

高涡流条件下船用柴油机油气匹配研究

卢天龙, 王天友, 施磊, 鲁祯*

(天津大学能源与动力工程系, 天津 300000)

Research on Fuel-air Matching of Marine Diesel Engine under High Swirl Conditions

Tianlong Lu, Tianyou Wang, Lei Shi, Zhen Lu*

(Department of Energy and Power Engineering, Tianjin University, Tianjin 300000, China)

ABSTRACT: In this study, the method named inject fresh air (IFA) technology is proposed in order to significantly improve the swirl ratio without affecting the scavenging efficiency. The effects on the fuel/air mixing process, combustion, and emission performance are studied by numerical simulation. The research results indicate that IFA technology can effectively increase the level of in-cylinder swirl by injecting fresh air directly into the cylinder, thereby optimizing the fuel/air mixing process and improving combustion performance. The two key fuel injection parameters, the injection angle of the cross section and the injection angle of the longitudinal section, were designed through orthogonal experiments. When the optimal working condition was obtained, the thermal efficiency increased from 49.92% of the Base case to 51.97%. Based on the optimization of high swirl ratio and fuel injection parameters, a higher EGR rate of 40% is needed to meet the requirements of Tier III emission regulations. Under this condition, NOx emission reduced to 2.82 g/kW·h, and BSFC decreased by 2.33 g/kW·h compared to the Base condition.

摘要: 本研究针对低速二冲程船用柴油机, 提出了缸内直接喷射新鲜空气 (IFA) 策略, 在不影响扫气效率的基础上显著提升缸内涡流, 通过 CONVERGE 数值模拟研究了其对缸内油气混合过程、燃烧及排放性能的影响。研究表明, IFA 策略可有效提高缸内涡流, 进而优化油气混合过程, 改善燃烧性能。通过正交试验设计协同涡流面喷油角度、纵截面喷油角度两个关键喷油参数, 获得最佳工况时热效率由 Base 工况的 49.92% 提升至 51.97%。在高涡流及喷油参数优化的基础上, 使用 IFA 策略满足 Tier III 排放标准需要更高的 40% EGR 率, 此工况下 NOx 排放降低至 2.82 g/kW·h, 相比 Base 工况 BSFC 降低了 2.33 g/kW·h。

关键词: 船用柴油机, 缸内直接喷射新鲜空气, 高涡流, 喷油参数优化

Keywords: marine diesel engine; inject fresh air; high swirl ratio; optimization of fuel injection parameters

中图分类号: TK422 文献标识码: A

收稿日期: xxxx-xx-xx

基金项目: 国家自然科学基金面上项目 (No.51976133)

作者简介: 卢天龙 (1997-), 男, 博士生, 主要研究方向为低碳零碳燃料高效清洁燃烧, E-mail: ltl@tju.edu.cn; 鲁祯 (通讯作者), E-mail: luzhen@tju.edu.cn。

0 概述

作为国际贸易和全球经济的支柱, 80% 以上的国际货物贸易通过海洋运输承担^[1]。大缸径低速二冲程柴油机作为海洋运输的主要动力源, 由于其燃油经济性好、操作简单、维修方便等优势, 广泛应用于远洋运输船舶, 其可靠性、经济性、环保性等关键指标直接决定了海洋运输的运营成本和全球污染的排放水平^[2]。

随着环境问题的日益严重, 国际海事组织 (International Maritime Organization, IMO) 出台了严格的 Tier III 排放法规, 2016 年将排放控制区 (Emission control areas, ECA) 内的 NO_x 排放限制在 $3.4 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ 以下^[3, 4], 与 Tier II 标准和 Tier I 标准相比, Tier III 标准下 NO_x 排放量分别减少了近 76% 和 80%^[5, 6]。与此同时, 为了进一步响应全球 CO_2 减排的大趋势、实现更好的可持续发展, 2020 年 9 月 22 日, 习近平主席在第七十五届联合国大会发表重要讲话, 提出“双碳目标”, 即 CO_2 排放力争于 2030 年前达到峰值, 努力争取 2060 年前实现碳中和。而船舶运输领域的 CO_2 排放占世界 CO_2 总排放量的近 3%, 是降碳的重点领域, 因此航运业针对 CO_2 减排也提出了系列目标, 即 2030 年单位运输功 CO_2 下降 40%, 2050 年单位运输功 CO_2 下降 70%, 并于本世纪末航运业实现温室气体的零排放。

从船舶碳排放产生过程来看, “碳”主要来源于燃料及其燃烧过程, 因此船舶降碳的主要方式可分为源头控碳与过程减碳两种, 即采用低碳/零碳燃料, 并实现其高效清洁燃烧。而目前船用柴油机仍占据主要市场份额, 因此对高效清洁燃烧的深入研究仍十分必要, 如何在满足排放法规的同时兼顾船舶能效对我国船用柴油机发展是一个严峻挑战。

众多研究发现, 增强气缸内气流的涡流运动强度是改善油气混合质量、提高燃烧性能的有效方法^[7]。此外, 增强的涡流运动可以稳定缸内流场^[8, 9], 进一步提高发动机运行的稳定性。然而, 对于低速二冲程船用发动机扫气过程而言, 扫气口结构的改变作用于初始涡流形成阶段, 加剧了新鲜空气与缸内废气的混合, 涡流比的提升受限于扫气效率, 无法大幅提高^[10, 11]。扫气效率和涡流比之间存在折衷关系^[12, 13], 为了保证较高的扫气效率, 通常会组织相对较低强度的涡流运动, 因此油/气混合过程主要由燃油喷射控制。对于燃油喷射过程而言, 燃烧特性受燃油喷射参数和喷油策略的影响很大, 特别是与燃油雾化、蒸发、扩散、混合和点火有关^[14]。提高燃油喷射压力是提高燃油/空气混合效果的有效方法^[15, 16], 但喷射压力受喷射器、供油系统技术水平以及燃烧室结构空间的限制不能显著提高。在优化喷油时刻和喷射策略方面, 研究发现, 喷油时刻越早, 碳烟、未燃 HC 及 CO 的排放越低, 而 NO_x 排放则显著升高^[17], 而燃油预喷结合高压喷射可以在燃油经济性不恶化的同时显著降低 NO_x 排放^[18], 同时一定的顺序喷射间隔可达到同时降低 NO_x 排放和 BSFC 的目的^[19, 20]。

针对船用柴油机而言, 由于过量空气系数较大, 燃烧废气中碳氢化合物 (HC)、碳烟^[21]、 CO ^[21-24]等的含量较低, 因此目前较少关注。 NO_x 排放虽然较低, 但是对环境污染较大, 属于重要的有害排放物, 是船用柴油机需要解决的紧迫问题。废气再循环 (EGR) 作为最有效的缸内 NO_x 减排方法之一^[25-27], 对柴油发动机燃烧特性和 NO_x 排放的总体影响是基于热效应^[6, 28]、稀释效应^[6, 29]、化学效应^[6, 30, 31]。EGR 技术本质上是更多的利用稀释效应降低 O_2 浓度, 并利用热效应降低气缸燃烧温度, 最终抑制 NO_x 生成。MAN 公司已经证明, 仅使用高压 EGR 系统,

典型的 4T50ME-X 柴油机就可以满足 Tier III 排放标准^[32]。然而, 尽管有利于减少 NO_x 排放, 但由于 NO_x 与 BSFC 间的折衷关系, EGR 技术会导致燃油经济性的降低^[33]。与满足 Tier I 标准的发动机相比, 需要 36~37% 的 EGR 率才能满足 Tier III 排放限值, 但有效燃油消耗率增加了约 6%^[6]。

本文针对某大缸径低速二冲程船用柴油机, 使用 CFD 软件 CONVERGE 建立了该机型的三维数值仿真模型, 通过试验数据验证了该模型的准确性。为提升热效率、提高使用减排技术时的燃油经济性, 本文提出了缸内直接喷射新鲜空气 (IFA) 策略, 在不影响扫气效率的前提下显著提升缸内涡流, 改善燃烧性能; 并进行了高涡流条件下的油气匹配研究, 获得最佳的油气匹配性能; 同时为了满足 Tier III 排放法规要求, 研究了 EGR 氛围下 IFA 策略的应用潜力。

