

# 预喷射策略对氨/柴油双燃料发动机低负荷燃烧和排放特性影响的试验研究

郎茂春<sup>1</sup>, 苏岩<sup>1</sup>, 王耀东<sup>1</sup>, 王本有<sup>1</sup>, 陈松<sup>1</sup>,

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130022)

## Experimental Study on the Effects of pilot injection Strategy on Combustion and Emission Characteristics of Ammonia/Diesel Dual Fuel Engine under low load

Lang Maochun<sup>1</sup>, Su Yan<sup>1</sup>, Wang Yaodong<sup>1</sup>, wang Benyou<sup>1</sup>, Chen Song<sup>1</sup>,

(1. National Key Laboratory of Automobile Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China)

**Abstract:** With the rise of the carbon neutrality concept, carbon-free fuel ammonia has attracted extensive attention from internal combustion engine researchers. The ammonia/diesel dual fuel engine can effectively overcome the ignition difficulty of ammonia on the engine and is an effective measure to reduce carbon emissions. Based on a single-cylinder diesel engine, diesel-ignited ammonia combustion experiments were conducted under conditions of 1200 r·min<sup>-1</sup> and 30% engine load to systematically study the influence of ammonia premixed ratio, pilot injection ratio and pilot injection timing on the combustion process, performance and emission characteristics of the ammonia/diesel dual fuel engine. The study find that the pilot injection strategy can increase the upper limit of ammonia premixing ratio, reduce the cyclic coefficient of variation and change the heat release rate from single-stage high temperature heat release (HTHR) to two-stage HTHR. With the increase of ammonia premixing ratio, both NO<sub>x</sub> emissions of the two injection strategies decrease while CO emissions increase. The reduction of NO<sub>x</sub> emissions may be due to the decrease in in-cylinder temperature, resulting in a reduction in the formation of thermo NO<sub>x</sub> and fuel NO<sub>x</sub>. At a 35% ammonia premixed ratio, the effect of pilot injection ratio was studied. With the increase of pilot injection ratio, indicated mean effective pressure (IMEP) first increases and then decreases, while the effective expansion ratio (EER) continues to increase. Medium-low pilot injection ratios can improve the IMEP of the engine, which is because when the pilot injection ratio exceeds 35%, the increase rate in effective expansion efficiency (EEE) is lower than the increase rate in heat transfer loss. When the pilot injection ratio is 35%, the highest IMEP is achieved, CO and NO<sub>x</sub> emissions are reduced by 23% and 20%, respectively, compared to the single injection strategy. The study on pilot injection timing shows that smaller injection intervals can increase the IMEP of the ammonia/diesel dual fuel engine while reducing CO and NO<sub>x</sub> emissions.

**摘要:** 随着碳中和概念的兴起, 无碳燃料氨正受到内燃机研究人员的广泛关注。氨/柴油双燃料发动机能够有效的

收稿日期: xxxx-xx-xx

基金项目: 国家自然科学基金区域创新发展联合基金 (U21A20166); 国家能源石油炼制技术研发中心开放基金 (33600000-22-ZC0607-0003)。

Foundation Item: Regional Innovation and Development Joint Fund of the National Natural Science Foundation of China (U21A20166); National Energy Petroleum Refining Technology R&D Center Open Fund (33600000-22-ZC0607-0003) .

作者简介: 郎茂春 (1998-), 男, 博士生, 主要研究方向为内燃机工作过程优化与控制, E-mail:1936537398@qq.com;

苏岩 (通信作者), E-mail: suyan@jlu.edu.cn

克服氨在发动机上着火难的问题,是降低碳排放的有效措施。基于一台单缸柴油机,在 $1200\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 以及30%负荷的条件下进行了柴油引燃氨模式试验,系统研究了氨预混比、预喷射比例和预喷射正时对氨/柴油双燃料发动机燃烧过程、性能和排放特性的影响规律。研究发现,预喷射策略能够提高氨预混比例上限,降低循环变异系数,放热率由单级高温放热转为双级高温放热。随着氨预混比增加,两种喷射策略的 $\text{NO}_x$ 排放均下降而 $\text{CO}$ 排放均增加。其中 $\text{NO}_x$ 排放的降低可能是由于缸内温度的降低,导致热 $\text{NO}_x$ 和燃料 $\text{NO}_x$ 生成减少。在35%氨预混比例下,研究了预喷比例的作用。随着预喷比例增加,平均指示有效压力(indicated mean effective pressure, IMEP)先增加后降低,有效膨胀比EER持续增加。中低预喷比例能够提高发动机的IMEP,这可能是由于当预喷比例超过35%时,有效膨胀效率EEE增幅低于传热损失增幅。当预喷比例为35%时,IMEP最高且 $\text{CO}$ 和 $\text{NO}_x$ 排放分别比单喷策略降低23%和20%。对预喷射正时的研究表明,较小的喷射间隔可以增加氨/柴油双燃料发动机的IMEP,并降低 $\text{CO}$ 和 $\text{NO}_x$ 排放。

**关键词:** 氨/柴油双燃料; 预喷比例; 预喷正时; 有效膨胀效率; 传热损失

**Key words:** ammonia/diesel dual-fuel; pilot injection ratio; pilot injection timing; effective expansion efficiency; heat transfer loss

中图分类号: TK421

文献标识码: A

## 0 概述

由于全球环境的恶化和传统化石能源的快速消耗,内燃机的进一步发展受到巨大挑战。在发动机上应用低碳替代燃料是降低化石能源依赖性和碳排放的重要手段。氨是一种氢载体燃料且不含碳,相较于另一种零碳燃料——氢,其具有安全性高、能量密度较高以及产业链完善的优点。因此,氨引起了广泛的兴趣和关注<sup>[1,2]</sup>。然而氨的辛烷值高自燃性很差,火焰速度低,这些燃烧特性阻碍了纯氨在压燃发动机上的应用<sup>[3-5]</sup>。通过高活性的燃料如柴油引燃氨的氨/柴油双燃料燃烧模式是一种可行且高效的方案<sup>[6]</sup>。在这种燃烧模式下,通过柴油引燃氨能够降低燃烧温度和局部燃油浓度,进而降低 $\text{NO}_x$ 和Soot排放并保持较高的热效率。

早在1977年, Bro等人<sup>[7]</sup>在一台柴油机中加入氨气,其中柴油被用作引燃燃料。除此之外,甲醇、乙醇和甲烷的燃料也被引入用于对比。结果表明,使用氨气作为预混燃料导致了最低的热效率和最延迟的燃烧相位。近年来,碳中和概念的提出引发了研究氨气的热潮<sup>[8,9]</sup>。Niki等人<sup>[10]</sup>在氨气预混比例为15%的条件下,研究了柴油喷射策略对发动机排放的影响。研究发现,柴油预喷可降低氨的排放,但会增加 $\text{NO}_x$ 和 $\text{CO}$ 的排放。Yousefi等人<sup>[11]</sup>在一台重型柴油机上研究了中负荷条件下,预混比例和柴油喷射正时对氨/柴油双燃料发动机性能和排放的影响。研究发现,与纯柴油燃烧模式相比,增加氨预混比例会降低发动机的热效率。由于热脱氮过程的影响,增加预混比例到40%可使 $\text{NO}_x$ 排放量降低58.8%。Yousefi等人<sup>[12]</sup>接着研究了中负荷条件下,不同喷射方式对氨/柴油双燃料发动机的影响。结果发现,与纯柴油燃烧模式相比,柴油单次喷射的热效率较

