DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.11.004

# 不同喷孔夹角的直喷柴油机涡流室燃烧系统性能分析*

魏胜利　王　忠　毛功平　倪培永
(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

【摘要】 为改善燃烧室内喷雾的空间分布,增强气流运动,促进油气混合,基于前期研究提出的新型直喷柴油机涡流室燃烧系统,对 146°、150°、154°喷孔夹角的 3 种不同喷油嘴在燃烧室内的喷雾、混合气形成与燃烧过程进行了数值模拟。结果表明:从燃空当量比总体分布来看,采用 146°喷孔夹角时混合气最均匀。燃烧涡流和逆挤流对速燃期的燃烧室内温度分布有较大的影响。154°喷孔夹角的 NO 排放量最低,而 146°喷孔夹角的碳烟排放量最低。综合来看,150°喷孔夹角有较好的排放性能。

**关键词**: 直喷式柴油机　涡流燃烧室　喷孔夹角　数值模拟
**中图分类号**: TK421.2　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2012)11-0015-06

# Influence of Nozzle Hole Cone Angle on Swirl Chamber Combustion System in Direct Injection Diesel

Wei Shengli　Wang Zhong　Mao Gongping　Ni Peiyong
(*School of Automobile and Traffic Engineering*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*)

**Abstract**

In order to improve the particle spatial distribution, promote the mixing of oil and gas, and enhance airflow movement in a combustion chamber, a swirl chamber combustion system in direct injection diesel was investigated. The mixture formation and combustion progress in the combustion chamber were simulated, including different nozzle hole cone angles with 146°, 150° and 154°. The results showed that in view of the fuel/air equivalence ratio distribution, the uniformity of mixture on nozzle hole cone angle of 146° was better than others. The combustion swirl and anti-squish swirl have effect on temperature distribution in the combustion chamber. NO emission was lowest with nozzle hole cone angle of 154°, while soot emission was lowest with nozzle hole cone angle of 146°. The emission performance was better than others with nozzle hole cone angle of 150°.

**Key words**　Direct injection diesel, Swirl combustion chamber, Nozzle hole cone angle, Numerical simulation

## 引言

传统柴油机的燃烧是喷雾扩散燃烧,其燃烧放热规律和有害物的生成取决于喷雾的混合特性。因此对燃油雾化和油束特性进行深入研究,是改善柴油机燃烧与排放特性的关键[1]。

对于具有一定几何形状的燃烧室,燃油喷雾及其与空气的混合过程对燃烧和排放有很大的影响。然而,燃油的喷射雾化过程十分复杂,这是因为喷射受喷嘴结构,喷射压力,缸内气体的温度、压力、流动等多种因素的影响。燃油进入气缸后的雾化过程包括油束破裂、油滴碰撞和聚合、油滴撞壁等,这些都是在极短时间和极小空间尺度内完成的,对其进行实验研究比较困难[2~3]。

收稿日期: 2012-04-12　修回日期: 2012-05-03
*国家自然科学基金资助项目(51106065)和江苏省高校自然科学基金资助项目(11KJB470006)
**作者简介**: 魏胜利,讲师,博士,主要从事内燃机燃烧及排放控制研究,E-mail: weishengli@ujs.edu.cn

近年来,有关液体燃料雾化与燃烧的模拟研究已取得了很大进展,使人们加深了对混合气形成和燃烧过程的理解与认识,为改进发动机结构、开发新型燃烧系统提供了理论指导[4~5]。AVL 公司的发动机专用三维模拟软件 FIRE 依靠其强大的试验能力支持,发展也比较快。通过 CFD 模拟计算可以很好地预测喷雾特性对缸内混合气形成及燃烧过程的影响,并且能节约试验成本和缩短研究周期。

针对已提出的直喷式柴油机涡流室燃烧系统[6~8],为了找到有较好排放性能的喷孔夹角,本文利用三维模拟软件 FIRE 研究不同喷孔夹角喷油嘴对其燃烧与排放性能的影响。

