

进气温度和压缩比影响汽油机 HCCI 燃烧模拟

3D Numerical Simulation of Homogeneous Charge Compression

Ignition (HCCI) for Gasoline Engine

张小矛, 林长林, 徐政, 杨洋, 陈曦, 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: 汽油均质压燃 (HCCI) 由于能同时显著降低油耗和排放, 是未来提高汽油机热效率的重要发展技术。由于 HCCI 的着火较难控制, 只有合理控制进气温度、压缩比等诸多因素, 才能更有效地提高 HCCI 燃烧热效率。三维数值模拟技术可以快速分析不同因素对 HCCI 燃烧和排放的影响, 是研究 HCCI 技术的重要手段。本文对一台 1.5L 气道喷射 (PFI) 汽油机在 2000r/min, IMEP 约为 4bar 的工况进行了 HCCI 模拟, 首先对 2000r/min 部分负荷工况进行了缸内瞬态燃烧模型标定。基于此流动及燃烧模型, 研究了不同进气温度和压缩比相互耦合 HCCI 燃烧和排放的影响。研究表明, 进气温度对 HCCI 着火时刻有重要影响, 对于压缩比为 13 的高滚流燃烧, λ 保持 1.5, 当进气温度高于 373K 时燃烧热效率明显提高, 当控制在 383K 燃烧热效率最高, 此后又逐渐下降。进气温度在 383K 时, HC、CO、NO_x 气体排放和 Soot 排放均处于较低水平。压缩比提高到 17, 随着进气温度提高, 由于曲轴做负功, 燃烧热效率明显降低, 由于缸内温度较高, 产生较多的 NO_x 排放。

关键词: 汽油机; HCCI; 进气温度; 压缩比; 三维数值模拟

Abstract: As Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) can largely decrease the fuel consumption and emission of the gasoline engine, it is a significant technique to improve thermal efficiency in the future. Nevertheless the auto-ignition timing of HCCI is hard to control, to improve the thermal efficiency, numerous factors including intake temperature, excess air factor and compression ratio (CR) need to be well controlled. 3D numerical simulation can analyze the influence on combustion and emission of different factors, and is now becoming an important approach to study on HCCI. This paper firstly simulates the combustion process of a PFI gasoline engine on 2000r/min and IMEP 4bar condition, and the numerical result matches well with the experimental data. Based on the validated turbulence and combustion model, numerous factors including intake temperature, intake pressure, compression ratio, EGR ratio, excess air ratio (λ) and tumble ratio are studied, and complex interconnections exist among these factors. Results show that intake temperature has significant influence on the ignition timing of HCCI combustion. For a combustion process with high tumble ratio, CR13 and λ 1.5, as the intake temperature increase from 373K to 393K, thermal efficiency peaks at 383K and the emission is at low level. As the CR increases to 17, thermal efficiency decreases for the negative work of crank and NO_x emission deteriorate for the high in-cylinder temperature.

Key words: Gasoline engine, HCCI, Intake air, Compression ratio, 3D numerical simulation

汽油均质压燃 (HCCI) 由于能同时显著降低油耗和排放, 是未来提高汽油机热效率的重要途径。但是 HCCI 的着火较难控制, 着火太早曲轴做负功, 热效率大幅下降, 着火太靠后, 压缩冲程做功减少, 也会降低热效率, 只有合理控制着火时刻才能发挥 HCCI 的显著优势。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]。Cinar 等人实验研究了进气温度对汽油 HCCI 发动机燃烧和排放性能的影响^[4]。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^[5]。Nathan 等人通过外部 EGR 和电加热进气系统实现了 HCCI 燃烧过程, 并对发动机在 1500 转不同有效平均压力 (Brake Mean Effective Pressure, BMEP) 下的燃烧和排放性能进行了研究^[6]。国内的高校也对 HCCI 进行了研究, 清华大学的王志等人针对 HCCI 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, MPCi), 通过缸内两次喷油并将第二次喷油推迟到上止点后, 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 HCCI 燃烧过程中循环变动的影晌^[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 HCCI 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^[15-16], 这是通过 HCCI 技术提高汽油机燃烧热效率的重大突破。因此, 研究汽油 HCCI 燃烧技术对环境节能减排意义重大。

