

氨能分数和喷油角度对氨-柴双燃料发动机燃烧过程的影响研究

张正, 史程, 邸立明

(燕山大学 车辆与能源学院, 秦皇岛 066004)

Study on the Effect of Ammonia Energy Fraction and Injection Angle on the Combustion Process of Ammonia-Diesel Dual-Fuel Engine

Zhang Zheng, Shi Cheng, Di Liming

(School of Vehicle and Energy, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China;)

Abstract: In order to study the combustion and emission characteristics of the ammonia-diesel dual-fuel in the engine under different diesel injection angles, the Caterpillar 3401 was modeled using GT-Power one-dimensional simulation software and CONVERGE three-dimensional CFD simulation software. Numerical simulation was used to study the blending process, combustion process and emission generation of ammonia-diesel dual-fuel under different diesel injection angles. The results showed that 40% ammonia energy fraction (E40) is a more appropriate ammonia blending ratio under the same operating conditions. In the case of E40 with a diesel injection start time of -30°ATDC , different diesel injection angles produce changes in the distribution of diesel in the combustion chamber. At an injection angle of 80° and 50° , the ammonia in the combustion chamber is burned more completely and the emission performance of the engine is greatly improved.

摘要: 为了研究在不同柴油喷射角度下氨-柴掺混燃料在发动机中的燃烧与排放特性, 使用 GT-Power 一维模拟仿真软件与 CONVERGE 三维 CFD 模拟仿真软件对卡特彼勒 3401 进行了建模。使用数值模拟方法研究了不同柴油喷射角度下氨-柴燃料的掺混过程、燃烧过程与排放物的生成。结果表明: 在相同工况下, 40%氨能分数 (E40) 是比较合适的氨气掺混比。在 E40 与柴油喷射开始时间为 -30°ATDC 的情况下, 不同的柴油喷射角度会使柴油在燃烧室内的分布产生变化。在 80° 与 50° 喷射角度的情况下, 燃烧室内的氨气燃烧比较完全, 发动机的排放性能得到大幅提升。

关键词: 氨气; 柴油; 大功率柴油机; 喷射角度

Key words: ammonia; diesel; heavy duty diesel engine; spray angle

中图分类号: TK421.2

文献标识码: A

0 概述

我国在承诺在 2030 年前碳达峰, 2060 年前碳中和。在该目标下, 排放法规日渐严格。其中, 使用电池替代内燃机是一个降低排放的解决办法。但用于发电、航海与石油行业等的大功率柴油机目前

还无法使用电池作为能量来源。如何提高大功率柴油机的燃烧效率, 降低碳排放, 变得尤为重要。

使用替代燃料是一种内燃机清洁燃烧的主要技术。其中, 氨 (NH_3) 因为不含碳, 且容易储存等特点被认为是最有潜力的无碳燃料之一^[1]。而且氨

收稿日期: xxxx-xx-xx

基金项目: 教育部“春晖计划”合作科研项目 (HZKY20220239); 河北省高等学校科学技术研究项目 (QN2023224)

作者简介: 张正 (1998-), 男, 研究生, 主要研究方向为清洁燃烧, E-mail:zhangzhe.9197@qq.com;

史程 (联系人), 男, 博士, 讲师, 硕士生导师, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制, E-mail:shicheng@ysu.edu.cn。

燃料在汽车、航空航天、军工领域早有成功应用案例，大功率内燃机无需显著调整即可适配氨燃料^[2]。但由于氨的最小点火能、层流火焰速度和化学活性都低于传统化石燃料，导致其在内燃机中应用存在难点火、火焰传播速度慢以及有未燃氨的排放等问题^[3]。

为了解决上述问题，可以采用氨-柴掺混的方法，使用高燃烧活性的柴油来引燃氨气。Reiter 等^[4]研究发现：在大功率柴油机中使用氨-柴混合燃料可以降低 CO₂ 排放，并且在氨燃料的能量替代量不超过 60% 时，就不会增加 NO_x 排放。之后，Nadimi E 等^[5]研究了大功率内燃机中用氨-柴双燃料的影响。结果表明：最大的氨气掺混量为燃油总能量的 84.2%，指示热效率随着氨用量增加而减小。同时，掺氨能显著减少 CO₂、CO 和颗粒物的排放，但也增加了未燃氨的排放。为了减少未燃氨的排放，学者们开始寻找合适的燃油喷射策略。Shouying Jin 等^[6]研究了氨能量分数和柴油双段喷射策略对发动机燃烧和排放特性的影响。结果表明：柴油双段喷射策略可以加速燃烧，减少未燃氨排放和不完全燃烧损失。在氨能量分数为 50% 时，指示热效率可达 49.18%，温室气体排放量可减少 14.2%。Yousefi 等^[7]研究了氨能量分数和分段柴油喷射对氨-柴双燃料发动机燃烧性能和排放的影响，他们发现：使用分段柴油喷射策略可以降低约 30.6% 的温室气体排放，并且大量减少未燃氨的排放，同时，相比纯柴油模式下 38.6% 的指示热效率，可以提高为 39.7%。

综上所述，在氨-柴双燃料内燃机中，柴油喷射策略对燃烧与排放有直接影响，一个合适的喷射策略不仅可以增加内燃机的排放性能，还可以保证燃烧室中燃料的燃烧效率。因此，对氨-柴喷射策略的探索十分必要。但是，目前的研究大多都主要集中在柴油的喷射正时中，对于柴油喷射角度的探索较少。据此，笔者以氨-柴双燃料内燃机为研究对象，搭建了一、三维数值模拟模型。研究了柴油中掺混不同能量分数氨气，以及不同柴油喷射角度对氨-柴双燃料内燃机燃烧与排放性能的影响。

1 仿真模型构建

1.1 原机一维模型的构建

使用 GT-Power 一维发动机模拟仿真软件，对发动机整机进行模型构建。模型中各结构参数均与卡特彼勒 3401 原机一致，原机的主要技术参数如表 1 所示。在该模型中，氨气通过进气歧管进入缸内，

柴油通过喷油器喷入缸内。该一维整机仿真模型中的初始条件和边界条件与 Yousefi 等^[7]的试验数据一致，具体的设定如表 2 所示。整机模型如图 1 所示。

表 1 卡特彼勒 3401 主要参数

项目	参数
排量/L	14.6
缸径/mm×行程/mm	137.2×165.1
压缩比	16.25
连杆长度/mm	261.62

表 2 一维仿真计算的初始边界条件

项目	参数
转速/(r·min ⁻¹)	910
进气温度/K	298
排气温度/K	900
活塞顶面初始温度/K	600
气缸盖表面初始温度/K	570
气缸套表面初始温度/K	480

