

柴油机燃烧过程模拟分析

金华玉¹, 刘忠长¹, 王忠恕¹, 王威¹, 李康²

(1. 吉林大学汽车工程学院, 长春 130022; 2. 中国第一汽车集团公司, 长春 130011)

摘要:为了解柴油机燃烧的微观情况, 利用商用计算机软件 STAR-CD 对增压中冷柴油机进行了燃烧模拟分析。在试验台架上调整供油提前角, 针对烟度及 NO_x 排放性能进行了试验, 为模拟计算获取了温度、压力等初始条件。对试验工况进行了燃烧模拟, 结果表明, 喷油过程会形成喷注头部, 在喷油后期喷注尾部又从喷注整体上脱落; 未来得及燃烧的燃油撞壁后, 其小部分向上运动逐渐进入余隙狭缝之中, 大部分向下沿 ω 形壁面形成滚流运动; 着火首先发生在油束外缘区域, 并且随着燃烧的进行, 高温区一直出现在燃油蒸汽的外层。

关键词:动力机械工程; 柴油机; 供油提前角; 燃烧模拟; STAR-CD

中图分类号:TK421.2 **文献标识码:**A **文章编号:**1671-5497(2007)05-1028-06

Simulation of diesel engine combustion process

Jin Hua-yu¹, Liu Zhong-chang¹, Wang Zhong-shu¹, Wang Wei¹, Li Kang²

(1. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. China FAW Group Corporation, Changchun 130011, China)

Abstract: In order to understand the details of the diesel engine combustion process, the combustion of a turbocharged and intercooled diesel engine was simulated with the commercialized computational fluid dynamics software STAR-CD. To define the initial conditions of the simulation, such as pressures, temperatures, etc., the diesel engine was tested on a dynamometer testbed under different fuel supply advance angles to get its smoke and NO_x emission behaviors. The combustion processes were simulated under the testing conditions. The simulation results show that a fuel spray tip is formed during the fuel injection process, and the spray tail breaks off from the main spray towards the end of injection. The unburned fuel impinges on the combustion chamber wall, then a part of which moves up into the clearance space between the piston top and the cylinder head bottom, and the majority of the impinged fuel moves down along the ω -type chamber wall to form a tumble flow. The ignition always occurs in the outer region of the fuel spray, the combustion goes on there, so the temperatures there are high.

Key words: power machinery and engineering; diesel engine; fuel supply advance angle; combustion simulation; STAR-CD

收稿日期: 2006-09-17.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50676040).

作者简介: 金华玉(1979-), 男, 博士研究生. 研究方向: 内燃机公害与控制. E-mail: jinhuayu9815@sohu.com

通讯联系人: 刘忠长(1956-), 男, 教授, 博士生导师. 研究方向: 内燃机公害与控制. E-mail: liuzc@jlu.edu.cn

随着排放法规的日益完善和对高效率发动机的不断追求,人们对柴油机的几何参数、燃油喷射参数和燃烧室内的流场等都进行了大量的研究。实践表明,燃油系统喷油始点对柴油机的性能、烟度、排放、噪声有着至关重要的影响^[1-3]。随着高性能计算机的出现以及现代数学的迅速发展,用数值方法模拟燃烧系统中流动、传热、化学反应等过程已成为可能,并且模拟结果也已有相当的预测价值和指导意义^[4-6]。

作者在试验台架上对不同供油提前角下的增压中冷柴油机的排放性能进行了研究,得到了模拟计算所需的初始条件。利用商用计算软件 STAR-CD 对试验工况进行了燃烧模拟,从而对该柴油机燃烧过程有了一定的认识。

1 台架试验

柴油机实际运行时缸压、缸内平均温度等可以为模拟计算提供初始条件,还可以验证模拟结果是否准确,此外还可以观察排放试验结果能否通过模拟计算给予一些合理的解释,因此对所模拟的柴油机进行了台架试验。

1.1 柴油机参数

试验使用的直喷增压中冷柴油机的主要技术参数见表 1。

表 1 柴油机主要技术参数
Table 1 Diesel engine specification

技术参数	指标
型号	CA6DE1-21K
缸径×行程/mm	106×125
压缩比	17.0
标定功率/kW	154
标定转速/(r·min ⁻¹)	2500
最大扭矩/(N·m)	740
最大扭矩转速/(r·min ⁻¹)	1400
喷嘴喷孔数×直径/mm	6×0.22
增压器	TBP4 型

