

# 多缸汽油机 SCHC 燃烧各缸燃烧不一致性的 CFD 仿真 探索性研究

## Research on Individual Cylinder Inconsistency Using CFD Simulation about SCHC Combustion on Multi-Cylinder Gasoline Engine

祝俊<sup>1</sup>, 谢辉<sup>1</sup>, 孙华文<sup>2</sup>, 赵华<sup>1</sup>

(1 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072; 2 国家超级计算天津中心, 天津 300457)

**摘 要:** 4 缸汽油机的 CFD 仿真中, 受曲轴结构的影响, 各缸计算初始时刻存在差异, 该差异会影响各缸的计算历程, 并对第一循环各缸燃烧的不一致性产生影响, 同时, 各缸物理位置的差异同样会影响充量的流动, 进而对火焰传播产生影响。笔者应用 CFD 商业软件 CONVERGE 建立了一个 4 缸汽油机模型, 在 SCHC 燃烧模式下探索了各缸计算初始时刻差异及位置差异对第一循环燃烧不一致性的影响机制, 为后期的多循环仿真及循环间变动机制提供技术支撑, 同时, 本研究也对多缸机 CFD 仿真大规模并行计算的实现提供了参考。

**关键词:** 四缸汽油机; CFD 仿真; 各缸燃烧不一致性; 大规模并行计算; CONVERGE

**Abstract:** Influenced by the crankshaft structure, the initial time of each cylinder is different during CFD simulation of four-cylinder gasoline engine, such differences will affect the calculation process of each cylinder, and affect the Inconsistency of the first combustion cycle. Meanwhile, the differences of physical location of each cylinder also affect the flow of charge, and thus have an impact on flame propagation. The author applied CFD commercial software CONVERGE to established a four-cylinder gasoline engine model, explored the effects of the initial time and the physical location of each cylinder on the first cycle combustion Inconsistency mechanisms in SCHC combustion mode, provided technical support for multi-cycle simulation and cyclic variation mechanism, meanwhile, the study also provided a reference for CFD simulation of multi-cylinder and large-scale parallel computing.

**Key words:** Four-cylinder Gasoline Engine; CFD; Each Cylinder Combustion Inconsistency; Large-Scale Parallel Computing; CONVERGE

## 1 引言

SI-CAI 混合燃烧 (SCHC) 是一种可有效拓展 HCCI 燃烧负荷边界同时增强着火可控性的燃烧方式 [1]。由于 SCHC 燃烧在前期借助了较缓的火焰传播来消耗部分燃油和提高缸内热状态以实现后期自燃,因而在降低了压升率的同时依然可以保持较高的热效率和较低的 NOx 排放。并且,Manofsky [2] 和 Chen [3] 等人均在各自的研究中证明了这种以火焰传播为起始以自燃放热为终了的混合燃烧放热模式,能够有效地填补 HCCI 燃烧与 SI 燃烧之间燃烧边界的鸿沟,实现随负荷变化的平缓的燃烧模式过渡。但是,研究表明, SCHC 燃烧方式在部分运行工况条件下依然存在燃烧不稳定的问题 [4]。在多缸发动机的运行条件下,受到各缸间差异的影响,燃烧不稳定的问题可能更加突出,因此有必要对此开展进一步的研究。

近年来 CFD 仿真在内燃机行业发展迅速,利用 CFD 仿真可以来探索内燃机缸内燃烧、流动以及传热的特性。但对于多缸机仿真而言,计算初始时刻相对各缸而言是不一样的,即各缸初始条件是有差异的。为了深入理解多缸 CFD 仿真中各缸初始条件的差异对燃烧不一致性的影响机制,本文在三维 CFD 软件 CONVERGE 上对一台四缸 SCHC 汽油机做了仿真,探索了各缸不同的初始计算时刻对燃烧不一致性的影响机制,以及各缸位置差异对燃烧不一致性的影响机理。为下一步多缸多循环间循环变动的相关探索研究提供参考依据。此外,对于多缸机 CFD 仿真而言,计算量无疑是巨大的,特别是在利用化学反应求解燃烧过程的仿真中,计算量与化学反应机理中组分数量的二次方成正比。因此,多缸机 CFD 仿真对计算机的计算性能要求更高,一般的服务器难以承受这样的计算量,但是借助于超级计算机、采用大规模并行计算可以很好地解决这一问题。本文对四缸机燃烧、流动的 CFD 仿真在超级计算机上做了探索研究,为后期的多缸机多循环燃烧耦合热管理的 CFD 仿真提供前期的技术支撑。