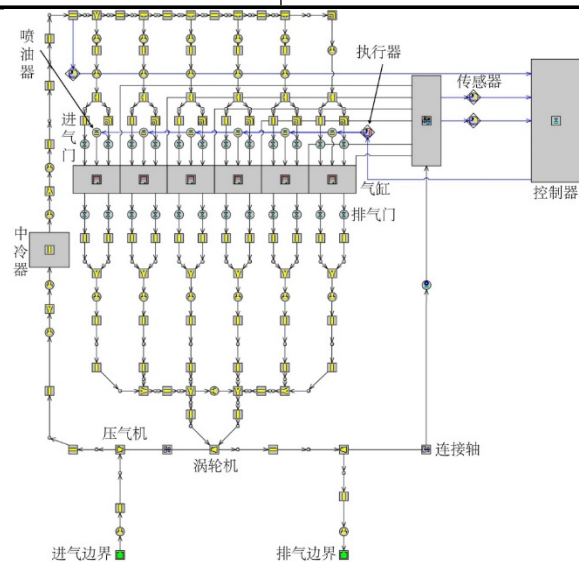


图 1 原机一维性能仿真模型

1.2 原机一维模型的验证

三维数值模拟不仅需要试验中的边界条件，而且需要试验中无法获得的一些边界条件，所以需要一维性能仿真提供数据参考。因此笔者对发动机在 910 r·min⁻¹ 半负荷条件下使用 E0、E20 与 E40 氨气掺混比例下的双燃料，对模拟结果与 Yousefi 等^[8]的试验结果进行了对比验证，具体的试验条件如表 3 所示，这些条件均与 Yousefi 等^[8]的试验操作条件一致。其中，E0 为纯柴油，E20 为氨气提供的能量占总燃料能量的 20% 的混合燃料，E40 为氨气提供的能量占总燃料能量的 40% 的混合燃料。氨能分数的计算公式式 (1)

$$E = \frac{m_1 q_1}{m_1 q_1 + m_2 q_2} \quad (1)$$

式中, E 为氨能分数, % ; m_1 为氨气的质量流量, kg/h; q_1 为氨气的低热值, MJ/kg; m_2 为氨气的质量流量, kg/h; q_2 为氨气的低热值, MJ/kg。

表 3 试验操作条件

掺混比例	柴油喷射开始时间 (°ATDC)	柴油喷射结束时间 (°ATDC)	柴油流量 (kg/h)	空气流量 (kg/h)	氨气流量 (kg/h)
E0	-14.2	2.2	3.38	83.26	0
E20	-14.2	0.2	2.73	80.81	1.56
E40	-14.2	-2.2	2.08	78.11	3.18

将数值模拟数据与试验数据对比, 图 2 为发动机在 $910 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, BEMP 在 8.1 MPa 时不同氨能分数

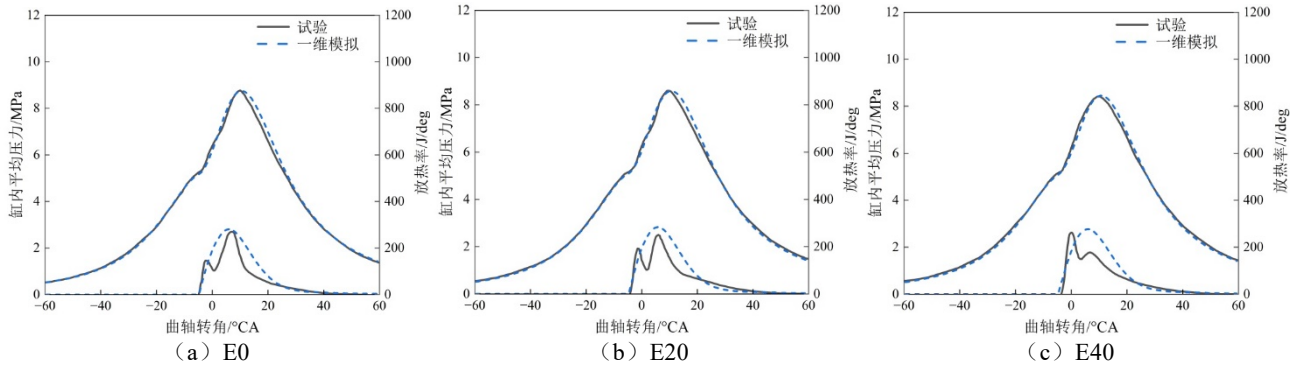
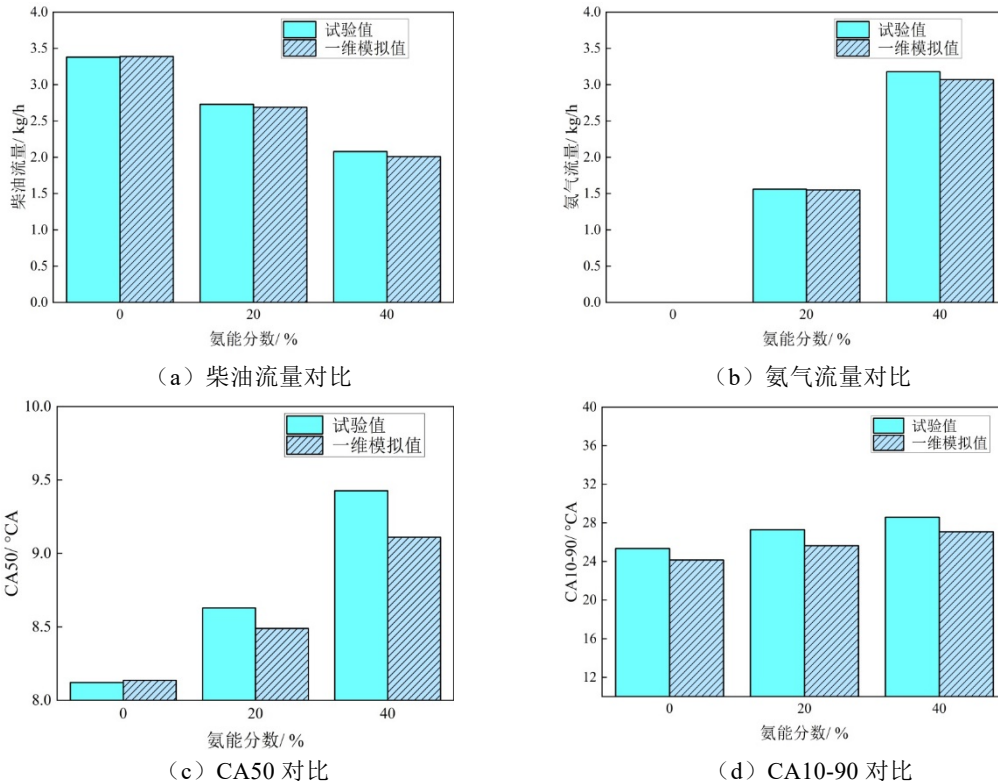


图 2 不同氨能分数下一维模型缸内平均压力与放热率与试验值对比图



下一维模型缸内平均压力与放热率与试验值对比图。经过对比计算, 一维数值模拟缸压数据与试验数据的最大误差小于 5%, 证明 GT-Power 一维仿真模型能够准确的预测出整机的性能表现与缸内燃烧状况。图 3 为不同氨能分数下一维模型性能仿真验证, 图 3a、b 展示了在一维模型运行求解的过程中, 通过控制模块输出的柴油流量和氨气流量, 误差均在 5% 以内。图 3c、d 展示了一维仿真计算结果中 CA50 与 CA10-90 的所用时间, 其中, CA50 在 E0、E20 和 E40 下的误差分别为 0.1%、1.5% 和 3.2%, CA10-90 在这掺混比下误差分别为 4.6%、6% 和 5.2%, 这些差异在整个燃烧阶段内可以忽略不记。通过以上数据对比证明, 本文所构建的一维模型可以有效的模拟发动机运行过程, 可以有效的为三维数值模拟提供边界条件的参考。

图3 不同氨能分数下一维模型性能仿真验证

1.3 原机三维模型的构建

使用 CONVERGE 对原机的三维数值模拟模型进行构建。CONVERGE 可以对仿真过程中的网格进行自适应划分,并通过网格加密提高计算精度和效率。在仿真开始之前,为了消除网格大小对模拟准确性的影响,选取了四种基础网格(3mm、4mm 和 5mm)大小进行网格无关性验证。最后发现在 3mm 和 4mm 基础网格情况下,对计算结果的影响差异不大,而 5mm 网格的计算结果误差较大。因此,考虑计算成本与计算精度,选择 4mm 作为基础网格大小。并对气缸内部进行 2 级加密至 1mm;对进气门锥角进行 3 级加密至 0.5mm;对喷油口进行 3 级加密至 0.5mm。图 4 为三维燃烧数值模拟模型在计算过程中的网格生成。

