

低压空气辅助缸内直喷汽油机工作过程仿真*

胡春明 赖伟东 侯圣智 任立红

(天津大学内燃机研究所, 天津 300072)

摘要: 对 1.2 L 低压空气辅助缸内直喷汽油机进行了工作过程仿真研究。分析了进气道及缸内的工质流动, 比较了不同喷油时刻燃烧室改进前后在压缩上止点前 20°CA 时的缸内混合气浓度分布状况, 探讨了点火时刻对发动机燃烧过程的影响。结果表明: 压缩上止点前 20°CA 时缸内混合气浓度分布的整体均匀度要好于原机, 且当喷油时刻为 420°CA 和 440°CA 时均能在两个火花塞间隙处形成适合稳定点火的混合气浓度; 随着点火时刻的提前, 燃烧逐渐提前, 缸内最大爆发压力及最大压力升高率增大; 此外, 随着点火时刻的推迟, 火焰发展期逐渐缩短, 而快速燃烧期则呈现出先缩短后增长的趋势。

关键词: 缸内直喷汽油机 低压空气辅助 燃烧 仿真

中图分类号: TK411 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)07-0012-05

Simulation on Working Process of Low-pressure Air-assisted Direct Injection Gasoline Engine

Hu Chunming Lai Weidong Hou Shengzhi Ren Lihong

(Tianjin Internal Combustion Engine Research Institute, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: The working process of a 1.2 L low-pressure air-assisted direct injection gasoline engine was studied based on simulation. The flow of working fluid in intake port and cylinder were analyzed. The cylinder mixture concentration distribution at 20° CA between the before and after improvement of combustion chamber under different injection timings were compared. The effect of ignition timing on engine combustion process was discussed. Results show that the overall uniformity of cylinder mixture concentration distribution at 20°CA is better than the original engine, and the mixture concentration for stable ignition could be formed in the two spark plugs gap with the injection timings of 420° CA and 440°CA. With the advance of ignition timing, combustion advances gradually, the maximum cylinder pressure and the maximum pressure rise rate increase. In addition, with the delay of ignition timing, flame development duration decreases gradually, while rapid burn duration decreases at the beginning and then increases.

Key words: Direct injection gasoline engine Low-pressure air-assisted Combustion Simulation

引言

与传统的气道喷射汽油机相比,缸内直喷汽油机(GDI)在改善燃油经济性、动力输出和冷起动 HC 排放等方面体现出了较为明显的优势,已成为车用汽油机发展的主流方向^[1]。而两者的主要区别在

于混合气的形成策略不同,GDI 汽油机直接将燃油喷入缸内,燃油在缸内雾化、蒸发,最终在点火时刻形成适当浓度的可燃混合气,因此,缸内混合气形成情况对 GDI 汽油机的燃烧过程及排放水平具有决定性的影响。如何进行燃烧室结构的优化设计和缸内流场的有效组织,使得点火时刻在缸内形成良好

收稿日期: 2012-05-16 修回日期: 2012-07-09

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2008AA11A114)和天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室资助项目

作者简介: 胡春明,研究员,主要从事内燃机电控技术的应用研究,E-mail: cmhu@tju.edu.cn

的混合气,是 GDI 汽油机燃烧系统研发的关键技术之一^[2]。

传统的发动机工作过程研究主要依靠试验,很难直接获取缸内流场的详尽信息^[3],而当前日渐成熟的数值模拟技术为深入了解缸内直喷汽油机的工作过程创造了有利条件,因而成为发动机燃烧系统开发的有效手段^[4]。本文以 AVL 公司的三维计算软件 FIRE 为平台,对一款自主研发的 1.2 L 低压空气辅助缸内直喷汽油机的工作过程进行瞬态数值计算,着重分析直喷汽油机的混合气形成及燃烧特性,为燃烧系统的设计优化提供依据。