## 2 仿真平台介绍

本研究是以三维 CFD 仿真商业软件 CONVERGE 为平台,基于其自带的一系列湍流、点火、燃烧、传热模型为依托,在国家超级计算天津中心的天河一号超级计算机上对一台四缸汽油机 SCHC 燃烧做了仿真研究。

4 缸汽油机 CFD 仿真计算量较大,需要借助大规模并行计算才能高效完成,计算选择在国家超级计算天津中心的天河一号超级计算机上运行,操作系统为 RedHat Enterprise Linux 5.2 x86\_64,计算采用 16 个节点、共 128 核。

### 3 算例设置

#### 3.1 发动机模型参数

建立了一台四冲程四缸汽油机的气道及燃烧室的三维模型，如图 1 所示。四缸的进气道连接在进气管上，各缸排气道单独排气，从左至右依次为 1-4 缸。该四缸汽油机的基本参数如表 1 所示。

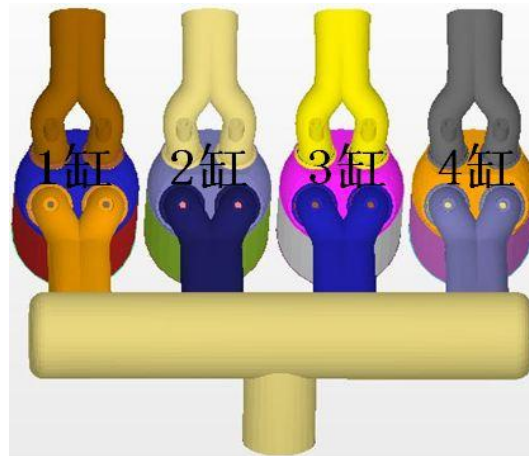


图 1 四缸汽油机三维模型

表 1 四缸汽油机三维模型基本参数

特征	参数
缸径/mm	86
冲程/mm	86
缸心距/mm	91
连杆长度/mm	143
型号	直列 4 缸
排量/L	2
压缩比	10.66
进气方式	自然吸气
点火顺序	1-3-4-2
燃烧室形状	篷顶结构
燃油喷射方式	进气道喷射

#### 3.2 运行工况

本研究采用的计算工况参数如表 2 所示。

表 2 计算工况参数

特征	参数
燃烧模式	SCHC
点火时刻	29° CA BTDC
转速/rpm	1500
IMEP/bar	5.3

节气门开度	全开
eEGR/%	10.4
Lambda	1
IVO	-220° CA BTDC
IVC	-120° CA BTDC
IL/mm	5.56
EVO	203° CA ATDC
EVC	297° CA ATDC
EL/mm	5

### 3.3 网格与模型设置

计算采用带进气、燃烧、排气过程的全模型，网格基本尺寸为 4mm，缸内网格加密一个等级，即为 2mm。此外，整个仿真过程采用速度自适应加密及温度自适应加密，加密等级为 3，即最小网格尺寸为 0.5mm。

计算使用的物理化学子模型见表 3。

表 3 物理化学子模型

物理化学子模型	模型名称
湍流模型	RNG k-e 模型
燃烧模型	SAGE 模型+化学反应机理 (73 组分、296 反应[5])
壁面传热模型	0' Rourke 和 Ameden 温度壁面函数
点火模型	Source/Sink 能量注入模型