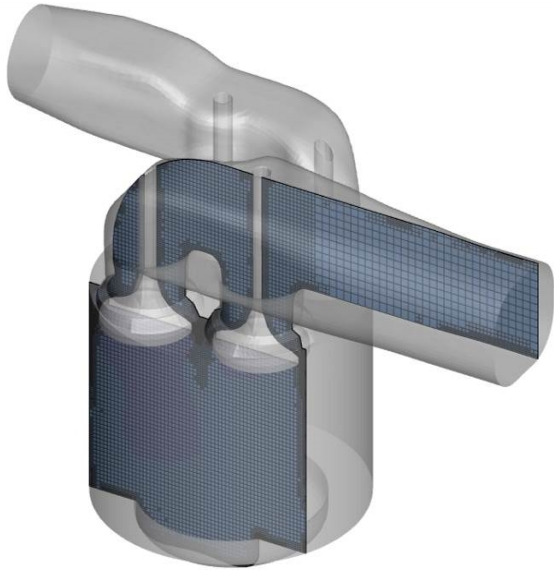


图4 模型计算过程中生成的网格

为了描述仿真时发动机内部的进气、喷油和燃烧等过程。采用了 RNG k- ϵ 湍流模型^[9]对缸内流动进行模拟。使用 SAGE 详细化学动力学模型对燃烧进行模拟,化学反应机理采用隆德大学 Leilei Xu 等

^[10]提出的氨/正庚烷燃烧的化学动力学骨架机理。该机理包括 69 种组分和 389 个基元反应,能够很好的反应氨柴油燃烧过程。其他模型选择如表 4 所示。

表 4 三维模拟计算模型选取

项目	参数
湍流模型	RNG κ - ϵ
蒸发模型	Frossling
破碎模型	KH-RT
燃烧模型	SAGE
NO _x 模型	Extended Zeldovich

边界条件设置的合适与否会直接影响 CFD 数值模拟结果的准确性。本文中的边界条件通过试验与一维模拟获得,具体边界条件如表 5 所示。

表 5 边界条件设定

项目	温度/K	压力/bar
进气口	313	1.35
进气道	420	NA
排气口	800	1.50
排气道	500	NA
活塞表面	553	3.18

1.4 原机三维模型的验证

对发动机在 910 r·min⁻¹ 半负荷条件下使用 E0、E20 和 E40 掺混比进行了验证,具体操作条件与 1.2 小节所述一致。图 5 展示了缸内平均压力曲线的对比。通过计算可知,缸压的模拟数据与试验数据的最大相对误差小于 5%。图 6 显示了四种主要排放物 CO₂、NO、N₂O 和 CO 的排放量比较结果。图 7 对比了两种主要的燃料不完全燃烧产物未燃 NH₃ 和 HC 的排放比较结果。对结果对比分析可知,各项模拟数据的误差均在 5% 以内,各种排放物的生成均可得到很好的预测。

