

O₂/CO₂环境下柴油机燃烧特性数值模拟*

陈汉玉^{1,2} 左承基¹ 王作峰¹ 王对对¹

(1. 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009; 2. 浙江大学能源工程学系, 杭州 310027)

摘要: 为了突破柴油机“NO_x-Soot”折中曲线的束缚, 提出基于 O₂/CO₂ 环境的柴油机燃烧新模式, 运用 AVL-FIRE 软件对发动机缸内压力、温度场分布及整机动力性能进行数值模拟, 分析不同参数对柴油机燃烧特性的影响, 从而获得最佳的 O₂/CO₂ 摩尔百分比, 最后在光学发动机上对典型曲轴转角时刻缸内燃烧过程进行了可视化研究。仿真结果表明, 当供油提前角不变时, O₂ 低于 50% 时, 缸内柴油无法着火燃烧; O₂ 为 65%、CO₂ 为 35% 是该方案中的最佳参数组合; 当改变供油提前角时, O₂ 为 50%、CO₂ 为 50% 是该方案中的最佳参数组合。光学可视化试验表明, O₂/CO₂ 环境的最大压力升高率时刻、最大放热率时刻缸内平均温度均低于正常空气时, 而最大爆发压力时刻的缸内平均温度略高于正常空气时; 和正常空气相比, O₂/CO₂ 环境的主燃烧期扩散燃烧速率提高约 37.6%。

关键词: 柴油机 O₂/CO₂ 环境 燃烧特性 数值模拟 可视化

中图分类号: TK421 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0027-07

引言

柴油机的 NO_x 和碳烟(Soot)排放量呈反比关系, 控制柴油机的排放要平衡考虑“NO_x-Soot”曲线, 目前主要采取机内净化和机外净化相结合的手段来降低两者的排放。机内净化是从源头上治理的方法, 其核心技术是燃烧过程的优化, 主要包括燃烧系统优化、充气系统优化、喷油系统优化、均质压燃及低温燃烧技术等^[1-6]。机外净化主要采用选择性催化还原(SCR)或颗粒物过滤器(DPF)技术^[7-10]。

NO_x 的生成机理是高温、富氧及其持续时间, 而缺氧又会造成碳烟排放增加^[11]。在常规柴油机燃烧理论中, 空气作为氧化剂, 燃烧越充分, 经济性越好, 碳烟排放就越低, 但同时 NO_x 排放也越大, 降低 NO_x 排放的有效措施又使柴油机经济性变差, 碳烟排放增加。由此可见, 只要有 N₂ 或 N 元素存在, 燃烧过程就会有 NO_x 排放生成, 最先进的机内净化技术也无法摆脱“NO_x-Soot”曲线的束缚。

因此, 笔者提出基于 O₂/CO₂ 环境的柴油机燃烧新模式, 即采用纯 O₂ 和部分废气中的 CO₂ 构成柴油机燃烧环境, 从燃烧源头杜绝 NO_x 生成, 同时使燃烧彻底充分, 实现柴油机无 NO_x 排放和超低碳烟排放, 突破“NO_x-Soot”曲线的束缚, 使柴油机满足更严格的排放法规要求。

尽管国内外对 O₂/CO₂ 环境下的燃烧技术作了相关研究, 但均是从煤粉或气体燃料燃烧着手, 先前的研究工作主要是侧重如何在固定床燃煤炉上实现有利于煤燃烧的同时降低 NO_x 和碳烟排放量, 克服在传统空气方式下高温脱硫效率低的缺点, 而在柴油机领域的应用未见相关报道^[12-20]。本文率先将 O₂/CO₂ 环境下的燃烧理论拓展到柴油机燃烧中, 参考正常进气时的发动机模拟数据, 在保持进气温度、进气压力、喷油量和喷油压力等基本参数不变的前提下, 通过改变 O₂/CO₂ 的体积比和供油提前角, 运用 AVL-FIRE 软件对发动机缸内压力、温度场分布及整机动力性能进行数值模拟, 分析不同参数对柴油机燃烧特性的影响, 从而获得最佳的 O₂/CO₂ 比例, 为柴油机在 O₂/CO₂ 环境下的燃烧提供理论基础, 最后在光学发动机上对缸内燃烧过程进行试验研究。

