

可变气门正时对汽油-氨双燃料发动机燃烧与排放特性的影响

潘耕龙¹, 丁颖¹, 卢安^{1,*}, 朱禹¹, 朱浙辉², 韩东^{1,*}

(1. 上海交通大学动力机械与工程教育部重点试验室, 上海 200240;

2. 西藏自治区产品质量监督检验所, 西藏拉萨 850000)

摘要: 在“双碳”目标下, 零碳氨燃料已成为工业和交通领域中最有前景的燃料之一。在汽车发动机中使用氨燃料, 可以有效减少交通运输领域的碳排放。基于改造后的发动机试验台架和三维燃烧仿真软件, 研究不同进气门开启角(IVO)条件下, 汽油-氨双燃料发动机的燃烧与排放特性。以 IVO=-356°CA ATDC 为基准点, 本研究的 IVO 在-30°CA 到 10°CA 范围内调节。研究结果表明, 随着 IVO 的提前, 缸内压力峰值与放热率峰值逐渐减小, 且这些峰值对应的燃烧相位逐渐推迟。这是随着气门重叠角逐渐变大, 导致缸内残余废气增多, 从而抑制了缸内燃烧。随着 IVO 的提前, 发动机的燃烧相位 CA10、CA50 和 CA90 先延后再提前, 该现象是气门重叠角和进排气压力差共同作用导致的。IVO 的提前影响了进气门关闭角, 使得泵气平均有效压力逐渐降低, 并在 IVO=-30°CA 时达到最小值。值得注意的是, IVO 对有效热效率的影响不大。同时, 未燃碳氢、CO 和 NO_x 等燃烧排放物随着 IVO 的提前逐渐增多, 而 IVO 的变化对未燃氨的逃逸率影响不大。

关键词: 燃烧特性; 排放控制; 热效率; 可变气门正时; 双燃料发动机

中图分类号: X701

文献标识码: A

Effects of Variable Valve Timing on Combustion and Emission Characteristics of Gasoline/Ammonia Dual-Fuel Engines

PAN Genglong¹, DING Ying¹, LU An^{1,*}, ZHU Yu¹, ZHU Zhehui², HAN Dong^{1,*}

(1. Key Laboratory for Power Machinery and Engineering, Ministry of Education, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China; 2. Xizang Product Quality Supervision and Inspection Institute, Lhasa 850000, China)

Abstract: Under the "dual-carbon" strategic goal, ammonia, as a carbon-free fuel, is one of the most promising options for the industrial and transportation sectors. The use of ammonia fuel in automotive engines can effectively reduce carbon emissions in transportation. This study investigated the combustion and emission characteristics of gasoline/ammonia dual-fuel engines under different intake valve opening (IVO) conditions using a modified engine test bench and three-dimensional combustion simulation software. The IVO was adjusted within the range from -30°CA to 10°CA, with IVO=-356°CA ATDC as the reference point. The results show that as IVO advances, the peak in-cylinder pressure and heat release rate decrease gradually, and the combustion phases corresponding to the peak are delayed gradually. This is due to an the increase in residual gas in the cylinder as the valve overlap angle increases, which suppresses in-cylinder combustion. As IVO advances, the combustion phase CA10, CA50, and CA90 first delay and then advance, which is caused by the combined effect of valve overlap

收稿日期: 2024-12-04

修回日期: 2024-12-30

接受日期: 2025-01-03

DOI: 10.20078/j.eep.20250112

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2022YFE0209000); 上海市科学技术委员会资助项目(22170712600, 24120742400)

第一作者: 潘耕龙(2000—), 男, 安徽六安人, 硕士研究生, 主要研究方向为新能源发动机。E-mail: pangenglong@sjtu.edu.cn

通讯作者: 卢安(1994—), 男, 安徽安庆人, 博士研究生, 主要研究方向为发动机燃烧与排放特性。E-mail: AnL0203@sjtu.edu.cn

韩东(1982—), 男, 浙江东阳人, 教授, 主要研究方向为燃料与发动机相互作用。E-mail: dong_han@sjtu.edu.cn

angle and intake-exhaust pressure difference. The advance of IVO affects the intake valve closing angle, resulting in a gradual decrease in pumping mean effective pressure, which reaches its minimum value at $IVO = -30^\circ CA$. Notably, the effect of IVO on thermal efficiency is small. Meanwhile, the emissions of unburned hydrocarbons, carbon monoxide, and nitrogen oxides increase gradually with the advancement of IVO, while the change in IVO has little effect on the emission rate of unburned ammonia. This is because the decrease in cylinder temperature reduces the opportunity for hydrocarbons and carbon monoxide to be oxidized, and the increase in valve overlap angle raises the concentration of nitrogen oxides contained in residual gas in the cylinder. Meanwhile, the decrease in pumping mean effective pressure (PMEP) also increases the cylinder temperature, promoting the generation of nitrogen oxides. IVO constrains the performance and emissions of gasoline ammonia dual fuel engines. When the exhaust valve timing is fixed, in order to improve emission characteristics, IVO should be adjusted to $10^\circ CA$. At this point, total hydrocarbons, nitrogen oxides, and carbon monoxide all reach their minimum, but the brake thermal efficiency (BTE) is relatively low, at only 32.1%. To improve combustion characteristics, IVO should be adjusted to $-30^\circ CA$. At this point, the BTE reaches 32.7%, but total hydrocarbons, nitrogen oxides, and carbon monoxide all reach their maximum, leading to a deterioration in the emissions. By using multivariate optimization methods to find the optimal valve timing combination, overall optimization of engine performance and emissions can be achieved.

