DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202505045

船用氨-柴油双燃料低速机燃烧及排放特性模拟

席鸿远，马立超，周洪杰，周　松
（哈尔滨工程大学动力与能源工程学院，哈尔滨 150001）

摘要：基于三维仿真软件 Converge 构建了船用氨-柴油二冲程低速机数值仿真模型，并验证了模型的准确性. 在低速机转速为 112 r/min 和 75% 负荷条件下，探究两种喷射器布置方式，即紧邻布置和均匀布置与不同燃料喷射正时对发动机性能和排放的影响. 结果表明：双燃料喷油器布置方式直接影响了混合气的形成和发展，形成不同的燃烧模式，在发动机性能和污染物排放方面存在差异. 高压直喷双燃料模式下 NO_x 排放低于纯柴油模式，降低幅度为 45.71%～59.63%，温室气体排放降低幅度为 91.38%～98.12%. 提前柴油喷射正时到−4° CA 有利于氨快速着火，加快燃烧速度，但提前到−6° CA 会呈现相反的趋势. 提前氨喷射正时可显著提升做功能力，但 NO_x 排放增加. 氨喷射正时推迟到 3° CA 时 NO_x 排放降至 3.4 g/(kW・h)以下，可以满足 Tier Ⅲ排放法规要求.

关键词：船用低速机；氨；双燃料；数值仿真
中图分类号：TK432　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909(2025)05-0393-11

Simulation study on combustion and emission characteristics of an ammonia-diesel dual-fuel low-speed marine engine

Xi Hongyuan，Ma Lichao，Zhou Hongjie，Zhou Song
（Department of Power and Energy Engineering，Harbin Engineering University，Harbin 150001，China）

Abstract：A numerical simulation model was developed for an ammonia-diesel dual-fuel two-stroke low-speed marine engine using the 3D simulation software Converge，and the accuracy of the model was also validated. The effects of two injector arrangements，namely close arrangement and uniform arrangement，and different fuel injection timings on engine performance and emissions were investigated under 112 r/min speed and 75% load operating conditions. The results show that the dual-fuel injector arrangement directly influences the fuel mixture formation and development，leading to different combustion modes and variations in engine performance and pollutant emissions. Under high-pressure direct injection dual-fuel conditions，NO_x emissions are reduced by 45.71% to 59.63% compared to those of diesel-only operations，while greenhouse gas emissions are decreased by 91.38% to 98.12%. Advancing diesel injection timing to −4° CA facilitates faster ammonia ignition and combustion，but further advancing it to −6° CA shows an opposite trend. It is found that advancing liquid ammonia injection timing significantly improves work output of the engine，but NO_x emissions increase. Delaying the liquid ammonia injection timing to 3° CA，NO_x emissions reduces to below 3.4 g/(kW・h)，meeting the Tier Ⅲ emission regulation requirements.

Keywords：low-speed marine engine；ammonia；dual-fuel；numerical simulation

近年来全球变暖日趋严重，温室气体(GHGs)排放问题受到人们重视. 航运业作为全球贸易运输的主力，其 GHGs 排放是加剧温室效应的重要组成部分. 2018 年国际海事组织(IMO)海上环境保护委员会通过了《IMO 船舶温室气体减排初步战略》，要求在本世纪末实现 GHGs 零排放[1]，并于 2023 年修订了减排策略，提出在 2050 年实现净零排放[2]. 在改善气候和降低排放的迫切需求之下，航运业面临着严峻的脱碳形势，必须对能源体系做出针对性的变革，研究燃烧效率更高的替代燃料、优化燃烧策略和探索

收稿日期：2024-12-07；**修回日期**：2025-05-12.
基金项目：国家自然科学基金资助项目(52371367)；黑龙江省重点研发计划资助项目(2024ZXDXC03)；哈尔滨工程大学中央高校基本科研业务资助项目(3072025YC0304，3072025YC0306).
作者简介：席鸿远，博士，助理研究员，xhy_9999@163.com.
通信作者：周　松，博士，教授，songzhouheu@163.com.

低碳可再生能源的有效利用.

氨作为零碳替代燃料，在储存、运输及安全方面具有优势，脱碳潜力巨大，受到广泛关注[3]. 氨的火焰速度低、点火能量高且可燃极限窄. 为了改善氨的着火性能，普遍采用柴油或其他高十六烷值燃料作为引燃燃料，在燃烧室内形成稳定点火源，进而引燃氨[4]. Reiter 等[5]在不同转速、负荷和氨能量比下实现了双燃料压燃式发动机运行，燃烧效率可达到 95%，但是在相对较低的燃烧温度下观察到未燃氨和碳氢化合物排放量较高. Yousefi 等[6-7]研究了氨-柴油双燃料发动机降低温室气体排放的可能性，结果表明：氨能量比和柴油喷射正时对 NO_x 和 N_2O 排放有显著影响，多次喷射可以降低 83.5% 的 GHGs，并且可以将 NH_3 排放降到 900×10^{-6} 以下.

目前，氨-柴油双燃料发动机主要采用两种不同的燃烧模式[8-9]，第一种为低压喷射双燃料模式（LPDF），柴油喷入氨预混合气中形成预混湍流火焰，可以促进氨的快速燃烧，提高热效率，但存在未燃氨排放较高的问题；第二种模式为高压喷射双燃料模式（HPDF），柴油和氨先后在上止点附近喷入气缸，燃料和空气混合形成扩散燃烧. Zhang 等[10]在采用氨和柴油高压直喷的二冲程单缸发动机上进行试验，结果表明，氨直接喷射可以增强燃烧室内喷雾的相互作用，高能柴油火焰的点火促进氨燃烧，提高了指示热效率. 通过柴油射流实现了对氨着火的精确控制，并通过调整氨喷射正时，实现了不同的氨燃烧模式. Zhou 等[11]对氨-柴油低速船用发动机的 HPDF 和 LPDF 模式进行了仿真对比分析，指出两种模式指示热效率都可以达到 50% 以上，LPDF 模式指示热效率相对更高，但未燃氨、NO_x 和 N_2O 排放高于 HPDF 模式.

上述研究表明，氨-柴油双燃料发动机采用双燃料缸内直喷方式具有一定优势，但目前相关研究较少，对于二冲程发动机 HPDF 模式下的燃烧和排放特性不甚明确. 因此，笔者创新设计了船用氨-柴油双燃料发动机 HPDF 模式下的不同喷射策略，并对不同喷射策略下的发动机燃烧和排放特性进行数值模拟. 首先设置了两种喷射器布置方式，分析在不同空间位置燃料射流相互作用下的发动机性能；然后进一步探究了喷射正时对发动机性能和排放的影响，为氨-柴油双直喷船用低速发动机的研制提供理论依据，具有实际工程意义.

1 仿真模型建立及方案设计

1.1 发动机基本参数

研究对象为高压双燃料低速发动机，发动机缸径为 500 mm，选择负荷为 75%. 该发动机的主要燃料为天然气，为了研究氨燃料发动机的性能，将天然气喷射器改为液氨喷射器，气缸盖上布置两对氨-柴油喷射器，使其以氨为主要燃料，基本参数见表 1.

