

船用甲醇/柴油双直喷发动机喷油器参数优化研究

张浩¹, 孙万臣¹, 郭亮¹, 蒋梦奇¹, 林少典¹, 曾文鹏¹, 朱格男¹, 贾志琴², 秦真山^{1,2}

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025; 2. 广西玉柴机器股份有限公司, 玉林 537005)

A study on the optimization of injector parameters for marine methanol/diesel dual direct injection engine

ZHANG Hao¹, SUN Wanchen¹, GUO Liang¹, JIANG Mengqi¹, LIN Shaodian¹, ZENG Wenpeng¹, ZHU Genan¹, JIA Zhiqin², QIN Zhenshan^{1,2}

(1.State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China; 2.Guangxi Yuchai Machinery Co., Ltd., Yulin 537005, China)

Abstract: In this study, the injector parameters of a marine methanol/diesel dual-fuel direct injection engine were optimized in depth, and the effects of the relative positions of the methanol and diesel injectors as well as the parameters of the multilayer nozzle structure methanol injector on the combustion and emission characteristics of the engine were investigated respectively. The results show that the nozzle position of methanol injector has a more significant effect on the methanol/diesel dual direct injection engine than the nozzle position of the diesel injector. And when the methanol injector located under the cylinder head from 2.0 mm to 4.0 mm, the diesel premixed flame has a better ignition effect for the methanol spray, and the engine has a better fuel economy and emission performance. Further analysis on the application effect of multilayer nozzle methanol injector, the results show that the excessive high nozzle layer spacing is not conducive to the ignition of methanol when using the two-layer nozzle methanol injector. When using the three-layer nozzle methanol injector, the methanol spray of the middle layer nozzle provides the ignition point for subsequent methanol diffusion combustion, resulting in an improved methanol combustion process and better engine economy.

摘要: 本研究针对船用甲醇/柴油双燃料缸内直喷发动机的喷油器参数进行深入优化, 分别探究了甲醇和柴油喷油器相对位置以及多层喷孔结构下的甲醇喷油器结构参数对发动机燃烧和排放特性的影响机制。研究表明: 甲醇喷油器喷孔位置相对于柴油喷油器喷孔位置对甲醇/柴油双直喷发动机的影响更加显著。当甲醇喷油器喷孔位置位于缸盖下 2.0 mm-4.0 mm 时柴油预混火焰对甲醇喷雾的引燃效果较好, 发动机具有综合较优的燃油经济性和排放性能。进一步针对多层喷孔甲醇喷油器的应用效果进行分析, 结果表明采用两层喷孔甲醇喷油器时喷孔层间距过高不利于柴油引燃甲醇, 采用三层喷孔甲醇喷油器时被引燃的中间层喷孔中的甲醇喷雾能够提供后续甲醇扩散燃烧的着火点, 使得甲醇燃烧过程改善从而提高发动机经济性。

关键词: 甲醇/柴油; 双直喷发动机; 喷油器参数; 燃烧特性; 污染物排放

Key words: methanol/diesel, dual direct injection engine, injector parameters, combustion characteristics, pollutant emissions

中图分类号: TK421

文献标识码: A

收稿日期: 2023-08-25

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52202470); 吉林省自然科学基金项目 (20220101205JC, 20220101212JC); 吉林大学长沙汽车创新研究院自由探索项目 (CAIRIZT20220202); 吉林大学研究生创新研究计划项目 (2023CX076)

作者简介: 张浩 (1996 年-), 男, 博士后, 主要研究方向为零碳/低碳燃料燃烧, E-mail:haozhang@jlu.edu.cn;

孙万臣 (1968 年-), E-mail:sunwc@jlu.edu.cn。

0 概述

国际贸易中海运占总运输比重的 80%-90%，海运的庞大规模导致其对于生态系统具有显著影响^[1]。同时船舶运输具有机动性强、面积大、持续时间长等特点，因此其污染物排放对环境和人体健康的影响较为复杂，实施有效可行的船机减排技术势在必行^[2-4]。当前船机减排技术主要集中在采用先进的替代燃料和燃烧技术方面，其中替代燃料方面将航运燃料向天然气、液化石油气、甲醇、生物柴油、氢气和氨等低碳燃料转化成为主要发展趋势^[5-7]，而燃烧技术方面双燃料缸内直接喷射等高效燃烧模式的应用也能够有效改善发动机在宽广运行工况范围内的综合性能^[8]。

汽油/柴油缸内双直喷策略能够有效改善发动机的性能，但采用该策略时近上止点直喷的燃油扩散燃烧通常会产生较高的碳烟排放^[9,10]。而采用含氧和不含 C-C 键的替代燃料是减少碳烟排放的有效方案，甲醇因此成为缸内双直喷发动机的优质替代燃料^[11]。目前基于小排量甲醇/柴油缸内双直喷发动机的研究已经取得一定进展，研究结果表明相较于传统燃烧模式，优化的甲醇/柴油双直喷策略使发动机具备更高的热效率、更低的污染物排放和更高的能量回收潜力^[12,13]。而对于大排量发动机，较大的缸径尺寸为缸内双喷油器的布置提供了条件，有利于缸内双直喷燃烧模式的实现。但高扭矩、大载荷的工作特性使得船用发动机具有更高的循环能量输入，过长的主燃料喷射持续期限限制了发动机经济性的进一步提升，尤其当主喷燃料由柴油换为体积热值更低的甲醇时这一问题变得更加突出。为了保证船用甲醇/柴油双缸内直喷发动机实现更高的经济性和较高的甲醇替代率，有必要改善燃料喷射系统从而进一步优化甲醇的喷射过程。

