

多次喷射对增压直喷汽油机湿壁及碳烟排放影响的 数值研究

Numerical Study of Effects of Multiple Injection on Wall Wetting and Soot Emission in a Turbocharged GDI Engine

信曦 丁宁 张小矛 陈明 徐政 辛军 杨洋
(上海汽车集团股份有限公司技术中心)

摘要：直喷增压汽油机易产生燃油湿壁和混合气不均匀的问题，从而导致碳烟排放上升，而燃油喷射策略对缸内湿壁和混合气形成有显著影响，从而可以通过灵活控制喷射策略使问题得到改善。本文使用 CONVERGE 软件对缸内流动、喷雾、混合气形成和燃烧过程进行了仿真研究，尤其对喷射策略的变化对燃油湿壁、混合气分布和碳烟排放的影响进行了详细分析。对比分析了二次喷射方案和三次喷射方案仿真结果，包括滚流比、湍动能、湿壁量、Lambda 分布、火焰面发展、碳烟排放等。结果表明：在发动机 2000 r/min, BMEP=8 bar 工况下，三次喷射与二次喷射相比，其混合气形成过程更为合理，点火时刻混合气质量较优，缸套湿壁量较高，活塞湿壁量较低，碳烟排放较低。

关键词：直喷汽油机；燃油湿壁；喷射策略；碳烟；数值仿真；CONVERGE

Abstract: GDI engine has the risk of wall wetting and inhomogeneous mixture, which may cause enhancement of soot emission. Injection strategy has obvious influence on wall wetting and mixture formation. This paper did the numerical research of in-cylinder flow, spray, mixture formation and combustion process, with a focus on effect of injection strategy on wall wetting, mixture distribution and soot emission. The simulation results for the case of double injection are compared with that of triple injection, in terms of tumble, T.K.E., wall wetting, lambda distribution, flame front surface propagation, soot emission, etc. The results show that, under 2000 r/min, BMEP=8 bar operating condition, the triple injection case has more reasonable mixture formation process, better quality mixture at ignition timing. Piston wetting and soot emission of triple injection case are lower, while liner wetting is higher.

Key words: GDI engine; Wall wetting; Injection strategy; Soot; Numerical simulation; CONVERGE

1 概述

随着能源和环境问题的日益严峻，各国在排放法规上的限制也逐渐苛刻。缸内直喷汽油机由于其节能减排的优势和优秀的开发潜力，近年来在乘用车上得到了广泛的应用。但是由于缸内直喷汽油机燃油直接喷入缸内，一方面会造成缸套及活塞湿壁，另一方面易产生过浓混合气区，均会导致

碳烟排放问题。燃油喷射策略作为灵活的控制手段为改善问题提供了可能，通过合理优化喷射策略，可以有效降低燃油湿壁量，并且优化点火时刻缸内混合气质量，从而减少碳烟排放^[1-5]。

本文针对缸内直喷汽油机的湿壁和碳烟排放问题，使用三维 CFD 软件 CONVERGE 对某 1.8L 直喷增压汽油机进行了数值仿真，对比了不同喷射策略方案的缸内流动、喷雾、燃烧和排放情况。探讨了不同喷射策略对湿壁和排放的影响，为优化提供了依据。

2 发动机参数与研究方案

2.1 发动机参数

本文研究采用的发动机为直列四缸涡轮增压汽油机，其中进气道为滚流进气道；燃烧室为屋脊型；活塞顶为浅盆型；喷射方式为中心、顶置、多孔式喷射；燃烧方式为均质燃烧。燃烧系统及喷雾油束如图 1 所示，发动机主要技术参数如表 1 所示。

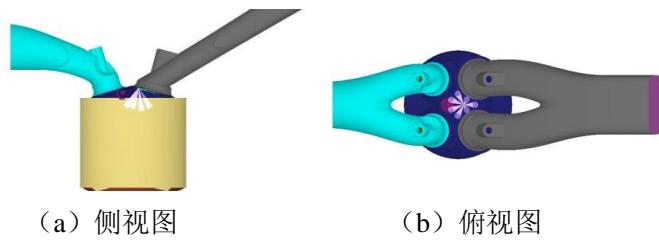


图 1 直喷汽油机燃烧系统

表 1 发动机主要技术参数

项目	参数值
缸径 / mm	88
行程 / mm	73.9
总排量 / mL	1798
压缩比	10
喷孔数	7
喷孔直径 / μm	180
最大喷射压力 / bar	150

2.2 研究方案

本文研究选取的工况为 2000 r/min, BMEP=8 bar, 该点为台架试验碳烟排放较高的工况点。分别采用二次喷射和三次喷射的燃油喷射策略，总喷射量均为 26 mg，喷射压力为 150 bar，燃油喷射策略如表 2 所示。点火时刻为 704 °CA (以压缩上止点为 720 °CA)。计算范围为 320 °CA 到 900 °CA，包含进气门打开到排气门打开的进气、压缩、燃烧过程。

表 2 研究方案燃油喷射策略

项目	二次喷射方案		三次喷射方案	
	起始角/ °CA	持续角/ °CA	起始角/ °CA	持续角/ °CA
第一次喷射	420	10.88	445	10.74
第二次喷射	637.27	7.73	594.7	5.3
第三次喷射	-	-	647.43	2.57

3 研究对象的数值建模

3.1 计算网格

本研究采用 CONVERGE 软件的自适应网格，对于计算网格时间和空间上进行了分区加密设置，能够更好的提高计算精度和节省计算时间。基本网格尺寸设置为 4mm；对进气道和气缸采用针对速度和温度的自适应加密，最大加密倍数为 3 倍；针对模型关键区域进行分区加密，具体加密设置如表 3 所示。计算最大网格数为 80 万。