1 三维数值计算模型

1.1 计算对象

研究对象为一款 1.2 L 低压空气辅助缸内直喷汽油机,图 1 为气道及燃烧室结构,缸盖上布置了一个低压空气辅助喷油器和两个火花塞。采用双火花塞同时点火,一方面可以提高着火概率,另一方面有利于缩短火焰传播距离,抑制爆震^[5]。图 1 中 A-A 为通过两个火花塞间隙连线的纵截面,B-B、C-C 为通过火花塞 1、2 间隙并与截面 A-A 垂直的纵截面。图 2 为燃烧室截面 A-A 的剖视图,显示了喷油器和火花塞安装位置。发动机主要技术参数见表 1。

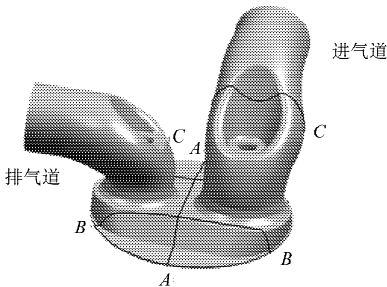


图 1 气道及燃烧室结构

Fig.1 Structure of ports and chamber

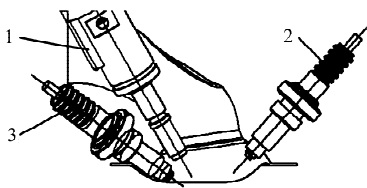


图 2 喷油器和火花塞安装位置示意图

Fig.2 Installation location diagram of injector and spark plugs

1. 喷油器 2. 火花塞 1 3. 火花塞 2

1.2 网格划分及求解器设置

计算采用 AVL 公司的 FIRE 软件,对进气、压缩和膨胀 3 个行程进行了仿真模拟,为了减少计算量,在进排气门关闭时刻分别省略了进排气道流域。定义排气上止点为 360°CA,压缩上止点为 720°CA,仿

表 1 发动机主要参数

Tab.1 Main specification of engine

参数	数值
发动机排量/L	1.2
气门数	8
缸径/mm	79.5
活塞行程/mm	61
压缩比	9
火花塞数	2

真计算从进气门打开时刻开始,至排气门打开时刻结束。本文对转速为 3 000 r/min、全负荷工况下发动机的工作过程进行了计算分析,发动机动网格模型如图 3 所示。通过一维软件 Boost 进行发动机热力学仿真来获取边界和初始条件,计算采用四方程的 $k-\xi-f$ 湍流模型^[6],燃烧模型采用 ECFM 模型^[7]。

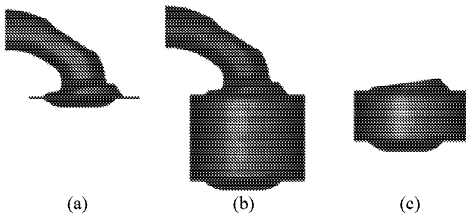


图 3 发动机动网格模型

Fig.3 Moving grid model of engine

(a) 360°CA (b) 540°CA (c) 630°CA

2 缸内气流运动和燃烧仿真分析

2.1 原机缸内气流运动分析

对原机进气和压缩行程缸内工质流动进行了计算分析,图 4 为通过进气门轴线纵截面上的缸内流场速度矢量图。进气行程早期,气门升程较小,缸内未能形成大尺度的流场结构;随着气门开启幅度的加大和活塞的下行,到 440°CA 时,进气门两端下方分别形成了方向相反的滚动涡 a 和 b,并同时向气缸中心发展;当气门达到最大升程(475°CA)时,方向相反的两个滚动涡相遇后相互挤压,最终由得到更多进气能量补充的 a 涡发展成为缸内唯一的大尺度涡,b 涡仍然存在,但已被挤压到靠近活塞顶部的角落,尺度远小于 a 涡;随后气门逐渐关闭,缸内气流速度相应降低,滚流强度进一步削弱,气门关闭后不久(600°CA),a 涡已经演变成为缸内唯一的滚动涡,然而强度较弱;活塞运行接近上止点(700°CA)时,缸内滚流运动已不明显。可见,压缩行程原机的缸内滚流组织能力较弱,这在一定程度上不利于燃油与空气的快速混合。

