

某柴油机进气歧管 EGR 均匀性分析

EGR Uniformity Analysis of Intake manifold For A Diesel Engine

李东辉^{1,2}; 刘亚奇^{1,2}; 徐洋^{1,2}; 刘阳^{1,2};

(1. 长城汽车股份有限公司技术中心, 河北 保定 071000; 2. 河北省汽车工程技术研究中心, 河北 保定 071000)

摘要: 本文应用 GT Power 和 start CCM+, 对两种设计方案进行一维三维耦合分析。通过对比 EGR 云图的分布及各缸 EGR 量的差异, 从而判断两种设计方案的优劣。

关键字: CFD; 进气歧管; EGR; 柴油机;

Abstract : This paper is about the one-dimensional and three-dimensional coupling analysis for two design proposals with the application of AVL Boost and AVL Fire. Evaluate the pros and cons of two design proposals by comparing the EGR cloud distribution and the difference of EGR in each cylinder.

Key words: CFD、Intake manifold、EGR、Diesel Engine

0 引言

进气歧管是发动机进气系统的重要组成部分, 其性能优劣直接影响发动机的动力性、经济性和排放水平。目前柴油机降低NOX排放的主要技术为通入外部EGR实现缸内温度的降低, 同样很多汽油机也采用通入EGR实现部分负荷油耗的改善及抑制外特性低速爆震。

本文主要通过一维热力学软件及三维流体软件进行不同进气歧管形状的耦合分析研究, 确定最佳方案。

1 发动机模型建立及标定

1.1 发动机模型搭建

研究对象为涡轮增压4缸缸内直喷柴油发动机, 发动机扭矩 $380\text{N} \cdot \text{m}$ 功率 120kW (见图1)。

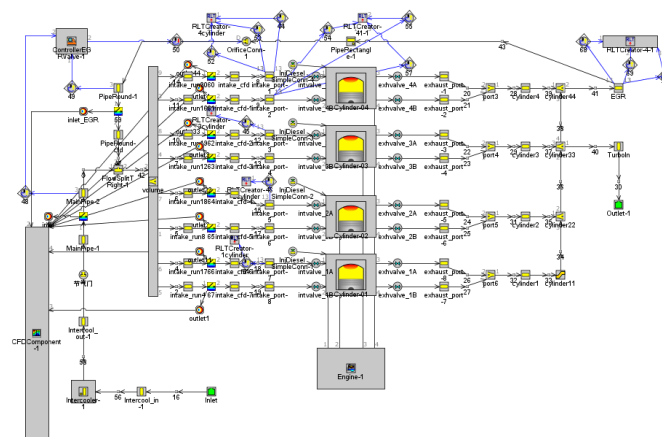


图1 一维热力学仿真模型

1.2 整机模型标定

通过校核节气门后的压力、节气门后流量、VVT 角度、缸内传热及进排气温度压力边界控制 (管路压损、排气背压、中冷后温度), 使 1350rpm 扭矩达到 $40\text{N} \cdot \text{m}$ 、EGR 率 30.81%; 1600rpm 扭矩达到 $78\text{N} \cdot \text{m}$ 、EGR 率 24.88%; 1850rpm 扭矩达到 $21\text{N} \cdot \text{m}$ 、EGR 率 37.29%。(见表 2)