表 3 分区加密设置

加密区域	气门阀座	喷雾油束	点火源	点火区域	气缸整体
加密倍数	3	3	5	3	1
加密区间	全过程	喷射过程	点火过程	点火过程	全过程

3.2 计算模型

仿真分析包含缸内的流动、喷雾和燃烧的整个过程，涉及到两相流和化学反应，具体的计算模型设置如表 4 所示。其中因需要详细考察活塞和缸套的湿壁现象以及燃烧过程，碰壁模型选用 Wall Film 模型，燃烧模型采用的 SAGE 模型为详细化学反应动力性模型，其中包含 38 种组分，59 个反应步。

表 4 计算模型

湍流模型	RNG k- ϵ 模型
破碎模型	KH-RT 模型
喷射液滴分布	Rosin-Rammler (based on SMD) 模型
蒸发模型	Frossling 模型
碰壁模型	Wall Film 模型
燃烧模型	SAGE Detailed Chemistry 模型
壁面传热模型	O'Rourke and Ameden 模型
NOx 排放模型	Extended Zeldovich NOx 模型
Soot 排放模型	Hiroyasu Soot 模型

3.3 边界条件与初始化

本文进出口边界为进气道入口和排气道出口，分别赋予瞬态压力和温度值，数据来自与试验对标过的一维 GT-Power 模型计算结果，如图 2 所示。计算模型的温度边界条件采用固定壁温，按边界分区赋予工程经验值。

进排气道和缸内初始压力和温度同样来自 GT-Power 模型计算结果。进气道内初始组分为空气，包含氧气和氮气；气缸内和排气道内初始组分为燃烧废气，包含二氧化碳、水蒸气、氮气，其比例按照当量空燃比计算得出。

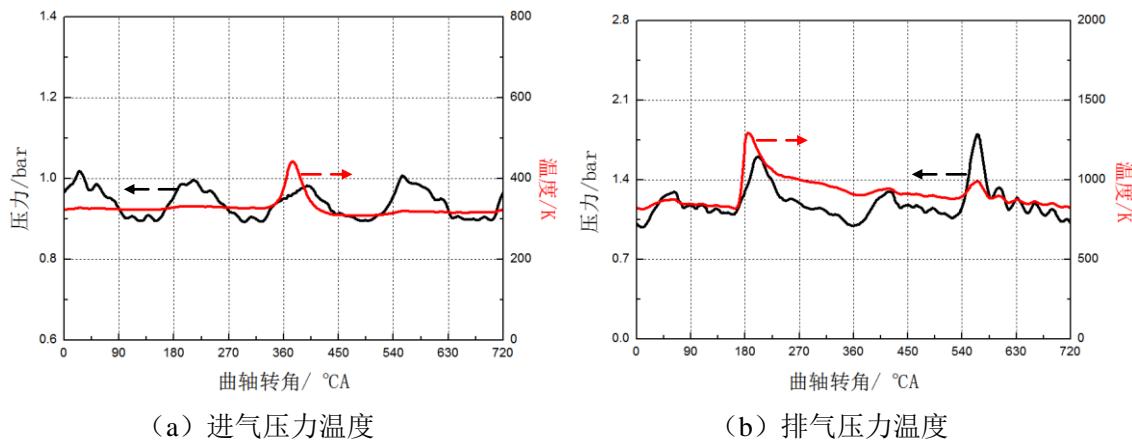


图 2 边界条件

4 计算结果及分析

4.1 流动、喷雾及混合气形成

直喷汽油机缸内流动和喷雾会相互作用，共同决定混合气分布情况。图 3 为缸内气体质量的变化规律，两者基本相同。图 4 和图 5 分别为缸内滚流比和湍动能的变化规律，喷射策略的改变对二者均有影响，三次喷射方案的滚流比受喷射策略影响，在下止点较低，但在压缩行程末期较高；湍动能会随喷射出现峰值，在上止点处二次喷射方案的湍动能略高于三次喷射方案。图 6 为缸内 SMD 的变化规律，两方案的 SMD 基本在 $20\mu\text{m}$ 以下。