1 仿真模型建立与验证

本文以某低速二冲程船用柴油机为研究对象, 基于 CONVERGE 平台开展高效清洁燃烧技术数值模拟研究。发动机参数如表 1 所示。

表 1 75% 负荷下发动机主要参数

参数	Value
缸径 (mm)	340
行程 (mm)	1600
连杆长度 (mm)	1600
气缸数	6
喷油器	2×4 孔
压缩比	20.5
功率 (kW)	3679
转速 (rpm)	142.6

1.1 三维仿真模型搭建

基于发动机参数和物理几何, 使用 CONVERGE 搭建了三维仿真模型, 如图 1

所示。仿真模型可分为三个区域: 进气区域、气缸区域和排气区域, 其中进气区域包括进气口、扫气口和扫气箱等; 气缸区域主要包含活塞、气缸盖、缸体、活塞环等; 排气区域主要分为排气道、排气阀和排气口等。本研究模拟采用的单缸机模型同时包括了进排气系统, 可以模拟包括扫排气过程在内的完整工作循环, 因此计算结果更加接近发动机的实际运转工况。

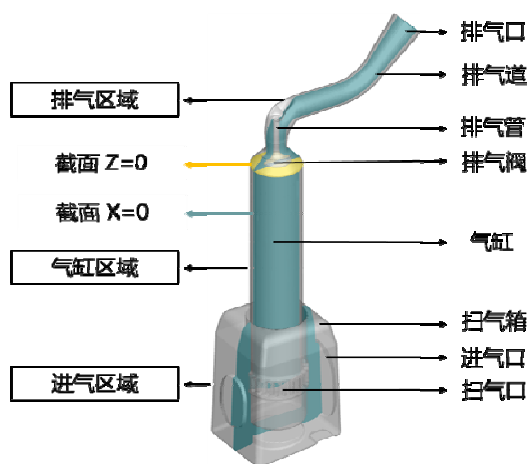


图 1 模型的三维几何结构

1.2 仿真模型标定

本研究选取船用发动机常用 75% 负荷运转工况, 计算周期为 $110^\circ\text{CA}\sim 470^\circ\text{CA}$ 。表 2 给出了仿真计算过程中所采用的子模型。

表 2 仿真计算采用的子模型

项目	模型
湍流模型	RNG k- ϵ model ^[34]
喷雾破碎	KH-RT model ^[35, 36]
燃油碰壁	O'Rourke model ^[37, 38]
液滴蒸发	Frossling model ^[34]
燃烧模型	SAGE chemical reaction solver ^[11, 39]
壁面传热	Han & Reitz heat transfer model ^[40]
NO_x 排放	Extended Zeldovich model ^[41]
Soot 排放	Hiroyasu-NSC model ^[42]

基于选择的计算子模型及确定的网格策略, 对所搭建的三维仿真计算模型进行了

验证。图 2 给出了缸内压力的模拟与试验对比图，试验缸压与模拟缸压曲线吻合良好，压缩压力 (p_{com}) 和最高燃烧压力 (p_{peak}) 的 0.91% 和 0.23% 的低误差表明模型可以较为准确的预测气缸压力。同时，试验数据和模拟数据之间的指示功率 (P_i) 和有效油耗 (BSFC) 的误差分别为 0.16% 和 0.17%。此外， p_{peak} 相位在试验和模拟结果之间有很好的的一致性，差异仅为 0.29%。而且， NO_x 和 CO_2 排放也表现出良好的一致性，差异分别为 4.36% 和 0.28%，这满足工程计算的精度要求。总的来说，本模型得到了很好的验证，并具有较为准确模拟缸内燃烧过程的能力。

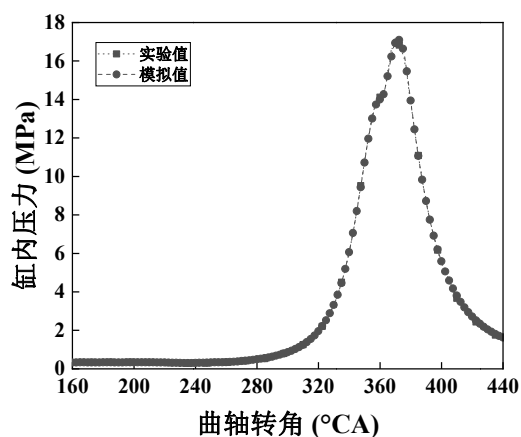


图 2 试验与模拟缸内压力对比

2 缸内直接喷射空气策略

对于直流扫气形式的低速二冲程船用发动机而言，扫气过程形成的初始涡流可以促进油气混合，加快燃烧速度。增强涡流运动强度是改善油气混合质量、改善燃烧性能的有效方法^[7]，同时缸内的涡流运动可以稳定缸内流场^[8, 9]，并进一步提高发动机运行的稳定性。而涡流比的提升受限于扫气效率，无法大幅提高^[10, 11]。本节从这一问题入手，提出缸内直接喷射新鲜空气 (IFA) 策略，旨在不影响扫气效率的基础上显著提升缸

内涡流，达到促进油气混合、加快燃烧速率，并最终实现燃烧性能改善的目的。

2.1 缸内喷射新鲜空气 (IFA) 系统简介

图 3 给出了 EGR 氛围下采用 IFA 策略改善燃烧和提高燃油经济性的原理介绍。通过 EGR 技术降低 NO_x 生成，通过 IFA 策略改善燃烧。

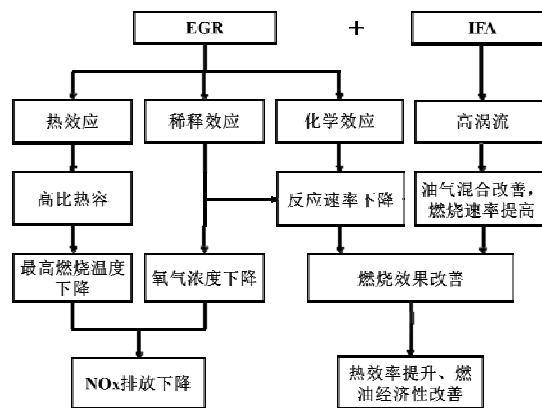


图 3 EGR&IFA 改善燃烧、缓解燃油恶化原理图

图 4 给出了 IFA 系统示意图。IFA 系统分为 3 个部分，分别是高压 EGR (HPEGR) 系统部分，涡轮增压系统部分以及 IFA 喷射系统部分。部分高温燃烧废气通过旁通阀进入 HPEGR 中间处理单元，经过冷却、废气清洗、水汽捕捉、增压进入扫气集管；部分燃烧废气进入涡轮，推动涡轮旋转带动压气机，部分中冷增压空气进入扫气集管，与再循环废气混合后进入气缸；部分中冷增压空气进入 IFA 通路，经过 IFA 喷射系统的中间处理单元再次增压到所需喷射压力，同时经过冷却后通过 IFA 喷射器进入气缸参与后续混合与燃烧。喷射的新鲜空气自身携带大量动能，在气缸表面的引导作用下将显著提升气缸内的涡流水平。此外，IFA 喷射接近排气门关闭时刻，不会影响发动机的扫气效率。控制涡流水平高低的关键参数是 IFA 喷射角度 θ 和喷射新鲜空气的质量。

