

引燃柴油对中速双燃料发动机燃烧与排放的影响

余永华^{1,2}, 王桂新¹, 杨建国^{1,2}

(1. 武汉理工大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430063;

2. 武汉理工大学 船舶动力工程技术交通行业重点实验室, 湖北 武汉 430063)

摘 要: 采用 SAGE 详细化学反应机理燃烧模型, 加入液滴破裂、蒸发、碰撞以及碰壁子模型, 建立了 ACD320DF 船用中速双燃料发动机缸内及进排气道的三维仿真模型。在气体模式下对不同引燃柴油喷射策略下的缸内燃烧特性进行数值模拟分析。分析表明: 引燃柴油的喷油时刻与喷油量对发动机的燃烧及排放有重要影响。根据发动机工况合理调整微引燃柴油的喷射策略, 则能得到较好的燃烧和排放性能。

关键词: 船用中速双燃料发动机; 引燃柴油; 喷射时刻; 喷射量

中图分类号: TK421⁺.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)05-0005-07

Study on the Effect of Pilot Diesel on the Combustion and Emission of Medium-Speed Dual Fuel Engine

Yu Yonghua^{1,2}, Wang Guixin¹, Yang Jianguo^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063;

2. Key Laboratory of Marine Power Engineering Granted by Ministry of Transport,

Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063)

Abstract: SAGE combustion model coupled with detailed chemical reaction mechanism, and embedded with drop break-up, evaporation, collision, wall interaction submodels, was used in setting up a three dimensional simulation model which involves the in-cylinder, inlet and outlet for the ACD320DF marine medium-speed dual fuel engine. In gas mode, simulations were conducted under various micro-pilot diesel injection parameters. It is shown that pilot diesel parameters including injection timing and quantity have great impact on combustion characteristics and emission behaviors. To achieve better combustion and emission performance, micro-pilot diesel injection strategy should be adjusted upon the variation of engine working conditions.

Key words: marine medium-speed dual fuel engine; pilot diesel; injection timing; injection quantity

0 引 言

天然气是清洁燃料, 其作为双燃料发动机的燃料之一, 不仅可降低发动机的运行成本, 而且具有减少有害排放物的巨大潜能。当前小型双燃料发动机主要是在柴油机或汽油机的基础上, 以部分气体

燃料替代液体燃料。天然气在进气歧管与空气预混。在油气价差较大时, 经济效益可观, 已取得了广泛的市场认可。但从燃料能量转化效率和综合排放指标来看, 这种“油改气”的方式并非最佳方案。

现代船用中速双燃料发动机在气体模式下广泛采用微引燃方式, 即采用少量的柴油(热值占比

收稿日期: 2017-02-15; 修回日期: 2017-04-12

基金项目: 高技术船舶专项(工信部联装[2013]412); 国家科技支撑计划课题资助项目(2015BAG16B01)。

作者简介: 余永华(1975-), 男, 教授, 主要研究方向为发动机故障诊断、监测和智能控制, E-mail: yyhuawhut@qq.com。

通常在 5% 以内) 在压缩冲程上止点喷入缸内, 柴油自燃后作为火源点燃预混合天然气。如 MAN 的 60DF 和 Wärtsilä 的 50DF, 以及 Caterpillar 的 M 46DF 型双燃料发动机。这些发动机具有功率范围分布广、运营成本较低和污染物排放低等特点^[1]。气体模式下满足 IMO Tier III 排放标准。而我国微引燃式船用中速双燃料发动机尚处于开发调试阶段, 暂未量产投入市场。引燃柴油的喷油时刻与喷射量对发动机的燃烧及排放有重要影响^[2-4], 国内外研究者对微引燃柴油的喷射量和喷油时刻对发动机性能和排放的影响已形成了规律性的认识, 并已在小型发动机上进行试验验证^[5-6]。但中速机转速更低、缸径更大, 规律的适用度有待考察, 且目前对不同负荷下引燃油参数的变更如何影响发动机各项性能尚未形成较系统的规律; 喷油量与喷油参数不同组合时对性能与排放的综合作用也尚未明晰。本文利用三维仿真工具, 研究引燃柴油的喷射参数对船用中速双燃料发动机燃烧和排放性能的影响, 在此基础上优化微引燃柴油喷射系统的智能化控制策略, 以期为我国首台自主船用中速双燃料发动机的开发提供参考。