由于该发动机为进气道喷射，燃烧室内燃油-空气已混合均匀，故仿真中燃油以进气吸入的方式从进气口进入燃烧室。

### 3.4 边界条件与初始条件

计算使用边界条件通过一维仿真软件 GT-power 计算得来。对四缸发动机而言，计算初始条件各缸之间是不同的，对第 1 缸采用 230° CA BTDC 为其计算的初始时刻，那么根据 1-3-4-2 的点火顺序，其余各缸相对自身而言的计算初始时刻见表 4。

表 4 各缸计算初始时刻及计算历程

缸号	计算初始时刻/° CA BTDC	计算历程
1	230	进气+压缩+燃烧
2	50	压缩末期+燃烧
3	410	重压缩+进气+压缩+燃烧
4	590	排气+重压缩+进气+压缩+燃烧

计算初始时刻的缸压和缸温也是通过一维仿真软件 GT-power 计算得来。对 1 缸、3 缸、4 缸而言，计算初始时刻远离压缩上止点，湍流动能  $k_0$  和耗散率  $\epsilon_0$  采用经验公式计算得来。

$$\kappa_0 = \alpha V_p^2$$

式中 $\alpha$  为经验常数,通常取值范围为 0.1-0.3, 本计算 $\alpha$  取为 0.1。

$$\varepsilon_0 = \beta \kappa_0^{3/2} / l$$

$l$  取为缸内某一特征尺度, 通常取为缸径,  $\beta$  为经验常数, 其取值与  $l$  的选取有关, 若  $l$  为缸径, 则 $\beta$  的量级为 5-10, 本计算 $\beta$  取为 5。

对于 2 缸, 由于其计算初始时刻接近压缩上止点, 计算没有涉及到进、排气过程, 故其初始湍流动能 $\kappa_0$ 和耗散率 $\varepsilon_0$ 采用第 1 缸计算到 50° CA BTDC 时的计算值。

初始时刻缸内组分的设置方面, 对 1 缸、3 缸、4 缸而言, 计算初始时刻燃烧室内均为烧完的废气, 故取 CO<sub>2</sub>、H<sub>2</sub>O、N<sub>2</sub>, 其比例关系为当量比条件下燃油在空气中燃烧产物的对应比例。对 2 缸而言, 计算初始时刻缸内既有燃油还有空气和废气, 故其组分配比采用缸 1 计算到 50° CA BTDC 时的组分比。

## 4 结果分析

本次探索仅针对各缸第一次着火燃烧不一致性的情况, 除各缸位置差异外, 对 CFD 仿真而言, 各缸初始计算时刻的差异也会成为各缸燃烧不一致性的一个因素。各缸第一次着火前, 压缩末期缸内组分及其他相关参数见表 5 所示。

表 5 各缸压缩末期缸内相关参数

缸号	燃油/mg	总工质/mg	Lambda	RGF/%	点火时刻湍动能/(m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
1	15.3	348.72	1	28.53	11.03
2	16.6	377.7	1	28.49	6.74
3	15.5	354.3	1	28.99	11.78
4	15.9	355.83	1	27.23	9.5