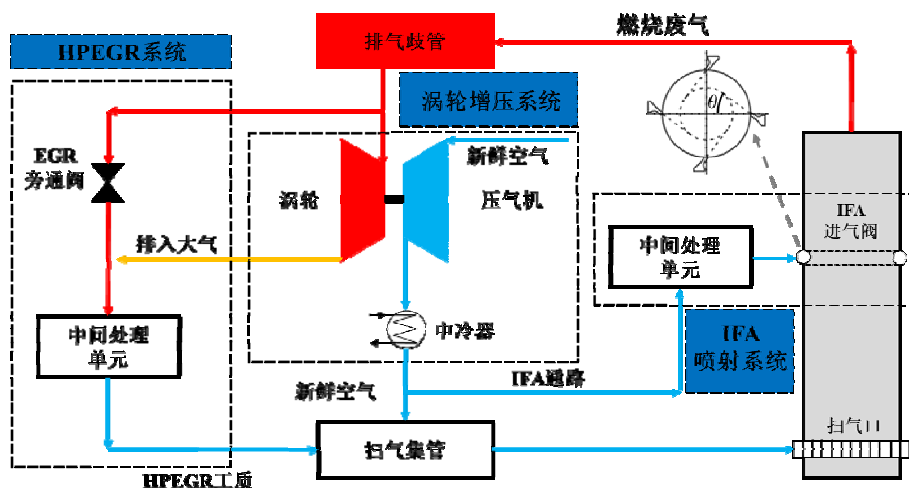


图4 IFA 系统示意

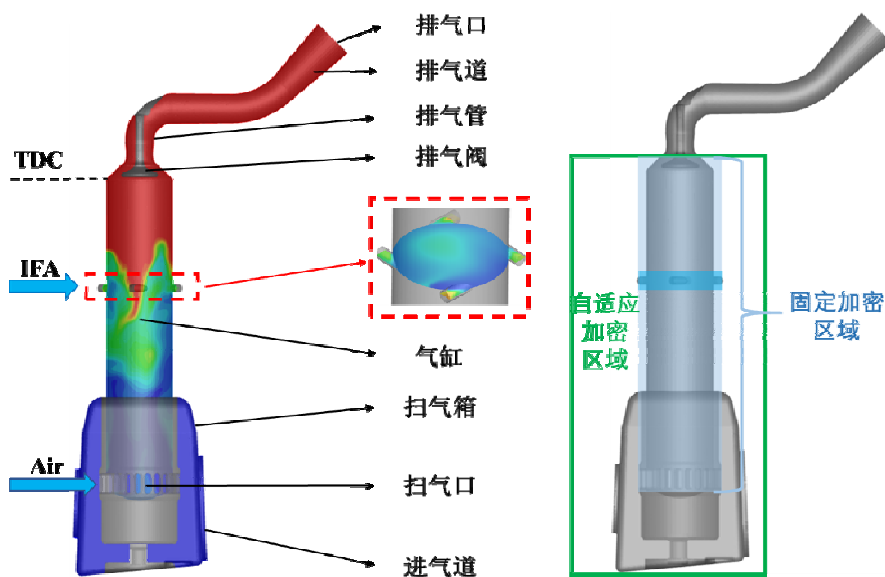


图5 IFA 三维仿真计算模型

2.2 IFA 三维计算模型建立

图5给出了所建立的三维仿真模型示意图，在气缸上部（应处于排气门接近关闭或已关闭时刻活塞对应位置之上）添加进气阀，此时气缸具有两个进气口：一个位于气缸上部的 IFA 进气阀；另一个位于气缸下部的扫气口。IFA 进气阀采取单层布置方案，数量为4个，沿周向均匀分布。IFA 仿真模型对所建立的 IFA 喷射单元额外增加了2级的固定加密，同时增加了 IFA 喷射单元边界条件设置。

3 高涡流条件下的油气匹配研究

高涡流改善了油气混合过程，但势必会改变缸内油气分布状态，燃油喷射如何匹配改变的缸内气流运动，实现最佳的油气匹配具有重要意义。本节首先探讨了单一参数（涡流面角度、纵截面角度）对油气混合、燃烧及排放过程的影响，随后通过正交试验进行了喷油参数优化，基于优化后的喷油参数，探讨了 EGR 氛围下 IFA 策略对燃烧过程及排放性能的影响。

3.1 喷油参数设计

柴油喷射角度作为船用柴油机的重要参数,直接影响油气混合状态与火焰传播过程,进而影响发动机的燃烧与排放性能。研究选用的发动机模型中含有两个喷油器用于柴油的喷射,每个喷油器对应设有4个喷孔。本节研究对每个喷孔的喷油方向进行设置,将 CONVERGE 软件中的 xy 平面和 xz 平面分别定义为涡流面和纵截面。如图 6 所示,涡流面角度为 α ,规定涡流面内分布愈加集中为正、涡流面内分布愈加分散为负;

纵截面角度为 β ,规定纵截面内分布愈加分散为正、纵截面内分布愈加集中为负;并根据燃烧室结构空间确定各喷孔喷油角度范围,具体设计方案如表 3 所示。

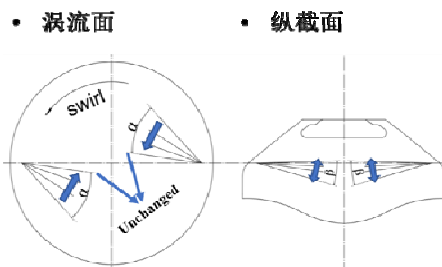


图 6 涡流面和纵截面的燃油喷射角度设计示意图

表 3 不同喷油角度方案设计

方向	喷油角度($^{\circ}$)							
涡流面(α)	-15	-10	-5	+5	+10	+15	+20	
纵截面(β)	-10	-6.5	-3	+3	+6.5	+10	+13.5	+15

3.2 涡流面喷油角度对燃烧及排放的影响

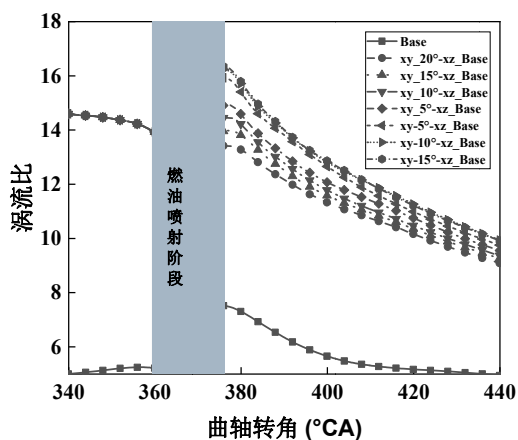


图 7 不同涡流面喷油角度下的缸内涡流比

图 7 给出了不同涡流面喷油角度条件下的缸内涡流比变化,可以看出,随着燃油喷射进行,缸内涡流存在一定增长,对于 Base 工况而言,涡流增长所占比重较大,燃油喷射主导油气混合过程,而对于高涡流条件工况而言,油气混合则由喷油主导变为油气共同主导,从图中可以看出,涡流面内燃油喷射越集中,喷射过程中缸内涡流增长幅度越低,这归因于较为集中的涡流面喷射使得油

束的切向速度较低,因此对涡流面内涡流增长贡献会更小,随着在涡流面更加分散,油束的切向速度更高,因此可以更大程度的搅动缸内气体流动。

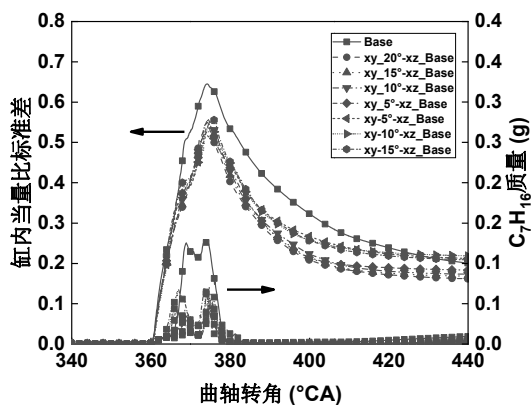


图 8 不同涡流面喷油角度下的缸内当量比标准偏差及燃油质量

为了探究涡流面喷油角度对缸内油气混合的影响,图 8 给出了缸内当量比标准偏差和未燃燃油质量。

缸内当量比偏差 (STD) 表示缸内局部当量比与平均当量比的偏差, STD 越小, 代表混合质量越好, 具体计算公式如下^[13]:

$$\phi = \frac{2 \sum_i N_i \eta_{C,i} + \sum_i N_i \eta_{H,i}}{\sum_i N_i \eta_{O,i}} \quad (1)$$

$$\phi_{STD} = \sqrt{\frac{\sum_{cell} m_{cell} (\phi_{cell} - \phi_{mean})^2}{m_{total}}} \quad (2)$$

其中, 下标 *cell* 表示单元格值, 下标 *mean* 表示平均值, 下标 *total* 表示总值, 参数 ϕ 表示当量比, *m* 表示质量, N_i 代表物种 *i* 的摩尔数, $\eta_{C,i}$ 、 $\eta_{H,i}$ 和 $\eta_{O,i}$ 分别为物种 *i* 的碳原子 (C)、氢原子 (H) 和氧原子 (O) 的原子数。

平均当量比计算公式如下^[13]:

$$\phi_{mean} = \frac{\sum_j \sum_i N_i \eta_{C,i} + \sum_j \sum_i N_i \eta_{H,i}}{\sum_j \sum_i N_i \eta_{O,i}} \quad (3)$$

其中, *j* 代表计算区域中的单元格总数。

从图 8 可以看出, 涡流面喷油角度对缸内当量比 STD 值的影响较小, 燃烧前期及中期各喷油角度条件下 STD 值并无显著差异, 而在燃烧中后期随着涡流面内喷油分布愈加集中, STD 值下降, 表明此时高涡流条件下的油气混合较佳, 同时从缸内未燃 C₇H₁₆ 质量也可以看出这一点, 涡流面内分布集中工况条件下未燃燃油质量降低, 燃烧性能得到改善。