2.2 燃烧室优化设计与分析

原机活塞的顶部凹坑比较深,这不利于喷雾碰壁后在缸内的迅速扩散,易降低缸内混合气浓度分

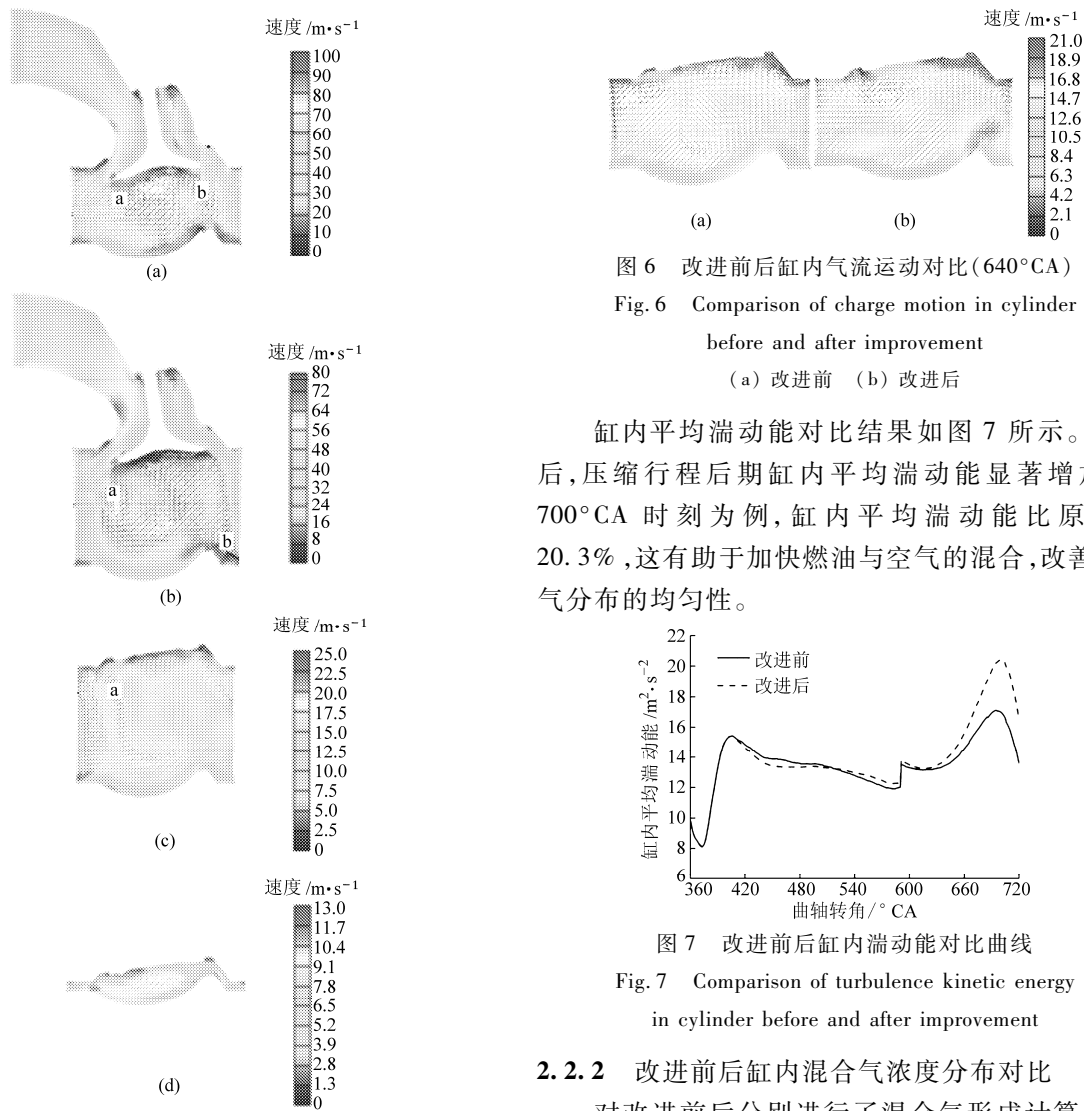


图 4 缸内流场随曲轴转角的变化

Fig.4 Cylinder flow field changes with crank angle
(a) 440°CA (b) 475°CA (c) 600°CA (d) 700°CA