低;而双喷的热效率最高,并且温室气体排放量降低了23.7%。可以看出,预混比例和喷射策略对氨/柴油双燃料发动机的性能有巨大的影响。

双燃料低温燃烧模式发动机面临低负荷性能和排放恶化的问题<sup>[13,14]</sup>。Shu等人<sup>[15]</sup>通过数值模拟研究了不同预喷正时对低负荷条件下天然气/柴油发动机燃烧和排放特性的影响。结果发现,随着预喷正时的提前,制动热效率先增加后降低。与此同时,缸内温度的增加导致 $\text{NO}_x$ 排放增加。Yousefi等人<sup>[16]</sup>研究了在25%发动机负荷下,不同喷射策略(单次、双喷和三喷)对重型天然气/柴油双燃料发动机性能和排放的影响。与单次喷射相比,多次喷射策略显著提高了缸内峰值压力和指示热效率。Liu等人<sup>[17]</sup>基于一台涡轮增压中冷发动机,研究了低负荷条件下甲醇预混比、预喷和主喷参数对甲醇/柴油双燃料发动机燃烧过程、排放特性和燃油经济性的影响。结果表明,随着预喷射策略的加入,HC排放降低,燃烧稳定性增加且制动热效率提高。

通过对前人文献的回顾,可以看出氨/柴油双燃料发动机工作于稀薄燃烧条件下,由于氨本身的高抗爆性和低燃烧速度,导致大量未燃氨排放,预计这一问题在低负荷条件下会更加显著;实际上,氨的可燃范围很窄,远离柴油喷雾的稀薄氨/空气混合物很难被引燃,这对发动机产生不良影响,是亟待优化的问题。然而对于发动机在低负荷条件下改善柴油引燃氨效果的研究相对较少,大部分集中于中高负荷且多为数值模拟方法<sup>[18]</sup>。基于此,本文在一台改造的单缸柴油机上实现了柴油引燃氨燃烧模式,研究了氨预混比例和预喷策略对低负荷条件下氨/柴油双燃料发动机燃烧、性能和排放的影响。首先,探索了单喷和双喷策略对氨预混比例上限的影响。

其次,在氨预混比为35%时分别研究了预喷比例和预喷正时对发动机性能和排放的影响,探讨了通过预喷策略提升低负荷工况下引燃氨效果的方法。

## 1 实验方法

### 1.1 实验设备

本研究所有的实验均在一台改造的单缸柴油机上进行,在进气道加装了气体喷射装置以提供氨气。发动机的详细参数信息如表 1 所示。实验台架的设备构成如图 1 所示。进气系统包含进气增压器 AVL515,进气中冷器,进气稳压箱。该系统能够为发动机提供所需的增压压力和进气温度,并减少压力震荡。通过 AVL577 实现发动机的冷却液和机油的供给和温度控制,在本研究中两者的温度均被设置为 80℃。发动机输出端连接电力测功机,以便调节和控制发动机负荷和转速。在排气管后加装稳压箱以减少排气过程中的压力震荡。液氨经过氨气减压阀后转换为气相。氨气经过 SC117 D07-19B 氨气流量计和氨气稳压罐后,由两个气体喷射器喷入进气歧管中。氨气和柴油喷射脉宽、喷射正时和喷射次数均通过 INCA 软件控制,其中单循环柴油直喷次数最多可达 4 次。单缸柴油的缸内压力测量采用的是 AVL 公司的 GU22CK 压力传感器,其量程最高达 35MPa。用 AVL365C01 光学编码器测量曲轴转角,分辨率最高为 0.1°。利用 AVL 公司的 8 通道 INDIMODUL 622 燃烧分析仪对测量得到的连续 100 个循环的缸内压力信号进行计算和分析。废气在排气管上采样,常规有害排放物由 AVL 五气分析仪测量。

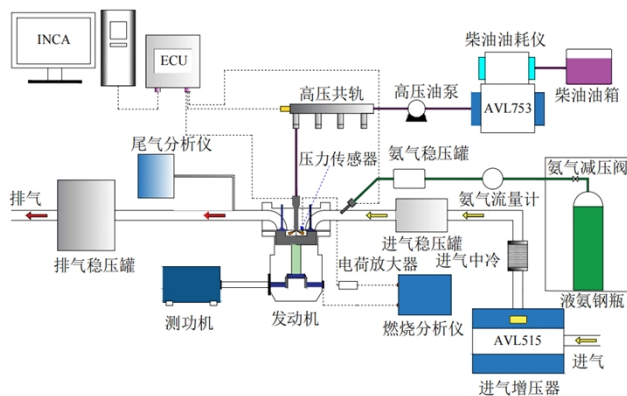


图 1 试验台结构示意图。

表 1 试验发动机的主要参数

类型	参数
压缩比	18: 1
缸径/mm	85
行程/mm	90
排量/L	0.51
燃烧室形状	浅盆型

### 1.2 测试燃料

在所有的实验中,采用中国国五柴油作为双燃料模式下的直喷高活性燃料;纯度为 99.9%的氨气被用作进气道喷射的低活性燃料。两种燃料的主要物理化学性质如表 2 所示。氨气预混比例定义为每循环氨气所占总燃料能量的百分比,计算公式如下:

$$PR = \frac{m_{NH_3} \cdot L_{NH_3}}{m_{NH_3} \cdot L_{NH_3} + m_{diesel} \cdot L_{diesel}} \cdot 100\% \quad (1)$$

式中,PR 为氨预混比; $m_{NH_3}$  和  $m_{diesel}$  分别为每循环喷射的氨气和柴油质量; $L_{NH_3}$  和  $L_{diesel}$  分别为氨和柴油的质量低热值。

表 2 燃料的物理化学性质

性质	氨	0 号柴油
辛烷值	130	20
十六烷值	-	52
化学计量空燃比	6.06	14.3
低热值/(KJ · Kg <sup>-1</sup> )	18.6	42.50

### 1.3 实验操作条件

所有实验均在恒定发动机转速为 1200r · min<sup>-1</sup> 和进气压力为 0.12MPa 的稳态条件下进行。柴油喷射压力为 60 MPa,氨气供给压力为 0.4MPa。所有实验条件下的循环总燃料能量保持恒定。首先,在研究了氨预混比例(35 至 55%)对氨/柴油双燃料发动机燃烧和排放特性的影响规律。随后,在氨预混比例为 35%和预喷正时为-26° CA ATDC 的条件下,探索了柴油预喷比例的影响,其中主喷正时保持不变。在试验过程中,由于预喷比例高于 85%时,发动机压力上升率过高,易损伤发动机,因此不再继续提高预喷比例。最后,探索了预喷正时对氨/柴油双燃料发动机的影响。实验工作条件如下表 3 所示:

