

发动机进气道与进气歧管耦合 CFD 分析

CFD Coupling Simulation of the Intake Ports and Manifold in an Engine

徐莉 蔡志强 王伟民

(东风汽车公司技术中心 湖北武汉 430056)

摘要: 为了研究进气道、进气歧管和两者耦合系统性能之间的关系,本文利用 STARCCM+软件对四气门汽油机进气道与进气歧管的耦合系统、进气道与进气歧管进行了三维数值模拟计算,并相应地分别进行了试验验证,进而对耦合系统的流量系数和最大不均匀度进行了分析、探讨。

关键词: 发动机、STARCCM+、流量系数、最大不均匀度

Abstract: To study the performance relationship among the intake ports, the intake manifolds and the coupling system including the intake ports and the intake manifolds of a four-valve gasoline engine, the three-dimensional numerical simulations of air flow in a coupling model and independent intake ports and manifolds were performed with STARCCM+ software. The experiments were completed to validate the simulation results, and the flow coefficient and the maximum unevenness of the coupling system have been analyzed and discussed.

Key words: Engine、STARCCM+、Flow coefficient、Maximum unevenness

1 引言

发动机进排气系统的气体流动特性复杂,影响发动机的充气效率和换气损失,对发动机的动力性和经济性有重要影响。进气道结构复杂,关键部位尺寸对进气流动影响很大。流量系数大小可以评价进气道的流通性。对于多缸发动机,各缸进气不均匀性直接影响各缸空气与燃油的混合程度,从而影响燃烧过程的组织。本文将进气道和进气歧管进行耦合,利用 STARCCM+软件进行三维流动模拟计算,得出了进气道、进气歧管和两者耦合系统的流量系数和最大不均匀度,并与试验结果进行对比分析。

2 耦合系统模型

2.1 三维 CAD 模型

用 CATIA 软件建立的进气道与进气歧管耦合 CAD 模型如图 1 所示。该耦合模型由进气歧管(包

括 inlet、稳压腔、谐振腔和四个歧管)、进气道、进气门、燃烧室顶、气缸和四个出口组成。

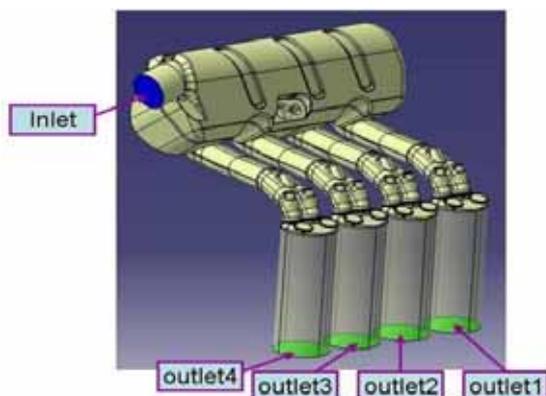


图 1 进气道与进气歧管耦合 CAD 模型

2.2 网格模型

计算网格模型采用网格生成工具 STARCCM+划分,如图 2 和图 3 所示。为保证与耦合系统稳流试验情况一致,模拟计算只单独考虑某一出口 outlet 的情况。面网格采用包面(wrapper)技术,包面后三角面(faces)约为 270 万,棱边(edges)约为 15 万;重新划分表面网格(remesher)后三角面(faces)变为 32 万,棱边(edges)则约为 11000;基于重新划分表面网格(remesher)生成的多面体网格总数大约为 90 万,尺寸在 0.5mm~6mm 之间。图 3 给出了气道中气门和气门导管处的网格加密,并设置边界条件,inlet 为入口滞止边界,各气缸出口端面设定为压力出口边界,其它均为壁面边界。



