

汽油机双喷射模式下不同喷油策略的数值模拟研究

Numerical Simulation of Different Injection Strategies in Dual

Injection Mode of Gasoline Engine

李春芳 邹婷 庄林毅 张静

(北京汽车股份有限公司汽车研究院 动力中心)

摘要: 本文针对一款三缸 1.2L GDI 发动机采用 CONVERGE 建立了双喷射模式下的燃烧系统 CFD 仿真模型。基于 4000rpm/10bar 工况, 理论空燃比情况下, 研究不同喷射模式下 (PFI、DI、PFI+DI) 不同喷油时刻对缸内流场的影响, 同时对不同喷油模式下的较优方案进行了燃烧分析, 得出此工况下最优的喷油策略。

关键词: 双喷射; 喷油策略; 数值模拟

Abstract: The CFD model of combustion system in dual injection mode was built for a three-cylinder GDI engine of 1.2L, based on CONVERGE. Based on 4000rpm/10bar operation, the influence of different injection timing on the flow field of the cylinder in different injection modes (PFI, DI, PFI+DI) was studied under the condition of theoretical air-fuel ratio, at the same time, the better case under different injection mode is analyzed with combustion models, the optimal injection strategy under this condition is obtained.

Key words: dual injection; injection strategy; numerical simulation

1. 前言

PFI 发动机是将燃油喷射在进气道内, 主要依靠壁面温度与进气门打开时废气倒流的温度促进燃油的蒸发, 从而与空气混合形成可燃混合气。由于燃油蒸发不完全在进气道上容易形成油膜, 该部分燃油不能快速进入燃烧室, 从而瞬时燃油的燃烧情况不能实现精确控制。同时冷启动工况下, 增加燃油的喷入量会导致很多未燃 HC 进入大气, 而由于此时三元催化器未起作用, 恶化了尾气排放^[1]。GDI 发动机由于可以将燃料直接喷入缸内, 从而准确控制每个循环的燃油喷射量, 发动机瞬态响应性明显提高, 同时可以有效降低缸内温度, 抑制大负荷工况下爆震倾向, 进一步提高热效率, 成为国内外研究机构研发领域关注的焦点。

PFI-DI 发动机是通过增加一套喷油装置, 实现既包含低压喷油系统 (进气道喷油) 又包含高压喷油系统 (缸内直喷) 的发动机。PFI-DI 发动机的喷油模式选择更加灵活, 可以实现纯 PFI 喷射、纯 DI 喷射以及 PFI+DI 混合喷射三种喷油模式, 同时混合喷射的比例也可以进行调整。PFI-DI 发动机可以最大限度的发挥 PFI 在均质混合气形成及 DI 在大负荷时利用燃油蒸发冷却缸内的优势, 同时可以一定程度上规避 PFI 大负荷时爆震带来的混合气加浓并且可以降低缸内喷油引起的湿壁效应, 改善混合气质量, 降低 PM 排放, 为满足国六排放法规提供保障。

由于具备两套喷油系统, 控制策略相对复杂。丰田雷克萨斯 3.5L-2GR-FSE 汽油机采用如下控制策略: 在中小负荷下, 采用 PFI+DI 的双喷射模式, 大负荷工况下为满足高功率需求只采用缸内直喷, 冷启动工况下为 PFI+DI (DI 为压缩冲程喷入), 实现均质+分层的混合气形成方式, 如图 1 所示。双喷射模式下, 喷油比例需要详细研究, 同时由双喷射模式向直喷模式过渡的转换工况均需要仔细标定。

本文主要是基于 4000rpm_10bar 工况下，仿真研究了理论空燃比时，不同喷油模式下喷油时刻对缸内流场的影响，同时针对不同喷油模式下的较优方案进行燃烧计算，得出该工况下最优的喷油策略。

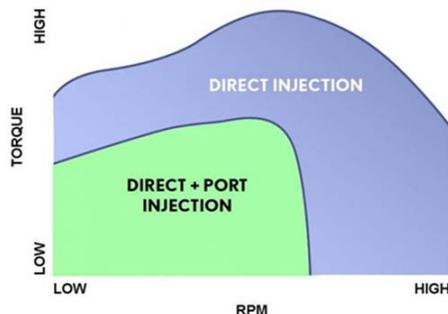


图 1 丰田 D-4S 喷油策略图

2. 发动机主要技术方案

2.1 发动机主要技术参数

本文基于某款直喷发动机做研究，在直喷发动机上增加一套低压喷射系统，发动机基本参数如下表 1 所示。

表 1 发动机基本参数

形式	直列、增压、三缸
喷射方式	缸内直喷+气道喷射
压缩比	10: 1
排量	1.2L

2.2 高、低压端喷油器的选取

依照发动机每缸的输出功率进行低压端喷油器静态流量的选择，同时基于高压端喷油器及 ECU 供应商，选择相同厂商下满足安装要求的喷油器，最终确定出喷油器特性参数。

同时对低压端喷油嘴不同的喷射位置及喷油器安装角度进行优化分析，主要考虑喷雾锥面到进气道上顶面的距离、喷雾到进气门的距离、进气道横截面积变窄、进气系统修改的灵活性等方面考虑，如图 2 所示，最终确定低压端喷油器安装的最佳位置。

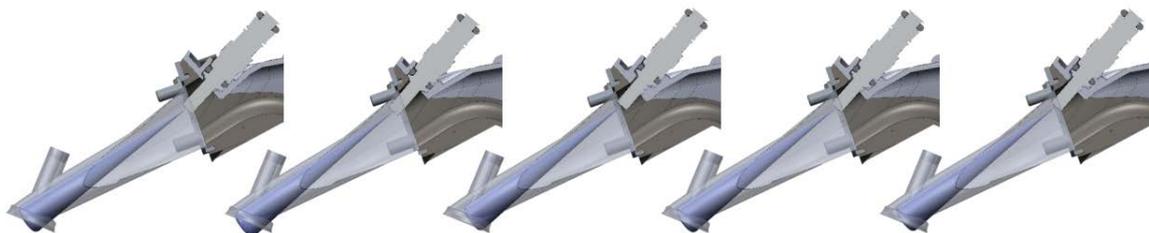


图 2 喷油器不同安装角度

高压端喷油器采用 350bar 喷射系统，5 孔喷油器。

3. 计算模型

本文采用商业软件 CONVERGE 作为计算工具，CONVERGE 由于具有体网格生成的独特优势及先进的喷雾、燃烧模型，大大提高了工作效率。

计算区域包括进气道、排气道、缸盖燃烧室、缸套、活塞顶面、火花塞。网格采用笛卡尔网格，基本网格尺寸为 4mm，缸套燃烧室区域加密到 1mm，进排气门密封面加密 0.5mm，火花塞周围球形加密 0.125-0.25mm，喷油器油嘴球形加密至 0.5mm，喷油区域锥形加密至 0.25mm，进气道和缸内区域网格根据设定的流场和速度梯度限值自适应加密到 0.5mm，燃烧区间根据温度梯度自适应加密到 0.5mm。边界条件采用 GT 软件计算，提取进气、排气瞬时温度、压力做为计算输入，如图 3 为最终建立的双喷射燃烧系统仿真模型。

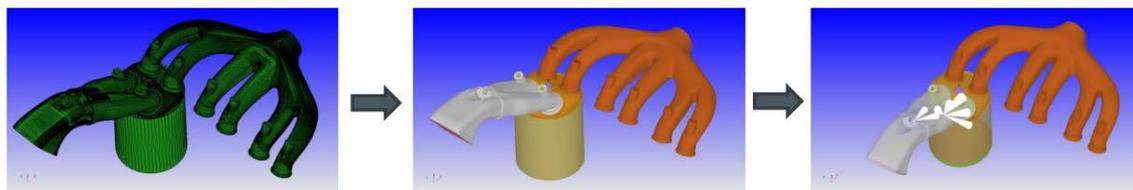


图 3 燃烧系统仿真模型

喷雾模型采用目前 CFD 软件中通用的欧拉-拉格朗日方法，即离散液滴模型，只把流体相作为连续介质，以欧拉方式研究其流场，而把颗粒（液滴）作为离散体系研究，大大简化了计算模型，降低了计算成本。燃油从喷油器喷孔喷出破碎并与空气混合过程涉及到气液两相的动力学和热力过程模拟，包括油滴的阻力与变形、传热与蒸发、湍流扩散、碰撞和聚合等过程，破碎模型采用适用于 GDI 高喷油压力的 KH-RT 模型，不仅可以考虑液体与气体界面上沿流动方向（切向）扰动波的不稳定分析，同时也可以考虑气液界面法向方向上由于两相之间密度的巨大差别而产生的惯性力。