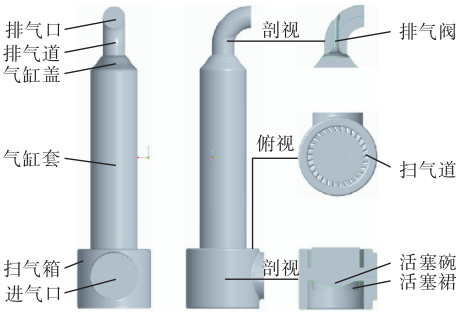
表 1 发动机技术参数

Tab.1 Engine specifications

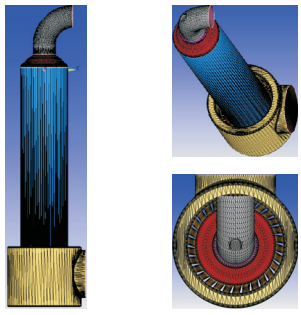
参数	数值
缸径/mm	500
活塞行程/mm	2 200
连杆长度/mm	2 885
转速/(r · min^{-1})	112
压缩比	18.14
功率/kW	5 331
引燃油喷射正时/(°)CA	−2
液态氨喷射正时/(°)CA	−1

1.2 模型建立

利用 Creo 软件和 Converge 软件建立的仿真模型如图 1 所示. 模型分为扫气箱、扫气道、缸体、气缸盖、排气阀和排气道. 柴油喷射器设置 4 个孔径为 0.5 mm 的喷孔，液氨喷射器设置 3 个孔径为 1.9 mm 的喷孔. 选择 45、35 和 25 mm 基础网格尺寸进行网格无关性验证，计算结果如图 2 所示. 当网格尺寸为 25 mm 时，缸内压力模拟结果与试验数据最为接近，因而最终确定基础网格尺寸为 25 mm. 在此基础上，采用基于温度和压力的自适应网格 3 级加密，燃烧室顶端和扫气区域固定嵌入 2 级加密的网格策略，喷雾



（a）几何模型



（b）仿真模型

图 1 三维仿真模型

Fig.1 3D simulation model

范围锥形区域固定 3 级加密，最高网格数量为 8×10^5.

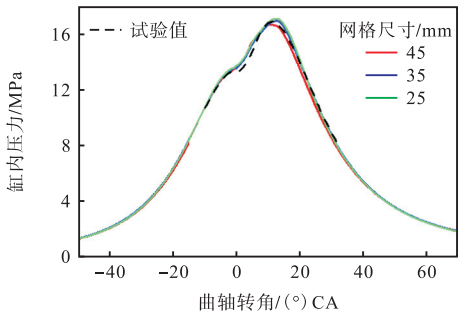


图 2　网格无关性验证

Fig.2　Verification of grid independence

仿真计算区间为 119° ~ 479° CA，即自排气阀开启时刻计算至下一次排气阀开启时刻. 模型边界条件根据试验数据进行设置，如表 2 所示. 计算子模型的选取对计算结果的影响显著，如表 3 所示. 化学反应动力学机理选用正庚烷-氨混合机理[12]. 为简化计算，机理中将柴油使用正庚烷替代，正庚烷机理由美国劳伦斯利弗莫尔国家实验室的 Mehl 等[13]开发，该机理已经被广泛验证和采用，氨机理选用广为认可的 Konnov 机理. 经过简化和验证后，最终混合机理包含 104 个组分和 573 个反应，在宽压力和当量比范围内能精确地预测点火延迟时间、层流火焰速度及物质生成.

表 2　模型边界条件

Tab.2　Model boundary conditions

参数	数值
进气压力/MPa	0.369
进气温度/K	317
排气压力/MPa	0.341
排气温度/K	648
排气门开启时刻缸内压力/MPa	1.1
排气门开启时刻缸内温度/K	1 030

表 3　三维计算模型设置

Tab.3　3D computational model setting

模型	选用模型
湍流模型	RNG k-ε
喷雾破碎模型	KH-RT
壁面传热模型	O'Rourke and Amsden
液滴碰撞模型	NTC
液滴蒸发模型	Frossling
燃烧模型	SAGE

1.3　模型验证

采用 Zhou 等[11]的试验数据来验证液氨喷射过程. 喷雾模型验证的环境条件设置与其试验一致，环境温度为 900 K，液氨喷射压力为 60 MPa，液氨温度为 350 K. KH-RT 模型参数设置为：KH 破碎尺寸常数 $B_0 = 0.6$，KH 破碎时间常数 $B_1 = 10$，RT 模型破碎时间常数 $C_{RT} = 0.6$，RT 模型破碎长度常数 $C_{b1} = 0$. 图 3 为仿真和试验液氨喷雾贯穿距的比较，模拟结果后期贯穿距偏低，最大误差为 9.4%，但整体上与试验数据吻合较好，验证了宏观特征参数的准确性. 所选用的喷雾模型可以准确描述燃烧室内液氨喷雾的喷射过程.

由于缺少船用二冲程氨发动机的试验数据，为了最大限度地保证模型的准确性，选取原机在柴油模式下的试验数据进行模型验证，仿真模型边界条件和反应机理保持不变，将双燃料比例设置为纯柴油，结果如图 4 所示. 试验峰值压力为 16.90 MPa，峰值相位

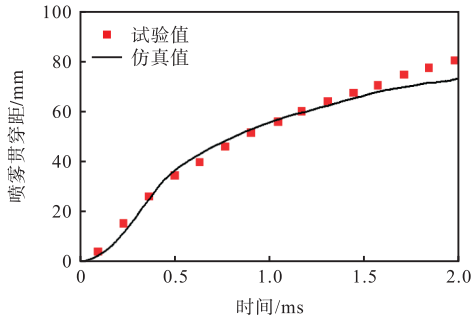
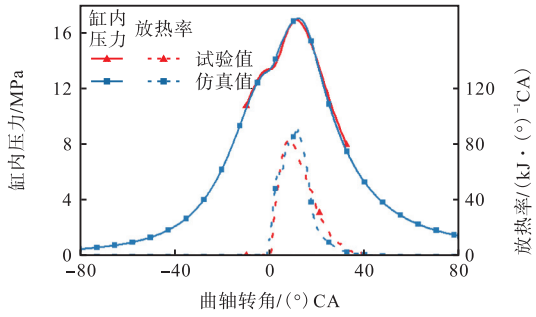
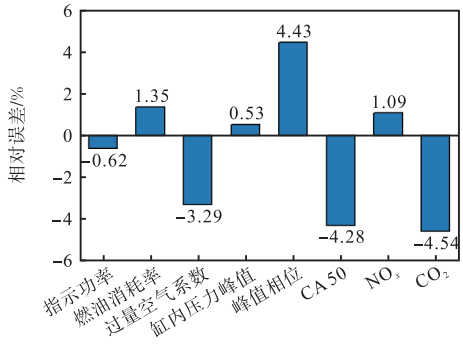


图 3　液氨喷雾贯穿距试验与模拟对比

Fig.3　Comparison of experimental and simulated penetration distance of liquid ammonia spray



（a）缸内压力和放热率



（b）主要参数

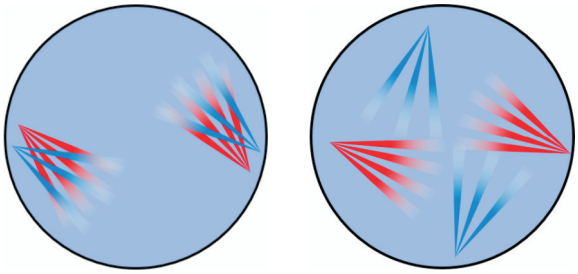
图 4　负荷为 75% 时仿真与试验数据对比

Fig.4　Comparison between simulated and experimental data under 75% load

为 11.50° CA，模拟峰值压力为 16.99 MPa，峰值相位为 12.01° CA，模拟值与试验值吻合较好，误差在 5% 以内，满足研究的模拟精度要求.

1.4 计算方案

在高压直喷的氨-柴油双燃料发动机中，不同喷射方案和喷射策略直接决定了发动机燃烧特性及污染物排放的差异. 首先设置了两种喷嘴布置方案，如图 5 所示. 喷射器位置分别为紧邻布置和均匀布置形式，图中红色区域为柴油射流，蓝色区域为液氨射流. 柴油喷射正时为−2° CA，氨喷射正时为−1° CA.