1 O₂/CO₂ 环境下的数值模拟

1.1 试验用柴油机主要参数

试验研究对象为某款单缸直喷柴油机, 其主要参数见表 1。

1.2 模型建立和模拟计算

运用 AVL-FIRE 软件对发动机缸内压力、温度场分布及整机动力性能进行数值模拟, 整个计算过

收稿日期: 2013-01-17 修回日期: 2013-05-09

* 教育部博士学科点专项基金资助项目(20130111120021)、安徽省自然科学基金资助项目(1308085QE79)、内燃机燃烧学国家重点实验室开放基金资助项目(K2011-09)和合肥工业大学青年教师科研基金资助项目(2012HGJ0669)

作者简介: 陈汉玉, 讲师, 浙江大学博士后, 主要从事发动机燃烧及排放控制研究, E-mail: losttheway@sina.com

表1 发动机主要参数

Tab.1 Main parameters of the engine

参数	数值
缸径/mm	95
行程/mm	115
排量/L	0.815
压缩比	17
燃烧室	敞口 ω 型
进气门开启角(上止点前)/°CA	15
进气门关闭角(下止点后)/°CA	33
排气门开启角(下止点前)/°CA	43
排气门关闭角(上止点后)/°CA	15
供油提前角/°CA	708
标定功率(转速)/kW(r/min)	10.6(2 200)
最大转矩(转速)/N·m(r/min)	50(1 600)

程从进气门关闭开始到排气门打开时结束,即从压缩上止点前 147°CA 开始到压缩上止点后 137°CA 结束(压缩上止点对应 720°CA 曲轴转角)。图1为 y 截面的燃烧室二维网格模型,网格主要由四面体组成,内部 Cells 为 55 046,内部划分的面 Internal Faces 为 161 567, Symmetry 划分的面为 782,固定壁面 Fixed Wall 为 3 128。

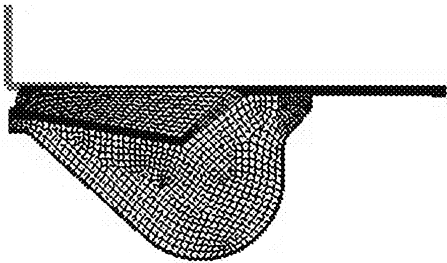


图1 燃烧室二维网格模型

Fig.1 Two-dimension grid model of the combustion chamber

模拟计算缸内初始压力设定为 100 kPa,温度为 320 K,仿真步长选定 0.5°CA 曲轴转角,其它发动机几何参数见表1。整个模拟计算的柴油机气缸是闭口系,边界类型设定为 Wall,只需定义壁面温度即可。和正常进气不同, O_2/CO_2 环境进气组分发生变化,在物性种类设置中分别设定 O_2 和 CO_2 的摩尔百分比,其余物性种类均设为 0。喷油开始时对应曲轴转角为 708°CA ,喷油结束时对应曲轴转角为 728°CA ,循环喷油量 $7.57 \times 10^{-6} \text{ kg}$ 。在气相反应模块 General Gas Phase Reaction 中,导入 Chemkin 化学反应机理文件,柴油以正庚烷代替,以正庚烷的简化反应机理描述柴油的燃烧过程。在物质运输模块 Species Transport 中选择 General 模式。在 Spray 喷雾模块中,碰壁模型选择 Walljet1,该模型受入射液滴的韦伯数控制,不考虑与壁面油膜的质量交换问题;蒸发模型选择 Dukowicz,该模型认为传热和传质过程是完全相似的过程;液滴破碎模型选择 Wave,

该模型是对液体与气体界面上沿流动方向扰动波的不稳定性进行分析,当不稳定波的振幅大于临界值的时候,液滴即发生破裂。

2 仿真结果分析

2.1 供油提前角不变

图2、3分别为正常进气以及 O_2/CO_2 环境下,柴油机缸内平均压力、平均温度随曲轴转角变化的模拟结果。

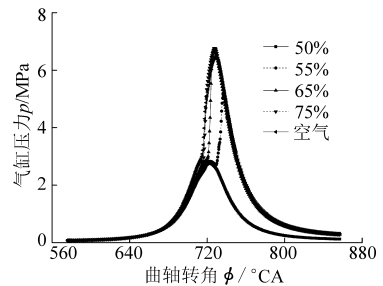


图2 不同氧摩尔百分比下缸内压力变化曲线

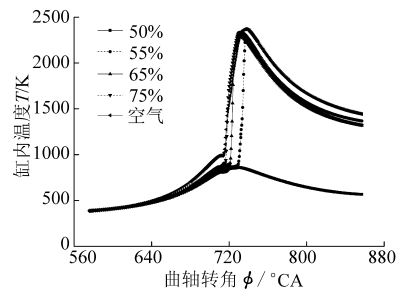
Fig.2 Pressure curves with different O_2 mole percent