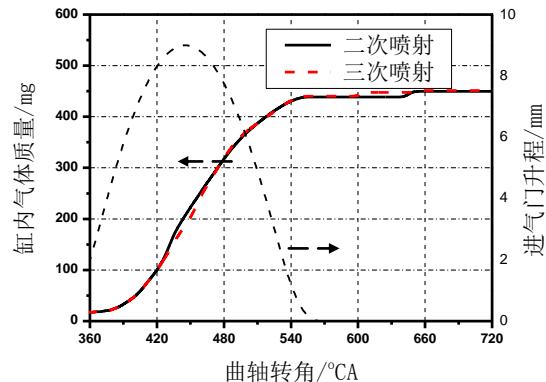


图 3 缸内气体质量

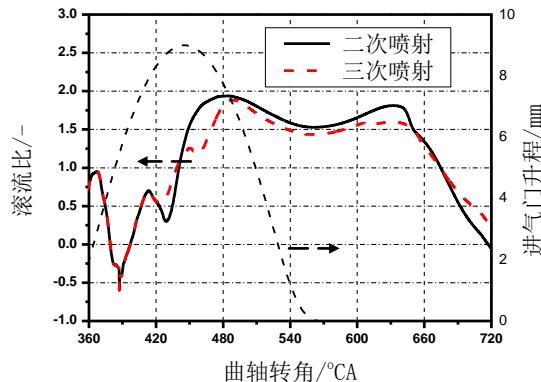


图 4 缸内滚流比

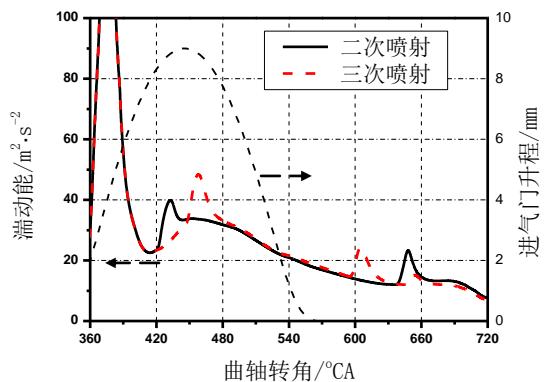


图 5 缸内湍动能

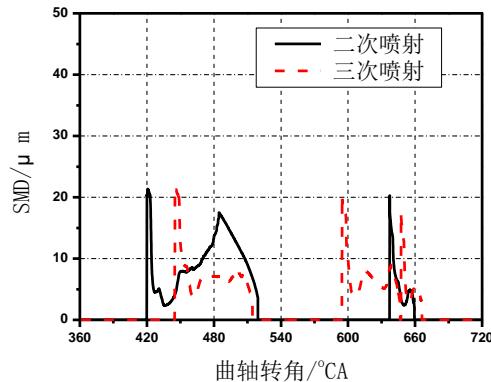


图 6 缸内 SMD

缸内喷雾形态和喷射策略是缸内混合气形成的关键，混合气的质量直接决定了燃烧和排放性能的优劣。对于缸内直喷汽油机而言，其缸内混合气在进气压缩过程中形成，故在点火时刻形成尽可能均匀的混合气对于点火、燃烧及排放有着重要的意义。图 7 为两种喷射方案缸内混合气 Lambda 分布，展示了燃油喷射以及混合气形成的过程。可以发现，喷射策略的变化对混合气形成过程影响明显，其中二次喷射方案第一次喷射较早，可以明显看出燃油撞击到活塞顶面，将会导致活塞湿壁现象，但由于其混合时间略长，故在 550 °CA 时混合气分布略优于三次喷射方案。但其第二次喷射的燃油量较大，再次撞击活塞，且导致混合不够充分，在 650 °CA 时 Lambda 分布仍有很大的梯度，而此时由于三次喷射方案已经完成前面两次喷射，故其 Lambda 分布梯度不大，过浓和过稀区都相对较小。700 °CA 时，两方案燃油喷射均已结束，其中二次喷射方案在进排气侧均有较明显的过浓混合气区域，而三次喷射方案混合气质量相对较优。故喷射策略的改变对缸内混合气的形成有明显影响，经过分析，三次喷射方案的混合气形成过程更为合理，在压缩行程中分为两次喷射，避免了燃油喷射过为集中造成混合不充分的情况。