1.2 试验方案

将供油提前角分别调整至 6、10、14 °CA BTDC,在转速为 1000、1500、2500 r/min,50%、75%、100%负荷下进行了试验。试验时,采集缸压及曲轴转角信号并传输到计算机存储,同时用排放气体分析仪记录柴油机的气体排放数据。

1.3 部分试验结果

试验测得了示功图,利用日本小野燃烧分析

软件对该柴油机燃烧过程进行计算,可得到平均温度和燃烧放热率曲线,为模拟计算提供任意曲轴转角下的缸内平均温度和压力等初始条件。

图 1 为柴油机 NO_x 排放性能的比较。从图中可以看出,供油提前角对 NO_x 排放影响显著。转速、负荷相同的工况下,NO_x 排放随着供油提前角的减小而大幅降低。

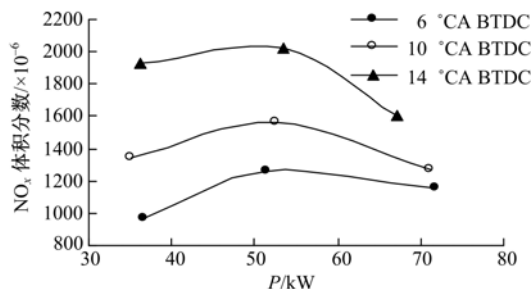


图 1 1000 r/min 时各工况 NO_x 排放比较

Fig. 1 Comparison of NO_x emissions under the various operating conditions of 1000 r/min

2 模型的建立

2.1 计算网格

利用商用计算软件 STAR-CD 进行燃烧模拟研究,采用的计算网格如图 2 所示。

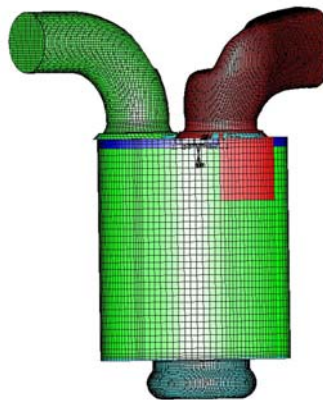


图 2 计算网格

Fig. 2 Computational grid

2.2 模型与算法选择

模拟计算采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型、Huh 喷雾模型、Reitz/Diwakar 液滴破碎模型、Bai 撞壁模型、shell 点火模型和层流湍流时间尺度燃烧模型。算法采用 PISO 算法。

2.3 模拟计算条件

(1) 涡流比:模拟各工况采用的涡流比均为 2,在 STAR-CD 中采用涡流转速 Ω_{turb} 来体现,

相应工况转速为 1000、1500、2500 r/min 时, Omega 分别为 2000、3000、5000 r/min。

(2)初始温度、压力:根据实验得到的示功图和缸内平均温度曲线得到。

(3)壁面边界条件:采用的是绝热边界条件,其计算结果与固定壁温所得结果差别很小。

3 模型选择合理性验证

当前,出现了许多先进的仪器设备和测试方法,如利用内窥镜、透明光学发动机、高速摄影、激光诱导荧光法、微粒图像流速法等可以采集缸内燃油浓度分布、温度场和流场等,能够更精确地评价数值模拟计算结果的准确性,但是这些设备价格昂贵。将模拟计算出的示功图和放热率等与试验结果的吻合程度作为评价标准虽然不是非常科学,但在很大程度上也可以说明模拟计算的准确性。

