

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/385947150>

Optical and Numerical Study on Pre-Chamber Jet Ignition Modes of Low Reactivity Fuels 低活性燃料预燃室喷射点燃模式的光学和数值研究

Thesis · May 2024

CITATIONS

0

READS

165

1 author:



Yixiao Zhang

Tsinghua University

31 PUBLICATIONS 136 CITATIONS

SEE PROFILE

低活性燃料预燃室射流点火模式 的可视化与模拟研究

(申请清华大学工学硕士学位论文)

培养单位：车辆与运载学院
学 科： 动力工程及工程热物理
研 究 生： 张 翼 霄
指 导 教 师： 马 骁 副 教 授

二〇二四年五月

低活性燃料预燃室射流点火模式的可视化与模拟研究

张翼霄

Optical and Numerical Study on Pre-chamber Jet Ignition Modes of Low Reactivity Fuels

Thesis submitted to
Tsinghua University
in partial fulfillment of the requirement
for the degree of

Master of Science
in
Power Engineering and Engineering Thermal Physics
by
Zhang Yixiao

Thesis Supervisor: Associate Professor Ma Xiao

May, 2024

摘要

在碳中和背景下，内燃机将不断追求高热效率和近零污染物排放，同时应用氢、氨、甲醇等替代燃料实现净零碳排放。对于火花点火发动机，预燃室湍流射流点火是一种实现稳定稀燃的高效燃烧模式，其通过包含活性自由基和强湍流的分布式射流火焰，有效引燃稀混合气并提高燃烧速率。本文基于定容燃烧弹和光学发动机的可视化实验，结合数值模拟，探究了不同参数对预燃室射流引燃能力的影响和机理，并提出了针对低活性燃料和稀燃条件强化射流点火与燃烧的调控策略。

围绕被动射流点火，研究了多孔射流间相互作用对点火特性的影响。采用交叉喷孔，通过自由基射流的汇聚，在交叉角度为 $15\text{~}30^\circ$ 时，实现了将射流引燃区域控制在交叉点附近，交叉点靠近喷孔时可以缩短滞燃期。相比之下，平行喷孔下引燃区域较为随机。光学发动机实验表明，与不交叉构型相比，交叉喷孔下引燃概率显著提高。采用非等径喷孔，在合理孔径比 ($1 < D_1/D_2 \leq 2$) 下，通过大喷孔火焰射流与小喷孔自由基射流的相互作用，可以促进火焰沿射流径向发展，过大的孔径差异不利于小喷孔射流引燃。在光学发动机中，相较于等径喷孔，大喷孔射流贯穿更远，被其引燃的小喷孔射流促进了喷孔附近的火焰发展。

围绕主动射流点火，研究了主动射流强度特征和稀燃条件下的点火特性。当喷孔直径较小时，预燃室和主燃室压比超过 4，产生具有激波串结构的超音速射流。利用高活性甲醇主动射流，通过调控预燃室全局当量比和混合时间，选择合理孔径，实现了稳定引燃过量空气系数 $\lambda = 1.2\text{~}1.6$ 的氨燃料稀混合气，燃烧过程呈现先急后缓的两阶段放热特征。在光学发动机中，相较于被动射流点火和传统火花点火，主动射流点火将稀燃极限拓展至 $\lambda = 2$ ，并不同程度上减少了燃烧持续期。

最后，围绕主燃烧室设计，研究了射流碰壁条件下的点火特性，分析了不同碰壁距离和壁面形状对引燃区域和滞燃期的影响。在无量纲碰壁距离 $H/D = 5.7\text{~}20$ 范围内，发现了壁面引燃和射流根部引燃两种点火模式。当 H/D 小于 7 时，壁面位于射流衰减区，相较于自由射流，湍动能升高，着火概率降低，且热损失增大，使滞燃期延长；反之，射流碰壁可以通过滞止效应促进点火，使滞燃期缩短。使用卷流形结构的 M 形壁面，产生了火焰浮起的点火模式。实验和模拟均观测到二次射流中的不稳定尾流现象，形成了射流引燃的有利条件。

关键词：预燃室湍流射流点火；自由基射流；引燃区域；射流碰壁；可视化

Abstract

In the context of carbon neutrality, internal combustion engines will target higher thermal efficiency and near zero pollutant emissions, and use alternative fuels such as hydrogen, ammonia, methanol to achieve net zero carbon emission. For spark ignition engines, pre-chamber turbulent jet ignition is a high-efficiency combustion mode to achieve lean-burn operation, in which distributed jet flames with active radicals and enhanced turbulence are generated to ignite lean mixture and improve the burning rate. In this thesis, the effects and mechanisms of different parameters on the ignitability of pre-chamber jets were investigated based on optical experiments in a constant volume combustion chamber and an optically-accessible engine, combined with numerical simulations. Furthermore, the control strategies of enhancing jet ignition and combustion for low reactivity fuels and lean conditions were proposed.

For passive jet ignition, the effects of jet-to-jet interaction by multiple orifices on ignition characteristics were studied. Using jet-crossing nozzle with the convergence of radical jets, when the cross angles are in the range of 15~30°, the ignition zone was controlled around the crossing point, while the ignition delay time can be shortened when the crossing point closer to nozzle. By comparison, the ignition zone under parallel nozzle was relatively variable. The optical engine experiments show that the ignition probability were significantly improved under jet-crossing nozzle compared with non-crossing nozzle configuration. Using unequal nozzle with appropriate nozzle diameter ratios ($1 < D_1/D_2 \leq 2$), the flame development in the jet radial direction can be promoted by the interaction between flame jet from the large nozzle and radical jet from the small nozzle, while excessive difference of nozzle diameters is not favorable for the jet ignition of small nozzle. In optical engine, the jet penetration length from the large nozzle is longer compared with that in the equal nozzle, and the small nozzle jet is ignited subsequently by the large nozzle jet, improving the flame development around the nozzle.

For active jet ignition, the active jet intensity and the ignition characteristics under lean condition were studied. The pressure ratio of pre-chamber to main chamber will exceed 4 with a relatively small nozzle diameter, resulting in a supersonic jet with shock train structure. Using methanol active jet with high reactivity, stable ignition of ammonia

Abstract

lean mixture under excess air ratio $\lambda = 1.2\sim 1.6$ was achieved, by means of adjusting the pre-chamber global equivalence ratio and the mixing time and selecting an appropriate nozzle diameter. In addition, the combustion process features a fast and slow, two-stage heat release. In optical engine, compared with passive jet ignition and conventional spark ignition, the lean limit was extended to $\lambda = 2$ under active jet ignition, and the combustion duration was reduced in different extent.

Lastly, for main chamber design, the ignition characteristics under wall impingement conditions were studied, and the effects of impinging distance and impinging wall shape were analyzed. Among different non-dimensional impinging distances H/D ranging from 5.7 to 20, two ignition modes where ignition is initiated from near wall region or jet root were found. When H/D is below 7, the wall is located in the jet decay zone, leading to an extended ignition delay compared with that in free jet case, which is attributed to a lower ignition probability caused by higher turbulent kinetic energy and increased heat loss. On the contrary, wall impinging could promote ignition by stagnation effect, leading to a shorter ignition delay. Using an M-shaped wall with swirl structure, an ignition mode featuring a lift-off flame was produced. The unsteady wake flow in the secondary jet zone was observed by both experiments and simulations, which is favorable for jet ignition.

Keywords: pre-chamber turbulent jet ignition; radical jet; ignition zone; jet wall impingement; visualization

目 录

摘要	I
Abstract	II
目录	IV
插图和附表清单	VII
符号和缩略语说明	XII
第1章 引言	1
1.1 研究背景与意义	1
1.2 国内外研究现状	3
1.2.1 预燃室湍流射流点火机理的光学诊断与数值模拟研究	4
1.2.2 预燃室结构对射流点火与燃烧特性影响的研究	7
1.2.3 预燃室射流强化与稀薄燃烧特性的研究	11
1.2.4 主燃烧室结构对射流点火与燃烧特性影响的研究	15
1.2.5 氨燃料火花点火发动机燃烧特性的研究	19
1.2.6 研究现状小结	20
1.3 论文结构与主要内容	20
第2章 可视化实验与数值模拟方法	22
2.1 定容燃烧弹实验	22
2.1.1 系统组成	22
2.1.2 被动预燃室、主动预燃室、射流碰壁机构设计	25
2.1.3 实验方法与数据处理	27
2.2 光学发动机实验	30
2.2.1 发动机参数与系统组成	30
2.2.2 预燃室点火系统设计	32
2.2.3 实验方法与数据处理	35
2.3 CFD 数值模拟	39
2.3.1 几何与物理模型	39
2.3.2 模型验证	40
第3章 预燃室多孔射流间相互作用下的点火特性	42
3.1 单孔自由射流的点火模式及参数影响	42

3.2 交叉喷孔对射流点火特性的影响	47
3.2.1 交叉射流与平行射流的引燃区域与燃烧放热比较	47
3.2.2 交叉喷孔下的流场特征与着火概率分析	49
3.3 非等径喷孔对射流点火特性的影响	52
3.3.1 不同直径组合下的引燃区域比较	52
3.3.2 非等径喷孔下的流场特征与着火概率分析	53
3.4 光学发动机中被被动射流点火模式燃烧特性及喷孔结构影响	54
3.4.1 被动射流点火与火花点火模式的比较	55
3.4.2 不同喷孔结构下的引燃区域与燃烧放热比较	60
3.5 本章小结	65
第4章 预燃室高活性主动射流的点火特性	67
4.1 预燃室主动射流强度特征及参数影响	67
4.1.1 亚音速射流特性	68
4.1.2 超音速射流特性	69
4.2 甲醇主动射流对氨混合气的引燃效果及参数影响	73
4.2.1 着火边界与火焰发展过程	73
4.2.2 燃烧放热分析	76
4.3 光学发动机中主动射流点火模式的稀薄燃烧特性	78
4.3.1 缸内燃烧图像	78
4.3.2 燃烧放热分析	79
4.4 本章小结	81
第5章 预燃室射流碰壁条件下的点火特性	83
5.1 实验和模拟工况	83
5.2 不同碰壁距离对射流点火特性的影响	84
5.2.1 引燃区域与滞燃期	84
5.2.2 碰壁距离影响滞燃期的机理分析	88
5.3 不同壁面形状对射流点火特性的影响	92
5.3.1 引燃区域与滞燃期	92
5.3.2 V形、M形壁面下的流场特征与着火概率分析	94
5.4 本章小结	96
第6章 结论与展望	98
6.1 主要研究工作与结论	98
6.2 未来研究展望	101

目 录

参考文献	102
致 谢	115
声 明	116
个人简历、在学期间完成的相关学术成果	117
指导教师评语	119
答辩委员会决议书	120

插图和附表清单

图 1.1	2050 年净零碳排放导向下全球能源相关行业 CO ₂ 排放量变化 [2]	1
图 1.2	主动/被动预燃室基本组成和缸内燃烧过程 [17, 18, 23, 24]	2
图 1.3	射流火焰与热射流引燃模式下点火过程的纹影与 OH*化学发光图像 [42] ..	4
图 1.4	不同射流速度下三种点火模式的温度和局部放热率分布 [47]	5
图 1.5	火焰传播、射流二次引燃、引燃失败三种点火模式的边界划分 [48]	6
图 1.6	预燃室点火发动机燃烧过程的 Borgi-Peters 火焰模式图 [53]	6
图 1.7	不同预燃室结构参数影响的光学诊断研究概况	7
图 1.8	JPIC 系统中不同喷孔和预燃室数量下的火焰发展对比 [56]	8
图 1.9	预燃室平行与倾斜射流下点火过程的纹影与 OH*化学发光图像 [61]	9
图 1.10	不同预燃室中心孔径对射流引燃区域的影响 [64]	9
图 1.11	单孔、发散、汇聚三种喷孔下的燃烧特性对比 [74]	10
图 1.12	相等、不等斜三孔结构与火焰面积发展对比 [89]	10
图 1.13	不同压比下亚音速和超音速欠膨胀热射流发展及最大射流速度 [92] ..	11
图 1.14	预燃室变截面喷孔下的超音速射流点火过程和稀燃极限 [93, 94]	12
图 1.15	基础研究中的超音速欠膨胀射流点火现象 [62, 90, 95, 96]	12
图 1.16	高负荷条件下预燃室发动机的缸压曲线及 Ma 数、压力分布 [101]	13
图 1.17	双模式湍流射流点火系统 (DM-TJI) 及热效率、CoV _{IMEP} 对比 [104] ..	13
图 1.18	天然气发动机空气辅助火花塞设计与 EGR 运行范围 [105]	14
图 1.19	扫气式主动预燃室设计与发动机 EGR 运行范围 [106, 107]	14
图 1.20	DJI 主动预燃室设计与发动机热效率优化结果 [110]	15
图 1.21	火焰-壁面相互作用 (FWI) 机制 [123, 124]	16
图 1.22	氢气/空气混合气碰壁射流的点火特性	17
图 1.23	光学发动机射流点火的高速 CH ₂ O PLIF 和 OH*化学发光图像 [30] ..	17
图 1.24	碗形活塞和平顶活塞下的射流火焰发展与发动机燃烧特性 [126]	18
图 1.25	适用于 GDI 发动机的碗形预燃室点火 (BPI) 系统设计 [128, 129]	18
图 1.26	适用于 GDI 发动机的不同活塞形状与混合气分布优化结果 [130]	19
图 1.27	论文结构与研究思路	21
图 2.1	定容燃烧弹可视化实验系统	23
图 2.2	定容燃烧弹装配示意图	24

图 2.3 定容燃烧弹被动射流点火系统装配图	25
图 2.4 定容燃烧弹被动预燃室结构示意图	25
图 2.5 定容燃烧弹主动射流点火系统结构、装配、燃油喷雾位置关系	26
图 2.6 射流碰壁机构装配示意图与不同形状壁面设计	26
图 2.7 高速摄影系统实物图	27
图 2.8 定容燃烧弹实验典型工况压力曲线重复性验证	28
图 2.9 定容燃烧弹实验图像处理过程	29
图 2.10 光学发动机实验系统示意图	31
图 2.11 光学发动机台架现场图、气缸盖底面、活塞底面视窗	32
图 2.12 光学发动机不同点火系统示意图	32
图 2.13 光学发动机预燃室点火系统装配图	33
图 2.14 光学发动机预燃室腔体形状	34
图 2.15 光学发动机预燃室喷孔结构示意图	35
图 2.16 燃料喷射质量标定曲线	36
图 2.17 光学发动机实验火焰自然发光图像处理过程	37
图 2.18 某工况下有效循环的缸压、瞬时放热率、IMEP	38
图 2.19 定容燃烧弹被动/主动射流点火几何模型与网格划分	39
图 2.20 定容燃烧弹被动射流气相射流贯穿距的模型验证结果	41
图 2.21 定容燃烧弹主动射流预燃室压力曲线的模型验证结果	41
图 3.1 不同喷孔直径下自由射流点火过程的纹影图像	43
图 3.2 不同条件下的气相射流贯穿距与射流速度	44
图 3.3 不同喷孔直径下的压力与放热率曲线	45
图 3.4 自由湍流射流的流动区域划分	45
图 3.5 自由基射流和火焰射流引燃模式下的物理和化学反应变量分布云图	46
图 3.6 不同交叉角度喷孔与平行喷孔下的射流引燃区域对比	47
图 3.7 不同交叉角度喷孔、平行喷孔及火花点火的火焰面积发展	48
图 3.8 不同交叉角度喷孔、平行喷孔及火花点火的宏观燃烧参数对比	48
图 3.9 不同工况对交叉与平行射流引燃区域稳定性的影响	49
图 3.10 不同交叉角度下的无量纲初始段长度 L/D 和流动区域	49
图 3.11 交叉与平行喷孔下的温度、密度、湍动能、 CH_2O 、Da 数分布云图	51
图 3.12 非等径喷孔下的引燃区域和初期火焰发展	52
图 3.13 非等径与等径喷孔下的温度、速度、湍动能、Da 数分布云图 ($t = 7 \text{ ms}$)	53

图 3.14 不同过量空气系数下火花点火模式的缸内燃烧火焰图像	55
图 3.15 不同过量空气系数下被动射流点火模式的缸内燃烧火焰图像	56
图 3.16 被动射流点火与火花点火模式的火焰面积与全局火焰速度对比	57
图 3.17 被动射流点火与火花点火模式的缸压、放热率对比	58
图 3.18 被动射流点火与火花点火模式的燃烧持续期对比	58
图 3.19 两种燃烧模式下 IMEP、 CoV_{IMEP} 、 η_{it} 随点火角度和过量空气系数的变化	58
图 3.20 不同氨能量比例下被动射流点火与火花点火模式的缸内燃烧火焰图像 ($\lambda = 1$, ST = -20 °CA ATDC)	59
图 3.21 三个典型工况下的火焰面积与全局火焰速度对比	60
图 3.22 三个典型工况下的燃烧参数对比	60
图 3.23 不同喷孔直径下被动射流点火的缸内燃烧火焰分布概率图 ($\lambda = 1$)	61
图 3.24 不同喷孔直径下被动射流点火的燃烧参数对比	61
图 3.25 6 孔圆形、矩形喷孔下被动射流点火的缸内燃烧火焰分布概率图	62
图 3.26 8 孔等径、非等径喷孔下被动射流点火的缸内燃烧火焰分布概率图	63
图 3.27 12 孔单排不交叉、交叉、双排喷孔下被动射流点火的缸内燃烧火焰分布概率图	63
图 3.28 不同喷孔结构下被动射流点火的缸压、放热率对比	64
图 3.29 不同喷孔结构下被动射流点火的燃烧持续期、IMEP、 CoV_{IMEP} 对比 ...	64
图 3.30 等径、非等径、交叉喷孔结构下被动射流点火的缸内燃烧 OH* 化学发光图像	65
图 4.1 定容燃烧弹主动射流点火实验控制信号	68
图 4.2 喷孔直径 $D = 3, 4, 5 \text{ mm}$ 下的亚音速射流发展过程纹影图像	69
图 4.3 喷孔直径 $D = 3, 4, 5 \text{ mm}$ 下的预燃室压力曲线和压比	69
图 4.4 喷孔直径 $D = 2 \text{ mm}$ 、长径比 $L/D = 1$, 不同喷射脉宽下的跨/超音速射流发展过程纹影图像	70
图 4.5 喷孔直径 $D = 2 \text{ mm}$, 不同喷射脉宽和喷孔长径比下的预燃室压力曲线和压比	71
图 4.6 喷孔直径 $D = 2 \text{ mm}$ 、长径比 $L/D = 1$, 不同初始条件下的预燃室压力曲线和压比	72
图 4.7 喷孔直径 $D = 2 \text{ mm}$ 、长径比 $L/D = 1$, 不同初始条件下的温度、压力、Ma 数、速度分布云图 (最大 Ma 数时刻)	72
图 4.8 不同主燃室过量空气系数和喷射脉宽下的预燃室全局当量比和着火边界	

.....	74
图 4.9 不同过量空气系数和喷孔直径下甲醇主动射流引燃氨的火焰发展过程 ..	75
图 4.10 喷孔直径 4 mm 下甲醇主动射流引燃氨的压力与放热率曲线	77
图 4.11 喷孔直径 3 mm、5 mm 下甲醇主动射流引燃氨的压力与放热率曲线....	78
图 4.12 不同过量空气系数和喷孔结构下主动射流点火的缸内燃烧火焰图像 ...	79
图 4.13 不同过量空气系数和喷孔结构下主动、被动射流点火与火花点火模式的 缸压、放热率对比 (7 mol/L 氨-甲醇溶液)	80
图 4.14 不同过量空气系数、6 孔结构下三种燃烧模式的燃烧持续期对比	81
图 4.15 不同过量空气系数和喷孔结构下三种燃烧模式的 IMEP、CoV _{IMEP} 、 η_{it} 对 比	81
图 5.1 不同碰壁距离、喷孔直径下碰壁射流和自由射流引燃时刻的纹影图像 ..	85
图 5.2 点火模式II的初始火焰重心位置.....	86
图 5.3 不同碰壁距离、喷孔直径下典型工况的压力与放热率曲线对比	87
图 5.4 不同碰壁距离、喷孔直径下碰壁射流和自由射流的滞燃期 (MFB05) 对比	87
图 5.5 碰壁射流的流动区域划分	88
图 5.6 不同时刻下自由射流轴线方向的速度、湍动能 (TKE) 、Da 数分布 (Case 3)	89
图 5.7 不同条件下自由射流的湍动能分布云图 (Case 1~5)	89
图 5.8 不同条件下自由射流沿轴线 (Y 轴) 的湍动能分布 (Case 1~5)	90
图 5.9 喷孔直径 $D = 3$ mm, 碰壁距离 $H = 20$ mm (Case 6) 、30 mm (Case 7) 及 自由射流 (Case 1) 在引燃时刻前 ($t = 18$ ms) 的温度、压力、速度、TKE、 Da 数分布云图	91
图 5.10 碰壁和自由射流在引燃时刻前 ($t = 18$ ms) Y1、Y2 位置上沿射流径向的 温度、压力、速度、湍动能分布曲线 (Case 1, 6, 7)	92
图 5.11 不同壁面形状下碰壁射流引燃时刻的纹影图像	93
图 5.12 不同壁面形状下典型工况的压力与放热率曲线对比	94
图 5.13 尖顶 V 形 (Case 8) 、圆顶 V 形 (Case 9) 、M 形壁面 (Case 10) 在引 燃时刻前 ($t = 11.9$ ms) 的温度、压力、速度、TKE、Da 数分布云图.	95
图 5.14 M 形壁面下的二次射流发展过程.....	96
表 2.1 定容燃烧弹实验光学诊断方法及拍摄参数	27

表 2.2 定容燃烧弹实验不确定度	28
表 2.3 光学发动机参数	31
表 2.4 光学发动机预燃室结构参数	34
表 2.5 光学发动机实验测量不确定度	37
表 2.6 CFD 模拟物理模型选取	40
表 3.1 定容燃烧弹被动射流点火实验工况	42
表 3.2 不同压力、过量空气系数下的层流火焰参数对比	44
表 3.3 光学发动机被动射流点火和火花点火实验工况	54
表 4.1 定容燃烧弹主动射流特性实验工况	67
表 4.2 定容燃烧弹甲醇主动射流引燃氮混合气实验工况	73
表 5.1 定容燃烧弹射流碰壁条件点火特性实验工况	83
表 5.2 定容燃烧弹射流碰壁条件点火特性模拟工况	84

符号和缩略语说明

A_t	喷孔总截面积
C	反应进程
CoV_{IMEP}	平均指示压力的循环变动系数
c_p	定压比热容
D	喷孔直径, 质扩散系数
Da	达姆科勒 (Damköhler) 数
E_{NH_3}	氨能量分数
H	碰壁距离, 交叉点到喷孔出口的距离
H_f	单位质量燃料低热值
k	湍动能
L	喷孔长度, 连杆长度
L_b	势核心区长度
Le	路易斯 (Lewis) 数
l_T	湍流宏观积分长度
Ma	马赫 (Mach) 数
m_f	每循环喷油量
N	总循环数
Nu	努塞尔 (Nusselt) 数
p	压力
P_f	火焰分布概率值
p_r	预燃室-主燃室压比
Q	放热量
Re	雷诺 (Reynolds) 数
S_L	层流火焰速度
T	温度
t_{inj}	喷射脉宽
u_T'	湍流脉动速度
V	体积

α	热扩散系数
δ_L	层流火焰厚度
ε	湍流耗散率, 压缩比
η_{it}	指示热效率
θ	交叉角度, 喷孔倾斜角度
κ	比热容比
λ	过量空气系数, 导热系数
ρ	密度
τ_c	化学反应特征时间
τ_m	湍流混合特征时间
ϕ_{PC}	预燃室全局当量比
Δt_{mix}	混合时间 (预燃室喷油-点火时间间隔)
Δp	压差

AHRR	瞬时放热率 (Apparent Heat Release Rate)
AJI	主动射流点火 (Active Jet Ignition)
AMR	自适应网格加密 (Adaptive Mesh Refinement)
CFD	计算流体力学 (Computational Fluid Dynamics)
GDI	汽油直接喷射 (Gasoline Direct Injection)
IMEP	平均指示压力 (Indicated Mean Effective Pressure)
MC	主燃烧室 (Main Chamber)
MFB	累计放热率或已燃质量分数 (Mass Fraction Burned)
PC	预燃室 (Pre-Chamber)
PFI	进气道燃油喷射 (Port Fuel Injection)
PJI	被动射流点火 (Passive Jet Ignition)
SI	火花点火 (Spark Ignition)
TKE	湍动能 (Turbulent Kinetic Energy)

第1章 引言

1.1 研究背景与意义

“2030年前实现碳达峰、2060年前实现碳中和”的双碳目标是中国为缓解全球气候变暖和大气污染做出的重要举措，也是当前能源动力行业推动新能源技术变革的根本出发点。未来的能源体系将主要基于风力、光伏、水力等可再生能源电力，以及“绿电”制取的氢、氨、生物质等可再生燃料，而煤、石油、天然气等传统化石能源仅作为保障性能源，并结合碳捕集、利用与封存（CCUS）技术^[1]。据国际能源署（IEA）统计和预测^[2,3]，如图1.1所示，2022年全球能源相关的碳排放量达到约37亿吨，2023年继续增加了1.1%，其中电力行业占比最高，其次为工业、交通和建筑。为了将本世纪末（2100年）相较工业化之前的全球平均温升控制在1.5°C以内，需要在2050年实现净零碳排放。在这一目标导向下，到2030年电力碳排放降低约60%，之后借助可再生燃料，作为能源需求侧，工业和交通碳排放均加速下降，到2050年降低约90%，但其中船舶、航空和一部分重工业仍不能完全脱碳，这部分需通过直接空气捕集（DAC）进行循环利用。

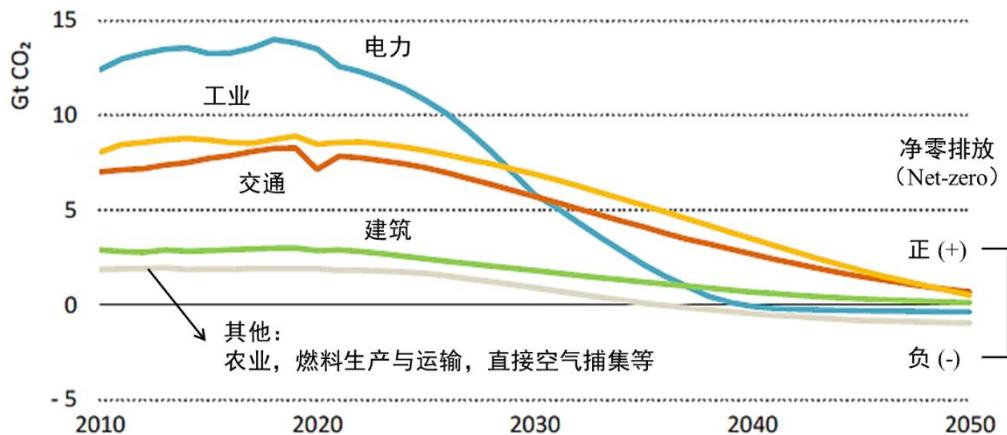


图1.1 2050年净零碳排放导向下全球能源相关行业CO₂排放量变化^[2]

在双碳目标和电动化背景下，以燃烧进行能源转换的活塞式内燃机在热效率、能量密度、可靠性等方面显示出较强优势，在较长时期内，仍然是轻型乘用车、重型商用车、工程机械、船舶、发电机组、小型无人机的动力^[4,5]。节能减排是内燃机永恒的发展趋势，即追求更高热效率和近零污染物排放。另一方面，氢、氨、甲醇等零碳/低碳燃料的应用为传统内燃机提供了新的机遇和研发需求，也带来喷雾、点火、燃烧、后处理等方面的挑战。对于以奥托（Otto）循环工作、使用汽油类燃

料（汽油、天然气、甲醇等高辛烷值燃料）的火花点火式（Spark ignition, SI）发动机，稀薄燃烧（Lean-burn）是实现 50 % 高热效率的重要技术途径^[6]。理想 Otto 循环的热效率如式（1-1）所示，压缩比 ε 越高，工质的比热容比 κ 越高，则循环热效率 η_t 越高。相较于化学计量比混合气，稀燃条件下 κ 较高，燃烧温度降低，可减少传热损失并抑制爆震，同时 NO_x 和 CO 生成量降低^[7]。然而，由于反应活性降低，应用稀燃时面临点火困难和火焰传播速度低即燃烧等容度低的问题。

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1-1)$$

为了拓展 SI 发动机的稀燃极限，学术界和工业界已提出了多种高能点火方式，包括高能点火线圈^[8] (> 100 mJ)、激光等离子体点火^[9]、射频电晕点火^[10]、高压纳秒脉冲点火^[11]、微波辅助点火^[12]等。其中，预燃室射流点火（Pre-chamber jet ignition）作为一种多点点火方式和先进燃烧模式，已在大缸径天然气发电机组中得到应用^[13]，并有望成为下一代混合动力专用汽油机^[14]、船用双燃料发动机^[15]、航空煤油活塞发动机^[16]的高热效率燃烧方案。其工作原理是将传统火花塞设置在预燃室腔体中，火花点燃后在内外压差下，通过多个喷孔在缸内形成多束包含活性自由基和强湍流的射流火焰，作为分布式点火源，引燃缸内混合气。预燃室可分为主动式（Active）和被动式（Passive）两种结构型式^[17, 18]，如图 1.2 所示。被动预燃室仅通过活塞压缩进行换气，稀燃极限与火花点火相近。主动预燃室可通过直喷喷油器或单向电磁阀（Check valve）供给燃料或扫气，以控制在接近化学计量比条件下，因此稀燃极限更高^[19]。此模式的优势主要体现在三个方面^[20-22]：一是实现稀燃条件下的稳定点火，降低循环变动。二是提高燃烧速率（或燃烧等容度），达到最佳燃烧相位所需的点火提前角较小。三是降低爆震强度，允许更高的压缩比。

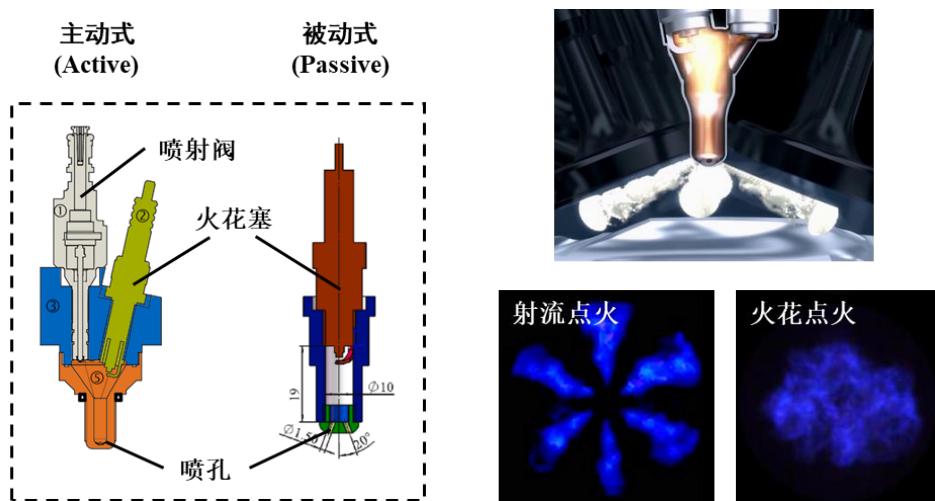


图 1.2 主动/被动预燃室基本组成和缸内燃烧过程^[17, 18, 23, 24]

预燃室射流点火模式由于其在火花点火发动机高热效率和低排放的应用潜力，近年来已得到国内外的大量关注。但是，这一模式下的点火与燃烧特性同时受到预燃室/主燃室结构参数和工况参数的影响，边界条件十分复杂。已有研究表明，对于低负荷、低温、高废气稀释率等条件^[25-27]，以及甲烷、氨等反应活性较低的低碳/零碳燃料^[28, 29]，射流中自由基含量较少，活性较低，导致射流引燃能力和着火稳定性下降，甚至发生失火。同时，在主燃烧室壁面约束下，射流碰壁也可能对初期点火产生不利影响^[30]。因此，本课题以氨等低活性燃料火花点火发动机为应用背景，探究预燃室射流引燃能力的参数影响机制，并提出强化点火与燃烧的调控策略。研究结果可以加深对预燃室射流点火模式相关机理的理解，提供预燃室点火系统的指导性设计原则，并推动氨等碳中和燃料在发动机中的实际应用。

1.2 国内外研究现状

预燃室射流点火的概念最早在上世纪 50 年代晚期，由热自燃理论的奠基者、苏联化学家谢苗诺夫（Semenov）提出^[31]，随后 Gussak 等人^[32]将其应用于点燃式发动机中，称为“雪崩活化燃烧”（LAG）。预燃室最初设计为单一喷孔，体积和面容比较大，例如 Ricardo 的二冲程 Dolphin 汽油机^[33]、Honda 的复合涡流控制燃烧（CVCC）系统^[34]，其燃烧加速作用较小，且散热损失和 HC 排放较高。上世纪 80 年代，随着电控和制造技术的进步，预燃室逐渐发展为小体积（上止点体积占比低于 5%）、小面容比、多喷孔以及采用电控燃油喷射的现代设计。这种结构下，射流火焰的速度和湍流强度大幅提高，而且大部分采用了有燃料供给的主动式结构，由于浓混合气不完全燃烧发生淬熄，使化学效应在点火过程中发挥了重要作用。与此同时，被动式结构也被提出，由于无需额外的燃料供应系统，可直接替换火花塞，成本较低，也得到了大量研究和应用。2005 年，随着火花点火发动机热效率需求的进一步上升，稀燃技术再度成为研究热点。2010 年，马勒（MAHLE）公司开发了应用于轻型汽油车的湍流射流点火（TJI）系统^[35, 36]，首次实现预燃室内液体燃料的直接喷射，将稀燃极限拓展至 $\lambda = 2.2$ ，随后经过不断优化，已实现单一汽油或天然气燃料的超稀燃运行，成为其模块化混合动力总成的一部分。目前，将预燃室射流点火应用于氢、氨、甲醇等零碳/低碳替代燃料，以改善其燃烧与排放特性已成为新的研究热点，其可行性正在得到逐步验证^[37-40]。为了促进替代燃料预燃室点火发动机的开发，有必要从基础点火机理出发，开展参数化研究。

以下结合本论文的主要研究内容，分别对湍流射流点火机理、预燃室结构对点火与燃烧特性的影响、预燃室射流强度特征与稀燃特性、主燃烧室结构对点火与燃烧特性的影响以及氨燃料火花点火发动机燃烧特性五个方面进行文献综述。

1.2.1 预燃室湍流射流点火机理的光学诊断与数值模拟研究

热气体射流点火 (Ignition by a hot gas jet) 是湍流燃烧中的一个基础问题, 涉及到预燃室点火发动机、柔和/无焰燃烧 (MILD/Flameless combustion) 、氢气火灾安全等众多领域。国内外研究者从化学反应动力学和湍流-化学相互作用方面, 基于光学诊断和数值模拟手段, 对射流引燃的物理化学机制开展了大量研究。

1985 年, 日本名古屋大学的 Yamaguchi 等人^[41]基于分室定容燃烧弹开展了纹影可视化实验, 发现随着喷孔直径的增大, 存在四种点火模式: 分别为良好分散燃烧 (Well-dispersed burning), 复合引燃 (Composite ignition), 火核引燃 (Flame kernel torch ignition), 火焰锋面引燃 (Flame front torch ignition)。其中, 复合引燃模式是自由基链式引燃与火核引燃的组合, 具有最佳的稀混合气引燃能力。

随后, 美国普渡大学的 Biswas 等人^[42, 43]基于同步高速纹影与 OH*化学发光方法, 对甲烷和氢气的射流引燃过程开展了实验研究, 进一步总结出两种引燃模式: Reacting jet/flame ignition 和 Reacted jet ignition, 如图 1.3 所示。前者是反应中的火焰射流, 射流淬熄程度较小, 包含活性自由基和火核, 即上述的复合引燃, 滞燃期较短; 后者是已反应的热射流, 射流中的自由基完全淬熄, 仅包含热燃烧产物, 即上述的良好分散燃烧, 其引燃过程由化学链式反应主导, 滞燃期较长。

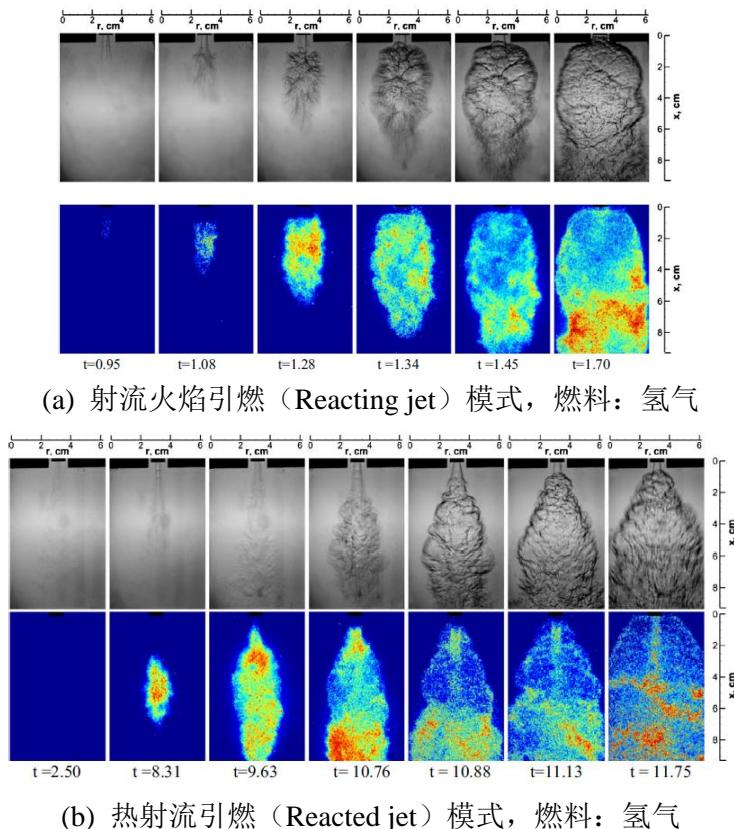


图 1.3 射流火焰与热射流引燃模式下点火过程的纹影与 OH*化学发光图像^[42]

2007~2011年,德国卡尔斯鲁厄理工学院(KIT)与联邦物理技术研究院(PTB)的Sadanandan等人^[44,45]针对氢气泄露引发的热射流点火,开展了平面激光诱导荧光(PLIF)实验研究。通过定量测量热射流中的混合分数Z和OH自由基分布,发现湍流-化学反应相互作用决定了引燃位置和着火概率,射流侧面承受强剪切作用,而射流头部的拉伸率较低、标量耗散率较高,使着火概率更高。

2018年,英国剑桥大学的Sidey和Mastorakos^[46]将热射流点火问题简化为燃烧产物与反应物混合层中的自点火过程,采用条件矩燃烧模型进行了模拟研究。结果显示,随着标量耗散率 N_0 增大即混合速率的加快,点火延迟增大,处于“化学冻结态”;随着反应进程变量C增大,点火延迟减小,而C→1时,温度和活性自由基浓度升高,即使在高混合率下也能成功着火。这表明射流点火过程是湍流混合与化学反应时间尺度的竞争,反应程度较高的射流引燃概率更高。

少数研究者也开展了二维或三维直接数值模拟(DNS)或大涡模拟(LES),揭示了更多射流点火瞬态过程的流场、火焰面、中间组分演变特征,并根据计算结果提出了由无量纲准则数定义的着火判据。

法国CERFACS的Malé等人^[47]开展了丙烷/空气射流引燃过程的三维DNS,对比了不同射流温度和速度的影响,如图1.4所示。发现随着射流速度的增加,射流经历更强的湍流剪切,由蘑菇形的小火焰结构转变为更小湍流尺度的增厚或分布式火焰结构,速度过高时,由于热损失过高,不同温度下均发生点火失败。

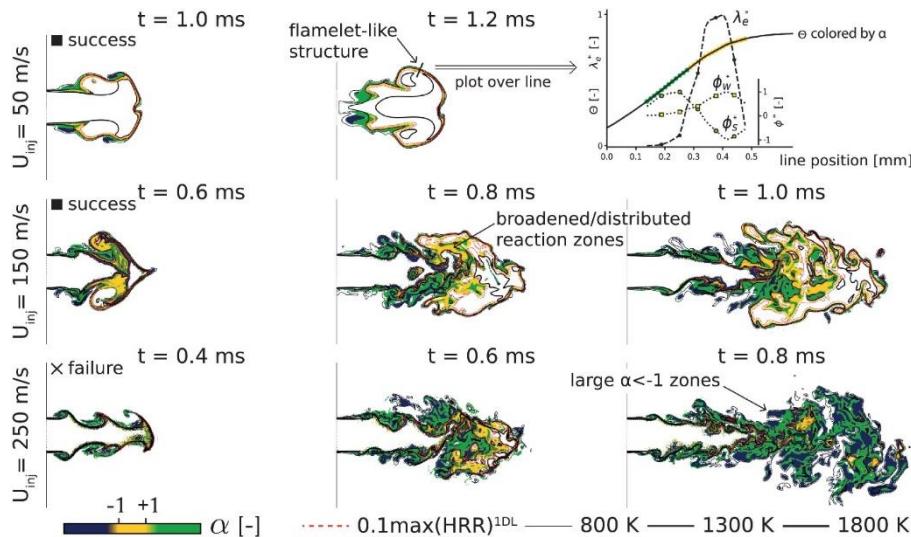


图1.4 不同射流速度下三种点火模式的温度和局部放热率分布^[47]

天津大学的Cai等人^[48]对超稀燃和高温高压条件下的甲烷/空气射流引燃过程开展了三维LES,分析了射流速度、喷孔直径、反应进程对点火特性的影响。结果显示,不同条件下存在火焰传播、射流二次引燃(Re-ignition)、引燃失败三种点

火模式，着火边界可以由达姆科勒数（Damköhler, Da）和雷诺数（Re）划分，如图 1.5 所示。着火判据为 Da 数大于临界值 0.1，而更高的 Re 数有利于加快燃烧。

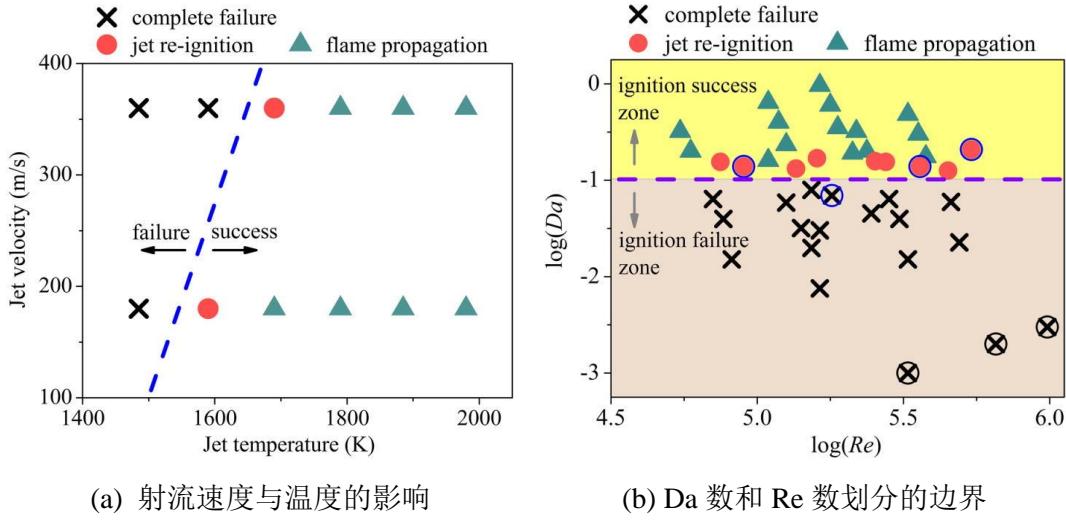


图 1.5 火焰传播、射流二次引燃、引燃失败三种点火模式的边界划分^[48]

Qin 等人^[49]、Validi 等人^[50]、Benerkos 等人^[51]、Chi 等人^[52]也针对不同燃料和工况开展了 DNS，这些研究均说明了湍流生成/耗散、自由基输运/扩散、热对流/扩散作用，即湍流效应、化学效应、热效应三者对点火过程的综合影响。

同时，点火机理方面的研究也有利于相关理论模型或 CFD 数值模型的开发，加快实际预燃室发动机的设计优化过程。一些学者针对不同燃烧模型对预燃室发动机燃烧模拟的适用性进行了验证。Benajes 等人^[53, 54]基于 ECFM 小火焰模型的发动机计算结果表明，在空气或废气稀释条件下，火焰位于 Borgi-Peters 模型图上的增厚火焰区，如图 1.6 所示。Kim 等人^[55]基于 MZ-WSE 和 G 方程模型开展了计算，发现预燃室内的燃烧位于增厚火焰或分布式反应区，此时小火焰（Flamelet）模型不一定适用，因此需要进一步开发综合考虑多种火焰模式的湍流燃烧模型。

