

二次喷射影响汽油压燃的数值模拟研究

Numerical Simulation Research on Gasoline Compression Ignition Influenced by Double Injection

张小矛, 陈曦, 徐政, 杨洋, 林长林, 陈明, 丁宁

(上海汽车集团股份有限公司乘用车公司技术中心, 上海 201804)

摘要: 汽油压燃 (GCI) 由于能同时显著降低油耗和排放, 是提高汽油机热效率的重要发展技术。相比均质压燃(HCCI),GCI 通过多次喷射形成分层混合气能够合理控制燃烧相位, 其中二次喷射比例和时刻显著影响 GCI 燃烧热效率和压力升高率。数值模拟技术可以快速分析不同因素对 GCI 燃烧和排放的影响, 是研究 GCI 技术的重要手段。本文对一台 1.5L 缸内直喷 (GDI) 汽油机在 2000r/min, IMEP 约为 6bar 的工况进行了 GCI 模拟, 首先对 2000r/min 部分负荷工况进行了缸内瞬态燃烧模拟, 结果与试验吻合较好。基于此喷雾燃烧模型, 研究了二次喷射比例和时刻对该机燃烧和排放的影响。

关键词: 汽油压燃; 空燃比; 二次喷射; 数值模拟

Abstract: As gasoline compression ignition (GCI) can significantly reduce fuel consumption and emission, it is an important technique to improve thermal efficiency of gasoline engine. Compared with homogenous charge compression ignition (HCCI), GCI can reasonably control the combustion phase by multiple injection, and GCI combustion thermal efficiency and pressure rise rate are notably influenced by second injection ratio and timing. As numerical simulation technique can quickly analyze the influence on GCI combustion and emission by different factors, it is a vital method to study GCI technique. In this paper, a 1.5 liter gasoline direct injection (GDI) gasoline engine is simulated in GCI mode under working condition of 2000r/min and IMEP 6bar. Firstly the in-cylinder transient combustion is simulated under part-load 2000r/min, and the result is consistent with experimental data. Based on the validated spray combustion model, the influence on combustion and emission by second injection ratio and timing is investigated.

Key words: GCI, Double injection, Numerical simulation

随着汽车排放法规日益严格, 内燃机传统燃烧模式面临巨大挑战, 高效清洁的燃烧模式成为重要研究课题。基于控制燃烧路径的思想, 内燃机研究人员提出了均质压燃 (HCCI) 的燃烧模式, HCCI 结合了汽油机均质充量预混和柴油机压燃的特点, 能够提高热效率的同时减少 NO_x 和碳烟的生成。但 HCCI 的着火和燃烧完全由化学反应动力学控制, 燃烧相位和速率依赖于燃料活性及边界条件。相比之下, 汽油压燃 (GCI) 通过多次喷射形成分层混合气可以合理控制燃烧过程。国内外很多高校和汽车公司对该技术进行了大量的研究。1979 年 Onishi 等人在二冲程汽油机中发现了一种不用火花点火的活性热氛围燃烧模式 (Active-thermal Atmosphere Combustion, ATAC)^[1]。1983 年 Najt 等人首次实现了四冲程汽油机压燃着火过程^[2]。后来这种汽油压燃模式引起了越来越多研究者的关注。Ra 等人通过数值模拟手段研究了汽油和柴油压燃过程, 对比分析了不同燃烧相位下两种燃料压燃过程的排放性能^[3]。Lida 等人在一台单缸四冲程发动机中研究了进气温度, 压缩比, 当量比和发动机转速对正丁烷燃料压燃过程的影响^[4]。Benajes 等人在一台压缩比为 14.7 的单缸机中研究了单次喷射和二次喷射对小负荷下汽油压燃过程的影响^[5]。Bishwadipa 等人利用 KIVA 耦合 CHEMKIN 软件结合遗传算法对汽油压燃过程中喷油次数、比例和时刻以及 EGR 率等参数进行了优化^[6]。国内的高校也对 GCI 进行了一些研究, 清华大学的王志等人针对 GCI 发动机大负荷工作粗暴问题提出了“多段预混压燃”模式 (Multiple Premixed Compression Ignition, MPCGI), 通过缸内两次喷油并将第二次喷油推迟到止点后, 在缸内实现两阶段燃烧^[7-9]。上海交通大学的邓康耀等人研究了喷油压力, EGR 和进气压力