## 1 数值模拟

### 1.1 数学模型

缸内气体流动是三维可压缩粘性气体流动,用质量、动量和能量守恒方程耦合 $k-\varepsilon$ 方程以及状态方程建立气体流动的数学模型[9]。

质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j)=s_m \tag{1}$$

式中 $t$——时间 $x_j$——坐标值,$j=1,2,3$

$\rho$——密度 $s_m$——质量源项

$u_j$——气体在 3 个坐标上的分量

$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j)$——张量

动量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i-\tau_{ij})=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+s_i \tag{2}$$

其中 $\tau_{ij}=2\mu s_{sj}-\frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}-\overline{\rho u_j' u_i'}$ $(i,j,k=1,2,3)$

式中 $p$——气体压力

$\mu$——动力粘性系数

$s_i$——动量源项

$\tau_{ij}$——作用在与 $i$ 方向相垂直的平面上的 $j$ 方向上的应力

$s_{ij}$——流体变形率张量

$u'$——湍流脉动速度

$\delta_{ij}$——克罗内尔符号,$i=j$ 时取 1,$i\neq j$ 时取 0

能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h+\overline{\rho u_j' h'})=\frac{\partial p}{\partial t}+u_j\frac{\partial p}{\partial x_j}+\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+s_h \tag{3}$$

式中 $h$——气体的比焓

$s_h$——能量方程的源项

$h'$——湍流动能

### 1.2 计算对象、计算方案及网格

本文数值模拟所采用的燃烧室如图 1 所示,采用了在相同油嘴伸出长度、相同孔径下喷孔夹角分别为 146°、150°和 154°的油嘴。对上述 3 种不同喷孔夹角的喷雾、混合气形成及燃烧过程进行数值模拟。采用 1/4 缸内空间模型,见图 2。每个 CFD 模型的网格数在分区之前都超过了 60 000 个。

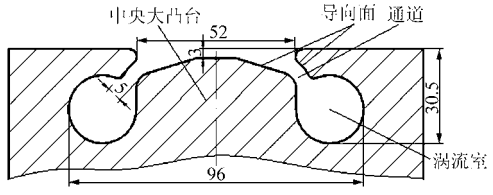


图 1 涡流燃烧室结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of swirl combustion chamber

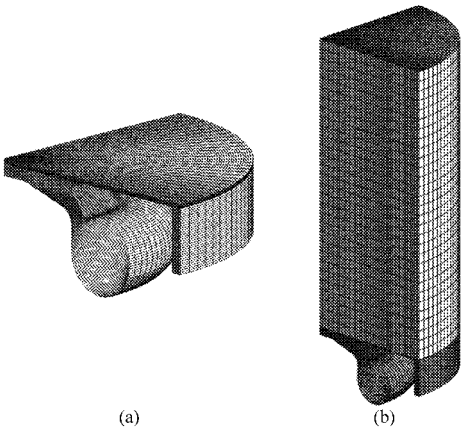


图 2 计算网格

Fig. 2 Mesh of combustion chamber

(a) 活塞位于上止点 (b) 活塞位于下止点

### 1.3 模型与验证

计算采用的湍流模型是 $k-\varepsilon$ 湍流模型。喷雾破碎子模型采用 WAVE 模型。碰撞子模型采用 Naber Reitz 的油粒-壁面碰撞模型,相互作用类型为 Walljet1,$C_2=12$,临界韦伯数为 50,反射角度小于 5°[10]。喷雾蒸发模型为 Dukowicz。

燃烧过程的反应速率通过 Magnussen 的湍流控制模型计算。$NO_x$ 排放量计算采用 Zeldovich 模型,碳烟排放采用 Kennedy - Hiroyasu - Magnussen 模型。计算初始参数见表 1。

计算从进气门关闭时刻开始,到排气门打开时刻结束。该柴油机的进气门关闭时刻为上止点前 150°CA,进气压力为 0.10 MPa,进气温度为 297 K,考虑传热和摩擦转化为热量对进气的加热,设定初始温度为 330 K。计算采用 100% 负荷供油量。