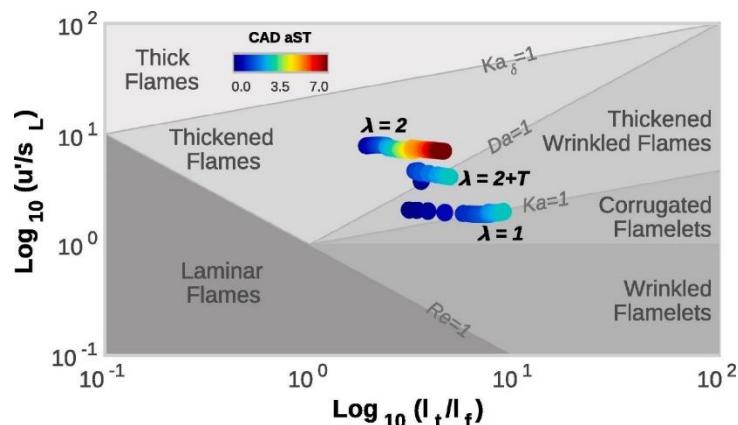


图 1.6 预燃室点火发动机燃烧过程的 Borgi-Peters 火焰模式图^[53]

1.2.2 预燃室结构对射流点火与燃烧特性影响的研究

预燃室和喷孔的几何结构直接决定了射流发展、点火和燃烧特性。基于定容燃烧弹（CVCC）、快速压缩（膨胀）机（RCM/RCEM）、光学发动机（OE）三种基础研究平台，以及单缸或多缸热力学发动机的应用平台，国内外研究者已开展了大量的光学诊断和发动机应用研究。图 1.7 给出了相关光学诊断研究概况。

(一) 定容燃烧弹 (Constant Volume Combustion Chamber, CVCC)							
时间	研究单位	PC 类型	PC 结构参数	燃料	λ	p/MPa	T/K
1985	Nogoya ^[41]	主动	D(单)、V	丙烷	0.9~2	0.1	300
1990	California ^[56]	主动	<u>N(多)、D</u>	丙烷	1.67	0.5	338
1993	Gifu ^[57]	主动	D(单)	丙烷/甲醇	1~2	0.1	300
1994	Kyushu ^[58]	主动	D(单)、V	甲烷	1~2.5	0.1	300
2003	Dong-A ^[59]	被动	D(单)、V	正庚烷	1~1.8	0.5	403
2016	Purdue ^[42]	主动	D(单)	甲烷/氢气	1~2	0.1~0.5	300~500
2017	清华大学 ^[60]	被动	<u>矩形孔(多)</u>	甲烷	0.8~1.2	1/1.33	300/400
2017	Purdue ^[61]	主动	<u>N(多)、α</u>	氢气	2~3.45	0.1	300
2018	Cambridge ^[62]	被动	D(单)	甲烷/乙烯	0.8~1.1	0.1	300
2018	清华大学 ^[63]	被动	<u>双层(多)</u>	甲烷	1~1.6	0.5~0.83	300~500
2018	IAV ^[64]	被动	<u>N(多)、V</u>	甲烷	0.9~1.5	0.3~1.8	388~401
2020	大连理工 ^[65]	主动	D(单)、V	甲烷	1~1.25	0.8~1.6	300~500
2021	ETH Zurich ^[66]	被动	D(单)	甲烷	0.67~2	0.1~2	294~423
2021	天津大学 ^[67]	主动/ 被动	D(单)	甲烷/氢气	1~5	0.3	363
2022	吉林大学 ^[68]	主动	<u>N(多)、D、PC 形状</u>	甲醇	1~2.5	0.6	415
2023	NITT ^[69]	被动	D(单)、V	氢气	1~3.3	0.3/0.5/0.7	373
2024	大连理工 ^[70]	主动	D(单)	氨气、甲醇	1/1.25	1.2	523
2024	北京工业 ^[71]	被动	D(单)	氨气、氢气	1.1~1.4	0.3	373
(二) 快速压缩(膨胀)机 (Rapid Compression/Expansion Machine, RCM/RCEM)							
时间	研究单位	PC 类型	PC 结构参数	燃料	λ	p/MPa	T/K
2015	MSU ^[72]	被动	<u>N(多)、V</u>	丙烷	1~2	—	—
2017	Oita ^[73]	被动	<u>N(多)、D</u>	丙烷	1.25/1.43	2.25	528
2018	MSU ^[74]	主动	<u>N(多)、D、α</u>	甲烷	1.8~3	1.6	—
2019	ETH Zurich ^[75]	被动	V	甲烷	1.6~1.75	3	800~870
2019	清华大学 ^[76]	被动	D(单)	甲烷	1	1.7~2.3	—
2020	Poznan ^[77]	主动	两级/多级	CNG	1.5	约 1.3	—
2021	MSU ^[78]	被动/ 主动	<u>N(多)、D、α</u>	甲烷	1~3	1.6/3	—
2023	Valencia ^[79]	主动	<u>N(多)、D、α</u>	异辛烷	2~3.3	—	—
2023	Waseda ^[80]	被动	PC 形状	甲烷、氢气	1	—	—

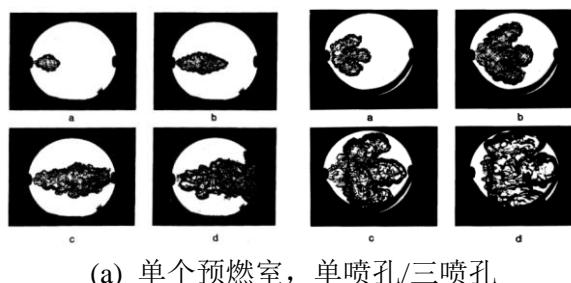
图 1.7 不同预燃室结构参数影响的光学诊断研究概况

(三) 光学发动机 (Optical Engine, OE)							
时间	研究单位	PC 类型	PC 结构参数	燃料	λ	ε	$n/(r/min)$
2004	Tokyo Gas ^[81]	主动	N, D	天然气	1.9	13	1000
2019	IFP ^[82]	被动	N, D	乙醇汽油	1.1	10.5/12	1200
2020	TU Munich ^[83]	主动	α	天然气	2.12	12.7	500
2022	KAUST ^[84]	主动	D, V	甲烷	2	11.5	1200
2022	Sandia ^[85]	被动	N, α	汽油	1~1.43	13	1300
2022	Valencia ^[86]	被动	D	甲烷	0.9~1.1	8.6	2000
2022	天津大学 ^[87]	被动	V	甲烷	1~1.2	13	1000
2024	Michigan ^[88]	被动	D, V	汽油	1	10	1500

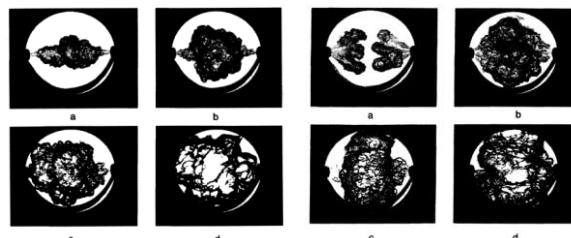
图 1.7 (续) 不同预燃室结构参数影响的光学诊断研究概况 (注: PC——预燃室; D ——喷孔直径、 N ——喷孔数量、 α ——喷孔角度、 V ——预燃室体积、 λ ——过量空气系数、 p ——点火时刻压力、 T ——点火时刻温度、 ε ——压缩比、 n ——转速)

从上表可以看出, 现有光学诊断研究主要对喷孔直径、喷孔数量、喷孔倾斜角度、预燃室体积、预燃室形状等进行了对比分析。对于喷孔构型, 除了点火机理研究一般采用单孔外, 实际应用中大多采用多孔设计, 以在主燃烧室内形成多束均匀分布的射流, 实现多点引燃、多火焰面发展的效果。现有研究说明, 预燃室多孔构型下存在的射流间相互作用对点火的有效性和燃烧速率具有重要影响。

1990 年, 美国加州大学劳伦斯伯克利国家实验室的 Oppenheim 课题组^[56]开发了“射流羽流喷射燃烧 (JPIC)”系统并开展了定容燃烧弹实验研究。通过比较单喷孔/三喷孔、单个/双对置预燃室下的纹影图像与压力曲线, 如图 1.8 所示, 发现三喷孔、双对置预燃室结构下射流火焰的覆盖面积更大, 滞燃期更短、火焰发展更快, 使点火有效性提高, 同时减少了与末端壁面的接触时间, 可降低传热损失。



(a) 单个预燃室, 单喷孔/三喷孔



(b) 双对置预燃室, 单喷孔/三喷孔

图 1.8 JPIC 系统中不同喷孔和预燃室数量下的火焰发展对比^[56]

2017年，美国普渡大学的 Biswas 等人^[61]在定容燃烧弹中研究了多孔预燃室结构下的点火特性，并分析了火花塞位置、当量比和喷孔角度的影响。结果显示，相较于单孔射流，多孔射流的点火成功率明显提高；火花塞点火位置距喷孔较远时，由两侧射流引燃，反之，由中间射流或所有射流引燃，如图 1.9 所示。在所有工况下，火花塞距喷孔最远的倾斜射流具有最高的燃烧速率。

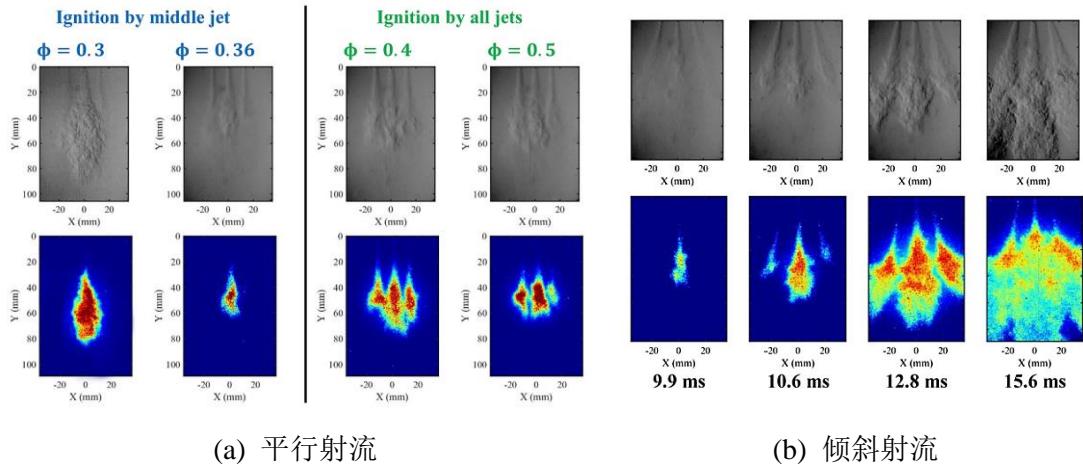


图 1.9 预燃室平行与倾斜射流下点火过程的纹影与 OH*化学发光图像^[61]

2018年，德国 IAV 公司的 Wöbke 等人^[64]基于高压定容燃烧弹，在 1.8 MPa 高压和 0.3 MPa 低压条件下针对应用于实际发动机不同结构的多孔预燃室开展了详细的光学可视化研究。结果表明，在不同的直径组合下，存在三种点火模态：全部由火焰射流（Reacting jet）引燃，全部由热射流（Reacted jet）引燃，兼有火焰射流和热射流引燃。对于第三种情况，不同射流之间的初始引燃区域存在显著差异，出现射流发展不均匀或某一射流发生失火的现象，如图 1.10 所示。

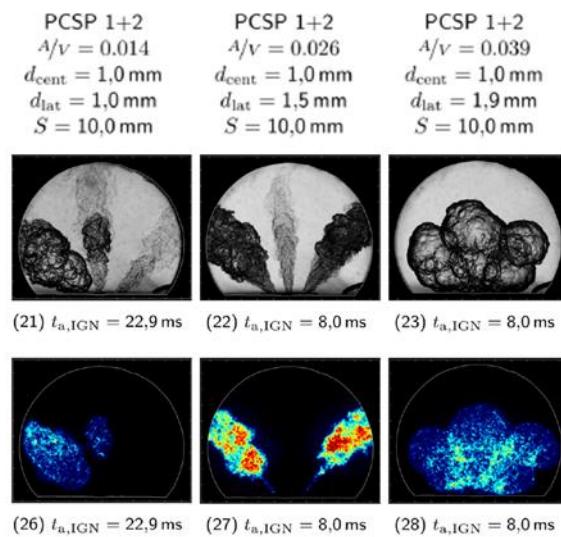


图 1.10 不同预燃室中心孔径对射流引燃区域的影响^[64]

2018年,美国密歇根州立大学的Chinnathambi等人^[74]基于快速压缩机开展了主动射流点火的可视化实验,分析了相同截面积下单孔、两孔分散(Diverging)、两孔汇聚(Converging)三种喷孔结构对点火和燃烧特性的影响。结果表明,分散射流的点火和燃烧性能最佳,汇聚射流相较于单孔射流,其射流贯穿距更短、有利于减少碰壁,并且火焰发展更快,稀燃极限略有提高,如图1.11所示。

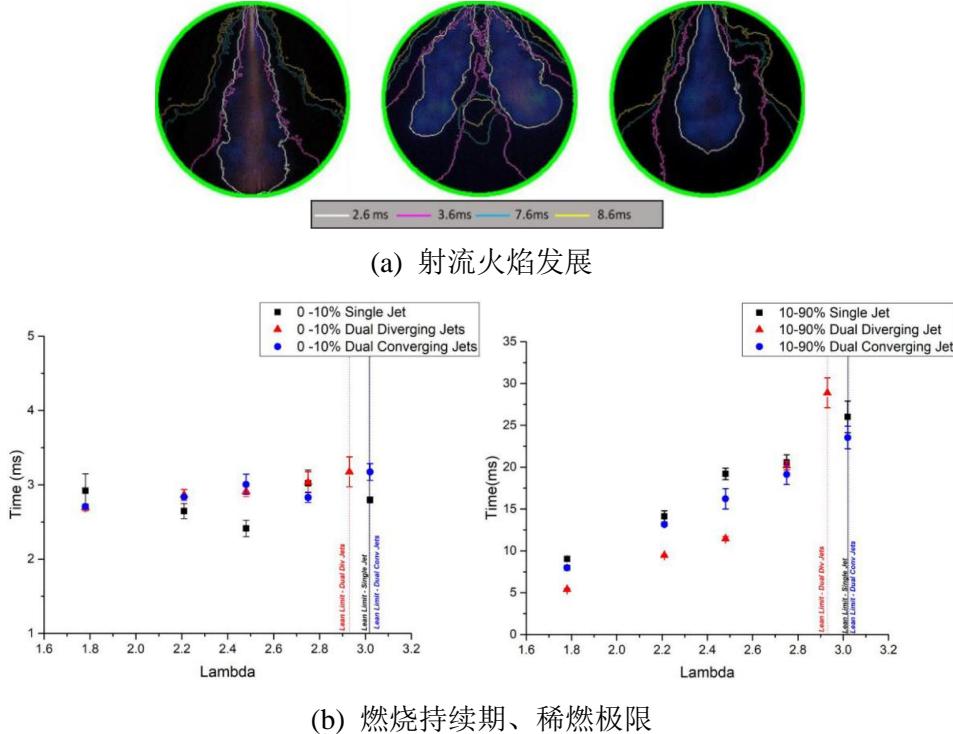


图1.11 单孔、发散、汇聚三种喷孔下的燃烧特性对比^[74]

在充分了解射流间相互作用的基础上,可以形成具有理论指导性的多喷孔设计原则,从而对射流引燃区域和燃烧速率进行合理调控。天津大学的Zhou等人^[89]提出了一种不等斜三孔结构,以改善燃烧室中各方向火焰发展的均匀性,如图1.12所示,实验发现相较于其他结构,其火焰发展最快,发动机的油耗和排放降低。

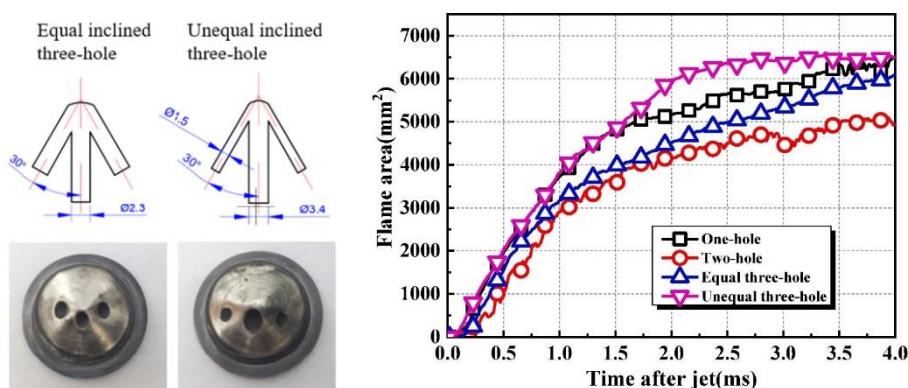


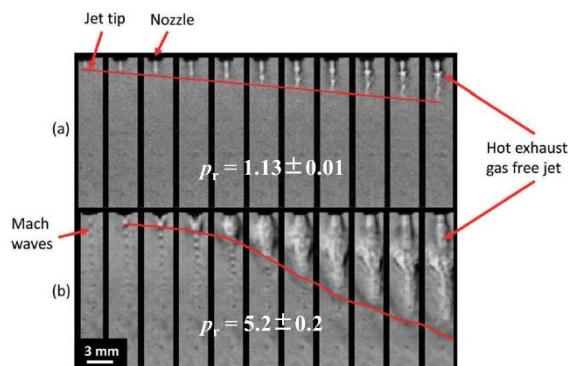
图1.12 相等、不等斜三孔结构与火焰面积发展对比^[89]

1.2.3 预燃室射流强化与稀薄燃烧特性的研究

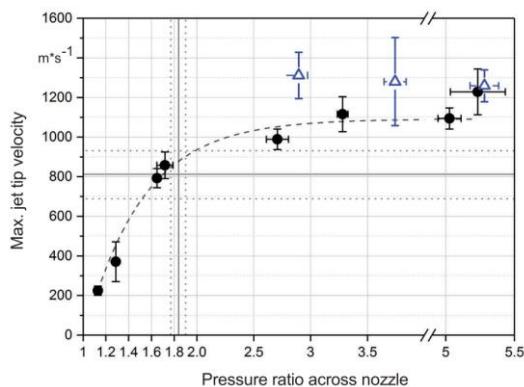
预燃室射流强度（即射流引燃能力）可通过射流的速度和活性进行表征。射流速度越高，一定时间内在主燃室中贯穿越远，可以提高初始引燃面积。同时，射流活性越高，即活性自由基含量或火核数量越多，有利于射流边界混合层内化学反应的激发和维持。但是，二者也存在竞争关系，例如减小喷孔直径时射流速度更高，但更强的湍流也导致射流活性下降。因此需要在保持射流较高活性的前提下，进一步提升射流速度，才能从总体上强化预燃室射流的引燃能力。

预燃室射流速度取决于喷孔上下游的压比 p_r 或压差 Δp ，为了实现射流加速，应提高预燃室内燃料的火焰速度或初始热力学状态，以提高压比。此外，还可以使用孔板、弹簧等障碍物火焰加速结构^[90, 91]或拉瓦尔（Laval）式喷孔。

2019年，德国KIT和PTB的Seitz等人^[92]以氢气火灾为背景，研究了不同压比下由细长管（直径 $D = 0.6\text{~}1.2\text{ mm}$ ，长度 $L = 25$ 或 70 mm ）产生的热射流点火特性。实验表明，压比远超过临界值 $1.8\text{~}1.89$ 时，产生包含正激波（马赫盘）的欠膨胀射流，喷孔出口的最大射流速度达到 1000 m/s 以上，随压比增大先逐渐升高然后趋于稳定，如图1.13所示，而减小孔径时，不同压比下的引燃概率均减小。



(a) 亚音速（压比 1.13）和超音速（压比 5.2）欠膨胀热射流发展的纹影图像



(b) 最大射流速度与喷孔上下游压比的关系

图 1.13 不同压比下亚音速和超音速欠膨胀热射流发展及最大射流速度^[92]

2016~2017年，美国普渡大学的 Biswas 等人^[93, 94]采用 Laval 式变截面喷孔，首次开展了氢气预燃室超音速射流引燃的实验与模拟研究。如图 1.14 所示，收缩形和缩放形喷孔下形成了欠膨胀/过膨胀射流和马赫环结构，在马赫盘（正激波）下游产生局部高温区，从而提高了稀燃极限。

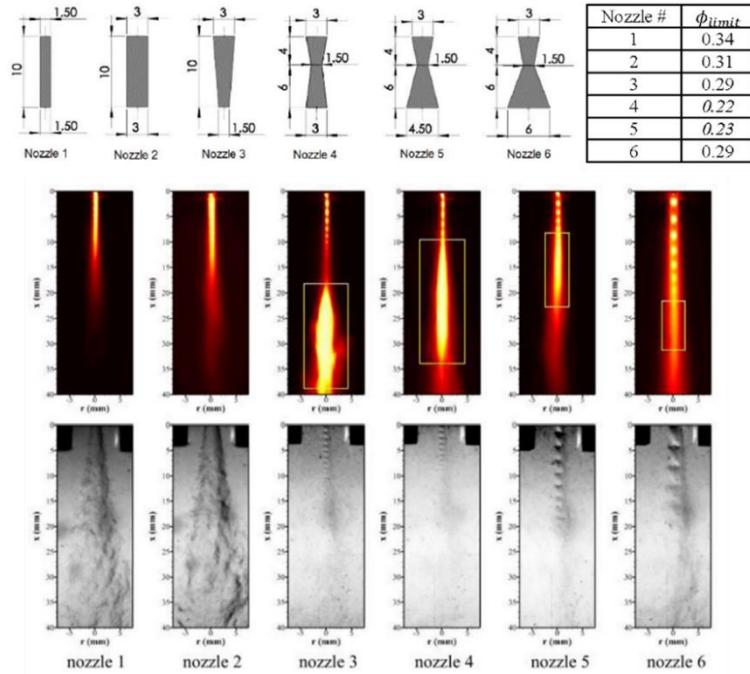


图 1.14 预燃室变截面喷孔下的超音速射流点火过程和稀燃极限^[93, 94]

其他预燃室相关基础研究中也观测到了超音速射流点火现象，如图 1.15 所示，分别在使用高活性燃料（图 b，乙炔^[62]），或在富氧（图 c，甲烷/纯氧^[95]）、高初始压力（图 a^[96]，1.5 MPa）、真空背压（图 d^[90]，0.04~0.2 MPa）条件下，最大压比 p_r 均达到了 3 以上，产生高度欠膨胀射流。

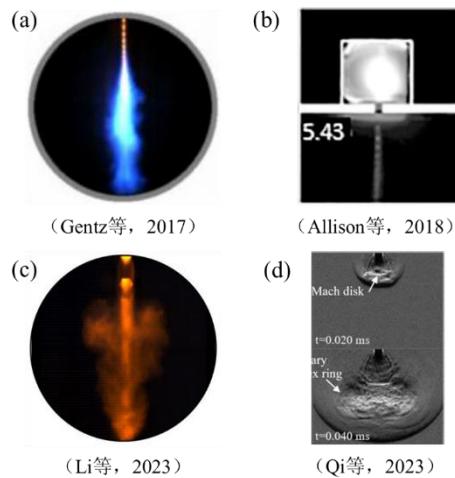


图 1.15 基础研究中的超音速欠膨胀射流点火现象^[62, 90, 95, 96]

对于车用增压小型汽油机和大缸径天然气发动机，随着功率需求的不断提高，预燃室工作压力也逐渐升高。中高负荷、预燃室当量比条件下压比普遍已达到1.5~2左右^[97-100]。沙特KAUST提出了一种可以匹配柴油机缸盖、具有细长通道和双排喷孔的“窄喉型”预燃室，如图1.16所示，Silva等人^[101]通过发动机CFD模拟发现在高压比条件下预燃室喉口和下排喷孔内达到Ma数大于1的跨音速流动状态，然而此结构下压力分布极不均匀，上排喷孔内外压差过低，未能产生有效的射流火焰。目前还没有实际发动机中应用超音速射流提高引燃能力的相关文献报道。

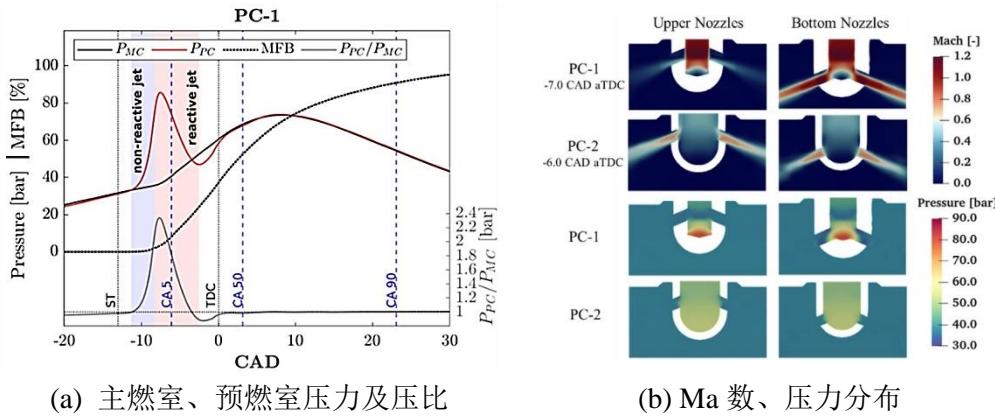


图1.16 高负荷条件下预燃室发动机的缸压曲线及Ma数、压力分布^[101]

另一方面，采用主动预燃室是提高射流活性的主要方式之一，其优势在于通过辅助供给的燃料、空气甚至氧气，灵活调控预燃室内部混合气的反应活性。大量研究证明，高活性主动射流具有引燃更稀薄和更低活性燃料混合气的能力。

2017~2022年，美国密歇根州立大学的Schock课题组^[102-104]开发了双模式湍流射流点火(DM-TJI)系统，其中第三代采用喷油器喷射燃料、凸轮驱动空气阀进行扫气，如图1.17所示，实现空气稀释或废气稀释(EGR)条件下预燃室空燃比的独立控制。经过不断优化，发动机可在近50% EGR率和 $\lambda=2$ 时稳定运行。

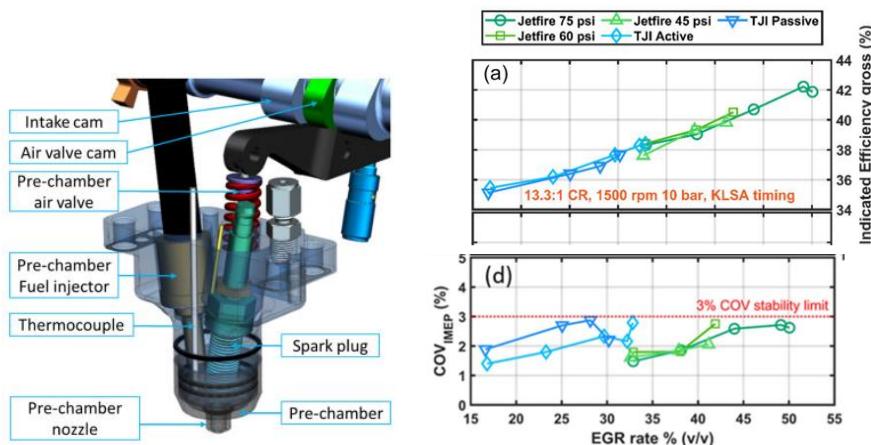


图1.17 双模式湍流射流点火系统(DM-TJI)及热效率、CoV_{IMEP}对比^[104]

2021年，美国西南研究院的Wang等人^[105]开发了天然气发动机的专用EGR(D-EGR)燃烧系统，其包括一个采用轻度浓燃的重整缸，以产生少量H₂和CO、改善燃烧稳定性，使用空气辅助预燃室(AAPC)火花塞，通过其扫气作用，可以进一步拓展EGR的运行范围，如图1.18所示。

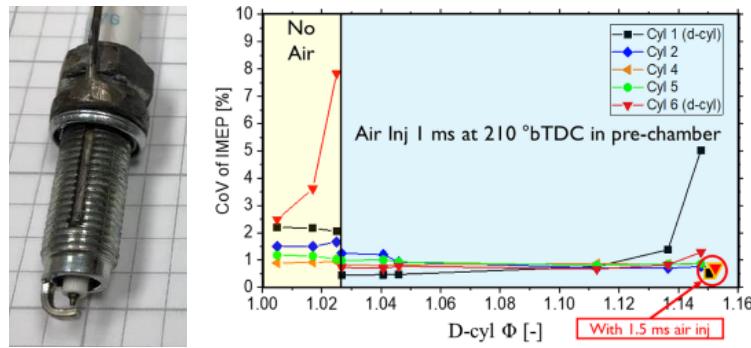


图1.18 天然气发动机空气辅助火花塞设计与EGR运行范围^[105]

2022年，天津大学的卫海桥课题组^[106, 107]提出了一种扫气式主动预燃室设计，通过燃油和空气的独立喷射，实现预燃室内反应活性的控制，并将这种燃烧模式命名为反应活性控制湍流射流点火(RCTJI)，如图1.19所示，汽油燃料、EGR条件下的发动机实验表明，该模式下稳定运行的EGR率达到30.7%，相较SI、主动TJI、被动TJI模式的油耗和CoV均降低。同时，他们也将RCTJI模式应用于氨发动机，开展了纯氨^[108]或氢、甲烷、汽油等燃料^[39, 109]引燃氨的发动机实验，均获得了较好的燃烧稳定性和燃烧效率，相比SI模式未燃氨和NO_x排放降低。

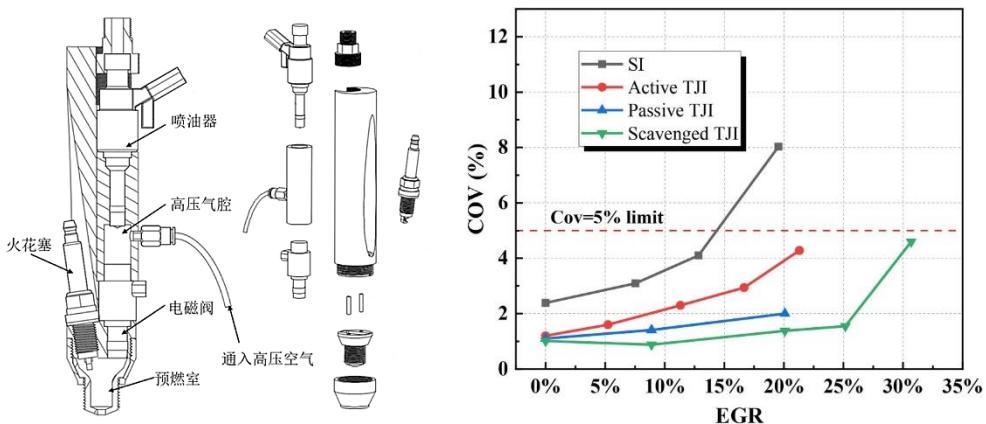


图1.19 扫气式主动预燃室设计与发动机EGR运行范围^[106, 107]

2023年，清华大学的王志课题组提出了具有三阶段高等容度放热(射流主导快速燃烧-火焰传播-温和自燃)的分布式射流点火(DJI)燃烧模式。Zhao等人^[110]基于前期对喷雾方向、喷孔直径、通道长度等优化设计的主动预燃室，开展了汽油

燃料、高压缩比的发动机实验，通过预燃室喷射参数和发动机工况的优化，最终在 $\lambda = 2$ 、转速 2500 r/min 时获得了 50.3 % 的最高指示热效率，如图 1.20 所示。

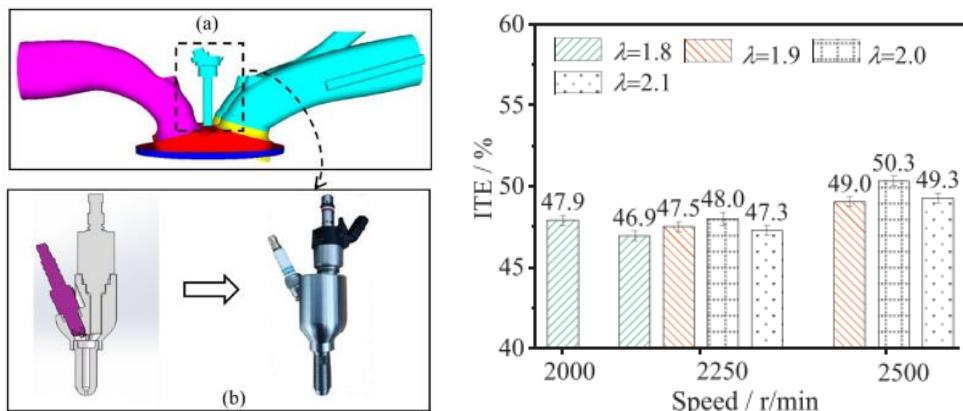


图 1.20 DJI 主动预燃室设计与发动机热效率优化结果^[110]

2021 年，广汽研究院^[111]开发了直喷稀燃汽油机的主动预燃室点火系统。随后，基于单缸机实验^[112, 113]，通过优化预燃室喷射策略和喷孔结构，并采用高压缩比、绝热活塞、Miller 循环，将稀燃极限拓展至 $\lambda = 3.1$ ，指示热效率达到 51.1 %。此外，MAHLE^[114]、本田^[115]、Ricardo^[116]、吉利^[117]、奇瑞^[118]等单位也针对主动预燃室点火的汽油机开展了稀燃或 EGR 运行边界拓展和热效率优化的工作。

对于主动预燃室，为了提高射流引燃能力，除了类似于被动预燃室中优化预燃室和喷孔的结构设计外，还需要合理调控燃料（或空气）的喷射策略，包括喷射量、喷射时刻、喷射次数等，特别是对于预燃室和主燃室采用两种不同燃料的情况，以提高预燃室内混合气的反应活性和对不同工况的适应性。

2023~2024 年，大连理工大学的 Wei 等人^[70, 119]、Dong 等人^[120]、吉林大学的 Liu 等人^[121]基于定容燃烧弹开展了预燃室喷射氢气、甲醇或汽油高活性燃料射流引燃低活性燃料氨混合气的可视化实验，均发现不同氨当量比下存在不同的最佳预燃室燃料能量占比或预燃室当量比，使得滞燃期最短、燃烧速率最快。

2024 年，北京工业大学的 Wang 等人^[122]针对氨的低反应活性，提出了预燃室氧气辅助喷射、富氨燃烧的策略，基于定容燃烧弹开展了纹影可视化实验。结果显示，预燃室补氧方式有效提高了射流活性，成功引燃了当量比 1.1~1.4 的纯氨/空气混合气，但是当量比较高、孔径较小时，射流的湍流强度过高，使滞燃期延长。

1.2.4 主燃烧室结构对射流点火与燃烧特性影响的研究

除了预燃室结构外，主燃烧室的几何结构设计也会显著影响预燃室内部换气、射流发展、初期点火和后续燃烧过程，需要考虑预燃室射流（或火焰）与主燃烧室壁面之间的相互作用，对预燃室和主燃室进行全局性、协同性的设计优化。

2015年，Dreizler和Böhm^[123]在其综述中总结了火焰与壁面相互作用（Flame-wall interaction, FWI）的机制和壁面火焰淬熄模式的分类，如图1.21所示。FWI导致火焰在壁面附近发生自由基淬熄，根据方向分为正面淬熄（HOQ）和侧面淬熄（SWQ），并发生不完全燃烧，导致未燃HC和CO增加。同时，在湍流作用下壁面热损失或热负荷增加。

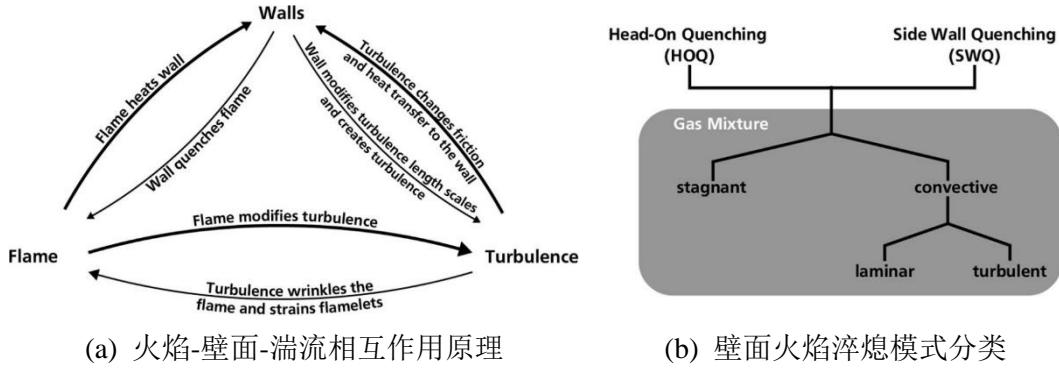
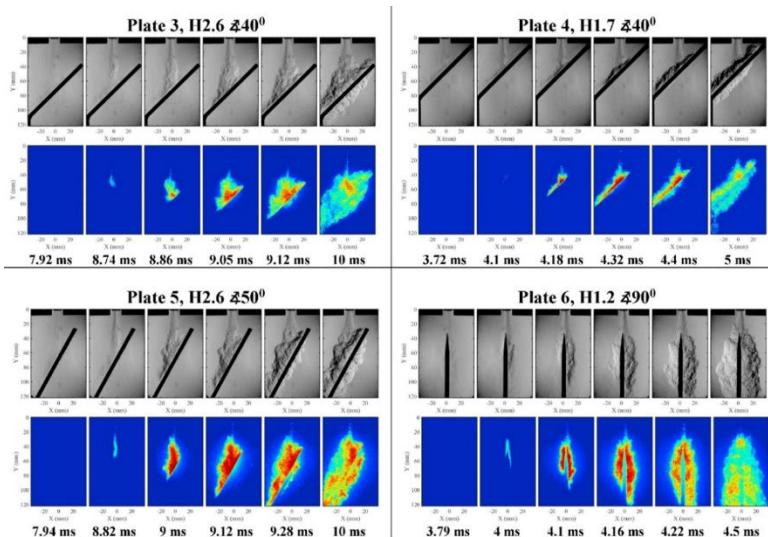


图1.21 火焰-壁面相互作用（FWI）机制^[123, 124]

在预燃室点火发动机中，高速发展的湍流射流也可能发生碰壁，但其对点火的影响取决于射流的性质。对于火焰射流，碰壁将加剧淬熄和热损失，不利于点火；而自由基或热射流通常将在碰壁之后才能引燃，此时壁面将改变自由基分布，从而影响引燃区域和时间，某些条件下通过滞止效应还可以促进点火。

2018年，美国普渡大学的Biswas等人^[125]基于定容燃烧弹实验开展了碰壁射流引燃H₂混合气的实验，分析了壁面距离和角度的影响，如图1.22所示，发现无量纲碰壁距离H/D低于21.6时，引燃区域均位于壁面，反之在壁面以上引燃。对于前者，相较于不碰壁的自由射流，滞燃期缩短，稀燃极限增大，这是由于射流碰壁使滞止区温度升高，湍流混合增强。此外，壁面角度不影响点火机理。



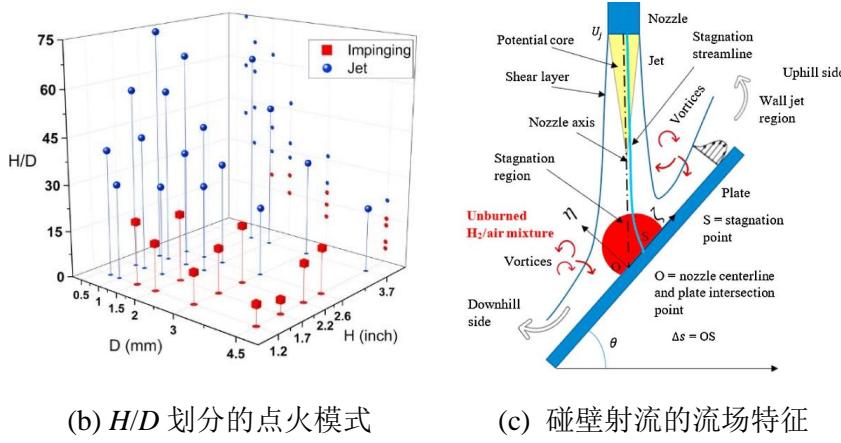


图 1.22 氢气/空气混合气碰壁射流的点火特性

2023 年, 沙特 KAUST 的 Sharma 等人^[30]基于光学发动机, 采用突发模式激光的 50 kHz 甲醛 PLIF 和 OH*化学发光的同步摄影, 开展了主动和被动射流点火模式下缸内燃烧过程的高时空分辨率光学诊断研究, 如图 1.23 所示。结果显示, 对于 $\lambda = 2.3$ (超稀燃) 的主动射流和 $\lambda = 1.3$ 的被动射流两种工况, 点火模式分别对应 Yamaguchi 等人^[41]总结的复合引燃、良好分散燃烧 (见 1.2.1 节), 其中射流-壁面相互作用 (JWI) 对 CH₂O 和 OH 自由基分布和射流发展产生了重要影响, 例如对于被动射流工况, 引燃区域 (由 OH 代表) 位于射流碰壁的滞止区附近。

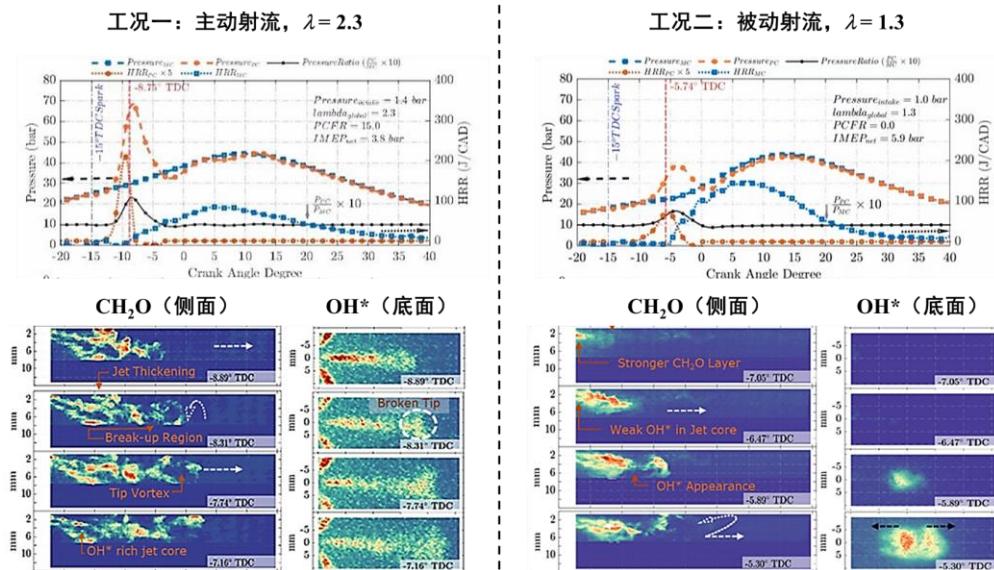


图 1.23 光学发动机射流点火的高速 CH_2O PLIF 和 OH^* 化学发光图像^[30]

对于发动机的活塞设计，由于预燃室点火发动机一般由传统柴油机或汽油机改造而来，因此根据机型的不同可以分为两类，第一类是具有平顶燃烧室的中重型柴油机或天然气发动机，第二类是具有篷顶燃烧室的轻型汽油机。现有研究也是针对这两类发动机开展预燃室与活塞形状的匹配和优化设计。

2020年，德国慕尼黑工业大学的Korb等人^[83]基于一台单缸天然气光学发动机，通过高速摄影结合CFD模拟，发现相较于平顶活塞，ω形活塞下的湍动能更高，火焰传播更快、峰值放热率更高，而涡流水平总体上差异不大。

2023年，沙特KAUST的Liu等人^[126]基于一台重型天然气预燃室发动机，通过CFD模拟研究了“窄喉型”预燃室几何结构和活塞形状的影响，如图1.24所示。结果显示，碗形活塞下射流初期近似于自由发展，但后期受限于挤流区域，燃烧速率降低；相反地，平顶活塞下射流较早发生碰壁，初期放热率较低，而后期自由度增加、火焰传播加快。总体上平顶活塞的热效率更高，但缸套传热损失增加。

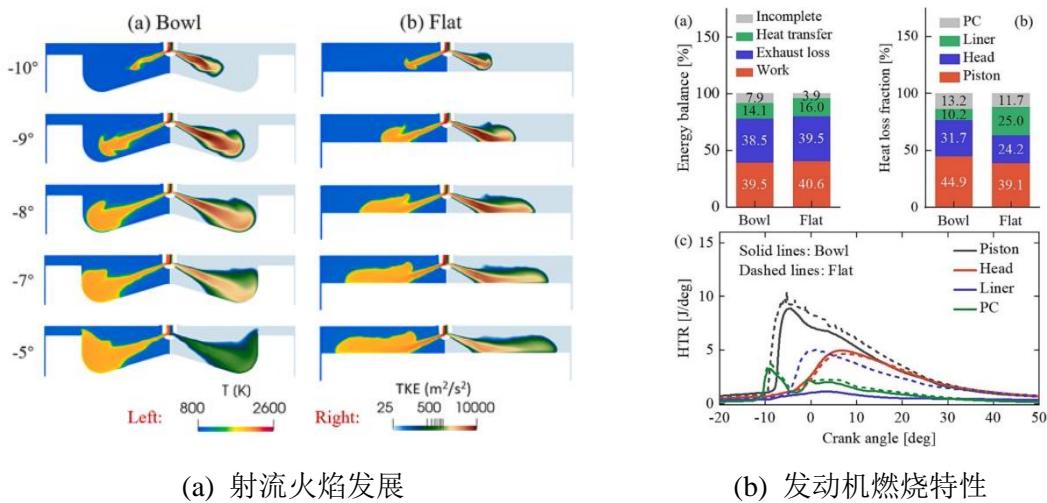


图1.24 碗形活塞和平顶活塞下的射流火焰发展与发动机燃烧特性^[126]