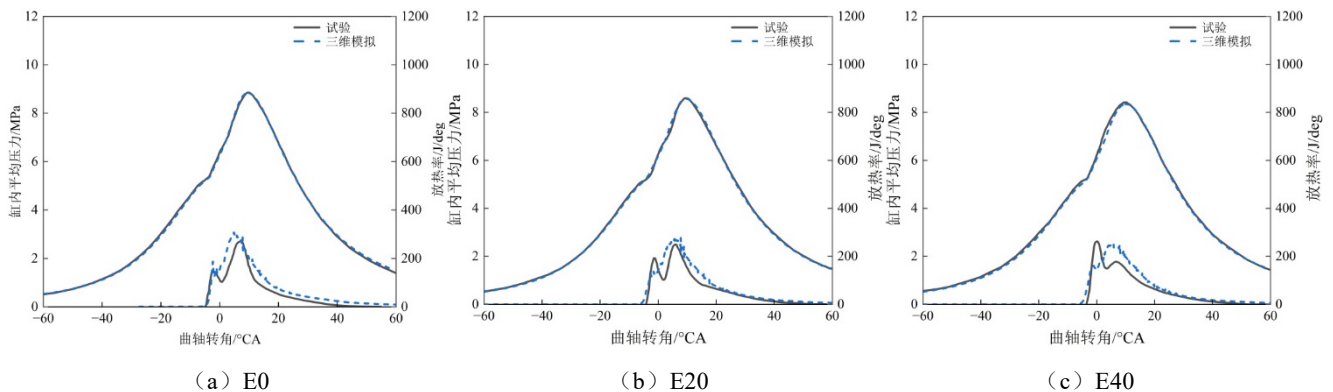


图 5 不同氢能分数下三维模型缸内平均压力与放热率与试验值对比图

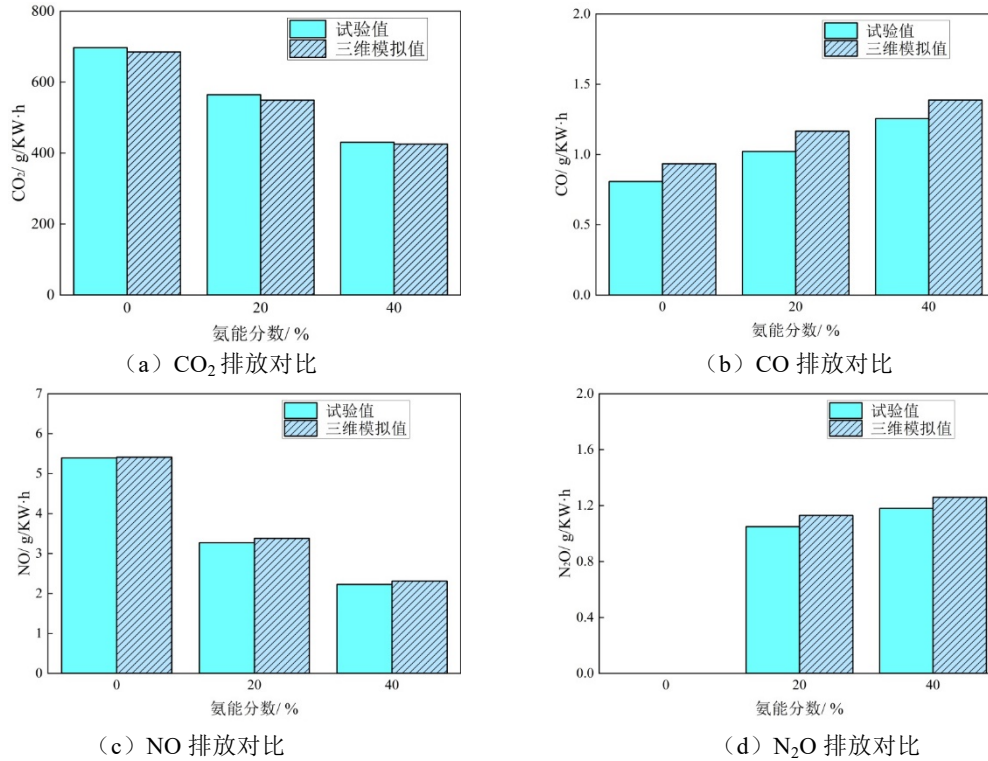


图 6 不同氢能分数下主要排放物验证

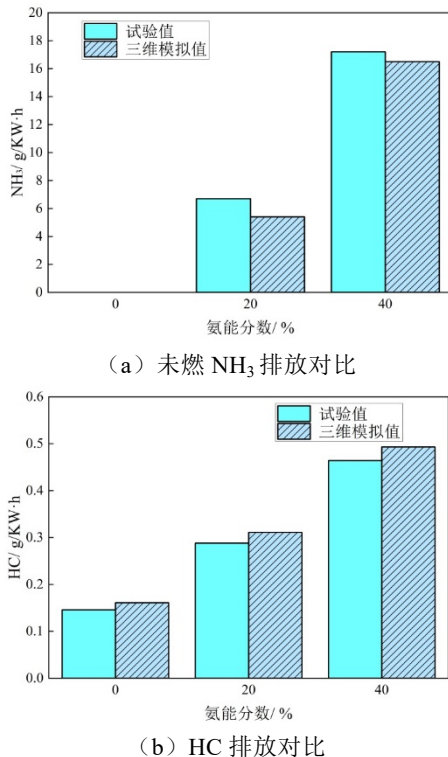


图 7 不同掺混比下未完全燃烧排放物验证

2 仿真方案

首先针对不同氢-柴掺混比进行模拟仿真，研究不同掺混比例对发动机燃烧过程的影响，具体参数设置如表 6 所示。之后，推迟了柴油的喷射开始

时间，研究了不同的喷射角度对发动机燃烧和排放的影响，具体参数设置如表 7 所示。

表 6 参数设置

项目	参数
燃油种类	E0, E20, E40, E60
柴油喷射开始时间/°ATDC	-14.2

表 7 参数设置

项目	参数
燃油种类	E40
柴油喷射开始时间/°ATDC	-30
柴油喷射角度/°	85, 80, 65, 50

3 结果与分析

3.1 不同氢能分数对燃烧的影响

图 8 展示了不同氢能分数下柴油喷射过程中气流速度分布。从图中可以看出，在柴油喷射过程中，随着氢能分数的增加，不同时刻下柴油射流附近的气流速度都相应的变小，并且氢能分数越大，速度降低的越多。这是由于氨气浓度的增加，以及喷射的柴油质量的减小，使得柴油喷射过程中受到的阻力增加。当氢能分数小于 40% 时，柴油射流可以更早的撞击到活塞碗，并在沿着活塞碗壁面运动，形成如图方向所示的涡流，增加了柴油与氨气的接触

面积，更好的混合了柴油与氨气。而随着氨能分数的增加，涡流的强度明显减小。从以上的讨论可以看出，燃烧室内的速度场与涡流强度受氨能分数的

影响，随着氨能分数的增加，柴油与氨气的混合效果变差。

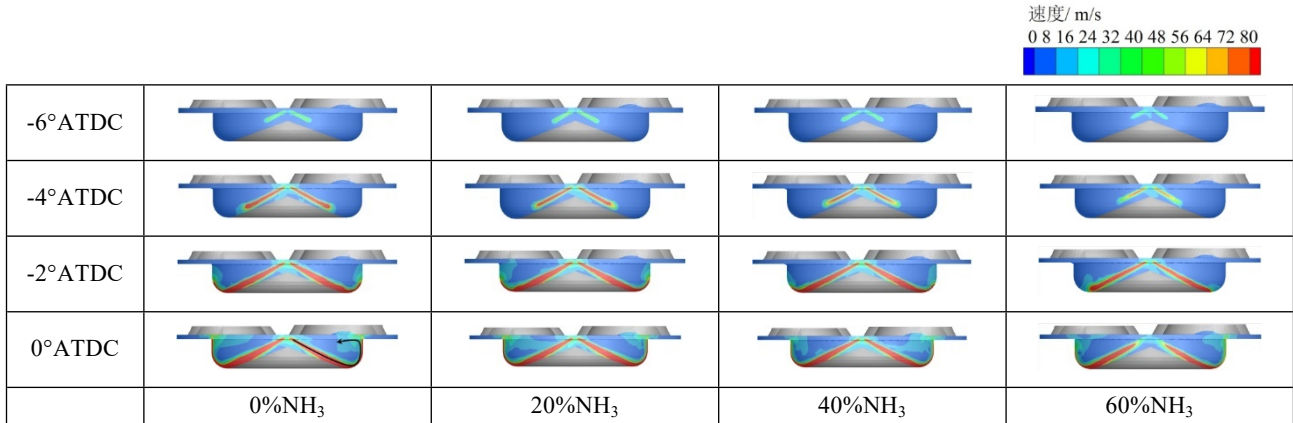


图 8 不同氨能分数下柴油喷射过程中气流速度分布

图 9 展示了在燃烧过程中不同氨能分数下氨气浓度分布。从图中可以看出，在燃烧过程中，氨气首先由柴油射流引燃，随着氨气的增加与柴油的减少，由柴油射流直接点燃的氨气逐渐减少，并且柴油被快速消耗殆尽。剩余的氨气主要集中在柴油射流上方以及活塞碗外，燃烧逐渐从预混燃烧向扩散燃烧转变，由于氨气较慢的火焰传播速度，氨气很容易出现燃烧不完全，未燃氨排放变多的情况。这在氨能分数超过 40% 时尤为明显，所以在大氨能分

数的情况下，应调整柴油喷射策略，使柴油能直接引燃的氨气增加。图 10 展示了不同氨能分数下未燃氨的排放。随着氨能分数的增加，未燃氨的排放逐渐增加。这主要是因为氨气用量增加，并且因为氨气较慢的燃烧速度，使剩余的氨气燃烧不完全，导致未燃氨排放量的增加。在三种掺氨的方案下，未燃氨的排放分别为 5.4g/KW·h、16.5g/KW·h 和 26.8g/KW·h。相比于 40% 氨能分数，60% 氨能分数下的未燃氨排放增加了 62.4%。