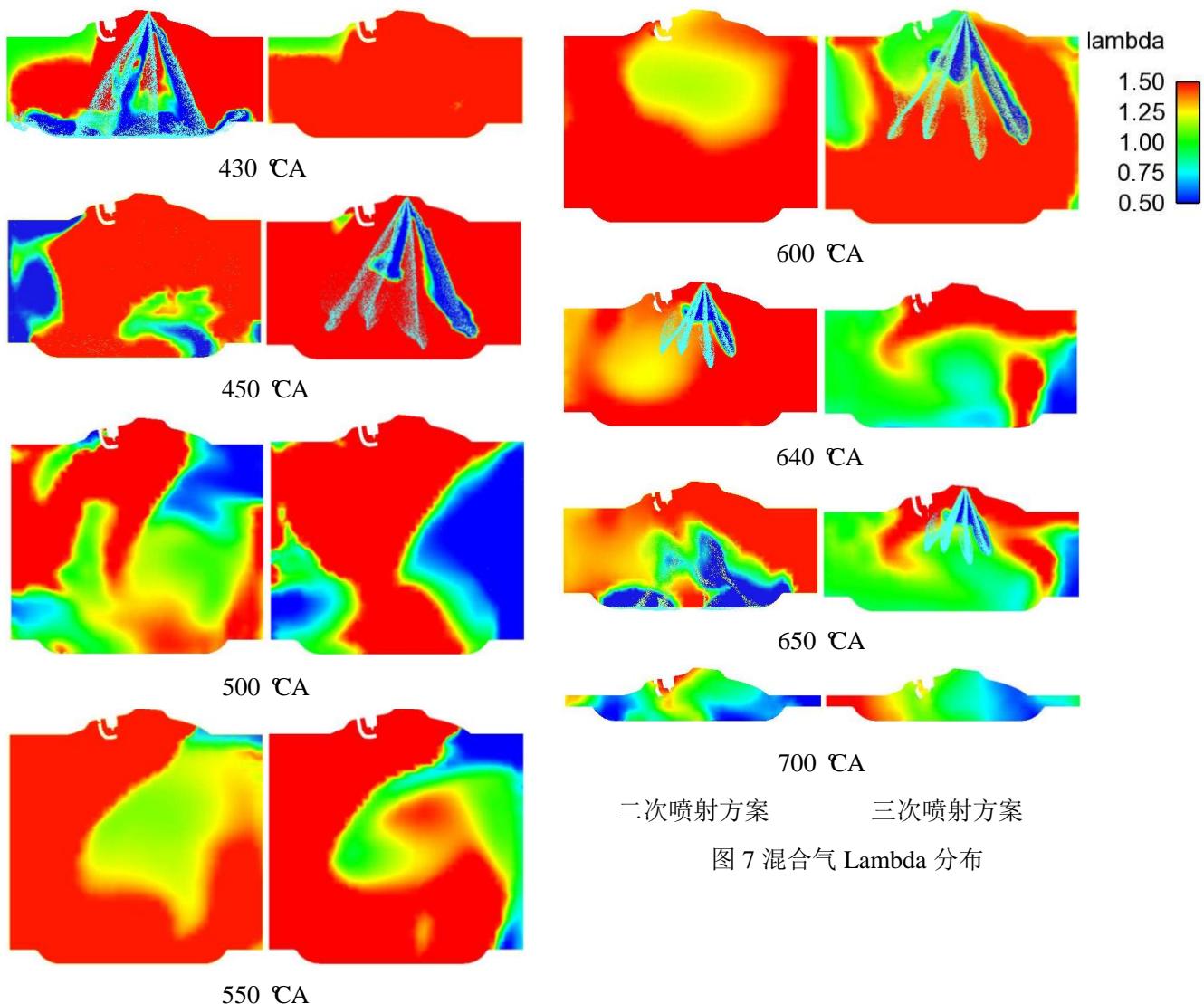


图 7 混合气 Lambda 分布

图 8 为点火时刻 (704 °CA) 缸内混合气 Lambda 分布，两种方案在火花塞处的混合气质量较好，能够保证点火顺利进行。但二次喷射方案的混合气 Lambda 梯度较大，且过浓区和过稀区都要比三次喷射方案大，这对于燃烧和排放均非常不利，过浓区将会导致碳烟的生成。三次喷射方案的 Lambda 为当量比附近的区域相对较大，有利于点火和火焰面的发展。这主要是由于二次喷射方案在压缩行程燃油喷射集中，贯穿距较大，且由于其喷射时刻较晚，并无充分的时间进行混合，故造成了点火时刻缸内混合气质量较差。而三次喷射方案第二次喷射时刻 (594.7 °CA) 较二次喷射方案 (637.27 °CA) 显著提前，且在喷射较晚的第三次喷射分配较小的燃油，从而使得其整体的油气混合时间要长于二次喷射方案，故在点火时刻形成较优的混合气分布。

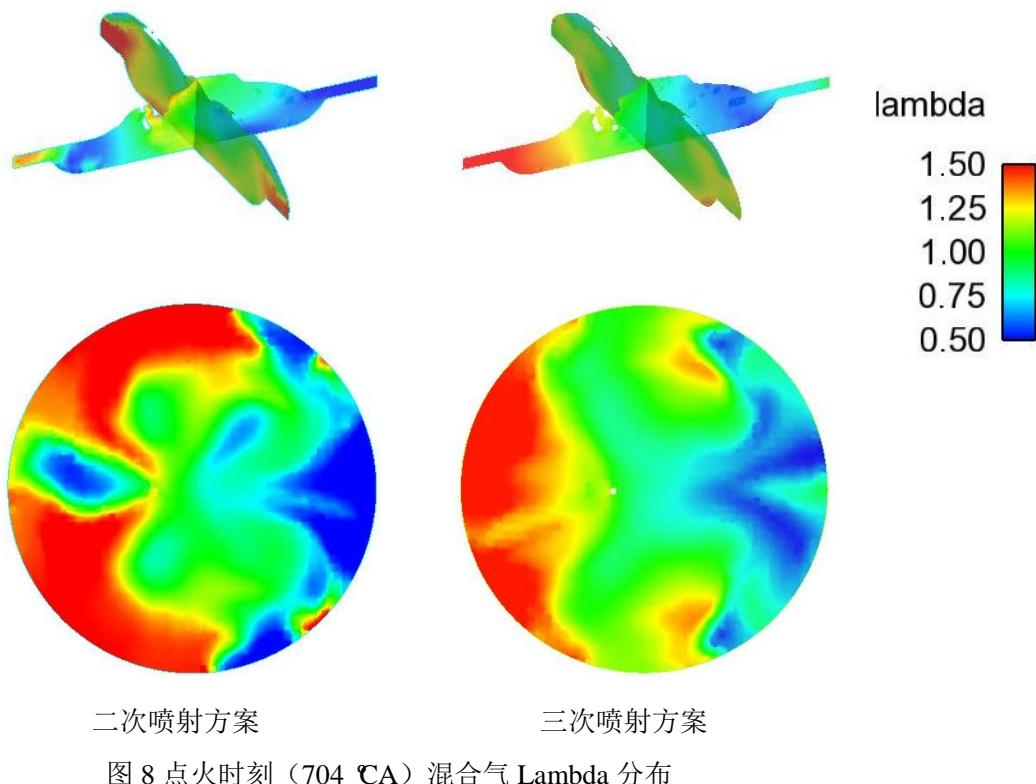


图 8 点火时刻 (704 °CA) 混合气 Lambda 分布

4.2 活塞湿壁与缸套湿壁

燃烧室内的液态燃油湿壁是产生碳烟的主导因素，故可以通过降低燃油湿壁来降低碳烟排放^[6]。直喷汽油机燃油湿壁问题主要集中在活塞和缸套上，而燃油喷射策略的改变会对湿壁产生明显影响。图 9 和图 10 分别为活塞上的油膜质量和累积油膜质量，可以发现二次喷射方案的油膜产生在时间上更为集中，且幅值要更大，最终在上止点累积油膜质量明显高于三次喷射方案。因为三次喷射方案的第一次喷射较晚，此时活塞距喷射点较远，故产生活塞湿壁较小，而压缩行程中喷射两次降低了贯穿距离，也减少了活塞湿壁。