Keywords: Combustion characteristics; Emissions control; Thermal efficiency; Variable valve timing; Dual-fuel engines

0 引 言

过度使用不可再生能源、碳排放的增加和环境污染,已经对人类社区、自然资源和生物多样性产生了严重影响,成为全球各国共同关注的问题。为应对全球气候变化,中国政府承诺在 2030 年前实现 CO_2 排放峰值,并在 2060 年前实现碳中和^[1]。“碳达峰、碳中和”目标的提出对推进我国能源和产业结构转型升级具有重要战略意义^[2-3]。交通运输产业的 CO_2 排放量占全球碳排放总量的 13%。内燃机是交通运输产业的重要动力装置,也是碳排放的主要来源之一^[4]。随着汽车排放法规的逐渐严格,高效和清洁成为发动机燃烧技术和替代燃料的发展目标^[5]。汽油添加剂可以改善燃油的燃烧特性,有助于提升发动机的燃烧效率和对 CO 、碳氢化合物 (HC) 和颗粒物控制排放^[6]。然而,这并不能从根本上解决问题。因此,寻求高效清洁能源并优化其利用效率将是未来发展的重点。零碳氨燃料在内燃机中的应用对于实现“双碳”目标具有重要作用^[7],将其与先进的燃烧技术相结合^[8],可以有效减少汽车碳排放。在此背景下,与氨燃料发动机相关的燃烧理论和技术也成为近年来燃烧领域的研究热点^[9-12]。

其中,汽油-氨双燃料发动机受到了较多的关

注。WU 等^[13]针对汽油-氨双燃料发动机开展了试验研究,随着氨能量比的增加,发动机有效热效率呈下降趋势,但碳排放显著改善,说明氨的添加在一定程度上实现了碳减排的目标。ZHAO 等^[14]研究了高氨能比和喷雾锥角对氨-柴油双燃料 (ADDF) 发动机的影响,发现增加氨能比减少了 NO 和 NO_2 排放,但引起 N_2O 和未燃氨排放浓度的升高,表明燃烧优化仍是关键难题。DONG 等^[15]通过光学系统研究了氨-汽油的混合燃烧,提出了一种由汽油引燃氨的点火方法。该方法在不同当量比下增强了氨的燃烧稳定性,同时改善了碳排放。RYU 等^[16]研究了缸内直喷氨对发动机燃烧与排放特性的影响,发现在合适的喷射策略下,汽油-氨发动机的有效能耗比 (BSEC) 与纯汽油发动机相近,但相比于纯汽油机,碳排放量大幅降低。GRANNELL 等^[17]探讨了不同氨汽油能量比对 CFR 发动机性能的影响,发现在氨汽油能量比为 7 : 3 时可实现发动机最佳综合性能。HAPUTHANTHRI^[18]研究了使用乙醇与甲醇作为乳化剂以改善氨汽油互溶性的方法,发现乳化后的氨汽油混合燃料在高转速工况下表现出更优异的性能。上述研究尽管从燃烧特性、点火方式和混合燃料的稳定性等方面对汽油-氨双燃料发动机进行了探讨,但普遍缺乏对氨燃料与发动机先

进调控技术(如可变气门正时(VVT))协同作用的研究,限制了氨燃料潜力的进一步挖掘。

VVT 技术作为一种重要的燃烧优化手段,近年来在传统汽油机领域得到了广泛应用。SHER 等^[19]的研究表明,通过优化气门和点火正时,发动机最大功率提升了 6%,有效燃油消耗率(BSFC)降低了 13%,体现出 VVT 技术对提升发动机性能的显著作用。HONG 等^[20]提出了进气门关闭正时和排气门开启正时的协同控制策略,从气门正时角度实现了燃烧优化。YUAN 等^[21]开发了一种检测发动机 VVT 信号的方法,并研究了 VVT 对发动机性能的影响,揭示了 VVT 技术的动态调节能力对发动机工况适应性的改善。LI 等^[22]探讨了连续可变气门升程(CVVL)与 VVT 协同作用对发动机进气过程的影响,发现通过增加进气门最大升程,可显著降低 BSFC。然而,这些研究主要集中在 VVT 技术在传统汽油机中的应用,对于 VVT 技术调控汽油-氨双燃料发动机的燃烧过程、提升氨燃料利用效率及优化排放特性的研究未见报道。

综上所述,尽管汽油-氨双燃料发动机与 VVT 技术的研究已各自取得一定进展,但将二者结合尚未受到足够关注。当前研究主要缺乏以下关键点:(1)氨燃料的低反应活性与 VVT 技术调节特性之间的耦合作用;(2)汽油-氨双燃料发动机在不同工况下进气正时的优化策略;(3)VVT 技术对汽油-氨双燃料发动机燃烧效率和污染物生成规律的影响。为此,本文在转速为 1 200 r/min,

过量空气系数 λ 为 1,氨汽油能量比为 0.3 和制动平均有效压力(BMEP)为 0.6 MPa 的工况下,通过改变 VVT(-30°CA 至 10°CA),研究了汽油-氨双燃料发动机的燃烧与排放特性,旨在揭示 VVT 技术对燃烧和排放特性的影响机制,为汽油-氨双燃料发动机的高效、低碳运行提供技术指导。

1 研究方法

1.1 试验系统建立

本研究在改造的缸内直喷(GDI)发动机(SGE1.5TPLUS)上进行。原发动机参数见表 1。图 1 为试验台架的示意图。试验中使用的汽油是中国石化上海市售汽油(95#汽油)。同时,纯度为 99% 的液氨由伟创有限公司供应。本试验所使用燃料的理化特性见表 2^[10,23]。

表 1 发动机参数

Table 1 Engine specifications

| 参数 | 数值 |
|------------|---------|
| 气缸/冲程数 | 4/4 |
| 缸径/mm | 74 |
| 活塞行程/mm | 86.6 |
| 排量/L | 1.49 |
| 压缩比 | 11.5 |
| 点火顺序 | 1-3-4-2 |
| 连杆长度/mm | 126.8 |
| 最大功率/kW | 119 |
| 最大扭矩/(N·m) | 250 |