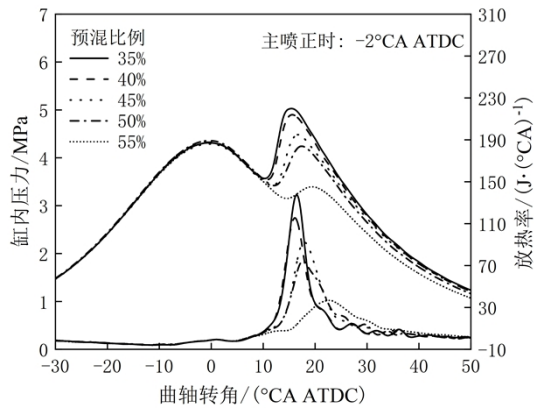
表 3 试验操作条件。

参数	值
转速/(r · min <sup>-1</sup> )	1200
进气压力/MPa	0.12
柴油直喷压力/MPa	60
氨气喷射压力/MPa	0.4
EGR 率/%	0
每循环总当量柴油质量/mg	16

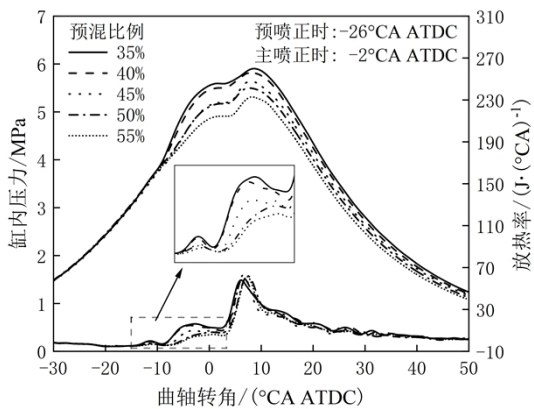
## 2 结果与讨论

### 2.1 预混比的影响

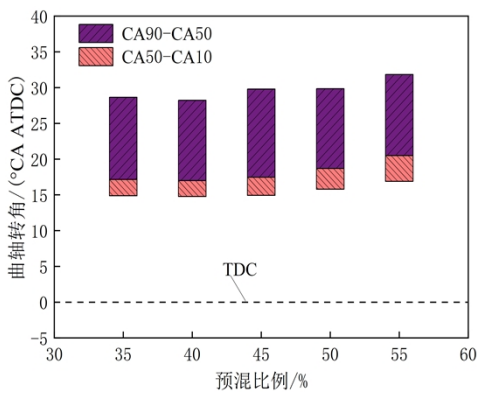
## 2. 1.1 预混比对氨/柴油双燃料发动机燃烧特性的影响



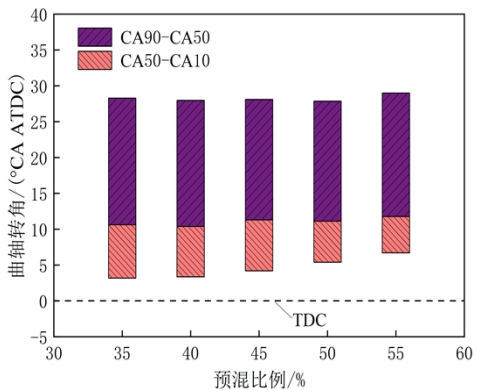
(a) 单喷射策略下的缸内压力和放热率



(b) 双喷射策略下的缸内压力和放热率



(c) 单喷射策略的燃烧相位



(d) 双喷射策略的燃烧相位

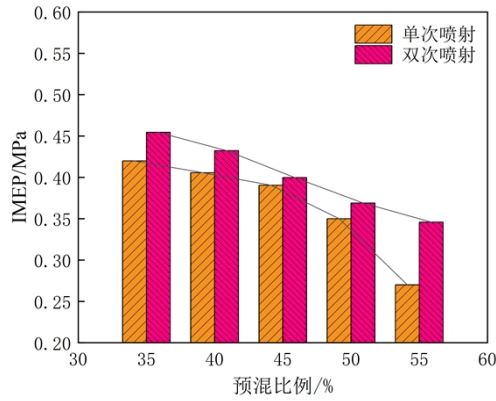
图2 单喷射和双喷射策略对不同预混比下发动机燃烧特性的影响规律

图2显示了单喷射和双喷射策略对不同预混比下发动机燃烧特性的影响规律。从图2(a)中可以看出,随着氨预混比的增加,缸内峰值压力不断下降;当单次喷射策略中的预混比达到50%时,最大压力变成峰值压缩压力而非燃烧压力;进一步增加预混比,燃烧峰值压力大幅下降。单喷策略下,放热率(heat release rate, HRR)曲线表现为低温放热(low temperature heat release, LTHR)和单级高温放热(high temperature heat release, HTHR)。这是由于喷射的柴油受到低活性燃料的抑制,喷雾扩散混合的时间增加,在着火前基本混合良好,形成典型的单级钟形放热率曲线。随着氨预混比增加,峰值放热率逐渐降低。这是由于氨气的辛烷值高且层流火焰速度低,抑制了柴油的高温放热,缸内的燃烧状况变差。由图2(b)中可以看出,随着预混比的增加,缸内峰值压力不断下降,但所有预混比下的缸内峰值压力均为主喷射HTHR引发的燃烧压力,燃烧稳定性显著增强。从放热率曲线局部放大图中可以看出,随着预混比的增加,预喷射引发的LTHR和HTHR均降低,但第二次HTHR峰值基本相同。这是由于在保持相同的预喷比例时,实际上的预喷柴油量降低,因此预喷柴油引发的LTHR和HTHR降低。第二次HTHR的曲线上相位近乎一致,表明所有比例预喷柴油在缸内创造的热氛围和活性氛围,均足够加速主喷射柴油的高温着火并引燃氨气,因此第二次HTHR相似。

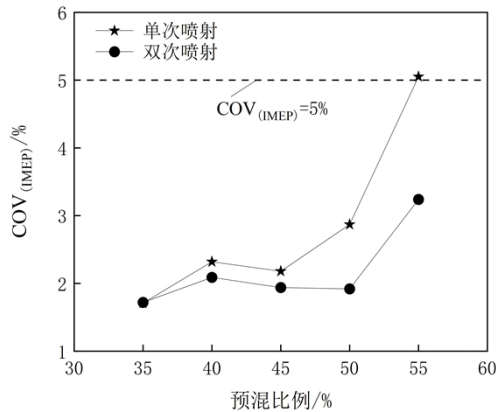
图2(c)和(d)显示了单喷射和双喷射策略对不同预混比下发动机燃烧相位的影响规律。从图2(c)中可以看出,随着氨气预混比例增加,CA10和CA50推迟,并且相位推迟的速率增加。这是由于氨的辛烷值高,降低了缸内的活性氛围,因此推迟了燃烧相位。从图2(d)中可以看出,相较于单次喷射策略,双喷射策略下的CA10和CA50大幅提前,而CA90变化不大(除了55%预混比的情况)。燃烧持续期的大幅增加主要是预喷射提前了主喷射柴油的HTHR,使得扩散燃烧增多,进而延长燃烧时间。双喷射的CA10随着预混比增加而延迟,但CA50和CA90受预混比增加的影响较小。这是由于预喷射为主喷射柴油的HTHR创造了足够的缸内热氛围和活性氛围。