将 1000 r/min、50% 负荷、10 °CA 供油提前角工况下的试验结果与模拟计算结果进行了对比,如图 3 所示。从图中可以看出,模拟结果与试

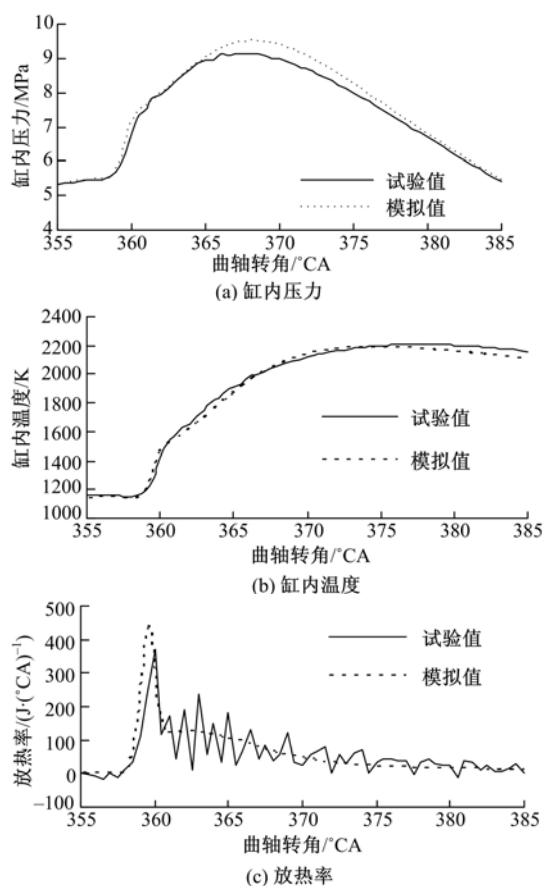


图 3 模拟计算结果与试验结果的比较

Fig. 3 Comparison of simulated results with test results

验结果吻合较好,说明所选模型和计算方法合理。

4 模拟结果及分析

4.1 燃油浓度场

图 4 为 1000 r/min、50% 负荷、14 °CA 供油提前角工况的喷油过程中油束蒸发的变化情况,图中右侧的比例尺是燃油蒸汽的质量分数。可以看到,在喷油过程前期形成了一个喷注头部,它与后续喷油之间有一段燃油蒸汽质量分数相对较小的区域。

在喷油、燃烧数值模拟相关研究中也出现了类似的情况,即出现一个较为清晰的喷注头部^[7]。笔者认为,喷注头部与采用机械式供油泵有一定关系。当供油开始时,喷油嘴内燃油压力迅速上升,达到开启压力后针阀上升,初始燃油喷出,同时喷油嘴内压力下降,使针阀有一个回落的动作,抑制了后续喷射。初始喷射燃油雾化蒸发,形成了图 4 中 354 °CA 时刻的浓区。当喷油嘴内油压进一步上升后,针阀被彻底打开,形成喷射油束主体。由于速度快而在喷射方向上超过了初始喷油。从图 5 的温度场中可以看到,353.7 °CA 时刻初始燃油的雾化蒸发区域外有略低于缸内空气温度的条形区,这就是喷射油束主体,对比图 4 和图 5 可知,当它的前端燃油大量蒸发时就形成了明显的喷注头部。

喷油后期,缸内压力升高而喷油压力却迅速下降,喷孔两端压力差迅速减少,喷注尾部由于速度低于其前面的喷注速度,而从喷注整体上脱落。

从图 4 还可以看出,没有来得及燃烧的燃油撞到壁面后沿壁面运动。一部分向上运动逐渐进入余隙狭缝之中,但伸入不多就被燃烧掉,至 380 °CA 时这部分燃油已经燃烧殆尽。另一部分向下沿 ω 形壁面形成滚流运动,可以看到,在后期这部分燃油燃烧后的剩余部分又旋转运动到燃烧室的上部,因此 ω 型燃烧室的具体结构参数直接影响这部分燃油的运动及混合情况。虽然这部分燃油的量不是很大,但排放中的很大一部分 soot 却是由它们产生的,因此优化 ω 型燃烧室结构形状,组织更合理的缸内流动,值得深入研究。

4.2 燃空当量比及温度分布

图 5 为 1000 r/min、50% 负荷、14 °CA 供油提前角工况下,在喷油开始后一段曲轴转角范围内的燃空当量比和温度分布。该工况的燃烧始点为 354.7 °CA,从图中可以看到,此时油束外缘温度

