

均质直喷汽油机喷油起始角对高转速下缸内油气混合过程的影响

The Relationship between SOI and Mixture Process about Homogenous GDI Engines in High Speed

丁宁, 陈明, 张小矛, 邬文睿

(上海汽车集团股份有限公司技术中心, 上海 201804)

摘要: 为了深入研究高转速下均质直喷汽油机喷油起始角对缸内油气混合过程的影响, 选择了 5000r/min 全负荷工况, 利用 STAR-CD 软件对比分析了三个不同喷油起始角条件下发动机缸内的油气混合过程。结果表明: 喷油起始角为 420°CA 时可以获得最佳的综合效果。

关键词: 均质直喷汽油机、喷油起始角、油气混合过程

Abstract: In order to study the relationship between SOI (Start of Injection) and mixing process for homogeneous GDI engines at high speed, 5000r/min full load work condition was selected. Then, STAR-CD software was used to comparatively analyze three different groups of cases. The results indicated that the best overall effect can be obtained at 420°CA SOI at high speed.

Key words: homogeneous GDI engines, Start of Injection, mixing process

0 引言

均质直喷汽油机具有瞬态响应性好, 控制精度高, 冷启动排放少, 与其它新技术配合使用容易等技术优点, 同时又避免了分层燃烧直喷汽油机排放后处理困难的问题, 目前正是国内外汽车公司和国内各大高校研究的热点^[1-5]。对于均质直喷汽油机的燃油喷射过程, 喷油起始角是其重要的可调参数, 它的变化将直接影响着缸内的油气混合、缸壁的机油稀释等问题。因此, 用 CFD 的方法从三维瞬态角度来研究喷油起始角对缸内油气混合的影响对于均质直喷汽油机的深入研究具有十分重要的理论和工程意义。

1 计算模型的设置

均质直喷汽油机缸内的燃油喷射、油气混合过程是一个气液两相流问题。本文在用 CFD 方法进行数值仿真时, 采用的是欧拉—拉格朗日 (Eulerian-Lagrangian) 描述方法。该方法将缸内的气体视为连续相, 借助于湍流模型和壁面函数对 Navier-Stokes 方程进行求解, 而将液体喷雾视为离散相。燃油液滴 (Drops) 被认为是三维空间里独立的质量点, 其运动轨迹和运动速度通过拉格朗日方法进

行描述。两相之间的相互作用通过动量、能量和质量的交换来实现。表 1 为软件中计算模型的设置。其中初次破碎模型是基于 Reitz 与广安博之等人的相关理论采用 FORTRAN 语言进行了二次开发^[6-8]。

表 1 计算模型设置

项目	类型
湍流模型	标准 k - 高雷诺数湍流模型
壁面函数	标准壁面函数
初次破碎模型	二次开发
二次破碎模型	<i>Reitz-Diwaker</i> 模型
碰壁模型	蒸发模型
数值计算方法	PISO 算法

2 发动机基本参数及网格模型

本文所研究的均质直喷汽油机为直列 4 缸、非增压水冷、电控共轨、多孔中心喷射型汽油机，其基本参数如表 2 所示。多孔式喷油器孔径为 0.183mm，喷孔数为 6 个；燃烧室为浅盆型。该发动机燃烧系统下止点位置三维网格模型如图 1 所示，在该位置网格总数为 558980。

表 2 发动机基本参数

类型	参数
型式	直列四缸
排量 (L)	2.4
缸径 (mm)	91
冲程 (mm)	92
压缩比	12
最大转速 (r/min)	6500
最大扭矩 (N.m)	246
额定功率 (kW)	145

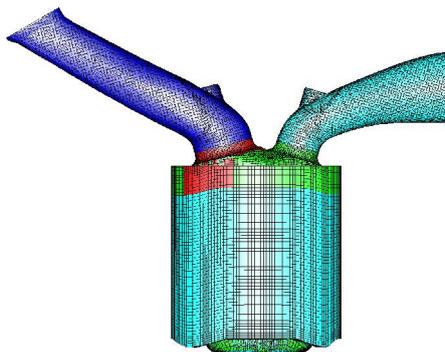


图 1 燃烧系统三维网格模型 (BDC)