直喷内燃机中燃料喷射过程的优化主要基于喷射压力和喷油器结构优化开展。由于喷射压力过大将导致油泵负载和喷油器噪声增加、系统启动时间变长和油泵寿命降低，因此在特定喷射压力下优化喷油器结构以缩短主燃料喷时间成为大排量缸内双直喷发动机拟解决的核心技术问题^[14]。然而喷油器结构参数的调整通常会导致缸内浓度分层和活性分层发生变化，这为喷射策略和燃烧组织方案优化带来挑战。同时，相比于传统直喷发动机，缸内双直喷发动机通过两套独立的直喷控制系统实现缸内反应分层和活性分层调控，其喷油器结构特征对于喷雾破碎、雾化和燃料混合过程产生更加显著的影响^[15]。缸内双直喷发动机燃料喷射系统的优化不仅需要考虑喷孔结构特征对喷雾破碎过程产生的影响，同时需要结合喷射策略优化喷油器喷孔相对位置从而调整两种燃料干涉过程，但相关方面研究目前相对较少。此外，对于传统单层喷孔结构布置下的甲醇喷油器，在保证甲醇喷雾破碎程度的前提下提高

甲醇喷雾流速通常采用增加喷孔数目的方式。但受限于机械强度和热负荷，喷孔单层布置时研制难度和生产成本较高，多层喷孔甲醇喷油器成为一种理想的解决方案。甲醇喷油器喷孔多层布置能够改变燃烧初期燃烧室内的浓度分布，因此其缸内湍流和油雾破碎、混合机制与单层喷孔喷油器存在明显差异。针对高甲醇替代率下船用甲醇/柴油缸内双直喷发动机有必要结合燃烧室结构充分考虑喷油器结构差异对油雾混合和燃烧过程的影响，进一步调整和优化燃烧组织方案以进一步提高发动机性能，但目前该方面的研究鲜见报道。

为了补充高甲醇替代率下船用甲醇/柴油双缸内直喷发动机中喷油器结构和喷孔布置方面研究的不足，本研究基于数值模拟平台针对甲醇/柴油双直喷发动机中喷油器结构布置和喷孔优化方案进行探究。通过剖析单/多层喷孔甲醇喷油器方案下喷孔相对位置对喷雾破碎、混合和雾化过程的影响，解析了浓度分层和活性分层对发动机性能、燃烧和排放特性的作用机制，提出了面向高效清洁船用甲醇/柴油双直喷发动机的多层喷孔优化方案。研究结果可为高甲醇替代率下船用甲醇/柴油缸内双直喷发动机的性能提升和燃烧组织优化提供数据支撑和理论指导。

1 数值模型和验证

1.1 数值计算模型

本研究基于一台船用甲醇/柴油双直喷发动机建立数值仿真模型，研究所用发动机主要结构参数和喷油器结构参数如表 1 所示。

表 1 发动机和喷油器主要参数

项目	参数
发动机类型	6缸，增压中冷
缸径	215 mm
冲程	320 mm
连杆长度	520 mm
压缩比	14: 1
排量	69.7 L
额定功率/发动机转速	1250 kW/1000 r·min ⁻¹
最大扭矩/发动机转速	14089 N·m/900 r·min ⁻¹
柴油喷油器参数	
喷孔数目	7
喷雾锥角	145°
甲醇喷油器参数	
喷孔数目	12
喷雾锥角	145°

表 2 为本研究中所用的数值模型。研究计算过程取为-360 °CA ATDC 到-180 °CA ATDC（其中 0 °CA ATDC 为压缩上止点），覆盖油气混合和燃烧的全部过程。采用贾明等提出的简化机理用于研究中甲醇/柴油的复合燃烧反应计算，该机理在宽广的当量比、温度和压力范围内对甲醇/柴油复合燃烧过程关键燃烧参数和主要组分演变历程进行了验证，

用于发动机燃烧过程的数值模拟具备较高的准确性[16]。

表 2 数值模型

模型	子模型
Combustion model	SAGE
Turbulent model	RNG κ - ϵ
Wall heat transfer model	Han and Reitz
Droplet breakup model	KH-RT
Spray evaporation	Frossling
Spray collision model	NTC collision
NOx mechanism	Extended Zeldovich
Soot mechanism	Hiroyasu-NSC

1.2 模型验证

基于课题组前期试验数据对研究所用的数值模型进行了验证[17]，数值计算结果和试验结果对比如图 1 所示。根据结果，计算得到的缸压和放热率与试验值基本吻合，污染物排放与试验值存在一定误差但在可接受范围内，数值模型用于甲醇/柴油缸内双直喷发动机表现出较高的准确性。

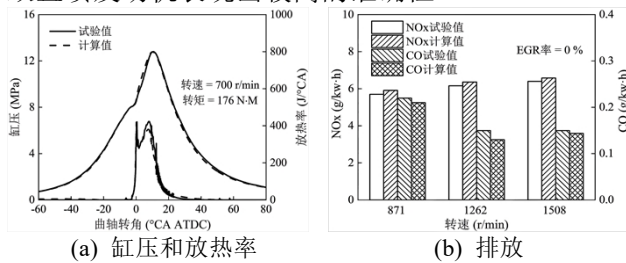


图 1 数值计算结果和试验结果对比

1.3 网格敏感性分析

本研究针对相同初始条件在基础网格尺寸分别为 5.5 mm、6.0 mm、6.5 mm、7.0 mm、8 mm 时分别开展了数值计算，不同基础网格尺寸下的计算结果如图 2 所示。结果显示基础网格尺寸小于 6.5 mm 时数值计算结果间的差异基本可以忽略，因此研究采用 6.0 mm 作为模型计算基础网格尺寸。同时，在进气和燃烧过程中分别对流场中喷雾/壁面等关键区域采用 2 级速度梯度和温度梯度自适应网格加密。

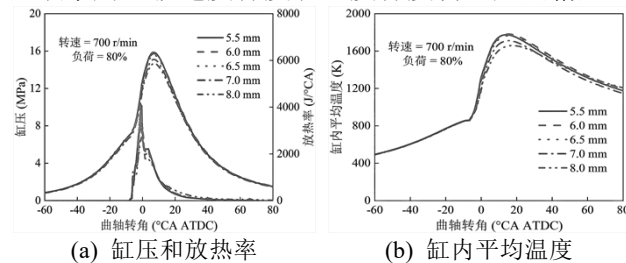


图 2 不同基本网格尺寸下的计算结果

1.4 计算方案

研究在固定 95% 的甲醇替代率下针对船用发动机常用工况点开展数值计算，发动机转速保持在 700 r/min，循环能量输入保持 40.9 KJ (Gross IMEP \approx 16.9 bar)，相关试验参数如表 3 所示。前期研究中

