

基于 CONVERGE 的柴油机低温燃烧计算

Simulation of Low Temperature Combustion of Diesel Engine Based on CONVERGE

刘明嘉 夏兴兰

(中国一汽无锡油泵油嘴研究所, 江苏 无锡 214036)

LIU ming-jia XIA xing-lan

(FAW Wuxi Fuel Injection Equipment Research Institute, Wuxi 214063, China)

摘 要: 柴油机低温燃烧具有实现高效率、超低排放的潜力, 燃烧控制的优化是实现高效清洁燃烧的关键; 本文采用 3 维 CFD 软件 CONVERGE 对 CA6DL2 柴油机低温燃烧进行了模拟, 并与试验结果进行对比标定, 了解中低负荷下柴油机低温燃烧的特性, 分析了不同 EGR 率和不同喷油时刻对燃烧特性和排放的影响。

关键词: 柴油机 低温燃烧 冷焰 CONVERGE

Abstract: Low temperature combustion has the ability to achieve high efficiency, ultra low emission, the optimization of combustion's control is the key to realize high efficiency and clean efficiency and clean combustion. In paper, the LTC of CA6DL2 diesel engine were simulated by CONVERGE, the simulation results were compared with test results, to understand the characteristics of LTC of diesel at middle and low load, to study the effect of different EGR ratio and different injection timing on the characteristics of combustion and emission.

Key words: Diesel Low Temperature Combustion cool flame CONVERGE

1、概述

柴油机低温燃烧技术能够在保持较低排放的同时显著拓宽发动机的负荷范围, 是满足现在和将来日益严格的排放法规的重要技术^[1]。与传统的直喷式柴油机燃烧相比, 低温燃烧通常增加燃烧前的油气混合, 或采用较高的 EGR, 由空气或者 EGR 稀释后的混合气氧浓度下降且使燃烧温度降低, 从而减少 NO_x 的生成, 均质混合气形成减少了局部过浓区域从而减少了 soot 的生成^[2]。

燃烧的优化是实现高效清洁燃烧的关键, 三维数值模拟对柴油机喷雾和燃烧优化控制有着举足轻重的作用^[3]。通过对柴油机缸内过程的模拟, 可以得到发动机缸内流场、温度场、混合物浓度场、NO_x 和 soot 生成量等信息, 从而详细了解缸内喷雾、燃烧和排放物的生成过程^[4]。

本文采用 CONVERGE 计算软件对柴油机低温预混合燃烧过程进行模拟, 并计算结果与试验结

果进行对比标定，深化对低温燃烧的理解，为低温燃烧提供一定的技术支持。

2、计算对象参数及工况

计算机型为 CA6DL2 增压中冷发动机，其主要参数见表 1：

表 1 CA6DL2 柴油机基本参数

参数	名称
缸数	6
缸径×行程 (mm)	112×145
压缩比	16.5
连杆长 (mm)	228
余隙 (mm)	0.9
油嘴孔数×孔径 (mm)	8×φ0.165
EVO/EVC/IVO/IVC	63°CA BBDC/29°CA A ATDC/ 23°CA A BTDC/37°CA A ABDC

计算工况点有 10 个，扭矩为 550N.m 为 50%负荷，扭矩 275M.m 为 25%负荷，其参数如表 2 所示：

表 2 工况参数

工况	转速 (rpm)	扭矩 (N.m)	EGR 率 (%)	喷油量 (mg)	喷油正时 (°ATDC)
1	1000	550	0	69.25	2
2	1000	550	4.9	69.92	2
3	1000	550	10.3	69	2
4	1000	550	14.6	68.99	2
5	1000	550	19.6	70.08	2
6	1000	275	29.8	38.34	-4
7	1000	275	29.8	38.19	-2
8	1000	275	29.4	38.38	0
9	1000	275	29.2	38.92	3
10	1000	275	29	39.13	4

3、计算网格、初边值条件及模型设置

计算采用带进气、燃烧、排气过程的全模型，直接导入 STL 几何模型，进行几何修复，将气门移动到与气门座圈间隙为 0.1mm 处，保证活塞处于下止点位置，分割并指定边界，动网格将在计算中自动生成。