（a）方案 1　　（b）方案 2

图 5　氨-柴油喷射两种方案示意

Fig.5　Schematic of two ammonia/diesel injection schemes

在每一种喷射方案下，分别考虑了柴油占比为 1%、3%、5% 和 10% 的情况. 引燃柴油占比以能量占比的形式计算，计算公式为

$$x_{\mathrm{diesel}}=\frac{\mathrm{LHV}_{\mathrm{diesel}}m_{\mathrm{diesel}}}{\mathrm{LHV}_{\mathrm{diesel}}m_{\mathrm{diesel}}+\mathrm{LHV}_{\mathrm{NH_3}}m_{\mathrm{NH_3}}}\times 100\% \tag{1}$$

式中：x_{diesel} 为柴油占比的能量分数；$\mathrm{LHV}_{\mathrm{diesel}}$ 为柴油低热值；m_{diesel} 为柴油质量；$\mathrm{LHV}_{\mathrm{NH_3}}$ 为液氨低热值；$m_{\mathrm{NH_3}}$ 为液氨质量.

在方案 1 柴油占比为 3% 的基础上，设置不同燃料喷射正时方案，如表 4 所示. 其中：改变柴油喷射正时时，固定氨喷射正时为−1° CA；改变氨喷射正时时，固定柴油喷射正时为−2° CA.

表 4　喷射正时方案

Tab.4　Injection timing scheme

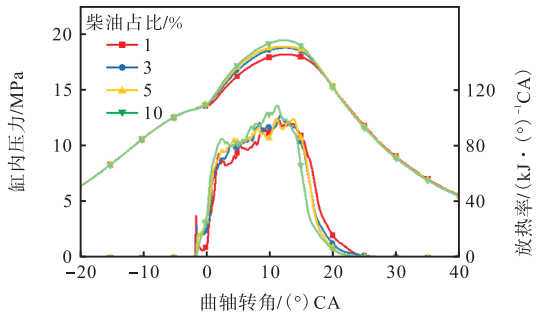
参数	数值
柴油喷射正时/(°)CA	−2，−4，−6
氨喷射正时/(°)CA	−5，−3，−1，1，3

2　结果与讨论

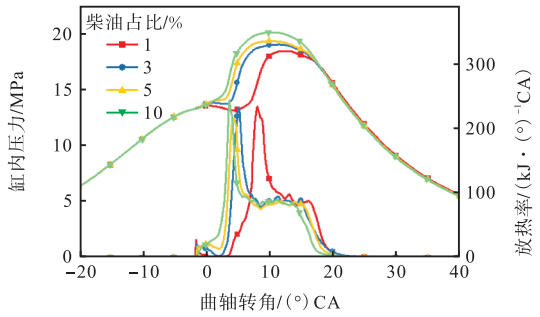
2.1　喷射方案对发动机燃烧和排放的影响

2.1.1　喷射方案对燃烧特性的影响

各方案下的缸内压力及放热率如图 6 所示. 观察到两种方案放热率曲线形状有明显差异，方案 1 接近于矩形，放热平缓；而方案 2 存在较大峰值，分层燃烧效果明显. 这是因为方案 1 下两种燃料喷射器位置紧邻，液氨喷射后经过较短时间与柴油火焰接触，进行扩散燃烧. 方案 2 下两种燃料喷射器相距较远，氨喷雾在与柴油火焰接触前积累了一定量的预混合气，着火后先进行部分预混燃烧，形成放热率较高的尖峰，随后进行扩散燃烧，放热率下降并趋于平缓. 随着柴油占比的增加，柴油火焰能量增大，到达氨喷雾的相位提前，缸内压力和放热率开始升高时刻提前. 由于方案 2 的部分预混燃烧过程在柴油着火后缸内压力并未明显升高，直到引燃氨混合气，缸内压力增大且压力升高率大于方案 1.



（a）方案 1



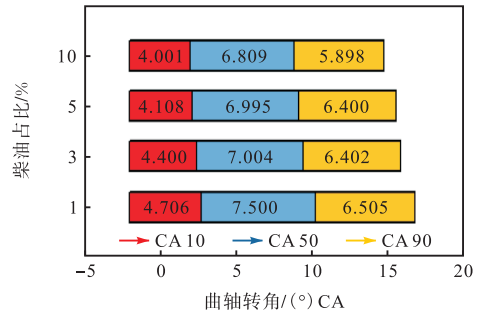
（b）方案 2

图 6　不同方案下的缸内压力及放热率变化

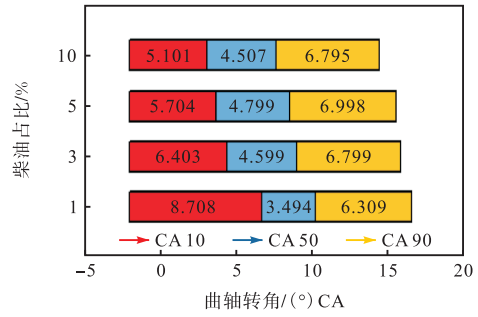
Fig.6　Variations of cylinder pressure and heat release rate under different schemes

各方案下的燃烧特征参数变化如图 7 所示，SODI 表示柴油喷射正时，CA 10、CA 50 和 CA 90 分别表示在燃烧过程中释放燃料总热值的 10%、50% 和 90% 热量时所对应的曲轴转角，CA 50 定义为燃烧相位，SODI 到 CA 10、CA 10 到 CA 50 和 CA 50 到 CA 90 所经历的曲轴转角分别定义为滞燃期、前期燃烧时间和后期燃烧时间. 方案 2 下各柴油占比的滞燃期长度和前期燃烧速度始终大于方案 1. 方案 2 液氨喷射后与柴油火焰接触的时间间隔更大，且活塞下行，相比方案 1 的缸内压力温度更低，不利于着火，滞燃期延长. 着火后滞燃期内积累的氨预混合气的多点燃烧促进火焰的传播，使得方案 2 前期燃烧速度

大于方案 1.



（a）方案 1



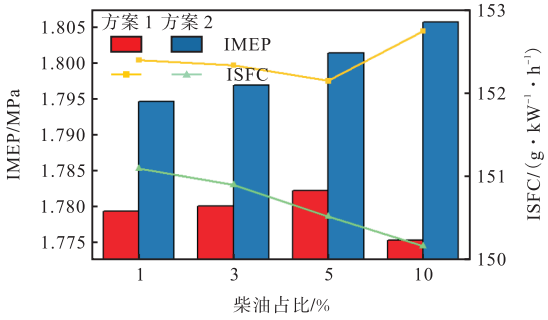
（b）方案 2

图 7　不同方案下的燃烧特征参数变化

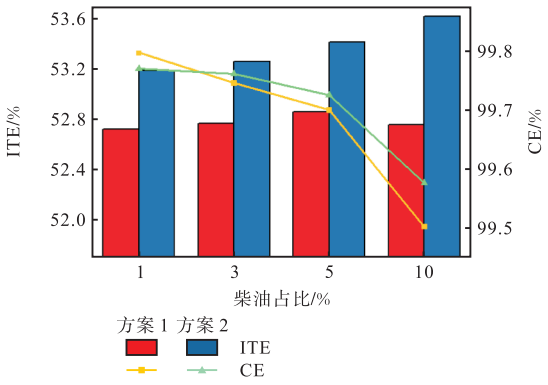
Fig.7　Variation of combustion characteristic parameters under different schemes

图 8 为各方案下的指示平均有效压力(IMEP)、燃油消耗率(ISFC)、指示热效率(ITE)和燃烧效率(CE). 在计算 ISFC 时，将液氨等热值折合为柴油. 观察到方案 2 的 IMEP 始终高于方案 1，且 ISFC 也较低. 方案 2 前期燃烧速度更快，燃料放热集中，发动机指示功更高，因而 IMEP 更高，燃油经济性更好. 方案 1 柴油占比为 10% 时 IMEP 下降，因为随着柴油喷射量增加，喷射持续期延长，柴油的雾化和扩散受到氨蒸发竞争热量影响，造成燃油经济性降低. 而方案 2 下喷雾的竞争影响程度小，其 CE 更高. 方案 2 的 ITE 大于方案 1，在图 9 不同方案能量占比中可以观察到方案 2 的指示功更多，且传热损失更少. 所有工况下燃烧效率均大于 99%，未燃氨排放很少，这与其他相关研究结果相符[11,14]. 不同于四冲程氨发动机未燃氨排放较高的情况，二冲程发动机大缸径和低转速以及上止点附近较高温度和压力的特点弥补了氨火焰速度低的缺陷，且 HPDF 模式下稳定的扩散燃烧避免了 LPDF 模式下存在的氨泄露、气缸缝隙处未燃氨和近壁面火焰淬熄的情况.