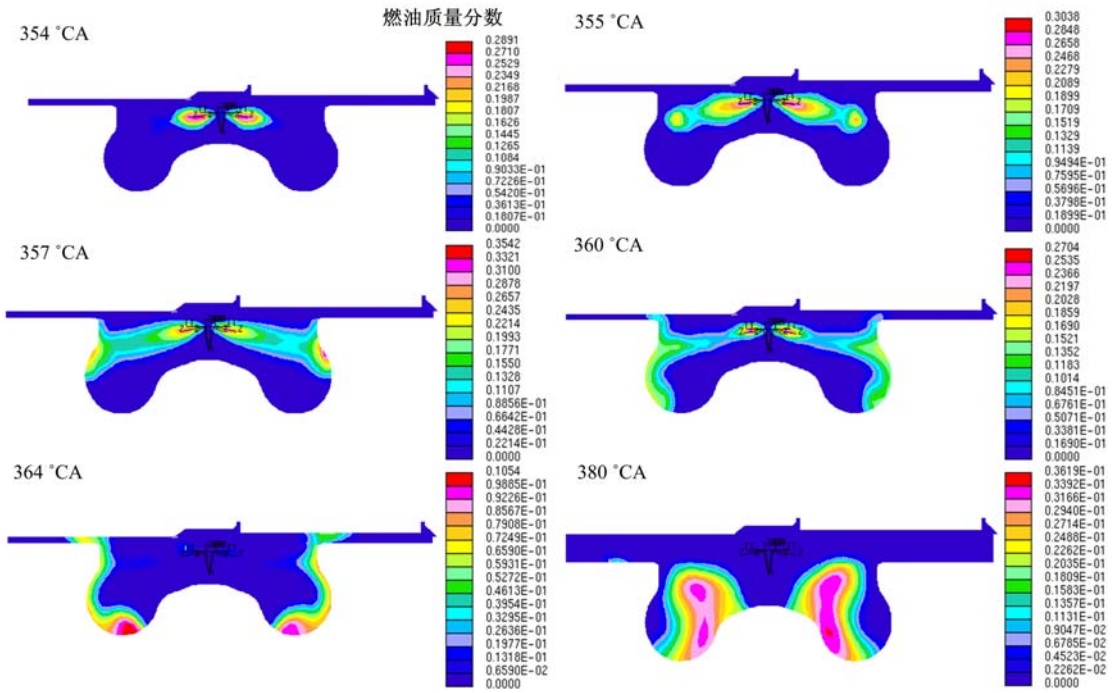


图 4 1000 r/min、50%负荷、14 °CA 供油提前角工况下的喷油蒸发过程
Fig. 4 Injection and evaporation process under the operating condition of 1000 r/min, 50% load and 14 °CA fuel supply advance angle