1 多维仿真模型的建立与验证

1.1 发动机技术参数

本文研究对象为中船重工安庆柴油机有限公司自主设计的 ACD320DF 船用中速双燃料发动机。该机主要用于船舶推进, 其主要技术参数如表 1 所示。发动机的燃油供给系统如图 1 所示。主燃油系统为单体泵式系统, 微引燃系统为电控高压共轨系统。天然气气体阀在进气歧管处, 主燃油喷射阀中置, 微引燃喷射阀偏置。

表 1 发动机技术参数

发动机型式	四冲程、水冷、直列、六缸
缸径 × 行程 / (mm × mm)	320 × 420
额定功率 / kW	2 430
额定转速 / (r · min ⁻¹)	750
压缩比	13
主要燃料	天然气 (气体模式)
燃料供给方式	进气道预混 (气体模式)
微引燃喷射阀喷孔数	4
微引燃系统共轨压力 / MPa	100

ACD320DF 发动机的工作模式分为柴油模式与气体模式。柴油模式下, 与传统柴油机相同, 主燃油系统和微引燃燃油系统工作, 气体阀截止。气体模式下, 主燃油截止, 天然气喷射阀在进气过程中

打开, 进气结束时缸内形成天然气和空气的预混混合气, 微引燃柴油在压缩上止点前喷入气缸, 压燃后引燃天然气和空气的混合气。本文重点研究气体模式下微引燃喷油参数对发动机性能与排放的影响。

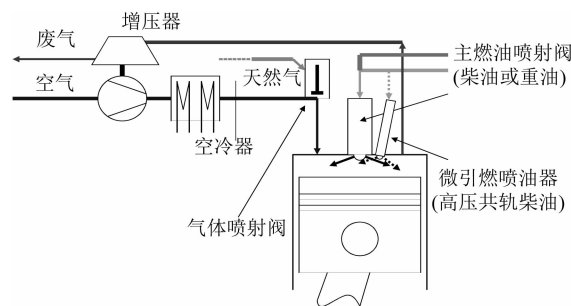


图 1 ACD320DF 发动机燃油供给系统示意图

1.2 多维仿真模型

利用 CONVERGE 平台建立该发动机的多维仿真模型。CONVERGE 中的 SAGE 燃烧模型允许用户添加自定义反应机理, 考虑到柴油在天然气混合气中着火特殊性, 为准确描述柴油与天然气的混合着火过程, 选用 SAGE 模型为基础, 并在 SAGE 模型中添加适用于这种混合气着火的详细化学反应机理文件^[7]。为准确模拟引燃柴油的喷射过程, 采用 KH 模型与 RT 模型结合的方式。其中 KH 模型用于描述喷射区内特征尺度较大的液滴的破碎过程, RT 模型用于描述特征尺度较小的液滴的破碎过程^[8]。湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型, 相较于标准的 $k-\varepsilon$ 模型, RNG $k-\varepsilon$ 模型有效减少了密度变化对湍流特征计算准确度的影响^[9]。排放模型采用拓展泽尔多维奇 NO_x 模型和 Hiroyasu Soot 模型^[10]。

1.3 几何模型与网格划分

活塞处于上止点位置时, 计算区域的几何模型如图 2 所示。该几何模型包含气阀和气道, 可准确模拟进气过程中天然气与空气的混合过程, 与实机特征更吻合。计算单元网格的边长为 6 mm。燃烧持续期内加入自适应网格模型 (AMR), 对缸内气体流动与温度产生剧烈变化的区域进行网格局部加密, 提高计算精度, 提升后处理可视化效果。网格的数目随发动机工作循环在 78 641 ~ 242 410 之间变动。活塞、气缸壁及气阀等壁面的初始温度、气道截面的压力与温度变化等初始条件由准维模型计算得出。计算区间以进气门开启时刻 (-45 °CA) 为起点, 至下一个循环进气门开启时刻 (675 °CA) 结束。

1.4 计算结果评价

因 ACD320DF 发动机尚处于开发阶段, 无实机测试数据, 因此将计算结果与第三方发动机设计公司的设计报告进行对比, 以验证多维仿真模型结

果的准确性。多个负荷下的最高燃烧压力对比如图3所示, 可见计算结果与设计报告吻合良好。图4所示为100%负荷, 转速750 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 下的缸压曲线和放热率曲线对比, 符合性较好。另对比文献[11]: 柴油微引燃天然气燃烧放热率曲线为双峰, 第一个峰值较第二个小, 图4中放热率符合该情形。因此可以以此多维仿真模型开展后续微引燃策略仿真研究。