对 GCI 燃烧过程中循环变动的的影响^[10]。天津大学的谢辉等人通过数值模拟方法研究了气门策略如负气门重叠对 GCI 发动机在低负荷及怠速工况下燃烧过程的影响^[11]。国内的汽车公司在这方面研究较少。在国外，德尔福公司和沙特石油公司均开展了汽油压燃发动机相关研究^[12-14]，特别是最近马自达公司开发出火花点燃控制压燃 Spark Controlled Compression Ignition (SPCCI) 技术，将目前汽油机最高效率 40% 提高到 48%，CO₂ 排放与混合动力车 (HEV) 相当，并宣布将在 2019 年实现量产^[15]，这是通过 GCI 技术提高汽油机燃烧热效率的重大突破。因此，研究汽油 GCI 燃烧技术对环境节能减排意义重大。

大量的研究表明，喷射时刻和比例等因素影响 GCI 的燃烧相位，如何快速弄清这些因素影响对 GCI 的燃烧和排放影响，三维数值模拟技术是重要的分析手段。目前大部分研究是基于柴油机改造过来的 GCI 汽油燃烧，进气大多为涡流和挤流，较少基于目前市场主流的 4 气门滚流汽油机的研究。基于此，本文利用 CONVERGE 软件，对一台 1.5L 缸内直喷 (GDI) 汽油机进行了 GCI 燃烧模拟，分析工况为 2000r/min，IMEP 约为 6bar，研究了不同喷油时刻和比例对 GCI 燃烧和排放的影响，对开发该类发动机 GCI 燃烧有重要的理论指导意义。

1 研究对象

研究对象为 4 冲程 4 气门直喷汽油机，进气道采用高滚流比气道，燃烧室采用屋顶型式。燃烧系统模型如图 1 所示。研究采用辛烷值为 92 的汽油 (RON92)。发动机的基本参数见表 1 所示。

表 1 发动机主要参数

名称	主要技术参数
型式	4 缸, 4 气门汽油机
缸径/mm	73.6
行程/mm	88
压缩比/-	15
进气门开启/°CA ATDC	-329
进气门关闭/°CA ATDC	-157
进气门升程/mm	2.9
排气门开启/°CA ATDC	172
排气门关闭/°CA ATDC	343
排气门升程/mm	2.9
喷油压力/bar	350



图 1 燃烧系统几何模型

2 缸内燃烧模型验证

首先对该汽油机 2000r/min 中低负荷工况进行了缸内燃烧模拟。

2.1 网格建立

采用 CONVERGE 软件的自适应网格技术 (Adaptive mesh refinement)，对于计算网格时间和空间上进行分区加密设置，能够在保证计算精度前提下节省计算时间。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梯度的自适应加密，针对模型关键区域 (气门阀座) 进行分区加密，计算最大网格数为 150 万。

2.2 初始和边界条件

进出口边界为进气道入口和排气道出口，分别赋予稳态压力值和温度值，与试验条件一致，如表 2 所示。计算模型的温度边界采用固定壁温，按边界分区赋予工程经验值，包括缸盖、缸壁、活塞、进气道、进气阀、排气道和排气阀。计算初始时刻为换气上止点。

表 2 边界条件

边界	数值
进气压力/bar	1.25
进气温度/K	373
排气压力/bar	1.25
排气温度/K	645

进气道内初始组分为空气，包含氧气、氮气，喷油量根据台架试验空燃比确定；气缸内和排气道内初始组分为燃烧废气，包含二氧化碳、氮气和水蒸气，其比例按照过量空气系数计算得出。

2.3 物理模型

模拟分析包含流动和燃烧过程，具体物理模型如表 3 所示，其中燃烧模型采用 SAGE 模型，为详细化学反应动力学模型，相对于传统经验燃烧模型，无需指定经验的火焰速度关系，且能够更加准确的对化学反应过程进行模拟。为节省计算时间，使用简化的化学反应机理，包含 48 种组分，152 个反应步，燃油组分采用异辛烷和正庚烷的质量分数配比 92: 8。同时，应用多区 (Multi-zone) 建模的加速算法，能够在保证精度的前提下使详细化学反应计算的速度显著提升。