图3为单喷射和双喷射策略对不同预混比下发动机IMEP和循环变动的规律。从图3(a)中可以看出,随着氨预混比增加,两种喷射策略下的IMEP均保持下降趋势。氨气含量的增加使得缸内燃

烧状况逐渐恶化, 燃烧不完全程度增加。在所有预混比下, 双喷射策略的 IMEP 均高于单次喷射。尤其是在预混比 55% 时, 两者 IMEP 的差距最大。结合图 3 (b) 可知, 仅当单次喷射策略在 55% 预混比下, 循环变动超过 5% 的限制, 其它情况下, 发动机的循环变动均较低, 燃烧稳定性较好。这表明双喷射策略在所研究的所有预混比下, 均能够增强发动机的性能并降低发动机的循环变动。除此之外, 在 55% 预混比下, 循环变动低于 5% 意味着预喷射策略可以提高氨/柴油双燃料发动机在低负荷下的氨气预混比上限。



(a) 不同喷射策略的 IMEP



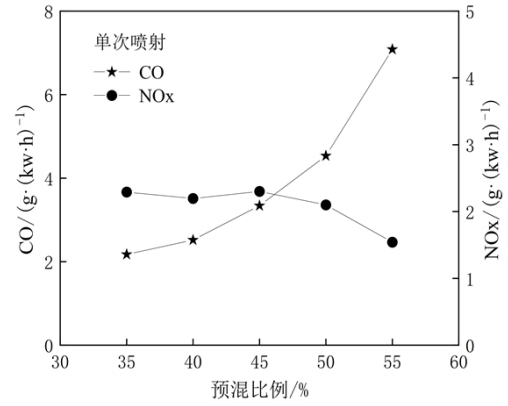
(b) 不同喷射策略的循环变动

图 3 单喷射和双喷射策略对不同预混比下发动机 IMEP 和循环变动的规律

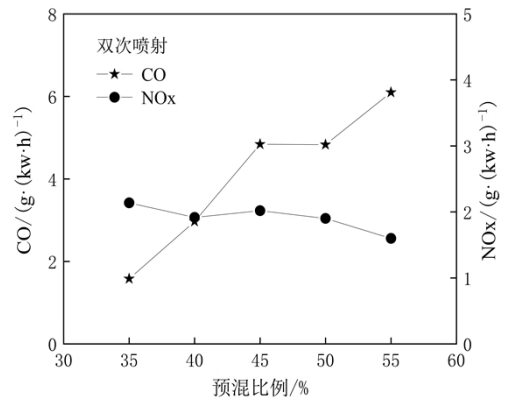
## 2. 1. 2 预混比对氨/柴油双燃料发动机排放特性的影响

在氨/柴油双燃料燃烧模式中, CO 和 NO<sub>x</sub> 是两种主要的污染物排放。柴油预混比和预喷策略等对 CO 和 NO<sub>x</sub> 排放的影响需要被仔细讨论。发动机缸内 CO 排放主要来源于燃料的不完全氧化, 而局部缺氧和燃烧温度低是导致燃料部分氧化的主要原因。NO<sub>x</sub> 的生成主要是源于缸内的高温 and 局部富氧燃烧; 对于使用氨作为燃料的发动机, 燃料 NO<sub>x</sub> 同样是不容忽视的 NO<sub>x</sub> 排放来源。

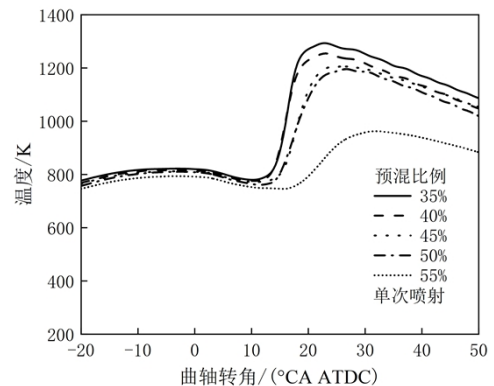
图 4 (a) 和 (b) 显示了不同氨气预混比例下单次



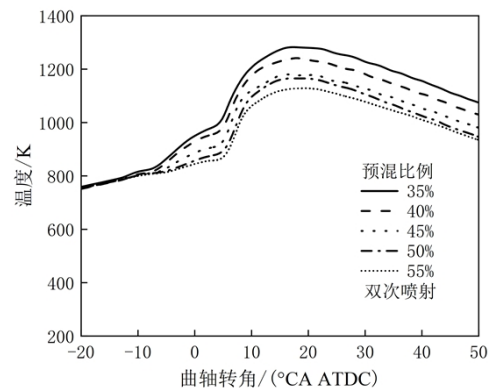
(a) 单次喷射的 CO 和 NO<sub>x</sub>



(b) 双次喷射的 CO 和 NO<sub>x</sub>



(c) 单次喷射不同预混比下的缸内温度曲线



(d) 双次喷射不同预混比下的温度曲线

图 4 不同预混比单喷和双喷策略下的 CO、NO<sub>x</sub> 排放和缸内温度

喷射和双喷喷射的CO、NO<sub>x</sub>排放和缸内温度。可以看出,在两种喷射策略下,随着氨预混比例的增加,CO排放总体上上升趋势,而NO<sub>x</sub>排放则反之。结合图4(c)和(d)来看,随着氨预混比的增加,缸内的平均温度降低,从而导致热NO<sub>x</sub>排放降低。尽管氨预混比的增加上会带来燃料NO<sub>x</sub>的排放,但效果似乎不能抵消温度下降带来的影响。为此,结合CONVERGE软件<sup>[19]</sup>中的燃料NO<sub>x</sub>模型,对NO<sub>x</sub>排放降低做进一步了解。燃料型NO<sub>x</sub>的生成如下列公式所示:

$$S_{NO}^C = (4.0 \cdot 10^6) \cdot X_{NH_3} \cdot X_{O_2}^a \cdot e^{-\frac{E_{O_2}}{RT}} \cdot MW_{NO} \left( \frac{P}{RT} \right) \quad (2)$$

式中,  $S_{NO}^C$  为由NH<sub>3</sub>转化为NO的生成速率;  $X_{NH_3}$  和  $X_{O_2}$  分别为NH<sub>3</sub>和O<sub>2</sub>的摩尔分数; a为与氧摩尔分数相关的反应级数;  $R$ 为理想气体常数;  $T$ 为温度;  $E_{O_2}$  为活化能;  $MW_{NO}$  为NO的分子量;  $P$ 为压力。