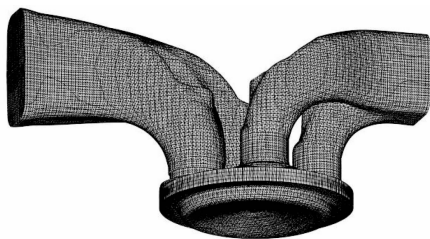


图2 计算区域几何模型与网格划分

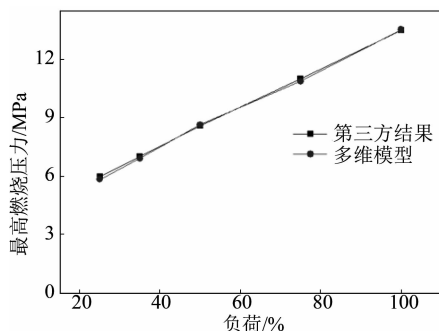
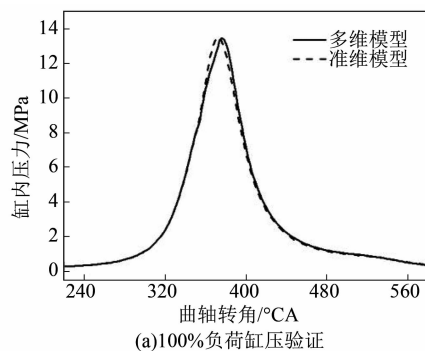
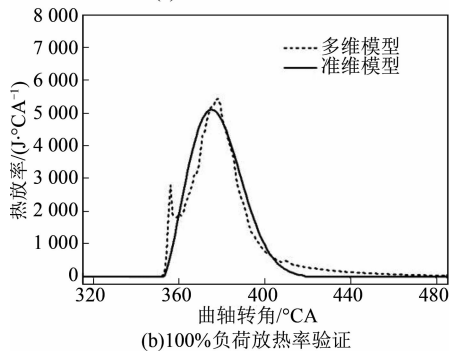


图3 最高燃烧压力对比



(a)100%负荷缸压验证



(b)100%负荷放热率验证

图4 100%负荷、750 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 下仿真模型验证

2 模拟计算与结果分析

2.1 仿真计算方案

引燃柴油的控制参数主要为喷射量和喷射正时刻。由于ACD320DF发动机用于船舶动力, 遵循推进特性曲线, 因此只对100%负荷、750 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$), 75%负荷、681 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$), 50%负荷、595 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$), 35%负荷、529 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$), 25%负荷、472 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 这几个典型工况点进行仿真验证。在这些工况下, 分别改变引燃柴油热值占总燃料热值的比例为1%、2%、3%、4%; 此时喷油时刻为10 °CA BTDC。由参考文献[12]可知: 高负荷下所需微引燃柴油油量较少, 因此在方案中多加入一组0.5%的对照计算, 以对比分析高负荷下引燃柴油油量不足时的燃烧特性。在这些工况下, 保持当前负荷引燃效果较好的引燃油量不变, 改变引燃柴油的喷射时刻, 分别为8 °CA BTDC、10 °CA BTDC、12 °CA BTDC、15 °CA BTDC进行计算。

2.2 引燃柴油油量对燃烧的影响

图5所示为50%负荷下引燃柴油热值分别为1%和2%时缸内天然气分布变化。可见微引燃柴油油量直接决定了初始着火区域的大小, 随着火焰面的扩散, 着火区域大小的差距继续扩大, 从而导致燃烧特性产生巨大差异。35%、50%、75%和100%负荷下引燃柴油热值占比改变时主燃期内缸压变化如图6所示。对比可知: 高负荷工况下发动机缸内燃烧对微引燃柴油热值占比的敏感度比低负荷工况时的要低。低负荷下, 如35%负荷时, 缸内压力与天然气浓度较小, 同时微引燃柴油喷射量较少, 着火点较少; 增加柴油喷射量, 着火点快速增加, 混合气燃烧加快, 缸压峰值 p_{max} 升高较迅速。随着负荷的增加, 进气压力和进气量增加, 缸内压力增大, 混合气更容易着火; 同时随着负荷的增大, 微引燃柴油的绝对喷射量也增大, 到100%负荷时, 1%的引燃柴油热值占比对应的绝对喷射量已经足够大, 这时继续增加喷油量对着火点的增加作用并不显著, 反而会使柴油聚集, 增加污染物的产生。

图7为不同负荷下微引燃柴油热值占比改变时, 50%累积放热量相位(CA50)的变化趋势。随着引燃柴油喷射量增加, CA50都往上止点偏移, 所以增加柴油喷射量有利于混合气趋近于上止点附近燃烧, 提高燃烧定容度, 效率上升; 同时由于低负荷下微引燃柴油绝对喷射量较低, 所以随着负荷的降低, 引燃柴油热值占比对CA50的影响增强。

