

Your True Partner for CAE&CFD

您身边的CAE&CFD专家

IDAJ CAE
Solution
Conference

年会论文集

With kind permission of:
Koenigsegg Automotive AB
www.koenigsegg.com



ICSC 2015
Your True Partner For CAE & CFD

艾迪捷信息科技（上海）有限公司

2015 IDAJ中国区CAE/CFD技术年会

第二章

CONVERGE

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

基于自动网格生成和详细化学反应的燃气轮机燃烧模拟

Gas Turbine Combustion Simulation with Automatic Mesh Generation and Detailed Chemistry

王志华¹ 汪子涵² 钟修林²

1 中航工业贵州航空发动机研究所

2 艾迪捷信息科技(上海)有限公司

摘 要

数值模拟手段在燃气轮机燃烧研发中日益重要。不仅节省实验的时间和经费,数值模拟能以独特的视角展现实验难以捕捉的燃烧室中复杂的物理化学现象。传统的 CFD 软件会在网格生成上消耗研发人员太多的时间。先进的 CFD 软件 CONVERGE 在计算过程中基于几何通过其专利网格切割算法,自动创建出高质量的正交六面体网格;这也使得对温度场和速度场的自适应网格加密成为可能。本文利用 CONVERGE 自带的各种物理模型,结合航空燃料 JP-10 的详细化学反应机理,模拟了一款真实燃气轮机燃烧室的喷雾和燃烧过程。结果显示 CONVERGE 的瞬态求解器能很好地模拟火焰筒从初始状态到准稳态的过渡过程以及在准稳态下的工作过程。火焰筒上游存在回流现象,主回流在下游被主燃孔的新鲜进气阻断。燃料现在局部着火,火焰面传播,相互连接并最终达在准稳态充满燃烧室。

关键词

燃气轮机、燃烧、详细反应机理、自动网格生成、CONVERGE

Abstract

Numerical simulations have become increasingly important in gas turbine combustor research and development. Not only being beneficial in terms of time and cost, simulations provide unique insights into the complex phenomena which experimental measurements cannot capture. Traditional CFD tools take too much time in generating mesh. The innovative CFD tool CONVERGE uses its patented cut-cell technique to automatically generate high-quality, orthogonal Cartesian mesh; this realizes Adaptive Mesh Refinement (AMR) for the temperature and velocity field. In this paper, CONVERGE is utilized to model the injection and combustion processes in a realistic gas turbine combustor. Results show the CONVERGE transient solver does a perfect job capturing the transition from initial conditions to quasi-steady state and the operation under quasi-steady state in the combustor. Recirculation zones are present in the upstream of the combustor and the primary recirculation is closed by the primary jets. Ignition starts at several locations, and flames spread and merge until they fill the combustor at quasi-steady state.

Key words

Gas Turbine, Combustion, Detailed Chemistry, Automatic Mesh Generation, CONVERGE

1 概述

燃气轮机在国民经济和国防中有广泛的应用,例如作发电设备的固定式燃气轮机和用作舰船或飞机动力装置的燃气轮机,其中后者更是国家投入的重点。用作动力装置的燃气轮机一般使用液态燃料,因为它便于储存并且能量密度高。液态燃料在形状复杂的燃烧室内发生喷射,破碎,蒸发,燃烧等诸多复杂的物理化学过程。这些过程直接影响到燃气轮机的工作特性和可靠性,因而会决定燃烧室的设计参数。但是传统的测试手段不能完全捕捉上述燃烧室中的细节过程,因此可靠的 CFD 模拟显得十分必要。

本文运用了用最新的 CFD 工具 CONVERGE 来详细分析一款真实的航空燃气轮机燃烧室内的喷雾,燃烧和排放特性。

2 模型设置

本文的分析运用了由美国 Convergent Science Inc. 开发的通用三维 CFD 软件 CONVERGE 2.2 版本[1, 2]。CONVERGE 在计算过程中基于几何通过其专利网格切割算法,自动创建出高质量的正交六面体网格;这也使得对温度场和速度场的自适应网格加密(AMR, Adaptive Mesh Refinement)成为可能。传递方程通过二阶精度有限体积法,由 PISO 算法求解[3]。可变的时间步长由 CFL 数和喷雾,燃烧参数控制。CONVERGE 带有自动负荷平衡功能,可以自始至终平均每个处理器上网格的数量,以保证最佳的计算效率[4]。

燃烧室内湍流由 RNG k- ϵ RANS 模型模拟[5]。RANS 模型通过将物理量平均求解;这种方法虽然精度有限,但因其发展成熟,计算成本低,仍在工业界广泛应用。燃油液滴粒径采用了 Rosin-Rammler 分布,分布系数为 2.8,索特平均直径设为 $20\mu\text{m}$ 。喷雾呈空心圆锥,锥角为 110° ,厚度设为 40° 。由于喷射速度较低(仅为 18 m/s),因此只考虑液滴二次破碎情况,并用 TAB (Taylor Analogy Breakup) 模型模拟[6]。液滴受到的拖拽由动态拖拽模型模拟[7]。液滴的湍流扩散由 O'Rourke 模型模拟[8]。本文没有考虑液滴间相互撞击和液滴与壁面的撞击。CONVERGE 自带的燃烧求解器 SAGE 利用加州大学圣地亚哥分校开发的,已被广泛验证的 JP-10 燃料详细化学反应机理来模拟燃烧过程[1, 9]。此机理含有 49 个组分和 262 个反应;用户额外添加了 NO 的生成机理。CONVERGE 中的多区模型可以把含有相同状态(例如温度和空燃比)的网格归为同一区集中求解,从而大大加快计算时间。

为了尽可能的捕捉喷雾和燃烧的细节,算例采用 3mm 基础网格,并始终对喷雾区域和几何边界(包括每一个主燃孔,掺混孔和冷却孔)加密,使最小网格尺寸为 0.75mm 。对温度场和速度场,如果有亚网格场数值超出一个用户自定义的值,网格会被自动加密到这些区域,直到亚网格场满足条件。自动网格加

密也能使最小网格尺寸达到 0.75mm。自动网格加密的。为了保证计算速度，整体最大网格数设为 2,000,000。

燃烧室内初始温度设为 1000K，进气温度 700K，壁面温度 800K。模型总体当量比为 0.3。本文将着重考察用 CONVERGE 瞬态求解器模拟燃烧室从初始到准稳态的过渡过程和在准稳态下的运行过程。

3 燃烧室结构

燃烧室结构，如图 1 所示，计算域为四分之一的全环燃烧室。高温高压空气流进进气口，一部分通过旋流器，与燃油在火焰筒内混合、燃烧；另一部分空气通过燃烧室外涵道。这其中又有部分空气或通过主燃孔和掺混孔流入火焰筒参与燃烧，或通过大量微小的冷却孔流入火焰筒尾端，冷却已燃高温气体；剩下的空气将从两侧的出口（Ring_in 和 Ring_out）流出。详细的燃烧室几何参数见表 1。

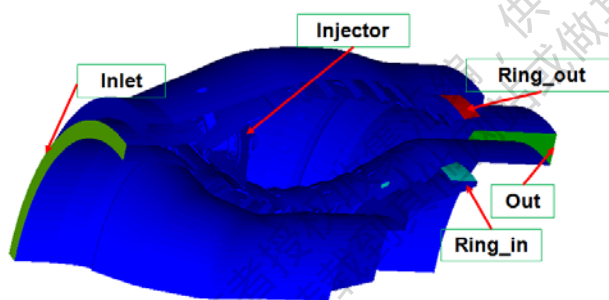


图 1 燃气轮机燃烧室结构

表 1 燃烧室几何参数

燃烧室参数	数值
几何长度 (a. u.)	385
几何半径 (a. u.)	277
喷孔直径 (a. u.)	2.2
喷油锥角 (a. u.)	110
喷油压力 (a. u.)	2.3
燃油	JP 10
单个喷孔燃油流量 (a. u.)	0.0282

4 结果分析

4.1 流场

图 2 显示了进口和出口的质量流量随时间的变化。可以发现，在计算开始，进出口的流量都有波动，并且有部分气体从两侧出口回流到火焰筒，这个现象在 6ms 后结束。流量的波动随着时间推进逐渐衰减。在 15ms 进出口的流量达到准稳态。图 3 反应了索特平均直径（Sauter Mean Diameter, SMD）也是在 15ms 达到准稳态。

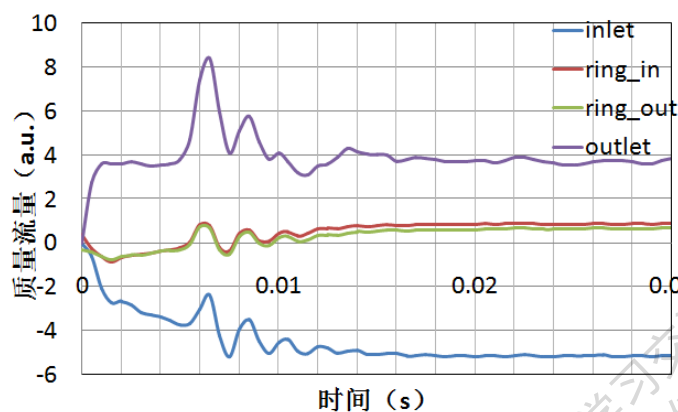


图 2 进、出口质量流量随时间变化关系

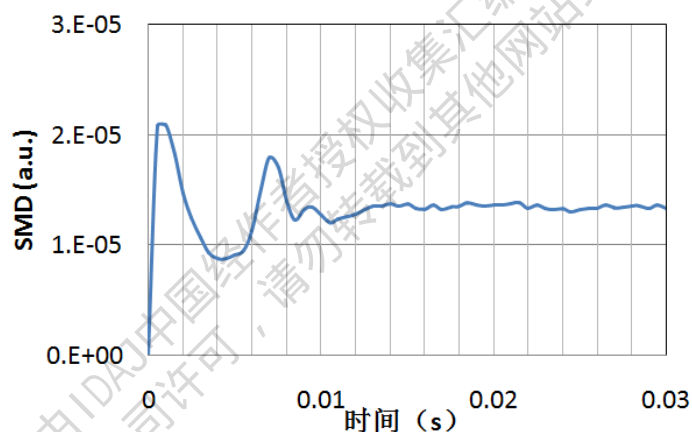


图 3 SMD 随时间变化关系

图 4 显示了在 15ms 一个喷嘴界面的速度分布。在喷嘴轴线方向以及火焰筒上游的角落都因为压差形成了回流。以大约 80m/s 速度通过主燃孔流入火焰筒的新鲜工质将主回旋区域与下游隔断。燃烧后的高温气体以大约 150m/s 的速度排出主出口。

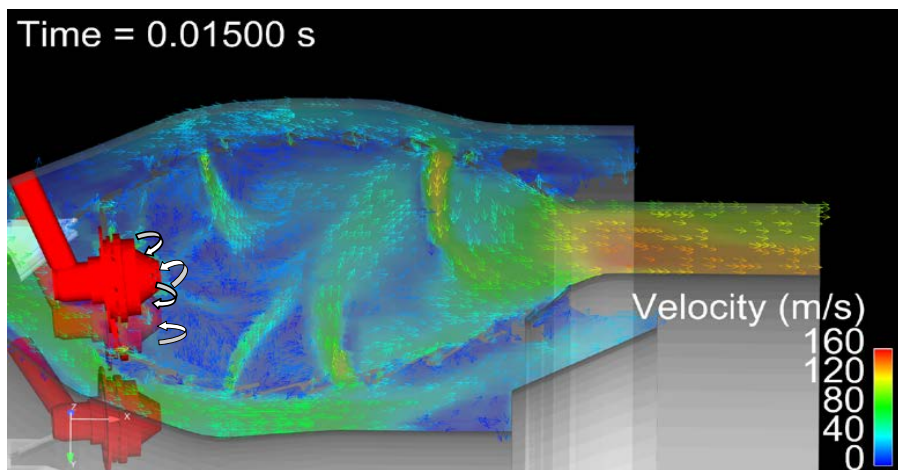


图 4 15ms 燃烧室速度场分布

4.2 温度场

图 5 显示了火焰筒中不同时刻 1600K 等温面的分布。需要指出的是，每个喷雾的轴线并不与火焰筒轴线平行，因此每个喷雾的燃烧特性有所区别。在 4ms，一个喷嘴附近温度和空燃比都合适的区域率先着火。紧接着在 6ms，四个喷嘴附近均发生着火，但是每个火焰面仍在发展，且相互独立。等到 15ms，即准稳态时，每个喷嘴的火焰面都充分发展，相互连接填满火焰筒的大部分区域，形状也达到准稳态，并持续下去。在图 6 的两幅图中，从左到右依次是，掺混孔切面和主出口切面上的温度分布。可以看见在主燃孔切面上，额外的空气补充进入火焰筒，促进燃气混合，保证燃烧稳定性。火焰面呈空心圆形分布（三维是空心圆锥）。火焰面内部，因为燃料蒸发吸热，呈现环状低温区域。在掺混孔切面上，额外的空气促进燃烧充分完成，并且稀释下游工质，降低排气温度，因此掺混孔切面上高温区域明显小于主燃孔切面的高温区域。最后主出口的温度一直是燃烧室设计的重中之重，因为这直接影响到下游轮机叶片的寿命。图 6 显示，此切面上平均温度约为 1600K，但是分布并不均匀：局部区域有 2200K 的高温，这个现象需要进一步的研究。图 7 进一步详细显示了 15ms 自动生成的网格在一个喷油嘴切面的分布，可以清楚看见喷油嘴周边和壁面的嵌入式网格加密和对速度场，温度场的自适应网格加密。

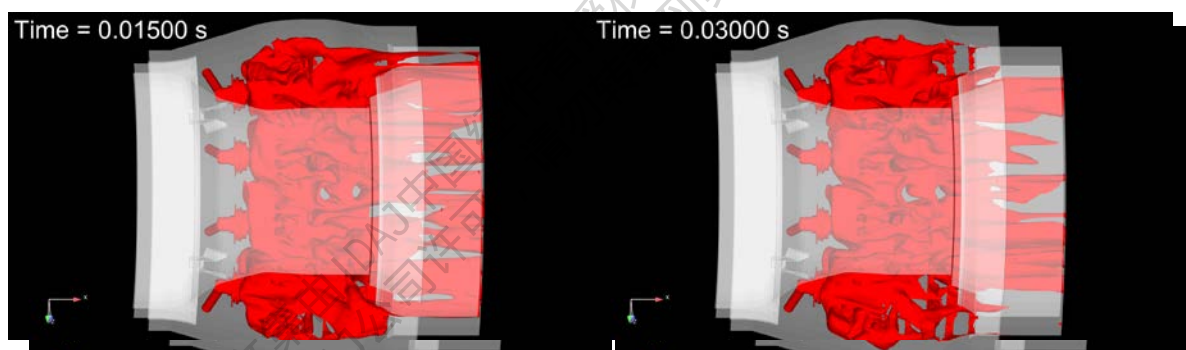


图 5 火焰筒 1600K 等温面随时间变化关系

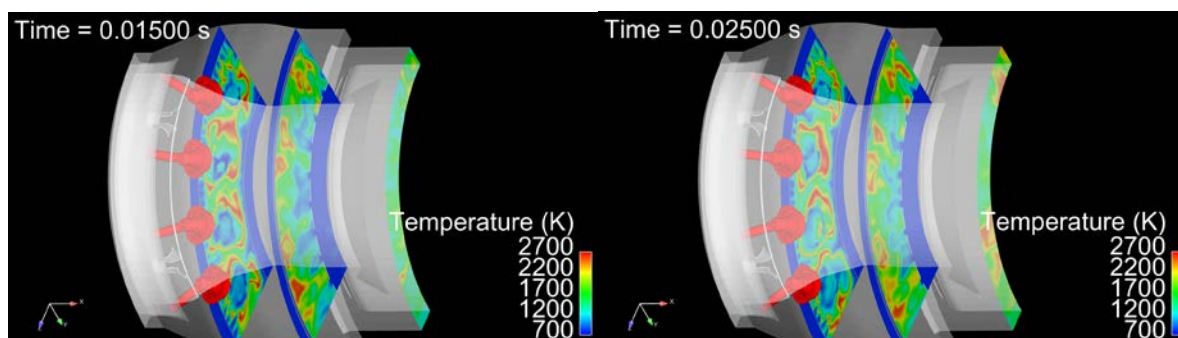


图6 主燃孔, 掺混孔和主出口切面温度分布

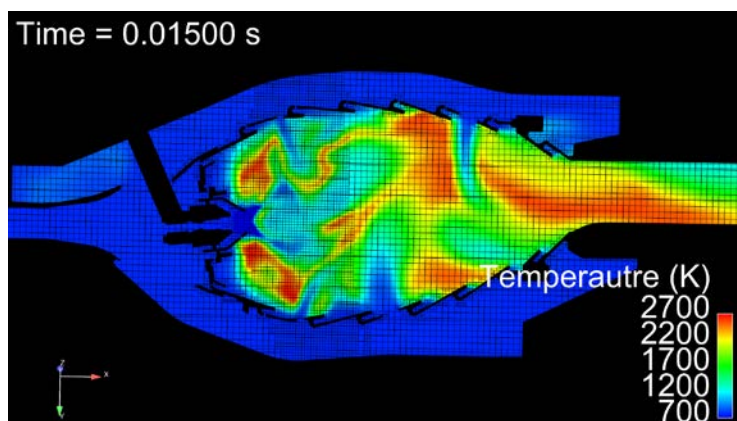


图7 基于速度场和温度场的自适应网格加密

5 结论和后期工作

本文运用通用三维 CFD 软件 CONVERGE 成功地模拟了一个真实燃气轮机燃烧室。自动网格生成功能大大减少了人工设置网格的时间。对喷雾和边界的嵌入式网格加密以及对速度场和温度场的自适应网格加密能准确地捕捉喷雾, 回流和燃烧等复杂物理化学现象, 确保计算结果的准确性。CONVERGE 的瞬态求解其能很好地模拟火焰筒从初始状态到准稳态的过渡过程以及在准稳态下的工作过程。在火焰筒内, 燃料先在各个喷油嘴周围分别着火, 火焰面的传播并相互连接, 充满整个火焰筒。在 15ms, 流场, 温度场等均达到准稳态。从主燃孔和掺混空流入的新鲜空气能很好地促进燃烧, 降低反应产物温度。主出口的平均温度约为 1600K, 但是温度分布并不均匀。

本文也是用 CONVERGE 软件成功进行此类模拟, 将为其他各式燃气轮机燃烧室的 CFD 模拟提供经验参考。今后的工作包括: 模拟燃气轮机的点火过程; 利用更多的计算资源和大涡湍流模型 (Large Eddy Simulation, LES) 捕捉燃油喷射和燃烧瞬态的更多局部细节; 查看排放特性; 优化设计和运行参数。

6 参考文献

1. K. J. Richards, P. K. Senecal, and E. Pomraning, CONVERGE (Version 2.1.0 Manual, Convergent Science Inc., Middleton, WI, 2014.
2. S. Drennan, and G. Kumar, "Demonstration of an Automatic Meshing Approach for Simulation of a Liquid Fueled Gas Turbine with Detailed Chemistry", 50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Jul. 2014, Cleveland, OH, USA
3. R. I. Issa, "Solution of the Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator-Splitting", Journal of Computational Physics, 62, 40-65, 1986.

4. S. Som, D. Longman, S. Aithal, R. Bair, M. Garcia, S. Quan, K. Richards, P. K. Senecal, T. Shethaji, M. Weber, "A Numerical Investigation on Scalability and Grid Convergence of Internal Combustion Engine Simulations," SAE Technical Paper 2013-01-1095, 2013.
5. Yakhot, V. and Orszag, S. A., "Renormalization Group Analysis of Turbulence.I. Basic Theory," J. Sci. Comput., 1, 3, 1986.
6. P. J. O'Rourke, and A. A. Amsden, "The TAB Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup," SAE Paper No. 872089, 1987.
7. A. B. Liu, D. K. Mather, and R. D. Reitz, "Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays", SAE 930072, 1993.
8. A. A. Amsden, P. J. O'Rourke, and T. D. Butler, "KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays," Los Alamos National Laboratory Report No. LA-11560-MS, 1989.
9. "Chemical-Kinetic Mechanisms for Combustion Applications", San Diego Mechanism web page, Mechanical and Aerospace Engineering (Combustion Research), University of California at San Diego (<http://combustion.ucsd.edu>).
10. J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, Inc., 1988.

基于 CONVERGE 软件的缸盖缸体温度场分析

The Head Block Thermal Analysis basing on CONVERGE code

丁宁 徐政 陈明 张小矛 王玲芳 邬文睿 信曦

1. 上海汽车集团股份有限公司技术中心 2. 上海市汽车动力总成重点实验室

摘 要: 为了提高发动机缸盖缸体温度场分析的准确度, 本文基于 CONVERGE 软件的缸内燃烧分析, 提出了一种带有预测性的温度场计算方法。首先, 进行了缸内的燃烧分析, 研究了各部分边界上的对流换热量; 其次, 进行了水套的 CFD 流动分析, 对传热系数进行了评估; 再次, 考虑了活塞环与缸壁的摩擦换热以及活塞与缸壁的热传导; 最后, 基于上述的热边界条件进行了温度场计算。

结果表明: 采用新的算法, 缸盖缸体的温度值与温度场的分布规律都比较合理。

关键词: 发动机; 燃烧分析; 传热系数; 摩擦; 热传导

Abstract: In order to improve the accuracy of the head-block analysis, put forward a predictability thermal analysis method basing on the In-cylinder combustion analysis by CONVERGE code. Firstly, In-cylinder combustion analysis is performed to research the convection. Secondly, the water jacket flow analysis is done to evaluate HTC (heat transfer coefficient). Thirdly, take account of the piston ring-liner friction and piston-liner conduction. Finally, the head-block thermal analysis is done basing on the thermal boundary condition upon. The result shows that by the new analysis method, the temperature range and the distribution are very reasonable.

Key words: engine; combustion analysis; HTC; friction; conduction

1 概述

发动机缸盖缸体的结构温度场计算作为发动机 CAE 的重要内容, 是缸盖缸体强度分析的重要组成部分, 同时也是高周疲劳分析、低周疲劳分析的基础。因此, 该分析内容在整个发动机 CAE 分析体系当中具有十分关键的作用^[1-2]。但是, 该温度场的计算受到气体侧对流换热、水侧对流换热、活塞与缸壁的摩擦换热、活塞与缸壁的热传导以及金属的材料属性等多种因素共同影响, 计算难度比较大。对于现有机型的计算, 往往是基于试验结果来调整各部件的传热系数, 通过多轮的迭代计算,

来不断接近试验值。对于新机型的开发，由于尚不存在试验结果，上述简化方法就无法准确预测金属温度场。

本文基于 CONVERGE 软件的缸内燃烧计算，提出了一种带有预测性的缸盖、缸体温度场计算方法，并在本公司某款排量为 1.5L 的直列四缸发动机开发过程中应用。

2 温度场分析的体系

图 1 为温度场分析的体系图，其中需要分为缸盖和缸体两部分分别提供热膜边界条件。缸盖部分需要提供火焰面热膜、进排气道热膜、气门及导管热膜以及缸盖水套热膜；缸体部分需要提供衬套气体侧热膜、活塞缸壁摩擦热膜、活塞缸壁热传导热膜和缸体水套热膜。对于气体侧和缸盖缸体之间的对流换热，我们采用 CONVERGE 软件进行最大功率点的缸内瞬态分析，然后分别提供热膜给各个相关部件；对于水侧和缸盖缸体之间的对流换热，我们采用稳态 CFD 分析，然后分别给相关部件提供热膜。

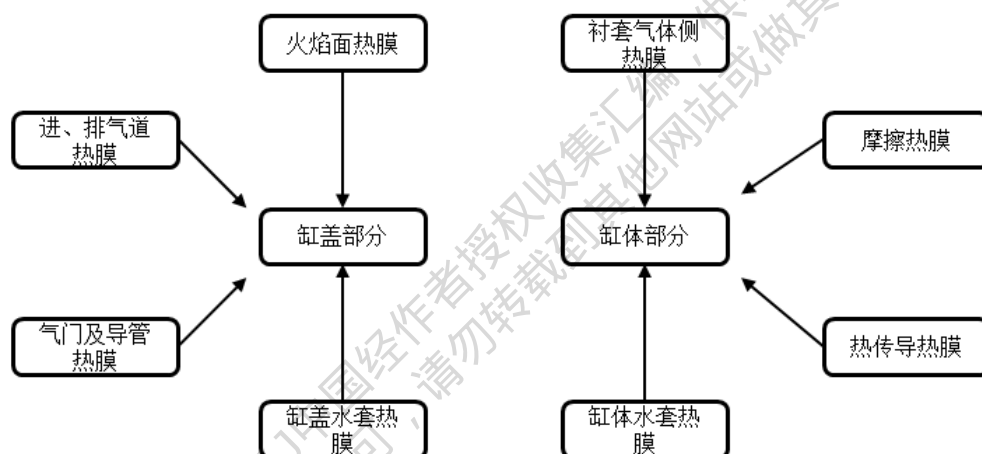


图 1 温度场分析的体系

3 缸内燃烧分析

本文所研究的发动机是一款排量为 1.5L 的直列四缸自然吸气发动机，其喷射系统采用是进气道低压喷射。针对最大功率点 6000WOT，采用了 CONVERGE 软件进行缸内瞬态流动、燃烧分析。由于是在进气道中闭阀喷射，我们采用了在进气边界设置吸入均匀混合气的方法。进排气门配气相位和一维瞬态边界条件均来自于 GT-POWER 软件的结果，点火时刻的设置为上止点前 18 度曲轴转角。该分析过程包括了进气、压缩、做功和排放完整的四个冲程，共 720 度曲轴转角。

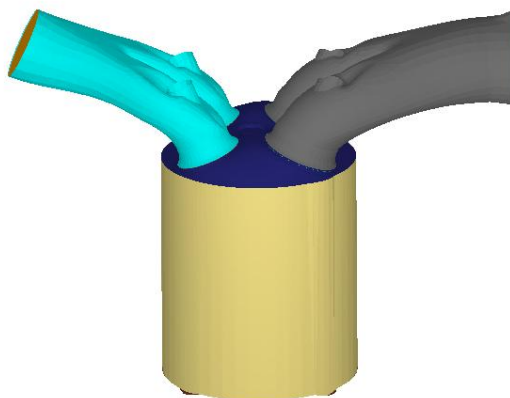


图 2 发动机燃烧系统几何示意图

本文中流体网格的基础尺寸设置为 4 mm，对于气阀和缸内网格采用了局部网格加密方法（Grid embedding），并且对于整个流体区域应用了自适应网格加密（Adaptive Mesh Refinement），进一步提高了计算精确度和计算速度。图 2 为该发动机燃烧系统几何示意图。本文湍流模型采用了 RNG k- ϵ mode，燃烧模型应用的是 SAGE and multi-zone mode。该模型是一款详细化学反应模型^[3-5]，考虑了 38 种组份和 58 步化学反应，部分化学反应设置见表 1：

表 1 SAGE 详细化学反应公式

$\text{ic8h18} + \text{o2} = \text{c8h17} + \text{ho2}$	$\text{c3h4} + \text{oh} = \text{c2h4} + \text{hco}$
$\text{c8h17} + \text{o2} = \text{c8h17oo}$	$\text{ch3} + \text{ho2} = \text{ch3o} + \text{oh}$
$\text{c8h17oo} = \text{c8h16ooh}$	$\text{ch3} + \text{oh} = \text{ch2} + \text{h2o}$
$\text{c8h16ooh} + \text{o2} = \text{ooc8h16ooh}$	$\text{ch2} + \text{oh} = \text{ch2o} + \text{h}$
$\text{ooc8h16ooh} \Rightarrow \text{oc8h15ooh} + \text{oh}$	$\text{ch2} + \text{o2} = \text{hco} + \text{oh}$
$\text{ic8h18} + \text{oh} \Rightarrow \text{c8h17} + \text{h2o}$	$\text{ch2} + \text{o2} = \text{co2} + \text{h2}$
$\text{c8h17} + \text{o2} = \text{c8h16} + \text{ho2}$	$\text{ch2} + \text{o2} = \text{co} + \text{h2o}$
$\text{oc8h15ooh} \Rightarrow \text{oc8h15o} + \text{oh}$	$\text{ch2} + \text{o2} = \text{ch2o} + \text{o}$
$\text{oc8h15o} + \text{o2} \Rightarrow \text{c2h3} + 2\text{ch2o} + \text{c3h4} + \text{ch3} + \text{ho2}$	$\text{ch2} + \text{o2} = \text{co2} + \text{h} + \text{h}$
$\text{c8h17} \Rightarrow \text{c4h8} + \text{c3h6} + \text{ch3}$	$\text{ch2} + \text{o2} = \text{co} + \text{oh} + \text{h}$
$\text{c8h16} \Rightarrow \text{c4h8} + \text{c3h5} + \text{ch3}$	$\text{co} + \text{oh} = \text{co2} + \text{h}$
$\text{c4h8} + \text{o2} \Rightarrow \text{c2h3} + \text{c2h4} + \text{ho2}$	$\text{oh} + \text{ch3o} = \text{h2o} + \text{ch2o}$
$\text{c3h7} = \text{c2h4} + \text{ch3}$	$\text{o} + \text{ch3o} = \text{oh} + \text{ch2o}$
$\text{c3h7} = \text{c3h6} + \text{h}$	$\text{o} + \text{oh} = \text{o2} + \text{h}$
$\text{c3h6} + \text{ch3} = \text{c3h5} + \text{ch4}$	$\text{h} + \text{ho2} = \text{oh} + \text{oh}$
$\text{c3h5} + \text{o2} = \text{c3h4} + \text{ho2}$	$\text{oh} + \text{oh} = \text{o} + \text{h2o}$
$\text{c3h4} + \text{oh} = \text{c2h3} + \text{ch2o}$	

图 3 和图 4 分别为缸内平均压力和温度随曲轴转角变化的曲线。从中可以发现 CONVERGE 软件分析的结果和 GT-POWER 软件预测的结果基本一致，说明计算结果具有可靠性。之后需要将燃烧分析的温度和传热系数结果依据公式 1 和公式 2 进行时间的积分平均，然后投影到相应的结构网格上。图 5 和图 6 分别为缸内燃烧输出的各部件的积分平均温度和传热系数。表 2 为各部分边界上具体的对流换热热量列表，从中可以清楚的观察到排气道、火焰面和活塞的换热比例是占主要的。

$$\bar{h}_{(x)} = \frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} h_{(x)} \cdot d\varphi \quad (1)$$

$$\bar{T}_{G(x)} = \frac{1}{(\varphi_2 - \varphi_1) \cdot \bar{h}_{(x)}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} h_{(x)} \cdot T_{G(x)} \cdot d\varphi \quad (2)$$

式中， φ 代表曲轴转角； φ_1 与 φ_2 分别代表分析的起始曲轴转角和结束曲轴转角； $\bar{h}_{(x)}$ 是在特定位置的平均换热系数； $\bar{T}_{G(x)}$ 为特定位置的近壁面平均温度。

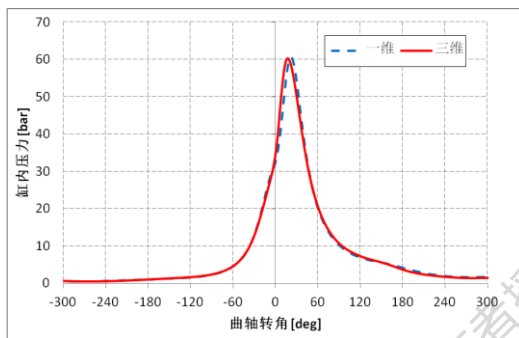


图 3 缸内平均压力

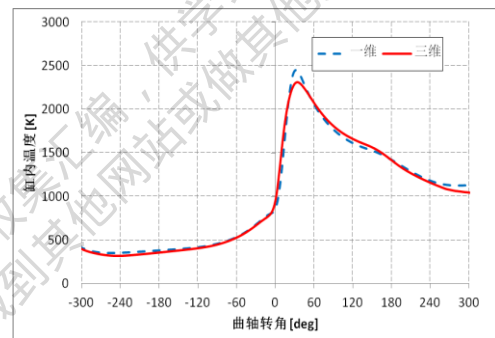


图 4 缸内平均温度

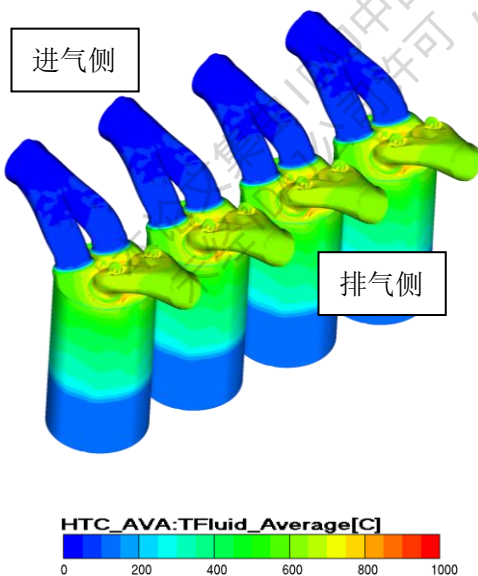


图 5 积分平均温度场

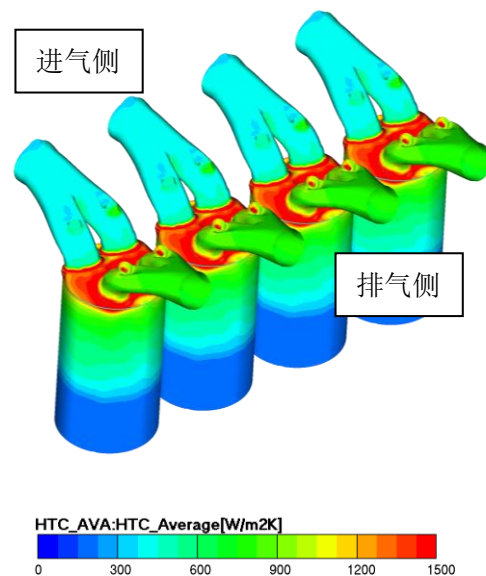


图 6 积分平均传热系数

表 2 各部分边界上的对流换热热量

项目	平均传热系数	平均温度	传热面积	传递功率
单位	[W/m ² .K]	[°C]	[m ²]	[W]
排气道	467.45	653	0.0417	-8440.2
排气阀底部	1058.19	760	0.00474	-805.3
排气阀杆部	818.12	759	0.00712	-637.6
火力面	726.67	534	0.013	-2689.6
进气道	198.26	52	0.052	181.8
进气阀底部	763.79	613	0.00648	-561.2
进气阀杆部	309.64	157	0.00848	637.45
活塞	643.19	648	0.01877	-5415.8

4 活塞环-缸壁的摩擦换热

对于缸壁上的热量输出，除了要考虑到燃烧所引起的对流换热之外，活塞环和缸壁之间的摩擦换热也是不可或缺的。一般活塞总成都包括三个活塞环，即两个气环和一个油环。活塞在缸内进行高速往复运动时，与缸壁之间产生的摩擦力公式如下^[6]：

$$F_R = (-\text{sign}(u) \cdot c_1 \sqrt{|u|}) \cdot (1 - c_2 \frac{T_{Ol} - T_{Ol,Bez}}{T_{Ol,Bez}}) \cdot (1 + c_3 \frac{p - p_{Bez} - \tau_{Bez} + \tau}{p_{Bez}}) \cdot c_4 \cdot (\frac{d}{d_{Bez}}) \quad (3)$$

式中， F_R 代表活塞环与缸壁之间的摩擦力； u 代表活塞的瞬态运动速度； T_{Ol} 为机油的温度； $T_{Ol,Bez}$ 为机油的标准参考温度（40°C）； p 为缸内气体的压力； p_{Bez} 为标准参考压力（1bar）； τ 为活塞环张紧力； τ_{Bez} 活塞环标准参考张紧力（三个环从上到下分别为 35N，39N，57N）； d 为缸径； d_{Bez} 为标准参考缸径（165mm）。常数 c_1 、 c_2 、 c_4 分别为 28，0.25，2.59。

$$\text{当 } u > 0 \text{ 时, } c_3 = a \cdot \left(\frac{v_{Bez}}{b \cdot v^2 + c \cdot |u| + d} + e \cdot |u|^h \right) \cdot \left(f \cdot \frac{p^g}{p_{Bez}} \right) \cdot \left(\frac{T_{Ol,Bez} + 20}{T_{Ol}} \right)^k; \quad (4)$$

$$\text{当 } u < 0 \text{ 时, } c_3 = a \cdot \left(\left(\frac{v_{Bez}}{b \cdot v^2 + c \cdot |u| + d} \cdot \frac{p^g}{p_{Bez}} \cdot f \right) + e \cdot |u|^h \right) \cdot \left(\frac{T_{Ol,Bez} + 20}{T_{Ol}} \right)^k; \quad (5)$$

表 3 常数列表

	a	b	c	d	e	f	g	h	k
$u > 0$	0.1	3.0	3.0	5.0	1.35	0.2	1.02	1.0	2.0
$u < 0$	0.18	0.15	0.15	0.15	0.38	0.65	0.88	0.71	3.6

活塞环与缸壁摩擦所产生的热流密度方程如下：

$$\dot{q}_{\text{Reibung}}(\varphi) = \frac{F_R \cdot c(\varphi)}{d \cdot \pi \cdot h_{\text{Ring}}} \quad (6)$$

式中, $\dot{q}_{\text{Reibung}}(\varphi)$ 代表活塞环与缸壁之间的瞬态热流密度; $c(\varphi)$ 代表活塞环的瞬态速度; h_{Ring} 代表活塞环的高度。

本文活塞总成的三道活塞环分别距离活塞顶面高度为 5mm, 8mm, 10mm。各个活塞环与缸壁的侧向摩擦力随曲轴转角的变化见图 7, 摩擦所产生的热流密度沿着缸筒轴向分布规律见图 8。

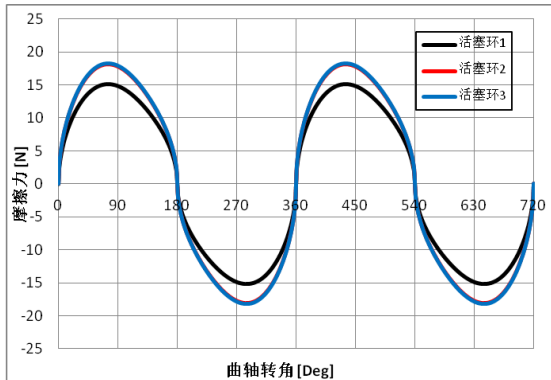


图 7 活塞环与缸壁之间的侧向摩擦力

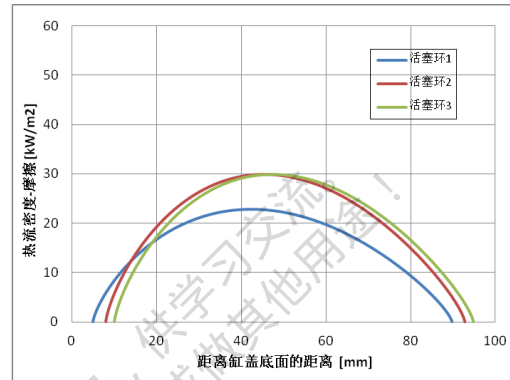


图 8 摩擦所产生的热流密度

5 活塞-缸壁的热传导

对于活塞总成和缸壁之间的热传导, 除了要考虑三个活塞环和缸壁之间的热量传递, 还要考虑活塞裙部与缸壁之间的热传导。根据德国研究机构的测试数据结果^[6], 活塞环的传热比例和活塞裙部的传热比例分别占到缸内气体向活塞换热总量的 6% 和 18%, 其余 68% 的热量则是刮下的机油通过活塞油槽带入油底壳中, 各部分的热流密度分配基于对试验测试数据曲线的拟合。本文总的缸内气体与活塞换热量来自于 CONVERGE 软件所进行的燃烧计算, 为 5416 瓦。其热流密度沿着缸筒轴向分布规律见图 9。

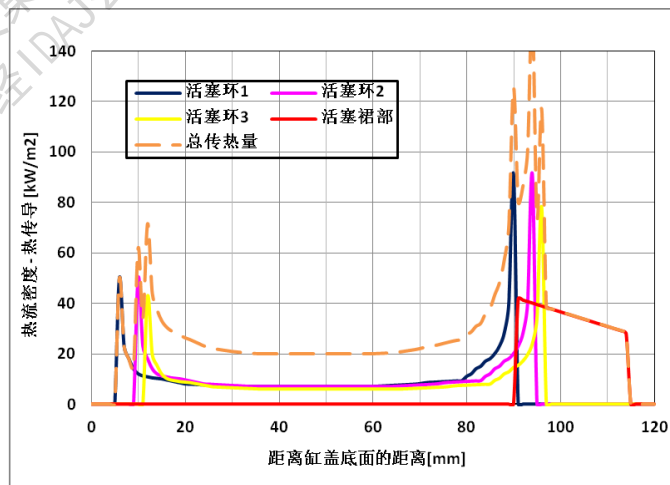


图 9 活塞热传导所产生的热流密度

6 水套 CFD 分析

发动机冷却水套 CFD 分析主要考虑冷却水在发动机燃烧室附近的流速分布及流动阻力。通过一维冷却水循环分析模拟了整个冷却系统的流量分配, 将计算得到的水套流量、压力等结果作为三维 CFD 分析的边界条件。在三维 CFD 分析中, 主要考察发动机在最大负荷工况下的冷却液分布。由于采用了双节温器控制, 模型中包含了水泵蜗壳、发动机水套及节温器壳体三个部分。根据水泵叶轮的几何参数计算得到叶轮出口流速分布, 输入模型中作为进口边界条件, 出口则设置为压力边界条件。进口温度、壁面温度等边界条件也做了相应设置。计算结束需要将有限元网格导入 CFD 软件, 然后将水套侧热膜映射上去。

图 10 为标定工况下缸盖水套壁面传热系数 HTC 的分布图。水套的传热系数的大小主要取决于壁面附近流体边界层性质。在壁面温度较低而不出现沸腾时, 其传热性质可参考一般湍流放热来进行分析。考虑到冷却水套内局部区域的冷却水可能进入核态沸腾, 计算中通过 Rosehnow 模型来计算和修正发生沸腾后冷却液与壁面间的换热^[7]:

$$q_{bw} = \mu_l h_{lat} \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \left(\frac{C_{pl}(T_w - T_{sat})}{C_{qw} h_{lat} P_{rl}^{n_p}} \right)^{3.03} \quad (7)$$

式中, μ_l 为动力粘度; C_{pl} 为比热; ρ_l 为密度; P_{rl} 为普朗特数; n_p 为普朗特系数, 默认值为 1.73; g 是重力; ρ_v 为蒸汽密度; σ 为气液表面张力系数; T_w 是壁面温度; T_{sat} 是饱和蒸汽温度; C_{qw} 是经验系数。

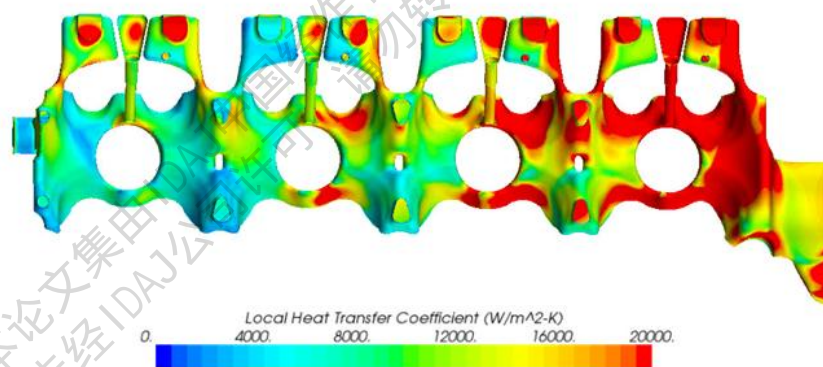


图 10 缸盖水套壁面传热系数分布图

7 结构温度场分析

缸体、缸盖结构温度场分析是发动机结构 CAE 分析的基础。各部件温度大小和温度的分布规律直接关系到结构的可靠性、耐久性。通过传统的布置热电偶等试验方法, 仅仅能够测得局部结构温度值。通过 CAE 方法可以直观的观测到各个部件的温度, 能够有效的帮助解决实际工程问题。

本文发动机结构有限元模型包括缸盖、机体、缸盖螺栓、垫片、气门、气门座圈、导管、火花塞等。其中热问题比较突出的部位主要是发动机火焰面的鼻梁区、排气门座圈、排气门导杆、排气阀和机体缸间区域等。下图 11 为缸盖温度场分布图, 其中火焰面的鼻梁区温度最大为 250 度, 整体

分布十分合理。下图 12 为缸体燃烧室壁面的温度场分布图，温度分布在 100 度到 205 度之间，温度最大值在缸间中上部，符合实际情况。

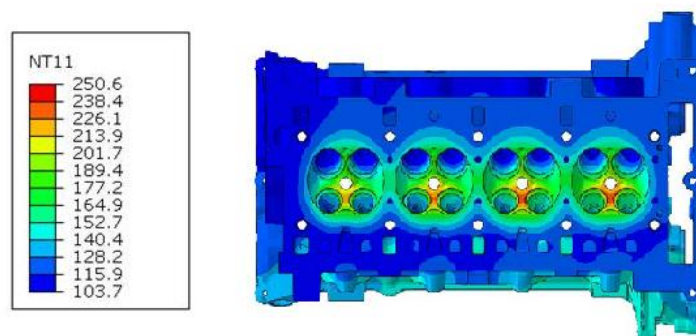


图 11 缸盖温度场分布图

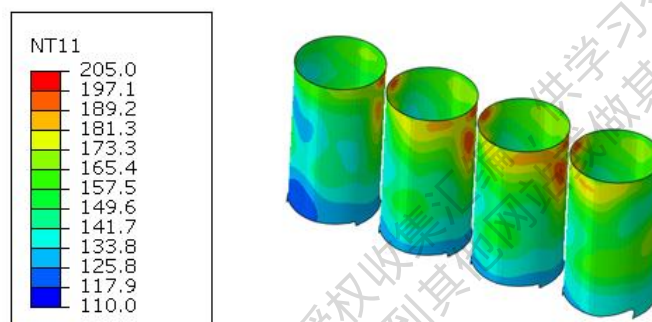


图 12 缸体燃烧室壁面温度场分布图

8 结论

利用 CONVERGE 软件分析的缸内瞬态平均压力和温度结果和 GT-POWER 软件预测的结果基本一致，说明计算结果具有可靠性。从各部分边界上具体的对流换热量列表中可以清楚的观察到排气道、火焰面和活塞的换热比例是占主要的。从缸盖、缸体温度场结果来看，分布比较合理，缸盖火焰面的鼻梁区温度最大为 250 度；缸体燃烧室壁面的温度分布在 100 度到 205 度之间，温度最大值在缸间中上部，符合实际情况。

9 参考文献

- [1] 杨怀刚、詹樟松、郑建军等,内燃机缸盖开发的 CAE 系统工程与应用[J], 内燃机工程, 2015,36(3):140-146.
- [2] 徐元利, 姚春德. 高强度柴油机燃烧过程的优化研究[J]. 内燃机工程, 2011,32(3):32-36
- [3] Mandhapati, R., Wang M., Dai M., William P., Daniel F., Acceleration of Detailed Chemical Kinetics Using Multi-zone Modeling for CFD in Internal Combustion Engine Simulations. SAE Technical Paper 2012-01-0135, 2012.
- [4] “CONVERGE™: A Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Program for Transient Flows

with Complex Geometries,” CONVERGEnt Science Inc. 2009

[5] Babajimopoulos, A Assanis, D N Flowers, D L Aceves, S M Hessel, R P “A fully coupled computational fluid dynamics and multi-zone model with detailed chemical kinetics for the simulation of premixed charge compression ignition engines”, International Journal of Engine Research, October 1, 2005; vol. 6, 5: pp. 497-512.

[6] Dipl.-Ing.B.Klaus, Dr.-Ing.K.Zeilinger, heat transfer of piston rings and liner [M]. FVV,1995.

[7] STAR-CCM+8.02 User Guide [M], 4490-4491

*本项研究工作得到了上海市科学技术委员会的资助，资助课题编号为 14DZ2260600，课题名称为上海市汽车动力总成重点实验室。

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

CONVERGE 在汽油机燃烧系统设计中的应用

Application of CONVERGE on Combustion System Design of Gasoline Engine

刘耀 陈海娥 李红洲 段加全 王振喜

(中国第一汽车股份有限公司技术中心, 长春, 130011)

摘 要: 本文应用 CONVERGE 模拟分析了 SI 汽油机的燃烧过程, 并通过了实验数据的验证, 从燃烧系统设计的角度分析了滚流比和 S/D 对燃烧的影响。结果表明, 采用 G 方程模型和化学反应动力学机理的方法可以很好地模拟 SI 汽油机的燃烧过程; 在相同点火提前角的前提下, 增大滚流比可以提高燃烧速度, 从中等滚流到高滚流, 爆震强度减弱, 但是从高滚流到超高滚流, 爆震强度反而增强, 呈非一致的变化趋势; 在相同点火提前角的前提下, 增大 S/D 可以提高燃烧速度, 并使爆震发生时刻略微提前, 呈一致性的变化趋势; 在某些情况下, 增大滚流比来提高燃烧速度并不能带来更好的抑制爆震效果; 发生末端混合气自燃的主要位置需要根据具体燃烧系统而定。

关键词: 汽油机; 燃烧系统; 滚流; 爆震; CONVERGE

Abstract: This paper simulates and analyzes combustion process of SI engine which is validated against experimental data by using software of CONVERGE in order to design combustion system of gasoline engine. The results show that, the approach of G-equation and chemical kinetic model well reproduces the combustion process; In the premise of maintaining spark advance, increasing tumble ratio will accelerate burning velocity, and knocking intensity will decrease as tumble ratio changing from moderate to high but increase from high to super which shows inconsistent tendency; In the premise of maintaining spark advance, increasing S/D will accelerate burning velocity and make knocking come a little earlier which shows consistent tendency; In some situations, increasing tumble ratio couldn't bring better effect of anti-knocking; The main position where end gas burned is due to specific combustion system.