燃烧模型采用 SAGE 模型，点火能量作为源相输入，通过调整点火时刻、火花塞周围加密级数等进行燃烧缸压及放热率标定，最终各方案燃烧计算均采用相同的燃烧参数进行横向对比分析。由于 CONVERGE 计算燃烧时引入独特的 Multi-Zone 加速算法，在保证相同精度的前提下使详细化学反应计算速度提高数十倍，满足工程计算要求。

4. 分析结果

本文主要是在 4000rpm_10bar 工况下，理论空燃比时研究不同喷射模式对汽油机缸内混合气形成、油膜形成的影响，寻找各个喷油模式下的较优喷油策略，并进行燃烧计算，得出该工况下最优的喷射方案。

4.1 单独气道喷射时喷油时刻对缸内流场、油膜形成的影响

与 GDI 发动机不同，PFI 发动机的颗粒物排放主要来源于以下三个方面：进气气阀内表面及其阀座和燃烧室顶部油膜、排气侧气缸缸壁油膜、液态油滴在缸内空间的不均匀分布。针对 PFI 发动机的国六 PN 排放优化，可以从喷油器喷雾设计、进气气流、VVT 优化、喷油控制参数优化及后处理等方面来采取些措施。

本文进气道已经是大滚流气道，同时低压喷射系统硬件部分暂时不进行优化，所有只是针对喷油策略进行仿真研究，得出该工况下单独采用气道喷射模式时不同喷油时刻对缸内混合气形成的影响。

单独气道喷射模式下，对采用半开阀及闭阀喷油策略均进行了仿真分析（进气门开启关闭区间 323°CA ~576°CA，排气门开启关闭区间为 139°CA ~388°CA），如表 2 为单独采用气道喷射时不同喷油策略的计算方案。

表 2 单独气道喷射时计算方案

算例		喷油区间	喷油量 (mg)	喷油压力 (bar)
半开阀 喷射	PFI200°CA	200°CA ~535°CA	24.5	3
	PFI150°CA	150°CA ~485°CA	24.5	3
	PFI100°CA	100°CA ~435°CA	24.5	3
	PFI50°CA	50°CA ~385°CA	24.5	3
闭阀喷射	PFI-15°CA	-15°CA~320°CA	24.5	3
	PFI-65°CA	-65°CA~270°CA	24.5	3
	PFI-115°CA	-115°CA~220°CA	24.5	3

如图 4 为不同喷油时刻方案下点火时刻火花塞周围的湍动能分布，同时对不同方案的缸内滚流比计算结果进行统计，无论采用半开阀喷射还是闭阀喷射，不同喷油时刻时各方案在点火角附近火花塞周围的湍动能分布相近，但是各方案排气门中间区域湍动能均较弱，会影响后续火焰的传播过程。从滚流比数值上来看，采用半开阀喷射时滚流比峰值较闭阀喷射均有所提高，但是具体喷油时刻与峰值没有表现出明显的趋势关系。

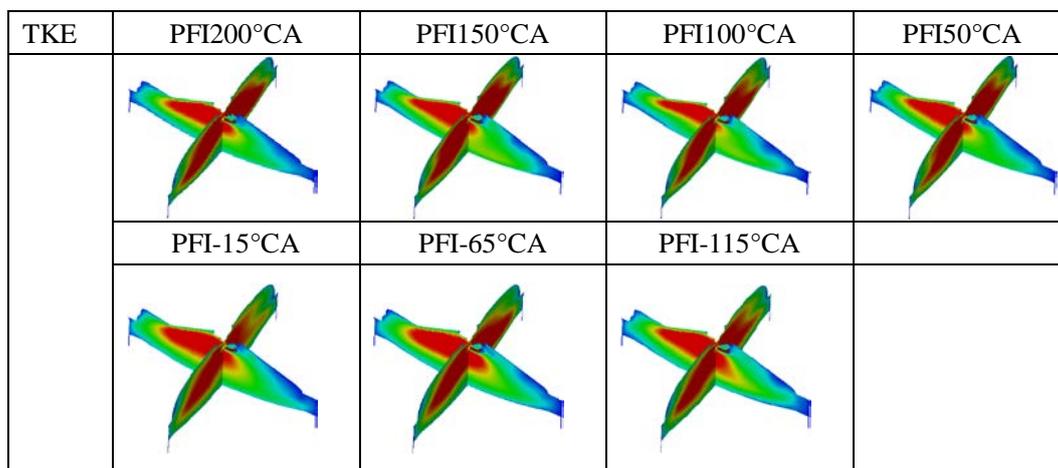


图 4 各方案点火时刻火花塞周围湍动能分布

图 5 为不同喷油时刻下缸内的流场结果，可以看到当采用半开阀喷射模式时，随着喷油时刻向前推移，进气门开启时直接进入气缸内的燃油量减少，缸内流场减弱。采用闭阀喷射策略时，由于在进气门开启之前燃油喷入到进气道内进行蒸发混合，进气过程中各流场流动情况相似。

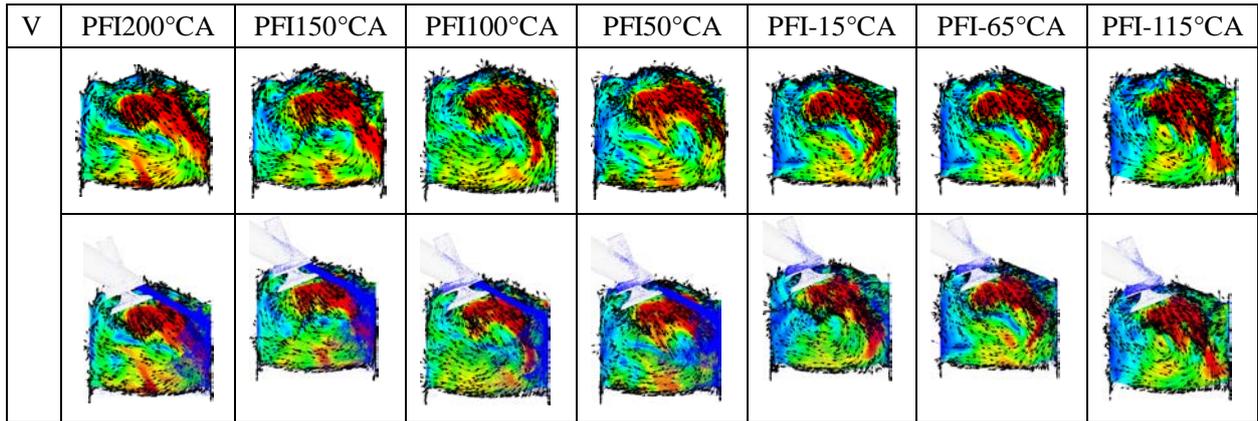


图 5 450°CA 时各方案流场结果

图 6、7、8 为不同喷油时刻方案下气道、气门及总油膜量，图 9、图 10 为半开阀及闭阀喷射模式下不同喷油时刻的油膜分布。从二维气道油膜的结果可以看到，随着喷油时刻提前，气道油膜量逐渐增加，而总油膜量也体现出与气道油膜量相同的趋势。随着气门开启，气道油膜量开始降低，图 6 中半开阀喷油模式下 PFI200°CA 及 PFI150°CA 算例，在压缩冲程后期，均出现气道油膜量增加的情况。由图 9 可知，这两个算例开阀喷射比例大，进气门关闭时进气道中的燃油没有及时进入气缸而聚集在气道内，积聚在气道内的油膜随时间慢慢沉积于气道座圈处，造成压缩冲程气道油膜量上升。从图 7 气门油膜量曲线可以看到，从喷油时刻开始记起，各方案大约经过 150°CA，气道中的燃油接触气门形成气门油膜。观察图 9，PFI100°CA 及 PFI50°CA 方案，喷油结束时刻距离进气门关闭时刻 150°CA 以上，此时气道中的燃油可完全进入缸内，因此没有出现压缩冲程时气道油膜上升的现象。对比图 10 闭阀喷射模式下不同喷油时刻的油膜分布，随着喷油时刻提前，由于气道结构限制，进气门开启前更多油膜集中于气道座圈位置，形成的油膜较厚，不易蒸发和流动，同时若局部油膜较厚，初期蒸发的燃油同样积聚在气门座附近，而此时气门并没有打开，蒸发的燃油会造成气门座附近的燃油浓度过高，从而抑制了燃油进一步蒸发，甚至有部分燃油会重新融合到油膜之中。因此，实际进行气道闭阀喷射时，需要考虑气道内实际的空间尺寸，选择合适的喷油时刻，防止燃油的过量堆积。而对于半开阀喷射策略的选择，需要合理控制喷油结束时刻，防止进气门关闭时气道内燃油未进入到气缸之中造成的燃油浪费。