此外,可以看到:35%负荷下引燃柴油热值占比为1%和100%负荷下热值占比为0.5%时,CA50显著偏离上止点,说明引燃柴油量不足。因此,要实现较好的燃烧特性,较高的热效率,低负荷下所需柴油热值占比要高于高负荷时的。

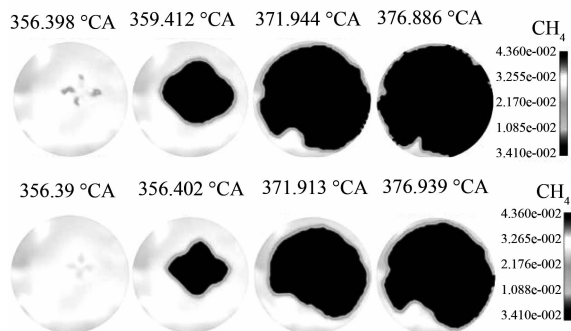


图5 不同引燃柴油热值占比时缸内CH₄浓度变化

2.3 引燃柴油喷射时刻对燃烧的影响

图8所示为25%、472 (r·min⁻¹) 负荷下不同喷射时刻的缸压曲线和燃烧放热率曲线,此时引燃柴油热值占比为2%。可以看出:当引燃柴油的喷射时刻从8 °CA BTDC往15 °CA BTDC变动时, $p_{\max}$ 上升,放热率峰值上升,燃烧持续期缩短。主要是因为压缩上止点前较早(如15 °CA BTDC)喷入引燃柴油,缸内温度不足够高,柴油着火较慢,滞燃期变长,因此在着火前,柴油分布更广,油气混合区变大,着火点多,柴油着火后可以引燃更多的混合气,混合气燃烧速率快,由此带来 $p_{\max}$ 、放热率峰值上升,峰值出现时刻前移。随着喷油提前角的减小(如10 °CA BTDC),此时缸内温度和压力足以让喷射的引燃柴油快速着火,因此滞燃期较短,引燃柴油与混合气形成的油气混合区较小,着火点较少,引燃混合气的速率较慢,从而带来 $p_{\max}$ 、放热率峰值下降。从图9的对比图可直观地看到:当引燃柴油喷射时刻不同时,缸内的燃烧状态有较大的差异。若喷油时刻继续延后(如8 °CA BTDC之后),滞燃期虽较短,但此时放热率峰值愈加偏离上止点,更多的天然气在远离上止点后才被点燃,燃烧效率快速降低。

不同负荷下缸压峰值出现时刻与引燃柴油喷射提前角的关系如图10所示。随着喷油提前角的增大, $p_{\max}$ 对应相位也提前;不同负荷下,这种变化趋势一致,且呈现较好的比例性。考虑到对热效率的影响,应根据负荷不同对喷油提前角进行调整,以实现较高的热效率。同时观测图11: $p_{\max}$ 随引燃柴油喷射提前角的提前近似呈比例增大,不同负荷下趋势一致。根据这两个特性结合前述引燃油量对