图3 不同氧摩尔百分比下缸内温度变化曲线

Fig.3 Temperature curves of cylinder with different O_2 mole percent

由图2可知,当 O_2 低于 50% 时,一个工作循环缸内最高平均压力约 2.76 MPa,示功图曲线和纯压缩曲线一致,表明该摩尔百分比下缸内柴油无法正常着火燃烧。因为该摩尔百分比下 CO_2 含量高,燃油液滴和 CO_2 接触机会大,且 CO_2 摩尔定压热容比 N_2 高,降低缸内燃烧温度比 N_2 明显,抑制柴油着火燃烧效果较 N_2 显著。 O_2 在 55% 以上时,在 737°CA 曲轴转角处缸内最大平均压力约 5.18 MPa,最大平均压力值及出现时刻均较正常进气时晚,表明在该摩尔百分比下尽管燃油能着火燃烧,但滞燃期较长,燃烧持续时间短,且主燃烧主要发生在膨胀行程并远离上止点附近,因此缸内压力偏低,表明 CO_2 对燃烧的抑制程度明显强于 N_2 。当 O_2 在 65% 以上时,不同氧摩尔百分比对缸内最大平均压力影响不大,对滞燃期和急燃期影响较大。

由图3可知,当 O_2 低于 50% 时, CO_2 在缸内占据主导作用,燃油无法着火燃烧,缸内温度变化小,温度总体变化趋势和图2一致。当 O_2 为 75% 时,

缸内最大平均温度可达 2 340 K,和正常进气时缸内温度相当。

正常进气和 O₂/CO₂ 环境下,典型曲轴转角时刻的燃烧室内压力、温度场分布云图见前期的研究成果^[21]。由仿真结果可知,O₂ 摩尔百分比越大,滞燃期越短,燃烧室温度和压力越大。因为 O₂ 能促进燃烧加剧,而 CO₂ 是惰性气体,在燃烧室内会大量地吸收热量,阻碍着火的发生及火焰传播,使着火点推迟,燃烧温度降低,缩短燃烧持续期。当 CO₂ 摩尔百分比超过 50% 时,燃油不能正常着火燃烧;同时若 O₂ 摩尔百分比过大,会造成燃烧室内局部温度过高,燃烧剧烈,可能导致发动机工作粗暴。

表 2 为不同氧摩尔百分比下单缸直喷柴油机的动力性仿真结果。从表 2 可以看出,在 O₂/CO₂ 环境下当 O₂ 为 65% 时,发动机动力性和正常进气时非常接近,且工作平稳。

表 2 发动机动力性仿真结果

Tab.2 Power performance simulation of the engine

参数	氧摩尔百分比				
	空气	50%	55%	65%	75%
最大平均压力/MPa	6.47	2.75	5.17	6.66	6.76
指示功率/kW	10.1	1.4	9.0	9.5	9.6
指示转矩/N·m	48.4	6.9	42.8	45.2	45.9

2.2 供油提前角改变

由前述不改变供油提前角的仿真结果看,和正常进气时相比,在 O₂/CO₂ 环境下柴油机滞燃期较长、燃烧剧烈以及存在缸内局部温度过高的情形。为解决上述问题,通过改变供油提前角来降低 O₂/CO₂ 环境下 O₂ 含量并缩短滞燃期。表 3 为供油提前角改变前后的方案对比。

表 3 供油提前角改变前后对比

Tab.3 Scheme contrast when modification the fuel supply advance angle

参数	氧摩尔百分比				
	空气	50%	55%	60%	65%
初始供油提前角/°CA	708	708	708	708	708
初始燃烧始点/°CA	714	未能着火	729	725	721.5
调整后供油提前角/°CA	708	690	694	698	701.5

图 4、5 分别为改变供油提前角后,正常进气和 O₂/CO₂ 环境下柴油机缸内平均压力、平均温度随曲轴转角变化的模拟结果。

从图 4 可以看出,缸内平均压力相比图 2 有了不同程度的提高。由于供油提前角均适当提前,喷入缸内的燃油与 O₂/CO₂ 混合气在着火前有足够的时间混合,使得燃烧更彻底,缸内压力更大。和不改