大量的研究表明, 进气温度、压缩比等众多因素影响 HCCI 的着火时刻, 如何快速弄清这些因素影晌对 HCCI 的燃烧和排放影响, 三维数值模拟技术是重要的分析手段。本文利于 CONVERGE 软件, 对一台 1.5L 气道喷射 (PFI) 汽油机进行了 HCCI 燃烧模拟, 分析工况为 2000r/min, IMEP 约为 4bar, 研究了不同进气温度和压缩比综合因素协同作用对 HCCI 燃烧和排放的影响。

1. 研究对象

研究对象为 4 冲程 4 气门气道喷射自然吸气汽油机, 进气道采用滚流对称式气道, 燃烧室采用屋顶型式。燃烧系统模型如图 1 所示。原燃烧系统的进气道为高滚流比气道。研究采用辛烷值为 92 的汽油 (RON92)。以过量空气系数 Lambda 为 1.5 作为基准算例。发动机的基本参数见表 1 所示。

表 1 发动机主要参数

Tab. 1 Main specification of the engine

名称	主要技术参数
型式	4 缸, 4 气门 PFI 自然吸气汽油机
缸径/mm	75
行程/mm	84.8
压缩比/-	13 或 17
进气门开启/°CA ATDC	-293
进气门关闭/°CA ATDC	-169
进气门升程/mm	3.6
排气门开启/°CA ATDC	159
排气门关闭/°CA ATDC	290
排气门升程/mm	3.6



图 1 燃烧系统几何模型

Fig. 1 Combustion system CAD model

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。由于研究机型为气道喷射汽油机，采用预混燃烧模型，根据设置的空燃比，换算成进气各组分的分配比例。

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

Tab. 2 Boundary condition

边界	数值
进气压力/bar	1.1
进气温度/K	373
排气压力/bar	1.1
排气温度/K	706
缸内压力/bar	13.3
缸内温度/K	1244

进气道内初始组分为混合气，包含氧气、氮气和燃油蒸气，其比例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 1.5 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

Tab. 3 Physical model setup

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 0.05MPa，对应的曲轴转角相差 3°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。

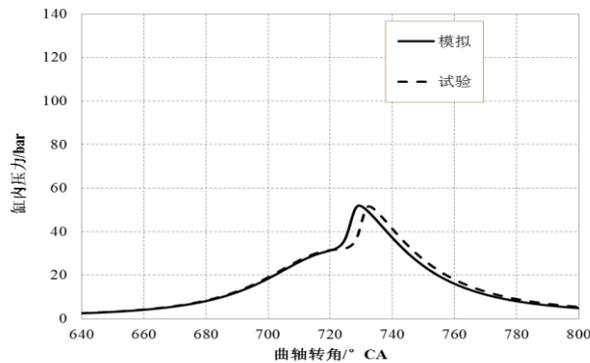


图 2 缸压模拟值与试验值对比

Fig. 2 Cylinder pressure of simulation and test

3. 模拟分析结果

基于前面标定的燃烧模型，本文在 2000r/min，IMEP 约为 4bar 的 HCCI 典型工况，研究了不同进气温度和压缩比相互协同作用对 HCCI 燃烧和排放的影响。

