

汽油直喷发动机燃烧特性分析

李骏, 宫艳峰, 李伟, 陈海娥, 刘金玉, 李金成, 李康, 窦慧莉

(中国第一汽车集团公司技术中心, 130011, 长春)

摘要: 通过试验研究了 2.0 L 汽油直喷(GDI)发动机在中、低转速和部分负荷下的燃烧特性, 并与进气道喷射(PFI)发动机的燃烧特性进行了对比, 同时分析了滚流比对 GDI 燃烧特性的影响. 结果表明: 在转速为 2 000 r/min、平均有效压力为 0.2 MPa 的工况下, GDI 发动机的燃烧速度要低于 PFI 发动机的; 发动机在中、低转速工况下, 提高气道滚流比可以增强缸内气流运动强度, 提高混合气的燃烧速度; 当发动机转速达到 3 000 r/min 时, 高滚流比会引起燃烧过程恶化. 进气道翻板的应用可以提高低转速发动机的气流运动速度, 加快缸内混合气的燃烧, 改善低转速发动机的热效率. 在转速为 2 000 r/min、平均有效压力为 0.2 MPa 工况下的计算流体力学分析结果显示, 进气道翻板的关闭会增强缸内气流运动强度, 提高可燃混合气分布的均匀性.

关键词: 汽油直喷; 发动机; 燃烧; 滚流比

中图分类号: TK411⁺.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)07-0009-05

Study on Combustion Characteristics of Gasoline Direct Injection Engine

LI Jun, GONG Yanfeng, LI Wei, CHEN Hai'e, LIU Jinyu, LI Jincheng, LI Kang, DOU Huili

(Research and Development Center, China First Automotive Works Group Corporation, Changchun 130011, China)

Abstract: The combustion characteristics of a 2.0 L gasoline direct injection (GDI) engine were studied at the engine's medium and low speeds and part load operation conditions, and compared with that of PFI engine. The effects of port tumble ratio on GDI engine's combustion characteristics were also analyzed. The results show that, with the same engine compression ratio and operation condition of 2 000 r/min, 0.2 MPa brake mean efficient pressure, the combustion velocity of GDI engine is slower than that of PFI engine. At the engine's medium and low speeds, increasing inlet port tumble ratio can enhance airflow intensity and combustion velocity. However, when engine speed increases to 3 000 r/min, big tumble ratio deteriorates combustion in cylinder. The flap added to the inlet port can increase the air flow velocity and the combustion process of the fuel air mixture at engine low speed conditions, so that improve the engine's low speed thermal efficiency. The CFD results of 2 000 r/min, 0.2 MPa BMEP condition show that closing the inlet flap can intensify the in cylinder air flow and increase the uniformity of fuel air mixture.

Keywords: gasoline direct injection; engine; combustion; tumble ratio

由于汽油缸内直喷技术具有良好的燃油经济性和瞬态响应特性, 所以一直受到人们的关注^[1]. 随着直喷技术的不断发展和完善^[2], 汽油直喷(GDI)先后经历了壁面引导分层燃烧^[3]、自然吸气均质燃烧、增压均质燃烧和喷射引导分层燃烧等几个阶段^[4]. 本文详细分析了部分负荷工况下 GDI 均质燃烧的

特点, 比较了 GDI 与进气道喷射(PFI)的差异, 为 GDI 发动机燃烧系统开发提供了依据.

1 发动机的主要技术参数

表 1 为发动机的主要技术参数. 为了将 GDI 发动机的燃烧特性与 PFI 发动机的进行对比, 本文对相

表1 发动机主要技术参数

形式	排量/mm ³	缸径/mm	冲程/mm	压缩比	连杆长度/mm	气缸点火顺序
直列四缸	1 994	84	90	10.3 ∶ 1	146	1—3—4—2

同技术参数的 PFI 发动机燃烧特性进行了分析,同时要求除喷油位置外,两款发动机的压缩比、气道参数和燃烧室结构等完全相同。

2 试验方案

为了对比 PFI 发动机和 GDI 发动机部分负荷工况下燃烧特性的差异,分别在 2.0 L 自然吸气式 GDI、PFI 发动机上进行了试验,工况点是转速 $n=2\,000\text{ r/min}$,平均有效压力 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 。为了保证试验的一致性,对比了两台发动机的初始状态。图 1 所示为 GDI、PFI 发动机在 $2\,000\text{ r/min}$ 倒拖工况下的缸压与曲轴转角 φ 之间的关系曲线,两条曲线基本重合,说明两次试验的传感器及发动机状态可以保证试验数据的一致性。