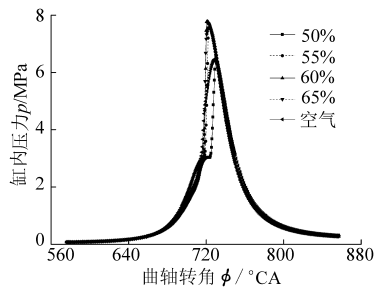


图 4 改变供油提前角后不同氧摩尔百分比下缸内压力变化曲线

Fig.4 Pressure curve with different O₂ mole percent

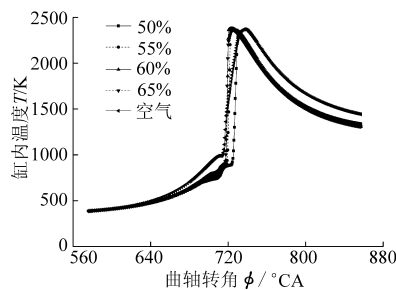


图 5 改变供油提前角后不同氧摩尔百分比下缸内温度变化曲线

Fig.5 Temperature curve with different O₂ mole percent

变供油提前角相比,最大平均压力点逐渐向上止点靠拢,对 O₂ 含量要求也有所降低,从图 4 可以看出当 O₂ 为 50% 时缸内燃油能正常着火燃烧,且平均压力曲线和正常进气时最接近;当 O₂ 为 55% 以上时,缸内平均压力最大值比正常进气时高 1.3 MPa 左右,对发动机结构强度要求更高,不利于柴油机的正常工作。

从图 5 可以看出,在 O₂/CO₂ 环境下的燃烧始点相比正常进气而言,仍有所推迟,燃烧开始后温度升高率比正常进气时要大,O₂ 为 50% 时的温度曲线和正常进气时非常接近。

图 6、7 分别是 O₂ 为 50% 时,典型曲轴转角时刻的燃烧室内压力、温度场分布云图。改变供油提前角后,O₂ 为 50% 方案中供油提前角为 690°CA,在 724°CA 曲轴转角时刻缸内燃油开始着火燃烧,在 730°CA 曲轴转角下压力达到最大值。从图中可以看出,缸内最大压力可达 6.52 MPa,最高温度约 2310 K,和正常进气时接近,然而其滞燃期仍较长,燃烧持续期较短。

表 4 为改变供油提前角后,不同氧摩尔百分比下单缸直喷柴油机的动力性仿真结果。

由表 4 可知,改变供油提前角后尽管最大平均压力均提高,但指示功率及转矩仍低于正常进气时,主要原因是 CO₂ 比热容高于 N₂,导致滞燃期变长,燃烧持续期缩短,燃油化学能很大一部分转化为热量散失。通过改变供油提前角后,O₂ 为 50% 的方案