对于汽油机活塞设计，一些研究重点关注通过壁面引导和气流运动，实现被动预燃室的局部燃料加浓，从而拓展被动预燃室点火的稀燃极限^[127]。

1999年，德国KIT的Weng等人^[128]针对GDI发动机提出了一种碗形预燃室点火(BPI)系统，如图1.25所示，其工作原理是在进气冲程第一次喷射形成均质的稀薄混合气，压缩冲程第二次向活塞中心的凹坑喷入少量燃油，然后借助壁面引导和压差使燃油到达预燃室，从而实现局部浓度分层。随后，Kettner等人^[129]开展了CFD模拟和发动机实验，验证了其在提高稀燃稳定性、降低NO_x排放方面的作用。

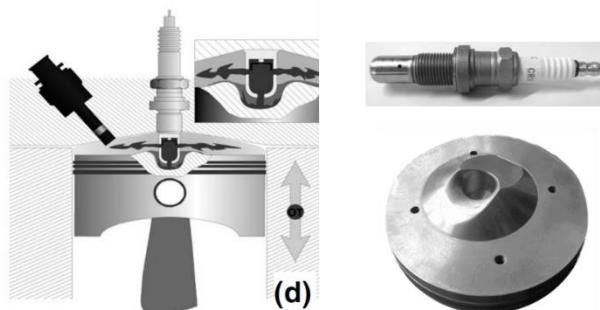


图1.25 适用于GDI发动机的碗形预燃室点火(BPI)系统设计^[128, 129]

2022年，沙特KAUST的Almatrafi等人^[130]也针对采用被动预燃室点火的分层稀燃GDI发动机，通过CFD模拟研究了不同活塞设计对混合气分布的影响，如图1.26所示。其中A1具有浅坑、适用中置喷油器，B1具有深坑、适用侧置喷油器，其余为相应的改进形状。模拟结果显示，采用中置喷油器、配合具有倾斜渐缩凹坑的A4活塞时，可以在预燃室中形成接近化学计量比的混合气。

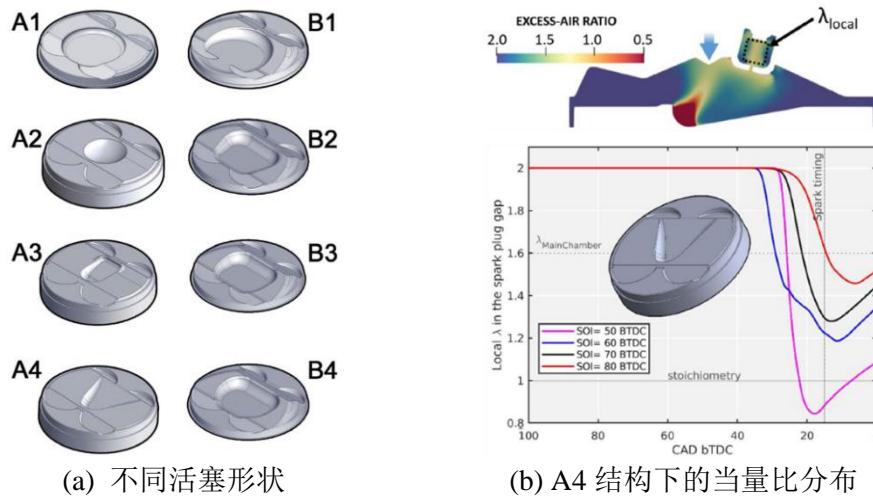


图1.26 适用于GDI发动机的不同活塞形状与混合气分布优化结果^[130]

1.2.5 氨燃料火花点火发动机燃烧特性的研究

作为低活性燃料的典型代表，氨相比传统碳氢燃料具有极高的最小点火能量（8 mJ）、极低的层流火焰速度（7 cm/s）^[131]，很难在发动机中单独使用，一般需要与其他更高活性的燃料（例如汽油、柴油、氢、甲醇等）进行掺混。近年来，氨/氢、氨/汽油、氨/甲醇等双燃料火花点火发动机已得到国内外大量关注。

在光学诊断方面，Lhuillier等人^[132]通过发动机和定容燃烧弹实验研究了氨/氢和氨/甲烷燃料的燃烧特性，发现掺混氢气和甲烷分别促进和抑制火焰传播，甲烷掺混比例和燃烧持续期呈负相关，源于热-扩散性质和火焰拉伸的差异，且火焰位于Borgi-Peters模式图上的分布式反应区。Li等人^[133]基于光学发动机研究了氨/氢混合燃料的火花点火燃烧特性，发现氢的能量占比为7.5%时达到最高热效率，氢含量进一步增加导致传热损失增加，提高火焰速度的作用减弱。Uddeon等人^[134]通过光学发动机实验对比了氨/乙醇和氨/甲烷火花点火的燃烧和排放特性，结果显示，采用氨/乙醇时的燃烧持续期更短，循环变动更低，但NO_x和CO₂排放增加。

对于实际热力学发动机，现有研究的目标集中在拓展发动机运行边界、提高氨替代率、提高燃烧效率等。例如，Oh等人^[135]、Liu等人^[136]、Xin等人^[137]分别验证了氨/天然气、氨/汽油、氨/氢混合燃料方案的可行性，共同点是氨的掺混有利于优化燃烧相位、拓宽负荷，且通过双燃料调控策略可以实现更高热效率。

利用氨气在甲醇等极性溶剂中的溶解性，可以得到氨-甲醇溶液等各种二元混合物，成为可用的融合燃料。Rehbein 等人^[138]通过理论计算得出，相较于乙醇和其他高碳醇，在 20~30 °C 的温度范围内，氨在甲醇中的溶解度最高，实际可使用的氨-甲醇溶液中氨质量分数在 10~17 % 左右。考虑到甲醇是最简单的合成燃料（E-fuel）之一，因此氨-甲醇溶液具有良好的发动机应用前景。液体甲醇作为氨的载体，可在常压下储存，降低成本。通过理化性质的互补，可以解决氨点火困难、燃烧速率低的问题，也利用氨抑制了甲醇在高负荷下的早燃和爆震问题。

1.2.6 研究现状小结

从以上文献综述可以总结出当前存在的研究空白与不足：

(1) 在射流间相互作用对点火特性的影响方面，现有研究很少关注被动射流发生部分淬熄、引燃能力较弱的工况下，多束自由基射流（即 Reacted jet）之间相互作用对射流引燃区域和着火稳定性的影响，缺少利用交叉喷孔改善点火的基础研究；同时，也很少关注火焰射流（即 Reacting jet）和自由基射流之间相互作用的影响，缺少不同直径组合的非等径喷孔对点火和火焰发展影响的基础研究。

(2) 在主动射流强化引燃能力及其对稀燃特性的影响方面，现有研究还未完全定量揭示预燃室喷孔结构（直径、长度）和喷射参数（喷射脉宽、混合时间等）对主动射流强度的影响机理，特别是常规直喷孔下亚/跨/超音速射流的形成和转捩条件；同时，缺少针对氨等低活性燃料和稀燃条件，从喷孔几何参数和预燃室当量比两方面联合强化点火与燃烧的调控策略。

(3) 在主燃烧室设计对点火特性的影响方面，对于自由基射流碰壁条件下，碰壁距离对引燃区域和滞燃期影响的基础研究较为缺乏，特别是当壁面落入强湍流的自由射流衰减区的影响尚未明确；同时，也缺少不同壁面形状下点火特性的基础研究，尚未形成考虑射流碰壁影响的预燃室-主燃烧室协同设计原则。

(4) 在氨燃料火花点火发动机研究方面，目前还没有氨-甲醇溶液或氨/甲醇混合燃料在火花点火和射流点火模式下缸内火焰发展和燃烧特性的相关研究。

1.3 论文结构与主要内容

针对上述研究不足，本论文以氨等低活性碳中和燃料在火花点火发动机中的应用为背景，围绕预燃室射流点火模式，基于定容燃烧弹和光学发动机的可视化实验，结合三维 CFD 数值模拟，研究多束射流间相互作用、高活性主动射流、射流-壁面相互作用三种条件下的点火特性，以揭示预燃室射流引燃能力的参数影响和机理，并提出针对低活性燃料和稀燃条件强化射流点火与燃烧的调控策略。

论文结构与研究思路如图 1.27 所示。

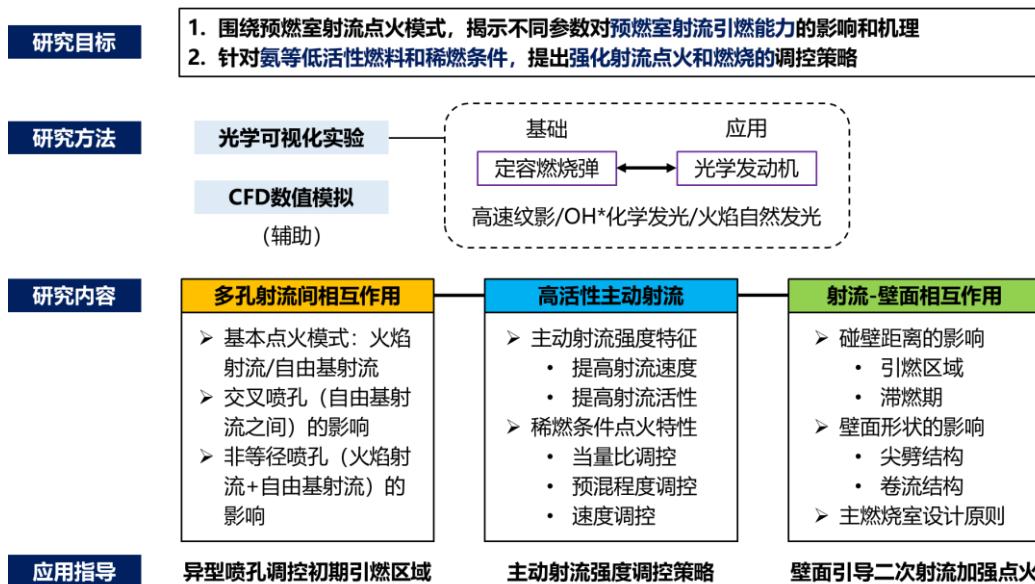


图 1.27 论文结构与研究思路

本论文共分为六章。

第 1 章, 介绍研究背景与意义, 综述预燃室射流点火模式的研究现状, 然后总结当前的研究不足, 提出本文的研究内容。

第 2 章, 介绍本文采用的定容燃烧弹、光学发动机实验系统和相应的被动/主动预燃室点火系统、光学诊断和数据处理方法, 以及 CFD 数值模拟方法。

第 3 章, 围绕被动射流点火模式, 首先基于定容燃烧弹, 对预燃室单孔自由射流的点火模式和基本特性进行简要说明。随后, 研究交叉和非等径两种异型喷孔, 分别产生自由基射流之间、火焰射流与自由基射流相互作用时的点火特性。最后, 在光学发动机应用平台上, 对比传统火花点火模式和常规喷孔, 研究被动射流点火模式及异型喷孔结构对点火与燃烧特性的影响。

第 4 章, 围绕主动射流点火模式, 从提高预燃室射流活性和速度方面, 研究针对低活性燃料和稀燃条件强化点火与燃烧的调控策略。首先, 基于定容燃烧弹, 以空气为背景气, 研究高活性甲醇主动射流的强度特征和参数影响, 然后选取氨燃料混合气, 探究主动射流的着火边界、点火特性和参数影响。最后, 基于光学发动机, 研究主动射流点火模式的燃烧特性并验证相应的调控策略。

第 5 章, 围绕主燃烧室结构设计, 在被动射流点火模式下, 基于定容燃烧弹可视化实验与相应数值模拟, 研究有外部壁面约束即射流碰壁条件下的点火特性, 分析不同碰壁距离和壁面形状的影响, 进而提出实际发动机的主燃烧室设计原则。

第 6 章, 总结本研究工作和主要结论, 并展望未来潜在的研究方向。

第2章 可视化实验与数值模拟方法

2.1 定容燃烧弹实验

2.1.1 系统组成

本文自主设计并搭建了一套可集成被动/主动预燃室和传统火花塞的定容燃烧弹实验系统，其示意图和现场图分别见图 2.1(a)、(b)，主要包括定容燃烧弹主体、高速摄影系统、纹影系统、配气系统、喷油系统、点火系统、压力测量系统、控制系统、加热/冷却等子系统。

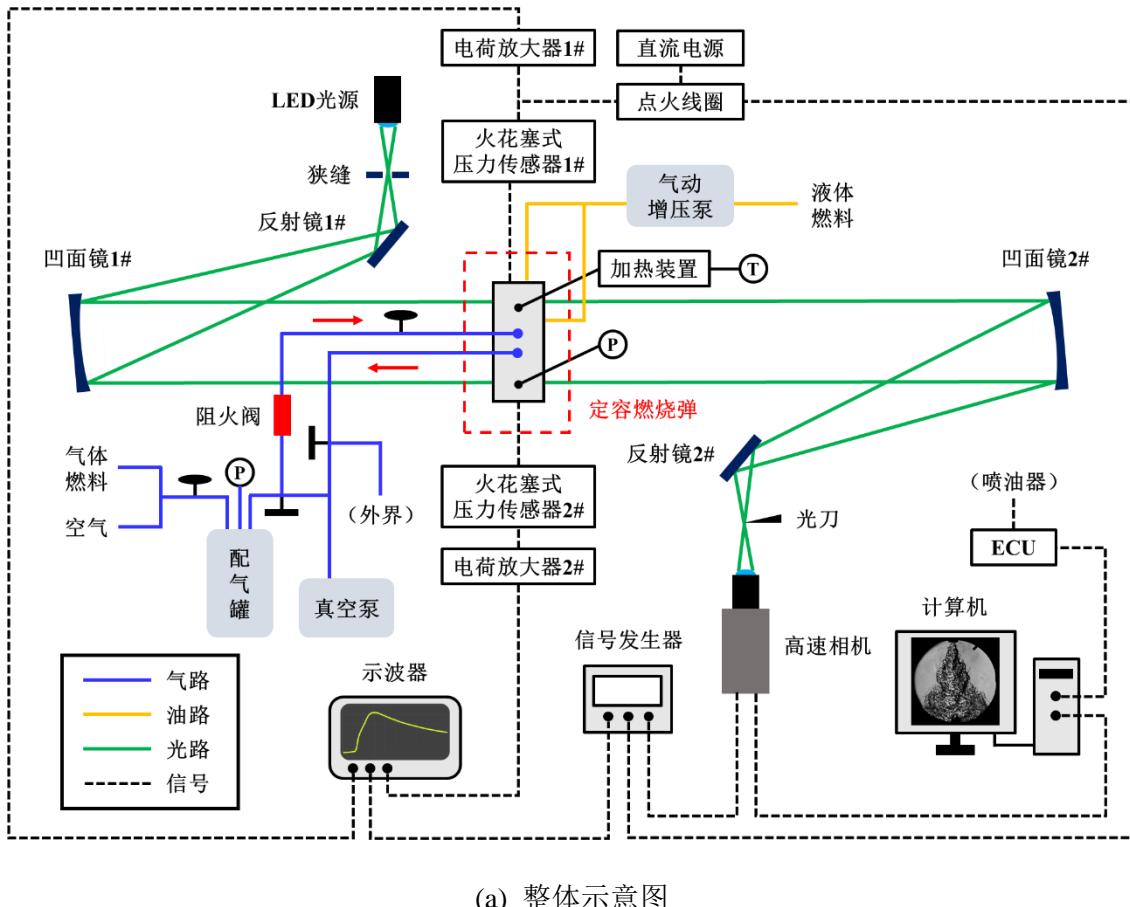
纹影法作为常见光学可视化方法，可同时显示被测区域的气体流动和火焰发展，因而适用于本研究，其基本原理是利用光强变化与密度的一阶导数成正比^[139, 140]。本实验采用 Z 型纹影系统，由功率为 5 W 的绿色 LED 光源、可调光阑（狭缝）、两个平面反射镜、两个凹面反射镜（焦距 $f=1.2\text{ m}$ ）、竖直光刀组成。

为了实现均质混合气的制备，搭建了一套配气系统，如图 2.1(c)所示。配气罐由北京方德精密化工设备有限公司制造，设计压力 20 MPa，工作压力低于 2 MPa、工作温度低于 320 K，并设置防爆箱、阻火阀、爆破片装置等安全措施。配气时按照道尔顿分压定律依次充入气体燃料（如甲烷）和空气。此外，对于液体燃料（如甲醇）的喷射系统，使用天津伟肯科技发展有限公司生产的气驱液体增压泵（5~35 MPa）进行加压，通过 GDI 喷油器直接喷入容弹中。

火花点火使用 M12 螺纹的单电极（IGK）或四电极（TORCH）火花塞，与点火能量为 30 mJ（标称值）的点火线圈（IGK）和直流电源连接，设置充电电压为 13.7 V，点火脉宽为 2 ms。采用四电极火花塞，可以提高初期火核发展的稳定性，并且减少电极偏置对流场的影响，从而提高预燃室多孔射流的均匀性。

压力测量使用 M12 螺纹的火花塞式缸压传感器（Kistler 6115C），并通过 BNC 线与电荷放大器（Kistler 5018A）连接，将测得的燃烧过程压力曲线存储于示波器（Teledyne LeCroy 3054z）中。

对于信号控制，使用常州易控汽车电子股份有限公司定制的 ECU 控制器和数字延时信号发生器（RIGOL）产生喷油、点火、图像拍摄、压力采集等信号，通过计算机中的相应软件进行远程操控和图像存储。



(a) 整体示意图

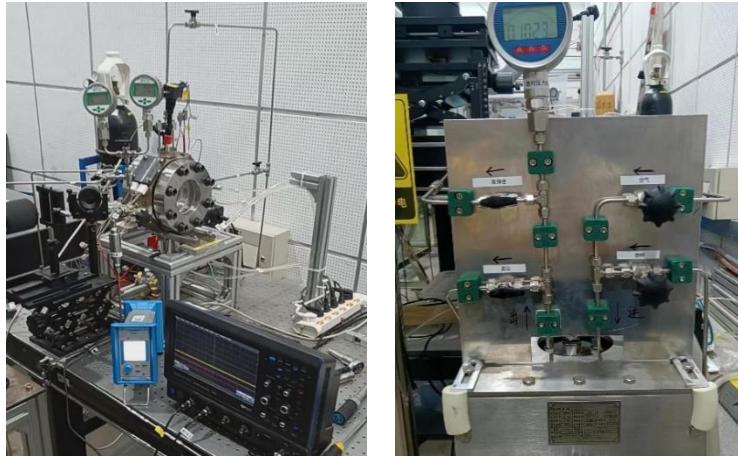
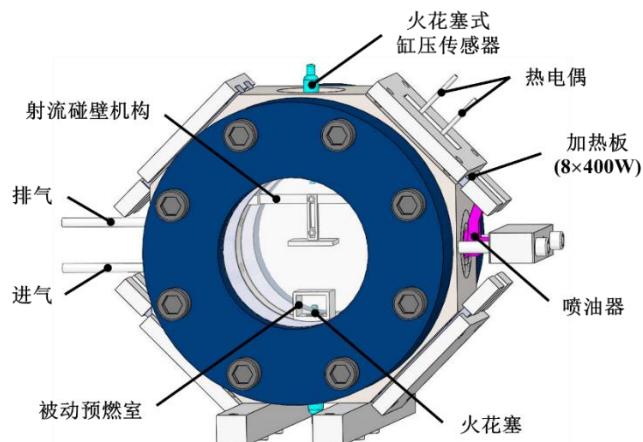


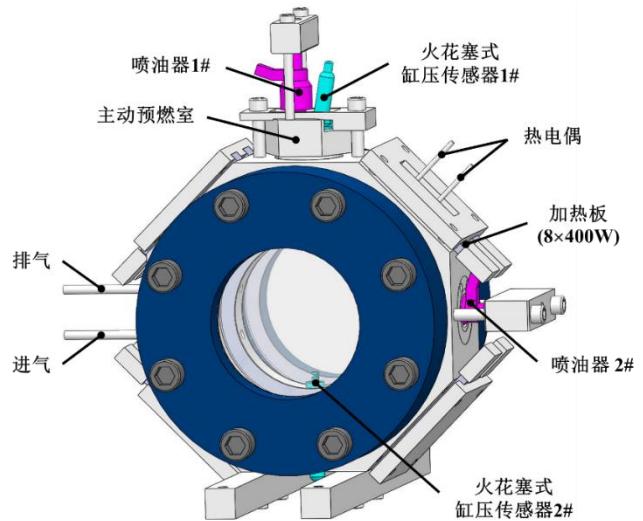
图 2.1 定容燃烧弹可视化实验系统

定容燃烧弹主体装配示意图如图 2.2 所示。弹体设计在课题组之前研究基础上作出改进^[60, 63, 141]。弹体采用合金钢制造，外形为正八边形，内部为直径 100 mm、长度 20 mm 的圆柱形燃烧室，并安装有两块 JGS-1 石英玻璃，通过均布 8 个螺栓的压盖和垫片进行密封，可承受最高初始压力 1.5 MPa、初始温度 500 K。燃烧室

沿视场方向(纵向)的长度较小,因此可减少由实际三维火焰向二维投影带来的测量误差。弹体的上、下两侧加工有相同规格的螺纹孔,可根据实验需求进行点火系统的更换。对于被动射流点火(a),上、下侧分别安装火花塞式缸压传感器、火花塞;对于主动射流点火(b),上、下侧分别安装主动预燃室、火花塞式缸压传感器。左、右两侧分别安装进/排气管路和GDI喷油器,4个斜对角部分对称安装8个氮化硅陶瓷加热板(总功率3200W)。在斜上侧安装1个插入式、1个螺钉式K型热电偶,分别用于测量容弹内部和壁面温度,并通过四路数显温控仪和固态继电器实时控制加热电路的通断,直至达到设定的初始温度。同时,为防止局部过热,在下侧螺纹孔、喷油器安装孔的周围布置有环形水槽,实验中通入循环水进行冷却。



(a) 被动射流点火模式配置



(b) 主动射流点火模式配置

图 2.2 定容燃烧弹装配示意图

2.1.2 被动预燃室、主动预燃室、射流碰壁机构设计

被动射流点火系统在容弹中的装配如图 2.3 所示。本文采用了特殊设计的被动预燃室，可观测内部火焰发展和气体流动。其安装于容弹内部，由两侧石英玻璃压紧，下端与火花塞螺纹配合。其侧面与玻璃的间隙通过一层较软的聚四氟乙烯垫片和一层较硬的克林格 C4500 垫片调整在 0.1 mm，可实现较好的密封效果且不会损坏玻璃。预燃室横截面设计为矩形，便于控制单一几何参数。此种设计方案适用于点火机理的基础研究，也在其他文献中被采用^[62, 142]。被动预燃室的结构参数如图 2.4 所示。本研究共采用了单孔、两孔平行、两孔交叉三种喷孔结构，其中平行喷孔的直径 D_1 、 D_2 可相同或不同，两个喷孔间距固定为 11 mm，喷孔长度固定为 2 mm，交叉角度 θ 与垂直距离 H （交叉点到喷孔出口的距离）相对应。

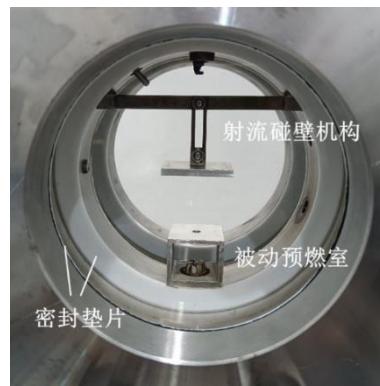


图 2.3 定容燃烧弹被动射流点火系统装配图

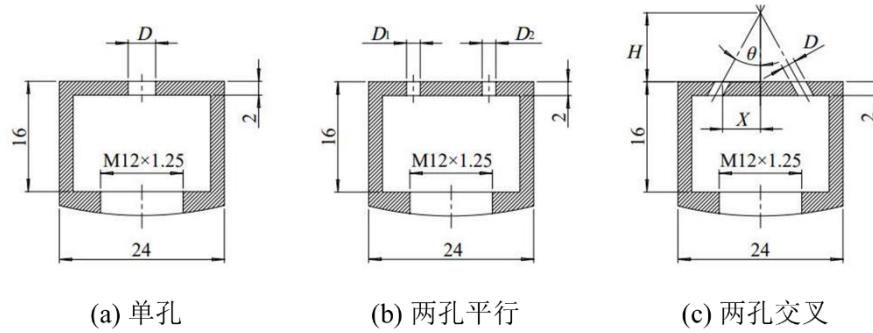


图 2.4 定容燃烧弹被动预燃室结构示意图

主动射流点火系统包括预燃室腔、GDI 喷油器、火花塞式缸压传感器、适配器等部件。为了便于更换结构，预燃室设计为独立的三部分，由上侧的压板和螺栓支撑，通过铜垫片密封。预燃室结构、装配、燃油喷雾位置关系如图 2.5 所示。腔体由两段直径 24 mm 和 9 mm 的圆柱和中间的过渡段组成。高压燃油通过 BOSCH 五孔 GDI 喷油器喷入预燃室，同时将喷油器旋转一定角度使油束偏向火花塞电极一侧，经实际测试可实现稳定的雾化、混合和点火。

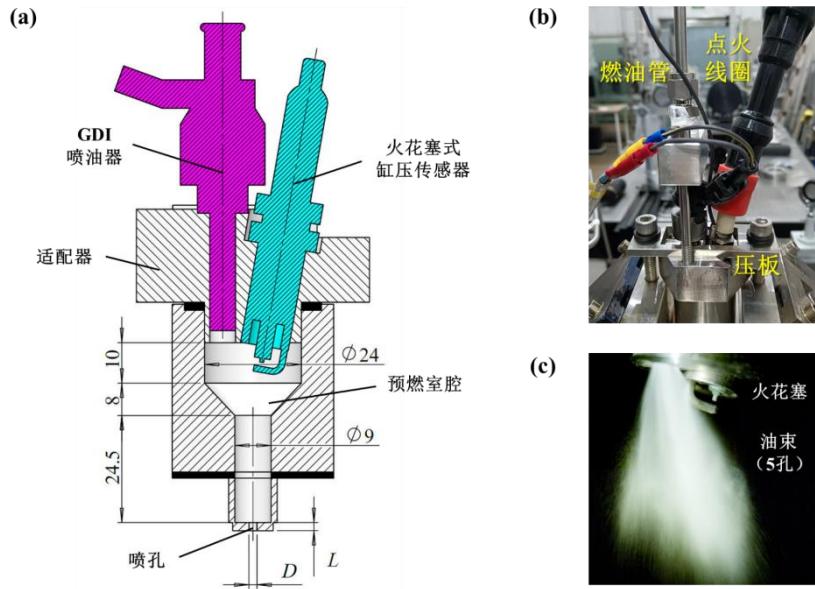
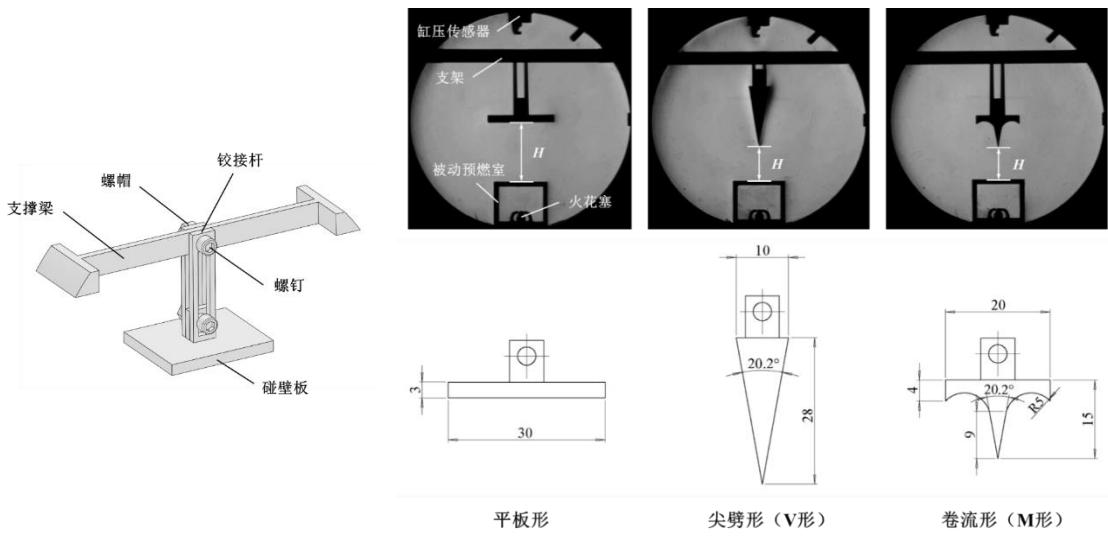


图 2.5 定容燃烧弹主动射流点火系统结构、装配、燃油喷雾位置关系

为了在定容燃烧弹中开展射流碰壁条件点火特性的基础研究，设计了射流碰壁机构以及不同形状的壁面，如图 2.6 所示。碰壁板由支撑梁和铰接杆组成的支架固定，整体粘连于主燃烧室的内壁面中，实际装配如图 2.3 中所示。平板形壁面作为基础形状。同时，为了模拟实际发动机的活塞形状，采用了尖劈结构的 V 形壁面作为基本单元，用于使射流分裂；并且在 V 形壁面的基础上，设计了两端带有卷流形结构的 M 形壁面，用于产生涡流。碰壁距离 H 定义为中心线上预燃室喷孔出口到壁面下表面（平板形）或尖端（V 形、M 形）的距离，实验中可通过改变铰接杆的长度和数量进行连续调节。



(a) 射流碰壁机构装配示意图

(b) 不同壁面形状及相应碰壁距离定义

图 2.6 射流碰壁机构装配示意图与不同形状壁面设计

2.1.3 实验方法与数据处理

本文应用了纹影、火焰自然发光、OH*化学发光三种光学诊断方法，相应的拍摄参数见表 2.1。高速摄影系统实物图如图 2.7 所示。对于纹影法，使用 PHOTRON FAST-CAM SA-Z 黑白高速相机。对于火焰自然发光法，使用 PHOTRON FAST-CAM SA-X2 彩色高速相机。OH*化学发光法在第 3 章与纹影法同时使用。通过在黑白相机前架设高速像增强器 (LaVision HS-IRO) 并使用紫外镜头和带通滤镜 (波长 $308 \pm 8 \text{ nm}$)，获得火焰中 OH* 的定性分布，以代表高温化学反应^[143]和判断着火区域。由于容弹仅有单侧窗口，而使用分光镜 (50% 反射、50% 透射) 会降低信号强度，因此本文中将增强器相对于纹影光路方向呈一定角度倾斜放置 (示意图见文献^[144])，后续只需对图像进行几何校正。综合考虑拍摄帧率、亮度和信噪比，像增强器的增益和门宽分别设置为 60%，35 μs 。

表 2.1 定容燃烧弹实验光学诊断方法及拍摄参数

参数	纹影法	火焰自然发光法	OH*化学发光法
相机	FAST-CAM SA-Z	FAST-CAM SA-X2	FAST-CAM SA-Z
拍摄速度/fps	10000	5000	20000
快门速度/s	1/10163 (98.4 μs)	1/5041 (198.4 μs)	1/20664 (48.4 μs)
分辨率	1024×1024	1024×1024	1024×1024
镜头	Nikon ($f=200 \text{ mm}$)	Nikon ($f=200 \text{ mm}$)	LaVision ($f=100 \text{ mm}$)
光圈	f/4	f/4	f/2.8
每组图片总数	500/1000/1500	1000	800
增益/%	—	—	60
门宽/ μs	—	—	35



(a) 纹影或火焰自然发光



(b) OH*化学发光

图 2.7 高速摄影系统实物图

本实验的基本操作流程如下：

- (1) 完成混合气配制、线路连接、光路调节、加热等准备工作。
- (2) 将容弹内部抽真空，根据实验需求，向容弹中充入混合气或空气，达到所需压力后，等待约 1 min 使温度稳定。
- (3) 点火，迅速排气并抽真空，同时存储压力数据和图像。
- (4) 重复本工况或进行下一工况的实验。

对于不确定性分析，各参数测量和图像处理的系统误差见表 2.2。为了减少随机误差，每工况至少重复 3 次实验。某个典型工况 3 次实验的压力曲线如图 2.8 所示，其滞燃期和初期放热率的相对误差不超过 3%，证明了实验结果的可靠性。并且对于发生多次失火的工况，相应增加次数以排除随机性。对于图像处理，系统误差主要来源于边缘检测算法对射流/火焰边界的识别。根据 Moffat 提出的理论^[145]，对于燃烧分析，总系统误差为 $(0.26^2 + 0.5^2 + 0.5^2 + 0.3^2)^{1/2} = 0.81\%$ ；对于图像分析，总系统误差为 $(0.26^2 + 0.5^2 + 0.5^2 + 0.26^2)^{1/2} = 0.82\%$ 。

表 2.2 定容燃烧弹实验不确定度

参数	测量范围	相对误差/%
初始条件		
配气压力	0~2 MPa	0.2
过量空气系数	—	0.24 (1), 0.26 (1.3), 0.25 (1.5)
初始压力	0~2 MPa	0.5
初始温度	243~1573 K	0.5
燃烧压力		
	0~20 MPa	0.3
图像处理		
	—	0.26 (2 个像素)

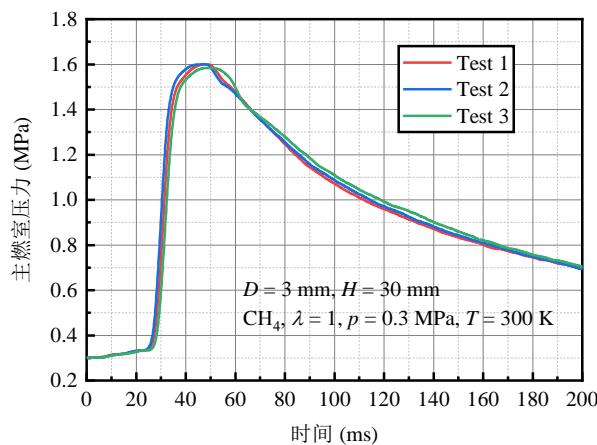


图 2.8 定容燃烧弹实验典型工况压力曲线重复性验证

基于 MATLAB 自编程序和 ImageJ 软件进行图像处理，主要步骤的结果展示在图 2.9 中。对于纹影图像，首先通过 MATLAB 增强亮度并裁剪有效圆形视窗范围，然后进行锐化处理以提高对比度，通过 ImageJ 中的魔法棒（wand）工具进行射流/火焰边界的提取。对于化学发光图像，通过 MATLAB，首先根据标尺进行横向校正并倒置，裁剪出有效区域，然后增强亮度，将灰度图转换伪彩色图。同时，利用 Otsu 阈值法^[146]进行二值化处理，通过闭运算（先膨胀后腐蚀）和开运算（先腐蚀后膨胀）去除多余噪点，进而计算得到由 OH 自由基表征的高温火焰面积。

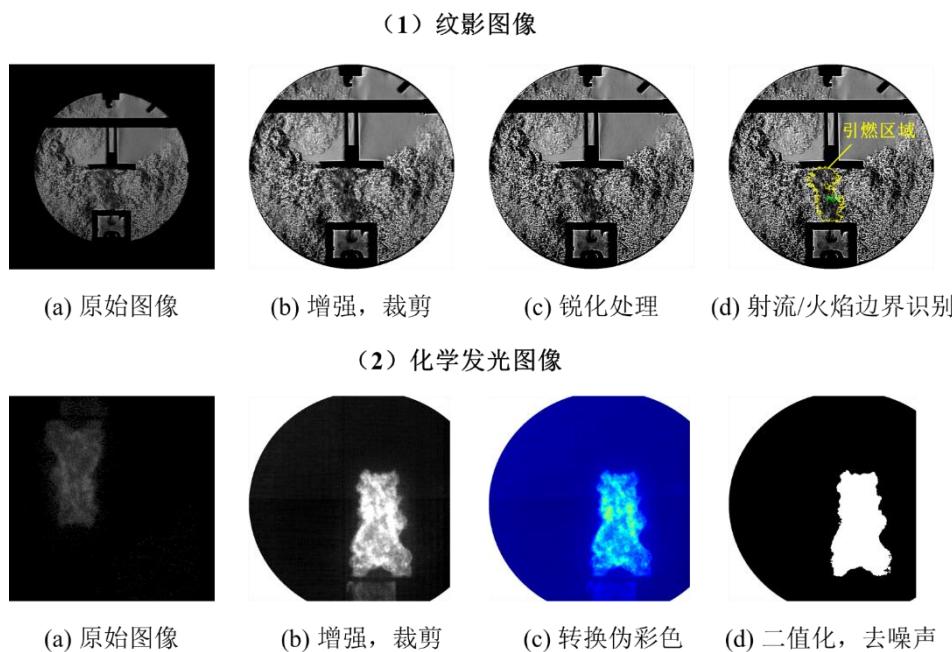


图 2.9 定容燃烧弹实验图像处理过程

对于宏观燃烧分析，考虑到预燃室体积占比较小（< 5 %），本文中只统计主燃室的放热量。首先，对主燃室压力曲线进行平滑处理，然后计算瞬时放热率（AHRR）、累计放热率或已燃质量分数（MFB），定义如下：

$$\text{AHRR} = \frac{dQ}{dt} = \frac{V}{\kappa-1} \frac{dp}{dt} \quad (2-1)$$

$$\text{MFB} = \int_{t_0}^t dQ / Q_{\max} \quad (2-2)$$

式中： Q ——放热量，J； V ——主燃室体积， m^3 ； κ ——等熵指数或比热容比，取为 1.35； t_0 ——火花点火放电时刻。定义滞燃期为 t_0 到 5 % 累计放热率时刻（MFB05），燃烧持续期为 5 % 到 90 % 累计放热率的时间（MFB05-90）。

2.2 光学发动机实验

2.2.1 发动机参数与系统组成

本文开发了用于预燃室射流点火和火花点火燃烧模式研究的光学可视化发动机平台，系统示意图如图 2.10 所示，发动机详细参数见表 2.3。气缸盖由长城某款轻型柴油机（GW4D20）改造，即在确保不打通内部冷却水道的前提下，将原喷油器安装孔的直径扩大，喷嘴处的通孔加工为螺纹孔，其余部分与原机相同。图 2.11 (a) 为台架现场图，发动机仅使用原机第二缸作为工作缸，单缸排量为 0.62 L，曲轴箱右侧飞轮与测功机连接，两根顶置凸轮轴由正时带轮驱动。气缸盖底面装配如图 2.11 (b)，包含两个进气门、两个排气门，缸径为 83.1 mm，预燃室（或火花塞）安装于气缸中心，缸压传感器替换原机的电热塞。几何压缩比为 11，在现代车用汽油机常用的压缩比范围内^[147]。进气道具有 1.7 的涡流比，气门正时全工况固定。为了提供光学可视窗口，采用经典的 Bowditch 加长活塞方式^[148]，在加长活塞上部安装了本课题组自主设计的全场可视石英玻璃^[149]，通过 O 型橡胶圈和耐高温密封胶进行密封，并设置 45° 反射镜，如图 2.11 (c) 所示。活塞形状采用简单平顶，可减少由凹坑等形状带来的图像失真，只需沿半径方向进行图像校正。

进气量或进气压力通过自制的孔板式节气门进行调节。燃料均通过进气道喷射（PFI），液体燃料通过氮气加压，气体燃料通过减压阀和稳压罐维持压力。排气管中安装了宽域氧传感器，通过空燃比仪监测氧浓度，以调节喷油量、控制过量空气系数 λ 。曲轴箱内通过机油泵循环进行润滑，气缸套和凸轮轴需自行涂抹机油进行润滑。缸盖和缸套壁面均通过外部恒温循环水进行加热。对于控制系统，采用定制的 ECU，结合曲轴位置和活塞上止点信号，实现喷油、点火、相机摄录等功能。缸压信号通过燃烧分析仪（DEWE-5000-CA2-PROF）采集和处理。

为了降低石英玻璃的热负荷、防止碎裂，光学发动机以跳火模式工作，即连续点火 30 次（第 1 组），倒拖几十个循环后，再进行第 2 组 30 次连续点火。同时，每个工况发动机运转的总时长不超过 2 min，并且实验中的负荷和最大压力升高率不能过高（IMEP 低于 0.7 MPa、最大压力升高率低于 1 MPa/°CA）。

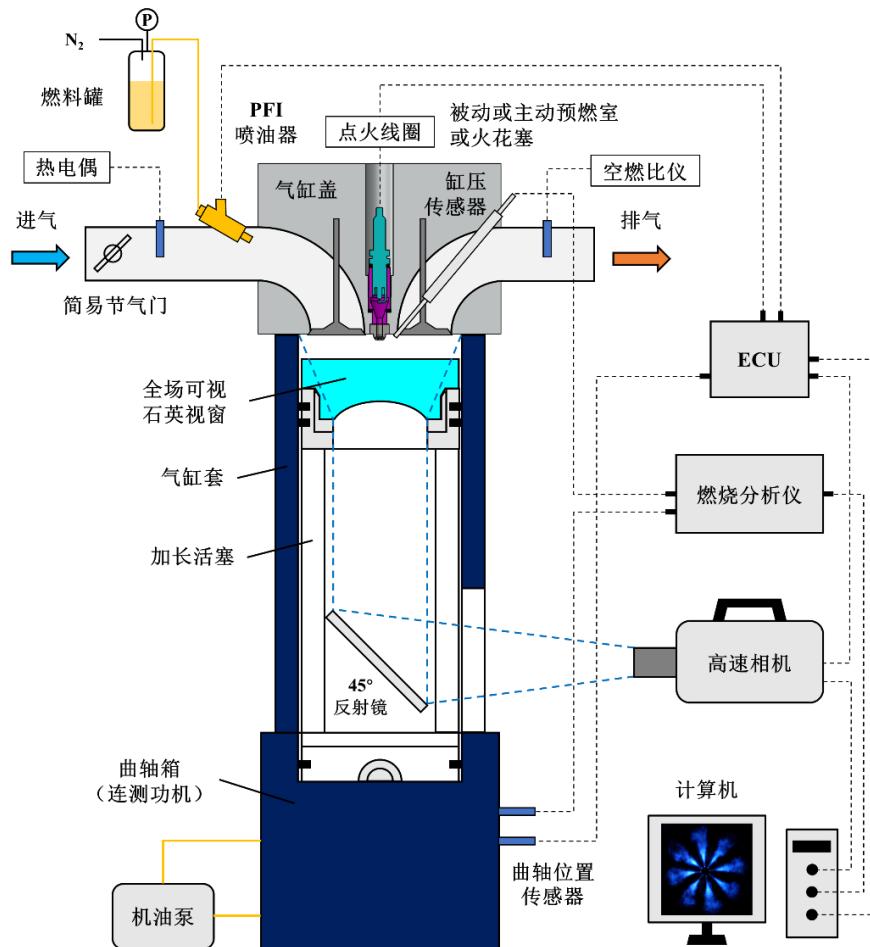


图 2.10 光学发动机实验系统示意图

表 2.3 光学发动机参数

参数	值 (或性质)
缸径, B/mm	83.1
冲程, S/mm	115
连杆长度, L/mm	210
几何压缩比	11
排量/L	0.62
活塞形状	平顶
涡流比	1.7
进气门早开角, IVO/°CA	24 (336 °CA ATDC)
进气门晚关角, IVC/°CA	50 (-130 °CA ATDC)
排气门早开角, EVO/°CA	86 (94 °CA ATDC)
排气门晚关角, EVC/°CA	16 (-344 °CA ATDC)

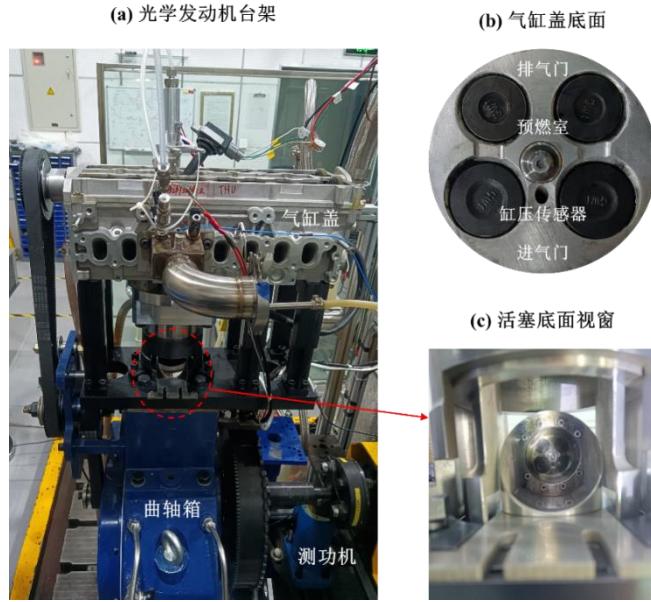


图 2.11 光学发动机台架现场图、气缸盖底面、活塞底面视窗

2.2.2 预燃室点火系统设计

为了实现在同一发动机中被被动射流点火、主动射流点火、火花点火三种燃烧模式的对比研究，本文设计了可更换的预燃室点火系统，如图 2.12 所示。图 2.12(d)显示了原柴油喷油器的安装。被动预燃室安装如图(a)，采用两段分体式设计，即腔体部分的适配器和前端的预燃室帽，为此加工了一大一小 (M12、M16) 的两段阶梯螺纹孔。适配器和火花塞从上方安装，预燃室帽从缸盖底面安装。对于主动预燃室(b)，与(a)的区别仅在于将火花塞更换为带有进气管路的特殊火花塞。对于火花点火(c)，将适配器直接替换为 M12 螺纹火花塞，并设置填充件补偿剩余体积。