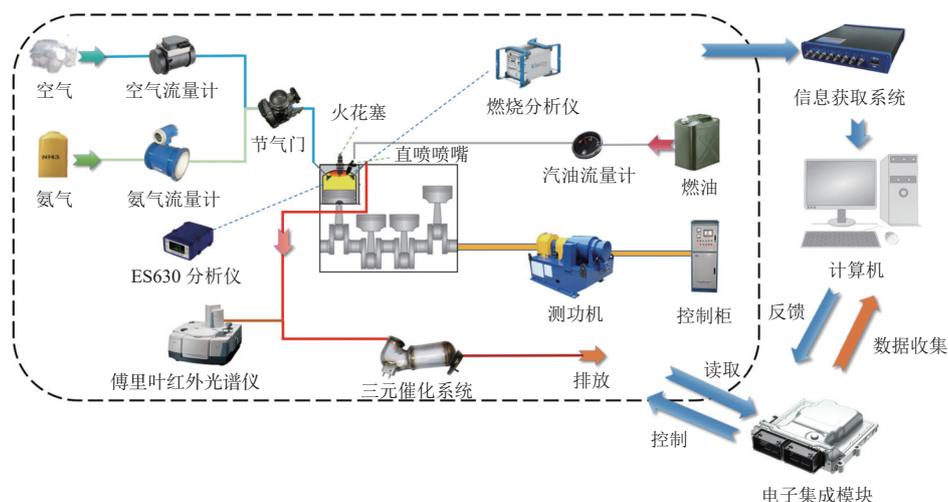


图 1 发动机示意图

Fig. 1 Schematic of the engine bench

本文研究了 VVT 对汽油-氨双燃料发动机燃烧与排放特性影响。汽油的质量流量由瞬时油耗

仪(TOCEIL CMFG010)测量,缸内的燃烧放热过程由奇士乐 Kibox 燃烧分析仪(Kistler Type 2893)

表 2 燃料理化特性
Table 2 Fuel properties

| 组分 | 氨气 | 汽油 |
|-----------------------------|-------|---------|
| 状态 | 气态 | 液态 |
| 低热值/(MJ·kg ⁻¹) | 18.8 | 44.5 |
| 密度/(kg·m ⁻³) | 0.77 | 740.00 |
| 理论空燃比 | 6.05 | 15.00 |
| 自燃温度/K | 651 | 573 |
| 层流燃烧速度/(m·s ⁻¹) | 0.07 | 0.58 |
| 研究法辛烷值 | >130 | 95 |
| 最低点火能量/mJ | 8.00 | 0.14 |
| 可燃极限(空气)/% | 15~28 | 0.6~8.0 |

记录和分析,排放气体通过傅里叶红外光谱仪 (FTIR, MKS 6030 G) 测量,测量时加热采样管以防止氨气被冷凝水吸收。在进气歧管前增加氨气管路,气态氨通过氨气管路与空气管路汇合一起进入进气歧管。汽油通过高压管路直喷进入缸内。氨气由高压液氨罐经过加热带加热,通过减压阀从进气道中汇入,在节气门前与空气充分混合,最终进入缸内燃烧。氨气流量由专门定制的氨质量流量计 (Sevenstar D07-23F) 测量,空气流量由空气质量流量计测量。发动机控制系统由 INCA 软件集成,控制参数 (油门开度、点火正时和喷油量等) 由电子控制单元 (ECU) 控制。发动机 1 缸的缸压数据由奇士乐压力传感器 (Kistler 6054BRU55) 采集。发动机产生的排放气体通过收集管输送至 FTIR 中进行测量。

CA10、CA50 和 CA90 分别定义为累积放率达到总放热量的 10%、50% 和 90% 时对应的曲轴转角。CA10~90 定义为燃烧持续期。BMEP 定义为制动平均有效压力;IMEP 定义为指示平均有效压力;PEMP 定义为泵气平均有效压力。本文以压缩上止点为 0°CA。

本文定义能量比 χ_{NH_3} 以量化氨气的混合比,其计算公式如下:

$$\chi_{\text{NH}_3} = \frac{m_{\text{NH}_3} \cdot \text{LHV}_{\text{NH}_3}}{m_{\text{NH}_3} \cdot \text{LHV}_{\text{NH}_3} + m_{\text{Gas}} \cdot \text{LHV}_{\text{Gas}}} \times 100\% \quad (1)$$

式中: m_{NH_3} 为氨气的质量流量,单位为 kg/h; m_{Gas} 为汽油的质量流量,单位为 kg/h; LHV_{NH_3} 为氨气的低热值,单位是 MJ/kg, LHV_{Gas} 为汽油的低热值,单位是 MJ/kg。

$$\chi_{\text{Gas}} = 1 - \chi_{\text{NH}_3} \quad (2)$$

式中: χ_{Gas} 表示双燃料模式下汽油的能量比。当氨气的能量比增加时,ECU 可以通过调整汽油喷射质量和进气量,使全局缸内混合料保持在 $\lambda=1.0$ 。

本文定义 λ 为过量空气系数,其计算公式如下:

$$\lambda = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{NH}_3} \cdot (A/F)_{\text{NH}_3} + m_{\text{Gas}} \cdot (A/F)_{\text{Gas}}} \quad (3)$$

式中: m_{air} 为空气的质量流量,单位为 kg/h; $(A/F)_{\text{NH}_3}$ 为氨气的理论空燃比; $(A/F)_{\text{Gas}}$ 为汽油的理论空燃比。

有效热效率 (BTE) 定义为在发动机中燃烧的燃料所含能量与所作净功的比率,计算公式如下:

$$\text{BTE} = \frac{W_{\text{net}}}{m_{\text{NH}_3} \cdot \text{LHV}_{\text{NH}_3} + m_{\text{Gas}} \cdot \text{LHV}_{\text{Gas}}} \times 100\% \quad (4)$$