进气温度和压缩比对 HCCI 着火时刻有重要的影响。对于压缩比分别为 13 和 17 的高滚流气道燃烧系统， λ 保持 1.5，进气压力保持 1.1bar。

图 3 为不同进气温度和压缩比的缸压和放热率对比，可以看出，随着进气温度的增加，不同压缩比的燃烧系统的缸压峰值和放热起始时刻都提前。提高进气温度能够提高缸内的化学反应活性，促进缸内自燃现象的发生。在不同的进气温度条件下，压缩比为 17 的缸压峰值均大于压缩比为 13 的，并且压缩比为 17 的放热起始时刻均早于压缩比为 13 的放热时刻。这是由于高压压缩比的燃烧系统能够提高压缩终点的缸内温度使汽油混合气更早自燃。此外，压缩比为 17 的放热率峰值在上止点之前，燃油在上止点之前放热，导致压缩负功增大，净指示功降低。

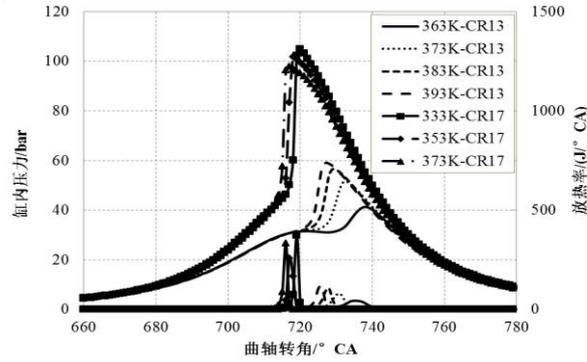


图 3 不同进气温度和压缩比的缸压和放热率对比

Fig. 3 Cylinder pressure and heat release rate of different intake temperature and compression ratio

图 4 为不同进气温度和压缩比的燃烧相位对比。可以看出，随着进气温度的增加，不同压缩比的 CA50 均提前。对于压缩比为 13 的燃烧系统，CA50 均在上止点之后。进气温度为 383K 时，CA50 时刻较为合理（在 8° CA ATDC 附近）。压缩比为 17 的 CA50 都在上止点之前，汽油混合气自燃时刻过早，放热过快。

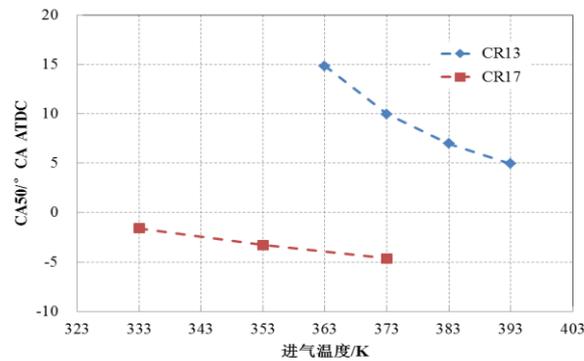


图 4 不同进气温度和压缩比的燃烧相位对比

Fig. 4 Combustion phases of different intake temperature and compression ratio

图 5 为不同进气温度和压缩比的平均指示压力对比。可以看出，随着进气温度的增加，压缩比为 13 的平均指示压力 IMEP 先增加后降低，在进气温度为 373K 时具有最高的 IMEP。进气温度为 363K 时 IMEP 较少。这是由于进气温度较低，缸内化学反应活性较低，燃油的自然放热量较少，因此对外输出功率降低。进气温度为 393K 时 IMEP 也较少，这是由于燃油在上止点附近放热完全，膨胀冲程活塞下行时缸内压力降低较快（图 3）。对于压缩比为 17 的燃烧系统，随着进气温度的增加 IMEP 逐渐降低，这是由于高进气温度导致自燃时刻不断提前，燃油在上止点前大量放热，导致压缩负功增大。进气温度为 333K 时 IMEP 最高，对外做功能力较高。

