

# 汽油机负气门重叠角下进气门控制 对缸内分层的影响

## The Influence of Intake Valve Control on In-cylinder Stratification under Negative Valve Overlap on a Gasoline Engine

申孟芹, 李楠, 谢辉

天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室

**摘要：**本文使用 Star-CD 软件通过仿真计算，研究了汽油机小升程及负气门重叠角情况下，分别调节进气门升程和进气门相位时，缸内流动滚流、湍流强度和涡度等特征参数的变化趋势，揭示了缸内流动对缸内残余废气和温度分层分布的影响。结果表明，随着进气门升程增大，缸内滚流比及无量纲湍流强度都增大，涡团尺度增大。推迟进气门开启时刻，缸内滚流比及无量纲湍流强度也增大。受缸内流场变化的影响，改变进气门升程和进气相位会改变压缩终了时残余废气和温度分层的形态。增大进气门升程时，压缩后期残余废气浓区由“ ”形变为“U”形，且浓区的中心往进气门侧移动，并向下移向活塞顶；而推迟进气开启相位时，废气浓区由“U”形变为“ ”形，但位置变化不明显。

**关键词：**汽油机，负气门重叠角，进气门控制，残余废气分层，数值模拟

**Abstract:** This research mainly focuses on the change of in-cylinder air flow characteristic when the intake valve lift and timing is changed respectively, in the situation of low valve lift and negative valve overlap. And the influence of in-cylinder air flow characteristic on in-cylinder residuals and temperature stratification is revealed. Star-CD is utilized to perform CFD calculations. The result reveals that, higher in take valve lift results in higher tumble ratio and higher turbulence intensity, and large-scale eddies. It comes out the same when IVO gets later. Both RGF and temperature show stratification patterns in the positions and different shapes of high-RGF region and local high-temperature region around TDC at different intake valve combinations. As IVL (Intake Valve Lift) gets higher, high-RGF region moves to the intake valve side, and changes from the shape of “ ” to “U”, while high-RGF region changes from the shape of “U” to “ ”, keep the

same location as IVO (Intake Valve Opening) gets later.

**Key words:** Gasoline engine, Negative valve overlap, Intake valve control, RGF stratification, CFD

## 1. 引言

近期均质充量压燃着火 (HCCI) 以其有效降低  $\text{NO}_x$  排放, 提高燃油经济性的优点得到了广泛的关注。采用全可变气门机构, 通过改变气门升程和相位, 获取适量缸内残余废气以控制自燃以及燃烧过程的方式已经在试验中得到验证。英国 Brunel 大学的 Hua Zhao、Li Cao 等人<sup>[1]</sup>曾经应用 KIVA 软件针对若干组不同的进气门相位下 HCCI 混合气形成以及燃烧的影响进行研究, 发现进气门相位对缸内残余废气率和温度均匀性存在影响。作者课题组的前期工作也表明, 改变进气门的开启定时和升程, 会对缸内残余废气及温度的分布造成一定的影响<sup>[2]</sup>。本研究采用 Star-CD 软件对进气以及压缩冲程中气道以及缸内的流场进行模拟, 在固定排气门控制参数的前提下, 选取进气门升程和相位不同组合, 主要关注不同模式下流场的变化, 及由此引起的相应的残余废气分布、分层, 分析进气门参数对缸内残余废气率和温度均匀性的影响。

## 2. 计算模型与条件

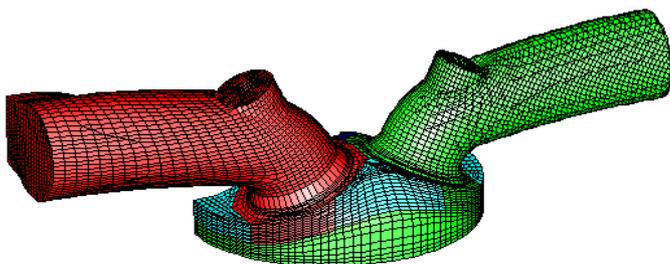


图 1 发动机网格

表 1 发动机模型基本参数

缸径 (mm)	90
冲程 (mm)	87
压缩比	10.23
计算转速 (r/min)	2000
Lambda	1
进气压力	自然吸气
节气门开度	WOT

本研究的计算对象以天津大学开发的 HCCI/SI 双模式汽油机原理性样机为原型。仿真中所使用的发动机为蓬顶/四气门汽油发动机, 最大网格数大约 78000, 计算区域分为汽缸体进气道和排气道等三部分, 可以反映进气前回流和后回流的详细情况<sup>[2]</sup>。汽缸体、气道形状以及发动机部分参数如图 1 和表 1 所示。采用的数学及物理模型的详细描述见参考文献[2]。