3 研究方案及计算初始条件

3.1 研究方案

本文选择了 5000r/min 全负荷工况，对 380°CA、420°CA、460°CA 等三组不同的喷油起始角条件下缸内油气混合的瞬态过程进行了数值研究，具体的研究方案设置如表 3 所示。

表 3 研究方案

项目	方案 1	方案 2	方案 3
转速 (r/min)	5000	5000	5000
负荷	全负荷	全负荷	全负荷
空燃比	13	13	13
循环喷射量 (mg)	55.7	55.7	55.7
喷油起始角 (°CA)	380	420	460
喷油持续期 (°CA)	100	100	100
点火时刻 (°CA)	700	700	700

3.2 计算初始条件

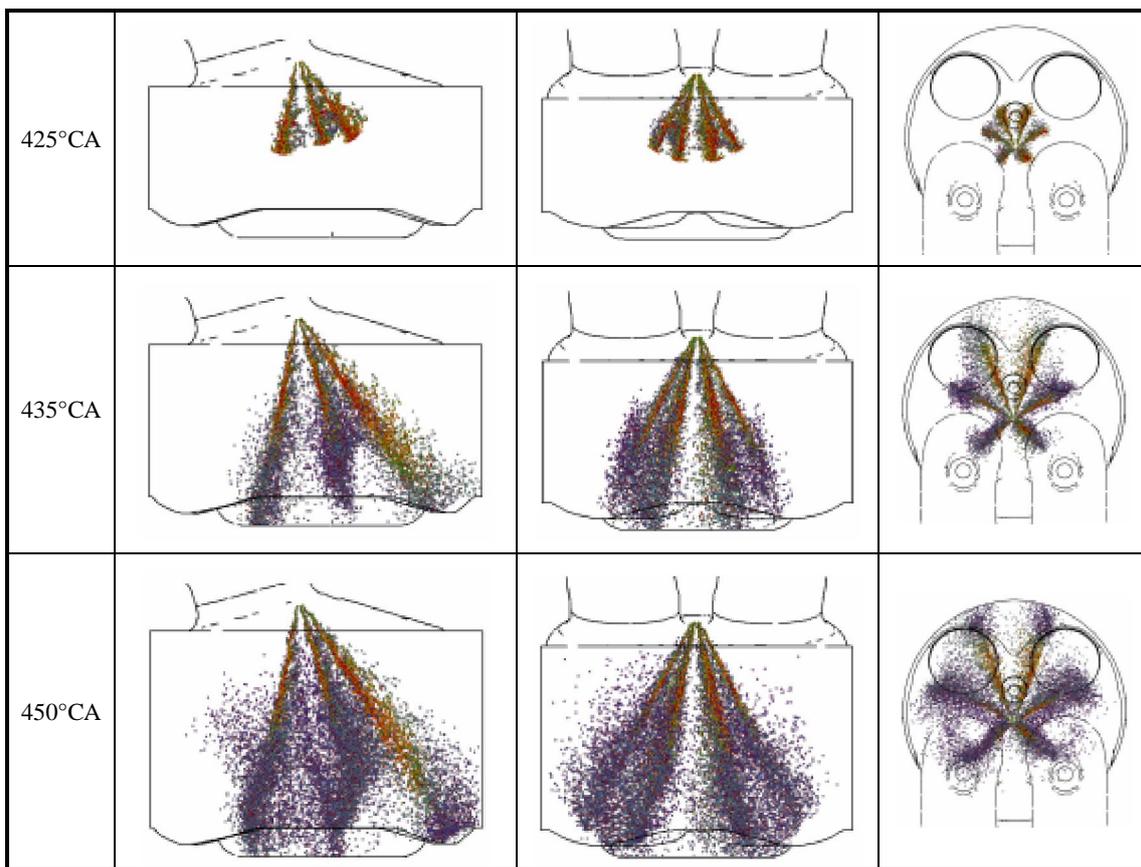
本文三维缸内计算的研究范围主要是均质直喷汽油机的进气、压缩冲程，即从进气门打开开始到压缩上止点结束。5000r/min 全负荷工况下，进气门为 340°CA 打开。计算的初始条件如表 4 所示。初始缸内的湍动能为 $0.1\text{m}^2/\text{s}^2$ ，对应的耗散率为 0.002。