针对不同工况下的甲醇和柴油喷射相位已经完成了优化，在此基础上固定柴油早于甲醇 3°CA 喷射，通过调整甲醇、柴油喷射正时使燃烧重心保持在 4°CA ATDC。

表 3 计算主要参数

项目	参数
转速	700 r/min
IMEP	16.9 bar
循环能量输入	40.9 kJ/cyc
甲醇喷射压力	900 bar
甲醇喷射持续期	3.45 ms
甲醇替代率	95%
柴油喷射压力	500 bar
柴油喷射持续期	0.60 ms

为了对不同喷油器结构布置下的甲醇/柴油双直喷发动机性能进行量化评价，研究中采用等效燃油消耗率 (EISFC) 表征燃油经济性，引入燃烧振动强度 (RI) 评价发动机燃烧粗暴现象的发展趋势，定义分别如式 1 和式 2 所示。

$$EISFC = \frac{m_M \cdot LHV_M + m_D \cdot LHV_D}{W_i \cdot LHV_D} \quad (1)$$

$$RI \approx \frac{1000}{2\gamma} \cdot \frac{(0.05 \cdot \frac{dp}{dt}|_{max}|(O^2))}{P_{max} \cdot \sqrt{\gamma RT_{max}}} \quad (2)$$

式中， m_M 和 m_D 分别表示每循环甲醇和柴油喷射质量， LHV_M 和 LHV_D 分别表示甲醇和柴油低热值； $(dp/dt)_{max}$ 为最大压力升高率，单位 MPa/°CA； γ 为比热比； P_{max} 和 T_{max} 为循环内缸压和温度峰值，单位分别为 MPa 和 K； R 为理想气体常数。该研究中以样机性能开发指标 $EISFC=176$ g/kW·h 和 $RI=15$ MW/m² 作为不同方案下发动机经济性水平和燃烧振动强度的评价基准。

2 结果与讨论

为了明晰喷油器结构布置对甲醇/柴油缸内双直喷发动机性能、燃烧和排放特性的影响，本研究首先对甲醇喷油器和柴油喷油器喷孔位置进行了优化，在柴油喷油器喷孔分别位于缸盖下 1.0 mm/1.5 mm/2.5 mm (命名为 D1.0/D1.5/D2.5) 时调整甲醇喷油器喷孔位于缸盖下 1.0 mm/1.5 mm/2.0 mm/2.5 mm/3.0 mm/4.0 mm (命名为 M1.0/M1.5/M2.0/M2.5/M3.0/M4.0)，针对不同喷油器喷孔位置下的甲醇/柴油双直喷发动机缸内湍流和喷雾混合过程进行深入分析。

2.1 喷油器喷孔位置对甲醇/柴油双直喷发动机的影响

图 3 为喷油器喷孔位置对甲醇/柴油双直喷发动机缸压和放热率的影响。从图中可以看出，随着甲醇喷油器喷孔位置逐渐下降，缸压和放热率峰值呈现先升高后降低的趋势，而柴油喷油器喷孔位置调整对于缸压及放热率峰值的影响较弱。结合放热率

曲线可以看出,该喷射策略下甲醇/柴油双直喷燃烧模式呈现出明显的双阶段放热趋势。其中第一阶段放热主要由柴油预混燃烧组成,该阶段整体放热量较小但对于后期燃烧过程起到引燃作用。第二阶段放热主要由甲醇扩散燃烧组成,该阶段放热量占比较高,因此对缸压和放热率峰值产生较大影响。甲醇及柴油喷油器位置对甲醇/柴油双直喷发动机的影响主要体现在两个方面。首先,喷油器位置调整导致柴油预混火焰与甲醇喷雾干涉位置发生变化,该变化对甲醇喷雾破碎和雾化混合产生显著影响进而影响后续燃烧过程。此外,喷油器喷孔位置调整导致缸内活性分层和浓度分层状态变化进而影响缸内着火过程。在甲醇/柴油双直喷燃烧模式中,由于柴油喷射持续期相对较短,甲醇喷射开始时缸内柴油多以预混火焰的形式存在。随着甲醇喷油器喷孔位置逐渐下降,甲醇喷雾与柴油预混火焰间的干涉先增强后减弱,在活塞挤流的协同效应下表现为缸压和放热率峰值随甲醇喷油器喷孔位置下降先升高后降低,且当甲醇喷油器喷孔位置较高时甲醇喷孔位置的调整对发动机的燃烧特性影响更加显著。

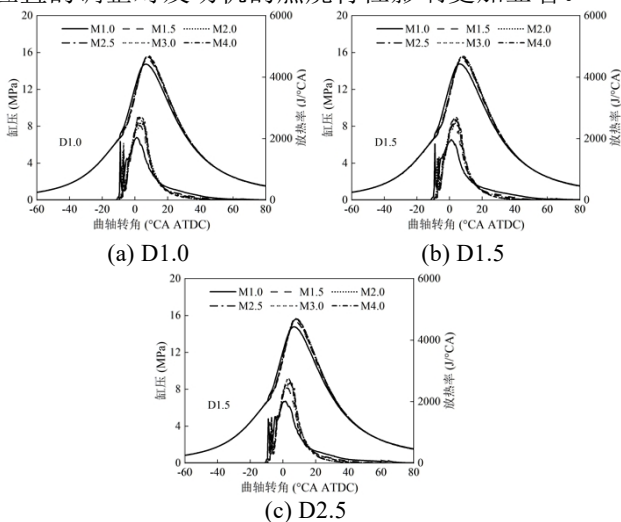


图3 喷油器喷孔位置对缸压和放热率的影响

为了表征不同喷油器结构布置下的甲醇/柴油双直喷发动机燃烧相位,本研究中定义燃烧始点(CA3)、放热重心(CA50)和燃烧终点(CA97)分别为放热量达到循环能量输入3%、50%和97%时对应的曲轴转角。此外,滞燃期定义为柴油喷射正时 SOI_D 和燃烧始点间的间隔,燃烧持续期定义为燃烧始点和燃烧终点的间隔。图4为喷油器喷孔位置对甲醇/柴油双直喷发动机燃烧相位的影响,图5为不同喷油器喷孔位置下的燃油喷射相位。结果表明,甲醇/柴油双直喷发动机的滞燃期基本不随喷油器喷孔位置的调整而发生明显变化,而燃烧持续期随甲醇喷油器喷孔位置逐渐降低呈现先缩短后延长的趋势。这是由于甲醇喷油器喷孔位置相对较高时更加有利于甲醇喷雾与柴油预混火焰产生干涉而促进甲醇喷雾破碎,随着甲醇喷油器喷孔位置逐渐下降,在柴油预混火焰冲击和活塞挤流的协同作用下甲醇喷雾破碎先加强后弱化导致发动机燃烧持续期先缩