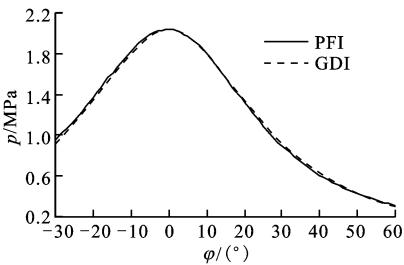


图1 2 000 r/min 倒拖工况下测得的缸压

为了研究不同滚流比对 GDI 发动机燃烧特性的影响,在 GDI 发动机的进气管与缸盖之间安装了一个翻板,以改变发动机的滚流比,翻板的结构简图如图 2 所示。图 3 是气道流量系数 C_f 和滚流比 R_s 随气门升程 h_v 的变化情况。从图 3 可以看出,在进气道翻板全关以后,发动机的滚流比最大提高约 0.6,虽然此时气道流量系数下降得很明显,但发动机在中、低转速和部分负荷工况下,需要进气节流来控制充量,因此翻板不会导致充气效率下降。试验选择 $n=1\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.1\text{ MPa}$, $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 和 $n=3\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.3\text{ MPa}$ 3 种工况进行不同滚流比的燃烧特性分析。试验记录了翻板打开一半时的燃烧特性,但未测量气道翻板半关的气道流通特性,因为该特性介于翻板全开和翻板全关二者之间。

3 试验结果与分析

3.1 PFI、GDI 发动机燃烧特性的对比

在 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 的工况

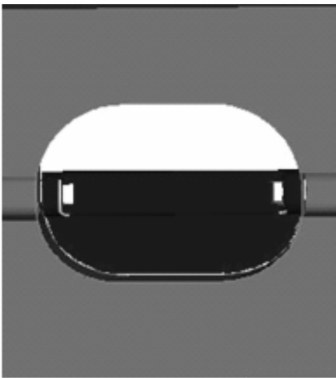


图2 进气道翻板简图

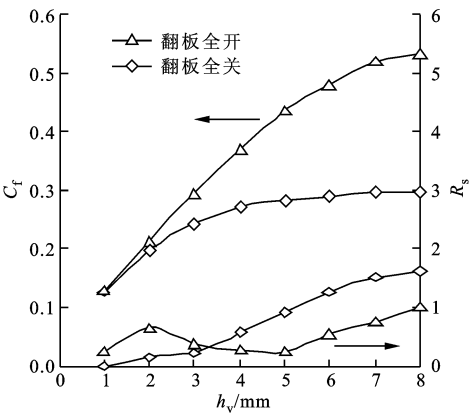


图3 进气道流动特性

下,本文对 GDI、PFI 发动机的燃烧特性进行了对比分析。试验用发动机的主要参数如表 2 所示。点火提前角与可变进气(VVT)角的选择以发动机循环变动获得最低油耗低于 3% 为原则,GDI 发动机的喷油压力和喷油时间也是根据这一原则来确定。

图 4 是 PFI、GDI 发动机在 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 工况下的缸压曲线。GDI 发动机的最高压力要比 PFI 发动机低 0.2 MPa,而且最高爆发压力对应的曲轴转角也比 PFI 发动机的大 2° 。

图 5 所示为发动机瞬时放热率,从中可以看到,GDI 发动机的燃烧速度要低于 PFI 发动机的。由于两个发动机的压缩比相同,GDI 发动机在缸内的燃油蒸发过程中吸收了燃烧室内的热量,从而导致燃烧始点的温度和压力下降,火焰传播速度减慢,最大缸压降低。这种较慢的燃烧速度也使得 GDI 发动机的后燃增加,发动机排气温度升高(见表 2)。

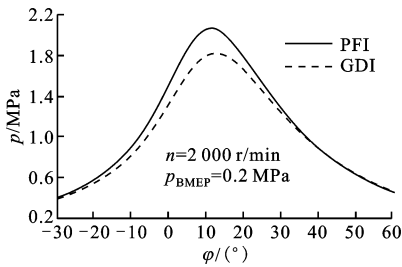


图 4 PFI 与 GDI 的缸压

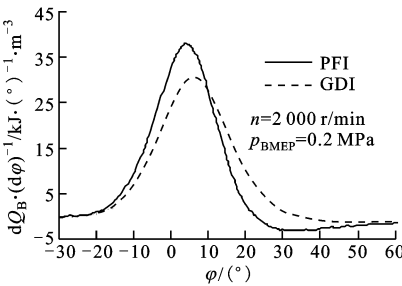


图 5 PFI 与 GDI 的瞬时放热率

3.2 滚流比对 GDI 发动机燃烧特性的影响

为了研究在不同工况下滚流比对直喷发动机燃烧特性的影响,本文选择 $n=1\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.1\text{ MPa}$ 、 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 工况和 $n=3\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.3\text{ MPa}$ 工况对滚流比进