从式(2)中可以看出,温度对燃料NO<sub>x</sub>的生成同样有巨大影响,温度降低燃料NO<sub>x</sub>的生成速率也会下降。因此,在本研究的条件下,随着氨预混比的增加,缸内温度的降低对NO<sub>x</sub>排放减少发挥了主导性作用。缸内平均温度的降低也导致CO高温氧化生成CO<sub>2</sub>的反应被抑制,CO排放随之增加。在55%预混比下,单次喷射策略的缸内温度大幅下降,进一步导致CO排放快速增加。

## 2. 2 预喷比例的影响

### 2. 2. 1 预喷比例对氨/柴油双燃料发动机燃烧和性能的影响

图5为在35%氨预混比条件下,不同预喷比例对氨/柴油双燃料发动机的燃烧和性能的影响。如图所示,随着一次喷射比例增加,缸压峰值大幅增加,缸压峰值对应的相位也提前。相较于单次喷射,预喷射策略下的放热率曲线从单峰变为双峰,并且预喷射的HTHR峰值逐渐增加。放热率HRR产生双峰的原因是,柴油能量占比高达65%,预喷柴油燃烧放热对HRR影响很大。结合图5(b)来看,随着一次喷射比例增加,CA10和CA50提前,总的燃烧持续期增加。这是由于预喷射的柴油提升了缸内混合气的活性,并通过预喷柴油的LTHR和HTHR在缸内积累热量提升缸内温度,降低主喷射燃油的着火延迟,使得燃烧相位提前。然而这同样降低了主喷射局部柴油浓度和预混合气量,使得燃烧速度降低。除此之外,预喷射策略导致主喷射的柴油点火延迟降低,

扩散燃烧程度增加,这也会增加总的燃烧持续时间。CA50-CA10持续时间在预喷射比例为15%~55%时增加而后降低,其中持续时间增加是由于预喷射比例增加导致燃烧始点提前,削弱了着火前混合气的形成;而持续时间降低则是由于预喷比例过高时,柴油局部浓度增大导致放热率大幅增加,燃烧速度加快。

图5(c)为不同预喷射比例下的IMEP和压力上升率。可以看出,当预喷射比例增加时,IMEP先增加后降低,小比例的预喷射能够有效提升柴油引燃氨的效率和IMEP;然而进一步增加到65%及以上时,不仅IMEP低于单次喷射,压升率也大幅增加并在75%和85%时超过1.5MPa/°CA。这表明,过高比例的预喷射会导致发动机性能降低和工作粗暴,应该避免过高的预喷比例或者引入再循环废气来缓解这一问题。为了进一步阐述预喷射策略对氨/柴油双燃料发动机IMEP的影响规律,引入了有效膨胀比(effective expansion ratio, EER)<sup>[20]</sup>和有效膨胀效率(effective expansion efficiency, EEE)<sup>[21]</sup>。两者的数学表达式如下:

$$EER = \frac{\int_{SOC}^{EOC} HRR(\varphi) \cdot \varepsilon(\varphi) \cdot d\varphi}{\int_{SOC}^{EOC} HRR(\varphi) \cdot d\varphi} \quad (3)$$

$$\varepsilon(\varphi) = \frac{V_{EVO}}{V_{\varphi}} \quad (4)$$

$$EEE = \frac{\int_{SOC}^{EOC} HRR(\varphi) \cdot \left[ 1 - \frac{1}{\varepsilon(\varphi)^{k-1}} \right] \cdot d\varphi}{\int_{SOC}^{EOC} HRR(\varphi) \cdot d\varphi} \quad (5)$$

式中, EER为有效膨胀比;  $\varphi$ 为曲轴转角;  $\varepsilon(\varphi)$ 为瞬时膨胀比;  $V_{EVO}$ 和  $V_{\varphi}$ 分别为排气门打开时缸内容积和任意曲轴转角下的缸内容积; SOC和EOC分别为燃烧开始和结束时对应的曲轴转角;  $HRR(\varphi)$ 是在曲柄角位置为 $\varphi$ 时的瞬时放热率; EEE代表有效膨胀效率。燃烧过程中的传热效应是影响发动机性能不可忽视的因素,其计算公式如下:

$$Q_{loss} = \frac{\int_{IIC}^{EVO} h_c(\varphi) \cdot A(\varphi) [T_g(\varphi) - T_w(\varphi)] \cdot d\varphi}{\sum m_{fuel} \cdot Q_{LHV}} \quad (6)$$

式中,  $Q_{loss}$ 为传热损失占比;  $h_c(\varphi)$ 为瞬时传热系数,可从Woschni<sup>[22]</sup>传热公式得出;  $A(\varphi)$ 为换热面积;  $T_g(\varphi)$ 为缸内平均温度;  $T_w(\varphi)$ 为壁面温度;  $n$ 为发动机转速;  $m_{fuel}$ 为燃料质量,  $Q_{LHV}$ 为燃料的质量低热值。