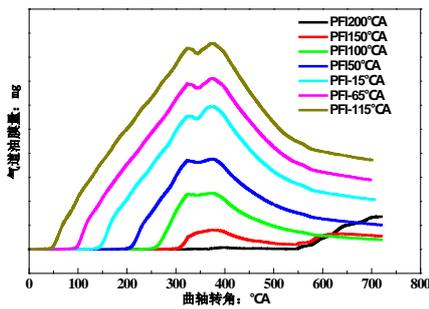


图 6 气道油膜量

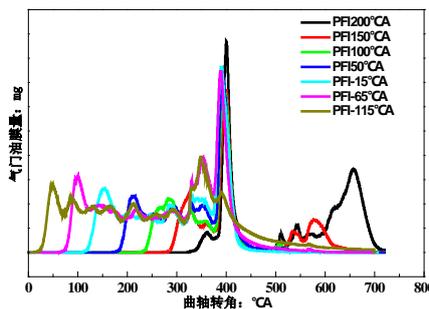


图 7 气门油膜量

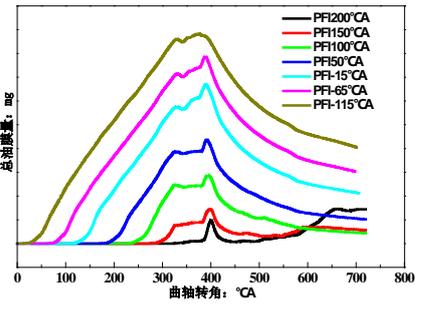


图 8 总油膜量

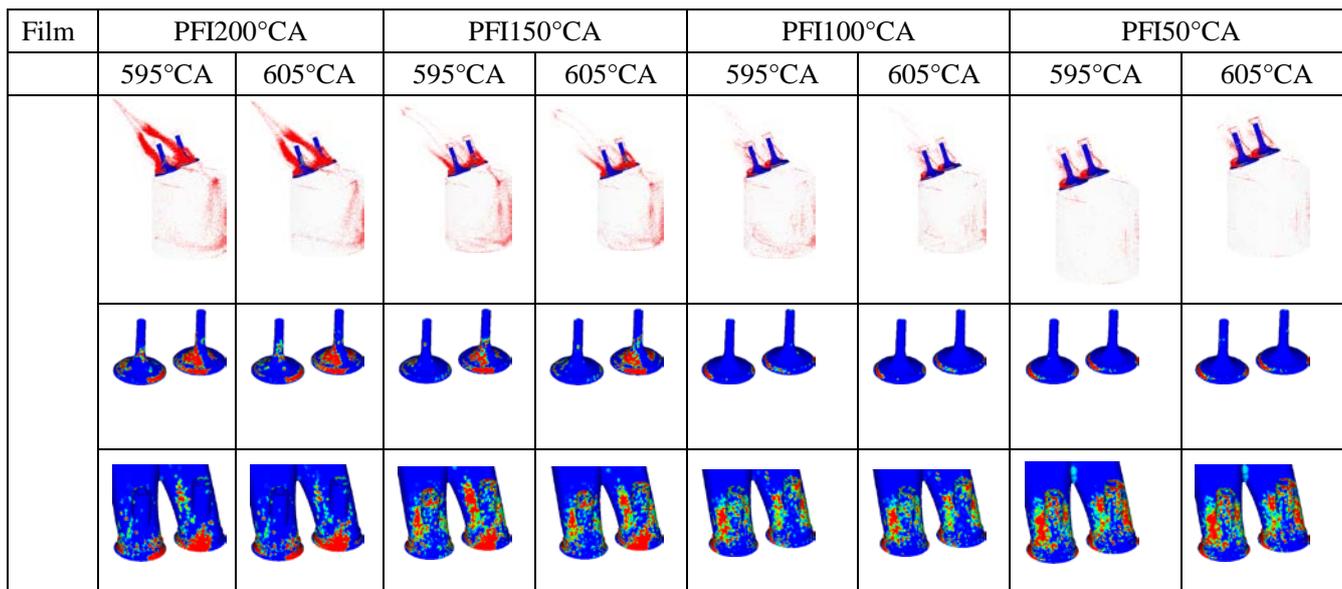


图 9 半开阀喷射下各方案油膜分布

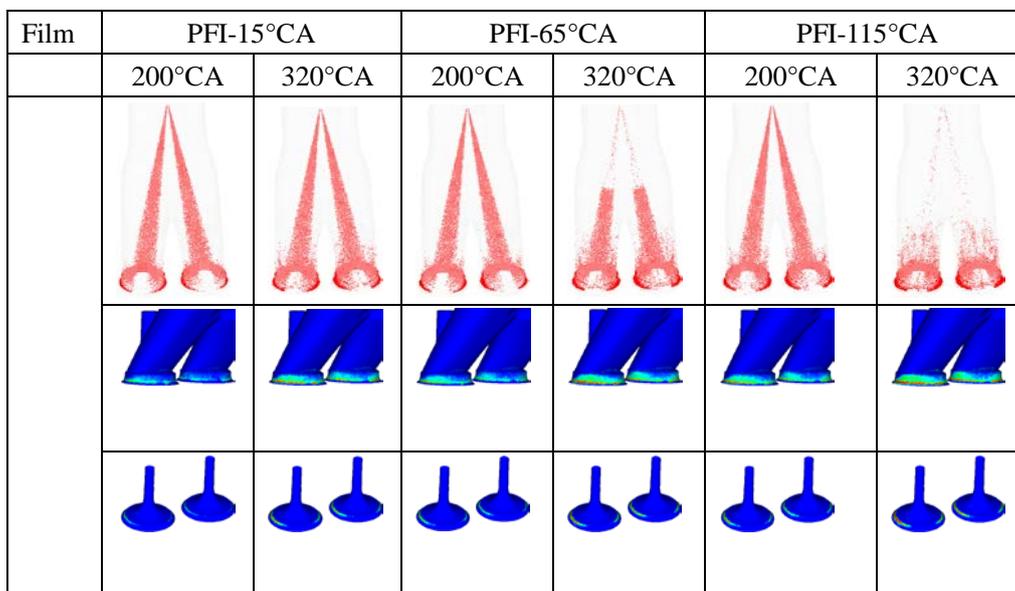


图 10 闭阀喷射下各方案油膜分布

如图 11、12、13、14 为不同喷油时刻下的活塞、缸套油膜量及分布。图 11 为不同喷油时刻下的活塞油膜量统计结果，可以看到在半开阀模式下，活塞油膜量均呈现两个峰值，从 PFI200°CA 算例到 PFI50°CA 算例，随着开阀喷射比例的减少，活塞油膜量第一个峰值逐渐增加，第二个峰值除了 PFI200°CA 算例，其他三个方案活塞油膜量峰值接近。而在闭阀喷射模式下，活塞油膜量只出现一个峰值，随喷油时刻提前，活塞油膜量降低。图 12 为不同喷油时刻下的缸套油膜量统计结果，看到在半开阀模式下，缸套油膜量同样呈现两个主要峰值，随着开阀喷射比例的减小，缸套油膜量第二个峰值逐渐增加（排除 PFI50°CA 算例），闭阀喷射模式下，缸套油膜量只是出现一个峰值，随着喷油时刻提前，缸套油膜量降低。图 13 为不同方案在 400°CA（油膜第一个峰值出现时刻）时的油膜分布情况，半开阀喷射模式下，进气门开启时活塞下行，积聚在进气道内的燃油在接近 400°CA 时与缸套、活塞表面接触，形成第一个油膜峰值。同时随着开阀比例的减少，气道空间内燃油及表面油膜增加，气门开启时进入缸内，产生的活塞、缸套油膜量均增加。而对于闭阀喷射，随着喷油时刻提前，气道内油膜量增加，实际进入气缸内的燃油减少，相应地在 400°CA 下形成的缸套、活塞油膜峰

值逐渐降低。图 14 为 500°CA（油膜第二个峰值出现时刻）时不同喷油时刻下各方案的油膜分布。观察燃油运动及缸套、活塞油膜分布可以得知，半开阀喷射下，随着开阀喷射比例的增加，燃油随高速气流进入缸内，直接碰撞缸套后，沿着缸套产生较强切向力作用，同时促使燃油与活塞表面接触，产生大量油膜（PFI200°CA）。而 PFI150°CA 和 PFI100°CA 算例，随着开阀比例减小，燃油撞击缸套形成油膜后没有产生足够的切向力，所以没有形成卷吸至活塞造成活塞油膜量增加的现象，最终表现出在 500°CA 时缸套油膜量上升而活塞油膜量没有明显的规律性。PFI50°CA 算例，由于开阀比例小，燃油直接喷入缸内时，没有因燃油直接撞击缸套壁面而形成的壁面油膜，所以在半开阀算例中所形成的缸套油膜量最少

