

# 新型缸内直喷发动机滚流燃烧室设计与研究

卢勇<sup>1,2</sup>, 裴普成<sup>1,2</sup>, 晁鹏翔<sup>1,2</sup>

(1. 清华大学汽车工程系, 100084, 北京; 2. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 100084, 北京)

**摘要:** 为了获得更加节能、环保和高性能的汽油发动机, 设计了一种适用于缸内直喷(GDI)发动机的新型滚流燃烧室, 并将这种燃烧室应用于 4G15 缸内直喷发动机进行了实验研究. 该燃烧室通过活塞顶上凸起面的作用, 合理地组织了缸内气体流动. 计算流体动力学(CFD)仿真分析表明, 在不使用垂直向下滚流进气道的情况下, 该燃烧室同样可以获得理想的滚流强度. 实验结果表明, 4G15 发动机的稀燃极限可达 25~27, 其中 17~19 是效率最高的空燃比区间, 该区间的效率较原机提高了 10% 左右. 在理论空燃比的情况下, 当废气再循环率(EGR)达到 7% 时,  $\text{NO}_x$  排放的化学计量可以降低到无 EGR 情况的 20% 以下.

**关键词:** 燃烧室; 缸内直喷发动机; 滚流; 稀燃; 废气再循环

**中图分类号:** TK411.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)11-0017-06

## Design and Research on New Gasoline Direct Injection Engine Tumble Combustion Chamber

LU Yong<sup>1,2</sup>, PEI Pucheng<sup>1,2</sup>, CHAO Pengxiang<sup>1,2</sup>

(1. Department of Automotive Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

**Abstract:** In order to obtain gasoline engines with high efficiency, low-emission and high performance, a new gasoline direct injection (GDI) engine tumble combustion chamber was designed, and an experiment was conducted with the present combustion chamber on a 4G15 GDI engine. This tumble combustion chamber organizes the in-cylinder flow rationally by optimizing the shape of piston crown. The result of computational fluid dynamics (CFD) analysis indicates that the combustion chamber structure could result in perfect in-cylinder tumble intensity, even without the vertical straight intake port. The test results show that the lean combustion limit of the 4G15 GDI engine can reach 25-27. The most efficient air-fuel ratio range is 17-19 and in this range, and the engine fuel consumption decreases by 10% compared with the original engine. In the case of stoichiometric ratio,  $\text{NO}_x$  emission decreases to less than 20% of that without EGR when the exhaust gas recirculation (EGR) is 7%.

**Keywords:** combustion chamber; gasoline direct injection engine; tumble flow; lean combustion; exhaust gas recirculation

稀燃缸内直喷汽油机以经济性上的优势一直都是内燃机研究领域的主要研究方向之一. 20 世纪 70 年代就出现了稀燃直喷汽油机, 例如德士古 TCCS

燃烧系统<sup>[1]</sup>和福特 PROCO 系统<sup>[2]</sup>, 90 年代之后稀燃直喷燃烧系统有了长足的发展, 典型的稀燃直喷系统分为涡流分层<sup>[3]</sup>和滚流分层<sup>[4]</sup>2 种. 涡流分层

发动机的典型代表有丰田 D-4 直喷发动机<sup>[5]</sup>、日产 NEODi 发动机<sup>[6]</sup>等;滚流分层发动机有三菱 4G93 直喷式汽油机<sup>[7]</sup>、福特 Eco-Boost 发动机<sup>[8]</sup>等。

稀燃汽油发动机工质的绝热指数高,其较低的燃烧温度使得燃烧室壁面传热损失减少,因此稀燃发动机工作效率较高。但是,缸内直喷稀燃发动机经混合气分层后将不可避免地出现局部混合气过浓现象,由此造成局部高温,导致 NO<sub>x</sub> 排放恶化。传统的三效催化剂在非理论空燃比下 NO<sub>x</sub> 的转化效率很低,受到 NO<sub>x</sub> 排放法规的限制,稀燃汽油发动机难以实际应用。废气再循环(EGR)技术通过降低缸内最高燃烧温度以及缸内混合气中 O<sub>2</sub> 的体积分数,破坏 NO<sub>x</sub> 的生成环境,从而降低 NO<sub>x</sub> 的排放,是一种改善 NO<sub>x</sub> 排放的有效途径。早在 1986 年,Groves 和 Bjorkhaug 通过在气缸壁上布置废气通道并结合缸内涡流运动实现了缸内分层 EGR,相比进气歧管内的 EGR,缸内分层 EGR 的工作稳定性更好<sup>[9]</sup>。裴普成等<sup>[10]</sup>设计了一种 5 气门汽油机馅饼状分层充气系统,该缸内分层 EGR 可以有效降低稀燃汽油机的 NO<sub>x</sub> 排放。