基础网格尺寸 4mm，对气缸和气门座区域进行局部加密，标准为 1/2。对气门密封锥面、喷雾方向加密，加密标准 1/8。对缸盖上喷油器安装位置凹槽面进行加密，标准为 1/4。另对速度梯度和温度梯度进行自适应加密，提高计算精度。

计算使用边界条件如表 3 所示，缸盖温度通过当量比和转速经过查表由经验公式确定，活塞和缸壁温度由缸盖温度通过经验公式计算得出，进气温度和压力由试验测得，排气背压通过 GT-power 计算得来。

表 3 计算使用的边界条件

工况（扭矩）	EGR0	EGR5	EGR10	EGR15	EGR20
缸盖（K）	480	480	480	480	480
活塞（K）	535	535	535	535	535
缸壁（K）	450	450	450	450	450
进气温度（K）	320	320	320	320	320
进气压力（bar）	1.18	1.192	1.202	1.02	1.212
排气背压（bar）	1.37	1.372	1.382	1.382	1.392

计算使用的物理化学子模型模型见表 4:

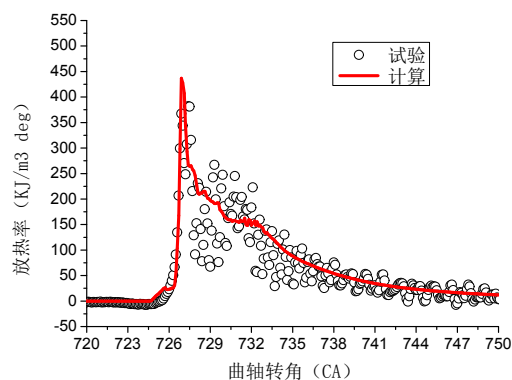
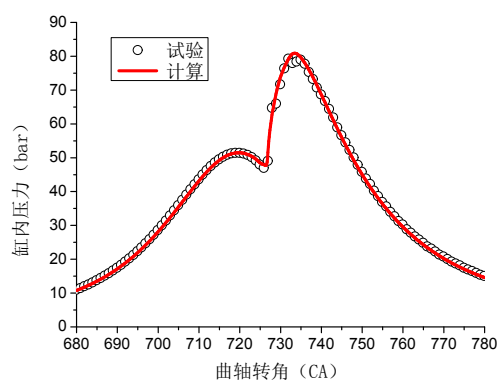
表 4 计算使用的物理化学子模型

物理化学子模型	模型名称
湍流模型	RNG k- ϵ 模型
雾化模型	KH-RT 模型
燃油碰撞模型	O'Rourke 模型
喷雾撞壁模型	液膜、飞溅模型
燃烧模型	sage 模型+化学反应机理 (48 组分, 168 反应)
壁面传热模型	O'Rourke 和 Ameden 温度壁面函数
NOx 排放模型	扩展 Zeldovich 机理
soot 排放模型	Hiroyasu 模型

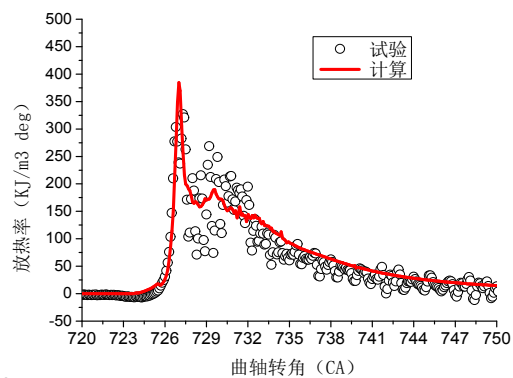
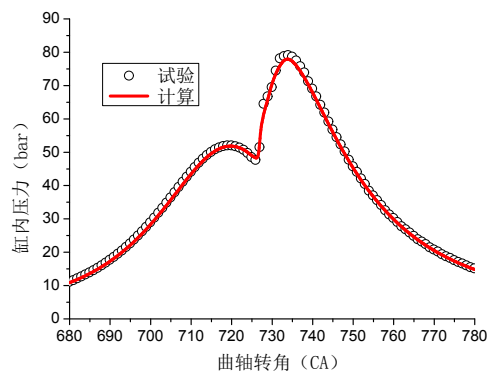
4、计算结果及分析