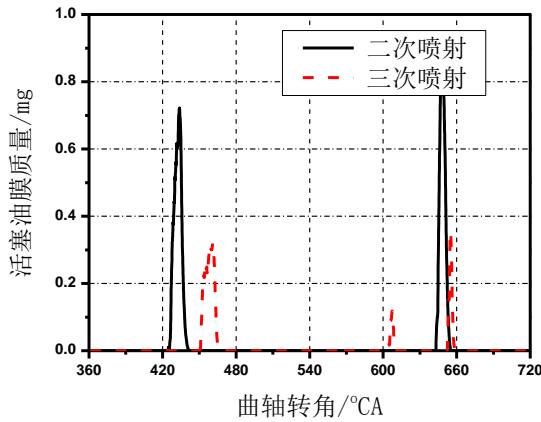


图 9 活塞油膜质量

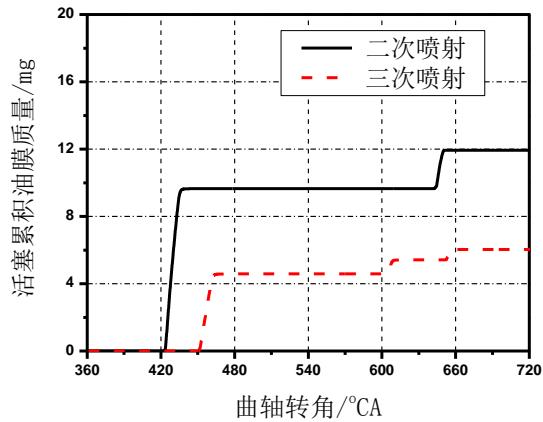


图 10 活塞累积油膜质量

图 11 和图 12 分别为缸套上的油膜质量和累积油膜质量，可以发现二次喷射方案只有第一次喷射产生了油膜，而第二次喷射则无油膜，其累积油膜质量小于三次喷射方案。这是由于二次喷射方案的第二次喷射时刻早和贯穿距小导致的。而三次喷射方案只有前两次喷射产生了缸套湿壁，第三次喷射由于燃油喷射量较小并未产生缸套湿壁。

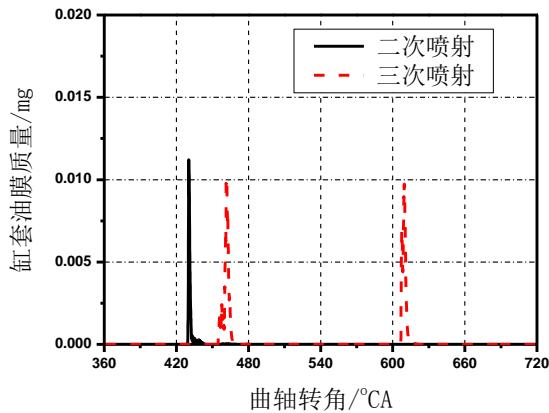


图 11 缸套油膜质量

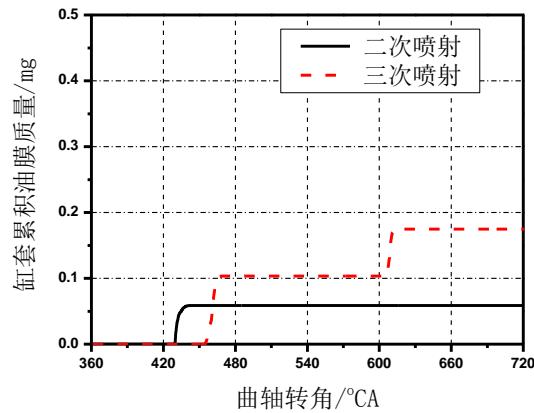
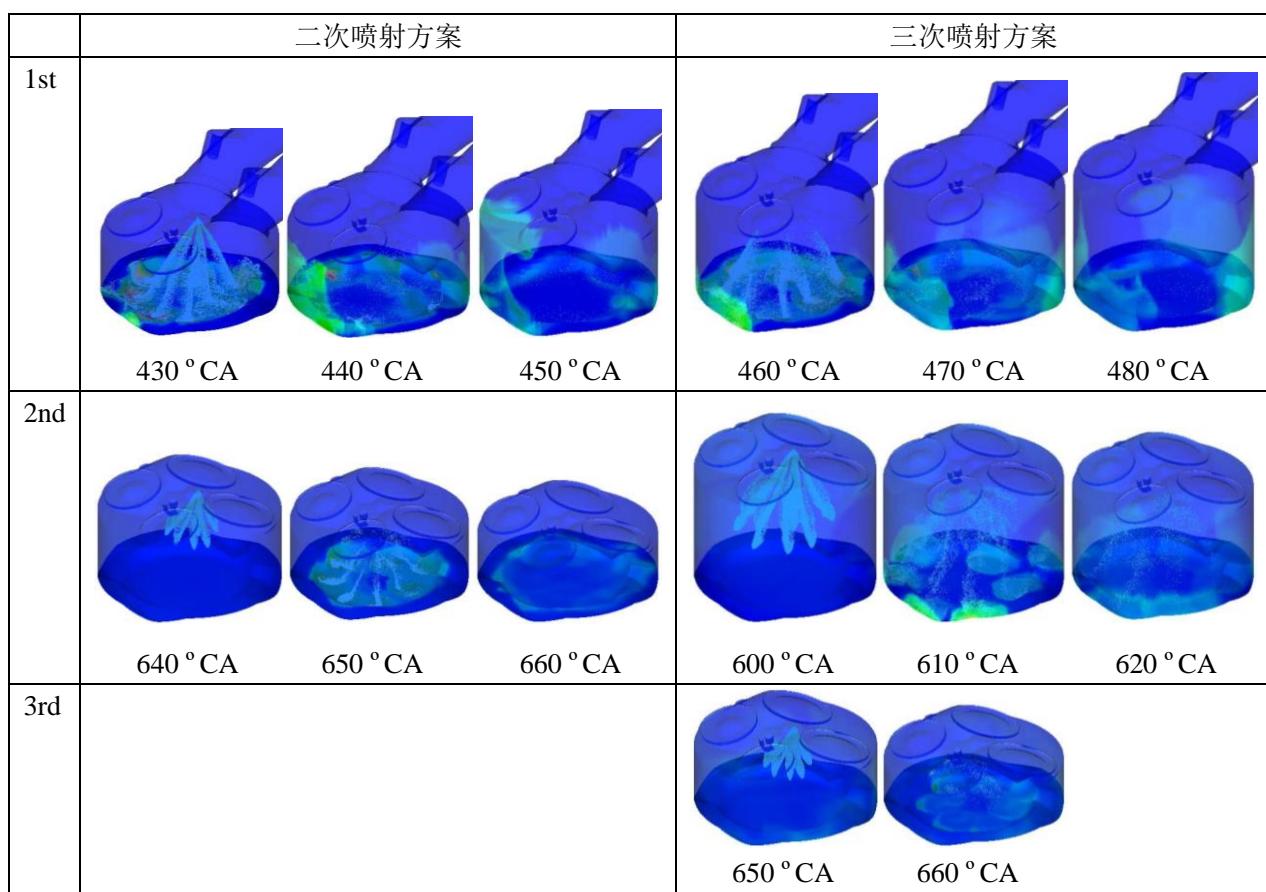