布的整体均匀度,从而对发动机燃烧过程产生不利影响,因此,本文新设计了一种浅碗型活塞,活塞结构改进前后对比如图 5 所示。其中设计时保证压缩比不变。

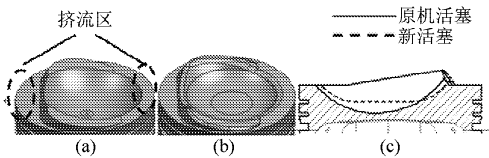


图 5 活塞结构示意图

Fig.5 Structure diagram of pistons
(a) 原机活塞 (b) 新活塞 (c) 活塞剖视图对比

2.2.1 改进后缸内气流运动状况

图 6 为活塞改进前后缸内气流运动对比图 (640°CA)。可见,改进后缸内气流宏观运动状态基本与原机一致,但缸内气流平均运动速度略高于原机,此外,滚流中心向气缸中心偏移。

图 6 改进前后缸内气流运动对比(640°CA)

Fig.6 Comparison of charge motion in cylinder before and after improvement
(a) 改进前 (b) 改进后

缸内平均湍动能对比结果如图 7 所示。改进后,压缩行程后期缸内平均湍动能显著增加,以 700°CA 时刻为例,缸内平均湍动能比原机高 20.3%,这有助于加快燃油与空气的混合,改善混合气分布的均匀性。

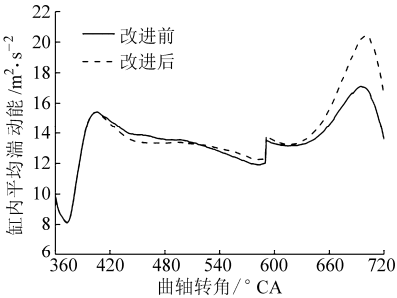


图 7 改进前后缸内湍动能对比曲线

Fig.7 Comparison of turbulence kinetic energy in cylinder before and after improvement

2.2.2 改进前后缸内混合气浓度分布对比

对改进前后分别进行了混合气形成计算分析,整体燃空当量比为 1,喷油脉宽为 60°CA。图 8 显示了不同喷油时刻压缩上止点前 20°CA 时的缸内燃空当量比分布,图中选取的是通过两个火花塞间隙连线的纵截面(图 1 中 A-A 截面),以及分别通过两个火花塞间隙并与截面 A-A 垂直的纵截面(图 1 中 B-B、C-C)。由图 8 可以看出,改进前缸内混合气浓度分布并不均匀,火花塞 1 附近靠近进气侧及活塞顶部存在较大范围的过浓区,局部的燃空当量比甚至超过了 2.0,这可能是喷雾碰壁后出现燃油局部滞留难以蒸发引起的;而火花塞 2 附近混合气则普遍偏稀,燃空当量比基本都在 0.7~0.9 之间。改进后缸内混合气浓度分布的整体均匀度要好于原机,这是因为改进后,压缩行程后期缸内平均湍动能显著增加,加强了油气混合;喷油时刻为 420°CA 时,改进后缸内混合气浓度分布比较均匀;当喷油时刻推迟至 440°CA 和 460°CA 时,由于油气混合时间不够充分,缸内均出现了局部的混合气过浓现象。