4.1 不同 EGR 率的影响

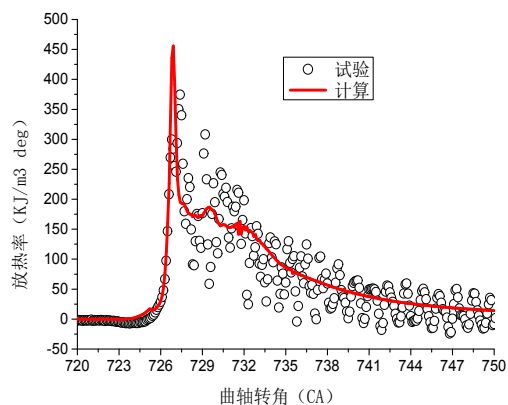
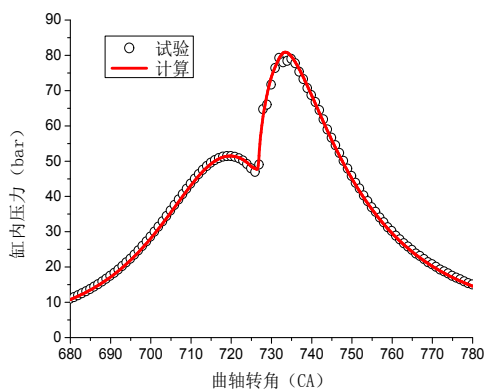
图 1 为 case1-5 的缸压和放热规律曲线, 由图 1 可以看出, 不同 EGR 率工况, CONVERGE 计算所得缸压与放热规律曲线与实验符合较好, 滞燃期、最高爆发压力均与试验一致。计算采用化学反应机理, 可观察到明显的冷焰现象。



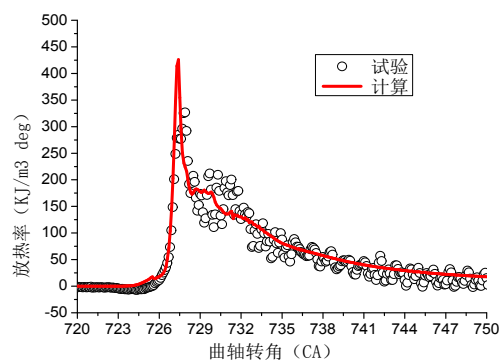
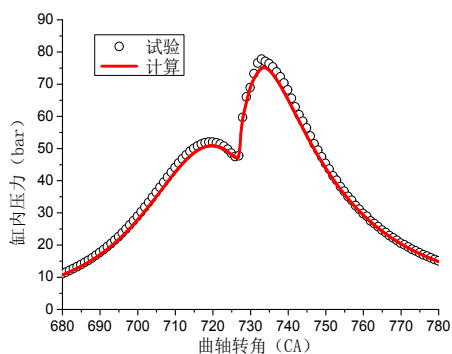
case 1



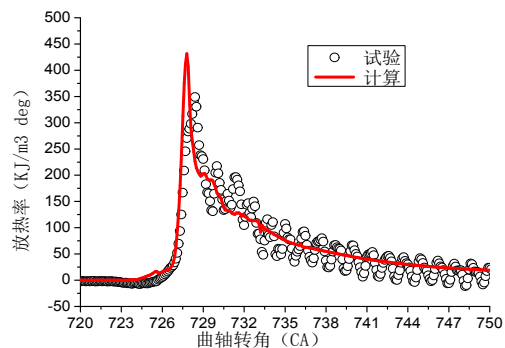
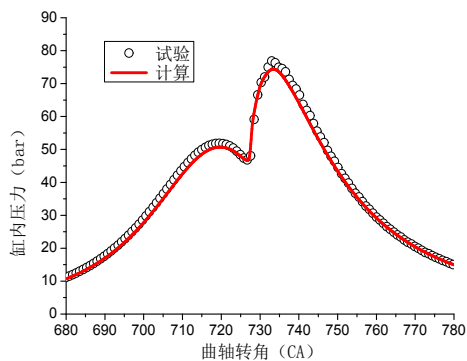
case 2