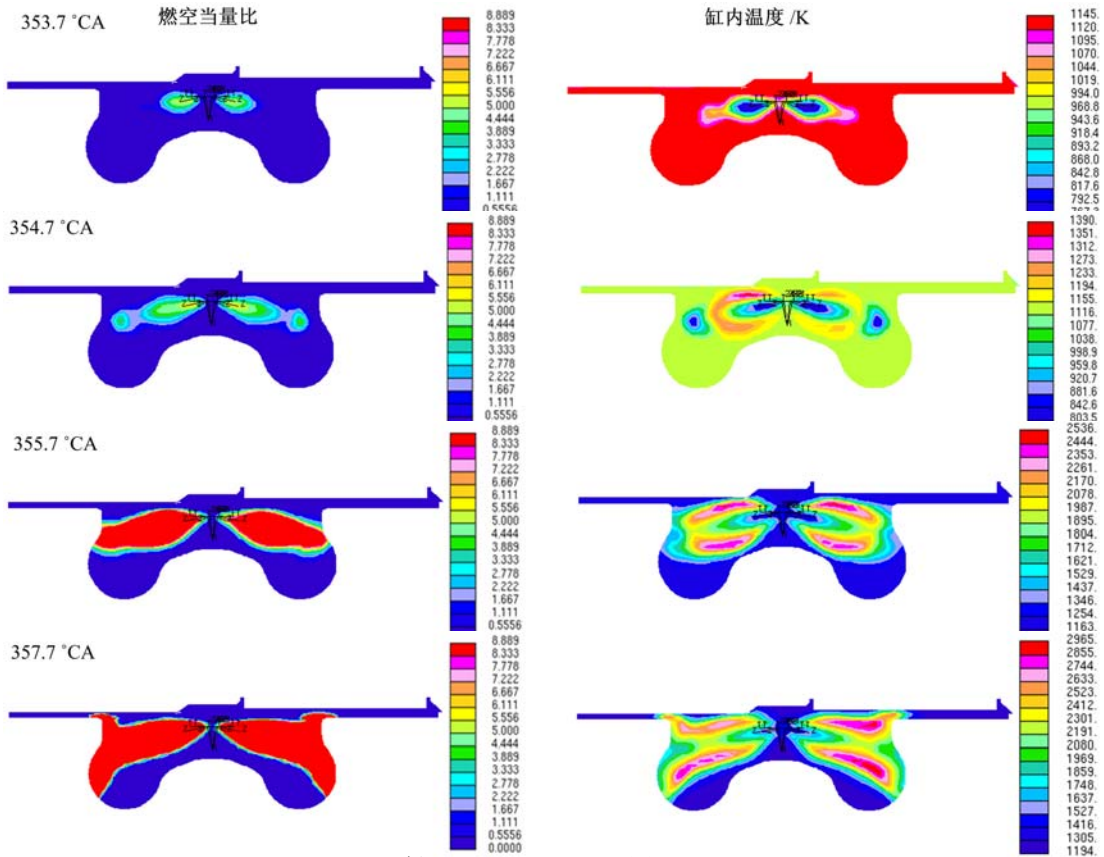


图 5 1000 r/min、50%负荷、14 °CA 供油提前角工况燃空当量比及温度分布
Fig. 5 Fuel/air equivalence ratio and temperature distribution under the operating condition of 1000 r/min, 50% load and 14 °CA fuel supply advance angle

已有所升高。研究中将燃烧始点定义为放热率迅速增加且其模拟值约为 $35 \pm 5 \text{ J}/^\circ\text{CA}$ 时对应的曲轴转角;在温度场上表现为最高燃烧温度有 $250 \sim 300 \text{ }^\circ\text{C}$ 骤升所对应的曲轴转角。从 $354.7 \text{ }^\circ\text{CA}$ 到 $355.7 \text{ }^\circ\text{CA}$ 时油束外缘温度急剧大幅度升高,表明燃烧首先发生在油束外缘;滞燃期内在油束外缘形成了较多的预混合气,燃空当量比较小,在 $0.000 \sim 1.667$ 之间(即过量空气系数大于 0.9),所以有较多的 NO_x 产生。随着燃烧进程的深入,预混合气比例逐渐减少,表现为油束外缘燃空当量比较小的区域逐渐变薄,到 $357.7 \text{ }^\circ\text{CA}$ 时已经变得很薄,说明预混合气接近燃尽。另外,还可以看到燃烧一旦开始,油束中心燃空当量比迅速上升。

图 6 为 $2500 \text{ r}/\text{min}$ 、 100% 负荷、 $14 \text{ }^\circ\text{CA}$ 供油提前角工况的油束蒸发变化情况。可见,在该工况下的油束变化与低转速、小负荷时类似。对于燃空当量比分布和温度场的变化规律,在 $2500 \text{ r}/\text{min}$ 工况与 $1000 \text{ r}/\text{min}$ 工况有类似的结果,因此仅以 $1000 \text{ r}/\text{min}$ 的情况为例加以说明。

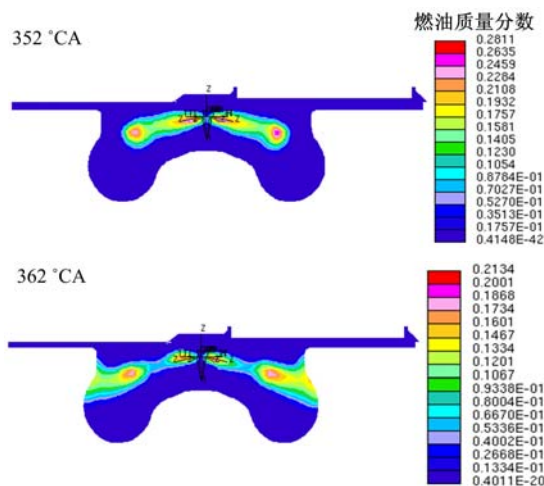


图 6 $2500 \text{ r}/\text{min}$ 、 100% 负荷、 $14 \text{ }^\circ\text{CA}$ 供油提前角工况喷油蒸发过程