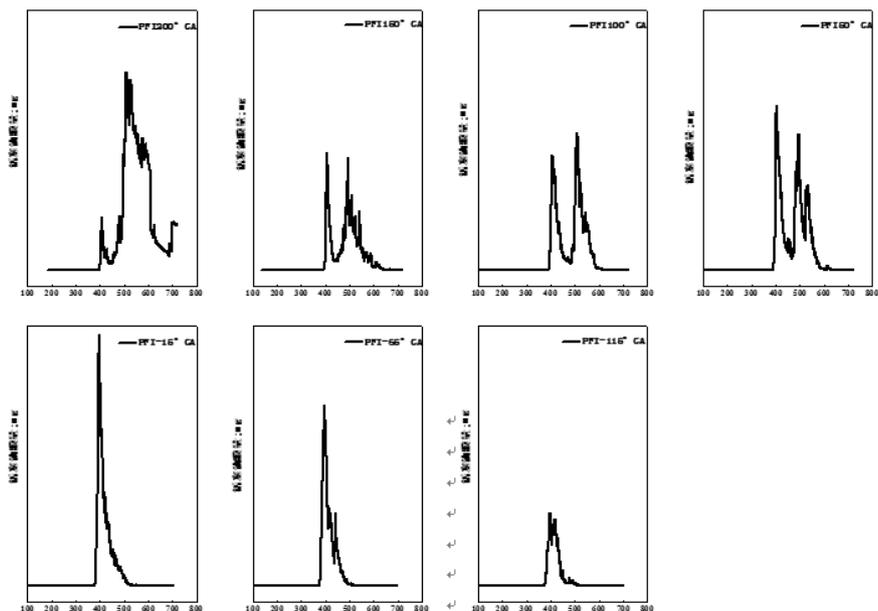


图 11 各方案活塞油膜量

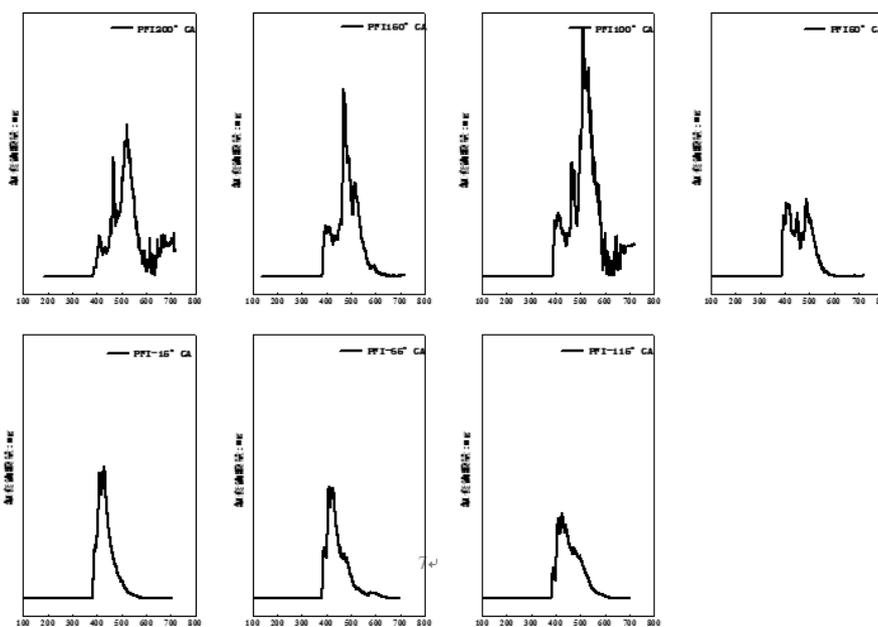


图 12 各方案缸套油膜量

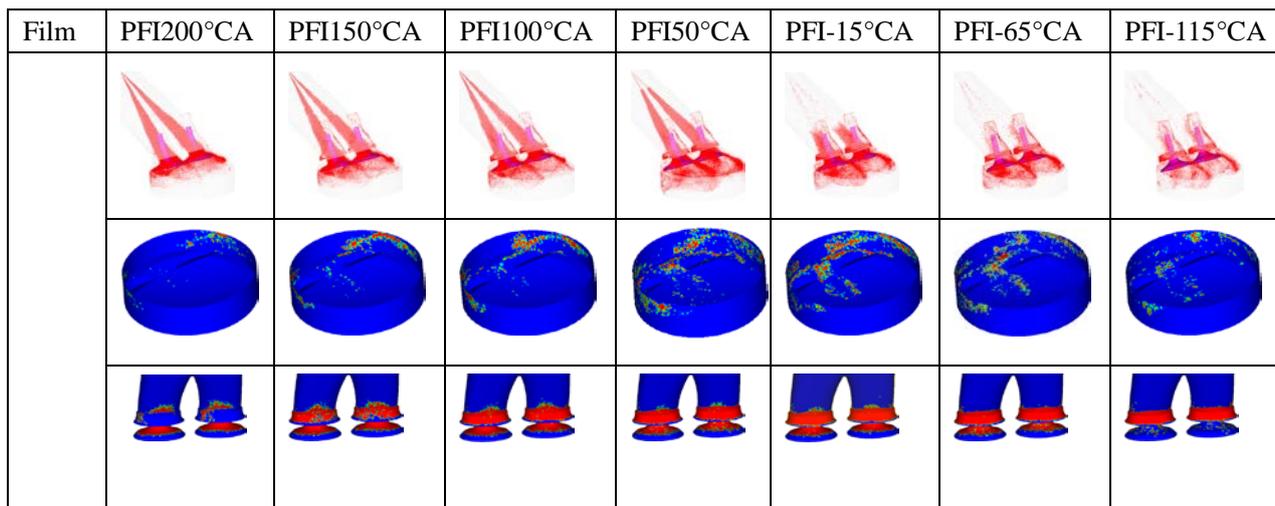


图 13 400°CA 下各方案油膜分布

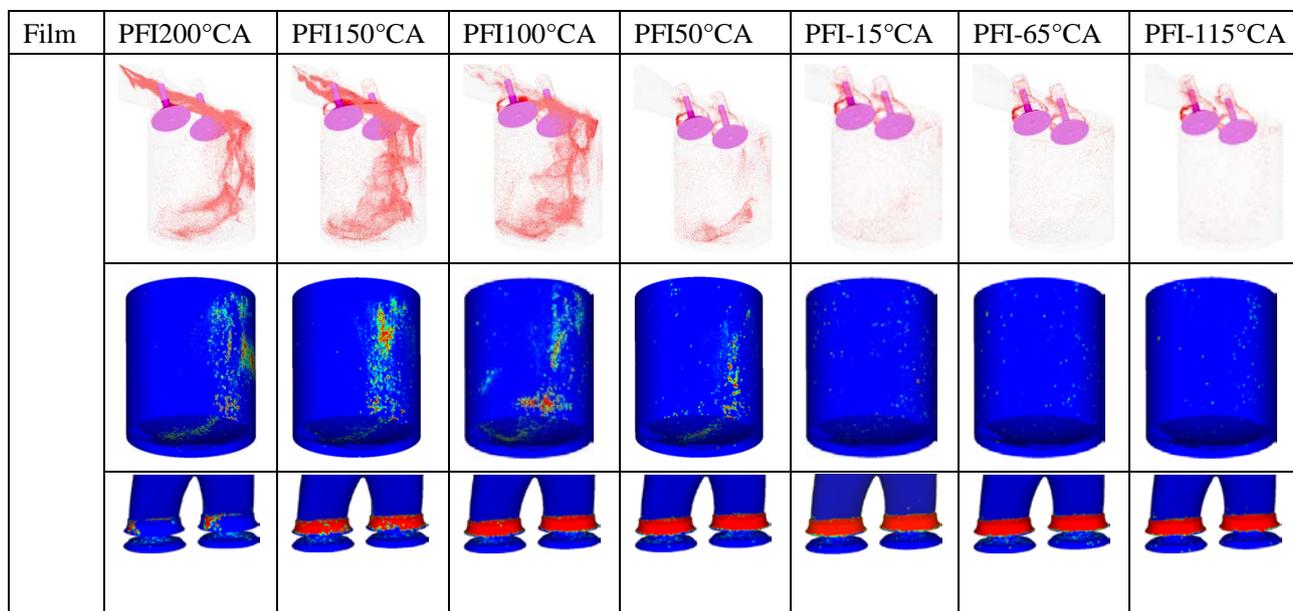


图 14 500°CA 下各方案油膜分布

图 15、16 为点火时刻火花塞周围的当量比分布，如图 15 可以看到，除 PFI200°CA 算例，采用半开阀喷射模式下的燃烧室内当量比较采用闭阀喷射浓，这也是由于本文只是进行一个循环计算决定的（时间限制，未进行多循环计算）。闭阀喷射下只计算一个循环时，气道内的燃油不能完全进入气缸内，造成燃烧室内燃油浓度较低。对比图 16，不同喷油时刻对点火时刻火花塞周围的当量比分布影响比较大，半开阀喷射策略，PFI200°CA 算例由于喷油结束时刻较晚，导致进气门关闭时仍然有大量燃油积聚在气道内，造成缸内混合气过稀，PFI100°CA 算例火花塞周围混合气较浓，同时分布相对均匀。采用闭阀喷射时，随着喷油时刻提前，火花塞周围燃油分布变稀，但是均匀性变好，而对于半开阀喷射，火花塞周围燃油浓度并没有随喷油时刻表现出明显的关系。