图 9 给出了不同涡流面喷油角度下的缸内当量比的分布云图, 从图中可以看出, 在燃烧初期及前期, -15°到 5°变化范围内, 缸内当量比分布并无显著差异, 从 5°到 20°的燃油喷射角度进一步集中, 发现此时的当量比分布较为集中, 存在局部过浓区, 此时的油气混合质量较差; 而在燃烧后期, 随着喷油角度分布的愈加集中, 发现当量比分布较为均匀, 此时的油气混合质量较好, 这与前述缸内当量比 STD 值的变化相吻合。

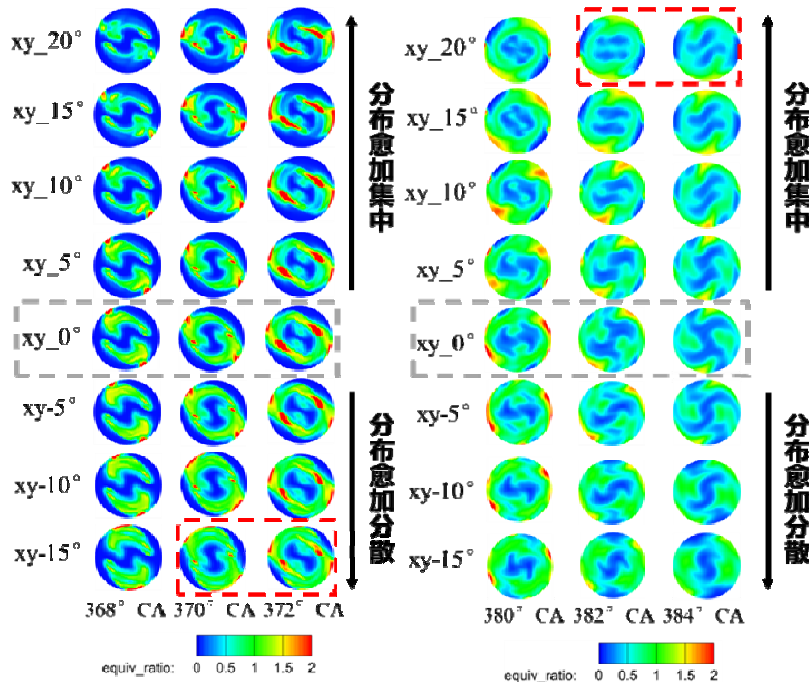


图 9 不同涡流面喷油角度下的缸内当量比分布云图

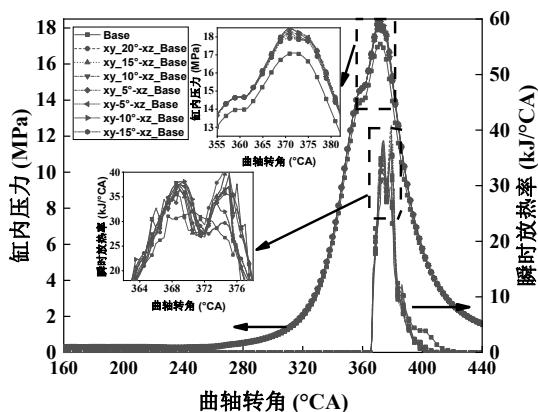


图 10 不同涡流面喷油角度下缸压及放热率

图 10 给出了不同涡流面喷油角度条件下的缸内压力及瞬时放热率，可以看出，在燃烧前期及中期，随着涡流面内喷油分布更加分散，缸内峰值压力逐渐提高，各涡流面喷油角度条件下 HRR 仍呈现双峰放热。在燃烧后期随着涡流面内燃油分布愈加集中，由于油气混合质量更佳，缸压升高，HRR 呈现相同的变化。

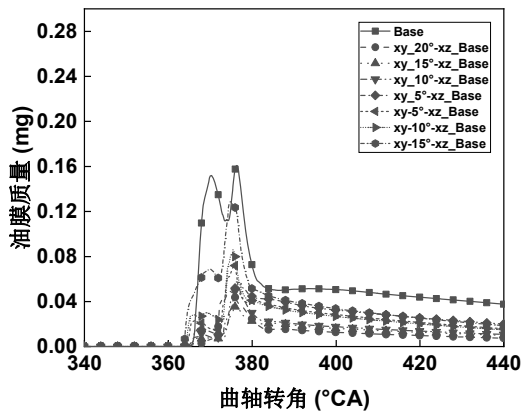


图 11 不同涡流面喷油角度下的油膜质量

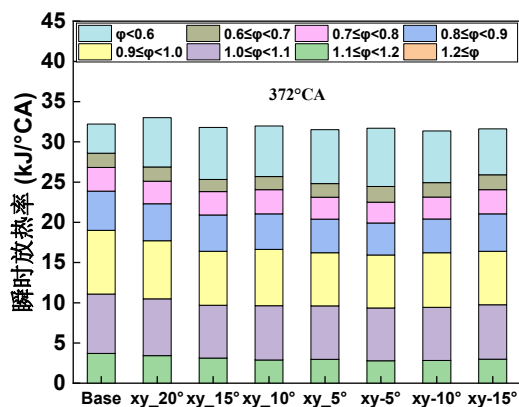


图 12 不同涡流面喷油角度下的瞬时放热率

图 11 给出了不同涡流面喷油角度下的油膜质量变化，随着涡流面内燃油分布愈加分散，燃油附壁现象愈加严重，此情况下对燃烧不利，放热率存在一定的下降趋势，在燃烧中后期，xy_20°工况条件下油膜质量低于其他工况，呈现较好的燃烧过程。

为了更为直观的反应放热率变化，图 12 给出了燃烧中后期不同涡流面喷油角度下的缸内瞬时放热率，可以看出，随着喷油角度在涡流面内分布更加集中，高当量比区域放热存在先降低后升高趋势，低当量比区域放热呈现相同的变化，总的放热率存在上升趋势。xy_20°工况条件下缸内放热率最高，表明此时此刻喷油角度条件下燃烧效果更好，这与前述分析相符。

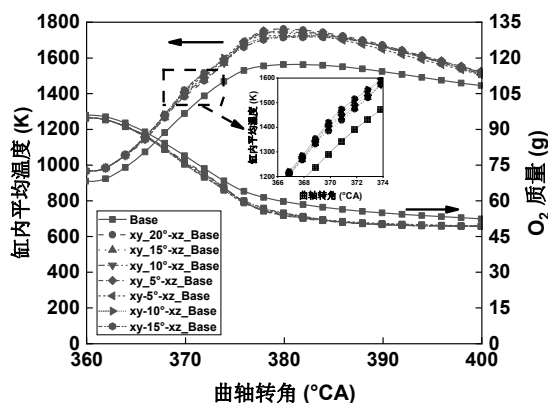


图 13 不同涡流面喷油角度下缸内温度与 O₂ 质量

图 13 给出了不同涡流面喷油角度条件下的缸内温度与 O₂ 质量。从温度曲线可以看出，在燃烧前期，喷油角度越分散，油气混合质量更佳，平均温度越高；而在燃烧中后期，随着喷油分布的愈加集中，此时的油气混合质量更佳，缸内的最高平均温度升高，表明此时的燃烧效果更好，这与图 12 网格放热率的结果相吻合；从 O₂ 质量的变化可以看出，IFA 策略的应用使得缸内燃烧速度加快，O₂ 消耗加快，表明增大的涡流显著加快了燃烧速度，燃烧性能得到改善。

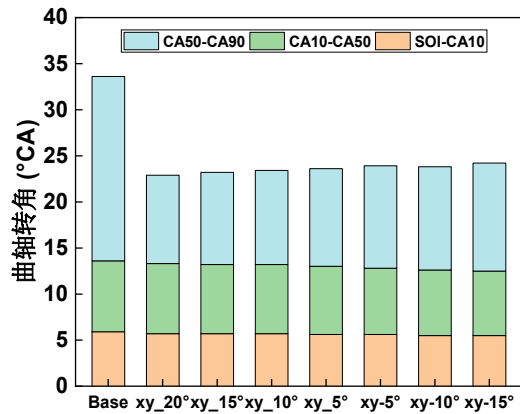


图 14 不同涡流面喷油角度下的燃烧持续期

图 14 给出了不同涡流面喷油角度条件下的燃烧持续期，可以看出，不同涡流面喷油角度条件下的燃烧持续期差别并不显著，但随着燃油在涡流面分布的更加集中，燃烧持续期逐渐缩短，涡流面喷油角度由 15° 增加至 20° 过程中，CA50~CA90 的燃烧持续期由 11.702°CA 逐渐下降至 9.596°CA ， xy_{20° 条件下燃烧持续期相比 Base 工况下降了 52%，燃烧持续期大大缩短，燃料化学能释放在更短的时间内进行，因此能够获得更高的热效率，做功能力更强。