图 12 缸套累积油膜质量

表 5 中详细展示了喷射过程中缸内燃油湿壁分布情况。可以发现，进气行程喷射过早会导致燃油撞击活塞顶面，且反弹至缸套，同时造成活塞和缸套上的湿壁。两种方案第一次燃油喷射量基本相同，二次喷射方案喷射较早，明显撞击到活塞顶面，燃油反弹至缸套甚至燃烧室顶面上；三次喷射方案由于较晚的喷射，其活塞和缸套湿壁量均有降低，故应控制进气行程喷射时间使其尽量减少对活塞的直接冲击。二次喷射方案压缩行程喷射较晚，此时燃油仍然明显撞击活塞顶面，但并未反弹至缸套，从而第二次喷射并未产生缸套湿壁；三次喷射方案在压缩行程分两次进行喷射，且分配约为 2:1 的喷射比例，减小了贯穿距离，从而活塞上产生的湿壁较小，但缸套上再次产生了湿壁。故压缩行程分两次喷射可减小贯穿距离，减少活塞湿壁。根据以上分析，该种燃油喷射布置的两种方案活塞顶面均为重点湿壁区域，三次喷射方案的缸套湿壁大于二次喷射方案，但活塞顶面湿壁的湿壁量有明显的减小，累积油膜质量由 11.93mg 减小为 6.03mg，综合考虑，应认为三次喷射方案具有更好的避免燃油湿壁的能力。

表 5 缸内燃油湿壁分布



4.3 燃烧与排放

燃烧过程是发动机燃烧系统的关键问题，直接影响发动机的动力性能、经济性能和排放性能。详细考察燃烧和排放的影响能够更有力的为喷射策略的优化提供支撑。表 6 为三次喷射方案仿真值和试验值的比较，其中最大缸压及位置较为接近，误差在 5% 以内，CA10 和 CA50 的误差在 0.5 °CA 以内，故认为燃烧仿真过程较为合理，能够为方案的对比提供参考。图 13 为两种方案缸内压力比较，三次喷射方案 (4.31MPa) 稍高于二次喷射方案 (4.18MPa)，图 14 为两种方案缸内温度比较，三次喷射方案 (2310K) 稍高于二次喷射方案 (2255K)。图 15 和图 16 分别为放热率和累积放热率，三次喷射方案的放热率峰值高于二次喷射，表明三次喷射方案的燃烧速度较快；且三次喷射方案累积放热率最终值较高，表明燃烧更加充分。综合分析，三次喷射方案的燃烧效果要优于二次喷射方案。为进一步研究混合气分布对燃烧的影响，还需详细考察燃烧在燃烧室空间上的发展。

表 6 三次喷射方案仿真值与试验值比较

	最大缸压 / MPa	最大缸压位置 / °CA ATDC	CA10 / °CA ATDC	CA50 / °CA ATDC
试验值	4.21	19.16	3.79	14.11
仿真值	4.30	20.00	3.61	13.80
误差	0.09	0.84	-0.18	-0.31