为验证模型的有效性,将计算与实验结果进行了比较。图 3 为气缸压力计算值与实验值的对比。由于实验机缸套老化等原因,实测值与计算值存在

**表 1　计算初始参数**

**Tab. 1　Initial parameters of calculation**

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 发动机转速/r·min$^{-1}$ | 1 500 |
| 初始压力/MPa | 0.1 |
| 初始温度/K | 330 |
| 进气涡流比 | 1.2 |
| 残余废气系数 | 0.05 |
| 活塞温度/K | 525 |
| 缸盖温度/K | 425 |
| 缸套温度/K | 375 |
| 燃料分子式 | $C_{12}H_{26}$ |
| 燃料热值/J·kg$^{-1}$ | $4.24\times10^{7}$ |
| 每循环喷油量/mg | 77.7 |
| 进气门关闭时刻/°CA BTDC | 150 |
| 喷油起始时刻/°CA BTDC | 5 |

一定偏差，但总的看来，采用上述计算模型和边界条件进行数值模拟是可信的。

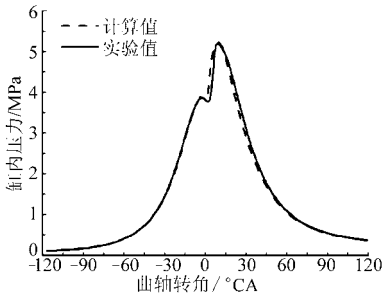


图 3　气缸压力计算与实验曲线

Fig. 3　Comparison of in-cylinder pressure curve of simulation calculation and experiment

## 2　数值模拟结果分析

图 4 显示了不同喷孔夹角时燃空当量比分布随曲轴转角变化情况。可以看出：总体来看，146°喷孔夹角喷雾在燃烧室分布较为均匀。随着曲轴转角变

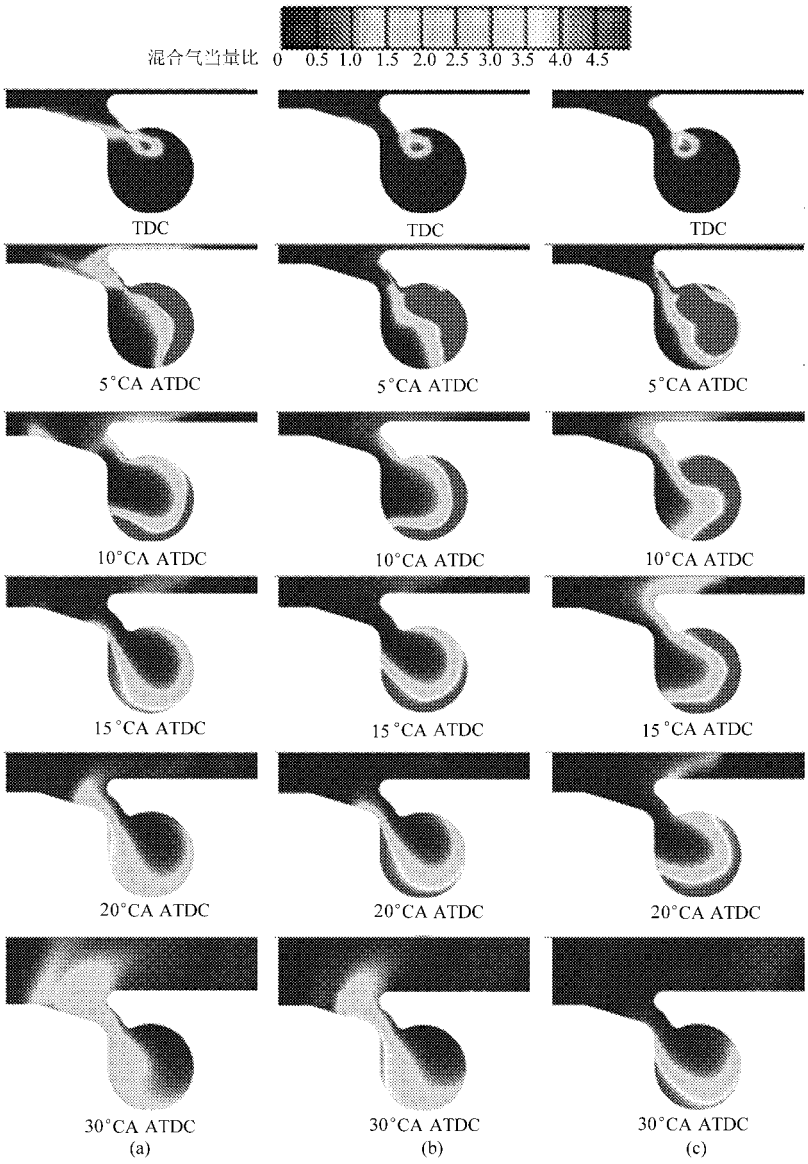


图 4　不同喷孔夹角下燃空当量比比较

Fig. 4　Comparison of equivalence ratio in-cylinder with different nozzle hole cone angles