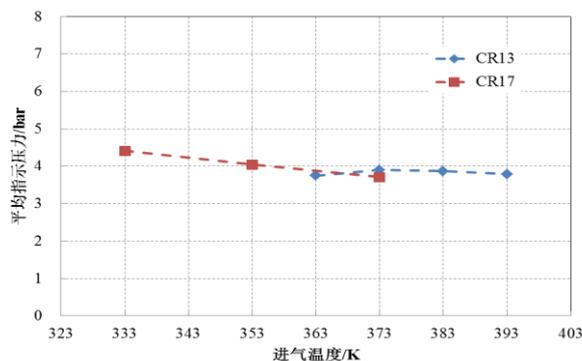


图 5 不同进气温度和压缩比的平均指示压力对比

Fig. 5 IMEP of different intake temperature and compression ratio

图 6 为不同进气温度和压缩比的指示热效率和循环油量对比。随着进气温度的增加，对于压缩比为 13 的燃烧系统，当进气温度高于 373K 时燃烧热效率明显提高，当控制在 383K 燃烧热效率最高，此后又逐渐下降。压缩比提高到 17，随着进气温度提高，由于曲轴做负功，燃烧热效率明显降低。进气温度为 333K、压缩比为 17 的指示热效率低于进气温度为 363K、压缩比为 13 的。虽然进气温度为 333K、压缩比为 17 的 IMEP 最大，但是由于循环油量也最多，因此指示热效率反而降低。

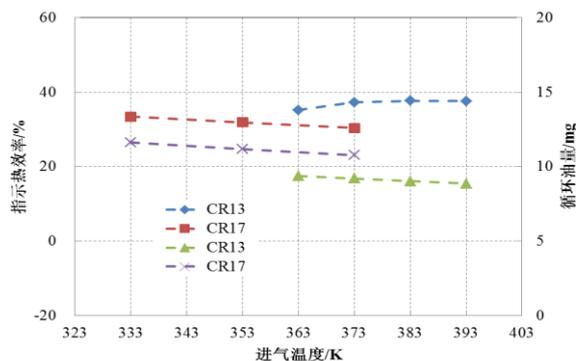


图 6 不同进气温度和压缩比的指示热效率和循环油量对比

Fig. 6 ISFC and fuel mass trapped in cylinder of different intake temperature and compression ratio

HCCI 自燃发生时，随着温度升高，低温自燃反应产物 H_2O_2 浓度增加。之后温度继续升高到一定程度，高温反应发生， H_2O_2 大量分解为 OH，浓度下降^[4]。因此，本文用 H_2O_2 浓度表征自燃反应的趋势。在相同的曲轴转角下，一定范围内， H_2O_2 浓度越高，自燃反应速率越快，自燃程度加深；缸内发生大范围高温自燃时， H_2O_2 大量消耗。

表 4 和 表 5 为压缩比分别是 13 和 17 时的缸内温度及自燃点分布，其中， H_2O_2 浓度用黑色等值体表示，温度分布用垂直气缸轴线的水平切片表示。可以看出，对于压缩比为 13 的燃烧系统，在相同的曲轴转角下，随着进气温度的增加，缸内温度分布呈现逐渐升高的趋势，高温分布范围逐渐扩大， H_2O_2 浓度先增加后降低。在 4°CA ATDC 时，363K-CR13 的排气侧温度上升到 1100K 附近并产生部分 H_2O_2 ，此时在两个排气门区域发生局部自燃现象，而 393K-CR13 的排气侧温度已经升高超过 1500K，气缸中心的 H_2O_2 被大量消耗，只在气缸外围存在少量 H_2O_2 ，排气侧发生多点自燃现象。随着曲轴转角的增大，到 5°CA ATDC 时，363K-CR13 的排气侧 H_2O_2 范围扩大，而 393K-CR13 的排气侧温度大于 1500K 的高温区也扩大到进气侧，视图范围内缸内的 H_2O_2 消失。到 6°CA ATDC 时，

363K-CR13 的 H_2O_2 分布基本充满整个缸内，而 393K-CR13 的缸内温度大于 1500K 的高温区遍布整个气缸。这是由于，进气温度增加导致进入缸内的充量温度较高，压缩阶段缸内温度不断升高，在上止点附近，较高进气温度的缸内率先发生自燃。此外还可以看出，自燃率先在排气侧产生（相对于进气侧，排气门区域温度较高），进而向进气门侧扩散。随着 H_2O_2 的产生，缸内出现自燃点，随着这些自燃点温度升高、自燃程度加深， H_2O_2 发生高温裂解，在视图区域已经自燃区域的 H_2O_2 逐渐降低。缸内局部自燃使得缸内未燃区域温度进一步升高，进而诱导缸内未燃区域发生多点自燃。