Key words: Gasoline engine; Combustion system; Tumble flow; Knocking; CONVERGE

1 前言

随着汽油机增压和小型化等技术的推广和应用, 以及新型燃烧模式的逐渐成熟, 如何精益求精地设计发动机燃烧系统来满足动力性、经济性和排放性的要求, 抑制功率密度不断提高所凸显的爆震问题, 成为研究人员和工程师的关注目标。通过缸内 CFD 模拟来分析研究“可视化”的燃烧过程, 不但可以揭示宏观表象, 而且解析了燃烧过程中不曾洞察的细节, 为发动机燃烧系统设计和进一步的工作打下基础。本文将通过燃烧的三维数值模拟来分析汽油机开发时遇到的某些问题, 初步给出产生问题的原因, 回归实验进行验证, 并进一步分析部分参数的影响规律。

2 计算模型及设置

具体的模型及设置可参考文献[1]: 考虑到 CFD 耦合化学反应动力学机理的计算成本, 本文采用商业软件 CONVERGE 作为计算工具^[2]。计算采用笛卡尔网格, 基础尺寸为 4mm, 缸筒区域加密到 2mm, 所有网格根据所给的温度和速度梯度限值自适应加密到 0.5mm, 火花塞附近加密到 0.125mm^[3]。采用 RNG $k-\epsilon$ ^[4] 计算流动, G 方程模型和化学反应动力学机理模拟燃烧, 异辛烷机理^[5]来表征汽油燃料。壁面传热模型采用 Han 和 Reitz^[6], NOx 模型采用扩展的 Zeldovich 机理, 点火模型参考文献[3]。计算的壁面温度边界条件通过实验和经验给出; 进、排气口的温度与压力边界条件, 以及各个区域的初始条件, 都由 GT-Power 通过拟合实验缸压后计算提供。设定 0 °CA 为压缩上止点, 计算起始为 -420 °CA~158 °CA, 包括部分排气和全部进气、压缩过程, 网格数量为 8~120 万。计算采用 32 核并行, 耗时 3~4 天。

3 实验验证

实验验证采用两种不同型号的 SI 汽油机, 分别是 CA4GC (GDI, 1800rpm, WOT) 和 CA6GV (PFI, 1200rpm, WOT)。

图 1 显示了 CA4GC 的缸压模拟值与实验值的对比。从图中可以看到, 一个循环的模拟缸压与 300 个循环的平均缸压吻合得很好, 只是燃烧后期的缸压比实验值略高, 这与文献[7]中的情况类似。表 2 给出了 NOx、CO 和 HC 排放的模拟值与实验值的对比, 从中可以看出, NOx 和 CO 的模拟值与实验值吻合得很好, 尤其是 NOx, 说明模拟燃烧前中期的放热率和温度的空间分布与实验相符; HC 的模拟值远远小于实验值, 这与上述提到的“燃烧后期的缸压比实验值略高”相符, 说明模拟的燃烧效率比实验高, 其原因与采用异辛烷表征汽油的方法, 以及化学反应机理本身有关。

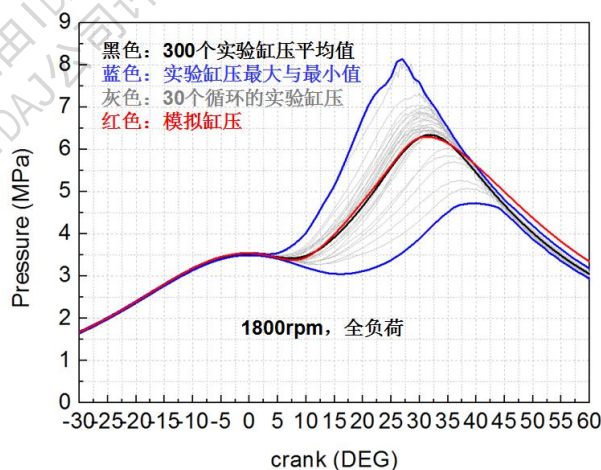


图 1 CA4GC 的模拟缸压与实验缸压对比

表 2 模拟与实验排放值的对比

排放	实验值/kg	模拟值/kg
NO _x	3.109E-6	3.114E-6
CO	1.024E-5	1.693E-5
HC	2.172E-7	4.039E-12

图 2 显示了 CA6GV 爆震时，缸压模拟值与实验值的对比。为使爆震现象更明显，本文在模拟时人为地提前了点火角，以对应实验中的强烈爆震。从图中可以看到，模拟值与实验值吻合得比较好，随着点火角的推迟，由于爆震产生的缸压“尖峰”逐渐减小，并且随着点火角的推迟而减弱，但是燃烧后期缸压的模拟值仍然大于实验值。图 3 和图 4 分别给出了数值实验与光学实验以及多缸机实验拆检的对比。从图中可以看到，数值模拟的火焰锋面与光学实验的结果吻合得很好，模拟爆震发生的位置与多缸机拆检的活塞表面情况也完全一致。

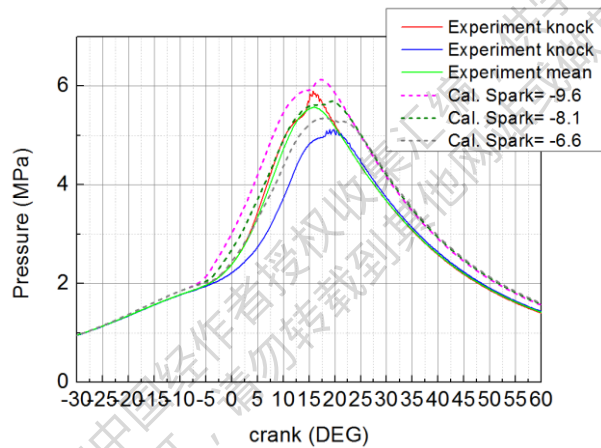


图 2 CA6GV 的模拟缸压与实验缸压对比

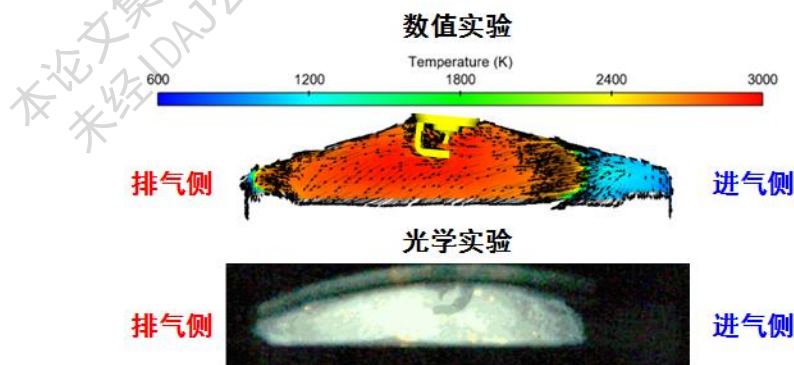


图 3 数值实验与光学实验的对比

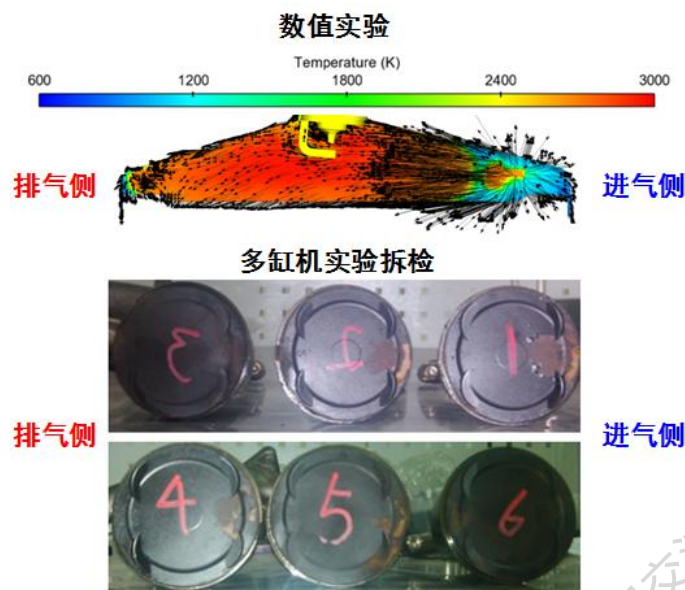


图4 多缸机实验与光学实验的对比

以上可以看出,采用 G 方程模型和化学反应动力学机理的方法可以很好地模拟 SI 汽油机的燃烧过程。对于 CA6GV,末端混合气的自燃主要发生在进气侧,这是由点火及之后的缸内的流场形态直接影响的(具体分析参见文献[1]),而缸内流场的形态取决于发动机燃烧系统的结构和布置,包括气道、缸盖燃烧室、活塞、喷油设计等,这些因素错综复杂,共同作用于总体燃烧的过程。下面将以另一个型号的汽油机为例,初步分析滚流比和 S/D 对燃烧的影响,同时将看到,在某些情况下,末端混合气的自燃主要发生在排气侧。

4 滚流比和 S/D 对燃烧的影响

接下来给出滚流比和 S/D 对 SI 汽油机 CA4GA (GDI, 1500rpm, WOT) 燃烧的影响。为了便于分析,模拟中的点火提前角不变,点火上止点为 720 °CA。

4.1 滚流比对燃烧的影响

下面保持 S/D=1.02 不变。图 5 给出了三种气道(中等滚流、高滚流、超高滚流)对滚流比和湍动能的影响,从图中可以看出,随着滚流比的增大,上止点附近的湍动能也增大。图 6 给出了三种气道(中等滚流、高滚流、超高滚流)对燃烧的影响,从图中可以看出,随着滚流比的增大,燃烧速度提高,中等滚流和超高滚流的放热率都出现了“第二次升高”的爆震标志,而高滚流的情况不明显。图 7 给出了三种气道(中等滚流、高滚流、超高滚流)对爆震时刻的影响,其中,红色等值面代表正常传播的火焰面,绿色等值面代表末端混合气自燃的火焰面,爆震发生的时刻用虚线圈出。可以看到,从中等滚流到高滚流,爆震时刻从 746 °CA 推迟到 749 °CA,并且爆震强度不大;但是从高滚流到超高滚流,爆震时刻却从 746 °CA 提前到 742 °CA,并且进、排气两侧均发生了末端混合气

自燃，爆震强度增大。所以，在某些情况下，增大滚流来提高燃烧速度并不能带来更好的抑制爆震效果，另外，从图7中还可以看出，不同于CA6GV，CA4GA的末端混合气自燃主要发生在排气侧，接下来将分析原因。

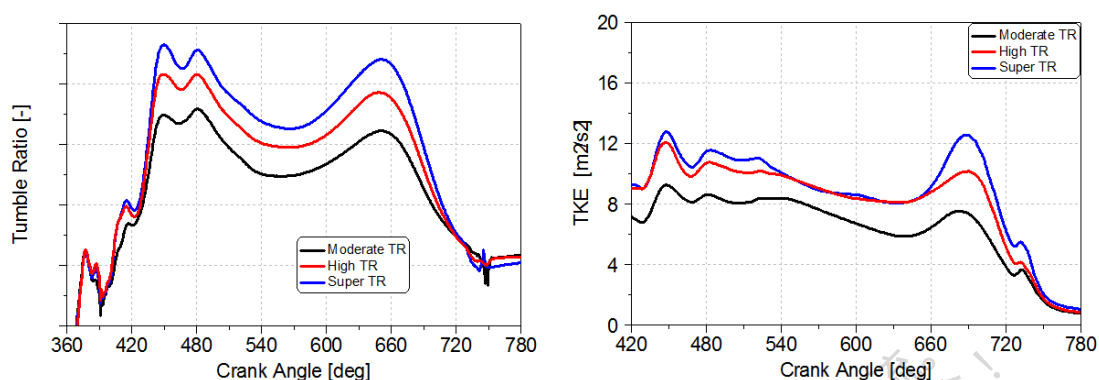


图5 三种气道（中等滚流、高滚流、超高滚流）对滚流比和湍动能的影响

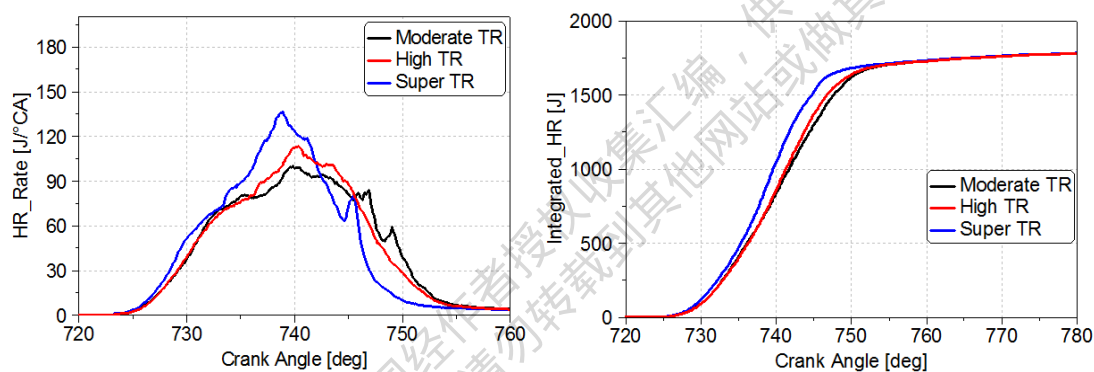


图6 三种气道（中等滚流、高滚流、超高滚流）对燃烧的影响

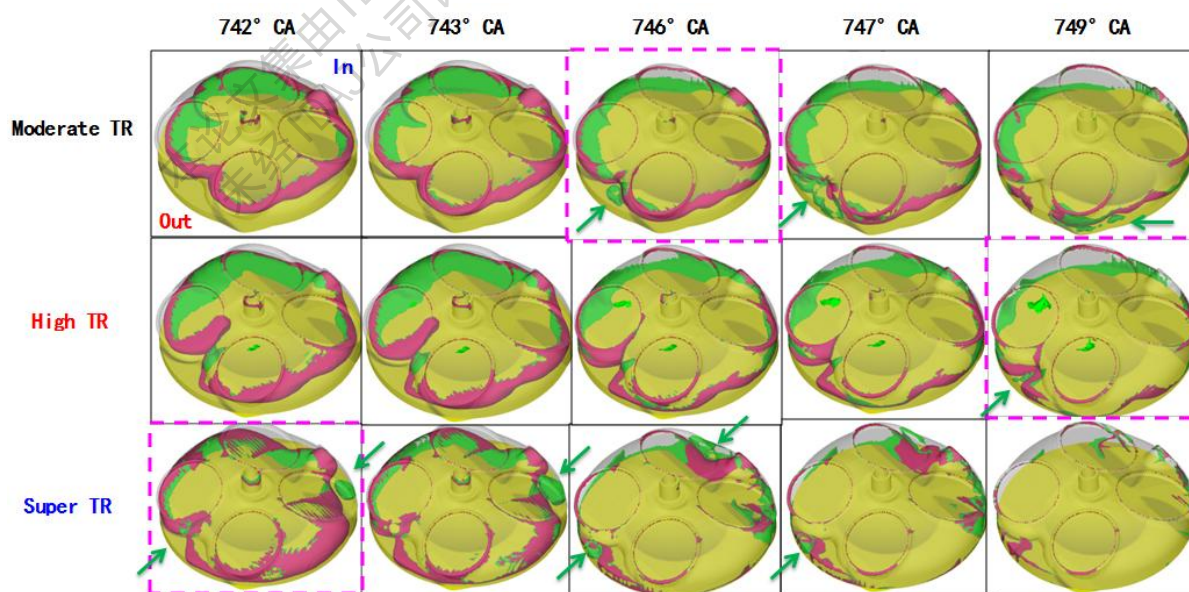


图7 三种气道（中等滚流、高滚流、超高滚流）对爆震时刻的影响

图 8 给出了三种气道（中等滚流、高滚流、超高滚流）对流场形态的影响。从图中可以看到，670 °CA 时，三种方案都保持着比较完整的滚流形态，流动方向从进气侧到火花塞再到排气侧。723 °CA 时（临近点火时刻），由于排气侧的缸盖存在挤气结构，工质在活塞上行时被压回到燃烧室中心，对于中等滚流和高滚流，排气侧的流动方向发生了相反的变化（变成从排气侧到火花塞）；而对于超高滚流，此时燃烧室内仍然存在着一一定强度的滚流形态，排气侧的流场也更加复杂。所以，在点火后的初期，中等滚流和高滚流的方案，在排气侧，火焰传播方向将与流场方向相反；而超高滚流的方案，在排气侧，火焰传播方向将与流场方向相同，加之其更高的湍动能，使得燃烧速度更快，在不推迟点火角的前提下，末端混合气将受到更强烈的挤压，所以自燃的时刻比另外两种方案更早，爆震的强度也更大。另外，类似于笔者在文献[1]中的分析，燃烧后期，排气侧的火焰传播方向与流场方向相反，排气侧的未燃混合气几乎是最后燃尽，所以一旦发生末端混合气自燃，则主要是在排气侧的挤气位置。

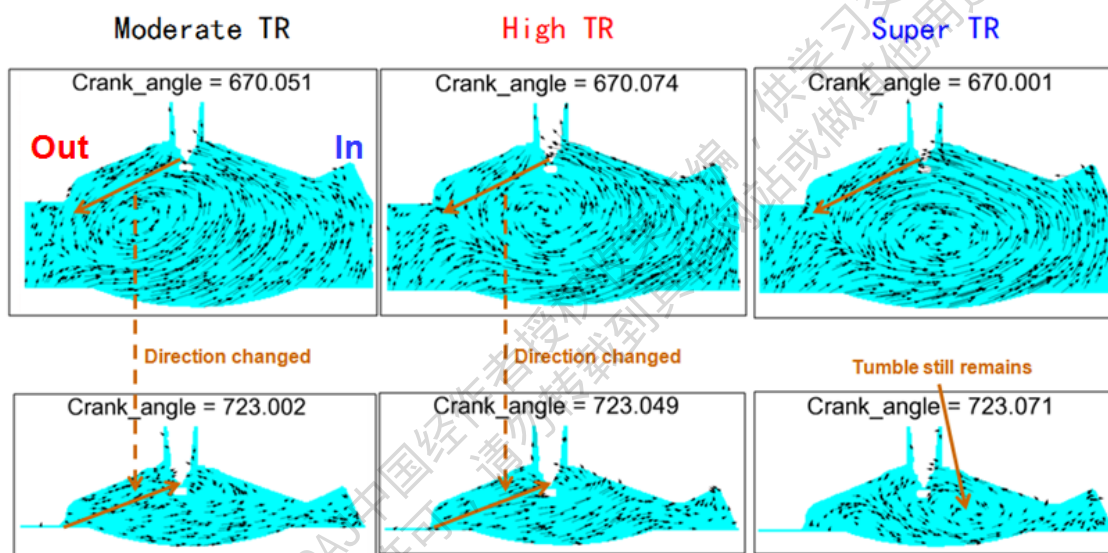


图 8 三种气道（中等滚流、高滚流、超高滚流）对流场形态的影响

4.2 S/D 对燃烧的影响

为了更全面地考察上述结论，保持滚流强度为中等不变，保持缸盖和活塞结构，通过增大冲程改变 S/D，来分析 S/D 对燃烧的影响（由于 S/D 影响排量，所以其变化值限定在一定范围内）。

图 9 给出了不同 S/D 对滚流比和湍动能的影响，从图中可以看出，随着 S/D 的增大，滚流比和湍动能都增大。图 10 给出了不同 S/D 对燃烧的影响，从图中可以看出，随着 S/D 的增大，燃烧速度提高，爆震的强度略微增大。图 11 给出了不同 S/D 对爆震时刻的影响，其中，红色等值面代表正常传播的火焰面，绿色等值面代表末端混合气自燃的火焰面，爆震发生的时刻用虚线圈出。可以看到，随着 S/D 的增大，爆震时刻从 746 °CA 提前到 745 °CA 再到 744 °CA，呈一致性的变化趋势，增大 S/D 可以提高燃烧速度，但不能显著地抑制爆震，末端混合气的自燃主要发生在排气侧。

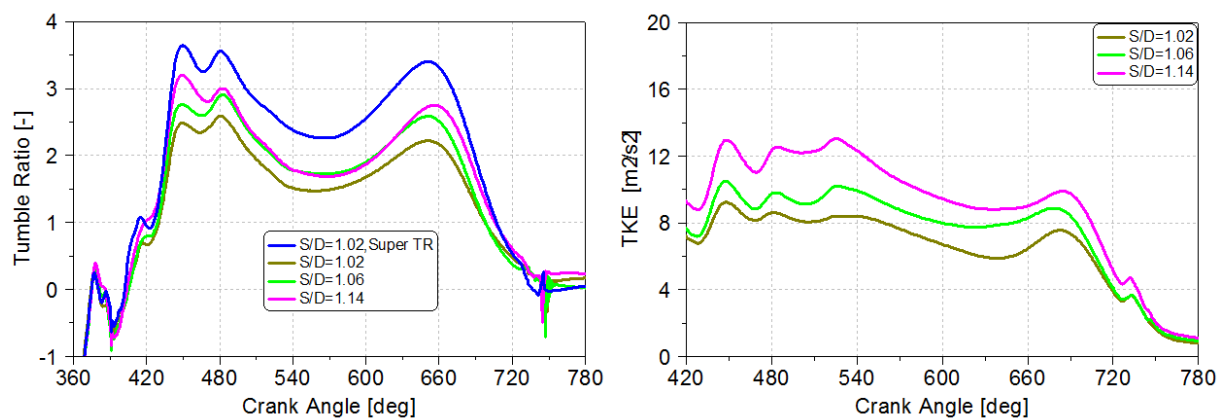


图9 不同 S/D 对滚流比和湍动能的影响

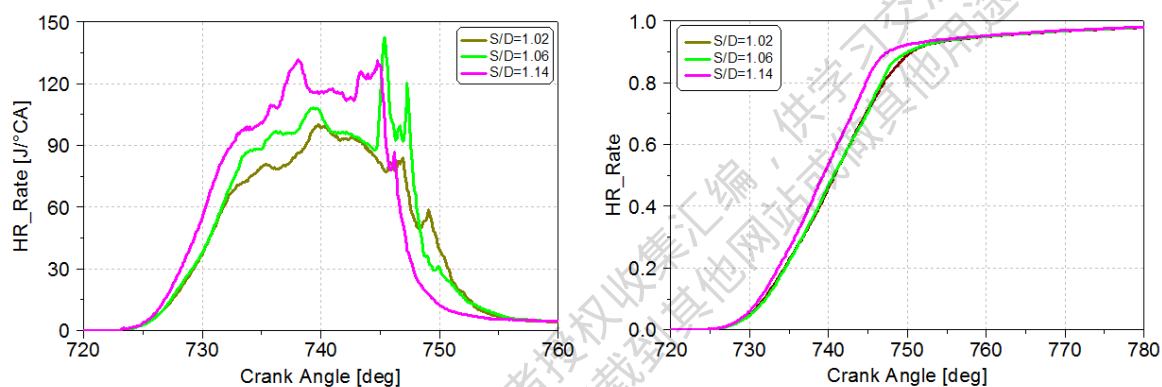


图10 不同 S/D 对燃烧的影响

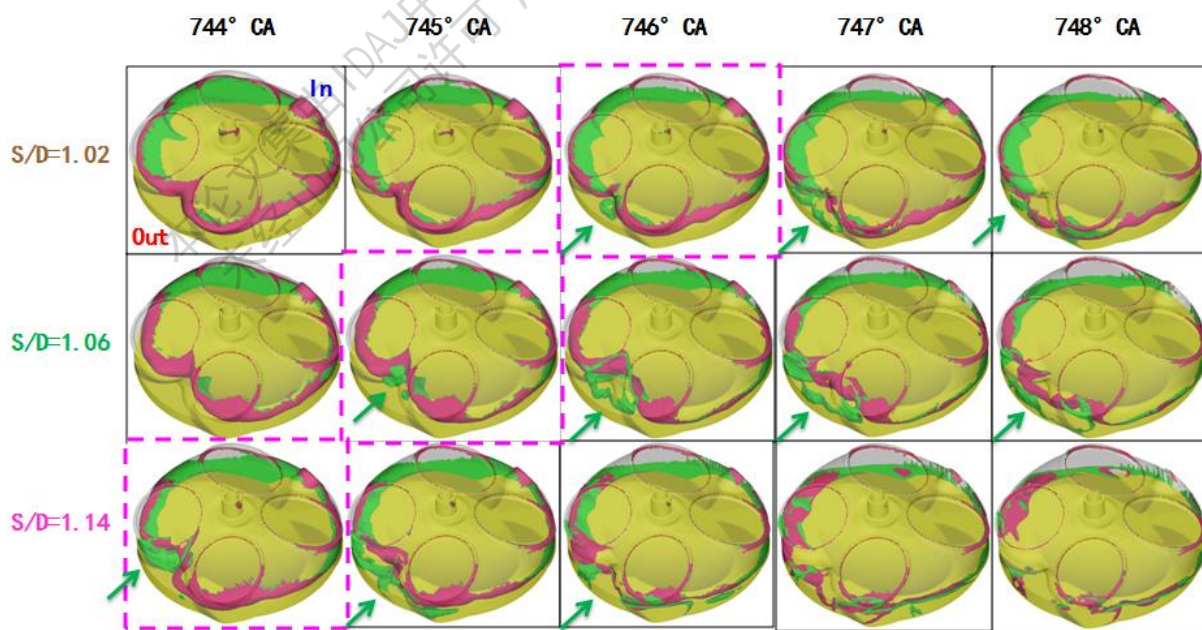


图11 不同 S/D 对爆震时刻的影响

图 12 给出了不同 S/D 对流场形态的影响。从图中可以看到, 670 °CA 时, 三种方案都保持着比较完整的滚流形态, 流动方向从进气侧到火花塞再到排气侧。723 °CA 时 (临近点火时刻), 由于排气侧的缸盖存在挤气结构, 工质在活塞上行时被压回到燃烧室中心, 三种方案排气侧的流动方向都发生了相反的变化 (变成从排气侧到火花塞), 并且流场结构非常相似, 说明增大 S/D 虽然提高了滚流比, 但是对流场的结构影响很小。另外, 结合图 9 还可以看出, 由于三种 S/D 方案的滚流比都大幅低于超高滚流, 所以这时燃烧室内并没有很强的滚流形态。

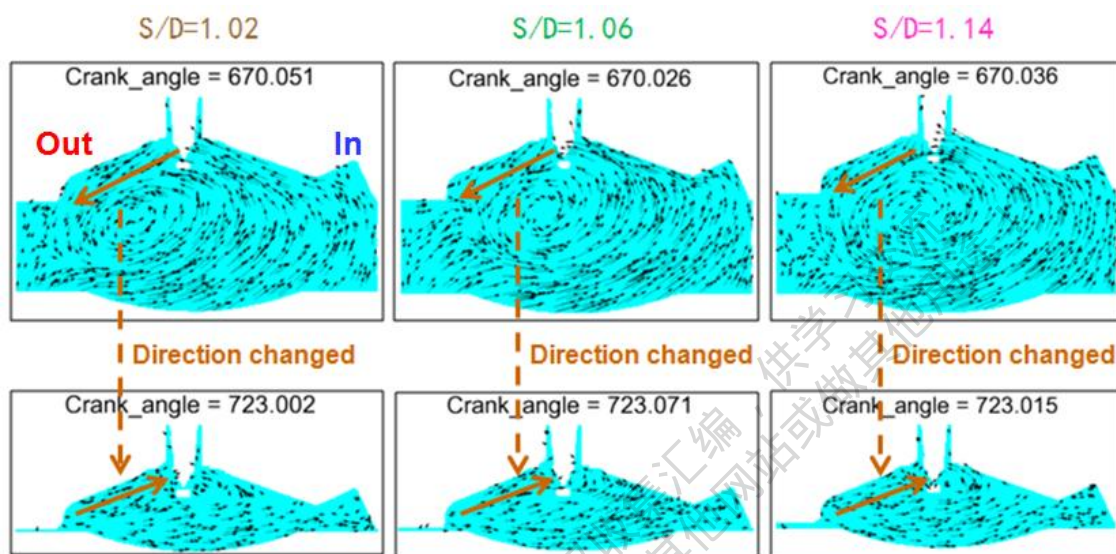


图 12 不同 S/D 对流场形态的影响

通过上述的分析可以看到, 滚流比对燃烧的影响呈非一致性的变化规律, 而 S/D 对燃烧的影响呈一致性的变化规律。不同气道滚流比相对较强地改变着流场的结构, 而不同 S/D 则对流场的结构影响较小。

5 总结

本文应用 CONVERGE 模拟分析了 SI 汽油机的燃烧过程, 并通过了实验数据的验证, 从燃烧系统设计的角度分析了滚流比和 S/D 对燃烧的影响。主要结论如下:

1. 采用 G 方程模型和化学反应动力学机理的方法可以很好地模拟 SI 汽油机的燃烧过程, 模拟与实验吻合得很好。
2. 在相同点火提前角的前提下, 随着滚流比的增大, 燃烧速度提高, 爆震发生的时刻先推后再提前, 呈非一致性的变化趋势, 气道滚流比对流场的结构影响较大。在某些情况下, 增大滚流比来提高燃烧速度并不能带来更好的抑制爆震效果。
3. 在相同点火提前角的前提下, 增大 S/D 可以提高燃烧速度, 但不能显著地抑制爆震, 爆震发生的时刻略微提前, 呈一致性的变化趋势, 增大 S/D 虽然提高了滚流比, 但是对流场的结构影响很小。
4. CA6GV 发生末端混合气自燃的主要位置在进气侧, 而 CA4GA 发生末端混合气自燃的主要

位置在排气侧。发生末端混合气自燃的主要位置需要根据具体燃烧系统而定。

汽油机燃烧系统的设计与诸多因素紧密相关，本文从模拟“可视化”的角度初步解析了某些参数的影响和产生问题的原因，更深入细致的研究还需进一步进行。

6 参考文献

- [1] 刘耀东, 陈海娥, 李红洲, 王振喜, 段加全, 武珊, *基于 CONVERGE 的汽油机三维爆震数值模拟*. 2014 年 IDAJ 中国区 CAE/CFD 技术年会, 2014.
- [2] Richards, K. J., Senecal, P. K., and Pomraning, E., *CONVERGE (Version 2.1) Manual*, Convergent Science, Inc., Middleton, WI, 2013.
- [3] Yang, X., A. Solomon, and T.-W. Kuo, *Ignition and combustion simulations of spray-guided SIDI engine using Arrhenius combustion with spark-energy deposition model*. 2012, SAE Technical Paper.
- [4] Han, Z. and R.D. Reitz, *Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG κ - ϵ models*. Combustion Science and Technology, 1995. **106**(4-6): p. 267-295.
- [5] Jia, M. and M. Xie, *A chemical kinetics model of iso-octane oxidation for HCCI engines*. Fuel, 2006. **85**(17): p. 2593-2604.
- [6] Han, Z. and R.D. Reitz, *A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling*. International journal of heat and mass transfer, 1997. **40**(3): p. 613-625.
- [7] Linse, D., A. Kleemann, and C. Hasse, *Probability density function approach coupled with detailed chemical kinetics for the prediction of knock in turbocharged direct injection spark ignition engines*. Combustion and Flame, 2014. **161**(4): p. 997-1014.

不同火花塞安装角度对增压直喷汽油机燃烧的影响研究

Study of Influences of Different Spark Plug Installation Angles on Combustion of TDI Gasoline Engine

单文诣

(北京汽车动力总成有限公司)

摘 要: 本文利用 CONVERGE 软件对某增压直喷汽油发动机的三种火花塞安装角度进行了缸内燃烧计算, 得出不同火花塞安装角度下的缸内压力、燃烧形态、爆震倾向等。结果表明, 火花塞的安装角度对火焰传播形态有一定的影响, 进而影响缸内最大燃烧压力和爆震倾向, 合理的设置火花塞安装角度可以降低爆震倾向, 提高发动机的性能。

关键词: 增压发动机 火焰传播形态 火花塞安装角度 爆震倾向

Abstract: In this paper, the in-cylinder combustion CFD simulation models of three kinds of spark plug fixing angles based on CONVERGE software were built and performed. Then from the simulation results, we got the cylinder pressure, combustion shape, knocking tendency, etc. The results show the spark plug fixing angle greatly affects the flame spread shape, and then influences maximum burning pressure and knocking tendency. So right spark plug fixing angle can lower knocking tendency and improve engine performance.

Key Words: turbocharged engine; flame spread shape; spark plug fixing angle; knocking tendency

1 引言

火花塞是汽油发动机最重要的部件之一, 火花塞的位置直接影响火焰传播距离的长短, 从而影响抗爆性, 也影响火焰面积扩展速率和燃烧速率。一般火花塞的螺纹不具有定位功能, 火花塞电极在气缸内的安装角度是不固定的, 在多缸汽油机中, 由于缸内滚流及湍流的影响, 各个气缸火花塞的安装角度的不同会影响火核发生位置以及火焰传播形态, 进而导致各缸做功的不均匀, 对发动机运转平稳性以及排放性能有重大影响。另外不同的火花塞安装角度, 火焰传播形态受到气流运动的影响也不同, 确定最佳的火花塞安装角度, 可以最大限度的降

低爆震倾向。

本文通过对某增压直喷汽油发动机三种火花塞安装角度进行了缸内燃烧仿真,对不同的火花塞安装角度引起的火焰传播形态和缸压的变化进行分析,研究火花塞安装角度对缸内燃烧的影响。

2 计算模型与边界条件

2.1 建立模型

基于 CONVERGE 软件分别建立三种火花塞安装角度的缸内燃烧计算模型,由于 CONVERGE 软件不需要事先进行网格划分,而是边计算边进行动画网格,故只需要提供表面网格文件并划分好边界,设置边界条件、物理模型、网格设置等即可开始计算,大大节省了前处理的时间。该发动机基本参数如表 1 所示:

表 1 发动机基本参数

特征	参数
缸径/mm	74.5
冲程/mm	76.5
连杆长度//mm	140
型号	直列 3 缸
排量/L	0.999
压缩比	10.5
进气方式	增压
燃油喷射方式	缸内直喷

计算域的表面网格模型如图 1 所示。

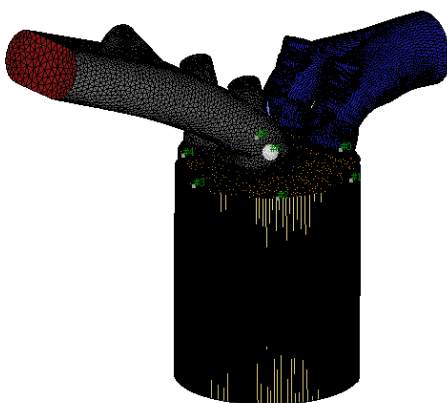


图 1 CONVERGE 燃烧计算模型

三种火花塞安装方向分别为: 1、侧电极朝向进气道; 2、侧电极背向进气道; 3、侧电

极与进气道方向垂直,如图 2 所示。

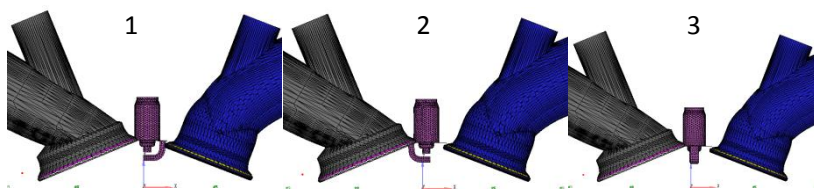


图 2 火花塞安装角度示意图

2.2 边界条件

计算使用的边界条件由 GT-POWER 一维仿真计算得到。本模拟从 310° 到 880° , 进出口边界条件如图 3 和图 4 所示。

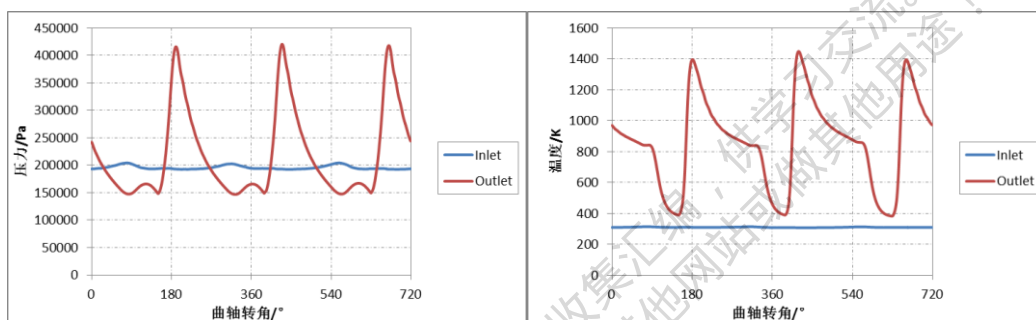


图 3 进出口压力随曲轴转角变化曲线图 4 进出口温度随曲轴转角变化曲线

3 计算结果分析

3.1 模型标定

以安装角度 1 为基准模型,以标定完全的 GT-POWER 一维仿真模型得到的缸压数据为对标对象,对 CONVERGE 计算出的缸压曲线和放热率曲线进行标定。图 5 和图 6 为 CONVERGE 计算得到的缸压曲线和放热率曲线与 GT-POWER 计算值对比,从图中可以看出 CONVERGE 计算出的缸压与放热率与 GT-POWER 计算值基本吻合。

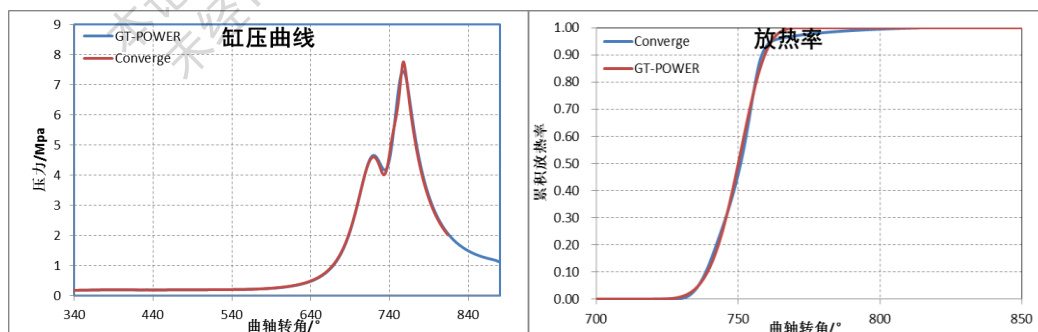


图 5 缸压曲线标定图 6 放热率标定

3.2 三种火花塞安装角度缸压对比

图 7 为三种火花塞安装角度下的缸压曲线对比图。从图 1 可以看出,三种火花塞安装角

度的缸压曲线压缩过程是吻合的,从点火开始缸压曲线出现分离,安装角度 2 缸压最低,安装角度 3 缸压最高,最大燃烧压力相差 0.36MPa。从上述结果可以看出,不同的火花塞安装角度影响燃烧压力的提高,导致了最大燃烧压力的不同。

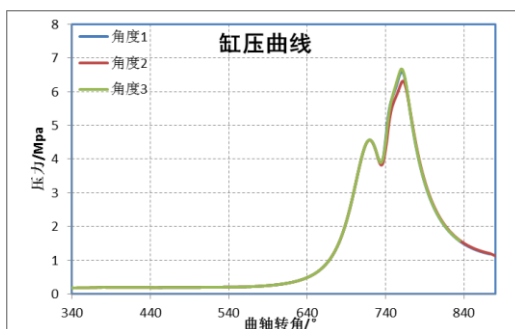


图 7 三种火花塞安装角度缸压对比

3.3 三种火花塞安装角度燃烧形态分析

下面从火焰传播形态来分析三种火花塞安装角度对燃烧的影响。图 8 为三种安装角度火焰传播形态的变化图。从图中可以看出,点火刚开始时刻,火焰的形态即出现差别。由于侧电极对火核形成的火焰传播的阻碍作用,使得侧电极一侧的火焰传播速度变慢,造成火焰向四周传播的不均匀。从图中可以看出,排气侧的火焰传播均较进气侧慢,经分析是因为,点火前的湍动能的分布偏向于进气侧(图 9 所示),导致排气侧湍动能比进气侧低,火焰传播速度较慢。

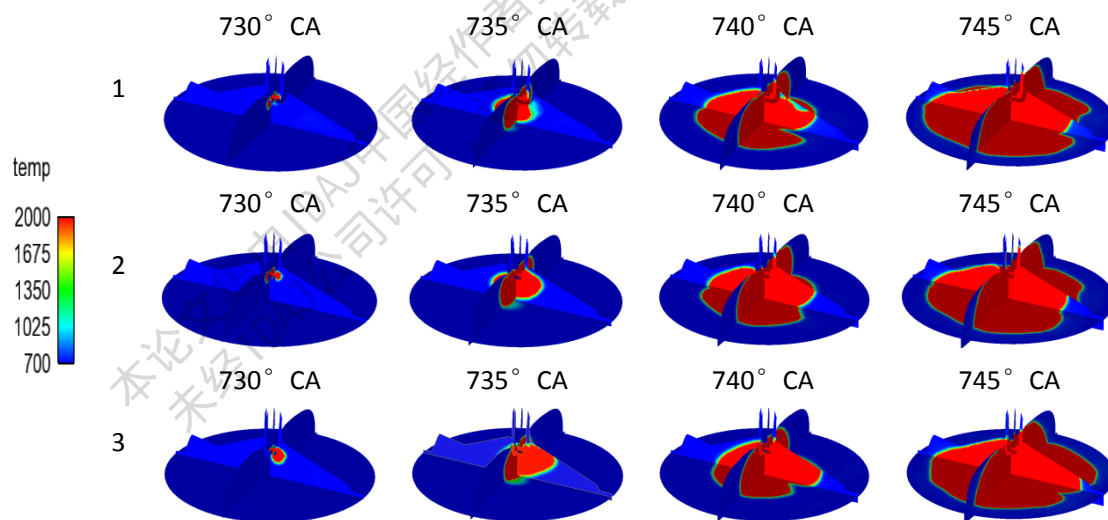


图 8 三种火花塞安装角度的火焰传播形态对比

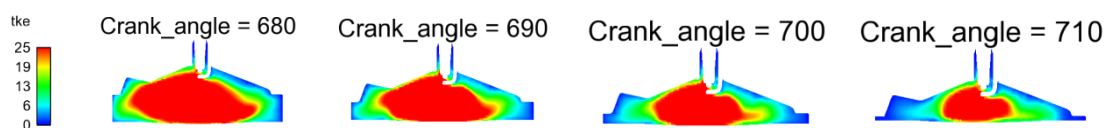


图 9 安装角度 1 点火前气缸中心截面湍动能云图

3.4 三种火花塞安装角度爆震强度分析

气缸内发生爆震燃烧时,在燃烧室内的未燃区域,热力学状态最接近自燃的一些热点首先发生自燃,产生局部放热,从而形成巨大的温度和压力梯度,压力向周围传播,撞击壁面后发生反射,压力波之间发生叠加,形成缸内压力震荡,随着爆震强度的增加,缸内压力震荡幅值变大^[1]。

通常,在发动机爆震监测方法中,多运用基于缸内压力的监测方法,其对应的爆震强度评价指标为

$$KI = \max\{\hat{p}_{\max} - \hat{p}_{\min}\},$$

其中, $\hat{p}_{\max}$ 为监控点经过带通滤波后压力曲线的最大值, $\hat{p}_{\min}$ 为经过带通滤波后压力曲线的最小值。

根据经验一般要求 $KI < (\text{当前转速}/2000)$ ^[2]。

本文中,在燃烧室内靠近壁面的位置选择六个不同的位置布置监测点,以气缸中央纵向切面对称分布,将这六个位置的局部压力值输出,通过带通滤波器滤波,图 10 和图 11、图 12 为三个安装角度的模型中六个监控点的带通滤波压力图。

其中安装角度 1 的爆震指数 $KI_1=0.43$,安装角度 2 的爆震指数 $KI_2=0.73$,安装角度 3 的爆震指数 $KI_3=0.226$ 。

当前工况的爆震指数的评价指标为 $1600/2000=0.8$,从评价指标来看,三个角度的爆震指数都在合理范围内,但角度 2 爆震指数最大,角度 3 爆震指数最小,从上述分析可知,不同的火花塞安装角度对爆震倾向有较大的影响。

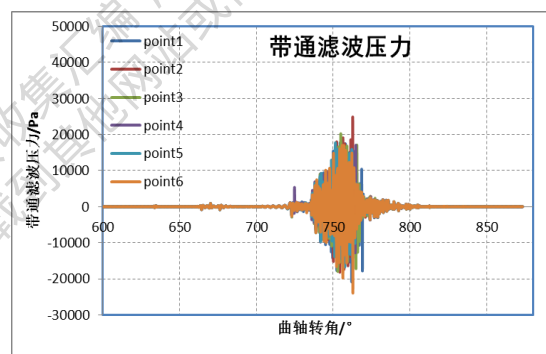


图 10 安装角度 1 的监控点的带通滤波压力

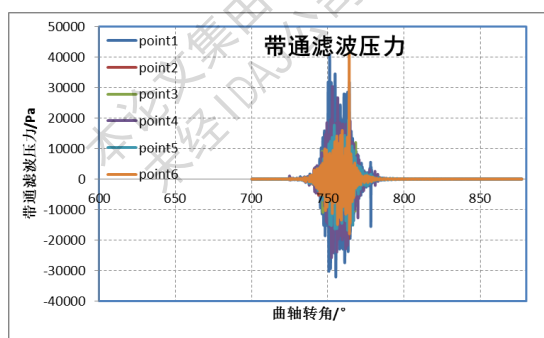


图 11 安装角度 2 的监控点的带通滤波压力

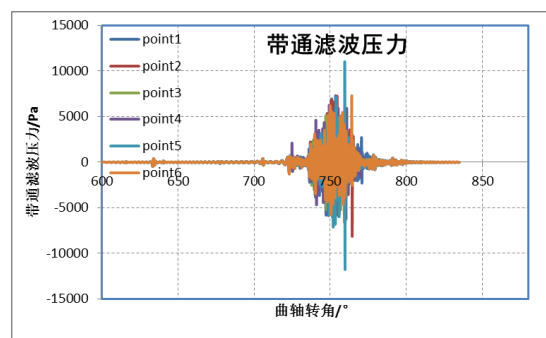


图 12 安装角度 3 的监控点的带通滤波压力

4 结论

通过以上计算分析可知:

- 1) 侧电极与进气道平行布置,缸压最大,燃烧更均匀,爆震倾向最小;侧电极背向进

气道布置，缸压最小，燃烧最不均匀，爆震倾向最大。

2) 安装角度的不同，会导致火焰传播形态产生差异，进而影响缸压和缸内燃烧状况；

2) 安装角度不同，缸内监测点的带通滤波压力产生较大差异，进而影响爆震倾向。

5 参考文献

[1] 王方. 直喷增压汽油机火焰传播及爆震燃烧过程的多维数值模拟[D]. 北京: 清华大学 2015.

[2] ShinrakPark, TetsujiFurukawa. Validation of Turbulent Combustion and Knocking Simulation in Spark-Ignition Engines Using Reduced Chemical Kinetics. SAE Paper 2015-01-0750.

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

发动机缸内涡量场的本征正交分解研究

In-cylinder Vorticity Field Research using Proper Orthogonal Decomposition

秦文瑾¹, 许敏¹, 孔令逊²

(1 上海交通大学, 汽车电子控制技术国家工程实验室, 上海 200240)

2 上海交通大学, 密西根学院, 上海 200240)

摘 要: 对于缸内直喷发动机来说, 混合气的形成质量依赖于缸内复杂湍流场。对缸内湍流场特性的全面认识和合理的控制有利于实现发动机的高效清洁燃烧。缸内湍流场呈现各向异性特点, 湍流尺度跨度大, 既有大尺度的宏观整体流动, 又有不断演变的较大尺度的拟序结构, 同时还有局部小尺度的随机涡团。即缸内涡量场呈现高瞬态复杂特点, 其在发动机进气冲程到压缩冲程不断演变, 涡团的生产以及破裂会对混合气的形成以及空间分布产生影响, 并且在后期的燃烧阶段还会对火焰的传播以及形态产生影响。本研究采用大涡模拟数值计算(LES)和粒子图像测速 (PIV)相结合的方式获得缸内瞬态涡量场信息, 然后应用本征正交分解方法(POD)对流场信息进行深加工, 进而获得更加科学和全面的缸内涡量场的瞬态特性以及循环变动特性(CCV), 同时通过本研究还可以证明本征正交分解方法可以用来作为验证发动机缸内湍流场数值模拟结果准确性的有效工具。

关键词: 大涡模拟、粒子图像测速、本征正交分解、循环变动、CONVERGE

Abstract For the direct inject engines, the fuel-air mixture quality is largely depending on the complex in-cylinder air flow. Therefore, right understanding and proper control strategy for the in-cylinder turbulent flow field is important for the clean and reliable combustion process in spark-ignition direct-injection (SIDI) engines. The in-cylinder turbulent flow field is anisotropy, and the turbulent length scale can be from large coherent structures to the local small random vortex. In addition, the in-cylinder vorticity field develop constantly from the intake stroke to the compression stroke. In this process, the coherent structures and local vortexes generation and breakup can influence the fuel-air mixture and spatial distribution, even the flame development in the later process. In this investigation, Large Eddy Simulation (LES) and Particle Image Velocimetry (PIV) are used to study the in-cylinder vorticity field, and then the vorticity field information is analyzed using the proper orthogonal decomposition (POD) method in order to investigate the transient and cycle-to-cycle variations characteristics. In addition, through this investigation, POD is proved that it can be used as an efficient tool to verify the simulation result comparing to the measurement.

Key words: LES、PIV、POD、CCV、CONVERGE

1 背景

发动机工作时,缸内多种复杂物化现象相互耦合,其均以缸内湍流场为依托,即缸内湍流场对发动机的表现有着直接的影响。例如,缸内的气流运动可以影响到燃油破碎、油气混合、可燃物的空间分布、点火以及火焰传播等。众所周知,湍动能主要分布在大尺度涡团(拟序结构)里,该结构对湍流场能量的产生和维持过程中起到了关键性作用。大尺度涡团的生产和演变不仅影响到缸内的瞬态物化现象,同时还会影响到发动机的循环变动。所以对于缸内瞬态涡量场及其循环变动特性的研究,是人们认识和理解缸内复杂物化现象的关键一步。

快速发展的先进的激光诊断技术和高效科学的数值模拟方法为研究者开展缸内复杂现象的研究,提供了便利的手段。目前粒子图像测速技术(PIV)以及大涡模拟(LES)已经广泛的应用在发动机的研究和开发过程中。通过这些技术手段,研究者能够在空间和时间不同维度上对缸内现象进行全方位的考量。在缸内湍流场及其循环变动方面,已有众多研究者开展了相关工作[1-5]。一般来说,合理的应用一些数学分析方法对实验测量或者模拟得到的原始数据库进行加工,可以获得更加丰富的流场信息。本征正交分解(POD)就是一种有效的数学方法,其可以对无穷维非线性系统进行降维近似。该方法将瞬态湍流场投影在一组有限维正交基上,进而可以将瞬态流场表示为在这组正交基上的投影部分的线性组合[6]。近些年,POD方法已经被应用在缸内数据分析[7-10],并且在循环变动方面,该方法也有了应用[11-18]。

本研究采用大涡模拟方法对一台真实SIDI发动机进行了多周期的计算,以研究缸内涡量场的空间分布和时间演变特点,包括其循环变动特性。模拟结果经过了PIV试验的验证。在此过程中应用POD方法对各自数据库进行了深加工,获得了不同尺度涡团的演变特性。

2 数值方法及气缸模型

大涡模拟方法采用空间过滤方式将瞬态湍流场分解成大尺度的流场部分和小尺度(亚网格)流场部分。大尺度流场部分可以通过数值计算直接获得,小尺度流场部分则需要进行模型化处理。使用大涡模拟方法配合较为精细的计算网格,可以获得比传统雷诺平均方法更加准确的数值模拟结果。

本研究采用简单的盒式过滤方法进行大涡模拟计算,过滤后的控制方程表示如下:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (3)$$

其中 τ_{ij} 是亚网格应力, 作为未知量, 其需要模型化处理。基于各项同性涡粘假设, 亚网格应力可以表示为大尺度应变量的函数, 即:

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\nu_t \bar{S}_{ij} \quad (4)$$

$$\bar{S}_{ij} \equiv \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

其中 $\bar{S}_{ij}$ 是大尺度应变张量, ν_t 是亚网格粘性系数, 该系数需要模型化处理。Menon 等人[19]将该粘性系数表示为亚网格动能的函数, 该亚网格动能可通过求解输运方程获得:

$$\frac{\partial \tilde{\rho} k^{sgs}}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{\rho} \bar{u} k^{sgs}}{\partial x_j} = P^{sgs} - \epsilon^{sgs} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\tilde{\rho} \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial k^{sgs}}{\partial x_j} \right) + \bar{W} \quad (6)$$

其中为 k^{sgs} 亚网格动能, P^{sgs} 为亚网格动能生成项, ϵ^{sgs} 为亚网格动能耗散项, $\bar{W}$ 为亚网格动能源项。最后亚网格粘性系数可以表示为 $\nu_t = C_v \sqrt{k^{sgs}} \Delta(x)$, 在本计算中系数 C_v 取值为 0.067。

本研究采用的发动机缸体模型按照一台实际单缸四冲程光学发动机建立, 缸内流场的大涡模拟计算采用 CONVERGE 软件完成, 工况参数及初始条件设置均与 PIV 试验测量保持一致。缸内计算网格分辨率在 1.5mm 左右。本次计算周期数目为 50, PIV 测量周期数目为 100。发动机参数及运行工况见表 1。

表 1 发动机参数

参数	数值
排量	0.55L
缸径 x 冲程	86 mm x 94.6 mm
曲轴连杆长度	160 mm
压缩比	11:1
转速	800 r/min
进气涡流比	0.55
进气压力	100 kPa
进气温度	25 °C
进气门开启时刻	-366 °ATDC
进气门关闭时刻	-114 °ATDC
排气门开启时刻	131 °ATDC
排气门关闭时刻	372 °ATDC

3 本征正交分解

本征正交分解方法的基本思路是将瞬态湍流场分解成一组与空间相关的基模态 (POD 模态) 和与时间相关的系数乘积的线性组合。POD 模态相互之间不相关, 并且原瞬态流场的绝大部分能量可以被少数低阶基模态捕获, 进而实现对系统的低维近似。进行 POD 分解时, 需要先求解瞬态流场在时间

尺度上的相关矩阵:

$$R(u^{(i)}, u^{(j)}) = \sum_{n=1}^{N_x} \left[\sum_{d=1}^D (u_d^{(i)}(x_n) u_d^{(j)}(x_n)) \right] = N_{mode} \cdot C_{ij} \quad (7)$$

其中 D 表示空间维数, N_x 表示空间采样点数目, N_{mode} 表示时间采样次数。 i 和 j 表示不同时间采样。然后 POD 模态可以通过矩阵 C_{ij} 的特征向量的分量与原流场的线性乘积的组合获得:

$$\psi_d^{(k)}(x_n) = \sum_{m=1}^{N_{mode}} (A_m^{(k)} u_d^{(m)}(x_n)) \quad (8)$$

POD 模态和 C_{ij} 的特征值和特征向量一一对应。另外, 特征值为非负, 其值两倍于原流场在对应模态上投影的分流场的动能, 即流场能量在各模态上的分布情况可以通过特征值序列反映。与时间相关的系数可以通过将原始流场向各个模态投影的方式获得:

$$a^{(k)}(t) = (u^{(i)}, \psi^{(k)}) = \sum_{n=1}^{N_p} \left[\sum_{d=1}^D (u_d^{(i)}(x_n) \psi_d^{(k)}(x_n)) \right] \quad (9)$$

进而原始流场可以通过如下方式进行重构:

$$u(x, t) = \sum_{k=1}^{N_{mode}} (a^{(k)}(t) \psi^{(k)}(x)) \quad (10)$$

对缸内湍流场进行 POD 分析时, 有两种策略, 分别是“相依赖 POD”和“相不变 POD”[9]。相依赖方法是对同一曲轴转角时刻的湍流场数据库进行加工, 故获得的所有流场信息均基于那一时刻。相不变方法是对多个曲轴转角时刻湍流场数据库进行统一加工, 获得的信息包括了单周期内不同时刻的流场演变以及多周期之间的循环变动。本研究采用相不变方法来对湍流场数据库进行分析。

4 结果与讨论

图 1 是缸内对称滚流平面内瞬态涡量场的分布情况。进气门在图片左侧方向, 排气门在图片右侧方向。可以看到, 在进气冲程阶段, 由于进气射流和缸内流体之间存在相互剪切应力, 大尺度的涡团主要分布在进气射流沿途方向上。这些大尺度的涡团还会伴随着缸内流场整体的宏观流动移向缸体中心区域以及近壁区域。同时在该过程中, 这些大尺度涡团还会被拉伸, 然后破裂成数量众多的较小尺度的涡团, 涡团强度在不断削弱。以上现象存在整个进气冲程阶段。在压缩冲程阶段, 虽然进气射流的影响已经消失, 大尺度的涡团伴随着流场整体流动以及活塞的压缩下, 仍然经历着不断的变形。通过对比, 可以看到本研究中完成的大涡模拟计算结果和实验测量得到的涡量场在空间分布形态以及时间演变特点上有着很好的比对, 说明大涡模拟方法可以用来有效的描述和预测缸内瞬态涡量场的分布以及演变。由于大涡模拟数值计算的空间分辨率可以远大于实验测量的空间分辨率, 故更多的涡团细节可以被描述, 同时那些较小尺度的涡团也可以被有效的捕获。

另外通过对比, 还可以发现不同周期之间的涡量场存在明显的循环变动。虽然其空间分布以及时间演变特点相似, 但是局部的细节存在着显著的不同, 其反映出缸内湍流场的循环变动是一种高度瞬态现象。通过对这种多周期的瞬态现象的直接比较, 人们只能获得一个直观认识。研究者通常

的做法是对这些多周期的数据进行统计平均来进行量的分析。但是这种做法通常会将流场细节抹杀。而使用本征正交分解方法来研究缸内湍流场则可以很好的保留这些流场细节。

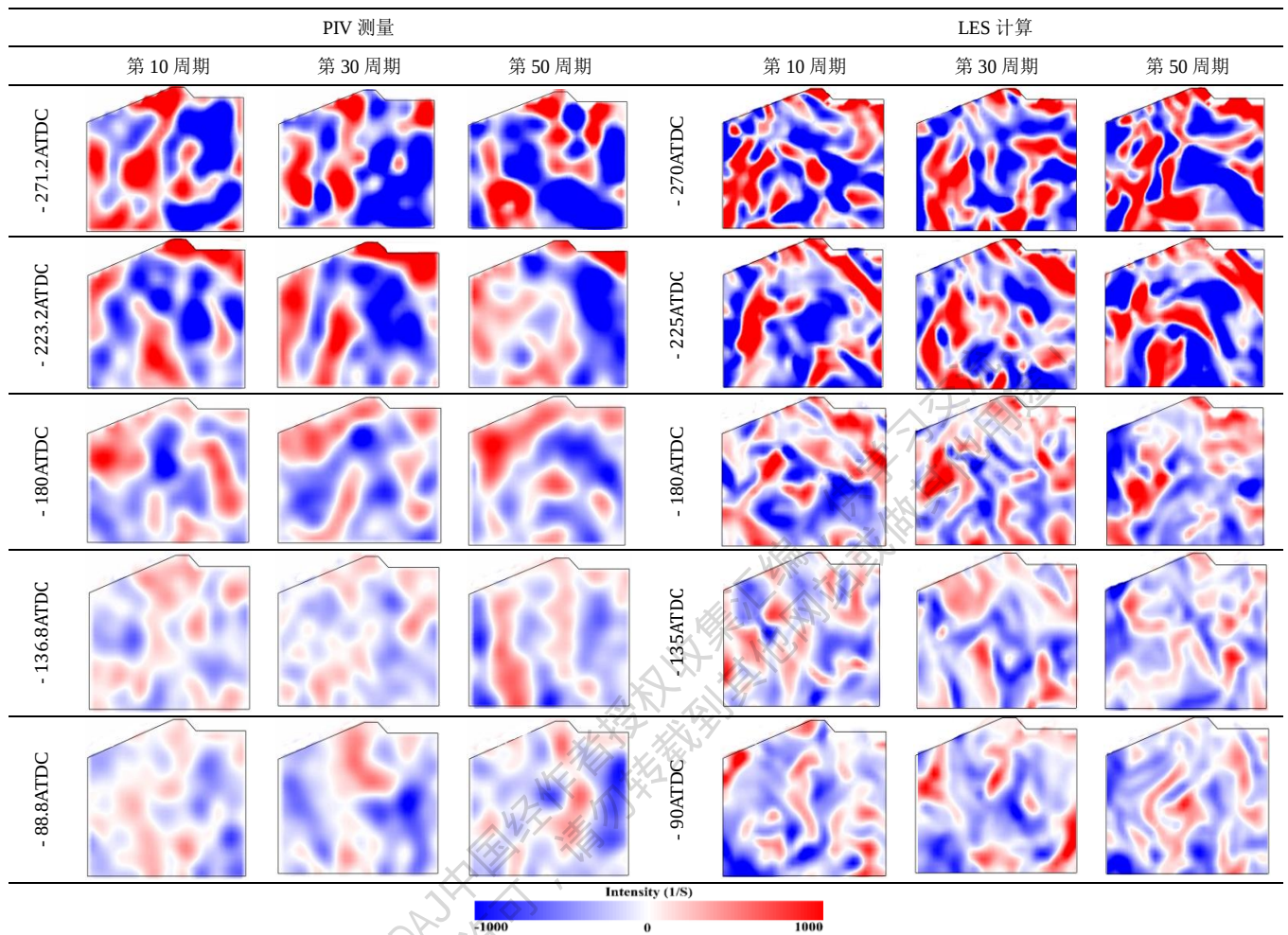


图 1 PIV 测量和 LES 计算的多周期涡量场分布

对缸内湍流场进行相不变 POD 加工时, 大涡模拟数据共用到 1850 组, 分别是 37 个曲轴转角 (以 5° 为间隔, 从 -270° CA 到 -90° CA) 乘以 50 个周期; PIV 实验数据共用到 3900 组, 分别是 39 个曲轴转角 (以 4.8° 为间隔, 从 -271.2° CA 到 -88.8° CA) 乘以 100 个周期。每个 POD 模态捕获的分流场能量是不同的, 一般来说大尺度涡团携带的能量要高于小尺度涡团, 故 POD 方法可以有效的将不同尺度涡团进行分离。若将 POD 特征值按照大小进行递减排序, 则与之对应的 POD 模态序列则可以反映出从大尺度涡团到小尺度涡团各自的形态特征。如上所述, 相不变 POD 方法只使用一组模态序列, 故每个 POD 模态可以同时反映与之对应尺度涡团的空间分布特点和时间演变特性。图 2 是不同的 POD 模态捕获的涡量场空间分布情况。可以清晰的看到低阶模态主要描述大尺度涡团, 而高阶模态则描述小尺度涡团。同时若与图 1 进行对比, 还可以发现第 1 模态和第 2 模态主要反映进气冲程阶段的大尺度涡团, 第 3 模态则反映进气冲程末期阶段和压缩冲程早期阶段里的大尺度涡团,

第 10 模态反映压缩冲程阶段大尺度涡团, 从第 20 模态到第 50 模态则同时反映进气冲程和压缩冲程两阶段里的小尺度涡团。由此可见, 相不变 POD 方法可以只通过一组 POD 模态序列来描述缸内涡量场的在空间上的分布和在时间上的演变特性。由于将特征值进行了降序排列, 故首模态捕获了绝大部分的涡流场能量, 其他模态捕获的能量则依次递减。图 3 是前 50 个特征值序列的分布, 其对应着前 50 个 POD 模态捕获的涡量场能量的分布。