短后延长。由于柴油预混火焰冲击对甲醇喷雾破碎和雾化的影响远强于活塞挤流,甲醇喷油器喷孔位置的调整在甲醇喷油器喷孔位置相对较高时对燃烧持续期的影响更加显著。

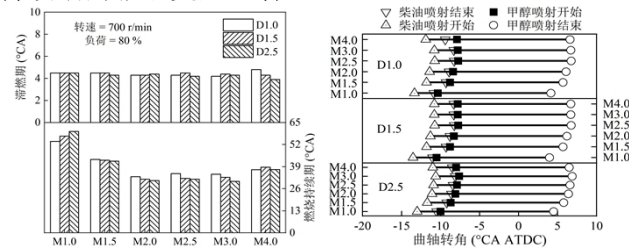


图4 喷油器喷孔位置对燃烧相位的影响

图5 不同喷油器喷孔位置下的燃油喷射相位

为了深入了解喷油器结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机缸内湍流和油雾混合过程的影响,本研究以甲醇/柴油喷油器中轴线所在平面为切面,提取缸内温度等值线进行深入分析,所提取的轮廓面位置如图6所示。此外,本文基于速度矢量对燃烧室内流场进行了标记,矢量大小表征流速大小,矢量方向取为流线切向方向。

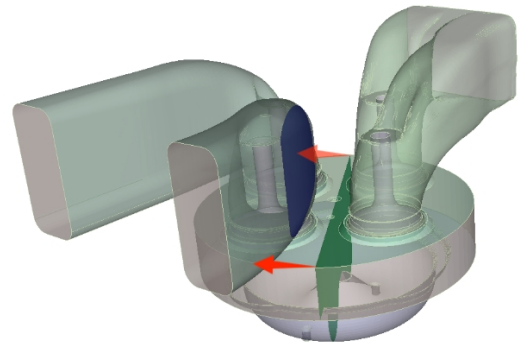


图6 温度等值线轮廓面位置示意

图7显示了甲醇喷射初期燃烧室内低中高温(900 K、1500 K和2400 K)的温度等值面。图8为不同喷油器位置下的甲醇/柴油双直喷发动机的缸内温度及速度分布。从图中可以看出,甲醇喷射初期柴油主要以预混火焰的形式出现并由柴油喷油器所在位置向活塞凹坑扩展。甲醇喷油器喷孔高于预混火焰轮廓面时甲醇以高速射流的形式与柴油预混火焰产生干涉,此时柴油预混火焰被挤入活塞凹坑而甲醇喷雾更加趋向于向燃烧室余隙扩展。由于此时甲醇喷雾和预混火焰接触面积较小,在活塞挤流和火焰冲击的共同作用下,甲醇喷雾破碎和雾化程度较低导致甲醇燃烧速度下降。而随着甲醇喷油器喷孔位置逐渐下降,甲醇喷雾嵌入柴油预混燃烧区域导致二者干涉加剧,此时预混火焰的强湍流促进了甲醇喷雾破碎及后续燃烧。此时柴油预混火焰在甲醇喷雾的有效干涉下发生淬熄进而导致预混燃烧区域缩小。随着甲醇喷油器喷孔位置继续下降,甲醇喷雾与柴油预混火焰下轮廓面干涉,甲醇喷雾在预混火焰冲击下更加倾向于向活塞凹坑分布。此时活塞挤流作用对甲醇喷雾冲击增加有利于甲醇喷雾破碎,但预混火焰冲击减弱对甲醇雾化和燃烧过程的影响却更加显著,综合表现为随甲醇喷油器喷孔

位置进一步降低扩散燃烧区域逐渐缩小，燃烧持续期有所延长。随着柴油喷雾倾角于活塞凹坑分布导致更加集中的预混燃烧火焰，但受活塞挤流作用影响，柴油喷雾器喷孔位置的降低并未导致预混火焰核心位置出现明显移动。因此柴油喷雾器喷孔位置对于甲醇喷雾和预混火焰干涉过程的作用有限，柴油喷雾器喷孔位置优化对甲醇/柴油双直喷发动机燃烧过程产生的影响弱于甲醇喷雾器喷孔位置优化。