式中: W_{net} 为测功机测得发动机所做有效功, MJ/h。

1.2 仿真模型建立

Converge 软件所包含的湍流模型有 RNG $k-\varepsilon$ 模型、标准 $k-\varepsilon$ 模型、 $k-\omega$ SST 模型、大涡模拟 (LES) 和雷诺应力湍流模型 (RSM) 等。汽油-氨混合燃料在缸内燃烧时,流场复杂,受进气湍流、喷雾混合和火焰传播等因素影响,湍流强度较高。RNG $k-\varepsilon$ 模型在标准 $k-\varepsilon$ 模型的基础上引入了小尺度湍流修正,能够更准确地描述缸内高湍流强度的燃烧特性。与 LES 或 RSM 相比,RNG $k-\varepsilon$ 模型具有较低的计算成本,适合工程应用。同时,RNG $k-\varepsilon$ 模型适用于缸内具有涡流和剪切流动的复杂流场,而 $k-\omega$ SST 模型仅适合处理壁面附近的湍流流场。因此,本文选择 RNG $k-\varepsilon$ 模型计算汽油-氨双燃料发动机的缸内湍流^[24]。RNG $k-\varepsilon$ 模型的关键参数如下:湍流强度、湍流普朗特数和壁面函数。湍流强度一般通过经验公式或实验数据确定,本文取 10%;针对汽油-氨体系,可根据传热特性略微调整湍流普朗特数为 0.85;壁面函数用于处理壁面附近的湍流,调整数值为 80。

Converge 软件所包含的传热模型有 O'Rourke 模型、Han & Reitz 模型和基于 Nusselt 数的传热模型。汽油-氨燃烧时缸内温度分布复杂,氨燃烧的热释放较低,反应时间较长,导致壁面传热特性与纯汽油燃烧有显著差异。Han & Reitz 模型通过引入湍流增强因子,可以更准确地描述缸内高湍流强度下的壁面传热。Han & Reitz 模型也适用于内燃机高压高温条件下的传热模拟,而基于 Nusselt 数的传热模型使用经验公式计算传热系

数, 仅适用于特定的流动和传热场景。相比 O'Rourke 模型, Han & Reitz 模型能够更准确地预测缸壁热流密度, 满足汽油-氨燃烧对传热精度的要求。因此, 本文选择 Han & Reitz 模型作为传热模型。Han & Reitz 模型的关键参数如下: 壁面温度、湍流增强系数和热导率模型。壁面温度可能会因氨燃烧的低热释放特性变低, 本文设置为 450 K; 湍流增强系数针对汽油-氨燃烧设置为 0.8; 热导率模型需要确保汽油-氨混合物的热导率恰当, 本试验设置热导率为 0.251 W/(m·K)。

Converge 软件所包含的燃烧模型有 SAGE 模型、G-Equation 火焰传播模型、拟序火焰模型、Shell 模型和燃烧速率模型。汽油与氨的燃烧特性差异较大, 汽油具有高反应速率和高热释放特性, 而氨燃烧过程中化学反应较缓慢, 且涉及复杂的氮氧化物生成和氨分解反应。SAGE 模型基于详细化学动力学, 能够准确描述汽油与氨混合燃料在燃烧过程中的化学反应机理。SAGE 模型还可以耦合详细的化学反应机理, 捕捉氨分解、NO_x 生成和火焰传播过程, 满足汽油-氨燃烧对化

学反应精度的高要求。G-Equation 火焰传播模型是基于火焰面传播的燃烧模型, 适合湍流火焰的模拟, 计算效率较高, 但化学反应描述较简化。拟序火焰模型是基于湍流火焰结构的燃烧模型, 适合预混燃烧和火焰传播过程的模拟。Shell 模型用于描述自燃过程的零维燃烧模型, 多用于点火延迟的预测。燃烧速率模型是简化的燃烧速率模型, 适用于计算成本较低的场景。对于需要高精度模拟燃料化学反应的场景(如双燃料体系), SAGE 模型是最佳选择。因此, 本文选用了瞬态详细化学动力学求解器 SAGE 模型^[25]。化学反应机理使用 LIU 等^[26]提出的汽油反应机理和 STAGNI 等^[27]提出的氨气机理。最终的氨-汽油反应机理由 125 种组分和 711 个反应组成。本文通过比较汽油氨的 3 种能量比(0%、20%、40%)条件下的缸压曲线, 验证发动机数值模型的可靠性。图 2 显示了仿真结果和试验结果的比较, 可以看出, 在不同的能量比下, 试验结果与模拟值吻合良好, 最大偏差不超过 5%。该结果在误差允许的范围

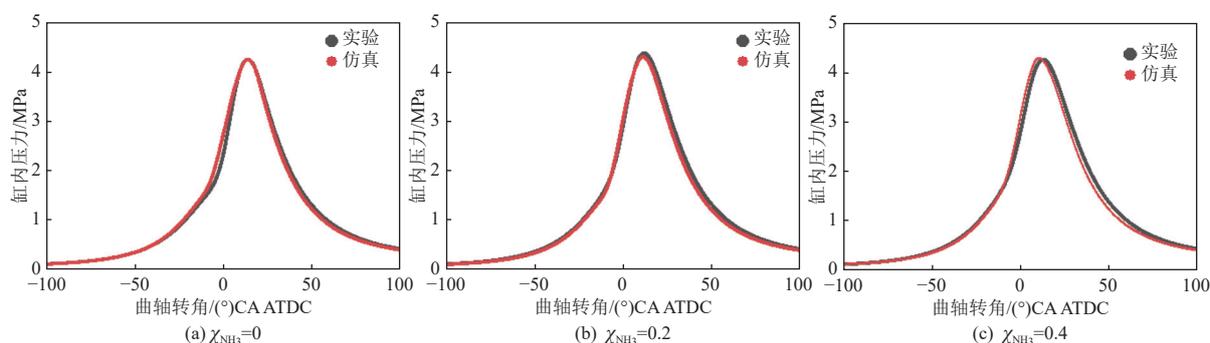


图 2 不同氨气能量比下缸内压力的验证示意图

Fig. 2 Verification of cylinder pressure at different ammonia energy ratios

2 结果与讨论

2.1 燃烧特性

本试验选用工况为 1 200 r/min, $\lambda=1$, 燃料为 95#汽油和液氨, 实际点火角(ST)选为 -22.5°CA , 氨汽油的能量比 χ_{NH_3} 为 0.3, BMEP 为 0.6 MPa。原进气门开启时刻为 $-356^{\circ}\text{CA ATDC}$, 关闭时刻为 -143.5°CA 。原排气门开启时刻为 119.5°CA , 关闭时刻为 358.5°CA 。进气凸轮包络角为 212.5°CA , 排气凸轮包络角为 239°CA 。排气门开启时刻相对于原始位置提前了 10°CA (标记为 -10°CA), 进气门开启时刻相对于原始位置提前 30°CA (标记为 -30°CA)或延迟 10°CA (标记为 10°CA)。本文