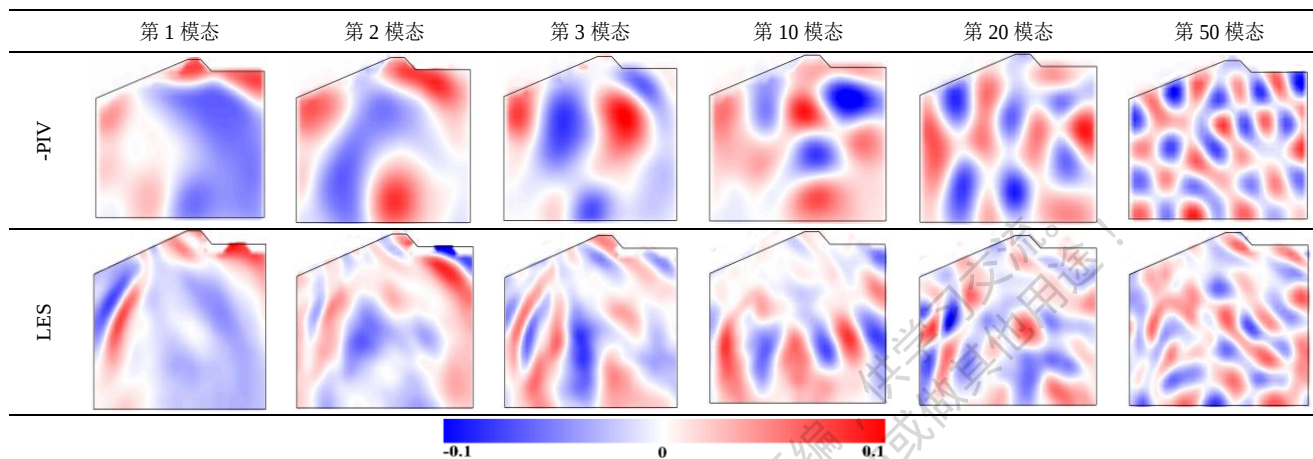


图 2 POD 模态空间分布

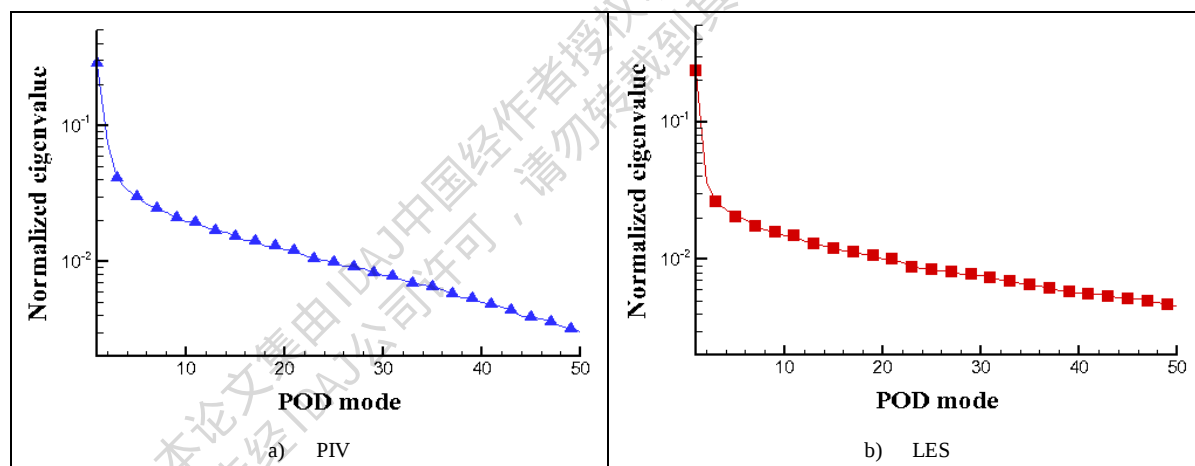


图 3 POD 特征值序列

图 4 是前 3 个相不变 POD 模态对应的不同周期的时间系数在进气冲程和压缩冲程阶段的演变情况[6]。根据 POD 分解的定义, 时间系数的绝对值大小和特征值一样都可以反映对应模态捕获的涡量场能量。在早期的进气冲程阶段, 进气射流和缸内原流场存在强烈剪切应力, 大量涡团在该过程中产生, 故整个涡流场能量呈现逐渐增强的态势。伴随着活塞的下行, 进气射流强度会逐渐减弱, 同时大尺度涡团不断破裂成较小尺度涡团, 进而导致涡量场的强度逐渐下降。在压缩冲程阶段, 虽然前期的进气射流影响已消失, 但大尺度涡团的破裂现象依旧存在, 故整个涡流场的强度变得越来越弱, 这种趋势一致延续到压缩冲程末期。另外, 不同周期有各自的时间系数, 故涡流场的循环变动在时间系数上也有着直接的体现。通过求解时间系数的标准差可以反映循环变动的强弱。由图所示, 在早期的进气冲程阶段, 涡流场存在着明显的循环变动, 而在之后的过程中, 循环变动强度逐渐减

弱，该趋势一直持续到直到压缩冲程末期。

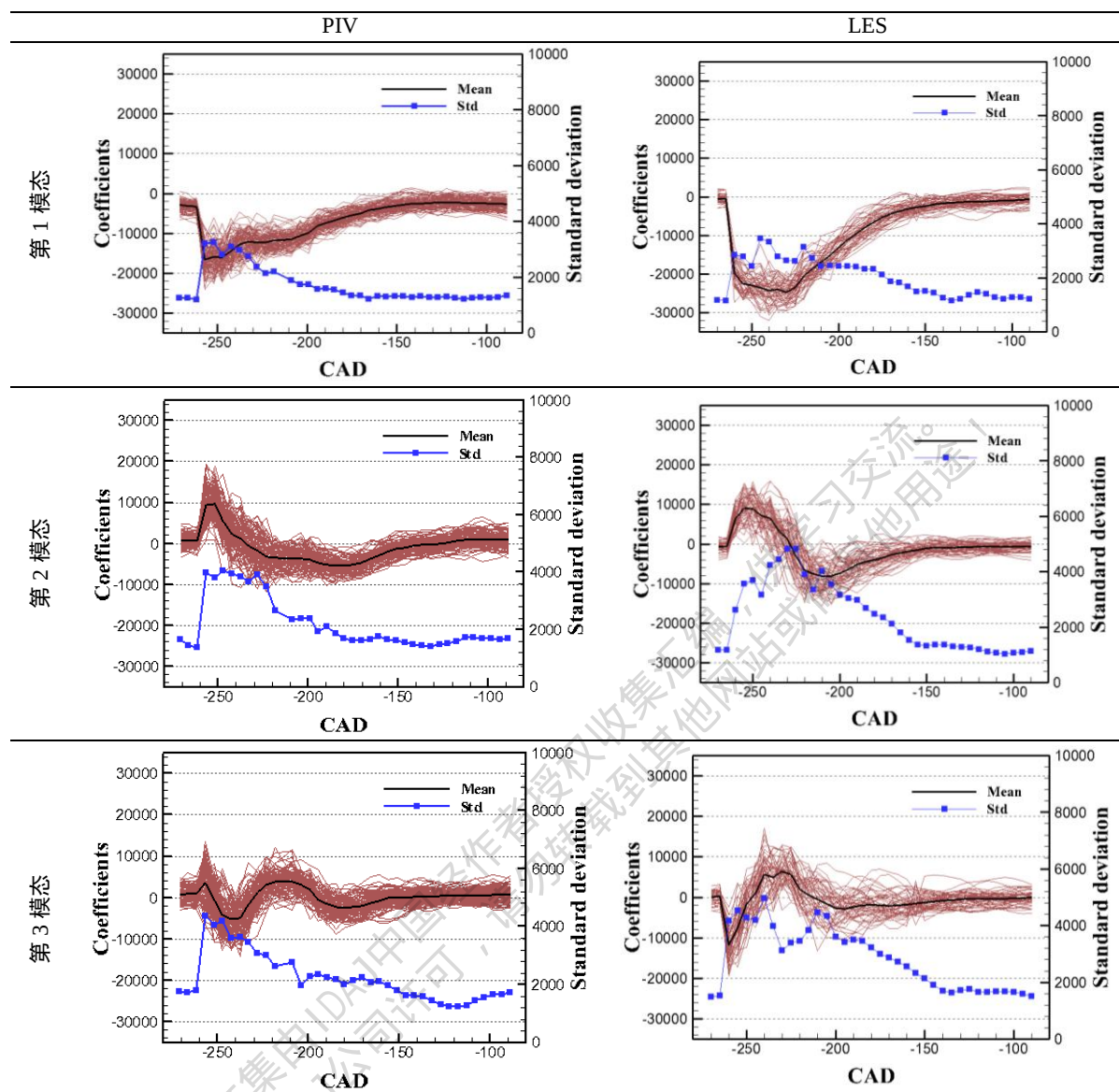


图4 前3个模态对应多周期间的时间系数演变

5 结论

本研究采用大涡模拟和 PIV 测量相结合的方式研究发动机缸内涡量场的空间分布、时间演变，及其循环变动情况。并通过使用相不变 POD 方法对涡量场数据库进行深加工，获得了更加丰富详细的流场细节。具体结论如下：

1. 大尺度涡团主要由进气射流和缸内原有流场的相互剪切应力产生。在随后的过程里，大尺度涡团会被不断的拉伸乃至破裂成大量小尺度涡团，该现象会一直持续到压缩冲程阶段。
2. 缸内涡量场存在着明显的循环变动现象，特别是在进气冲程早期阶段。尽管各个周期内的涡量场在空间分布和时间演变上存在着相似性，但是局部细节上有着明显不同。
3. 应用相不变 POD 方法可以同时研究缸内流场单一周期内的演变以及多周期间的循环变动情况。

低阶模态主要反映大尺度涡团，高阶模态则主要反映所有冲程下的小尺度涡团。

4. 大涡模拟方法可以再现和预测发动机缸内瞬态湍流场，而 POD 方法可以用来作为验证湍流场数值模拟结果准确性的有效工具

6 参考文献

- [1] Sick V. High speed imaging in fundamental and applied combustion research [J]. Proceedings of the Combustion Institute. 2013, 34(2), pp. 3509–3530.
- [2] Sick V, Drake M C, Fansler T D. High-speed imaging for direct-injection gasoline engine research and development [J]. Experiments in fluids, 2010, 49(4), pp. 937–947.
- [3] Aleiferis P, Hardalupas Y, Taylor A, et al. Flame chemiluminescence studies of cyclic combustion variations and air-to-fuel ratio of the reacting mixture in a lean-burn stratified-charge spark-ignition engine [J]. Combustion and Flame. 136(1–2) (2004), 72–90.
- [4] Aleiferis P G, Taylor A, Whitelaw J H, et al. Cyclic variations of initial flame kernel growth in a Honda VTEC-E lean-burn spark-ignition engine [C], SAE paper 2000-01-1207, 2000.
- [5] Deslandes W and Charnay G. A New Methodology to Analyze Cycle-to-Cycle Aerodynamic Variations [C], SAE paper 2002-01-2837, 2002.
- [6] Lumley J. The structure of inhomogeneous turbulent flows [C]. Atmospheric Turbulence and Radio Wave Propagation. Moscow: Nauka, 1967: 166–178
- [7] Borée J, Maurel S, Bazile R. Disruption of a Compressed Vortex [J]. Physics of Fluids. 2002, 14(7): 2543–2556
- [8] Erdil A, Kodali A, Aydin K. Decomposition of Turbulent Velocity Fields in an SI Engine. Flow [J]. Turbulence and Combustion. 2002, 68(2): 91–110
- [9] Fogleman M A. Low-dimensional models of internal combustion engine flows using the proper orthogonal decomposition [M]. Doctoral Dissertation. Ithaca, NY: Cornell University, 2005
- [10] Kapitza L, Imberdis O, Bensler H, et al. An Experimental Analysis of the Turbulent Structures Generated by the Intake Port of a DISI-Engine [J]. Experiments in Fluids, 2010, 48(2): 265–280
- [11] Chen H, Reuss D L, Hung D. L. S, Volker, S. A practical guide for using proper orthogonal decomposition in engine research [J]. International Journal of Engine Research. 2013, 14(4): 307–319
- [12] Cosadia I, Borée J, Charnay G, et al. Cyclic variations of the swirling flow in a Diesel transparent engine [J]. Experiments in fluids. 2006, 41(1): 115–134
- [13] Cosadia I, Borée J, Dumont P. Coupling time-resolved PIV flow-fields and phase-invariant proper orthogonal decomposition for the description of the parameters space

- in a transparent Diesel engine [J]. Experiments in fluids. 2007, 43(2): 357-370
- [14] Druault P, Guibert P, Alizon F. Use of proper or-thonormal decomposition for time interpolation from PIV data [J]. Experiments in fluids. 2005, 39(6): 1009-1023
- [15] Liu K. Haworth D G. Development and Assessment of POD for Analysis of Turbulent Flow in Piston Engines [C]. SAE Paper, 2011, 2011-01-0830
- [16] Abraham P S. Analyzing In-Cylinder Flow Variations in a Motored Spark Ignition Engine using Proper Orthogonal Decomposition [M]. Doctoral Dissertation. Ann Arbor: University of Michigan, 2013
- [17] Chen H, Hung D.L. S, Xu M, Zhong, J. Analyzing the cycle-to-cycle variations of pulsing spray characteristics by means of the proper orthogonal decomposition [J]. Atomization and Spray, 2013, 23(7):653-671
- [18] Chen H, Hung D.L. S., Xu M., Zhuang, H.Y. Proper orthogonal decomposition analysis of fuel spray structure variation in a spark ignition direct injection optical engine [J]. Experiments in Fluids. 2014, 55:1703
- [19] Menon S., Yeung P.K. and Kim W.W. Effect of subgrid models on the computed interscale energy transfer in isotropic turbulence [J]. Computers & Fluids. 1996, 25(2):165-180

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，仅供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

柴油微引燃天然气发动机燃烧室优化设计

Optimal design on combustion system of natural gas engine with diesel-pilot injection

王斌 李铁 赵辉 葛琳琳

(上海交通大学海洋工程国家重点实验室)

摘要: 近年来,以直喷微量柴油的方式引燃天然气实现稀薄燃烧,是高效低污染燃烧模式在船舶动力和发电机组等应用领域研究热点。这种燃烧方式可以显著提高天然气的利用效率,实现无碳烟、超低氮氧化物(NO_x)排放的清洁燃烧。然而,较高的 CO 、 THC (主要是甲烷)排放以及高效率区域的燃烧稳定性控制等难题亟待解决。本文通过计算流体动力学(CFD)与详细化学反应机理的耦合,建立柴油喷射微引燃天然气发动机的仿真模型。利用实验数据标定仿真模型使之准确后,通过喷油与燃烧室优化匹配的策略探索控制 CO 与 HC 排放,减少传热损失以提高热效率,为发动机燃烧系统设计与优化提供理论基础。研究结果表明:通过多目标优化得到的Deep型燃烧室可以有效降低 HC 和 CO 排放,同时提高发动机的热效率,并保持 NO_x 不会出现恶化现象。

关键词: 天然气、微引燃、CFD、CONVERGE

Key words: Natural gas, Pilot injection, CFD, CONVERGE

1 前言

第一段内船舶领域中大量使用柴油机作为动力源^[1]。国际海事组织(International Maritime Organization, 简称IMO)先后推出了IMO Tier系列排放法规,不断强化对船用柴油机尾气(特别是氮氧化物(NO_x)和碳烟(Soot))排放的控制^[2]。因此,寻求更为清洁的船用柴油机代用燃料和更为高效清洁的燃烧方式,已经成为当今内燃机和燃烧学界的研究热点之一。

近年来,全球对于天然气的开采量不断攀升,成为继煤和石油之后世界第三大石化能源,有望成为21世纪的主导能源之一^[3-5]。天然气的主要成分为甲烷(CH_4)。与传统汽、柴油相比,天然气的氢、碳原子比高,燃烧时排放的二氧化碳(CO_2)少;天然气抗爆性好,发动机可以采用更大的压缩比以提高燃烧效率;天然气的可燃混合气着火界限宽,更加适合采用稀薄燃烧技术提高发动机的热效率。

国内外对于天然气发动机的研发已经开展了大量卓有成效的工作。目前,应用较多的是在汽油机的基础上,保持原有供油系统不变,增加一套压缩天然气的供给装置。这种改制方式较为简单,与原汽油机相比具有明显的价格与排放优势,主要在出租车行业有较为广泛的应用^[6-7]。但这种汽油-天然气两用燃料发动机基于原机设计方案,诸如压缩比、进排气道、燃烧室型式及点

火系统,都没有针对性的优化调整与设计^[8]。因此,两用燃料发动机并没有充分发挥天然气的燃料优势,动力性能下降明显^[9]。

因此,基于压燃式发动机的本体结构和双燃料工作方式,将微量柴油喷入缸内引燃稀薄天然气,称之为柴油微引燃天然气发动机。日本三菱重工采用了预燃室引燃方式,即在预燃室内喷入约为发动机投入总热量 1%的微量柴油,利用柴油的自着火来点燃副室中天然气可燃预混合气,产生的火焰进而喷入主燃烧室内点燃天然气的稀薄预混合气^[10]。引燃用柴油虽然量少,但其释放的热量约为火花塞点火能量的数千倍,可以实现更为稳定的着火源。日本三井造船开发了直喷微引燃技术,并成功应用在其 MD-G 系列燃气发动机上。与预燃室微引燃方式相比,直喷微引燃发动机燃烧室结构更为简单,起动更为迅速^[11]。

柴油微引燃天然气发动机可以有效降低 NOx 和 Soot 排放,但同时会产生较高的未燃碳氢(THC)和一氧化碳(CO)排放^[12-16]。Ishiyama 等人研究了柴油喷射时刻对微引燃天然气发动机排放性能的影响^[17]。研究表明: -20° 至 -10° CA ATDC 的柴油喷射时刻将有利于减少发动机的 HC 排放;而较早的柴油喷射时刻(-35° CA ATDC)有利于减少 NOx 排放,但会增加 HC 的排放。Tomita 等人研究了废气再循环(Exhaust Gas Recirculation, EGR)和进气增压对于柴油-甲烷双燃料发动机燃烧与排放特性的影响^[18-19]。研究发现:增加柴油引燃喷射量会导致 NOx 排放的上升。此外,通过提高进气压力来降低甲烷当量比,有利于减少 NOx 排放,但是会引发 HC 和 CO 的增加,从而导致热效率降低。增加 EGR 率可以有效降低 NOx 排放和缸内压力升高率,同时 HC 和 CO 也可以维持相对较低的水平。但是当 EGR 率过大时,会对发动机的热效率产生严重影响从而增加 HC 和 CO 的排放量。上述研究大都通过在原柴油机基础上增加天然气供气系统进行实验,分析了柴油微引燃天然气发动机的燃烧放热规律和 HC/CO 的排放特性。然而,当主燃料为天然气时,原机针对柴油喷雾燃烧优化设计的燃烧室是否仍为最优设计,相关研究鲜有报道。

本文将实验测试与数值模拟相结合,基于 CFD 软件与详细化学反应机理的联合仿真建模,通过柴油喷雾测试数据和发动机台架测试数据对仿真模型进行了准确性标定。通过优化拉丁超立方采样的实验设计与 NSGA-II 多目标优化方法,针对柴油微引燃天然气发动机的燃烧系统,实施燃烧室的改进设计及燃烧室与喷雾形状的优化匹配,以期能同时提高热效率和降低排放。

2 耦合详细反应机理的发动机三维 CFD 仿真建模

本文在一台四缸、四冲程直喷柴油机的基础上,将其改造为单缸、四冲程柴油微引燃天然气发动机。该发动机采用了高压共轨燃油供给方式,柴油被直接喷射入缸内,燃油喷射压力为 120 MPa,每循环的柴油喷射量为 4 mm³/cycle。

天然气在进气道上游 400 mm 处喷入, 使用由电机驱动的机械式增压器进行进气增压。通过安装在排气歧管上的控制阀调整进、排气压差, 使得进、排气的压差尽可能为零, 以此抵消外部机械增压对发动机所做泵气正功。

表 1 中列出了经改造后柴油微引燃天然气发动机的基本参数。另外, 本文选用了一款 9 孔喷油器, 单个喷孔的孔径为 0.16 mm, 喷孔间的夹角为 152° 。

表 1 柴油微引燃天然气发动机基本参数

缸径	98 mm
冲程	110 mm
排量	830 cm^3
压缩比	16.5
发动机转速	1200 rpm
天然气当量比	0.513
进气压力	1.6 bar
冷却水温度	80°C
进气温度	50°C
进气门关闭时刻	$-140^\circ \text{CA ATDC}$
排气门开启时刻	150°CA ATDC
缸径	98 mm

2.1 发动机三维 CFD 仿真建模

本文利用 Solidworks 软件绘制了发动机燃烧室形状, 最终输出 STL 格式文件, 并被导入到发动机三维 CFD 仿真软件 CONVERGE 中。整个仿真时间从进气门关闭时刻 ($-140^\circ \text{CA ATDC}$) 开始至排气门开启时刻 (150°CA ATDC) 结束。模型中, 所用天然气的主要成分及其体积分数如表 2 所示。

表 2 天然气的主要成分及其体积分数

成分名称	体积分数 (%)
CH_4	89.91
C_2H_6	4.42
C_3H_8	4.61
$n\text{-C}_4\text{H}_{10}$	0.51
$i\text{-C}_4\text{H}_{10}$	0.45

$i\text{-C}_5\text{H}_{12}$	0.03
N_2	0.07
合计	100

本文在建模时, 使用 RNG $k\text{-}\epsilon$ 湍流模型, 这是一种在湍动能方程的基础上引入湍流耗散率后得到的一种湍流模型。同时, CFD 模型中嵌入了经过优化的柴油与天然气简化了的化学反应动力学机理模型, 共涉及 76 种物质和 464 种反应, 其中柴油使用正庚烷 $n\text{-heptane}$ 来替代。使用扩展 Zeldovich 模型进行 NO_x 排放的预测。因天然气发动机不易生成碳烟排放, 并没有对其进行仿真预测。

在柴油喷雾的仿真模型时, 采用 Frossling 模型建立描述液滴的蒸发速率, 对传热和传质过程分别进行计算, 且不限制路易斯数。使用 Kelvin-Helmholtz (KH) 模型和 Rayleigh-Taylor (RT) 模型来共同描述柴油液滴的破碎。使用 No Time Counter (NTC) 方法建立喷雾的碰撞模型。

为了减少计算负荷, 将整个燃烧室根据喷油器的喷孔数目进行分割, 得到 40° 扇区。同时, 使用了 CONVERGE 软件的自适应网格划分方法 (Adaptive Mesh Refinement, AMR), 在保证计算精度的基础上有效减少了实际使用的网格数。其中, 基础网格尺寸设置为 1.4 mm, 并在速度和温度的变化较快的曲轴转角处进行了局部加密。图 1 所示的是实时网格数随曲轴转角的变化曲线。其中, 实际的最大网格数为 25 万个, 因此软件中所设置的 40 万最大网格数限制是合理的。

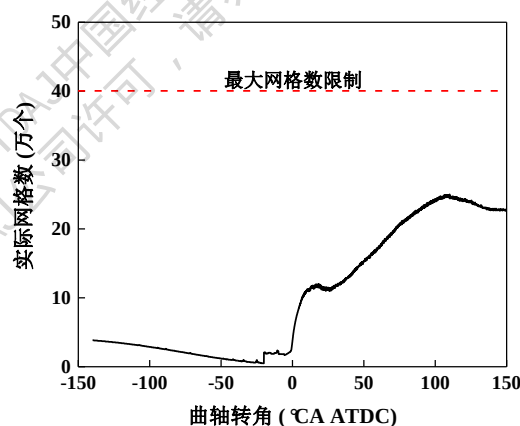


图 1 实时网格数随曲轴转角的变化曲线

2.2 喷雾模型与发动机燃烧系统模型的标定

在传统柴油机中, 燃烧过程直接受制于柴油喷雾的发展。虽然在柴油微引燃天然气发动机中柴油的喷射量极少, 但是柴油喷雾模型的标定依然对整个燃烧过程的准确模拟具有重要意义。本文采用 Shadowgraph 方法在定容弹内对柴油喷雾进行贯穿距的测试。图 2 所示的是采用 Z 型光路的 Shadowgraph 方法进行拍摄的实验装置布局图及喷雾拍摄结果。往定容弹内充入 N_2 以形成 20

kg/m³ 密度的环境氛围。同样，在 CONVERGE 软件下也建立相应的定容弹仿真模型，蒸发喷雾锥角设定为 20°，根据燃油质量分数的 0.1%来进行蒸发喷雾边界的划分从而获得贯穿距。

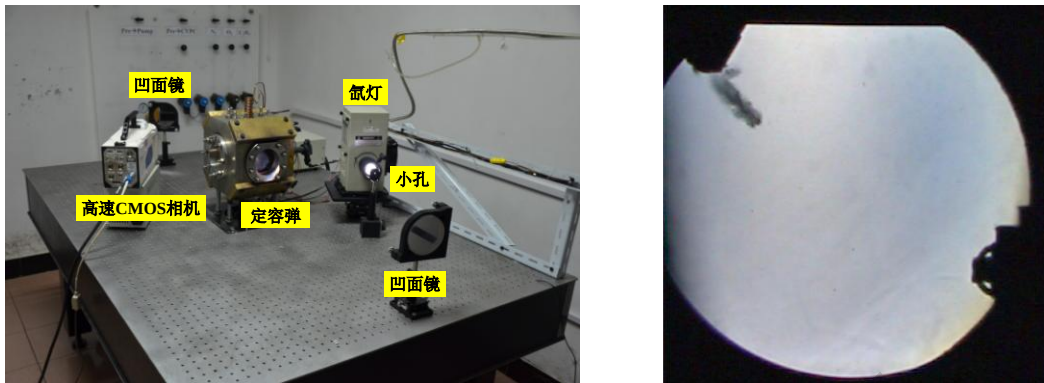


图 2 基于 Shadowgraph 方法拍摄柴油喷雾贯穿距实验装置布局图及喷雾拍摄结果

图 3 所示的是实验测得喷雾贯穿距与仿真结果的对比。通过对喷雾模型参数的调整，分别在两个柴油微量喷射脉宽下，仿真得到喷雾贯穿距与实验测试结果具有较好的一致性。因此，可以将标定后的喷雾模型应用于发动机 CFD 仿真中。

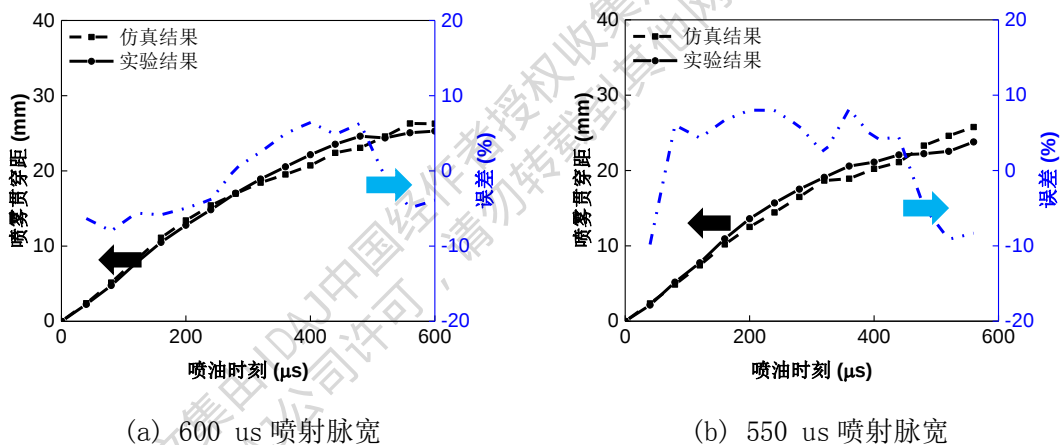
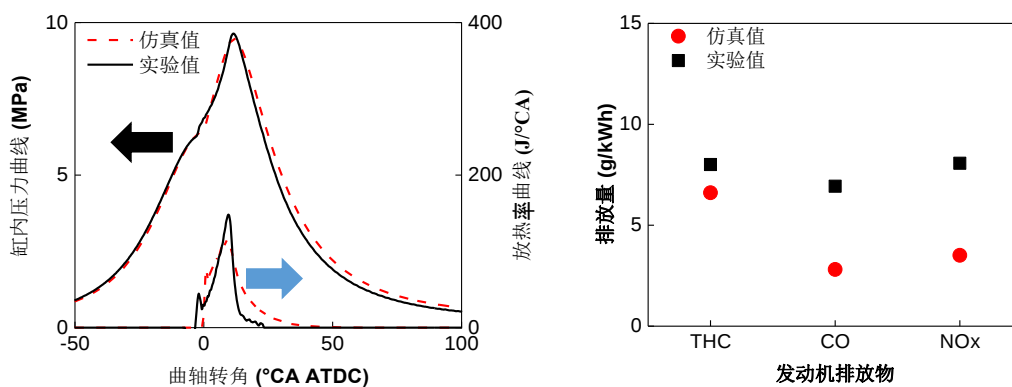


图 3 喷雾模型的标定结果对比

在喷雾模型标定准确的基础上，使用 CONVERGE 软件建立发动机的 CFD 仿真模型，并进行标定。图 4 所示的是经过标定后发动机模型输出的仿真结果与实验测试结果的对比。从图 4(a)中可以发现，仿真输出的缸压曲线与放热率曲线与实验测试结果较为一致。图 4(b)中所示的排放物对比来看，THC 的偏差最小，CO 和 NO_x 存在一定的偏差。综合评价仿真模型输出的结果后认为，该仿真模型可以用于接下来的优化设计研究。



(a) 缸内压力曲线与放热率曲线的对比

(b) 排放的对比

图4 发动机模型的标定结果对比

(8 bar IMEP, 1200 rpm, 柴油喷射量=4mm³/cycle, 天然气当量比=0.513)

2 基于遗传算法的燃烧系统优化设计

在标定后的燃烧系统 3D 仿真模型基础上, 进行柴油微引燃天然气发动机燃烧系统的优化设计工作。

2.1 活塞头部形状的参数化建模

为了实现不同的活塞头部形状, 本文采用 Bezier 函数对曲面形状进行参数化建模处理, 如图 5 所示。

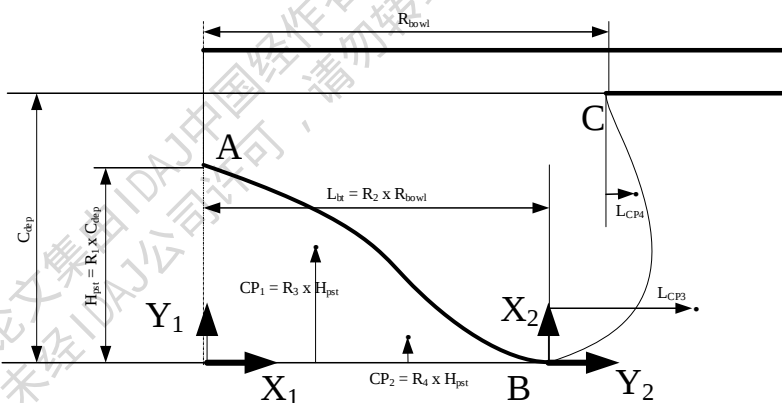


图5 基于 Bezier 函数的活塞头部形状参数化建模

曲线 A-B 段利用 Bezier 函数进行描述的结果如公式(1)所示:

$$\begin{cases} Y_1(t) = 3(1-t)^3 H_{pst} + 3(1-t)^2 t CP_1 + (1-t)t^2 CP_2 \\ X_1(t) = t \times L_{bt} \end{cases} \quad (1)$$

曲线 B-C 利用 Bezier 函数进行描述的结果如公式(2)所示:

$$\begin{cases} Y_2(t) = 3(1-t)^2 t L_{CP3} + 3(1-t)t^2 L_{CP4} + t^3 (R_{bowl} - L_{bt}) \\ X_2(t) = t \times C_{dep} \end{cases} \quad (2)$$

其中, $t \in [0, 1]$ 。

2.2 实验设计及近似模型建模

本文采用优化拉丁超立方采样法进行设计变量的实验设计。表 3 给出了本文所用到的设计变量及其变化范围。优化拉丁超立方采样法有助于各个因子在更高阶水平上分布的更加均匀, 本文的样本点数为 80。

表 3 柴油微引燃天然气发动机燃烧系统的优化设计变量及其取值范围

设计变量	取值范围
C_{dep}	14 - 25 mm
R_1	0.3 - 0.7
R_2	0.5 - 0.8
L_{CP3}	10 - 20 mm
L_{CP4}	-10 - 10 mm
喷油时刻	-15.0 ° -5.0 °ATDC
喷孔夹角	140 ° 170 °

图 6 给出了在实验设计所得到的 80 个样本点中抽取出来的四种典型燃烧室形状。

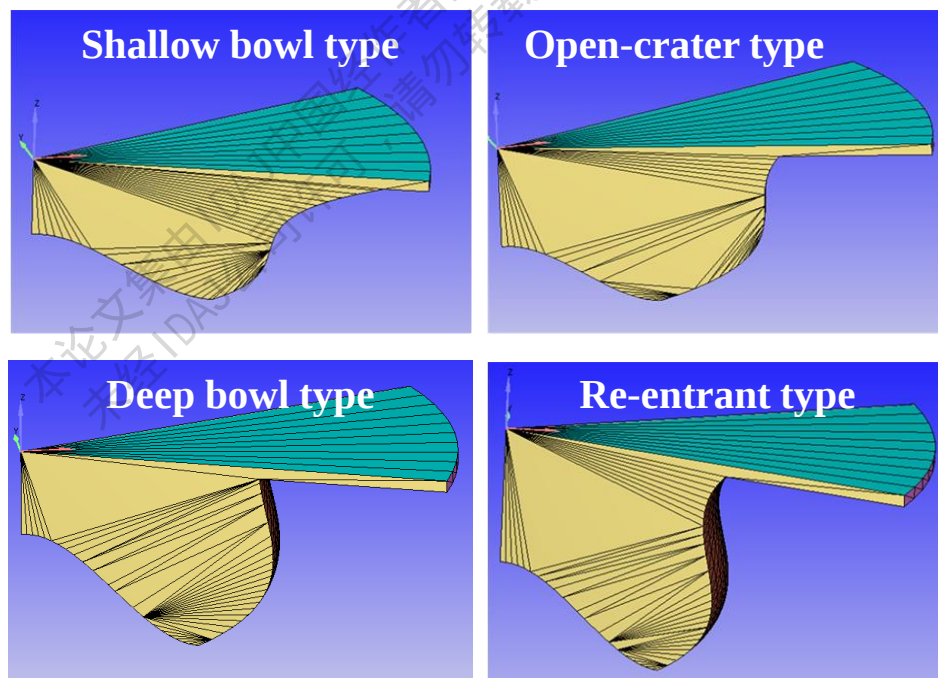


图 6 基于优化拉丁超立方采样法获得的四种燃烧室基本形状

基于实验设计所获得的 80 个样本点, 本文分别采样了 Kriging 方法、响应面方法和人工神经网络法建立近似模型, 并验证了近似模型的准确性, 如表 4 所示。其中, 选用了均方根误差(Root

Mean Square, RMS) 和最大偏差作为近似模型准确性的评价指标。根据表 4 所示的结果, Kriging 方法具有较高的近似模型精度, 适合用来进行优化设计研究。

表 4 柴油微引燃天然气发动机燃烧系统的优化设计变量及其取值范围

近似模型	评价指标	热效率	HC	CO	NOx
Kriging 方法	RMS	0.120	0.197	0.181	0.202
	最大偏差	0.203	0.355	0.316	0.493
响应面方法	RMS	0.342	0.410	0.269	0.201
	最大偏差	0.650	0.722	0.509	0.458
人工神经网络法	RMS	0.210	0.307	0.250	0.304
	最大偏差	0.419	0.805	0.492	0.775

4 基于 NSGA-II 多目标优化结果分析

本文将燃烧系统的热效率 η_i 、HC 和 CO 作为设计目标, 以 NOx 作为约束条件。其中, 要求 NOx 排放都不超过原机 (即 NOx_{baseline}), 优化问题整理为如公式 (3) 所示:

Objective:

$$\text{Max } \eta_i, \text{Min HC and Min CO}$$

Constraints:

$$\text{NOx} \leq \text{NOx}_{\text{baseline}}$$

(3)

本文采用多目标遗传算法 NSGA-II 获得 Pareto 最优解集, 最终解得 11 个 Pareto 最优解, 如图 7 所示。多目标优化算法在进行全局寻优时, 在具有 trade-off 关系的优化目标之间获得满意的折中结果。

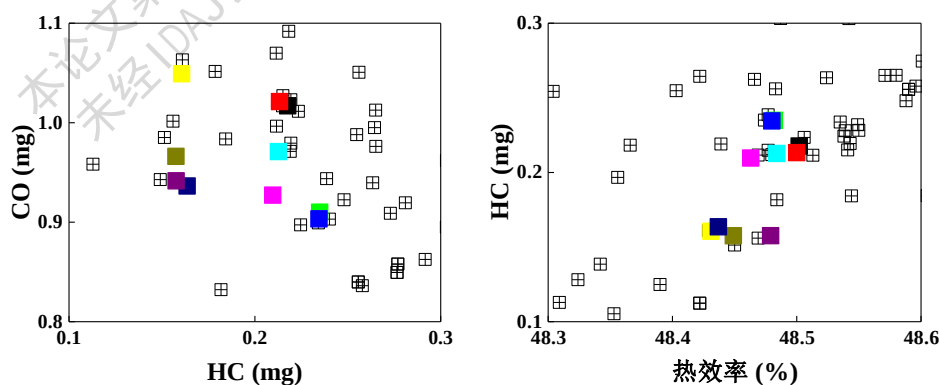


图 7 基于 NSGA-II 多目标优化算法所获得的 Pareto 最优解集
(彩色方框代表 Pareto 最优解, 田字型方框表示非最优解)

在图 7 所示的 Pareto 最优解集中, 每个解彼此之间存在非支配关系, 即没有一个解可以在三个优化目标上都优于其他解。但是, Pareto 最优解集中的每一个解, 与非最优解集中的解相比, 必然在某一个优化目标上要优于对方。

在 Pareto 最优解集中, 选择其中热效率最高的优化设计方案进行分析。将结构设计变量带入 Solidworks 软件中绘制得到 Deep type 燃烧室, 如图 8 所示。

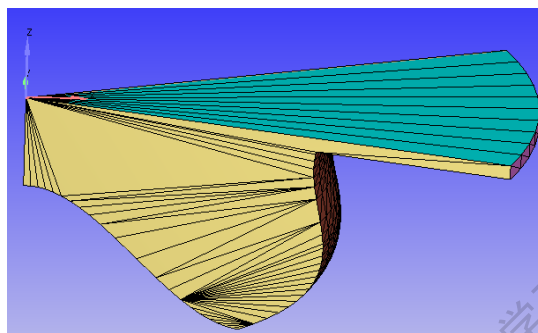


图 8 Pareto 最优解集中热效率最高优化设计方案的 Deep type 燃烧室

表 5 列出了优化前后热效率与排放的对比结果。通过优化后, 发动机的热效率有小幅提升, HC 和 CO 排放有较大幅度的降低。

表 5 优化前后发动机热效率与排放的对比

评价指标	优化前	优化后	变化幅度
热效率	46.97%	47.96%	2.11%
HC	6.61 g/kWh	1.64 g/kWh	-75.22%
CO	2.81 g/kWh	1.75 g/kWh	-37.50%
NOx	3.51 g/kWh	3.28 g/kWh	-6.67%

图 9 对比了燃烧室优化前后缸内压力与放热率曲线。优化后的总放热量为 1733 J, 而原机的放热量仅为 1708 J。从放热率曲线可以看到, 燃烧起始相位二者一致, 而优化后得到的 Deep 型燃烧室的后段放热要比原机高, 且燃烧持续期更短, 燃烧效率更好。

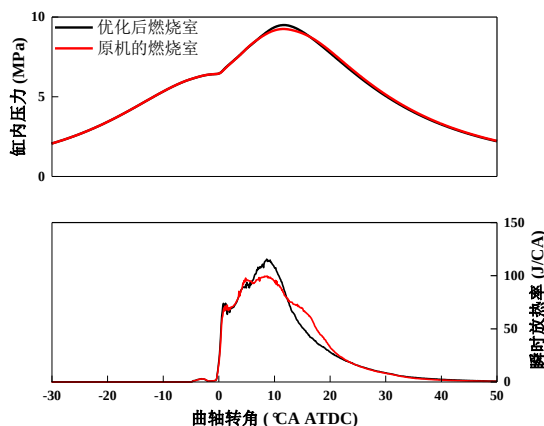


图9 优化前后缸内压力曲线与放热率曲线的对比

5 结论

- 1) 将计算流体动力学 (CFD) 与详细化学反应机理进行了耦合, 建立了柴油微引燃天然气发动机的仿真模型, 并使用柴油喷雾测试数据和发动机台架测试数据对仿真模型进行了准确性标定。
- 2) 通过优化拉丁超立方采样的实验设计与 NSGA-II 多目标优化方法, 针对柴油微引燃天然气发动机的燃烧系统, 实施燃烧室的改进设计及燃烧室与喷雾形状的优化匹配。
- 3) 选取 Pareto 最优解集中热效率最高的优化设计方案与原机进行对比, 热效率、HC 和 CO 这些优化目标都有不同程度的改善, NO_x 作为约束目标也得以保证, 优化取得了满意的结果。

5 参考文献

- [1] 张南林. 舰船柴油机技术现状及发展趋势 [J]. 舰船科学技术, 2010, 01: 17-21.
- [2] 张东明, 平涛, 闫萍, 张文正, 孙强. 船用柴油机应对 IMO Tier III 排放法规的技术措施 [J]. 柴油机, 2011, 04: 29-33.
- [3] Cho H. M., He B. Spark ignition natural gas engines - a review [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48: 608-618.
- [4] 郝利君, 张付军, 黄英. 天然气发动机的发展现状与展望 [J]. 汽车工程, 2000, 22(5): 332-337.
- [5] Kato K., Igarashi K., Masuda M., et al. Development for engine for natural gas vehicle [C]. SAE Paper 1999-01-0574.
- [6] 李永昌. CNG 汽车加气站的回顾和展望 [J]. 中国天然气汽车, 2005, 90(3): 5-10.
- [7] 郑国勇, 刘凯, 郑轶等. 天然气汽车的应用情况与发展动态研究 [J]. 内燃机, 2007, 5: 1-4.
- [8] 司鹏鹄. 满足国IV排放标准压缩天然气发动机燃烧过程的研究 [D]. 博士学位论文, 天津: 天津大学, 2006.
- [9] Reynolds C. The effect of varying the injected charge stoichiometry in a partially stratified charge natural gas engine [C]. SAE Paper 2005-01-0247.
- [10] S. Takahashi, et al. Result in service operation of 1.3MW micro-pilot gas engine and its future development [C]. CIMAC Congress 2004, Kyoto, Paper No. 146.
- [11] A. Tsunoda, et al. Further development of advanced gas engine KU30GA (MACH-30A) [C]. CIMAC Congress 2004, Kyoto Paper No. 120.
- [12] Tomita, E., Fukatani, N., Kawahara, N., and Maruyama, K. Combustion in a supercharged biomass gas engine with micro-pilot ignition-effects of injection pressure and amount of diesel fuel [J]. J. KONES Powertrain Transport, 2007, 14(2), 513-520.
- [13] Roy, M. M., Tomita, E., Kawahara, N., Harada, Y., and Sakane, A. Effect of fuel injection

- parameters on engine performance and emissions of a supercharged producer gas-diesel dual fuel engine [C]. SAE paper 2009-01-1848.
- [14] Tomita, E., Harada, Y., Kawahara, N., and Sakane, A. Effect of EGR on combustion and exhaust emissions in supercharged dual-fuel natural gas engine ignited with diesel fuel [C]. SAE paper 2009-01-1832.
- [15] Azimov, U., Tomita, E., and Kawahara, N. Ignition, combustion and exhaust emission characteristics of micro-pilot ignited dual-fuel engine operated under premier combustion mode [C]. SAE Paper: 2011-01-1764.
- [16] Azimov, U., Tomita, E., Kawahara, N., and Harada, Y. Premixed mixture ignition in the end-gas region (PREMIER) combustion in a natural gas dual-fuel engine operating range and exhaust emissions [C]. Int. J. Engine Res., 2011, 12 (5): 484-497.
- [17] Ishiyama, T., Kang, J., Ozawa, Y., and Sako, T. Improvement of performance and reduction of exhaust emissions by pilot-fuel-injection control in a lean-burning natural-gas dual-fuel engine [C]. SAE Int. J. Fuels Lubr., 2012, 5 (1): 243-253.
- [18] Tomita, E., Kawahara, N., Piao, Z, and Yamaguchi, R. Effects of EGR and early injection of diesel fuel on combustion characteristics and exhaust emissions in a methane dual-fuel engine [C]. SAE paper 2002-01-2723.
- [19] Tomita, E., Kawahara, N., Kinoshita, Y., Komoda, T., and Sakane, A. Combustion characteristics and performance of supercharged single cylinder natural gas engine ignited with pilot injection of diesel fuel [C]. In FISITA 2004, World Automotive Congress, Paper F2004V229, 2004.

基于 CONVERGE 的两用燃料发动机缸内燃烧温度分析

Combustion Temperature Analysis of Dual-fuel Engine Based on CONVERGE

王振喜 陈海娥 李红洲 段加全 刘耀东 钱丁超

(中国第一汽车股份有限公司技术中心)

摘要: 本文利用三维 CFD 软件 Converge 针对汽油与天然气两用燃料发动机缸内燃烧过程进行模拟, 分析两种工作模式下缸内燃烧温度的差异。结果表明, 大负荷工况下, 天然气燃烧速度慢, 气门和气门座圈暴露在高温下的时间长, 热负荷增大; 小负荷工况下, 天然气燃烧速度略慢, 天然气与汽油工作模式下气门及气门座圈处温度较为接近。因此, 两用燃料发动机需采用耐高温、耐摩擦的气门、气门座圈材料。

关键词: 两用燃料发动机 气门 气门座圈 燃烧温度

Abstract: The combustion process of gasoline and CNG dual-fuel engine were simulated by CFD software Converge, the difference of combustion temperature in two operating mode were analysed in this paper. The results show that natural gas combustion slowly, the valve and valve seat is exposed to high temperature for longer time and the thermal load of the valve and valve seat increases in high load condition. In part load condition, natural gas combustion slightly slowly, the temperature of valve and valve seat are similar in two operating mode. As a result, dual-fuel engine requires the use of valve and valve seat material which can resist high temperature and large friction.

Key words: Dual-fuel engine, Valve, Valve seat, Combustion temperature

1 概述

随着油耗和排放法规的日益严格, 天然气作为内燃机代用燃料得到了较为广泛的应用。发动机排气门的工作温度为 $600\sim 900\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[1], 但是天然气相对于汽油缸内燃烧温度高, 气门和气门座圈暴露在高温下的时间长, 对于气门和气门座圈的材料提出了更高的要求。

本文利用 Converge 软件对 1.5L 自然吸气两用燃料发动机在汽油和天然气两种工作模式下进行缸内燃烧模拟, 分析两种工作模式下缸内燃烧温度的差异, 为两用燃料发动机气门及气门座圈的设计提供理论依据。

2 计算模型及边界条件

本文利用 Converge 软件对发动机缸内燃烧过程进行模拟分析, 计算模型基础网格采用 4mm, 对速度梯度和温度梯度自适应加密至 0.5mm, 最大网格数 200 万。湍流模型选取 RNG κ - ϵ 模型, 燃烧模型选取 G-Equation。计算模型如图 1 所示。

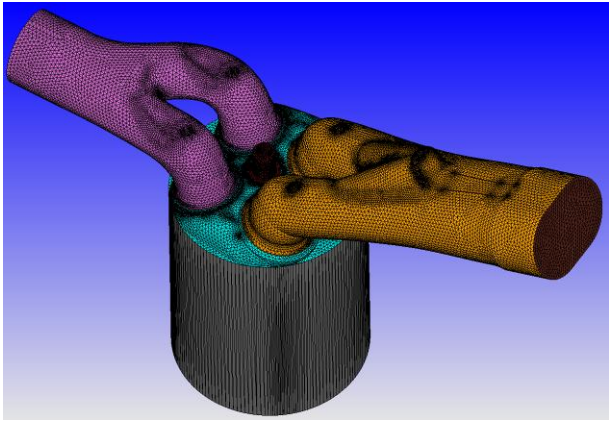


图 1 燃烧系统几何模型

进气道入口设定质量流量和温度边界，排气道出口设定压力和温度边界。计算时刻为 270 °CA 至 850 °CA，其中 720 °CA 为压缩上止点。

计算工况选取 4 个，如表 1 所示。

表 1 计算工况

工况	转速	负荷
1	6000rpm	WOT
2	4000rpm	WOT
3	2000rpm	2bar
4	1200rpm	1bar

3 计算结果

3.1 大负荷工况计算结果

天然气的抗爆性好于汽油，其主要成分甲烷的辛烷值为 130^[2]，当量燃烧模式下 MFB50 可以控制在 8° CA ATDC 附近。但是天然气燃烧速度明显慢于汽油，表 2 显示 6000rpm/WOT 工况天然气燃烧持续期比汽油大 10.4° CA，4000rpm/WOT 工况天然气燃烧持续期比汽油大 10.2° CA，这就导致了天然气工作模式下缸内高温持续时间长，这点可以通过图 2 明显看出，气门与气门座圈的工作环境更为恶劣。由图 1 还可得出 6000rpm/WOT 工况天然气缸内最高燃烧温度相对于汽油高出约 150° C，对气门与气门座圈的材料提出了更高要求。

表 2 燃烧计算结果

	6000rpm/WOT		4000 rpm/WOT	
	汽油	天然气	汽油	天然气

空燃比 (-)	11.3	17.1	13.1	17.1
MFB50 (° CA ATDC)	16.4	8.8	13.9	7.3
燃烧持续期 (° CA)	28.3	38.7	19.5	29.7

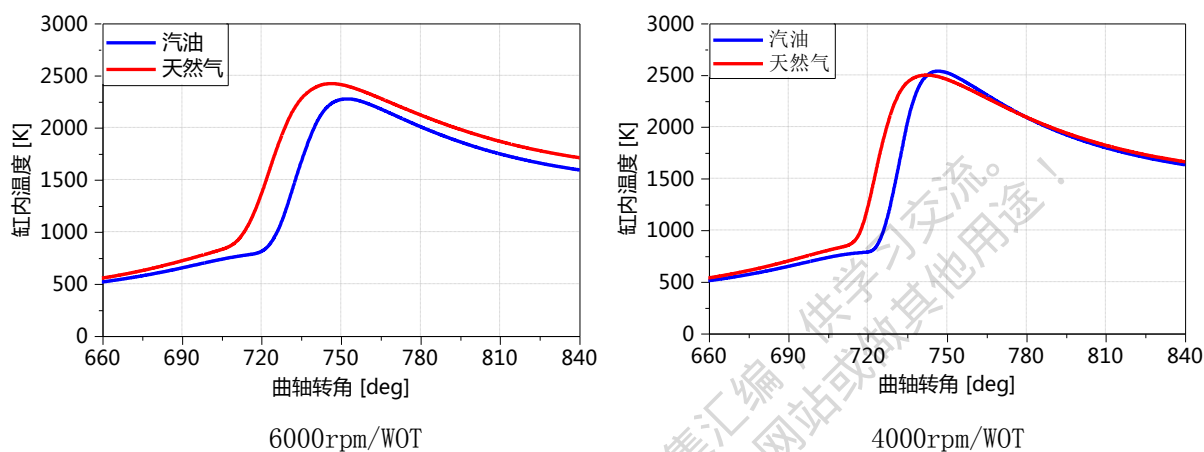


图2 缸内温度

图3和图4分别为气缸中心切面和气门中心切面的温度分布, 6000rpm/WOT 工况天然气缸内及气门、气门座圈处的温度在整个燃烧过程中明显高于汽油, 4000 rpm/WOT 工况下天然气缸内及气门、气门座圈处的温度在燃烧前期高于汽油, 后期两者温度较为接近, 但是天然气缸内及气门、气门座圈处高温持续时间长。

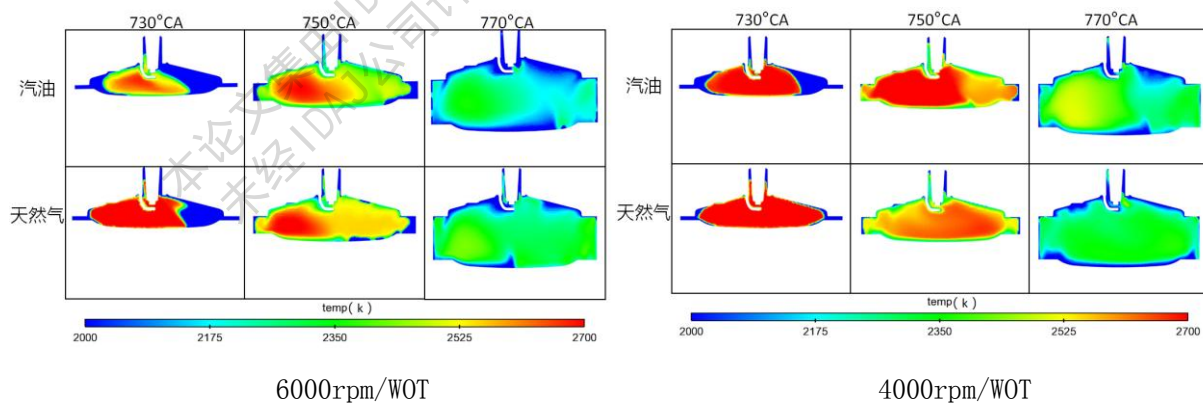


图3 汽缸中心切面温度分布

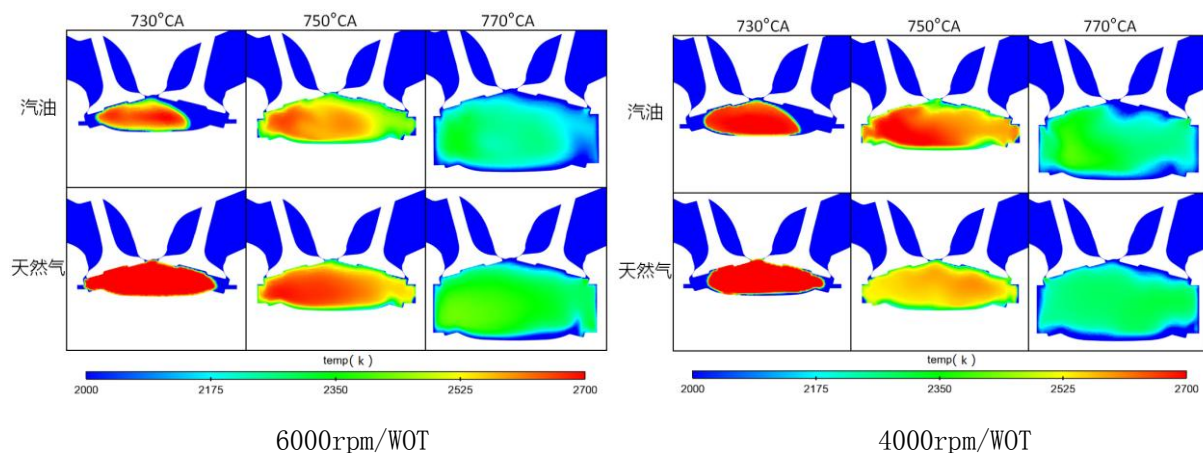


图4 气门中心切面温度分布

3.2 小负荷工况计算结果

小负荷工况汽油与天然气都无需考虑爆震问题，表3表明天然气燃烧速度略慢于汽油，燃烧持续期比汽油大 $2\sim 3^\circ\text{CA}$ ，两者缸内燃烧温度比较接近，详见图5。

表3 燃烧计算结果

	2000rpm/2bar		1200rpm/1bar	
	汽油	天然气	汽油	天然气
空燃比 (-)	14.6	17.1	14.6	17.1
MFB50 ($^\circ\text{CA ATDC}$)	9.6	9.3	11.7	11.1
燃烧持续期 ($^\circ\text{CA}$)	29.3	32.1	27.2	29.4

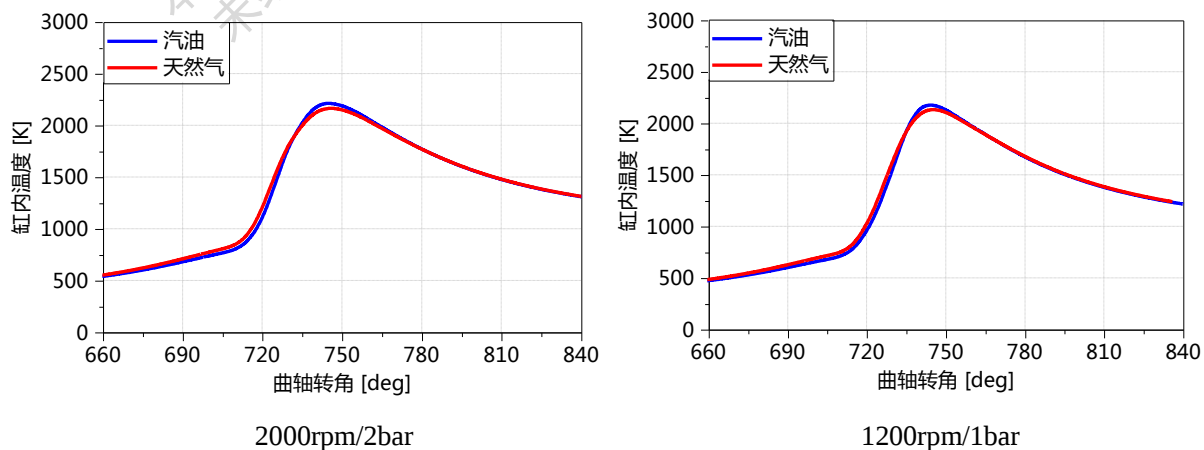


图5 缸内温度

图 6 和图 7 分别为气缸中心切面和气门中心切面的温度分布, 2000rpm/2bar 和 1200rpm/1bar 工况下汽油和天然气的缸内及气门、气门座圈处的温度在整个燃烧过程中较为接近。

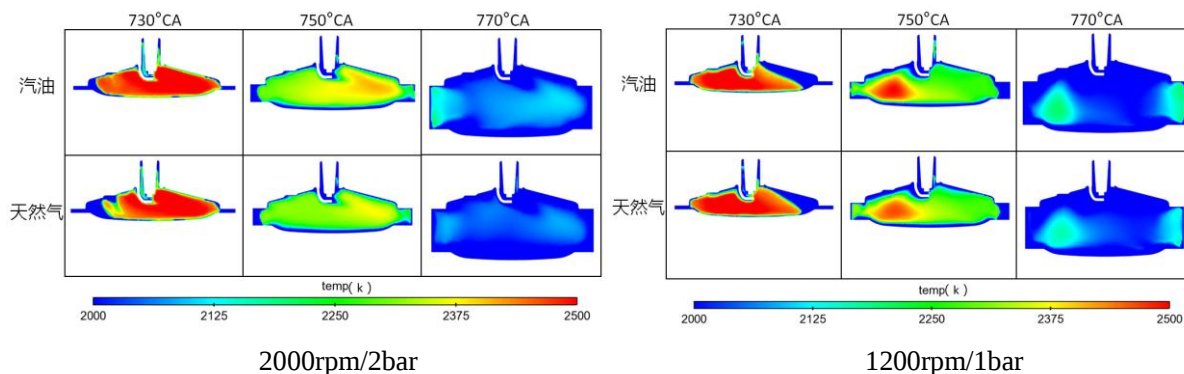


图 6 气缸中心切面温度分布

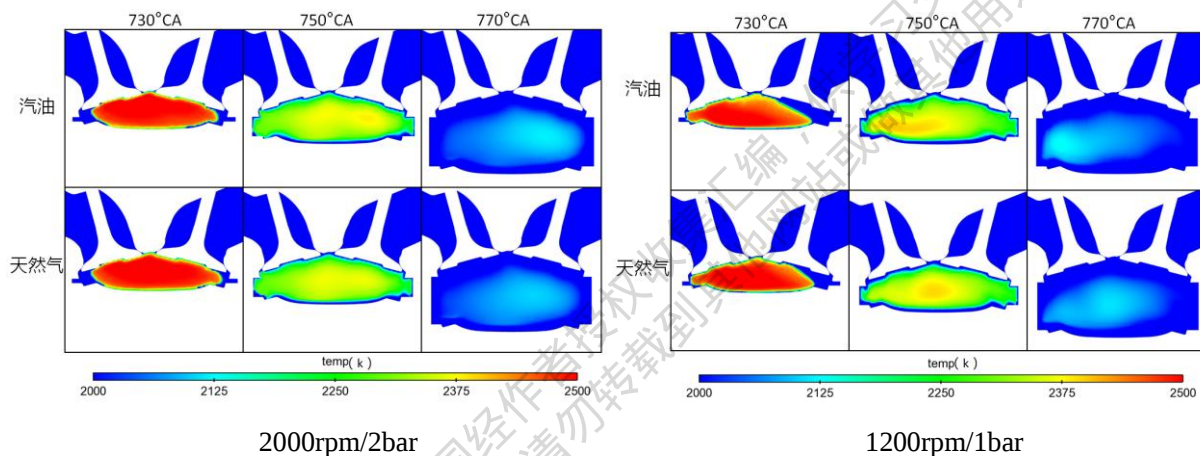


图 7 气门中心切面温度分布

4 结论

为了研究两用燃料发动机两种工作模式下缸内燃烧温度的差异, 本文基于三维 CFD 软件 Converge 对两种工作模式下缸内燃烧过程进行模拟分析, 结论如下:

- 1) 大负荷工况下, 天然气与汽油燃烧温度最大相差 150°C 。天然气燃烧速度慢, 气门和气门座圈暴露在高温下的时间长, 热负荷增大。
- 2) 小负荷工况下, 天然气燃烧速度略慢, 天然气与汽油工作模式下气门及气门座圈处温度较为接近。
- 3) 对于两用燃料发动机, 需采用耐高温、耐摩擦的气门座圈材料。

5 参考文献

- [1] 张薇. 天然气发动机气门温度场研究及精度验证. 汽车工艺与材料, 2013, 09.
- [2] E. Pipitone, A. Beccari. A Study on the Use of Combustion Phase Indicators for MBT Spark Timing on a Bi-Fuel Engine. SAE Paper 2007-24-0051, 2007.