表 4 计算初始条件

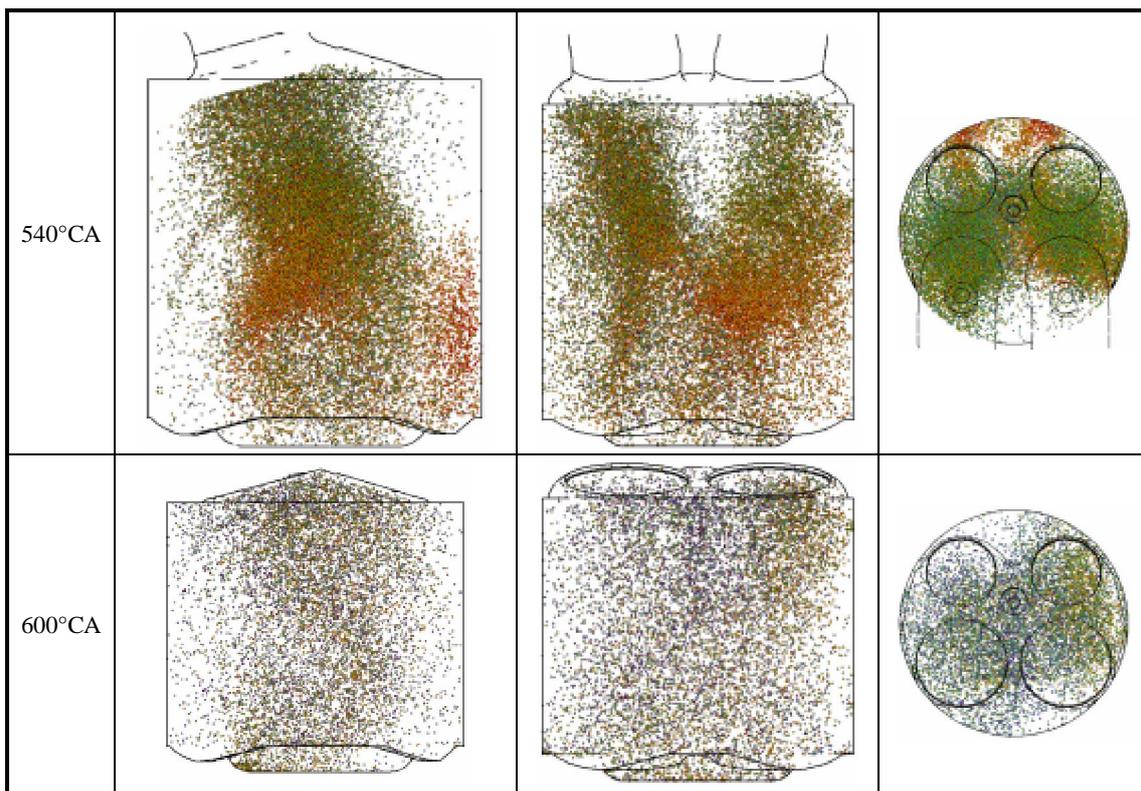
项目	温度 (K)	压力 (bar)
缸盖	430	/
缸壁	414	/
活塞	580	/
进气道	351	1.06
排气道	934	1.14
气缸	960	1.17
燃油	340	150

4 仿真结果及分析

4.1 缸内燃油喷雾



0  120μm (液滴直径)