计算所采用的型线参考原理样机的全可变气门机构变化范围,实际用到 6 组型线如图 2 所示。IVO 和 EVC 分别表示进气门开启时和排气门关闭时所对应的曲轴转角(相对于排气上止点),IVL 和 EVL 分别表示进气门和排气门的最大升程。

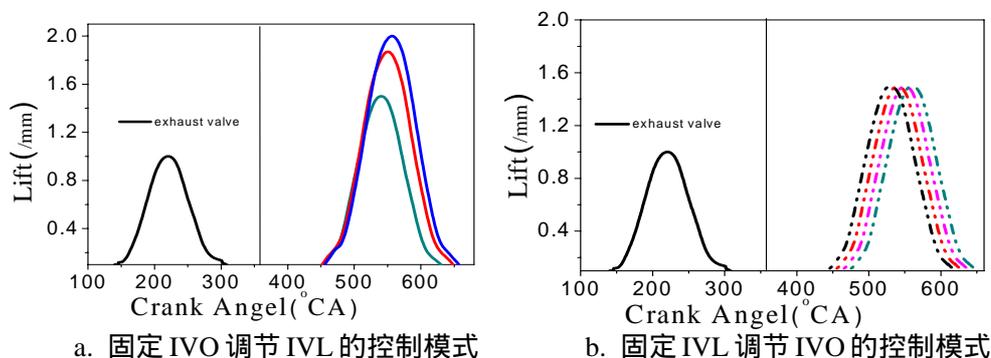


图 2 计算所采用的两种进气门控制模式

气缸、进气道、排气道三部分的初始温度压力来源于基于 GT 的一维仿真计算结果,并对气体成分进行了如下简化:

缸内和排气道内为均匀分布的残余废气,进气道内的汽油-空气混合物均匀分布,且过量空气系数  $\lambda$  为 1。缸壁、气道壁、活塞顶部、缸头均为恒温边界,温度分别为 500K、370K、550K,不考虑壁面辐射。进、排气道截面为压力边界<sup>[3]</sup>,进气道入口假设有  $\lambda=1$  的混合气流入,排气道出口假设有均匀的残余废气。

### 3、 计算结果及分析

#### 3.1 两种进气门控制模式下缸内滚流及湍流强度的变化

图 3-a 和图 3 - b 分别为滚流比<sup>[4]</sup>变化历程和无量纲湍流强度<sup>[4]</sup>变化历程。图 3-a 中,不同工况下滚流比历程的变化趋势是一致的。在进气过程中,随着进气门的开启,滚流比快速上升,达到最大值;随着进气门的关闭,进气过程中形成的大涡开始减弱,滚流比开始减小。但在压缩行程中期,随着活塞的上行挤压,缸内混合气获得了新的能量,气流运动加剧。同时气缸容积迅速缩小,致使涡的回转半径快速减小。根据动量矩守恒,滚流速度愈益增加,

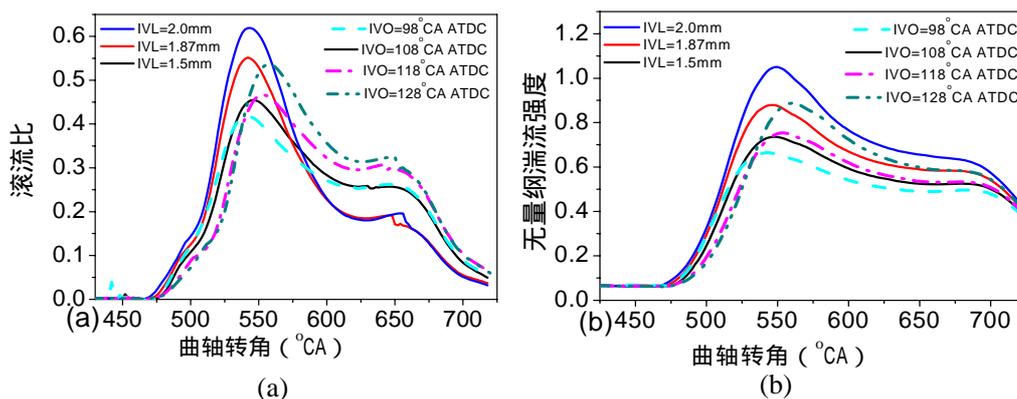


图 3 两种进气方式下缸内滚流比及无量纲湍流强度变化趋势

滚流比再一次增大。随后直到压缩上止点附近,大涡产生强烈畸变,破碎成小涡,滚流比迅速减小。在图 3-b 中,缸内湍流强度在进气过程前期快速上升达到最大值。随着活塞上行,湍流强度下降,进气门关闭后,在压缩后期湍流随着活塞上行吸收大涡破碎的能量,湍流强度先缓慢下降,之后迅速衰减,出现小的波峰。主要是因为压缩后期,大涡已破碎为小涡,湍流从涡中得到的能量大大小于粘性耗散所消耗的能量,从而使湍流迅速衰减。