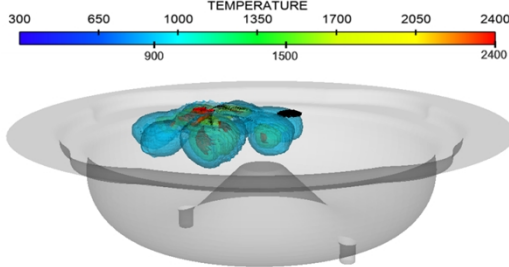


图7 甲醇喷射初期燃烧室内低中高温温度等值面

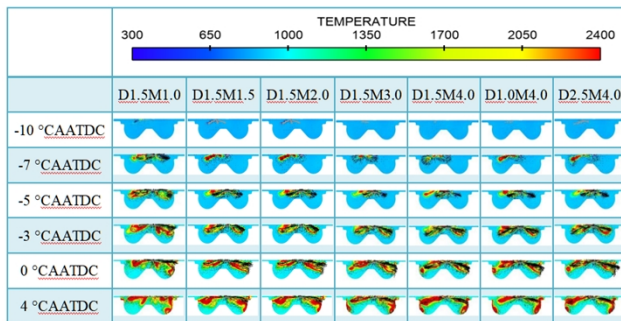


图8 不同喷油器位置下的甲醇/柴油双直喷发动机缸内温度及速度分布

为明确喷油器位置对甲醇/柴油双直喷发动机宏观性能的影响，本节进一步提取了发动机关键性能参数进行分析。图9为喷油器喷孔位置对甲醇/柴油双直喷发动机 EISFC 和 RI 的影响。甲醇/柴油双直喷发动机的 EISFC 主要与燃烧持续期相关，燃烧持续期缩短导致放热更加集中使 EISFC 降低，发动机经济性得到改善。根据图9(a)所示研究结果，随甲醇喷油器位置逐渐下降 EISFC 呈现先降低后略有升高的趋势，在甲醇喷油器喷孔位于缸盖下 2.0 mm-4.0 mm 之间时 EISFC 相对较低。结合上一节分析可知此时甲醇喷油器喷孔嵌入预混燃烧区域，甲醇喷雾和预混火焰间的剧烈干涉导致甲醇喷雾破碎和蒸发过程得到有效强化，发动机燃油经济性较好。此外，受活塞挤流的影响柴油喷雾器喷孔位置优化对火焰核心位置的影响较小，因此对甲醇喷雾和预混火焰干涉过程的影响也较小，其对发动机经济性的影响明显弱于甲醇喷油器喷孔位置优化带来的影响。从图9(b)中可以看出，随甲醇喷油器喷孔位置逐渐下降，甲醇/柴油双直喷发动机振动强度有小幅升高，但该模式下 RI 远低于发动机强度设计限制 15 MW/m^2 。总体来看，喷油器喷孔位置优化对甲醇/柴油双直喷发动机振动强度的影响较小，但可以有效改善发动机经济性。

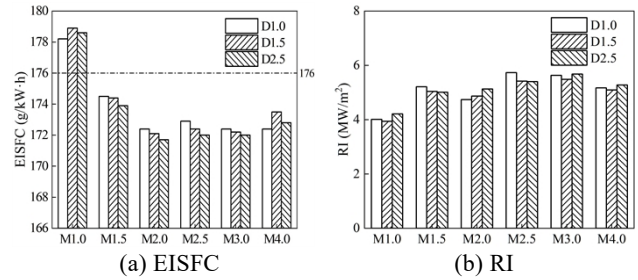


图9 喷油器喷孔位置对甲醇/柴油双直喷发动机 EISFC 和 RI 的影响

图10为喷油器位置对甲醇/柴油双直喷发动机污染物排放的影响。根据结果，除 HC 排放随甲醇喷油器喷孔位置调整呈现较大波动外，随甲醇喷油器喷孔位置逐渐降低，CO 和 soot 排放逐渐降低，而 NOx 排放则呈现先增加后降低的趋势，甲醇喷油器喷孔位置变化相对于柴油喷油器喷孔位置变化对污染物排放的影响更加显著。随着甲醇喷油器喷孔位置降低，甲醇喷雾与柴油预混火焰干涉先增强后减弱，预混火焰的剧烈冲击导致甲醇喷雾更加破碎同时为甲醇扩散燃烧提供了更加充足的着火点。由于甲醇/柴油双直喷发动机中的 soot 和 CO 主要来源于柴油的不完全燃烧^[18,19]，因此甲醇喷雾与预混火焰产生剧烈干涉时柴油混合较为均匀且缸内燃烧良好的甲醇扩散火焰促进了 soot 和 CO 后期氧化而使其排放降低。然而，更加充分的扩散燃烧导致燃烧温度升高，进一步造成 NOx 排放增加。研究中，HC 排放主要源于甲醇喷雾附壁和预混火焰淬熄两个方面^[20]，因此甲醇/柴油双直喷发动机的 HC 排放受甲醇和柴油喷油器位置的影响均较为明显，但整体上均维持在相对较低的水平。综合考虑喷油器喷孔位置对各种污染物排放的影响，甲醇喷油器喷孔位于缸盖下 2.0 mm-4.0 mm 之间时发动机取得较好的综合排放性能。

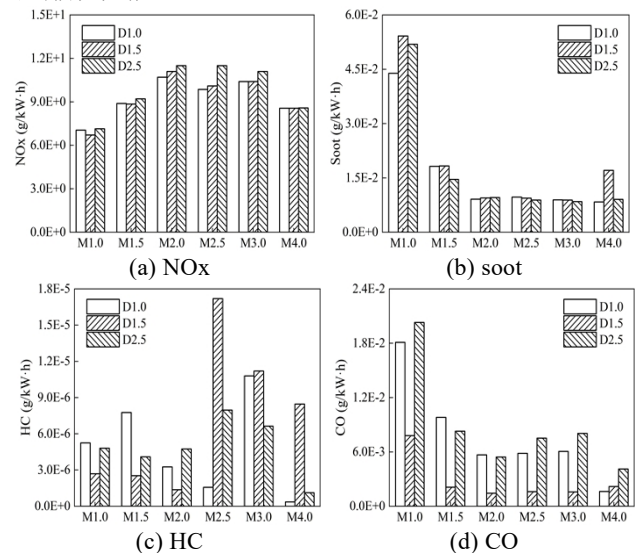


图10 喷油器喷孔位置对甲醇/柴油双直喷发动机污染物排放的影响

2.2 甲醇喷油器多层喷孔结构布置对甲醇柴油双直喷发动机燃烧特性的影响

由于大排量甲醇/柴油双直喷发动机中甲醇喷油器喷孔数目较多,受到机械强度和热负荷的限制,喷孔单层布置时研制难度和生产成本较高。为解决上述问题进一步对比分析了两层和三层喷孔甲醇喷油器结构布置下甲醇/柴油双直喷发动机的燃烧过程和性能参数。研究中在保证甲醇喷油器喷孔周向均匀布置的前提下,基于柴油喷油器喷孔位于缸盖下1.5 mm,单层喷孔甲醇喷油器喷孔位于缸盖下2.0 mm的结构参数为基础对甲醇喷油器喷孔轴向分布进行调节。分别调整两层喷孔甲醇喷油器上下层间距、三层喷孔甲醇喷油器最上层和最下层喷孔间距为0.5 mm/1.0 mm/1.5 mm/2.0 mm/2.5 mm/3.0 mm,分别命名为DL0.5/DL1.0/DL1.5/DL2.0/DL2.5/DL3.0。不同甲醇喷油器喷孔结构布置下燃烧室内的喷雾干涉如图11所示,其中黄色表征单层喷孔甲醇喷油器优化位置(缸盖下2.0 mm)下的甲醇射流初始方向,蓝色及红色表征两层和三层喷孔甲醇喷油器上下两层喷孔中甲醇射流初始方向。

