

高压 EGR 对于汽油机低速小负荷的燃烧及排放特性的仿真研究

Simulation study on combustion and emission of gasoline engines by HP

EGR to low speed and low load condition

丁宁, 徐政, 陈明, 张小矛, 杨洋, 陈曦, 林长林

(上海汽车集团股份有限公司技术中心/上海市汽车动力总成重点实验室, 上海 201804)

摘 要: 为了深入研究高压 EGR 技术对汽油机低速小负荷工况缸内燃烧及排放的影响。利用 Converge 软件模拟了 2500r/min, 6bar 这个典型工况。对比分析了 EGR0%和 EGR10%两个方案下, 缸内流动、燃油湿壁、油气混合、燃烧及污染物排放等特性。结果表明: EGR10%相对于 EGR0%, 缸内的滚流比、湍动能、燃油湿壁变化很小; 可以显著降低了缸内混合气的温度, 大幅度减少 NO_x 的排放; 同时能够提高缸内气体的混合均匀度, 适当减少 Soot 等颗粒物的排放。

关键词: 高压 EGR; 燃烧; 排放; 燃油湿壁; 滚流比; 湍动能

Abstract: In order to study on the combustion and emission of gasoline engines by HP EGR to low speed and low load condition. The typically work condition (2500r/min, 6bar) are simulated by converge code. In-cylinder flow, wall wetting, mixture, combustion and emission are compared by two cases which are EGR0% and EGR10%. The results indicate that EGR10% has very little change on tumble ratio, TKE, wall wetting compared to EGR0%. It could reduce the in-cylinder temperature and decrease the NO_x emissions largely. At the same time, it could improve the mixture homogeneity in cylinder and reduce the soot and particles emissions.

Key words: HP EGR; combustion, emission, wall wetting, tumble ratio, TKE

1 概述

近年来, 随着科学技术的发展, 以往在柴油机领域上普遍应用的 EGR 技术逐渐开始向汽油机领域转化。EGR 又叫做废弃再循环, 主要包括高压 EGR 技术和低压 EGR 技术。这两种技术都是依靠进排气压差来通入气体, 但由于布置方式的不同, 具有不同的优缺点^[1-5]。EGR 技术在 Map 图不同的区域应用有不同的意义。根据资料表明, 在低转速小负荷通入 EGR 气体可以增大节气门开度, 提高缸内进气量, 降低泵气损失, 优化油气混合, 降低燃油的消耗; 在低速大负荷区域应用, 可以提升发动机的抗爆震能力; 在高速大负荷区域应用, 可以有效降低缸内燃烧温度, 进而大幅度降低 NO_x 的排放。同时, 将减少了气体向缸体缸盖的传热量, 能有效防止由于缸体缸盖温度过高而产生的热疲劳问题^[6-8]。由于汽油车在城市行驶条件下大多运行在低速、小负荷工况下, 研究该工况具有十分重要的实际意义。因此本文利用 CAE 方法研究了是否引入 EGR 对于该工况下汽油机缸内流动、燃烧、排放特性的影响。为提高汽油机的燃油经济型, 减少泵气损失, 降低 NO_x 和碳烟排放提供了重要理论指导。

表 1 高、低压 EGR 的优缺点对比

	高压 EGR 系统	低压 EGR 系统
优点	1. 使用的较广泛，技术比较成熟。 2. 由于节气门的真空度，在低速小负荷可以形成较高的 EGR 率。	1. EGR 的混合分布比较好。 2. 在高速、高负荷区的 EGR 率比较好。
缺点	1. EGR 的混合比较差。 2. 在高速、高负荷区的 EGR 率比较小。	1. 在低速小负荷区域，EGR 率会比较低。

2 计算模型的建立

本文所研究的均质直喷汽油机排量是 2.0L，该机为直列 4 缸、增压水冷、电控共轨、侧向喷射汽油机，其喷射压力为 350bar。该发动机燃烧系统下止点位置几何模型如图 1 所示。三维 CFD 计算采用了通用流体软件 Converge2.3，软件中计算模型的设置见表 2。

表 2 计算模型设置

项目	类型
湍流模型	Standard k-ε Model
喷雾破碎模型	KH-RT Model
液滴蒸发模型	Frossling Model
碰壁模型	Wall Film Model
燃烧模型	SAGE detailed chemistry solver
NOx 排放模型	Extended Zeldovich NOx Model
Soot 排放模型	Hiroyasu Soot Model