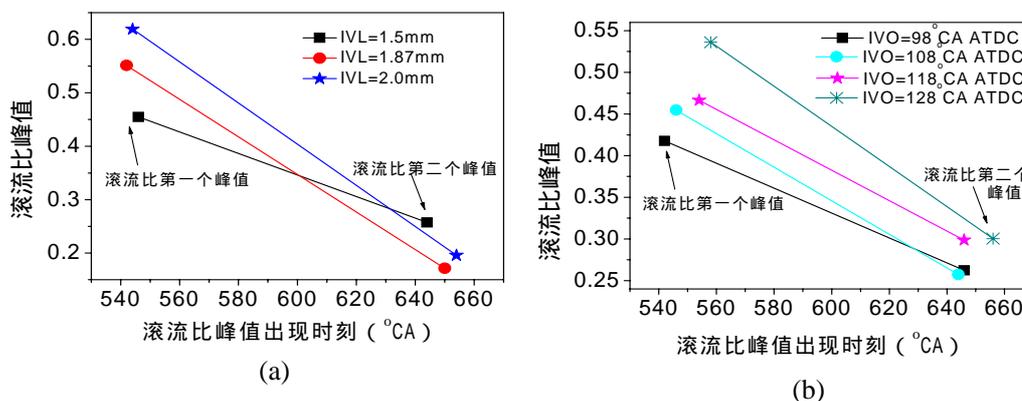


图 4 两种进气门控制方式下缸内滚流峰值出现时刻变化趋势

如图 4-a 所示,固定 IVO 时,随 IVL 的增大,进气过程中滚流比第一个峰值随之增大,而出现的时刻变化不大(分别为进气门开启后 78 °CA、74 °CA、76 °CA);压缩过程中第二个峰值随之减小,出现的时刻推后(分别是上止点前 76 °CA, 70 °CA, 66 °CA)。两个峰值出现时刻的时间间隔变长(分别为 98 °CA, 108 °CA, 110 °CA)。进气门升程增大,大的滚流比持续时间变长会有利于缸内的混合,使得残余废气不均匀性变小。在图 4-b 中,固定 IVL 时,推后 IVO,进气过程中滚流比第一个峰值出现的时刻推后(182 °CA ATDC, 186 °CA ATDC, 194 °CA ATDC, 198 °CA ATDC),峰值增大。受前回流的影响,最大值出现时刻与进气门开启时刻的时间间隔变小(分别为进气门开启后 84 °CA、78, 76 °CA、70 °CA)。压缩过程中峰值也增大,但出现时刻不变。即两个峰值出现时刻的时间间隔随 IVO 的推后变短。

湍流强度峰值随 IVL 的增大而增大,大气门升程对进气初期缸内湍流强度的提高具有显著作用。由于湍流强度与汽油机进气动能直接相关<sup>[4]</sup>,而气流的动能一方面与速度有关,但另一方面与进气质量也直接相关。大升程下进气量多,故产生湍流的能力强。在进气初期,湍流强度达到最大值,大气门升程工况(IVL=2.0mm)的湍流强度是小气门升程工况(IVL=1.5mm)的 1.4 倍,出现的时刻变化不大(分别为进气门开启后 80 °CA、78 °CA、82 °CA)。但随后迅速衰减,而且前者比后者衰减更快。到压缩行程后期第二波峰时,前者只比后者大 20%左右。结合图 3-a 及图 4-b 可以看出,固定 IVO 时,比较不同的气门升程情况,升程越小,压缩后期的滚流比越大,湍流从大涡中得到的能量较多,压缩后期的湍流强度相对越大,有利于压缩后期的混合。固定进气门升程,IVO 越晚,湍流强度越大。湍流强度最大值越大且出现时刻越晚,如图 5-b 所示。