图 10 为各方案下的温度和氨质量分数等值面，图中：橙色表示 1 800 K 温度等值面，蓝色表示氨质量分数为 0.01 的等值面. 在 18° CA 之前，柴油占比越多火焰面积越大，增加柴油占比可扩大燃烧范围，加速燃烧进程. 在前期燃烧阶段，方案 1 在液氨刚开始喷射便接触到柴油火焰，并很快被点燃，随着燃料喷射持续，进行稳定的扩散燃烧. 方案 2 在 2° CA 时液氨喷雾才刚接触到引燃火焰，由于积累的氨混合气较多，氨喷雾着火受到抑制，火焰并未立即沿着射流传播. 在 6° CA、柴油占比为 5% 时，氨预混合气已经参与燃烧，火焰迅速覆盖至射流表面，火焰面积与方案 1 相当. 柴油占比为 1% 时尽管也出现了火焰传播的趋势，但并不明显. 直至 12° CA 时，各方案均达到稳定的扩散燃烧，火焰面积基本一致.



（a）IMEP 和 ISFC



（b）ITE 和 CE

图 8　不同方案 IMEP、ISFC、ITE 和 CE 变化

Fig.8　Changes of IMEP, ISFC, ITE and CE under different schemes

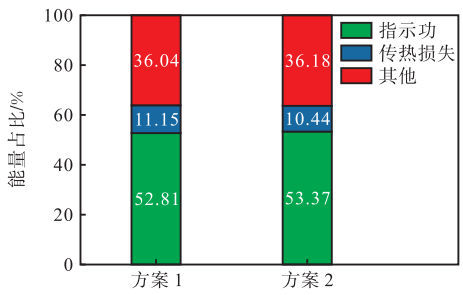
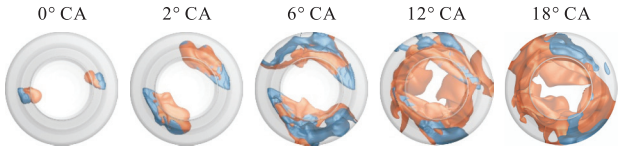
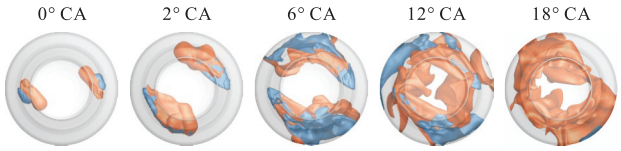


图 9　柴油占比为 5% 时不同方案能量占比

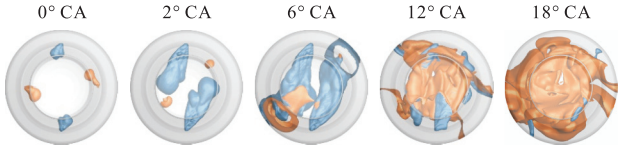
Fig.9　Energy share distribution across different schemes under 5% diesel proportion



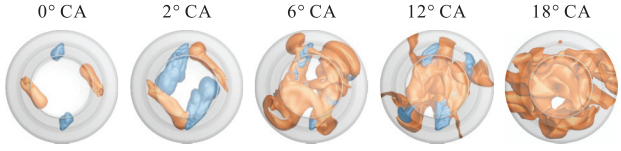
（a）方案 1，柴油占比为 1%



（b）方案 1，柴油占比为 5%



（c）方案 2，柴油占比为 1%



（d）方案 2，柴油占比为 5%

图 10　不同方案的温度和氨质量分数等值面对比

Fig.10　Comparison of isosurface of temperature and ammonia mass fraction for different schemes

2.1.2　喷射方案对排放特性的影响

图 11 为不同方案下的 NO_x 排放. 各方案下 NO_x 排放均小于纯柴油模式，最低排放为 4.65 g/(kW · h)，比纯柴油降低了 59.63%. 主要原因是：首先氨燃烧温度相对较低，热力型 NO_x 生成较少，其次在较低温度(1 100 ~ 1 400 K)下进行的热脱硝反应 R2 和 R3 消耗了缸内部分 NO_x. IMO Tier Ⅲ排放法规规定，在船舶排放控制区内发动机的 NO_x 加权排放需低于 3.4 g/(kW · h). 尽管氨-柴油模式下 NO_x 排放低于纯柴油模式，但未能满足 Tier Ⅲ法规.

图 12 为各方案的温度和 NO 质量分数等值面对比. 图中：橙色表示 2 000 K 温度等值面，蓝色表示

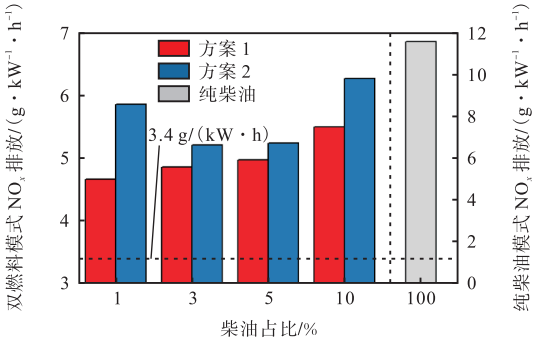
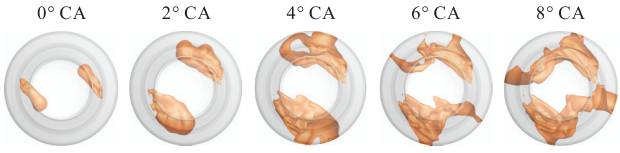


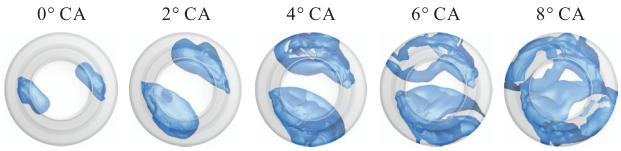
图 11　不同方案下的 NO_x 排放

Fig.11　NO_x emissions under different schemes

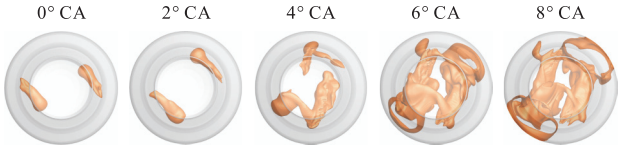
0.000 1 质量分数的 NO 等值面. 方案 2 的 NO_x 排放高于方案 1，主要原因有：(1)方案 2 滞燃期内积累的预混合气会生成更多的燃料型 NO_x，图 12 中燃烧初期 2° ~ 4° CA 时方案 2 在火焰射流外观察到更多的 NO 分布，由于此区域温度相对较低，可以视为生成的燃料型 NO_x；(2)方案 2 燃烧过程更剧烈，缸内温度更高，有利于热力型 NO_x 生成；(3)更快的燃烧速率缩短了热脱硝反应时间，NO_x 分解量减少. 随着柴油占比的增加，燃烧温度升高，方案 1 的 NO_x 排放增大. 然而方案 2 呈现先减小后增加的趋势，这是由于低柴油占比下滞燃期较长，形成更多的稀氨预混合气，氨氧化为燃烧初期提供了更多的自由基储备量，且富氧条件促进燃料型 NO_x 生成，造成燃料型 NO_x 增加[15]，柴油占比为 10% 时，虽然燃料型 NO_x 生成减小，但热力型 NO_x 增长明显，NO_x 总量升高.