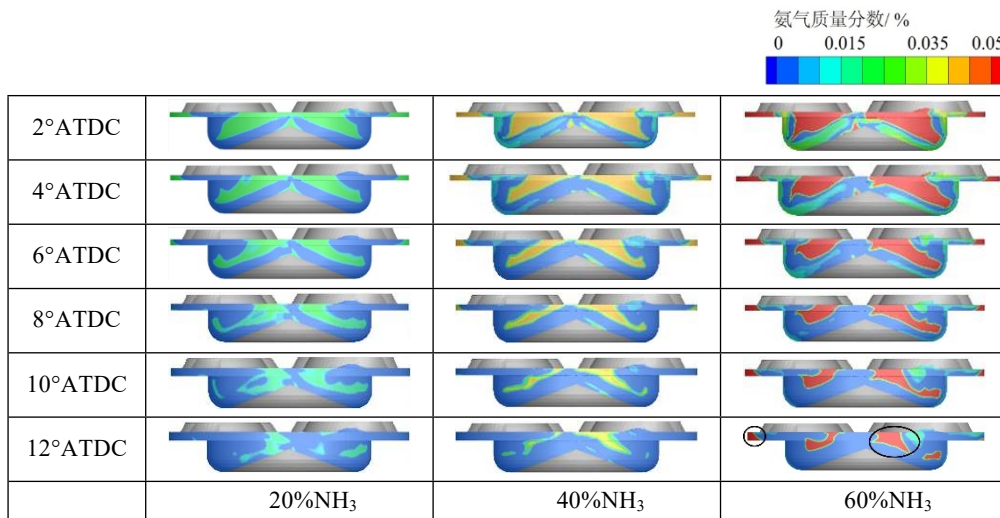


图 9 不同氨能分数下燃烧过程中氨气浓度分布

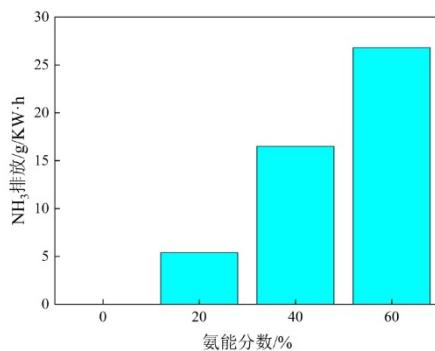


图 10 不同氨能分数下未燃氨的排放对比

图 11 描述了在燃烧过程中不同氨能分数下 1800K 火焰等值面分布。从图中可以看出，与纯柴油方案相比，氨能分数的增加明显影响了火焰面的传播速度。在燃烧初期，火焰主要由柴油射流引发并向四周扩展。在氨能分数小于 40% 的方案中，柴油较多，并且氨柴混合较好，火焰传播较快。而在氨能分数超过 40% 时，柴油被迅速消耗完毕，能由柴油直接引燃的氨气变少，后续燃烧主要通过氨气

扩散燃烧，导致缸内容容易出现燃烧不完全的现象。

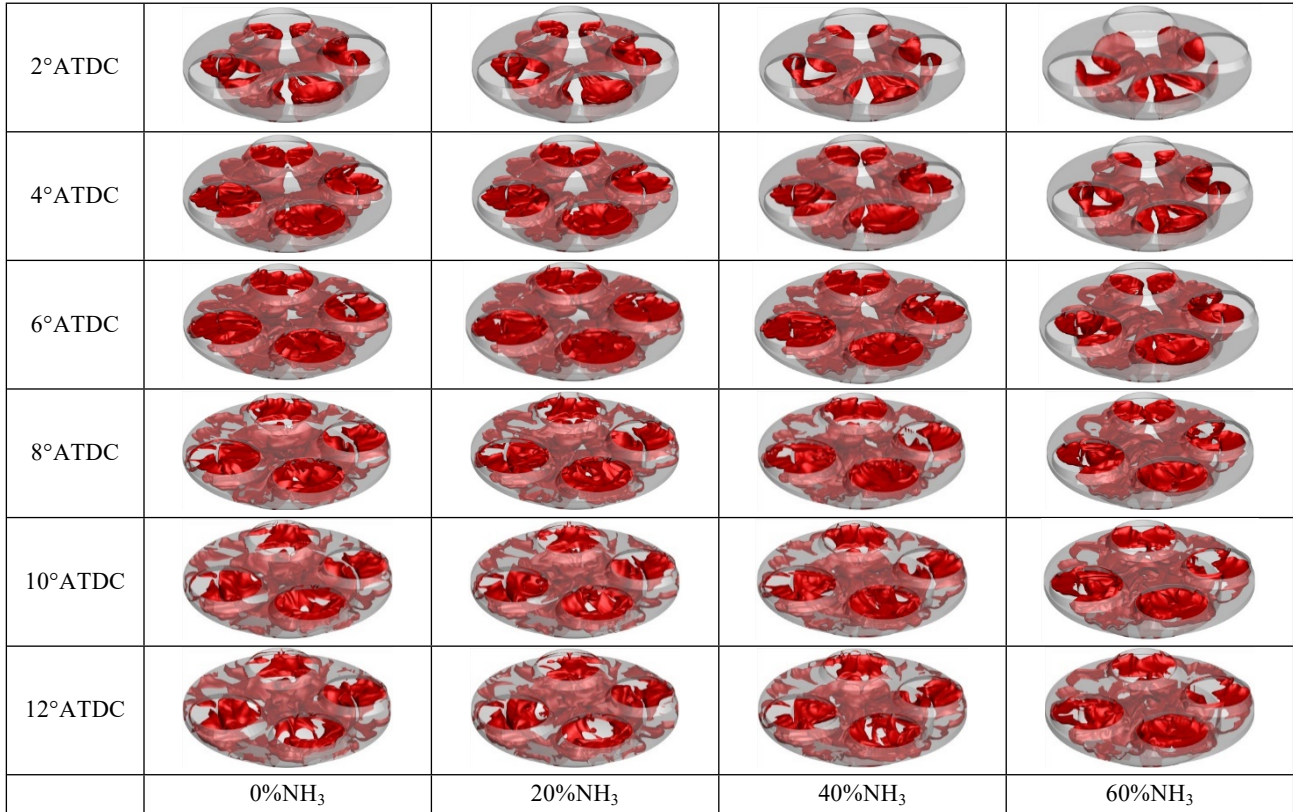


图 11 不同氨能分数下燃烧过程过程中 1800K 温度等值面分布

图 12 为不同氨能分数下缸内燃烧过程中 CA10、CA50 与 CA90 的变化情况。分析可知，氨气的加入明显增加了燃烧时间，并且随着氨能分数的增加，CA10-50 与 CA50-90 都逐渐变长。氨能分数由 0% 增加到 40% 时，CA10-50 与 CA50-90 的增加并不明显，这说明氨能分数从 0% 增加到 40% 的并不会显著的影响燃烧速度。但是当氨能分数由 40% 增加到 60% 时，CA10-50 与 CA50-90 分别延长了 2.67°CA 与 4.90°CA，增加了 29.9% 与 19.9%。这主要是因为过量的氨气的增加导致燃料混合不均匀，并且由于氨气的燃烧速度较慢，导致火焰的传播变慢。

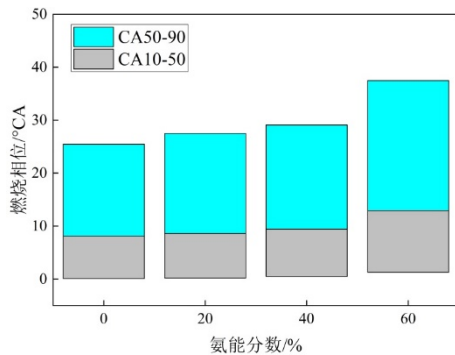


图 12 不同氨能分数下燃烧阶段的对比

图 13 为不同氨能分数下的缸压曲线对比图。从图中可以看出，随着氨能分数的增加，缸内平均压力峰值出现的时间延后，同时缸内最大压力逐渐降

低，在氨能分数由 0% 增加到 40% 时缸压降低了 0.49MPa，下降了 5.5%。而在氨能分数超过 40% 后，最大压力峰值的下降率增大，氨能分数由 40% 增加到 60% 时最大缸压降低了 0.99MPa，下降了 11.8%。这说明在氨能分数小于 40% 时，缸内平均压力的下降率较小，当氨能分数超过 40% 时，增加氨能分数后，缸压不在小比例的下降，而是会大量损失。因此氨能分数不宜超过 40%

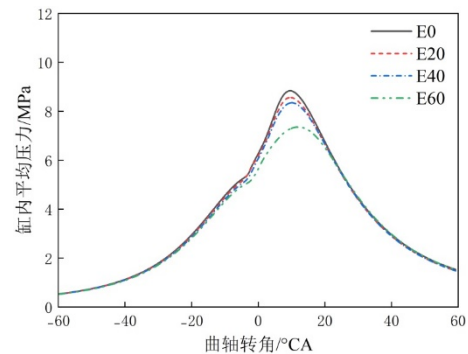


图 13 不同氨能分数下缸内压力对比

3.2 不同柴油喷射角度对燃烧与排放性能的影响

图 14 为不同柴油喷射方案下，柴油喷射过程中柴油在燃烧室内的分布图。从图中可以看出，不同的柴油喷射方案会使柴油射流撞击的位置与柴油在燃烧室内的空间分布发生改变，更小的柴油喷射角度会使柴油撞击位置远离汽缸盖。在喷射角度为