3 研究方案及计算边界条件

3.1 研究方案

表 3 研究方案

项目	方案 1	方案 2
转速 (r/min)	2500	2500
负荷 (bar)	6	6
EGR 率	0	10%
空燃比	14.7	14.7
喷油起始角 (°CA)	450	450
喷油持续期 (°CA)	19.974	19.83
燃油温度 (K)	323.15	323.15
点火时间 (°CA)	695	690

本文选择了 2500r/min，6bar 的工况，分别采用 EGR 率是 0 和 10%的方案进行了缸内流动、油气混合、燃烧及污染物生成过程的 CFD 仿真研究，并开展了对比分析，具体的研究方案设置如表 3 所示。由于该发动机采用了可变气门升程技术，在该工况点采用了低升程的进气凸轮，具体进、排

气门升程曲线见图 2。

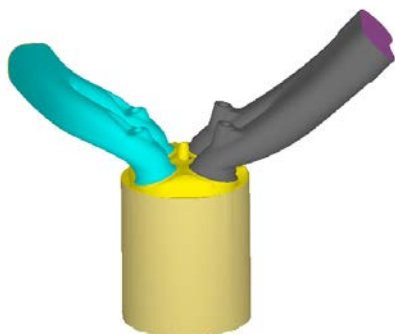


图 1 发动机几何模型 (BDC)

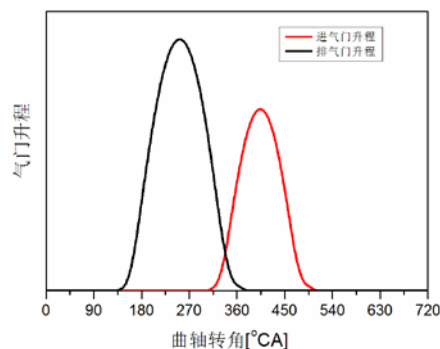
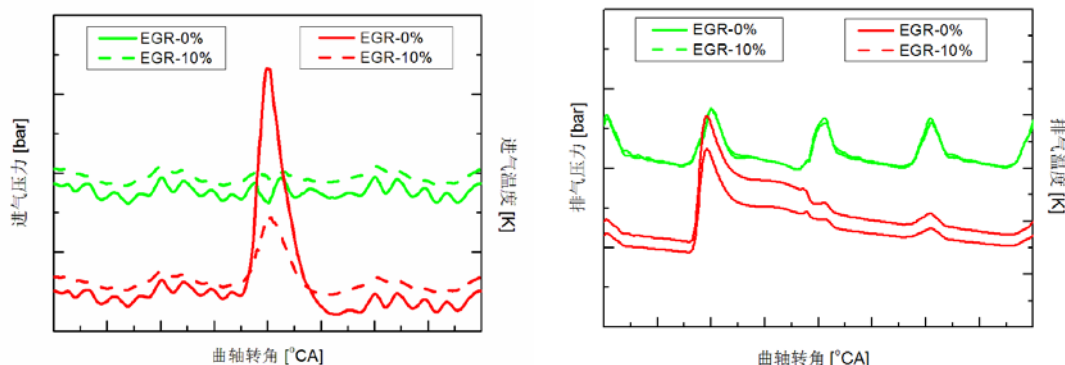


图 2 发动机气门升程曲线

3.2 计算边界条件

本文三维缸内计算的研究范围主要是直喷汽油机的进气、压缩、燃烧冲程，即从进气门打开开始到排气门打开结束。计算的进、排气压力温度瞬态边界条件来自于 GT-POWER 软件，如图 3 所示。从图中可以发现方案 2 的平均进气压力和温度都是略高于方案 1，主要是包含了热的 EGR 气体。



(a) 进气压力、温度瞬态边界条件

(b) 排气压力、温度瞬态边界条件

图 3 进排气压力、温度瞬态边界条件

4 仿真结果及分析

4.1 缸内流动分析

由图 4 可知，EGR 率的变化对缸内的滚流比影响较小。主要原因是缸内的滚流比主要受燃烧系统的设计，尤其是气道的设计影响。另外，和转速、负荷也有一定的关系。本文的研究仅仅加入了 10% 的 EGR 气体，因此影响比较小。对于缸内气体的平均湍动能，影响也比较小，见图 5。在压缩行程，原机的缸内气体量为 365mg，EGR10% 的缸内气体量为 397mg，见上图 6。加入 EGR 之后，节气门的开度会相应增加，进气歧管压力略有上升，泵气损失会有所降低，见图 3 (a)，燃油消耗会降低。图 7 显示了点火时刻附近过火花塞截面的湍动能分布对比图。从图中可知，缸内气体的中心区域湍动能分布均匀，绝大区域在 $120\text{m}^2/\text{s}^2$ 以上。