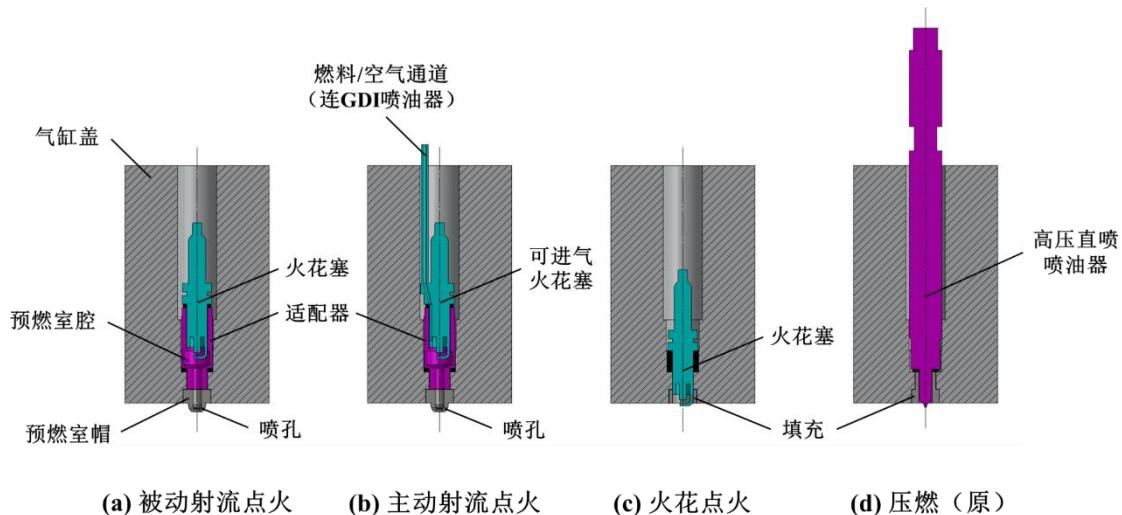


图 2.12 光学发动机不同点火系统示意图

图 2.13 展示了预燃室点火系统的装配图。被动预燃室采用四电极火花塞，以提高点火稳定性和射流均匀性，适配器具有 M12 螺纹，安装力矩与火花塞相同 (13 N·m)，预燃室帽通过专用工具旋紧，并设置铜垫片防止松动。受限于缸盖上紧凑的安装空间，主动预燃室采用了火花塞上加工燃料（或空气）通道的方案，而不是前述定容燃烧弹实验的喷油器直喷方案。可进气火花塞上焊接内径 1.5 mm 的钢管，与 GDI 喷油器相连，形成的进气通道总长度约为 15 cm。经过校核，本研究中壁面温度高于燃油沸点，燃料完全气化后的体积远大于通道总体积，且发动机实际运行较稳定，说明此方案可行。如图(c)，喷油器总成安装于缸盖上方，通过螺栓支撑，预燃室和主燃室共用一种燃料且喷射压力相同。

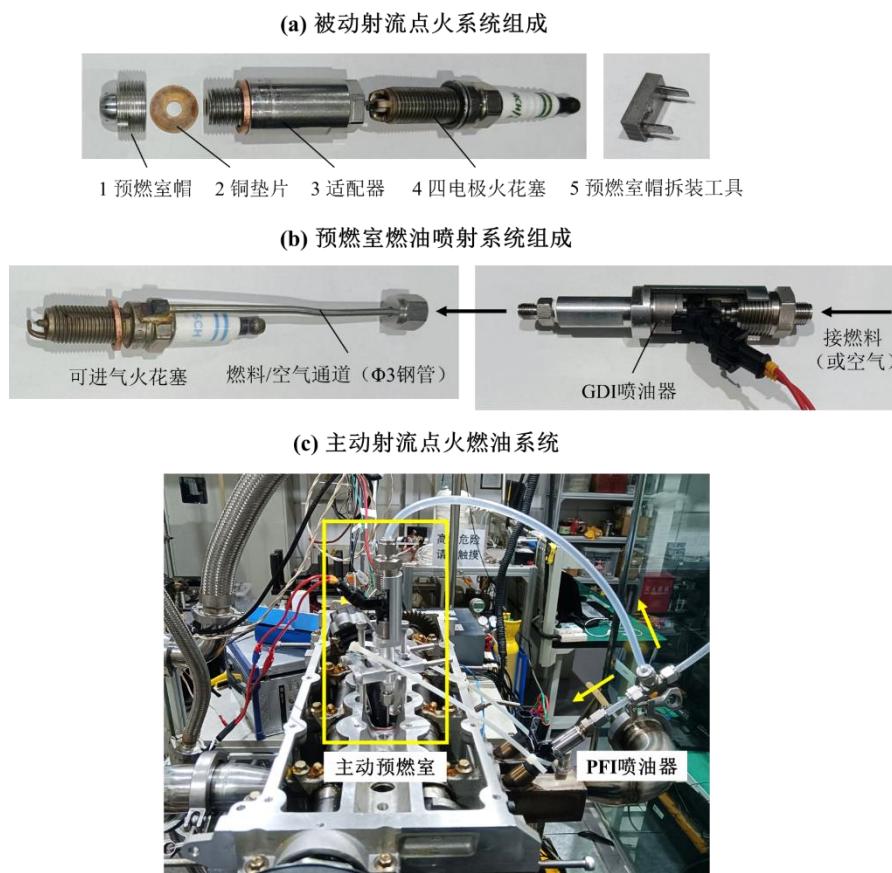


图 2.13 光学发动机预燃室点火系统装配图

本文主要关注预燃室喷孔结构的影响，而预燃室内部形状对流动和火焰发展同样具有重要影响。因此，设计了三种预燃室腔体形状，如图 2.14 所示，以预先确定最佳设计。保持总体积和直径不变，P1、P2、P3 的下段通道长度依次减小，且收敛（过渡）段的锥角依次减小。结果表明，尽管 P1 结构下射流速度更高，引燃区域更靠近气缸壁面，但燃烧稳定性较差，而 P3 结构下的循环变动最低。因此，后续研究中均采用收敛段锥角最小的 P3 结构。

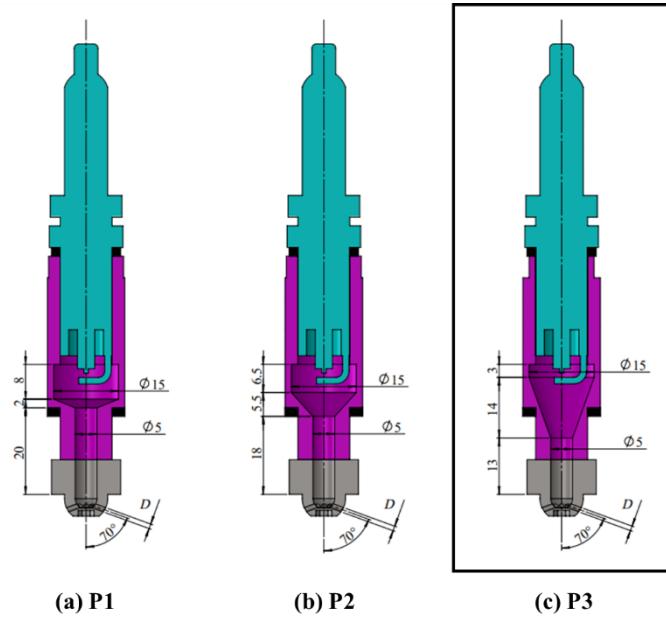


图 2.14 光学发动机预燃室腔体形状

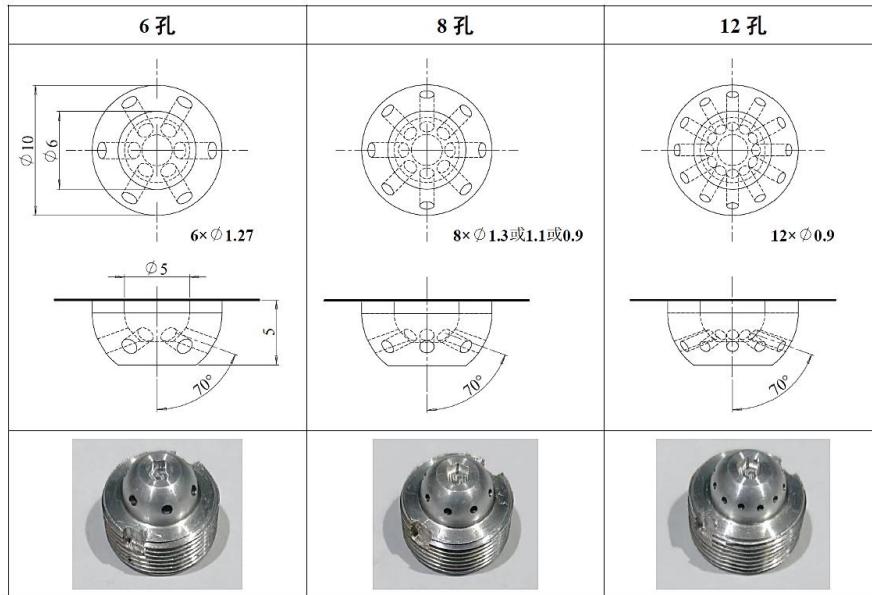
预燃室结构参数见表 2.4。预燃室的体积固定为 2 mL，约占上止点时主燃室体积的 3.5 %。对于喷孔设计，参考 Gussak 等人^[150]提出的发动机预燃室设计原则，存在最佳的喷孔总截面积 A_t ，相对预燃室体积的比值 A_t/V_{PC} 在 $0.03\sim0.04 \text{ cm}^{-1}$ 之间。

表 2.4 光学发动机预燃室结构参数

参数	值（或性质）		
预燃室体积, V_{PC}/mL	2		
预燃室体积占比, $V_{PC}/V_{MC} (\%)$	3.5		
改变喷孔总截面积			
喷孔数量×喷孔直径 (mm)	8×1.3	8×1.1	8×0.9
面容比, $A_t/V_{PC} (\text{cm}^{-1})$	0.053	0.038	0.025
改变喷孔结构			
预燃室面容比, $A_t/V_{PC} (\text{cm}^{-1})$	0.038		
基础喷孔	$6\times1.27, 8\times1.1, 12\times0.9$		
异型喷孔	6 孔-矩形, 8 孔-非等径, 12 孔-交叉, 12 孔-双排		

因此，本文首先以 8 孔为基础，确定喷孔直径（1.3 mm、1.1 mm、0.9 mm）的影响，对应的面容比为 0.053、0.038、0.025 cm^{-1} 。然后固定 $A_t/V_{PC}=0.038 \text{ cm}^{-1}$ ，采用了不同孔数的常规圆形喷孔，并设计了相应的异型喷孔，如图 2.15 所示。其中，6 孔设计用于对比圆形和矩形喷孔，8 孔设计用于对比等径和非等径喷孔，12 孔设

计用于对比单排不交叉喷孔、交叉喷孔和双排喷孔。此外，喷孔相对中心线的倾斜角度均为 70° ，预燃室相对缸盖底面的高度均为 5 mm 。



(a) 基础喷孔



(b) 异型喷孔

图 2.15 光学发动机预燃室喷孔结构示意图

2.2.3 实验方法与数据处理

本实验主要采用火焰自然发光法，使用 PHOTRON FAST-CAM SA-X2 彩色高速相机和 Nikon 镜头 ($f=200\text{ mm}$, 光圈为 $f/8$)。选取拍摄速度为 14400 fps ，即图片间隔为 0.5°CA ；快门速度为 $1/14744\text{ s}$ ($67.8\text{ }\mu\text{s}$)；分辨率为 896×896 (8.84

像素/mm)。每个循环从点火时刻开始摄录,根据需要记录50/100/120/200张图片。部分工况也采用了OH*化学发光法,以获得缸内燃烧过程的OH分布。

采用离线标定法获得喷油器的流量曲线。对于甲醇和氨-甲醇溶液,采用称重法进行标定;对于氨气,基于排水法原理,以柴油为介质进行标定。标定曲线汇总在图2.16中。甲醇和氨-甲醇溶液采用GDI喷油器,在压力8 MPa和0.45 MPa、喷射脉宽大于0.3 ms时,均呈现良好的线性度。氨-甲醇溶液采用6孔PFI喷油器,喷射压力为0.45 MPa,实际使用脉宽在9~24 ms之间,未落入非线性区。氨气采用单孔气体喷射器,喷射压力为0.4 MPa,脉宽低于5 ms时呈现非线性。

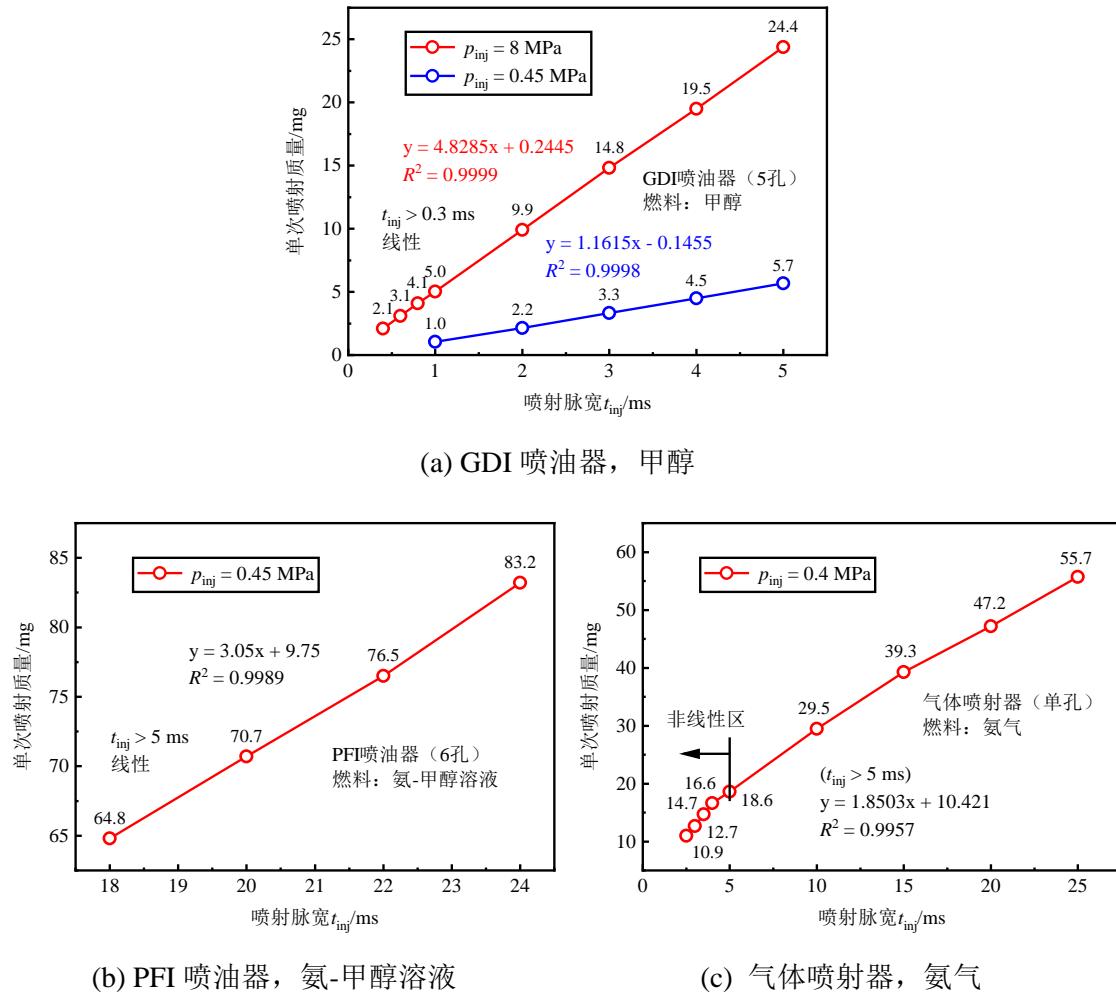


图2.16 燃料喷射质量标定曲线

本实验的基本操作流程如下:

- (1) 开启循环水加热,根据需要安装预燃室系统,清洁玻璃,调节燃油压力,盘车到上止点位置调整相机和对焦,安装完成手动盘车两圈,确保无异响。
- (2) 完成准备后,开启机油泵,运行测功机(倒拖运转),逐渐上升至目标转速,开始点火并记录缸压和图像,共计点火60个循环,结束运转。

(3) 检查玻璃情况, 改变工况或结构, 每 5 次实验需进行维护和清洁。

实验中各参数测量的系统误差见表 2.5。根据 Moffat 理论^[145], 对于燃烧分析, 总系统误差不超过 $(0.3^2+0.08^2+2^2+0.33^2+0.28^2)^{0.5} = 2.07\%$; 对于图像分析, 图像处理误差约为 5 %, 总系统误差不超过 $(0.3^2+0.08^2+2^2+0.33^2+0.28^2+5^2)^{0.5} = 5.41\%$ 。

表 2.5 光学发动机实验测量不确定度

参数	测量仪器	相对误差/%
缸内压力	AVL GH14P 压力传感器	0.3
发动机转速	湘仪 FC2000 测功机	0.08 ($\pm 1 \text{ r/min}$)
过量空气系数	ETAS ES630.1 空燃比仪	< 2
进气温度	K型热电偶	0.33 ($\pm 1 \text{ K}$)
循环水温度	K型热电偶	0.28 ($\pm 1 \text{ K}$)

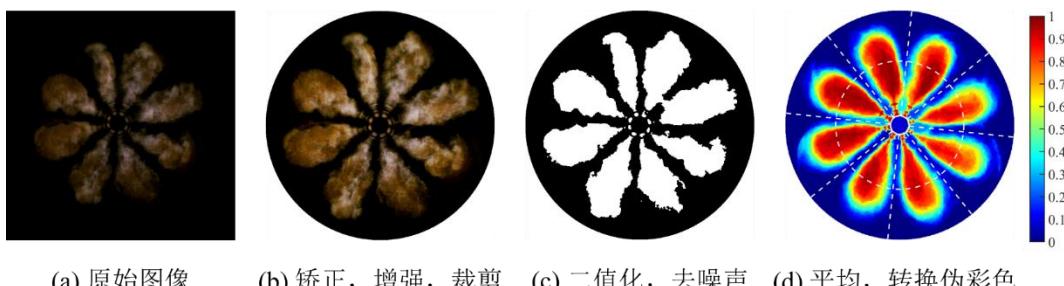
采用 MATLAB 自编程序对火焰自然发光图像进行后处理, 主要步骤如图 2.17 所示。首先, 对原始图像进行几何校正。根据同心圆法标定控制点, 使用 `inwarp` 函数进行配准。然后进行亮度/对比度增强并裁剪。同时, 使用 Huang 阈值法^[151]进行二值化, 提取火焰边界。通过 Zheng 等人^[152]提出的方法计算全局火焰速度 S , 其不依赖火焰为圆形的假设, 适用于预燃室射流火焰、喷雾火焰等, 定义如下:

$$S = \frac{dA/dt}{L} \quad (2-3)$$

式中 A 为火焰二维投影面积, L 为火焰边界总长度。同时, 对每一时刻不同循环的二值化图片进行平均, 得到火焰分布概率图, 概率值 P_f 计算如下:

$$P_f = \frac{\sum_{i=1}^N P_{(x,y)}^i}{N} \quad (2-4)$$

式中 (x, y) 为坐标值, P 为灰度值, 即 0 或 1, N 为总循环数。转换伪彩色图后, 红色和蓝色区域分别代表所有循环中火焰出现的概率为 100 % 和 0 %。



(a) 原始图像 (b) 纠正, 增强, 裁剪 (c) 二值化, 去噪声 (d) 平均, 转换伪彩色

图 2.17 光学发动机实验火焰自然发光图像处理过程

通过 MATLAB 自编程序进行宏观燃烧放热分析，首先提取有效循环，对缸压曲线进行平滑后，计算每循环的瞬时放热率（AHRR）、平均指示压力（IMEP）、IMEP 循环变动系数（CoV_{IMEP}）和指示热效率（ η_{it} ），分别定义如下：

$$AHRR = \frac{dQ}{d\varphi} = \frac{1}{\kappa-1} \left(V \frac{dp}{d\varphi} + \kappa p \frac{dV}{d\varphi} \right) \quad (2-5)$$

$$IMEP = \frac{\int_{-180^\circ}^{180^\circ} pdV}{V_s} \quad (2-6)$$

$$CoV_{IMEP} = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (IMEP_i - IMEP_{mean})^2}}{IMEP_{mean}} \times 100\% \quad (2-7)$$

$$\eta_{it} = \frac{IMEP_{mean} \times V_s}{m_f \times H_f} \times 100\% \quad (2-8)$$

式中： V_s ——气缸工作容积（排量）， m^3 ； N ——循环数； m_f ——每循环喷油量， kg ； H_f ——单位质量燃料低热值， MJ/kg 。某工况下所有有效循环的燃烧参数处理结果如图 2.18 所示，包含两组连续点火的 30 个循环。考虑冷启动过程的影响，每一组中前两个循环被剔除，因此每个工况点共有 56 个有效循环用于后续分析。

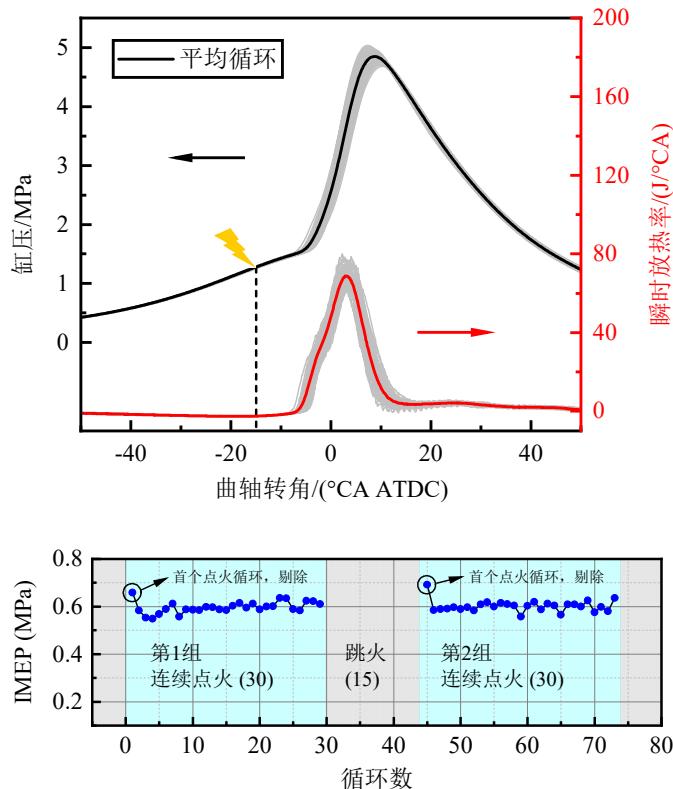


图 2.18 某工况下有效循环的缸压、瞬时放热率、IMEP

2.3 CFD数值模拟

2.3.1 几何与物理模型

在定容燃烧弹可视化实验结果的基础上，基于商业软件 Converge 开展三维计算流体动力学（CFD）数值模拟，以进一步揭示湍流流场和化学反应的信息。

分别对被动、主动式点火系统进行几何建模，其中被动预燃室中应用了四电极和单电极火花塞两种方案，主动预燃室中由于火花塞距离喷孔较远，模拟结果证明电极结构对后期火焰发展影响不大，因而为了提高计算效率，省略了电极结构。定容燃烧弹几何模型和中间时刻的网格分布如图 2.19 所示。Converge 具有自动划分网格功能，可针对复杂几何形状进行自适应笛卡尔网格的生成。本模拟中将基础网格的尺寸设置为 4 mm，根据温度和速度梯度设置 4 级自适应加密（AMR），并对火花塞、喷孔附近分别设置 5 级、4 级嵌入式加密，即最小网格尺寸分别为 0.125、0.25 mm。对于边界条件，所有边界均设置为壁面。

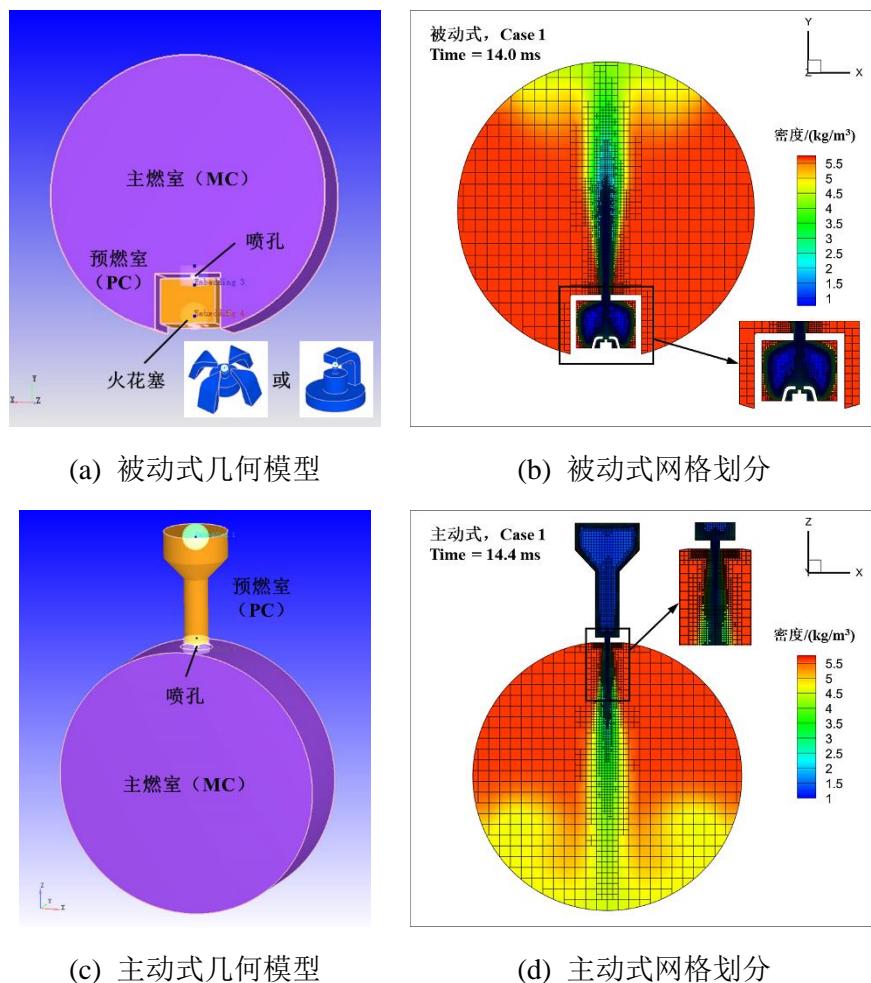


图 2.19 定容燃烧弹被动/主动射流点火几何模型与网格划分

模拟中选取的物理模型见表 2.6。主动射流点火模拟中未考虑燃料的雾化破碎、碰壁、蒸发等过程，仅从点火时刻开始计算，因此将预燃室内设置为均质混合气。对于燃烧模型，采用详细化学反应动力学的 MZ-SAGE 模型。被动、主动射流分别采用 GRI-Mech 3.0^[153]的甲烷机理、Pichler 等^[154]的甲醇机理。对于湍流模型，选取 RANS 中的 RNG $k-\varepsilon$ 两方程模型，壁面边界采用标准壁面函数。对于传热模型，选取 O'Rourke & Amsden 模型。对于点火模型，设置球形火核，包含两阶段能量释放，分别为 30 mJ/0.1 ms、10 mJ/1 ms。各个模型的控制方程和参数见文献^[155]，此处不再进行详细展示。对于求解，流动部分采用 PISO 算法、密度基求解器，化学部分采用 CVODE 求解器，时间步长在 $1 \times 10^{-8} \sim 10^{-5}$ s 之间根据最大 CFL 数进行自适应调整。本模拟研究中只关注初期的射流发展和射流引燃过程，因此所有工况的计算均运行到主燃室引燃时刻后停止。

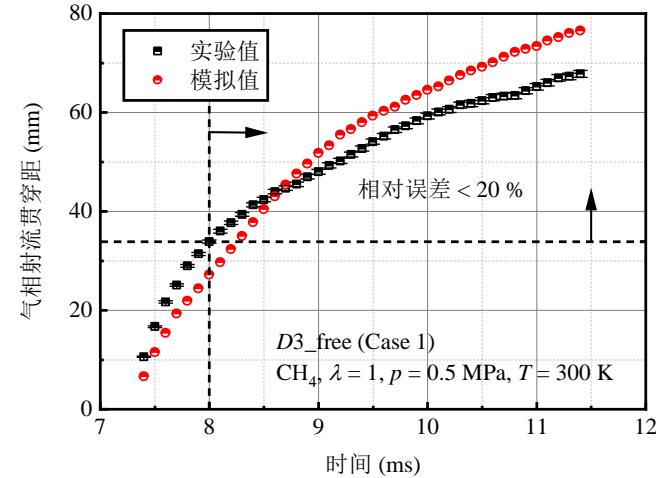
表 2.6 CFD 模拟物理模型选取

模型		描述	
燃烧模型		MZ-SAGE 模型	
	甲烷	甲醇	
化学反应机理	GRI-Mech 3.0 ^[153] (53 组分, 325 反应)	Pichler 等 ^[154] (18 组分, 55 反应)	
湍流模型		RNG $k-\varepsilon$ 模型	
壁面处理		标准壁面函数	
传热模型		O'Rourke & Amsden 模型	
点火模型		球形火核, 两阶段能量源	

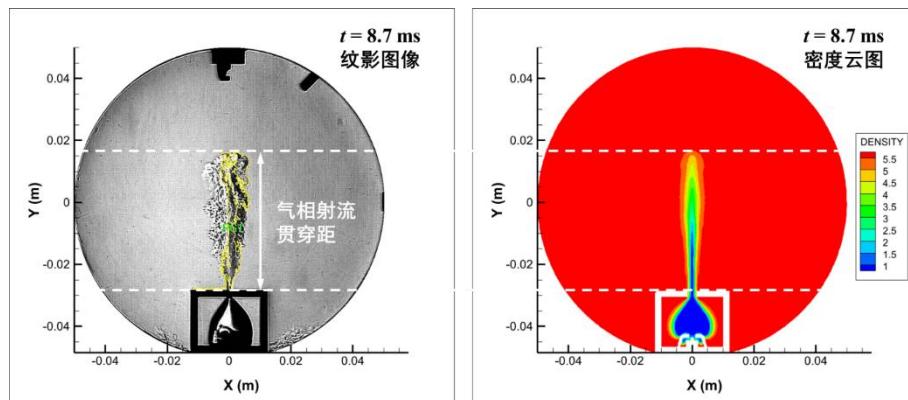
2.3.2 模型验证

为了验证该模型对于射流流场分布和点火过程的预测能力，对于被动和主动射流，分别选取气相射流贯穿距和预燃室压力作为目标进行模拟值与实验值的比较。对于被动射流，气相射流贯穿距在实验中直接通过纹影图像测量，在模拟中通过密度云图的一条代表性等值线 ($\rho = 5.5 \text{ kg/m}^3$) 确定，对比结果如图 2.20 所示。可以看出， $t=8 \text{ ms}$ 之后，相对误差在 20% 以内，且模拟曲线可以反映射流的两阶段发展特征^[95]。由于实验中纹影图像是光线沿视场方向的叠加，并且考虑传热模型和 RANS 湍流模型的计算精度，这一计算误差对于本文的对比分析可以接受。对于主动射流，对比结果如图 2.21 所示，模拟曲线大致复现了实验中这一工况下

预燃室压力的变化趋势，最高压力、预燃室和主燃室最大压比 p_r 的相对误差低于 20 %。因此，这一计算结果可用于后续的对比分析。



(a) 实验值与模拟值对比



(b) 中间时刻纹影图像（实验）与密度云图（模拟）对比

图 2.20 定容燃烧弹被动射流气相射流贯穿距的模型验证结果

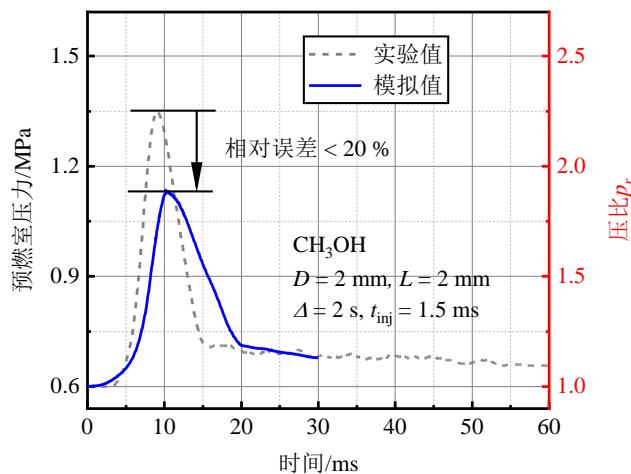


图 2.21 定容燃烧弹主动射流预燃室压力曲线的模型验证结果

第3章 预燃室多孔射流间相互作用下的点火特性

本章围绕被动射流点火模式，首先基于定容燃烧弹，对预燃室单孔自由射流的点火模式和基本特性进行简要说明，作为后续分析的参考。随后，研究交叉和非等径两种异型喷孔，分别产生自由基射流之间、火焰射流与自由基射流相互作用时的点火特性。最后，在光学发动机应用平台上，对比传统火花点火模式和常规喷孔，研究被动射流点火模式及异型喷孔结构对点火与燃烧特性的影响。

3.1 单孔自由射流的点火模式及参数影响

定容燃烧弹被动射流点火的实验工况见表 3.1。预燃室体积占比固定为 3.7 %。对于单孔预燃室，喷孔直径 D 变化范围为 1~4 mm。参考图 2.4，平行喷孔包括三种组合： $D_1 = 2 \text{ mm}, D_2 = 2 \text{ mm}$; $D_1 = 4 \text{ mm}, D_2 = 2 \text{ mm}$; $D_1 = 2 \text{ mm}, D_2 = 1 \text{ mm}$ 。交叉喷孔的孔径均为 2 mm，交叉角度为 15°、20°、30°、45°，相应交叉点与喷孔的距离 H 逐渐减小（20、15、10、5.5 mm）。选取气体甲烷作为燃料，其容易形成均质混合气，并且具有较低的火焰速度，是低碳、低活性燃料的代表。对于工况，初始压力为 0.3 或 0.5 MPa，初始温度为 300 或 373 K，过量空气系数 λ 为 1~1.5。此工况对应较低的热力状态和燃料活性，覆盖了射流火焰、射流部分淬熄、射流引燃失败（失火）三种点火模态发生的条件。

表 3.1 定容燃烧弹被动射流点火实验工况

参数	值（或性质）
喷孔直径, D/mm	1, 1.5, 2, 2.5, 3, 4
喷孔数量	1 或 2
喷孔间距/mm	11
喷孔交叉角度, θ°	0 (平行), 15, 20, 30, 45
预燃室体积占比/%	3.7
燃料	甲烷 (CH_4)
初始压力, p/MPa	0.3, 0.5 (基础)
初始温度, T/K	300 (基础), 373
过量空气系数, λ	1, 1.25, 1.3, 1.5

首先探究单孔自由射流的点火模式及基本特性，并确定本研究范围内各参数

影响的边界条件，作为后续多孔射流和碰壁射流（第5章）分析的参考。图3.1给出了不同喷孔直径下点火过程的纹影图像，工况为 $p=0.5\text{ MPa}$, $T=300\text{ K}$, $\lambda=1$ 。随着喷孔直径的变化，大致可分为火焰射流引燃和自由基射流引燃两种点火模式。火焰射流引燃模式发生在较大孔径下($D=4\text{ mm}$)，预燃室内部火花点火形成的火焰在经过喷孔后形成火焰射流，仅经过约1ms, $t=8\text{ ms}$ 时在下游直接引燃，随后湍流火焰以较低的速度发展，这种方式本质上即为火焰传播，射流中维持高温反应的自由基未发生淬熄。当孔径减小为3mm时，转变为自由基射流引燃模式。此时，射流火焰经过喷孔后并未直接引燃，而是发生部分淬熄，形成包含热燃烧产物和活性自由基的热射流，然后扩散至上侧壁面，经过较长的滞燃期后，才发生二次引燃(re-ignition)，湍流火焰迅速扫掠热射流的覆盖区域，充满主燃烧室空间。Kyrtatos指出^[25]，淬熄效应包括喷孔壁面热损失引起的热淬熄、冷/热流体混合引起的水力学淬熄两种机制。前者主要取决于壁面淬熄距离 d_q ，对于甲烷，其典型值约为0.5~2mm^[156, 157]。Yamaguchi等^[41]、Kesler等^[158]也在实验中观测到了随喷孔直径变化产生不同点火模式的相似现象。

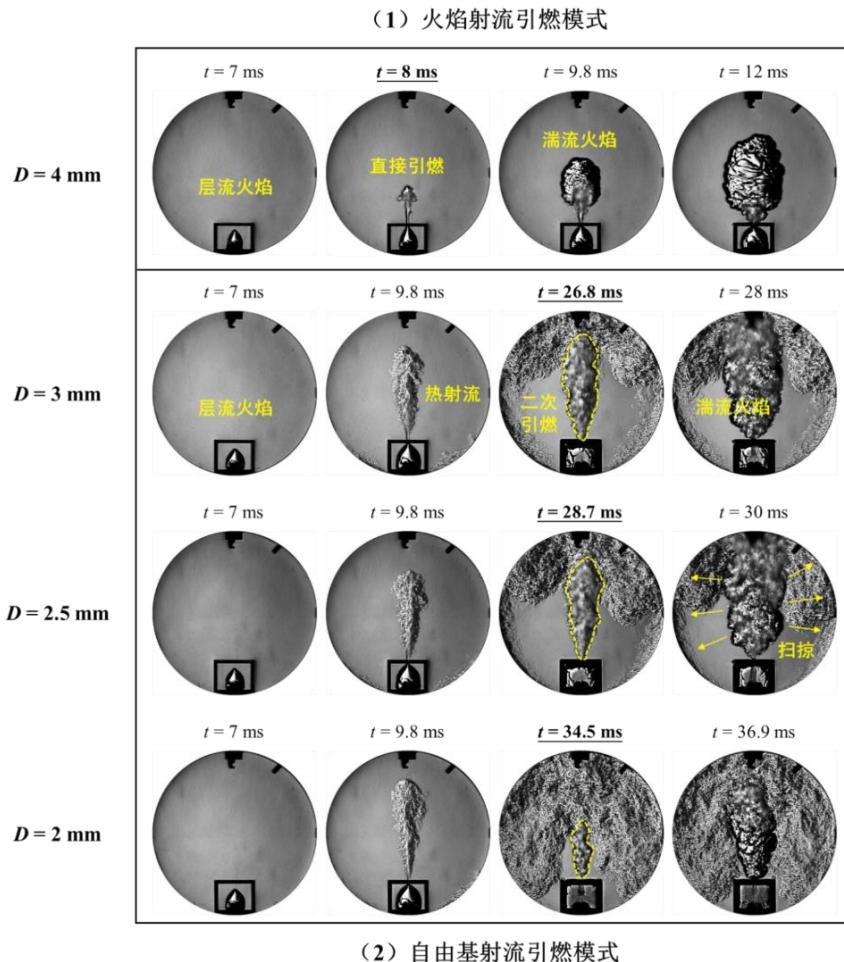


图3.1 不同喷孔直径下自由射流点火过程的纹影图像

本章重点关注小孔径下存在部分淬熄的自由基射流引燃模式，因其具有较高的射流速度和较远的贯穿距离，通过自由基和燃烧产物的广泛传播，缩短燃烧持续期。图3.2给出了此种模式下由纹影图像得到的射流贯穿距和射流速度。当喷孔直径由3 mm减小为2 mm时，射流最大速度略有增加，且较长时间内（1~4 ms）速度更高。对于不同工况，作为参考，通过CHEMKIN中的一维火焰模型计算了层流火焰参数，见表3.2。随着过量空气系数从1增加到1.3、1.5，层流火焰速度 S_L 由19.33 cm/s分别降低为11.68、7.11 cm/s，使预燃室内外最大压差 Δp 降低，射流强度逐渐减弱，射流发展变慢。当 $\lambda=1.5$ 时，由于射流中自由基含量下降，即活性降低，且层流火焰厚度 δ_L 和壁面淬熄距离 d_q 增加，淬熄效应增加，导致此条件下引燃失败。此外，初始压力由0.5 MPa降低为0.3 MPa时，层流火焰速度 S_L 略有增加，但压差 Δp 和射流速度变化不大。

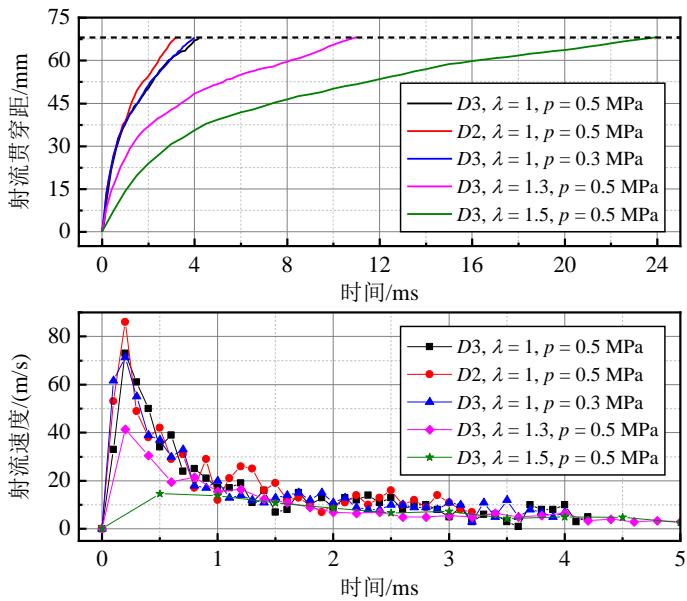


图3.2 不同条件下的气相射流贯穿距与射流速度

表3.2 不同压力、过量空气系数下的层流火焰参数对比

工况序号	T_u/K	p/MPa	λ	$S_L/(cm/s)$	δ_L/mm	T_{ad}/K
1	300	0.5	1	19.33	0.155	2256
2	300	0.3	1	24.58	0.211	2248
3	300	0.5	1.3	11.68	0.216	1953
4	300	0.5	1.5	7.11	0.319	1787

对于宏观燃烧特性，图3.3给出了不同喷孔直径下，对应图3.1中工况($p=0.5$ MPa, $T=300$ K, $\lambda=1$)的主燃室压力和放热率曲线。随着喷孔直径的减小，

滞燃期逐渐延长，而燃烧持续期逐渐减少，且峰值压力、峰值放热率均逐渐增大。 $D=2\text{ mm}$ 时，火焰传播极为迅速，放热更加集中。与火花点火下的层流燃烧相比，不同孔径下射流点火的燃烧速率均增大，燃烧持续期减少了40~80%。

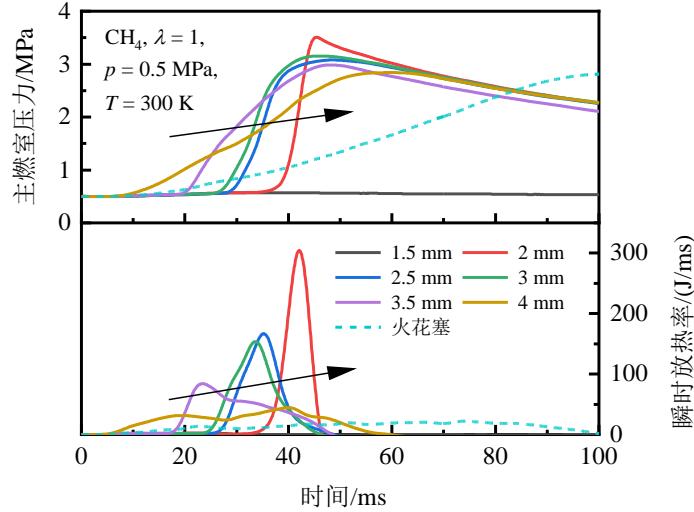


图 3.3 不同喷孔直径下的压力与放热率曲线

作为参考，图 3.4 绘制了经典理论中自由湍流射流的流动区域，分为势核心区（初始段）、发展区（衰减区）、充分发展区三部分^[159]。对于圆形喷孔，势核心区长度 L_b 约为孔径 D 的 6.2 倍^[160]。衰减区中，在射流边界剪切作用下，轴向速度降低，并产生湍流。射流达到充分发展后，速度剖面分布具有相似性。