图 9 比较了不同喷油时刻压缩上止点前 20°CA

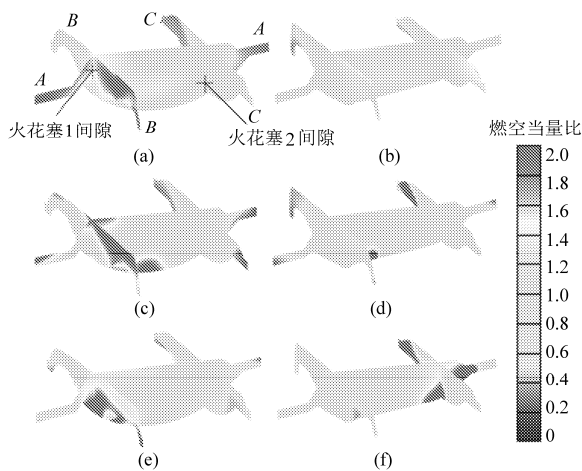


图 8 不同喷油时刻缸内燃空当量比分布对比 (700°CA)
Fig. 8 Comparison of cylinder fuel-air equivalence ratio distribution under different injection timings
(a) 改进前, $\theta = 420^\circ\text{CA}$ (b) 改进后, $\theta = 420^\circ\text{CA}$
(c) 改进前, $\theta = 440^\circ\text{CA}$ (d) 改进后, $\theta = 440^\circ\text{CA}$
(e) 改进前, $\theta = 460^\circ\text{CA}$ (f) 改进后, $\theta = 460^\circ\text{CA}$

时火花塞间隙的燃空当量比。结合图 8 可以看出,改进前火花塞 1 间隙混合气普遍偏浓,燃空当量比均在 1.25 以上;而火花塞 2 间隙混合气则普遍偏稀,燃空当量比都在 0.8~0.9 之间,可见,改进前火花塞间隙的混合气浓度并不利于稳定点火。改进后火花塞间隙的混合气浓度则较为合理,其中火花塞 1 间隙燃空当量比均接近化学计量比;而火花塞 2 间隙燃空当量比除喷油时刻为 460°CA 时偏高之外,其他喷油时刻均为 1.1 左右,有利于着火和火焰的传播^[8]。

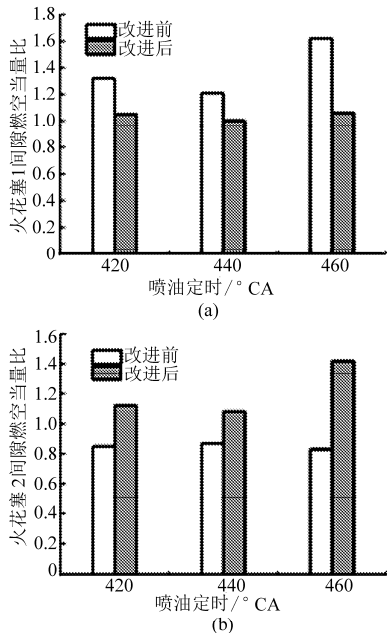


图 9 不同喷油时刻火花塞间隙燃空当量比 (700°CA)
Fig. 9 Comparison of fuel-air equivalence ratio around spark plugs gap under different injection timings
(a) 火花塞 1 (b) 火花塞 2

2.3 点火时刻对燃烧过程的影响

由前面的分析可知,喷油时刻为 420°CA 时改进后方案在压缩上止点前 20°CA 不仅能在缸内形成比较均匀的混合气浓度分布,且两个火花塞间隙处的燃空当量比均在稳定点火的范围内,本文仅对该方案直喷汽油机的燃烧过程进行计算分析,比较点火时刻对燃烧过程的影响。图 10 和图 11 分别为缸内平均压力及压力升高率与点火时刻的关系,从图中可以看出,随着点火时刻的提前,燃烧逐渐提前,缸内最大爆发压力及最大压力升高率增大,同时压力峰值及压力升高率峰值前移,致使上止点前压力曲线斜率上升,压缩负功和传热损失增加;此外,点火时刻为 30°BTDC 和 25°BTDC 时最大压力升高率偏高,达到了 $0.4\text{ MPa}/^\circ\text{CA}$ 及 $0.37\text{ MPa}/^\circ\text{CA}$,发动机工作较为粗暴,增加了爆震倾向,当点火时刻推迟至 15°BTDC 和 10°BTDC 时,发动机工作较为柔和,最大压力升高率均不超过 $0.25\text{ MPa}/^\circ\text{CA}$,但缸内最大爆发压力下降幅度较大,燃烧效率降低,发动机输出功率减少。