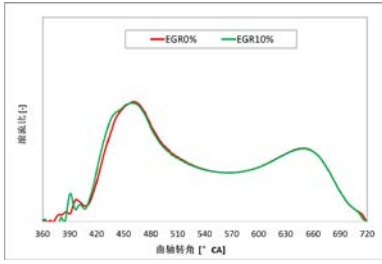


图 4 缸内滚流比曲线

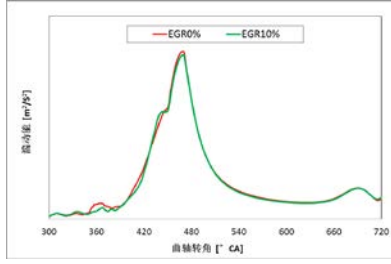


图 5 缸内湍动能曲线

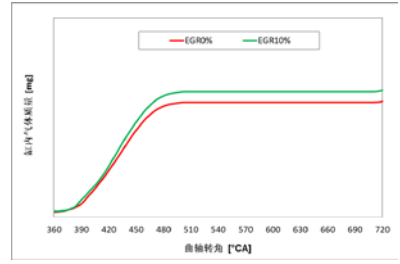


图 6 缸内气体质量曲线

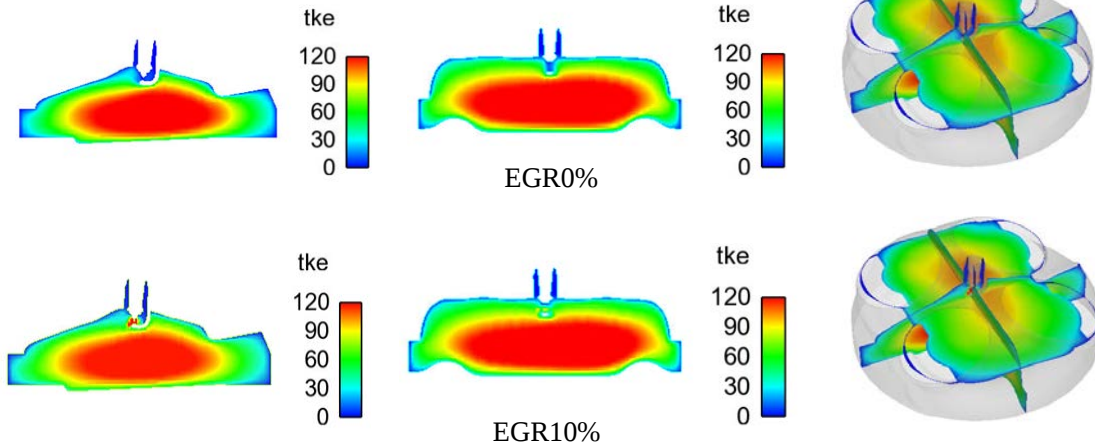


图 7 缸内气体湍动能对比 (690°CA)