85°时,柴油最终主要分布在活塞碗外。而喷射角度为80°时,柴油射流能够撞击到活塞碗边缘,这使柴油在随后的时间里能够更加均匀的在活塞碗内与活塞碗外分布。在50°喷射角度时,柴油射流撞击到活塞碗底部,并沿着活塞碗边缘运动,在撞击到缸盖时,向活塞碗外部扩散,最终在燃烧室内也形成了均匀的分布。图15对比在不同喷射角度下燃烧过程中的温度云图分布。可以看出,火焰首先由柴油向四周扩散,在80°与50°喷射角度为方案下,柴油在燃烧室内的分布更加均匀,初始火焰存在于

活塞碗内与外,这使得缸内的氨气能够从多处被引燃,从而更加充分的燃烧。图16为各种不同喷射方案下燃烧阶段的对比,从图中可以看出,在85°喷射角度方案下,由于柴油分布不均匀,后期的燃烧主要靠氨气扩散,因此CA50-90的值较大,达到了69.62°CA。而在喷射角度为80°与50°的方案下燃烧时间较短,CA50-90分别为30.37°CA和27.61°CA,分别为85°喷射角度方案的43.6%与39.6%。此时,大部分的氨气均可以被柴油引燃,只有少部分需要自行扩散燃烧,所以可以减少燃烧时间。

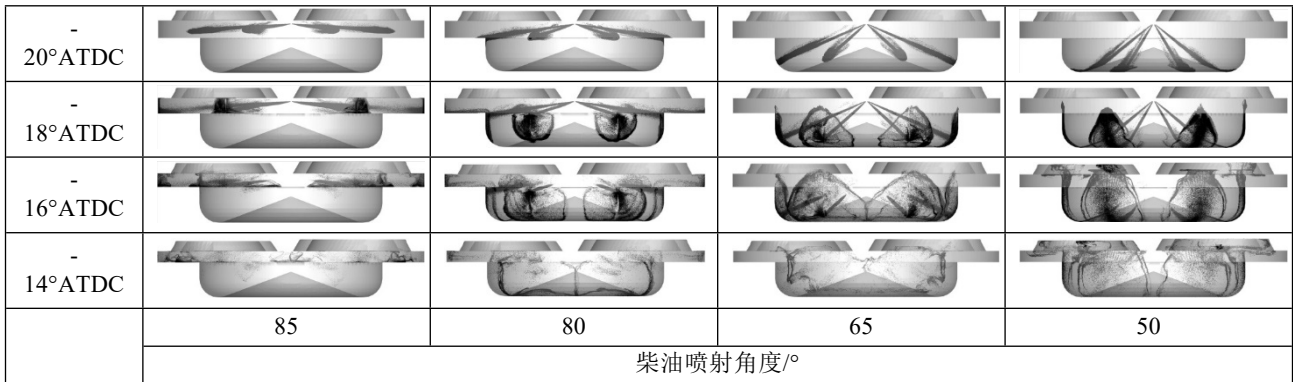


图14 柴油喷射过程中不同喷射角度下的柴油分布图

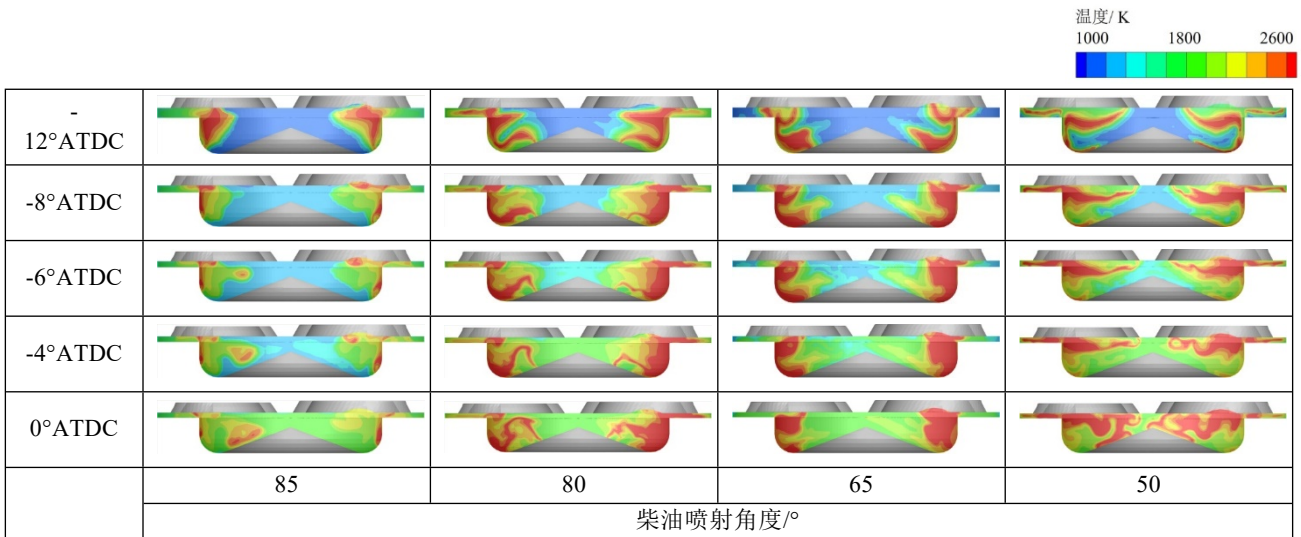


图15 燃烧过程中不同喷射角度下温度分布

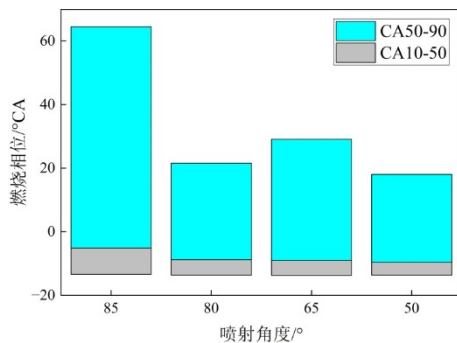


图16 不同喷射角度下燃烧阶段的对比

图17展示了燃烧过程中不同喷射角度下的0.01%氨气质量分数等值面。从图中分析可知,在

喷射角度为50°时,燃烧室内的氨气消耗速度最快,这与图16所示的燃烧阶段对比图相对应。在发动机运行到-2°ATDC时,65°喷射角度方案中的活塞碗外仍然存在着大部分氨气没有燃烧。相比之下,在50°与80°喷射角度方案中,氨气于活塞碗内外被同时消耗,使得氨气在空间中的消耗较为均匀。图18对比了不同喷射方案下未燃氨的排放,在85°喷射角度时,由于火焰发展较慢,未燃氨的排放量增加。在50°与80°喷射角度方案中,未燃氨的排放有所下降,分别为7.04 g/KW·h与9.59 g/KW·h,为40%氨能分数原喷射方案下的42.7%与58.1%。