Fig. 6 Injection and evaporation process under the operating condition of $2500 \text{ r}/\text{min}$, 100% load and $14 \text{ }^\circ\text{CA}$ fuel supply advance angle

图 7 为 $1000 \text{ r}/\text{min}$ 、 50% 负荷、 $14 \text{ }^\circ\text{CA}$ 供油提前角工况下燃烧进入扩散燃烧之后的温度分布。由图 7 并结合图 4、图 5 的观察可以看到,随着燃油蒸汽的运动,高温区一直出现在蒸汽的外层,这是因为燃油蒸汽内部缺氧,必须扩散到外层与氧气混合才能发生燃烧。

自 $364 \text{ }^\circ\text{CA}$ 开始有相当一部分高温区伸入到

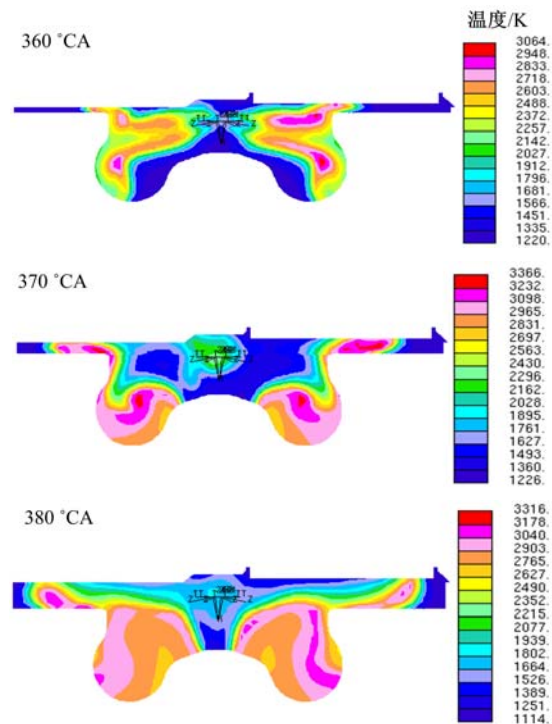


图 7 $1000 \text{ r}/\text{min}$ 、 50% 负荷、 $14 \text{ }^\circ\text{CA}$ 供油提前角工况温度分布

Fig. 7 Temperature distribution under the operating condition of $1000 \text{ r}/\text{min}$, 50% load and $14 \text{ }^\circ\text{CA}$ fuel supply advance angle

余隙狭缝中,从图 4 中可知是有一部分燃油进入这一区域发生燃烧的结果。随后在该部分燃油蒸汽前沿面上一直保持较高的温度,表明进入余隙的燃油蒸汽进行了很好的燃烧,此区域内燃油蒸汽较少,氧气却相对充足,因此极可能产生较多的 NO_x 。

大量研究表明,大部分 NO_x 都是在预混合燃烧期形成的。滞燃期越长,在滞燃期内喷入燃烧室的燃料就越多,在着火前形成的预混合气就越多,因此就有可能生成更多的 NO_x 。

图 8 是模拟计算出的在 $1000 \text{ r}/\text{min}$ 下不同供油提前角时每个循环着火时刻的燃油蒸发量。图 9 为 $1000 \text{ r}/\text{min}$ 各工况点模拟所得的滞燃期比较。可以看到,在相同负荷下,随供油提前角的增大,滞燃期延长,在着火前形成的燃油蒸发量越大,所以会产生更多的 NO_x ,这与试验结果相符(参见图 1)。还可以看到,在相同的供油提前角下随着负荷的增大,燃油蒸发量却有所下降。其原因是随着负荷的增大,热负荷增大,着火前缸内的温度增加,使得滞燃期缩短所致。