本文提出了一种新型缸内直喷汽油发动机滚流燃烧室结构,并将其应用于 4G15 缸内直喷汽油机,该发动机是在 1.5 L 进气管道喷射汽油机(JL4G15)的基础上改造而成的。通过计算流体仿真和发动机实验研究,结果表明这种新型滚流燃烧室可以获得理想的缸内滚流运动,配合分层 EGR 技术可以达到提高内燃机工作效率和同时降低排放的目标。

# 1 新型缸内直喷发动机滚流燃烧室设计

## 1.1 滚流燃烧室结构

滚流燃烧室采用 4 气门棚顶型燃烧室<sup>[11]</sup>,火花塞在燃烧室中央,燃烧室顶的形状如图 1 所示。

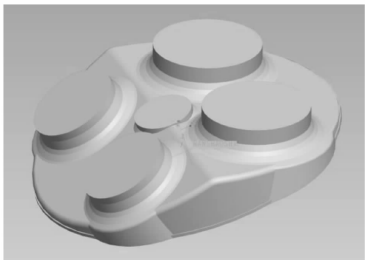


图 1 棚顶型燃烧室

图 2 为发动机活塞顶。活塞顶凸起,凸起的一面为斜坡形,另一面为圆弧形。在凸起的斜坡面上,有一从下至上逐步加深的圆弧凹槽,凹槽中心线方向正对火花塞。凸起的斜坡面位于进气门一侧,凸起的圆弧面位于排气门一侧,喷油器与活塞凸起的斜坡面上的圆弧凹槽相对应,二者中心轴线在同一平面内<sup>[12-13]</sup>。

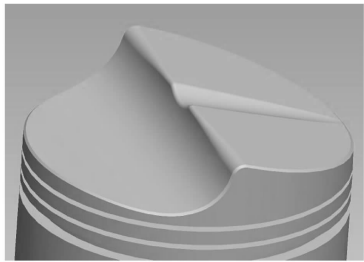
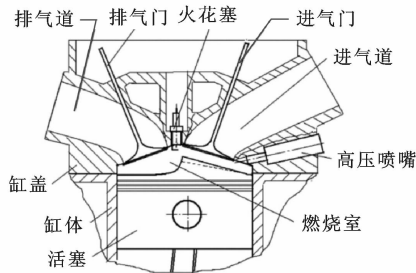
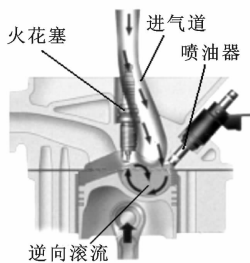


图 2 发动机活塞顶

图 3 为本文新型滚流燃烧室与传统逆向滚流进气道燃烧室的剖面图。从图 3 可以看出,本文发动机的进气道不是垂直向下的逆向滚流进气道,这样既节省了空间,又降低了发动机气缸盖的设计难度。



(a)新型滚流燃烧室



(b)逆向滚流进气道燃烧室

图 3 发动机燃烧室剖面图

喷油器安装在进气道下方,发动机采用 Delphi 公司的缸内直喷高压 6 孔式喷油器。为了考察喷雾器倾角对喷雾过程的影响,本文采用了模拟计算方法。倾角过小,喷雾容易碰到火花塞;倾角过大,会有过多的喷雾喷到活塞顶部。当喷油器倾角在 25°时,喷雾在燃烧室内的运动较为合理,如图 4 所示。