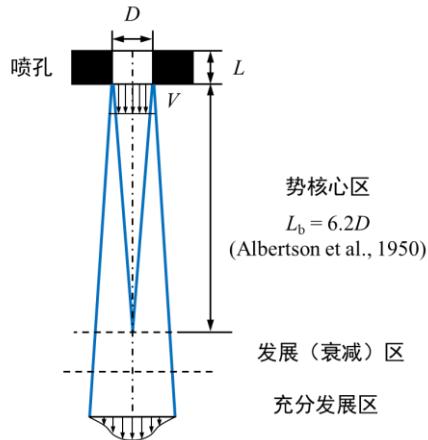


图 3.4 自由湍流射流的流动区域划分

为了进一步说明两种点火模式的典型特征，图 3.5 展示了模拟得到的引燃时刻前的物理和化学反应变量分布。孔径为 3 mm 和 4 mm，工况与图 3.1 中相同。其中，反应进程 C 定义如下：

$$C = \frac{Y_{F,u} - Y_F}{Y_{F,u} - Y_{F,b}} \quad (3-1)$$

式中: Y_F ——当前的燃料 (CH_4) 质量分数; $Y_{F,u}$ ——未燃混合气的燃料质量分数; $Y_{F,b}$ ——完全反应后的燃料质量分数, 即为 0。对于自由基射流, 由于滞燃期长, 密度云图显示射流覆盖范围较广, 射流下游大部分为低温反应的中间产物例如甲醛基 CH_2O , 反应进程远小于 1, 而 $C=1$ 的高温反应区局限于射流上游, 呈现 Borgi-Peters 湍流火焰模式图^[16]中分布式反应区的特征。对于火焰射流, 射流即为正常的预混火焰传播, 反应进程均接近 1, 反应区较薄, CH_2O 仅分布在射流头部附近, 属于典型小火焰区 (Flamelet), 且相较自由基射流, 射流速度和湍动能更低。

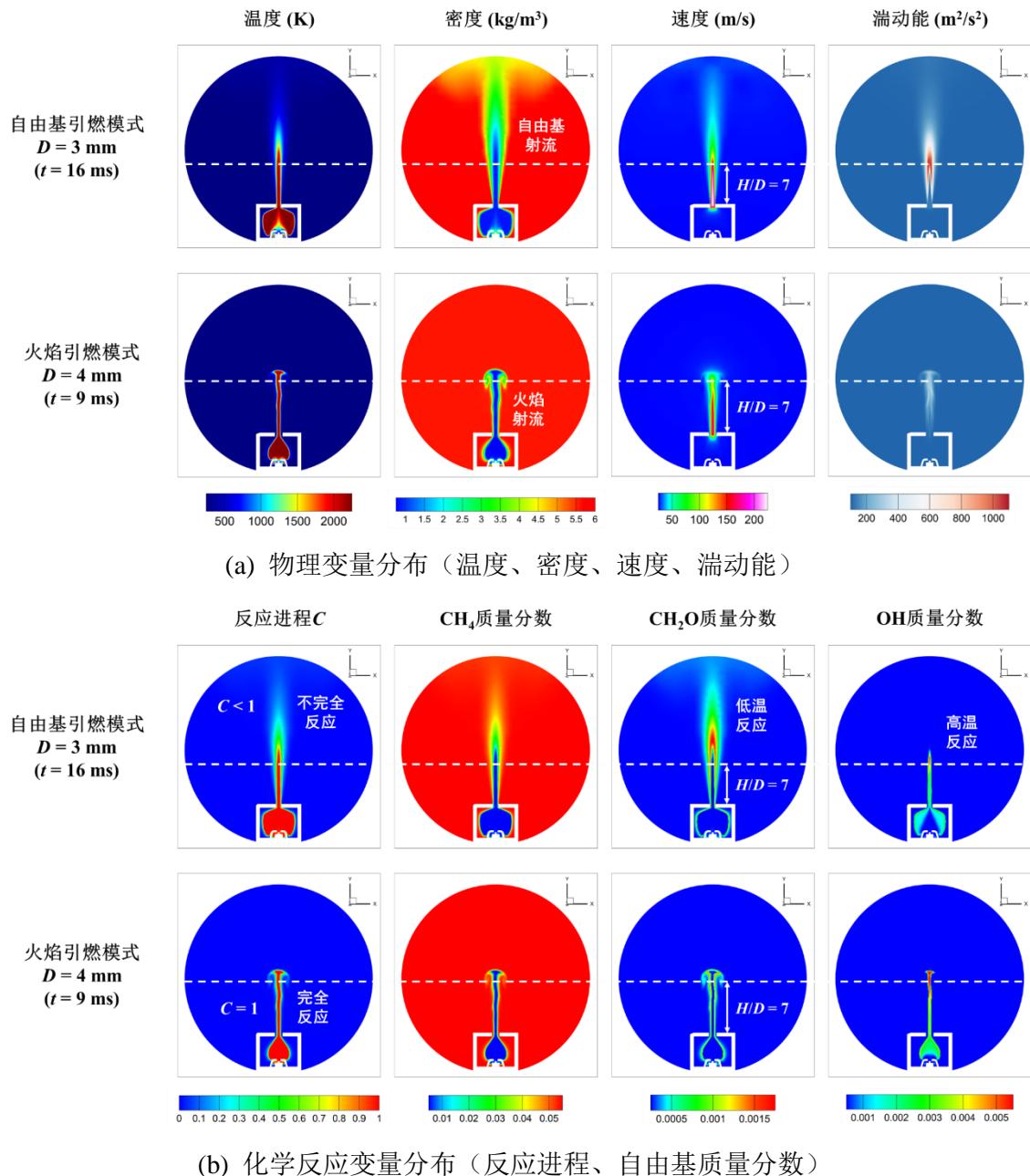


图 3.5 自由基射流和火焰射流引燃模式下的物理和化学反应变量分布云图

3.2 交叉喷孔对射流点火特性的影响

3.2.1 交叉射流与平行射流的引燃区域与燃烧放热比较

本节聚焦两束自由基射流在平行和交叉构型产生相互作用下的点火特性。采用纹影和化学发光同时拍摄，以显示同一时刻的热射流和 OH* 分布。图 3.6 展示了不同交叉角度喷孔和平行（不交叉）喷孔下的射流引燃区域。工况为 $p=0.5 \text{ MPa}$, $T=300 \text{ K}$, $\lambda=1$ 。可以看出，在交叉角度 $\theta=15^\circ$ 、 20° 、 30° 时，引燃区域均位于交叉点附近，初始火焰同时向上下游发展；而 $\theta=45^\circ$ 时，引燃区域位于交叉点以上，引燃时刻最早，且由于射流过早汇聚，射流贯穿距和射流覆盖面积减小。平行射流中引燃仅发生在右侧射流，初始火焰呈现不对称分布。

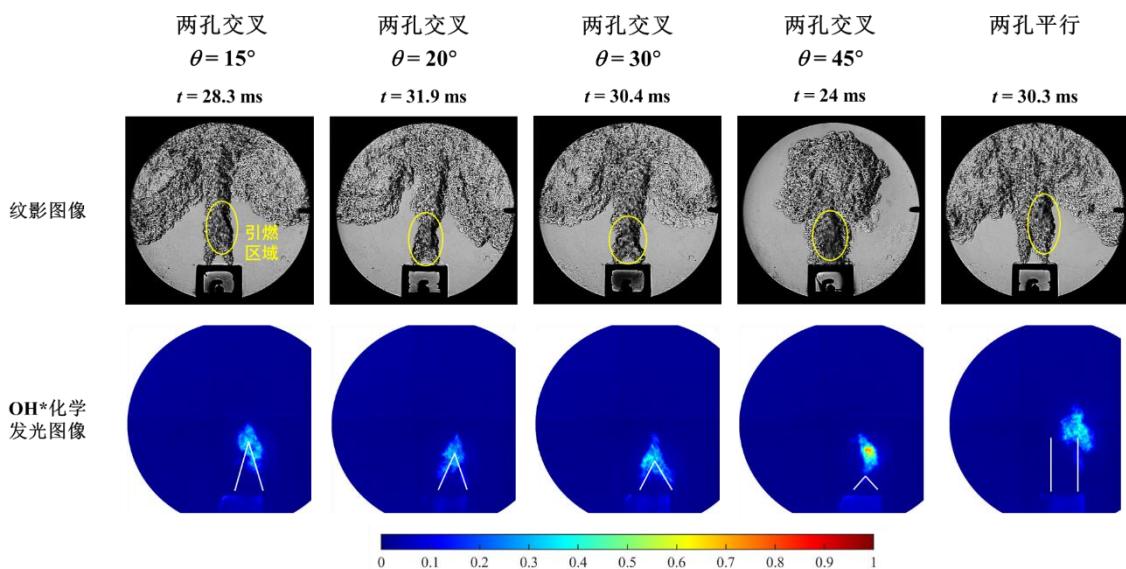


图 3.6 不同交叉角度喷孔与平行喷孔下的射流引燃区域对比

图 3.7 给出了交叉喷孔、平行喷孔和火花点火的火焰面积发展曲线。从时间来看， $\theta=45^\circ$ 时最早引燃和达到最大面积，其次为 $\theta=15^\circ$ ， $\theta=30^\circ$ 和平行喷孔相近，最后为 $\theta=20^\circ$ 。火焰扩展速度（即曲线斜率）对所有角度大致相同，是火花点火中火焰速度的约 10 倍。图 3.8 展示了压力、放热率曲线以及滞燃期（MFB05）、燃烧持续期（MFB05-90）的对比。可以看出，宏观燃烧放热和火焰发展的相对趋势相同。 $\theta=45^\circ$ 时，滞燃期最短，且燃烧持续期略长，具有最低的燃烧速率，而 $\theta=20^\circ$ 时滞燃期最长，相比 $\theta=45^\circ$ 、平行喷孔分别推迟 8.1 ms、1.9 ms。

总体来看，交叉角度在 $15\sim30^\circ$ 范围内，在与平行（不交叉）喷孔保持相近的燃烧速率的同时，可以将初始引燃区域控制在交叉点附近，而交叉点逐渐靠近喷孔时（例如 $\theta=45^\circ$ ），有利于缩短滞燃期。

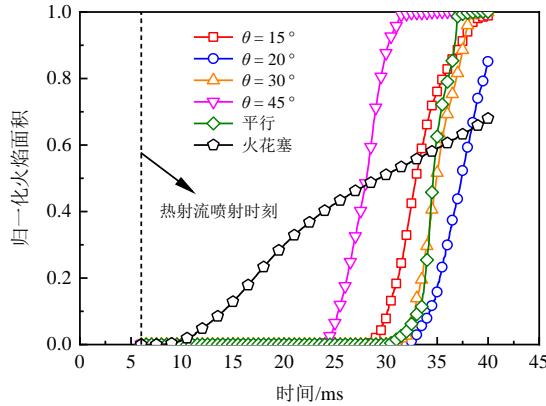


图 3.7 不同交叉角度喷孔、平行喷孔及火花点火的火焰面积发展

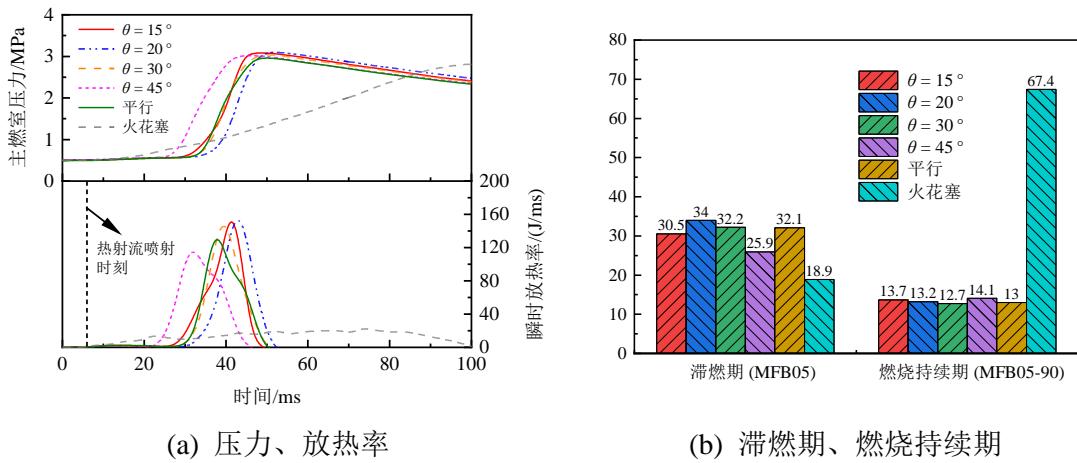


图 3.8 不同交叉角度喷孔、平行喷孔及火花点火的宏观燃烧参数对比

为了进一步检验射流引燃区域对工况条件的敏感性, 图 3.9 比较了交叉喷孔和平行喷孔在两种工况下的引燃区域。对于 $\theta = 30^\circ$ 的交叉喷孔, 当初始温度升高至 373 K 时, 引燃时刻提前, 引燃区域仍位于交叉点附近。而对于平行喷孔, 当初始压力降低为 0.3 MPa 时, 两束射流均成功引燃, 初始火焰对称分布于两喷孔中心线上, 说明平行射流的流场存在喷孔间的不一致性, 影响射流相互作用区域的自由基分布, 使引燃区域具有较高的随机性。因此, 交叉喷孔构型通过将两束射流合并, 加强自由基射流的相互作用, 提高了初期火焰发展的稳定性。

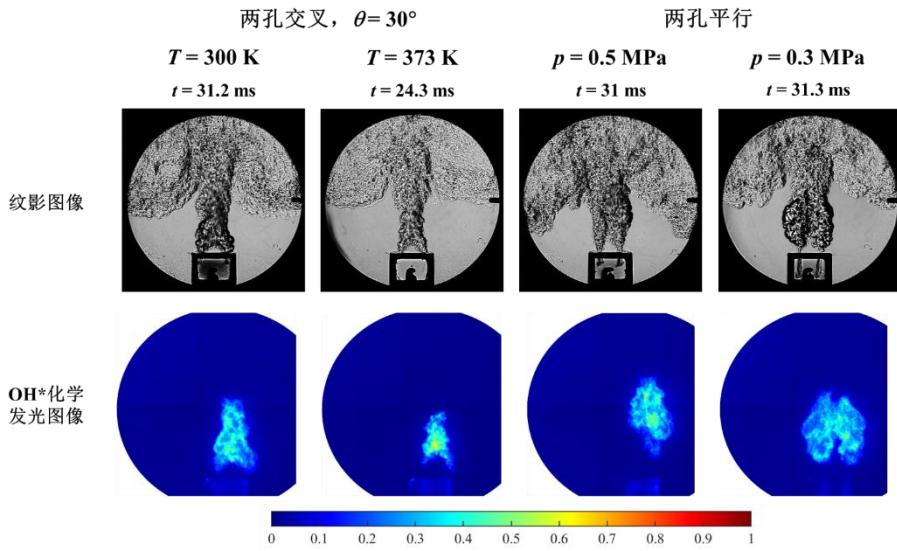
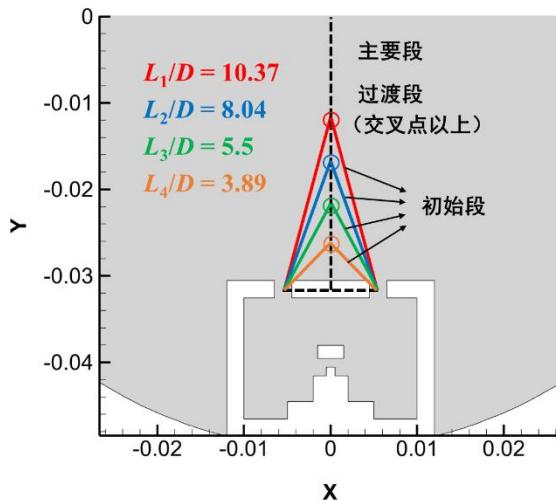


图 3.9 不同工况对交叉与平行射流引燃区域稳定性的影响

3.2.2 交叉喷孔下的流场特征与着火概率分析

为了解析交叉喷孔对流场特征和着火概率的影响，针对典型喷孔构型开展了数值模拟。首先，根据交叉射流的理论分析^[162, 163]，图 3.10 绘制了不同交叉角度下的流动区域，相应的射流轴线由不同颜色线段表示，无量纲初始段长度为 L/D 。两束射流碰撞后汇聚为一束自由射流，射流断面形状由椭圆形过渡为圆形。过渡段由交叉点开始，存在强烈的湍流混合，主要段中射流已充分混合。随着交叉角度 θ 的增大，初始段和过渡段长度分别减小和增加，湍流混合变强，速度衰减加快。 $\theta = 15^\circ$ 时， L/D 为 10.37，交叉点位置对应自由射流的充分发展区，湍流集中于初始段。 $\theta = 20\sim45^\circ$ 时， L/D 为 3.89~8.04，湍流集中于交叉点以上的过渡段。

图 3.10 不同交叉角度下的无量纲初始段长度 L/D 和流动区域

以下从湍流效应、化学效应、热效应三个方面分析交叉区域的着火条件。图3.11给出了 $\theta=20^\circ$ 、 $\theta=45^\circ$ 的交叉喷孔和平行喷孔下引燃时刻前的温度、密度、湍动能、CH₂O、Da数分布云图。其中 Damköhler (Da) 数定义为湍流混合特征时间 τ_m 与化学反应特征时间 τ_c 的比值，相关参数计算如下：

$$Da = \frac{\tau_m}{\tau_c} = \frac{l_T / u_T'}{\delta_L / S_L} \quad (3-2)$$

$$l_T = C_\mu^{0.75} \frac{k^{1.5}}{\varepsilon} \quad (3-3)$$

$$u_T' = \sqrt{\frac{2}{3} k} \quad (3-4)$$

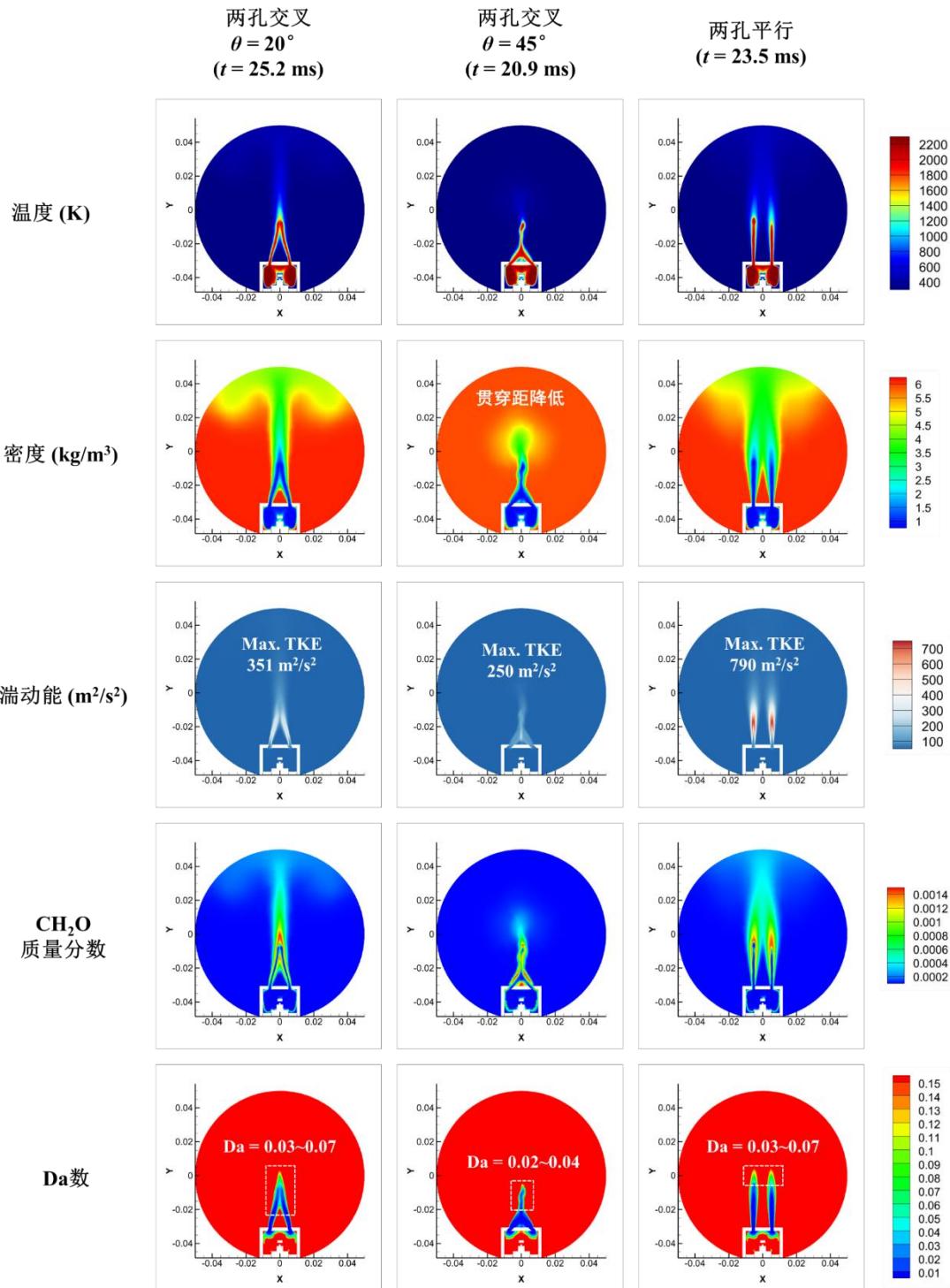
$$\delta_L = \frac{\alpha}{S_L} = \frac{\lambda}{\rho c_p S_L} \quad (3-5)$$

式中： l_T ——湍流宏观积分长度； u_T' ——湍流脉动速度； k ——湍动能，m²/s²； ε ——湍流耗散率，m²/s³； δ_L ——层流火焰厚度； $\alpha = \lambda/\rho c_p$ ，热扩散系数，m²/s。

相较于平行喷孔，交叉喷孔下湍动能(k 或TKE)的最大值均降低， $\theta=20^\circ$ 和 45° 时分别降低了55.6%和68.4%。Da数可用于表征着火概率，其值小于1时，燃烧由化学动力学控制，成功着火的必要条件是Da数大于某个临界值，对于甲烷约为0.1^[48]或0.3^[164]。在工况(压力、温度、过量空气系数)一定时，化学反应时间 τ_c 是确定的，Da数仅取决于湍流混合时间 τ_m 。

对于 $\theta=20^\circ$ ，在湍流效应方面，交叉区域的Da数范围在0.03~0.07之间，相较于平行射流头部区域大致相同，但初始段由于TKE更低，Da数接近0.1的区域面积更大，保证此处具有较高的着火概率。在化学和热效应方面，由上游输送的CH₂O汇聚于交叉区域，且燃烧产物的扩散使此处维持较高温度。总体来看，有利于交叉区域二次引燃(re-ignition)的发生。

对于 $\theta=45^\circ$ ，交叉区域和过渡段的Da数略有降低，为0.02~0.04，是由于湍流耗散率 ε 的下降幅度低于湍动能 k 的下降幅度，说明此处湍流耗散作用较强。在强烈湍流混合作用下，射流发展变慢，贯穿距降低，且交叉点以上出现左右摆动的不稳定流动现象。这使得喷孔附近富集了大量的CH₂O，在高温燃烧产物的热量聚集作用下，有利于射流下游的二次引燃。

图 3.11 交叉与平行喷孔下的温度、密度、湍动能、 CH_2O 、Da 数分布云图

综上所述，在自由基射流引燃模式下，与平行喷孔相比，交叉喷孔有利于实现初期引燃区域的控制，且交叉点较为靠近喷孔时可以缩短滞燃期。

3.3 非等径喷孔对射流点火特性的影响

3.3.1 不同直径组合下的引燃区域比较

本节分析和讨论火焰射流和自由基射流的相互作用，即非等径喷孔结构下的点火特性。图 3.12 给出了当量比 ($\lambda=1$) 和稀燃 ($\lambda=1.25$) 条件下由纹影和化学发光图像显示的引燃区域和初期火焰发展。对于孔径比 $D_1/D_2=2$, $\lambda=1$ 时，4 mm 的大喷孔形成了立即引燃的火焰射流，而 2 mm 的小喷孔形成 OH 含量较少的自由基射流，随后在 $t=9 \text{ ms}$ 被火焰射流引燃，融合为沿轴向和径向同时传播的射流火焰； $\lambda=1.25$ 时，大喷孔射流也产生了一定淬熄，而小喷孔被引燃的射流火焰传播距离与大喷孔相近，促进了火焰整体沿射流径向的发展。对于孔径比 $D_1/D_2=4$, $\lambda=1$ 时，射流火焰仅由 4 mm 的大喷孔喷出，而 1 mm 的小喷孔形成了微弱的射流，整个燃烧过程几乎由大喷孔主导； $\lambda=1.25$ 时，射流发生较强淬熄，尽管小喷孔出现了热射流，但引燃后的火焰仍基本从大喷孔一侧发展。

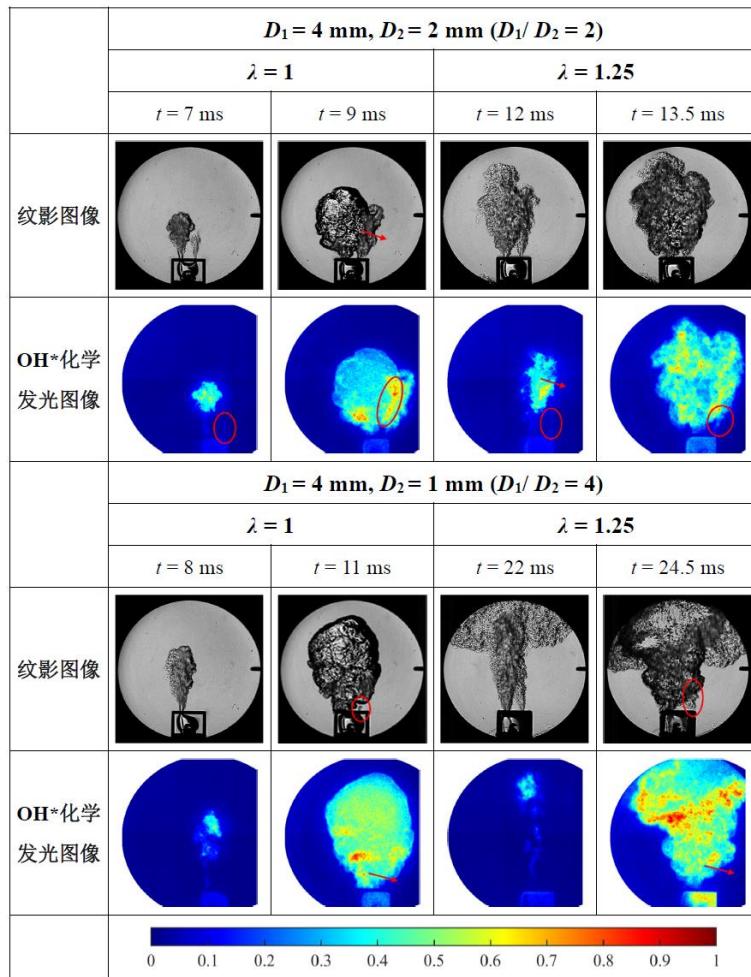


图 3.12 非等径喷孔下的引燃区域和初期火焰发展

3.3.2 非等径喷孔下的流场特征与着火概率分析

图 3.13 给出了两种非等径喷孔和对应 $D_1/D_2 = 2$ 、具有相同喷孔总截面积的等径喷孔下典型时刻的温度、速度、湍动能、Da 数分布云图。 $D_1/D_2 = 2$ 时，大、小喷孔的最大速度相近（89、81 m/s），相较于等径喷孔，最大湍动能降低，而大喷孔主导的射流火焰贯穿更远，形成较大面积 $Da > 0.1$ 、有利于着火的区域，促进小喷孔射流的引燃。 $D_1/D_2 = 4$ 时，由于孔径差异过大，小喷孔的射流速度仅为大喷孔的 25%，导致射流发展受到阻碍，射流引燃能力降低。因此，采用合理孔径比（ $1 < D_1/D_2 \leq 2$ ）的非等径喷孔，可以利用大喷孔的火焰射流引燃小喷孔形成的自由基射流，并且促进后续火焰沿射流径向的发展。

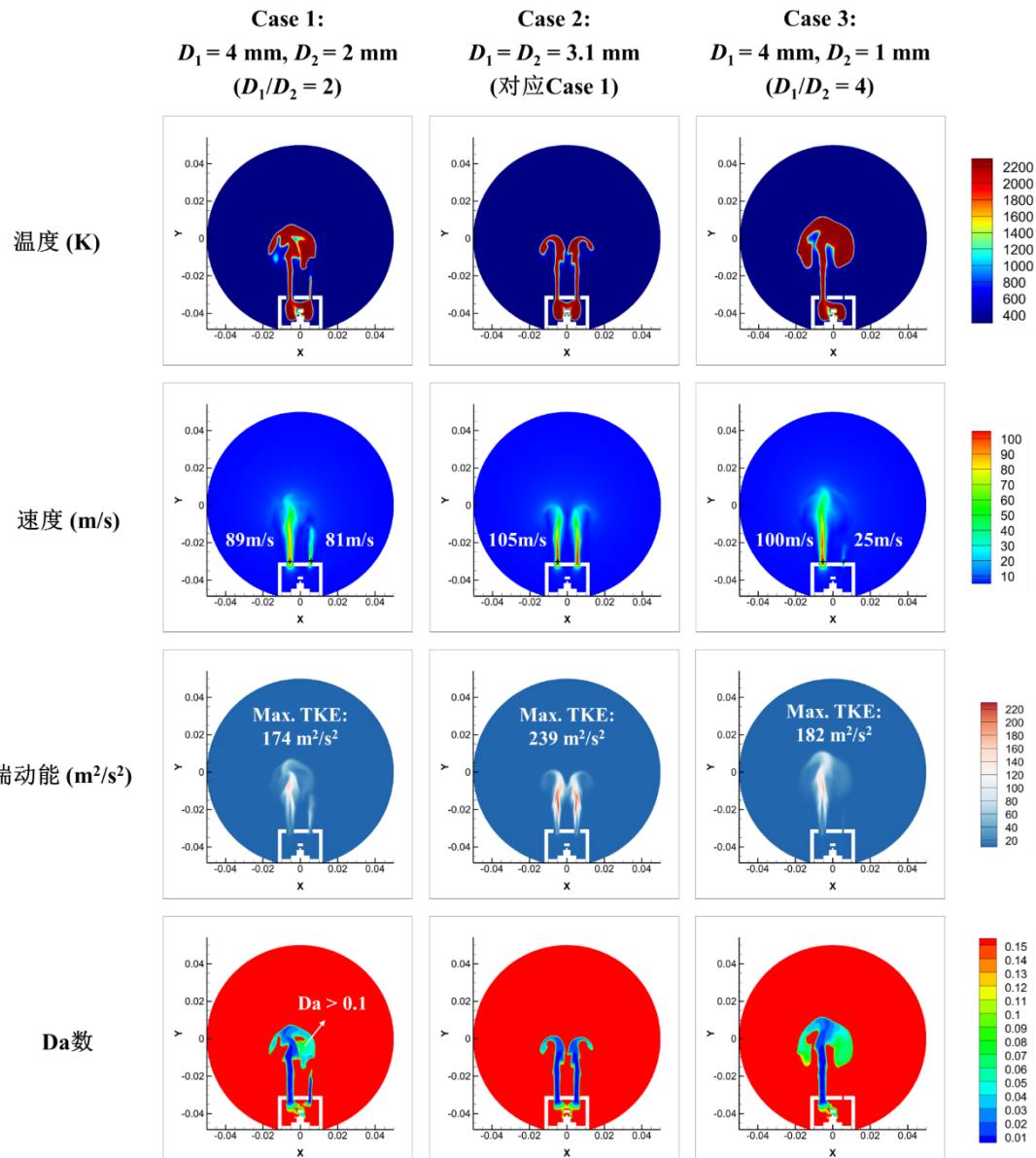


图 3.13 非等径与等径喷孔下的温度、速度、湍动能、Da 数分布云图 ($t = 7 \text{ ms}$)

3.4 光学发动机中被动射流点火模式燃烧特性及喷孔结构影响

基于以上定容燃烧弹的基础研究结果,本节在光学发动机中探究实际多孔预燃室构型下被动射流点火模式的燃烧特性,实验工况见表3.3。氨-甲醇溶液作为一种融合燃料,可实现氨和甲醇理化性质的互补,有效改善氨的低反应活性,相比纯甲醇可提高体积能量密度。本文使用了安徽泽升科技有限公司生产、浓度为7 mol/L的氨-甲醇溶液,换算氨的能量比例约为13.7%。由于常温常压下氨气在甲醇中的溶解度有限^[138],为了提高氨的能量比例,本实验也使用了氨气和甲醇独立喷射。进气压力为0.1 MPa,即节气门常开,进气温度为常温300 K,循环水温度为90 °C。主燃室过量空气系数 λ 从1(化学计量比)逐渐增大到稀燃极限,步长为0.2。在 $\lambda=1$ 时扫掠点火角度,步长为5 °CA。发动机转速固定为1200 r/min。

表3.3 光学发动机被动射流点火和火花点火实验工况

参数	值(或性质)		
燃料			
种类	7 mol/L 氨-甲醇溶液	氨	甲醇
氨能量比例, $E_{\text{NH}_3}/\%$	13.7	—	—
密度(293 K, 1 atm), $\rho/\text{kg/m}^3$	805	0.71	791
低热值(单位质量)/(MJ/kg)	19.4	18.8	19.5
低热值(单位体积)/(MJ/m ³)	15617	13.35	15424
化学计量空燃比/(kg/kg)	6.39	6.06	6.44
工况			
进气道喷油时刻/(°CA ATDC)	-330		
进气道喷油压力/MPa	0.45(氨-甲醇溶液、甲醇), 0.4(氨气)		
预燃室喷油时刻/(°CA ATDC)	-180		
预燃室喷油压力/MPa	0.45(氨-甲醇溶液、甲醇)		
进气压力/MPa	0.1(节气门全开)		
进气温度/K	300		
循环水温度/K	363		
发动机转速/(r/min)	1200		
主燃室过量空气系数, λ	1(基础), 1.2, ..., 2.4		
点火角度/(°CA ATDC)	-25, -20, -15, -10, -5, 0		

3.4.1 被动射流点火与火花点火模式的比较

首先, 以 7 mol/L 氨-甲醇溶液为燃料, 图 3.14、图 3.15 分别展示了过量空气系数 $\lambda = 1 \sim 1.6$ 时火花点火、被动射流点火模式的火焰自然发光图像, 以及各循环平均的火焰分布概率图。其中, 点火角度 (ST) 均为 -15 °CA ATDC, 火焰自然发光图像选择最接近平均循环的一组作为示意。

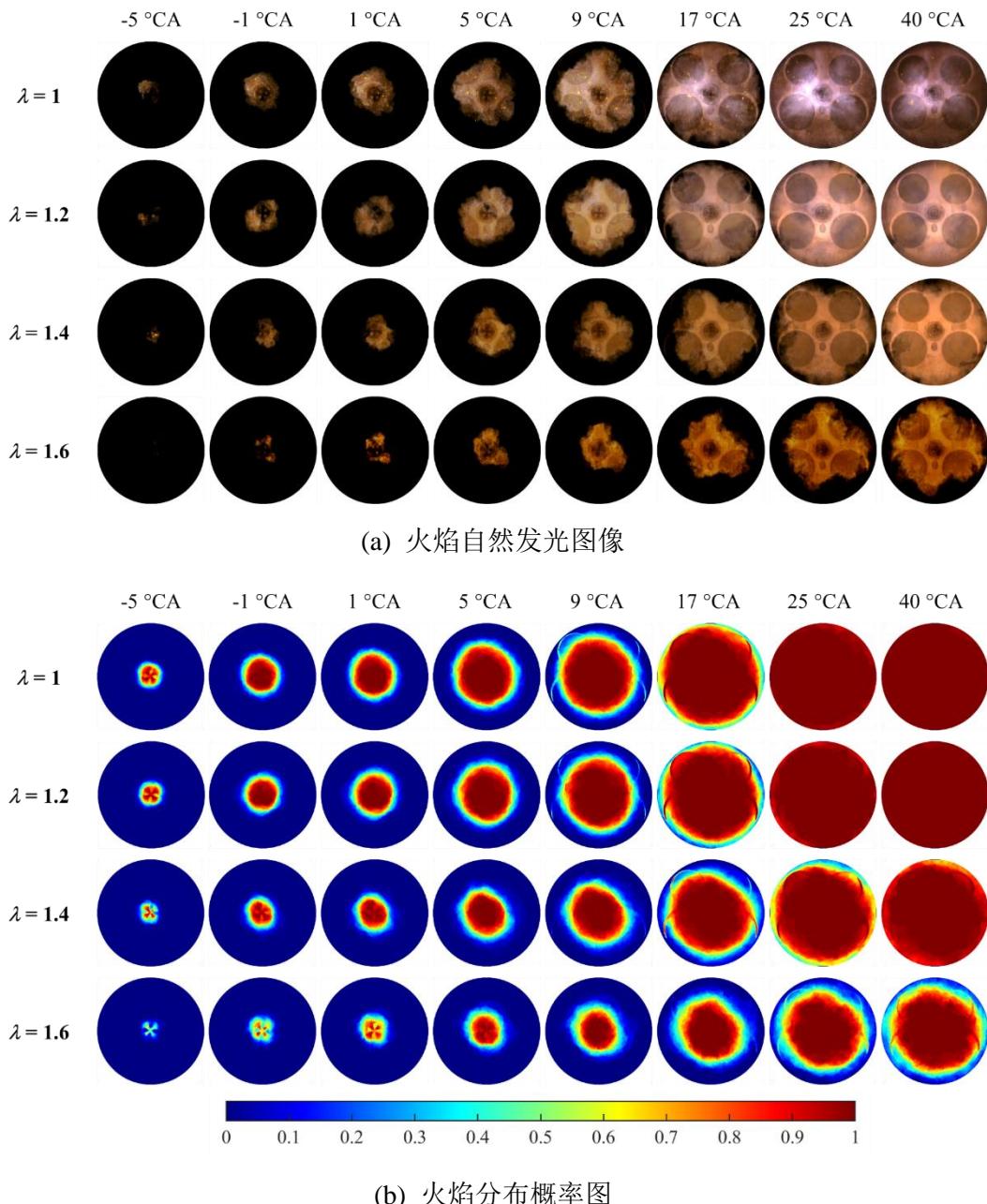


图 3.14 不同过量空气系数下火花点火模式的缸内燃烧火焰图像

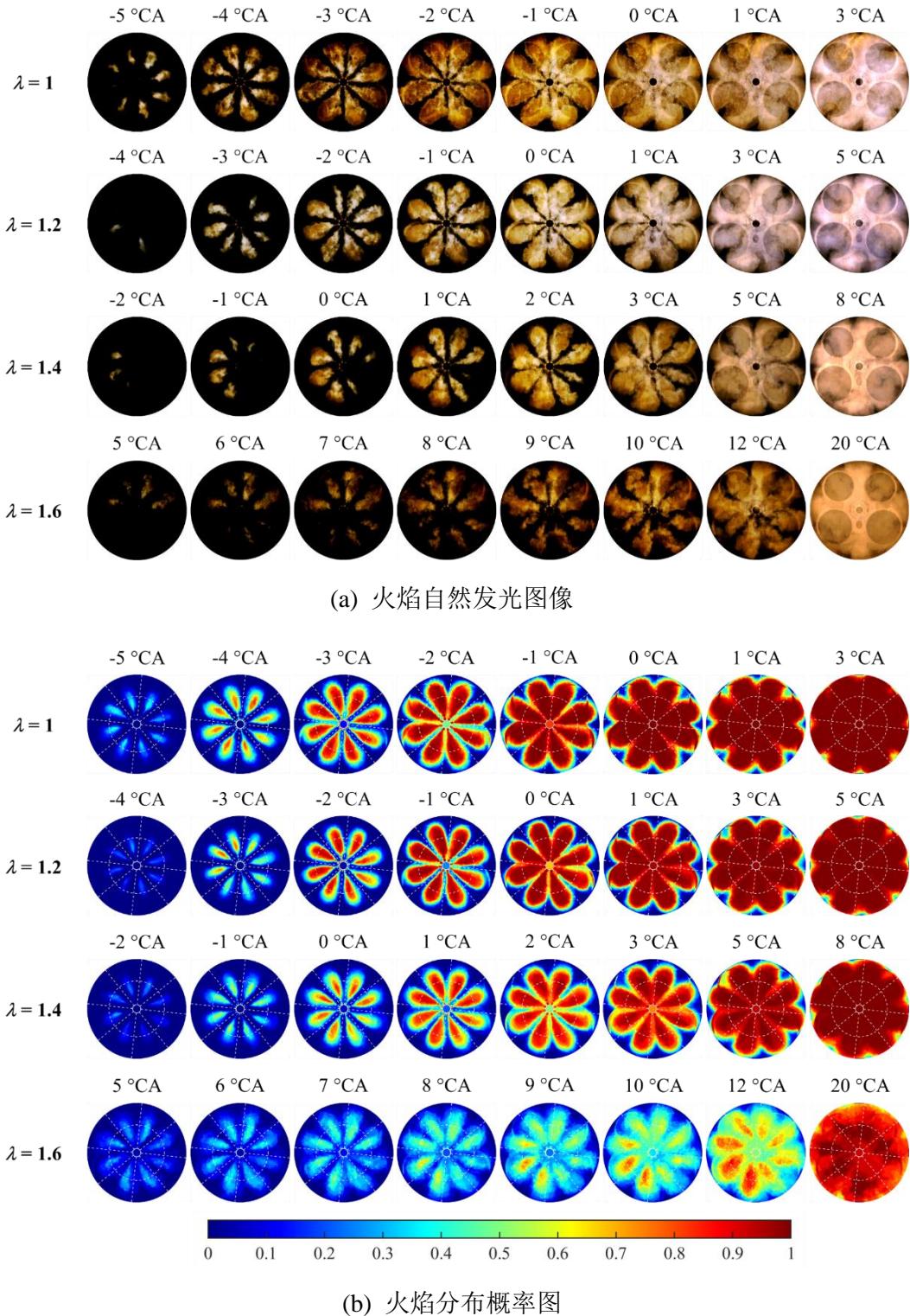


图 3.15 不同过量空气系数下被动射流点火模式的缸内燃烧火焰图像

在火花点火 (SI) 模式下, 火焰由中心火花塞向气缸壁附近传播, 火焰面在缸内湍流作用下变得褶皱。 $\lambda=1$ 时, 火焰初期呈棕色、然后发展为紫色。随着 λ 的增大, 火焰亮度下降、颜色逐渐以橙色为主。这是由于甲醇中含碳自由基 (如 CH^* 、

C_2^* , 波长范围 420~520 nm^[165]) 和氨中含氮自由基 (如 NH_2^* 、 NO_2^* , 波长范围 550~650 nm^[166]) 的化学发光相互作用, 使 R(红)、G(绿)、B(蓝) 颜色分量的比例发生变化。稀燃条件下, 火焰中蓝光为主的含碳自由基含量减少, 使红色和绿色比例增加。从火焰分布概率图来看, λ 增大时, 火焰发展逐渐变慢, 初始火核、后期火焰边界存在较大的循环变动。

在被动射流点火 (JI) 模式下, 预燃室喷孔形成了接近均匀分布的 8 束射流, 在射流中间位置引燃缸内混合气, 随后火焰快速发展。 $\lambda = 1$ 时, 仅需约 8 °CA 即充满了主燃烧室, 相较于火花点火, 燃烧速率明显提升。随着 λ 的增大, 射流引燃时刻逐渐推迟, 且射流分布对称性下降。 $\lambda = 1.6$ 时, 由于射流温度和自由基减少, 引燃能力降低, 使整个燃烧过程的火焰分布概率显著降低, 但得益于分布式多点点火源和强湍流, 与火花塞单点点火相比, 火焰传播仍然较快。

图 3.16 给出了两种燃烧模式下火焰面积和全局火焰速度随曲轴转角的变化, 其中标注了 CA05 和 CA50 时刻。点火角度相同时, JI 模式下的火焰发展更快, 尤其在 ST-CA05 阶段, 这主要得益于燃烧初期由射流控制的快速火焰。当 $\lambda = 1\sim 1.4$ 时, JI 模式下的最大全局火焰速度约为 12~16 m/s, 而 SI 模式下的平均火焰速度为 7~9 m/s。即使在接近稀燃极限 ($\lambda = 1.6$) 时, 射流点火下火焰充满视窗的时间短于火花点火约 35 °CA, 显示了低活性条件下的燃烧强化效果。

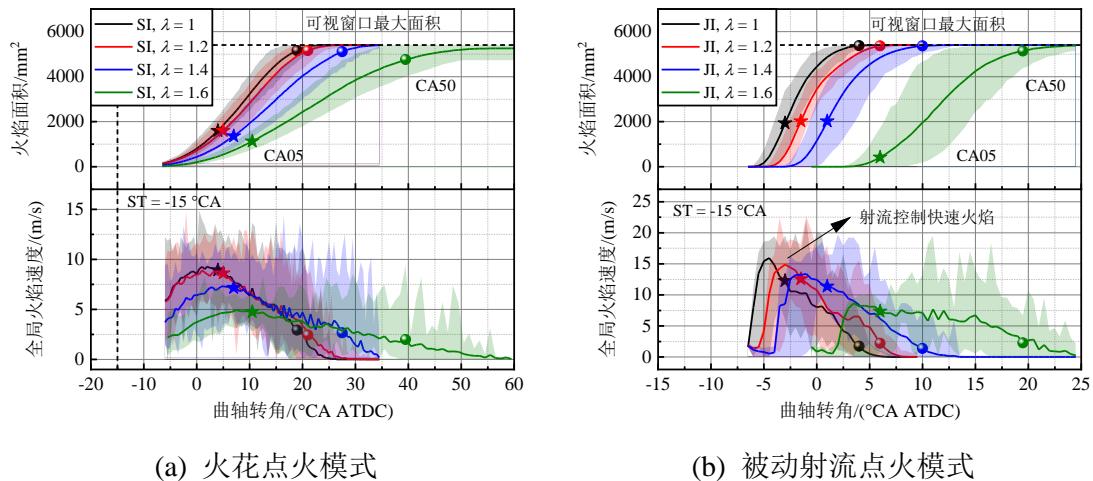


图 3.16 被动射流点火与火花点火模式的火焰面积与全局火焰速度对比

对于宏观燃烧特性, 图 3.17 给出了不同 λ 下的缸压和放热率曲线, 图 3.18 对比了相应的燃烧持续期。ST 相同时, JI 模式下的燃烧相位提前, 燃烧重心 (CA50) 向前移动 14.8~19.7 °CA, 且放热更加集中, $\lambda = 1$ 时峰值压力、峰值放热率分别由 3 MPa、38.4 J/°CA 升至 4.85 MPa、68.8 J/°CA。不同 λ 下的滞燃期 (ST-CA05) 和燃烧持续期 (CA05-CA90) 均减少, 总体上缩短了 19.5~38.2 %。