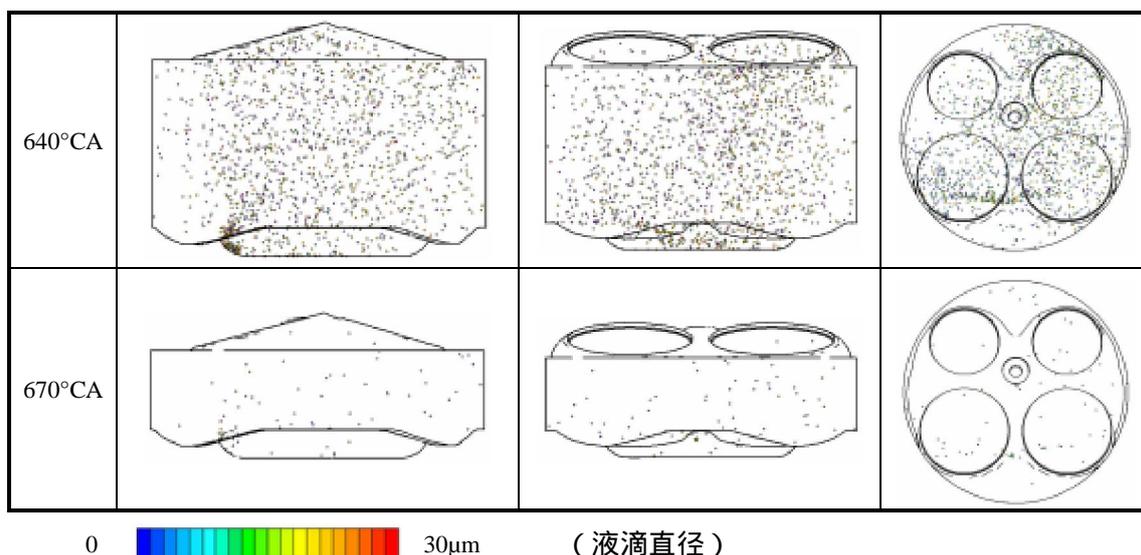


图 2 不同观察角度的喷雾的发展视图 (方案 2)

由于上述案例较多,该处仅以方案 2 为例,通过三个不同的视角来研究燃油喷雾在气缸内的发展过程。如图 2 所示,在 420°CA 时,燃油开始从喷油器喷入发动机气缸。由于缸内存在着强烈的气流运动,燃油油束在离开喷嘴之后,受到气流的剪切、扰动作用不断地开始雾化和破碎。在燃油油束的边缘区域由于和空气的接触面最大,受到的气流剪切和扰动作用自然也是最大,以至于生成了很多粒径很小的液滴。小液滴在受到缸内气流的进一步卷吸之后,开始有一部分从原方向中剥离出来,并且不断远离,在缸内形成了漂浮扩散。位于油束中心区域的液滴由于受到外界的干扰相对较小,粒径也较大,仍然保持着原运动方向向前高速运动。

在 520°CA 后,燃油喷射过程结束,进入了液滴的纯蒸发阶段。此时缸内的液滴大小混杂,参差不齐。既有刚从喷油器里喷出来的粒径较大的液滴,也有经过了一段时间的蒸发即将消失的液滴。它们相互的交织在一起,随着缸内的气流不断地翻转运动。在这种运动当中,液滴一边不断蒸发,一边向周围扩散。在 670°CA 时,缸内的液滴蒸发基本结束,除了在部分区域还残留有一些粒径极小的微粒,其余部分已经形成了混合气。