固定排气门开启角(EVO)为 -10°CA , 通过改变进气门开启角(IVO), 从 $\text{IVO}=-30^{\circ}\text{CA}$ 至 $\text{IVO}=10^{\circ}\text{CA}$, 以研究 IVO 对发动机燃烧与排放特性的影响。随着 IVO 的提前, 气门重叠角(VOA)会逐渐增加。当 $\text{IVO}=-30^{\circ}\text{CA}$ 时, VOA 达到最大 14.5°CA ; 当 $\text{IVO}=10^{\circ}\text{CA}$ 时, VOA 达到最小。

IVO 对缸内压力的影响如图 3 所示。随着 IVO 的提前, 缸内压力的峰值逐渐变小, 峰值所对应的相位逐渐延迟。缸压峰值在 $\text{IVO}=10^{\circ}\text{CA}$ 处取得最大值 5.09 MPa, 在 $\text{IVO}=-30^{\circ}\text{CA}$ 处达到最小值 3.68 MPa。随着 IVO 的提前, 缸内残余废气不能完全排出, 因此缸内进气量相应减少。废气中 H₂O 和 CO₂ 降低了缸内燃烧温度, 同时使得可

燃烧的工质减少,从而导致了缸压峰值的降低和峰值所对应相位的延迟。

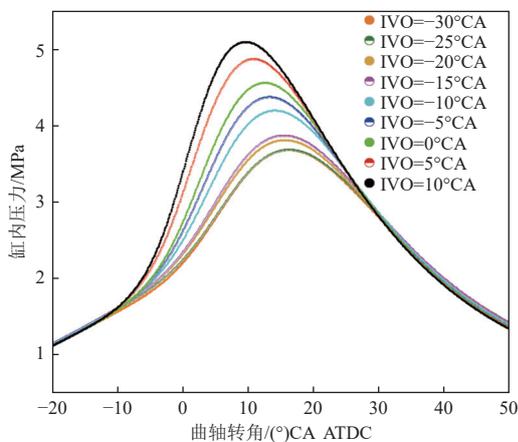


图 3 不同 IVO 下的缸压变化

Fig. 3 In-cylinder pressure at different IVO

IVO 对放热率的影响如图 4 所示。放热率峰值随着 IVO 的延迟而逐渐增加。当 IVO=-30°CA 时,放热率峰值达到最小值,约为 21 J/°CA。当 IVO=10°CA 时,放热率峰值达到最大值,约为 32.5 J/°CA。随着 IVO 逐渐提前,气门重叠角逐渐变大,缸内进气量减少,废气中 H₂O 和 CO₂ 降低了缸内燃烧温度,从而导致了放热率峰值的降低和放热率峰值所对应相位的延迟。随着 IVO 逐渐提前,进气对于放热率的影响逐渐减弱,因此放热率峰值降低的速率和峰值对应相位延迟的速率逐渐减慢。

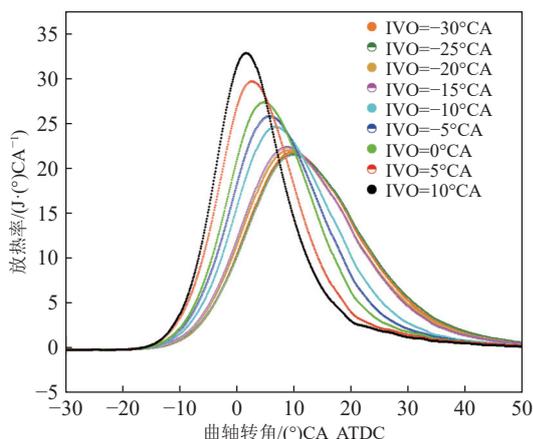


图 4 不同 IVO 下的放热率变化

Fig. 4 Heat release rate at different IVO

IVO 对燃烧相位的影响如图 5 所示,当 IVO=10°CA 时,CA10、CA50 和 CA90 同时达到最小值,分别为-4.5、2.9 和 14.4°CA。当 IVO 逐渐提前时,CA10、CA50 和 CA90 迅速增加,3 者最终都

于 IVO=-25°CA 处达到峰值,分别为 1.6、12.7 和 27.7°CA。随着 IVO 的提前,缸内残余废气增多,新鲜的可燃混合气减少,气缸内残余废气对燃烧的抑制作用变大。当 IVO 为-30°CA 时,相比于 IVO=-25°CA,进排气压力差减小,缸内残余废气压力增大,使得从进气门处排出的废气略微增多,降低了缸内废气含量。因此,相比于 IVO=-25°CA 时,IVO=-30°CA 的燃烧速率略微上升。