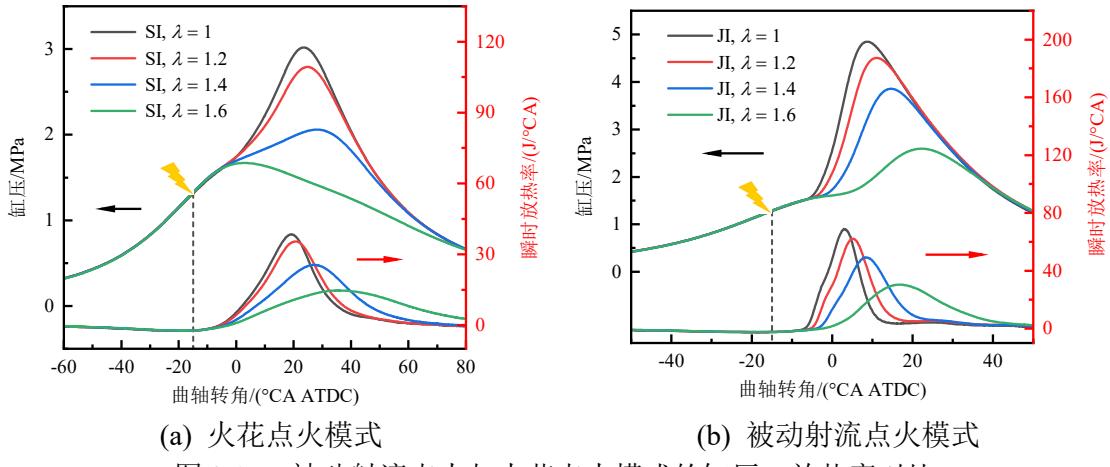


图 3.17 被动射流点火与火花点火模式的缸压、放热率对比

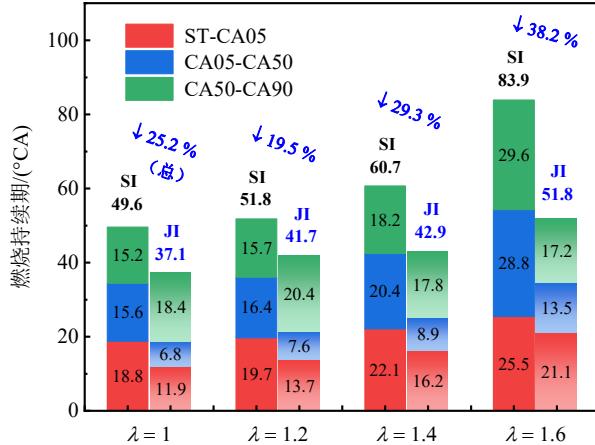
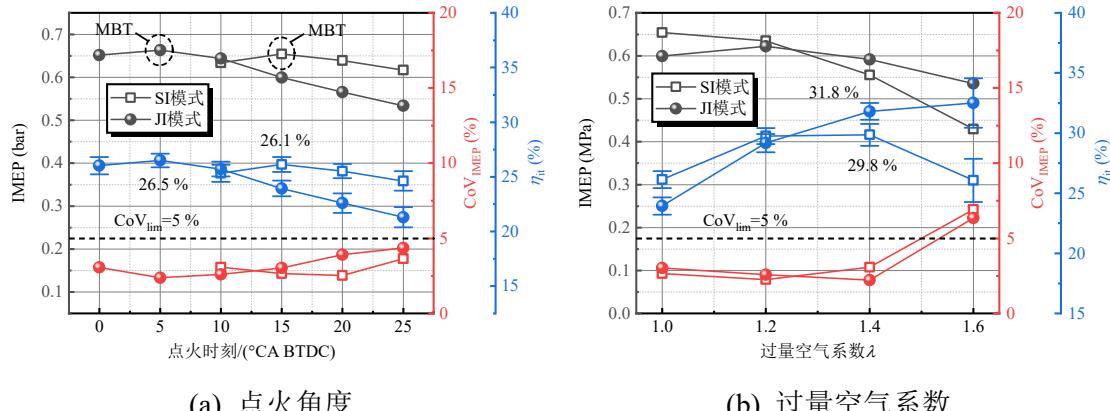


图 3.18 被动射流点火与火花点火模式的燃烧持续期对比

图 3.19 展示了 IMEP、 CoV_{IMEP} 和指示热效率 η_{it} 随点火角度和过量空气系数的变化。由于等容度提高，SI、JI 模式下最高 IMEP 或最大扭矩 (MBT) 的最佳点火提前角分别为 15°CA 、 5°CA 。ST 一定时，随着 λ 的增大，SI 模式下 IMEP 降低， $\lambda = 1.4$ 时最高 η_{it} 为 29.8 %；JI 模式下 IMEP 先增大后降低， $\lambda = 1.4$ 时最高 η_{it} 为 31.8 %，而 $\lambda = 1.6$ 时燃烧不再稳定， CoV_{IMEP} 超过 5 %，表明已接近稀燃极限。

图 3.19 两种燃烧模式下 IMEP、 CoV_{IMEP} 、 η_{it} 随点火角度和过量空气系数的变化

为了研究被动射流点火模式对更低活性燃料的燃烧改善效果和适应性，将氨-甲醇混合燃料中氨的能量比例 E_{NH_3} 提高。图 3.20 给出了三个典型工况的缸内燃烧火焰图像：(1) SI 模式， $E_{\text{NH}_3} = 30\%$ ；(2) SI 模式， $E_{\text{NH}_3} = 50\%$ ；(3) JI 模式， $E_{\text{NH}_3} = 30\%$ 。SI 模式下，相较 7 mol/L 氨-甲醇溶液 ($E_{\text{NH}_3} = 13.7\%$) 的火焰，随着氨能量比例的增加，火焰面呈现更多微小褶皱结构，这是由于相较于碳氢燃料火焰，氨火焰对湍流呈现更强的敏感性^[167]。 $E_{\text{NH}_3} = 50\%$ 时，火焰发展显著变慢，且呈现类似纯氨火焰的橙色。对于 JI 模式、 $E_{\text{NH}_3} = 30\%$ ，射流火焰出现在靠近喷孔的区域，射流强度和贯穿距降低，呈现不规则和不对称发展，且循环变动增大，说明低活性氛围中射流引燃能力下降。这一现象也存在于较高的废气稀释(EGR)率下^[27, 103]。

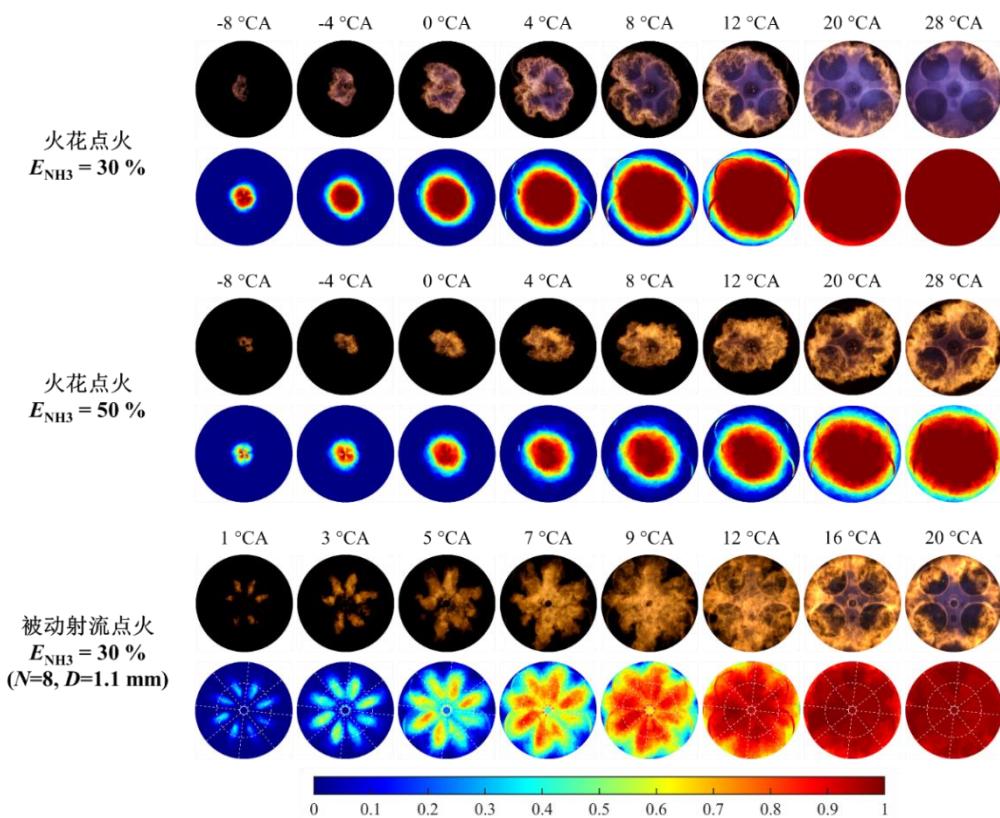


图 3.20 不同氨能量比例下被动射流点火与火花点火模式的缸内燃烧火焰图像 ($\lambda = 1$, ST = -20 °CA ATDC)

图 3.21 对比了三个工况下的火焰面积与全局火焰速度，图 3.22 对比了相应的宏观燃烧参数。SI 模式下，随 E_{NH_3} 的增大，燃烧持续期从 $E_{\text{NH}_3} = 13.7\%$ 时的 30.8 °CA 增加为 30% 时的 33.6 °CA 和 50% 时的 48.9 °CA。JI 模式下， $E_{\text{NH}_3} = 30\%$ 时，最大全局火焰速度下降到几乎与 SI 模式相同的水平，为 5~8 m/s，引燃时刻推迟，相较 SI 模式滞燃期增加 3 °CA，但得益于较高的湍流水平，后期燃烧速率仍较高，燃烧持续期减少 9.7 °CA，而 $E_{\text{NH}_3} = 50\%$ 时发生连续失火，燃烧变得不稳定。

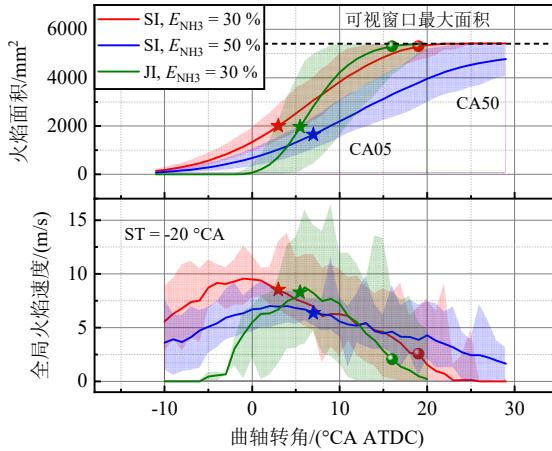


图 3.21 三个典型工况下的火焰面积与全局火焰速度对比

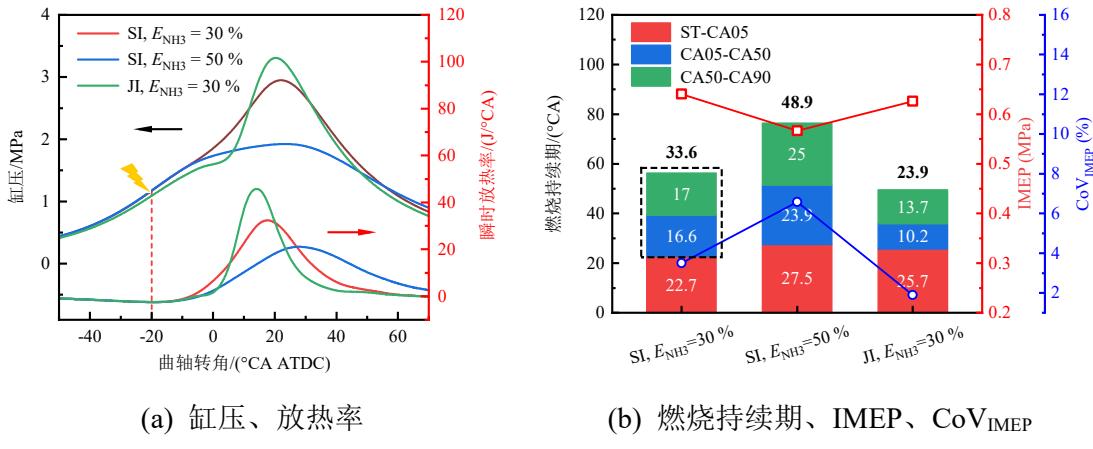


图 3.22 三个典型工况下的燃烧参数对比

3.4.2 不同喷孔结构下的引燃区域与燃烧放热比较

本节研究不同预燃室喷孔直径(即喷孔总截面积)和喷孔结构对点火和燃烧特性的影响。首先, 图 3.23 给出了 $\lambda = 1$ 、 $ST = -15^{\circ}\text{CA ATDC}$ 时, 喷孔直径为 1.3、1.1、0.9 mm 下的缸内燃烧火焰分布概率图。随着喷孔直径 D 或截面积-体积比 A_t/V_{PC} 的减小, 引燃时刻推迟, $D = 0.9 \text{ mm}$ 时相比 $D = 1.3 \text{ mm}$ 落后 3°CA 。从引燃区域来看, $D = 1.3 \text{ mm}$ 和 1.1 mm 时由射流中部区域引燃, 而 $D = 0.9 \text{ mm}$ 时由射流与活塞顶面接触点(标记为白色虚线圆形)的外围区域附近引燃, 且呈现较低的引燃概率和不对称的火焰分布。图 3.24 对比了 $\lambda = 1$ 和 1.4 时三种孔径下的燃烧参数。随着孔径减小, 在化学计量比和稀燃条件下, 均呈现滞燃期延长(ST-CA05)、燃烧持续期(CA05-CA90)缩短的趋势, 这与之前研究^[65, 86]的结论一致。这是由于小喷孔下形成更大程度淬熄的自由基射流, 着火相位推迟, 同时由于射流速度更高、贯穿距更远且平均湍动能更高, 加快了后期燃烧。因此, 孔径为 $1.1\sim1.3 \text{ mm}$ 、对应 A_t/V_{PC} 范围为 $0.038\sim0.053 \text{ cm}^{-1}$ 时着火较为稳定, 较小的 A_t/V_{PC} 可提高燃烧速率。

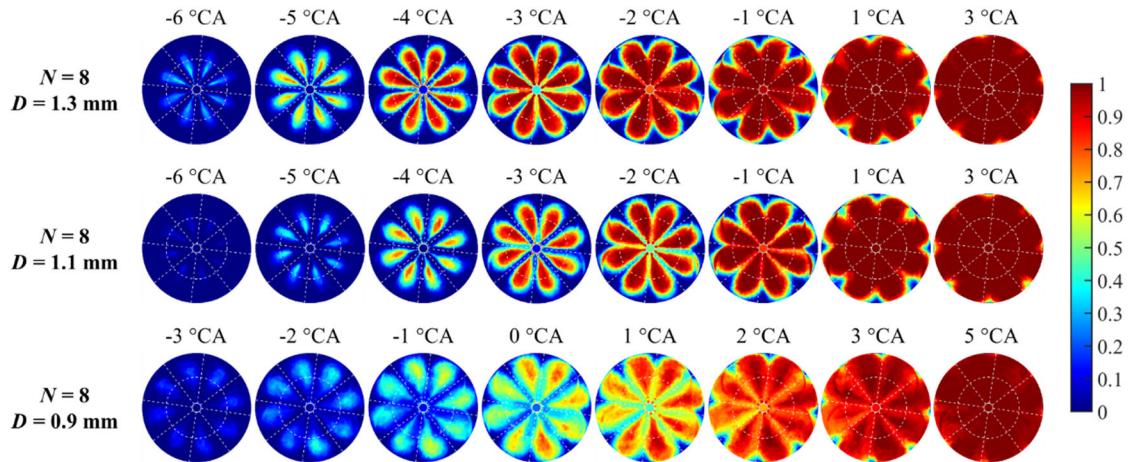
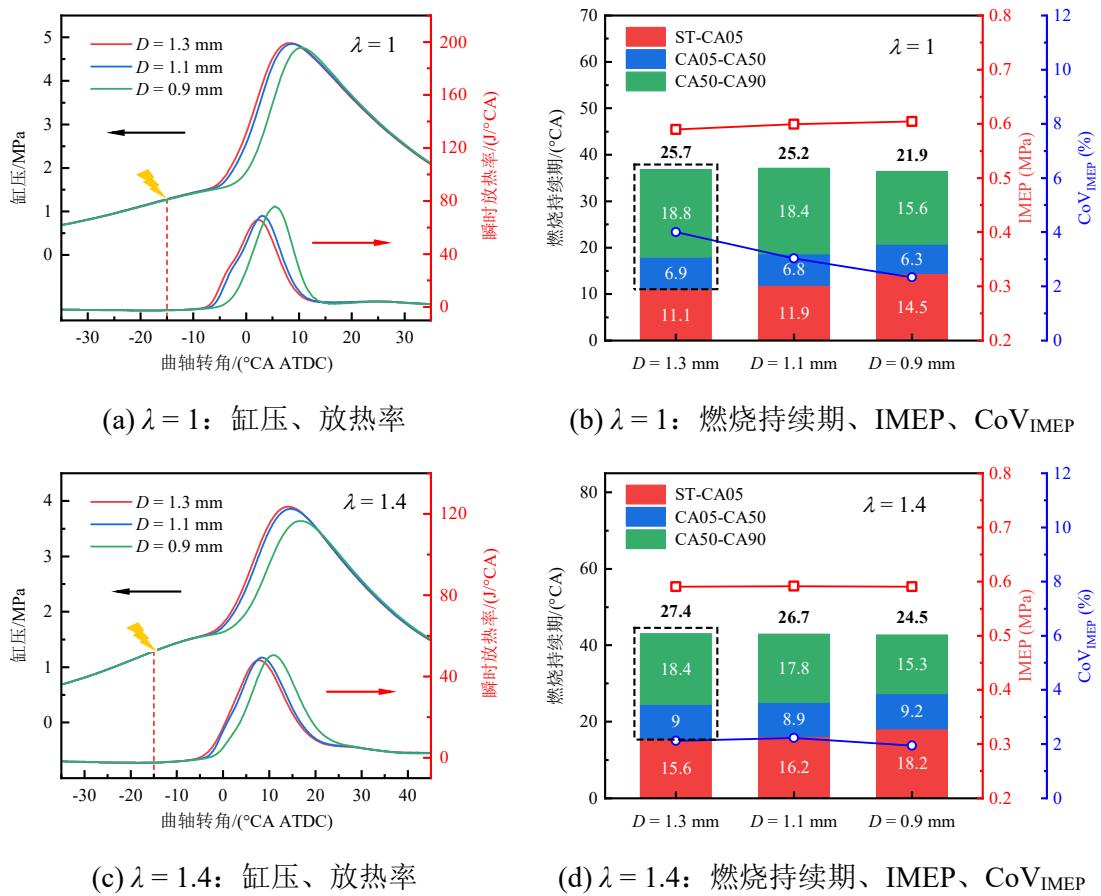

 图 3.23 不同喷孔直径下被动射流点火的缸内燃烧火焰分布概率图 ($\lambda = 1$)


图 3.24 不同喷孔直径下被动射流点火的燃烧参数对比

以下固定喷孔总截面积 ($A_t/V_{PC} = 0.038 \text{ cm}^{-1}$)，分别采用 6 孔、8 孔、12 孔的常规圆孔与异型喷孔设计，对比其点火与燃烧特性。图 3.25、图 3.26、图 3.27 分别给出了不同喷孔结构和过量空气系数下的火焰分布概率图。图 3.28、图 3.29 对比了不同喷孔下的缸压、放热率以及燃烧持续期、IMEP、 CoV_{IMEP} 。

对于6孔常规喷孔，相较8孔和12孔，其射流贯穿距最远，火焰很快到达气缸壁面附近，然后以径向传播为主，且受到涡流的影响产生一定旋转。采用矩形截面形状时，相较于圆形喷孔，引燃时刻推迟约 1°CA ，射流火焰的宽度无明显增加，这是由于尽管喷孔变为宽度更大的狭缝形状，较小的狭缝宽度(0.7 mm)却导致射流发生淬熄，不利于初期火焰发展。同时，矩形喷孔提供了更高的湍流，使后期($\text{CA}50\text{-CA}90$)燃烧略快，燃烧持续期减少约 1°CA 。

对于8孔，采用直径1.3 mm和0.9 mm组合，即孔径比 $D_1/D_2=1.44$ 的非等径喷孔时，可以发现大喷孔形成的4束射流首先发生引燃。 $\lambda=1$ 时，小喷孔在 -2°CA 之后形成了两束贯穿距较短的射流火焰，促进了喷孔附近、气缸内侧区域的火焰发展，而 $\lambda=1.4$ 时，小喷孔的4束射流均未引燃，使初期燃烧速率降低。相较于 8×1.3 mm的等径喷孔，非等径喷孔中1.3 mm的大喷孔产生了贯穿更远的射流火焰。相较于总截面积相同的等径喷孔，得益于小喷孔自由基射流对火焰的加速作用，燃烧持续期($\text{CA}05\text{-CA}90$)至多缩短了 1.5°CA 。

对于12孔常规(单排、不交叉)喷孔，相较于6孔、8孔常规喷孔，其射流间距变小，射流间相互作用增加，火焰向外围传播较慢，最晚到达燃烧室壁面，使其燃烧持续期最长。采用喷孔间距较小的交叉喷孔(见图2.15)，以加强射流相互作用，促进射流在喷孔附近合并。结果显示， λ 为1和1.4时均形成了6束均匀分布的射流火焰，引燃概率即着火稳定性显著提高。相较于不交叉喷孔，滞燃期略短，燃烧持续期至多缩短了 2.2°CA 。另一方面，为了扩大引燃区域，本文也设计了上、下两排布置的喷孔。然而，仅下排喷孔形成了6束射流火焰，且引燃概率较低，而上排喷孔引燃失败，使其滞燃期最长、燃烧持续期最短。根据已有研究结果^[101]，推测是预燃室底部存在高压区，使流动集中于下排喷孔，而上排喷孔流速过低。

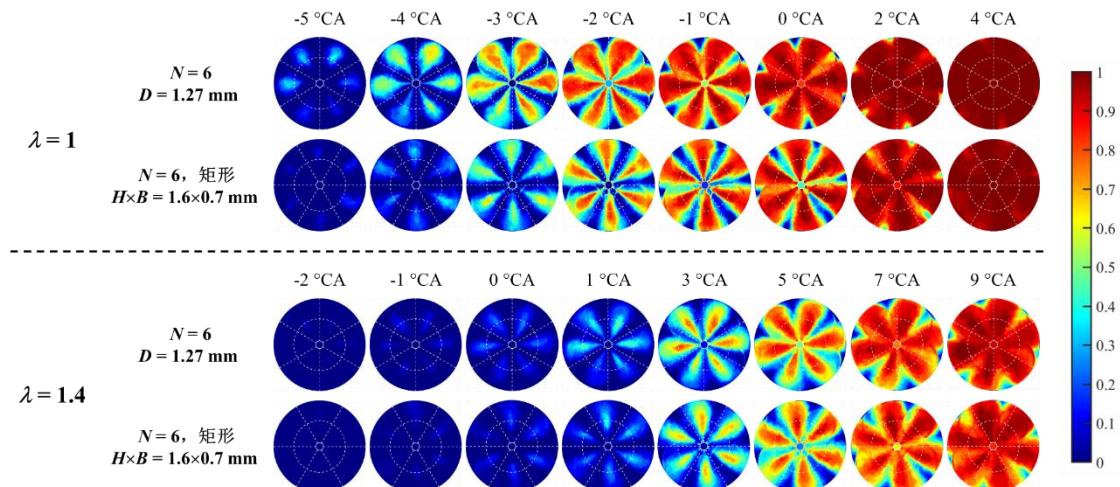


图3.25 6孔圆形、矩形喷孔下被动射流点火的缸内燃烧火焰分布概率图

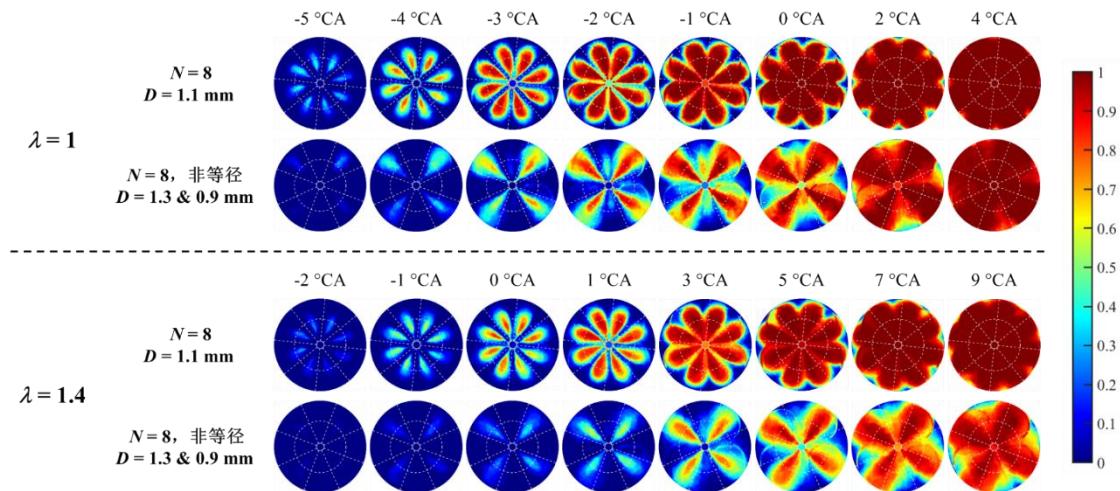


图 3.26 8 孔等径、非等径喷孔下被动射流点火的缸内燃烧火焰分布概率图

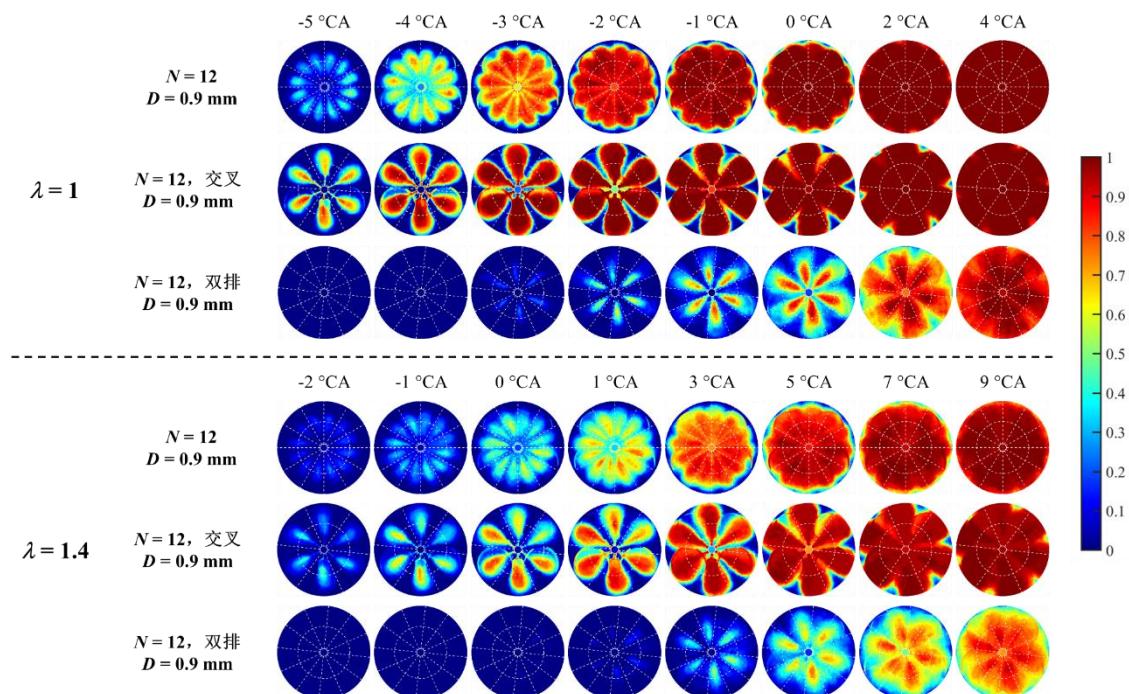


图 3.27 12 孔单排不交叉、交叉、双排喷孔下被动射流点火的缸内燃烧火焰分布概率图

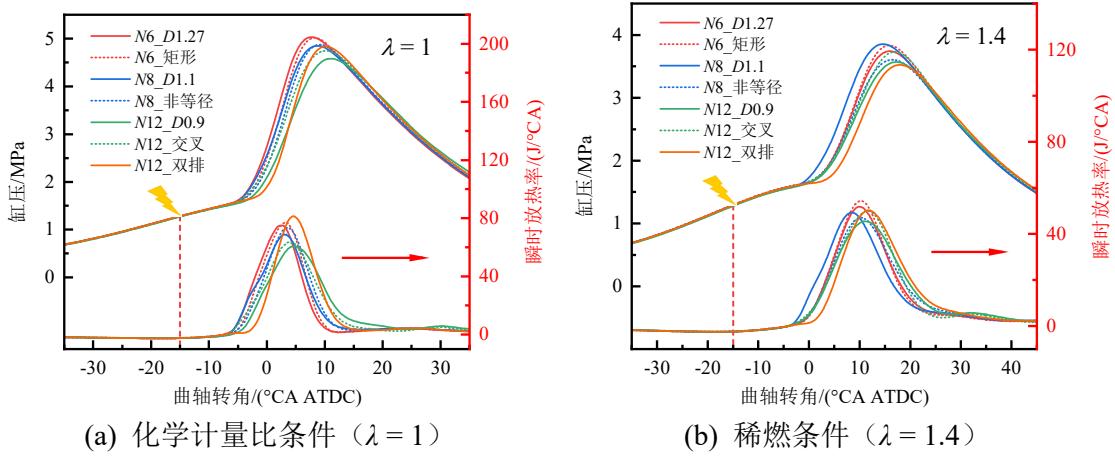
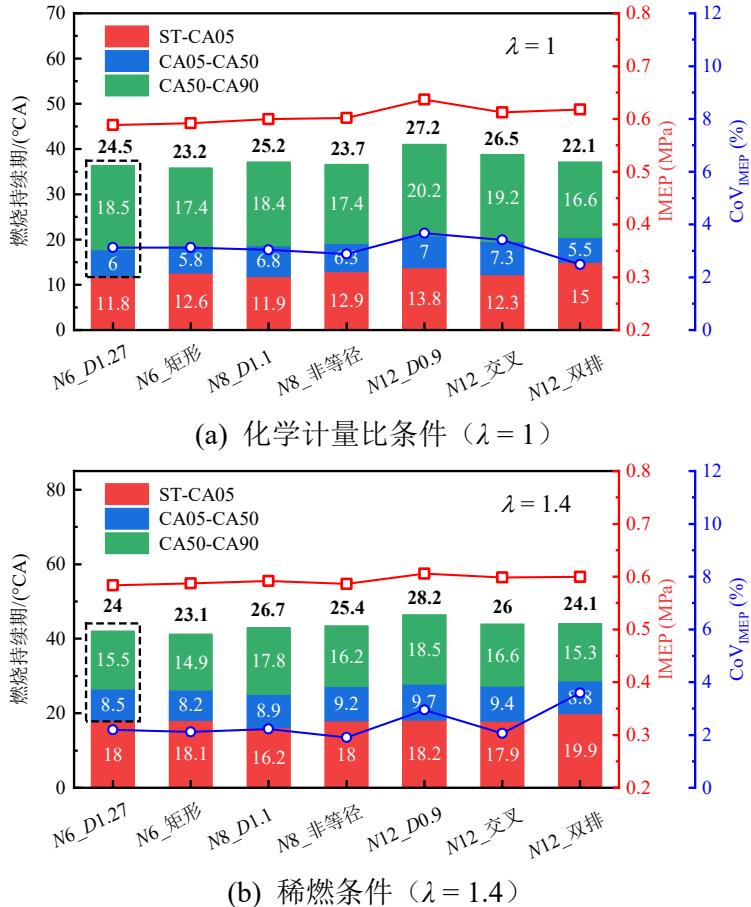


图 3.28 不同喷孔结构下被动射流点火的缸压、放热率对比

图 3.29 不同喷孔结构下被动射流点火的燃烧持续期、IMEP、CoV_{IMEP} 对比

为了揭示非等径与交叉喷孔下燃烧过程的自由基分布, 图 3.30 展示了相应代表性循环的缸内燃烧 OH^* 化学发光图像。对比图 3.15 (a), 引燃时火焰和 OH^* 出现于射流下游区域, 而内侧喷孔附近 OH^* 浓度较低, 这与容弹中获得的图像相似, 对应自由基射流引燃模式。随着射流火焰的发展, 主燃室中产生大量 OH^* , 逐渐

向喷孔附近扩散。对于非等径喷孔， OH^* 最初产生于大喷孔的4束射流火焰中，且相较等径喷孔分布在更远位置，随后小喷孔形成的射流被引燃，填补了大喷孔射流之间的区域。值得指出的是，大、小喷孔引燃时刻和射流贯穿距的差异使其更适合应用于预燃室斜置或侧置的燃烧室中^[89, 168]，实现非对称、非均匀的射流火焰分布，减少火焰撞壁程度。对于交叉喷孔，引燃时刻 OH^* 分布于交叉点所在圆半径以外的区域，验证了容弹中的实验结果，此后发展为接近均匀分布的6束射流火焰，说明交叉喷孔有效控制了初期引燃区域，提高了射流火焰发展的稳定性。

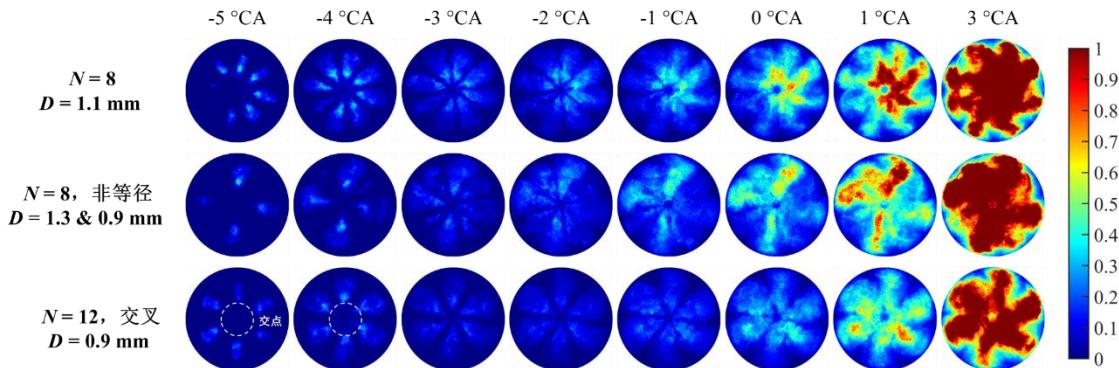


图 3.30 等径、非等径、交叉喷孔结构下被动射流点火的缸内燃烧 OH^* 化学发光图像

3.5 本章小结

本章围绕被动射流点火模式，首先基于定容燃烧弹可视化实验和数值模拟，分析了单孔结构下火焰射流和自由基射流两种点火模式的基本特性，然后探究了交叉和非等径两种喷孔结构下射流间相互作用对点火特性的影响，最后通过光学发动机实验，分别验证了射流点火相比火花点火、异型喷孔相比常规喷孔对于提高燃烧速率、控制引燃区域、改善着火稳定性效果。主要结论总结如下：

(1) 根据射流中有无自由基的淬熄，预燃室点火模式可分为火焰射流引燃和自由基射流引燃模式。前者发生于较大喷孔直径($D = 4 \text{ mm}$)下，射流不存在淬熄，反应进程 C 接近 1，本质即为火焰传播。后者发生于较小孔径($D = 2\sim 3 \text{ mm}$)下，射流发生部分淬熄，形成包含热燃烧产物和活性自由基(例如 CH_2O)的热射流，反应进程 C 大部分小于 1，而 OH 表征的高温反应区局限于射流根部。自由基引燃模式下，射流贯穿距较远、速度较高，滞燃期较长但燃烧持续期较短。

(2) 相较于传统火花点火(SI)，得益于多点点火和强湍流，被动射流点火(JI)在化学计量比和稀燃条件下均具有更高的燃烧速率。以氨能量比例 $E_{\text{NH}_3} = 13.7\%$ 的氨-甲醇溶液为燃料，发现在 $\lambda = 1\sim 1.4$ 、相同点火角度下，JI 模式下初期火焰发展更快，最大全局火焰速度由 $7\sim 9 \text{ m/s}$ 增大为 $12\sim 16 \text{ m/s}$ 。同时，滞燃期(ST-

CA05) 和燃烧持续期 (CA05-CA90) 均减少, 总体上缩短了 19.5~38.2 %。然而, 在低活性条件下, 即接近稀燃极限 ($\lambda=1.6$) 和提高氨掺混比例 ($E_{\text{NH}_3}=30\%$) 时, 被动射流的引燃能力下降, 表现为射流贯穿距降低, 射流火焰呈不规则和不对称发展, 且引燃初期的火焰分布概率降低, 循环变动增大。

(3) 多孔射流间相互作用对引燃区域和着火稳定性具有重要影响。采用交叉喷孔, 通过两束自由基射流汇聚的相互作用形式, 实现了将射流引燃区域控制在交叉点附近。实验发现, 交叉角度 $\theta=15\text{--}30^\circ$ 时, 引燃区域均位于交叉点附近, 而交叉点靠近喷孔 ($\theta=45^\circ$) 时, 引燃区域位于交叉点以上, 且滞燃期缩短。相比之下, 平行喷孔下引燃区域随工况而变化, 具有较高的随机性。在光学发动机中, 与不交叉构型相比, 交叉喷孔下引燃概率显著提高, 从而验证了以上结论。

(4) 采用非等径喷孔, 在合理的孔径比 ($1 < D_1/D_2 \leq 2$) 下, 可以通过大喷孔火焰射流与小喷孔自由基射流的相互作用, 促进火焰沿射流径向的发展。在光学发动机中, 相较于等径喷孔, 大喷孔形成了贯穿更远的火焰射流, 随后引燃了小喷孔射流, 促进了喷孔附近、气缸内侧区域的火焰发展。而过大的孔径差异 ($D_1/D_2 = 4$) 导致小喷孔的射流速度下降, 引燃能力降低。

第4章 预燃室高活性主动射流的点火特性

本章围绕主动射流点火模式，从提高预燃室射流活性和速度方面，研究针对低活性燃料和稀燃条件强化点火与燃烧的调控策略。首先，基于定容燃烧弹，研究空气为背景气的条件下高活性甲醇主动射流的强度特征和参数影响，然后选取氨燃料混合气，探究主动射流的着火边界、点火特性和参数影响。最后，基于光学发动机，研究主动射流点火模式的燃烧特性并验证相应的调控策略。

4.1 预燃室主动射流强度特征及参数影响

在研究预燃室主动射流的点火特性之前，本节预先在背景气为空气的条件下，研究主动射流的强度（包括速度和活性）特征，并评估喷孔几何参数和预燃室喷射参数的影响。实验工况见表 4.1。预燃室体积占比固定为 4.1%，喷孔直径变化范围为 2~5 mm，并在直径 2 mm 下改变长径比 L/D 。选取甲醇为燃料，其具有较高的反应活性，火焰速度高、可燃极限宽，且沸点较低，蒸发性好。主燃室为空气，初始压力、温度分别为 0.6 MPa、400 K。

表 4.1 定容燃烧弹主动射流特性实验工况

参数	值（或性质）
喷孔直径, D/mm	2, 3, 4, 5
喷孔长度, L/mm	2 (基础), 6, 10
预燃室体积占比/%	4.1
预燃室燃料	甲醇 (CH_3OH)
主燃室背景气	空气
初始压力, p/MPa	0.6
初始温度, T/K	400
预燃室喷射脉宽, t_{inj}/ms	1 1.5 2 3 4 5
预燃室燃空当量比, Φ_{PC}	1.06 1.68 2.41 4.29 7.1 11.7
预燃室喷油-点火时间间隔, Δ/ms	3, 2000
预燃室喷油压力/MPa	8

控制信号的定义和时序如图 4.1 所示。预燃室中喷油时刻为 SOI，喷射脉宽为 t_{inj} ，经过 Δt_{mix} （以下简称 Δ ）的时间间隔进行油气混合后，火花塞放电，同时触发图像和压力采集。喷射脉宽 t_{inj} 设置为 1~5 ms，对应的预燃室燃空当量比 Φ_{PC} 范围为 1.06~11.7。混合时间 Δ 设置为 3 ms 和 2 s，分别对应分层预混、均质预混状态。喷油压力固定为 8 MPa。

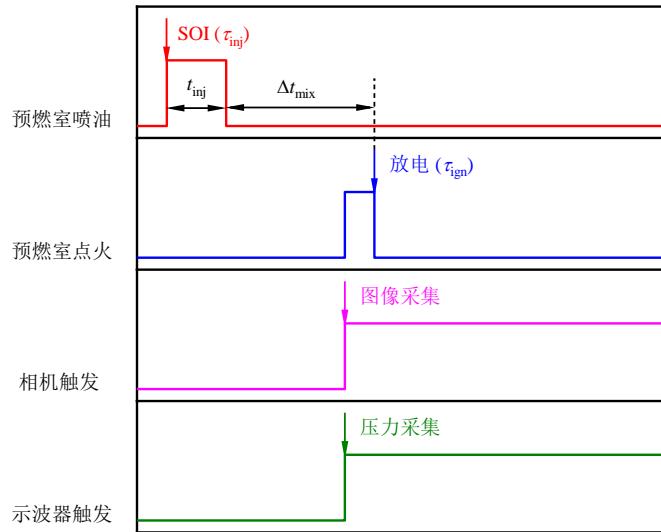


图 4.1 定容燃烧弹主动射流点火实验控制信号

4.1.1 亚音速射流特性

本研究范围内，预燃室主动射流的速度和 Ma 数随着孔径和喷射参数而变化，产生亚音速、跨音速、超音速射流三种模态。根据可压缩气体流动理论^[169]，静压 p 与当地 Ma 数的关系由式 (4-1) 表示， $Ma=1$ 时达到临界状态，取 $\gamma=1.3\sim1.4$ ，由式 (4-2) 计算可得对应的临界压比 $p_{r,cr}$ 为 1.832~1.893 左右。

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4-1)$$

$$p_{r,cr} = \frac{p_0}{p_{cr}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1.832 \sim 1.893 \quad (\gamma=1.3\sim1.4) \quad (4-2)$$

式中 p_0 为总压（滞止状态）。在预燃室-主燃室系统中，预燃室压力在流动过程中先增大后减小，主燃室压力变化很小，可认为恒定不变。因此，预燃室和主燃室的压比 p_r （或压差 Δp ）决定了喷孔出口的射流速度，可用于判断出口流动状态。

喷孔直径为 3、4、5 mm 时，射流均处于亚音速状态。图 4.2 给出了 $\Delta=3$ ms、 $t_{inj}=1.5$ ms 下射流发展过程的纹影图像，图 4.3 对比了相应的预燃室压力和压比。三种孔径下，最高压比 p_r 均低于临界值 1.83。预燃室点火后，内外开始建立压差，

一部分包含燃料的冷流体首先被火焰推出喷孔，形成冷射流，随后火焰到达喷孔，形成包含活性自由基的热射流，逐渐扩散至下侧壁面，射流速度先升高后降低。 $D = 5 \text{ mm}$ 时，尽管理论上其射流速度最低，但由于热射流更早出现，射流得到加速， 15.2 ms 时射流贯穿距已经与 4 mm 喷孔相近，且射流宽度更大，使射流的总覆盖面积最大，相应地包含更多活性自由基。 $D = 3 \text{ mm}$ 时，压差建立最快，压比和速度最高。然而在热射流到达之前，冷射流扩散面积更大，这将导致热射流在后续与冷射流的混合过程中温度降低，加剧自由基淬熄，使射流活性降低。