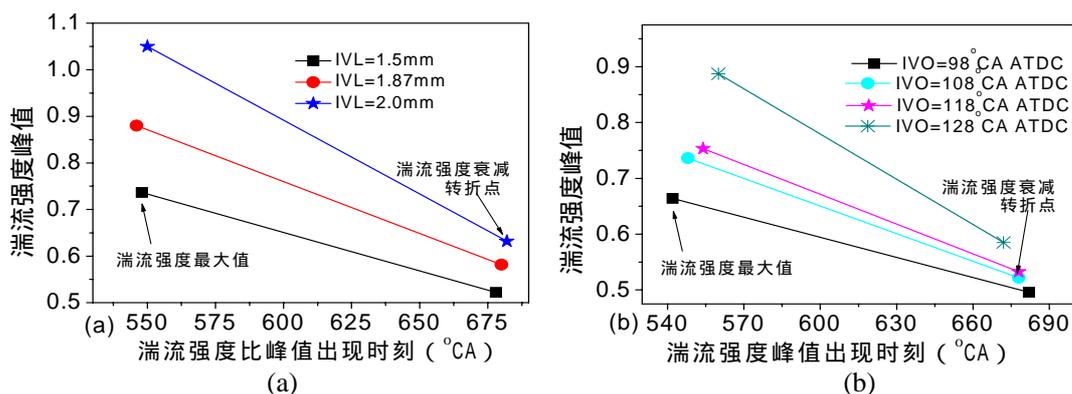


图5 两种进气方式下缸内无量纲湍流强度峰值出现时刻变化趋势

### 3.2 进气门控制对缸内流场涡度的影响

为了进一步理解缸内大尺度流动和小尺度流动对混合过程的作用，本文研究了采用缸内涡度 (Vorticity) 来描述缸内涡团的演化历程。涡度作为流场的导出量，与流场之间存在着强烈的相关性，作为漩涡强度的度量，更直观地反映了缸内的流动状况。涡度的定义为<sup>[5]</sup>：