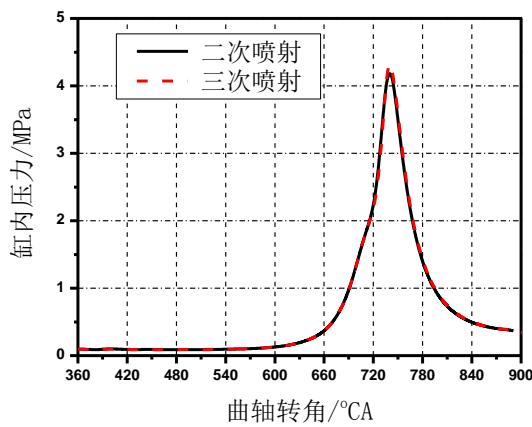


图 13 缸内压力

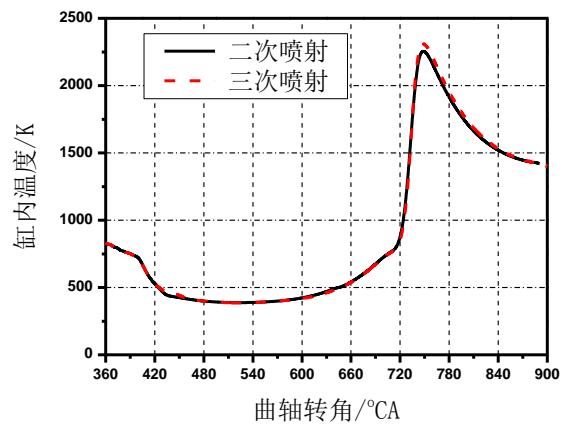


图 14 缸内温度

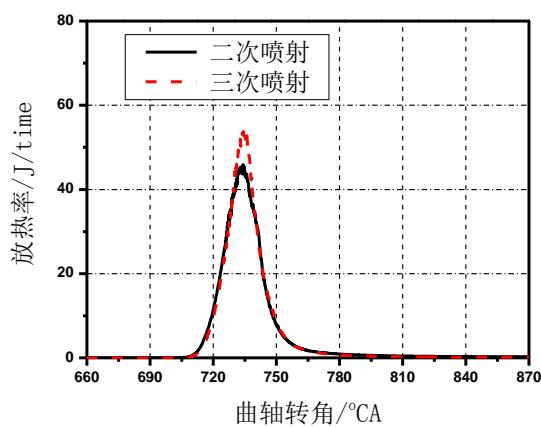


图 15 放热率

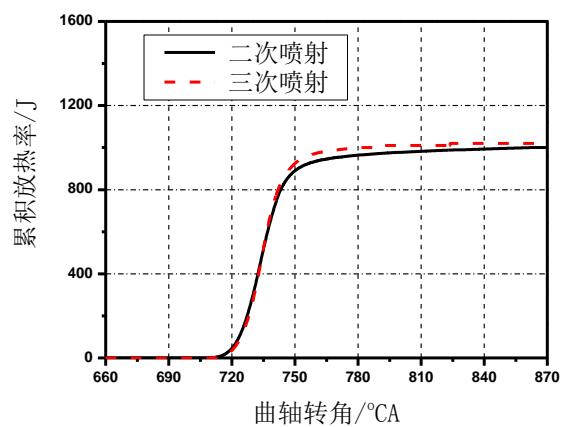


图 16 累积放热率

燃烧过程与燃烧室空间混合气分布密切相关，故详细考察火焰前锋面在燃烧室内的发展过程对评价燃烧水平的优劣有着重要意义。图 17 为 720 °CA 和 730 °CA 时刻燃烧火焰前锋面的位置，在 720 °CA 时三次喷射方案火焰面包络空间更大，表明其燃烧速度更快；在 730 °CA 时二次喷射方案的进气门侧火焰面发展有所欠缺，而三次喷射方案火焰面更为饱满，表明其燃烧发展更均匀。这主要是由混合气分布决定的，由混合气分析可知，二次喷射方案混合气 Lambda 分布梯度较高，且在进气门侧有明显的过浓混合气区域，将会影响火焰面的发展，而三次喷射方案具有较优的混合气质量，其火焰前锋面的发展相对充分。