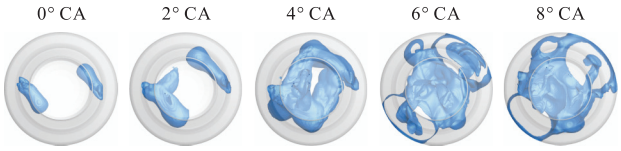
（a）方案 1，温度



（b）方案 1，NO 质量分数



（c）方案 2，温度



（d）方案 2，NO 质量分数

图 12　不同方案的温度和 NO 质量分数等值面对比

Fig.12　Comparison of isosurface of temperature and NO mass fraction for different schemes

热脱硝反应为

$$NH_2+NO \rightarrow N_2+H_2O \quad (R2)$$

$$NH_2+NO \rightarrow N_2+H+OH \quad (R3)$$

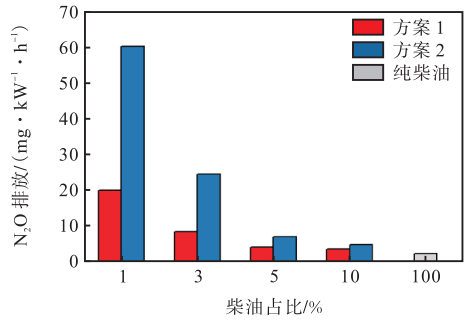
$$NH+NO \rightarrow N_2O+H \quad (R4)$$

$$NH_2+NO_2 \rightarrow N_2O+H_2O \quad (R5)$$

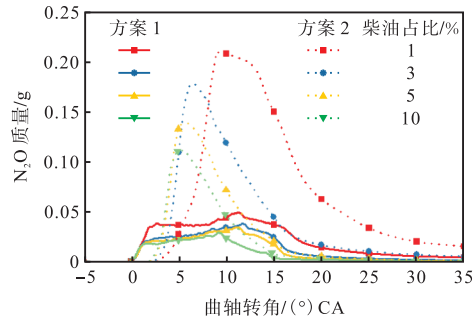
N_2O 的温室效应是 CO_2 的 298 倍，被认为是低压氨燃料发动机的主要排放物之一. 图 13 为不同方案下的 N_2O 排放和质量变化. 图 13(a)所示随着柴

油占比增加，燃烧温度升高，各方案下的 N_2O 排放均降低. N_2O 主要通过反应 R4 和 R5 在温度较低（小于 1 400 K）时生成[15]. 由图 13（b）可知，在氨开始燃烧后缸内平均温度较低时，N_2O 质量迅速升高，方案 2 燃烧前期积累了较多的反应物，因而 N_2O 峰值更大. 随着柴油占比增加，N_2O 质量峰值降低，相位提前. 而方案 1 由于始终进行扩散燃烧，物质积累量较少，且初期燃烧温度相对较高，因而 N_2O 生成量较低.

各方案下的 GHGs 排放如图 14 所示. 随着柴油占比的减少，CO_2 排放降低，且方案 1 的排放略低于方案 2，这是由于方案 1 的柴油燃烧效率更低. 与柴油模式相比（572 g/(kW · h)），氨-柴油双燃料模式的 GHGs 排放降低幅度为 91.38% ~ 98.12%，表明高压模式下使用氨作燃料对改善温室效应有积极作用.



（a）N_2O 排放



（b）N_2O 质量变化

图 13　不同方案下的 N_2O 排放和质量变化

Fig.13　N_2O emission and mass variation under different schemes

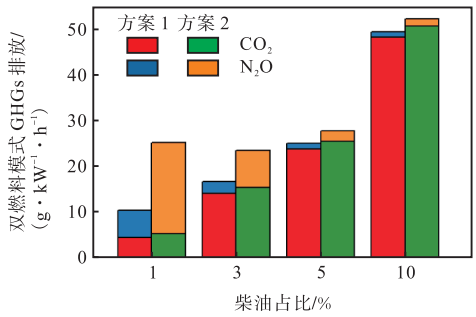


图 14　不同方案下的 GHGs 排放

Fig.14　GHGs emissions under different schemes

2.2　喷射正时对发动机燃烧和排放特性的影响

2.2.1　柴油喷射正时对发动机燃烧及排放的影响

不同柴油喷射正时下的缸内压力及放热率如图 15 所示. 随着柴油喷射正时的提前，缸内压力和放热率曲线逐渐呈现出双峰形状，柴油燃烧放热阶段受到显著影响，但对氨燃烧过程的影响不大. 柴油喷射正时为−4° CA 时柴油喷射后蒸发时间充足，与液氨热量竞争减少，柴油燃烧更加充分，可以促进氨的燃烧. 柴油喷射正时为−6° CA 时柴油喷射过早，射流火焰与氨喷雾接触时燃烧已达末期，观察到柴油喷射正时为−2° CA 时放热率接近于零，不利于氨的着火和燃烧，导致氨燃烧速度减慢. 在柴油喷射正时为−6° CA 时氨燃烧放热早期出现尖峰形状，这正是柴油不能快速引燃氨产生的氨预混合气燃烧造成的.

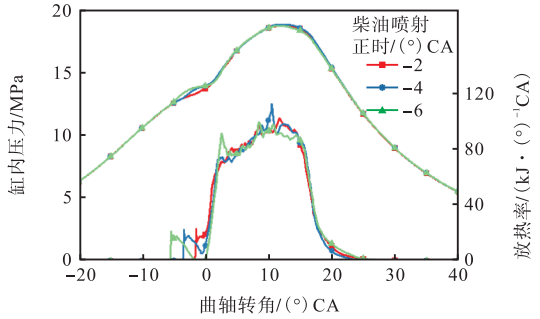


图 15　不同柴油喷射正时下缸内压力及放热率变化

Fig.15　Changes of cylinder pressure and heat release rate under different diesel injection timings

不同柴油喷射正时下的燃烧特征参数如图 16 所示，图中 SOAI 表示氨喷射正时. 滞燃期和燃烧持续期呈先缩短后延长的趋势，提前柴油喷射正时有利于柴油燃烧，提高点火能量，缩短滞燃期，但柴油喷射正时提前到−6° CA 不利于引燃氨着火. 同时，燃烧持续期也一定程度上取决于引燃能量的大小，改变柴油质量可以直接改变引燃火焰能量，改变柴油喷射定时也影响了点火能量，并影响火焰传播速度和燃烧速率.

不同柴油喷射正时下的 ITE 和 CE 如图 17 所

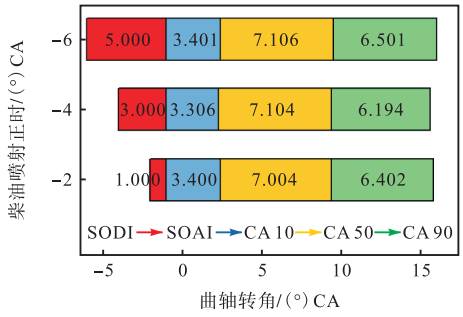


图 16　不同柴油喷射正时下的燃烧特征参数变化

Fig.16　Changes of combustion characteristic parameters under different diesel injection timings

示. ITE 随着柴油喷射正时的提前先升高后降低，因为适度提前柴油喷射正时可提升做功能力，而提前到 −6° CA 则会由于火焰与燃烧室内壁接触时间更长产生较多热损失. CE 随柴油喷射正时提前而升高，因为柴油燃烧更充分，不完全燃烧产物减少.