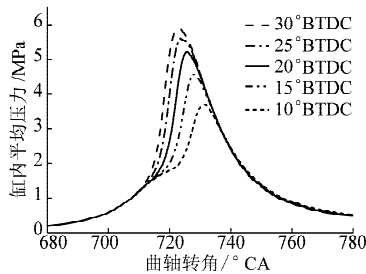


图 10 不同点火时刻的缸内平均压力曲线
Fig. 10 Cylinder average pressure curves under different ignition timings

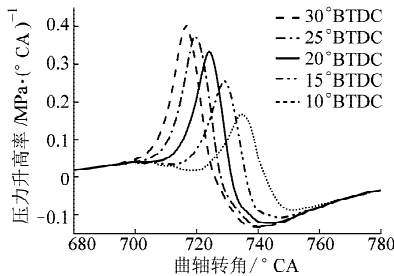


图 11 不同点火时刻的压力升高率曲线
Fig. 11 Pressure rise rate curves under different ignition timings

瞬时放热率与点火时刻的关系如图 12 所示,可见,放热率曲线随着点火时刻的提前而逐渐前移,这是由于点火提前角增大后,燃烧相位提前所致;当点火时刻早于 20°BTDC 时,放热率峰值变化很小,且在点火时刻为 20°BTDC 时放热率峰值达到最大值;而当点火时刻晚于 20°BTDC 时,由于后燃现象加重,不利于燃料的快速燃烧,放热率峰值则相应有较

大幅度的下降^[9]。

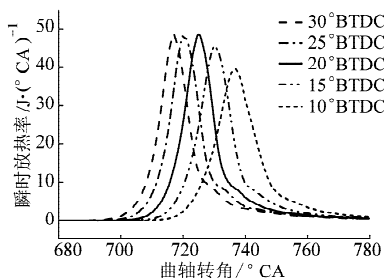


图12 不同点火时刻的瞬时放热率曲线

Fig. 12 Instantaneous heat release rate curves under different ignition timings

图13显示了压力峰值和放热率峰值出现位置与点火时刻的变化关系。压力峰值出现在上止点后12~15°CA时,汽油机才能获得较大的输出功率,燃油消耗率也较低,此时的点火提前角接近该工况下的最佳点火提前角^[10],而放热率峰值则出现在上止点后5~10°CA较为合理^[11]。由图13可以看出,压力峰值及放热率峰值均随着点火时刻的提前而逐渐前移,点火时刻为30°BTDC和25°BTDC时,压力峰值及放热率峰值出现的时刻偏早,混合气过早点火,压缩负功较大;当点火时刻推迟至15°BTDC和10°BTDC时,压力峰值及放热率峰值出现的时刻则偏晚,有较多的燃料推迟到膨胀行程燃烧,燃烧等容度下降;仅当点火时刻为20°BTDC时,压力峰值及放热率峰值出现的位置分别为12°ATDC和5.5°ATDC,均处于较为合理的范围之内。

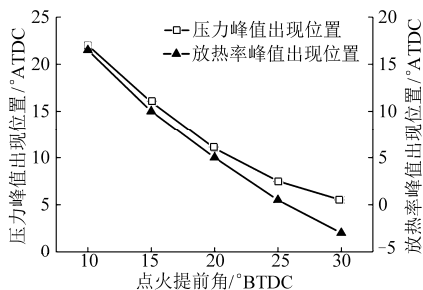


图13 压力峰值与放热率峰值出现的位置随点火时刻变化曲线

Fig. 13 Position of peak pressure and peak heat release rate under different ignition timings