坡形喷射对柴油机燃烧排放影响的模拟研究

金华玉 包宁 赵伟 陈长军 胡芳

摘要：本文采用专业软件 CONVERGE，引入详细化学反应机理，进行了坡形喷射对柴油机燃烧排放影响的模拟分析。结果表明坡形喷射相同提前角下，坡形喷射的 NO_x 较低，但油耗增加很多，并没有优势，原因是坡形喷射前期喷油速率低，混合气分布相对集中在坑底燃烧恶化。但如果将 NO_x 控制在 7~9 g/kW.h 范围内，坡形喷射的油耗还是会有明显优势的。

关键词：坡形喷射，柴油机，CONVERGE

1. 引言

近年来，随着快速响应电磁阀[1]和压电晶体[2]在柴油机喷油器上的应用，发动机对喷入燃烧室内柴油的控制精度越来越高。目前，对于柴油喷射的研究，不仅只限于喷射的量和时间，对喷射速度的控制也成为研究的热点[3][4][5]。降低喷油速率的上升速度能够减少滞燃期内的喷油，从而降低预混燃烧，同时也能降低爆发压力、燃烧噪声和 NO_x ，但也会导致油耗和碳烟的升高[6]。而合理的轨压和较缓慢的喷油速率的上升速度能够得到好的油耗与排放的折中[7][8]。

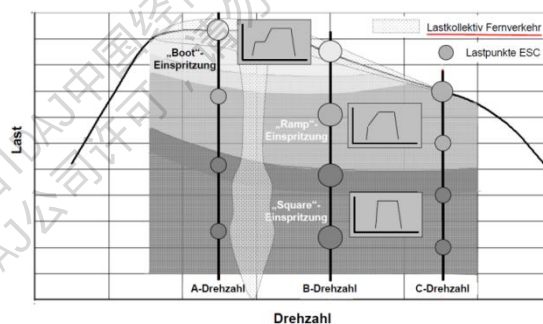


图 1 奔驰喷油形状 MAP

奔驰公司开发的新一代产品通过可变的压力放大共轨喷射系统实现了在不同的工况采用矩形、坡形和靴形的喷油规律，如图 1 所示[9]。采用不同的喷油规律使奔驰发动机既提高了燃油经济性，同时也使驾驶性、噪声和排放达到了相关标准[9]。本研究的目的就是探讨坡形喷油规律改善柴油机燃烧和排放的原因。通过模拟计算研究喷油规律形状的改变对缸内混合气分布的影响，为喷油规律形状的优化提供理论基础。

2. 计算模型

2.1 模拟所用柴油机的技术参数

所用直喷增压中冷柴油机采用了高压共轨系统，其主要技术参数见表 1。

表 1：柴油机主要技术参数

技术参数	指标
型号	CA6DL2
缸径/mm	112
行程/mm	145
压缩比	17.0
标定功率/kW	257
标定功率转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	2100
最大扭矩/ ($N \cdot m$)	1512
最大扭矩转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	1300

2.2 计算网格

本研究利用专业计算软件 CONVERGE 进行燃烧模拟研究，CONVERGE 采用自适应网格，网格参数设置如表 2 所示。

表 2：网格设置

名称	设定值
最大网格尺寸($m \times m \times m$)	$0.004 \times 0.004 \times 0.004$
整体加密指数	1
喷嘴加密指数	3
喷嘴加密区小直径(m)	0.0005
喷嘴加密区大直径(m)	0.003
喷嘴加密区长度(m)	0.02
网格数上限	3000000

计算中的网格如图 2 所示。

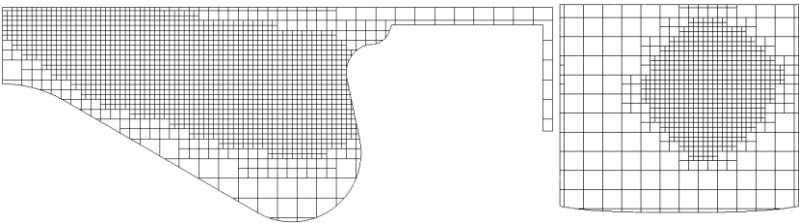


图 2 计算中的网格

2.3 模型算法选择以及选择合理性验证

2.3.1 喷雾模拟精度校核

本研究采用的模型设置如表 3 所示。

表 3: 喷雾模型设置

设置项	选择项
湍流模型	rng k-eps
燃油碰撞模型	NTC collision model
出口速度	流量系数 Cd 模型
初次破碎	KH act
二次破碎	KH+RT
液滴蒸发模型	Frossling model
湍流扩散	O'Rourke model

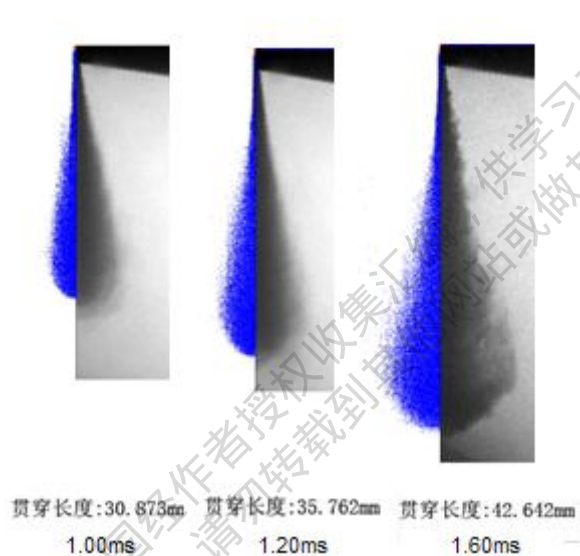


图 3 喷雾校核结果

采用 CONVERGE 进行模拟计算，标定了喷雾模型参数，使得喷雾形态、贯穿距离模拟结果与定容弹喷雾图像吻合良好，如图 3 所示。

2.3.2 燃烧、排放精度校核

表 4 计算模型设置

设置项	选择项
湍流模型	RNG k-e
出口速度	流量系数 Cd 模型
初次破碎	KH act
二次破碎	KH+RT
点火模型	详细化学反应机理
燃烧模型	详细化学反应机理
NOx 模型	Extended Zeldovich
Soot 模型	Hiroyasu

本文利用正庚烷 (C_7H_{16}) 来代替柴油进行燃烧化学反应计算, 其反应机理来自文献[10], 该反应机理包括 41 种组分和 124 个基元反应, 计算过程中采用的模型如下表所示。

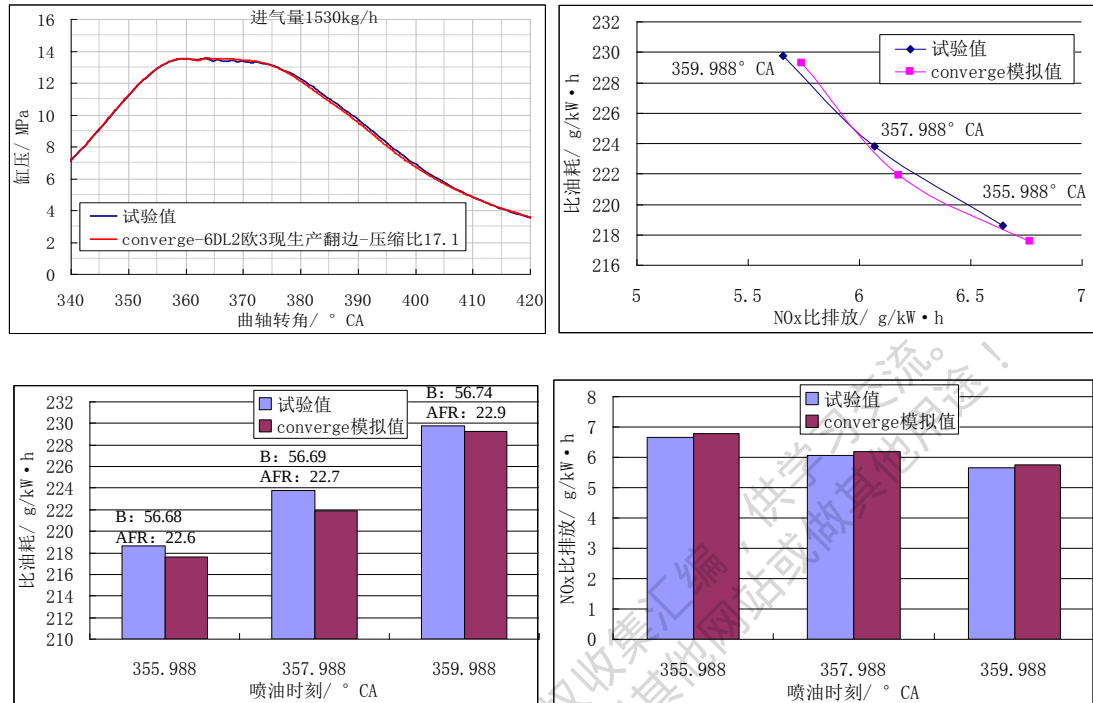
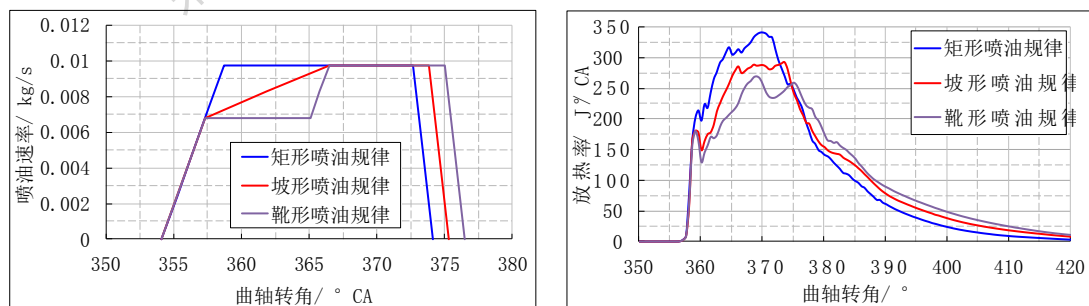


图 4 燃烧排放精度校核

图 4 为模拟计算结果与试验值得对比, 可以看出燃烧、排放模拟精度均能达到 95% 以上, 油耗、NO_x 之间 trade-off 关系与试验结果十分吻合。

3. 坡形喷射对燃烧、排放的影响

3.1 相同提前角下分析



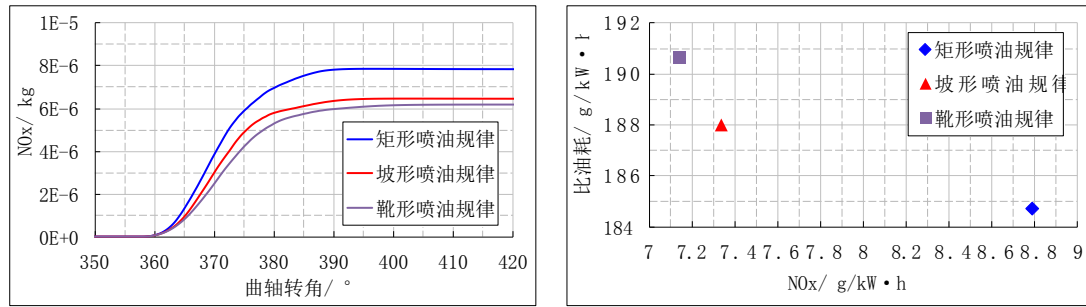


图5 三种喷油规律对燃烧排放的影响

本研究首先在相同喷油定时下,对比了矩形、坡形和靴形喷射的燃烧和排放,计算结果如图5所示。可以看出由于前期喷射速率的降低,这将导致混合变差[11]。最终导致放热率的下降,同时也降低NOx的生成。从比油耗和NOx比排放来看,坡形喷油规律能够使NOx下降,但也导致了油耗相应的增加。在相同喷油定时下,坡形喷油规律并没有表现出明显的优势。从NOx生成曲线来看,NOx在380°CA前的生成速率与放热率成正比(360°CA为压缩上止点)。这符合放热多产生NOx多的规律。在380°CA后,坡形喷油规律的NOx生成比矩形喷油规律明显更低,而此时坡形喷油规律的放热率更高。这表明坡形喷油规律的燃烧在此时产生的NOx较少。

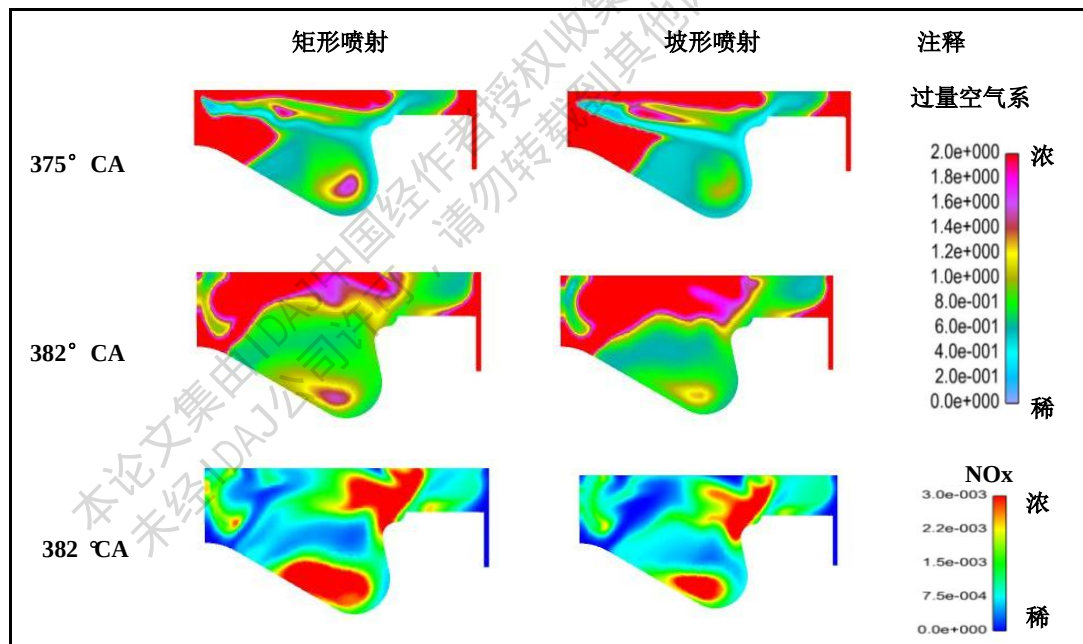


图6 矩形喷油规律和坡形喷油规律的切片对比图

图6为矩形喷油规律和坡形喷油规律的切片对比图。从382°CA的NOx切片图可以看出,坡形喷油规律的NOx在燃烧室凹坑底面明显更少。通过对比382°CA的过量空气系数切片可以看出,坡形喷油规律在380°CA后产生的NOx较少的主要原因是,在燃烧室凹坑内,过量空气系数在1.2到1.5范围内的部分所占比例更小,在此范围容易产生NOx。通过对比375°CA的过量空气系数切片可以看出,矩形喷油规律在燃烧室凹坑内圈住了更多的空气,这与矩形喷油规律初始喷油速率大,混合气在凹坑内运动的回转半径大有关。坡形喷油规律

圈住的空气较少，最终在燃烧室凹坑内的混合气较浓，抑制了 NO_x 的生成。这也是靴形喷射的 NO_x 在 380°CA 后产生 NO_x 较少的原因。

通过上述分析可以看出，降低前期喷油速率导致 NO_x 生成减少的原因有两部分。一方面是放热率较少，而导致的 NO_x 生成减少；另一方面是后期燃烧室凹坑内混合气较浓，抑制了 NO_x 的生成。

3.2 喷油定时及轨压优化

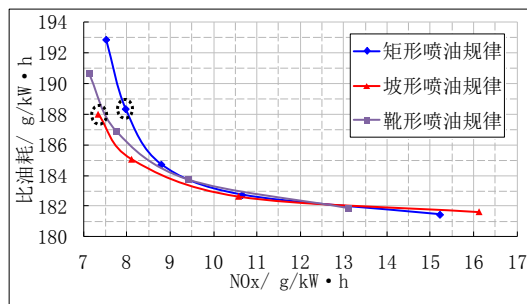


图 7 三种喷油规律油耗与 NO_x 比排放曲线

本研究还对三种喷油规律进行了喷油定时和轨压的优化。图 7 是三种喷油规律在不同喷油定时下的油耗与 NO_x 比排放曲线。在 NO_x 大于 $10 \text{g/kW} \cdot \text{h}$ 时，三种喷油规律的曲线相差不多。当喷油提前角减小， NO_x 排放降低到 $9 \text{g/kW} \cdot \text{h}$ 之后，在相同 NO_x 比排放条件下，坡形喷油规律的油耗开始出现明显的优势。坡形喷射通过提前喷油可以达到与矩形喷油规律相同的油耗。例如图 7 中标示出的两个点，其油耗基本相同，矩形喷油规律的喷油定时为 357°CA ，坡形喷油规律的定时为 354°CA 。图 8 为这两个点在 390°CA 时的燃烧室切片图。可以看出，矩形喷油规律虽然喷油定时晚，但是在相同曲轴转角时燃烧室底面依然产生了更多的 NO_x 。通过观察过量空气系数的切图可以看出，矩形喷油规律过量空气系数在 1.2 到 1.5 范围内的部分所占比例较大，导致其 NO_x 生成也更多。

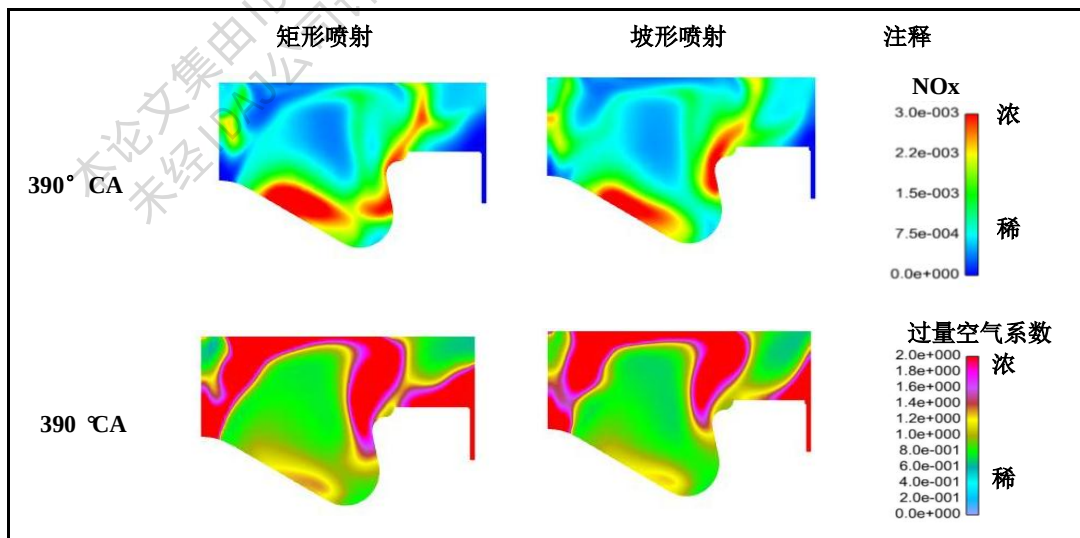


图 8 燃烧室切片图

坡形喷油规律这种使燃烧室凹坑内混合气变浓，从而抑制 NO_x 生成的效果

还是比较明显的。这种优势是矩形喷射通过调整喷油定时的方法得不到的。这也应该是奔驰采用坡形喷射的原因。例如将 NO_x 控制在 $8 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ ，矩形喷射采用的是 357° CA 喷油定时，而坡形喷射 351° CA 喷油定时，此时坡形喷射的油耗比矩形喷射降低 $3 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ 。

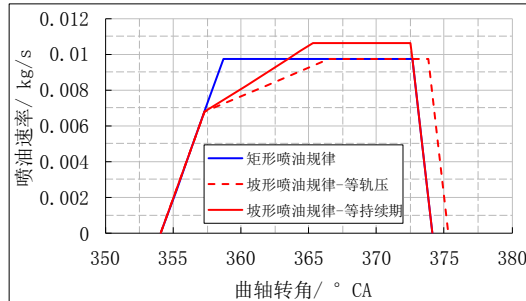


图 9 不同轨压坡形喷油规律曲线

在喷射相同油量的情况下，提高喷油压力可缩短喷油持续期。通过这种方法可以使矩形喷油规律和坡形喷油规律的喷油持续期相同，喷油规律曲线如图 9 所示，这三条喷油规律曲线对应的比油耗- NO_x 比排放曲线如图 10 所示。可见，坡形喷油规律提高轨压后的曲线与矩形喷油规律十分相近，在 NO_x 小于 $9 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ 的范围内几乎没有优势。

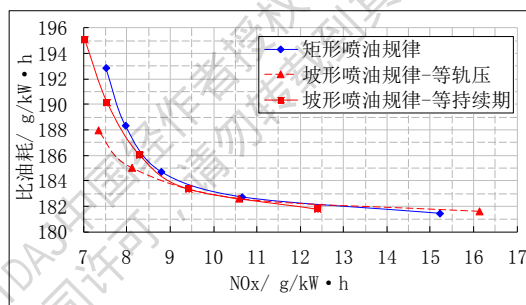


图 10 不同轨压坡形喷油规律的比油耗和 NO_x 比排放曲线

图 11 为图 10 中三种喷油规律的 NO_x 生成曲线。在 380° CA 前，由于轨压大，等持续期的坡形喷油规律产生的 NO_x 比等轨压的坡形喷油规律多。在 380° CA 到 390° CA ，等持续期的坡形喷油规律没有像等轨压的那样产生较少的 NO_x ，反而生成的 NO_x 比另两个喷油规律都多。

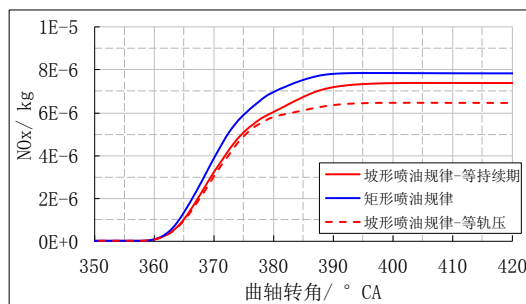


图 11 NO_x 生成曲线

图 12 为 385° CA 时，两种坡形喷油规律的切片图。可以看出，等持续期的工况主要是在燃烧室底部产生了更多的 NO_x。通过观察过量空气系数切片可以看出，等持续期的工况在燃烧室底面形成过量空气系数在 1.2 到 1.5 范围更广，而且是贴着燃烧室底面形成的。这是等持续期喷射压力更高，气体运动更剧烈，喷油结束后混合气在燃烧室内旋转更剧烈，更多的新鲜空气被卷入燃烧室底面导致的。

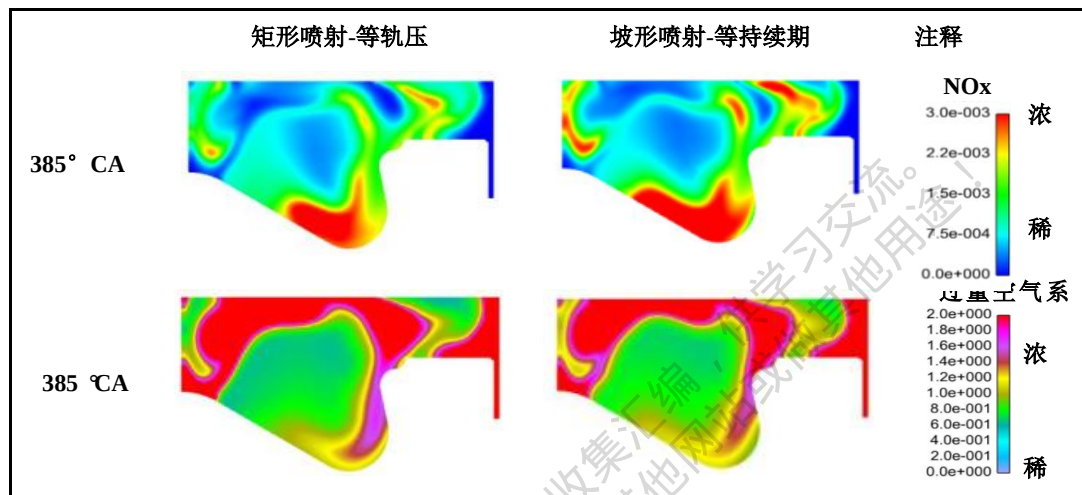


图 12 385° CA 时，两种坡形喷油规律的切片图

可见，提高轨压没有明显的好处，反而失去了等轨压坡形喷射那样的优势。因此，可以推测奔驰并没有提高轨压，只是一个简单的“坡形喷射+喷油提前”的应用模式。

4. 结论

坡形喷射相同提前角下，坡形喷射的 NO_x 较低，但油耗增加很多，并没有优势，原因是坡形喷射前期喷油速率低，混合气分布相对集中在坑底燃烧恶化。但如果将 NO_x 控制在 7~9 g/kW.h 范围内，坡形喷射的油耗大约可以降低 3 g/kW·h 左右。所以我们相信奔驰应该是并没有提高轨压，只是一个简单的“坡形喷射+喷油提前”的应用模式。

参考文献

- [1] Wanhua Su, et al. A Study of Effect of Design Parameters on Transient Response and Injection Rate Shaping for a Common Rail Injector System, SAE Paper No. 2001-01-3506, 2001.
- [2] Jinwook Lee et al. Hydraulic Simulation and Experimental Analysis of Needle Response and Controlled Injection Rate Shape Characteristics in a Piezo-driven Diesel Injector, SAE Paper No. 2006-01-1119
- [3] Yoshifumi Wakasaka and Akihiki Azensu, “Effect of Fuel Injection Rate Shaping and Injection

Pressure on Intermittent Spray Combustion”, SAE Paper No. 2000-01-2793, 2000

[4] Yoshifumi Wakasaka, Akihiko Azetsu and Chikashi Oikawa, “Effect of Fuel Injection Rate Shaping On Spray Combustion”, Proceedings of the 15th Internal Combustion Engines Symposium, July 13-16, 1999

[5] Mohammad, G and Rodica, B, “NOx Reduction Using Injection Rate Shaping and Intercooling in dieselEngines”, SAE Paper No. 960845

[6] Hountalas D T, et al., “Using a Phenomenological Multi-Zone Model to Investigate the Effect of Injection Rate Shaping of Performance and Pollutants of a DI Heavy Duty Diesel Engine”, SAE Paper No. 2002-02-0074, 2002

[7] Makoto I, Koichiro N and Shotaro T, “Fuel Injection Rate Shaping and Its Effect on Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Using a Spool Acceleration Type Injection System”, SAE Paper No. 970347

[8] Terukazu Nashimura, et al., “Effect of Fuel Injection Rate on combustion and Emission in a DI Diesel Engine”, SAE Paper No. 981929, 1998

[9] Wolfram Schmid, Bernhard Heil, Thomas Harr, Karl Maderthaner, et al. Combustion Process for the New Generation of DaimlerChrysler Heavy Duty Diesel Engines and Requirements to Fuel Injection Systems. Internationales Wiener Motorensymposium, 2007.

[10] 刘耀东,《基础燃料（PRF）及汽油表征燃料（TRF）化学反应动力学骨架模型的研究》, 2013.

[11] Yoshifumi Wakasaka and Akihiko Azetsu. Effects of Fuel Injection Rate Shaping on Combustion and Emission Formation in Intermittent Spray. SAE Paper No. 2002-01-1159, 2002.

本论文集由IDAJ中国经作者授权汇编，仅供学术交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做商业用途！

多点喷射天然气发动机燃烧控制参数影响特性研究

The Study of The Influence of Combustion Control Parameters based on MPI Natural gas engine

刘明嘉 许汉君 夏兴兰

(中国一汽无锡油泵油嘴研究所, 江苏 无锡 214036)

LIU ming-jia XU han-jun XIA xing-lan

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

摘要: 天然气已成为目前内燃机上备受青睐的替代燃料, 随着排放法规的日趋严格, 满足欧 VI 排放及更高标准的天然气发动机已成为行业的重点开发对象之一。本文针对某欧 VI 多点喷射天然气发动机, 利用 COVERGE 软件对其缸内过程进行了模拟研究, 详细分析了相关燃烧控制参数对发动机燃烧和性能的影响。

关键词: 天然气 喷射正时 均匀性 涡流比

Abstract: Natural gas is a favourable substitution fuel for internal combustion engine, as the sternier of the emission law, Natural gas engine satisfied Europe VI or higher level is becoming the important object for engine trade. This paper based on a Europe VI MPI-Natural gas engine, study the progress of the cylinder by CONVERGE, the Influence of some combustion control parameters were analysed detailedly.

Key words: CNG Injection timing well-proportioned swirl ratio

0 引言

天然气资源丰富、价格低廉、排放污染低, 是一种可用于内燃机的理想替代燃料^[1]。为了应对石油能源危机和日趋严格的排放法规, 满足欧 VI 排放及更高标准的天然气发动机也已成为国内外各大汽车厂商重点开发对象。目前解决 CNG 发动机排放问题主要有两种策略^[2]: 稀燃和当量比燃烧+EGR+TWC, 但单纯的稀燃策略不足以应对以后严格的排放法规, 当量比燃烧+EGR+TWC 是目前成本最低的运用技术^[3]。

本文以某欧 VI 天然气发动机为计算对象, 对其缸内过程进行模拟研究, 主要包含 4 方面内容: 1)、寻找最佳的天然气喷射正时对缸内混合均匀性及爆震的影响; 2)、相同功率下 EGR 率对燃烧、排温的影响; 3)、涡流比对燃烧和性能的影响; 4)、燃烧室结构对燃烧的影响。

1 计算方案及设置

该机采用 MPI+当量比燃烧+EGR+TWC 的燃烧和后处理控制策略, 天然气通过引入管直接引到进气门前, 提高了控制精度和响应性, 发动机基本参数见表 1。利用 CONVERGE 软件搭建计算模型, 如图 1。计算模型主要包括湍流模型、燃烧和点火模型, 湍流模型采用 RNG-k- ϵ 模型, 燃烧模型采用 G 方程模型, 该模型可准确预测火焰前锋面的位置, 点火采用初始化 G 值的方案实现, 前期已根

据摸底试验对模型进行了标定, 预测爆震采用反应机理计算, 计算从燃烧上止点后 90° 开始, 进排气压力、温度边界条件和缸内初始条件均由一维计算提供。

天然气喷射器的实验流量为 12.355g/s , 计算采用方波喷射, 喷射持续期根据喷射量计算得出。基础网格 4mm 、进气过程中进气门处加密至 1mm , 同时燃料喷射自适应加密至 1mm , 进气和燃烧过程中缸内加密至 2mm , 同时缸内壁面加密至 1mm , 缸内燃烧不进行温度梯度自适应加密, 消除由于网格自适应加密带来的不确定因素。

表 1 发动机基本参数

参数	名称
缸数	6
缸径 $\times$ 行程(mm)	131×155
压缩比	11.5
连杆长 (mm)	261.5
燃烧室形式	平底凹坑活塞

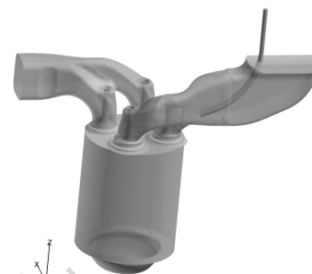


图 1 计算模型

表 2 为计算工况初边值条件, 首先由 Case1、Case4 找出最佳的天然气喷射正时, 其次以最佳的天然气喷射正时开展 Case1 至 Case7 的变 EGR 率计算以及相关爆震计算, 最后以 Case4 的初边值条件及最优的喷射正时开展变涡流比计算和变燃烧室结构计算。

表 2 计算工况及初边值条件

工况号	1	2	3	4	5	6	7
转速 (rpm)	1200			1900			
功率 (kW)	207			287			
EGR 率 (%)	4.7	9.8	13.5	10.2	14.9	20.2	24.7
点火提前角	8			20			
增压压比	1.9	2.3	2.6	2.3	2.4	2.5	3.1

2 最佳喷射正时的确定

多点喷射虽能保证各缸之间天然气的均匀性, 但由于天然气与空气混合的空间和时间短, 缸内的均匀性较单点喷射差。天然气与空气的混合效果与 PFI 汽油机相比也较差, 其原因是天然气喷射速度与进气速度差较小, 且比重与空气相近等不利因素, 另一方面, 天然气发动机的进气歧管相对较短, 若喷射正时不恰当可能发生气体倒流引起各缸干涉, 因此确定天然气喷射正时是该机首先需要解决的问题。

计算取 1200rpm 和 1900rpm 低 EGR 率工况 (Case1 和 Case4) 进行。混合均匀性的评价方法是统计点火时刻缸内当量比的标准差, 当量比在 $0.9\sim 1.1$ 范围内的混合气可以认为是燃烧速率最快的“优质混合气”, 因此可根据优质混合气的质量分数初步判断燃烧速率, 如图 2 所示, 图中喷气提前角定义为天然气喷射提前 IVO 的角度。

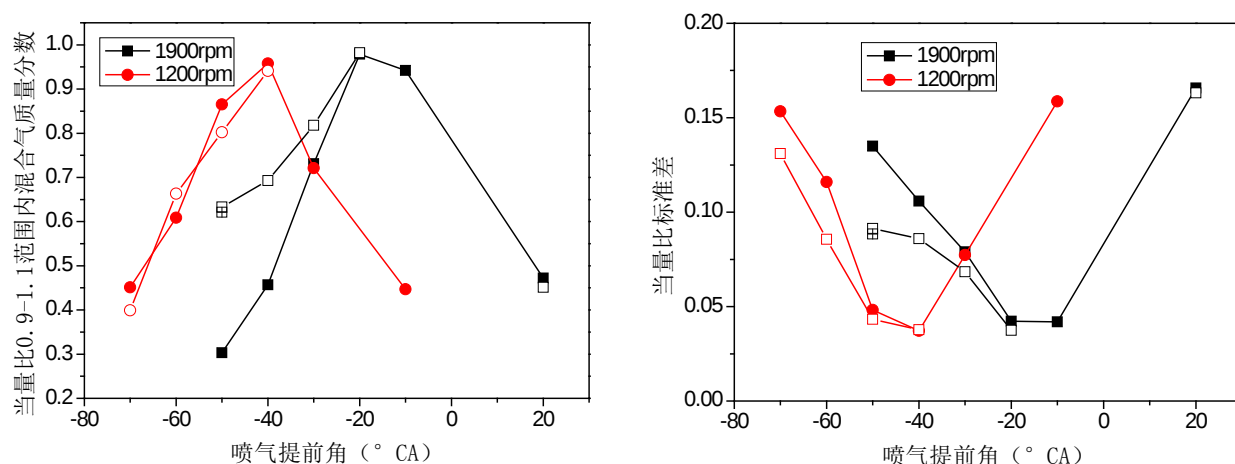


图2 点火时优质混合气质量分数及当量比标准差
(实心标为 cyc1, 空心标 cyc2, 田字标为 cyc3)

从图2可知,混合最均匀工况的当量比标准差为0.04。若认为当量比分布符合正态分布,说明有68%的混合气分布在平均当量比 ± 0.04 的区间内,95%的混合气分布在平均当量比 ± 0.08 的区间内,99%的混合气分布在平均当量比 ± 0.12 的区间内。此外,第一循环与第二循环的计算结果有偏差,偏差主要存在于推后最优喷射正时喷射的工况,1900rpm转速下第二循环优质混合气的质量分数也明显增加,提前最优喷射正时喷射的工况则差别较小,第三循环与第二循环的差异也不大,此处未列出。

图3为进气结束后进气道内残余燃料量及进气结束后缸内当量比。由图可知,随着燃料喷射的推迟,进气道内残留的燃料也随之增加,因此对于进气道中有燃料残留的工况需计算至少两个循环,以保证计算的准确性,同时也可判断进气道残留燃料窜缸的可能,由于该机的进气歧管较长,喷气位置靠近气门,未发现进气道残留燃料由进气边界逃逸的现象,同时由于气门重叠角较小,即使喷射正时十分靠前,也未发现天然气被扫出气缸的现象。第一循环与第二循环优质混合气的计算结果完全是计算误差导致的,从混合均匀程度看,第二循环的标准差较小,其结果均好于第一循环。

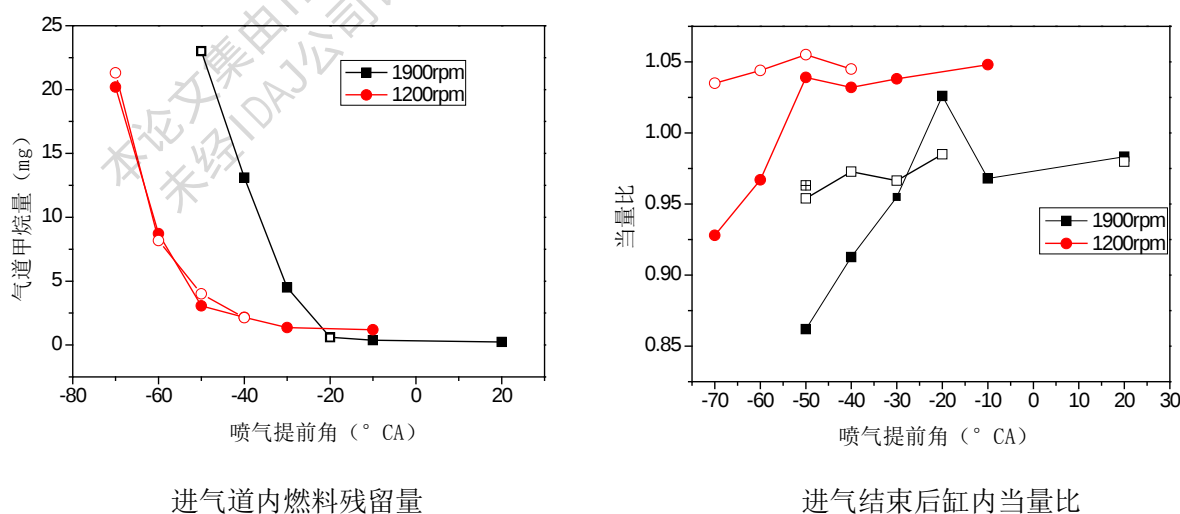


图3 进气道燃料残留量及进气结束后缸内当量比
(实心标为 cyc1, 空心标 cyc2, 田字标为 cyc3)

图4为不同喷射正时下的缸压及放热率曲线,其中,1200rpm下为了研究喷射正时对爆震的影响,特意将点火提前角由 8° 提至 20° ,创造爆震的条件。由图可见,混合程度最均匀的工况其放热最集中,最大爆发压力也最高,同时其爆震的倾向也最大;而对于混合均匀度较差的工况,以最佳喷射正时(-40°)为参考点,推后喷射(-70°)的燃烧等容度要高于提前喷射(-10°),但两工况的混合均匀度是相同的,说明了不能只依靠混合均匀程度判断燃烧情况。

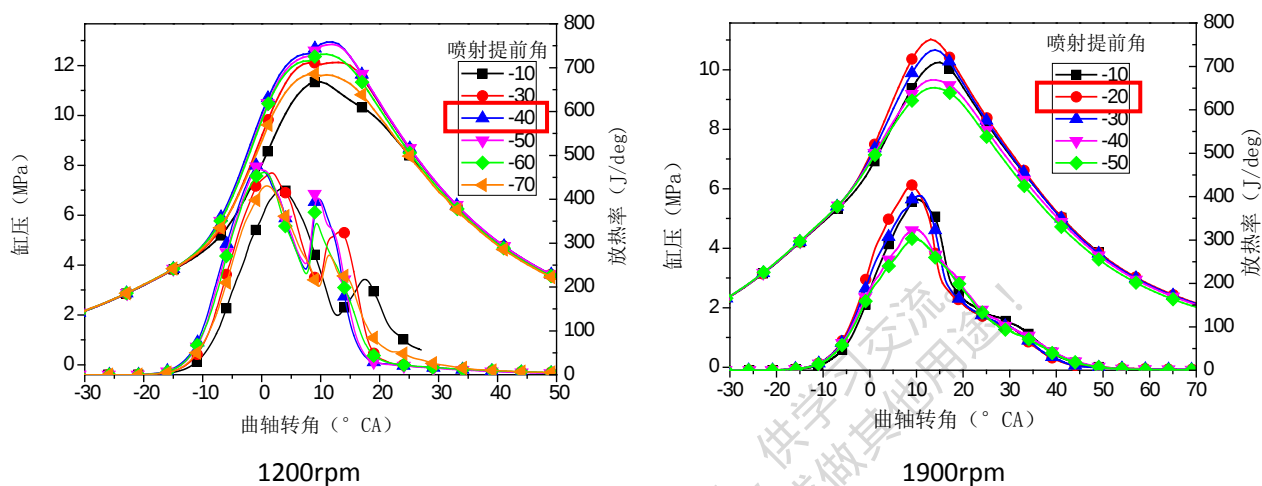
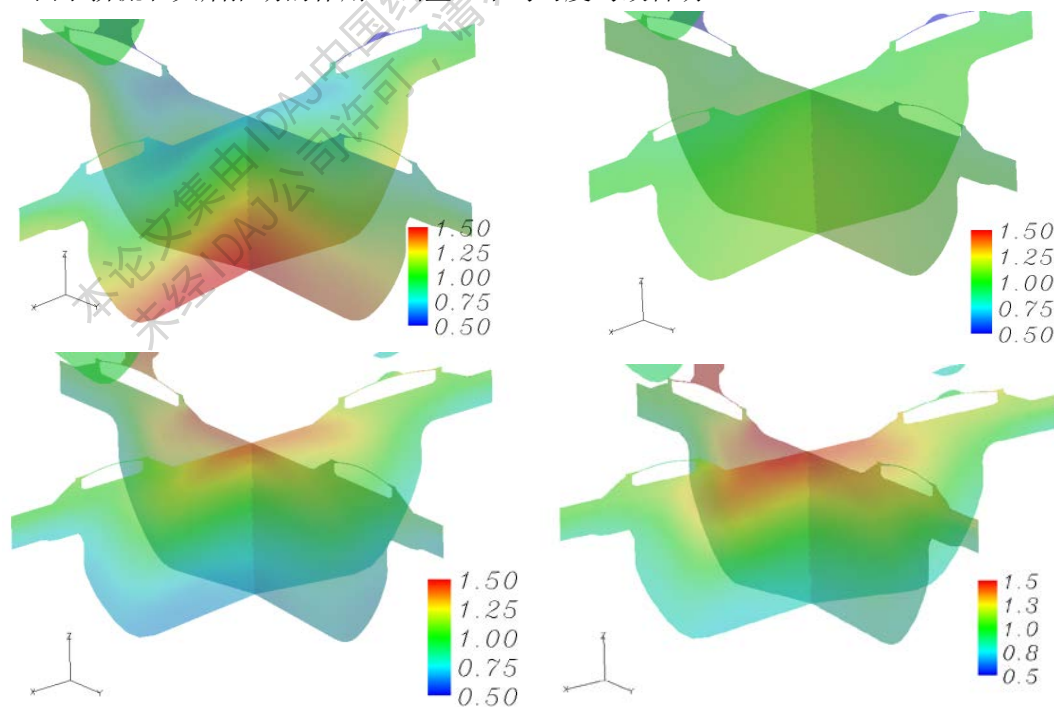


图4 不同喷射正时下的缸压及放热率(框选表示混合均匀度最好的工况)

图5为1200rpm不同喷射正时下缸内当量比变化云图,由于喷射正时的差异,早喷(喷气提前角 -10°)工况至着火前燃烧室内形成了上稀下浓当量比分布。晚喷(喷气提前角 -70°)工况形成上浓下稀的当量比分布,第一循环由于有部分燃料残留在进气道,可观察到缸内当量比总体偏低,而在最佳喷气提前角时,至点火前燃烧室内混合气分布均匀,未出现分层。同时,在 -20° 至 0° 的时间段内,由于挤流和火焰推动的作用,当量比不均匀度均改善明显。



-20° CA, 喷气提前角: -10° -40°
 -70° cyl1 -70° cyl2

图 5 喷气提前角对缸内当量比分布变化的影响

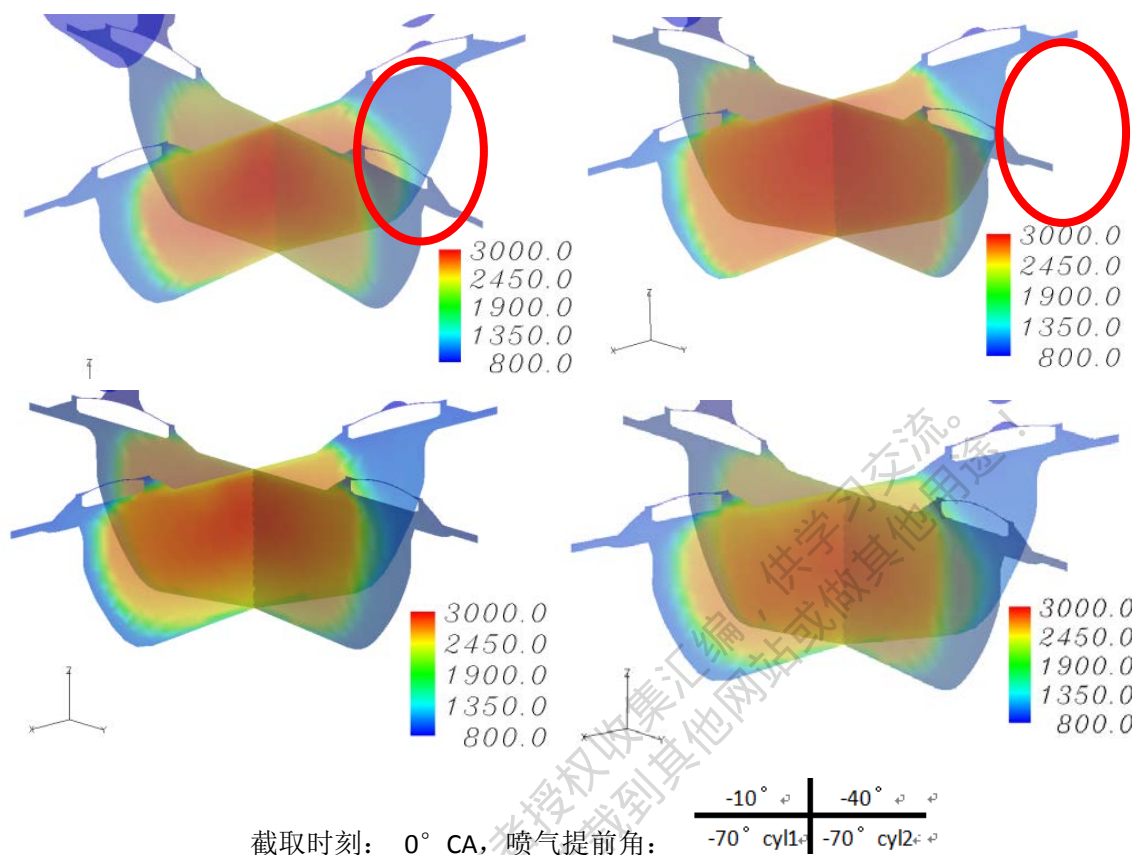


图 6 喷气提前角对缸内燃烧温度 (K) 及火焰传播的影响

图 6 为 1200rpm 不同喷射正时下缸内温度场，混合最均匀的工况火焰传播距离最大，而早喷火焰传播距离最短。上文中，早喷和晚喷工况缸内混合气均匀度相当，但晚喷放热更集中，原因在于早喷工况下缸内混合气分布为上稀下浓，点火初期火花塞附近混合气偏稀，放热偏少，减缓了燃烧进程，不利于火焰的传播，而上浓下稀的分布符合火花塞附近加浓的分层燃烧思想，对提高燃烧等容度较为有利，但分层过强将适得其反。因此，最佳喷射正时的选取原则应当为使缸内混合最为均匀或形成轻微的上浓下稀的混合气分布。

图 7 为两个工况下最佳天然气喷射规律与缸内质量导数（代表进气速率）和缸内燃料量导数（代表进燃料速率）的相位关系。由图可见，最佳喷射正时的燃料进入气缸相位应与空气进入气缸相位保持同步，此时燃料可充分借助空气的流动与空气混合均匀，而过早或过晚喷射都将导致缸内严重分层。

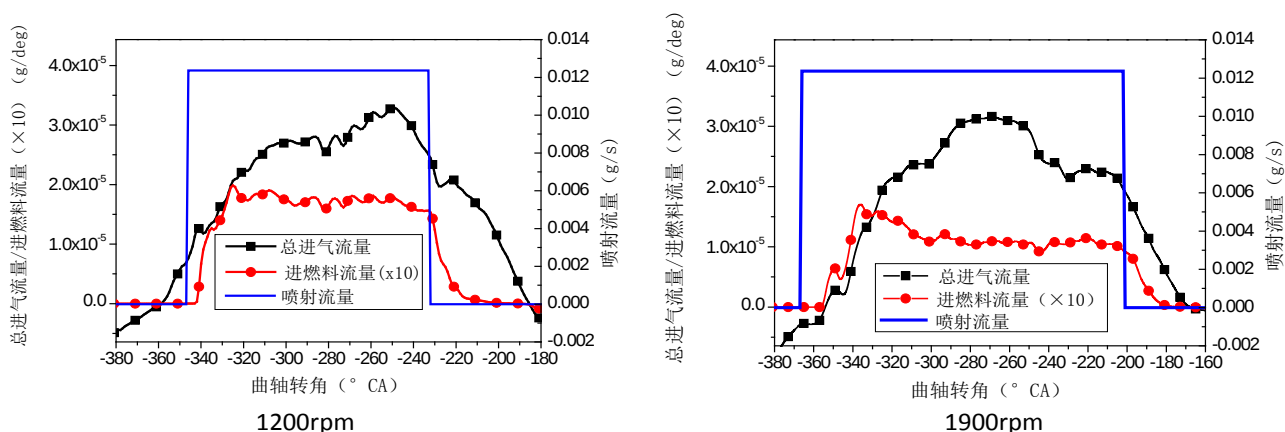
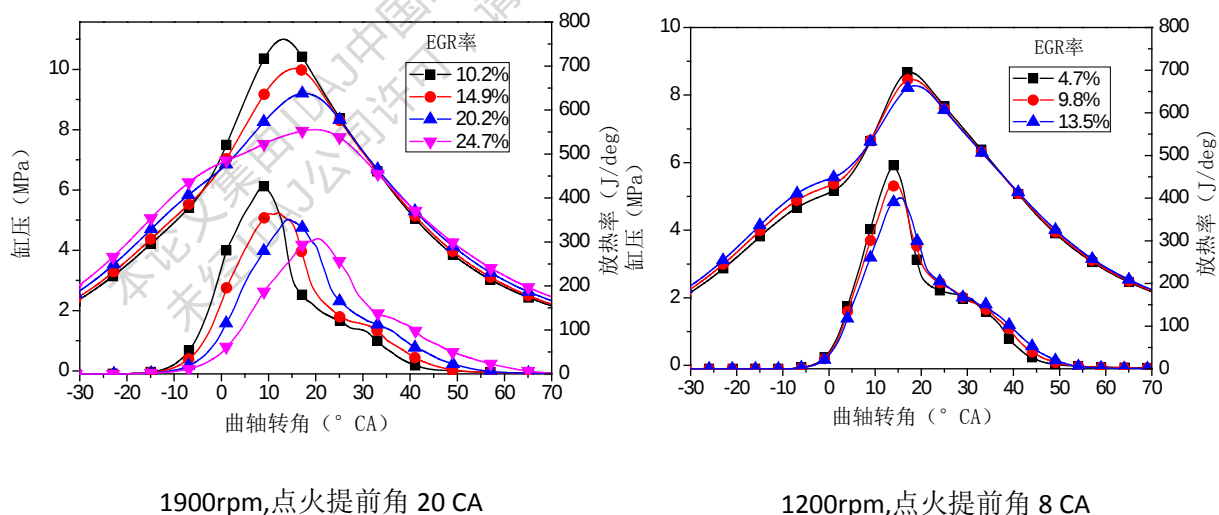


图7 进气流量、燃料流量、燃料喷射间的相位关系

3 EGR 率对燃烧及排温的影响

EGR 是降低天然气发动机热负荷和防止爆震发生的有效手段^[4], 由于 EGR 的加入造成新鲜充量的减小, 功率下降, 使得工况之间的可比性降低, 为了保持功率恒定, 需适当提高增压压力, 通过 1D 计算得出。

图 8 为 1200rpm (Case1-3) 和 1900rpm (Case4-7) 下不同 EGR 率的缸压和放热率, 由图可见, 随着 EGR 率和增压压力的同时提高, 压缩到上止点前压力提高, 但燃烧放热率峰值下降, 燃烧持续期延长, 最高爆发压力也明显下降, 其中 1900rpm 下由于 EGR 率较大, 且每度曲轴转角的绝对时间较短, EGR 率对燃烧相位的影响更为显著, 当 EGR 率增至 24.7% 时, 燃烧明显迟滞。EGR 率对放热迟滞作用的主要原因为缸内气体比热容的增大, 造成已燃区和未燃区温度上升幅度下降(如图 9 所示)。