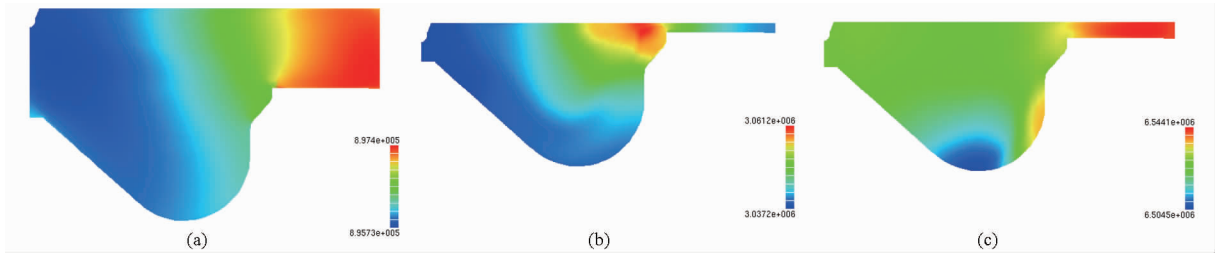


图6 典型曲轴转角下燃烧室压力场分布

Fig. 6 Pressure fields distribution at the typical crank angle

(a) 690° CA (b) 724° CA (c) 730° CA

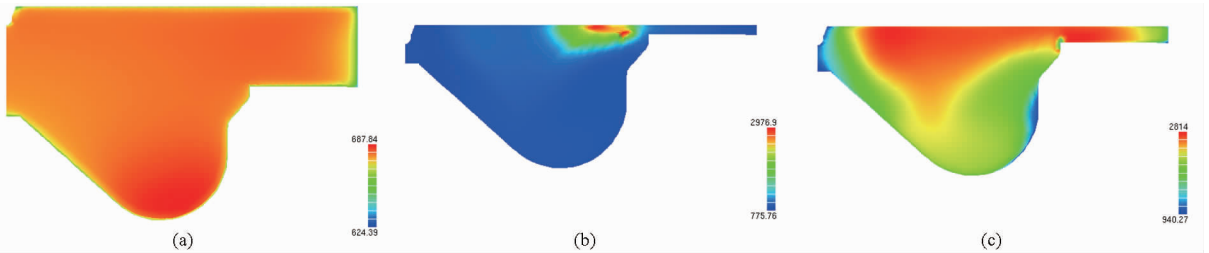


图7 典型曲轴转角下燃烧室温度场分布

Fig. 7 Temperature fields distribution at the typical crank angle

(a) 690° CA (b) 724° CA (c) 730° CA

表4 发动机动力性仿真结果

Tab. 4 Power performance simulation of the engine

参数	氧摩尔百分比				
	空气	50%	55%	60%	65%
最大平均压力/MPa	6.47	6.52	7.71	7.77	7.56
指示功率/kW	10.10	9.40	9.49	9.50	9.52
指示转矩/N·m	48.40	44.8	45.30	45.34	45.47

不仅有效降低了 O_2/CO_2 环境下 O_2 的含量,使缸内燃烧更柔和,而且发动机动力性损失很小,无疑为最佳方案。

3 试验对比分析

参考前述模拟计算结果,供油提前角不变时选取 O_2 为 65%、 CO_2 为 35% 的方案在自制的光学发动机上对正常空气和 O_2/CO_2 环境下的缸内燃烧过程进行可视化研究,分析典型曲轴转角时刻缸内火焰图像和温度场分布,并估算扩散燃烧速率。

光学可视化试验台架主要包括:高速 CCD 摄影机、Photron FastCAM Viewer (PFV) 分析软件、Kistler 5011 电荷放大器、图像采集卡、计算机、光学发动机、变频调速电机和变频器。高速 CCD 摄影机选用日本 PHOTRON 公司生产的 FASTCAM - ultima512 高速摄影机,镜头是 NIKON 单反相机镜头,采用 IEEE 1394 接口实现与计算机通讯。光学可视化试验台架现场布置如图 8 所示。

图 9 是正常空气时缸内着火时刻(3.43° ATDC)、最大放热率时刻(10° ATDC)、最大压力升高率时刻

(11° ATDC) 和最大爆发压力时刻(16° ATDC) 所对应的火焰图像、温度场分布云图。



图8 光学可视化试验台架

Fig. 8 Optical visualization test bench

图 10 分别是 O_2/CO_2 环境时缸内着火时刻(2.77° ATDC)、最大压力升高率时刻(5.07° ATDC)、最大放热率时刻(6° ATDC) 和最大爆发压力时刻(15.85° ATDC) 等典型曲轴转角时刻所对应的火焰图像、温度场分布云图。

表 5、6 分别是正常空气、 O_2/CO_2 环境时典型曲轴转角时刻缸内温度。

由图 9、10 和表 5、6 可知, O_2/CO_2 环境时着火时刻缸内平均温度为 886℃,最大压力升高率时刻缸内平均温度为 1 237℃,最大放热率时刻缸内平均温度为 1 264℃,最大爆发压力时刻缸内平均温度为 1 316℃。