4.2 缸内的油气分布

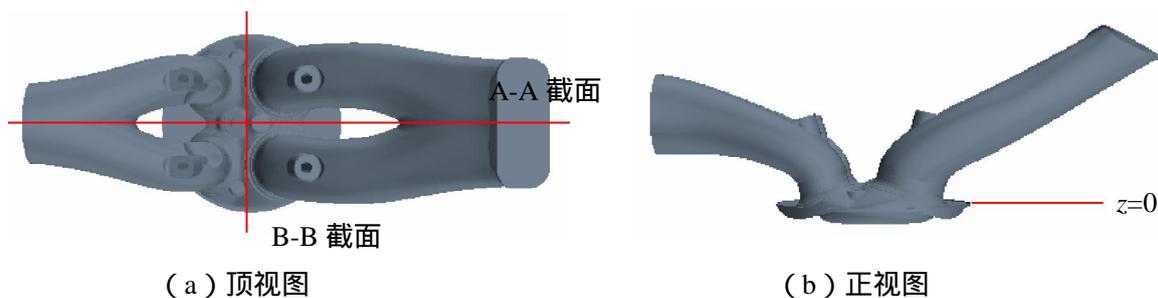


图 3 气缸分析截面示意图

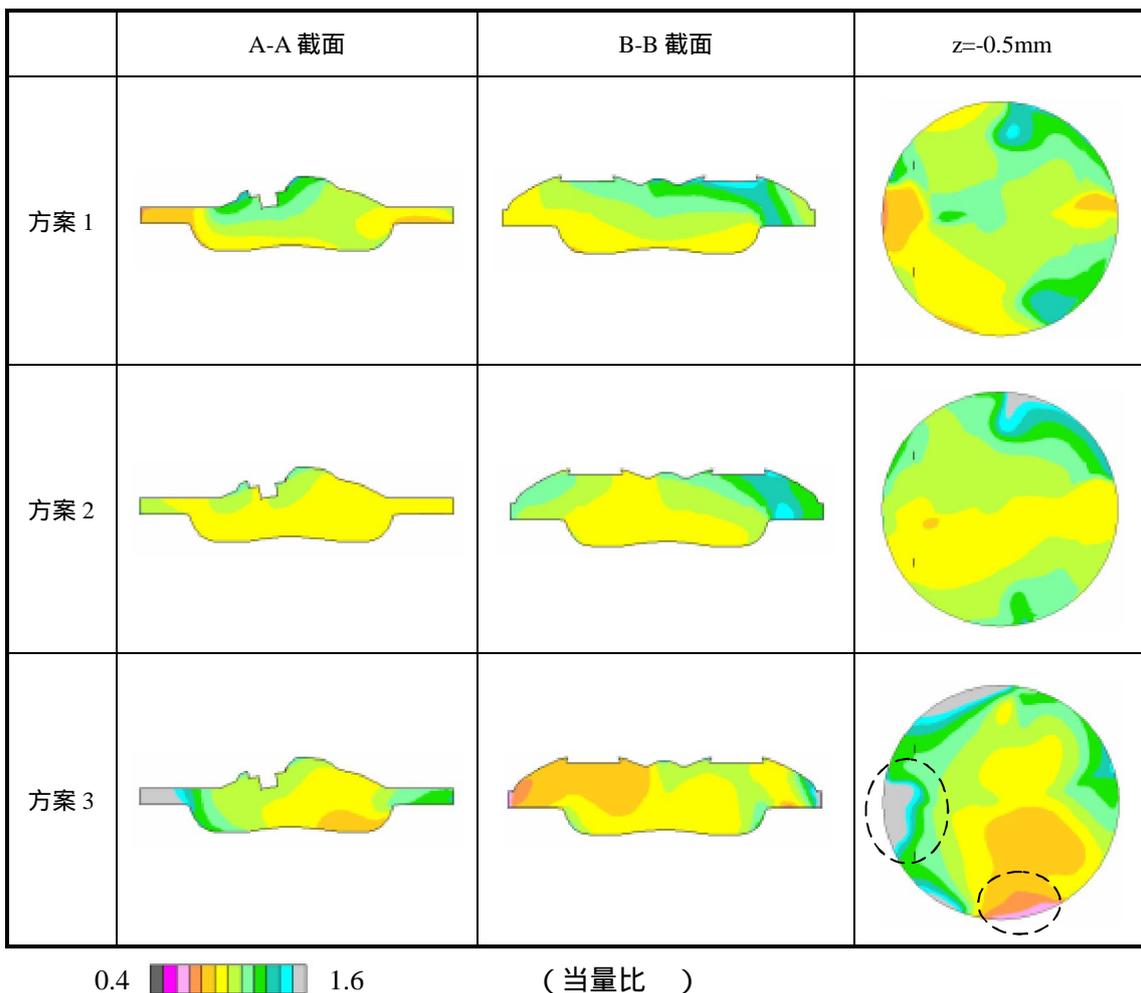


图 4 点火时刻 (700°CA) 缸内混合气分布图

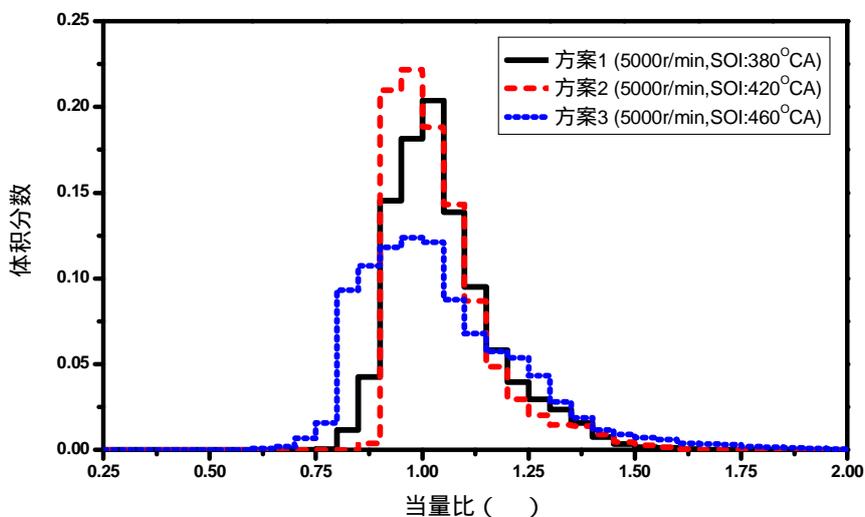


图 5 点火时刻 (700°CA) 不同浓度混合气的体积分布

众所周知，一款发动机的动力性、燃油经济性和排放性能在很大程度上取决于缸内的燃烧过程。均质直喷汽油机为了获得较好的燃烧、排放效果，希望气缸内工质能够按照化学当量比来混合，而

且分布尽可能的均匀。但是在实际工作过程中,往往受到多种因素的共同影响,那种理想的燃烧情况实际上并不存在。通过对点火时刻缸内的油气混合状况的分析和比较可以有效地预测出发动机的燃烧过程好坏,从而为燃烧系统的设计提供支持。