1900rpm, 点火提前角 20 CA

1200rpm, 点火提前角 8 CA

图8 不同 EGR 率下的缸压和放热率

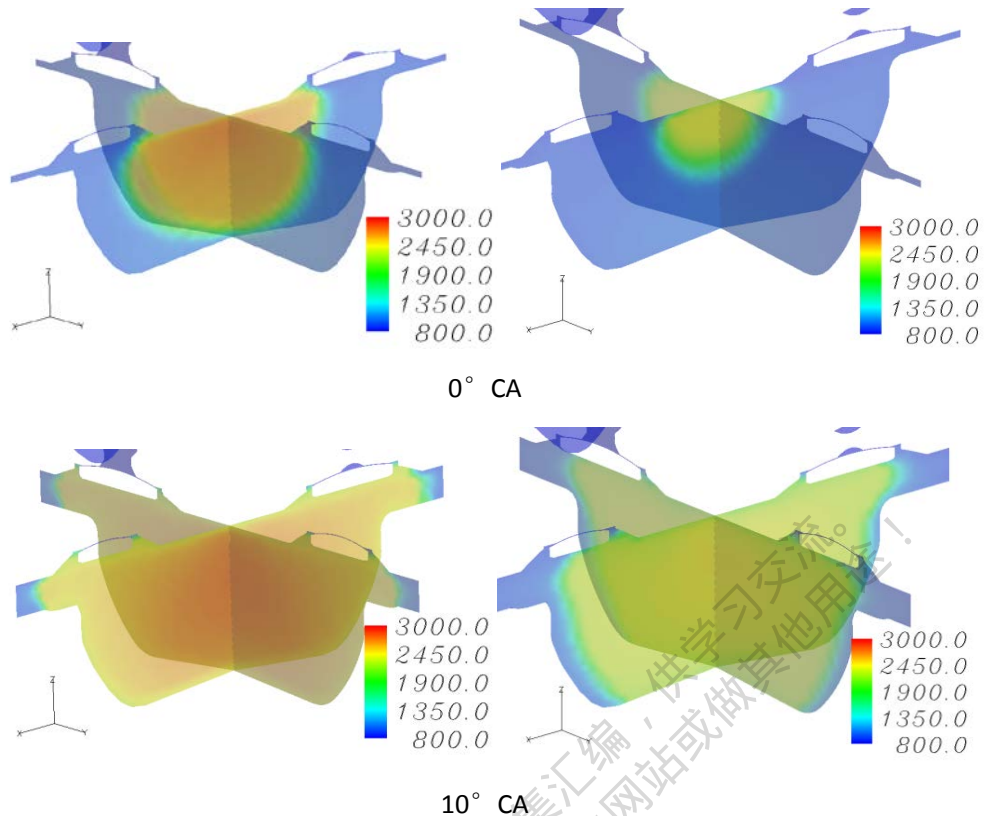


图9 EGR对燃烧温度(K)及火焰传播的影响(1900rpm, 左: EGR=10.2%, 右: EGR=24.7%)

图10为1900rpm下EGR率对指示功和指示热效率及排放影响, 可见, 指示功和指示热效率随着EGR率的提高而降低。影响热效率有多种因素, 提高增压压力和EGR率使得燃烧温度下降, 传热损失减小, 对提高热效率有利, 但同时导致燃烧减缓, 放热等容度下降, 以及工质比热比降低, 不利于提高热效率。综合来看, 将EGR率由10.2%提高到20.2%后, 指示热效率下降了约0.5%, 而当EGR率进一步提高到24.7%后, 指示热效率大幅下降2%, 原因在于燃烧等容度大幅下降。同时, 随着EGR率的增高, 燃烧温度下降, NO_x大幅下降; 而CO呈现先增后降的规律, 随着EGR率的增加, CO的峰值下降, 原因在于2000K以上高温下CO的生成受化学平衡控制, 温度越低, CO与CO₂的平衡越偏向于CO₂, 这是EGR抑制CO排放的有利因素。但温度降低同样使得负责CO氧化的OH活性自由基生成受到抑制, 而继续增大EGR率后CO峰值大幅下降, 使得CO的最终生成量下降。

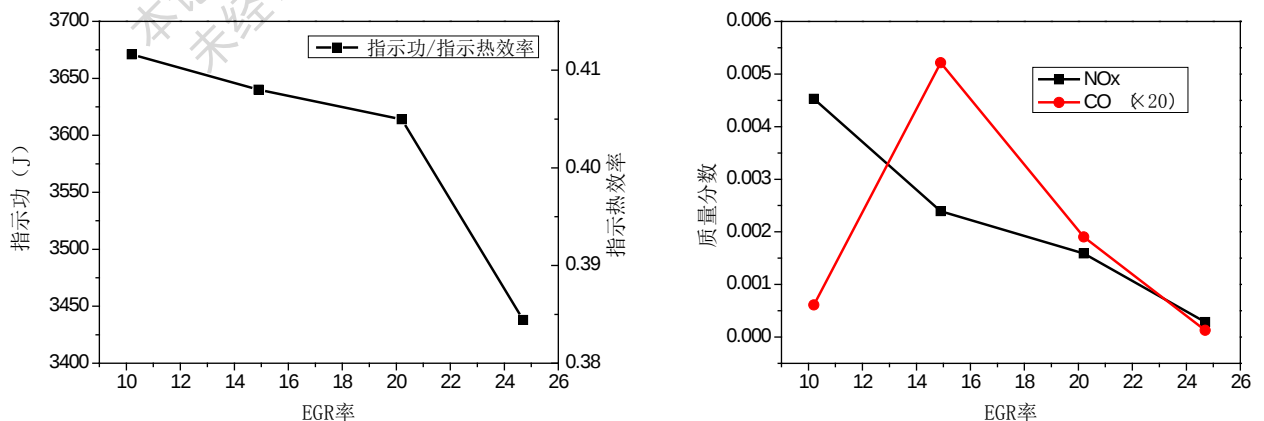


图10 EGR率对指示功、指示热效率和排放的影响

图11为1200rpm和1900rpm不同EGR率下的等效排温, 由于排气道的平均温度需计算至少3

个循环才能达到稳定, 计算成本较高, 因此以第一个循环排气中期(上止点后 250°) 时缸内的平均温度表示排温, 称之为等效排温。由图可见, 随着 EGR 率的升高等效排温降低。但 1900rpm 下, 当 EGR 率从 20.2% 升至 24.7% 时, 排温不降反增, 原因是该工况下热效率降低幅度太大。1200rpm 和 1900rpm 下增大 EGR 率后排温最大可降低 72K 和 56K。

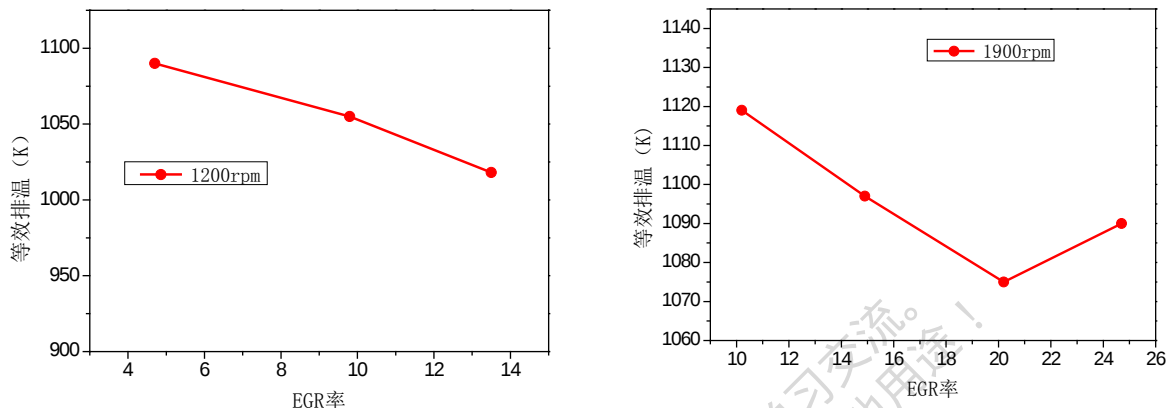


图 11 排温的变化历程

4 涡流比对燃烧的影响

涡流是气体发动机产生湍流的主要来源, 从而对燃烧产生影响。由于湍流对燃烧的影响属于物理范畴, 考虑计算成本, 未使用详细的化学反应。为了方便, 采用 MAP 的方法实现不同的涡流比, 且既不改变原流场大体结构不会发生变化。该计算以 1900rpm, Case4 作为初边值条件设置。

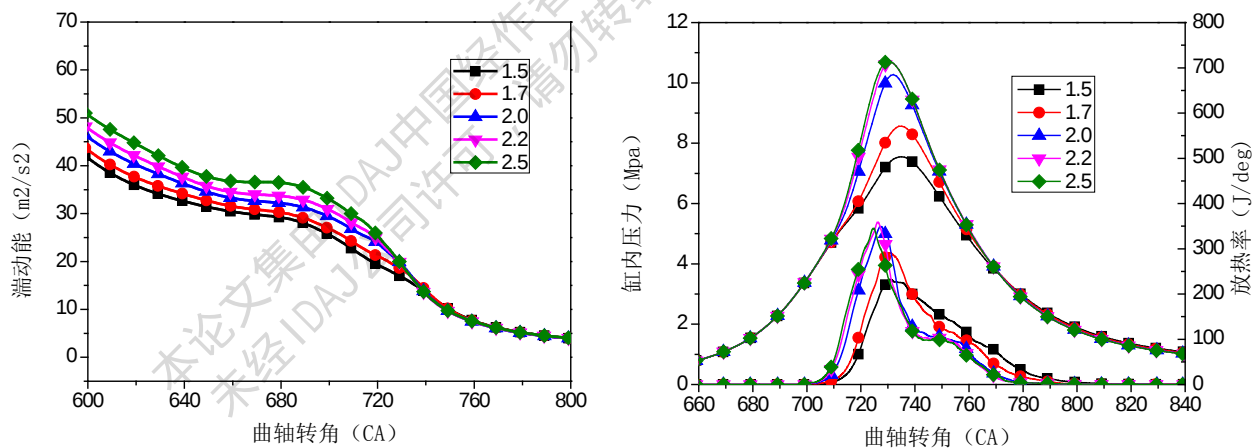


图 12 涡流比湍动能、缸压及放热率的影响

图 12 为不同涡流比下的湍动能变化, 涡流比提高后, 点火前湍动能也相应提高, 使得放热初期燃烧速率加快, 燃烧开始后湍动能消耗速率加快, 燃烧结束时各工况湍动能趋于相等。缸压和放热率的影响, 随着涡流比从 1.5 提高至 2.5, 放热提前, 峰值上升, 原因是湍流强度的增加加快了湍流火焰传播速率, 但涡流比 2.5 时放热率峰值反而较涡流比 2.2 下降, 原因是涡流比增大后缸内传热损失增加, 影响了火焰传

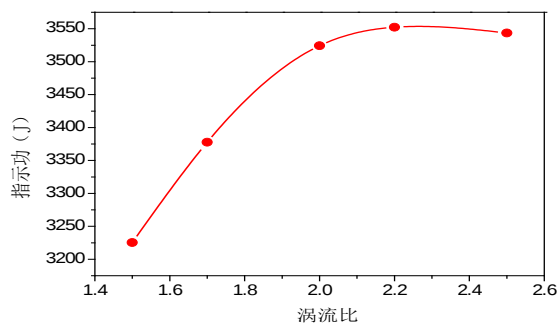


图 13 涡流比对指示功的影响

播速率。图 13 为涡流比对指示功的影响,该指示功的统计范围为 IVC 到 EVO 时段。随着涡流比的上升,指示功增加,热效率提高,但上升幅度趋缓,当涡流比大于 2.2 时指示功不再增加,说明最优涡流比在 2.2 附近。此外,计算未考虑涡流比与气道流量系数的关系,增压比一定时,涡流比增大后一般会使得气道流量系数减小,造成进气量下降。

5 燃烧室结构对燃烧的影响

燃烧室结构对天然气燃烧的影响主要体现在对流场结构、火焰传播距离以及燃烧室尤其是活塞凹坑面容比的影响^[5]。保证压缩比不变的情况下设计了两个燃烧室型线,如图 14 所示。a 为原机燃烧室, b 为深底燃烧室,设计初衷是尽量平衡火焰向各个方向传播的不均匀度,增大挤气间隙的面积,造成更强烈的挤流,以加强活塞运动到上止点时缸内的流动,该活塞凹坑更加紧凑,表面积较原燃烧室缩小了约 3%,有助于减小传热损失。c 为缩口燃烧室,其目的是增大缩口处的流动强度,提高湍动能,同时增大了活塞下行时燃气冲出凹坑的速率,加快后燃,但该设计燃烧室凹坑表面积较原设计增大了 1.3%,可能使传热损失增加。该计算使用 1900rpm, Case4 作为初边值条件设置。



图 14 活塞燃烧室型线方案

图 15 为不同燃烧室结构对缸内湍动能、缸压和放热的影响,湍动能曲线变化上看,进气门关闭时刻缸内湍动能几乎不受燃烧室结构影响。随着活塞上行,改型后的两个燃烧室的湍动能均比原始设计低,说明燃烧室结构对湍动能有一定影响。图 16 为不同燃烧室结构点火前湍动能分布云图,可见,不同的设计在燃烧室外围湍动能分布情况相似,但原机凹坑底部圆锥处湍动能较高。

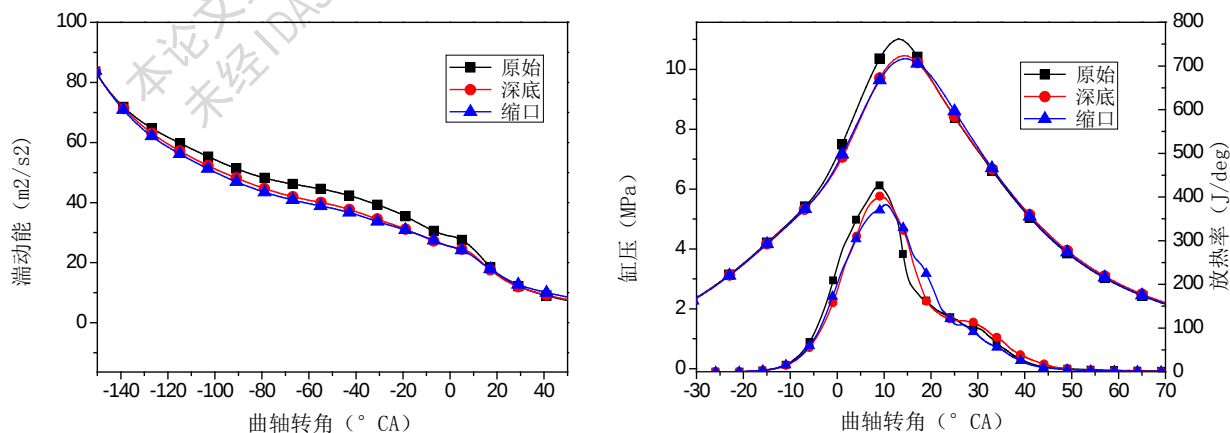
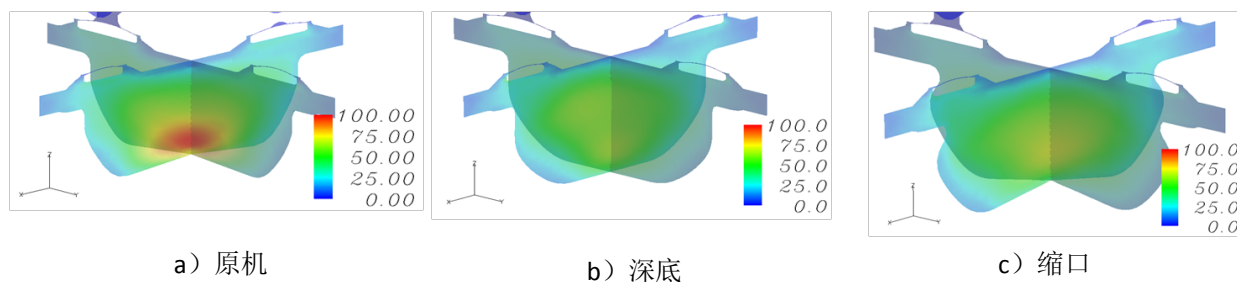
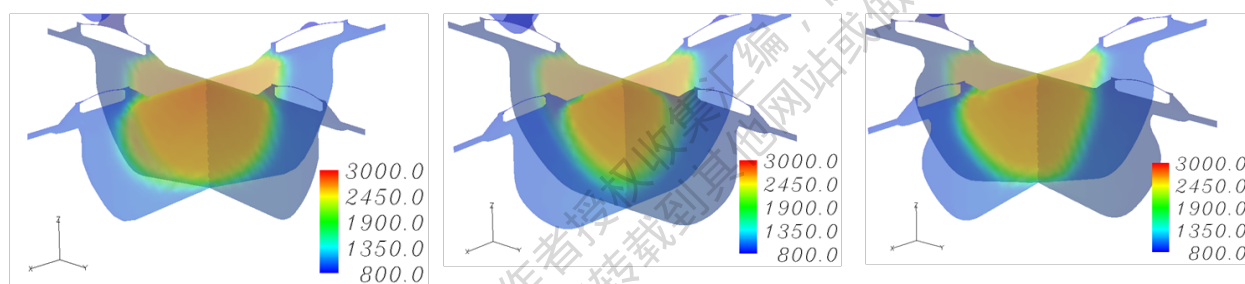


图 15 不同活塞燃烧室方案湍动能、缸压及放热率随曲轴转角的变化

图 16 点火前 (-20° CA) 缸内湍动能分布

由图 15 中不同燃烧室对缸压和放热的影响可见, 改型燃烧室湍动能的降低使得燃烧初期 (-10° ~ 5°) 放热速率减缓, 导致最高爆发压力降低。随着燃烧的推进, 缩口燃烧室放热率上升, 同时其后燃较其他两个燃烧室减弱, 说明缩口起到了加速后燃的作用。从图 17 燃烧室内温度分布可见, 上止点时改型后的两个方案火焰传播不及原始方案远, 根据最终指示功统计结果, 计算得出原始设计、深坑和缩口燃烧室的指示热效率分别为 41.16%, 40.96% 和 40.91%, 可见, 改型后方案热效率有略微的下降, 主燃期燃烧速率降低对改型方案不利, 但深底方案传热面积减小, 缩口方案后燃强度下降是提高热效率的有利条件。燃烧室改型未能奏效。

图 14 上止点 (0° CA) 缸内温度分布

6 小结

采用 Converge 软件计算了某天然气发动机多个控制参数对燃烧、爆震、排放及排温的影响, 涉及到喷气正时、EGR 率、涡流比、以及燃烧室结构, 得出如下几点结论:

- 1) 天然气喷射正时计算表明, 喷射正时对天然气混合均匀度、当量比、最佳可燃气体比例、进气道燃料残留均有影响, 混合均匀度及最佳可燃气体比例越高, 燃烧速率越快, 爆震倾向与燃烧速率呈正相关。相同的混合均匀度条件下, 晚喷由于火花塞附近混合气浓, 使得其燃烧速率较早喷快。
- 2) 变 EGR 率计算表明, 相同负荷下, EGR 率越高燃烧速率越慢, 考虑详细化学反应的因素在其中有一定的影响。但高 EGR 率下燃烧恶化会导致排温不降反升。功率和 NO_x 随 EGR 率增高而降低, CO 先升后降。
- 3) 变涡流比计算表明, 不考虑涡流比与充量系数的关系, 做功能力基本随涡流比增大而增大, 但增势随涡流比增大趋缓, 涡流比过大时由于传热损失增加功率略有下降, 考虑到增大涡流比会降低充量系数, 大涡流比下功率下降幅度更大。最佳涡流比在 2.1-2.2 附近。
- 4) 变燃烧室结构计算表明, 限于活塞结构, 目前的燃烧室结构性能最佳, 新设计的两个企图增大湍动能和缩短火焰传播距离的燃烧室方案未能奏效。

参考文献

- [1] Benoit Douailler , Frederic RavetRenault, et al. Direct Injection of CNG on High Compression Ratio Spark Ignition Engine: Numerical and Experimental Investigation. SAE Paper 2011-01-0923.
- [2] Borette, Lappas, Zhang, et al. CNG fuehng sirategiesfor commercial vehicles engines-A literature review[C]. SAE Paper 2013-01-2812.
- [3] 李垂孝, 朱吉昌. 当量比下EGR对天然气发动机性能影响的研究[J]. 小型内燃机及车辆技术. 2015, 44(2) 16-19.
- [4] Eiji Tomita, Yuji Harada, et al. Effect of EGR on Combustion and Exhaust Emissions in Supercharged Dual-Fuel Natural gas Engine Ignited with Diesel Fuel. SAE Paper 2009-01-1802.
- [5] 周龙保. 内燃机学第二版[M]. 北京:机械工业出版社, 2005. 1.

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编, 供学习交流。
未经IDAJ公司许可, 请勿转载到其他网站或做其他用途!

喷雾破碎模型对柴油机燃烧过程的影响

Impacts on diesel engine combustion process of different spray break models

胡潇宇 王海坤 白书战 胡玉平

(山东大学 能源与动力工程学院, 山东 济南 250061)

摘要: 本文基于 CONVERGE 软件, 搭建了简化的柴油机三维模型。分别选取 KH、RT、KH-RT、KH-ACT 与 TAB 喷雾模型模拟燃烧过程, 并分析了其各自的缸压、温度、瞬时放热率、累积放热率、喷油贯穿距和索特平均直径。发现在相同初始条件下, 各模型结果存在一定差别。

关键词: 喷雾破碎模型; CONVERGE; 数值模拟; 柴油机燃烧

Abstract: This paper set up a simplified three-dimensional diesel engine model based on CONVERGE software. KH, RT, KH - RT, KH - ACT and TAB spray break model had been selected during the combustion simulation process respectively, and then their cylinder pressure, temperature, heat release rate, integrated heat release rate, spray penetration and Sauter mean diameter. It is concluded that there is obvious difference between the results even in the same initial condition.

Key words: spray break model; CONVERGE; numerical simulation; diesel combustion

引言

随着排放和能源问题的日趋凸显, 对柴油机缸内燃烧提出了越来越高的要求, 而柴油的喷射和雾化是决定其关键。柴油喷雾为毫秒级的瞬态、动态过程, 而且还受到喷嘴几何尺寸与气缸内压力、温度和气流运动影响; 油滴的碰撞聚合及碰壁蒸发都是非常复杂的动力学模型; 喷射核心区油滴稠密也会对光学测试分析造成困难^[1]。CFD 软件的迅速发展, 为研究喷雾的微观机理和分析提供了巨大帮助。贾明等人分别在不同工况下对

比了 TAB、MTAB、CAB 和 KH-RT 四种雾化模型在 LES 模拟中性能, 并与定容弹实验结果比对, 发现 KH-RT 结果更接近实验结果^[2]。邵利民等搭建了喷雾闪光实验台, 通过实验数据对 KH-RT 模型中部分参数进行匹配优化, 提高了 CFD 模拟精度^[3]。笔者发现, 虽然众多研究者对喷雾模型之间对比做出大量研究, 但在模拟柴油机燃烧过程中对比喷雾模型却鲜有报道。本文利用 CONVERGE 软件, 通过分析选用不同喷雾模型的柴油机燃烧

结果,对软件中嵌入的五种喷雾模型(KH、RT、KH-RT、KH-ACT与TAB)进行了对比。

1 喷雾破碎模型简介

鉴于喷雾破碎过程的复杂性,大量学者将其过程进行简化,并基于某种机理,提出众多喷雾模型。由O'Rourke与Amsden等人提出了TAB模型^[4],该模型将液滴的变形与振动类比于弹簧重物系统的振动,假定当液滴振动变形到一定程度,就会发生脱落。但通过变形量判断液滴破碎的形式,仅适合于低韦伯数的喷雾模拟,对高韦伯数是不适合的^[5]。KH模型是Reitz等人基于Kelvin-Helmholtz不稳定波提出一种模型。由于气液流体相对运动以及粘性力作用,导致KH波的不稳定性,因此在高速射流喷雾中,液滴从射流表面脱落^[6]。Som和Aggarwal提出的KH-ACT模型,在KH模型基础上增加了空气动力学、空穴和湍流运动对初次破碎的影响。RT模型的建立基于离散液滴的分裂雾化,在气液界面的法向存在由于两相之间密度的巨大差别而产生的惯性力,从而会引起一种扰动波,即Rayleigh—Taylor波,RT模型认为此波的不稳定增长是导致液滴分裂雾化的重要原因^[7]。KH-RT模型同时考虑KH与RT两种模型机制的,并通过参数设定实现其作用时间与区域。本文使用的修正KH-RT模型,由KH模型控制初次破碎,并在此过程中产生子液滴;后续液滴破碎则由KH与RT模型竞争机制决定。

2 计算过程建立

为了提高计算效率,本文采用了简化的

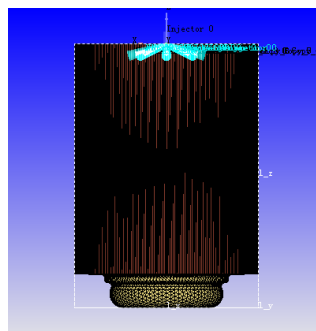


图1 计算模型

柴油机模型,即去除进排气道和火力面部分特征,如图1所示。模型参数如表1所示。

表1 模拟参数设置

缸径	126mm
冲程	155mm
连杆长度	253mm
转速	1900rpm
初始涡流比	0.94
喷孔数量	8
喷孔直径	0.197mm
喷油提前角	8° CA
喷油持续期	32° CA
喷射燃油温度	311K
喷射燃油质量	0.189g

计算持续期为进气门关闭至排气门开启,在计算期间对喷嘴附近区域加密为边长1mm体网格。湍流模型选用Rapid distribution RNG k-eps,喷雾撞壁模型为Wall film model,液滴变形模型Dynamic drop drag,喷油聚合模型为NTC collision,并选用0蒸发模型和激活壁面油膜模型,燃烧模型选用Shell+CTC。保持其他条件不变,

依次改变前文所述五种喷雾破碎模型。

3 结果分析

影响燃烧过程。本文选取缸压、缸内温度、瞬时放热率、累积放热率、喷油贯穿距和索

喷雾模型会直接决定油气的混合,进而

特平均直径 6 个参数,并对模拟结果切片进行分析,对比喷雾模型。

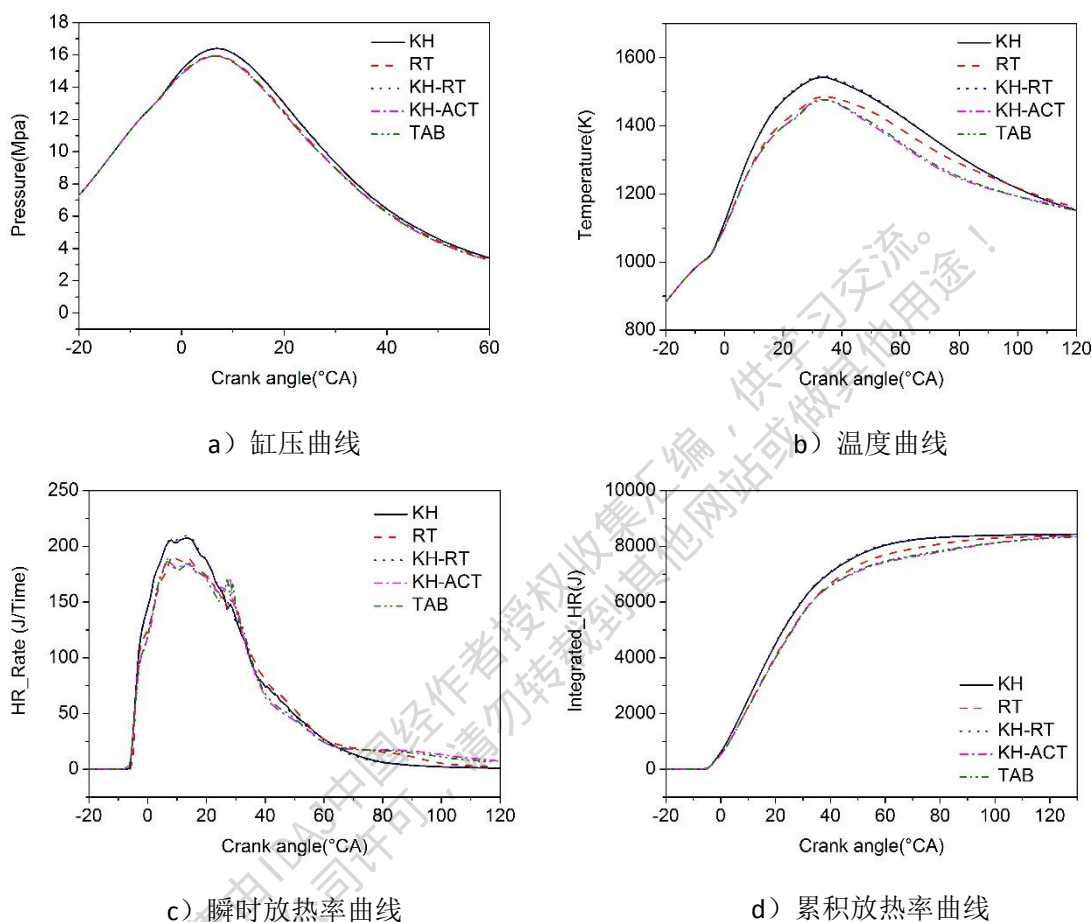


图 2 缸内燃烧参数变化曲线

从图 2 中可以看出,在图中所示燃烧期内,各曲线变化趋势一致。在喷油初期一定曲轴转角内,图示各参数曲线基本重合。这是因为喷油初期主要受到初次雾化影响,主要涉及喷孔内空穴作用机理和空气动力作用^[9]。由于喷嘴、燃烧室等模型相同,导致上止点附近影响喷雾因素几乎相同。随着喷雾进行,不同的喷雾模型机理导致后续雾化出现差别,进而造其各自参数成曲线发生分

离。KH-RT 模型的参数变化曲线与 KH 模型接近,但 KH-RT 模型曲线略高一些,两者均高于其他三种模型。这是由于两者模型喷雾贯穿距高,雾化更好;KH-RT 模型加入 RT 模型影响因子,远端燃油雾化优于 KH 模型。其中在瞬时放热率曲线中,KH-RT 与 KH 模型放热率在第一峰值大大高于其他三种模型,但后期第二峰值要略小于其他三者,在累计放热率曲线则变现为前期放热量大,更早结束

燃烧。

如图3所示, KH-RT与KH模型的燃油贯穿距曲线在喷油后几乎瞬时与其他三种模型曲线发生分离, 并且远大于其他三者, 在喷油结束后有一短暂上升, 接着迅速下降为

大。索特平均直径曲线中, 除RT模型外, 其余模型曲线变化类似。TAB模型的燃油贯穿距和索特平均直径曲线均很快趋于零, 这是由于TAB模型中, 液滴离开喷嘴立即分裂为尺寸很小的子液滴, 导致蒸发速率加剧,

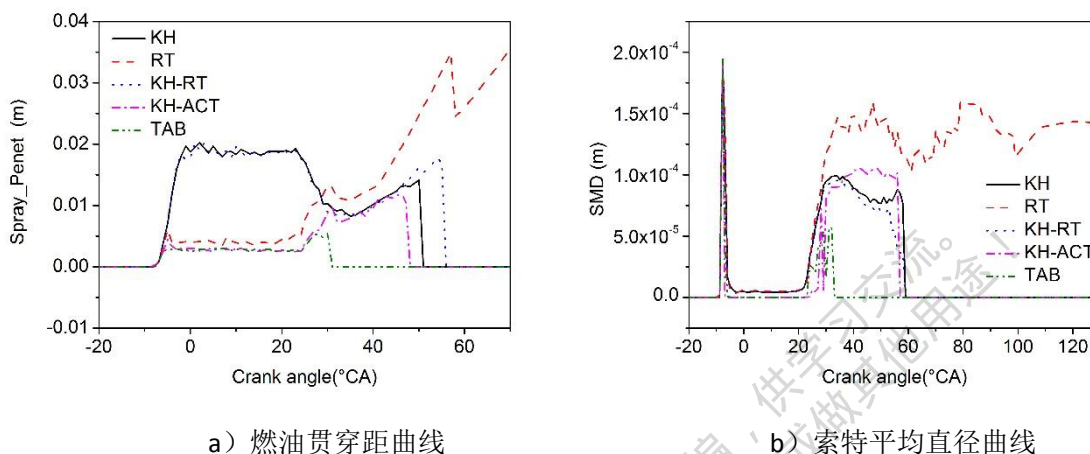


图3 燃油喷射参数曲线

0; 而RT模型燃油贯穿距曲线在后期迅速增

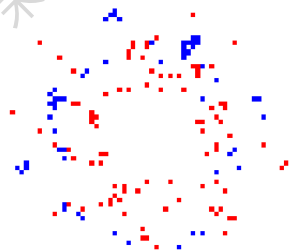
在 CONVERGE 软件中, 燃油贯穿距定义为包含某一设定百分比喷孔喷出燃油质量的距离。索特平均直径计算公式如下:

$$d = \frac{\sum_{i=1}^{N_{tot}} N_i d_i^3}{\sum_{i=1}^{N_{tot}} N_i d_i^2} \quad (1)$$

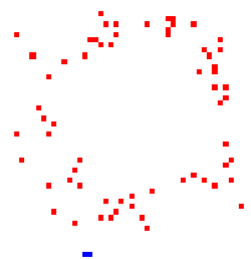
式中, N_{tot} 为燃油颗粒总数, N_i 为 i 液滴分裂油滴数量, d_i 是液滴 i 的直径。

并在射流中心存在大量浓混合气^[2]。

图4为沿活塞向下运动方向视角, 上止点后60°CA与70°CA曲轴转角KH-RT与RT燃油液滴对比图, 其中红色为RT模型液滴。从中可以发现: 60°CA时, KH-RT模型仍旧存在少量未蒸发液滴, 而在70°CA时这些燃油液滴蒸发完毕; 而RT模型中还残留一定数量的液滴, 从而造成燃油贯穿距曲线和索特平均直径曲线异于其他模型。



a) 60° CA 燃油液滴分布图



b) 70° CA 燃油液滴分布图

图4 KH-RT与RT模型燃油液滴对比图

如图5所示,上止点前 2° CA曲轴转角, KH-RT与KH模型燃油束前段几乎到达燃烧室凹坑壁面,而其他三种模型燃油贯穿距均很小,其中RT模型要大于KH-ACT与TAB模型。这一现象一直持续至喷油结束,即上止点后 24° CA。图5中 30° CA对比图可以看出,此时KH-ACT与RT模型燃油贯穿距迅速增加,而KH-RT与KH模型燃油贯穿距迅速回落。到 40° CA时,几乎看不到未蒸发的油滴。

图6为平行活塞运动方向沿模型中线切片的当量比云图。 -2° CA是,五种模型当量

比分布形状相似。上止点后 10° CA曲轴转角切片显示,KH-RT与KH模型燃油蒸汽已经到达壁面,到达燃气数量多于其他三种模型;并且其喷油锥角大于其他三种模型,所以其他三种模型当量比分布更贴合火力面,造成燃烧压力、温度、放热率曲线低于KH-RT与KH模型。随着曲轴转角增加,KH-RT与KH模型燃油蒸汽前端向燃烧室凹坑边缘和余隙发展,而其他三种模型此趋势较弱。在 40° CA时,RT模型当量比切片显示气缸中心位置当量比高于其他四种模型,这就造成后期残留液滴蒸发困难,SMD值高于其他模型。

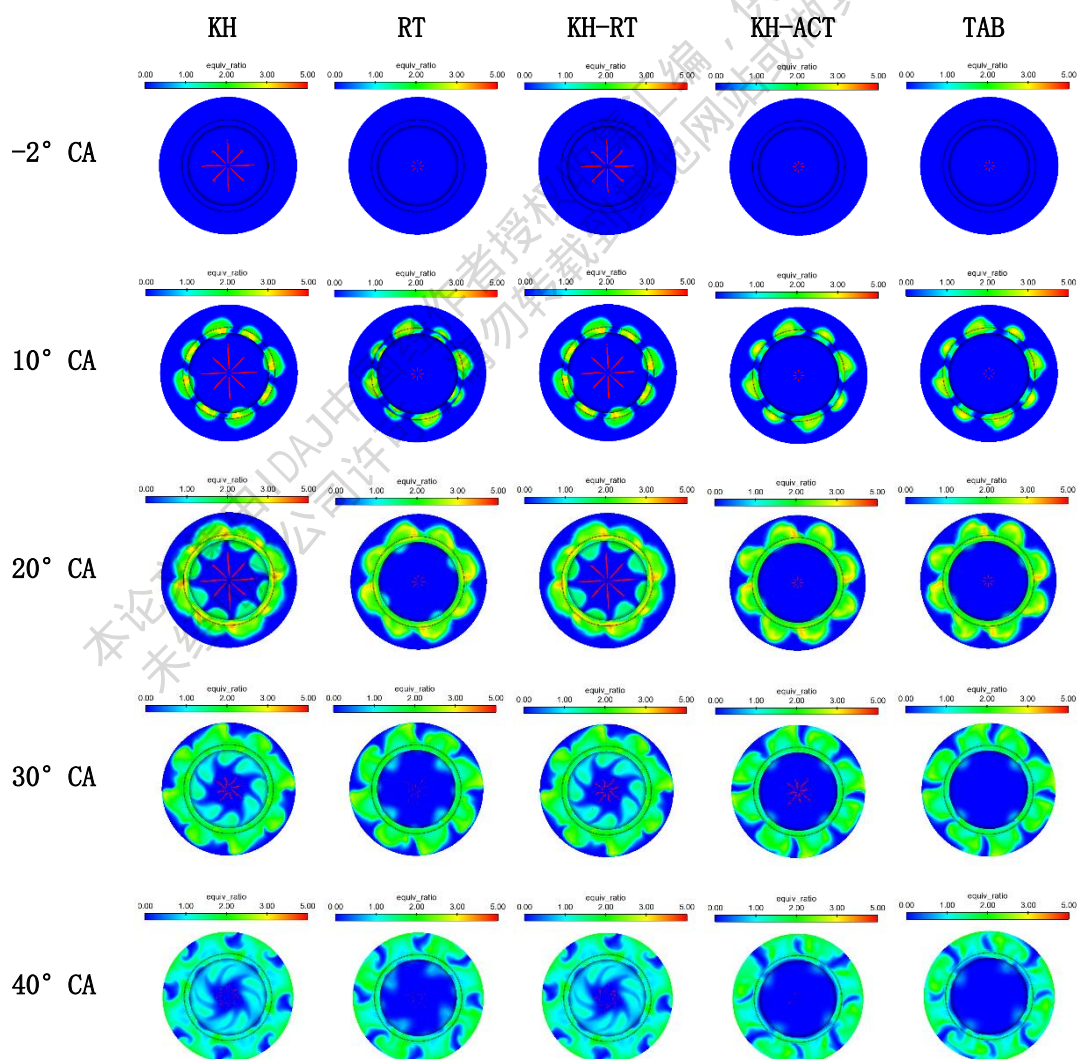


图5 活塞顶面当量比云图

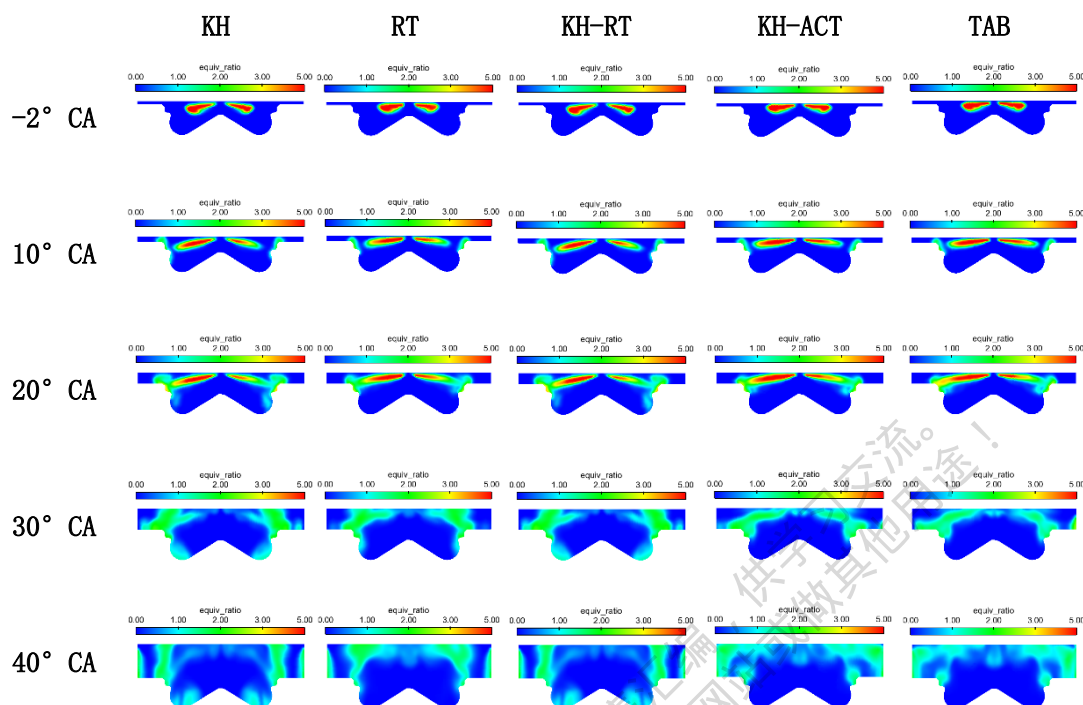


图6 平行活塞运动方向切片当量比云图

4 结论

(1) 本文在初始条件相同, 只改变喷雾破碎模型情况下, 用 CONVERGE 软件对柴油机燃烧过程进行了模拟计算。并对燃烧结果的宏观微观结果进行了对比分析。发现在 CONVERGE 软件默认喷雾破碎模型参数设置下, KH-RT 与 KH 模型液滴喷雾破碎优于其他模型。

(2) 每种喷雾模型的提出均基于某一种或几种机理, 有一定的适用范围。对于具体喷雾过程, 需要将模拟结果与实验结果相比对, 调整喷雾破碎模型中的参数, 提高 CFD 软件模拟精度。

参考文献

- [1] 张乐超. 柴油机燃油喷雾过程的模拟计算及实验研究[D]. 浙江大学, 2011.
- [2] 贾明, 解茂昭, 周磊. 雾化模型对柴油喷雾大涡模拟的影响[J]. 内燃机学报, 2010, 04: 316-323.
- [3] 邵利民, 徐洪军, 常汉宝, 孙丰瑞. KH-RT 模型对高压喷雾特性仿真影响的研究[J]. 系统仿真学报, 2009, 24: 7778-7781+7785.
- [4] O' Rourke, P. J. and Amsden, A. A. The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Break-up [C]. SAE Paper 872089, 1987.

- [5] 史春涛, 孙立星, 刘建军, 郝鑫瑞. 内燃机喷雾模型的研究现状[J]. 农业机械学报, 2007, 02:189-194.
- [6] Reitz R D. Mechanisms of atomization process in high — pressure vaporizing sprays[C]. Atomization and Spray Technology, 1987, 3: 309~337.
- [7] 安彦召, 黄豪中, 裴毅强, 梁源飞, 赵瑞青, 张建业. 车用柴油机燃油喷雾的研究发展[J]. 小型内燃机与摩托车, 2012, 05:87-92.
- [8] Su T F, Patterson M A, Reitz R D, et al. Experimental and numerical studies of high pressure multiple injection sprays[C]. SAE Paper 960861, 1996.
- [9] 闫毅. 基于 KH-ACT 雾化模型的柴油机喷嘴结构与 EGR 率对燃烧排放特性的影响研究[D]. 江苏大学, 2014.

本论文集由 IDAJ 中国经作者授权收集汇编, 供学习交流。
未经 IDAJ 公司许可, 请勿转载到其他网站或做其他用途!

喷油时刻对增压小排量直喷汽油机碳烟生成的影响

赵洪雪 王志 帅石金

清华大学汽车安全与节能国家重点实验室

摘要: 增压小排量直喷汽油机 (GDI) 已成为汽油机节能的主要途径。其中喷油时刻直接影响混合气的形成过程, 进而影响缸内碳烟的生成。本文利用发动机台架试验和三维数值模拟软件 CONVERGE 对 GDI 发动机不同喷油时刻的混合气形成、燃烧、碳烟生成过程进行分析研究。结果表明, 混合气浓区及池火现象是碳烟生成的主要来源; 早喷工况, 燃油撞击活塞顶部形成壁面油膜, 燃烧过程出现池火, 明显增加碳烟生成; 晚喷工况, 混合气生成时间较短形成局部浓区, 也导致碳烟质量增加。

关键词: 直喷汽油机; 碳烟; 喷雾; 池火; CONVERGE

Abstract: Downsized turbocharged gasoline direct injection engine has become an important energy-saving way. Injection timing has a great influence on soot formation because of different mixture status. This paper uses CONVERGE to investigate the influence of different injection timing on mixture formation, combustion, and soot formation process in cylinder. The results show that the source of soot formation is local rich mixture regions and pool fires near the cylinder wall. The soot mass is obviously increased due to either liquid fuel formed during the early injection burning on the top of piston, or local rich mixture regions in the late injection case.

Key words: Gasoline Direct Injection Engine, soot, spray, pool fire, CONVERGE

1 引言

近几年, 随着城市机动车保有量的增加, 汽车尾气对大气的污染也越来越严重, 汽车发动机面临着节能减排的双重挑战。城市中大气污染由原来的煤烟型污染逐渐转变成煤烟和汽车尾气复合型污染^[1], 对人类、家畜、自然生态及农业生态有着潜在的严重危害和影响。

为改善汽油机的热效率, 人们在传统的 PFI 汽油机预混燃烧的基础上, 研发了 GDI 发动机。GDI 发动机可将燃油直接喷射到发动机缸内来控制混合气浓度, 增加压缩比、提高节油性能。目前, GDI 发动机已成为先进汽油机的主流^[2]。

在 GDI 发动机工作过程中, 缸内混合气始终保持极其复杂而又瞬息万变的湍流运动, 燃油碰壁现象时有发生, 使得燃烧前燃油与空气不能充分混合, 存在油膜及混合气局部浓区, 从而对发动机的排放性能产生影响。近些年, 一些科研院所及企业对 GDI 发动机的碳烟生成进行了试验及模拟研究, 清华大学郑亮等和通用公司的 Stojkovic 等分别利用激光诱导荧光法和双色法对 GDI 发动机碳烟生成过程进行可视化研究^[3,4,5], 研究结果表明混合气空间浓区、附壁油膜及池火燃烧是 GDI 发动机生成碳烟的主要途径。

本文针对一款增压小排量直喷汽油机的中等负荷工况, 对不同喷油时刻缸内的混合气形成、燃烧过程及碳烟生成情况进行对比分析, 研究缸内混合气形成方式及油膜对碳烟的影响。

2 发动机试验与结果分析

本试验采用直列四缸增压小排量直喷汽油机, 发动机参数如表 1。喷油器为高压多孔

喷油器，倾斜布置于进气门偏下位置，火花塞布置于汽缸盖中心位置如图 1 所示。进气道的布置位置使气体进入气缸后顺时针滚流形式旋转，可使燃油与混合气充分混合。发动机的工况参数见表 2。

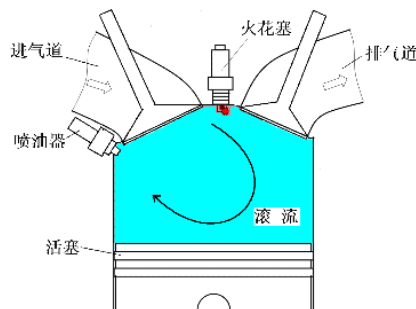


图 1 试验发动机的布置形式

表 1 发动机参数表 2 发动机低速中负荷工况参数

名称	参数	参数名称及单位	参数值
布置型式	直列四缸	转速/(r/min)	2000
增压器类型	涡轮增压	进气压力/MPa	0.156
缸径	75mm	扭矩/N.m	137
冲程	73.5 mm	油耗率/(ml/min)	186
排量	1.299 L	中冷温度/℃	39.3
压缩比	10.2	点火角/° ATDC	3
喷油器	6 孔喷油器	空燃比	14.3
喷油压力	13MPa		

试验台架由增压直喷汽油机、测功机、进气测试系统、排放测试系统等。其中微粒分析仪 (DMS500) 测量范围在 5~1000nm，采样间隔 0.1s，在发动机催化剂前进行采样。喷油时刻分别为 330° BTDC、300° BTDC、270° BTDC、240° BTDC、210° BTDC，如图可以看出 270° BTDC 时刻喷油颗粒物浓度最小，为 $0.32 \times 10^{-7}/\text{cm}^3$ 。330° BTDC 时刻喷油产生的颗粒物浓度为 $18.4 \times 10^{-7}/\text{cm}^3$ 远远大于其它时刻喷油的颗粒物数量浓度。图 2 是根据不同喷油时刻下试验测得的颗粒物浓度。

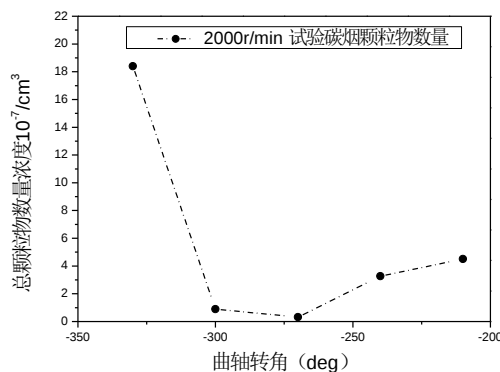


图 2 不同喷射时刻中负荷颗粒物浓度

3 模拟计算与结果分析

3.1 计算网格与模型

计算时利用如图 3 所示表面网格和边界。为节省计算时间并且增加计算精度,本计算中以 4mm 作为基础网格。重要部位及特殊时刻进行局部加密,如在喷雾过程中对喷雾油束网格数加密 2^5 倍,火花塞在点火时刻网格数加密 2^5 倍,点火时刻开始缸内网格加密 2^3 倍,并在有温度梯度 2.5K 及速度梯度 1m/s 以上变化时 2^3 加密。图 4 为 40 °CA ATDC 缸内网格自动加密的情况。



图 3 表面网格

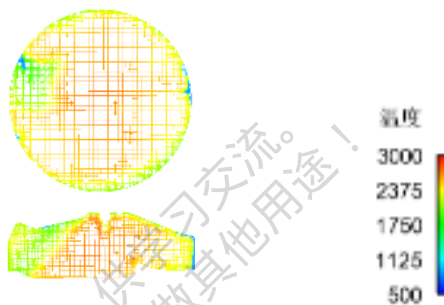


图 4 网格自动加密

在缸内直喷汽油机中,喷雾特性对燃烧及排放具有至关重要的作用,喷雾是尺寸大小各异的细小油滴、燃油蒸汽和空气的两相混合物的组合。燃油进入燃烧室后会发生破碎、湍流扰动、变形、碰撞、聚合和碰壁等一系列物理变化。混合气形成过程中油滴的受热与蒸发直接影响到混合气的浓度分布。现已有大量计算复杂和预算精度各异的喷雾模型^[6]。本文中选用 CONVERGE 中多种喷雾模型联合使用,计算中考虑连续项中湍流对油滴的影响以 O'Rourke 模型作为湍流对液滴的影响模型。蒸发模型选用 Frossling 模型。对于油束撞壁采用 Wall film 模型,该模型能描述油束碰壁后形成油膜、反弹、飞溅等行为。破碎过程采用 KH 与 RT 模型结合使用, KH 模型是基于柱状液体射流不稳定理论计算破碎过程, RT 模型是基于 Rayleigh-Taylor 不稳定波计算破碎过程,充分考虑一次破碎和二次破碎对喷雾过程的影响。燃烧模型为 SAGE 详细化学动力学模型,其中化学反应机理为本文作者开发的 22 组分异辛烷反应机理,碳烟模型为 Hiroyasu-NSC 经验模型,通过燃油浓度计算碳烟生成速率, NOx 模型为 Extended Zel'dovich 模型。

3.2 模型标定

首先,进行喷雾模型的标定。利用高速摄影的方法获取喷雾型态和贯穿距,调整 KH-RT 模型中的模型常数进行标定,图 5 为高速摄影拍摄的喷雾型态与模拟喷雾型态。图 6 为试验测得贯穿距与模拟贯穿距的对比。综合比较喷雾形态和贯穿距,发现本模拟计算能够准确描述试验的喷雾现象。



图 5 喷雾型态与模拟喷雾型态

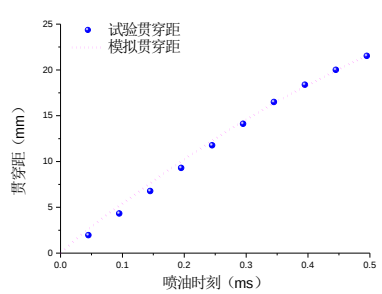


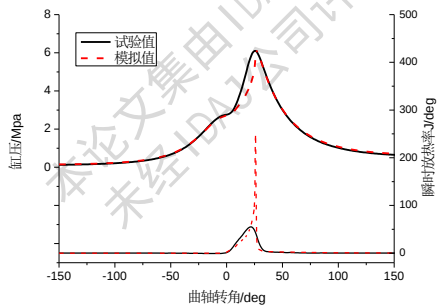
图 6 模拟与试验贯穿距对比

将已标定的喷雾模型带入如下试验工况中进行进气、喷雾、燃烧及碳烟的全工作过程模拟。表 3 为模拟计算的初始条件

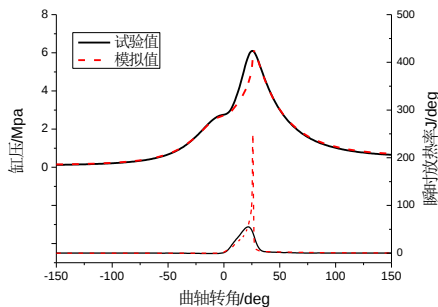
表 3 计算初始条件

名称	条件参数
气缸壁温度/K	515.15
活塞表面温度/K	615.15
进气温度/K	338
初始燃料温度/K	300
初始压力/MPa	0.16

图 7 分别为 330°BTDC、300°BTDC、270°BTDC、240°BTDC、210°BTDC 时刻喷油对应的台架试验与模拟计算中缸压及放热率曲线的对比结果。从图中可以看出，在各个喷油时刻，数值模拟缸压与台架试验缸压曲线吻合较好，模拟计算中放热率一般高于试验结果，这可能与模拟中未能准确描述火焰传播过程有关。数值模拟结果可以作为分析缸内喷雾、燃烧、及碳烟生成的分析依据。



(a) 330° BTDC



(b) 300° BTDC

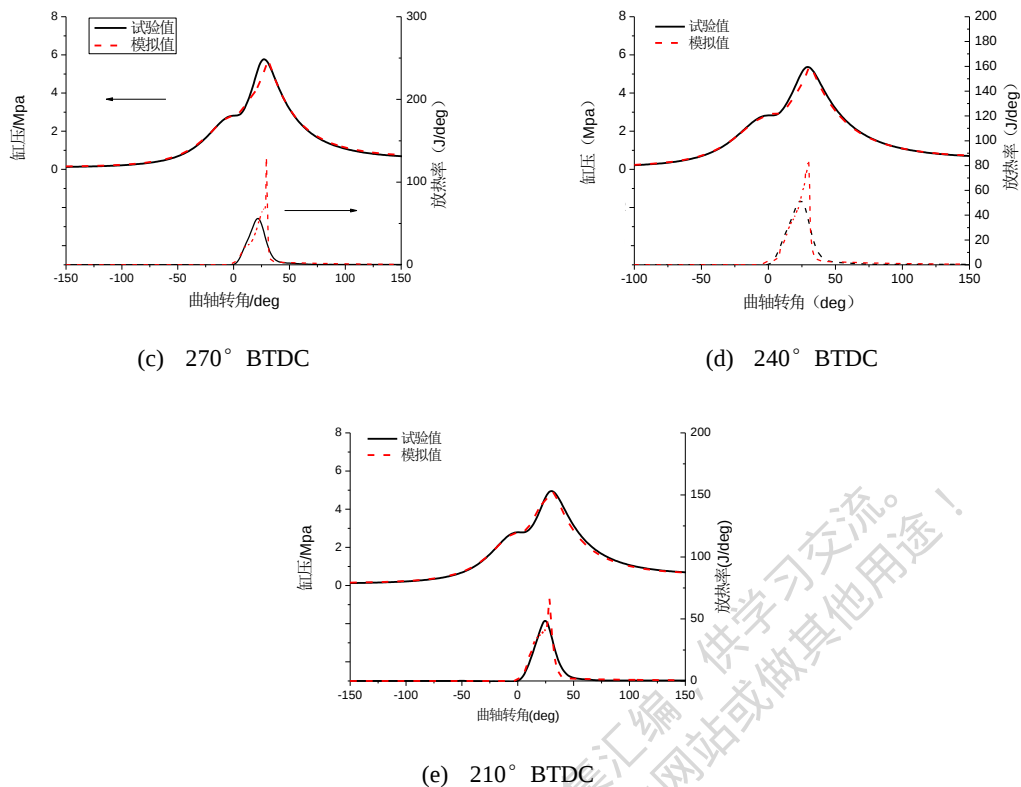


图 7 不同喷油时刻对应缸压及放热率模拟与试验对比

3.3 结果分析

图 8 不同喷油时刻碳烟生成情况。图 (a) 为不同喷油时刻对应的碳烟生成质量曲线，从图可以看出，270° BTDC 时刻喷油产生的碳烟量最少为 $4.2 \times 10^{-8} \text{ kg}$ ，如图 b 所示为模拟碳烟生成的质量与发动机台架试验碳烟颗粒物数量趋势基本吻合。