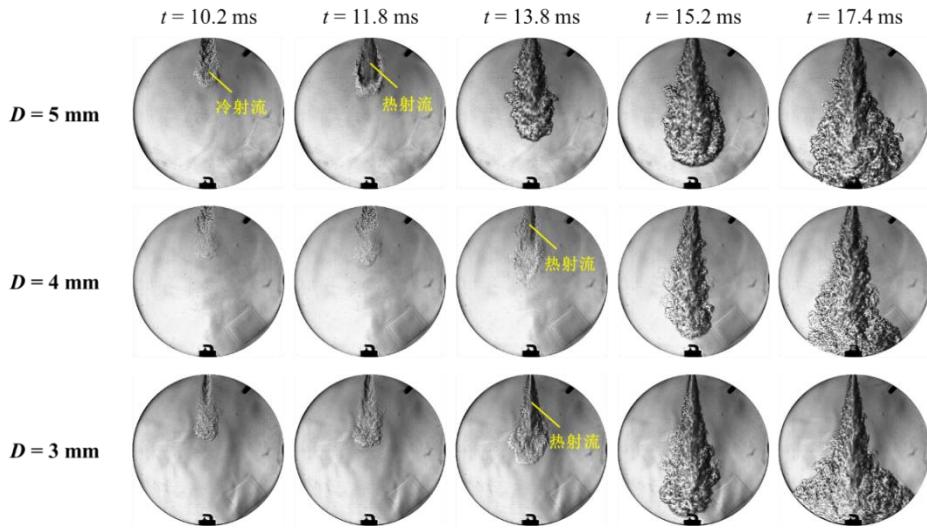


图 4.2 喷孔直径 $D = 3, 4, 5 \text{ mm}$ 下的亚音速射流发展过程纹影图像

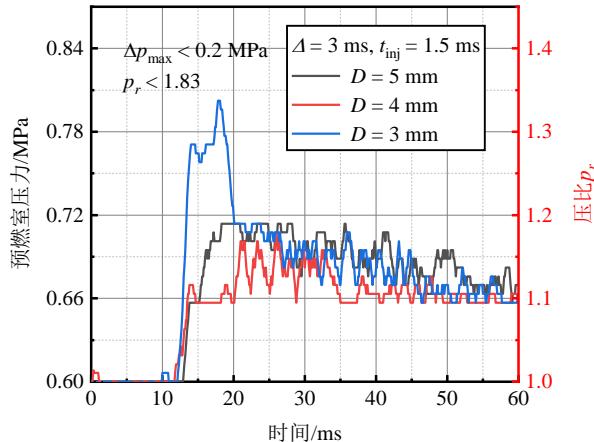


图 4.3 喷孔直径 $D = 3, 4, 5 \text{ mm}$ 下的预燃室压力曲线和压比

4.1.2 超音速射流特性

喷孔直径减小为 2 mm 时，射流处于跨音速或超音速状态。图 4.4 给出了喷孔长径比为 1、不同喷射脉宽下最大压比前后时刻的纹影图像。图 4.5 给出了长径比为 1、3、5，对应不同喷射脉宽（和混合时间）下的预燃室压力曲线和压比。

随着喷射脉宽 t_{inj} 的增大，预燃室内燃料逐渐过剩，总当量比由 1.06 增大为 11.7。相较于亚音速射流，预燃室压力升高率和最高压力显著提高。首先分析 $D = 2 \text{ mm}$ 、 $L/D = 1$ 的喷孔结构。根据气体射流的相关研究结果^[170]，对于空气介质，压比 p_r 在 2~4 之间时，射流为中度欠膨胀状态，射流近场区域（即势核心区）存在膨胀波和压缩波，形成菱形的“激波串”结构；压比 p_r 超过 4 之后、在 4~7 之间时，射流为高度欠膨胀状态，形成包含马赫盘的桶形激波串结构；压比 p_r 大于 7 时，射流为极度欠膨胀状态，此时激波串退化成一级桶形激波结构。结果显示， $t_{\text{inj}} = 1.5 \text{ ms}$ 时，最大压比为 2.28，射流中出现较弱的激波结构（7.2 ms）。 $t_{\text{inj}} = 2 \text{ ms}$ 时，最大压比升至 3.53，射流中产生菱形激波串结构。 $t_{\text{inj}} = 3 \text{ ms}$ 和 4 ms 时，最大压比超过 4，产生由 9~10 级胞格构成的桶形激波串结构，参考火焰自然发光图像，射流中明暗区域交替出现，即马赫环结构（常见于涡轮发动机尾喷管流动）。其中，明亮区域位于正激波（马赫盘）波后，此处气流的动能转化为热能， Ma 数小于 1，压力和温度升高，然后气流继续进行膨胀并产生下一级马赫盘。这一局部温升有利于提高点火概率，拓展稀燃极限^[93, 94]。注意到 $t_{\text{inj}} > 3 \text{ ms}$ 时，总当量比已超过 4，而混合时间 Δ 仅为 3 ms，说明点火时刻仍未均匀混合，火花塞附近当量比更低且在可燃范围内。 t_{inj} 继续增大为 4、5 ms 时，火花塞附近过浓，导致火焰速度和最大压比降低。此外，点火时喷雾提供的动量仍未完全耗散，这也贡献了射流向超音速状态的转换。将混合时间 Δ 延长为 2 s 时，预燃室内已达到完全预混和静止流场状态，使压力升高率和最大压比降低。

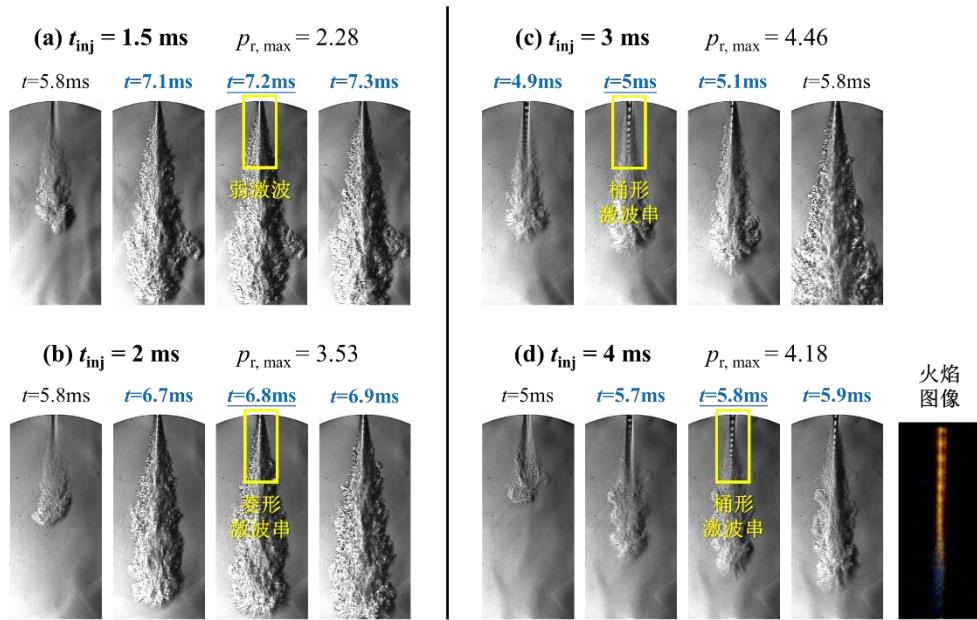


图 4.4 喷孔直径 $D = 2 \text{ mm}$ 、长径比 $L/D = 1$ ，不同喷射脉宽下的跨/超音速射流发展过程
纹影图像

图4.5(b)、(c)显示,不同喷孔长径比 L/D 下压力发展和最大压比的差异很小,这是由于理想情况下喷管内流动参数的分布与长度无关,且量级为1~10 mm带来的粘性损失和压降较小,因此可忽略喷孔长度对射流特性的影响。

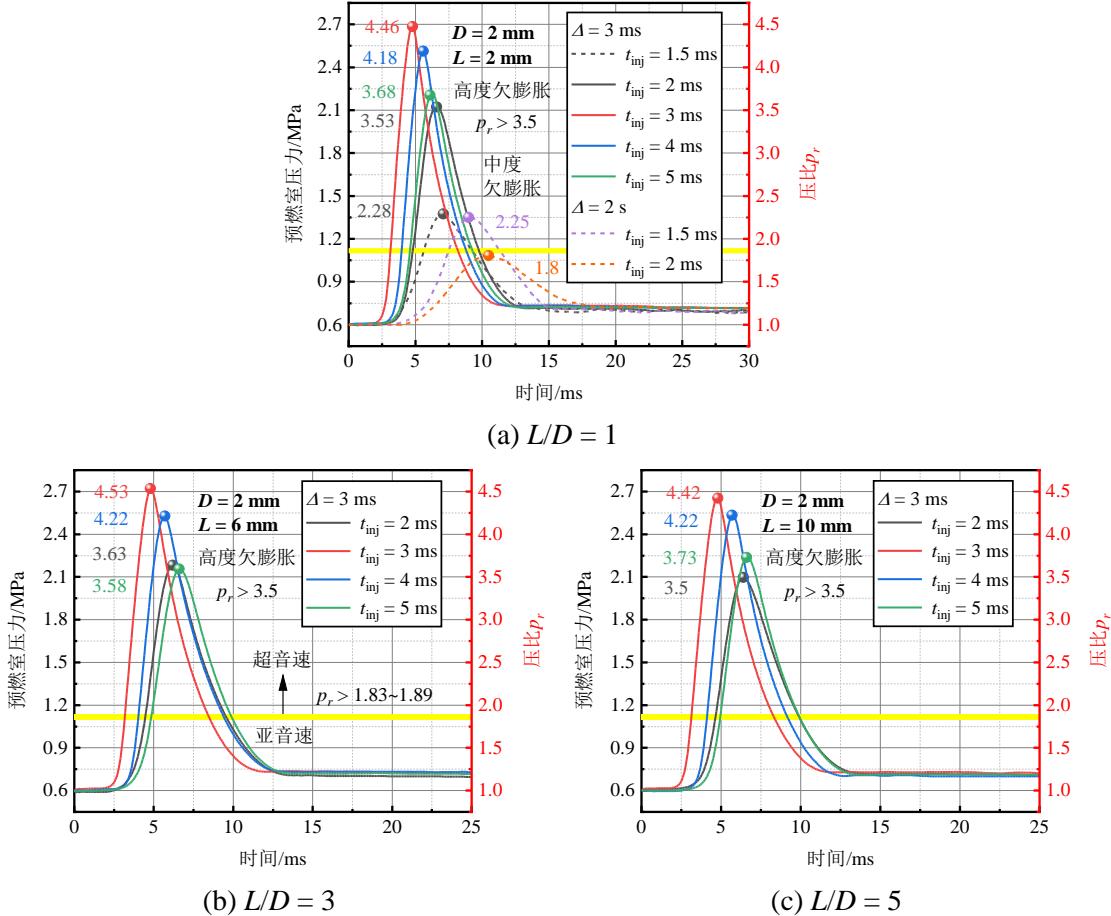


图4.5 喷孔直径 $D = 2 \text{ mm}$, 不同喷射脉宽和喷孔长径比下的预燃室压力曲线和压比

为了探究环境工况对主动射流强度的影响,选择三个对应高强化发动机上止点热力状态(即高温高压)的工况,以代表不同负荷水平,开展了数值模拟。不同初始压力对应的温度根据等熵压缩原则确定。当量比为1.68($t_{inj} = 1.5 \text{ ms}$),喷孔直径为2 mm、长径比为1。图4.6对比了基础工况(0.6 MPa、400 K)和三个高负荷工况下的预燃室压力曲线和压比。随着负荷的升高,预燃室压力升高率和最高压力均显著增大, $p = 0.6 \text{ MPa}$ 时压比略高于临界值,为跨音速状态, $p = 1 \text{ MPa}$ 时为中度欠膨胀状态, $p = 2 \text{ MPa}$ 和 3 MPa 时达到高度欠膨胀状态。图4.7给出了相应最大Ma数时刻下的温度、压力、Ma数、速度分布云图。当负荷较低时($p = 0.6 \text{ MPa}$ 、 1 MPa),射流的欠膨胀程度较低,喷孔出口存在微弱的激波,当地Ma数略高于1,分别为1.07、1.23。由于热射流温度较高,当地音速也较高,而最大速度超过900 m/s。当负荷提高至 2 MPa 时,射流中出现带有马赫环的桶形激波串结

构，射流中温度、压力交替升高和降低，而最大 Ma 数、最大速度分别达到 1.67、1506 m/s。当负荷继续提高至 3 MPa 时，最大压比和 Ma 数均无明显增大，射流中存在 3 级可见的胞格结构。因此，增大负荷可以提高预燃室射流强度，但在传统的直喷孔结构下，可达到的最大压比和 Ma 数存在上限。

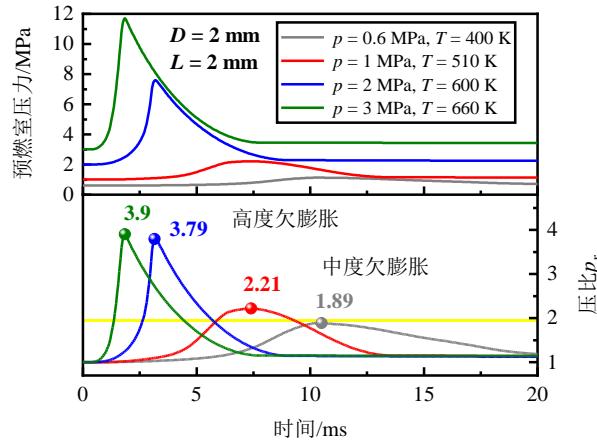


图 4.6 喷孔直径 $D = 2 \text{ mm}$ 、长径比 $L/D = 1$ ，不同初始条件下的预燃室压力曲线和压比

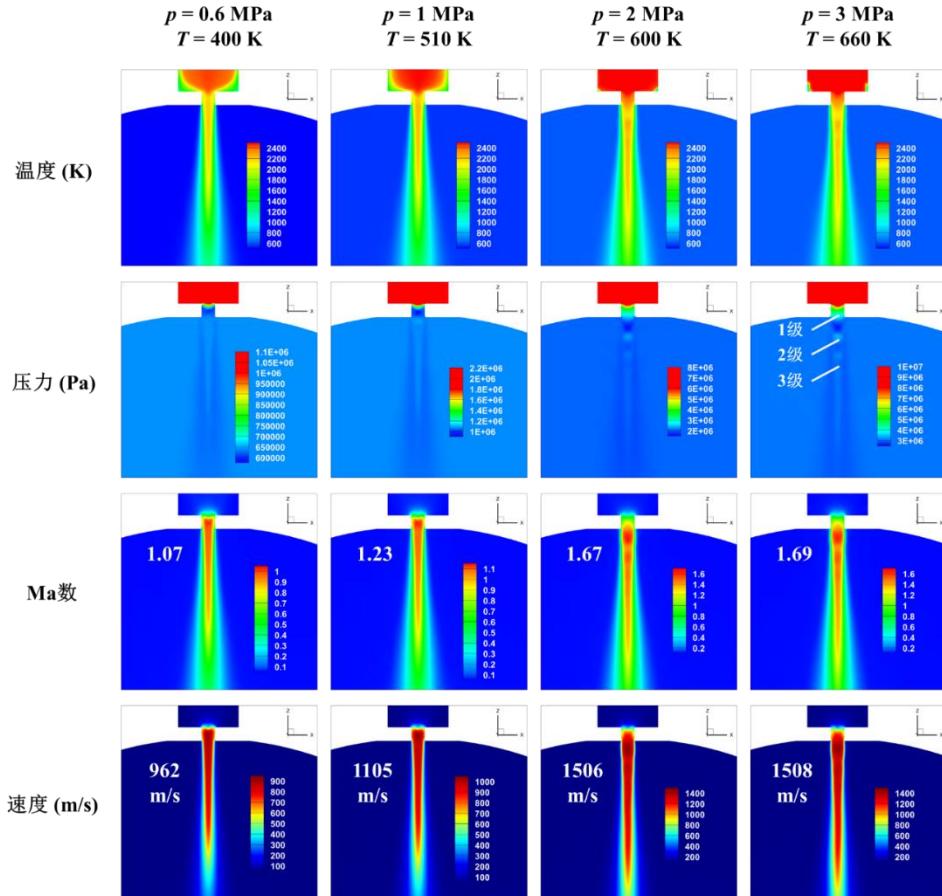


图 4.7 喷孔直径 $D = 2 \text{ mm}$ 、长径比 $L/D = 1$ ，不同初始条件下的温度、压力、Ma 数、速度分布云图（最大 Ma 数时刻）

4.2 甲醇主动射流对氨混合气的引燃效果及参数影响

在探明预燃室主动射流的强度特征和影响因素后，本节选取氨作为低活性燃料的典型代表，研究高活性甲醇主动射流对氨混合气的引燃效果和参数影响。表4.2给出了实验工况。预燃室喷孔直径为2~5 mm，长径比为1。喷射脉宽 t_{inj} 根据主燃室过量空气系数进行相应调节，以达到合适的全局当量比。混合时间 Δ 以2 s为基础，代表理想的均质预混状态。为了确定混合气分层的影响，选择某一工况将 Δ 在10~200 ms之间变化。初始压力、温度分别为0.6 MPa、400 K，考虑到氨燃料稀燃方案的优势，主燃室过量空气系数 λ_{MC} 设置为1.2、1.4、1.6。

表4.2 定容燃烧弹甲醇主动射流引燃氨混合气实验工况

参数	值（或性质）
喷孔直径, D/mm	2, 3, 4, 5
喷孔长度, L/mm	2
预燃室体积占比/%	4.1
预燃室燃料	甲醇 (CH_3OH)
预燃室喷射脉宽, t_{inj}/ms	0.3, 0.4, ..., 0.9
预燃室喷油压力/MPa	8
预燃室喷油-点火时间间隔, Δ/ms	10, 50, 80, 100, 200, 2000 (基础)
初始压力, p/MPa	0.6
初始温度, T/K	400
主燃室燃料	氨气 (NH_3)
主燃室过量空气系数, λ_{MC}	1.2, 1.4, 1.6

4.2.1 着火边界与火焰发展过程

首先，为了保证预燃室内火花塞的成功点火，需确定合理的预燃室当量比范围。随着主燃室过量空气系数 λ_{MC} 的变化，相同预燃室当量比下所需的甲醇喷射量将发生变化。由于预燃室内氨气占据了一部分体积，因此需要适当减少甲醇喷射脉宽 t_{inj} 。引入预燃室全局当量比 ϕ_{PC} ，定义为氨、甲醇化学计量空燃比下对应的总空气质量与实际空气质量的比值。 λ_{MC} 、 ϕ_{PC} 分别计算如下：

$$\lambda_{MC} = \frac{m_{\text{air, MC}}}{m_{\text{NH}_3, \text{MC}} (A/F)_{\text{st, NH}_3}} \quad (4-3)$$

$$\phi_{\text{PC}} = \frac{m_{\text{NH}_3, \text{PC}} (A/F)_{\text{st, NH}_3} + m_{\text{CH}_3\text{OH, PC}} (A/F)_{\text{st, CH}_3\text{OH}}}{m_{\text{air, PC}}} \quad (4-4)$$

式中 m 为燃料或空气的质量, 下标 PC、MC 分别为预燃室、主燃室; $(A/F)_{\text{st, NH}_3}$ 、 $(A/F)_{\text{st, CH}_3\text{OH}}$ 分别为氨、甲醇的化学计量空燃比(kg/kg), 理论值分别为 6.44、6.06。通过上式计算不同 λ_{MC} 和 t_{inj} 下的预燃室全局当量比 ϕ_{PC} , 并标注了 $D = 4 \text{ mm}$ 时各工况点下主燃室的着火情况(稳定着火、不稳定着火、失火), 如图 4.8 所示。根据实验结果大致划定了稳定着火的边界, 如图中虚线所示。在不同的过量空气系数下, 稳定着火的 ϕ_{PC} 下限约为 1.35, 上限随着 λ_{MC} 的增大而增大, $\lambda_{\text{MC}} = 1.2$ 时约为 1.5, $\lambda_{\text{MC}} = 1.4$ 和 1.6 时约为 1.8。对于喷孔直径的影响, 孔径增大为 5 mm 时, 着火边界与 ϕ_{PC} 范围与 4 mm 时大致相同; 孔径减小为 3 mm 时, 在 $\lambda_{\text{MC}} = 1.6$ 时发生失火; 而 $D = 2 \text{ mm}$ 时, 各个当量比下均出现失火, 这是由于射流速度和湍动能过高, 热射流在与冷射流的混合过程中温度不断降低, 使火焰最终被完全淬熄。这说明主动射流引燃氨的着火范围较窄, 需保证预燃室内当量比和甲醇比例在合适范围, 同时喷孔直径不宜过小, 以减少自由基的淬熄, 提高射流的活性。

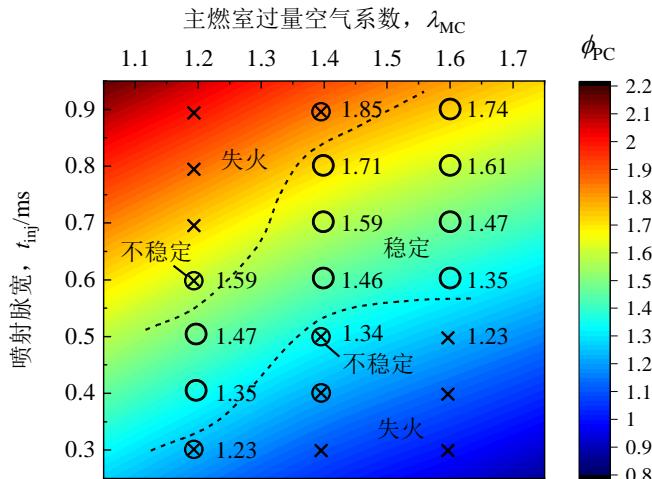


图 4.8 不同主燃室过量空气系数和喷射脉宽下的预燃室全局当量比和着火边界

以 $D = 4 \text{ mm}$ 为基础孔径, 图 4.9 给出了 $\lambda = 1.2, 1.4, 1.6$ 下的射流引燃与火焰发展过程, 其中, 预燃室喷射脉宽 t_{inj} 均为相应过量空气系数下稳定着火且燃烧持续期最短的最佳值。相较于被动射流, 主动射流包含大量自由基, 具有更高的活性, 孔径为 4 mm 时, 热射流出现后立即引燃周围混合气, 属于火焰射流引燃模式。由于甲醇的总能量占比仅为 1.5~4 %, 因此射流火焰主要由氨组成, 颜色为橙色。总体来看, 燃烧过程可分为两阶段, 第一阶段为射流主导的快速燃烧, 第二阶段约在 MFB50 时刻后, 随着射流速度降低和湍流耗散, 火焰逐渐减速。随着过量空气系数的增大, 由于反应活性降低, 火焰温度和亮度逐渐下降。另一方面, 发生失火时

的喷孔直径临界值增大，即混合气变稀时需要采用更大的喷孔直径。具体来看， $\lambda = 1.4$ 时，4 mm 喷孔产生的射流火焰较为连续，引燃时刻较早；而 3 mm 时，射流发生部分淬熄，自由基含量减少，使滞燃期显著增加，引燃区域变得分散，火焰主要分布于射流下游。类似自由基引燃模式，由于燃烧产物的扩散和更高的湍流水平，后期燃烧速率更高，MFB50-90 由 59 ms 减少为 8.5 ms。 $\lambda = 1.6$ 时，4 mm 喷孔下由于射流活性降低，火焰呈现向射流下游集中的特殊形态，射流上游部分的火焰未能沿径向发展，使喷孔附近的混合气只能借助缓慢发展的下侧火焰被消耗。相比之下，5 mm 喷孔的初期引燃面积较大，MFB05-50 阶段燃烧较快，但由于湍动能更低，第二阶段燃烧速率显著降低，火焰几乎以层流状态发展。参考 Hayakawa 等人^[17]的实验结果，此工况（0.6 MPa、400 K、 $\lambda = 1.2 \sim 1.6$ ）下氨的层流火焰速度 S_L 已低于 5 cm/s，远低于碳氢燃料的 30~50 cm/s。以上说明采用高活性、强湍流的主动射流点火方式实现了低活性氨燃料的稳定点火，并有效提高了燃烧速率。

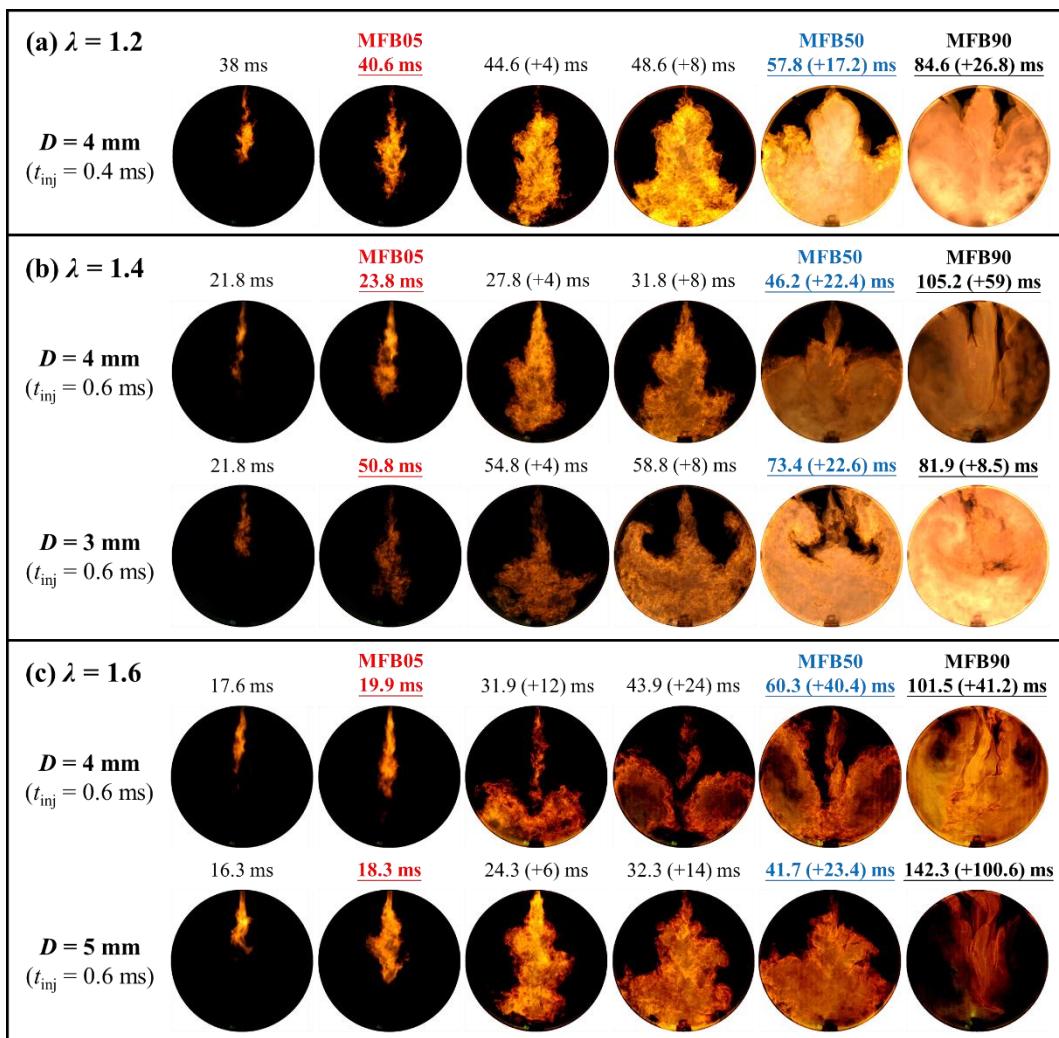


图 4.9 不同过量空气系数和喷孔直径下甲醇主动射流引燃氨的火焰发展过程

4.2.2 燃烧放热分析

对于宏观燃烧特性，图 4.10、图 4.11 给出了过量空气系数 $\lambda = 1.2, 1.4, 1.6$ 下，采用不同预燃室喷射脉宽和喷孔直径时的主燃室压力与瞬时放热率曲线。

首先，在相同孔径下 ($D = 4 \text{ mm}$) 分析过量空气系数和喷射脉宽（即预燃室当量比）的影响，如图 4.10 (a)、(b)、(c) 所示。可以发现，滞燃期 (MFB05) 随着 λ 的增大而减少，这与被动射流点火中的变化趋势（滞燃期随 λ 增大而增加）相反。可能原因是预燃室全局当量比一定时，随着氨含量的降低，氨对甲醇燃烧的抑制作用减弱，氨-甲醇混合气的反应活性提高，火焰速度增加。从燃烧过程来看， $D = 4 \text{ mm}$ 时，不同 λ 下均呈现压力升高先急后缓，即两阶段放热的特征，大致以 MFB50 为界，第一阶段由高活性甲醇射流火焰主导，瞬时放热率较高，第二阶段由主燃室中的氨火焰传播主导，瞬时放热率较低，特别是 $\lambda = 1.6$ 时两阶段特征更加明显。另一方面，不同 λ 下均存在喷射脉宽 t_{inj} 的最佳值，使得滞燃期和燃烧持续期最短， $\lambda = 1.2, 1.4, 1.6$ 时分别为 0.4 ms、0.6 ms、0.6 ms。由图 4.8 可知，这对应预燃室全局当量比 ϕ_{pc} 的范围均为 1.35~1.46。 t_{inj} 低于这一最佳值时，射流活性不足，着火变得不稳定。例如图(b)中 0.4 ms、0.5 ms 时，5 次实验中仅有 1 次成功着火，且此时着火时刻最多延迟约 100 ms，引起着火随机的不稳定燃烧。反之， t_{inj} 高于这一最佳值，即预燃室内过浓时，尽管着火较稳定，但火焰速度降低，使滞燃期延长，并且由于热射流速度降低，后期火焰速度下降，燃烧持续期 (MFB05-90) 也增加。因此， ϕ_{pc} 是决定主动射流活性、进而影响着火稳定性和燃烧速率的重要参数。

其次，分析喷孔直径的影响。如图 4.11 (a) 所示， $\lambda = 1.4$ 、孔径减小为 3 mm 时，由两阶段放热转变为单阶段放热，最佳 t_{inj} 下滞燃期增加 27 ms，燃烧持续期 (MFB05-90) 减少 50.3 ms，呈现自由基射流引燃模式的特征。如图 4.11 (b) 所示， $\lambda = 1.6$ 、孔径增大为 5 mm 时，由于射流活性增加，其初期燃烧较快，最佳 t_{inj} 下 MFB05-50 减少 17 ms，但后期燃烧变慢，MFB50-90 增加 59.4 ms。此外，孔径减小为 2 mm 时，由于射流活性过低，不同条件下均发生失火。因此，喷孔直径在决定射流速度和燃烧速率的同时，也间接影响了射流活性。

此外，对于不同的混合时间 Δ ，如图 4.10 (d) 所示， Δ 由 2 s 减小为 200 ms、100 ms 时，压力曲线大致重合，燃烧特性差别不大，而继续减小为 80 ms 时，着火变得不稳定，产生与 ϕ_{pc} 过低时相似的现象，低于 50 ms 时发生失火。这是由于定容燃烧室中为静止环境，燃料扩散和混合速率较低，当混合时间过短时，预燃室内部当量比分布不均匀，预燃室下侧区域和喷孔出口附近更浓，甚至超过浓燃极限，射流火焰在与冷射流相遇后，温度不断降低，活性降低，导致失火。

基于以上分析，为了实现稳定点火并且加速燃烧，首先要采用合理的喷射脉宽，

控制预燃室全局当量比在略浓状态，有利于提高射流活性；其次提高预燃室内当量比分布的均匀性，尽量接近均质预混状态；同时，选择合适的喷孔直径，在可靠引燃的前提下减小孔径，可通过燃烧产物的广泛传播和更强湍流，提高燃烧速率。

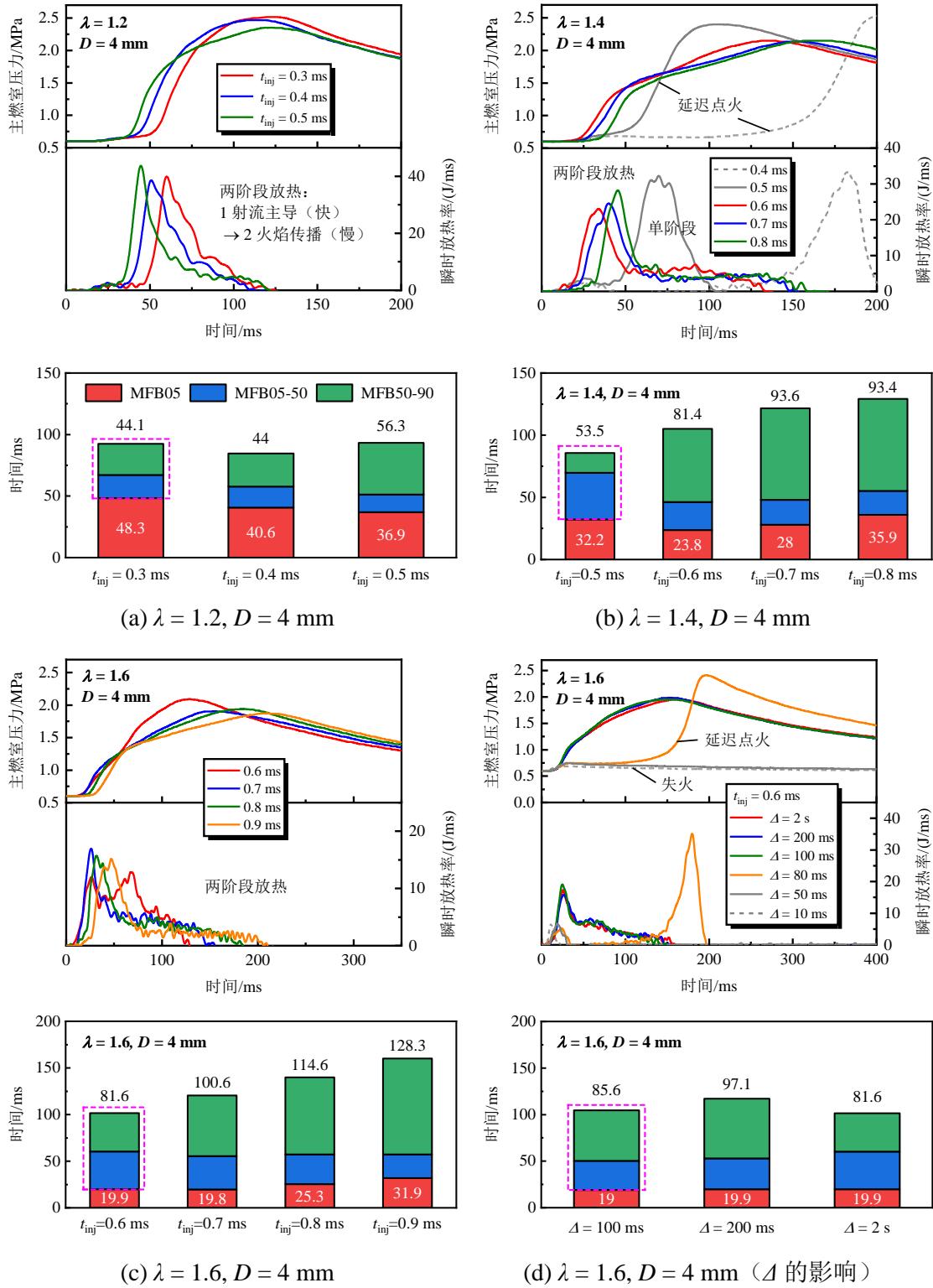


图 4.10 喷孔直径 4 mm 下甲醇主动射流引燃氨的压力与放热率曲线

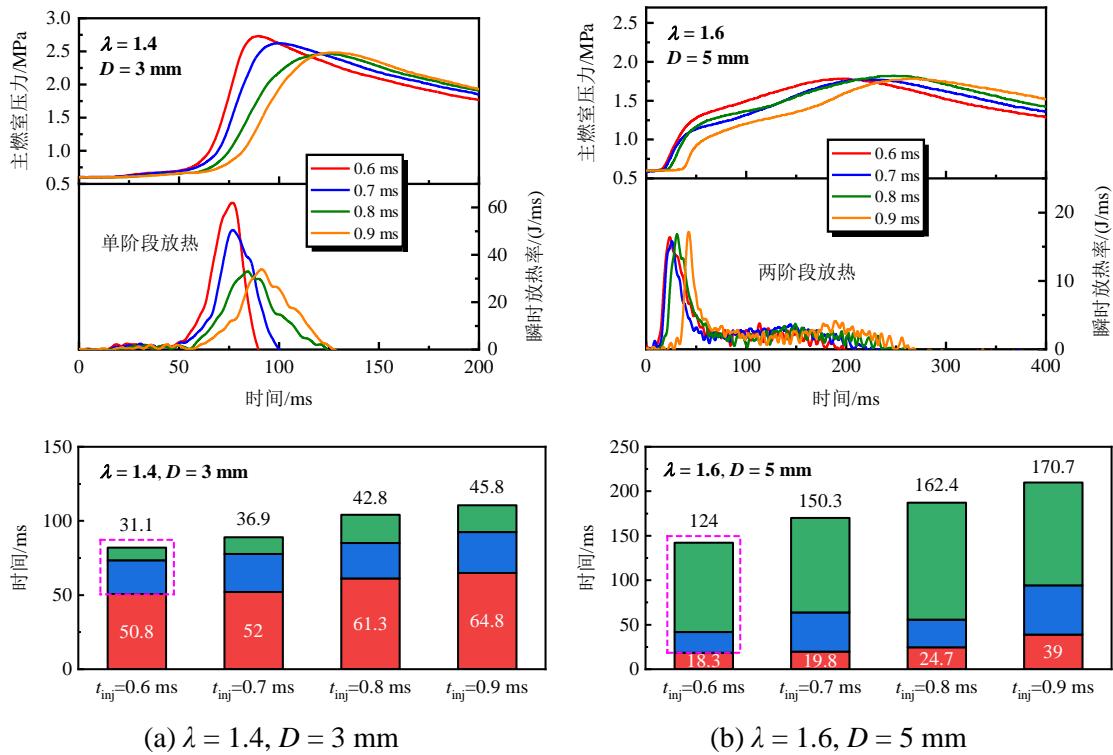


图 4.11 喷孔直径 3 mm、5 mm 下甲醇主动射流引燃氮的压力与放热率曲线

4.3 光学发动机中主动射流点火模式的稀薄燃烧特性

4.3.1 缸内燃烧图像

在上述定容燃烧弹实验结果的基础上，本节进一步在光学发动机中研究主动射流点火模式的稀薄燃烧特性，并与被动射流点火、火花点火模式对比，验证相应调控策略对低活性条件下缸内燃烧的改善效果。采用上一章中的基础喷孔，即 $D = 1.27 \text{ mm}$ 的 6 孔、 $D = 1.1 \text{ mm}$ 的 8 孔、 $D = 0.9 \text{ mm}$ 的 12 孔三种结构。图 4.12 给出了燃料为 7 mol/L 氨-甲醇溶液、主动射流点火模式在 $\lambda = 1.6, 1.8, 2$ 时的缸内燃烧火焰自然发光图像（黑白）。作为对比，这里也展示了纯甲醇在 $\lambda = 1.8$ 和 2.4 条件下的燃烧图像（彩色）。实验中根据主燃室的 λ 调节喷射脉宽 t_{inj} ，控制预燃室当量比，喷射时刻固定为 -180 °CA，以保证均匀混合。以下均对最佳喷射脉宽下的结果进行讨论。对于 6 孔结构，从 $\lambda = 1.6, 1.8$ 到 $\lambda = 2$ ，不同于被动射流，得益于主动射流活性的提高，引燃初期火焰均呈现由喷孔出口到下游的连续分布，未出现明显淬熄。 $\lambda = 2$ 时，引燃后火焰主要集中在下游区域，由于主动射流向下游提供的自由基逐渐减少，而主燃室稀混合气的活性较低，使喷孔附近自由基得不到补充，火焰发展较慢，呈现与图 4.9 中 $\lambda = 1.6, D = 4 \text{ mm}$ 时相同的现象。对于不同喷孔结

构, $\lambda = 1.6$ 时, 相较于 6 孔结构, 8 孔、12 孔结构下射流均发生部分淬熄, 射流引燃能力下降, 使射流火焰宽度和初期引燃面积更小。此外, 相比氨-甲醇溶液, 不掺混氨时的纯甲醇燃料活性更高, 因此具有更高的火焰速度、稀燃极限。 $\lambda = 1.8$ 时, 预燃室当量比控制在较浓状态时, 直径 1.1 mm 的 8 孔结构下射流也未出现明显淬熄。即使在 $\lambda = 2.4$ 的超稀燃条件下, 借助高活性主动射流, 引燃时刻和区域变化不大, 火焰仅 7 °CA 即充满了视窗范围。在燃料浓度梯度影响下, 火焰发光强度沿射流向外逐渐降低, 稀混合气中火焰显著变暗^[30]。以上结果验证了通过主动射流活性和速度的调控策略, 可实现低活性条件下的稳定点火和快速燃烧。

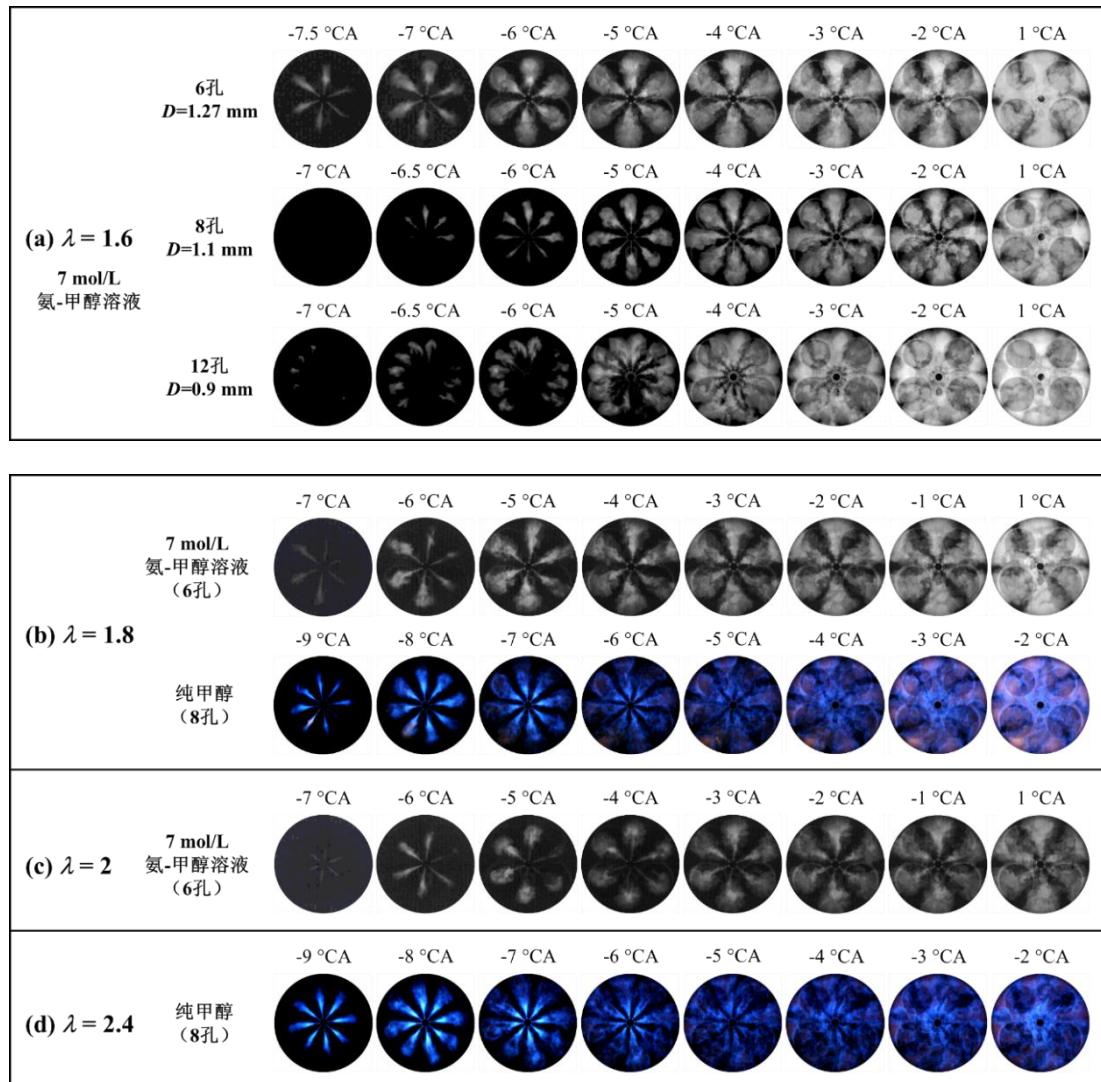


图 4.12 不同过量空气系数和喷孔结构下主动射流点火的缸内燃烧火焰图像

4.3.2 燃烧放热分析

以下对比分析 7 mol/L 氨-甲醇溶液在主动射流点火(AJI)、被动射流点火(PJI)、火花点火(SI) 三种燃烧模式下的宏观燃烧特性。

图 4.13 给出了不同过量空气系数下三种模式的缸压、放热率。 $\lambda = 1.6$ 时，上一章的实验结果显示，PJI、SI 模式下燃烧均不稳定、 CoV_{IMEP} 超过 5%，而 AJI 模式下获得了稳定运行。相比 PJI 模式，峰值压力和放热率分别由 2.6 MPa、28.4 J/ $^{\circ}\text{CA}$ 升至 4 MPa、47.4 J/ $^{\circ}\text{CA}$ 。对于喷孔的影响，6 孔、8 孔、12 孔结构下峰值压力依次降低，然而放热重心几乎相同，这说明主燃室的总放热量减少（本文热力学分析中仅考虑主燃室放热）。可能原因是 12 孔结构具有更高的流动阻力，预燃室中喷射的燃料向主燃室溢出更少，使预燃室的燃料比例和放热量增加。从放热率曲线可以看出，燃烧过程也存在由射流主导、燃烧较快的第一阶段和由火焰传播主导、燃烧较慢的第二阶段，且两阶段特征在 $\lambda = 2$ 时更加明显。以 6 孔结构为例，燃烧持续期的对比如图 4.14 所示。 $\lambda = 1.6$ 时，SI、PJI、AJI 模式下的滞燃期 (ST-CA05) 和燃烧持续期 (CA05-CA90) 依次减少，总体上，被动射流和主动射流点火相较传统火花点火分别减少 32.5%、49.6%。对于 AJI 模式，随着 λ 的增大，仍然保持较高的燃烧速率，从 $\lambda = 1.6$ 到 $\lambda = 2$ ，滞燃期、燃烧持续期仅分别增加 1.5 $^{\circ}\text{CA}$ 、2.7 $^{\circ}\text{CA}$ ，充分显示了提高稀混合气燃烧速率的优势。