$$\omega = \text{rot} \vec{V} = \nabla \times \vec{V} \quad (3-1)$$

M 点涡量 (矢量) 的模是流体微团绕该点旋转的平均角速度的 2 倍，方向与微团的瞬时转动轴线重合。

对一个二维 X-Y 平面的速度场  $\vec{V}$ ，其涡度为：

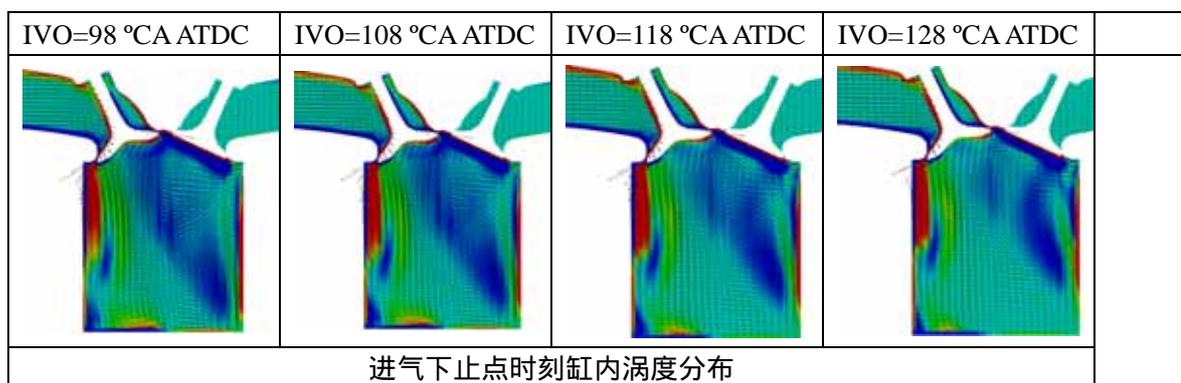
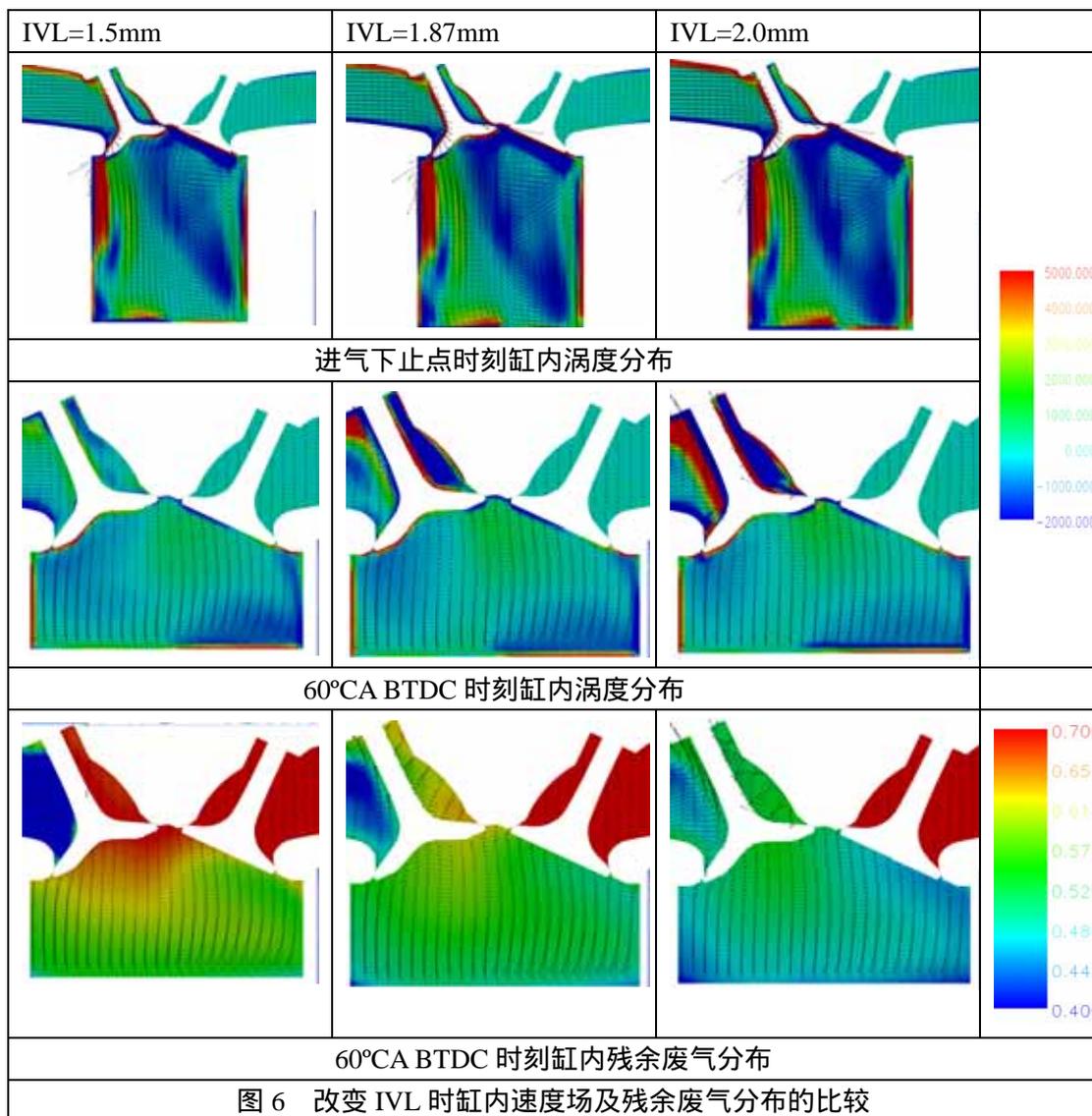
$$\omega_z = \frac{\partial V}{\partial x} - \frac{\partial U}{\partial y} \quad (3-2)$$

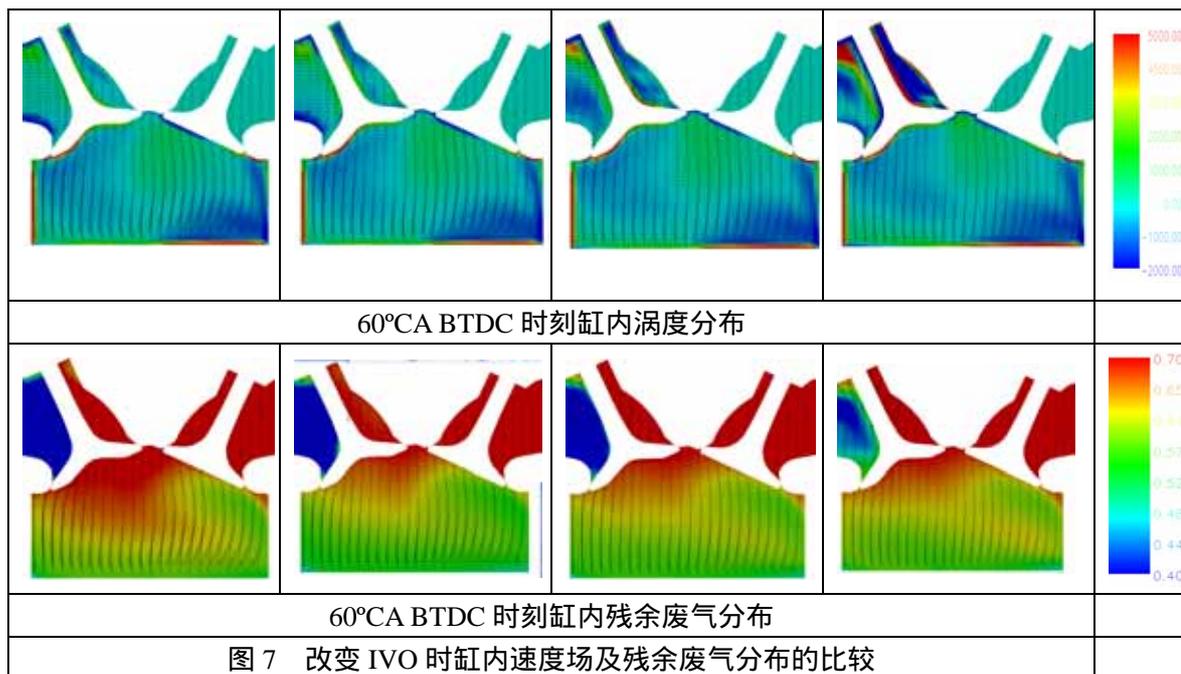
涡度是个矢量。其方向符合右手法则，当转动方向是逆时针时，其值为正值；相反，则为负值。涡度越大，表明局部速度旋转变形越大，越有利于混合的进行。