(a) 146°　(b) 150°　(c) 154°

化,燃空当量比分布出现明显的差异,3 种喷孔夹角的喷雾在气流作用下在凹坑内发生明显的顺时针旋转,开始旋转时刻依次为:146°、150°、154°。146°喷孔夹角喷雾在与大凸台碰撞后迅速脱离壁面向空间发展,有很小一部分碰撞到了喉口导向面,在其两侧均卷吸大量空气,减少了局部过浓区。这使得燃烧室外围空气得到了充分利用,有利于形成较大范围的均匀混合气。在 5°CA ATDC 时,146°喷孔夹角喷雾在通道处混合气很均匀,3 种喷雾在紧贴喉口导向弧壁面处有很小一部分过浓区,其余绝大部分分布在靠近凹坑壁面,过浓区大小随喷孔夹角的递增而增大。在 20°CA ATDC 时,146°喷孔夹角喷雾的过浓区基本消失,其很小一部分混合气当量比最高为 3.5 左右,绝大部分混合气当量比仅为 2.5 左右,而在 150°和 154°喷孔夹角喷雾的混合气过浓区主要分布凹坑下方壁面处,当量比最高超过了 5。在 30°CA ATDC 时,146°喷孔夹角喷雾在燃烧室中形成的混合气最均匀,分布范围较广,当量比在 2 以下,三者的过浓区及最高当量比随喷孔夹角的递增而增大。

图 5 显示了不同喷孔夹角的喷雾在燃烧室内喷雾发展历程和流场分布的情况。在 TDC 时刻,不同喷孔夹角的流场差异并不十分明显,146°喷孔夹角的油束部分撞击到中央凸台导向面破碎后发展,150°喷孔夹角的油束擦掠凸台导向面后其末端碰撞到喉口导向弧面,154°喷孔夹角的油束未与凸台表面发生碰撞。在 3°CA ATDC,涡流室内流场也未有明显差异,流场中心靠近球形凹坑左部。146°喷孔夹角在近凸台表面粒子生存期明显较长,主要是碰撞后在壁面扩散展开,壁面温度较低使得蒸发雾化时间延长。在 10°CA ATDC,不同喷孔夹角的流场差异较为明显,146°与 154°喷孔夹角均在通道及喉口附近各自形成了一个涡旋;但在涡流室内,146°喷孔夹角形成了一个涡旋,其位于涡流室上部,150°与 154°喷孔夹角均形成了 2 个涡旋,分别位于涡流室上部、中部以及上部、下部。