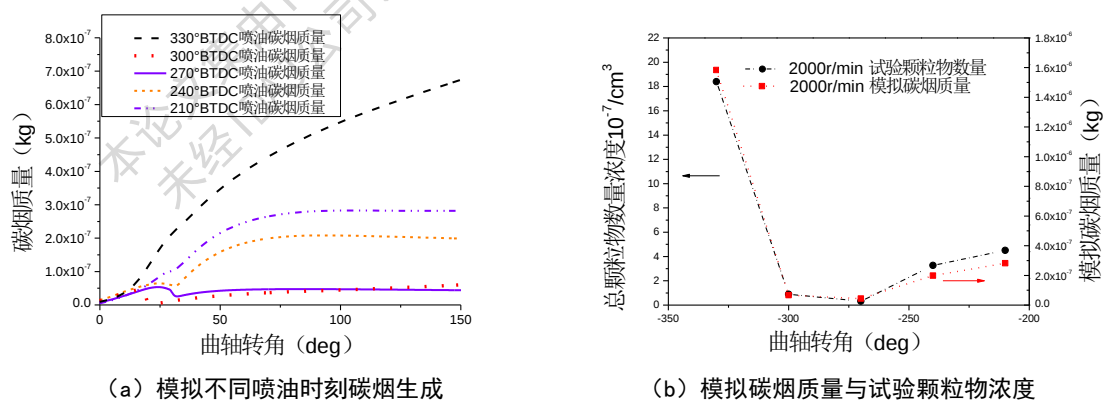


图 8 不同喷油时刻碳烟生成

表 4 为不同喷油时刻喷油结束前 5 度对应的油束的形态。图 9 为从开始喷油到排气门开启时刻缸内油膜质量的变化。可以看到上止点前 330° 喷油，此时活塞靠近上止点油束撞击活塞顶部，产生大量油膜，直到压缩上止点仍然有大量油膜存在。结合碳烟生成的情况看，点火前缸内油膜的质量直接影响碳烟生成量，说明点火前缸内油膜的质量与碳烟的生成量有直接的关系。

表 4 不同喷油时刻喷雾结束前 5°

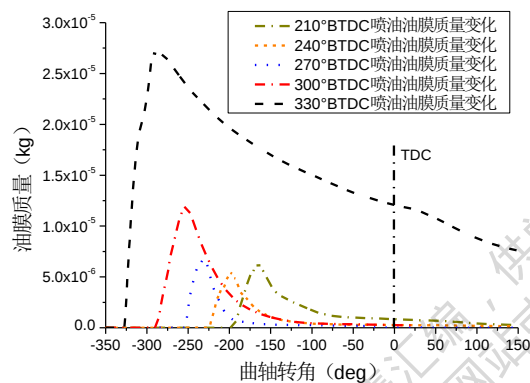
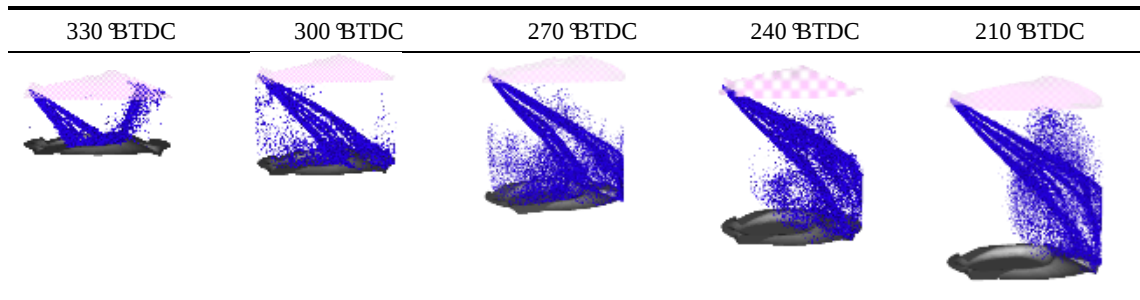
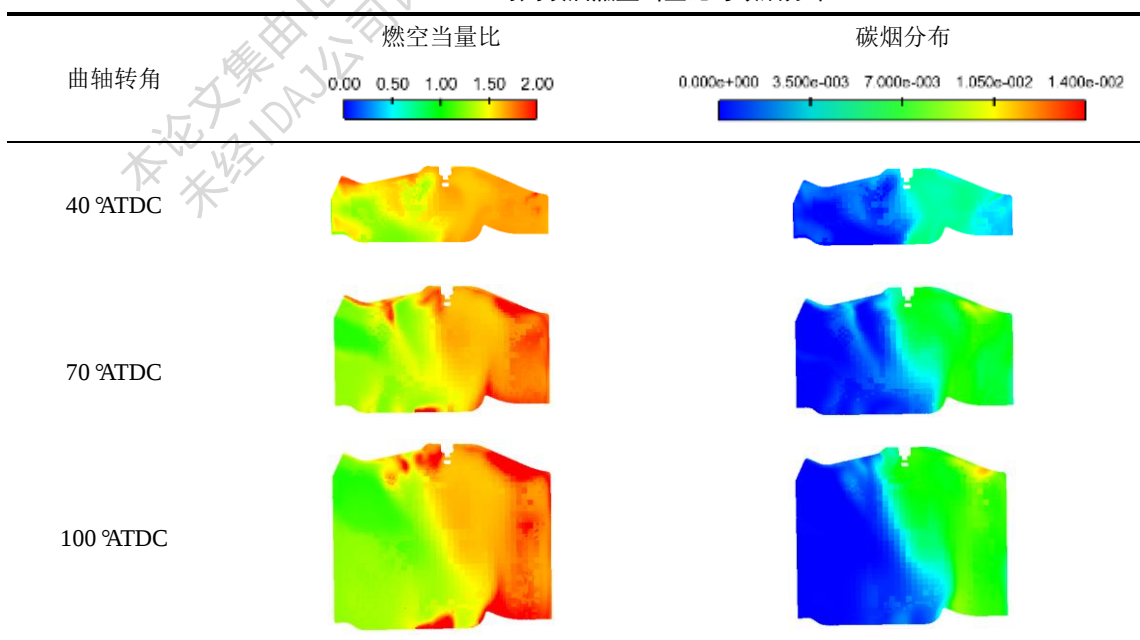


图 9 缸内油膜质量

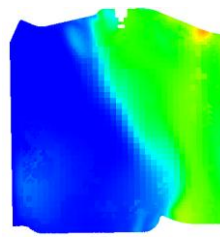
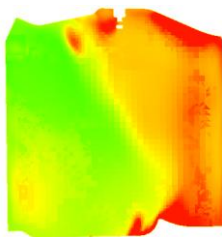
如表 5 所示燃空当量比与碳烟分布的对比,发现混合气浓区有大量的碳烟生成。在上止点前 330° 及 300° 喷油油束撞击活塞顶部,燃烧过程中液体燃油在活塞顶部燃烧出现池火现象,从而生成大量碳烟。在上止点前 210° 及 240° 喷油油气混合时间较短而形成分层混合气,缸内出现混合气局部浓区从而生成碳烟。而在上止点前 270° 喷油缸内混合气混合均匀,未出现局部浓区和池火现象,所以碳烟生成量少。

表 5 燃空当量比与碳烟分布

(a) 330° BTDC 时刻喷油燃空当量比与碳烟分布



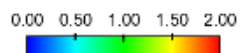
130 °ATDC



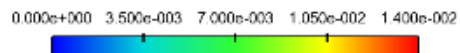
(b)300 °BTDC 时刻喷油燃空当量比与碳烟分布

曲轴转角

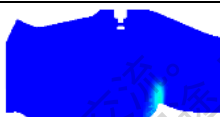
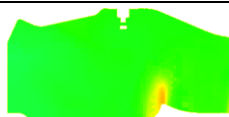
燃空当量比



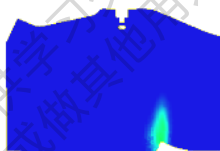
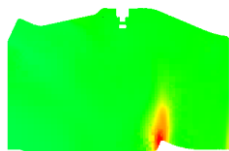
碳烟分布



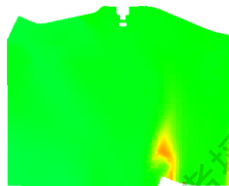
60 °ATDC



80 °ATDC



00 °ATDC



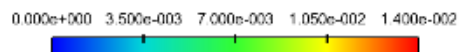
(c)270 °BTDC 时刻喷油燃空当量比与碳烟分布

曲轴转角

燃空当量比



碳烟分布



20 °ATDC



30 °ATDC



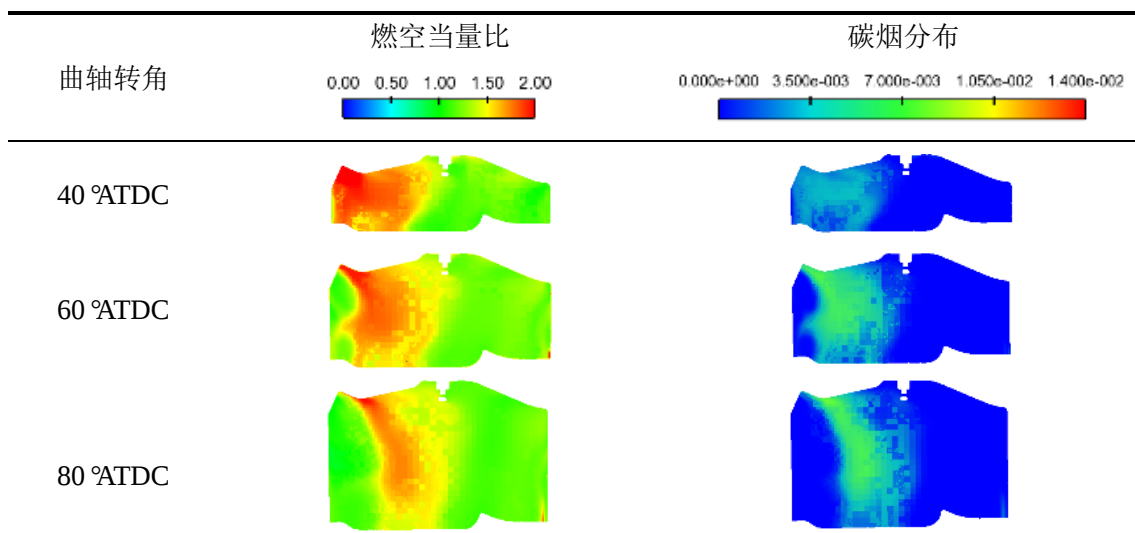
50 °ATDC



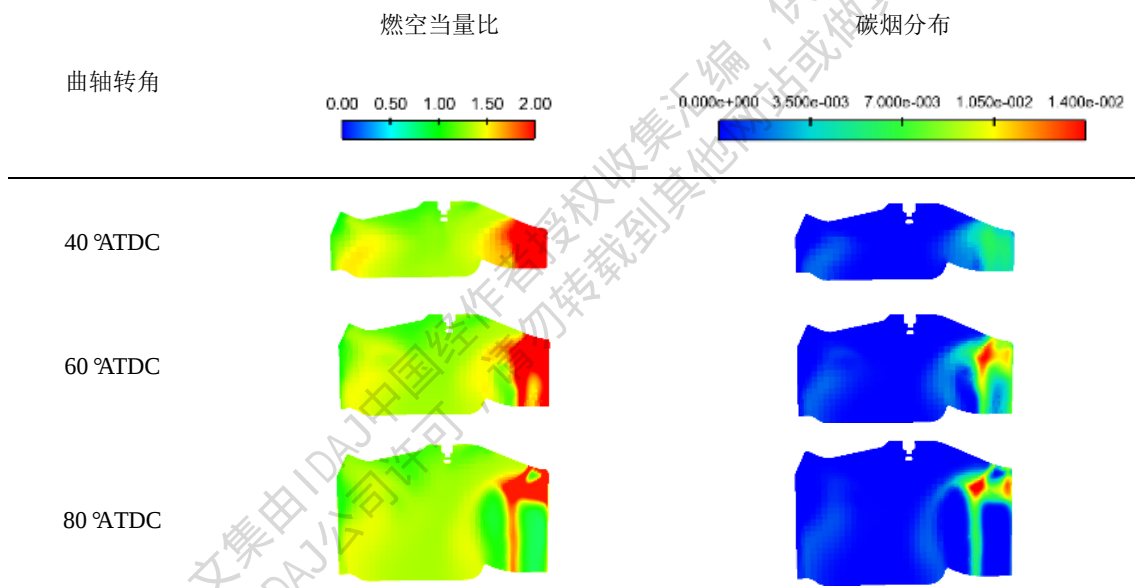
80 °ATDC



(d)240 °BTDC 时刻喷油燃空当量比与碳烟分布



(e)210 °BTDC 时刻喷油燃空当量比与碳烟分布



4 结论

本文围绕模拟不同喷油时刻对 GDI 发动机碳烟生成的影响展开研究,进行了喷雾标定及不同喷油时刻 GDI 发动机全工作过程的数值模拟研究。分析了油膜质量分布、燃空当量比对碳烟生成的影响。得出如下结论:

1、早喷工况(上止点前 330° 喷油),液体燃料撞击活塞顶部,使得燃油不易挥发,在燃烧过程中燃油在活塞顶部燃烧形成池火,导致大量碳烟生成。

2、晚喷工况(上止点前 210° 喷油),油气混合时间短,导致混合气混合不均匀,形成分层燃烧模式,使得在混合气局部浓区产生大量碳烟。

3、混合气较均匀时(上止点前 270° 喷油),缸内燃料燃烧完全生成较少量的碳烟。

所以合理选定喷油时刻保证燃油和空气有足够的混合时间,且减少喷油撞壁是控制碳烟生成的必要条件。

参考文献

- [1] 北京市环保局. 北京市 2012-2013 年度 PM_{2.5} 主要成分质量百分比 [EB/OL]. http://news.cnr.cn/native/city/201404/t20140416_515310491.shtml [2014-4-16]
- [2] 王建昕, 王志. 高效清洁车用汽油机燃烧的研究进展[J]. 汽车安全与节能学报, 2010, 03:167-178
- [3] 郑亮. 用激光诱导炽光法研究燃烧过程中的碳烟生成特性[D]. 北京: 清华大学, 2014.
- [4] Stojkovic B D. High-speed imaging of OH* and soot temperature and concentration in a stratified-charge direct-injection gasoline engine [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2005, 30(1): 2657-2665.
- [5] Amin V, Kitae Y. Investigations of the Formation and Oxidation of Soot Inside a Direct Injection Spark Ignition Engine Using Advanced Laser-Techniques[C]//SAE Paper. Detroit Michigan USA, 2010, 2010-01-0352.
- [6] Jing, D. Experimental and Numerical Studies of Fuel Spray[D]. The University of Birmingham. 2015.

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编, 供学习交流。
未经IDAJ公司许可, 请勿转载到其他网站或做其他用途!

基于 CONVERGE 的船用气体机仿真计算

Simulation on Marine gas engine of CONVERGE software

韩连任 桂勇 屠丹红

中船动力研究院有限公司

摘要: 为解决大型气体燃料发动机上燃烧不稳定、燃烧速率慢、热效率下降甚至失火等问题, 本文采用预燃室式燃烧系统并以预燃室混合气加浓的方式实现混合。应用三维 CFD 软件 CONVERGE 对该发动机的排气、进气、压缩和燃烧过程进行了三维 CFD 数值模拟分析。通过数值模拟分析, 得出了燃烧室压力、温度、放热率曲线及温度场变化过程等, 并比较不同点火时刻对其性能的影响。

关键词: 气体发动机、船用、预燃烧室、CONVERGE

Abstract: In order to overcome many problems such as, combustion instability, slow combustion rate, and reduction of thermal efficiency, even misfire in large gas engine. The article worked on pre-chamber combustion system which the fuel concentration in pre-chamber is controlled independently. The working process of a lean burn marine gas engine was simulated with a 3-D CFD software package CONVERGE. This study was conducted to simulate the exhaust, intake, compression and combustion. Based on the simulation results, the pressure. Temperature and heat release rate of the chamber were analyzed, the flame propagation were investigated. And also the different ignitions were compared.

Key words: gas engine , marine, pre-chamber, CONVERGE

1 前言

随着国际海事组织 IMO 提出了严格的排放法规, 其中 Tier 3 即将于 2016 年生效。与此同时, 随着世界能源短缺现象日益凸显, 寻找更清洁、更具潜力的石油替代燃料受到学者越来越广泛的重视。为应对上述的能源、环境和经济问题, 气体燃料发动机成为国内外学者和生产厂商的研究热点, 并在应用领域占据重要地位。开发出高性能、低排放并与气体燃料相适应的气体发动机是一项综合性研究的课题。采用稀薄燃烧策略、预燃室火花点火燃烧系统是提高气体发动机性能的先进技术, 也是本文的主要研究内容。

2 计算案例

本文计算主要针对某船用预燃式气体机进行仿真计算, 应用三维 CFD 软件 CONVERGE 对其全负荷时的排气、进气、压缩和燃烧过程进行三维数值模拟研究。分析预燃式气体机燃烧特点并探讨不同点火时刻对燃烧性能的影响。

船用气体机缸径较大，直接采用火花塞点燃气缸内气体很难引燃。因而为保证性能稳定可靠通常在缸盖中心增加预燃烧室，燃烧过程为火花塞引燃预燃烧室的加浓天然气，预燃烧室燃烧后高温火焰通过预燃烧室连接通道传出来点燃主燃烧室工作过程。

2.1 仿真主机参数

选用某工程样机为该仿真模拟的基础，该机型参数如下表 1：

表 1 气体机参数

参数名称	参数值
气体机缸径	320mm
冲程数	4
冲程长度	420mm
连杆长度	950mm
气体机转速	720r/min

2.2 加浓进气过程

为保证预燃烧室易于引燃，根据文献说明，点火时刻在火花塞附近的当量空燃比保证在 0.8-1.2 之间，并根据低压天然气进气设计原理选取如图 1 所示加浓进气曲线用以保证在设计点火时刻满足燃烧条件

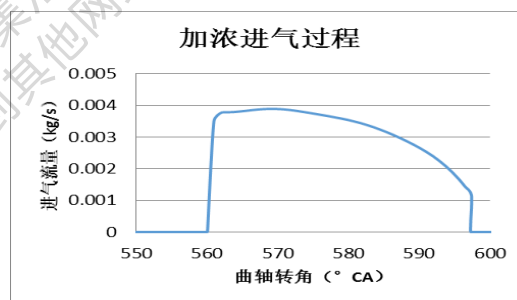


图 1 天然气加浓进气曲线

2.3 初始条件

选取排气阀开启为计算初始时刻，该初始条件如下表 2：

表 2 计算初始条件

参数名称	参数值
缸内/预燃烧室压力	9.43bar
缸内/预燃烧室温度	1063K
进气道压力	3.4bar
进气道温度	311.2K
排气道压力	2.83bar
排气道温度	812K
计算初始时刻	145.1° CA

2.4 计算网格

本文计算软件 CONVERGE 具有自动划分网格功能，因此需将计算域几何模型导入，如图 2 包括进气道、排气道、缸内、预燃烧室，并按照边界将其分类并定义边界条件。

通常网格划分中采用自动网格处理技术。但如计算域尺度较大应采用灵活的网格划分方案，保证计算精度的同时保证运算速度。本案例采用方法为：基本网格尺寸 16mm；温度和速度梯度自动加密 3 次；火花塞附近加密到 0.25 mm；气阀动作时刻气阀座圈 加密 3 级，加密 2 层；预燃烧室加密到 2mm；

计算过程中根据网格设置，网格数量在 300,000~1,200,000 之间，并根据温度梯度等条件在燃烧过程进行自动加密。一定程度上减小了网格相关性的影响。

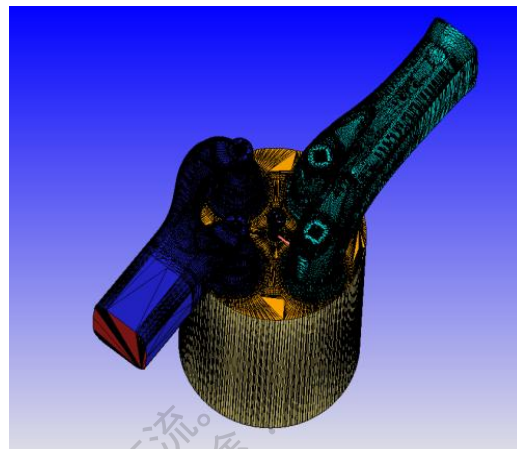


图 2 计算几何域

2.5 物理模型

在本文的仿真研究中，湍流模型选择 K-Epsilon/RNG 模型，燃烧模型选择 SAGE 模型，并导入 CHEMKIN 格式中的化学反应机理，利用 ISAT 加速计算并与流动过程独立并行。点火模型选择火花塞自动点火模型，NO 排放选择扩展的 Zeldovich 机理等。

3 原机仿真过程

原机设计火花塞位置设置在预燃室上平面下 5mm 处，并采用 16° CA BTDC 火花点火。通过 720° CA 一个完整工作循环模拟，得到仿真计算结果。

3.1 压力值分析

火花塞点燃预燃烧室燃烧放热，如图 3 及图 4 所示：预燃烧室压力升高出现一个峰值，并引燃主燃烧室使主燃烧室燃烧压力开始升高。预燃烧室虽燃烧结束后会有压力回落但后续在主燃烧室的压力传递作用下随之升高。主燃烧室最大爆发压力达到 160bar 左右，说明缸内预混气体具有较好的燃烧效率。

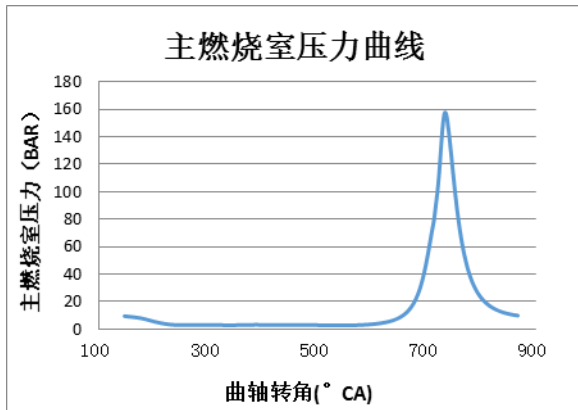


图3 主燃烧室压力值

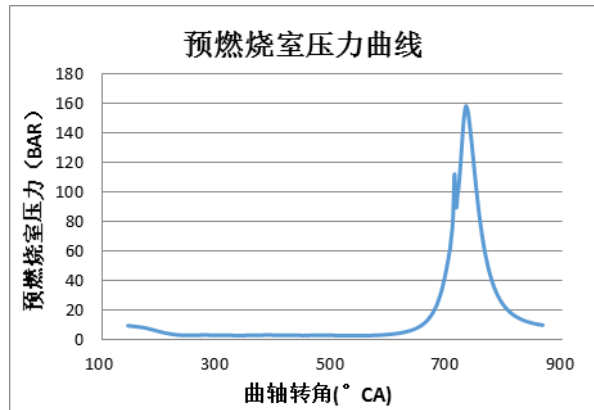


图4 预燃烧室压力曲线

3.2 温度值分析

如图 5 中预燃烧室燃烧后温度急剧上升瞬时温度约为 2500K，后续向主燃烧室传递温度引燃主燃烧室，此后预燃室温度逐渐降低。主燃烧室在缸内气体燃烧过程中温度逐步升高，最大温度约为 1900K，如图 6。由于预燃烧室由火花塞引燃并且内部燃空当量比较高，瞬时温度较高，因此需进行对预燃室加强冷却设计并做结构强度仿真验证。

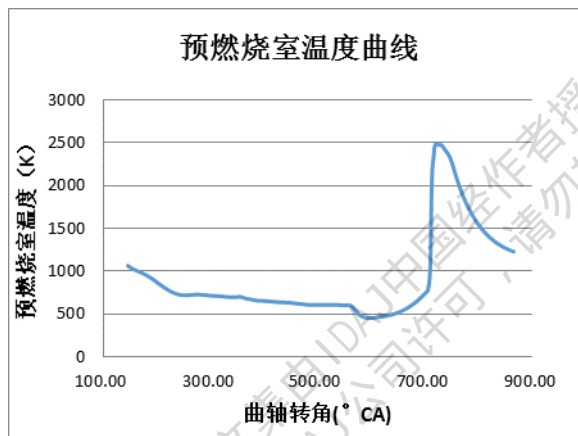


图5 预燃烧室温度曲线

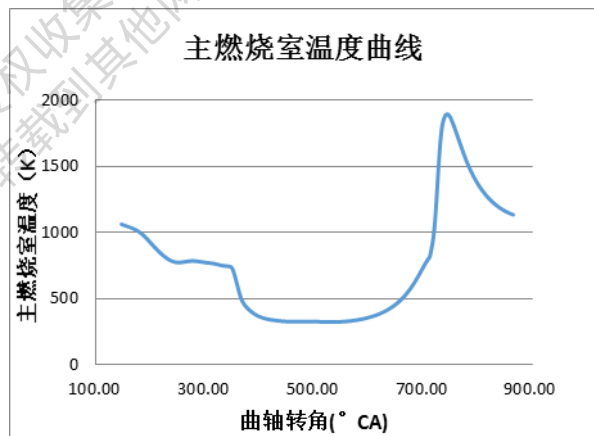


图6 预燃烧室温度曲线

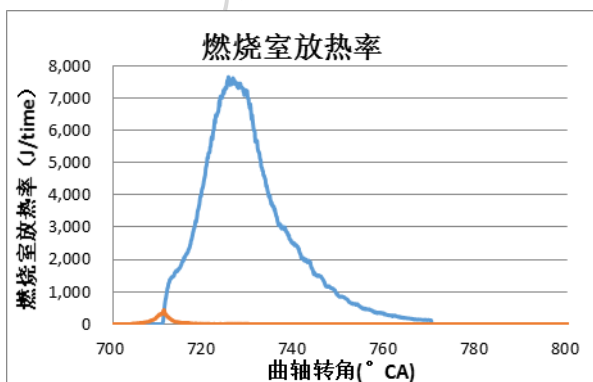


图7 燃烧室放热率曲线

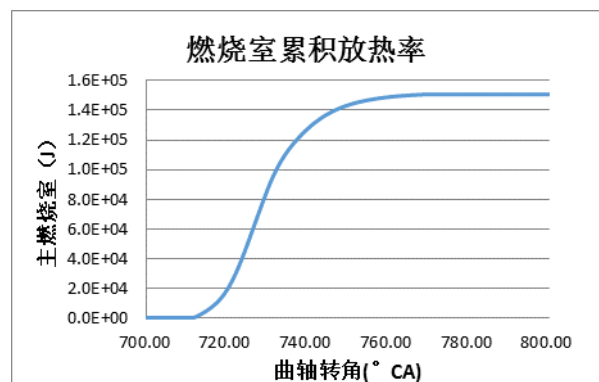


图8 燃烧室累积放热曲线

3.3 放热率分析

预燃烧室点火后，预燃烧室立即开始燃烧放热，约在预燃烧室放热率最大的时刻引燃主燃烧室，主燃烧室开始放热。燃烧瞬时放热率最大值为 7500J（如图 7），而通过燃烧室累计放热率（如图 8）可大致分析得到燃烧持续期约为 715° CA 到 750° CA。

3.4 气体组分曲线

预燃室内的燃空当量比如图 9 所示：开始阶段由主燃烧室的燃料进入预燃烧室内使燃空比缓慢增加，之后由于加浓喷射使燃空比快速增加；加浓喷射过程结束后，缸内气体从主燃烧室内经孔道进入预燃室进行稀释，预燃室内燃空当量比快速降低；到达点火时刻为 1.05，满足点火要求。点火燃烧燃空当量比急剧降低直到燃料殆尽。主燃烧室内的燃空当量比如图 10 在进气过程逐渐增大到最

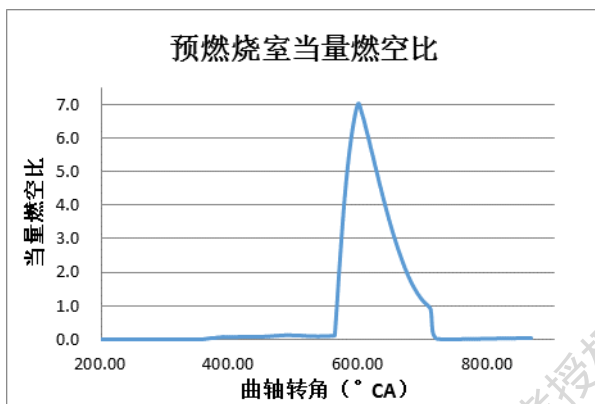


图 9 预燃烧室燃料曲线

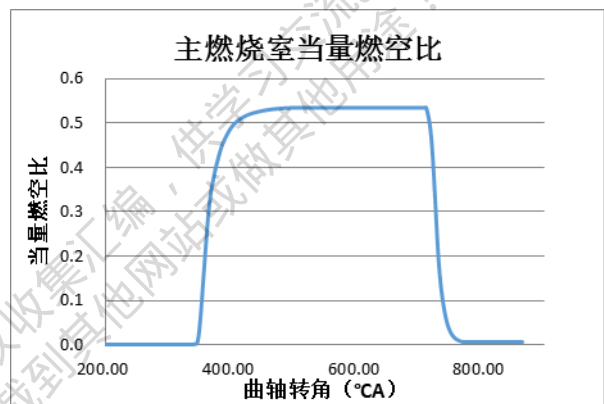


图 10 主燃烧室燃料曲线

大值并保持稳定，后经燃烧，消耗殆尽。

3.5 燃烧过程分析

为更好的分析燃烧过程的发展，通常选用某一截面的温度来进行分析，本文抽取缸内计算域截面 1（切进、排气道面）、截面 2（切预、主燃室气口面）、截面 3（Z 方向横截面）如图 11，分析截面温度场分布如下表 3。

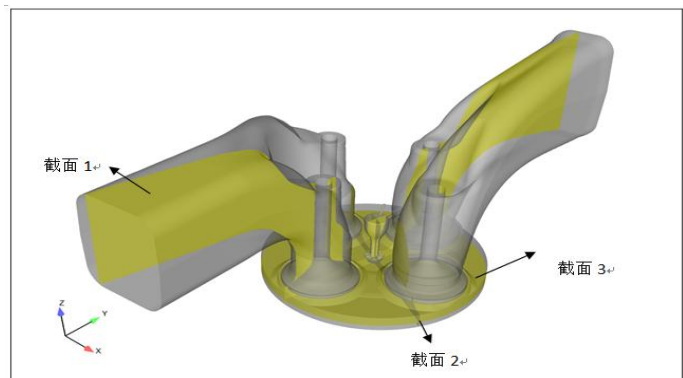
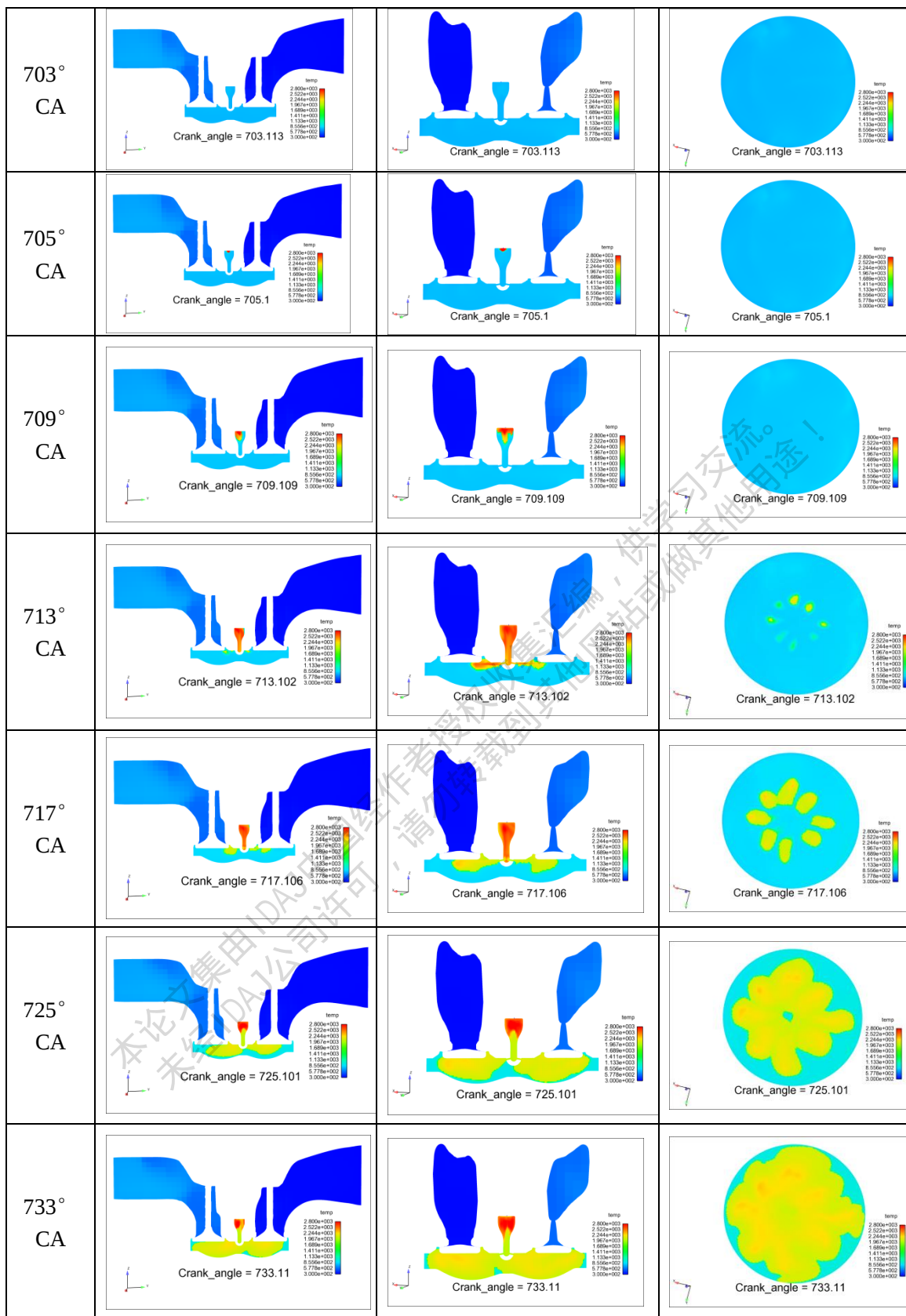
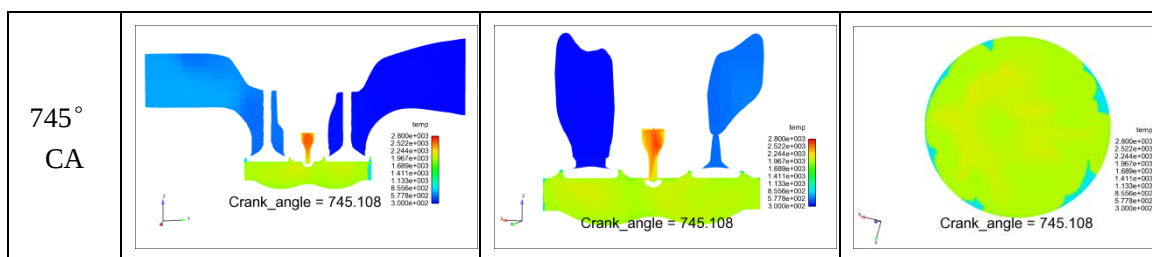


图 11 计算域截面图

表 3 温度场截面图表

角度	截面 1	截面 2	截面 3
----	------	------	------





从表中可分析：因 704° CA 开始点火， 705° CA 在火花塞附件开始出现局部高温气体，并在 705° CA- 713° CA 中预燃烧室高温区域逐步扩散，高温火焰开始向主燃烧室传递； 713° CA 开始，主燃烧室开始被预燃烧室传递的高温气体引燃， 713° CA- 725° CA 主燃烧室大面积燃烧并继续扩大主燃烧室高温区域。 725° CA- 745° CA 燃烧沿着缸壁方向发展并将剩余燃料基本消耗殆尽。

4 点火时刻分析

原机设计采用 -16° CA BTDC 火花点火，缸内能够顺利引燃并开始燃烧。在不改变加浓进气曲线条件下，在 -17° CA 到 -15° CA 均满足点火要求。将点火时刻分别改为 -15° CA、 -15.5° CA、 -16° CA、 -16.5° CA、 -17° CA 再次进行计算，得到不同点火时刻的计算结果。

4.1 预燃烧室压力、温度曲线

预燃烧室压力曲线如图 12 所示：随着点火时刻推后预燃烧室第一个峰值曲线逐渐增大即 -15° CA 点火预燃烧室第一个峰值压力为 117bar 而 -17° CA 点火仅为 104bar，但最大压力值是由主燃烧室决定，故最大压力值基本一致。预燃烧室温度曲线如图 13：随着点火时刻提前温度峰值的曲轴转角提前，但最大温度差别不大， -17° CA 点火的温度峰值比 -15° CA 点火略大，约为 20K。

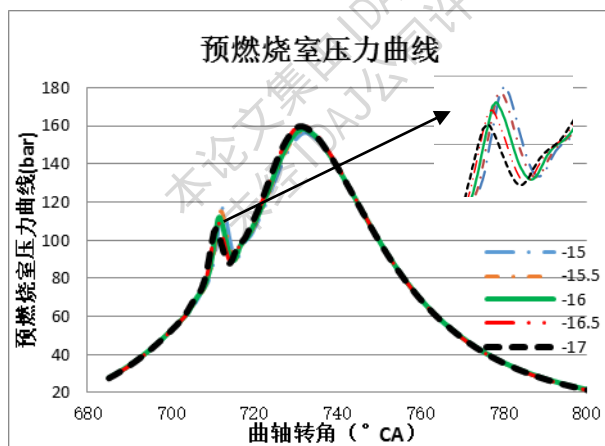


图 12 预燃烧室压力曲线

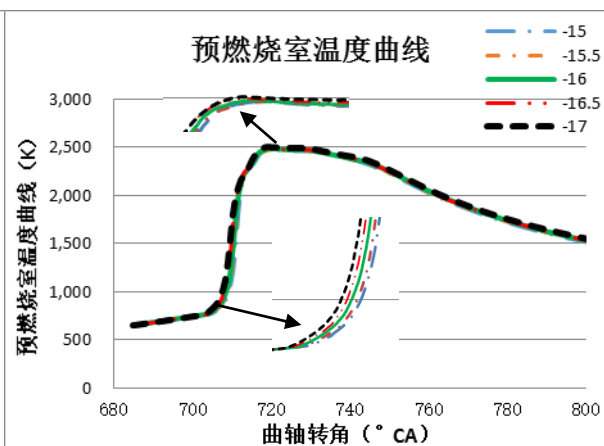


图 13 预燃烧室温度曲线

4.2 主燃烧室压力、温度曲线

如图 14 所示：主燃烧室压力值，当点火时刻 -16.5°CA ，在 732°CA 时刻时爆发压力最大达到 160bar 而点火时刻 -15°CA ，在 732.5°CA 最大爆发压力仅为 156bar；如图 15 所示：主燃烧室温度值，当点火时刻 -16.5°CA ，在 743°CA 时刻时温度最大达到 1905.2K，当点火时刻 -15°CA ，在 744.1°CA 时刻时温度最大仅达到 1894.1K。

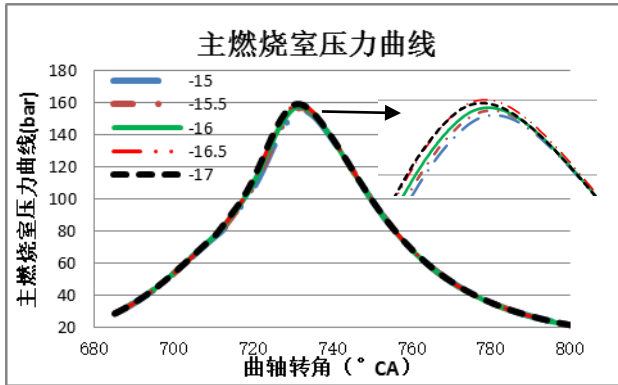


图 14 主燃烧室压力曲线

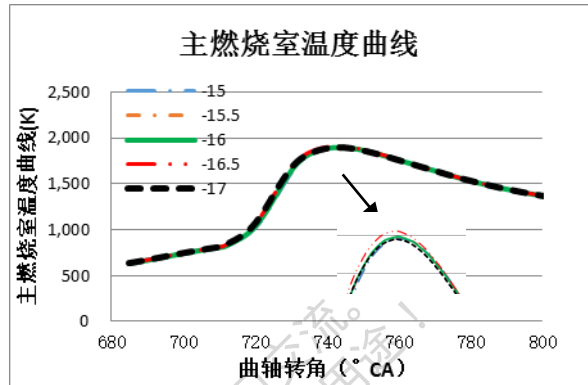


图 15 主燃烧室温度曲线

4.3 燃烧室放热率曲线

通过放热率曲线分析，如图 16 所示：点火时刻提前燃烧放热率提前，但最终累积放热量如图

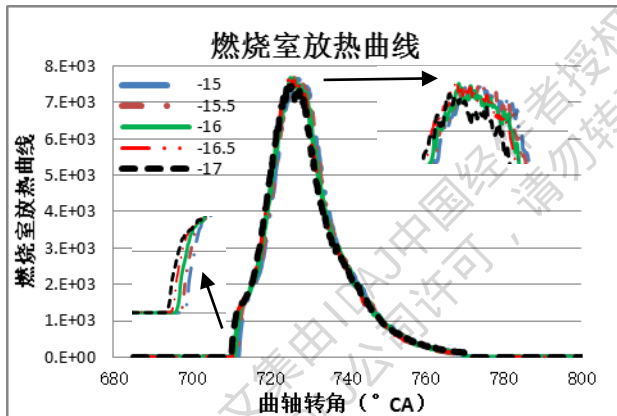


图 16 燃烧室放热曲线

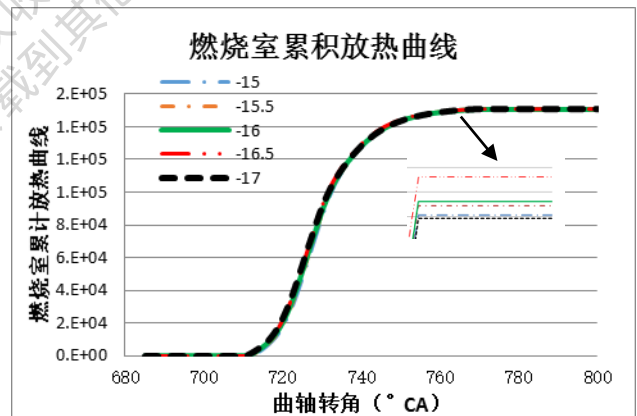


图 17 燃烧室累积放热率曲线

17，各点火时刻总体上基本一致，但 -16.5°CA 点火累积放热量最大。

4.4 排放数据比较

排放数据如图 18 可得： -16.5°CA 点火时刻的 NOX 排放最大 HC 排放最少，这也同缸内燃烧过程 -16.5°CA 的缸内温度最高一致。并通过多组算例结果比较可得出：NOX 与 HC 排放数值此消彼长，这符合排放产生过程原理。

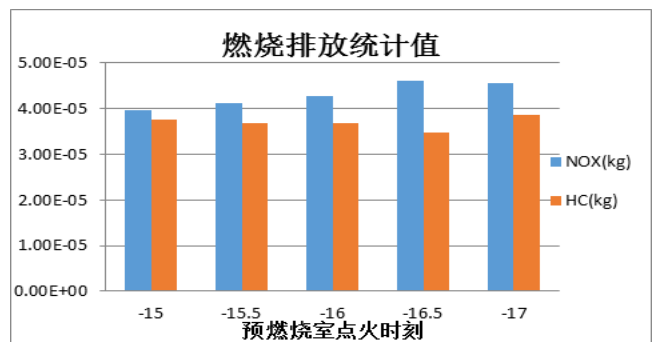


图 18 排放统计值

5 结论

- 1) 通过模拟船用预燃式气体机缸内燃烧工作过程, 得出原机的缸内压力、温度、空燃比曲线。所设计的预燃室及预燃室通道均满足气体燃料船用主机的工作要求, 火焰射流贯穿主燃室, 燃烧速率快, 热效率高。
- 2) 预燃室内加浓喷射后, 在点火时刻预燃室内形成了稍浓混合气, 在火花塞附近燃空当量比为 1.05, 有利于可靠点火和快速火焰传播。
- 3) 预燃烧室点火后, 预燃室内工质温度在相当长的持续期内保持 2000 K 以上的高温, 考虑预燃室没有扫气, 预燃室组件会受到高温的极大考验。预燃室内的高温给预燃室的可靠性带来了极大考验, 相应地, 预燃室冷却成为燃烧系统设计中必须考虑的重要方面。
- 4) 比较不同点火时刻下燃烧的性能参数, 点火时刻对缸内燃烧性能有一定影响, 因而不同点火时刻的燃烧室缸压、温度及放热率有着一定程度的差别。
- 5) 预燃室加浓喷射策略及点火时刻配合将会对发动机性能有更大影响。因此联合优化将会是下一步的研究重点。

5 参考文献

- [1] 解茂昭. 内燃机计算燃烧学[M]. 大连理工大学出版社. 2005
- [2] 郭子锐. 气体发动机技术的发展[J]. 柴油机, 2011, 33 (5): 6-10
- [3] 冯立岩. 我国气体燃料大型船用主机的发展策略探讨[J]. 柴油机, 2011, 33 (6): 3-9
- [4] Dir. Guenther Herdin Dipl.-Ing. Friedrich Gruber, et al. Miller Cycle-efficiency Potentials for Gas Engines [C]. CIMAC Paper no. 197, 2004.
- [5] Koji Yamanaka, Shin Nishioka, Yosuke Shiraga, et al. Development of pre-chamber spark plug for gas engine [C]. CIMAC Paper no. 182, 2010

基于 CONVERGE 的某高效 SCR 柴油机燃烧系统优化研究

陈静 刘春涛

(潍柴动力股份有限公司 山东省潍坊市)

[摘要]本文主要针对某高效 SCR 柴油机, 利用 CONVERGE 软件进行了燃烧系统优化。首先建立三维 CFD 仿真模型, 采用 DoE 的方法, 匹配不同喷油提前角、轨压、燃烧室、涡流比和喷油器参数, 对各计算方案的经济性、排放性和爆压情况进行评估, 为该柴油机的燃烧系统优化提供参考。

关键词: 燃烧系统优化; DoE 方法; 经济性; 排放性

主要软件: CONVERGE

Combustion System Optimization Study of Efficient SCR Diesel Engine

Based on CONVERGE

Jing Chen, Chuntao Liu

Weichai Power Company; Weifang, Shandong

[Abstract]Based on efficient SCR diesel engine, combustion system was optimized with CONVERGE software. First, a three-dimensional CFD simulation model was established. Different fuel injection advanced angle, rail pressure, combustion chamber, swirl ratio, fuel injector parameter were matched with DoE method. This paper provided a reference for the improvement of the diesel engine combustion system through evaluating each calculation project economy performance, emission performance and the maximum pressure situation.

Keywords: Optimization of Combustion System; DoE Method; Economy Performance; Emission Performance

Software: CONVERGE

1.前言

柴油机的广泛使用带给人类极大的便捷, 同时也带来非常严峻的环境压力。随着排放法规要求的日益严格, 选择性催化还原技术 (SCR) 必须满足高效转化的要求^[1]。对于高效 SCR 柴油机而言, 燃烧系统的匹配对混合气形成和燃烧过程有重要作用^[2], 其好坏直接影响柴油机的经济性和排放性。

本文利用 CONVERGE 软件对某高效 SCR 柴油机进行了燃烧系统优化。首先建立三维 CFD 仿真模型, 采用 DoE 的方法针对四种燃烧室和三种涡流比共 12 个组合, 以喷油提前角、轨压、喷油器孔数、喷油器锥角、喷油器流量为关键参数, 评估爆压情况, 最终以 PM 排放、NO_x 排放和 TCCE 值作为评价指标推荐综合性能较优的燃烧系统, 为该柴油机的燃烧系统优化提供参考。

2.模型建立及标定

由于计算模型对称, 为节约计算时间, 在保证结果准确的前提下, 采用部分模型进行计算。

为充分模拟柴油机的缸内燃烧过程，计算区间为进气门关闭到排气门开启。

通过发动机台架试验获得柴油机性能数据和缸压曲线，为三维 CFD 计算中的缸内喷雾、燃烧和排放物生成模型参数标定提供基础的试验数据。模型中进气流量、进气压力、涡流强度、喷油提前角、循环喷油量等参数根据试验数据设置。

计算选取排放具有代表性的四个工况点，其中工况点一为常用工况点，标定结果如图 1 所示。可以看出，缸压曲线模拟值与试验值吻合良好，可以用于后续对比分析。

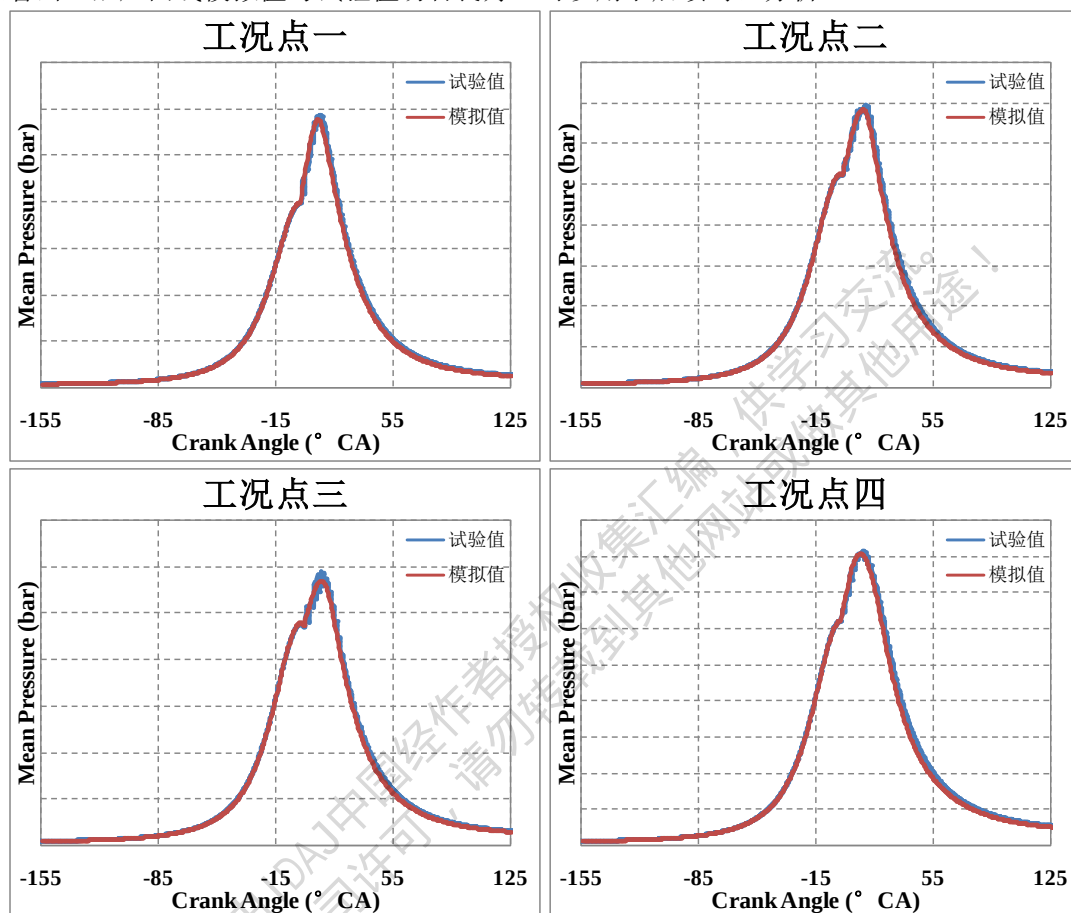


图 1 标定结果

3. 燃烧系统匹配设置

为评估不同燃烧室对柴油机性能的影响，在保证压缩比不变的前提下，共设计了四种燃烧室型线，同时，匹配了三个涡流比，分别为 1.2, 1.6 和 2.0。

喷油器参数以及常用工况点供油参数的设置如表 1 所示。

表 1 喷油器配置及供油参数设置

喷油器孔数 (-)	喷油器流量 (ml/(30s))	喷油器锥角 (°)	喷油提前角 (deg)	轨压 (bar)
7	Q_A	146/149/152	-5.2/-3.2/-1.2	700~2000
8	Q_B	147/149	-5.2/-3.2/-1.2	700~2000
8	Q_C	147/149	-5.2/-3.2/-1.2	700~2000
8	Q_D	147/149	-5.2/-3.2/-1.2	700~2000

4. 燃烧系统优化计算及结果讨论

4.1 燃烧系统计算结果

根据上节中提到的燃烧系统（燃烧室、喷油器和涡流比）的匹配组合以及供油参数设置，在常用工况点下进行 DoE 计算，TCCE 和排放的对比结果如图 2 所示。根据客户提出的 NO_x 排放目标值，反推 SCR 转换效率为 90%~95%时，NO_x 裸机排放要求在 3~6g/kWh 之间。因此，在该范围内寻求 TCCE 最低的配置。由图 2 可以看出，P1 燃烧室效果较好。

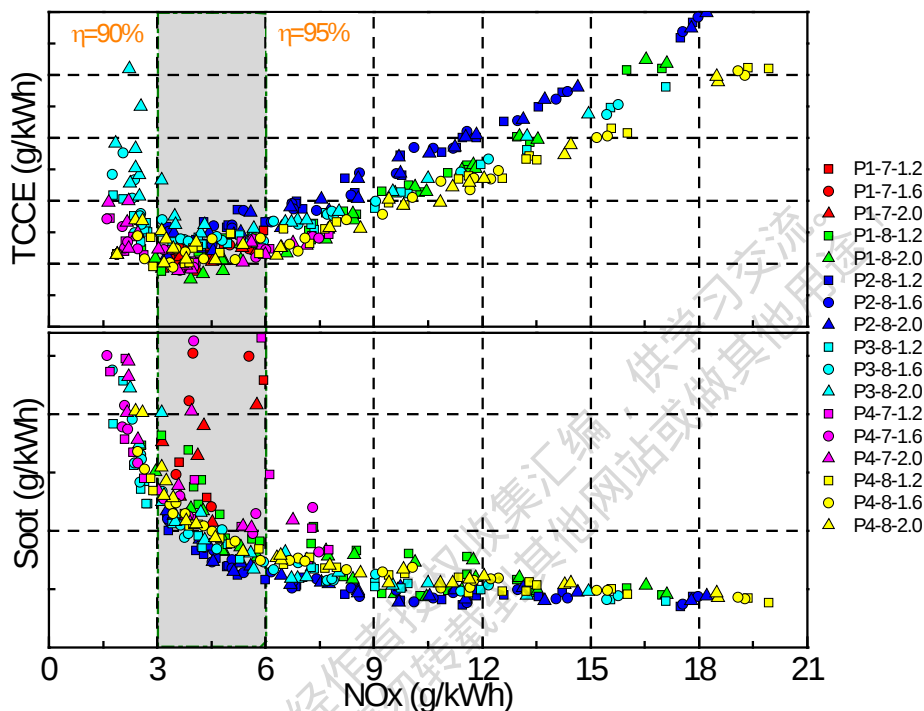


图 2 不同燃烧室的 NO_x-FC 的计算结果

P1 燃烧室匹配 1.2 和 2.0 涡流比的 DoE 计算结果如图 3、4 所示，其中图 3 对比了不同涡流比的计算结果，图 4 展示了爆发压力的结果。可以看出，高效 SCR 转化效率在 90%~95%之间的爆压值范围为 12MPa~13MPa。

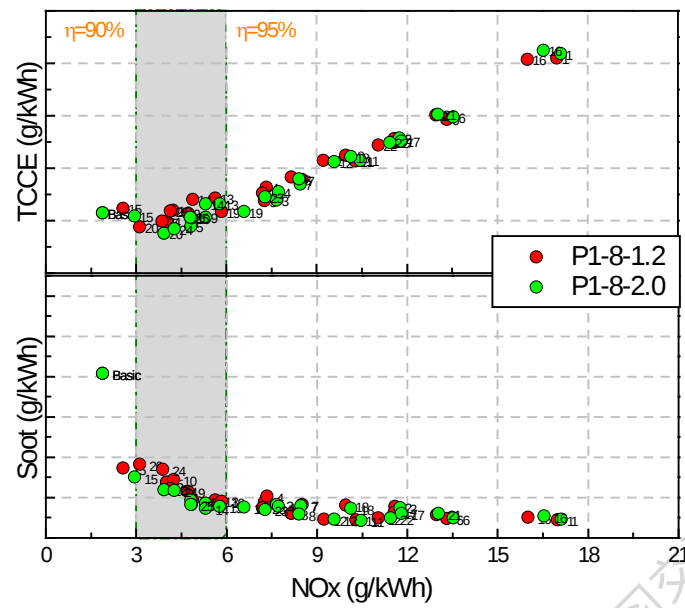


图3 不同涡流比的计算结果

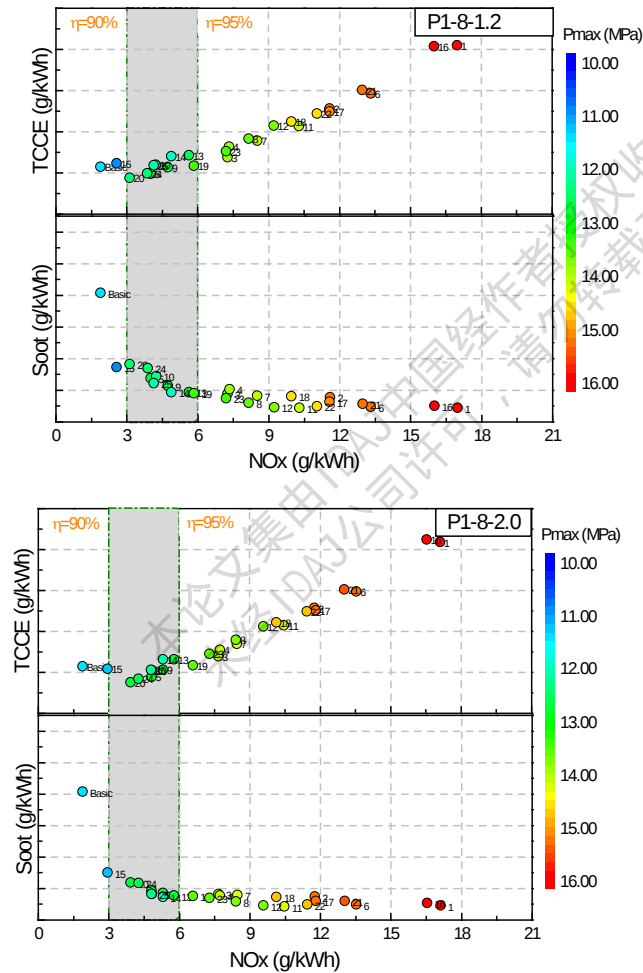


图4 爆压结果分析

在 NOx 排放 3~6g/kWh 的范围内，选取最优的喷油器配置及供油参数，如表 2 所示。

表 2 最优喷油器配置及供油参数

喷油器孔数 (-)	喷油器流量(ml/(30s))	喷油器锥角(°)	喷油提前角(deg)	轨压 (bar)
8	Q_c	147	-5.2	727

选用该配置, 将涡流比设置为 1.6, 验证 P1 燃烧室在常用工况下的经济性和排放性, 如图 5 所示。可以看出, 涡流比 2.0 相比涡流比 1.2 有利于降低 TCCE 和 Soot 排放。考虑到增大涡流比会降低气道的流通能力, 导致柴油机性能恶化, 保守推荐涡流比 1.6。

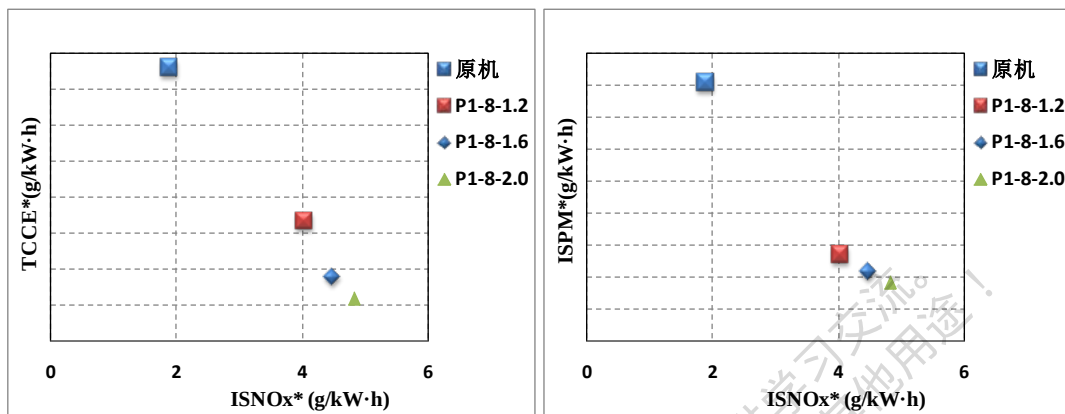


图 5 常用工况点不同涡流比的计算结果

4.1 可行性验证

根据上述分析, 推荐配置为 P1 燃烧室、1.6 涡流比和喷油器 (8holes* Q_c *147°)。采用该配置在四个工况点验证可行性, 并与原机配置对比, 结果如图 6 所示。可以看出, 与原机相比, 推荐配置在四个工况下 TCCE 和 PM 排放均有较大幅度的降低, 故推荐此配置。

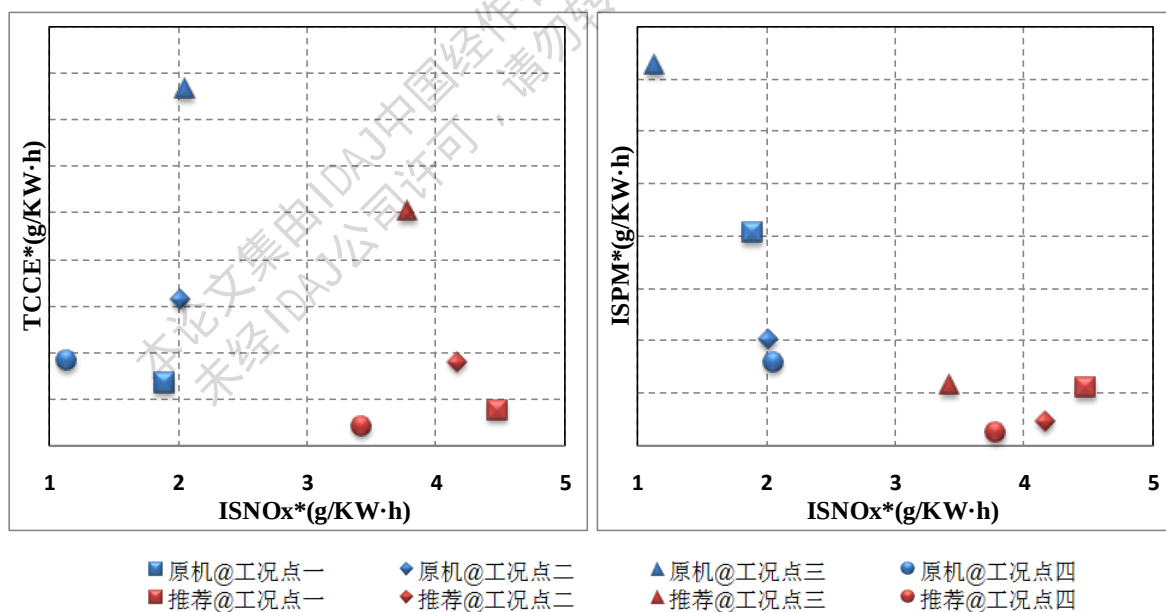


图 6 推荐配置四个工况点的验证结果

5. 结论

基于 DoE 的方法, 运用三维仿真软件 CONVERGE 对某高效 SCR 柴油机进行了燃烧系统优化, 得到如下结论:

(1) P1 燃烧室在高效 SCR 转化效率为 90%~95%时有较低的 TCCE 值, 此时对应的爆压范围为 12MPa ~13MPa。

(2) 通过燃烧系统的匹配, 可以较大幅度降低 TCCE 和 PM 排放。

参考文献

- [1]谭理刚.柴油机 SCR 系统喷射雾化及催化转化数值仿真与试验研究[D]. 湖南: 湖南大学, 2012:50
- [2]林学东.车用柴油机燃烧系统参数优化及其流动分析[M]. 吉林: 吉林大学, 2004:117
- [3]周龙保.内燃机学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.8
- [4] Gosman A D, Johns J R. Computer Analysis of Fuel-Air Mixing in D.I.Diesel Engine. SAE 800091, 1980

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编, 供学习交流。
未经IDAJ公司许可, 请勿转载到其他网站或做其他用途!