对于压缩比为 17 的燃烧系统，缸内温度分布和 H_2O_2 分布与压缩比为 13 的相似，但是缸内产生高温区域（温度大于 1200K）的时刻早于压缩比为 13 的，且从自燃初期 H_2O_2 刚开始发生到 H_2O_2 被大量消耗前的这段区间内，其 H_2O_2 的浓度和分布范围都大于压缩比为 13 的。在相同的进气温度 373K 条件下，当压缩比为 13 的缸内排气侧发生高温自燃点时（4°CA ATDC），压缩比为 17 的缸内温度大于 1500K 高温区域已经扩大到进气侧。且气缸中心的 H_2O_2 已经被大量消耗，只在气缸外围存在少量 H_2O_2 。由此可以看出，相对于压缩比 13 的燃烧系统，压缩比 17 的自燃起始时刻较为靠前（都在上止点之前），且高温自燃点向整缸扩散速度较快。

表 4 压缩比为 13 时，缸内温度及自燃点分布

Tab. 4 The in-cylinder temperature and the auto ignition distribution with compression ratio 13

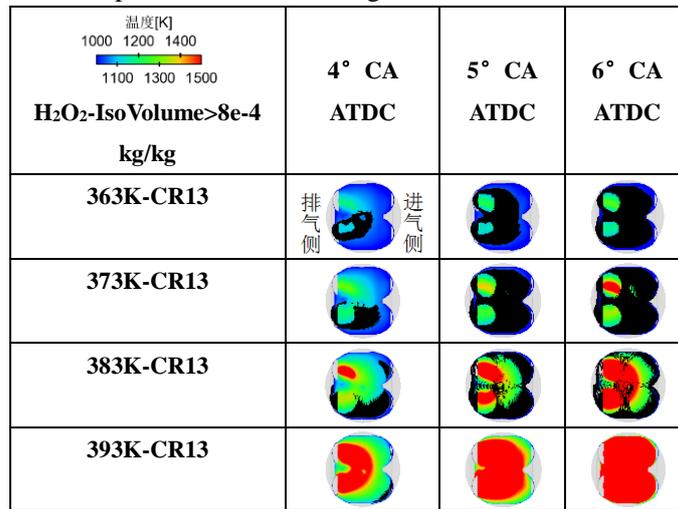


表 5 压缩比为 17 时，缸内温度及自燃点分布

Tab. 5 The in-cylinder temperature and the auto ignition distribution with compression ratio 17

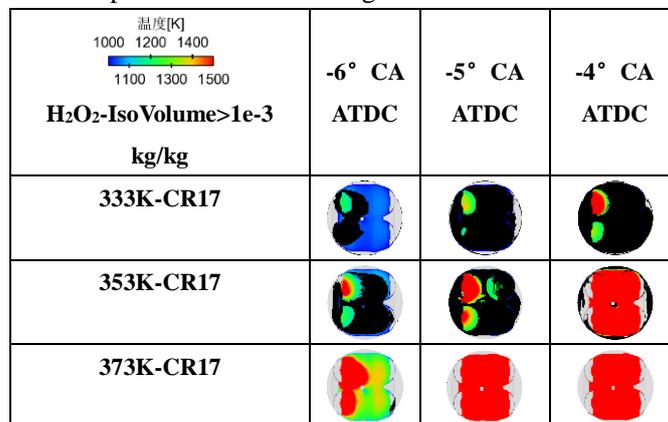


图 7 和图 8 为不同压缩比和不同进气温度的排放物对比。可以看出，不同压缩比的 NO_x 排放均随着进气温度的增加而增加。压缩比为 13 的 Soot、HC 和 CO 随着进气温度的增加而降低。压缩比为 17 的 Soot、HC 和 CO 排放质量占循环油量的比例很小。这是由于提高进气温度，促进缸内化学反应活性，提高缸内的燃烧温度，导致 NO_x 增加，Soot、HC 和 CO 降低。压缩比 13 的进气温度在 383K 时， NO_x 、HC、CO 气体排放和 Soot 排放均处于较低水平。压缩比提高到 17，由于缸内温度较高，产生较多的 NO_x 排放。