从式(3)和(4)可以看出, EER 包含了瞬时放热

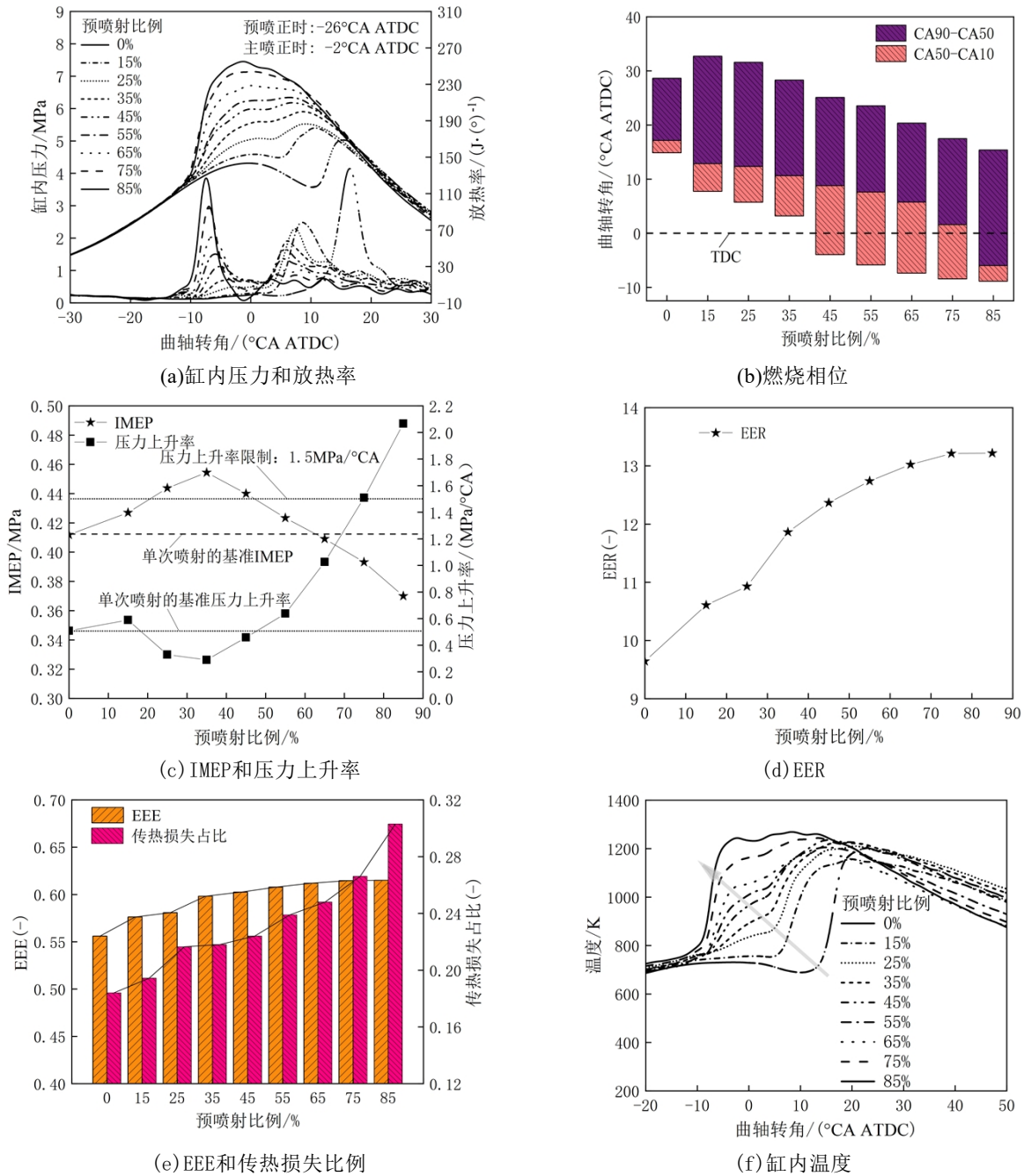


图5 不同预喷比例对氨/柴油双燃料发动机的燃烧和性能的影响

和膨胀比的综合效应。有效膨胀比越大, 则发动机的产生膨胀功的潜力越大。不同预喷射占比下的 EER 结果如图 5(d) 所示。可以看出, EER 随着预喷射比例的提高而不断增加, 这一趋势在所有比例下均成立。这表明发动机随着预喷射比例增加, 产生膨胀功的潜力增大。然而, 从图 5(c) 中看出, IMEP 在预喷射比例为 35% 时达到最高, 进一步增加预喷射比例则会导致 IMEP 降低。这表明, EER 的增加不能完全决定发动机的性能。从图 5(e) 和 (f) 可以看出,

尽管 EEE 随着预喷射比例的增加而增加。但当预喷射比例高于 35% 时, 进一步增加预喷射比例, EEE 的上升幅度降低, 曲线增长趋势变得平缓。这是由于燃烧始点逐渐提前至 TDC 之前, 压缩负功增加导致有效膨胀效率的增加幅度放缓。而随着预喷射比例增加, 缸内平均燃烧温度增加导致传热损失快速增加, 传热损失占比在预喷射比例大于 35% 时的上升幅度进一步提高。传热损失上升速率大幅增加而有效膨胀效率增加速度放缓可能是导致 IMEP 降低的原因之一。

## 2. 2.2 预喷比例对氨/柴油双燃料发动机排放特性

的影响

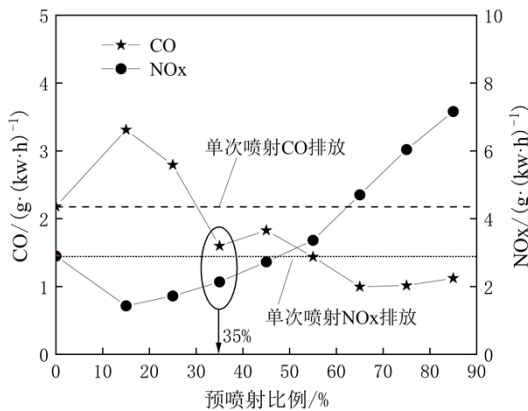


图6 不同预喷射比例下的CO和NO<sub>x</sub>排放

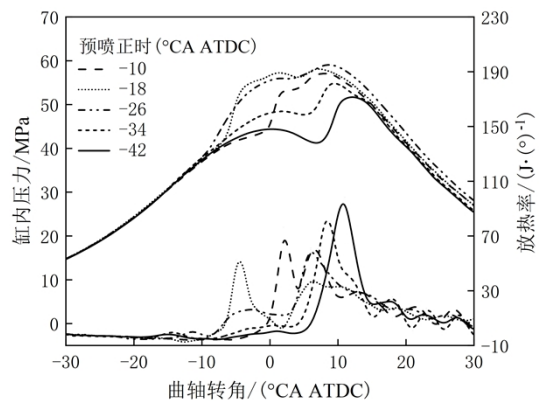
图6为不同预喷射比例下的CO和NO<sub>x</sub>排放。可以看出，增加预喷射后CO先增加而后波动降低；在有预喷的条件下，随着预喷比例增加CO整体呈下降趋势。对于NO<sub>x</sub>排放，在有预喷的条件下，随着预喷比例增加NO<sub>x</sub>排放呈一直上升的趋势。首先，在低预喷比例条件下，柴油预喷策略大幅提前了主喷射燃油的HTHR相位，这导致主喷射燃油区域局部混合气缺氧产生CO，因此CO排放量在低预喷射比例时提高。随着预喷射比例的增加，缸内平均温度增加，这加快了CO的氧化；除此之外，主喷射量减小，因此局部缺氧现象减少，CO排放降低。对于NO<sub>x</sub>排放，如上所述，尽管燃烧持续时间增加，但预喷射策略提前了主喷射的燃烧相位，因此预混富氧燃烧条件被削弱，NO<sub>x</sub>生成减少；此外，在低预喷射比例下，预喷射柴油的HTHR峰值较低，这意味着预喷射柴油对NO<sub>x</sub>排放的贡献较低。随着预喷射比例增加，缸内平均温度增加NO<sub>x</sub>排放也大幅增加。从图6中还可以看出，在预喷射比例为35%时，CO和NO<sub>x</sub>排放均低于单次喷射。

### 2.3 预喷正时对氨/柴油双燃料发动机燃烧、性能和排放的影响

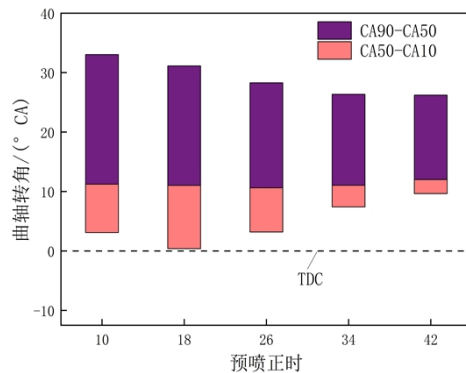
由于高预喷射比例下，氨/柴油双燃料发动机的性能和排放不佳。因此研究了在低于55%的预喷比例下，不同预喷正时对发动机的影响规律。其中35%预喷射比例被选为代表阐述预喷正时对燃烧特性的影响。

图7为35%预喷射比例下，预喷正时对氨/柴油双燃料发动机燃烧特性的影响。可以看出，随着预喷正时提前，缸压峰值均先增加后降低，而放热率曲线则从双峰转变为单峰且放热率峰值变化规律与缸压峰值相反。CA50变化不大而CA10则先提前后延迟，总燃烧持续时间不断减少。燃料的着火延迟