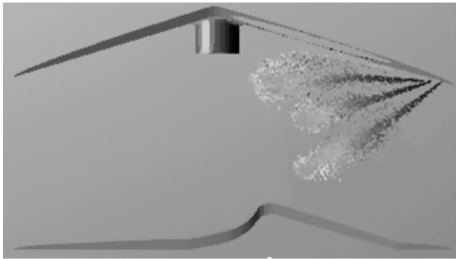


图 4 喷油器倾角 25°时喷雾模拟计算结果

1.2 发动机工作过程

在进气冲程,借助于滚流进气道和活塞上的圆弧面,进气在燃烧室内会更早地形成滚流。喷油器位于进气门的下方,喷油的开始时刻在进气上止点后 60°附近,一部分油束被喷在高温排气门上,另一部分被喷在活塞表面。活塞下行可以减少燃油的着壁飞溅,滚流与燃油飞溅方向相反,飞溅的燃油滚入气流,形成混合气。发动机进气行程如图 5 所示。

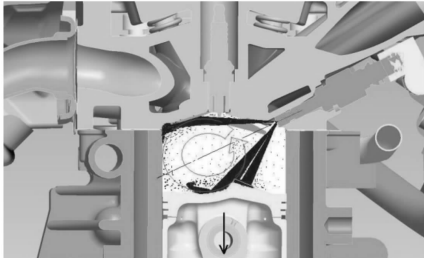


图 5 发动机进气行程

在压缩冲程后期,滚流位于活塞圆弧面一侧,活塞斜坡面向活塞圆弧面一侧倾斜,形成挤流,同时斜坡面上的圆弧凹槽指向火花塞,再度形成挤流,并在火花塞周围形成较理想的湍流和较适宜的混合气,这样保证了着火的稳定性。发动机压缩冲程如图 6 所示。

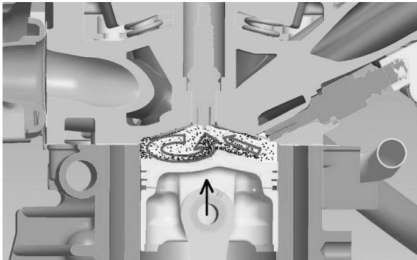


图 6 发动机压缩冲程

基于这种设计理念,在燃烧之前燃油得以充分扩散,避免了过度积聚,在燃烧过程中较浓的混合气强制地送到了火花塞周围率先燃烧,避免了冒烟现象的发生。与三菱<sup>[7]</sup>、奥迪<sup>[11]</sup>等公司的缸内直喷汽

油机相比,本文方案需使用竖直向下的逆向滚流进气道,气缸盖结构简单;与丰田<sup>[5]</sup>、日产<sup>[6]</sup>等公司的缸内直喷汽油机相比,本文方案无需使用深陷凹坑型活塞,从而解决了燃油过多积聚于凹坑的问题。

2 缸内滚流特性分析

在压缩行程后期,滚流破碎形成了小尺度的湍流,湍流不仅可以降低混合气对点火能量的要求,而且可以增大火焰前锋面,从而改善燃烧稳定性,提高燃烧速度<sup>[11]</sup>。针对本文的缸内直喷汽油机滚流燃烧室结构的特点,采用软件 STAR-CD 模拟分析了发动机进气与压缩行程的进气滚流特性。

为了直观地观察缸内滚流运动的情况,将经过进气门轴线的截面作为特征截面,如图 7 所示。图 8 为不同曲轴转角下进气流动在特征截面上的速度分布,图 9 为缸内湍流动能分布。