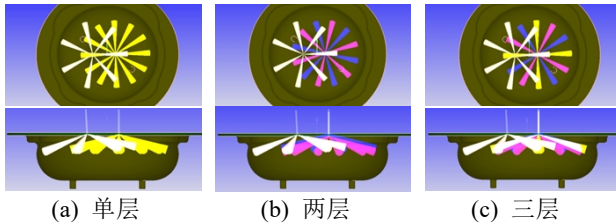


图11 不同甲醇喷油器喷孔结构布置下燃烧室内喷雾干涉

图12、图13分别为甲醇喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机缸压、放热率、和燃烧相位的影响,图14为不同甲醇喷油器喷孔结构布置下的燃油喷射相位。结果表明,相对于采用单层喷孔喷油器,采用多层喷孔甲醇喷油器对于缸压和放热率的影响相对较小。由于甲醇/柴油双直喷燃烧模式的滞燃期主要由高活性柴油控制,多层喷孔甲醇喷油器喷孔中间层位置与单层喷孔甲醇喷油器优化后位置相同,因此采用两层和三层喷孔甲醇喷油器时滞燃期变化不大且与采用单层喷孔甲醇喷油器时基本相同。在柴油引燃甲醇过程中,随着喷孔层间距逐渐扩大,甲醇喷雾在燃烧室轴向更加广阔的范围分布。采用两层喷孔喷油器时,柴油预混火焰冲击并先后引燃上下层喷孔喷出的甲醇喷雾。随着喷孔层间距扩大,下层喷孔中的甲醇喷雾与火焰核心间的距离增加限制了甲醇扩散燃烧效果并导致燃烧持续期随之延长。采用三层喷孔喷油器时柴油喷油器喷孔中心嵌入甲醇喷油器中间层喷雾范围内,柴油预混火焰的径向直接冲击促进了甲醇喷雾破碎,使得中间层甲醇喷雾始终处于良好引燃环境下并充分燃烧。尽管喷孔层间距的增加一定程度上延长了扩散火焰传播距离从而导致燃烧持续期延长,但与两层喷孔甲醇喷油器相比中间层喷孔的加入促进了

甲醇喷雾和柴油预混火焰干涉并为后期甲醇扩散燃烧提供了更加充分的着火点。整体上,中间层喷孔的引入有助于三层喷孔甲醇喷油器实现优于两层喷孔甲醇喷油器的燃烧特性,产生与采用优化后的单层喷孔甲醇喷油器相当的燃烧特性表现。

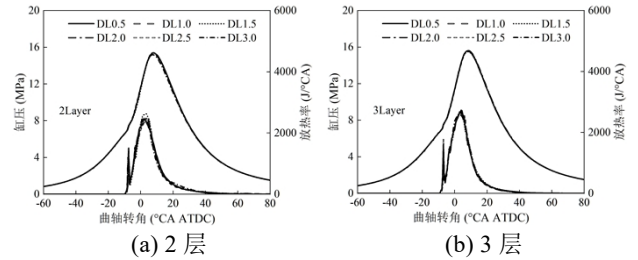


图12 甲醇喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机缸压和放热率的影响

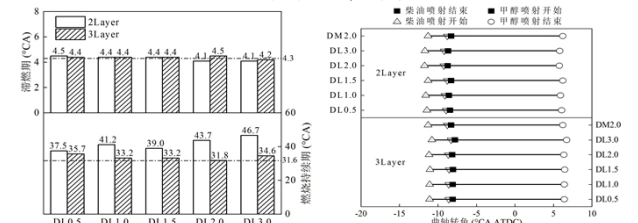


图13 甲醇喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机燃烧相位的影响

图15和图16分别显示了甲醇喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机缸内温度分布和当量比分布的影响。从图中可以看出,与采用单层喷孔甲醇喷油器相比,采用两层或三层喷孔甲醇喷油器时滞燃期内柴油预混火焰面积有所增加且随着喷孔层间距扩大而更加明显。结合当量比分布可以发现缸内预混燃烧状况的差异是由于两种燃料喷雾干涉差异导致的。与采用单层喷孔甲醇喷油器相比,采用多层喷孔甲醇喷油器时甲醇喷雾在燃烧室轴向更加广阔的区域均匀分布,减轻了甲醇喷雾对柴油预混燃烧过程的冲击,从而抑制了预混火焰淬熄现象。同时,随着喷孔层间距增加甲醇喷雾轴向更加分散,降低了甲醇喷雾和预混火焰间的干涉,使得预混燃烧过程得到进一步改善。甲醇扩散燃烧阶段,采用多层喷孔甲醇喷油器时轴向分散的甲醇喷雾导致扩散火焰在燃烧室内呈现明显的分层状态。此时,采用两层喷孔甲醇喷油器时,避免甲醇/柴油喷雾直接干涉的喷孔设置使得预混火焰对甲醇喷雾冲击总体较弱。而当喷孔层间距较低时甲醇喷雾更加集中,预混火焰对甲醇喷雾产生较为明显的冲击进而促进了甲醇喷雾破碎和蒸发,导致扩散燃烧速度相对较高而燃烧持续期相对较短。随着喷孔层间距增加,甲醇喷雾在缸内以更加分散,甲醇喷雾和预混火焰间的干涉减弱使得甲醇扩散燃烧速度降低。同时扩大的喷孔层间距也增加了扩散火焰传播距离,因此整体上表现为采用两层喷孔甲醇喷油器时,随喷孔层间距增加扩散火焰轴向分布区域更加广泛而燃烧持续期有明显延长。采用三层喷孔甲醇喷油器时,来自中间层喷孔的甲醇喷雾始终处于和柴油预