时间是当量比，压力和温度的函数，因此预喷正时的放热过程受到缸内压力和温度的显著影响。当预喷射正时靠近TDC时，缸内压力和温度更高利于预喷射柴油的HTHR过程，并为主喷射的着火提供缸内热氛围和活性氛围。当预喷射正时远离TDC(早于-18° CA ATDC)时，尽管柴油更早进入缸内但由于上述原因最终着火延迟增加，导致CA10推迟。从图7(a)中可以看出，当预喷射柴油的HTHR程度逐渐减弱时，主喷射柴油HTHR曲线的上升始点推迟。这表明，预喷射正时对缸内混合气着火特性有显著影响。



(a)缸内压力和放热率



(b)燃烧相位

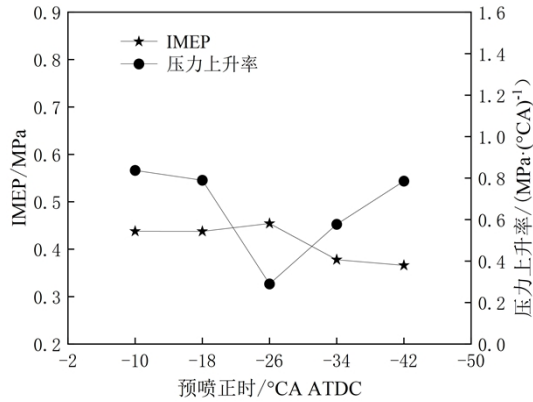
图7 不同预喷正时下的缸内压力、放热率和燃烧相位

图8为不同预喷正时下的IMEP、压力上升率和EER。可以看出，预喷正时对氨/柴油双燃料发动机的影响是非线性的。随着预喷正时的提前，IMEP先增加后下降，EER的变化规律与IMEP相似，这意味着一个适中的预喷正时能够增加发动机的有效膨胀比，提升发动机性能。除此之外，当预喷正时为-26° CA ATDC时，IMEP最高且压力上升率最低，通过对预喷正时的扫描可以发现较优的工况点。

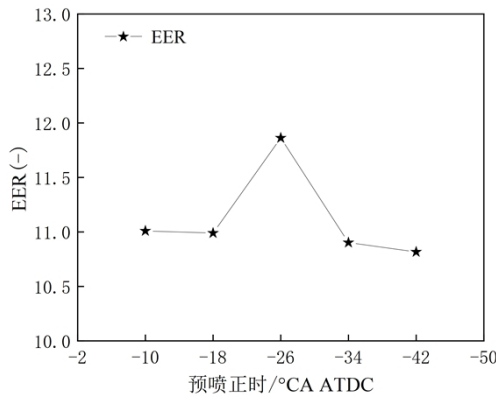
图9为不同预喷正时和预喷射比例下的IMEP等高线图。可以直观看出，较小的喷射间隔时间(即SOI1为-18° CA ATDC和-26° CA ATDC)以及较低的预喷比例(预喷射比例为25%和35%)下，氨/柴油双燃料发动机的IMEP最高。当预喷比例增加时，获得



高 IMEP 的预喷正时范围缩小。这是由于高预喷比例下, 预喷射柴油的 HTHR 增加, 导致 TDC 前缸内平均温度和缸压增加, 传热损失和压缩负功增加。



(a) IMEP 和压力上升率



(b) EER

图 8 不同预喷正时下的 IMEP、压力上升率和 EER

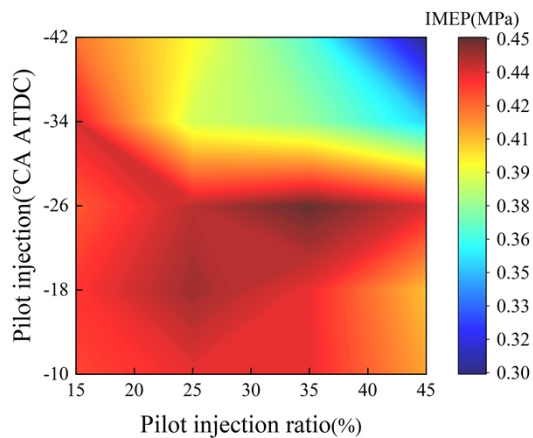
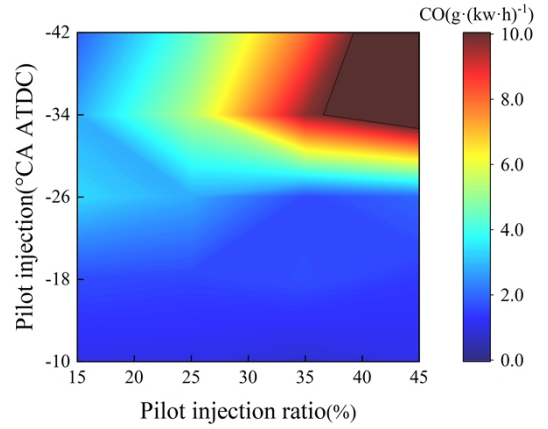


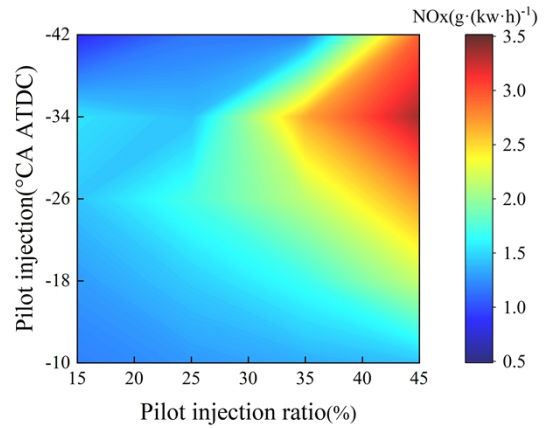
图 9 不同预喷正时和预喷射比例下的 IMEP 等高线图

图 10 为不同预喷正时和比例下的 CO 和 NO<sub>x</sub> 等高线图。结果表明, 低预喷比例下的 CO 和 NO<sub>x</sub> 排放均更低。当预喷正时提前到超过 -26° CA ATDC 时, 高预喷比例的 CO 排放恶化。这是由于随着预喷正时提前, 预喷柴油逐渐进入活塞顶面的挤压区域; 而高比例的预喷, 导致主喷柴油被更多活塞凹坑内的 NH<sub>3</sub> 包围, 抑制了缸内的燃烧温度, CO 氧化程度减弱。从图 10(b) 中可以看出, 高比例预喷情况下,

预喷正时为 -34° CA ATDC 时的 NO<sub>x</sub> 排放最多。这可能是由于预喷正时为 -34° CA ATDC 时, 预喷柴油增加了缸内平均温度, 且相较于其它更加延迟的预喷正时, 其着火延迟增加导致预混燃烧程度增加, 从而促进 NO<sub>x</sub> 排放增加。