行了试验。

在 $n=1\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.1\text{ MPa}$ 工况下,选择的燃烧系统参数如表 3 所示.翻板全关,即当滚流比较大时,缸内气流强度增加,火焰传播速度加快,后燃减少,发动机的排气温度最低.从表 3 所示的累积放热率和曲轴转角 φ 之间的关系可见,50%放热率角在翻板全关时为 5.3° ,在全开时为 15.7° .图 6 和图 7 所示分别为发动机的缸压和瞬时放热率,从图中可见,高滚流比使混合气放热更为集中,最大爆发压力提前.

表 4 为 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 工况下 3 种翻板位置的试验条件及主要试验结果.从表 4 结果可以得到与 $n=1\,000\text{ r/min}$ 情况相同的结论:滚流比的增加有利于火焰传播速度的提高,但是在 $n=2\,000\text{ r/min}$ 时,滚流比对燃烧速率的影响已经不如 $n=1\,000\text{ r/min}$ 时的明显,此时发动机的气流运动强度比较适合火核形成和火焰传播,翻板作用不再显著.

图 8 和图 9 所示分别为缸压和瞬时放热率.翻板全关和翻板全开的缸压和瞬时放热率之间的差异已经没有 $1\,000\text{ r/min}$ 时那么明显.

利用 STAR-CD 对比了 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 不同滚流比对缸内过程的影响.

表 2 试验用发动机的主要参数

发动机类型	$p_{\text{BMEP}}/\text{MPa}$	点火提前角/ $^\circ$	进气提前角/ $^\circ$	喷油提前角/ $^\circ$	喷油压力/MPa	排气温度/ $^\circ\text{C}$
GDI	0.20	36	35	310	4.5	600
PFI	0.20	40	50	—	—	578

表 3 $n=1\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.1\text{ MPa}$ 下的试验条件及结果

翻板位置	$p_{\text{BMEP}}/\text{MPa}$	点火提前角/ $^\circ$	进气提前角/ $^\circ$	喷油提前角/ $^\circ$	喷油压力/MPa	排气温度/ $^\circ\text{C}$	着火时刻 5%放热率角/ $^\circ$	燃烧中间时刻 50%放热率角/ $^\circ$	90%放热率角/ $^\circ$
全关	0.10	20	10	310	5.0	473	-4.1	5.3	14.5
半关	0.10	20	10	310	5.0	482	0.5	13.6	26.8
全开	0.10	20	10	310	5.0	481	1.6	15.7	30.4

表 4 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 下的试验条件及结果

翻板位置	$p_{\text{BMEP}}/\text{MPa}$	点火提前角/ $^\circ$	进气提前角/ $^\circ$	喷油提前角/ $^\circ$	喷油压力/MPa	排气温度/ $^\circ\text{C}$	着火时刻 5%放热率角/ $^\circ$	燃烧中间时刻 50%放热率角/ $^\circ$	90%放热率角/ $^\circ$
全关	0.20	30	10	315	5.0	607	-7.9	5.1	21.0
半关	0.20	30	10	315	5.0	611	-6.4	7.5	22.3
全开	0.20	30	10	315	5.0	613	-5.9	8.9	25.0

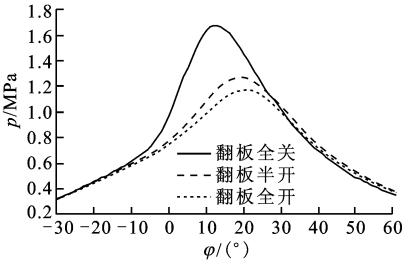


图 6 $n=1\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.1\text{ MPa}$ 下的 GDI 缸压

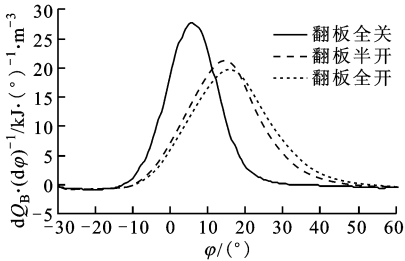


图 7 $n=1\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.1\text{ MPa}$ 下的 GDI 放热率