文中定义火焰发展期为火花塞点火到累计放热率达10%所经历的曲轴转角,快速燃烧期为累计放

热率从10%到90%所经历的曲轴转角。图14给出了火焰发展期和快速燃烧期与点火时刻的关系。随着点火时刻的推迟,火焰发展期逐渐缩短,这是因为推迟点火使得混合气在点火前经历了更长的压缩过程,从而点火时刻混合气具有更高的初始压力和温度,有助于火核的形成和传播^[12];而快速燃烧期则随着点火时刻的推迟呈现出先缩短后增长的趋势,这是因为推迟点火后一方面着火初期缸内的压力和温度较高,有利于加快初期燃烧速率,另一方面也使得更多的燃料推迟至膨胀行程燃烧,而膨胀行程气缸容积逐渐增大,缸内压力和温度相对较低不利于火焰的快速传播^[13]。因此,在上述两个因素的共同作用下,存在一个使得快速燃烧期最短的点火时刻。

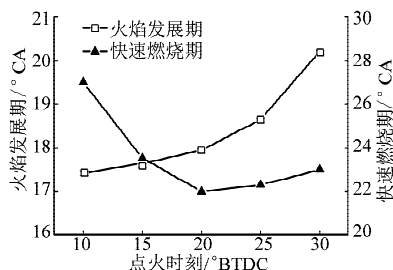


图14 火焰发展期与快速燃烧期随点火时刻变化曲线

Fig. 14 Flame development duration and rapid combustion duration curves under different ignition timings

3 结论

(1)与原机相比,改进后方案在压缩行程后期缸内平均湍动能显著增加,从而提高了压缩上止点前20°CA时缸内混合气浓度分布的整体均匀度;当喷油时刻为420°CA和440°CA时,改进后方案均能在两个火花塞间隙处形成适合稳定点火的混合气浓度。

(2)随着点火时刻的提前,燃烧逐渐提前,缸内最大爆发压力及最大压力升高率增大,同时压力峰值及压力升高率峰值前移。

(3)点火时刻为20°BTDC时,压力峰值及放热率峰值出现的位置分别为12°ATDC和5.5°ATDC,均处于较为合理的范围之内。

(4)随着点火时刻的推迟,火焰发展期逐渐缩短,而快速燃烧期则呈现出先缩短后增长的趋势。

参考文献

- Zhao F, Lai M C, Harrington D L. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 1999, 25(5): 437 ~ 562.
- 李云清, 成传松, 刘宾, 等. 改善495汽油机燃烧性能的分析研究[J]. 内燃机工程, 2010, 31(3): 52 ~ 56.
Li Yunqing, Cheng Chuansong, Liu Bin, et al. Investigation of improving combustion performance of model 495 gasoline engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2010, 31(3): 52 ~ 56. (in Chinese)

参 考 文 献

- 1 王宪成,郭猛超,张晶,等.高原环境重型车用柴油机热负荷性能分析[J].内燃机工程,2012,33(1):49~53.
Wang X C,Guo M C,Zhang J, et al. Thermal load analysis of heavy duty vehicular diesel engine in plateau area[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2012,33(1):49~53. (in Chinese)
- 2 汪学华.环境试验技术[M].北京:航空工业出版社,2003.
- 3 王宪成,郭猛超,范格华.等.高原环境重型车用空气滤清器阻力特性计算与分析[J].机械设计与制造,2011(12):225~227.
Wang Xiancheng, Guo Mengchao, Fan Gehua, et al. Calculation and analysis on resistance characteristics of heavy duty vehicular air filter in plateau area [J]. Machinery Design & Manufacture, 2011(12):225~227. (in Chinese)
- 4 Peter M Olin. A mean-value model for estimating exhaust manifold pressure in production engine applications[C]. SAE Paper 2008-01-1004, 2008.
- 5 Gupta S, Poola R, Sekar R. Effect of injection parameters on diesel spray characteristics[C]. SAE Paper 2000-01-1600, 2000.
- 6 Takuo Yoshizaki, Keiya Nishida, Hiroyuki Hiroyasu. Approach to low NO_x and smoke emission engines by using phenomenological simulation[C]. SAE Paper 930612, 1993.
- 7 Hirofumi Imanishi, Takuo Yoshizaki, Hiroyuki Hiroyasu. Simulation study of effects of injection rate profile and air entrainment characteristics on D.I. diesel combustion[C]. SAE Paper 962059, 1996.
- 8 Gamma Technologies Inc. GT-Fuel V 6.1: a GT-suite application for fuel injection and general hydraulic system simulation[M]. Gamma Technologies, Inc., 2004.
- 9 刘永长.内燃机热力过程模拟[M].北京:机械工业出版社,2001.
- 10 朱访君,吴坚.内燃机工作过程数值计算及其优化[M].北京:国防工业出版社,1997:180~202.
- 11 Gamma Technologies, Inc. GT-Cool user's manual[M]. Gamma Technologies, Inc., 2006:9~10.
- 12 Guo Mengchao, Wang Xiancheng. Numerical simulation on the working process of high power diesel engine in plateau area[C]// ICACMVE2011, Shanghai, 2011.
- 13 姚仲鹏,王新国.车辆冷却传热[M].北京:北京理工大学出版社,2001.