图 2 耦合模型面网格

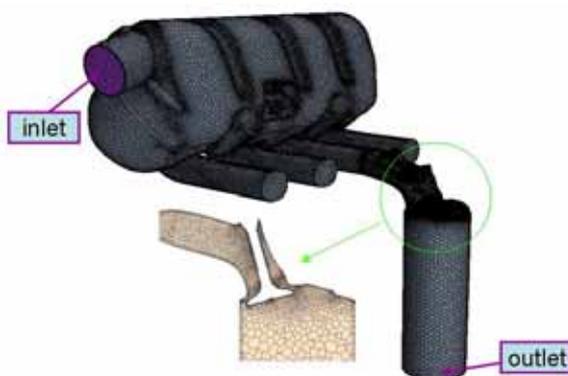


图 3 耦合模型体网格

2.3 数学模型

2.3.1 流动控制方程

连续性方程

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_j) = 0 \quad (1)$$

式中, t 为时间; x_j 为 ($j=1,2,3$) 坐标; ρ 为气体密度; u_j 为气流速度在三个坐标上的分量; 各物理量上的“-”表示时均值。

动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_j \cdot \bar{u}_i + \bar{\rho} \cdot \overline{u_i u_j} - \tau_{ij}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \bar{\rho} \cdot g \frac{x_i}{|x|} = 0 \quad (2)$$

式中, p 为气体压力; τ_{ij} 为作用在 i 方向垂直平面上的 j 方向上的应力; g 为重力加速度。

能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \bar{h}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_j \cdot \bar{h} + \bar{\rho} \cdot \overline{u_j h}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\bar{\lambda}}{c_p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \right] - \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} u_i) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} - S_h = 0 \quad (3)$$

式中, h 为气体比焓; c_p 为比定压热容; S_h 为能量方程的源项; $\bar{h} = \bar{c}_p \cdot \bar{T} + \frac{1}{2} \bar{u}_i^2$ 。

2.3.2 湍流模型

选用 $k-\varepsilon$ 双方程模型来模拟耦合系统流场内的湍流。该模型属于涡粘性耗散模型, 对湍流的模拟基于 Boussinesq 假设, 隐含湍流是各向同性的, 其计算稳定性高。式(4)中, k 为湍流脉动动能; ε 为耗散率; C_μ 为常数 0.09。

$$k = \frac{\overline{u_i^2}}{2}; \varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{I_i} \quad (4)$$

2.4 边界条件与初始化

耦合系统模拟计算与稳流试验中相同采用变压差方式, 各缸的不同气门升程下压差见图 4。

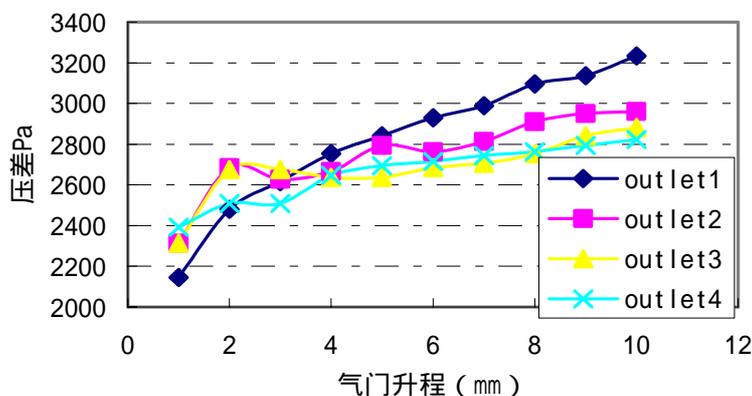


图 4 各缸压差 (边界条件)

在试验中,将单独进气道的试验流量应用到耦合系统的试验中,测出耦合系统的压差,而在模拟计算中,使用这个压差来计算耦合系统的流量,求出耦合系统的流量系数。

进气歧管入口为滞止边界,相对压力为 0MPa,温度为 289.6K。各气缸出口端面设定为压力出口边界,按照图 4 给定。其它均为壁面边界,绝热无滑移。

流体特性及初始化:介质为空气(常密度、不可压缩),选定相对压力为-1300Pa,温度为 289.6K,密度为 1.18kg/m^3 ,选择初始化模式为有势场,加快稳态计算的迭代速度。