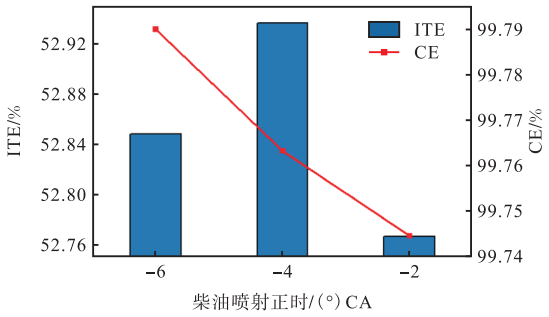


图 17 不同柴油喷射正时下 ITE 及 CE 变化

Fig.17 Changes of ITE and CE changes with different diesel injection timings

图 18 为不同柴油喷射正时下的温度(橙色)和氨质量分数(蓝色)等值面. 在−1° CA 时液氨开始喷射，此时柴油喷射正时为−4° CA 下火焰面积最大，而柴油喷射正时为−6° CA 下柴油已经进入后期燃烧阶段，火焰面积减小. 在 0° CA 时，柴油喷射正时为−2° CA 下液氨与火焰前锋接触，柴油喷射正时为−4° CA 下液氨与火焰中后部接触，而柴油喷射正时为−6° CA 下液氨仅接触到火焰末端，这导致其燃烧速度最慢. 在 2° CA 时，柴油喷射正时为−4° CA 下的火焰面积略大于其他喷射正时，表明燃烧被促进. 在随后的火焰发展中，由于大量燃料参与燃烧，各喷射正时下的差异逐渐缩小，16° CA 时，各柴油喷射正时下的火焰面积相当.

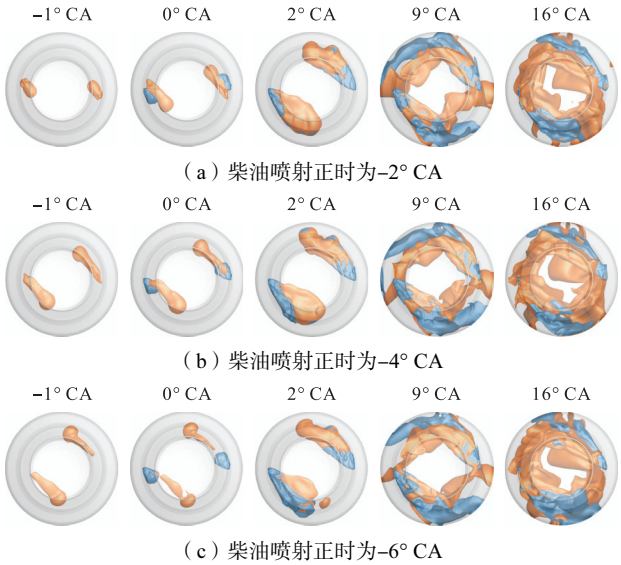


图 18 不同柴油喷射正时下的温度和氨质量分数等值面对比

Fig.18 Comparison of isosurface of temperature and ammonia mass fraction under different diesel injection timings

不同柴油喷射正时下的 NO_x 排放如图 19 所示. 随着柴油喷射正时的提前，NO_x 排放降低，柴油喷射正时为 −6° CA 下与柴油模式相比降低了 65.41%. 柴油喷射正时为−2° ~ −4° CA 下降低幅度较小，虽然柴油喷射正时为−4° CA 下缸内平均温度略微升高会增加热力型 NO_x 生成，但氨着火更快，滞燃期积累的反应物更少，燃料型 NO_x 减少. 柴油喷射正时为−4° ~ −6° CA 下降低幅度较大，因为缸内平均温度降低减少了热力型 NO_x，同时燃烧持续期的延长增加了热脱硝反应的时间，消耗了更多的 NO_x.

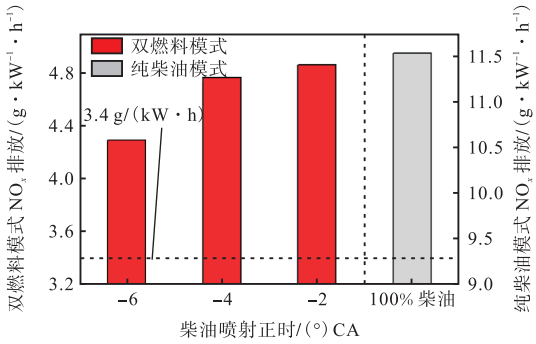


图 19 不同柴油喷射正时下 NO_x 排放

Fig.19 NO_x emission of different diesel injection timings

图 20 显示了不同柴油喷射正时下 GHGs 排放. 可以看到，柴油喷射正时为−4° CA 与−2° CA 下排放量相当，但柴油喷射正时为−6° CA 下 N_2O 排放升高使得 GHGs 排放较高，且 N_2O 对温室效应的贡献程度与 CO_2 基本相当. 这是由于柴油喷射正时为−6° CA 下点火延迟时间最长，氨喷射时缸内柴油燃烧已经积累了一定量的 NO 和 NO_2，氨在低温下生成较多的 NH_2 和 NH，通过反应 R4 和 R5 生成大量的 N_2O.

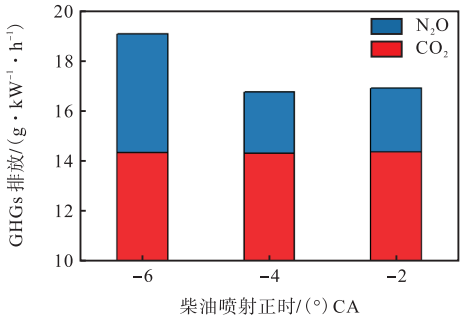


图 20 不同柴油喷射正时下 GHGs 排放

Fig.20 GHGs emission of different diesel injection timings

2.2.2 氨喷射正时对发动机燃烧及排放的影响

不同氨喷射正时下缸内压力及放热率变化如图 21 所示. 随着氨喷射正时的提前，缸内压力峰值逐渐升高，峰值相位提前，放热率曲线前移，并在氨喷射

正时为–3° CA 和–5° CA 下燃烧早期存在尖锐的峰值. 因为氨燃烧阶段整体提前，燃烧等容度提高，氨喷射正时为–3° CA 和–5° CA 下，液氨先于柴油喷射积累了氨预混合气形成部分预混燃烧，这与图 6(b)中方案 2 类似. 在氨喷射正时为 1° CA 和 3° CA 下，由于双燃料喷射间隔较长，柴油和氨的放热阶段分界较为明显，且由于氨在活塞下行期间喷射，放热阶段明显延长且滞后.

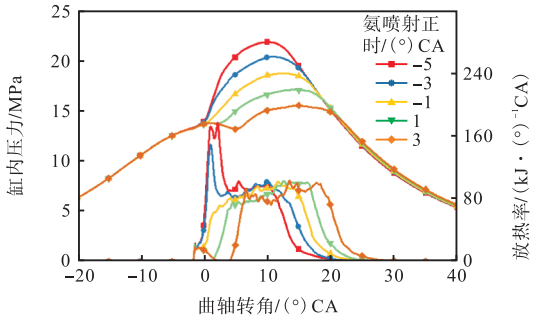


图 21　不同氨喷射正时下缸内压力及放热率变化

Fig.21　Changes of cylinder pressure and heat release rate under different ammonia injection timings

不同氨喷射正时下燃烧特征参数如图 22 所示. 随着氨喷射正时的不断提前，CA 10、CA 50 和 CA 90 均提前. 由于预混燃烧的存在，氨喷射正时为–5° CA 下前期燃烧速度最快，燃烧开始之后火焰迅速传播. 随着喷射正时的推迟，燃料预混程度减小，燃烧速度转而受扩散燃烧控制，因而前期燃烧速度逐渐减慢. 但随着喷射正时的调整，后期燃烧速度并未呈现出固定的变化规律，其中，氨喷射正时为 1° CA 下后期燃烧速度最快，这是由于该氨喷射正时下预混程度最低，扩散燃烧比例最大，火焰传播稳定，尽管前期燃烧较慢，但在后期扩散火焰受活塞下行的影响最小. 氨喷射正时为–5° CA 下后期燃烧速度最慢，这是由于该喷射正时预混比例最高，火焰覆盖面较广，在燃烧后期活塞下行，不利于预混火焰的传播.