由表 5 可知, 各缸进气量是有差异的, 差异的根源分析如下。

### 4.1 1 缸与 3 缸燃烧不一致性分析

计算采用各缸第一次循环结果做燃烧不一致性分析, 其中 1 缸和 3 缸第一次循环的缸温、缸压、放热率见图 2。

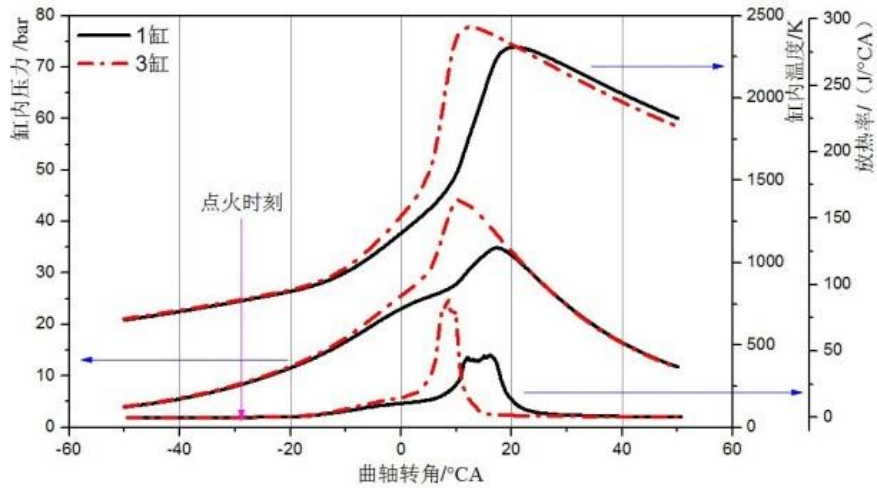


图 2 1 缸和 3 缸缸温、缸压、放热率对比

由图 2 可知，1 缸和 3 缸的差异出现在点火后，即在压缩上止点附近燃烧速率发生差异。分析差异的来源可知，首先，1 缸和 3 缸计算初始时刻不同，由表 4 可知，3 缸较 1 缸滞后 180 度曲轴转角，即 3 缸较 1 缸多计算了重压缩阶段；其次，1 缸和 3 缸的物理位置有差异，气流流经途径不同。

首先研究 1 缸和 3 缸计算初始时刻差异对计算结果的影响。图 3 是计算到 IVO 时刻 1 缸和 3 缸缸内流场的切片。

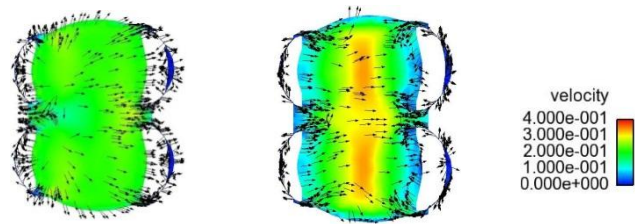
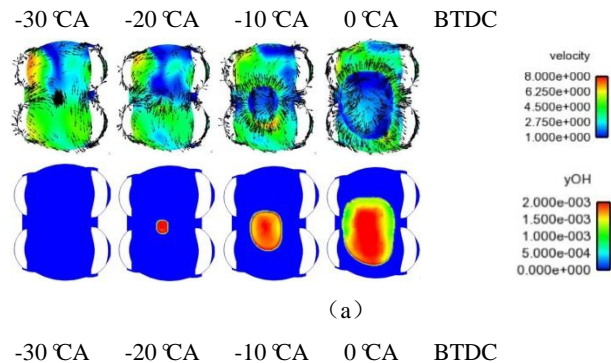


图 3 1 缸（左侧）和 3 缸（右侧）IVO 时刻缸内流场分布

由图 3 可知，IVO 时刻 1 缸和 3 缸缸内流场的差异非常小，可以忽略，即对于计算初始时刻相差 180 度曲轴转角的 1 缸和 3 缸而言，3 缸多计算了重压缩阶段，对于这样的计算初始时刻的差异，对缸内流动情况的影响可以忽略。

图 4 对比了 1 缸和 3 缸点火时刻至压缩上止点过程中缸内流场与燃烧历程在两缸间的差异。其中，缸内燃烧历程用 OH 浓度来表征，参见[6]。



(a)

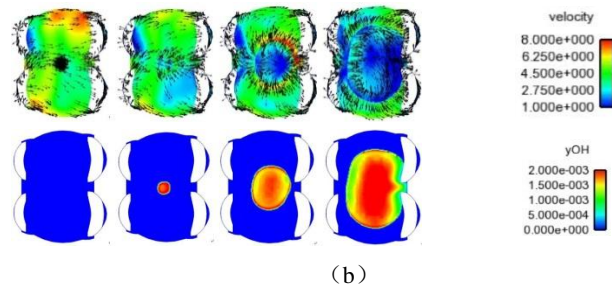


图 4 1 缸 (a) 和 3 缸 (b) 压缩末期缸内流场及燃烧历程

由图 4 可知, 在压缩末期, 3 缸缸内的流动较强, 流速较大, 导致火焰传播较快, 致使 3 缸较 1 缸的燃烧速率较快, 以致出现图 2 所示的 1 缸和 3 缸燃烧的不一致性。