燃烧特征的影响,可以尝试同时对引燃油量和喷射时刻进行调整,实现在引燃喷油量较少情况下,通过适度提前喷油达到较好的燃烧效果,同时实现较高的热效率。

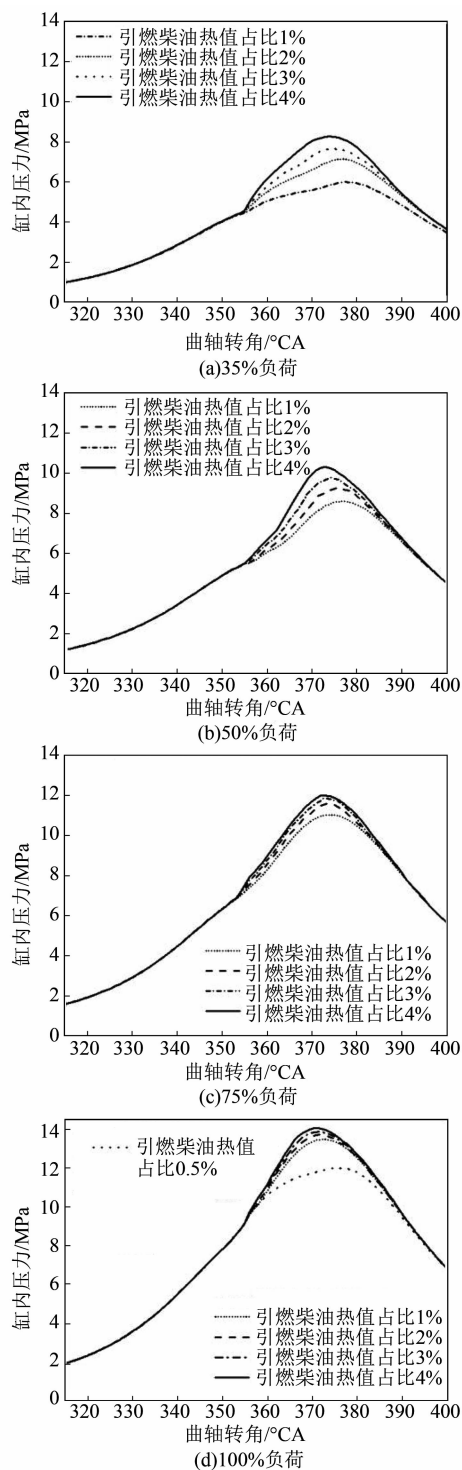


图6 引燃柴油热值占比对缸内压力的影响

2.4 喷油量和喷射时刻对排放的影响

柴油引燃天然气双燃料发动机的主要污染排放物为NO_x。图12为缸内温度与NO_x质量分布对比,可见:位于中间的柴油喷射区温度较高,而NO_x

分布也主要集中在此区域，随着燃烧的继续，中间柴油燃烧的高温区内 NO_x 浓度仍然较高，并向四周拓散。可以判断： NO_x 的生成主要来自引燃柴油燃烧的高温区域，因此引燃柴油的喷射参数为 NO_x 生成的主要因素。

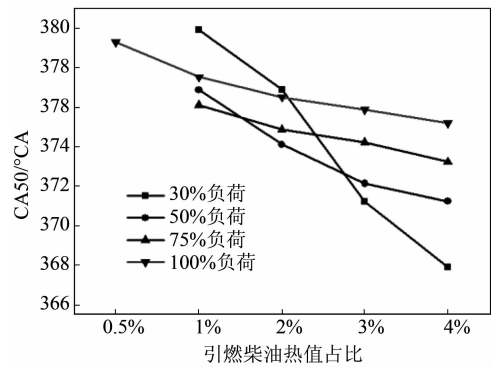


图 7 不同负荷下引燃柴油热值占比改变时 CA50 对比

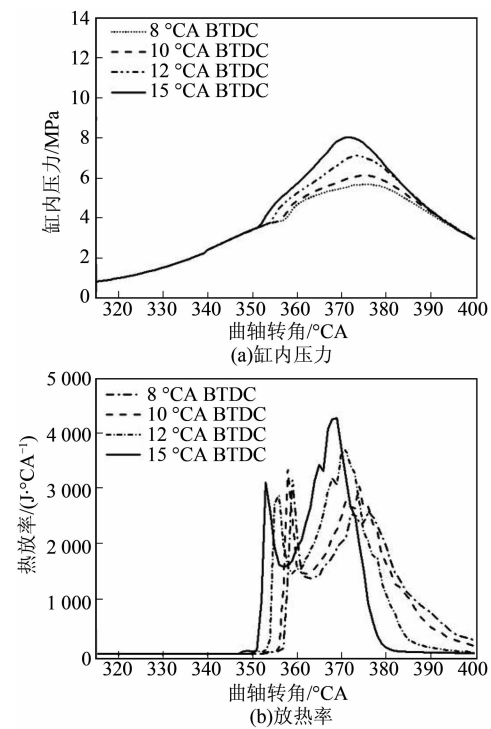


图 8 25% 负荷下引燃柴油喷射时刻不同时燃烧特征对比

高负荷下，引燃柴油绝对喷射量大， NO_x 生成量增加，但由于转速增大， NO_x 生成时间缩短，同时由于功率较大，单位功率下 NO_x 排放反而较好。而低负荷下，由于需要更多的引燃柴油热值占比才能较好地引燃天然气，同时由于转速较低，功率较小， NO_x 排放更高。表 2 为 100%、35%、25% 等负荷下 NO_x 排放值。100% 负荷下，引燃油热值占比从 1% 增加到 3%，单位功率下 NO_x 排放都较低；25%、35% 低负荷时，引燃油量的增加与转速的下降导致单位功率下 NO_x 排放大大增加。