转速	扭矩	EGR率
1350rpm	40	30.81
1600rpm	78	24.88
1850rpm	21	37.29

表 2 各工况点的校核结果

将校核所得 EGR 率最为后期进行耦合的边界。

2 一维热力学模型与三维流动软件联合计算

2.1 整机模型搭建

2.1 两种方案几何形状对比（见图 2）。

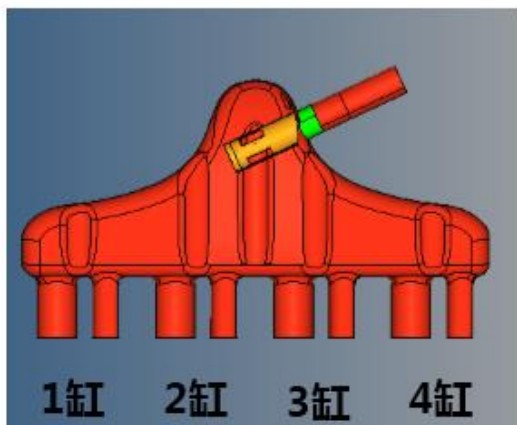


图 2 v1 方案

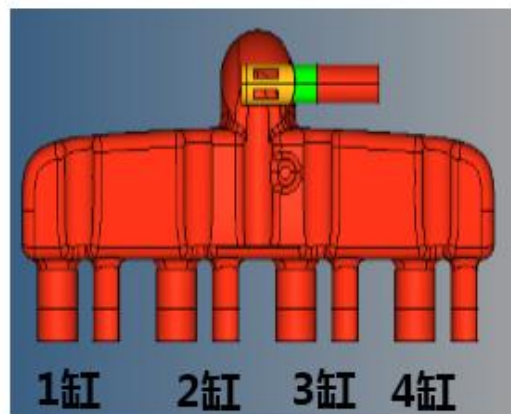


图 2 v2 方案

v1 方案形状为喇叭形状，1 缸和 4 缸的导向作用更强，v2 方案形状为 T 形，1 缸和 4 缸的导向作用不强。

2.2 仿真结果及分析

从 v1 方案的计算结果可知 1350rpm_40N·m、1600rpm_78N·m、1850rpm_21N·m，三个工况点的 EGR 分布趋势一致均为 1 缸、2 缸多，3 缸、4 缸少（见图 3）。通过对比 1350rpm_40N·m EGR 云图分布可知 EGR 出口的第一落点更偏向于 2 缸位置（见图 4），通过对比 1600rpm_78N·m EGR 云图分布可知 EGR 出口的第一落点更偏向于 2 缸位置（见图 5），通过对比 1850rpm_21N·m EGR 云图分布可知 EGR 出口的第一落点更偏向于 2 缸位置（见图 6）。