和正常空气相比, O_2/CO_2 环境时最大压力升高率时刻、最大放热率时刻缸内平均温度均低于正常空气时,而最大爆发压力时刻缸内平均温度略高于

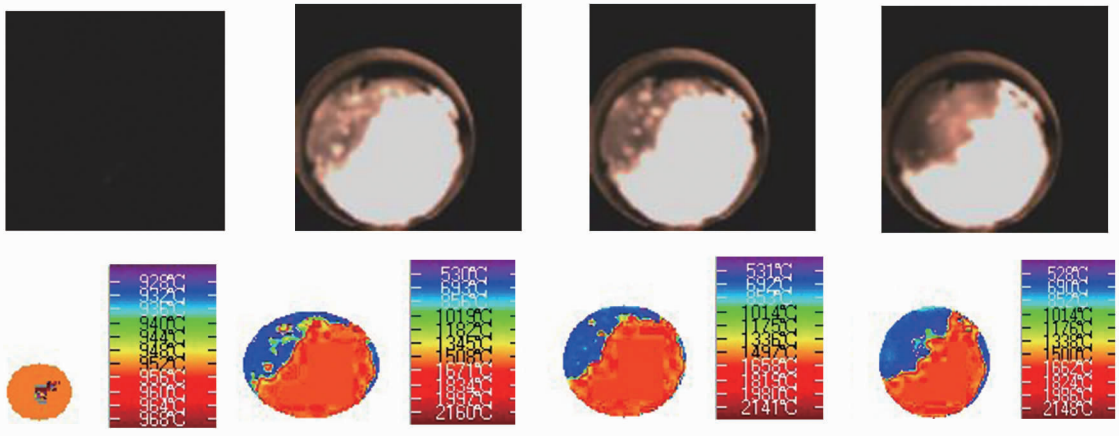


图 9 正常空气时缸内火焰图片、温度场分布云图

Fig. 9 Flame images and temperature field distribution in cylinder in the normal intake environment

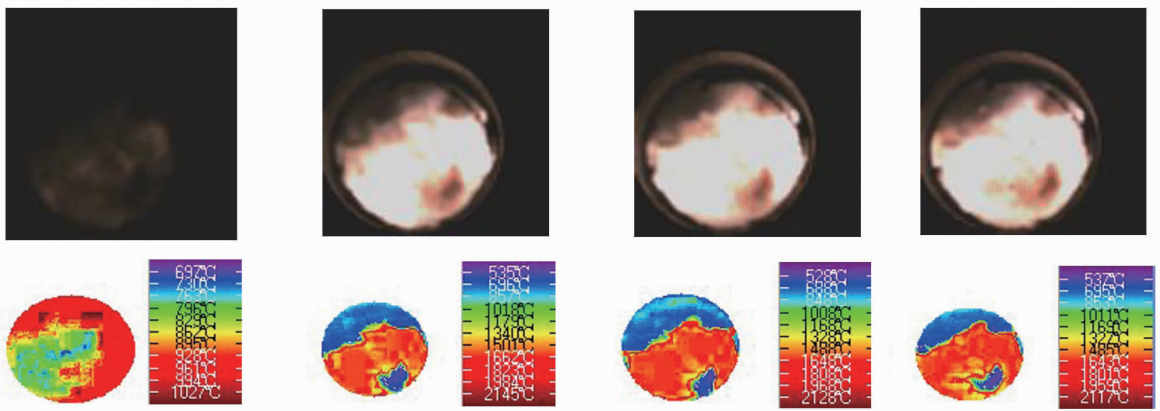


图 10 O₂/CO₂ 环境时缸内火焰图片、温度场分布云图

Fig. 10 Flame images and temperature field distribution in cylinder in the O₂/CO₂ environment

表 5 正常空气时缸内温度

Tab. 5 Temperature in cylinder in the normal intake environment °C

参数	着火时刻	最大放热率时刻	最大压力升高率时刻	最大爆发压力时刻
最低温度	928	530	531	528
最高温度	972	2 163	2 144	2 152
平均温度	954	1 370	1 368	1 287

表 6 O₂/CO₂ 环境时缸内温度

Tab. 6 Temperature in cylinder in the O₂/CO₂ environment °C

参数	着火时刻	最大压力升高率时刻	最大放热率时刻	最大爆发压力时刻
最低温度	697	535	528	537
最高温度	1 022	2 173	2 127	2 116
平均温度	886	1 237	1 264	1 316

正常空气时。主要原因是 O₂/CO₂ 环境时滞燃期短,燃料着火后燃烧速率快,最大压力升高率和最大放热率出现时刻均比正常空气时提前,由于未燃区尚存在大量未参与燃烧的新鲜工质,因此缸内平均温度低于正常空气时。最大爆发压力出现时刻两者

非常接近,由于 O₂/CO₂ 环境燃烧前期速率快,因此 O₂/CO₂ 环境下最大爆发压力时刻缸内平均温度高于正常空气时。

由于压燃式发动机扩散燃烧火焰前锋面的形状十分不规则,精确计算缸内火焰传播速度难度大。通过光学发动机火焰图片及传播路径,可粗略估算柴油机扩散燃烧速率。本文通过光学发动机可视化窗口尺寸(20 mm)、火焰从中心位置开始着火到充满整个可视化窗口所用时间来估算柴油机扩散燃烧速率。