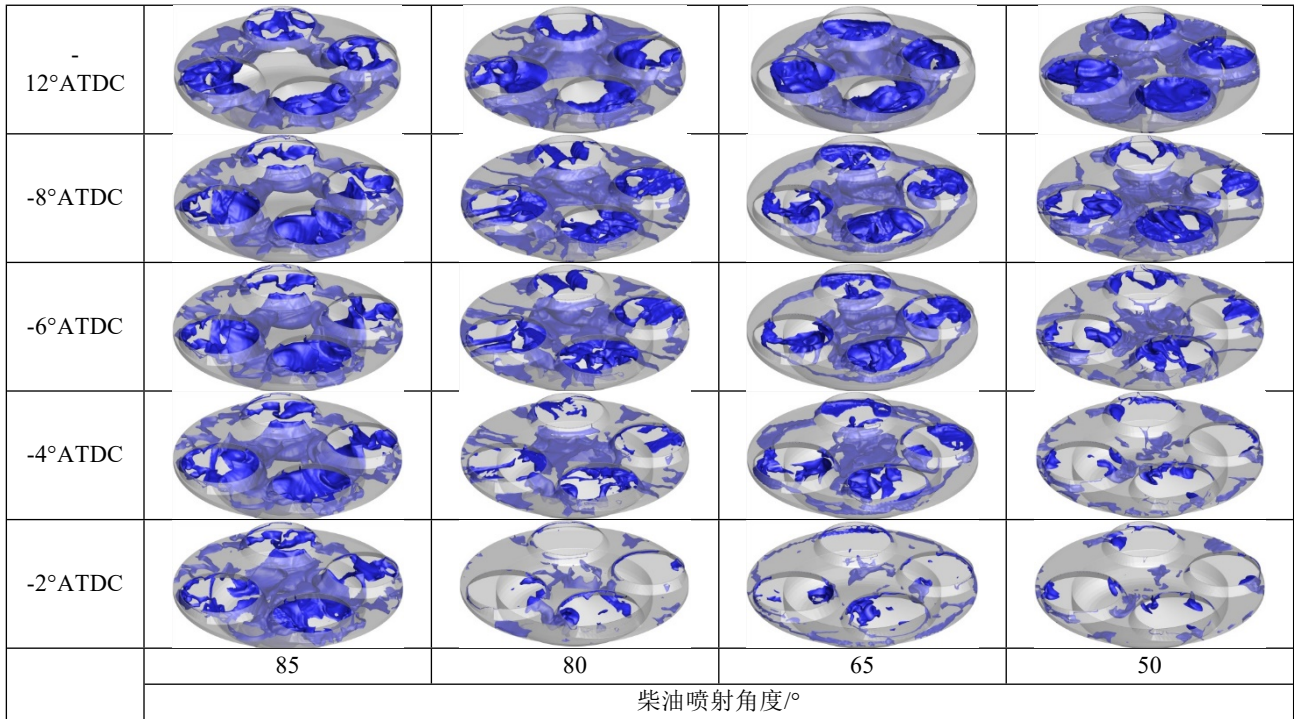


图 17 燃烧过程中不同喷射角度下 0.01%NH₃ 质量分数等值面分布

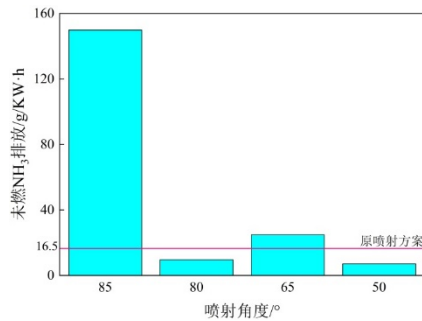
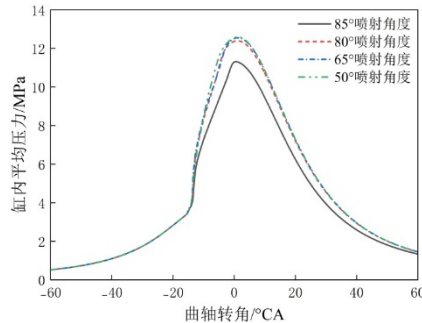
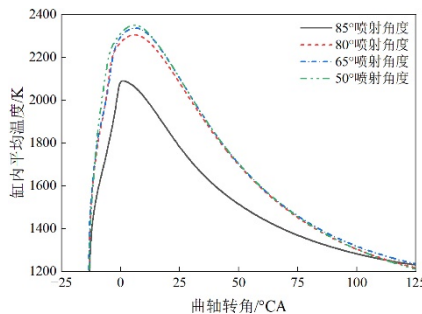


图 18 不同喷射角度下未燃氨排放对比



(a) 缸压曲线对比



(b) 温度曲线对比

图 19 不同喷射方案下的缸压曲线与温度曲线对比

图 19 为不同喷射方案下的缸压曲线与温度曲线对比。从图中可以看出，因 85°喷射角度方案中燃料燃烧较慢，缸内平均压力与缸内平均温度都较低外，其他方案的最大缸压相差不大，80°、65°与 50°喷射角度下的最大缸压分别为 12.38MPa、12.54MPa 与 12.58MPa。而三者的最大缸内温度有所差异，分别为 2304.8K、2334.6K 与 2350.6K。

图 20 对比了不同喷射方案与纯柴油模式下的温室气体排放。从图 20a 中可以看出，相比于纯柴油模式下 685g/KW·h 的 CO₂ 排放量，各方案 CO₂ 排放均大幅的降低，但各个方案下的 CO₂ 排放相互之间差异不大，图中从左到右分别为 452g/KW·h、443g/KW·h、437g/KW·h 和 442g/KW·h，均为纯柴油模式下的 64.5%左右，这主要是因为氨气所替代掉的柴油量相同。图 20b 显示了另一种温室气体 N₂O 的排放量，根据美国环保局 2022 年的数据，在 100 年的时间尺度上，N₂O 的温室气体效应为 CO₂ 的 273 倍^[1]。从图中可以看出，在 50°喷射角度下 N₂O 的排放量最低，仅为 0.028g/KW·h，80°喷射角度其次，为 0.208g/KW·h。在氨-柴双燃料内燃机中，由于存在 CO₂ 与 N₂O 两种温室气体排放，为了比较不同方案下的温室气体总排放，笔者定义了等值 CO₂ 排放，意为内燃机的温室气体排放量等效于的 CO₂ 排放。图 20c 对比了不同喷射角度下的等值 CO₂ 排放。从图中可以看出，各种不同的喷射角度下的温室气体排放均小于纯柴油模式，在 80°与

50° 喷射角度方案下分别为 492g/KW·h 与 450g/KW·h，相较于纯柴油模式降低了 28.1% 与 34.3%。等值 CO₂ 的计算见公式 (2)