3 模拟计算结果和试验结果的分析

发动机进气系统的流动阻力和气流运动是影响燃烧的重要参数,通过把进气歧管和气缸盖内的不稳定气流运动在试验台架上进行模拟试验,测量得到进气系统流量系数和不均匀度,以此来评价耦合的进气系统性能的优劣,并作为确定耦合模型结构和尺寸的依据。

用无量纲流量系数评价不同气门升程下气道的阻力特性或流通能力,采用 Ricardo 评价方法,其无量纲流量系数

$$C_f = \frac{Q}{n \cdot A \cdot V_0} \quad (5)$$

式(5)中, Q 为气体质量流量(m^3/s); n 为气门数; A 为气门座圈内截面积(m^2); V_0 为理论进气速度(m/s)。 $V_0 = \sqrt{2\Delta P/\rho}$, ΔP 为耦合系统总压力差。

发动机进气不均匀性采用各缸气体流动最大不均匀度 E 进行评价

$$E = (Q_{\max} - Q_{\min})/Q_{me} \quad (6)$$

式(6)中, Q_{\max} 为歧管出口质量流量最大值(m^3/s); Q_{\min} 为歧管出口质量流量最小值(m^3/s); Q_{me} 为歧管出口质量流量平均值(m^3/s)。

3.1 模拟结果与试验结果的对比

3.1.1 流量系数试验值与模拟值比较

不同气门升程时,耦合系统流量系数试验值与模拟值接近如图 5 所示(以第二缸出口流量为例),误差在 5%以内。因汽油机进气充量大小主要取决于气门大升程状态,本文内没有对小升程进行模拟(4mm 以下),这是因为,小升程时气流通截面积小,壁面函数模型在高雷诺数下呈现出精度低的特点,计算结果与试验结果相比误差较大。

进气道流量系数的试验值与模拟值之间误差也在 5%以内,在此不作详细论述。

3.1.2 进气道与耦合系统流量系数试验值比较

图 6 所示为进气道与耦合系统的流量系数试验值对比(压差值均为 2490Pa),由图中可以得出,两者最大相差值不超过 4%,由此可知,耦合系统的流量系数可由进气道流量系数来评价。