case 3



case 4



case 5

图 1 case1-5 (不同 EGR 率) 缸压和放热率曲线

图 1 中从整体上看, EGR 率对缸内平均压力和放热率的影响不大, 这是因为 EGR 率较低, 混合气种氧气质量分数变化不大, 燃烧依然在较高的氧浓度下进行的缘故。但对比 case3、case4、case5 可以发现, 缸内平均压力随着 EGR 率升高而略微降低, 这是由于随着 EGR 率的增加, 进入气缸的废气增多, 废气中惰性气体对燃烧化学反应的阻滞作用增强, 放热始点推迟, 缸内燃烧速率降低, 导致最高爆发压力和最大压力升高率下降, 缸内平均压力降低。同时, 随着 EGR 率升高, 放热始点略微推迟, 放热率下降, 这是由于 EGR 率升高导致过量空气系数下降, 从而导致燃烧速率下降, 加上 CO₂ 和 H₂O 较多, 混合气比热容升高, 缸内温度下降, 反应速率下降, 导致预混燃烧量降低, 放热峰值下降且相位后移。

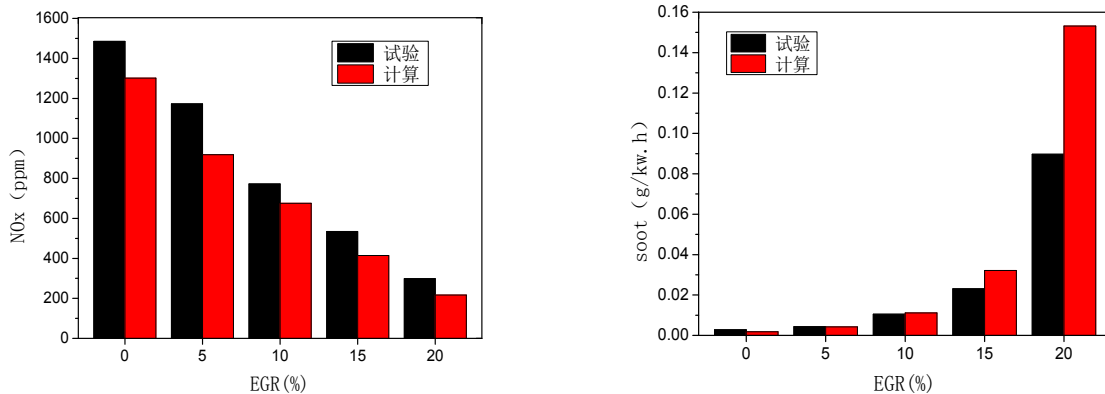
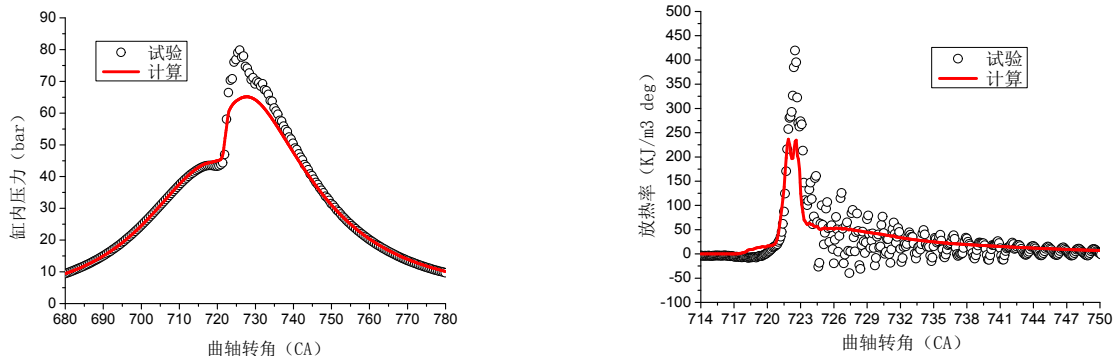


图 2 case1-5 (不同 EGR 率) NO_x 和 soot 排放对比

图 2 为不同 EGR 率下 (case1-5) NO_x 和 soot 排放对比结果, CONVERGE 计算所得 NO_x 和 soot 排放趋势与试验一致, 随着 EGR 率增大 NO_x 排放降低, soot 排放增加, 且 NO_x 排在量值上最接近试验值, 其原因是 EGR 率升高造成缸内气体比热增加, NO_x 下降, 同时氧浓度下降导致 soot 排放升高。

4.2 不同喷油时刻的影响

图 3 为工况 6-10 的缸压和放热规律曲线, 由图 3 可以看出, 对工况 6-10, 计算所得趋势与试验基本一致, 试验爆发压力一致偏高, 可能是由于试验测量误差导致。放热规律与试验符合较好, 都可观察到冷焰现象, 计算所得着火与实验存在相位差, 上止点后工况, 喷油推迟过大, 滞燃期预测偏差略大。