表 3 物理模型设置

湍流模型	RNG k- ϵ
燃烧模型	SAGE Detailed Chemistry
壁面传热模型	O'Rourke and Ameden
NO _x 排放模型	Extended Zeldovich NO _x
Soot 排放模型	Hiroyasu Soot

2.4 模拟结果验证

为验证模型的准确性，将模拟计算结果与试验结果进行了对标。图 2 为 2000r/min 中低负荷工况时模拟与试验缸压曲线的对比，可以看出两者符合较好，其中缸压峰值相差 0.2MPa，对应的曲轴转角相差 2°CA，可以看出两者一致性较好，故采用以上设置能够较好地对燃烧过程进行模拟分析。

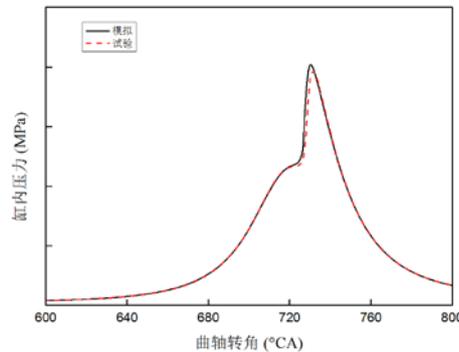


图 2 缸压模拟值与试验值对比

3 模拟分析结果

基于前面标定的燃烧模型，本文首先在 2000r/min, Lambda 为 2, IMEP 约为 6bar 的 GCI 典型工

况，设置第一次喷油时刻 410°CA ，第二次喷油时刻为 620°CA ，研究了二次喷射比例对燃烧和排放的影响。

然后基于以上二次喷射比例为 4:1 工况，调整第二次喷油时刻，研究了二次喷射时刻对燃烧和排放的影响。

3.1 喷油比例的影响

调整二次喷射的喷油比例可以控制燃烧相位和放热率。结合图 3, 4 和 5 可以看出，增加第二次喷油质量，缸内混合气不均匀度增加，燃烧速率下降，燃烧相位推迟，缸内压力和温度下降，因此通过调整喷油比例形成分层混合气，从而达到控制燃烧相位和速率的效果。