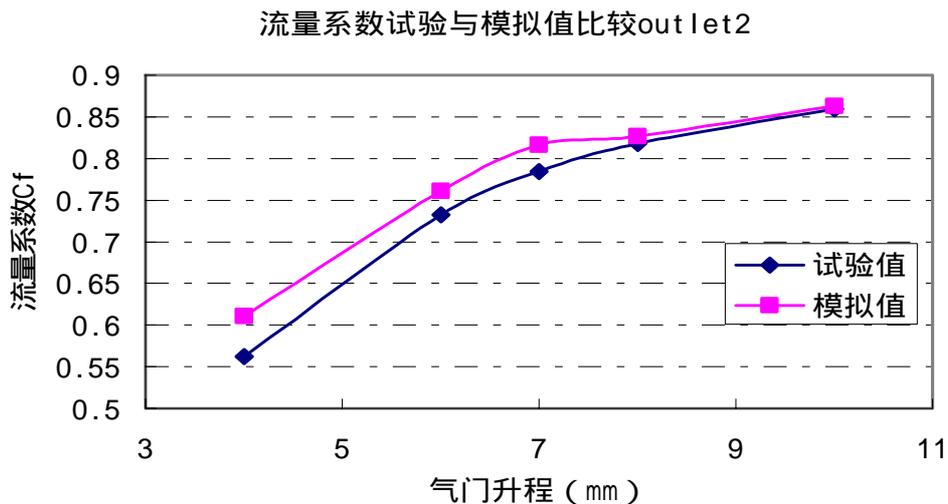


图 5 耦合系统流量系数试验值与模拟值比较

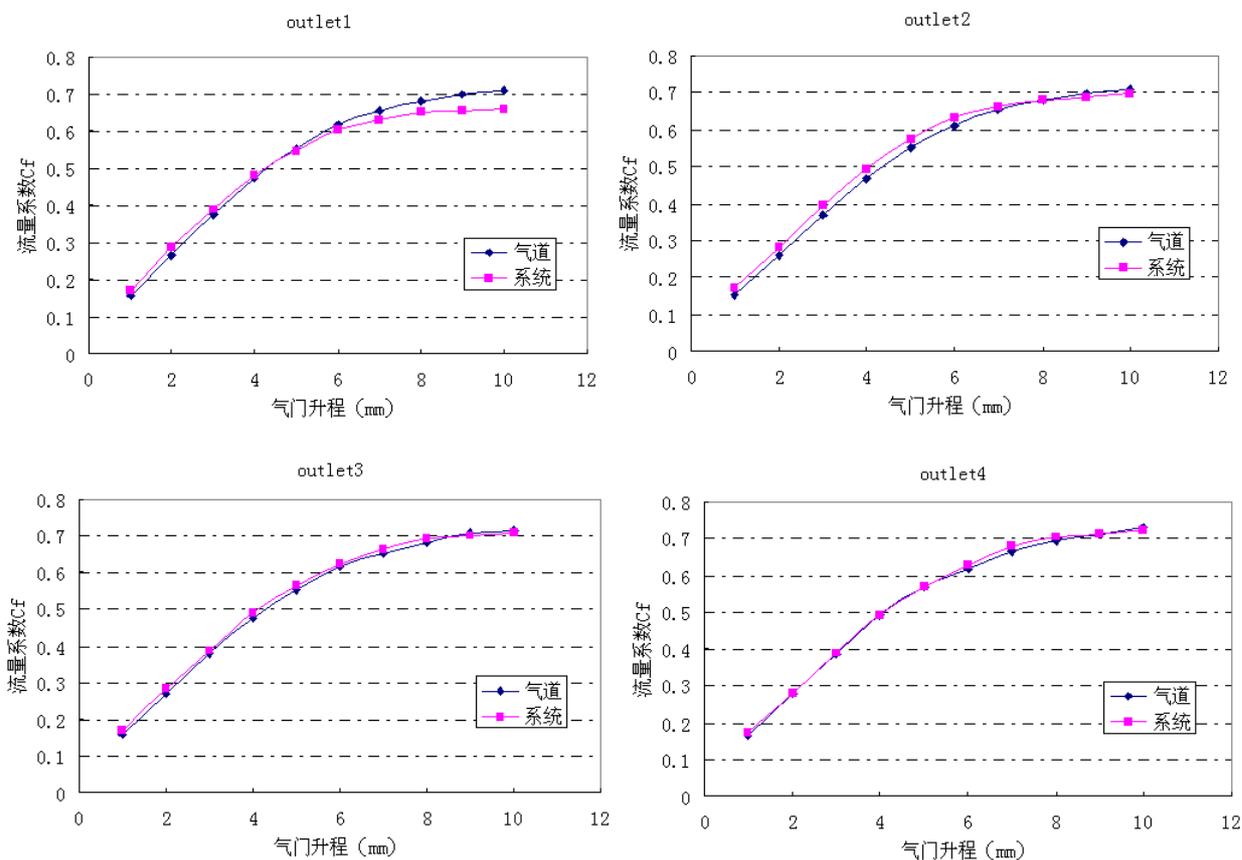


图 6 气道与耦合系统流量系数试验值比较

3.1.3 进气歧管最大不均匀度试验值与模拟值比较

进气歧管最大不均匀度的试验值与模拟值比较如图 7 所示，在压差值为 1500Pa 以上时，试验值与模拟值十分接近，误差保持在 8% 以内。

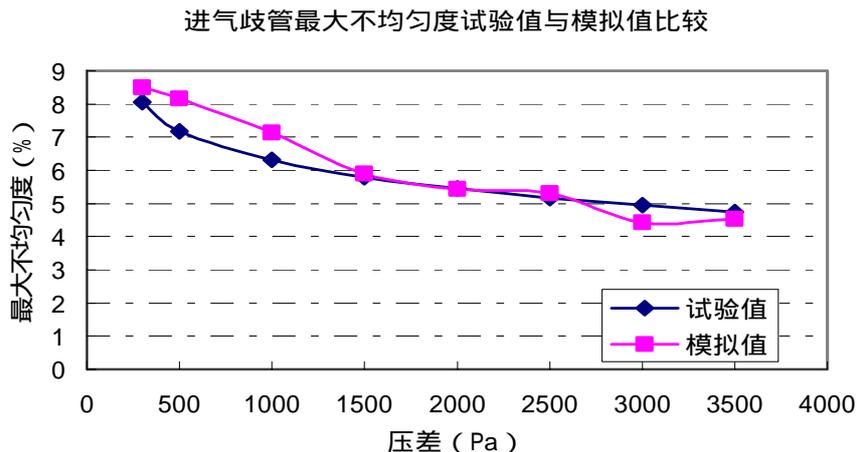


图 7 进气歧管最大不均匀度试验与模拟值比较

3.1.4 耦合系统最大不均匀度试验值与模拟值比较

耦合系统最大不均匀度试验值与模拟值比较如图 8 所示，其边界采用 2490Pa（与进气道稳流试验保持一致边界条件），通过不同气门升程下各缸进气流量值求得耦合系统的最大不均匀度。

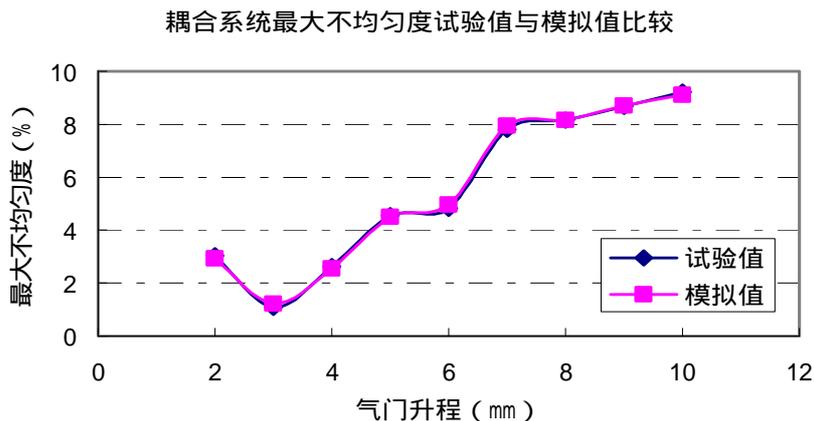


图 8 耦合系统最大不均匀度试验与模拟值比较

由图 8 可知模拟结果与试验结果最大误差在 3mm 升程时为 11%，在其它气门升程时，误差都在 3% 以内。因此，可以利用仿真方法对耦合系统在不同升程和不同压差下的最大不均匀度进行计算和分析。

4 结论

通过以上分析可得到以下结论：

- (1) 进气道、进气歧管和两者耦合系统的 CFD 计算与试验结果吻合较好，误差在允许范围内。
- (2) CFD 计算和试验结果表明，耦合系统的流量系数可由进气道的流量系数来评价，耦合系统的进气均匀性可由仿真分析方法来预测。

由于耦合系统和进气歧管的最大不均匀度的相对比较条件难以确定，因此两者间最大不均匀度

的关系有待做进一步分析和探讨。

5 参考文献

- [1] 蒋炎坤 CFD 辅助发动机工程的理论与应用 北京：科学出版社 2004
- [2] 王健 刘德新 四气门汽油机进气道流动特性稳流试验研究 内燃机学报 2004 22 (2): 182-186
- [3] 王晗等 发动机进气系统不均匀性的三维数值模拟 小型内燃机与摩托车 2007 36 (3): 41-44