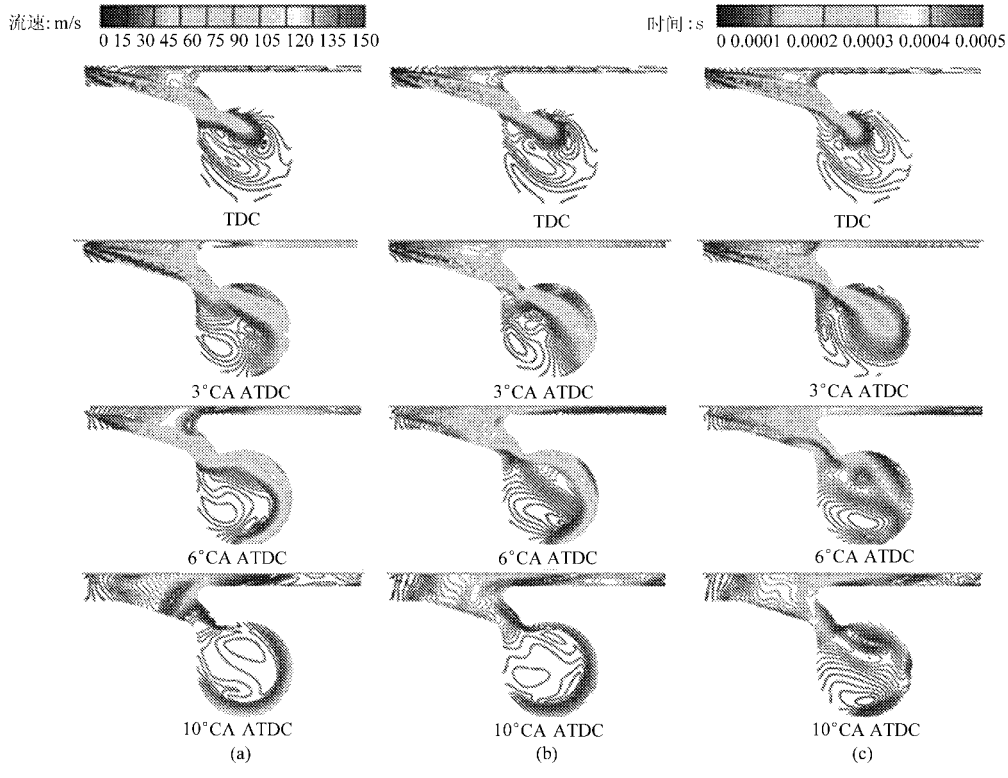


图 5 不同喷孔夹角下喷雾发展历程和流场比较

Fig. 5 Comparison of spray development and flow field with different nozzle hole cone angles

(a) 146° (b) 150° (c) 154°

图 6 为 3 种不同喷孔夹角的喷雾在燃烧室内温度场分布随曲轴转角变化情况的对比。在 TDC 时,146°喷孔夹角高温区出现在通道及喉口上方空间,其最高温度在 2 600 K 以上,而 150°与 154°喷孔夹角高温区则主要出现在通道处,且最高温度只达到了 2 200 K 左右,三者中 154°喷孔夹角的高温区分布范围最小。在 20°CA ATDC 时,最高温度都超过了 2 600 K,但三者的温度场分布出现较大差异:146°与 150°喷孔夹角高温区主要集中在涡流室凹坑近壁及通道处,但 150°喷孔夹角高温区范围要比 146°的小;154°喷孔夹角高温区主要分布在喉口上方近挤流区。从 10°CA ~20°CA ATDC 燃烧室内温

度分布随曲轴转角变化情况可以看出：凹坑中心的温度只有 1 700 K 左右，凹坑壁附近的温度较高，达到了 2 400 K 左右，在凹坑中温度形成了中心低、四周高的现象，说明此时温度场主要受燃烧涡流和逆挤流影响。在 30°CA ATDC 以后，146°与 150°喷孔夹角的高温区范围较大，温度场较均匀，其高温区呈连续片状分布，绝大多数分布在活塞顶上方，而 150°喷孔夹角高温区范围很小，分布在大凸台靠近通道的地方，三者的最高温度则相差不大。