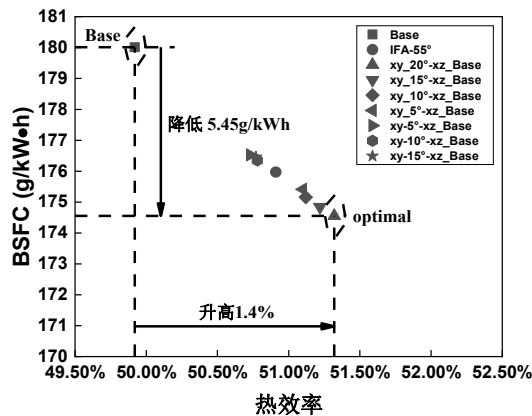


图 15 不同涡流面喷油角度下的 BSFC 及热效率

图 15 给出了不同涡流面喷油角度条件下的 BSFC 与热效率综合结果，可以看出，对于 xy_{-5° 、 xy_{-10° 、 xy_{-15° 三个工况条件，相比 Base 工况在涡流面内燃油分布更加分散，但 BSFC 均低于未优化喷油参数工况；随着燃油在涡流面内分布的愈加集中，

BSFC 基本呈现线性下降的趋势，在 xy_{20° 工况条件下，燃油消耗最低，此时热效率最高，BSFC 由 Base 工况的 $180.01\text{g/kW}\cdot\text{h}$ 下降至 $174.55\text{g/kW}\cdot\text{h}$ ，热效率由 Base 工况的 49.92% 增长至 51.32%，表明高涡流条件下燃油在涡流面内分布更加集中时燃烧性能更佳。

3.3 纵截面喷油角度对燃烧及排放的影响

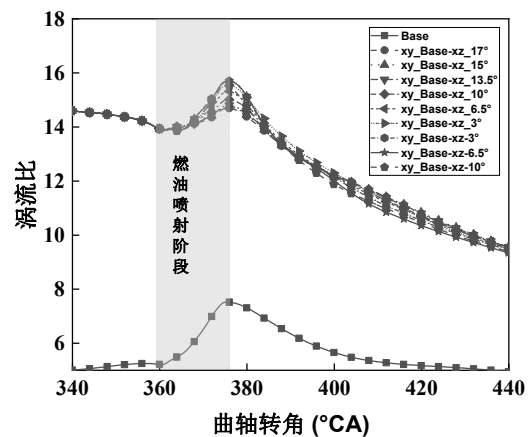


图 16 不同纵截面喷油角度下的缸内涡流比

图 16 给出了不同纵截面喷油角度条件下的缸内涡流变化，可以看出，随着燃油喷射进行，缸内涡流存在一定增长，随着纵截面内燃油喷射愈加集中，喷射过程中缸内涡流增长幅度越高，这归因于较为集中的纵截面喷射使得燃油油束的切向速度更高，因此可以更大程度的搅动缸内气体流动，随着燃油在纵截面更加分散，油束的纵向速度更高，因此对涡流面内涡流增长贡献会更低。

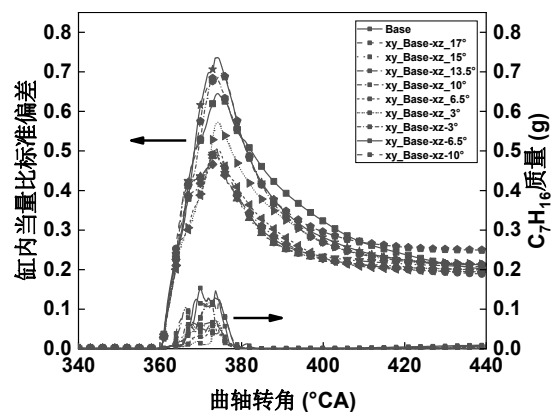


图 17 不同纵截面喷油角度下的缸内当量比标准偏差及燃油质量

图 17 给出了不同纵截面喷油角度条件下的缸内当量比标准偏差及缸内未燃燃油质量。从当量比 STD 曲线可以看出, 随着喷油在纵截面分布愈加集中, 缸内的当量比 STD 值增大, 表明油气混合效果变差, 而随着喷油在纵截面分布愈加分散, 纵截面空间内燃油分布区域更广, 因此缸内 STD 值减小, 表明油气混合过程改善。从缸内未燃燃油质量曲线可以看出, 其变化趋势与 STD 曲线一致, 随着燃油在纵截面空间内分布越加均匀, 燃油混合效果得到改善, 缸内未燃燃油质量降低。

为了更为直观的反应 STD 的变化, 图 18 给出了不同纵面喷油角度下的缸内当量比的分布云图, 从图中可以看出, 随着纵截面燃油喷射角度愈加分散, 缸内竖直面内燃

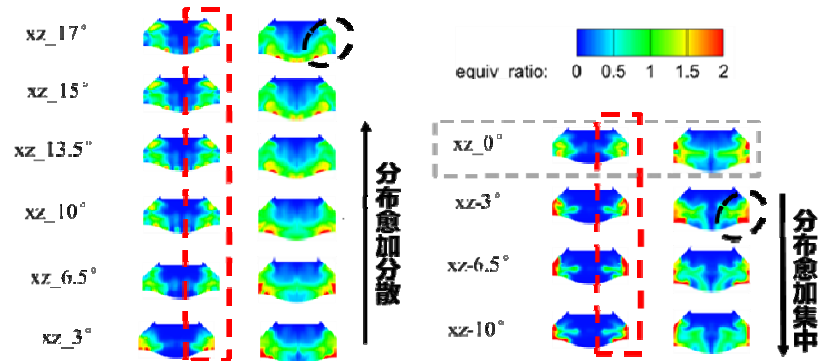


图 18 不同纵截面喷油角度下的缸内当量比分布云图

油分布区域更广, 空气利用率更佳; 同时缸壁侧的浓区分布降低。

图 19 给出了不同纵截面喷油角度条件下的缸内压力及瞬时放热率。从 STD 曲线可以看出, 随着纵截面内喷油分布愈加分散, 燃油分布越发均匀, 燃烧过程得到改善, 缸内峰值压力逐渐提高; 随着纵截面内喷油分布愈加集中, 油气混合过程受到抑制, 燃烧恶化, 因此缸内压力降低, 在高涡流条件改善燃烧的基础上缸内最高燃烧压力仍低于 Base 工况, 从整体的缸压曲线来看, 相较于涡流面喷油角度, 纵截面喷油角度的影响更为显著。从瞬时放热率曲线可以看出, 各纵截面喷油角度条件下 HRR 仍呈现双峰放热, 随着纵截面内燃油分布愈加分散, 油气分布更加均匀, 燃烧优化使得 HRR 提高; 而随着纵截面内燃油分布愈加集中, 燃油过浓分布区域增加, 燃烧受到抑制, 因此 HRR 下降。

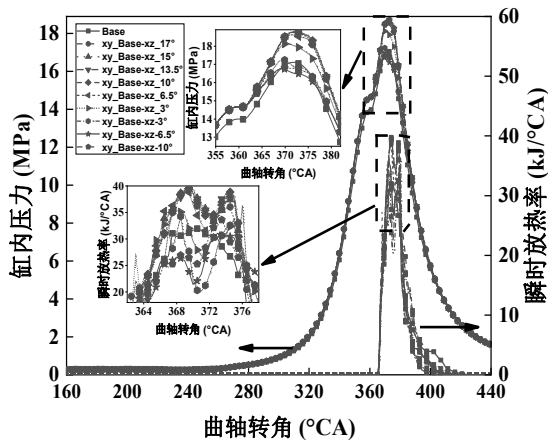


图 19 不同纵截面角度下的缸内压力与瞬时放热率

图 20 给出了不同纵截面喷油角度下的缸内瞬时放热率，可以看出，随着喷油角度在纵截面内分布愈加集中，高当量比区域放热存在先降低后升高的趋势，低当量比区域放热呈现相同的变化；随着喷油角度在纵截面内分布愈加分散，低当量比区域放热显著升高，这归因于更广的燃油空间分布使得燃油分布更加均匀，油气混合效果得到优化。当燃油在纵截面内分布愈加集中，即便在高涡流优化燃烧的基础上，总的放热率仍低于 Base 工况。