$$P = P_1 + 273P_2 \quad (2)$$

式中， P 为等值 CO₂ 排放量，g/KW·h； P_1 为 CO₂ 排放量，g/KW·h； P_2 为 N₂O 排放量，g/KW·h。

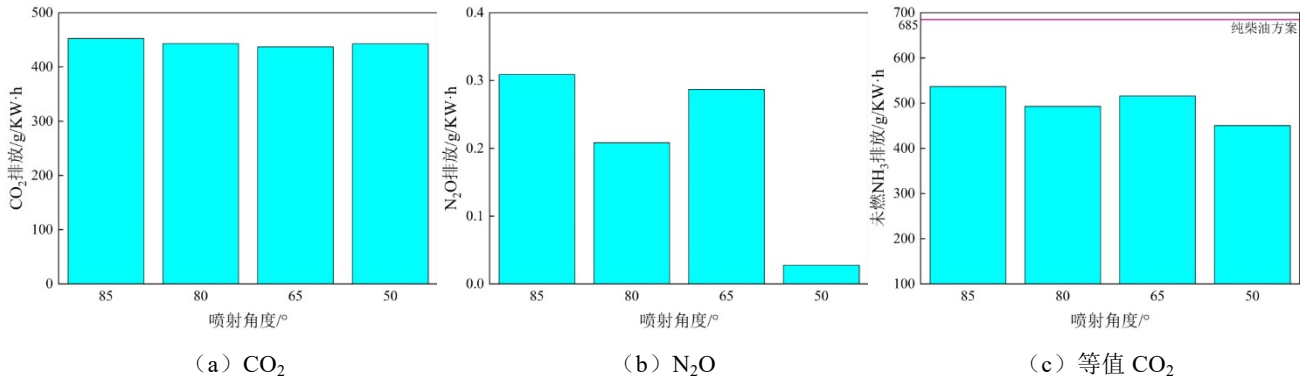


图 20 不同喷射方案下的温室气体排放

在本研究中，NO₂ 的排放量在试验与仿真中均非常微小，可以忽略不计，所以 NO_x 排放量主要以 NO 排放量代替。图 21 为不同喷射策略下 NO 的排放量的对比图。通常认为，NO_x 的生成主要受温度影响，燃烧室温度越低，NO_x 生成量就越低^[12]。在 85° 喷射角度方案下，缸内温度最低，所以 NO 生成量最低，为 5.63g/KW·h。

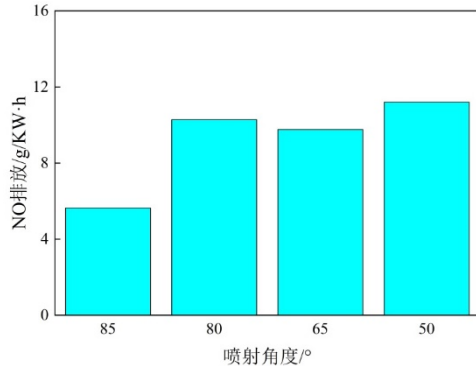


图 21 不同喷射角度下 NO 排放对比

图 22 为不同喷射方案与纯柴油模式下 CO 的排放与 OH 自由基峰值浓度对比。CO 的生成主要受 OH 自由基浓度与温度影响，OH 自由基越多，被氧化的 CO 越多，CO 排放就越低^[13]，同样，在高温情况下 CO 更容易被氧化，所以缸内温度越高，CO 排放越低。图 22b 为不同方案下 OH 自由基生成量的对比，可以看出，OH 自由基随着喷射角度的减少而增加，这意味着同样情况下，越小的喷射角度方案中被氧化的 CO 就越多。同时，受缸内较低的温度影响，导致 85° 喷射角度方案下 CO 的排放量最高。而在 0° 与 50° 喷射角度方案下，缸内温度较高，被氧化的 CO 较多，最终 CO 的排放较低，分别为 0.49g/KW·h 与 0.31g/KW·h，是纯柴油方案下的 52% 与 33%。

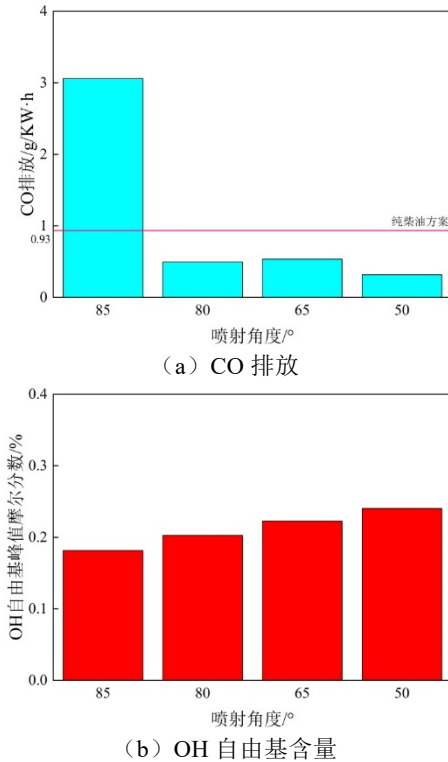


图 22 不同喷射角度下 CO 排放与 OH 自由基含量对比

4 结论

(1) 氨气的引入会大幅降低 CO₂ 的排放，但同时也导致了 N₂O 的生成。同时，氨能分数增加会使氨柴燃料混合不均匀，并且会降低火焰传播速度，增加火焰燃烧时间，降低最大缸压，40% 与 60% 氨能分数方案中最大缸压最分别下降了 0.49MPa 与 1.48MPa，40% 氨能分数是较为合理的掺混比。

(2) 未燃烧的 NH₃ 排放随着氨气用量的增加逐渐增加，在 40% 氨能分数下为 16.5g/KW·h。改变柴油喷射策略可以显著降低未燃氨排放，在柴油喷

射开始时间为-30°ATDC时, 50°与80°喷射角度方案中, 未燃氨排放分别为7.04g/KW·h与9.59g/KW·h, 是40%氨能分数原喷射方案下的42.7%与58.1%,

(3)在不同的喷射角度方案下, 温室气体排放均有所下降, 在50°与80°喷射角度时分别为492g/KW·h与450g/KW·h, 相较于纯柴油模式降低了28.1%与34.3%。这两种喷射方案中CO的排放也同样较低, 分别为0.49g/KW·h与0.31g/KW·h, 是纯柴油方案下的52%与33%。

(4)比较缸压与排放性能, 在柴油喷射开始时间为-30°ATDC时, 喷射角度为80°与50°时可以达到使发动机在排放性能较好的同时兼顾动力性。

参考文献:

- [1] Li J, Lai S, Chen D, et al. A Review on Combustion Characteristics of Ammonia as a Carbon-Free Fuel[J]. *Frontiers in Energy Research*, 2021: 602.
- [2] Kurien C, Mittal M. Review on the production and utilization of green ammonia as an alternate fuel in dual-fuel compression ignition engines[J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 251: 114990.
- [3] Li J, Lai S, Chen D, et al. A Review on Combustion Characteristics of Ammonia as a Carbon-Free Fuel[J]. *Frontiers in Energy Research*, 2021: 602.
- [4] 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.
- [5] Nadimi E, Przybyła G, Lewandowski M T, et al. Effects of ammonia on combustion, emissions, and performance of the ammonia/diesel dual-fuel compression ignition engine[J]. *Journal of the Energy Institute*, 2023, 107: 101158.
- [6] Jin S, Wu B, Zi Z, et al. Effects of fuel injection strategy and ammonia energy ratio on combustion and emissions of ammonia-diesel dual-fuel engine[J]. *Fuel*, 2023, 341: 127668.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] Kokjohn SL. Reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion:[dissertation] [M]. Madison: University of Wisconsin-Madison, 2012.
- [10] Leilei X, Chang Y, Treacy M, et al. A Skeletal Chemical Kinetic Mechanism for Ammonia/N-Heptane Combustion[J]. *N-Heptane Combustion*.
- [11] United States Environmental Protection Agency. Understanding Global Warming Potentials, [2022-11-30]. <https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warming-potentials>.
- [12] Huang H, Liu Q, Yang R, Zhu T, Zhao R, Wang Y. Investigation on the effects of pilot injection on low temperature combustion in high-speed diesel engine fueled with n-butanol-diesel blends[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015; 106: 748-58.
- [13] Zhu J, Huang H, Zhu Z, Lv D, Pan Y, Wei H, Zhuang J. Effect of intake oxygen concentration on diesel-n-butanol blending combustion: An experimental and numerical study at low engine load[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018; 165: 53-65