(上接第16页)

- 3 胡春明,武珊,詹樟松,等.低压空气辅助缸内直喷汽油机进气道设计[J].农业机械学报,2011,42(11):15~18.
Hu Chunming, Wu Shan, Zhan Zhangsong, et al. Intake port design for low-pressure air-assisted in-cylinder direct injection gasoline engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(11):15~18. (in Chinese)
- 4 Yi Jianwen,Steven Wooldridge, Gary Coulson, et al. Development and optimization of the ford 3.5 L V6 ecoboost combustion system[C]. SAE Paper 2009-01-1494,2009.
- 5 李林,张力,张瑜,等.双火花塞点火汽油机轻度分层混合气生成过程的数值模拟[J].汽车工程,2010,32(8):673~677.
Li Lin, Zhang Li, Zhang Yu, et al. Numerical simulation on the preparation process of mildly stratified mixtures for DSI gasoline engine[J]. Automotive Engineering, 2010,32(8):673~677. (in Chinese)
- 6 Hanjalic K, Popovac M, Hazdizabdic M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow,2004,25(6):1 047~1 051.
- 7 Colin O, Benkenila A, Angelberger. A 3D modeling of mixing, ignition and combustion phenomena in highly stratified gasoline engines[J]. Oil & Gas Science and Technology-Rev, IFP, 2003, 58(1):47~62.
- 8 谭文政,冯立岩,张春焕,等.缸内直喷汽油机工作过程三维数值模拟[J].内燃机学报,2011,29(3):221~228.
Tan Wenzheng, Feng Liyan, Zhang Chunhuan, et al. 3D numerical simulation on the working process of a gasoline direct injector engine[J]. Transactions of CSICE, 2011,29(3):221~228. (in Chinese)
- 9 杜维明,李君,宫艳峰,等.缸内直喷汽油机部分负荷燃烧特性试验[J].农业机械学报,2011,42(7):16~20.
Du Weiming, Li Jun, Gong Yanfeng, et al. Part-load combustion characteristics of a GDI engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(7):16~20. (in Chinese)
- 10 周龙保.内燃机学[M].北京:机械工业出版社,2005.
- 11 Drake M C, Fansler T D, Lippert A M, et al. Stratified charge combustion: modeling and imaging of a spray-guided direct-injection spark-ignition engine[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2005,30(2):2 683~2 691.
- 12 马凡华,王宇,汪俊君,等.不同点火提前角时 HCNG 发动机的燃烧与排放特性[J].内燃机工程,2008,29(4):23~27.
Ma Fanhua,Wang Yu, Wang Junjun, et al. Combustion and emission characteristics of a HCNG engine under various spark timings[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2008,29(4):23~27. (in Chinese)
- 13 Ma F H, Wang Y, Liu H Q, et al. Effects of hydrogen addition on cycle-by-cycle variations in a lean-burn natural gas spark-ignition engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2008,33(2):823~831.