图 7 显示了不同喷孔夹角的排放性能比较曲线。在整个燃烧过程中，146°喷孔夹角的NO排放

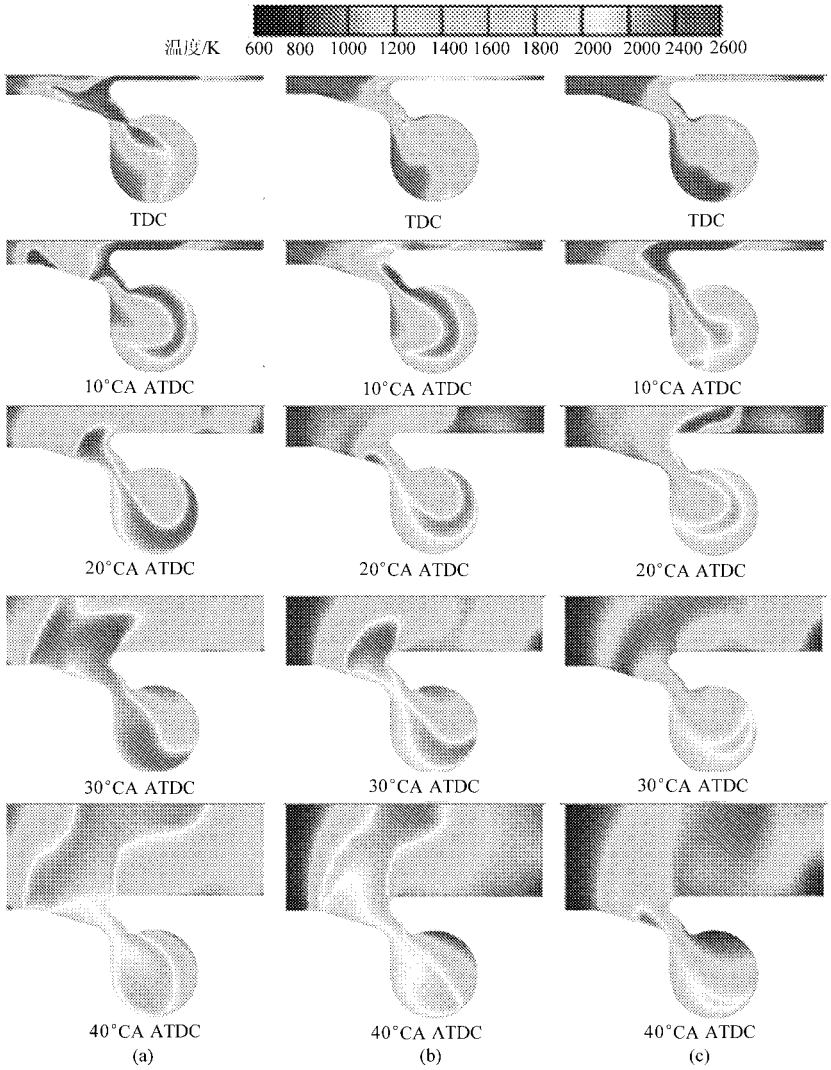


图 6　不同喷孔夹角下缸内温度场比较

Fig. 6　Comparison of in-cylinder temperature with different nozzle hole cone angles

（a）146°　（b）150°　（c）154°

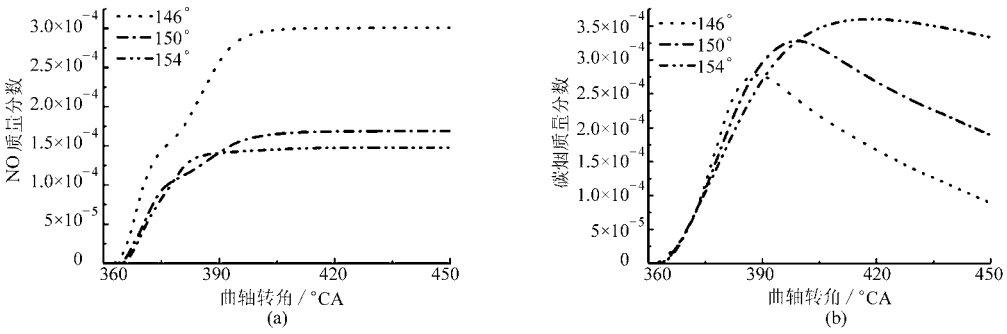


图 7　不同喷孔夹角下排放性能比较

Fig. 7　Comparison of emission performance with different nozzle hole cone angles

（a）NO 排放　（b）碳烟排放

量最高,达到了 $3.10\times10^{-4}$,碳烟质量分数最低,其最大值为 $2.78\times10^{-4}$;154°喷孔夹角的 NO 质量分数最低,为 $1.48\times10^{-4}$。由于 154°喷孔夹角油束到达喉口导向面时动能相对较低,喷雾贴近燃烧室壁面无法卷吸足够的空气,形成过浓区,使得碳烟排放较高。146°喷孔夹角喷雾在燃烧室中形成的混合气分布最均匀,油粒与空气接触面积较大,因而碳烟排放量最低。在燃烧初期,146°喷孔夹角的碳烟质量分数大于其他两者,154°喷孔夹角的碳烟质量分数最低。主要是因为 146°喷孔夹角油雾最早接触并碰撞到凸台表面,油气未能充分混合,导致碳烟排放量高,但碳烟质量分数最大值在燃烧中后期,从高到低依次为:154°、150°、146°。