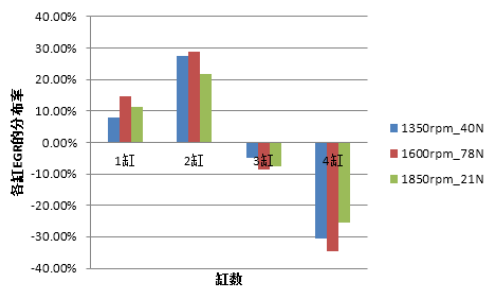


图3 v1 方案不同工况下各缸 EGR 的分布率

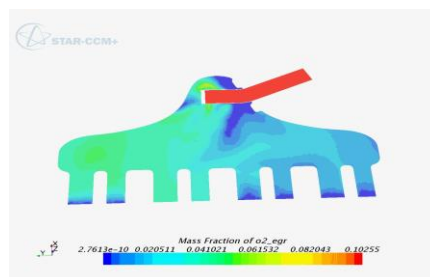


图4 v1_1350rpm_40N • m EGR 云图分布

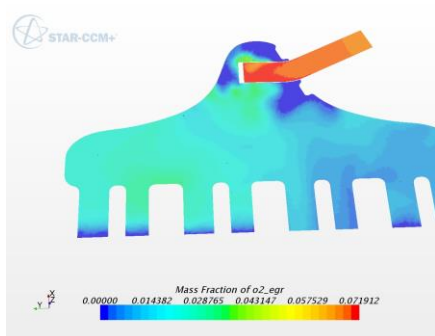


图5 v1_1600rpm_78N • m EGR 云图分布

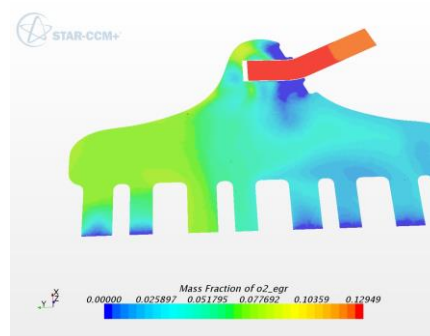


图6 v1_1850rpm_21N • m EGR 云图分布

从 v2 方案的计算结果可知 1350rpm_40N • m、1600rpm_78N • m、1850rpm_21N • m，三个工况点的 EGR 分布趋势基本一致均为 1 缸、4 缸多，2 缸、3 缸少（见图 9）。通过对比 1350rpm_40N • m EGR 云图分布可知 EGR 出口的第一落点落在进气总管中心位置（见图 10），通过对比 1600rpm_78N • m EGR 云图分布可知 EGR 出口的第一落点落在进气总管中心位置（见图 11），通过对比 1850rpm_21N • m EGR 云图分布可知 EGR 出口的第一落点落在进气总管中心位置（见图 12）。

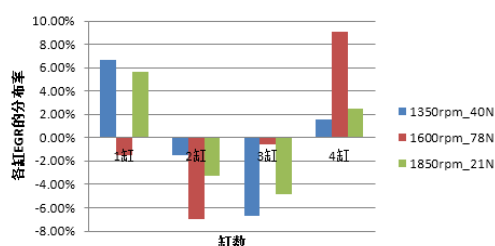


图9 v2 方案不同工况下各缸 EGR 的分布率

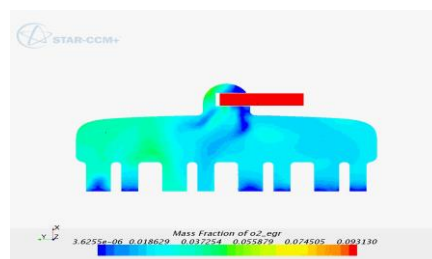


图10 v2_1350rpm_40N • m EGR 云图分布

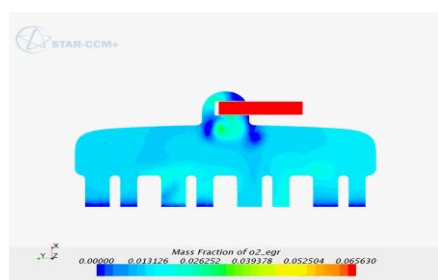


图11 v2_1600rpm_78N • m EGR 云图分布

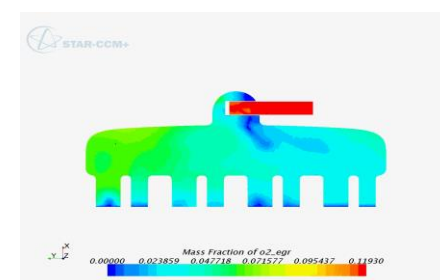


图12 v2_1850rpm_21N • m EGR 云图分布

3 结论

- a) EGR 出口落点的的位置对于 EGR 的分布影响很大, 尽量保证第一落点落在歧管几何的中心上, EGR 和新鲜空气混合的时间很重要, 尽量延长混合时间。
- b) 通过一维热力学软件与流体 CFD 软件联合仿真分析可知, v2 方案 EGR 不均匀性最好满足 $\pm 10\%$ 的要求。
- c) 基于 GT Power 软件和 start CCM+软件的耦合计算可以更准确的反应 EGR 在进气歧管中的流场分布, 解决了系统与详细部件之间的效率与准确性。

4 参考文献

- [1]. Bata R M, Roan V P. Effects of Ethanol and/or Methanol in Alcohol-Gasoline Blends on Exhaust Emissions[J]. Engineering for Gas Turbines and Power, 1989, 111 (3); 432-438.
- [2]. Stump F, Knapp K, Ray W, et al. Influence of Ethanol-Blended Fuels on the Emissions from Three Pre-1985 Light-Duty Passenger Vehicles [J]. Air and Waste Management Association, 1996, 46 (12): 1 149-1 161.
- [3]. 石一民, 吴金. 车用乙醇汽油在我国推广应用的现状分析及对策[J]. 能源与环境, 2007, (6): 41-44.
- [4]. 全国汽车标准化委员会 GB18297-2001. 汽车发动机性能试验方法[S]. 北京: 国家质量技术监督局, 2001.
- [5]. 周龙保. 内燃机学 (第 2 版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.