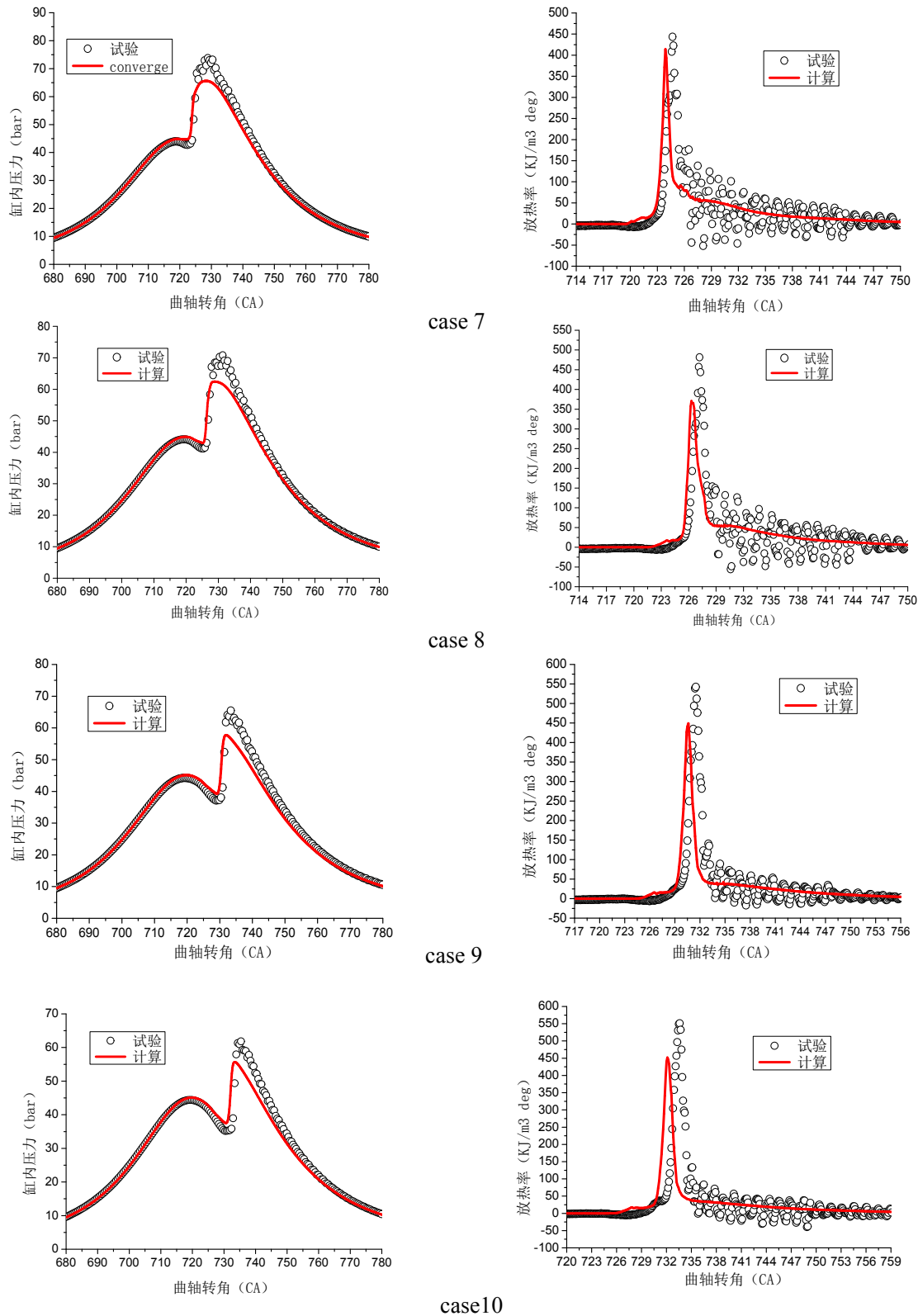


图 3 case 6-10 (不同喷油时刻) 的缸压和放热率曲线

从图 3 中可以看出, 随着喷油时刻的推迟, 缸内平均压力下降, 燃烧始点推迟, 放热率峰值增加。这是由于随着喷油推迟, 燃烧相位偏离上止点角度增大, 燃烧时缸内的压力和温度降低, 导致最高爆发压力和压力升高率降低, 缸内平均压力降低。同时, 由于缸内温度降低, 反应速率降低,