通过高速摄影火焰图像可知,正常进气时缸内着火时刻为 3.43°ATDC,火焰充满整个可视化窗口时刻为 8.4°ATDC,期间共拍摄 11 幅图片。高速 CCD 相机拍摄频率为 8 000 帧/s,估算正常进气时扩散燃烧速率为 7.27 m/s。同理,O₂/CO₂ 环境时缸内着火时刻为 2.77°ATDC,火焰充满整个可视化窗口时刻为 6°ATDC,期间共拍摄 8 幅图片。高速 CCD 相机拍摄频率为 8 000 帧/s,估算 O₂/CO₂ 环境时扩散燃烧速率为 10 m/s。由对比分析可知,O₂/CO₂ 环境时柴油机扩散燃烧速率比正常进气时

提高约 37.6%。

4 结论

(1)由仿真结果可知,当供油提前角不变时,在 O_2/CO_2 环境下当 O_2 低于 50% 时,缸内柴油无法着火燃烧;当 O_2 在 55% 以上时,燃油才能正常着火燃烧,但滞燃期较长;当 O_2 为 75% 时,尽管缸内温度和正常进气时最接近,但燃烧剧烈,会导致发动机工作粗暴。因此 O_2 为 65%、 CO_2 为 35% 是该方案中的最佳比例。

(2)由仿真结果可知,当供油提前角提前时,从

模拟结果发现, O_2 为 50% 的方案不仅有效降低了 O_2/CO_2 环境下 O_2 的含量,缸内平均压力及温度曲线和正常进气时最接近,而且燃烧过程柔和,整机动力性损失小。因此 O_2 为 50%、 CO_2 为 50% 是该方案中的最佳比例。

(3)由光学可视化试验可知,当供油提前角不变, O_2 为 65%、 CO_2 为 35% 时, O_2/CO_2 环境时最大压力升高率时刻、最大放热率时刻缸内平均温度均低于正常空气时,而最大爆发压力时刻缸内平均温度略高于正常空气时。和正常空气相比, O_2/CO_2 环境时主燃烧期扩散燃烧速率提高约 37.6%。