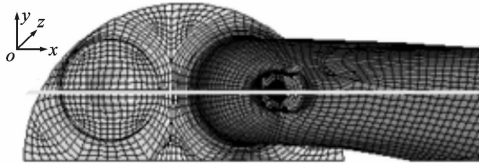


图 7 特征截面示意<sup>[14]</sup>

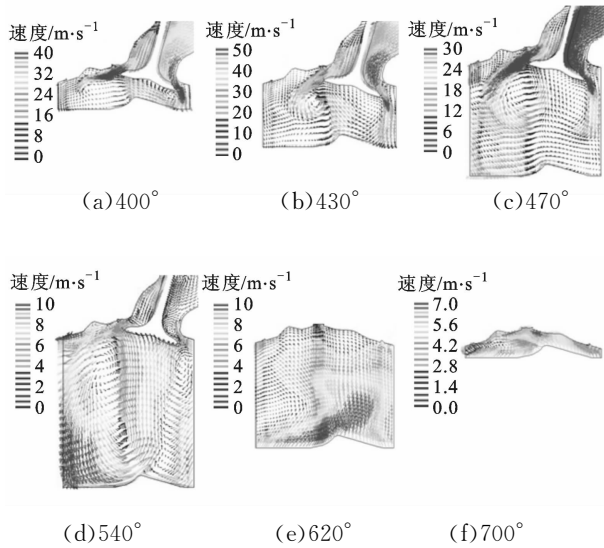


图 8 不同曲轴转角下进气流动在特征截面上的速度分布<sup>[14]</sup>

从图 8 可以看出:当曲轴转角为 430°时,进气门开启,在活塞顶凸起斜坡面的作用下,右侧滚流被阻止,气缸左侧滚流快速形成;当曲轴转角为 620°时,活塞处于上行阶段,活塞顶部气体流动速度很高,强烈冲扫了活塞上表面,油膜沉积得以制止;当曲轴转角为 700°时,压缩行程处于后期,活塞受到了活塞顶的作用,靠近排气门一侧形成了一个尺度较大的

滚流,在活塞顶斜坡面一侧形成了一个朝向气缸中心的挤流,出现了“滚流+挤流”的情况。

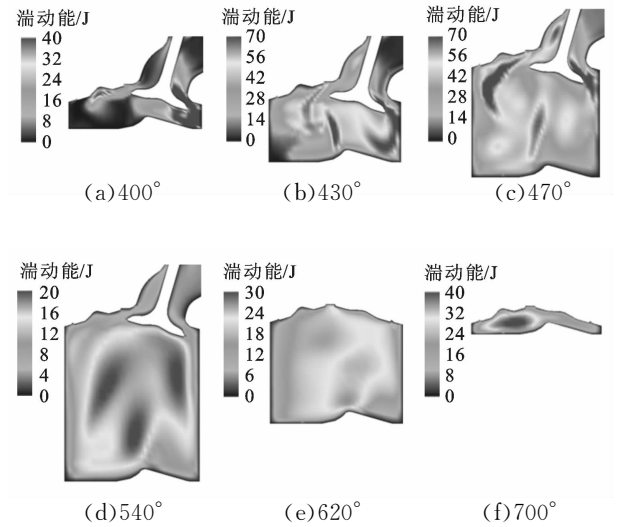


图 9 不同曲轴转角下进气流动的湍动能分布<sup>[14]</sup>

从图 9 可以看出,湍动能在进气冲程经历了由成长到衰减,再由衰减到成长的过程.从曲轴转角 540°可以看出,受到活塞顶凸起面的作用,气缸中间湍动能较高,从活塞上表面吹扫起来的燃油被带入气团,从而抑制了碳烟的产生.从曲轴转角 700°可以看出,当活塞在上止点附近时,火花塞附近的湍动能明显增强,这有利于火焰传播。

图 10 为 4G15 直喷汽油机在上止点前 20°时缸内空燃比分布.从图 10 可以看出,点火前,化学计量空燃比的可燃混合气主要集中在火花塞附近,当量比最大值为 1.56,缸内实现了较为理想的可燃混合气分布,燃烧可以顺利进行。

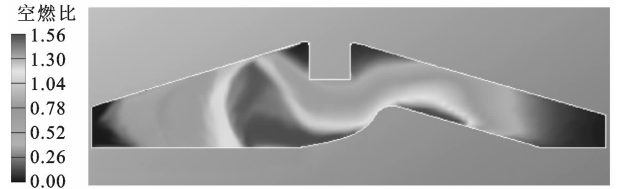


图 10 上止点前 20°时缸内空燃比分布<sup>[15]</sup>

通过数值模拟分析可知,本文的新型滚流燃烧室结构可以在进气阶段产生理想的滚流运动,并一直持续到压缩冲程的点火时刻,在压缩行程后期还可以实现“滚流+挤流”的效果,最终可以获得理想的缸内可燃混合气分层.由此可见,即使没有采用竖直向下的滚流气道,通过合理设计发动机燃烧室结构也可以实现较强的滚流,较强的缸内滚流有利于提高稀燃极限,从而提高稀燃发动机的工作稳定性。

### 3 发动机性能实验研究

#### 3.1 4G15 缸内直喷发动机改造

4G15 缸内直喷汽油机是由进气道喷射汽油的发动机(JL4G15)改造而成的,为了将本文的新型滚流燃烧室结构应用于该发动机,除了对活塞顶和燃烧室顶形状进行改造外,还需要改造进气道。