4.2 燃油湿壁及油气混合分析

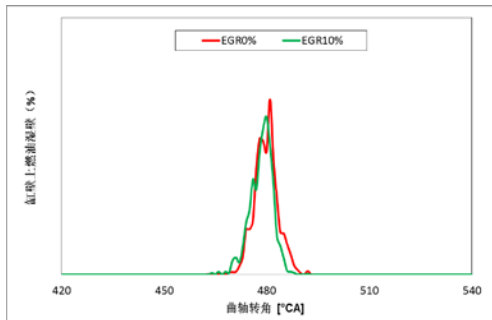


图 8 缸壁的燃油湿壁量

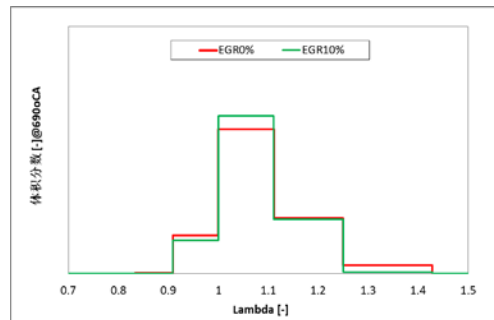


图 9 缸内混合气体积分数

由图 8 可知,该工况下缸壁的燃油湿壁量受 EGR 率影响较小。EGR0%的缸壁湿壁量峰值略大于 EGR10%的缸壁湿壁量。主要是由于 EGR0%方案的单循环喷射量,略大于 EGR10%的方案,再加上滚流比基本一致,这样就会造成有更多的燃油喷射到缸壁上,形成缸壁油膜。由图 9 可知,EGR10%的缸内气体油气混合更均匀。图 10 显示了点火时刻附近过火花塞截面的 Λ 分布对比图。从图中可知,该工况下的混合均匀度不是很好,因为本次计算工况属于低速小负荷,缸内流场强度比较低,影响了油气的扩散。

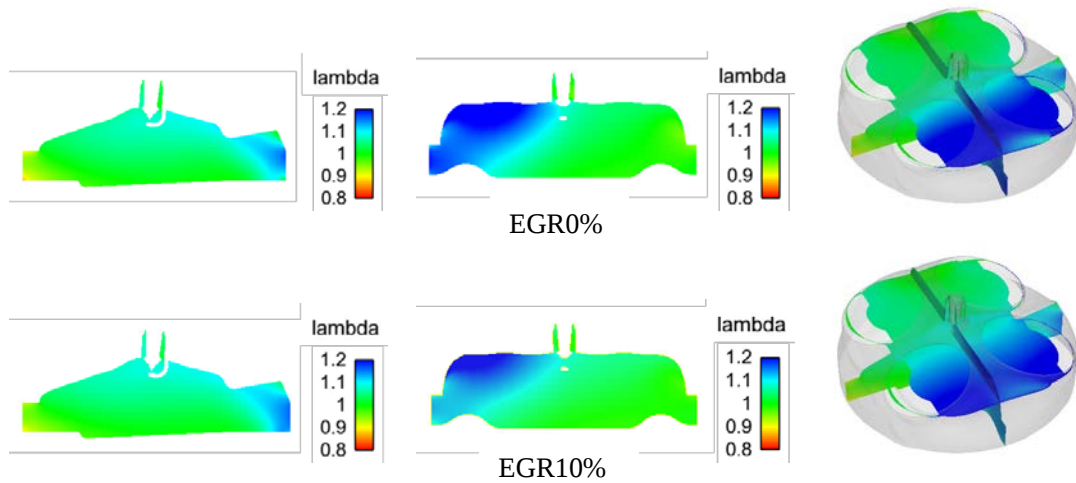


图 10 缸内气体混合均匀度 (690°CA)