参 考 文 献

- 1 Samiur Rahman Shah, Alain Maiboom, Xavier Tauzia. Experimental study of inlet manifold water injection on a common rail HSDI automobile diesel engine, compared to EGR with respect to PM and NO_x emissions and specific consumption[C]. SAE Paper 2009-01-1439, 2009.
- 2 Henein N A, Bhattacharyya A, Schipper J, et al. Effects of injection pressure and swirl motion on diesel engine-out emissions in conventional and advanced combustion regimes[C]. SAE Paper 2006-01-0076, 2006.
- 3 Thomas Johansson, Bengt Johansson, Per Tunestal. HCCI operating range in a turbo-charged multi cylinder engine with VVT and spray-guided DI[C]. SAE Paper 2009-01-0494, 2009.
- 4 Kook S, Bae C, Miles P C, et al. The influence of charge dilution and injection timing on low-temperature diesel combustion and emissions[C]. SAE Paper 2005-01-3837, 2005.
- 5 Carlo Beatrice, Giovanni Avolio, Nicola Del Giacomo. The effect of "clean and cold" EGR on the improvement of low temperature combustion performances in a single cylinder research diesel engine[C]. SAE Paper 2008-01-0650, 2008.
- 6 Kakuya H, Yamaoka S, Kumano K, et al. Investigation of a SI-HCCI combustion switching control method in a multi-cylinder gasoline engine[C]. SAE Paper 2008-01-0792, 2008.
- 7 Mayer K P, Wuensche P, Dreisbach R. Heavy-duty diesel engines developed for Euro-III to Euro-IV[C]. SAE Paper 2005-26-019, 2005.
- 8 Kanda T, Kobayashi S, Matsui R, et al. Study on Euro IV combustion technologies for direct injection diesel engine[C]. SAE Paper 2004-01-0113, 2004.
- 9 Ioannis P K, Grigorios C K. NO_2 -assisted regeneration of diesel particulate filters: a modeling study[J]. Industrial and Engineering Chemistry Research, 2002, 41(9): 2 115 ~ 2 123.
- 10 Christos K D, Onoufriou A H, Grigorios C K. Catalytic oxidation performance of wall-flow versus flow-through monoliths for diesel emissions control[J]. Industrial and Engineering Chemistry Research, 2006, 45(10): 3 520 ~ 3 530.
- 11 周龙保,刘忠长,高宗英,等. 内燃机学[M]. 3版. 北京:机械工业出版社,2010.
- 12 Timothy C Williams, Christopher R Shaddix, Robert W Schefer. Effect of syngas composition and CO_2 -diluted oxygen on performance of a premixed swirl-stabilized combustor[J]. Combustion Science and Technology, 2008, 180(1~3): 64 ~ 88.
- 13 刘彦,周俊虎,方磊,等. O_2/CO_2 气氛煤粉燃烧及固硫特性研究[J]. 中国电机工程学报,2004,24(8):224 ~ 228.
Liu Yan, Zhou Junhu, Fang Lei, et al. A study on coal combustion and desulfurization characteristics in atmosphere containing O_2/CO_2 [J]. Proceedings of the CSEE, 2004,24(8):224 ~ 228. (in Chinese)
- 14 Hao Liu, Ramlan Zailani, Bernard M Gibbs. Pulverized coal combustion in air and in O_2/CO_2 mixtures with NO_x recycle[J]. Fuel, 2005, 84(16): 2 109 ~ 2 115.
- 15 Chen Chuanmin, Zhao Changsui, Cai Liang, et al. Calcination and sintering characteristics of limestone under O_2/CO_2 combustion atmosphere[J]. Fuel Processing Technology, 2007, 88(2): 171 ~ 178.
- 16 Toporov D, Bocian P, Heil P, et al. Detailed investigation of a pulverized fuel swirl flame in CO_2/O_2 atmosphere[J]. Combustion and Flame, 2008, 155(4): 605 ~ 618.
- 17 Qu Chengrui, Zhao Changsui, Zhou Wu, et al. Emission properties of $PM_{2.5}$ derived from CFB under O_2/CO_2 atmosphere[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2011, 33(2): 2 829 ~ 2 835.
- 18 Achariya Suriyawong, Christopher J Hogan Jr, Jingkun Jiang, et al. Charged fraction and electrostatic collection of ultrafine and submicrometer particles formed during $O_2 - CO_2$ coal combustion[J]. Fuel, 2008, 87(6): 673 ~ 682.
- 19 Hannes Stadler, Dragisa Ristic, Malte Forster, et al. NO_x -emissions from flameless coal combustion in air, Ar/O_2 and CO_2/O_2 [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2009, 32(2): 3 131 ~ 3 138.
- 20 Fennell P S, Dennis J S, Hayhurst A N. The order with respect to oxygen and the activation energy for the burning of an

anthracitic char in O_2 in a fluidised bed, as measured using a rapid analyser for CO and CO_2 [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2009, 32(2): 2 051 ~ 2 058.

- 21 Chen Hanyu, Zuo Chengji, Ding Haichun, et al. Numerical simulation on combustion processes of a diesel engine under O_2/CO_2 atmosphere[J]. HKIE Transactions, 2013, 20(3): 157 ~ 163.

Numerical Simulation on Diesel Engine Combustion Characteristics in O_2/CO_2 Environment

Chen Hanyu^{1,2} Zuo Chengji¹ Wang Zuofeng¹ Wang Duidui¹

(1. School of Mechanical and Automobile Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

2. Department of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to break through the “ NO_x -Soot” trade-off curve bound of the diesel engine, a new diesel engine combustion mode in the O_2/CO_2 environment is proposed. The pressure, temperature fields distribution of the cylinder and the power performance of the engine were simulated by AVL – FIRE software. The influence of various parameters on the engine combustion characteristics were analyzed, so the optimal O_2/CO_2 mole percent was obtained. Finally, the visualization research of combustion process in cylinder was carried out on the optical engine test bench. The simulation results indicate that when the injection advance angle is unchanged, fuel can't be ignited or burnt as O_2 is below 50%, and the mole percent that 65% O_2 and 35% CO_2 is the optimum in this scheme; when the injection advance angle is changed, the scheme that 50% O_2 and 50% CO_2 is the optimum. The visualization tests show that the average temperature in cylinder is lower at the maximum pressure rise rate and the maximum heat release rate, nevertheless the average temperature in cylinder is slightly higher at the peak pressure in the O_2/CO_2 environment compared to that in the normal intake environment. The diffusion combustion speed during the main combustion period approximately increases by 37.6% in the O_2/CO_2 environment compared with that in the normal intake environment.

Key words: Diesel engine O_2/CO_2 environment Combustion characteristics Numerical simulation
Visualization