图 4 为 5000r/min 全负荷工况下点火时刻缸内混合气分布图。从图中可以发现,方案 2 获得了最好的混合气分布效果。在点火时刻(700°CA)缸内的混合气分布比较均匀,而且火花塞区域的 λ 值在 0.9-1 之间,可以保证比较稳定的点火。方案 1 从总体上来说,混合效果也还不错。由于喷射时间比较早,燃油喷到燃烧室表面的数量相对比较多,大约有 4.5mg 的燃油在喷射过程中与燃烧室表面发生碰撞,如下图 6 所示。这部分燃油蒸发以后,在点火时刻就会在燃烧室边缘个别小的区域聚集,形成 λ 值为 0.7-0.8 的偏浓混合气。对于方案 3,由于喷油时刻比较晚,在蒸发过程结束后,留给油气混合和混合气扩散的时间并不充分,因此在气缸边缘区域出现了部分浓混合气区和稀混合气区。其中, λ 值为 0.6-0.8 的浓混合气区和 λ 值大于 1.6 的超稀混合气也占据了相当的空间。

4.3 缸内燃油湿壁

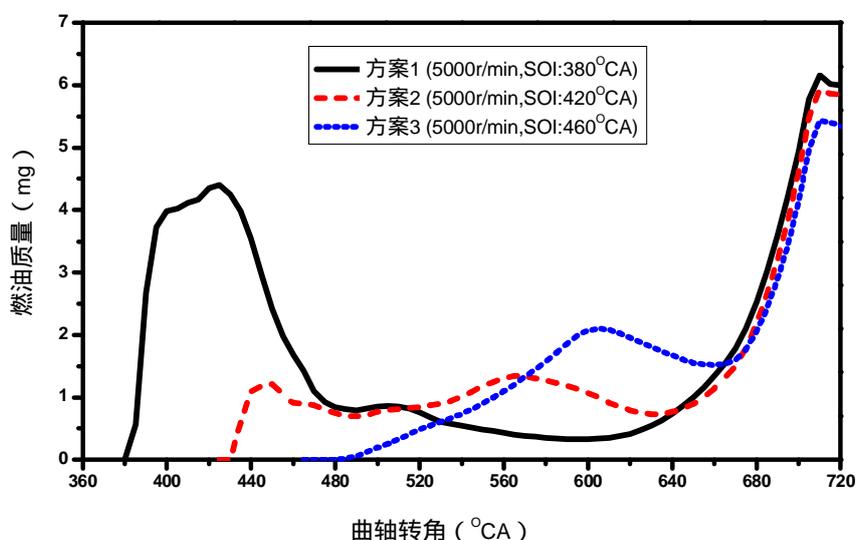


图 6 距燃烧室表面 0.05mm 范围内的燃油质量 (液滴与蒸汽)