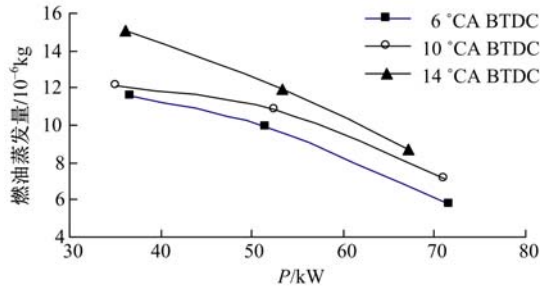


图8 1000 r/min时各工况着火时刻燃油蒸发量

Fig. 8 Evaporated fuel quantity before ignition under the various operating conditions of 1000 r/min

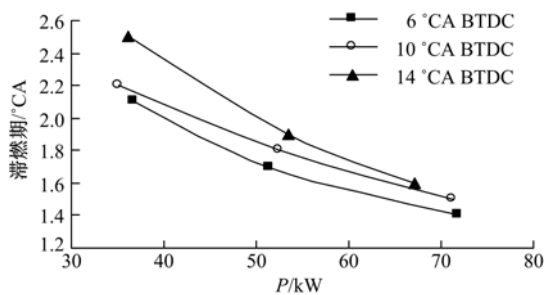


图9 1000 r/min时各工况滞燃期比较

Fig. 9 Comparison of ignition delay period under the various operating conditions of 1000 r/min

5 结论

(1)模拟结果表明,喷油初期会形成喷注头部,在喷油后期喷注尾部又从喷注整体上脱落。

(2)燃油撞到壁面后沿壁面运动,一部分向上运动逐渐进入余隙狭缝之中并燃烧掉;其余大部分燃油向下沿 ω 形壁面形成滚流运动,在后期其燃烧后的剩余部分又旋转运动到燃烧室上部。

(3)着火首先是在油束外缘燃空当量比较小的区域发生,此区域有利于 NO_x 生成。

(4)进入扩散燃烧期,高温区一直出现在蒸汽的外层。进入到余隙狭缝中的燃油燃烧情况较好,形成了一个高温区。

(5)转速、负荷相同时,供油提前角增加,滞燃期变长,着火前燃油蒸发量增加;相同供油提前角下随着负荷增大,滞燃期缩短,着火前燃油蒸发量有所下降。

参考文献:

- [1] Badami M, Millo F, D'Amato D D. Experimental investigation on soot and NO_x formation in a DI common-rail diesel engine with pilot injection[C]//SAE Paper, 2001-01-0657.
- [2] Kouremenos D A, Hountalas D T. Using advanced injection timing and EGR to improve DI diesel engine efficiency at acceptable NO and soot levels[C]//SAE Paper, 2001-01-0199.
- [3] 苏岩,刘忠长,许允,等.直喷式柴油机起动过程排放历程分析[J].吉林大学学报:工学版,2007,37(4):762-766.
Su Yan, Liu Zhong-chang, Xu Yun, et al. Exhaust emission histories of direct injection diesel engine during start[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2007, 37(4):762-766.
- [4] Ishii Hajime, Goto Yuichi, Odaka Matsuo, et al. Comparison of numerical results and experimental data on emission production processes in a diesel engine[C]//SAE Paper, 2001-01-0656.
- [5] Bensler H, Bühren F, Samson E, et al. 3-D CFD analysis of the combustion process in a DI diesel engine using a flamelet model[C]//SAE Paper, 2000-01-0662.
- [6] 王忠恕,刘忠长,戈非.柴油机瞬态工况下烟度排放特性及分析[J].内燃机学报,2005,23(5):404-409.
Wang Zhong-shu, Liu Zhong-chang, Ge Fei. Investigation of smoke emission behaviors from a diesel engine under transient operation conditions[J]. Transactions of CSICE, 2005, 23(5):404-409.
- [7] 赵昌普,宋崇林,张延峰,等.涡流运动降低柴油机混合气浓度及碳烟排放的数值分析[J].燃烧科学与技术,2004,10(6):489-496.
Zhao Chang-pu, Song Chong-lin, Zhang Yan-feng, et al. Numerical analysis of reduction in mixture concentration and soot emissions in a diesel engine by swirl[J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2004, 10(6):489-496.