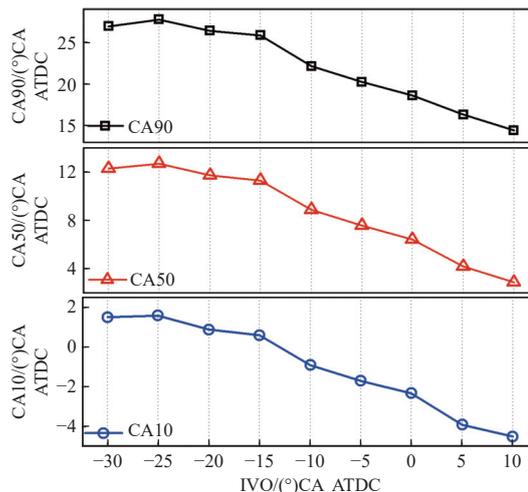


图 5 不同 IVO 下的 CA10、CA50 和 CA90

Fig. 5 CA10、CA50 and CA90 at different IVO

OH 基团的分布与质量分数通常用于表征燃烧发生的位置与化学反应的强度。图 6 是 OH 基团随着 IVO 的变化在燃烧室 XY 轴切面的分布特征与演变规律的模拟图。在-15°CA 时,不同 IVO 下 OH 基团的分布范围、质量分数相似。这是因为-15°CA 时的燃烧主要由缸内初始温度、压力和点火能量决定。在-5°CA 时,OH 基团质量分数逐渐上升。在 IVO=10°CA 处,可以清晰看出 OH 基团中间的质量分数较高。在 5°CA 和 15°CA 处,IVO=10°CA 的图像中,已燃区中心区域 OH 基团质量分数最高,均匀地向四周辐射,说明燃烧充分且均匀。随着 IVO 的提前,至 IVO=-25°CA 处,已燃区中心区域 OH 基团质量分数逐渐降低,这是因为残余废气对燃烧的抑制作用。然而,当 IVO 为-30°CA 时,OH 基团在已燃区中心的质量分数有所增加,中心最高温度点较其他工况有所偏移。这是因为 IVO 的提前使得进排气压力差降低,缸内残余废气压力变大,增大的缸内压力使得一部分废气从进气门处排出,略微降低了缸内废气含量,加快了燃烧速度;同时气流交换使得燃烧中心发生偏移。

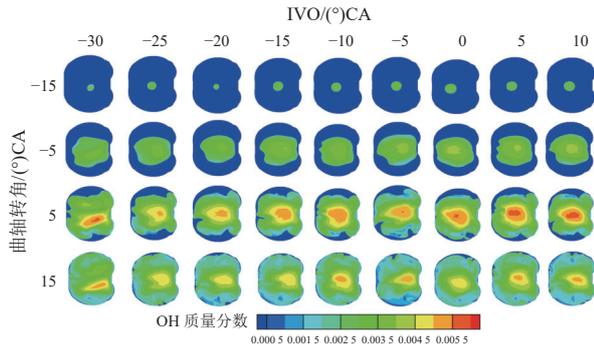


图 6 OH 基团随 IVO 的变化在燃烧室 XY 轴切面的分布特征与演变规律云图

Fig. 6 Cloud map of OH mass fraction in cylinder cross section at different IVO

IVO 对于 PMEP 和进排气压力差的影响如图 7 所示,可以看出,随着 IVO 的提前, PMEP 逐渐降低,进排气压力差也逐渐下降。这是因为,当 IVO 提前时,进气门关闭角也随之提前,活塞在压缩冲程时向上移动所排出的可燃混合气质量减小, PMEP 降低。

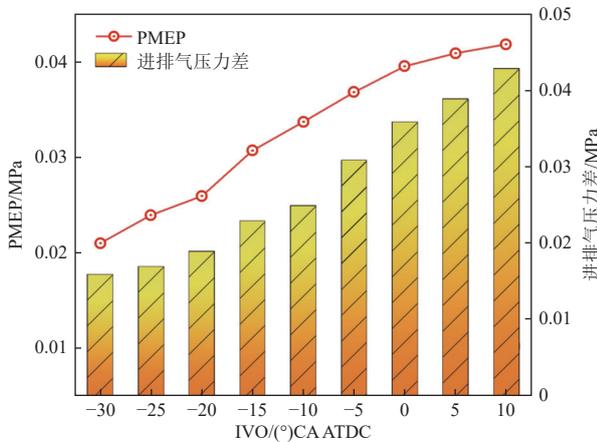


图 7 不同 IVO 下 PMEP 和进排气压力差

Fig. 7 PMEP and inlet-exhaust pressure difference at different IVO

BTE 通常用于表征发动机的性能。从图 8 中可以看出,随着 IVO 不断提前, BTE 在 32.1% 至 32.7% 区间变化,并未发现明显规律。

2.2 排放特性

总碳氢化合物(THC)、 NH_3 、 NO_x 与 CO 在转速 $1200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、 $\text{BMEP}=0.6 \text{ MPa}$ 工况下随 IVO 的变化规律如图 9 所示,可以看出,随着 IVO 的延迟,排放物中 THC 浓度逐步降低,在 IVO= -30°CA 处达到最大值 3.742×10^{-3} ,在 IVO= 10°CA 处达到最小值 2.750×10^{-3} 。这是因为随着 IVO 的