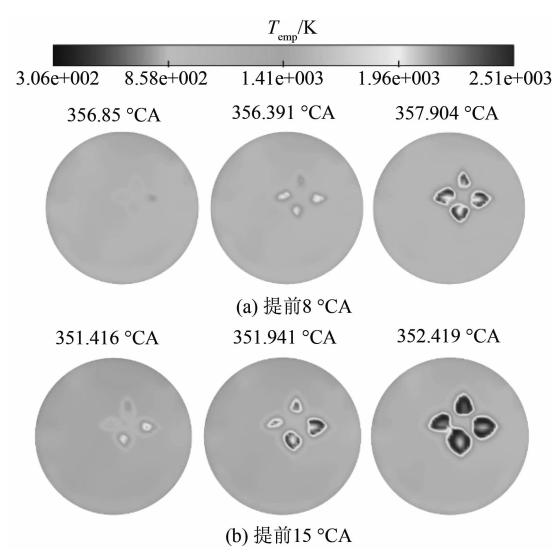


图 9 喷油提前角分别为 8 °CA 和 15 °CA 时着火期温度变化

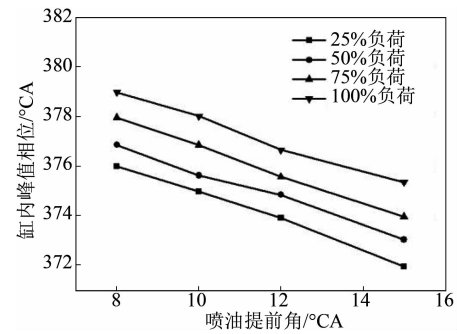


图 10 不同喷油提前角下缸压峰值对应相位

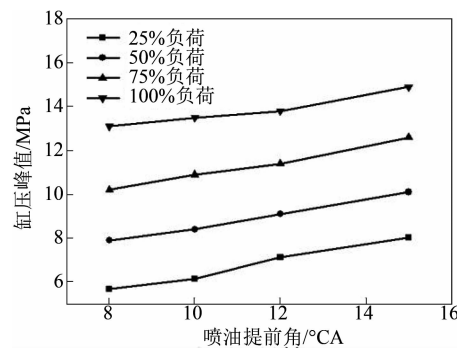


图 11 缸压峰值随引燃柴油喷射时刻变化

表 2 不同负荷下引燃柴油热值占比不同时 NO_x 排放值
单位： $(\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$

引燃柴油热值占比	1%	2%	3%
100% 负荷	1.27	1.76	1.91
35% 负荷	1.75	3.30	5.78
25% 负荷	1.97	3.72	6.01

Tier III 指标：100% 负荷下 $2.39 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ ，35% 负荷下 $2.56 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ ，25% 负荷下 $2.63 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$

表 3 所示为 25% 负荷下引燃柴油热值占比为 3% 时，不同喷油提前角下的 NO_x 排放。可以看

到: NO_x 排放随着喷油提前角增大而增加, 这是因为着火时刻提前, 缸内温度升高, 同时反应时间加长, 但 NO_x 增加的幅度并不太大。

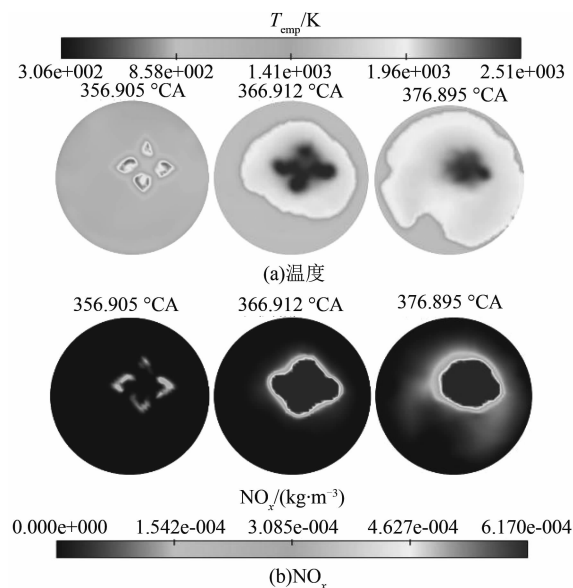


图12 缸内温度与 NO_x 质量分布变化对比

表3 不同喷油提前角时的 NO_x 排放值

喷油提前角/°CA	8	10	12	15
NO_x 排放/($\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$)	2.73	3.51	3.94	4.56