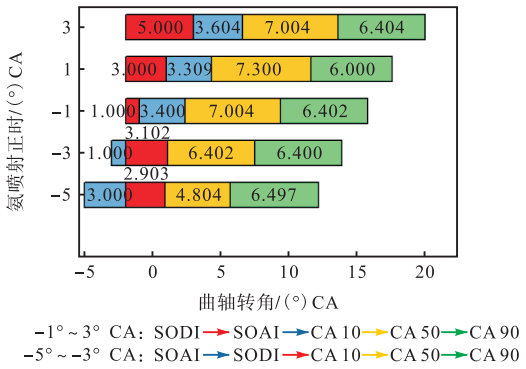
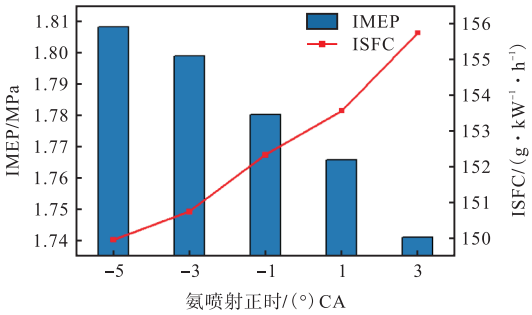


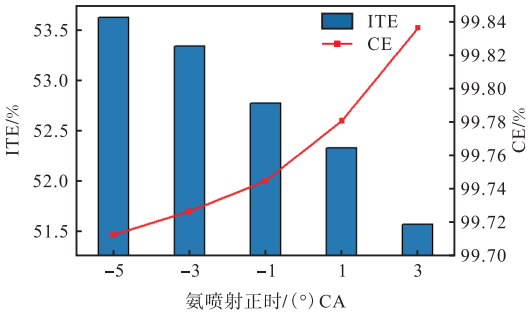
图 22　不同氨喷射正时下燃烧特征参数变化

Fig.22　Changes of combustion characteristic parameters under different ammonia injection timings

图 23 所示不同氨喷射正时下的 IMEP、ISFC、ITE 及 CE 变化. 随着氨喷射正时提前，IMEP 升高，ISFC 降低. 这是由于氨燃烧过程整体提前，燃烧持续期缩短，燃烧等容度增加，做功能力升高，燃料经济性更好. 随着氨喷射正时推迟，ITE 降低，CE 升高. 除燃烧阶段滞后不利于做功外，活塞下行期间燃烧室容积增加，传热面积随之增大，会产生更多的传热损失.



(a) IMEP 和 ISFC



(b) ITE 和 CE

图 23　不同氨喷射正时下 IMEP、ISFC、ITE 及 CE 变化

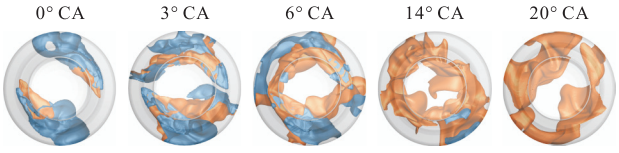
Fig.23　Changes of IMEP, ISFC, ITE and CE change with different ammonia injection timings

图 24 为不同氨喷射正时下的温度(橙色)和氨质量分数(蓝色)等值面. 在 0° CA 时，氨喷射正时为–5° CA 和–3° CA 下由于预混合气的存在，燃烧速率更快，火焰面积更大. 氨喷射正时为–1° CA 下液氨刚开始喷射，且无预混合气形成，火焰面积较小. 氨喷射正时为 1° CA 和 3° CA 下的火焰仅由柴油燃烧形成. 3° ~ 14° CA 时的火焰分布均显示出氨喷射正时越靠前火焰面积越大. 在 20° CA 时，氨喷射正时为–5° CA 和–3° CA 下氨已经基本燃烧完全，火焰面开始缩小，氨喷射正时为–1° CA 和 1° CA 下还有微量的氨未燃烧完全，而氨喷射正时为 3° CA 下由于燃烧相位推迟，还存在较多的氨残余.

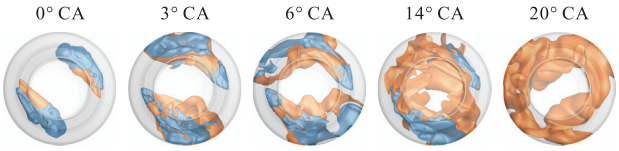
图 25 为不同氨喷射正时下 NO_x 排放和 NO 质量变化. 氨喷射正时越靠后，NO_x 排放越低，在氨喷射正时为 3° CA 下仅为 3.11 g/(kW · h). 随着氨喷射正时推迟，温度升高时刻更晚，峰值更低，热力型 NO_x 生成减少，且预混程度更小，燃料型 NO_x 生成减

少. 此外喷射正时靠后的方案燃烧持续时间更长，且燃烧阶段的大部分或全部处于活塞下行阶段，环境条件有利于热脱硝反应进行. 与纯柴油模式相比，NO_x 降低幅度为 43.42% ~ 73.04%. 图 25(b) 中氨喷射正时为−5° CA 和−3° CA 下燃烧初期放热率较高，温度显著升高，初始阶段 NO 生成曲线更陡. 氨喷射正时越靠后，曲线上升越缓慢，最终数值越低. 可推测活塞下行阶段是热脱硝反应的主要发生阶段，推迟氨喷射正时可促进热脱硝反应，减少 NO_x 排放，但会损失做功能力.

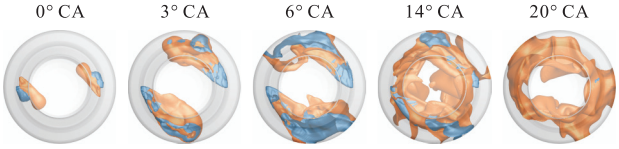
不同氨喷射正时下的 N_2O 排放及质量变化过程如图 26 所示. 以氨喷射正时为−1° CA 为基础，提前和推迟喷射正时均会导致燃烧前期 N_2O 生成升高，且提前喷射正时对 N_2O 生成的影响更大. 可以推测，在燃烧前期温度较低的条件下，预混合气越多，越利于反应 R4 和 R5 的发生. 此外，推迟喷射正时也会使燃烧初期反应温度降低，促进 N_2O 生成反应的发生，但其影响程度有限，因而 N_2O 生成的增幅并不高.