基于某直喷柴油机的缸内燃烧数值计算方法研究

周鹏飞 刘永丰 曲栓

(中国北方发动机研究所, 天津 300400)

摘要: 基于某直喷柴油机研究了输运参数 (普朗特数、施密特数)、缸内初场湍流时间尺度等对缸内燃烧的影响, 从缸压曲线、放热率、燃烧效率等方面进行了对比分析。结果表明, 普朗特数的改变对缸内燃烧的计算结果影响很小; 最高燃烧压力、累积放热率、燃烧效率等随着施密特数的减小而逐渐增大。湍流时间尺度不变, 等倍率改变初场湍动能和耗散率, 对计算结果的影响较小; 湍动能不变, 等倍率改变初场耗散率 (湍流时间尺度变小), 对计算结果影响较大。

关键词: 输运参数; 湍流时间尺度; 缸内燃烧

随着计算机技术的快速发展, 柴油机缸内过程三维数值模拟在预测柴油机性能、指导燃烧系统设计等方面发挥了前所未有的作用, 它可以代替部分发动机试验, 在设计初期进行参数优选, 从而大大缩短柴油机的研制周期, 降低开发成本。在直喷式柴油机三维模拟计算方面, 已开展了大量的研究工作, 取得了较多的成果, 并将研究成果应用于产品改造中^[1]。本文着重研究了输运参数、缸内初场湍流时间尺度等对计算结果的影响, 为更准确地模拟直喷式柴油机的喷雾及燃烧过程, 以及指导直喷式柴油机的参数优化奠定基础。

1 计算模型

本文采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型、KH-RT 雾化模型以及 CTC 燃烧模型来模拟缸内的流动、雾化和燃烧的过程, 具体表达式可参阅文献2。下面只列举输运参数 (普朗特数、施密特数) 涉及到的控制方程以及 RNG $k-\varepsilon$ 湍流方程。

1.1 控制方程

组分扩散方程:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial \gamma_m}{\partial x_j} \right) + S_m$$

其中, u 是速度, ρ 是密度, ρ_m 是组分密度, γ_m 是组分质量分数, D 是质量扩散系数, S_m 是源项。

能量输运方程:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial \gamma_m}{\partial x_j} \right) + S$$

其中, ρ 是流体密度, γ_m 是流体中各组分的质量占比, D 是质量扩散系数, S 是源项, P 是压力, e 是比内能, K 是热传导率, h_m 各组分的焓, σ_{ij} 是应力张量, T 是温度。

除了对流和扩散项, 能量方程还包含其余五项: 一、压力项 $-p \frac{\partial u_j}{\partial x_j}$, 用于表征压缩和扩张 (对于不可压缩流动, 此项一直为 0); 二、粘性耗散项 $\sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$, 用于表征湍动能通过粘性耗散变为热量; 三、热传导项, 用于表征缸内传热 $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right)$; 四、组分扩散项 $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial \gamma_m}{\partial x_j} \right)$, 用于表征由于组分扩散引起的能量传递。五、源项 S , 用于用户添加特殊能量源项以及湍流扩散。

1.2 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型

湍动能 k 方程:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + S_s$$

湍动能耗散率 ε 方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \varepsilon}{\partial x_i} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - \left[\frac{2}{3} C_1 - C_3 + \frac{2}{3} C_\mu C_\eta \frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \\ & + [(C_1 - C_\eta) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \sigma_{ij} - C_2 \rho \varepsilon + C_s S_s] \frac{\varepsilon}{k} \end{aligned}$$

其中, $C_\eta = \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$ 。

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} |S_{ij}|$$

S_{ij} 是应变率张量, 有

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right)$$

S_s 考虑了燃油喷射对缸内湍流的影响。在 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型中, 参数设置如表 1 所示:

表 1 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型参数设置

参数	C_1	C_2	C_3	C_μ	β	η_0	C_s
数值	1.42	1.68	-1	0.0845	0.012	4.38	0

1.3 输运参数

普朗特数 (Pr_t):

当采用 RNG 湍流模型时, 热传导率 K 就会变为湍流热传导率:

$$K_t = K + c_p \frac{\mu_t}{Pr_t}$$

其中, Pr_t 是湍流普朗特数, μ_t 是动力粘度。

施密特数 (Sc_t):

同时, 采用 RNG 湍流模型时, 质量扩散系数 D 变为:

$$D_t = \frac{\nu_t}{Sc_t}$$

其中, Sc_t 为湍流施密特数, ν_t 为运动粘度。

2 模型计算及分析

2.1 模型介绍

本文应用 Converge 软件模拟了某直喷柴油机的缸内工作过程。以压缩阶段-126°CA 开始计算, 完全燃烧后 120°CA 终止, 包括压缩、做功两个工作过程。喷油时刻为-21°CA, 喷油持续期 25.5°CA。气缸模型的网格结构如图 1 所示。

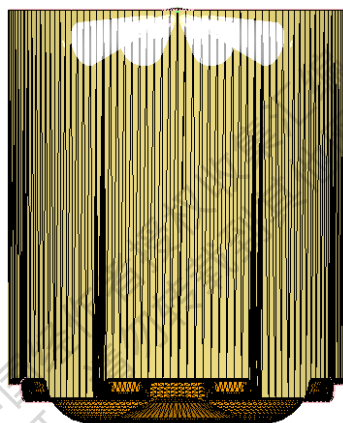


图 1 气缸模型的网格结构

2.2 普朗特数计算结果的影响

从控制方程中可以看出, Pr_t 数主要通过影响热传导率 K 来影响能量输运方程, 从而对缸内燃油的蒸发、热传导等产生影响。不同 Pr_t 数下的计算结果如图 2、3 所示。

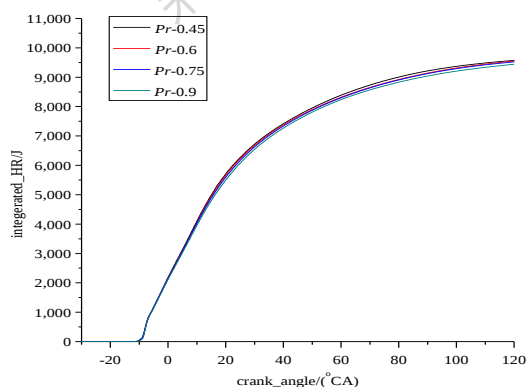


图 2 不同 Pr_t 数下累积放热率的对比

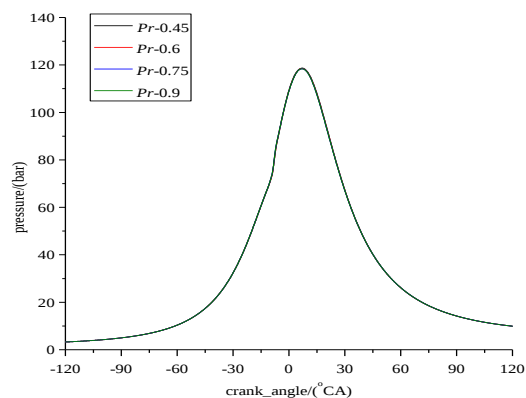


图 3 不同 Pr_t 数下缸压曲线的对比

软件默认 Pr_t 数为 0.9, 推荐范围是 0.5~1.0。随着 Pr_t 数的增大, 累积放热率下降了 0.5%, 最高燃烧压力下降了 0.272bar。可以看出, Pr_t 数的改变对计算结果的影响很小。

2.3 施密特数对计算结果的影响

Sc_t 数主要通过影响质量扩散系数 D 来影响组分输运方程和能量输运方程, 从而对缸内燃油的扩散速度以及组分扩散导致的能量传递等产生影响。不同 Sc_t 数下的计算结果如图 4、5 所示。

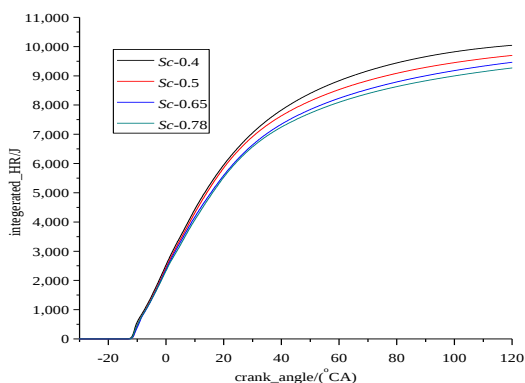


图 4 不同 Sc_t 数下累积放热率的对比

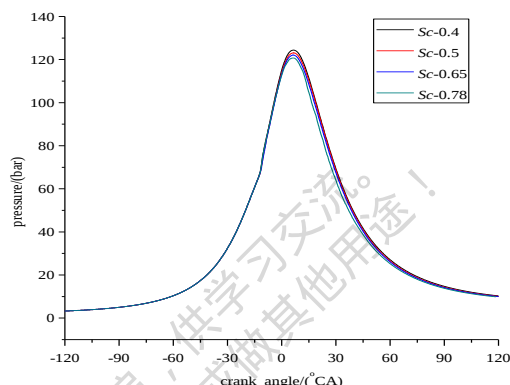


图 5 不同 Sc_t 数下缸压曲线的对比

软件默认 Pr_t 数为 0.78, 推荐范围是 0.5~1.0。随着 Sc_t 数的变大, 累积放热率下降了 7.7%, 最高燃烧压力下降了 3.66bar。可以看出, 对计算结果的影响较大。

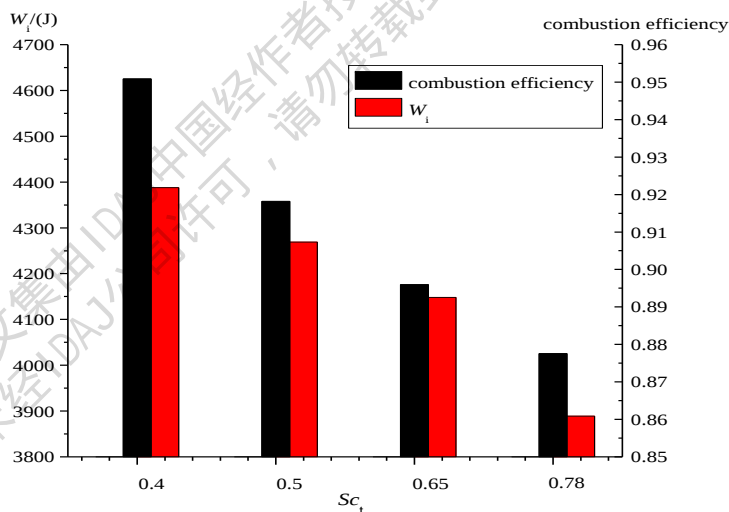


图 6 Sc_t 数对高压循环指示功和燃烧效率的影响

从图 6 也可以看出, 随着 Sc_t 数的增大, 高压循环指示功下降了 11.37%; 燃烧效率从 95% 下降到了 87.7%。在仿真计算时 Sc_t 数是必须要考虑的参数之一。

2.4 湍流时间尺度的影响

湍流时间尺度:

$$\tau = C_m \frac{k}{\varepsilon}$$

其中, C_m 为常数, k 为湍动能, ε 为湍动能耗散率。

(1) 等倍率改变初场 k 和 ε (τ 不变)

通过带进气道和气门的模型计算, 缸内初场的 $k = 70\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$, $\varepsilon = 30000\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$ 。按 0.5 倍、0.3 倍、0.1 倍、0.03 倍等倍率改变初场 k 和 ε , 计算结果如图 7、8 所示。

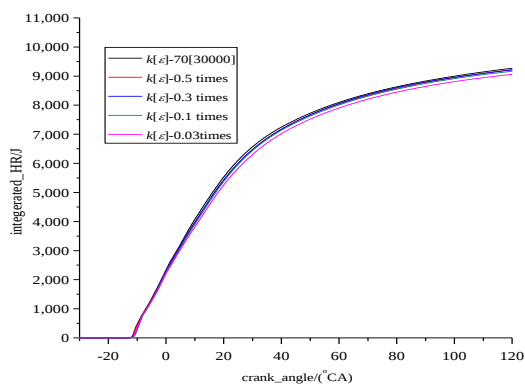


图 7 τ 不变下累积放热率的对比

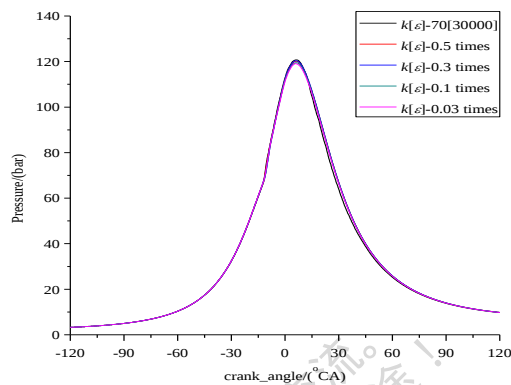


图 8 τ 不变下气缸压力的对比

可以看出, 等倍率改变初场 k 和 ε (相差 30 倍), 也即 τ 不变, 对计算结果基本没有影响。

(2) 初场 k 不变, 等倍率改变 ε (τ 改变)

保持 $k = 70\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ 不变, 按 0.5 倍、0.3 倍、0.1 倍、0.03 倍等倍率改变 ε , 计算结果如图 9、10 所示。

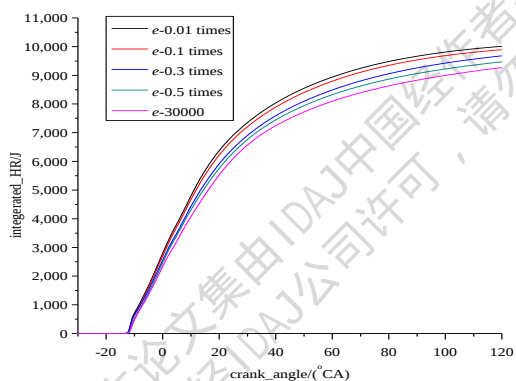


图 9 τ 改变下累积放热率的对比

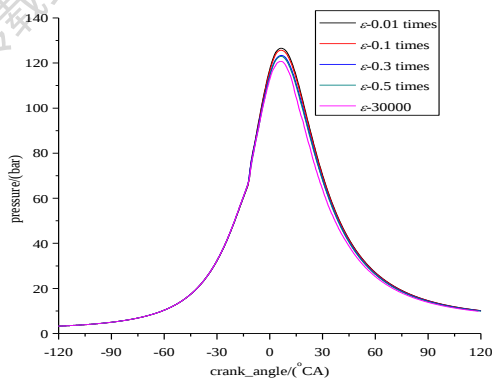


图 10 τ 改变下缸压曲线的对比

可以看出, 随着 τ 的减小 (相差 30 倍), 累积放热率下降了 7.4%, 最高燃烧压力下降了 5.83bar。

综合 (1) 和 (2), 湍流时间尺度 τ 对计算结果的影响较大。采用无进气道和气门的气缸模型与试验结果进行校验时, 需要考虑 τ 的影响。

2.5 仿真结果与试验结果的对比分析

通过调整 Sc_t 数和 τ , 和试验结果进行了对比, 如图 11、12 所示。

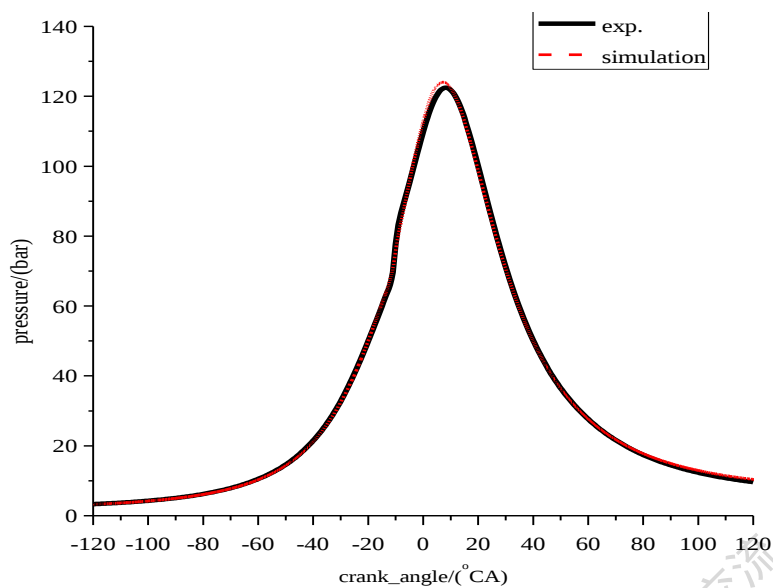


图 11 仿真结果与试验结果的对比

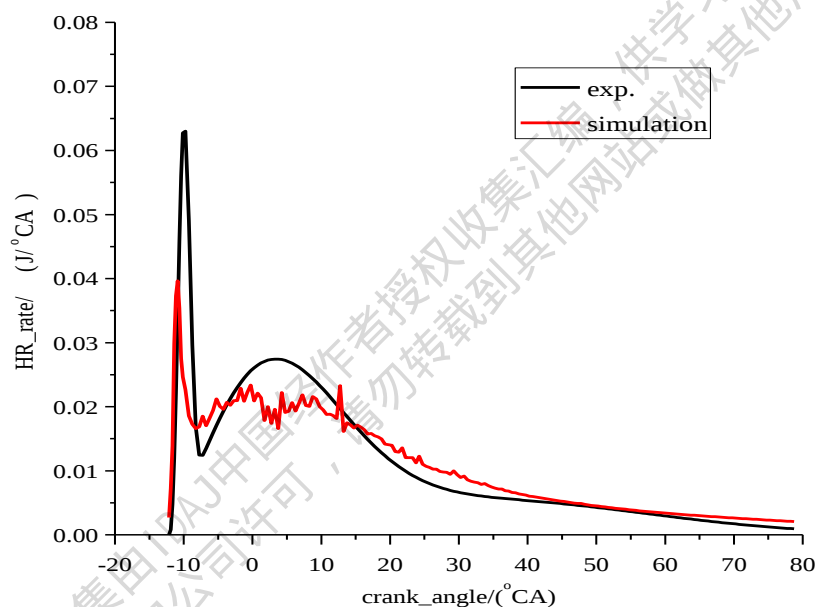


图 12 瞬时放热率的对比

由图 11 可以看出, 仿真结算得到的缸压曲线与试验结果吻合较好; 图 12 中, 瞬时放热率的曲线与试验结果的趋势基本相同。

3 结论

针对某直喷柴油机的缸内燃烧仿真计算方法研究, 主要得出了如下结论:

(1) Pr_t 数主要影响能量方程中的热传导率 K , 在 0.45~0.9 的范围内对最终计算结果的影响小于 2%。

(2) Sc_t 数主要影响组分输运方程和能量输运方程中的质量扩散系数 D , 进而对缸内燃油的扩散速度以及组分扩散导致的能量传递等产生影响, 在 0.4~0.78 范围内对最终计算结果的影响大于 10%。

(3) 在不考虑进气道和气门的模型中, 缸内初场的湍流时间尺度 τ 对计算结果影响大于 7% (τ 改变 30 倍); 初场 τ 不变, 等倍率改变 k 和 ε (30 倍), 对计算结果的影响小于 2%。

[1] De Risi A, Donateo T, Laforgia D. Optimization of the combustion chamber of direct injection diesel engines[R]. SAE Paper, 2003-01-1064. Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers Inc, 2003.

[2] Converge theory manual. 2014.

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编, 供学习交流。
未经IDAJ公司许可, 请勿转载到其他网站或做其他用途!

基于并行计算和简化机理的高压共轨柴油机燃烧系统 CFD 数值模拟

CFD numerical study of high pressure common rail diesel engine combustion system based on parallel computing and simplification mechanism

李富柏, 王志, 任烁今, 郭恒杰, 帅石金

(清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室北京 100084)

摘要: 本文利用探索 100 并行计算平台, 基于 CFD 软件 CONVERGE, 建立了高压共轨柴油机燃烧系统模型, 并行计算了柴油机喷雾燃烧工作过程, 结果表明, 在同一节点上随着并行核数的成倍增加, 计算加速十分明显, 计算时间几乎成倍减少; 同时燃烧和排放特性均能保持足够的精度, 但跨越节点并行时计算速度反而变慢。在此基础上, 又研究了喷雾破碎 KH 模型的模型常数对燃烧排放过程的影响, 并根据试验结果对模型进行了标定。基于标定后的模型, 进行变发动机运行参数研究了涡流比、喷油时刻、喷油压力和 EGR 率对该柴油机燃烧排放特性的影响规律。

关键词: CFD, 并行计算, 柴油机, 燃烧系统, 数值模拟

Abstract: The research employed a CFD software CONVERGE, based on parallel computing platform “explore 100”, to establish a high pressure common rail diesel engine combustion system model and parallelly compute the spray and combustion process, the results show that on the same node with the increasing numbers of parallel cores, computing time reduced significantly, meanwhile combustion and emission characteristics kept sufficient accuracy, but parallel calculation across nodes slowed down the speed. On this basis, the influence on the combustion and emissions varying the model constants of KH model was also studied and the model was calibrated according to the experiment results. Lastly based on the calibrated model, the effects of variable engine operating parameters on swirl ratio, injection time, injection pressure and EGR rate on the diesel engine combustion and emission characteristics are studied.

Key words: CFD, parallel computing, diesel engine, combustion system, numerical simulation

1. 引言

随着计算机计算能力的提高和化学反应动力学的发展, CFD 耦合化学反应动力学数值模拟方法已广泛应用于内燃机缸内流动、喷雾和燃烧的三维数值模拟, 成为发动机设计研发和优化有效的手段。内燃机缸内流动、喷雾和燃烧是一个非常复杂的物理化学过程, 具有高温、高压、强湍流和气液两相交交互等特点。运用 CFD 方法模拟内燃机工作过程的精度和效率很大程度上取决于各计算子模型的参数和并行计算能力。本文利用探索 100 并行计算平台, 基于一台高压共轨柴油机燃烧系统, 测试了并行计算的效率和精度, 并在此基础上变模型参

数和运行参数研究柴油机燃烧排放特性的规律。

2. 计算模型

2.1 计算网格

该研究基于一台长城高压共轨单缸柴油机(GW4D20),运用三维 CFD 软件 CONVERGE,进行了缸内喷雾、燃烧和排放过程的三维数值模拟。表 1 所示为该发动机的部分参数,由于 7 个孔喷油均匀分布,为减少计算时间,本研究采用如图 1 所示的 51.43° 扇形计算域。为了进一步简化计算,只模拟从发动机进气门关(上止点前 130°CA)到排气门开(上止点后 94°CA)这一阶段缸内工作过程。计算过程中网格可根据缸内流场中参数(如温度、浓度等)的梯度变化而自适应加密(AMR)。图 2 显示了网格随温度梯度自适应加密的过程。计算模型的初始网格尺寸为 1.4mm ,整个计算过程中可达 0.175mm 的最小网格尺寸和 20 万左右的最大网格数目。

表 1 计算发动机基本参数

参数名称/单位	参数值
缸径/mm	83.1
冲程/mm	92
连杆长度/mm	145.8
压缩比	16.7
计算转速/rpm	1600
涡流比	1.7
喷油系统类型	高压共轨
喷油压力/bar	600
喷油孔数目	7
喷孔直径/mm	0.136
进气相位角	进气早开: 24, 晚关: 50
排气相位角	排气早开: 86, 晚关: 16

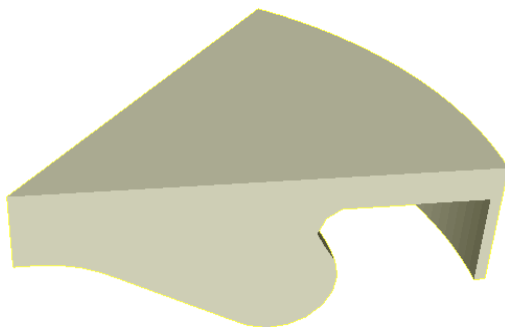


图 1 燃烧室扇形计算

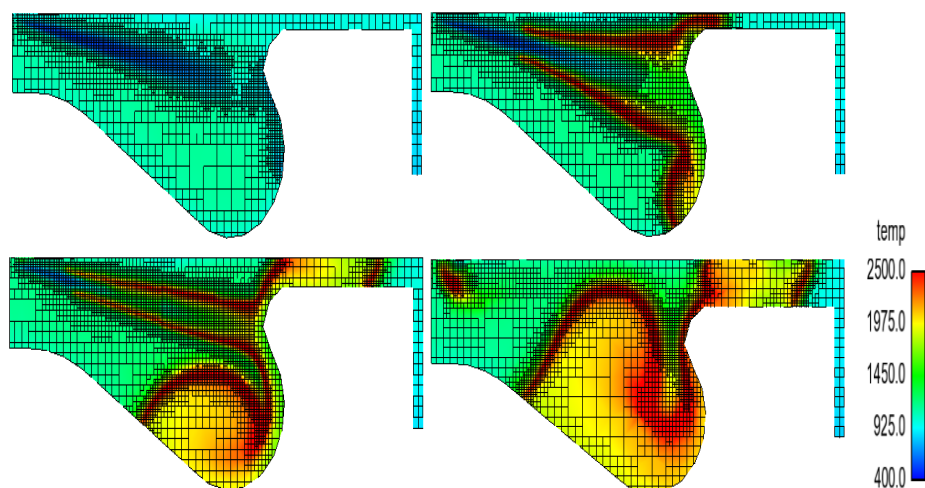


图 2 自适应网格加密现象 (AMR)

2.2 喷雾、燃烧和排放模型

计算中破碎模型采用 KH-RT 模型, 即 Kelvin-Helmholtz 模型和 Rayleigh-Taylor 模型[8] 共同模拟液滴的破碎过程。燃烧模型采用 CONVERGE 自带的 SAGE-MZ 详细化学动力学模型, 在燃烧模拟中耦合简化的 PRF 机理 (CHEMKIN 格式), 该机理包含 47 种组分和 142 个反应。排放模型中 Soot 模型采用 Hiroyasu-NSC 经验模型[9, 10], NO_x 模型采用 Extended Zeldovich 模型。

2.3 初始和边界条件

表 2 给出了计算模型的初始和边界条件, 其中初始条件主要包括缸内初始压力、缸内初始温度。边界条件主要包括缸盖顶温度、活塞顶温度和气缸壁面温度。

表 2 计算模型初始和边界条件

参数名称/单位	参数值
初始温度/K	450
初始压力/bar	2.1
燃烧室顶温度/K	500
气缸壁温度/K	450
活塞顶温度/K	450

3. CFD 并行计算效率和精度分析

3.1 并行计算加速对比

并行计算测试中, 基于探索 100 并行计算平台, 对相同算例采用不同 CPU 核数并行计算, 探索 100 并行计算平台的每个节点为双 CPU 共 12 个核。研究共测试了 1、4、8、12

和 16 个核的并行计算效率。结果如表 3 所示，其中花费用按 0.1 元/核时计算。图 3 给出了时间和综合费用随着并行核数增加的变化趋势。很明显，在同一个节点上并行计算时，随着并行核数成比例增加，计算时间几乎成比例减少，同时综合费用小范围增加；但当跨越节点并行计算时，由于受节点间信息传递的影响，此时并行核数增加，计算时间反而显著增多，也明显提高了计算成本。可见在单个节点上并行并最大化使用单节点的核数能取得时间和费用上的综合最优。

表 3 不同并行 CPU 核数计算时间及花费

并行核数/个	1	4	8	12	16
计算时间/h	134.9	39.1	20.4	15.5	36.6
花费/元/核时	13.49	15.64	16.32	18.6	58.56

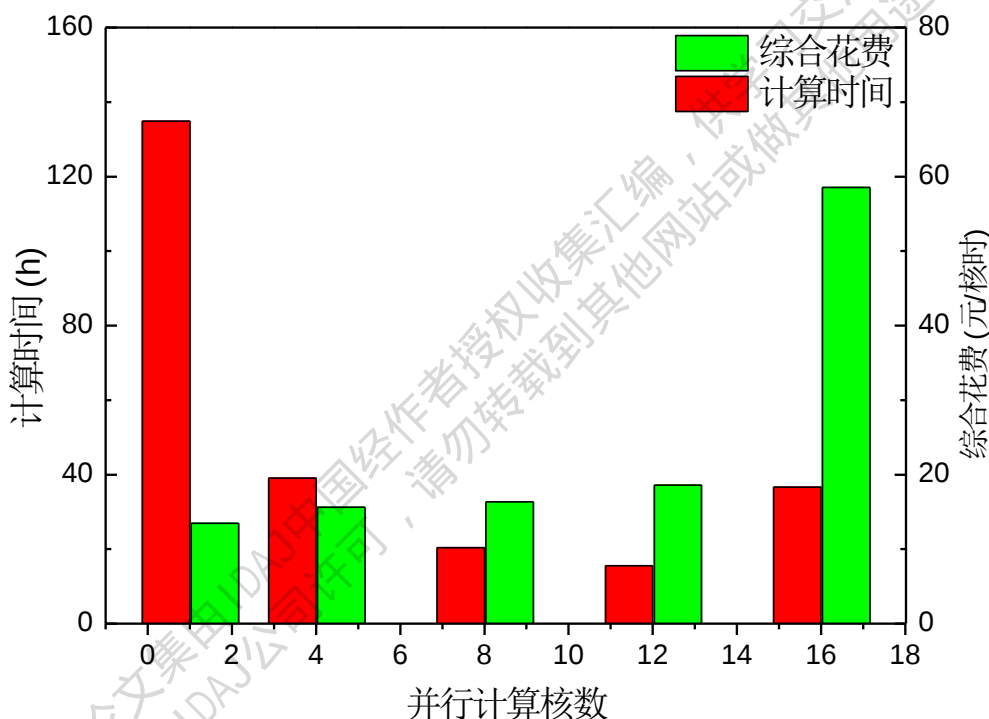


图 3 不同并行 CPU 核数计算时间及综合花费柱状图

3.2 多核并行计算精度对比

图 4, 5 分别表示不同并行计算核数的缸压、放热率、湍动能、HC、CO、NO_x 和 Soot 随曲轴转角的变化，可以看出各曲线良好重合；图 6 显示了不同并行计算核数下在排气门开时刻 HC、CO、NO_x 和 Soot 的值，可以看到不同并行计算核数时各排放的值存在着一定的偏差，尤其是被重点关注的 Soot 排放，与单核串行计算相比，其相对偏差达 7%，主要因为并行计算时计算域根据并行核个数进行分块，而块与块之间存在着数据传递及误差舍入的差异。这也说明 Converge 在并行计算精度上有进一步优化的空间。总的来说，多核并行计算一种有效预测发动机工作过程的高效方法。

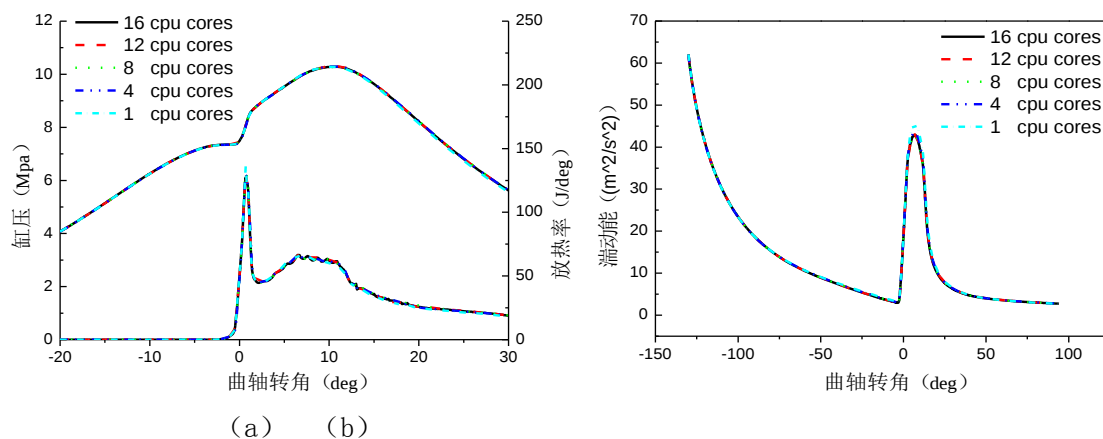


图 4 不同并行核数计算的缸压、放热率和湍动能随时间变化

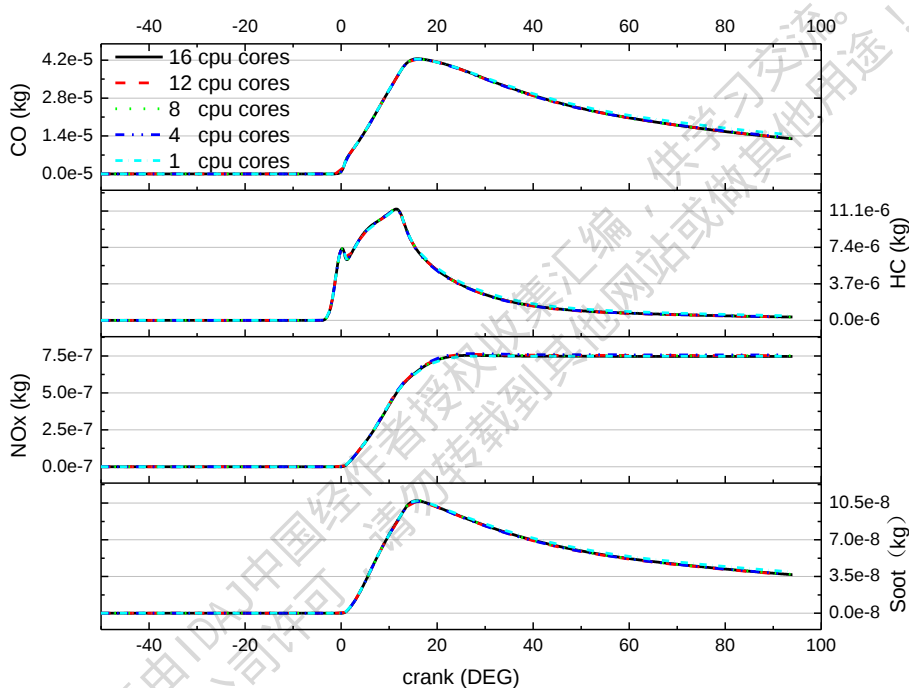


图 5 不同并行核数计算的排放性能随时间变化

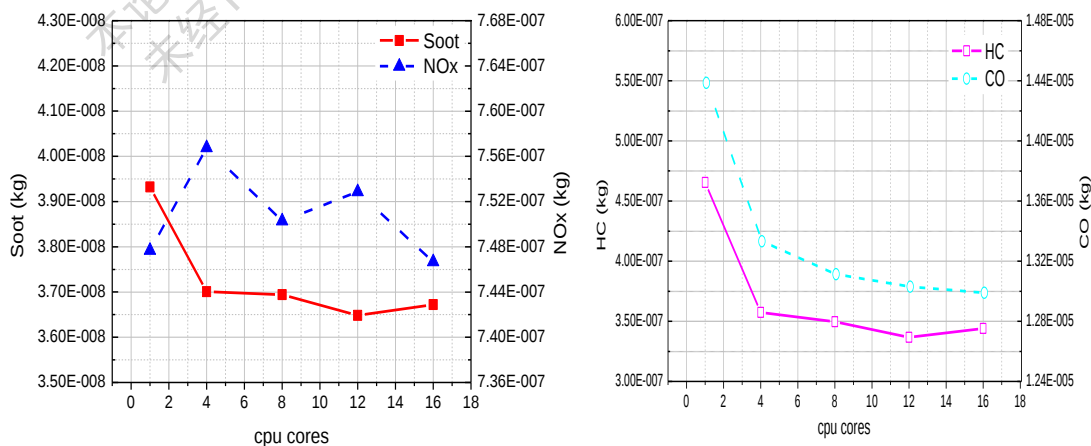


图 6 不同并行计算核数排气门开时刻排放性能指标

4. 喷雾模型常数的影响与模型标定

4.1 KH 模型

Kelvin-Helmholtz 模型[3, 4-5]主要描述当射流表面 KH 不稳定波的增长达到一定波长后液滴就会从液体表面剪切下来。通过不稳定分析, 得出了不稳定波形成频率和波长。其计算公式如下:

$$\Lambda_{KH} = \frac{9.02r_0((1+0.45\sqrt{Z})(1+0.4(T))^{0.7})}{(1+0.865We_g^{1.67})^{0.6}} \quad (1)$$

$$\Omega_{KH} = \frac{0.34+0.385We^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l r_0^2}} \quad (2)$$

式中: $We_g = \rho_g w^2 r_0 / \sigma$ 是气相韦伯数; σ 是表面张力系数; $Z = (We_l)^{0.5} / Re_l$ 是液相的奥内佐格数; $We_l = \rho_l w^2 r_0 / \sigma$ 是液相的韦伯数; $Re_l = \rho_l W r_0 / \mu_l$ 是液相雷诺数; $T = Z(We_g)^{0.5}$ 是泰勒数; 在 KH 模型中, 新液滴的半径假设与不稳定波长成正比:

$$r_{KH} = B_0 \Lambda_{KH} \quad (3)$$

式中: B_0 是模型尺寸常数; 在破碎过程中母液滴的半径随时间的变化率:

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{r_0 - r_{KH}}{\tau_{KH}}, \quad r_{KH} < r_0 \quad (4)$$

式中: τ_{KH} 是 KH 模型的破碎时间; 计算公式为:

$$\tau_{KH} = \frac{3.788 B_0 r_0}{\Omega_{KH} \Lambda_{KH}} \quad (5)$$

4.2 破碎时间常数 (time constant)

模拟了三个不同的破碎时间常数对燃烧和排放性能的影响, 图 7 显示的是不同破碎时间常数下的缸压和放热率曲线, 很明显大时间常数会缩短滞燃期, 提前着火, 减少预混燃烧; 图 8 表示三种时间常数下的累积放热量, 总量依次降低; 图 9 显示了 CO、HC、NO_x 和 Soot 变化趋势; 图 10 描述了油滴在破碎过程中的粒径及时空分布; 图 11 和图 12

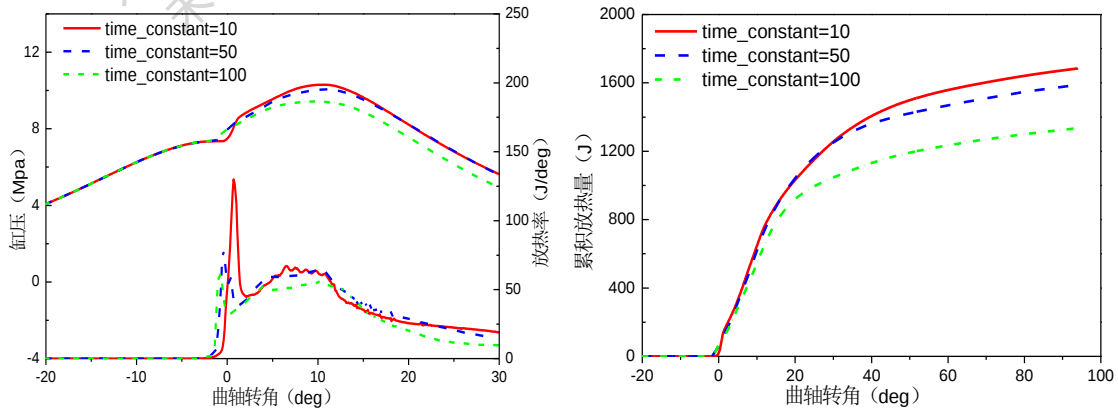


图 7 不同破碎时间常数下的缸压和放热率图 8 不同破碎时间常数下的累积放热量

分别显示了燃烧室内燃空当量比和温度的切片时空分布；可以看出随着时间常数的增大，CO 生成依次降低，但氧化也依次降低，最终排放相差不多；HC 排放依次升高；NO_x 先升高后降低；Soot 排放也依次升高。这是因为根据公式（4）知道时间常数增大，破碎变慢，油滴蒸发吸热少，温度高易于着火，从而滞燃期缩短，滞燃期内形成的可燃混合气变少，预混燃烧降低，扩散燃烧部分增加，NO_x 生成增加，同时浓区增多，Soot 生成上升。但当时间常数过大时，由于破碎极慢，使部分大粒径油滴来不及燃烧或不完全燃烧而排出，促使 HC 急剧升高，同时燃烧温度降低也减少了 NO_x 生成；然而后期的浓区面积大导致 Soot 大量生成。

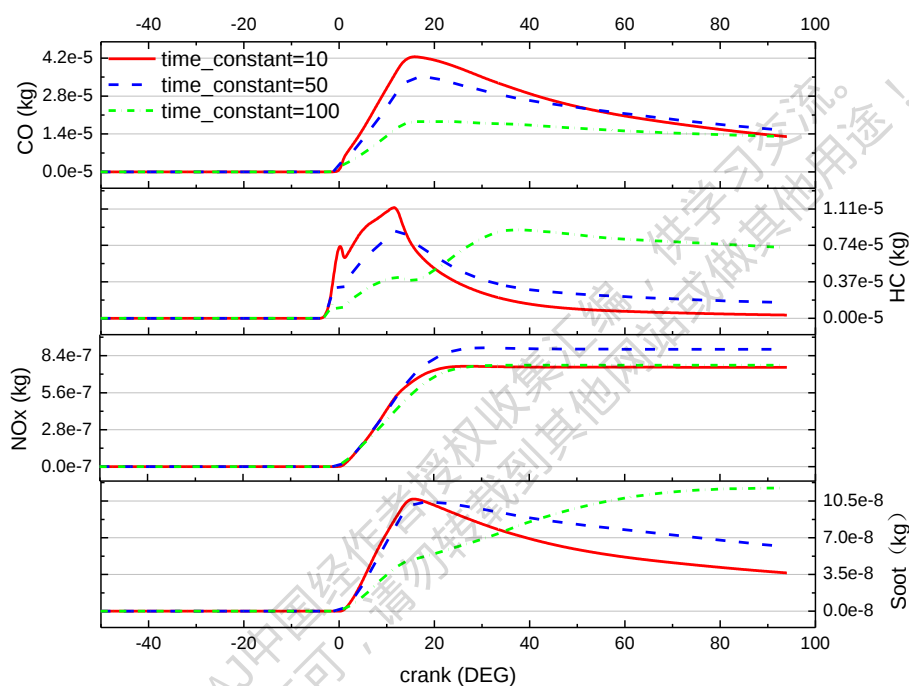


图9 不同破碎时间常数下的排放特性

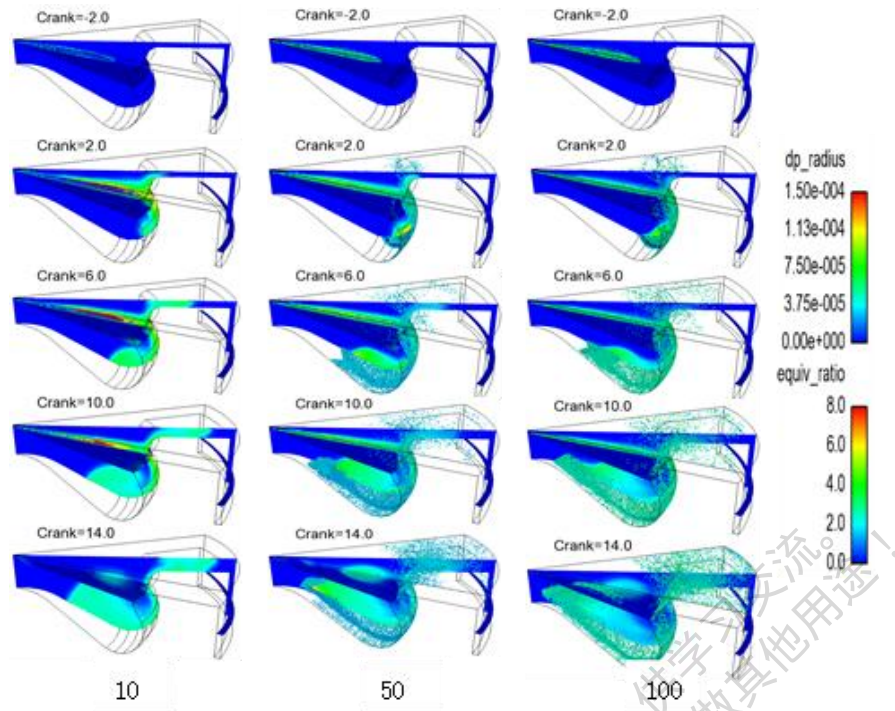


图 10 油滴在破碎过程中的粒径时空分布

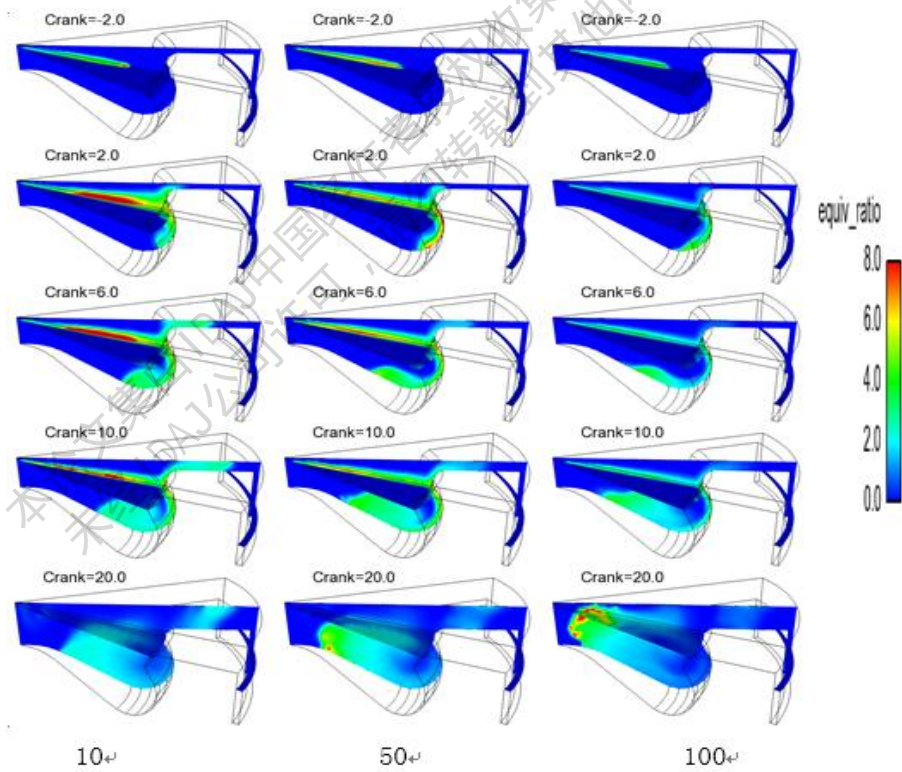


图 11 燃烧室内燃空当量比切片时空分布

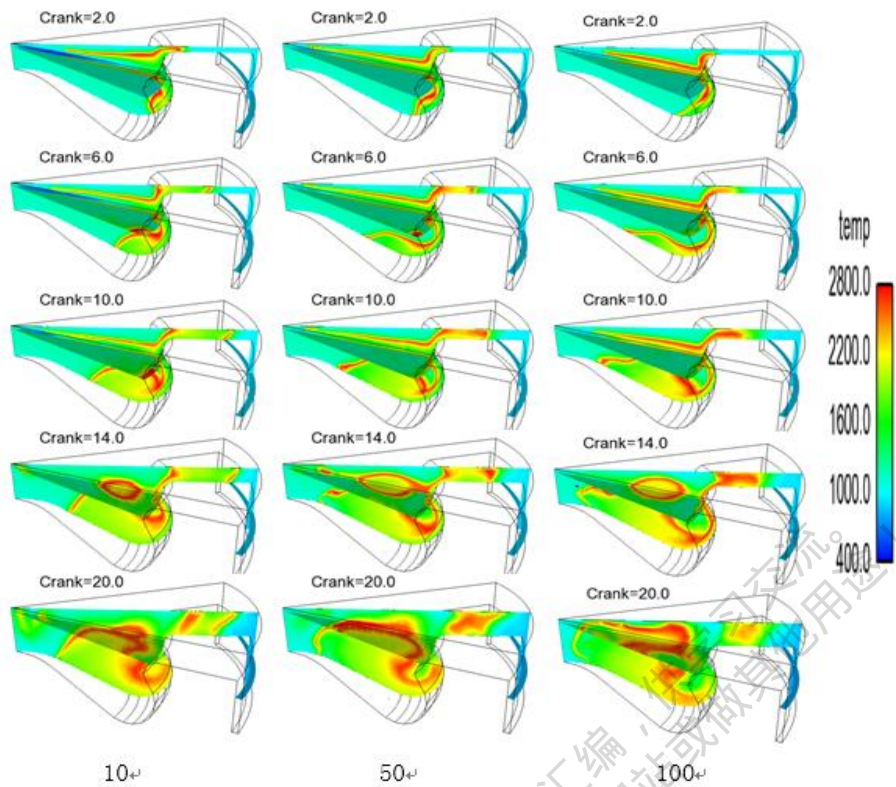


图 12 燃烧室内温度切片时空分布

4.3 破碎尺寸常数 (size constant)

计算了三个不同的破碎尺寸常数对燃烧和排放性能的影响，与时间常数规律类似，根据公式 (3) 可知，大破碎尺寸常数也意味着破碎变慢，破碎时间长，相同时刻油滴粒径大。图 13 的缸压和放热率曲线表明大尺寸常数会缩短滞燃期，减少预混燃烧；图 14 表示的三种尺寸常数递增时累积放热量总量也依次降低；图 15 显示了 CO、HC、NO_x 和 Soot 变化趋势，可以看出过大的尺寸常数，CO 生成明显降低；但 HC 排放显著升高；NO_x 和 Soot 生成降低；图 16 描述了油滴在破碎过程中的粒径及时空分布，很明显大尺寸参数在相同时刻下油滴粒径更大且数目更多。图 17 和图 18 分别显示了燃烧室内燃空当量

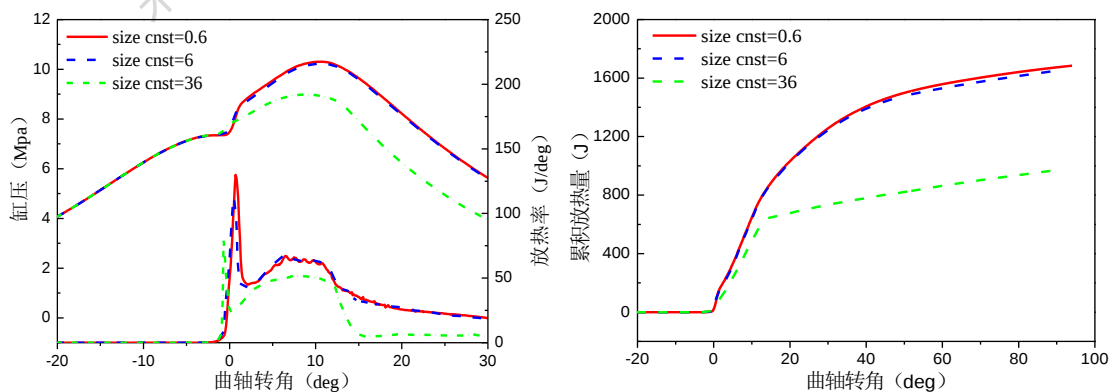


图 13 不同破碎时间常数下的缸压和放热率图 14 不同破碎时间常数下的累计放热量

比和温度的切片时空分布；这些燃烧和排放特征是因为破碎尺寸常数增大，破碎变慢，油滴蒸发吸热少，温度高易于着火，从而滞燃期缩短，滞燃期内形成的可燃混合气变少，预混燃烧降低，但当尺寸常数过大时，由于破碎极慢，使部分大粒径油滴来不及燃烧或不完全燃烧，促使 HC 急剧升高，同时燃烧温度降低也减少了 NO_x 生成；而后期的浓区面积大导致 Soot 大量生成，使得后膨胀阶段的 Soot 量较高。