4.3 缸内燃烧分析

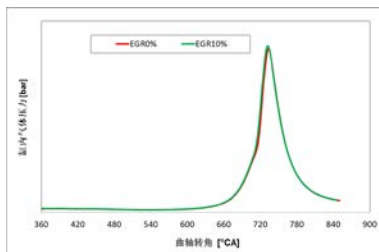


图 11 缸内气体压力

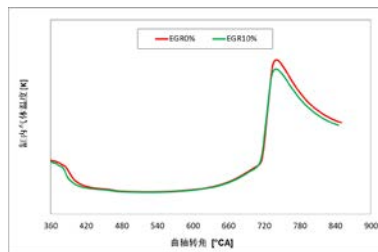


图 12 缸内气体温度

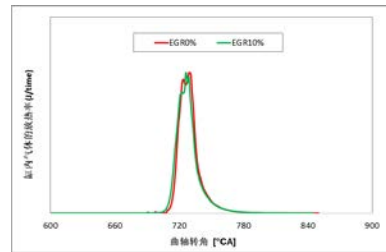


图 13 缸内气体的放热率

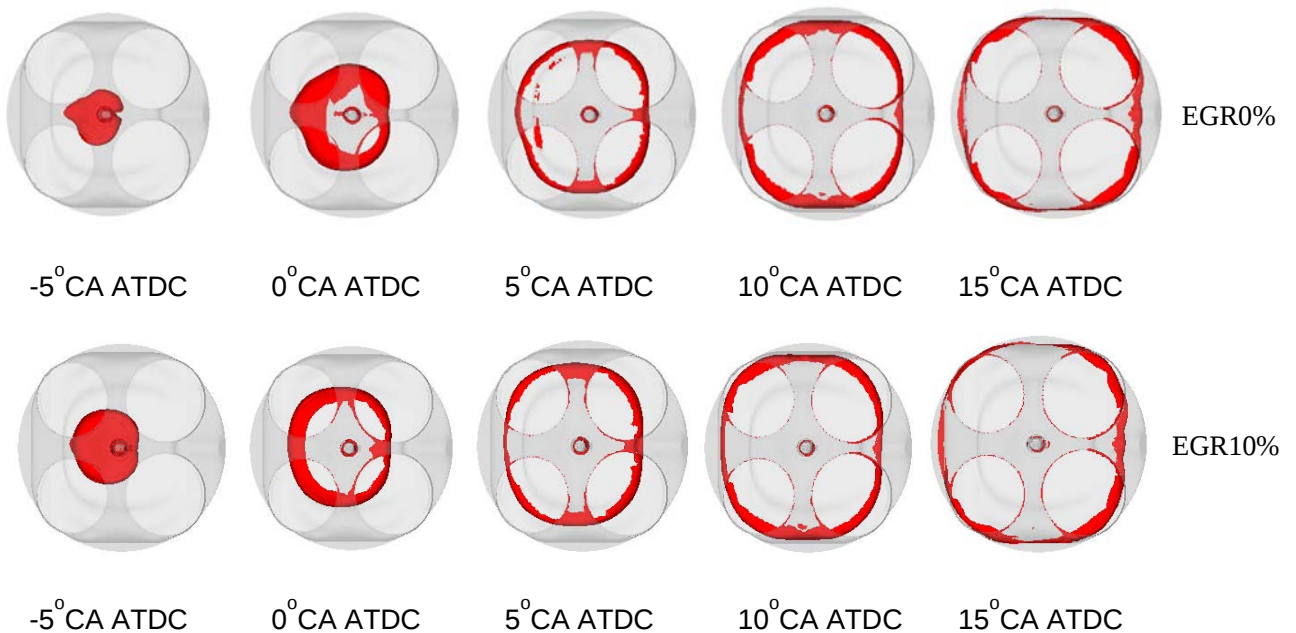


图 14 EGR0%和 EGR10%的缸内火焰传播对比

表 4 EGR0%与 EGR10%的燃烧对比

	EGR0%	EGR10%
点火时刻 (°CA)	-25 ATDC	-30 ATDC
C10 (°CA)	-2 ATDC	-4 ATDC
C50 (°CA)	7 ATDC	5 ATDC
C90 (°CA)	16 ATDC	17 ATDC
Ign-C10 (°CA)	23	26
C10-C50 (°CA)	9	9
C50-C90 (°CA)	9	12
最大缸压 (bar)	42.87	43.59
最大温度 (K)	2381	2242

由表 4 可知, EGR0%的点火时刻在上止点前 25°CA, 而 EGR10%的点火时刻可以相应的提前, 在上止点前 30°CA, 也就是说加入 10%的 EGR 气体可以减少爆震的发生, 提高燃烧稳定性。相应的 EGR10%的燃烧滞燃期比 EGR0%也延长了 3°CA。关于 C10-C50 的燃烧, EGR0%和 EGR10%差不多, 均在 9°CA; 而 C50-C90 的燃烧, EGR0%为 9°CA, EGR10%为 12°CA, 主要是 EGR 气体有阻滞火焰传播的作用。

由图 11-13 及表 4 可知, 缸内气体压力方面, EGR0%和 EGR10%的相差不多; 缸内气体温度方面, EGR10%比 EGR0%低了 139K。缸内气体的放热率, 虽然 EGR10%点火早, 放热早, 总体上来讲放热率相差不大。

图 14 为 EGR0%和 EGR10%的缸内火焰传播对比, 其中该方法利用 2000K 的温度等值面来代替火焰的前锋面。在火焰传播的前期, EGR0%的火核并不规则, 向排气侧中心区域有突出, 进气侧中心区域有凹坑; 相对于 EGR0%, EGR10%的缸内火焰面更加饱满, 规则。由于点火早, 在-5°CA ATDC 时, EGR10%的火核发展的比较大; 但是由于其传播速度慢, 到 10°CA ATDC 时, EGR0%和 EGR10%火焰面就基本一致了。到 15°CA ATDC 时, 火焰前锋面有部分就已经接触到缸壁了。