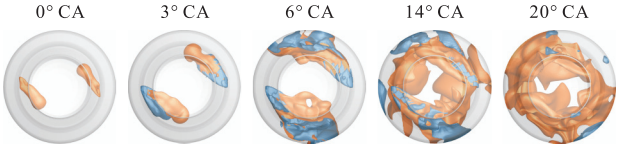
（a）氨喷射正时为−5° CA



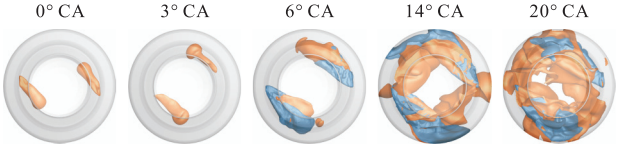
（b）氨喷射正时为−3° CA



（c）氨喷射正时为−1° CA



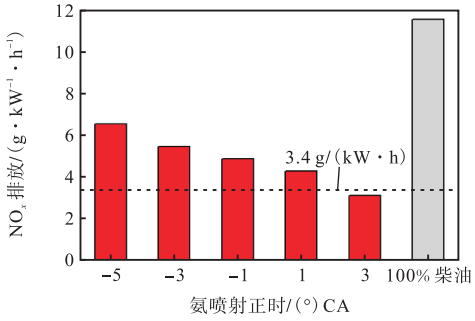
（d）氨喷射正时为 1° CA



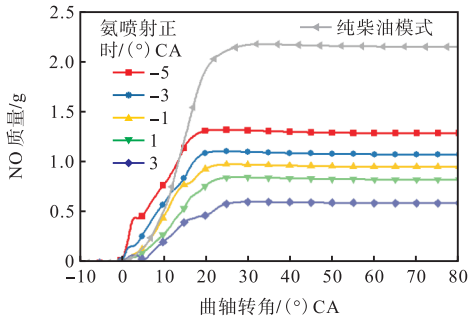
（e）氨喷射正时为 3° CA

图 24 不同氨喷射正时下的温度和氨质量分数等值面对比

Fig.24 Comparison of isosurface of temperature and ammonia mass fraction under different ammonia injection timings



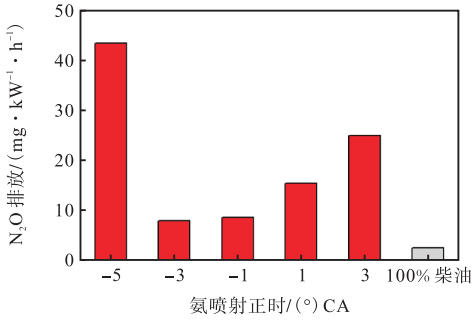
（a）NO_x 排放



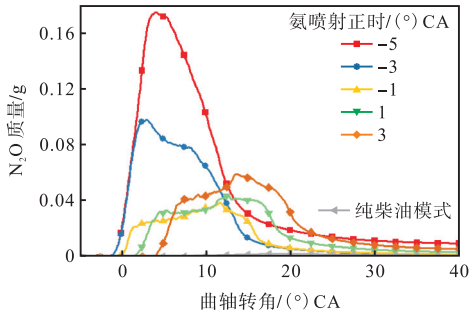
（b）NO 质量

图 25 不同氨喷射正时下 NO_x 排放和 NO 质量变化

Fig.25 Changes of NO_x emissions and NO mass under different ammonia injection timings



（a）N_2O 排放



（b）N_2O 质量变化

图 26 不同氨喷射正时下 N_2O 排放和质量变化

Fig.26 Changes of N_2O emissions and mass under different ammonia injection timings

3 结 论

（1）双燃料喷嘴紧邻布置(方案 1)氨点火延迟

时间较短，并进行扩散燃烧，缸内压力和放热率升高较缓；双燃料喷嘴均匀布置（方案 2）氨点火延迟时间较长，进行部分预混燃烧，导致缸内压力和放热率在着火后迅速升高，峰值较大；柴油占比的增加起到了促进燃烧的作用，不同方案下缸内压力、放热率和平均温度均会升高.

（2）由于热脱硝反应的存在，高压双燃料模式下 NO_x 排放低于柴油模式，降低幅度为 45.71%～59.63%；方案 2 的 NO_x 排放始终高于方案 1；N_2O 主要在前期低温燃烧阶段生成，随后大量分解消耗，最终排放量极低，方案 2 中 N_2O 前期生成量更高，N_2O 峰值与排放量均大于方案 1；尽管引燃油的增加导致 CO_2 排放升高，但与柴油模式相比，GHGs 排放的降低幅度为 91.38%～98.12%；对比不同喷射方案，方案 1 下发动机做功能力比方案 2 差，但排放性能更好.

（3）提前柴油喷射正时会使 IMEP 和 ITE 先升高后降低，滞燃期先缩短后延长，燃烧速度先加速后减缓；随着柴油喷射正时的提前，NO_x 排放降低，最高比纯柴油模式降低了 65.41%，N_2O 和 GHGs 排放升高，但排放总量仍然较小.

（4）提前氨喷射正时可显著提升做功能力，并提高 IMEP 和 ITE，但 NO_x 排放也会随之升高，推迟氨喷射正时到 3° CA 可使 NO_x 排放降至 3.4 g/(kW · h) 以下，与纯柴油模式相比，总体上 NO_x 降低幅度为 43.42%～73.04%；提前或推迟氨喷射正时均会增加 N_2O 和 GHGs 排放，但提前氨喷射正时的影响更大.

参考文献：

［1］ Joung T H，Kang S G，Lee J K，et al. The IMO initial strategy for reducing greenhouse gas（GHG） emissions，and its follow-up actions towards 2050［J］. Journal of International Maritime Safety，Environmental Affairs，and Shipping，2020，4（1）：1-7.

［2］ Bilgili L，Ölçer A I. IMO 2023 strategy-Where are we and what's next?［J］. Marine Policy，2024，160：105953.

［3］ Cardoso J S，Silva V，Rocha R C，et al. Ammonia as an energy vector：Current and future prospects for low-carbon fuel applications in internal combustion engines［J］. Journal of Cleaner Production，2021，296：126562.

［4］ 刘海峰，宋腾达，黄志雄，等. 氨/柴油燃烧模型构建及低速机性能优化［J］. 内燃机学报，2023，41（5）：395-403.

［5］ Reiter A J，Kong S C. Demonstration of compression-ignition engine combustion using ammonia in reducing greenhouse gas emissions［J］. Energy & Fuels，2008，22（5）：2963-2971.

［6］ Yousefi A，Guo H，Dev S，et al. Effects of ammonia energy fraction and diesel injection timing on combustion and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine［J］. Fuel，2022，314：122723.

［7］ Yousefi A，Guo H，Dev S，et al. A study on split diesel injection on thermal efficiency and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine［J］. Fuel，2022，316：123412.

［8］ 王怀印，孙凯，冯以卓，等. 氨-柴油双燃料船用低速机温室气体排放特性分析［J］. 内燃机学报，2024，42（5）：385-393.

［9］ 史歆如，熊仟，潘聪懿，等. 氨能量分数和喷射策略对双燃料低速机燃烧与排放影响［J］. 内燃机学报，2024，42（6）：489-498.

［10］ Zhang Z，Long W，Dong P，et al. Performance characteristics of a two-stroke low speed engine applying ammonia/diesel dual direct injection strategy［J］. Fuel，2023，332：126086.

［11］ Zhou X，Li T，Wang N，et al. Pilot diesel-ignited ammonia dual fuel low-speed marine engines：A comparative analysis of ammonia premixed and high-pressure spray combustion modes with CFD simulation［J］. Renewable and Sustainable Energy Reviews，2023，173：113108.

［12］ Liu L，Wu Y，Wang Y. Numerical investigation on the combustion and emission characteristics of ammonia in a low-speed two-stroke marine engine［J］. Fuel，2022，314：122727.

［13］ Mehl M，Ritz W J，Westbrook C K，et al. Kinetic modeling of gasoline surrogate components and mixtures under engine conditions［J］. Proceedings of the Combustion Institute，2011，33（1）：193-200.

［14］ Liu L，Wu Z，Tan F，et al. CFD investigation the combustion characteristic of ammonia in low-speed marine engine under different combustion modes［J］. Fuel，2023，351：128906.

［15］ Liu L，Wu J，Liu H，et al. Investigation of combustion and emissions characteristics in a low-speed marine engine using ammonia under thermal and reactive atmospheres［J］. International Journal of Hydrogen Energy，2024，63：1237-1247.