结合上述特性与微引燃柴油热值占比对 NO_x 排放、缸内燃烧特性的作用规律, 考虑: 低负荷时在适度增大喷油提前角的同时减小喷油量, 在满足发动机性能的前提下实现 NO_x 排放达标。例如, 25% 负荷下, 引燃柴油热值占比从 3% 降为 2%, 同时喷油提前角从 10 °CA BTDC 增大到 15 °CA BTDC, 两者共同作用下, 发动机最高燃烧压力基本不变, 但由于混合气燃烧更接近于上止点, CA50 偏移向上止点, 热效率增加, NO_x 排放水平较好。此时放热率曲线对比如图 13 所示。

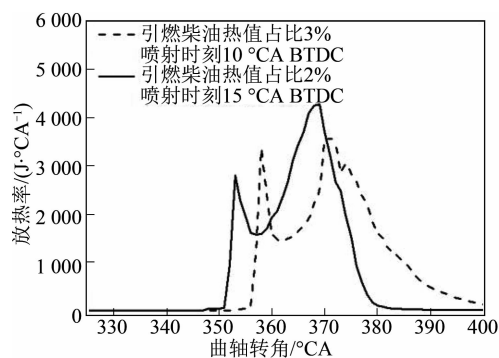


图13 同时改变引燃柴油喷射提前角和热值占比时放热率对比

因为过量空气系数远大于 1, 主燃料为预混气

体燃料, 所以 CO 的排放较少; 但同样由于稀薄燃烧的原因, 燃烧结束后未燃 CH_4 为 HC 的主要部分。因此主要考虑燃烧不足导致 HC 排放。图 14 和图 15 分别为缸内 CH_4 与 HC 质量变化趋势, 可见: 在燃烧期以及燃烧结束后, 缸内 HC 质量变化都与未燃 CH_4 变化趋势一致。表明: 抑制 HC 排放的努力方向应为尽量减少天然气后燃。图 16 为缸内 HC 质量变化与喷油时刻的关系。从 8 °CA BTDC 开始, 随着喷油时刻的提前, 燃烧效果越来越好, 但是从 20 °CA BTDC 开始, 缸内燃烧效果进一步改善的空间不大, 燃烧后剩余 HC 较少; 而在靠近上止点附近喷射, 缸内 CH_4 后燃比例较大, 排气阀打开时刻缸内留存 HC 较多。

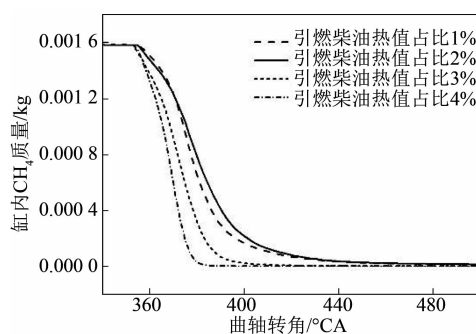


图14 35% 负荷缸内 CH_4 质量变化

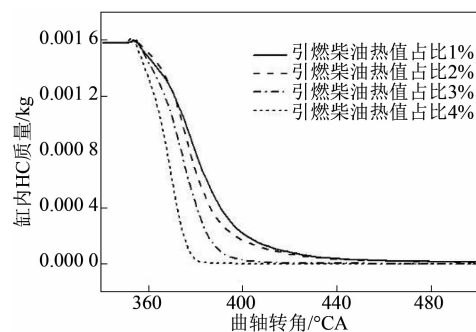


图15 35% 负荷缸内 HC 质量变化

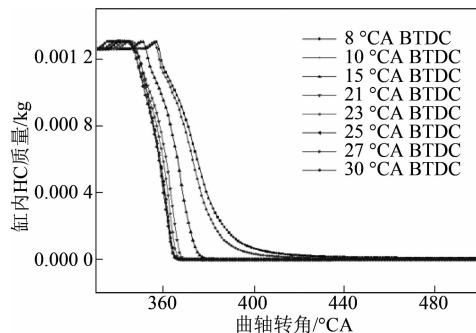


图16 25% 负荷缸内 HC 质量变化

3 结 论

(1) 微引燃柴油热值占比增加时, 缸压峰值

增大, 燃烧相位 CA50 前移。低负荷下燃烧特征参数对引燃油量的变化比高负荷时更敏感。

(2) 引燃柴油喷射时刻从 15 °CA BTDC 往 8 °CA BTDC 推后时, 滞燃期先减小而后不变, 燃烧持续期缩短, 同时缸压峰值不断降低, 且峰值出现时刻延后。