综上所述, 1 缸和 3 缸第一循序燃烧的差异来自于缸内流场的差异, 而流场的差异来自于 1 缸和 3 缸物理位置的差异引起的进气过程中充量流动的差异。

#### 4.2 1 缸、2 缸、4 缸燃烧不一致性分析

计算出的 1 缸、2 缸与 4 缸第一次循环的缸温、缸压、放热率见图 5。

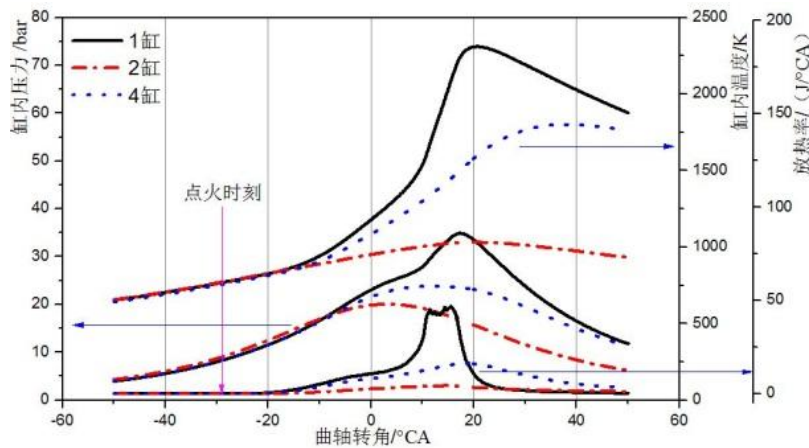
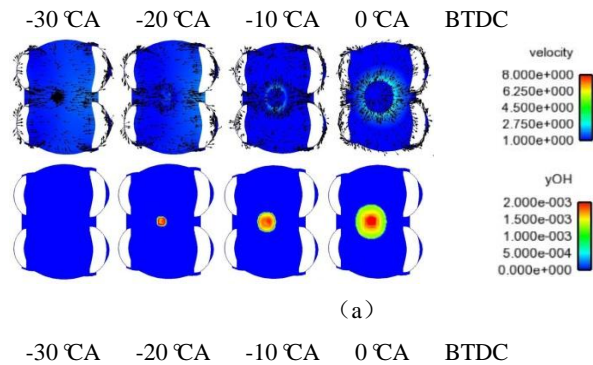


图 5 1 缸、2 缸与 4 缸缸温、缸压、放热率对比

由图 1 可知, 1 缸和 4 缸严格对称, 两缸进气过程中流动状况一致。但两缸第一循环燃烧状况依然存在较大差异。由表 4 可知, 2 缸仅计算了压缩末期和燃烧过程, 图 5 展示的 1 缸和 2 缸第一循环燃烧阶段差异也较大。



(a)