图5、图6 给出了两种进气门控制模式下缸内进气过程中以及压缩过程中涡度及残余废气分布情况。可以看出，进气过程中上止点时刻缸内流动状态基本一致，在气流沿排气门下面部位形成一个较大尺度的、较强烈的涡团，而进气门侧下有一个较小尺度的、反方向涡团。由于发动机的特殊结构，排气门侧进气量较多，涡团半径较大。涡界面上的速度差产生强烈的速度脉动，使缸内混合过程得以强化。压缩过程中大尺度涡团消失，但 60° CA BTDC 时进气门下方以及排气门侧活塞顶部仍可观察到涡团的存在，在这两个区域，残余废气与新鲜气混合较好。这两个涡团的存在也最终使得缸内残余废气浓区集中在燃烧室顶部，如下图及图 8、9 所示。

IVO 固定时，IVL 越大，进气过程中排气门侧涡团的尺度相对略大。而固定 IVL=1.5mm，IVO 越晚，进气过程中排气门侧涡团的尺度相对越大，使得压缩后期缸内残余废气浓区形状

由 U 形变为倒三角形。





### 3.3 两种进气门控制模式下缸内残余废气及温度分布情况

#### 3.3.1 缸内温度/残余废气分层程度的量化描述

为了描述缸内温度和残余废气分层的程度，本研究引入高温区和浓废气区两个概念：

高温区定义：某一曲轴转角时刻下网格按温度降序排列，当高温网格体积之和占网格总体积 5% 时对应的部分网格，定义为高温区。

浓废气区定义：某一曲轴转角时刻下网格按残余废气率降序排列，取高残余废气率网格体积之和占网格总体积 5% 时对应的部分网格，定义为浓废气区。

对此两部分网格团定义其几何中心来描述局部高温区/废气浓区在燃烧室内的位置：

$$\text{高温区几何中心 } P_T(x, y, z) : x_{t-top5} = \frac{\sum x_i}{n}, y_{t-top5} = \frac{\sum y_i}{n}, z_{t-top5} = \frac{\sum z_i}{n} \quad (3-3)$$

$$\text{浓废气区几何中心 } P_C(x, y, z) : x_{c-top5} = \frac{\sum x_i}{n}, y_{c-top5} = \frac{\sum y_i}{n}, z_{c-top5} = \frac{\sum z_i}{n} \quad (3-4)$$