(3) 要实现较高的热效率, 低负荷时的引燃柴油热值占比要高于高负荷时的, 例如 100% 负荷下只需要 1% 即可, 35% 负荷时则需要 2%。

(4) 高负荷比低负荷时更容易实现较低的 NO_x 排放; 低负荷下, 通过采取减少喷油量配合适度增大喷油提前角的方式, 可以在满足动力性的前提下达到降低 NO_x 排放的目的。

(5) 因为引燃柴油占比极小, 所以 HC 排放主要为未燃天然气, 引燃油喷射时刻对未燃天然气影响巨大。

参考文献

- [1] 彭雪竹. 国内外双燃料发动机发展状况分析 [J]. 船舶物资与市场, 2012 (3): 16-21.
- [2] KANCHERLA R V M C, RATHINAM B, DOUAILLER B, et al. Spray modelling for GDI application: two different approach [C]. International Mobility Conference, 2016.
- [3] CAMERETTI M C, TUCCILLO R, SIMIO L D, et al. A numerical and experimental study of dual fuel diesel engine for different injection timings [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 101: 630-638.

(上接第 4 页)

4 结 论

(1) 通过总体设计技术、系统集成与优化匹配技术、部分关键零部件的设计、制造及工艺等方面的研究, 成功开发出 10 MW 级大功率中速柴油机样机 12MV390, 其油耗及排放性能均达到国际先进水平, 综合性能指标与当前大功率柴油机的技术发展趋势基本一致, 可满足目标市场需求, 后续将根据客户需求开展定制化开发。

(2) 现代开发工具在发动机研发中发挥着越来越重要的作用。本文运用 CAE 辅助设计手段, 开展了柴油机性能仿真模拟计算, 在开发过程中就可准确预测柴油机的技术参数。这些技术参数经试验验证后, 可逐步提高设计的准确度和效率, 极大地缩短了产品开发周期。

- [4] 李伟峰, 刘忠长, 王忠恕, 等. 引燃柴油量和当量比对双燃料发动机低负荷燃烧的影响 [J]. 内燃机学报, 2015, 33 (6): 481-490.
- [5] 周磊, 唐利军, 宁小康, 等. 柴油引燃天然气发动机不同喷射时刻和引燃油量下的燃烧和颗粒排放特性研究 [J]. 内燃机工程, 2015, 36 (1): 119-124.
- [6] 刘杰, 张欣, 杨福源, 等. 引燃油量对柴油引燃天然气发动机燃烧特性的影响 [J]. 汽车工程, 2015, 37 (4): 375-379.
- [7] SOM S, WANG Z, LIU W, et al. Comparison of different chemical kinetic models for biodiesel combustion [C]. ASME 2013 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2013: V002T02A004.
- [8] 尧命发, 许斯都, 李远洪, 等. 双燃料发动机的燃烧模型 [J]. 燃烧科学与技术, 2002, 8 (4): 358-363.
- [9] 耿超, 张玉银, 徐斌, 等. 喷雾特性 CFD 仿真的准确性与效率的探讨 [J]. 内燃机工程, 2015, 36 (6): 130-136.
- [10] MIKULSKI M, WIERZBICKI S. Numerical investigation of the impact of gas composition on the combustion process in a dual-fuel compression-ignition engine [J]. Journal of Natural Gas Science & Engineering, 2016, 31: 525-537.
- [11] WANG Z, ZHAO Z, Wang D, et al. Impact of pilot diesel ignition mode on combustion and emissions characteristics of a diesel/natural gas dual fuel heavy-duty engine [J]. Fuel, 2015, 167: 248-256.
- [12] ABIDIN Z, FLOREA R, CALLAHAN T. Dual fuel combustion study using 3D CFD tool [C]. SAE 2016 World Congress and Exhibition, 2016.

(3) 通过本项目的研发建立了柴油机自主研发设计平台, 可以实现大功率中速柴油机研发技术及经验的沉淀, 逐步提升我国大功率中速柴油机的自主开发能力和制造能力, 促进相关配套产业的发展, 提高国际竞争力。

参考文献

- [1] 顾宏中, 郭中朝. 船用大功率柴油机的开发与性能设计 [C]. 全国大功率柴油机学术年会, 2005: 8-10.
- [2] 郭海涛. 高压共轨喷油系统喷油规律与控制策略的研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2001.
- [3] 张雪莲. 船用柴油机模块化设计方法研究 [D]. 镇江: 江苏科技大学, 2010.
- [4] 徐聪聪. 柴油机气缸盖热-流-固多场耦合仿真研究 [D]. 太原: 中山大学, 2011.
- [5] 吴鹏. 柴油机米勒循环与两级涡轮增压的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.