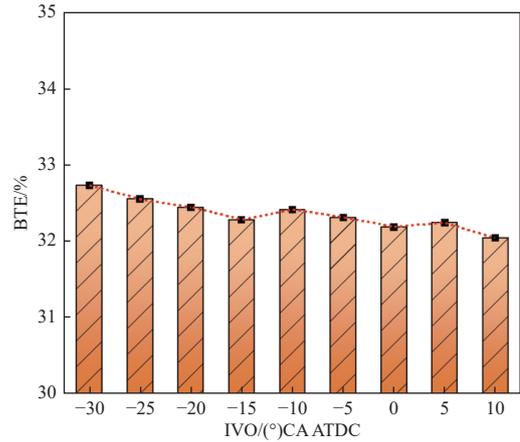


图 8 不同 IVO 下的有效热效率

Fig. 8 BTE at different IVO

延迟,缸内压力峰值升高,放热明显增多,缸内温度升高,这有利于未燃 HC 的氧化,减少了 THC 的排放。

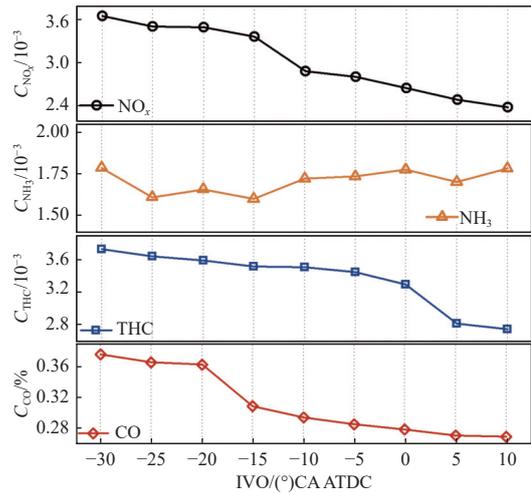


图 9 不同 IVO 下 NO_x 、 NH_3 、THC 和 CO 的排放情况

Fig. 9 Emissions of NO_x , NH_3 , THC and CO at different IVO

随着 IVO 的延迟,排放物中 CO 浓度逐步降低,在 IVO= -30°CA 处达到最大值 0.37%,在 IVO= 10°CA 处达到最小值 0.27%。CO 排放呈现与 THC 类似的规律,随着 IVO 的延迟,缸内压力峰值升高,放热明显增多,缸内温度升高,有利于 CO 氧化。

NH_3 逃逸率一直是氨发动机中不可忽略的问题。在 IVO= 10°CA 至 -30°CA 的区间中,未燃 NH_3 浓度变化较小且比较稳定,说明 IVO 对 NH_3 逃逸率影响不大。

使用 NH_3 燃料会产生 NO_x ,在 IVO= -30°CA 处, NO_x 排放浓度达到最大值,为 3.65×10^{-3} 。随

着 IVO 的延迟, NO_x 排放浓度逐渐下降, 在 IVO=10°C A 处达到最小值 2.45×10^{-3} 。出现该现象的原因是随着 IVO 的延迟, 进排气压力差增大, 缸内残余气体变少, 缸内残余的 NO_x 也减少。同时, 随着进气门关闭时刻的延迟, 在压缩冲程时, 一部分高温混合气会由于活塞向上移动而排出, 使得缸内温度降低。这两种原因共同导致了 NO_x 排放减少。

3 结 论

本文基于改造的汽油-氨发动机试验台架与仿真模型, 开展了在 BMEP=0.6 MPa, 转速为 1 200 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$, $\lambda=1$, ST 为 -22.5°C A ATDC, 氨汽油的能量比为 0.3 时, 不同 IVO 下的发动机燃烧与排放的试验与模拟计算。本文探究了 IVO 对燃烧特性的影响, 包括缸压、放热率、燃烧相位等参数, 并分析了这些因素对 BTE 等发动机性能的影响。同时, 阐明了 IVO 对污染物排放的影响, 揭示了 THC、CO 和 NO_x 的产生原理, 主要结论如下。

(1) IVO 是影响汽油-氨发动机燃烧特性的重要参数。随着 IVO 提前, 缸内压力与放热率的峰值变小, 且峰值对应的相位逐渐延迟。CA10、CA50 和 CA90 迅速增加, 但增加的幅度随着 IVO 的提前而减少。这是随着气门重叠角逐渐变大, 缸内残余废气的增多抑制了缸内燃烧导致的。有效热效率在 32.1%~32.7% 区间变化, 未发现明显变化规律。

(2) THC、CO 和 NO_x 的排放水平同样受到 IVO 的影响。随着 IVO 的提前, 缸内温度的降低减少了 HC 与 CO 被氧化的机会, THC 与 CO 排放浓度升高; 气门重叠角的增大提高了缸内废气中 NO_x 浓度, 同时泵气损失的降低也提高了缸内温度, 促进了 NO_x 的生成; IVO 对 NH_3 逃逸率影响较小。

(3) IVO 制约着汽油-氨双燃料发动机的性能与排放。在排气门正时固定时, 若改善排放特性, 应调整 IVO 至 10°C A, 此时 THC、 NO_x 与 CO 均达到最小值, 但有效热效率较低, 仅为 32.1%; 若想改善燃烧特性, 应调整 IVO 至 -30°C A, 此时有效热效率达到 32.7%, 但 THC、 NO_x 与 CO 均达到最大值。

(4) 当前研究仅在特定工况以及特定 IVO 下开展, 未来可拓展到汽油-氨双燃料发动机全工况范围, 研究不同工况和不同气门正时组合在减少

泵气损失、提高燃烧效率和降低排放方面的潜力。通过多变量优化方法找到最佳的气门正时组合, 以实现发动机性能和排放的综合优化。

参考文献 (References):

- [1] 刘永涛, 曹莹, 刘传攀, 等. 双碳目标背景下商用车能源与动力系统技术进展 [J]. 汽车工程学报, 2022, 12(4): 478-494.
LIU Yongtao, CAO Ying, LIU Chuanpan, et al. Progress of energy and power system technologies for commercial vehicles under China's carbon peaking and carbon neutrality goals[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2022, 12(4): 478-494.
- [2] 刘佳, 王雪媛. 关于上海推进碳达峰碳中和立法的思考 [J]. 能源环境保护, 2022, 36(5): 33-37.
LIU Jia, WANG Xueyuan. Thoughts on promoting the legislation for carbon peaking and carbon neutralization in Shanghai[J]. Energy Environmental Protection, 2022, 36(5): 33-37.
- [3] 范德成, 王韶华, 张伟. 低碳能耗结构优化模型构建及实证分析 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2013, 34(7): 939-944.
FAN Decheng, WANG Shaohua, ZHANG Wei. Optimization model of low-carbon energy consumption structure and empirical analysis[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2013, 34(7): 939-944.
- [4] LI Zhehua, LIU Wendi, ZHANG Xiao, et al. Carbon emissions from global impervious surface expansion between 1985 and 2020[J]. Science of the Total Environment, 2024, 952: 175856.
- [5] 彭天铎, 袁志逸, 任磊, 等. 中国碳中和目标下交通部门低碳发展路径研究 [J]. 汽车工程学报, 2022, 12(4): 351-359.
PENG Tianduo, YUAN Zhiyi, REN Lei, et al. Pathway for China's transport sector towards carbon neutrality target[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2022, 12(4): 351-359.
- [6] 霍金禄, 李晓华, 张铎, 等. 汽油添加剂对发动机燃烧和排放特性的影响 [J]. 能源环境保护, 2023, 37(2): 178-186.
HUO Jinlu, LI Xiaohua, ZHANG Duo, et al. Effects of gasoline additives on engine combustion and emissions characteristics[J]. Energy Environmental Protection, 2023, 37(2): 178-186.
- [7] 陈清楚, 蔡开源, 刘奕, 等. 基于喷射策略的氨柴双燃料发动机燃烧和排放试验研究 [J]. 内燃机工程, 2024, 45(4): 9-15+28.
CHEN Qingchu, CAI Kaiyuan, LIU Yi, et al. Experimental study on combustion and emissions in an ammonia-diesel dual-fuel engine based on injection strategies[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2024, 45(4): 9-15+28.