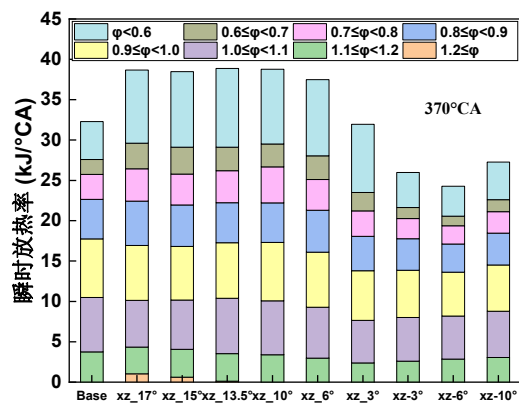


图 20 不同纵截面喷油角度下的缸内瞬时放热率

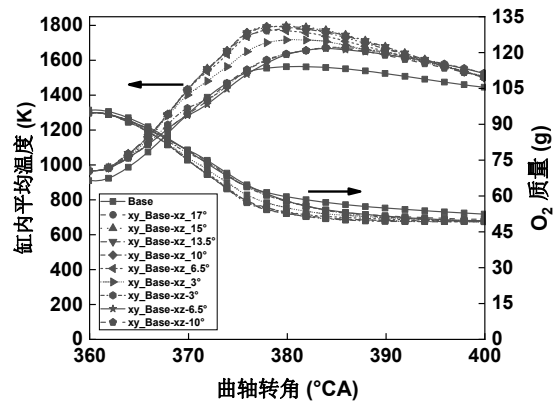


图 21 不同纵截面喷油角度下缸内温度与 O₂ 质量

图 21 给出了不同纵截面喷油角度条件下的缸内温度与 O₂ 质量。从温度曲线可以看出，随着燃油在纵截面分布的愈加集中，缸内的最高平均温度降低，但由于高涡流带来的燃烧优化效果，此时的缸内平均温度仍要高于 Base 工况；随着燃油在纵截面分布的愈加分散，燃烧得到进一步优化，缸内平均温度进一步上升。从 O₂ 质量的变化可以看出，IFA 策略的采用使得缸内燃烧速度加快，O₂ 消耗加快，这与前文 IFA 喷射参数研究结果一致，燃油在纵截面分布越加分散，缸内的 O₂ 质量越低，表明燃烧愈发充分。

图 22 给出了不同纵截面喷油角度条件下的燃烧持续期，可以看出，随着喷油在纵截面喷油角度分布的愈加集中，由于燃油浓区分布增大，燃烧恶化，因此燃烧持续期变长，涡流面角度由 17°降低至 10°过程中，燃烧持续期由最低的 8.615 °CA 逐渐增长至 12.897 °CA，xy₁₅条件下 CA50~CA90 的燃烧持续期相比 Base 工况下降了 56.94%，燃烧持续期大大缩短，燃料化学能释放在更短的时间内进行，因此能够获得更高的热效率，做功能力更强，相比于涡流面喷油角度，纵截面喷油角度的影响更为显著。

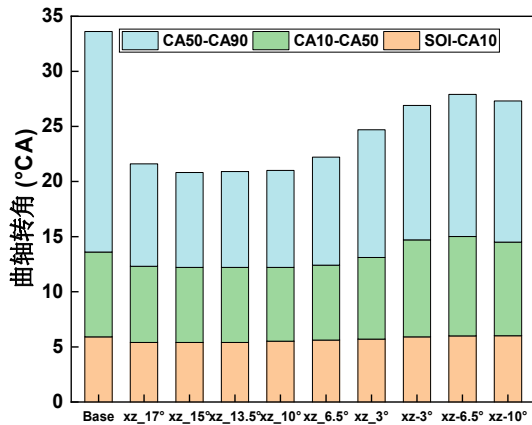


图 22 不同纵截面喷油角度下的燃烧持续期

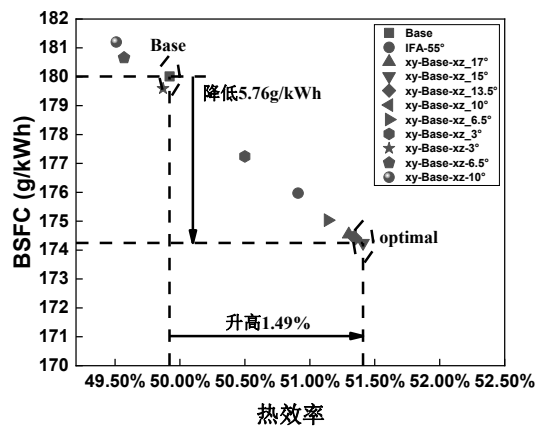


图 23 不同纵截面喷油角度下的 BSFC 及热效率

图 23 给出了 BSFC 与热效率综合结果，可以看出，对于 xz-3°、xy-6.5°、xy-10°四个工况条件，相比 Base 工况在纵截面内燃油分布更加集中，但 BSFC 均低于未优化喷油参数工况；对于 xz_3°工况，发现其 BSFC 仍低于未优化喷油参数工况，表明高涡流条件下需要燃油在纵截面的分布更加分散。从整体来看，随着燃油在纵截面内分布的愈加分散，BSFC 基本呈现线性下降的趋势，在 xz_15°工况条件下，燃油消耗最低，此时热效率最高，BSFC 由 Base 工况的 180.01g/kW·h 下降至 174.55g/kW·h，热效率由 Base 工况的 49.92%增长至 51.41%，表明

高涡流条件下纵截面内燃油分布更加分散时燃烧性能更佳。

3.4 基于正交试验设计的油气匹配优化

根据前述 IFA 条件下涡流面喷油角度与纵截面喷油角度的影响结果，本节选择这两个参数进行正交试验设计，为节省计算时间，涡流面喷油角度选择 20°、15°、10°、5°这四个参数水平，纵截面喷油角度选择 17°、15°、13.5°、10°、6.5°这 5 个参数水平，正交试验设计方案如表 4 所示：

表 4 喷油参数优化正交试验设计方案

	涡流面角度 α (°)	纵截面角度 β (°)
试验 1	20	17
试验 2	20	15
试验 3	20	13.5
试验 4	20	10
试验 5	20	6.5
试验 6	15	17
试验 7	15	15
试验 8	15	13.5
试验 9	15	10
试验 10	15	6.5
试验 11	10	17
试验 12	10	15
试验 13	10	13.5
试验 14	10	10
试验 15	10	6.5
试验 16	5	17
试验 17	5	15
试验 18	5	13.5
试验 19	5	10
试验 20	5	6.5

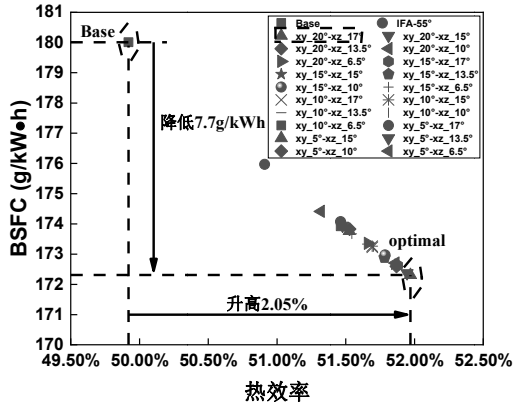


图 24 正交试验各工况下的 BSFC 及热效率

从图 24 可以发现，涡流面喷油角度与纵截面喷油角度的影响与前文一致，即随着涡流面内燃油愈加集中，纵截面内燃油分布愈加分散，此时热效率更高，燃油消耗更低。从优化结果来看，涡流面喷油角度定为 20° ，