为了安装直喷喷油器,需将原进气道喷射发动机的进气道向上抬高,为了实现分层 EGR 充气,将 EGR 气道布置在进气道的两侧,这样进气被分为废气、混合气、废气 3 层结构.在滚流的作用下,进入缸内的废气将在远离火花塞两侧的空间以滚流形式运动,且不影响火花塞附近混合气的质量<sup>[10]</sup>.图 11 为发动机进气道形状三维图.4G15 缸内直喷发动机结构性能参数如表 1 所示。

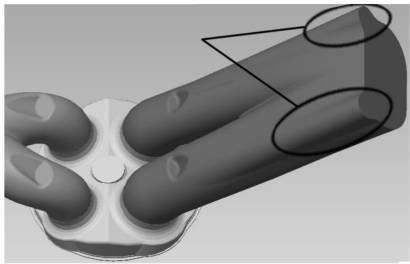


图 11 4G15 缸内直喷汽油机进气道形状三维图

| 表 1 4G15 缸内直喷汽油机结构性能参数 |               |
|------------------------|---------------|
| 气门驱动方式                 | 双顶置凸轮轴        |
| 点火方式                   | 电子控制点火        |
| 排量/L                   | 1.498         |
| 缸径/mm                  | 77.8          |
| 行程/mm                  | 78.8          |
| 连杆长度/mm                | 153.3         |
| 压缩比                    | 12            |
| 每缸气门数                  | 4(2 进 2 排)    |
| 气门座直径/mm               | 31(进气),26(排气) |

#### 3.2 发动机稀燃极限实验研究

稀燃极限通常是指发动机能够稳定工作时达到的最稀的空燃比.本文采用有效压力变动值<sup>[16]</sup>来定义稀燃极限,即用 10%的平均指示有效压力循环变动率作为评价指标。

图 12 为不同工况下的稀燃极限.从图 12 可以看出,4G15 发动机在各种工况下都具有良好的稀燃特性,说明发动机缸内的滚流流场设计是合理的。

从图 12 还可以看出:当发动机的负荷一定时,稀燃极限随着转速的提高而升高,这是发动机转速提高导致了缸内流动加快,增加了进气流动强度所

致;当发动机转速不变时,稀燃极限先增大后减小,这是当中小负荷时,发动机缸内流动强度随着负荷的增加而增强,因此稀燃极限逐渐增大,但是当节气门全开时,发动机只能靠降低稀燃极限来增加发动机负荷,因此稀燃极限随着负荷的增加逐渐减小。总之,缸内流动强度越大,发动机稀燃能力越强。

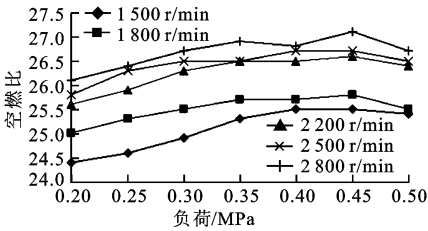


图 12 不同工况下的稀燃极限

3.3 空燃比对发动机经济性的影响

从图 13 可以看出,4 种工况下汽油机油耗率均呈现出随着空燃比的增加先减小后增大的趋势,空燃比在 17~19 的区域内燃油效率最低。空燃比较低时,燃油消耗量下降的主要原因是:节气门加大,进气阻力减小,泵气损失减小;燃烧充分,火焰传播速度加快;燃烧温度降低,传热损失减小<sup>[17]</sup>。空燃比较大时,燃油消耗量升高的主要原因是:燃烧速度减小,散热损失增加。因此,在稀燃极限之内不必追求过高的空燃比,应该以最经济的油耗为匹配目标。

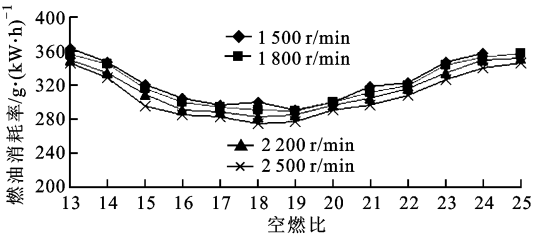


图 13 平均有效压力 0.3 MPa 和不同转速下直喷稀燃汽油机燃油消耗率随空燃比的变化

表 2 为原进气道喷射发动机与 4G15 发动机在平均有效压力 0.3 MPa 和 4 种转速下最低油耗的对比。从表 2 可以看出,4G15 发动机在最佳空燃比下的燃油经济性相对于原进气道喷射发动机提升了 10%左右。