图 17 燃烧火焰前锋面

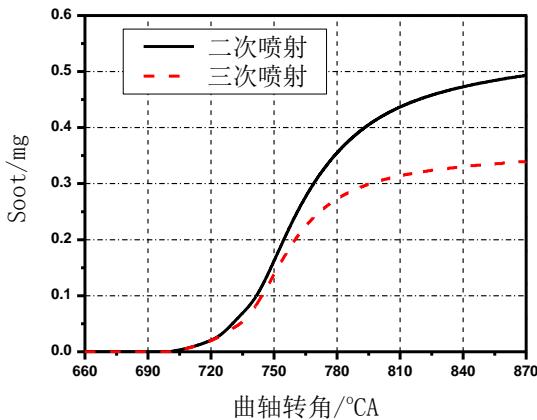


图 18 缸内 soot 排放

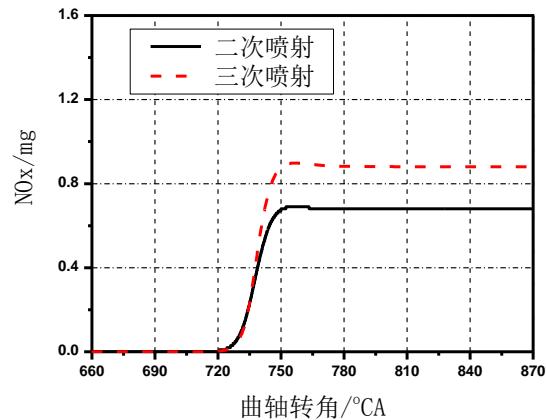


图 19 缸内 NOx 排放

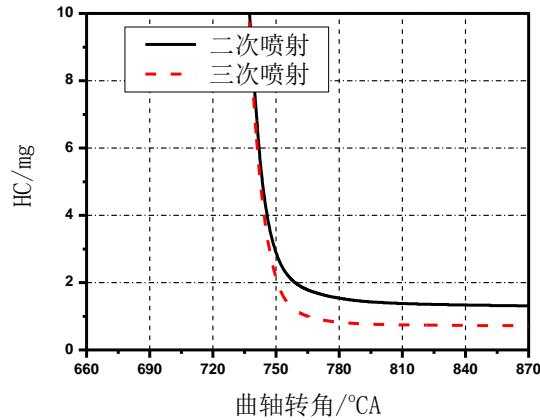


图 20 缸内 HC 排放

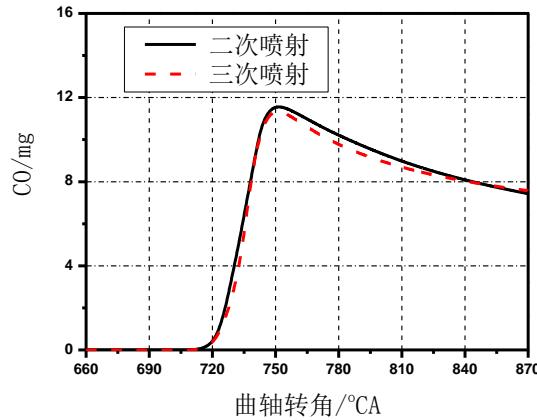


图 21 缸内 CO 排放

图 18-21 为两种方案缸内 soot、NOx、HC、CO 排放规律。可以看出三次喷射方案的 soot 和 HC 排放较二次喷射方案有所降低，由于缸内温度较高导致 NOx 有所上升，CO 无明显差别。由于二次喷射方案压缩行程喷射较晚，造成了混合气局部混合不均匀，且过多的燃油撞击活塞顶面导致了较高的活塞湿壁，均会导致更多 soot 的产生^[7]。所以可以通过控制燃油喷射策略，避免因过早喷射和过晚喷射产生的混合不均和活塞湿壁量高的问题，从而降低 soot 排放。

图 22 为缸内 soot 排放等值面，可以看出二次喷射方案的 soot 分布集中且较靠近气缸中心和活塞，而三次喷射方案的 soot 分布较为分散且部分靠近缸壁。主要是由于二次喷射方案的活塞湿壁较多，而三次喷射方案的缸套湿壁较多，活塞和缸套的燃油湿壁会造成近壁面形成过浓混合气区，从而导致活塞和缸壁附近产生 soot 排放。以上分析表明，通过优化点火时刻混合气质量和减少燃油湿壁，可以优化燃烧过程，减少缸内 soot 排放。

878 °CA



二次喷射方案



三次喷射方案

图 22 Soot 排放等值面

5 结论

(1) 缸内流场与喷雾相互作用，共同决定混合气形成。两种喷射方案缸内气体运动差别较小，三次喷射方案滚流比和湍动能均略低于二次喷射方案。三次喷射方案混合气形成过程较为合理，避免了过早喷射撞击活塞和过晚喷射量大产生的混合不均问题，最终在点火时刻形成的混合气质量较优。

(2) 喷射策略对活塞湿壁和缸套湿壁影响明显。其中三次喷射方案的活塞湿壁较二次喷射方案有明显改善，但缸套湿壁量有所上升，其活塞湿壁量的减少主要是由于第一次喷射时刻的推后和喷射次数增多使贯穿距离缩短所致，故活塞湿壁情况与喷射时刻和喷射次数密切相关。

(3) 燃烧及排放受混合气分布和燃油湿壁综合影响。三次喷射方案的燃烧特性较优，其燃烧速度更快，火焰面发展更充分，这主要是由其良好的混合气分布决定的。三次喷射方案生成的 soot 排放低于二次喷射方案，这主要是由其较低的活塞湿壁量决定的。可通过控制压缩行程的燃油喷射策略来降低 soot 排放。

6 致谢

本论文工作得到 IDAJ 公司张志宏、叶良春、钟修林等专家的技术支持，在此表示感谢。

7 参考文献

- [1] Tommaso Lucchini, Gianluca D' Errico and Angelo Onorati, et al. Development of a CFD Approach to Model Fuel-Air Mixing in Gasoline Direct-Injection Engines. SAE Paper 2012-01-0146, 2012.
- [2] Xiangang Wang, Zongsong Zhan, Xun Yu, et al. Experimental Study on Injector Spray Pattern Optimization for a Turbocharged GDI Engine Combustion System. SAE Paper 2014-01-1439, 2014.
- [3] Jianwen Li and Ronald D. Matthews et al. Further Experiments on the Effects of In-Cylinder Wall Wetting on HC Emissions from Direct Injection Gasoline Engines. SAE Paper 1999-01-3661, 1999.
- [4] M. C. Drake, T. D. Fansler, A. S. Solomon, et al. Piston Fuel Films as Source of Smoke and Hydrocarbon Emissions from a Wall-Controlled Spark-Ignited Direct-Injection Engine. SAE Paper 2003-01-0547, 2003.
- [5] Luca Olmo and John Thornton. CFD Analysis of Mixture Formation and Combustion Process for High Performance DI Gasoline Engine. SAE Paper 2005-01-0214, 2005.
- [6] Fabian Köpple, Paul Jochmann and Andreas Kufferath. Investigation of the Parameters Influencing the Spray-Wall Interaction in a GDI Engine—Prerequisite for the Prediction of Particulate Emissions by Numerical Simulation. SAE Paper 2013-01-1089, 2013.
- [7] Giovanni Bonandrini, Rita Di Gioia, Domenico Papaleo and Luca Venturoli. Numerical Study on Multiple Injection Strategies in DISI Engines for Particulate Emission Control. SAE Paper 2012-01-0400, 2012.