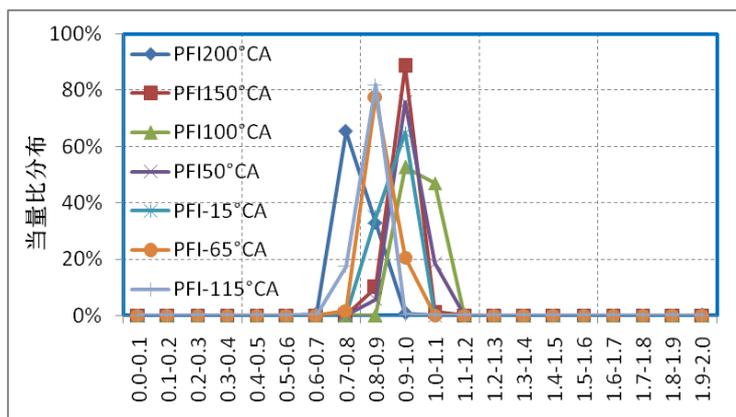


图 15 各方案点火时刻燃烧室内当量比分布

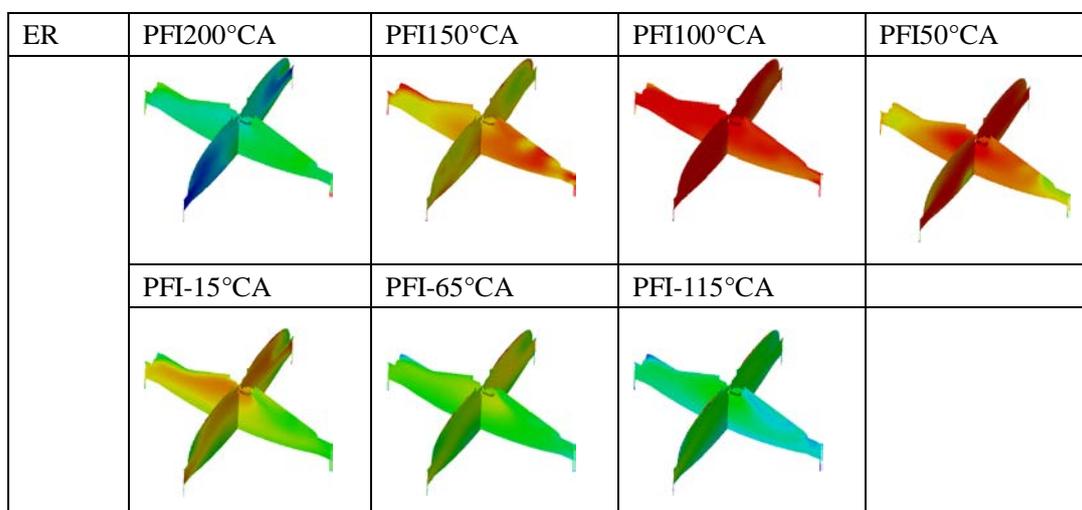


图 16 各方案点火时刻火花塞周围当量比分布

4.2 单独缸内直喷时喷油时刻对缸内流场、油膜形成的影响

由于采用缸内直喷，可以降低缸内平均温度抑制爆震、动态响应性也可以得到提升。本文对单独采用缸内直喷的喷油策略进行了优化分析，喷油时刻从 400°CA 到 460°CA 进行计算，如下表 3 为计算方案列表。

表 3 单独缸内直接喷射时计算方案

算例	喷油区间	喷油量 (mg)	喷油压 力 (bar)
DI400°CA	400°CA~447°CA	23.85	350
DI410°CA	410°CA~457°CA	23.85	350
DI420°CA	420°CA~467°CA	23.85	350
DI430°CA	430°CA~477°CA	23.85	350
DI440°CA	440°CA~487°CA	23.85	350
DI450°CA	450°CA~497°CA	23.85	350
DI460°CA	460°CA~507°CA	23.85	350

统计不同方案的滚流比及点火时刻燃烧室内湍动能计算结果，随着喷油时刻推迟，滚流比第二个峰值逐渐增加。但是湍动能没有随着喷油时刻推迟表现出明显关系，滚流比较大的方案并没有完全形成点火时刻的大湍动能。由于发动机中可燃混合气处于湍流状态，若缸内点火时刻的湍动能大，流体中大量的湍动涡旋使得燃料和氧以及流体能量迅速扩散传播，可燃混合气的混合和燃烧大大地加快^[2]。而滚流比在压缩行程中形成的峰值越高，理论上越利于大滚流的保持，直至最终上止点时破碎形成湍动能。本文不同喷油时刻对最终滚流的破碎起到一定的影响作用，造成最终滚流比没有与湍动能形成对应关系。图 17 为点火时刻各方案湍动能的分布，可以看到不同喷油时刻下，各方案排气门中间区域湍动能较弱，会影响后期火焰的传播均匀性。

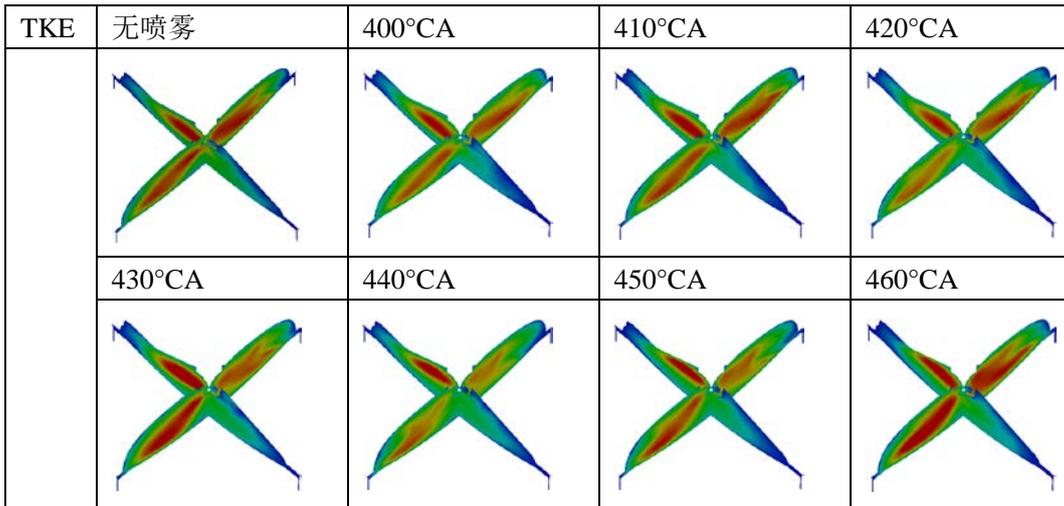


图 17 各方案点火时刻火花塞周围湍动能分布

图 18、19 为不同算例下的活塞、缸套油膜量计算结果。表 4 为各方案缸套、活塞最大油膜量的统计结果。可以看到，随着喷油时刻推迟，活塞最大油膜量呈现下降趋势，而缸套最大油膜量没有表现出明显的趋势。

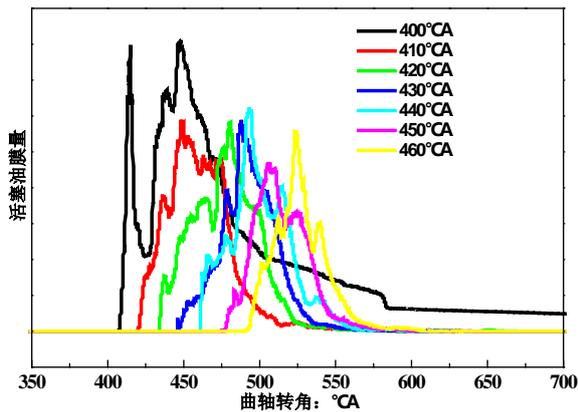


图 18 活塞油膜量

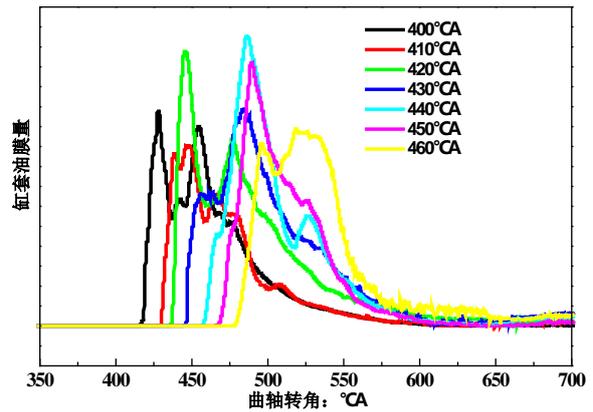


图 19 缸套油膜量

表 4 各方案缸套、活塞油膜最大值

算例	缸套最大油膜量 (mg)	活塞最大油膜量 (mg)
DI400°CA	0.27	0.08
DI410°CA	0.23	0.06
DI420°CA	0.34	0.06
DI430°CA	0.27	0.06
DI440°CA	0.37	0.06
DI450°CA	0.33	0.05
DI460°CA	0.25	0.05