混火焰干涉的有效位置。在预混火焰和活塞挤流的共同作用下中间层甲醇喷雾着火，甲醇火焰与柴油预混燃烧火焰共同提供了后续甲醇扩散燃烧的主要着火点，此时甲醇扩散燃烧速度得到明显提高进而导致燃烧持续期缩短。综合来看，喷孔层间距增加导致轴向甲醇喷雾更加分散从而不利于缸内混合气的快速燃烧，但相比于两层喷孔甲醇喷油器，三层喷孔甲醇喷油器中中间层喷孔的甲醇喷雾直接与柴油预混火焰干涉提供了后续甲醇扩散燃烧的着火点，有助于提高混合气燃烧速度从而改善燃烧过程。

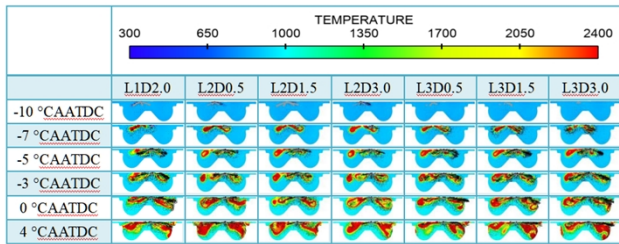


图 15 甲醇喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机缸内温度分布的影响

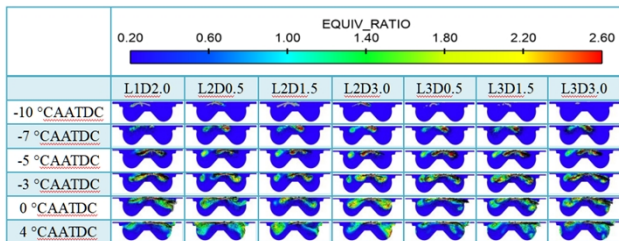


图 16 甲醇喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机缸内当量比分布的影响

图 17 为甲醇喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机 EISFC 和 RI 的影响。从图中可以看出，相对于单层喷油器，采用经过喷孔层间距优化后的三层甲醇喷油器改善了柴油对甲醇的引燃效果，其经济性进一步提高。而采用两层喷油器时由于甲醇喷雾远离燃烧中心降低了燃烧速度，其经济性相对于采用单层喷孔喷油器时略有下降。此外，由图 17 (b) 可以看出，无论采用两层喷孔甲醇喷油器还是三层喷孔甲醇喷油器，甲醇/柴油双直喷发动机的 RI 始终保持与采用单层喷孔甲醇喷油器 (DM2.0) 时基本相同，且基本不随喷孔层间距的变化产生波动，说明采用多层喷孔喷油器时不会对发动机的燃烧粗暴程度造成显著影响。

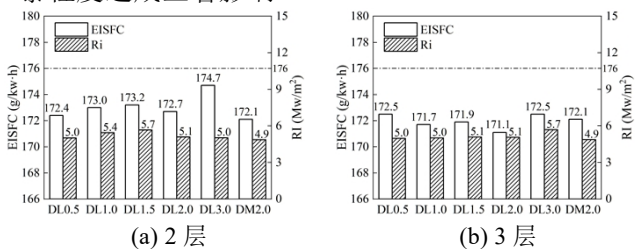


图 17 甲醇喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机 EISFC 和 RI 的影响

图 18 为喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机污染物排放的影响。由图可知，除三层喷孔甲醇喷油器的 HC 相对较高外整体上两层和三层喷孔甲醇喷油器表现出相当污染物排放水平，且各

喷孔层间距下的排放水平较单层喷孔甲醇喷油器均保持在相似水平。采用三层喷孔喷油器时甲醇燃烧速度较快、缸内燃烧温度较高，因此其 NOx 排放略有升高。其中采用两层喷孔喷油器且喷孔层间距较大时由于燃油湿壁现象较为严重，因此其 soot 生成量较高。对于 HC 排放，与三层喷孔甲醇喷油器相比，缺失的中间层甲醇喷雾使得两层喷孔甲醇喷油器下甲醇喷雾与预混火焰干涉程度更低，预混火焰淬熄减弱导致更低的 HC 排放而与单层喷孔甲醇喷油器下的 HC 排放水平相当。采用三层喷孔甲醇喷油器时，预混火焰淬熄和喷雾附壁同时存在，导致了 HC 排放相对于单层和两层喷孔甲醇喷油器更高。对于 CO 排放，采用多层喷孔甲醇喷油器会造成更加严重的喷雾湿壁现象，因此大部分情况下 CO 排放相对于单层喷孔甲醇喷油器有所较高。整体上，针对高甲醇替代率下的甲醇柴油双直喷发动机，采用两层喷孔甲醇喷油器的综合排放性能优于三层喷孔甲醇喷油器，而弱于优化后的单层喷孔甲醇喷油器。

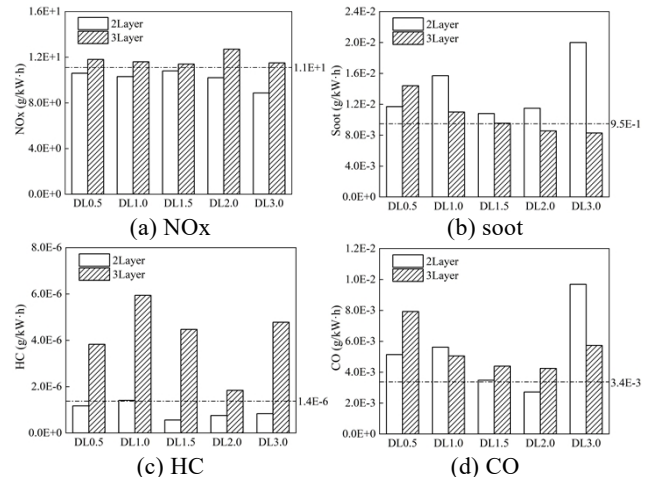


图 18 喷油器喷孔结构布置对甲醇/柴油双直喷发动机污染物排放的影响

3、结论

本研究探究了船用甲醇/柴油双直喷发动机中甲醇和柴油喷油器相对位置以及甲醇喷油器结构参数对发动机燃烧和排放特性的影响机制，明确了喷油器参数对于双直喷发动机喷雾干涉及后续燃烧过程产生影响的作用途径，提出通过喷油器参数优化进一步提升甲醇/柴油双直喷发动机性能的技术措施。主要结论如下：