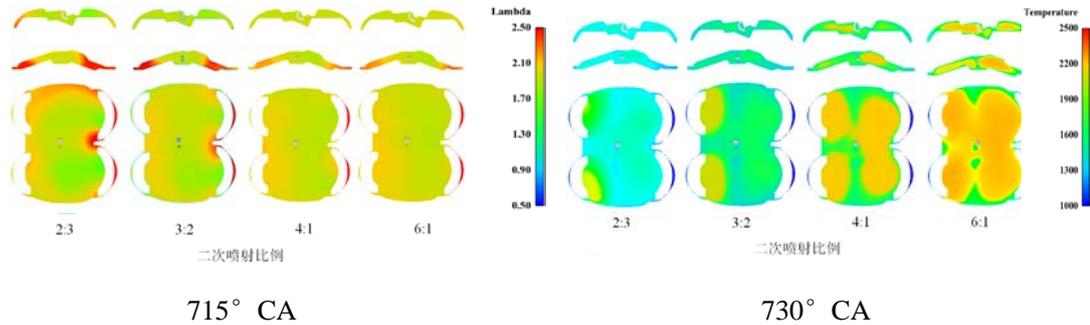


图 3 缸内混合气 Lambda 和温度分布

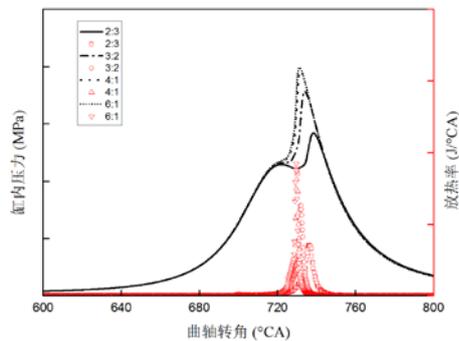


图 4 不同喷油比例下缸压和放热率对比

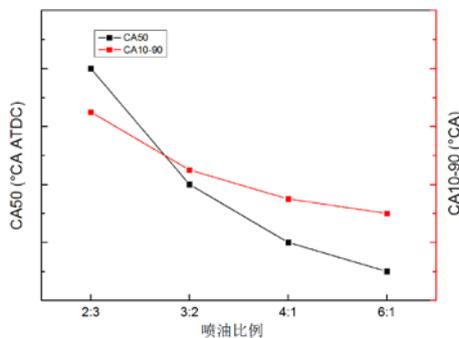


图 5 不同喷油比例下 CA50 和 CA10-90 对比

随着第二次喷油质量增加，缸内最大压升率下降，喷油比例为 4:1 时降低到 $15 \text{bar}/^\circ\text{CA}$ 以下，喷油比例为 3:2 时降低到 $10 \text{bar}/^\circ\text{CA}$ 以下，如图 6；同时由于增加第二次喷油质量会导致混合气分层加剧，燃烧持续期增长，因此燃烧过程中等容度降低，指示平均压力和指示热效率下降，其中喷油比

例从 6:1 变化到 3:2, IMEP 和 ITE 降低幅度较小, 从 3:2 变化到 2:3, IMEP 和 ITE 降幅较大, 如图 7。

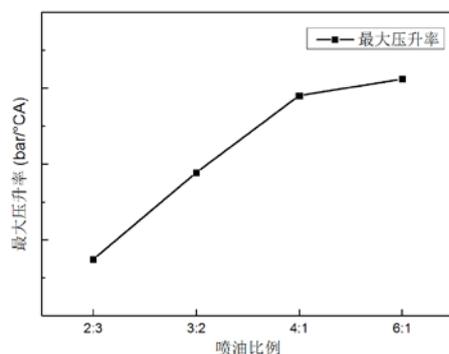


图 6 不同喷油比例下最大压升率对比

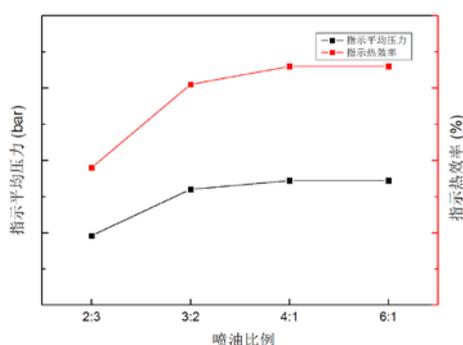


图 7 不同喷油比例下 IMEP 和 ITE 对比

如图 8 所示, 随着第二次喷油质量增大, 由于局部过浓区域增加, 燃烧不完全导致 Soot 排放增加, 同时由于燃烧温度下降, NOx 排放减少。综合考虑燃烧效率、最大压升率和排放, 该工况下喷油比例选择介于 3:2 和 4:1 较好。

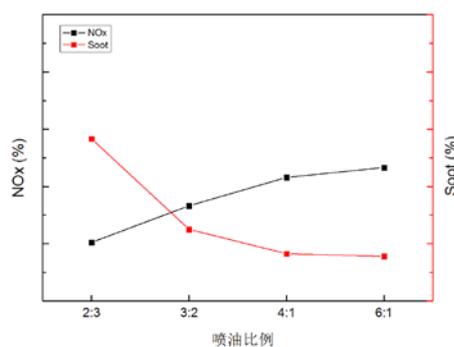


图 8 不同喷油比例下 NOx 和 Soot 排放对比

3.2 二次喷射时刻的影响

二次喷射时刻对燃烧相位影响较小, 对燃烧放热率有一定影响。如图 9, 随着二次喷射时刻推迟, 缸内混合气分层加剧, 其中喷油时刻为 700° CA 时, 混合气过度分层导致火花塞区域过浓, 而除火花塞外区域过稀, 燃烧高温区过于集中。结合图 10, 11 和 12 可以看出, 随着二次喷射时刻推迟, 由于缸内压力混合气不均匀度增加, 燃烧放热率有所下降, 而燃烧相位和持续期变化很小, 最大压升率下降。同时, 随着二次喷射时刻推迟, 由于缸内混合气过度分层导致燃烧效率下降, 指示平均压力和指示热效率均降低, 如图 13 所示; 而局部区域过浓和高温区域过于集中导致 Soot 和 NOx 排