如图 20 为不同喷油时刻方案下的喷油开始后 20°CA 时的缸内流场,从燃油分布可以看到随着喷油时刻推迟,活塞下行,燃油直接撞击活塞造成的活塞油膜量降低,而缸内的大滚流规则性运动于 460°CA 形成,气流卷吸燃油减少了燃油直接撞击缸套及活塞的风险,最终 DI460°CA 方案缸套、活塞油膜量最大值均较低。

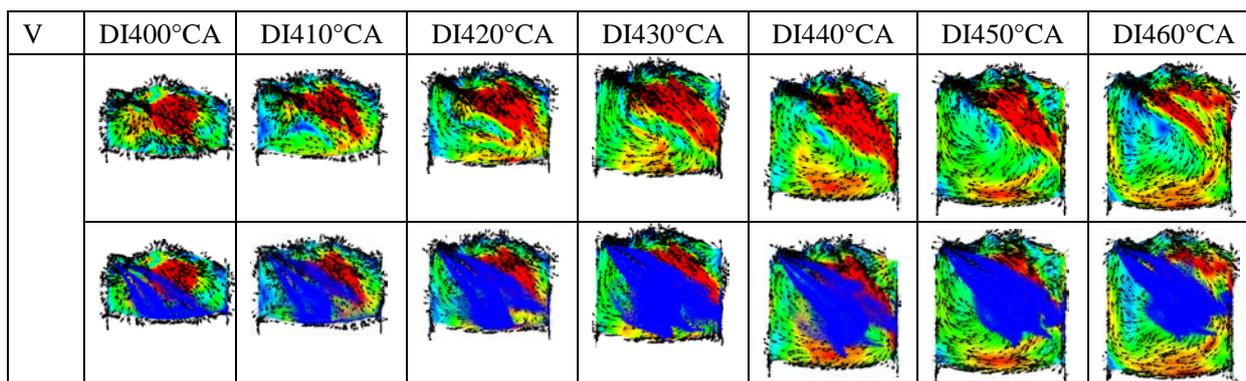


图 20 各方案喷油开始后 20°CA 时流场结果

如图 21、22 为各方案下的燃烧室当量比及火花塞周围当量比分布结果。可以看到,不同喷油时刻对点火时的火花塞周围当量比分布影响较大,随着喷油时刻推迟,火花塞周围燃油变稀,分布不均匀。喷油时刻为 400°CA 及 410°CA 时,当量比分布比较均匀且稍浓,利于火焰快速传播。

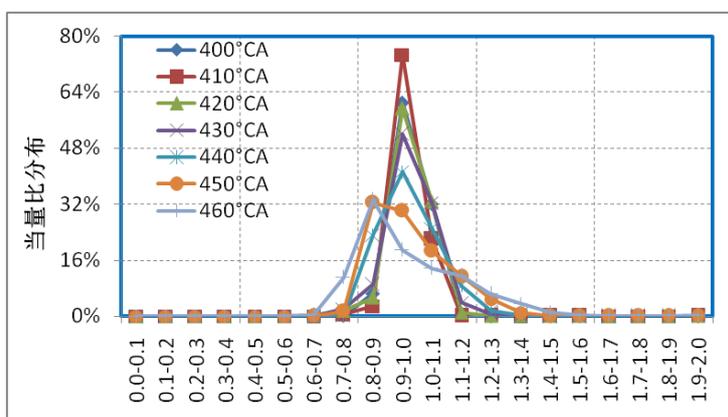


图 21 各方案点火时刻燃烧室内当量比分布

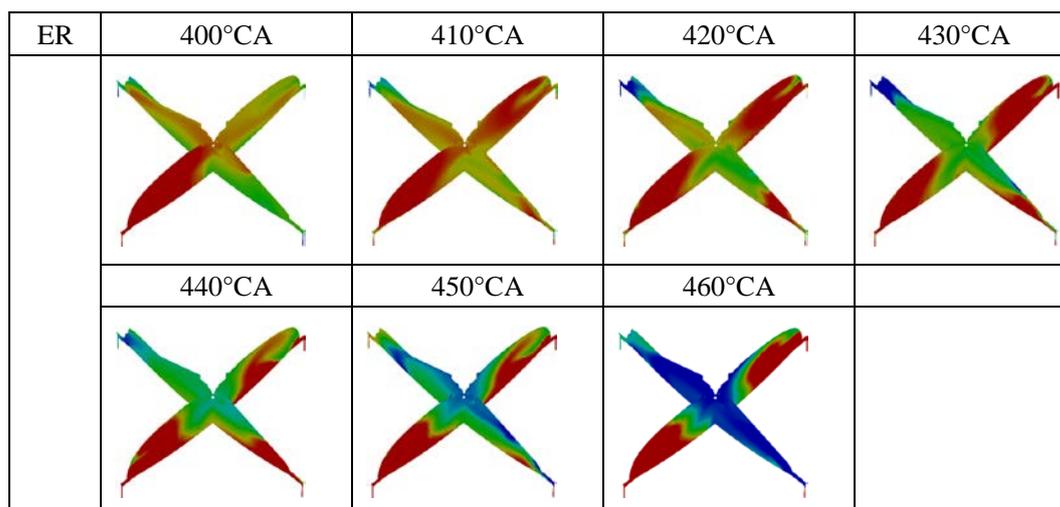


图 22 各方案点火时刻火花塞周围当量比分布

4.3 双喷射模式下直喷喷油时刻对缸内流场、油膜形成的影响

由于双喷射系统可以灵活配置气道喷射及缸内直喷比例，实际喷油策略优化时更具备灵活性。通过对标已有双喷射系统发动机喷油策略，发现 4000rpm_10bar 工况下多采用气道喷射+直喷的喷油策略，同时气道喷射的喷油比例与直喷相当或是偏少，所以本文对于同时采用气道喷射和直喷时的策略优化时，喷油比例选择 4:6（气道喷射：缸内直喷）及 5:5（气道喷射：缸内直喷），气道喷射时刻选择在 200°CA 喷射。如表 5 为双喷射模式下，喷射比例为 4:6 及 5:5 时，直喷的喷油时刻优化计算算例。

表 5 双喷射模式下计算方案

喷射比例 4:6 算例		喷油区间	喷油量 (mg)	喷油压 力 (bar)
气道喷射时刻	410°CA	410°CA~439°CA	14.4	350
200°CA~333° CA, 喷油量 9.6mg, 喷油压 力 3bar	420°CA	420°CA~449°CA	14.4	350
	430°CA	430°CA~459°CA	14.4	350
	440°CA	440°CA~469°CA	14.4	350
	450°CA	450°CA~479°CA	14.4	350
	460°CA	460°CA~489°CA	14.4	350
	喷油比例 5:5 算例		喷油区间	喷油量 (mg)
气道喷射时刻	410°CA	410°CA~435°CA	12	350
200°CA~365° CA, 喷油量 12mg, 喷油压 力 3bar	420°CA	420°CA~445°CA	12	350
	430°CA	430°CA~455°CA	12	350
	440°CA	440°CA~465°CA	12	350
	450°CA	450°CA~475°CA	12	350
	460°CA	460°CA~485°CA	12	350

统计不同算例下滚流比及点火时刻湍动能的计算结果，随着喷油时刻推迟，滚流比峰值逐渐增加，所有方案中，喷油时刻在 450°CA 及 460°CA 时，滚流比峰值最高。同时随喷油时刻推迟，点火时刻，火花塞周围湍动能逐渐增加（喷射比例 4:6 策略下这一趋势更加明显），而图 23 点火时刻火花塞周围的湍动能分布，显示出了在点火时刻，各方案排气门中间区域湍动能均较弱。这一特性表现在所有喷油策略结果之中，点火后不利于火焰的均匀传播。