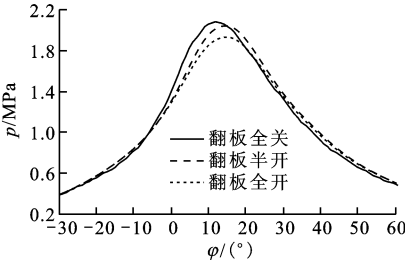


图 8 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 下的 GDI 缸压

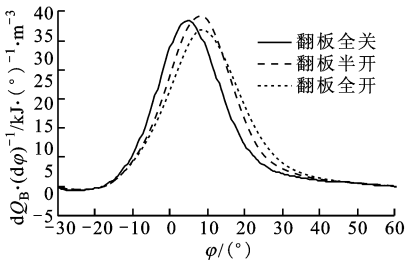


图 9 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 下的 GDI 放热率

图 10 为 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 工况下翻板对进气过程缸内流速影响的比较. 在进气门刚开启时,缸内流速分布均匀,但在进气门开启后,缸内流场分布有了非常明显的变化. 在最大气门升程和进气门关闭且翻板关闭后,气道的流通面积减小,缸内气流运动速度提高,滚流涡的发展更快. 从图 10 中可以看到,翻板关闭的燃烧室在进气门关闭以后形成了强烈的滚流运动,从而促进了可燃混合气的均匀分布,提高了燃烧速率.

表 5 为 $n=3\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.3\text{ MPa}$ 工况

下的试验条件和结果,图 11 和图 12 是对应的缸压和放热率. 表 5 中不同滚流对应的累积放热率角差异很小,最大只有 2° . 当 $n=3\,000\text{ r/min}$ 时,发动机的初始气道滚流比已满足火核生成及火焰传播对气流运动的要求. 从图 11 中也可以看到:翻板全关时获得的缸压最低;翻板半关时的缸压最高,而且最大缸压对应的曲轴转角 φ 最小,说明此时的燃烧速度是最快的. 图 12 的放热率曲线也表现出了相同的规律. 从以上分析可知,在 $n=3\,000\text{ r/min}$ 时,翻板关闭使缸内气流运动的强度超出了火核形成和火焰传

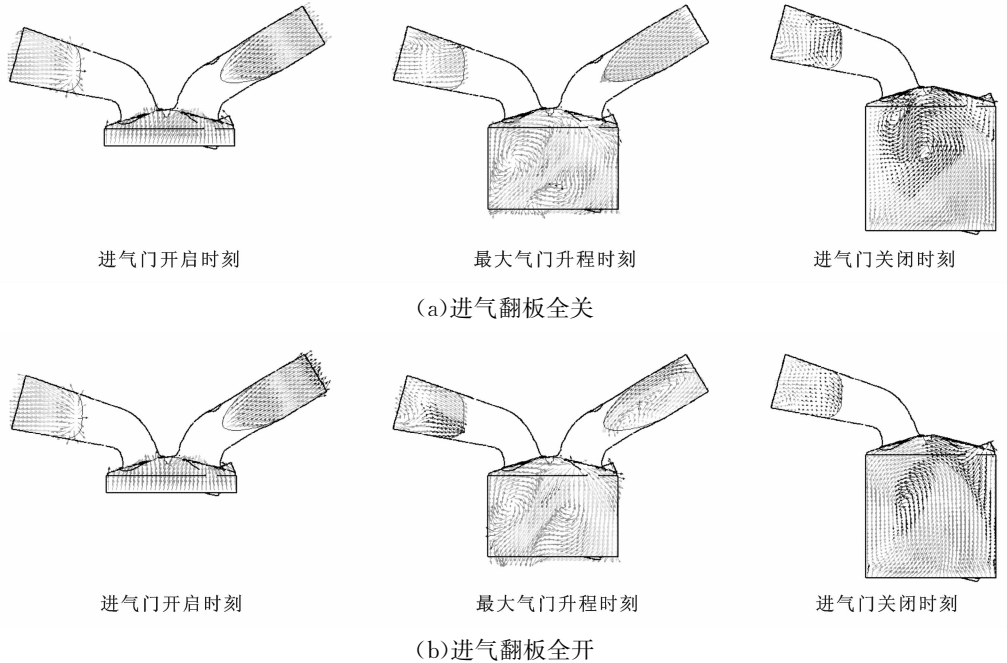


图 10 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 下的进气翻板对缸内流速的影响

表 5 $n=3\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.3\text{ MPa}$ 下的试验条件及结果