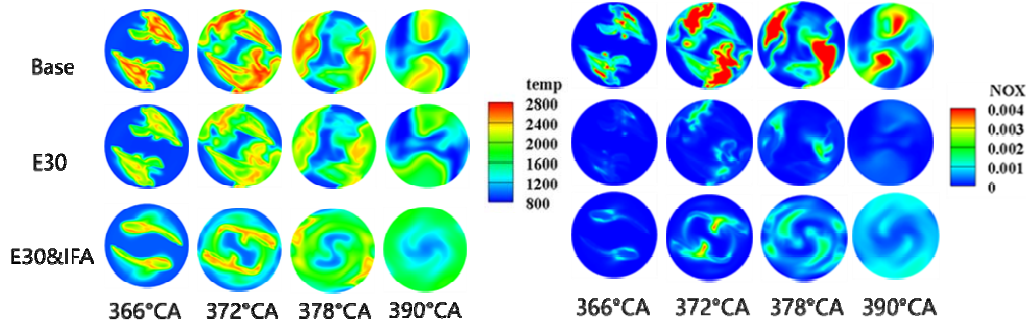


图 25 不同工况下的缸内温度及 NOx 分布

3.6 IFA 策略耗功分析

从前文 IFA 系统来看，IFA 策略的引入需要消耗额外的能量。以 E30&IFA 工况为例，此时喷入缸内的新鲜空气质量为缸内气体总质量 20%，如 2.1 小节图 4 所示，这些喷射新鲜空气要经 IFA 压缩机加压后经过二次冷却达到设定温度，随后进入缸内。将 IFA 系统通路的流量损失折合至 IFA 增压功耗，因此总的额外耗功可以用 IFA 压缩机的额外耗功表征。

压缩机在稳定工况下的消耗功率为^[43]：

$$P_b = q_{mIFA} \frac{C_{pIFA} T_{in} \left[\pi_b^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{\eta_b \eta_{mb}} \quad (1)$$

式中， q_{mIFA} 为 IFA 喷射的质量流量； C_{pIFA} 为气体在恒压下的比热容； T_{in} 为压缩机入口的气体温度； π_b 为增压比，等于 IFA 喷射压力 (p_{IFA}) 除以压缩机的入口压力；考虑到通过 IFA 系统的流量损失， p_{IFA} 为 IFA 喷射压力的 1.05 倍； κ 是绝热指数， η_b 是等熵效率， η_{mb} 是压气机的机械效率。

根据理论估计和基于经验值选择的压气机工作参数，最终计算结果表明，IFA 系统的额外消耗功率约为 57.43kW，占发动机

纵截面喷油角度定为 17° 时，此时为正交试验最佳工况，热效率由 Base 工况的 49.92% 提升至 51.97%，增长了 2.05%，BSFC 由 Base 工况的 180.01g/kWh 降低至 172.31g/kWh。

3.5 IFA 策略对排放性能的影响

IFA 策略在改善燃烧性能的同时会对 NO_x 生成产生影响，从图 25 可以看出， NO_x 生成基本集中于高温区域。相比 Base 工况，E30 工况下高温区域减少，相比 E30 工况，E30&IFA 高温区域增加，但仍低于 Base 工况，在 NO_x 排放分布上呈现相同的趋势。对比 E30 与 E30&IFA 工况，可以看出，后者 NO_x 排放较大，因此满足 Tier III 标准需要采用更高的 EGR 率。

总功率的 1.56%。模拟结果显示在满足 Tier III 排放标准的前提下, E40&IFA 的发动机输出功率相比 Base 工况(满足 Tier II 排放标准)增加了 1.49%, 结合 IFA 增压所需的额外功耗, 最终的输出功率仅下降了 0.07%, 相比 E30 满足 Tier III 排放标准输出功率下降 5.37%, 有显著提升。

图 26 给出了 EGR 氛围下 IFA 策略研究结果的综合对比。对比 Base、E20、E25 和 E30 工况, 可以发现, 随着 EGR 率的增加, NO_x 排放逐渐降低, BSFC 增加, 并且 EGR 氛围下采用 IFA 策略工况的结果也显示出相同的趋势, 这与之前的研究^[14, 25-31, 33, 44]有很好的 consistency。

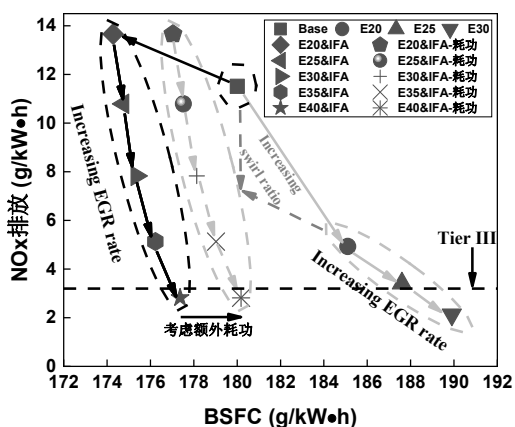


图 26 EGR 氛围下研究结果的综合对比

同时, 当 EGR 率从 20% 增加到 30% 时, 与未采用 IFA 策略的工况相比, 采用 IFA 策略工况的油耗分别降低了 6.02%、7.15% 和 8.09%。IFA 策略通过提高缸内涡流水平, 成功地实现了改善 EGR 氛围下油气混合质量、提高燃烧性能的目标。然而, 由于 IFA 策略会导致更高的燃烧速率和缸内最高燃烧温度, 因此需要更高的 EGR 率来满足 Tier III 排放标准。在没有 IFA 策略的情况下, 30% EGR 率即可达到排放要求, 而使用 IFA 策略后, EGR 率须增加到 40%, 此时的 NO_x 排放为 2.82 g/kW·h, BSFC 为 177.37 g/kW·h, 相比单独使用 EGR 满足 Tier III 标准的工况

下降了 12.53 g/kW·h, 相比 Base 工况仍有 2.33 g/kW·h 的下降。考虑到 IFA 策略的额外耗功, 并将之折合至油耗, 在满足 Tier III 排放基础上, 相比 Base 工况, 油耗仅升高 0.06%, 本研究结果为开发满足 IMO Tier III 要求的船用发动机提供了新的思路。

4 结论

本文针对某大缸径低速二冲程船用柴油机, 使用 CFD 软件 CONVERGE 建立了该机型的三维数值仿真模型, 通过试验数据验证了该模型的准确性。为提升热效率、提高减排手段下的燃油经济性, 本文提出了缸内直接喷射新鲜空气 (IFA) 策略, 在不影响扫气效率的前提下显著提升了缸内涡流, 并进行了高涡流条件下的油气匹配研究, 获得了最佳的油气匹配性能; 为了满足 Tier III 排放要求, 研究了 EGR 氛围下 IFA 策略的应用潜力, 本研究主要结论如下:

- (1) IFA 策略使得上止点处涡流比由 Base 工况下的 5.2 增加至 13.7, 提升幅度达 163%。
- (2) 随着涡流面内燃油分布愈加集中, BSFC 基本呈现线性下降的趋势。在 xy_{20° 工况条件下, 燃油消耗最低, 此时热效率最高, BSFC 由 Base 工况的 180.01 g/kW·h 下降至 174.55 g/kW·h, 热效率由 Base 工况的 49.92% 增长至 51.32%, 高涡流条件下燃油在涡流面内分布更加集中时燃烧性能更佳。
- (2) 随着纵截面内燃油分布愈加, BSFC 基本呈现线性下降的趋势。在 xz_{15° 工况条件下, 燃油消耗最低, 此时热效率最高, BSFC 由 Base 工况的 180.01 g/kW·h 下降至 174.55 g/kW·h, 热效率由 Base 工况的 49.92% 增长至 51.41%, 高涡流条件下纵截面内燃油分布更加分散时燃烧性能更佳。
- (3) 通过正交试验设计协同涡流面喷油角度、纵截面喷油角度两个关键喷油参数, 涡

流面喷油角度定为 20° ，纵截面喷油角度定为 17° 时，此时获得正交试验工况中的最佳工况，此时热效率由 Base 工况的 49.92% 提升至 51.97%，BSFC 由 Base 工况的 $180.01\text{g/kW}\cdot\text{h}$ 降低至 $172.31\text{g/kW}\cdot\text{h}$ 。

(5) 由于高涡流及喷油参数的优化，在满足 Tier III 排放标准的基础上，EGR 氛围下使用 IFA 策略需要更高的 40%EGR 率，此时 BSFC 为 $177.37\text{g/kW}\cdot\text{h}$ ，相比 Base 工况仍有 $2.33\text{g/kW}\cdot\text{h}$ 的下降，考虑到 IFA 策略额外耗电的影响，在满足 Tier III 排放基础上，相比 Base 工况，油耗仅升高 0.06%。