- [8] 张屿, 赵义军, 曾光, 等. 氨燃料强化燃烧技术研究进展[J]. 能源环境保护, 2023, 37(5): 129-144.
ZHANG Yu, ZHAO Yijun, ZENG Guang, et al. A review of the research progress of ammonia combustion enhancement technology[J]. Energy Environmental Protection, 2023, 37(5): 129-144.
- [9] LIU Shang, LIN Zhelong, QI Yunliang, et al. Combustion and emission characteristics of a gasoline/ammonia fueled SI engine and chemical kinetic analysis of NO_x emissions[J]. Fuel, 2024, 367: 131516.
- [10] XIN Gu, JI Changwei, WANG Shuofeng, et al. Experimental study of the effect of variable valve timing on hydrogen-enriched ammonia engine[J]. Fuel, 2023, 344: 128131.
- [11] YOUSEFI A, GUO Hongsheng, 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.
- [12] 王彬彬, 胡登, 王贺春, 等. 不同引燃方式下氨掺氢燃烧对发动机的性能影响[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2024, 45(6): 1102-1110.
WANG Binbin, HU Deng, WANG Hechun, et al. Effect of ammonia blended with hydrogen combustion on diesel engine performance under different ignition modes[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2024, 45(6): 1102-1110.
- [13] WU Yan, HU Jie, LIN Yi, et al. Experimental study of ammonia energy ratio on combustion and emissions from ammonia-gasoline dual-fuel engine at various load conditions[J]. Journal of the Energy Institute, 2024, 117: 101868.
- [14] ZHAO Zhifeng, MIAO Xuelong, CHEN Xu, et al. Simulation study of diesel spray tilt angle and ammonia energy ratio effect on ammonia-diesel dual-fuel engine performance[J]. Energy Engineering, 2024, 121(9): 2603-2620.
- [15] DONG Pengbo, CHEN Shihao, DONG Dongsheng, et al. Characteristics of ammonia premixture combustion ignited by a gasoline ignition chamber[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 49: 923-932.
- [16] RYU K, ZACHARAKIS JUTZ G E, KONG S C. Effects of gaseous ammonia direct injection on performance characteristics of a spark-ignition engine[J]. Applied Energy, 2014, 116: 206-215.
- [17] GRANNELL S M, ASSANIS D N, BOHAC S V, et al. The fuel mix limits and efficiency of a stoichiometric, ammonia, and gasoline dual fueled spark ignition engine[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(4): 042802.
- [18] HAPUTHANTHRI S O. Ammonia gasoline fuel blends: Feasibility study of commercially available emulsifiers and effects on stability and engine performance[C]//United States: SAE International, 2014.
- [19] SHER E, BAR KOHANY T. Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine—A theoretical study[J]. Energy, 2002, 27(8): 757-775.
- [20] HONG Chen, JI Changwei, WANG Shuofeng, et al. Assessment of a synergistic control of intake and exhaust VVT for airflow exchange, combustion, and emissions in a DI hydrogen engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(53): 20495-20506.
- [21] YUAN Zhipeng, FU Jianqin, LIU Qi, et al. Quantitative study on influence factors of power performance of variable valve timing (VVT) engines and correction of its governing equation[J]. Energy, 2018, 157: 314-326.
- [22] LI Qingyu, LIU Jingping, FU Jianqin, et al. Comparative study on the pumping losses between continuous variable valve lift (CVVL) engine and variable valve timing (VVT) engine[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 137: 710-720.
- [23] ZHU Tiankui, YAN Xin, GAO Zhan, et al. Combustion and emission characteristics of ammonia-hydrogen fueled SI engine with high compression ratio[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 62: 579-590.
- [24] KOUTSOURAKIS N, BARTZIS J G, MARKATOS N C. Evaluation of Reynolds stress, $k-\epsilon$ and RNG $k-\epsilon$ turbulence models in street canyon flows using various experimental datasets[J]. Environmental Fluid Mechanics, 2012, 12(4): 379-403.
- [25] FRANKL S, GLEIS S, KARMANN S, et al. Investigation of ammonia and hydrogen as CO₂-free fuels for heavy duty engines using a high pressure dual fuel combustion process[J]. International Journal of Engine Research, 2021, 22(10): 3196-3208.
- [26] LIU Yaodong, JIA Ming, XIE Maozhao, et al. Development of a new skeletal chemical kinetic model of toluene reference fuel with application to gasoline surrogate fuels for computational fluid dynamics engine simulation[J]. Energy & Fuels, 2013, 27(8): 4899-4909.
- [27] STAGNI A, CAVALLOTTI C, ARUNTHANAYOTHIN S, et al. An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas-phase oxidation of ammonia[J]. Reaction Chemistry & Engineering, 2020, 5(4): 696-711.