(a) CO



(b) NO<sub>x</sub>

图 10 不同预喷正时和比例下的 CO 和 NO<sub>x</sub> 排放等高线图

### 3 结论

(1) 在发动机低负荷条件下, 单喷策略氨/柴油双燃料发动机为单级放热而双喷策略下呈双峰放热特征。随着氨预混比增加, 双喷策略的低温放热和第一个高温放热峰逐渐降低, 双峰放热的特征被削弱。与单喷策略相比, 双喷策略的 CA<sub>10</sub> 和 CA<sub>50</sub> 均提前, 而 CA<sub>90</sub> 变化不大。双喷策略能够提高发动机的燃烧稳定性, 并提升低负荷条件下的氨预混比上限。

(2) 在 35% 氨预混比例下, 研究了预喷比例和正时对氨/柴油双燃料发动机的影响。在双喷策略下, 随着预喷比例的增加, 有效膨胀效率 EEE 增加幅度逐渐放缓而传热损失占比仍快速增加, IMEP 随之呈现先增加后降低的趋势。除此之外, 压力上升率随着

预喷比例的增加先下降后快速增加，并在预喷占比75%以上时，超过1.5MPa/°CA。因此，应该避免采用高预喷比例的预喷策略。预喷比为35%时IMEP最高，且CO和NO<sub>x</sub>排放分别比单喷策略降低23%和20%。在氨/柴油双燃料燃烧模式中，应当采用中低预喷比例来确保发动机工作稳定，并有良好的性能和排放表现。

(3)较小的喷射间隔即推迟的预喷正时，可以增加氨/柴油双燃料发动机的IMEP，并降低CO和NO<sub>x</sub>排放。

#### 参考文献：

- [1] LI T, DUAN Y, WANG Y, et al. Research progress of ammonia combustion toward low carbon energy[J/OL]. *Fuel Processing Technology*, 2023: 107821 (2023-03-16) [2023-08-20]. DOI:10.1016/j.fuproc.2023.107821.
- [2] ZAMFIRESCU C, DINCER I. Ammonia as a green fuel and hydrogen source for vehicular applications[J]. *Fuel Processing Technology*, 2009,90(5): 729-737.
- [3] HAYAKAWA A, GOTO T, MIMOTO R, et al. Laminar burning velocity and Markstein length of ammonia/air premixed flames at various pressures[J]. *Fuel*, 2015,159: 98-106.
- [4] LI J, HUANG H, KOBAYASHI N, et al. Study on using hydrogen and ammonia as fuels: Combustion characteristics and NO<sub>x</sub> formation[J]. *International Journal of Energy Research*, 2014,38(9):1214 - 1223.
- [5] 丁颖, 韩东, 黄震. 氨燃料汽车发动机燃烧技术研究进展[J]. *汽车工程学报*, 2023,13(04): 437-443. YING DING, DONG HAN, ZHEN HUANG. Research Progress on Combustion Technology for Ammonia Fueled Automotive Engines[J]. *Chinese Journal of Automotive Engineering*. 2023,13(04): 437-443.
- [6] ROLF D R, GANESH D. Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2015,46(Feb.): 12-71.
- [7] BRO K, PEDERSEN P S. Alternative Diesel Engine Fuels: An Experimental Investigation of Methanol, Ethanol, Methane and Ammonia in a D.I. Diesel Engine with Pilot Injection[C]. SAE International, 1977:770794(1980-01-01) [2023-08-20]. DOI:10.4271/770794
- [8] ZVONIMIR G, NEVEN D, ANTONIO P, et al. Editorial: SDEWES science - The path to a sustainable carbon neutral world[J/OL]. *Energy*, 2023: 128620(2023-08-02) [2023-08-20]. DOI:10.1016/j.energy.2023.128620
- [9] 帅石金, 王志, 马骁, 等. 碳中和背景下内燃机低碳和零碳技术路径及关键技术[J]. *汽车安全与节能学报*, 2021,12(04): 417-439. SHI JIN SHUAI, ZHI WANG, XIAO MA, et al. Low carbon and zero carbon technology paths and key technologies of ICEs under the background of carbon neutrality[J]. *Automotive Safety and Energy*. 2021,12(04): 417-439.
- [10] NIKI Y, NITTA Y, SEKIGUCHI H, et al. Diesel fuel multiple injection effects on emission characteristics of diesel engine mixed ammonia gas into intake air[J/OL]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019,: 4042507(2019-01-12) [2023-08-20]. DOI: 10.1115/1.4042507
- [11] 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/OL]. *Fuel*, 2022: 122723(2021-10-02) [2023-08-20]. DOI: 10.1016/j.fuel.2021.122723
- [12] AMIN Y, HONGSHENG G, SHOUVIK D, et al. A study on split diesel injection on thermal efficiency and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine[J/OL]. *Fuel*, 2022: 123412(2022-02-01) [2023-08-20]. DOI: 10.1016/j.fuel.2022.123412.
- [13] HUIQUAN D, MING J, YAOPENG L, et al. A comparative study on the performance of partially premixed combustion (PPC), reactivity-controlled compression ignition (RCCI), and RCCI with reverse reactivity stratification (R-RCCI) fueled with gasoline and polyoxymethylene dimethyl ethers (PODEn)[J/OL]. *Fuel*, 2021: 120838(2021-04-30) [2023-08-20]. DOI: 10.1016/j.fuel.2021.120838.
- [14] ZHOU D Z, YANG W M, AN H, et al. A numerical study on RCCI engine fueled by biodiesel/methanol[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015,89: 798-807.
- [15] JUN S, JIANQIN F, JINGPING L, et al. Experimental and computational study on the effects of

- 
- injection timing on thermodynamics, combustion and emission characteristics of a natural gas (NG)-diesel dual fuel engine at low speed and low load[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 160:426-438.
- [16] AMIN Y, HONGSHENG G, MADJID B. An experimental and numerical study on diesel injection split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load[J]. *Fuel*, 2018, 212: 332-346.
- [17] JUNHENG L, PENGCHENG W, QIAN J, et al. Experimental study on effects of pilot injection strategy on combustion and emission characteristics of diesel/methanol dual-fuel engine under low load[J]. *Energy*, 2022, 247(C): 123464 - 123464.
- [18] JISOO S, SUNGWOOK P. Numerical analysis for optimizing combustion strategy in an ammonia-diesel dual-fuel engine[J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 284.
- [19] SCIENCE C. CONVERGE Manual v3.2[M]. 2023.
- [20] YUAN Z, LIU J, FU J, et al. Quantitative analysis on the thermodynamics processes of gasoline engine and correction of the control equations for heat-work conversion efficiency[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 132:388-399.
- [21] DUAN X, LI Y, LIU Y, et al. Quantitative investigation the influences of the injection timing under single and double injection strategies on performance, combustion and emissions characteristics of a GDI SI engine fueled with gasoline/ethanol blend[J/OL]. *Fuel*, 2020: 116363(2019-10-15) [2023-08-20]. DOI:10.1016/j.fuel.2019.116363.
- [22] G W. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine[C/OL] // SAE Technical Paper, 1967. 670931. (2001-02-21) [2023-08-20]. DOI: 10.4271/670931.