4.4 缸内污染物分析

表 5 EGR0%与 EGR10%的排放对比

	EGR0%	EGR10%
HC@EVO (mg)	0.0212	0.0257
NOx@EVO (mg)	1.507	0.632
Soot@EVO (mg)	0.00154	0.00131

缸内灌入 EGR 气体, 对于污染物的原始排放具有一定的影响。本文研究的主要是排气门打开时, 缸内的污染物排放。如表 5 和图 15-16 所示, EGR0%和 EGR10%对于 HC 的影响比较小。由于 NOx 产生的条件是高温、富氧。通入 EGR 气体可以明显降低缸内气体的温度, 因此 NOx 的排放也显著降低了。排气侧 NOx 的质量分数相对于进气侧明显的偏高, 这个也是与缸内的温度分布比较相关。对于 Soot 的排放, EGR10%比 EGR0%略低 15%, 主要是由于 EGR10%的缸内气体混合的更加均匀。Soot 的分布与 NOx 不同, 它主要分布在靠近壁面的区域。

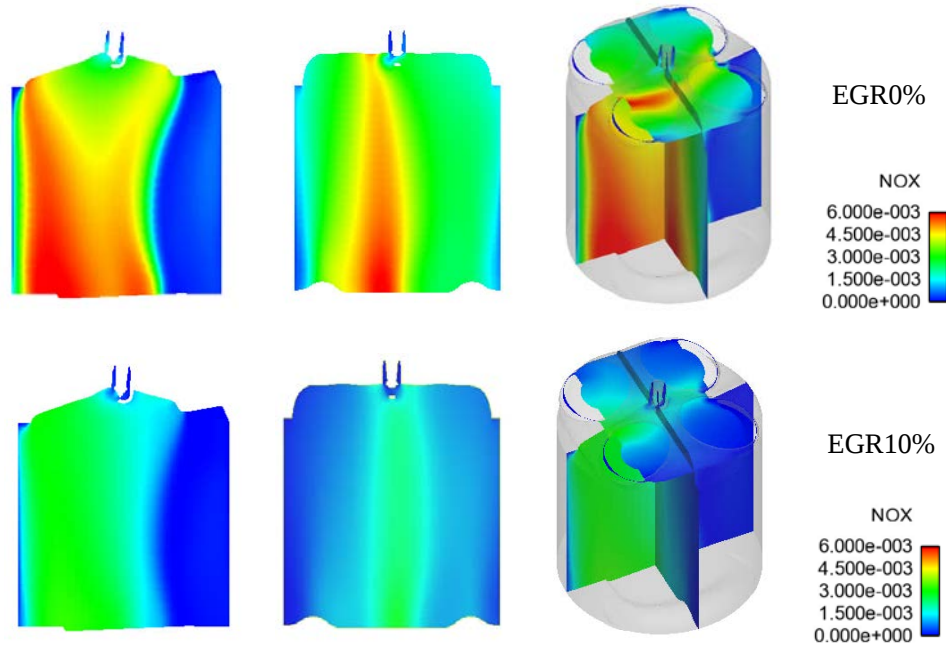
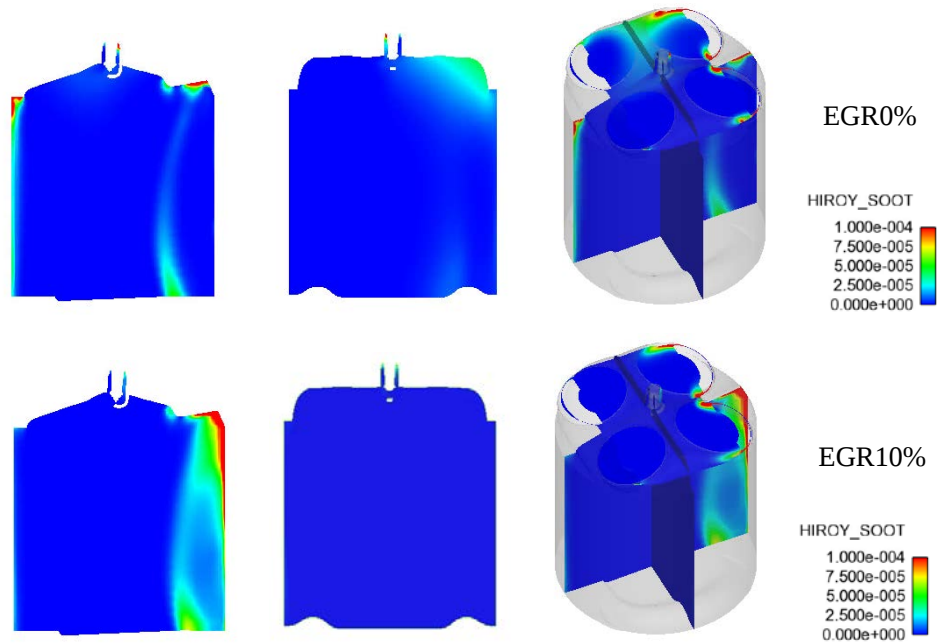
图 15 缸内 NO_x 的分布对比（质量分数）