其中， $x_i, y_i, z_i$  为第  $i$  个网格单元的坐标值， $n$  为高温区网格的数目。

#### 3.3.2 高温区及残余废气浓区分布变化

IVL=1.5mm	IVL=1.87mm	IVL=2.0mm	
-----------	------------	-----------	--

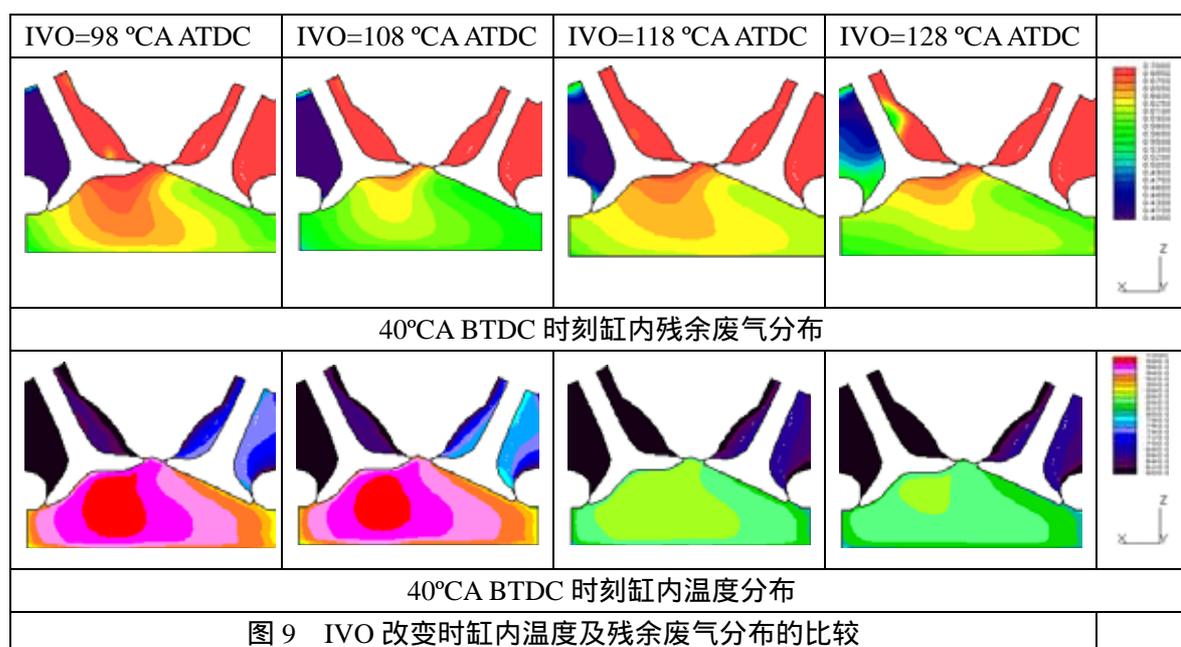
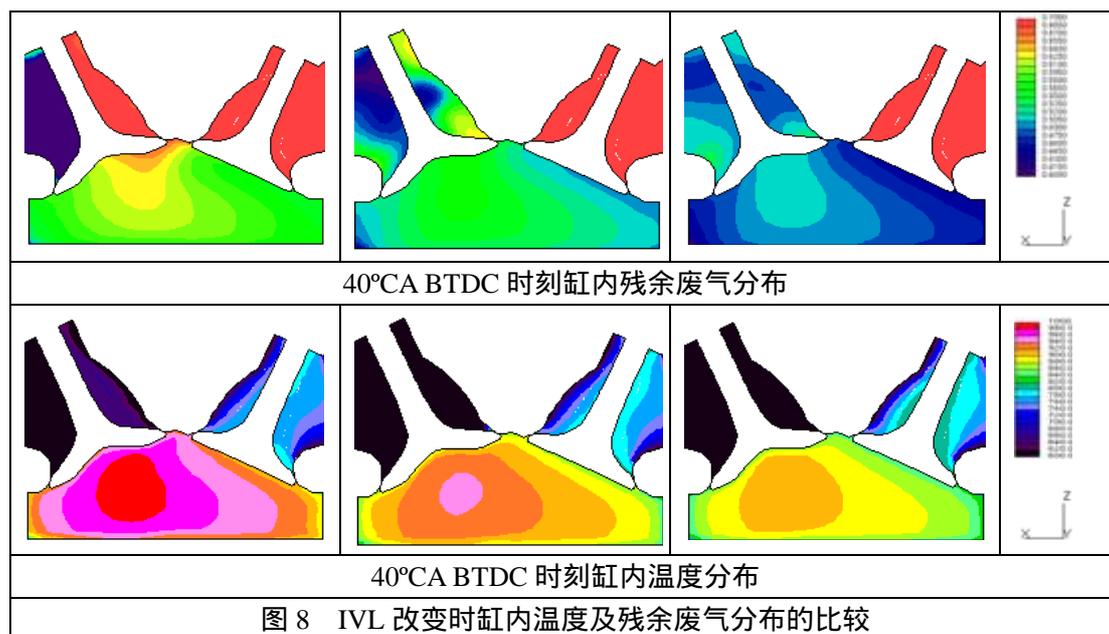


图 8、9 是上止点前 40°CA 时缸内温度及残余废气的分布变化情况。升程的增大时，压缩后期残余废气浓区由倒三角形变为 U 形。由于进气过程中排气门侧涡团尺度变大，残余废气浓区往进气门侧移动，并向下移向活塞顶，高温区位置变化与之类似。这点从图 9-a 中高温区几何中心位置可以看出：高温区几何中心及废气浓区在 x 轴方向上移向进气门侧，z 轴方向上向下移向活塞顶面。高温区中心与废气浓区中心在 x, y 方向上差距不大，但在 z 轴上位置两者的差距比较明显：局部高温区更靠近活塞，而废气浓区更靠近燃烧室顶部。随进气门升程的增大两者这种位置差别减小。