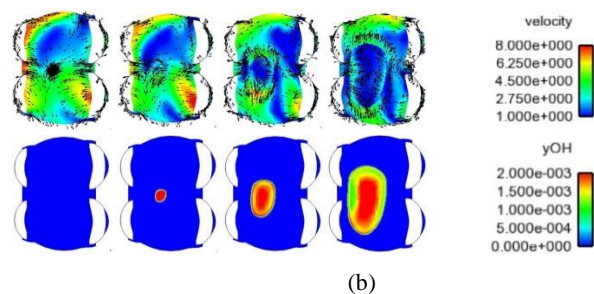


图 6 2 缸 (a) 和 4 缸 (b) 压缩末期缸内流场及燃烧历程

由表 4 可知, 1 缸、2 缸、4 缸计算初始时刻是不同的, 计算历经的阶段是有差异的。其中, 至各缸第一次燃烧时, 1 缸计算了进气、压缩、燃烧阶段, 2 缸只计算了压缩末期和燃烧阶段, 4 缸计算了排气、重压缩、进气、压缩、燃烧阶段。由表 5 可知, 各缸计算至点火时刻时, 1 缸、2 缸、4 缸缸内的湍动能差异较大, 对于 1 缸和 4 缸而言, 由于两缸物理位置严格对称, 进气过程中充量的流动差异可以忽略, 但 4 缸较 1 缸计算时刻较早, 较 1 缸多计算了排气过程, 以致 4 缸在计算进气过程时缸内流场受到排气过程的影响, 而不再似 1 缸计算进气时, 缸内流场仅受缸内初始状态的影响。最终的效果是使 1 缸和 4 缸缸内流场产生了差异, 最终影响了两缸点火后火焰传播的速率, 如图 6 所示。对 1 缸、2 缸而言, 虽然物理位置的差异较大, 但 2 缸的计算过程仅经历压缩末期和燃烧, 点火时刻缸内流场的初始值来自算例设置的初值, 由此可知, 4 缸汽油机 CFD 仿真第一循环燃烧时, 1 缸、2 缸、4 缸的燃烧不一致性主要来自各缸初始计算时刻的不同。这在 4 缸发动机 CFD 仿真中是避免不了的, 可以从算例初始条件的设置或多循环仿真来尽量减少这一影响。

## 5 结论

对一台四缸汽油机 SCHC 燃烧进行了 CFD 分析, 研究了其第一循环各缸燃烧不一致性的内部机制。结果表明:

由于点火顺序很接近, 1 缸和 3 缸第一循环燃烧不一致性主要是两缸位置的差异造成的, 因此, 在进气管的设计过程中要尽力规避这一差异。

由于 1 缸、2 缸、4 缸点火顺序相差较远, 三缸计算初始时刻及计算历程相差较大, 对四缸机 CFD 仿真这是避免不了的问题, 其对第一循环燃烧过程有一定的影响。因此, 在多缸机 CFD 仿真中要考虑这一影响因素, 可以尝试多循环仿真来尽量降低这一因素对计算结果的干扰。

多缸机多循环仿真必然会对计算机的计算能力提出更高的要求, 因此, 本次探索是在超级计算机上进行多缸机 CFD 仿真计算的一次尝试, 事实证明, CONVERGE 软件在超算方面表现出较好的计算性能, 另外, 超算和内燃机的合作可以联合推进多缸机 CFD 仿真模拟的研究, 为后期多缸机多循环燃烧过程仿真甚至燃烧与热管理的耦合仿真计算奠定了技术基础。

## 致谢

感谢 IDAJ 公司提供 CONVERGE 软件支持; 感谢国家超级计算天津中心提供仿真平台的支持。

## 参考文献

- [1]Urushihara T, Yamaguchi K, Yishizawa K, et al. A Study of a Gasoline-fueled Compression Ignition Engine – Expansion of HCCI Operation Range Using SI Combustion as a Trigger of Compression Ignition. SAE Paper No. 2005-01-0180, 2005
- [2]Manofsky L, Vavra J, Assanis D, et al. Bridging the Gap between HCCI and SI: Spark-Assisted Compression Ignition. SAE Paper No. 2011-01-1179, 2011
- [3]Chen T, Xie H, Li L, et al. Continuous Load Adjustment Strategy of a Gasoline HCCI-SI Engine Fully Controlled by Exhaust Gas. SAE Paper No. 2011-01-1408, 2011
- [4] Jacob Larimore, Erik Hellstrom, Jeff Sterniak, et al. Experiments and Analysis of High Cyclic Variability at the Operational Limits of Spark-Assisted HCCI Combustion. In: Proceedings of the American Control Conference. Montreal, 2012. 2072–2077
- [5] Hu Wang, Mingfa Yao, Rolf D. Reitz. Development of a Reduced Primary Reference Fuel Mechanism for Internal Combustion Engine Combustion Simulations. Energy and Fuels, 2013, 27, 7843– 7853
- [6] SeungHwan Keum, Cherian A. Idicheria. Comparison of Experimental and Numerical Modeling of Reforming HCCI Combustion. ICEF2013-19216