表 2 2 种发动机在平均有效压力 0.3 MPa 和不同转速下的最低油耗对比

| $n/r \cdot \text{min}^{-1}$ | 最低油耗/ $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ |          |
|-----------------------------|--------------------------------------------------------|----------|
|                             | 原机                                                     | 4G15 发动机 |
| 1 500                       | 313                                                    | 291      |
| 1 800                       | 311                                                    | 290      |
| 2 200                       | 311                                                    | 280      |
| 2 500                       | 310                                                    | 275      |

3.4 EGR 对发动机经济性及 NO<sub>x</sub> 排放性能的影响

图 14 为平均有效压力 0.3 MPa,转速 1 500、1 800 r/min 时,发动机理论空燃比下燃油消耗率随 EGR 的变化。从图 14 可以看出,发动机燃油消耗率随着 EGR 的增加,逐步上升,主要是 EGR 增加,燃烧速率降低、后燃损失增加所致<sup>[18]</sup>。因此,为了尽可能减小对发动机燃油消耗率的影响,应该尽量避免 EGR 过高。

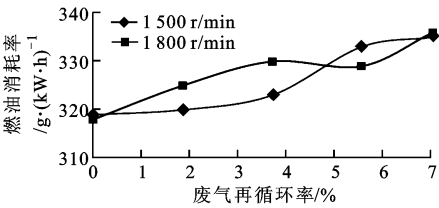


图 14 平均有效压力 0.3 MPa 下 EGR 对发动机燃油消耗率的影响

图 15 为 4G15 发动机在理论空燃比下,平均有效压力 0.3 MPa、转速 1 500 r/min 和 1 800 r/min 时 NO<sub>x</sub> 排放量(NO<sub>x</sub> 的质量分数)随 EGR 的变化。从图 15 可以看出,NO<sub>x</sub> 的排放量随 EGR 的增加迅速降低,当 EGR 增加到 7% 时,NO<sub>x</sub> 的排放量降低到无 EGR 时的 20% 以下,因此无需太高的 EGR 便可以有效地降低 NO<sub>x</sub> 排放量。考虑到 EGR 对发动机燃油消耗率的不良影响,GDI 发动机的 EGR 率应该控制在较低的范围,这样可以同时得到较为理想的经济性和排放特性。

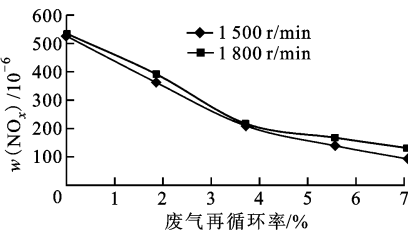


图 15 EGR 对 NO<sub>x</sub> 排放的影响

4 结 论

本文提出的新型滚流燃烧室结构基本实现了设计目标,通过理论分析与实验研究得到以下结论:

(1)进气门下方活塞顶凸起且呈斜坡面可以形成挤流面,在进气过程中有利于排气一侧快速形成滚流;

(2)在活塞上行阶段,排气门下方活塞顶凸起的顺滚流面的弧面,可使得活塞顶表面的气体流速加快,并且强烈冲刷扫活上表面,活塞顶面油膜因此而被带入流团中心,从而抑制了碳烟的产生;

(3)通过合理的燃烧室设计,即使不采用垂直向下的滚流进气道,也可以提高滚流的强度,降低气缸盖布置的难度;

(4)转速提升和负荷增加都可以提高发动机稀燃能力,说明缸内流动越强,发动机稀燃能力越强;

(5)在稀燃极限之内,不必追求过高的空燃比,应该以最经济的油耗为匹配目标;

(6)发动机燃油经济性随着 EGR 的增加而降低,且较低的 EGR 可以大幅降低  $\text{NO}_x$  排放,因此不必追求过高的 EGR.