图 16 缸内 Soot 的分布对比（质量分数）

缸内灌入 EGR 气体，对于污染物的原始排放具有一定的影响。本文研究的主要是排气门打开时，缸内的污染物排放。如表 5 和图 15-16 所示，EGR0%和 EGR10%对于 HC 的影响比较小。由于 NO_x 产生的条件是高温、富氧。通入 EGR 气体可以明显降低缸内气体的温度，因此 NO_x 的排放也显著降低了。排气侧 NO_x 的质量分数相对于进气侧明显的偏高，这个也是与缸内的温度分布比较相关。对于 Soot 的排放，EGR10%比 EGR0%略低 15%，主要是由于 EGR10%的缸内气体混合的更加均匀。Soot 的分布与 NO_x 不同，它主要分布在靠近壁面的区域。

5 小结

(1) 在缸内流动方面, EGR 率的变化对缸内的滚流比影响较小; 对于缸内气体的平均湍动能, 影响也比较小; 缸内气体的中心区域湍动能分布均匀, 绝大区域在 $120\text{m}^2/\text{s}^2$ 以上。

(2) 在燃油湿壁和油气混合方面, 该工况下缸壁的燃油湿壁量受 EGR 率影响较小。EGR0% 的缸壁湿壁量峰值略大于 EGR10% 的缸壁湿壁量; 混合均匀度不是很好, 相比下来, EGR10% 的缸内气体油气混合更均匀。

(3) 在缸内燃烧方面, EGR 气体有阻滞火焰传播的作用。对缸内气体压力, EGR0% 和 EGR10% 的相差不多; 对缸内气体温度, EGR10% 比 EGR0% 低了 139K; 对缸内气体的放热率, 总体上来讲相差不大。

(4) 在缸内污染物方面, 通入 10% 的 EGR 气体, 对于 HC 的产生影响比较小, 但可以降低 NO_x 的排放 58% 以上。对于 Soot 的排放, EGR10% 比 EGR0% 略低 15%。

本项研究工作得到了上海市科学技术委员会的资助, 资助课题编号为 14DZ2260600, 课题名称为上海市汽车动力总成重点实验室。

6 参考文献

- [1] 于秀敏, 商震, 张岳韬, 等. 废气再循环对直喷汽油机燃烧及排放影响的仿真. 吉林大学学报, 2016, 46 (4) :1109-1117
- [2] Li T, Wu D, Xu M. Thermodynamic analysis of EGR effects on the first and second law efficiencies of a boosted spark-ignited direct-injection gasoline engine. Energy Conversion and Management, 2013, 70:130-138
- [3] Mohsen K, Shahram K, Arash N. A numerical investigation on the influence of EGR in a supercharged SI engine fueled with gasoline and alternative fuels. Energy Conversion and Management, 2014, 83:260-269
- [4] Hoepke B, Jannsen S, Kasseris E, Cheng WK. EGR effects on boosted SI engine operation and knock integral correlation. SAE Int J Engines 2012,5(2). 2012- 01-0707.
- [5] 于文英, 单宝龙, 刘波, 等. EGR 对小型汽油机排放和性能影响的实验研究. 小型内燃机与摩托车, 2010, 39 (6) :80-83
- [6] 何邦全, 付雪青, 苗永. 废气再循环方式对汽油机燃烧和颗粒排放特性的影响. 燃烧科学与技术, 2013, 19 (3) :213-219
- [7] 裴毅强, 张少哲, 李云龙, 等. EGR 对 Atkinson 循环汽油机性能的影响. 燃烧科学与技术, 2014, 20 (2) :121-127
- [8] 沈照杰. 车用柴油机燃烧过程分析及 EGR 分层研究:[博士学位论文]. 吉林: 吉林大学, 2013