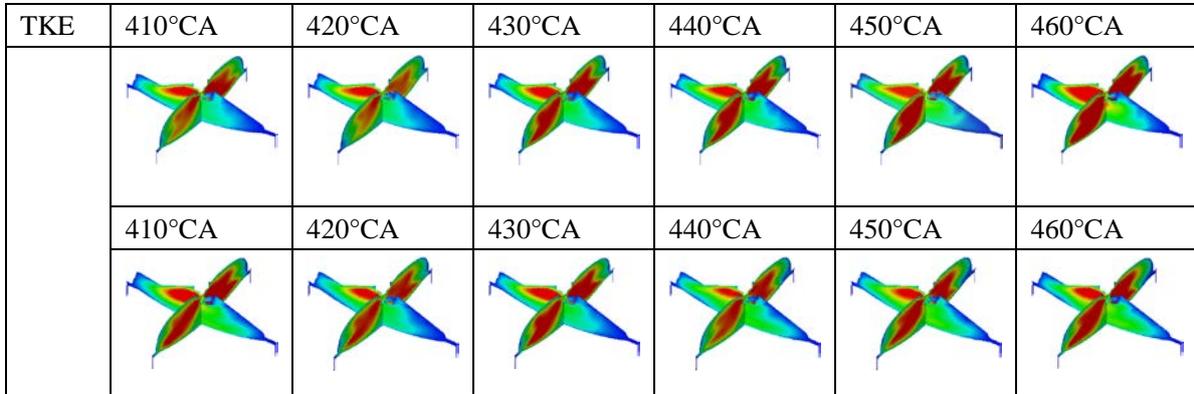


图 23 各方案点火时刻火花塞周围湍动能分布（上行为喷油比例 4:6 计算结果，下行为喷油比例 5:5 计算结果）

如图 24、25、26、27 为各方案下的活塞、缸套油膜量计算结果，表 6 为活塞、缸套油膜量最大值统计结果。喷射比例为 4:6 时，随喷油时刻推迟，活塞最大油膜量逐渐下降（排除 450°CA 算例），缸套最大油膜量呈现出先上升后下降的趋势。喷射比例为 5:5 时，随喷油时刻推迟，活塞最大油膜量呈现先下降后上升的趋势，而缸套最大油膜量没有表现出明显趋势。

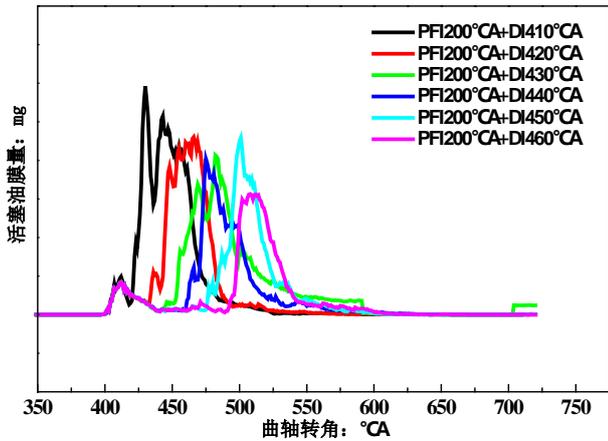


图 24 4:6 喷射比例下活塞油膜量

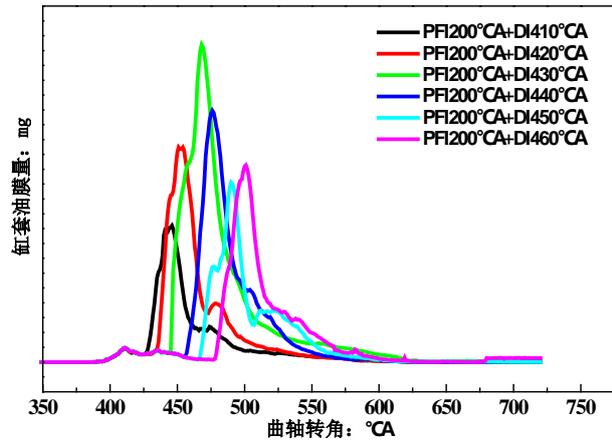


图 25 4:6 喷射比例下缸套油膜量

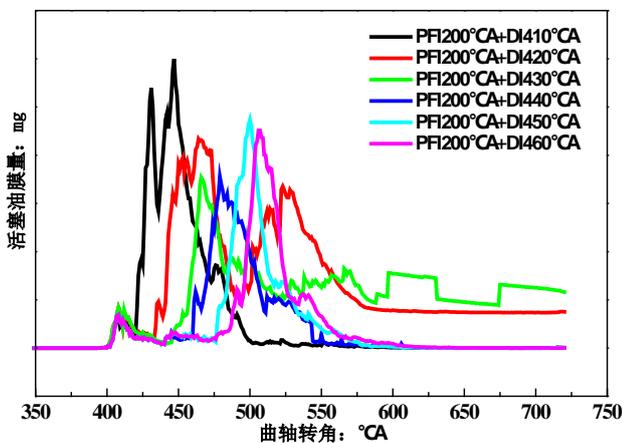


图 26 5:5 喷射比例下活塞油膜量

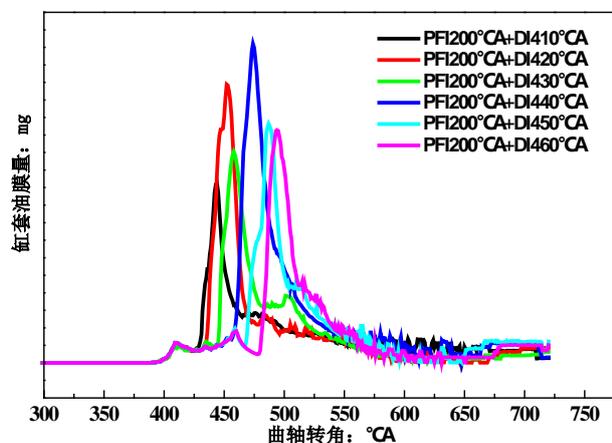


图 27 5:5 喷射比例下缸套油膜量

表 6 各方案缸套、活塞油膜最大值

喷射比例 4:6 算例	缸套最大 油膜量 (mg)	活塞最大 油膜量 (mg)	喷射比例 5:5 算例	缸套最大 油膜量 (mg)	活塞最大 油膜量 (mg)
410°CA	0.23	0.07	410°CA	0.26	0.075
420°CA	0.36	0.06	420°CA	0.40	0.055
430°CA	0.54	0.05	430°CA	0.30	0.044
440°CA	0.43	0.05	440°CA	0.46	0.045
450°CA	0.31	0.06	450°CA	0.34	0.06
460°CA	0.33	0.04	460°CA	0.33	0.057

图 28 为不同喷射比例下不同直喷时刻在喷油开始后 15°CA 的缸内流场及燃油喷射情况，从图中可以看到，采用双喷射模式时，不同直喷喷油时刻下，气道内燃油进入缸内状态不同，油膜形成更加复杂，随喷油时刻推迟，活塞下行，直喷燃油直接撞击活塞形成油膜量降低，喷油时刻推迟至 450°CA 时，气道内油膜撞击缸套后随气流运动流至活塞上，造成活塞油膜量增加。