参考文献

- [1] NATIONS U. New York: USA: United Nations, 2021.
- [2] LARSEN U, WRONSKI J, ANDREASEN J G, et al. Expansion of organic Rankine cycle working fluid in a cylinder of a low-speed two-stroke ship engine [J]. *Energy*, 2017, 1-9.
- [3] Standards E. International : IMO Marine Engine Regulations NOx Emission Standards [J]. 2010.
- [4] TROBERG M, DELNERI D. Tier III emission roadmap for marine engine application [J]. *MTZ worldwide*, 2010, 71(6): 12-7.
- [5] KINDT S. State-of-the-art MAN B&W Two-stroke Super-long-stroke Engines; proceedings of the CIMAC, Shanghai, F, 2013 [C].
- [6] RAPTOTASIOS S I, SAKELLARIDIS N F, PAPAGIANNAKIS R G, et al. Application of a multi-zone combustion model to investigate the NOx reduction potential of two-stroke marine diesel engines using EGR [J]. *Applied Energy*, 2015, 157: 814-23.
- [7] HAIDER S. PIV Study of the Effect of Piston Motion on the Confined Swirling Flow in the Scavenging Process in 2-Stroke Marine Diesel Engines [M]. CIMAC. Bergen. 2010.
- [8] INGVORSEN K M, MEYER K E, WALTHER J H, et al. Turbulent swirling flow in a model of a uniflow-scavenged two-stroke engine [J]. *Experiments in Fluids*, 2013, 54(3): 1494.
- [9] INGVORSEN K M, MEYER K E, WALTHER J H, et al. Turbulent swirling flow in a dynamic model of a uniflow-scavenged two-stroke engine [J]. *Experiments in Fluids*, 2014, 55(6): 1748.
- [10] NAKAGAWA H, KATO S, TATEISHI M, et al. Airflow in the Cylinder of a 2-Stroke Cycle Uniflow Scavenging Diesel Engine During Compression Stroke [J]. *Jpn Soc Mech Eng*, 1990, 33(3): 591-8.
- [11] SUN X, LIANG X, SHU G, et al. Effect of different combustion models and alternative fuels on two-stroke marine diesel engine performance [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 115: 597-606.
- [12] HAO C, LU Z, FENG Y, et al. Optimization of fuel/air mixing and combustion process in a heavy-duty diesel engine using fuel split device [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 186: 116458.
- [13] ZHEN L, LIU M, SHI L, et al. Numerical research of the injected exhaust gas recirculation strategy on a two-stroke low-speed marine diesel engine [J]. *Energy*, 2021,
- [14] ZHU L, LI B, LI A, et al. Effects of fuel reforming on large-bore low-speed two-stroke dual fuel marine engine combined with EGR and injection strategy [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, 45(53): 29505-17.
- [15] SHI Y, REITZ R D. Assessment of optimization methodologies to study the effects of bowl geometry, spray targeting and swirl ratio for a heavy-duty diesel engine operated at high-load [J]. *SAE International Journal of Engines*, 2008, 1(1): 537-57.
- [16] P ANDREADIS, A ZOMPANAKIS, CHRYSSAKIS C, et al. Effects of fuel injection parameters on performance and emissions formation in a large-bore marine diesel engine [J]. *International Journal of Engine Research*, 2011, 12(1): 14-29.
- [17] MOHAN B, YANG W, CHOU S K. Fuel injection strategies for performance improvement and

emissions reduction in compression ignition engines—A review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 28: 664-76.

[18] SHUNDOH S, KOMORI M, TSUJIMURA K, et al. NO_x Reduction from Diesel Combustion Using Pilot Injection with High Pressure Fuel Injection; proceedings of the International Congress & Exposition, F, 1992 [C].

[19] 邹宪. 采用缸内净化满足船用柴油机 Tier II、Tier III 法规的数值模拟研究 [D]. 天津; 天津大学, 2016.

Zou Xian. Numerical simulation study on using in cylinder purification to meet the Tier II and Tier III regulations of marine diesel engines [D] Tianjin; Tianjin University, 2016.

[20] 杨坤. 大缸径低速二冲程船用柴油机燃烧过程数值模拟研究 [D]. 天津; 天津大学, 2019.

Yang Kun. Numerical Simulation Study on the Combustion Process of Large Bore Low Speed Two Stroke Marine Diesel Engine [D] Tianjin; Tianjin University, 2019.

[21] E J, ZHAO X, LIU G, et al. Effects analysis on optimal microwave energy consumption in the heating process of composite regeneration for the diesel particulate filter [J]. *Applied Energy*, 2019, 254: 113736.

[22] WU G, WU D, LI Y, et al. Effect of Acetone-n-Butanol-Ethanol (ABE) as an Oxygenate on Combustion, Performance, and Emission Characteristics of a Spark Ignition Engine [J]. *Journal of Chemistry*, 2020, 1-11.

[23] CHEN Y, ZHU Z, CHEN Y, et al. Study of injection pressure couple with EGR on combustion performance and emissions of natural gas-diesel dual-fuel engine [J]. *Fuel*, 2020, 261: 116409.

[24] HUANG H, ZHU Z, CHEN Y, et al. Experimental and numerical study of multiple injection effects on combustion and emission characteristics of natural gas-diesel dual-fuel engine [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 183: 84-96.

[25] AITHAL S M. Modeling of NO_x formation in diesel engines using finite-rate chemical kinetics [J]. *Applied Energy*, 2010, 87(7): 2256-65.

[26] LUDU A, ENGELMAYER M, B P, et al. Large high-speed diesels, quo superior system integration, the answer to the challenge of the 2012-2020 emission limits; proceedings of the CIMAC, Bergen, F, 2010 [C].

[27] ROY S, BANERJEE R, BOSE P K. Performance and exhaust emissions prediction of a CRDI assisted single cylinder diesel engine coupled with EGR using artificial neural network [J]. *Applied Energy*, 2014, 119: 330-40.

[28] LADOMMATOS N, ABDELHALIM S M, ZHAO H, et al. The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 2: Effects of carbon dioxide [J]. *SAE Technical Paper Series*, 1996, 961167.

[29] LADOMMATOS N, ABDELHALIM S M, ZHAO H, et al. The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 1: Effect of Reducing Inlet Charge Oxygen [J]. *SAE Technical Paper Series*, 1996, 961165.

[30] LADOMMATOS N, ABDELHALIM S M, ZHAO H, et al. The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 3: Effects of water vapour [J]. *SAE Technical Paper Series*, 1997, 971659.

[31] LADOMMATOS N, ABDELHALIM S, ZHAO H, et al. The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 4: Effects of carbon dioxide and water vapour (971660) [J]. 2002.

[32] SHIRAI T, SKJOLDAGER P, YOKOBE S, et al. EGR system Development on MES Test engine 4S50ME-T9; proceedings of the CIMAC, F, 2013 [C].

[33] ZHENG M, READER G T, HAWLEY J G. Diesel engine exhaust gas recirculation—a review on advanced and novel concepts [J]. *Energy Conversion and Management*, 2004, 45(6): 883-900.

[34] HAN Z, REITZ R D. Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG κ - ϵ Models [J]. *Combustion Science and Technology*, 1995, 106: 267-95.

- [35] BEALE J C, REITZ R D. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz-Rayleigh-Taylor hybrid model [J]. *Atomization and Sprays*, 1999, 9: 623-50.
- [36] WANG H, REITZ R D, YAO M. Comparison of Diesel Combustion CFD Models and Evaluation of the Effects of Model Constants [J]. *SAE Technical Paper*, 2012-01-0134.
- [37] O'ROURKE P. *Collective Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays* [D]; Princeton University, 1981.
- [38] CAMPOBASSO M S, YAN M, BONFIGLIOLI A, et al. Low-speed preconditioning for strongly coupled integration of Reynolds-averaged Navier–Stokes equations and two-equation turbulence models [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 77: 286-98.
- [39] LI H, YANG W, ZHOU D, et al. Numerical study of the effects of biodiesel unsaturation on combustion and emission characteristics in diesel engine [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 137: 310-8.
- [40] HAN Z, REITZ R D. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, 40(3): 613-25.
- [41] MCGRAWHILL. *Internal Combustion Engine Fundamentals* [M]. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 1988.
- [42] HIROYASU H, KADOTA T. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines [J]. *SAE Technical Paper*, 1976, 327-35.
- [43] BAINES N. *Fundamentals of turbocharging* [M]. 2005.
- [44] GAN S, NG H K, PANG K M. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion: Implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines [J]. *Applied Energy*, 2011, 88(3): 559-67.