翻板位置	p_{BMEP} /MPa	点火提前 角/(°)	进气提前 角/(°)	喷油提前 角/(°)	喷油压 力/MPa	排气温 度/℃	着火时刻 5%放热 率角/(°)	燃烧中间时 刻 50%放热 率角/(°)	90%放热 率角/(°)
全关	0.30	33	40	305	6.5	663	−8.1	4.6	23.5
半关	0.30	33	40	305	6.5	665	−9.2	2.6	22.2
全开	0.30	33	40	305	6.5	664	−8.4	3.5	22.5

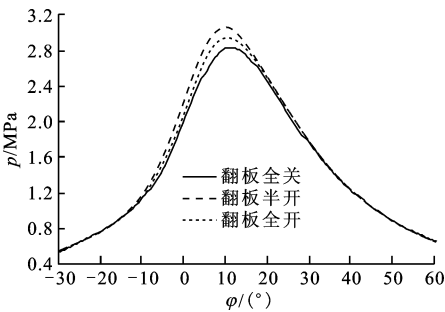


图 11 $n=3\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.3\text{ MPa}$ 下的 GDI 缸压

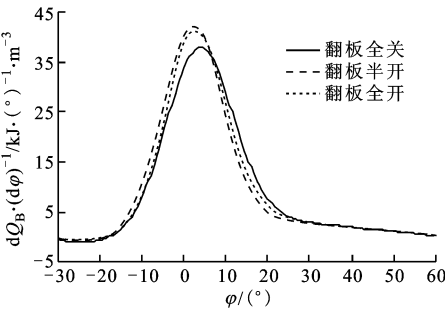


图 12 $n=3\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.3\text{ MPa}$ 下的 GDI 放热率

播所需的范围,已经不能达到改善燃烧的目的.

4 结 论

根据本文试验的结果和计算流体动力学(CFD)分析,可以得出以下结论.

- (1)与 PFI 发动机相比,在 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 工况下,GDI 发动机的燃烧速度较低,原因是 GDI 发动机缸内燃油在雾化和蒸发过程中会吸收缸内热量,使缸内温度和压力降低,这对混合气的燃烧和火焰传播产生了不利的影响.
- (2)进气道翻板的应用可以提高低转速发动机气流运动的速度,加快缸内混合气的燃烧,改善热效率.
- (3)在 $n=2\,000\text{ r/min}$ 、 $p_{\text{BMEP}}=0.2\text{ MPa}$ 工况下的 CFD 分析结果显示,进气道翻板关闭会增强缸

内气流运动强度,提高可燃混合气分布的均匀性.

(4)随着转速的提高,加大滚流比会降低燃烧速度,特别是在发动机转速达到 $3\,000\text{ r/min}$ 时,关闭翻板已经不能达到改善燃烧的目的.

参考文献:

[1] 蒋德明. 内燃机燃烧与排放学 [M]. 西安:西安交通大学出版社, 2001.

[2] JAMES D S, VOLKER S. Factors influencing spark behavior in a spray-guided direct-injected engine, SAE 2006-01-3376 [R]. Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers, 2006.

[3] ZHAO F Q, LAI M C, HARRINGTON D L. Auto-motive spark-ignited direct-injection gasoline engines [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 1999,25(5):437-562.

[4] BANDEL W, FRAIDL G K, KAPUS P E, et al. The turbocharged GDI engine: boosted synergies for high fuel economy plus ultra-low emission, SAE 2006-01-1266 [R]. Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers, 2006.

[本刊相关文献链接]

甲醇缸内直喷复合导流分层燃烧系统的优化研究. 西安交通大学学报,2008, 42(1):27-31.

乙醇汽油发动机非常规排放及其催化转化的研究. 西安交通大学学报,2010, 44(1):13-16.

盲源分离法在火花塞离子电流信号分离中的应用. 西安交通大学学报,2010, 44(1):22-26.

天然气掺氢配合废气再循环发动机燃烧过程的数值模拟. 西安交通大学学报,2009,43(5):22-25.

引燃油量对甲醇柴油双燃料发动机燃烧特性的影响. 西安交通大学学报,2007,41(5):517-520.

(编辑 王焕雪 苗凌)