IVO 推迟，废气浓区形状发生一定变化，废气浓区由 U 形变为倒三角形，但几何中心位

置变化不明显(图 9 及图 10-b)。在  $y$  和  $x$  方向上高温区中心与废气浓区中心差距较小,  $z$  轴方向上高温区中心与废气浓区中心差距相对较明显,高温区更靠近活塞而废气浓区更靠近燃烧室顶部。

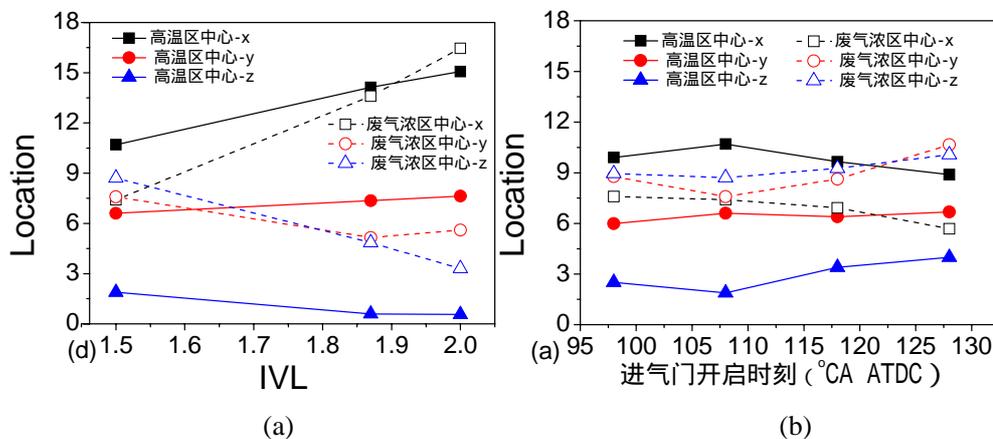


图 10 40°C BTDC 时刻高温区及废气浓区中心位置的变化

## 4. 结论

应用 Star-CD 对汽油机小气门升程及负气门重叠角情况下的进气以及压缩冲程中缸内流场进行模拟。初步研究了固定进气门升程,改变进气门开启时刻以及固定进气门开启时刻改变进气门升程两种进气门控制模式对缸内流动和残余废气分布的影响。研究表明,两种进气门控制模式会带来不同的缸内流场分布变化,从而对缸内残余废气和温度分布产生不同影响,因此可以通过改变不同的进气门控制参数来获得不同的缸内温度和残余废气分布。

(1) 固定 IVO 时,随 IVL 的增大,滚流比峰值出现时刻基本不变,进气过程中第一个峰值随之增大,而压缩过程中第二个峰值随之减小;湍流强度峰值出现时刻基本不变,进气及压缩过程中峰值都随升程的增大而增大。

(2) 固定 IVL 时,IVO 推后,进气过程中滚流比第一个峰值随之增大,出现的时刻先提前后推后,压缩过程中第二个峰值也增大,但出现时刻不变,两个峰值出现时刻的时间间隔随变短;湍流强度随之单调增大,进气过程中最大值出现时刻推迟,且压缩后期衰减相对越快。

(3) 随着升程的增大,压缩后期残余废气浓区由“ ”变为“U”形,由于进气过程中排气门侧涡团尺度变大,压缩后期残余废气浓区往进气门侧移动,并向下移向活塞顶。IVO 推迟,废气浓区由“U”形变为“ ”形,但位置变化不明显。高温区中心与废气浓区中心在  $z$  轴上差距比较明显,局部高温区更靠近活塞顶面而废气浓区更靠近燃烧室顶部。

## 参考文献

- [1] Li Cao, Hua Zhao, Xi Jiang and Navin Kalia, Brunel University, Effects of Intake Valve Timing on Premixed Gasoline Engine with CAI Combustion, SAE2004-01-2953
- [2] Zhihua Li, Hui Xie and Hua Zhao, Studies of the Control of In-cylinder Inhomogeneities in a 4VVS Gasoline Engine ,SAE paer , 2008-01-0052
- [3] The es-ice User Manual-Version1.0, adapco, New York, June 5, 2002
- [4] 王天友 刘大明 张学恩 张东明 刘书亮 赵华, 可变气门升程下汽油机缸内气体流动特性的研究,《内燃机学报》, 2008 年 26 卷第 5 期
- [5]. 吴望一, 流体力学(上册), 北京: 北京大学出版社, 1998