**致谢** 感谢天津大学内燃机国家重点实验室刘德新、李明、穆江峰和刘斌老师在缸内滚流模拟计算和实验方面的帮助!

### 参考文献:

- [1] ALPERSTEIN M, SCHAFER G H. Texaco's stratified charge engine: multifuel, efficient, clean, and practical, SAE 740563 [R]. Washington DC, USA: SAE, 1974.
- [2] SCUSSEL A J, SIMKO A O, WADE W R. The Ford Proco engine update, SAE780699 [R]. Washington DC, USA: SAE, 1978.
- [3] MATSUSHITA S, NAKANISHI K, GOHNO T, et al. Mixture formation process and combustion process of direct injection SI engine [C] // Proceedings of JSAE. Tokyo, Japan: JSAE, 1996: 101-105.
- [4] KUME T, IWAMOTO Y, IIDA K, et al. Combustion control technologies for direct injection SI engine, SAE 960600 [R]. Washington DC, USA: SAE, 1996.
- [5] JOHNSON B, STOVELL C, MATTHEWS R, et al. Effects of fuel parameters on ftp emissions of a 1998 Toyota with a direct injection spark ignition engine, SAE 2000 - 01 - 1907 [R]. Washington DC, USA: SAE, 2000.
- [6] TAKAGI Y, ITOH T, MURANAKA S, et al. Simultaneous attainment of low fuel consumption high output power and low exhaust emissions in direct injection SI engines, SAE 980149 [R]. Washington DC, USA: SAE, 1998.
- [7] IWAMOTO Y, NOMA K, NAKAYAMA O, et al. Development of gasoline direct injection engine, SAE 970541 [R]. Washington DC, USA: SAE, 1997.
- [8] YI J, WOOLDRIDGE S, COULSON G, et al. Development and optimization of the ford 3.5L V6 EcoBoost combustion system [J]. SAE International; Journal of

Engines, 2009, 2(1): 1388-1407.

- [9] GROVES W, BJORKHAUG M. Stratified exhaust gas recirculation in a SI engine, SAE 860318 [R]. Washington DC, USA: SAE, 1986.
- [10] 裴普成, 刘书亮, 任立红, 等. 汽油机分层废气再循环与稀薄混合气燃烧 [J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2002, 42(4): 520-522.  
PEI Pucheng, LIU Shuliang, REN Lihong, et al. Lean combustion and EGR spark with charge stratification in an ignition engine [J]. Journal of Tsinghua University: Sci & Tech, 2002, 42(4): 520-522.
- [11] ZHAO F, LAI M C, HARRINGTON D L. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 1999, 25: 437-562.
- [12] 裴普成, 赵铁良, 刘德新. 一种缸内直喷汽油机燃烧室: 中国, 200710175266. X [P]. 2007-09-28.
- [13] 王莉, 刘德新, 李明. 直喷式汽油机冷起动排放解决方案的数值模拟 [J]. 小型内燃机与摩托车, 2010, 39(5): 1-5.  
WANG Li, LIU Dexin, LI Ming. Numerical simulation on the solution for cold-start emission for direct injection gasoline engine [J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2010, 39(5): 1-5.
- [14] 李明. 直喷汽油机稀薄燃烧与氮氧化物排放控制研究 [D]. 天津: 天津大学, 2009.
- [15] 牟江峰. 缸内直喷汽油机复合燃烧技术研究 [D]. 天津: 天津大学, 2010.
- [16] HORIE K, NISHIZAWA K, OGAWA T, et al. The development of a high fuel economy and high performance four-valve lean burn engine, SAE 920455 [R]. Washington DC, USA: SAE, 1992.
- [17] 于善颖, 刘德新, 刘书亮. 空燃比控制对分层稀燃发动机性能的影响 [J]. 农业机械学报, 2003, 34(5): 1-3.  
YU Shanying, LIU Dexin, LIU Shuliang. Effect of air fuel ratio control on stratification charge lean burn gasoline engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(5): 1-3.
- [18] 于文英, 单宝龙, 刘波. EGR 对小型汽油机排放和性能影响的实验研究 [J]. 小型内燃机与摩托车, 2010, 39(6): 80-83.  
YU Wenying, SHAN Baolong, LIU Bo. Experimental study on performance and emission characteristics of EGR rates on a light gasoline engine [J]. Small Internal Combustion Engine and Motor Cycle, 2010, 39(6): 80-83.

(编辑 苗凌)