滞燃期变长, 燃烧始点推迟, 预混燃烧量增加, 导致放热峰值升高。

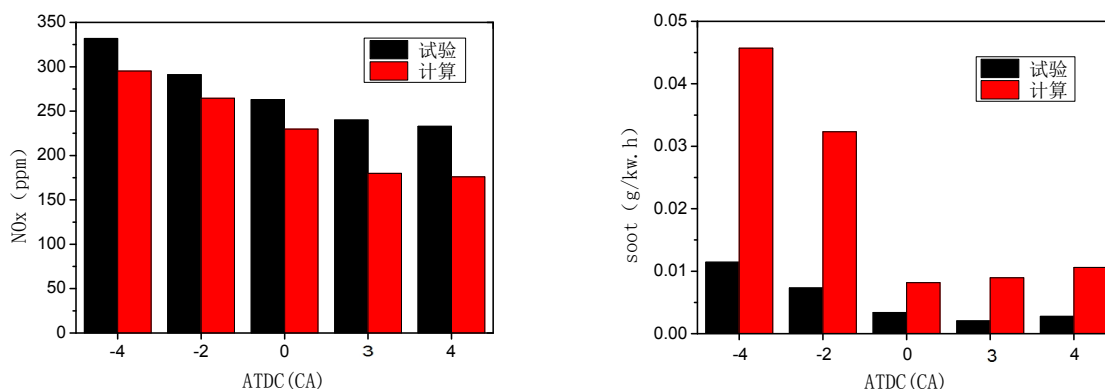


图 4 case6-10 (不同喷油时刻) NOx 和 soot 排放

图 4 为不同喷油时刻下(case6-10)NOx 和 soot 排放对比结果,不同喷油时刻的工况,CONVERGE 计算所得 NOx 排放趋势与试验一致,随着喷油推迟,使得 NOx 的生成量下降,其原因是燃烧相位偏离上止点,缸内温度降低,造成燃烧时温度下降;随着喷油推迟, soot 排放的下降,可以认为随着喷油的推迟,缸内温度下降,滞燃期变长,柴油预混时间增加,导致当量比降低而造成 soot 排放下降;喷油推迟过大,可能会出现由于缸内温度过低,致使碳烟后期氧化不足的情况,反而使 soot 排放上升。

5、小结

(1) 采用 CONVERGE 结合化学反应机理模拟柴油机低温燃烧在模拟缸压、放热规律,预测 NOx 和 soot 排放上的取得了较好的结果,但对于小负荷、晚喷工况 case 6-10 的计算还需进一步优化。

(2) 中等负荷,不同 EGR 率的工况,CONVERGE 计算所得缸压和放热与试验符合较好,使用机理计算,能模拟出冷焰现象,随着 EGR 率升高,NOx 排放降低,soot 排放增加。

(3) 低负荷,不同喷油时刻的工况,CONVERGE 计算缸压与放热趋势与试验基本一致,对滞燃期的预测存在一定偏差,随着喷油的推迟,偏差越大。NOx 排放随喷油推迟而降低,soot 排放随着喷油推迟出现拐点,出现先升后降的现象。

6 参考文献

- [1] Patricia Anselmi, Julian Kashdan. et al. Improving Emissions, Noise and Fuel Economy Trade-Off by using Multiple Injection Strategies in Diesel Low Temperature Combustion (LTC) Mode; SAE Technical Paper 2011-01-0312, 2011.
- [2] 韩东,吕兴才,黄震.柴油机低温燃烧的研究进展[J];车用发动机,2008,02:6-9.
- [3] Sage Kokjohn, Reed Hanson, Rolf Reitz. et al. Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition(RCCI) Combustion in Light- and Heavy-Duty Engines; SAE Technical Paper 2011-01-0321, 2011, doi:10. 4271/2011-01-0321.
- [4] Reed Hanson ,Sage Kokjohn,Rolf Reitz. et al. Fuel Effects on Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion at Low Load; SAE Technical Paper 2011-01-0361, 2011, doi:10. 4271/2011-01-0361.