放均增加，如图 14 所示。

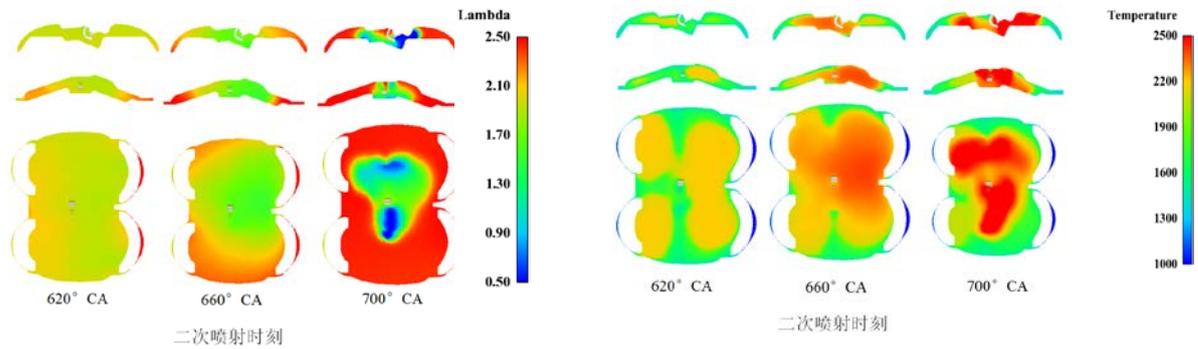


图 9 二次喷射时刻对混合气 Lambda 和温度分布的影响

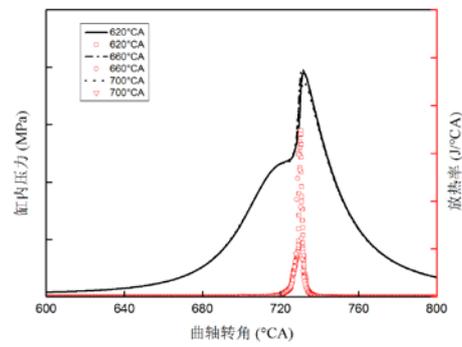


图 10 二次喷射时刻对缸压和放热率的影响

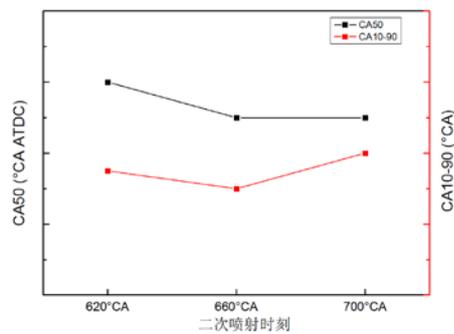


图 11 二次喷射时刻对 CA50 和 CA10-90 的影响

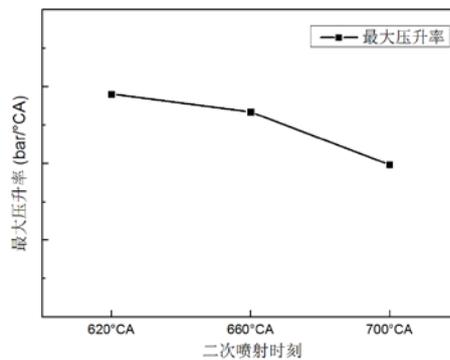


图 12 二次喷射时刻对最大压升率的影响

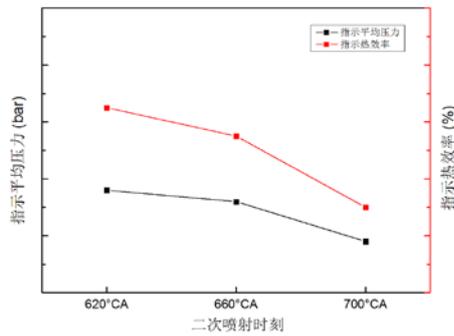


图 13 二次喷射时刻对 IMEP 和 ITE 的影响

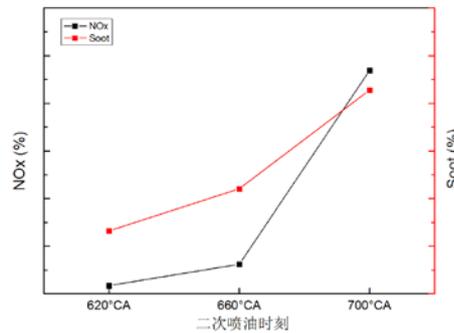


图 14 二次喷射时刻对 NOx 和 Soot 排放的影响

4 结论

本文对缸内直喷 (GDI) 汽油机进行了 GCI 模拟, 研究了不同喷油时刻和比例对 GCI 燃烧和排放的影响:

(1) 固定喷油时刻, 调整二次喷射比例为 2:3、3:2、4:1 和 6:1, 随着第 2 次喷油量增加, 缸内混合气分层加剧, 燃烧相位推迟, 放热率和最大压升率下降, IMEP 和燃烧热效率降低; Soot 排放增加但 NOx 排放减少。

(2) 固定二次喷射比例, 调整第二次喷油时刻, 随着喷油时刻推迟, 缸内混合气分层加剧, 放热率和最大压升率下降, IMEP 和热效率有所降低, 且 NOx 和 Soot 排放明显增加。

(3) 通过控制二次喷射比例和时刻, 可以在 GCI 指示热效率, 最大压升率和排放性能三者中进行综合优化。

5 参考文献

- [1] S. Onishi, S.H. Jo, K. Shoda, P.D. Jo, S. Kato, Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) — a new combustion process for internal combustion engines[J], SAE Paper 790501, 1979.
- [2] P. M. Najt, D. E. Foster, Compression-ignited homogeneous charge combustion[J], SAE Paper 830264, 1983.
- [3] Youngchul Ra, Jeong Eui Yun, Rolf D. Reitz. Numerical simulation of gasoline-fueled compression ignition combustion with high pressure late direct injection[J]. International Journal of Vehicle Design, 50:3-34, 2009.
- [4] M. Lida, M. Hayashi, D. E. Foster, J. K. Martin, Characteristics of homogeneous charge

- compression ignition (GCI) engine operation for variations in compression ratio, speed, and intake temperature while using n-butane as a fuel[J], Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 125 (2003) 472 - 478.
- [5] Benajes J, Tormos B, Garcia A, et al. Impact of Spark Assistance and Multiple Injections on Gasoline PPC Light Load[J]. SAE International Journal of Engines, 2014, 7(4):1875-1887.
- [6] Bishwadipa Das Adhikary, Youngchul Ra, Rolf Reiz, etc. Numerical Optimization of a Light-Duty Compression Ignition Engine Fuelled With Low-Octane Gasoline. SAE International, 2012-01-1336, 2012.
- [7] Buyu Wang, Zhi Wang, et al. Combustion and emission characteristics of Multiple Premixed Compression Ignition (MPCI) fuelled with naphtha and gasoline in wide load range[J]. Energy Conversion and Management (2014):79 - 87.
- [8] Buyu Wang, Zhi Wang, Shijin Shuai, Hongming Xu. Combustion and emission characteristics of Multiple Premixed Compression Ignition (MPCI) mode fuelled with different low octane gasolines[J]. Applied Energy (2015):2127-2131.
- [9] Yang H, Wang Z, Shuai S, et al. Temporally and spatially distributed combustion in low-octane gasoline multiple premixed compression ignition mode[J]. Applied Energy, 2015, 150:150-160.
- [10] Sun You-cheng, Xu Min, Gui Yong, Cui Yi, Shi Lei, Deng Kang-yao. Effects of injection pressure, exhaust gas recirculation and intake pressure on the cycle-to-cycle variations of GCI combustion[J]. Journal of the Energy Institute, 2015.01.017.
- [11] Tao Chen, Hui Xie, et al. Methods to achieve GCI/CAI combustion at idle operation in a 4VVAS gasoline engine[J]. Applied Energy, 2014, 116:41-51.
- [12] Junseok Chang, Yoann Viollet, Amer Amer, Gautam Kalghatgi. Fuel Economy Potential of Partially Premixed Compression Ignition (PCCI) Combustion with Naphtha Fuel[J]. SAE Technical Paper 2013-01-2701, 2013.
- [13] Sellnau M, Foster M, Hoyer K, et al. Development of a Gasoline Direct Injection Compression Ignition (GDICI) Engine[J]. SAE International Journal of Engines, 2014, 7(2):835-851.
- [14] Shinrak Park, Tetsuji Furukawa. Validation of Turbulent Combustion and Knocking Simulation in Spark-Ignition Engines Using Reduced Chemical Kinetics[J]. SAE Technical Paper 2015-01-0750, 2015.
- [15] I.Hirose, M.Hitomi, 范明强. 马自达公司的高效内燃机之路 [J]. 国外内燃机, 2016, 48(06):9-13.