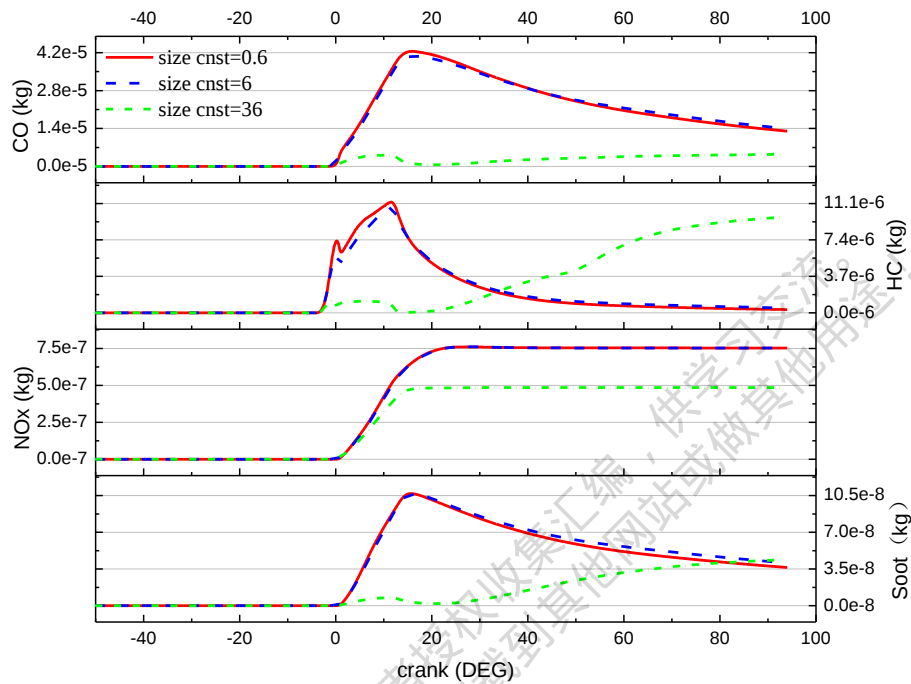


图 15 不同破碎尺寸常数下的排放特性

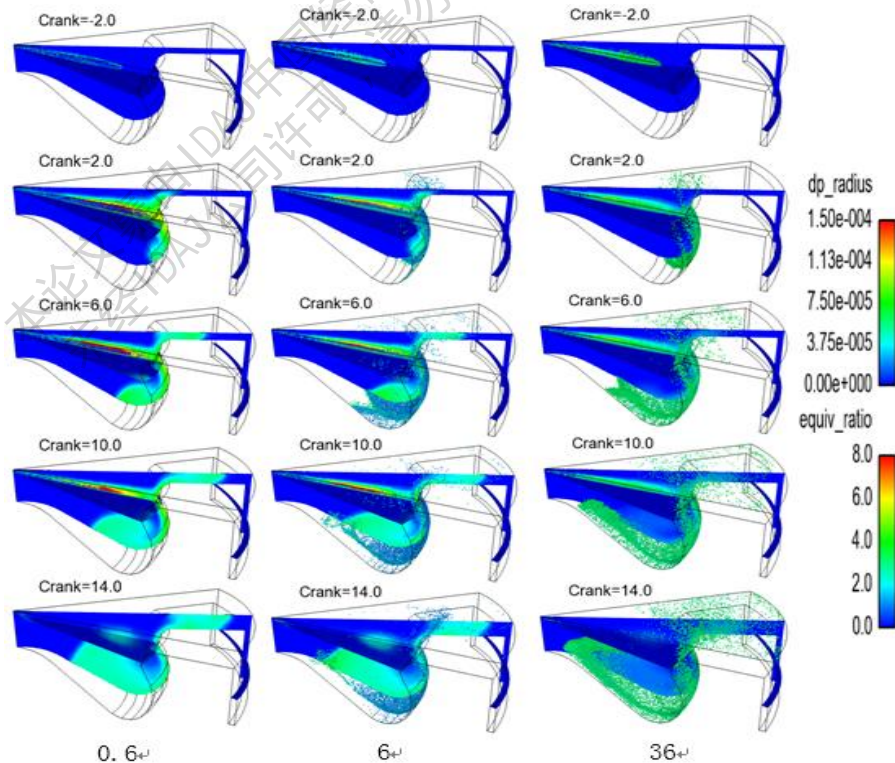


图 16 破碎过程中油滴粒径时空分布

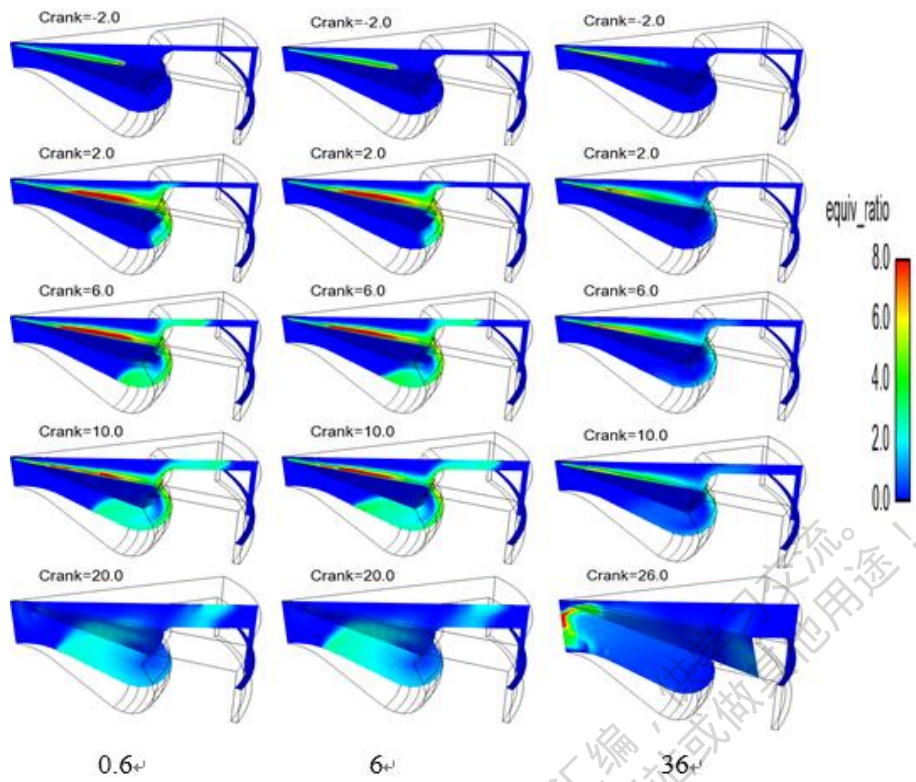


图 17 燃烧室内燃空当量比切片时空分布

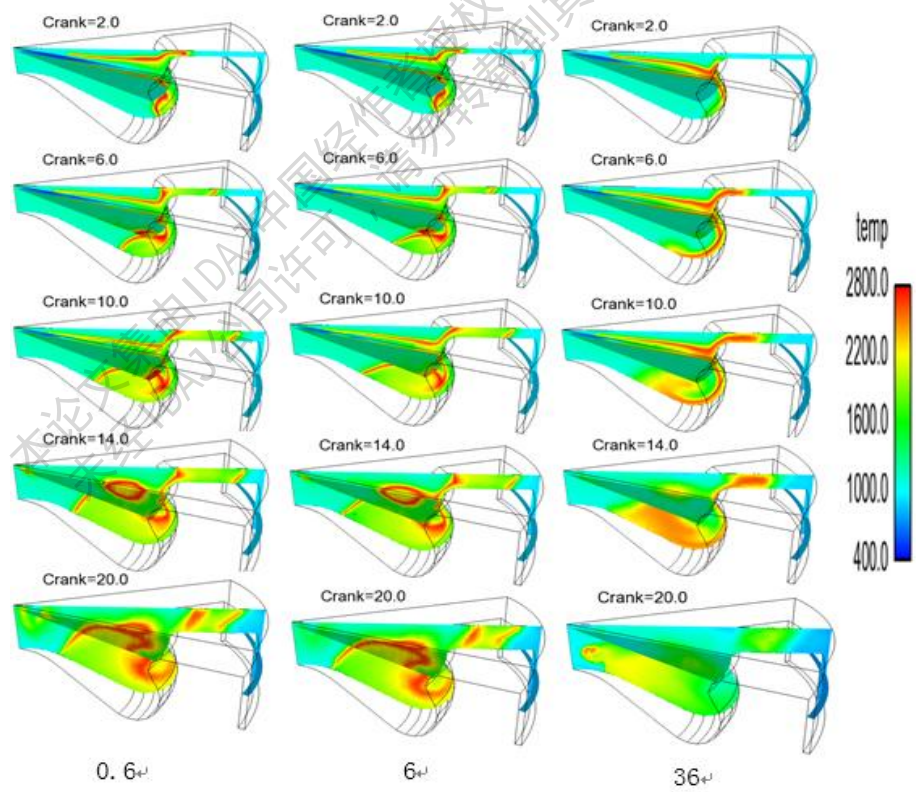


图 18 燃烧室内温度切片时空分布

4.4 模型标定

在此基础上, 根据发动机转速为 1600 r/min, IMEP 为 6bar 时的试验数据对计算模型进行标定, 标定结果如图 20 所示。可以看出在压缩、燃烧和膨胀做功过程中, 模拟计算的缸压和放热率曲线与试验基本吻合, 说明本研究建立的计算模型能够反映发动机燃烧的基本特征, 可以模拟和解析该直喷压燃发动机的工作过程。

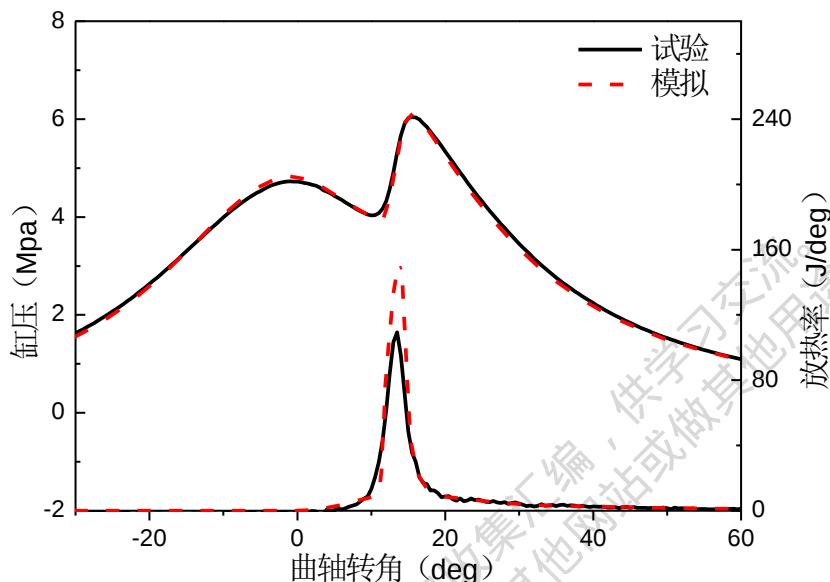


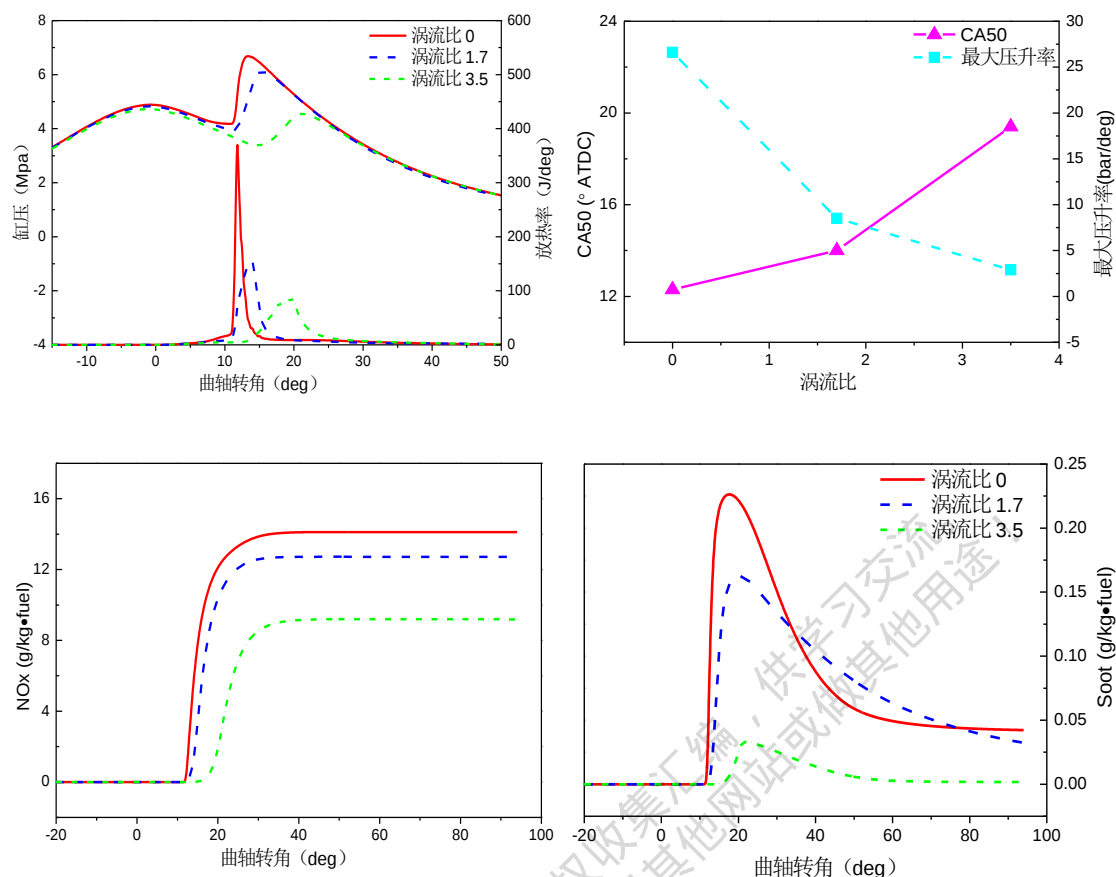
图 12 模拟和实验缸压与放热率曲线

5. 柴油机燃烧系统变参数研究

基于已标定的模型, 通过变运行参数研究了涡流比、喷油时刻、喷油压力和冷却 EGR 率对柴油机燃烧排放特性的影响规律。

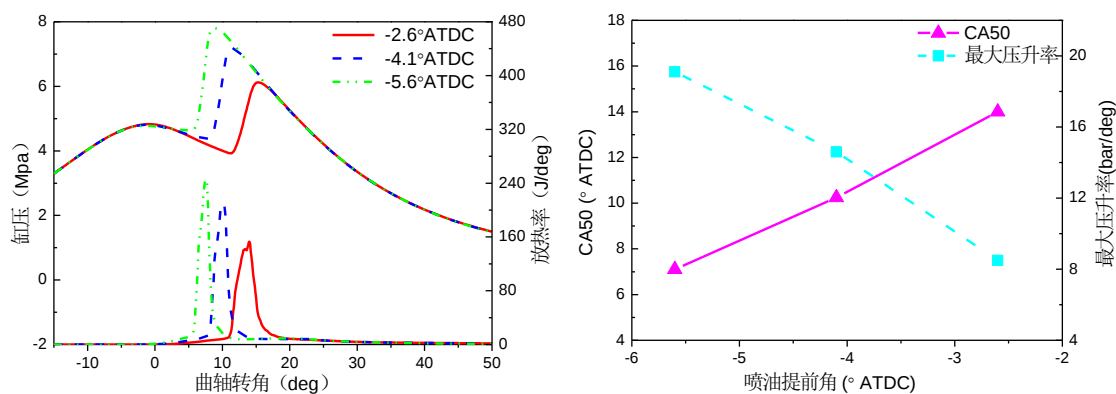
5.1 涡流比

图 13 系列图显示了中小负荷三种不同涡流比下的燃烧和排放特性。可以看出此工况下随着涡流比的增大, 滞燃期延长, 着火时刻推后, 同时燃烧持续期变长, 燃烧变缓慢, 同时燃烧相位也相对后延, 最大压升率下降; 排放上随着涡流比的增大, NO_x 生成相对下降, soot 生成也呈下降趋势。这是因为此工况为中小负荷工况, 燃油喷射较少且喷油压力高, 燃油本身破碎混合良好, 在涡流比为 0 时, 燃烧室喷雾轨迹周围形成局部相对浓区, 易于着火且燃烧迅速, 这使得放热集中快速, 压升率高, 也会造成局部温度较高且偏浓, 如此 NO_x 和 soot 的生成会升高; 而随着涡流比增大, 燃油与空气进一步混合使得燃烧室整个区域混合气相对均匀且较稀, 结果使燃烧放缓, 燃烧温度下降, 压升率减小, 同时 NO_x 和 soot 生成也降低。由此可见在中小负荷时, 涡流比过小, 压升率过高, 排放恶化; 而涡流比过大, 又会使燃烧相位过多后推而影响效率。



5.2 喷油时刻

图 14 系列图显示了中小负荷不同喷油时刻下的燃烧和排放特性。可以看出随着喷油时刻提前，着火时刻提前，燃烧加快，燃烧相位前移，燃烧持续期缩短，最大压升率增大；而排放上 NOx 和 soot 生成都有所增加，不过 soot 的氧化量也增加，因此总的 soot 排放量并未增多。这是因为当喷油时刻提前时，着火和燃烧相位也提前了，这使得燃烧温度相对升高，而升高的温度又进一步加速燃烧，缩短燃烧持续期，造成最大压升率过高，并且燃烧温度上



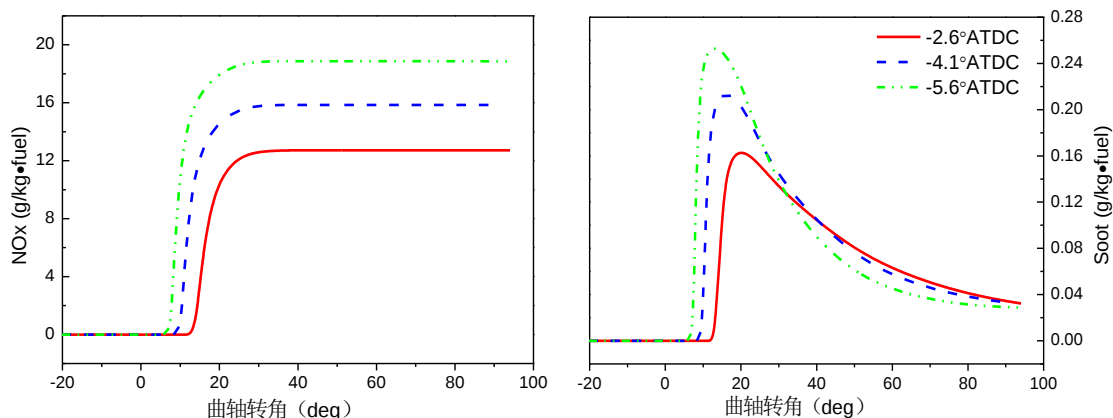
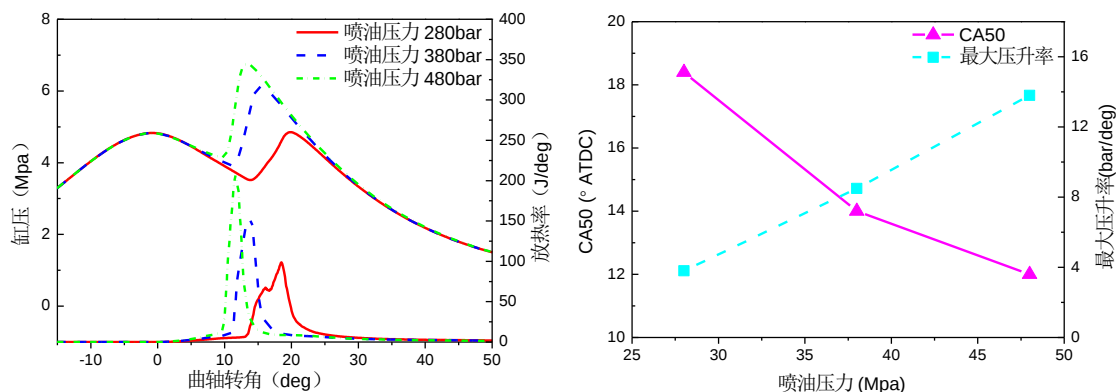


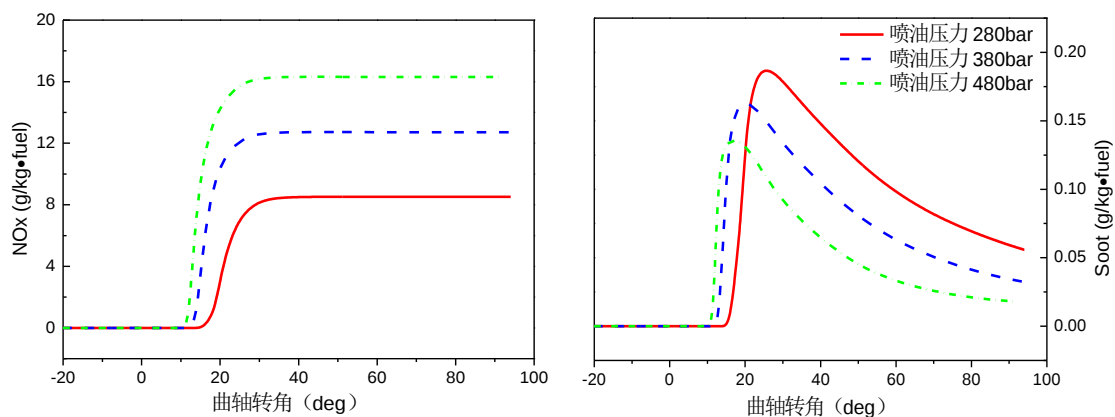
图 14 不同喷油时刻下的缸压、放热率、CA50、最大压升率、NO_x 和 soot 变化曲线

升更高，从而使得 NO_x 生成增加。同时由于着火提前了，温度较高，后续喷入的燃油滞燃期变短，造成浓区燃烧，使得 soot 的生成也升高，但是由于整体燃烧温度相对较高，生成的 soot 不少又在后续过程中被氧化，最终排放值不至于过多增加。

5.3 喷油压力

图 15 系列图显示了中小负荷不同喷油压力下的燃烧和排放特性。可以看到随着喷油压力的提高，着火时刻提前，燃烧明显加快，燃烧持续期缩短，燃烧相位提前，最大压升率增大，NO_x 生成增加，soot 生成降低。这是由于喷油压力升高后，燃油破碎雾化较快较好，较早的形成易于着火的当量比混合气，从而提前着火，结果使得温度相对较高，而较高的温度又进一步促进燃烧，放热急剧加快，燃烧持续期变短，导致压升率快速上升，同时快速燃烧又进一步提高燃烧温度，使 NO_x 生成增加；当然由于喷油压力高，燃油和空气混合较快较好，使得浓区相对减少，因此降低了 soot 的生成。以上说明较高的喷油压力可以改善燃烧，降低 soot 的生成；但是燃烧过快又会导致温度过高，NO_x 生成上升，最大压升率过高，因此为了在保持良好燃烧的同时，又降低 soot 和 NO_x 的生成，还不至于最大压升率过高，需结合其他的策略如 EGR 进行优化。





5.4 冷却 EGR 率

图 16 系列图显示的是中小负荷不同冷却 EGR 率下的缸压和排放特性。可以看出随着 EGR 率的增加，着火时刻推后，滞燃期延长，燃烧放缓，燃烧持续期延长，燃烧相位后推，最大压升率也明显下降，而在排放上 NOx 和 soot 生成都有所降低。这是由于 EGR 的稀释，

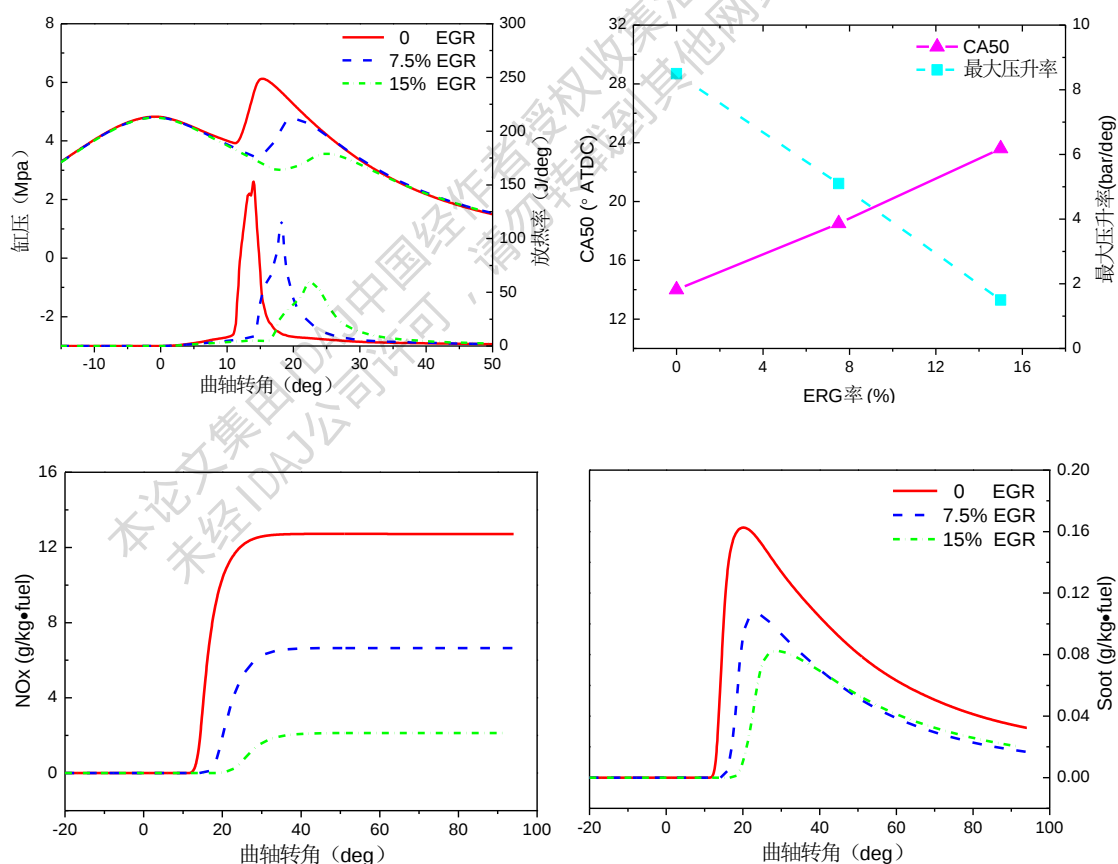


图 16 不同 EGR 率下的缸压、放热率、CA50、最大压升率、NOx 和 Soot 变化曲线
使滞燃期延长，燃油混合更加均匀，又由于此工况为中小负荷，燃油量较少，较高的 EGR

使得混合气较稀，形成稀燃，从而燃烧放缓，最大压升率下降，燃烧持续期变长，燃烧温度也相对变低，如此一来有效降低了 NO_x 的生成。而对于 soot 而言，由于是稀燃，其生成也会明显降低。由此可见中小负荷下 EGR 能同时降低 NO_x 和 soot 的生成，还会降低最大压升率，但是较高的 EGR 会使燃烧恶化，燃烧相位过多后推，降低热效率，这也说明不同工况下合适的 EGR 率是十分必要的。

6. 结论

本文利用探索 100 并行计算平台，模拟了高压共轨柴油机的工作过程，并通过变模型参数和变运行参数研究了柴油机燃烧和排放的规律，得到如下结论。

(1) 在同一节点上，随着并行核数成倍增加，加速效果十分明显，计算时间几乎成倍减少；但跨越节点并行计算时由于节点间信息传递，计算反而变慢，因此充分利用好单个节点计算相对较优；

(2) 多核并行计算时缸压、放热率、湍动能、及各排放性能随时间的变化都吻合良好，只是在排气门开时刻排放指标值存在一定的偏差，总体来说多核并行计算是一种有效预测发动机工作过程的高效方法。

(3) KH 破碎模型中时间常数和尺寸常数对喷雾破碎过程有重大影响，即常数值越大，破碎越慢，相同时刻油滴粒径越大，进而影响燃烧和排放特性。

(4) 涡流比明显影响柴油机缸内油气混合速度，即大涡流比促进油气混合，但中小负荷时大涡流比会减缓燃烧，影响热效率。

(5) 不同发动机的不同工况均对应着最优的喷油提前角，过早或过晚都会使燃烧或排放恶化。

(6) 提高喷油压力会缩短滞燃期，加速燃烧，燃烧相位提前，最大压升率增大，soot 生成有效降低。

(7) 提高 EGR 率能明显降低 NO_x 的生成，但也会增加 Soot 的排放和恶化燃烧，从而增加油耗，不过在小负荷时由于稀燃 Soot 也能有所降低。因此在不同工况运行时选择合适的 EGR 率并结合其他控制策略才能使柴油机燃烧排放性能更优。

7. 参考文献

- [1]王建昕, 帅石金. 汽车发动机原理. 清华大学出版社, 2011. 03
- [2]解茂昭. 内燃机计算燃烧学. 大连理工大学出版社, 2005. 09
- [3] R.D Reitz, "Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays, Atomisation Spray." Technol. 3(1987) 309-337.
- [4] M.A Patterson, R.D Reitz, "Modeling the Effects of Fuel Spray Characteristics on Diesel Engine Combustion and Emission," 1998. SAE Paper 980131.
- [5] J. Xin, L. Ricart, R.D Reitz, "Computer modeling of diesels spray atomization and combustion, Combust," Sci. Technol. 137(1-6) (1998) 171-194.
- [6]J.Beale, R.D Reitz, "Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model," Atomization Sprays 9 (1999) 623-650.
- [7] J.K. Dukowicz, "A particle- fluid numerical model for liquid sprays," J. Compute Phys. 35 (1980) 229-253.
- [8]Senecal, P., Richards, K., Pomraning, E., Yang, T. et al., "A New Parallel Cut-Cell Cartesian CFD Code for Rapid Grid Generation Applied to In-Cylinder Diesel Engine Simulations," SAE Technical Paper 2007-01-0159, 2007, doi:10.4271/2007-01-0159.
- [9]Nishida, K. and Hiroyasu, H., "Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a D.I. Diesel Engine," SAE Technical Paper 890269, 1989, doi:10.4271/890269.
- [10]Nagle, J. Strickland-Constable, R. F., "Oxidation of Carbon between 1000-2000 C," Proc. of the Fifth Carbon Conf, Volume 1, Pergammon Press, p. 154, 1962.

基于 CONVERGE 和 modeFrontier 联合仿真的柴油机燃烧室结构优化

Structural optimization of a diesel engine's combustion chamber based on CONVERGE and modeFrontier

赵伟 胡芳 金华玉 陈海娥 陈长军 包宁

(中国第一汽车股份有限公司技术中心)

摘 要: 为了降低一款 4 升柴油机的 NO_x 排放,本文在标定好的柴油机缸内燃烧计算模型上选择燃烧室缩口半径 R1 和凹坑半径 R2 作为多目标优化输入变量,以发动机油耗(BSFC)、碳烟(Soot)和氮氧化物(NO_x)排放作为目标变量,应用 CONVERGE 和 modeFrontier 软件进行多目标联合优化仿真,通过数据挖掘,平衡发动机油耗和排放结果优选出符合优化目标的燃烧室方案。仿真结果表明,基于 CONVERGE 和 modeFrontier 联合仿真进行柴油机燃烧室结构多目标优化方法自动化程度高,通过该方法本文得到了低 NO_x 燃烧室方案,达到了优化目的。

关键字: CONVERGE; modeFrontier; 柴油机; 燃烧室结构; 优化

Abstract: In this paper, in order to reduce NO_x emissions, two structural parameters as R1 and R2 of a 4-litre diesel engine's combustion chamber are selected as input variables for computational optimization. And the fuel consumption (BSFC), Soot and NO_x emissions are selected as target variables. Based on the calibrated model of combustion, the multi objective optimization work is done with the help of CONVERGE and modeFrontier. A combustion chamber scheme meeting the optimization object is obtained by data mining and the balance of fuel consumption and emissions. The simulation results show that multi objective optimization based on the combination of CONVERGE and modeFrontier for diesel engine combustion chamber is a high efficient method, and the scheme of low NO_x combustion chamber is successfully obtained by this method.

Key words: CONVERGE, modeFrontier, Diesel engine, Combustion chamber structure, Optimization

1 引言

由于柴油机采用缸内燃油喷射混合和扩散燃烧方式,导致其混合气的形成和燃烧与燃烧

室结构有密切关系。燃油撞壁时刻,燃油分配、燃油与空气的混合以及扩散燃烧速度都会受到燃烧室结构的影响,这也导致了采用不同燃烧室的柴油机在油耗和排放方面的差异。另外,如果燃烧室结构设计不好,则燃油系统、进气系统也难以与其配合得到良好的性能指标。在改进燃烧系统设计时,也往往从燃烧室的结构入手。^[1]

本文以某型柴油机燃烧室结构为原型,应用 CONVERGE 和 Modefrontier 进行多目标联合仿真,对因燃烧室结构变化引起的发动机油耗和排放变化问题进行优化分析。通过分析得到了兼顾油耗和排放的最优燃烧室结构方案,为改进燃烧室结构设计进行开发指导。优化流程如图 1 所示。

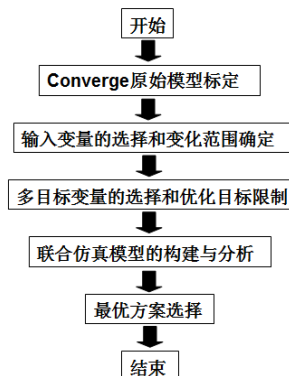


图 1 优化流程图

2 建立 CONVERGE 缸内燃烧模型

2.1 发动机参数

表 1 发动机基本参数

基本参数	单位	数值
气缸数	-	4
排量	L	3.8
缸径×行程	mm	98×126
压缩比	-	17

本文是基于一款中小型高压共轨柴油机进行的燃烧室结构集成优化,该款发动机的基本参数如表 1 所示。该款柴油机采用带双唇口结构的 ω 型燃烧室,其结构如图 2 所示。

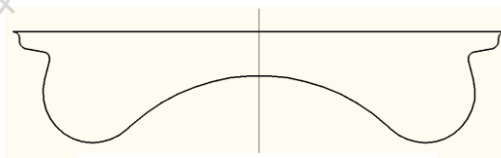


图 2 原机燃烧室结构图

2.2 建立模型

本文使用 CONVERGE 软件进行缸内燃烧计算模型的搭建。为了提高仿真效率,采用部分燃烧室模型,即采用 Sector 模型仿真方法来对柴油机缸内燃烧进行模拟计算。图 3 是导入 CONVERGE 后的原机燃烧室 Sector 模型。

本文利用正庚烷(C_7H_{16})来代替柴油进行燃烧化学反应计算,其反应机理来自文献[2],该反应机理包括 41 种组分和 124 个基元反应,计算过程中采用的模型如表 2 所示。

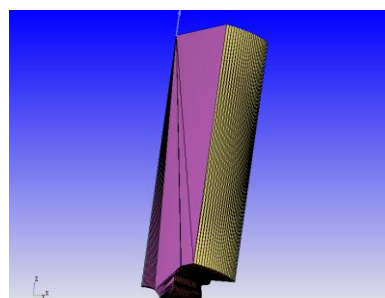


图 3 原机 Sector 模型

表 2 计算模型说明

模型类别	所选模型
燃烧模型	SAGE Model
湍流模型	RNG $k-\epsilon$ Model
雾化模型	Frossling Model

破碎模型	KH-RT Model
NO _x 模型	Extended Zeldovich NO _x Model
Soot 模型	Hiroyasu Soot Model

模拟工况选择该机型常用工况，具体说明如表 3 所示。

表 3 模拟工况说明

名称	单位	数值
转速	r/min	1465
负荷	%	100
喷油压力	bar	1250
空燃比	-	18.88

2.3 模型标定

根据原机燃烧室台架试验数据进行模型标定，模拟计算结果与试验计算结果对比如图 4 所示。从图上可以看出模拟计算得到的缸压和瞬时放热率结果与试验结果非常吻合，说明建立的计算模型可以用来模拟所研究发动机的真实工况，可以利用该模型进行燃烧室结构优化分析。

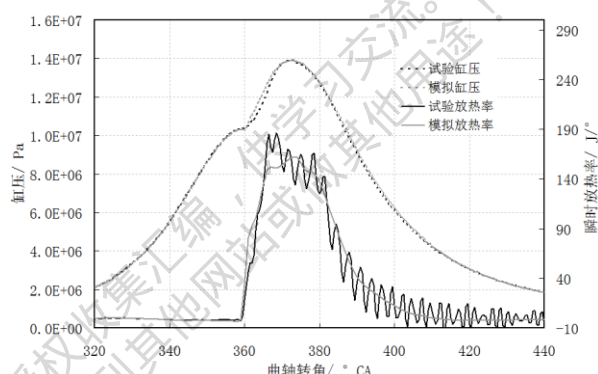


图 4 模拟与试验结果对比

3 搭建 modeFrontier 优化模型

3.1 输入变量的选择和变化范围的确定

图 5 为原燃烧室结构参数示意图，该燃烧室由 11 个参数控制。

根据以往双唇口燃烧室的仿真经验可知，燃烧室缩口半径 $R1$ 决定燃油的撞壁时刻，该参数对燃烧前期放热的影响很大，而前期放热量对 NO_x 的前期生成量的影响显著。另外，燃烧室凹坑半径 $R2$ 对燃烧中后期的影响很大，该参数直接决定了燃烧中后期燃烧室为燃油供给的新鲜空气量，对该时期的燃烧放热速率和 NO_x 生成以及 Soot 的生成和氧化的影响非常明显。因此，本文燃烧室结构优化过程中将燃烧室缩口半径 $R1$

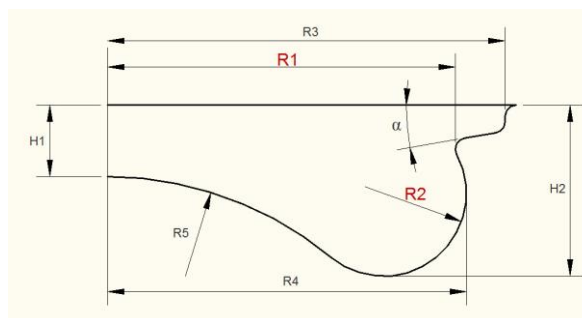


图 5 原燃烧室结构参数示意图

和凹坑半径 $R2$ 作为输入变量。为了保证活塞在发动机运行过程中的可靠性，要求优化过程中一些参数不能随之变化，这些参数包括唇口半径 $R3$ 、唇口斜角 α 、凹坑内部最大半径 $R4$ 、凸台高度 $H1$ 和唇口处未标注出来的三个倒角半径。而凹坑深度 $H2$ 和凸台半径 $R5$ 可以随着变量 $R1$ 和 $R2$ 的变化而变化，从而满足相应的约束条件。

考虑燃烧室结构对活塞可靠性的影响要求缩口半径 $R1$ 与凹坑内部最大半径 $R4$ 的差值不能大于 1.5mm，另外考虑燃烧室结构对整机压缩比的影响要求凹坑半径 $R2$ 必须限制在一定范围内。另外，考虑加工精度等因素将优化变量的变化步长设定为 0.1mm。因此，最终

输入变量 R1 和 R2 的尺寸变化范围如表 4 所示。

表 4 输入变量的变化范围

输入变量	变化范围	变化步长
R1	31mm-32.5mm	0.1mm
R2	6.5mm-8mm	0.1mm

3.2 目标变量的选择和约束条件的确定

本文优化过程中将油耗(BSFC)、NO_x 和 Soot 排放量作为目标变量,其最终结果是通过对 CONVERGE 计算输出的缸压、NO_x 和 Soot 进行处理得到的,单位均为 g/(kw·h)。优化过程中以原机燃烧室的模拟结果为基础,试图在目标变量油耗不增加且 Soot 不超过设定值的前提下寻找 NO_x 排放量最低的燃烧室结构方案。因此,最终目标变量和约束条件的确定如表 5 所示。

表 5 目标变量及其约束条件

目标变量	约束条件
油耗 (BSFC)	≤ 208.04 g/(kw·h)
Soot	≤ 0.04 g/(kw·h)
NO _x	最小值

3.3 modeFrontier 多目标优化模型的建立

在模型建立之前还有三个问题需要说明:第一,由于采用 CONVERGE 进行 Sector 模型计算时需要利用自带的 make_surface 子程序来生成 surface.dat 模型文件。而 make_surface 子程序的输入是燃烧室型线 bowl_profile,并且对该型线有严格的格式及顺序要求。为了得到满足要求的 bowl_profile 文件,本文优化过程中首先由 ProE 输出.igs 模型文件,然后导入 ICEM 中提取出燃烧室型线 spectral_elem_file,再利用自编 Jython 程序对该型线文件进行编辑处理输出最终燃烧室型线 bowl_profile;第二,由于原机缸内爆发压力的限制,优化过程中必须对所生成燃烧室方案的压缩比进行判断,如果超过限制范围则该方案不进行计算。结合原机的缸内爆发压力限制,优化过程中压缩比 comp_ratio 的变化范围限定为 16.9-18.1;第三,针对每个燃烧室方案,经 CONVERGE 计算完成后提取结果文件中的相关数据导入编好的“计算结果处理.xls”文件中进行二次后处理,最终得到目标变量油耗、NO_x 和 Soot 的数值。

根据上述优化需求,本文基于 modeFrontier 建立的多目标优化模型如图 6 所示。

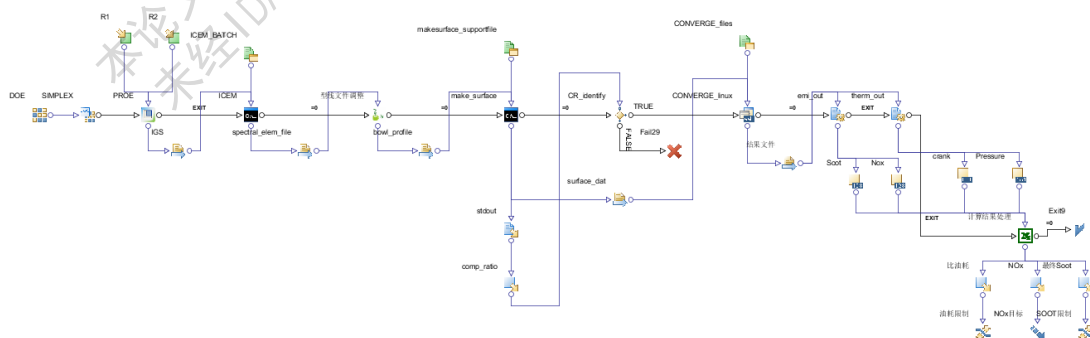


图 6 modeFrontier 多目标优化模型

4 优化结果分析

多目标优化分析计算完成后共生成 561 个方案,优化计算在一台 60 个 CPU 的服务器上

进行, 耗时 90 个小时完成。由于 DOE 采用随机赋值, 因此这其中存在重复方案, 去掉重复方案最终共有 291 个方案参与优化。这其中又有 250 个方案由于压缩比不符合要求而没有提交计算, 剩余 41 个方案完成计算得到目标结论, 其中有 8 个可行方案。具体 DOE 设计方案分布如图 7 所示。

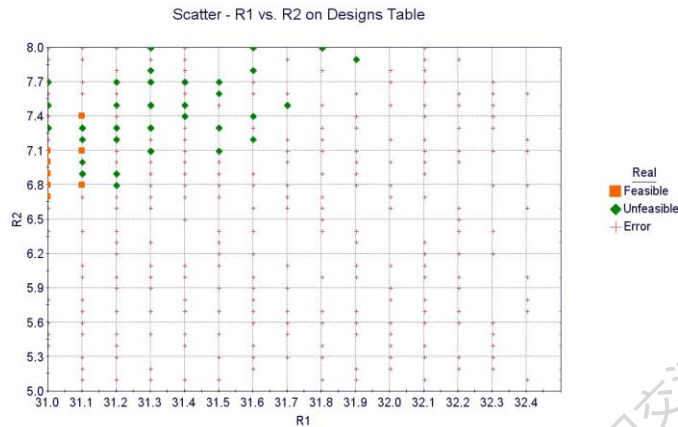


图 7 DOE 设计方案分布

4.1 输入变量历程

输入变量 R1 的变化历程如图 8 所示, 该变量代表燃烧室缩口半径。可以看出符合压缩比限制条件的 R1 的变化范围主要集中在 31mm-31.9mm 之间, 说明再大的缩口半径会导致燃烧室压缩比的明显变化, 超出限制范围。而可行方案中 R1 变化的范围主要集中在 31mm-31.1mm 之间, 说明在限制压缩比情况下, 较小的缩口半径结构是新燃烧室方案向低油耗、低 Soot 目标发展的趋势。

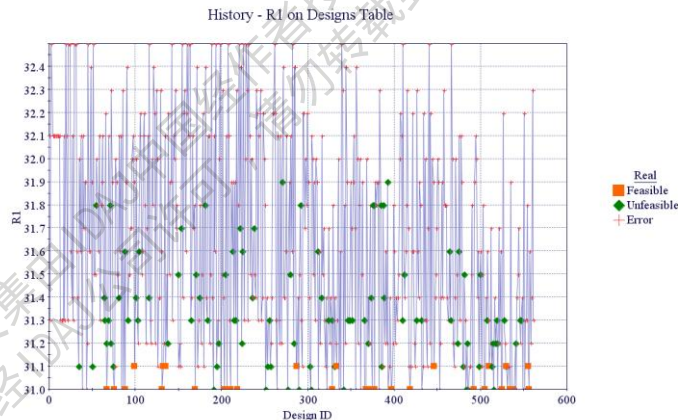


图 8 输入变量 R1 的变化历程

输入变量 R2 的变化历程如图 9 所示, 该变量代表燃烧室凹坑半径。可以看出符合压缩比限制条件的 R2 的变化范围主要集中在 6.7mm-8.0mm 之间, 这说明再小的凹坑半径会导致燃烧室压缩比的明显变化, 超出其限制范围。而可行方案中 R2 的变化范围主要集中在 6.8mm-8.0mm 之间, 说明在限制压缩比情况下, 较大的燃烧室凹坑半径是新燃烧室方案向低油耗、低 Soot 目标发展的趋势。

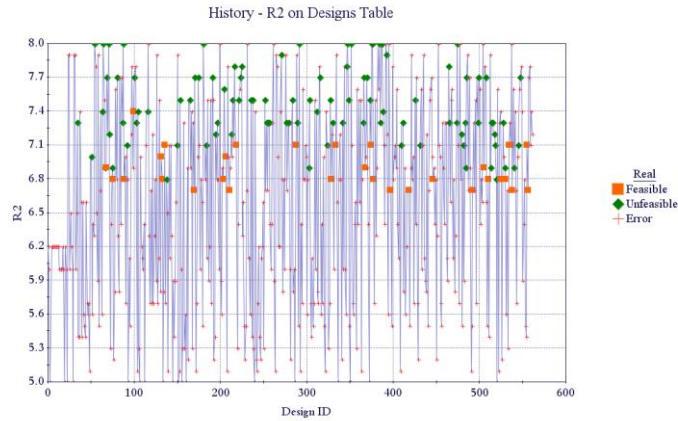


图9 输入变量 R2 的变化历程

4.2 目标变量历程

目标变量油耗(BSFC)的变化历程如图 10 所示,可以看出油耗的变化范围从约 207~211.5 g/(kw · h)之间变化, 其中油耗小于 208.04 g/(kw · h)的方案大部分都为可行方案。

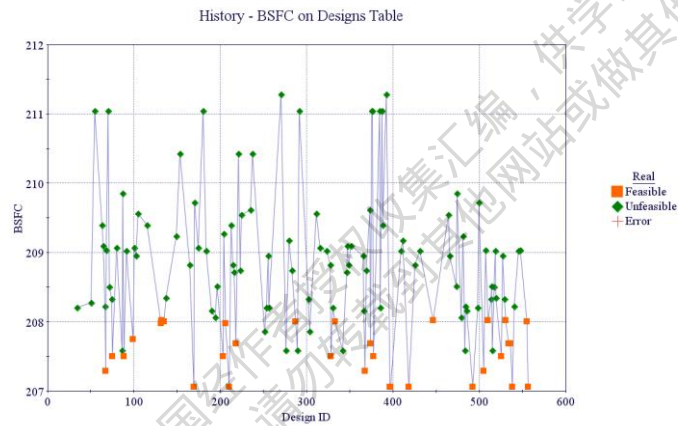


图 10 目标变量油耗(BSFC)的变化历程

目标变量 Soot 的变化历程如图 11 所示,可以看出大部分方案的 Soot 都在限制范围 0.04 g/(kw · h)以下, 说明原机燃烧系统本身碳烟排放较低, 而且稳定性较好。

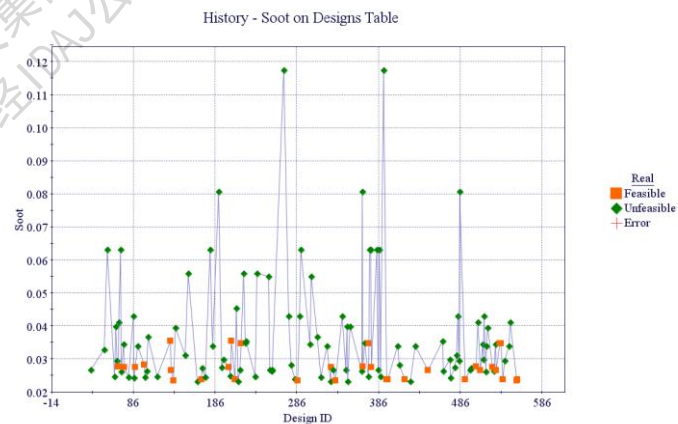


图 11 目标变量 Soot 的变化历程

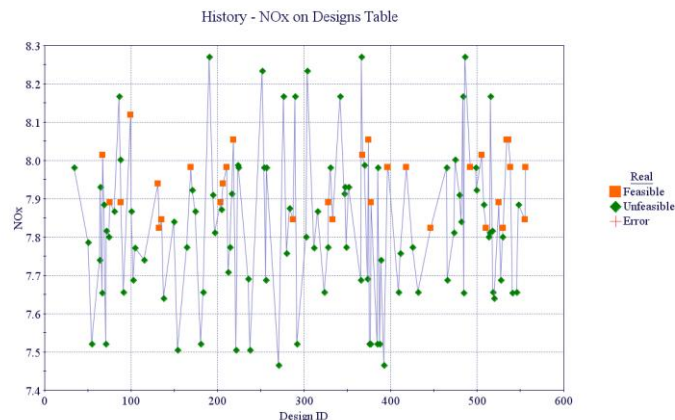


图 12 目标变量 NOx 的变化历程

目标变量 NOx 的变化历程如图 12 所示, 可以看出 NOx 的变化范围主要集中在 7.5-8.3 g/(kw · h)之间, 目标变量 NOx 的最小值为 7.82/(kw · h)。

优化方案压缩比 comp_ratio 的变化历程如图 13 所示, 可以看出各方案压缩比的变化范围主要集中在 17-21 之间, 大部分方案的压缩比都超出了限制范围, 成为了无效方案。说明本文中优化变量的定义及其变化范围还有改进空间, 减少无效方案占比是下一步优化工作需要解决的问题。

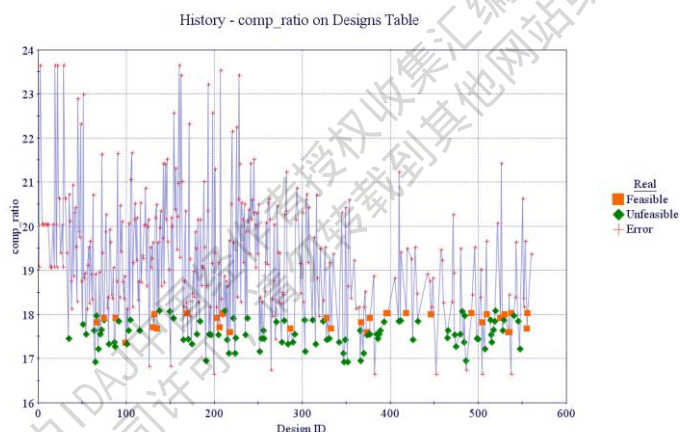


图 13 优化方案压缩比的变化历程

4.3 最优方案的选择

图 14 中的每一根曲线组合代表一个燃烧室方案, 曲线上有燃烧室 R1 和 R2 结构参数信息以及该方案的压缩比 (comp_ratio)、油耗 (BSFC)、Soot 和 NOx 结果信息。将压缩比 (comp_ratio)、比油耗 (BSFC) 和 Soot 结果限制在目标范围之内, 寻找目标 NOx 最低的方案。如图 15 所示, 132 号方案为符合压缩比、比油耗和 Soot 要求条件下 NOx 最低方案。该燃烧室方案 R1=31.1mm, R2=6.8mm, 压缩比为 18, 在满足比油耗和 Soot 目标前提下 NOx 较原机燃烧室降低 1.4%, 达到优化目的。图 16 为优化出来的最优燃烧室方案和原机方案对比。

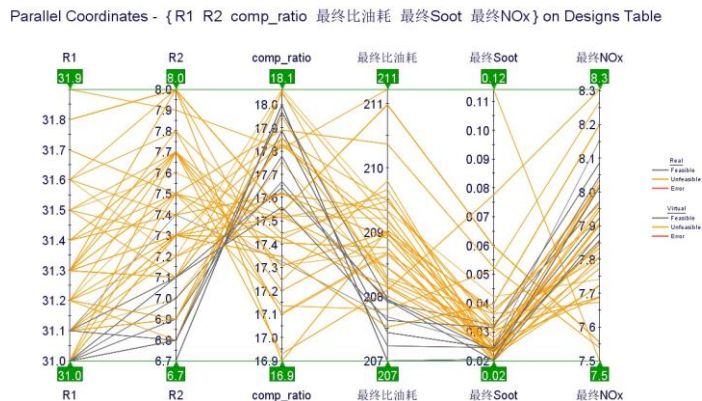


图 14 全部方案对比



图 15 符合目标约束条件的方案对比

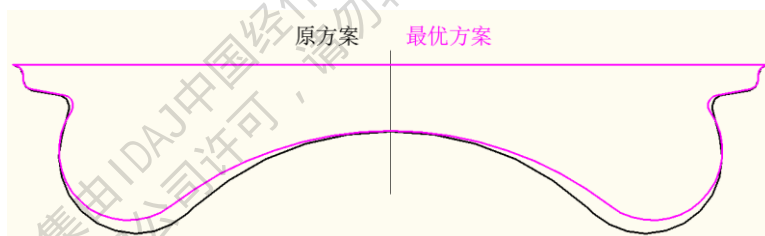


图 16 最优燃烧室方案与原方案对比

5 结论

本文通过标定好的柴油机燃烧室模型,利用 CONVERGE 软件联合 modeFrontier 开展燃烧室结构多目标优化仿真。仿真结果显示:

- (1) 基于 CONVERGE 和 modeFrontier 联合仿真进行柴油机燃烧室结构自动优化工作是可行的,该方法能够避免手动频繁迭代,流程自动化程度较高;
- (2) 本文中通过对燃烧室结构参数的优化工作得到了优化方案,该方案能够在满足油耗和 Soot 目标的前提下将 NOx 降低 1.4%,达到优化目的。

本文在优化过程中出现了无效方案占比较高的问题,这对最优方案的确定以及优化效率的提升是不利的。该问题的出现与优化变量的选择和定义有关系,在之后的优化工作中需要进一步改进。

6 参考文献

- [1] 周龙宝,《内燃机学》,机械工业出版社,1996
- [2] 刘耀东,《基础燃料(PRF)及汽油表征燃料(TRF)化学反应动力学骨架模型的研究》,2013

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编,供学习交流。
未经IDAJ公司许可,请勿转载到其他网站或做其他用途!



艾迪捷信息科技（上海）有限公司

IDAJ-China Co., Ltd.(Shanghai Office)

ADD: 上海市浦东新区张杨路620号中融恒瑞国际大厦东楼2001室 200122

TEL: +86-21-5058-8290 5058-8291 5830-5080

FAX: +86-21-5058-8292

IDAJ-China Co., Ltd.(BeiJing Office)

ADD: 北京市朝阳区光华路甲14号诺安基金大厦1601室(16楼) 100020

TEL: +86-10-6588-1497 6588-1498

FAX: +86-10-6588-1499

技术支持: support@idaj.cn 公司网址: <http://www.idaj.cn> E-mail: info@idaj.cn



IDAJ-China



IDAJ艾迪捷