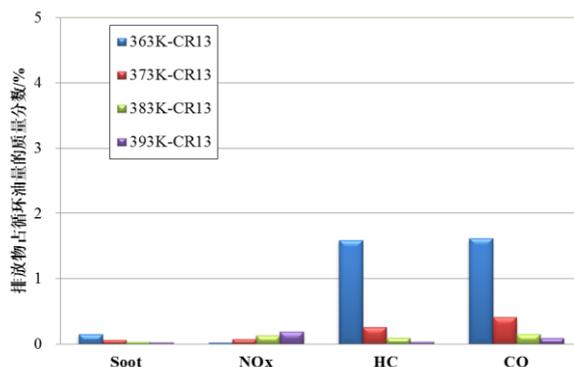


图 7 压缩比为 13 时，不同进气温度的排放物对比

Fig. 7 Emissions of different intake temperature with compression ratio 13

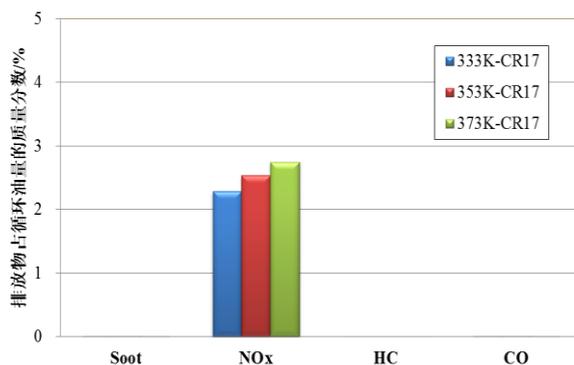


图 8 压缩比为 17 时，不同进气温度的排放物对比

Fig. 8 Emissions of different intake temperature with compression ratio 17

4. 结论

本文对气道喷射 (PFI) 汽油机进行了 HCCI 模拟，研究了不同进气温度和压缩比对 HCCI 燃烧和排放的影响：

(1) 进气温度对 HCCI 着火时刻有重要影响，当进气温度控制在 383K 时燃烧热效率最高，此时综合排放处于较低水平。

(2) 在相同的进气温度条件下，压缩比从 13 提高到 17，随着进气温度提高，由于曲轴做负功，燃烧热效率明显降低，由于缸内温度较高，产生较多的 NO_x 排放。

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] Can Cinar, Ahmet Uyumaz, et al. Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isooctane fuels[J]. Fuel Processing Technology 130 (2015) 275 - 281.
- [5] M. Lida, M. Hayashi, D.E. Foster, J.K. Martin, Characteristics of homogeneous charge compression ignition (HCCI) 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.
- [6] Nathan SS, Mallikarjuna JM, Ramesh A. Effects of charge temperature and exhaust gas re-circulation on combustion and emission characteristics of an acetylene fuelled HCCI engine[J]. Fuel;89:515-21.
- [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 HCCI combustion[J]. Journal of the Energy Institute, 2015. 01. 017.
- [11] Tao Chen, Hui Xie, et al. Methods to achieve HCCI/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 (GDCl) 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. [日] 马自达公司的高效内燃机之路. MTZ. 2016, 77 (5) .
- [16] Mazda unveiling KAI Concept with SKYACTIV-X SPCCI engine; more details on the technology.
[http:// www. greencarcongress. com /2017/10/20171025-spcci.html](http://www.greencarcongress.com/2017/10/20171025-spcci.html).