对于缸内直喷汽油机来说,由于燃油直接喷入气缸,在全负荷工况下喷射量一般比较多,混合气当量比在 0.85-0.9 之间,很容易产生燃油湿壁,从而引起机油稀释问题和机油蒸发燃烧带来的特殊气体排放。对于低转速全负荷喷油起始角较小(360°CA—380°CA)的工况,该问题尤其突出。所谓的机油稀释问题就是燃油喷射过程,由于很多燃油液滴会粘贴在壁面上,造成机油黏度的下降,很容易被油环刮下落入油底壳中,从此进入机油的循环。经过一段时间后,会造成发动机机油浓度的明显下降,影响曲轴等部件的润滑效果。另外,德国工程师通过试验发现在壁面上燃油和机油的混合,会从化学和物理角度上改变机油的结构,造成机油蒸发性的提高,也就是说汽油机混合气中会出现少量的机油蒸汽。这样,在燃烧过程中会生成一些非常规排放物^[9]。

由于目前 CFD 技术和发动机试验技术还存在着一些不足,不能够通过直截的方法获得所有污染

物排放的结果,但是通过 CFD 的方法可以对该问题进行对比和评估。从图 6 中的结果可以得出结论如下:方案 1 由于喷射开始较早,燃油湿壁现象在 3 组方案中最大,其产生的机油稀释和非常规气体排放肯定也最多。但是方案 1 在喷射过程中与壁面接触的燃油量仅为 4.5mg,因此燃油湿壁问题并不严重。

5 结论

该均质直喷汽油机在 5000 r/min 全负荷工况下,采用方案 2,也就是从 420°CA 开始喷油到 520°CA 喷射结束的方案可以获得最佳的效果。采用方案 1,喷射时间提前将产生燃油湿壁量的增加,带来机油稀释和非常规气体排放量增加。采用方案 3,由于喷射时间晚,缸内混合时间较短,混合气分布均匀性下降,将产生 CO、NO_x、HC 等常规污染物排放量的上升。

6 参考文献

- [1].丁宁,高卫民,平银生等.喷雾引导型直喷汽油机燃油喷射对缸内流动特性影响的数值研究[J].内燃机工程,2010,Vol.31(5):16~20.
- [2].Ning Ding, Wei-min Gao, Ming Chen, Xiao-mao Zhang. Spray Characteristics of New Generation Multi-hole Injector for Spark-ignition Gasoline Engines with Direct Fuel Injection[C]. ICIE2010.
- [3].Ming Chen, Wan-ping Zhang, Xiao-mao Zhang, Ning Ding. In-cylinder CFD Simulation of a New 2.0L Turbo Charged GDI Engine. SAE Paper: 2011-01-0826.
- [4].杨嘉林.车用汽油发动机燃烧系统的开发[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [5].山下洋幸,田中達也,瀬戸祐利.ガソリンエンジンのリン燃焼技術[J].自動車技術,2008,Vol.62(3):16~20.
- [6].Sarre C.K, Kong S.C, Reitz R.D. Modeling the Effect of injector Nozzle Geometry on Diesel Spray. SAE paper: 1999-01-0912.
- [7].Hiroyasu Hiroyuki, Masataka Arai. Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE paper: 900475, 1990.
- [8].Hisashi Akagawa, Takeshi Miyamoto, Akira Harada, et al. Approaches to Solve Problem of the Premixed Lean Diesel Combustion. SAE Paper: 1999-01-0183, 1999
- [9].Stein C, Budde M, Wittler M, et al. Influence of the Mixture Formation on the Lubrication Oil Emission of Combustion Engines. SAE paper: 2010-01-1275.