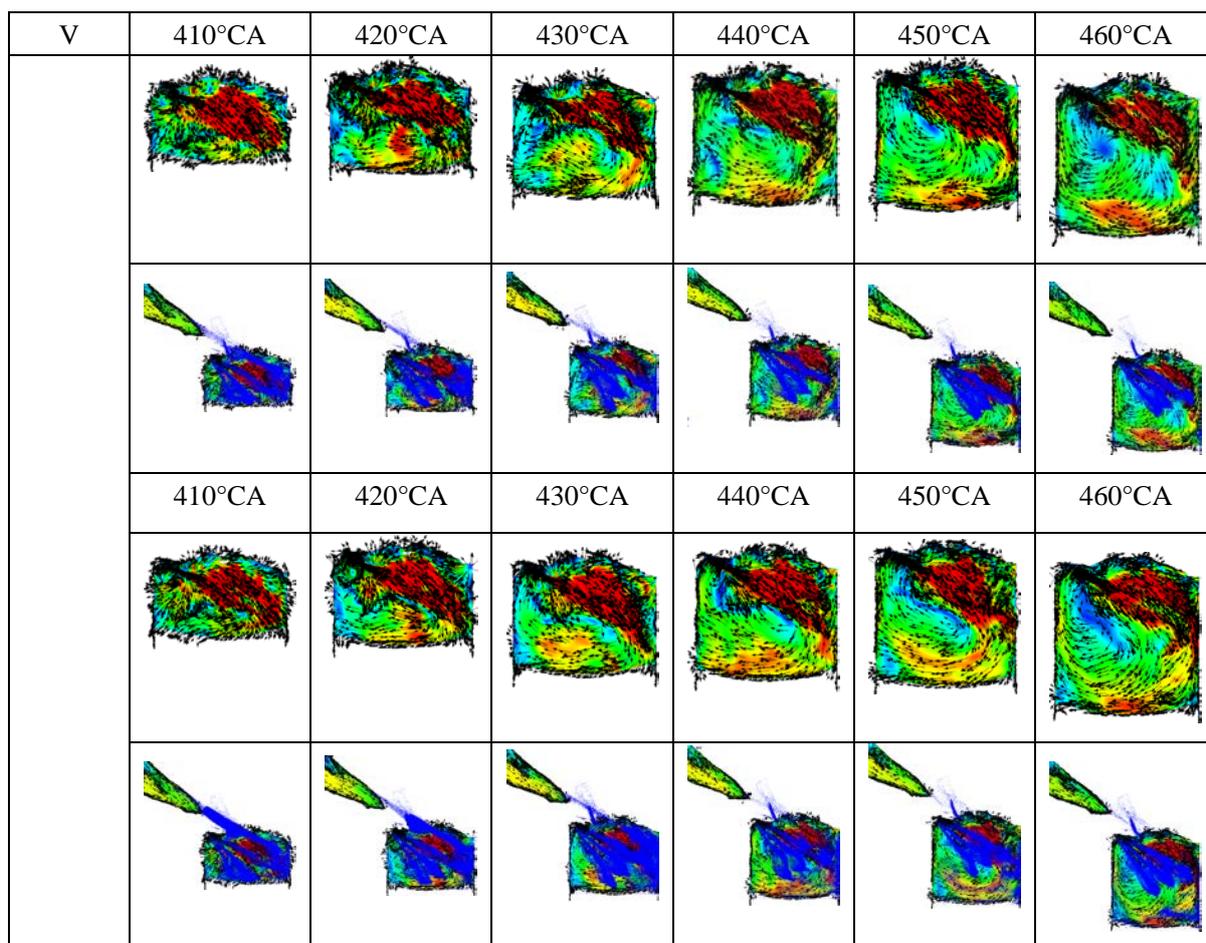


图 28 各方案喷油开始后 15°CA 时流场结果（上行为喷油比例 4:6 计算结果，下行为喷油比例 5:5 计算结果）

图 29、30 为不同喷射比例下的点火时刻缸内当量比统计结果，图 31 为点火时刻火花塞周围当量比的分布情况。不同喷油时刻对点火时的火花塞周围当量比分布影响较大，随喷油时刻推迟，火花塞周围燃油变稀，分布不均匀。喷射比例为 4:6 时，喷油时刻为 420°CA 时，当量比分布比较均匀且稍浓，利于火焰快速传播。而喷射比例为 5:5 时，喷油时刻为 430°CA 及 440°CA 时，当量比分布比较均匀且稍浓，利于火焰快速传播。

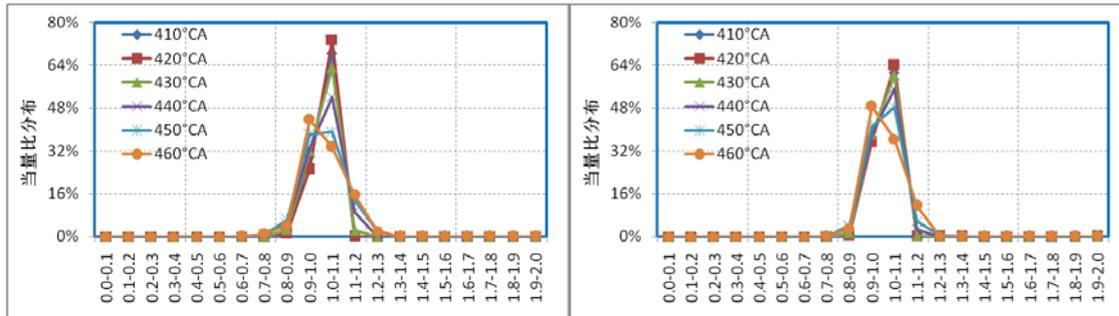


图 29 喷射比例 4:6 下各方案燃烧室内当量比分布 图 30 喷射比例 5:5 下各方案燃烧室内当量比分布

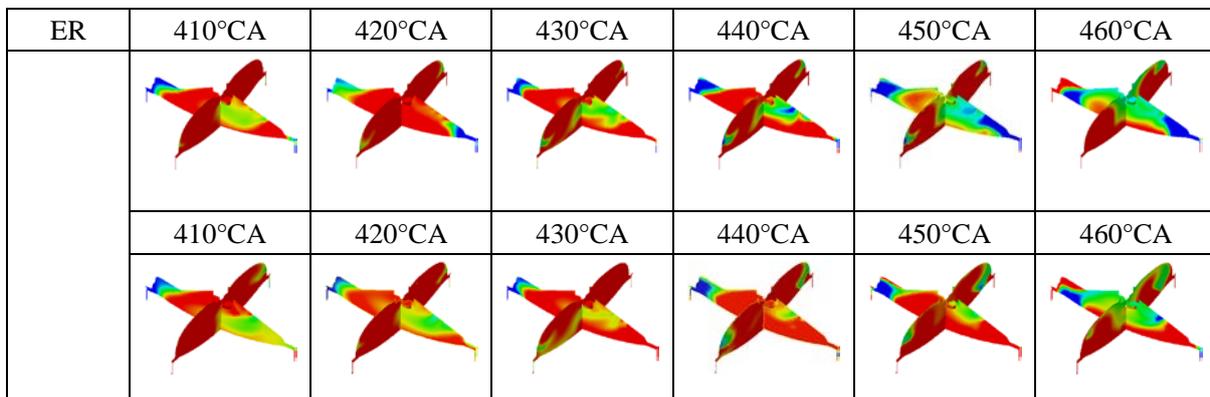


图 31 各方案点火时刻火花塞周围当量比分布（上行为喷射比例 4:6 计算结果，下行为喷射比例 5:5 计算结果）

4.4 综合比较

针对上述几种不同喷油策略，分别选出不同喷油模式下较优的喷油时刻进行燃烧计算，保证各算例边界条件、点火模型、燃烧模型完全一致，同时为减少计算循环次数，气道喷射均采用均匀进气方式。

如图 32 为燃烧计算结果，可以看出，完全采用缸内直喷策略时，缸内的燃烧放热情况较其他方案稍慢，燃烧平均压力及平均温度稍低。其他三种喷射模式的燃烧放热情况类似。图 33 为各方案的火焰面传播过程，可以看出由于排气门中间区域湍动能较弱，各方案均出现了火焰面传播不是很均匀的现象，相比较而言，双喷射模式下（气道喷射与直喷喷射比例 5:5）方案火焰面传播比较均匀。最终选取该喷射模式为此工况下的最优喷射方案。

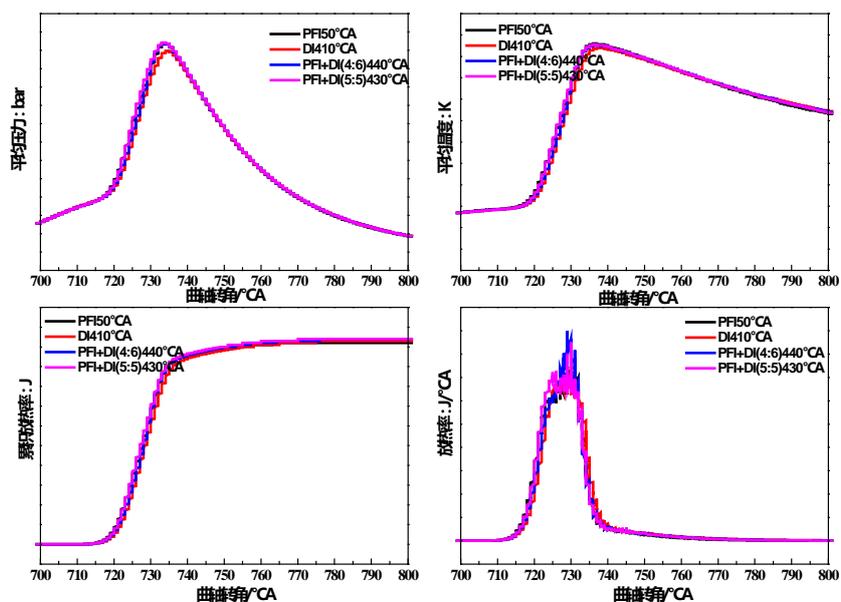


图 32 各优化方案燃烧计算结果

T	时刻	PFI	DI410°CA	PFI+DI(4:6)440°CA	PFI+DI(5:5)430°CA
	708°CA				
	718°CA				
	728°CA				
	738°CA				

图 33 各优化方案火焰面传播结果

5. 参考文献

- [1] 魏传芳, 进气道喷射与缸内直喷组合汽油机微粒排放仿真研究 吉林大学硕士论文, 2015
- [2] 解茂昭, 帅金石, 汽车发动机原理 北京: 清华大学出版社, 2011