## 3 结论

(1) 由于喷孔夹角不同导致在燃烧室内喷雾落点不同,使得喷雾发展历程和流场也发生相应变化。从当量比总体分布来看,采用 146°喷孔夹角时混合气最均匀。

(2) 在上述研究中,154°喷孔夹角的 NO 排放量最低,而 146°喷孔夹角的碳烟排放量最低。

(3) 燃烧涡流和逆挤流对速燃期的燃烧室内温度分布有较大的影响。

(4) 在 30°CA ATDC 以后,154°喷孔夹角的高温区比其他两种的明显减少,而 146°与 154°喷孔夹角的高温区范围较大,主要分布在主燃烧室中。

## 参 考 文 献


1 蒋德明. 内燃机燃烧与排放学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001:422~451.

2 赵昌普,宋崇林,李晓娟,等. 燃油系统参数对柴油机燃烧及排放影响的研究[J]. 内燃机学报,2008,26(6):505~512.
Zhao Changpu, Song Chonglin, Li Xiaojuan, et al. Influence of fuel injection system parameters on combustion and emissions of a diesel engine [J]. Transactions of CSICE, 2008,26(6):505~512. (in Chinese)

3 舒歌群,马维忍,许世杰,等. 喷雾夹角对柴油机性能影响的数值模拟[J]. 工程热物理学报,2008,29(7):1 239~1 242.
Shu Gequn, Ma Weiren, Xu Shijie, et al. Simulation of the effect of spray angle on diesel performance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008,29(7):1 239~1 242. (in Chinese)

4 石秀勇,李国祥,胡云萍. 喷雾夹角影响柴油机混合气形成与燃烧的 CFD 研究[J]. 车用发动机,2007(1):19~23.
Shi Xiuyong, Li Guoxiang, Hu Yunping. Influence of spray angle on mixture formation and combustion of diesel engine based on CFD research[J]. Vehicle Engine,2007(1):19~23. (in Chinese)

5 蒋炎坤. CFD 辅助发动机工程的理论与应用[M]. 北京:科学出版社,2004: 109~130.

6 Wei S L, Long W Q, Feng L Y, et al. Study of spray impingement and squish combustion system for diesel engines[J]. Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Engineering, 2010, 224(1):117~124.

7 魏胜利,杜宝国,冯立言,等. 直喷式柴油机涡流室柴油机燃烧系统的模拟与实验研究[J]. 内燃机工程,2008,29(4):19~22.
Wei Shengli, Du Baoguo, Feng Liyan, et al. Simulation and experimental research of DI. diesel engine swirl chamber combustion system[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2008,29(4):19~22. (in Chinese)

8 魏胜利,王忠,倪培永,等. 单缸直喷柴油机涡流室燃烧系统外部增压的实验研究[J]. 汽车工程,2011,39(8):649~652.
Wei Shengli, Wang Zhong, Ni Peiyong, et al. An experimental research on external supercharging in DI. diesel engine with swirl chamber sombustion system[J]. Automotive Engineering,2011,39(8):649~652. (in Chinese)

9 解茂昭. 内燃机计算燃烧学[M]. 2 版. 大连:大连理工大学出版社,2005.

10 AVL List Gmbh. AVL FIRE 2008 manual-spray[M]. Graz, Austria: AVL List Gmbh, 2008.


(上接第 30 页)


10 王锡斌. 柴油机燃用多种燃料的喷雾和燃烧过程多维数值模拟的研究[D]. 西安:西安交通大学,2003.
Wang Xibin. Research of multidimensional numerical simulation of spray and combustion process of diesel engine fueled with different fuels[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2003. (in Chinese)

11 Schraml S, Heimgartner C, Fettes C, et al. Investigation of in-cylinder soot formation and oxidation by means of two-dimensional laser-induced incandescence[C]// 10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, 2000.

12 Charles J Mueller, William J Pitz, Lyle M Pickett. Effects of oxygenates on soot processes in DI diesel engines: experimental and numerical simulations[C]. SAE Paper 2003-01-1791, 2003.