(1) 甲醇喷油器喷孔位置相对于柴油喷油器喷孔位置对甲醇/柴油双直喷发动机的影响更为显著，甲醇喷油器位置变化主要通过影响甲醇喷雾与柴油预混火焰的相对位置对甲醇燃烧过程产生影响，当甲醇喷油器喷孔位置较低（位于缸盖下 2.0 mm-4.0 mm）时更有利于柴油引燃甲醇。

(2) 随甲醇喷油器喷孔位置下降甲醇/柴油双直喷发动机的燃烧持续期先缩短后延长，因此 EISFC 也先降低后升高，同时不同喷孔位置下发动

机的振动强度均保持在可接受范围内，在经济性较好的喷孔位置下综合排放也处于相对较优的区间。

(3) 采用多层喷孔喷油器相对于采用单层喷孔喷油器主要对甲醇的扩散燃烧过程产生影响，其中采用三层喷孔喷油器时中间层甲醇喷雾始终与柴油预混火焰发生干涉因此燃烧持续期与单层喷孔喷油器相差不大，而双层喷孔喷油器层间距较大时引燃效果较差不利于提高甲醇燃烧速度进而缩短燃烧持续期。

(4) 相对于单层喷孔甲醇喷油器，采用双层喷孔喷油器时由于引燃效果较差 EISFC 略有升高，而采用三层喷油器时则由于改善了甲醇雾化效果因此 EISFC 略有降低。但采用三层喷孔喷油器时由于燃烧速度快导致燃烧温度升高进而造成 NO_x 有所升高但 soot 排放较低。综合来看，采用三层喷孔喷油器更有利于改善燃烧过程，能够提高发动机经济性但排放性能略有下降。

参考文献:

- [1] Zincir B, Deniz C, Tunér M. Investigation of environmental, operational and economic performance of methanol partially premixed combustion at slow speed operation of a marine engine[J]. *Journal of Cleaner Production*. 2019;235:1006–1019.
- [2] Al-Breiki M, Bicer Y. Comparative life cycle assessment of sustainable energy carriers including production, storage, overseas transport and utilization[J]. *Journal of Cleaner Production*. 2021;279:123481.
- [3] Wang Y, Cao Q, Liu L, et al. A review of low and zero carbon fuel technologies: Achieving ship carbon reduction targets[J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022;54:102762.
- [4] Hoang AT, Foley AM, Nižetić S, et al. Energy-related approach for reduction of CO₂ emissions: A critical strategy on the port-to-ship pathway[J]. *Journal of Cleaner Production*. 2022;355:131772.
- [5] Deniz C, Zincir B. Environmental and economical assessment of alternative marine fuels. *Journal of Cleaner Production*[J]. 2016;113:438–449.
- [6] Mohd Noor CW, Noor MM, Mamat R. Biodiesel as alternative fuel for marine diesel engine applications: A review[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018;94:127–142.
- [7] Stolz B, Held M, Georges G, Boulouchos K. Techno-economic analysis of renewable fuels for ships carrying bulk cargo in Europe[J]. *Nature Energy*. 2022;7(2):203–212.
- [8] Muniappan K, Sheshadri S, Duvvuri PP. Numerical Analysis of the Effects of Direct Dual Fuel Injection on the Compression Ignition Engine[J]. *ACS Omega*. 2020;5(46):30047–30058.
- [9] Zhu Y, Zhang Y, He Z, Wang Q, Li W. A numerical investigation of gasoline/diesel direct dual fuel stratification (DDFS) combustion at high loads[J]. *Fuel*. 2022;312:122751.
- [10] Shirvani S, Shamekhi AH, Reitz RD. A study of using E10 and E85 under direct dual fuel stratification (DDFS) strategy: Exploring the effects of the reactivity-stratification and diffusion-limited injection on emissions and performance in an E10/diesel DDFS engine[J]. *Fuel*. 2020;275:117870.
- [11] Cui Y, Liu H, Wen M, et al. Optical diagnostics and chemical kinetic analysis on the dual-fuel combustion of methanol and high reactivity fuels[J]. *Fuel*. 2022;312:122949.
- [12] Jia M, Li Y, Xu L, Bai X-S. Multiple-objective optimization of methanol/diesel dual-fuel engine at low loads: A comparison of reactivity controlled compression ignition (RCCI) and direct dual fuel stratification (DDFS) strategies[J]. *Fuel*. 2020;262:116673.
- [13] Jia Z, Denbratt I. Experimental investigation into the combustion characteristics of a methanol-Diesel heavy duty engine operated in RCCI mode[J]. *Fuel*, 226, 745 – 753.
- [14] Zhao F, Lai MC, Harrington DL. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*. 1999;25(5):437–562.
- [15] Li Z, Wang Y, Yin Z, Gao Z, Wang Y, Zhen X. An exploratory numerical study of a diesel/methanol dual-fuel injector: Effects of nozzle number, nozzle diameter and spray spacial angle on a diesel/methanol dual-fuel direct injection engine[J]. *Fuel*. 2022;318:123700.
- [16] Chang Y, Jia M, Li Y, Xie M. Application of the Optimized Decoupling Methodology for the Construction of a Skeletal Primary Reference Fuel Mechanism Focusing on Engine-Relevant

Conditions[J].Frontiers in Mechanical Engineering ,2015,1.

- [17] Saccullo M, Nygren A, Benham T, Denbratt I. Alcohol flexible HD single cylinder diesel engine tests with separate dual high pressure direct fuel injection[J]. Fuel. 2021;294:120478.
- [18] Panda K, Ramesh A. Diesel injection strategies for reducing emissions and enhancing the performance of a methanol based dual fuel stationary engine[J]. Fuel. 2021;289:119809.
- [19] Wei L, Yao C, Han G, Pan W. Effects of methanol to diesel ratio and diesel injection timing on combustion, performance and emissions of a methanol port premixed diesel engine[J]. Energy. 2016;95:223-232.
- [20] Xu C, Zhuang Y, Qian Y, Cho H. Effect on the performance and emissions of methanol/diesel dual-fuel engine with different methanol injection positions[J]. Fuel. 2022;307:121868.