工况点出现偏差,但趋势基本一致,绝大多数工况的两项偏差在 5%以内,在工程中是允许的,因而本文的耦合计算结果可以接受^{[4][5]}



(a) 输出功率; (b) 燃油消耗率

图 11 计算值与实验值比较结果

6.2 车外噪声实验

按照噪声法规的要求,进行了车外噪声实验,实验场地选择备用的机场跑道进行,实验结果表示在表 3 中。

表 3 车外加速噪声评价实验结果

结构	加速行驶车外噪声测量(dB)				平均值(dB)
原车	左侧	77.1	77.5	77.8	77.5
	右侧	74.9	75.4	75.8	75.4
改进后	左侧	73.2	73.6	73.1	73.3
	右侧	72.6	73	73.8	73.1

由结果可以看出,安装谐振器以后,车辆的加速噪声已由原来的 77.5dB(A)降到 73.3 dB(A),其车外加速噪声能够满足法规的要求。

7 结论

1. 研究表明,进气谐振器能够有效降低发动机进气噪声,并在某些频率显著地降低噪声,整车噪声降幅可达4 dB(A),并且发动机功率无明显改变。通过谐振器与发动机耦合计算可以模拟谐振器内的三维流场情况,在短时间内获得大量准确的气流信息,为谐振器优化设计提供重要依据,并为汽油机综合仿真研究提供较为准确的途径。

2. 在进气状态下,气流在谐振器内的流动及压力分布应是谐振器设计的重要内容。对谐振器内部流场三维特性分析,再结合噪声专业分析软件,为进一步研究气流再生噪声创造了条件。

参考文献

- [1].杨庆佛.内燃机噪声控制.太原:山西人民出版社,1985.
- [2].葛蕴珊,张宏波.基于发动机热力过程的排气消声器设计[J].汽车工程,2004.06
- [3].张宏波,葛蕴珊.基于传递矩阵方法的排气消声器计算机辅助设计[J].北京理工大学学报,2004.05
- [4].Mackey D O, Blair G P, Fleck K. Correlation of Simulated and Measured Noise Emission Using a Combined 1D/3D Computational Technique[C].SAE Paper 970801,1997.
- [5].Heinrich,O.Scharrer,O.Gebhard,P.Pucher,H. Investigation of a 2-Step Valve Train and its Influence on Combustion by means of coupled CFD Simulation.[C]. SAE Paper 010690, 2005.