图 4.15 给出了三种燃烧模式下 IMEP、 CoV_{IMEP} 、 η_{it} 随过量空气系数的变化。在当前负荷和转速下，SI 和 PJI 模式的稀燃极限接近 1.6，而 AJI 模式实现了稀燃极限的拓展，6 孔结构下获得 $\lambda = 2$ 时的稳定燃烧， CoV_{IMEP} 约为 2.4%，但 λ 增大为 2.2 时，受限于射流引燃能力，发生连续失火， CoV_{IMEP} 超过 5%。相同点火角度下， λ 由 1.6 逐渐增大时，由于燃烧相位推迟，指示功和 IMEP 降低，而指示热效率逐渐升高。对于 6 孔结构，AJI 模式在 $\lambda = 1.8$ 时获得最高的 η_{it} ，达到 36.3%，而 8 孔和 12 孔结构较低的引燃能力使其在 $\lambda = 2$ 时不能稳定运行。

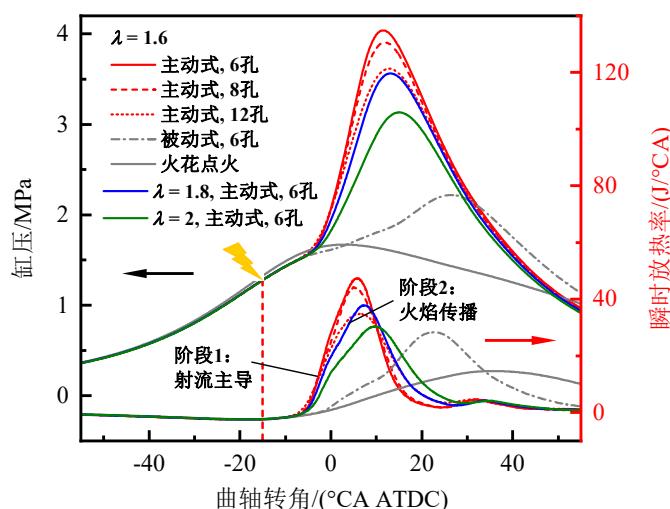


图 4.13 不同过量空气系数和喷孔结构下主动、被动射流点火与火花点火模式的缸压、放热率对比 (7 mol/L 氨-甲醇溶液)

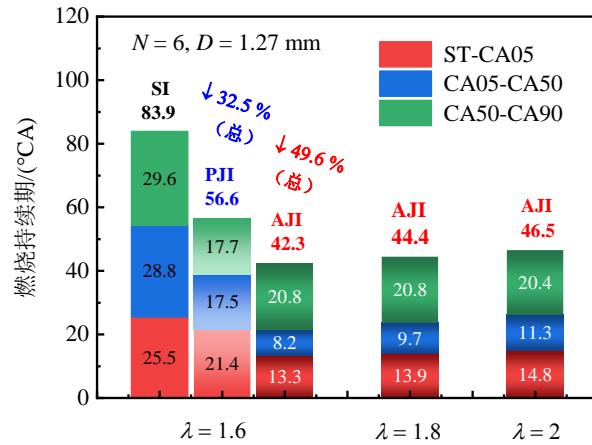
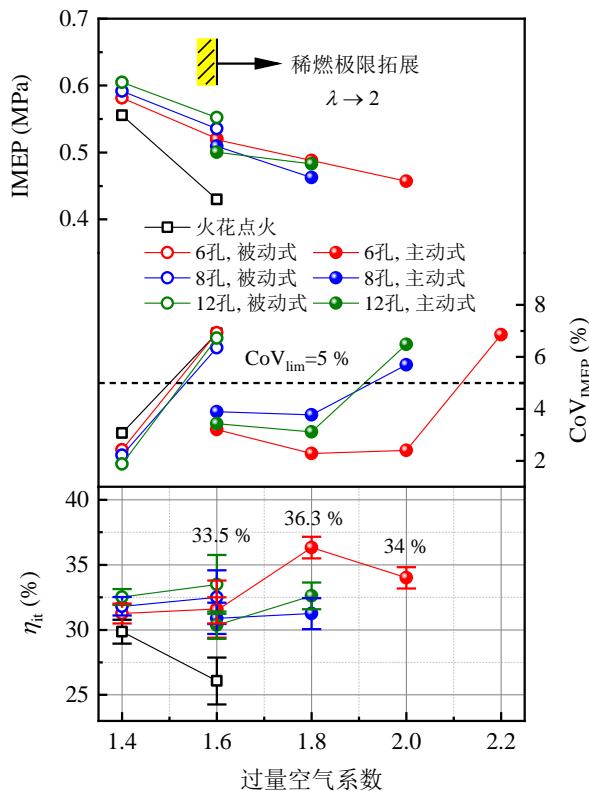


图 4.14 不同过量空气系数、6 孔结构下三种燃烧模式的燃烧持续期对比

图 4.15 不同过量空气系数和喷孔结构下三种燃烧模式的 IMEP、CoV_{IMEP}、 η_{it} 对比

4.4 本章小结

本章围绕主动射流点火模式，首先通过定容燃烧弹实验，获得了主动射流强度特征（包括速度和活性）的各参数影响机理，然后探究了高活性甲醇射流对氨燃料混合气的引燃效果，并提出了针对低活性燃料和稀燃条件下强化点火与燃烧的调控策略，最后在光学发动机中验证了调控策略的应用效果。主要结论总结如下：

(1) 在背景气为空气, 不同喷孔结构和喷射参数下, 根据预燃室和主燃室最大压比 p_r 的不同, 主动射流存在亚音速、跨音速、超音速三种模态。喷孔直径 $D=3$ 、 4 、 5 mm 时, 射流均处于亚音速状态, 最大 p_r 低于临界值 1.83, 5 mm 的热射流面积最大、活性最高。孔径减小为 2 mm 时, 预燃室压力升高率和最高压力显著提高。随着喷射脉宽 t_{inj} 的增大, 最大 p_r 由 2.28 升至 4 以上, 射流处于中度、高度欠膨胀状态, 分别出现菱形、桶形激波串结构。当 t_{inj} 继续增大时, 预燃室内燃料过浓, 最大 p_r 逐渐降低。 t_{inj} 一定、混合时间 Δ 延长时, 预燃室内预混程度提高且接近静止流场状态, 最大 p_r 降低。此外, 喷孔长径比对射流特性的影响可忽略不计, 负荷(初始压力和温度)增大时, 最大 p_r 和射流强度增加。

(2) 采用高活性甲醇主动射流, 通过调控预燃室全局当量比和混合时间, 选择合理孔径, 实现了低活性氨燃料稀混合气的稳定引燃, 并提高了燃烧速率。在不同主燃室过量空气系数 λ 下, 稳定着火的预燃室全局当量比略浓, 下限约为 1.35, 上限随 λ 的增大而增大, $\lambda=1.2$ 时约为 1.5, $\lambda=1.4$ 和 1.6 时约为 1.8。燃烧过程呈现先急后缓的两阶段放热特征, 大致以 MFB50 为界, 第一阶段由高活性甲醇射流火焰主导, 第二阶段由氨火焰传播主导。同时, 不同 λ 下存在最佳喷射脉宽 t_{inj} , 使滞燃期和燃烧持续期最短。混合时间不宜过短, 以接近均质预混状态。对于孔径的影响, $D=5$ mm 和 4 mm 时, 着火边界大致相同。孔径减小为 3 mm 时, 射流活性降低, 火焰集中于射流下游, $\lambda=1.4$ 时为单阶段放热, 燃烧持续期缩短, $\lambda=1.6$ 时发生失火; 而孔径为 2 mm 时, 不同当量比下均出现失火。

(3) 应用上述调控策略, 在光学发动机中验证了主动射流点火对低活性条件缸内燃烧的改善效果。不同于被动射流, 得益于主动射流活性的提高, 引燃初期射流火焰呈现连续分布, 未出现明显淬熄。调节最佳喷射脉宽、控制预燃室当量比略浓时, 对于 7 mol/L 氨-甲醇溶液, 相较于被动射流点火(PJI)和传统火花点火(SI)模式, 主动射流点火(AJI)将稀燃极限拓展至 $\lambda=2$ 。孔径 1.27 mm 的 6 孔结构下, $\lambda=1.6$ 时, AJI 和 PJI 模式的燃烧持续期相较 SI 模式分别减少 32.5 %、49.6 %; $\lambda=1.8$ 时, 获得最高指示热效率, 达到 36.3 %; $\lambda=2$ 时仍稳定运行, CoVIMEP 约为 2.4 %, 且保持较高的燃烧速率, 滞燃期、燃烧持续期仅分别增加 1.5 °CA、2.7 °CA, 从而实现了低活性燃料和稀燃条件下的稳定点火和快速燃烧。

第5章 预燃室射流碰壁条件下的点火特性

本章围绕主燃烧室结构设计，在被动射流点火模式下，基于定容燃烧弹可视化实验与相应数值模拟，研究有外部壁面约束即射流碰壁条件下的点火特性，分析不同碰壁距离和壁面形状的影响，进而提出实际发动机的主燃烧室设计原则。

5.1 实验和模拟工况

本章的实验工况见表 5.1。以平板形壁面为基础，通过不同碰壁距离 H 和喷孔直径 D 的组合，将无量纲碰壁距离 H/D 的范围设置为 5.7~20，其依据如下：通常， H/D 大于一个临界值（文献^[125]中为 21.6）时，壁面对射流引燃过程的影响可忽略，因此上限设置为 20；另一方面，考虑到自由射流的势核心区无量纲长度 L_b/D 约为 6.2，为了表征低于此长度的影响，将下限设置为 5.7。壁面倾角为 0°，即保持水平。同时，采用尖劈形（V 形）和卷流形（M 形）壁面（参考图 2.6）两种形状。

表 5.1 定容燃烧弹射流碰壁条件点火特性实验工况

参数	值（或性质）
壁面形状	平板形，尖劈形（V 形），卷流形（M 形）
碰壁距离， H/mm	20, 30, 40
壁面倾角， $\alpha/^\circ$	0（水平）
喷孔直径， D/mm	2, 2.5, 3, 3.5
喷孔长度， L/mm	2
无量纲碰壁距离， H/D	5.7~20
预燃室体积占比/%	3.7
燃料	甲烷 (CH_4)
初始压力， p/MPa	0.3, 0.5
初始温度， T/K	300
过量空气系数， λ	1, 1.3, 1.5

以气体甲烷为燃料，与 3.1 节的自由射流进行对比。已有研究表明，燃料的扩散性对射流引燃区域存在重要影响^[172]，其通过路易斯数（Le）表征，定义为热扩散系数 α 与质扩散系数 D 的比值。高扩散性燃料例如氢气在稀燃条件下的有效路

易斯数 (Le_{eff}) 小于 1, 射流容易在头部引燃。而对于甲烷等低扩散性燃料, 引燃区域主要在射流中部, 这一性质也会影响碰壁条件下的引燃区域。分别采用 $\lambda = 1$ 的化学计量比混合气和 $\lambda = 1.3$ 、 1.5 的稀混合气。

本章的模拟工况见表 5.2。其中, Case 1~5 用于比较自由射流, Case 1、6、7 和 Case 8、9、10 分别用于比较碰壁距离和壁面形状。此外, Case 9 中设置了顶部为 0.5 mm 圆角的圆顶 V 形壁面, 与 Case 8 中的尖顶 V 形壁面进行对比。

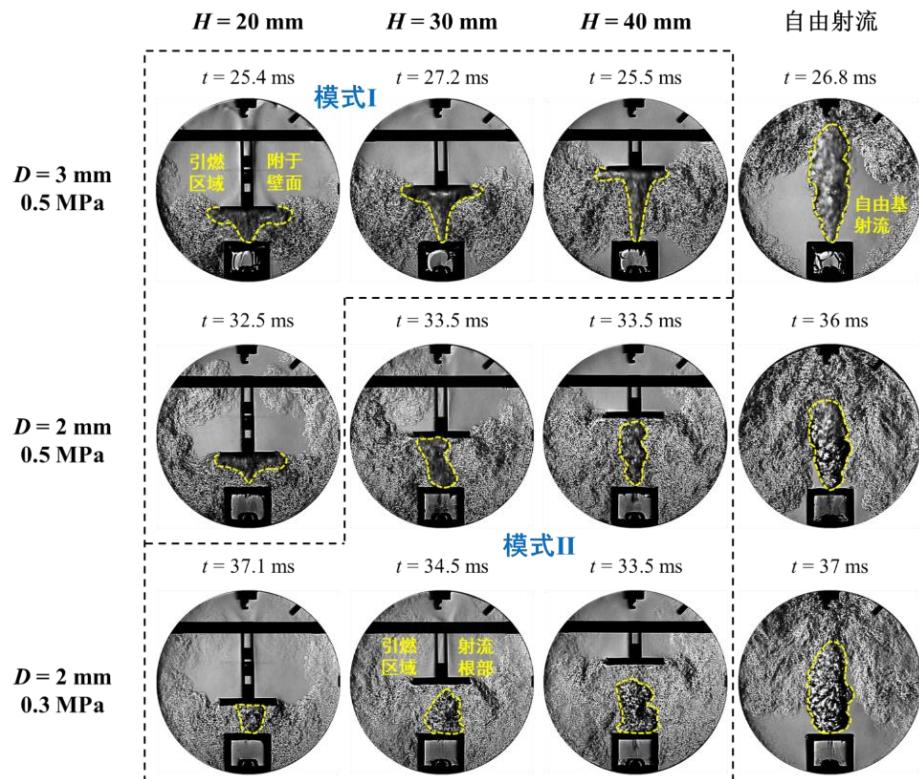
表 5.2 定容燃烧弹射流碰壁条件点火特性模拟工况

序号	D/mm	H/mm	壁面形状	λ	p/MPa
1	3				
2	2.5			1.3	
3	2	(自由射流)			
4	3			1	
5	2 ($L = 3 \text{ mm}$)			1.3	0.5
6		20	平板	1.3	
7		30	平板	1.3	
8	3	20	尖顶 V 形	1	
9		20	圆顶 V 形	1	
10		20	M 形	1	

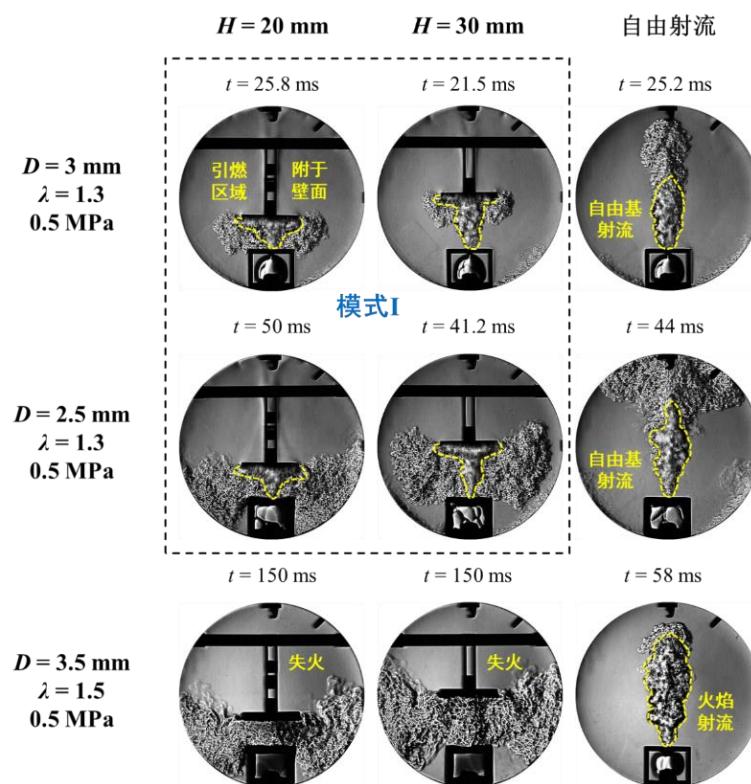
5.2 不同碰壁距离对射流点火特性的影响

5.2.1 引燃区域与滞燃期

首先, 分析不同碰壁距离对射流引燃区域的影响。图 5.1 给出了碰壁射流和自由射流下引燃时刻的纹影图像。本研究重点关注存在部分淬熄的自由基射流, 其对应了大部分工况。根据初始引燃区域的不同, 射流碰壁条件下存在两种点火模式。对于模式 I, 由壁面附近引燃, 火焰最初附着于壁面, 然后沿壁面发展; 对于模式 II, 由射流根部引燃, 火焰逐渐靠近壁面。模式 I 在大多数工况下发生, 包括 $\lambda = 1$ 和 1.3 , 孔径 $D = 3 \text{ mm}$ 、 2.5 mm , 碰壁距离 $H = 20\text{--}40 \text{ mm}$ 。相较于 $\lambda = 1$, $\lambda = 1.3$ 的稀燃条件下淬熄程度降低, 使引燃时刻的射流覆盖面积减小。模式 II 仅在 $\lambda = 1$ 、较小孔径即 $D = 2 \text{ mm}$ 时发生, 除了一个特殊工况: $p = 0.5 \text{ MPa}$ 、 $H = 20 \text{ mm}$ (其原因随后进行解释)。



(a) 化学计量比条件 ($\lambda = 1$)



(b) 稀燃条件 ($\lambda = 1.3, 1.5$)

图 5.1 不同碰壁距离、喷孔直径下碰壁射流和自由射流引燃时刻的纹影图像

点火模式II具有引燃区域对碰壁距离的变化不敏感的特点，可通过初始火焰重心位置进行说明，如图5.2所示。 $p = 0.3 \text{ MPa}$ 时，三个碰壁距离下，沿射流轴线即Y方向的重心位置变化在5 mm以内，并且相较自由射流，碰壁射流下散点代表的重心落在更低位置，即更靠近喷孔。而 $p = 0.5 \text{ MPa}$ 时， $H = 30、40 \text{ mm}$ 和自由射流的重心Y坐标基本一致。这说明 $D = 2 \text{ mm}$ 时，由于射流中大量自由基的淬熄和热量的耗散，射流根部相比射流下游区域的反应活性更高^[67, 173]，因此具有更高的着火概率。相较于自由射流，射流碰壁引起更多自由基和燃烧产物向喷孔附近的聚集，提高了射流根部的反应活性和温度，从而使引燃区域略靠近喷孔（并缩短滞燃期）。这种改善作用在 $p = 0.3 \text{ MPa}$ 时较为明显，而在 $p = 0.5 \text{ MPa}$ 时，由于射流活性提高，射流碰壁对引燃区域的影响减小，因此对于 $p = 0.5 \text{ MPa}, H = 20 \text{ mm}$ 这一特殊工况，引燃区域位于壁面附近，即属于点火模式I。

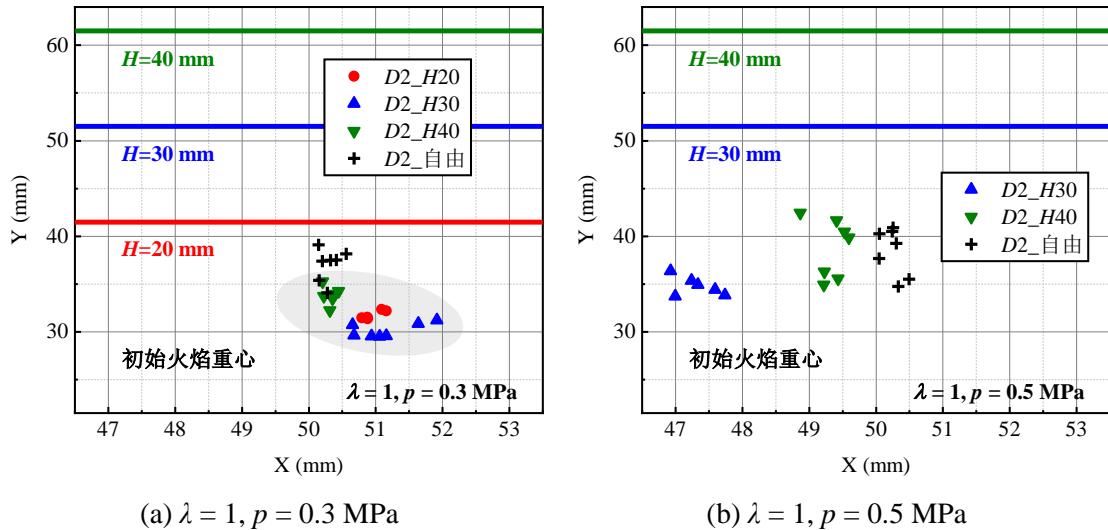


图5.2 点火模式II的初始火焰重心位置

随着混合气逐渐变稀， $\lambda = 1.5$ 时，孔径2、2.5、3 mm下均发生失火，这里不作进一步讨论。当孔径增大为3.5 mm时，由于淬熄作用减小，射流成功引燃，并形成了一束火焰射流。然而在碰壁条件下， $H = 20、30 \text{ mm}$ 时仍然发生失火，说明在火焰射流引燃模式下，射流碰壁对点火存在不利影响。

以下分析碰壁距离对滞燃期（由MFB05表征）的影响。图5.3给出了两个典型工况的压力与放热率曲线，图5.4对比了碰壁射流和自由射流所有工况下的滞燃期。与自由射流相比， $\lambda = 1$ 时，对于 $D = 3 \text{ mm}$ 和 2.5 mm ，不同碰壁距离下MFB05变化不大，最大差异在2 ms内；对于 $D = 2 \text{ mm}$ ，即点火模式II中，不同 H 下MFB05均减少，最大值为3.4 ms。相比之下，稀燃条件下射流碰壁对滞燃期的影响更加明显。与自由射流相比， $\lambda = 1.3$ 时，对于 $H = 30 \text{ mm}$ ，MFB05减少3.3 ms ($D = 3$

mm) 和 2.4 ms ($D = 2.5 \text{ mm}$)，而对于 $H = 20 \text{ mm}$, MFB05 最多增加了 6.6 ms ($D = 2.5 \text{ mm}$)，造成这一差异的原因将通过模拟进一步分析。

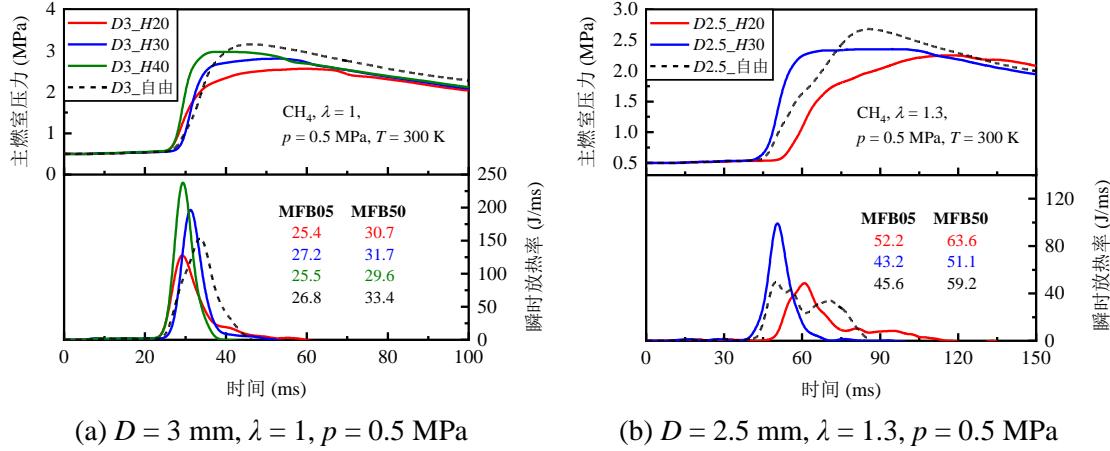


图 5.3 不同碰壁距离、喷孔直径下典型工况的压力与放热率曲线对比

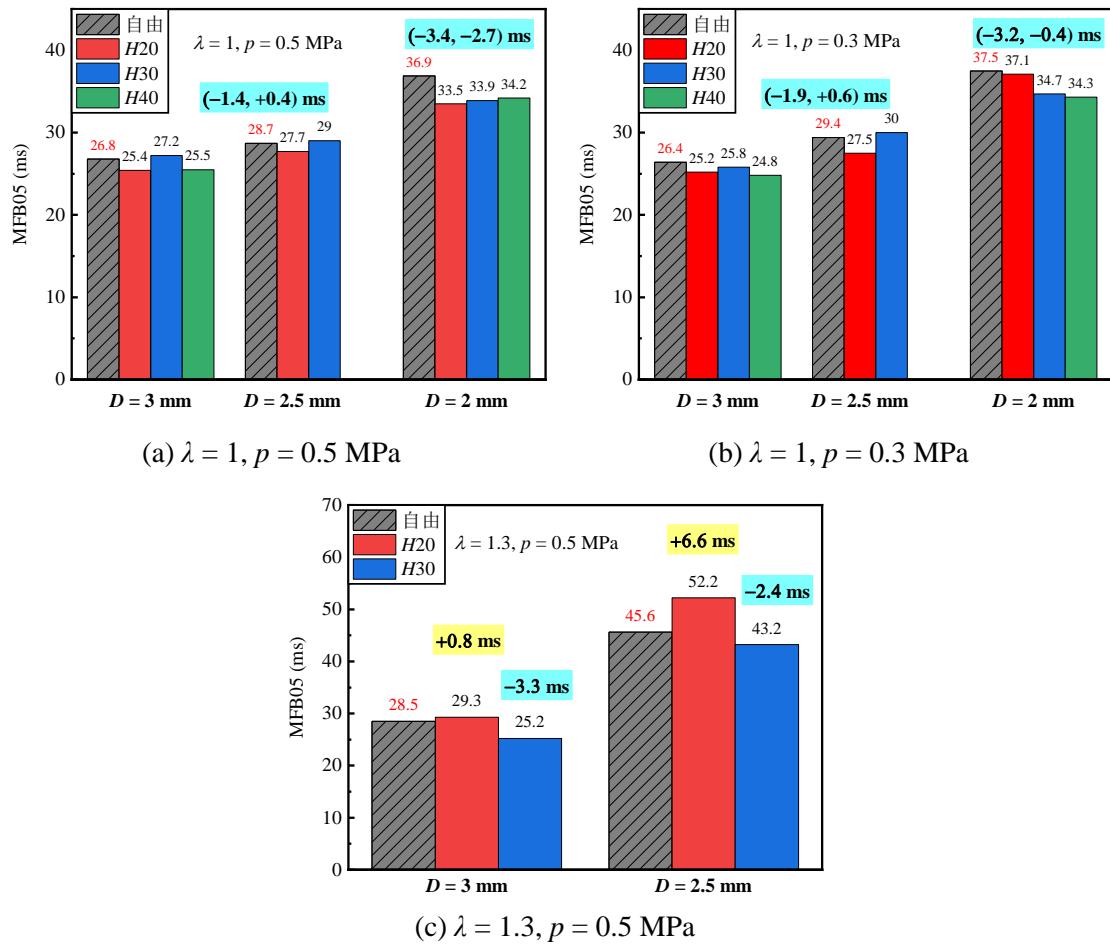


图 5.4 不同碰壁距离、喷孔直径下碰壁射流和自由射流的滞燃期 (MFB05) 对比

5.2.2 碰壁距离影响滞燃期的机理分析

本节通过数值模拟探究不同碰壁距离对滞燃期的影响机理。

作为参考, 图 5.5 绘制了经典理论中碰壁射流的流动区域划分, 包括自由射流区、滞止区、壁面射流区^[159]。滞止区为一个矩形区域, 射流在滞止点处速度减为 0, 动能完全转化为热能, 产生一定温升。对于圆孔湍流碰壁射流^[174], 滞止区的高度和宽度分别约为 $14\% H$ 、 $44\% H$ 。随后, 射流在壁面射流区中沿径向发展, 速度先增大后降低, 壁面表面存在厚度近似不变的边界层。

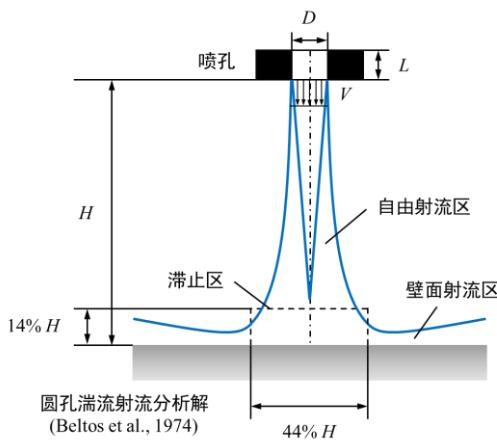


图 5.5 碰壁射流的流动区域划分

首先, 通过模拟结果分析预燃室自由射流的流场特征, 重点关注势核心区到发展区的湍流分布情况。以孔径 2 mm 的自由射流为例, 图 5.6 给出了不同时刻下射流轴线方向的速度、湍动能 (TKE)、Da 数分布。 $t = 10\sim18 \text{ ms}$ 对应热射流阶段, 随着预燃室和主燃室压差 Δp 的变化, 速度和 TKE 先增大后减小, 且空间分布具有几乎不随时间变化的特点。 $t = 18 \text{ ms}$ 后, TKE 继续降低, 直到引燃时刻。最大 TKE 位于下游 $H/D = 7.6$ 的发展区 (衰减区) 中, 这与理论解^[159]和 Thelen 等人^[175]的模拟结果相符。Da 数分布与 TKE 直接相关, 在充分发展区中随着 TKE 逐渐降低, Da 数逐渐增大并在某处超过临界值, 表明下游区域的着火概率更高。

图 5.7、图 5.8 对比了不同条件下的 TKE 分布。随着孔径增大 (Case 1~3), 最大 TKE 降低且轴向位置向下游移动。通过计算射流轴线上最大 TKE 位置距离喷孔出口的无量纲长度 H/D , 可以发现不同孔径 ($D = 2\sim3 \text{ mm}$)、长径比 ($L/D = 0.67\sim1.5$) 和过量空气系数 ($\lambda = 1, 1.3$) 下, H/D 均在 7 附近, 变化范围为 6.7~7.6。这说明类似于势核心区长度 $L_b/D = 6.2$, 射流轴线上最大 TKE 位置也主要由喷孔直径决定, 与其他参数基本无关, 对应的无量纲长度 H/D 近似等于 7。

以下分析不同碰壁距离对滞燃期的影响。图 5.9 展示了孔径 $D = 3 \text{ mm}$ 时自由射流和碰壁距离 $H = 20 \text{ mm}, 30 \text{ mm}$ 在引燃时刻前 ($t = 18 \text{ ms}$) 的温度、压力、速

度、TKE、Da数分布云图，此条件对应实验结果中的点火模式I（图5.1）。同时，分别提取壁面以上0.3 mm的Y1、Y2两个位置沿射流径向的物理量分布，如图5.10所示。其中，0.3 mm是代表壁面边界层内较强滞止效应的典型值^[125]。

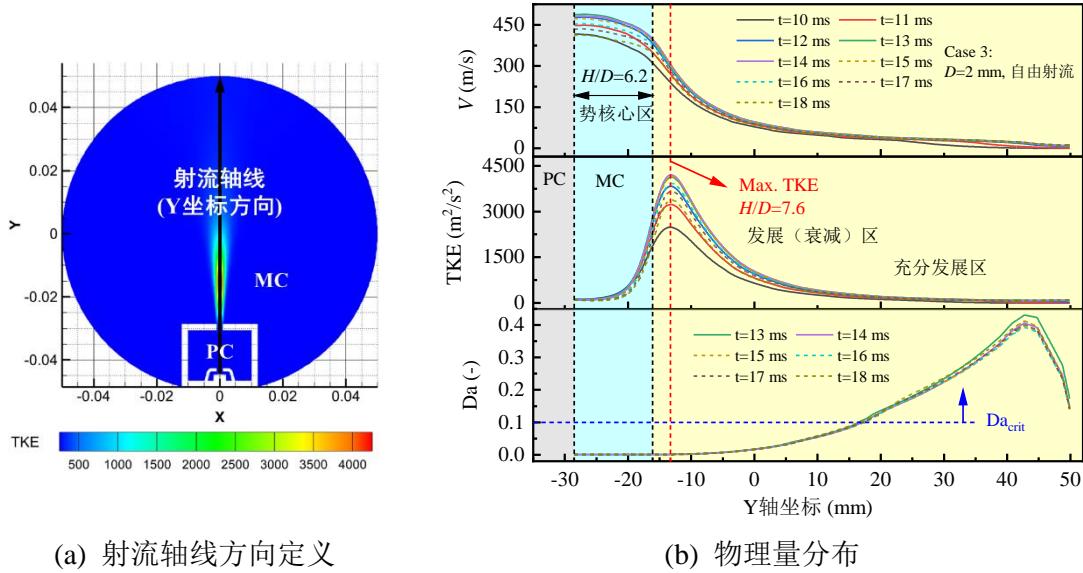


图5.6 不同时刻下自由射流轴线方向的速度、湍动能(TKE)、Da数分布(Case 3)

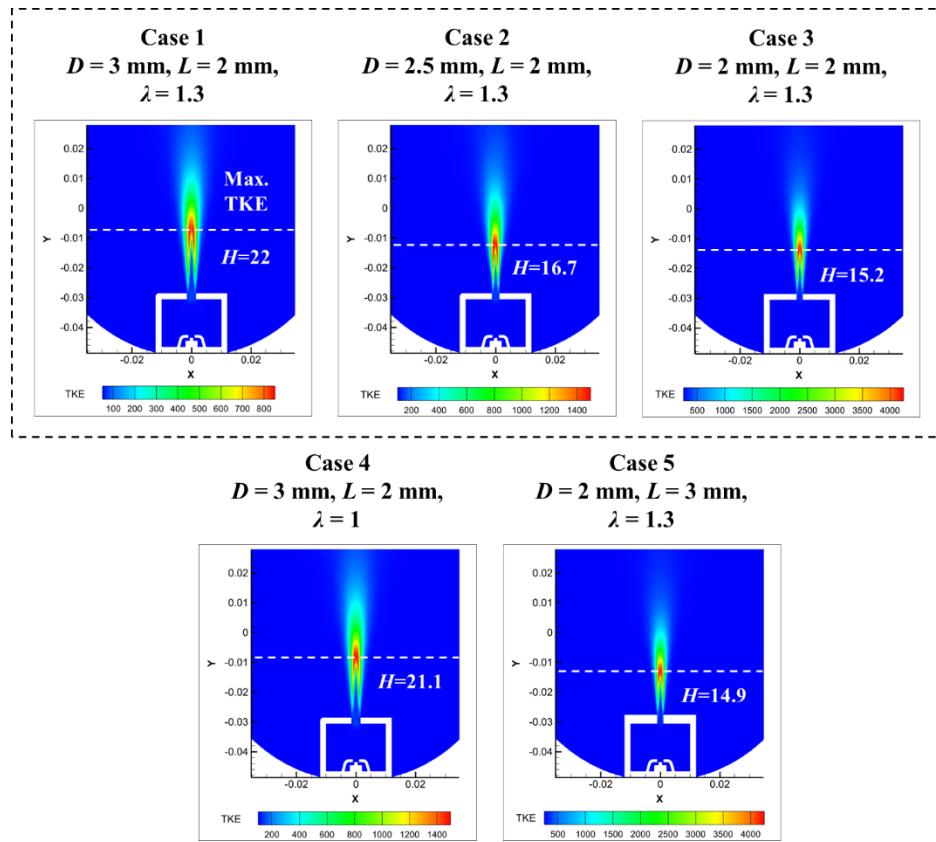


图5.7 不同条件下自由射流的湍动能分布云图(Case 1~5)

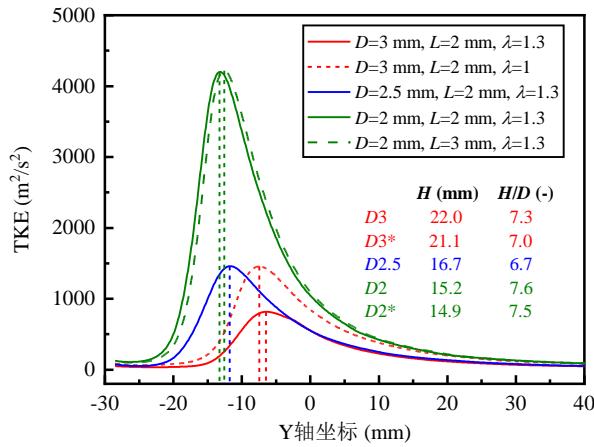


图 5.8 不同条件下自由射流沿轴线 (Y 轴) 的湍动能分布 (Case 1~5)

结果显示，在射流碰壁条件下，壁面附近产生了滞止区，其中流速降低，静压升高。根据可压缩流动的能量方程（式 5-1），滞止点（驻点）处动能全部转化为焓 ($h = c_p T$)，即流体的内能和压力势能之和，温度由 T 升高为 T_0 。这一局部温升为成功着火提供了有利条件。

$$h_0 = c_p T_0 = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_0}{\rho_0} = h + \frac{1}{2} V^2 = c_p T + \frac{1}{2} V^2 \quad (5-1)$$

对于 Case 6 和 Case 7，无量纲碰壁距离 H/D 分别为 6.67 和 10。参考图 5.5，在自由射流中， $H/D = 6.67$ 对应发展（衰减）区，而 $H/D = 10$ 对应充分发展区。

$H/D = 6.67$ 时，滞止区存在较强的湍流混合， $X=0$ 、 $Y=Y_1$ 位置的湍动能 TKE 相较于自由射流增加 $37.6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ，这将导致更多热损失，使滞止效应带来的温升作用被削弱。这可以通过冲击射流传热理论进一步证明。Goldstein 等人^[176]提出了圆孔结构下冲击射流对流传热的努塞尓数 (Nu) 关联式，适用范围为射流雷诺数 $Re = 61,000 \sim 124,000$ ，碰壁距离 $H/D = 6 \sim 12$ ，计算如下：

$$Nu_{avg} = \frac{24 - |(H/D) - 7.75|}{533 + 44(r/D)^{1.285}} Re^{0.76} \quad (\text{壁面温度恒定}) \quad (5-2)$$

上式表明射流轴线上 $H/D = 7.75$ 即位于发展区时，对流传热最强。另一方面，相较自由射流，由于湍动能提高、湍流混合时间减小，滞止区的 Da 数（定义见第 3 章式 (3-2)）平均值由 0.065 减小为 0.031，即着火概率更低，最终导致滞燃期延长。

相比之下， $H/D = 10$ 时， Y_1 位置的压力升高更小 (2.9 kPa) 但温升更高 (152 K)，平均 Da 数为 0.087，接近成功着火的临界值 0.1^[48]。因此，壁面位于射流充分发展区时，射流碰壁可以通过滞止效应促进点火，使滞燃期缩短。

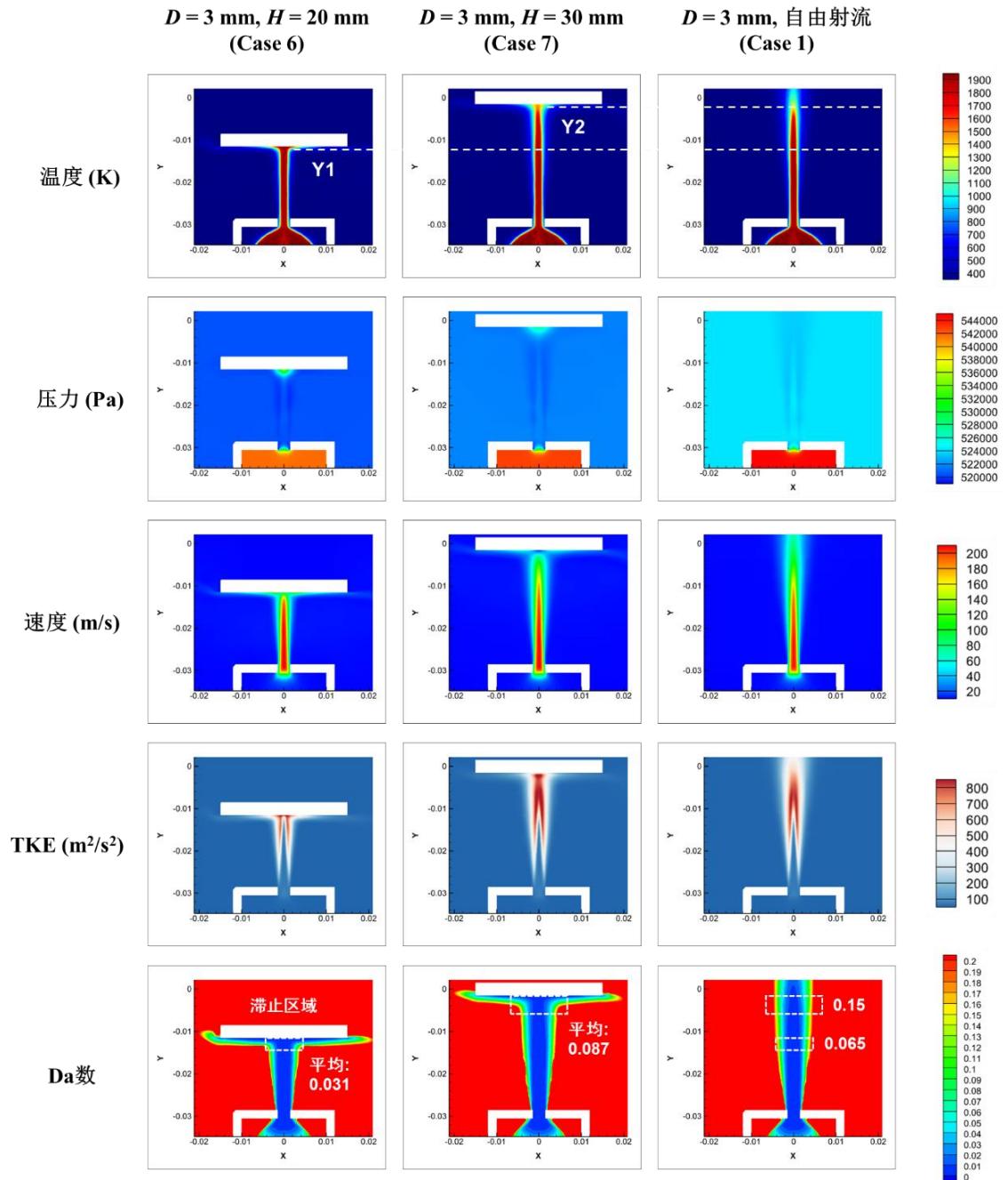


图 5.9 喷孔直径 $D = 3$ mm, 碰壁距离 $H = 20$ mm (Case 6)、 30 mm (Case 7) 及自由射流 (Case 1) 在引燃时刻前 ($t = 18$ ms) 的温度、压力、速度、TKE、Da 数分布云图

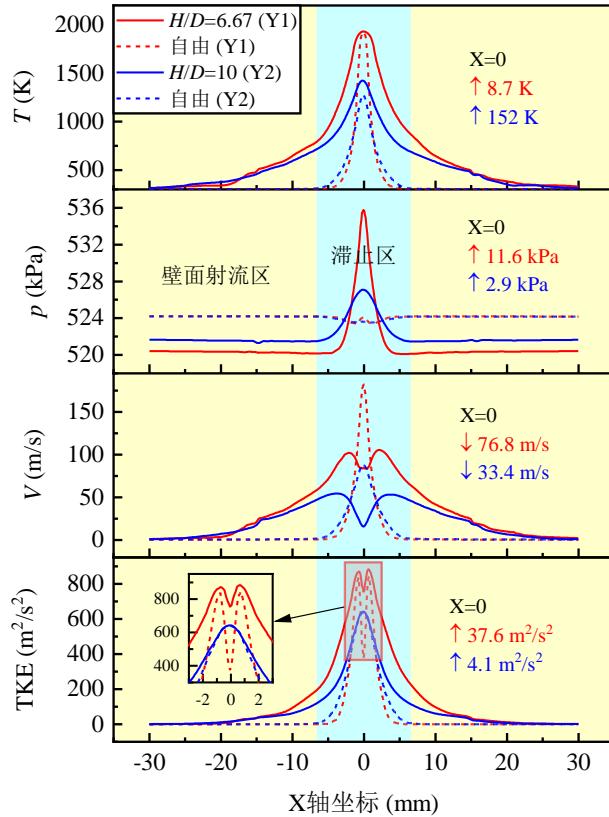


图 5.10 碰壁和自由射流在引燃时刻前 ($t = 18 \text{ ms}$) Y1、Y2 位置上沿射流径向的温度、压力、速度、湍动能分布曲线 (Case 1, 6, 7)

对于实际预燃室点火发动机的燃烧系统设计，需要进行预燃室-主燃室的协同设计和优化，并考虑射流碰壁的影响。首先，应根据发动机的缸径、压缩比等几何参数，参考 Gussak 等人^[150]、Anderson 等人^[177]、Olsen 等人^[178]提出的预燃室设计原则，确定预燃室几何形状、喷孔数量、喷孔直径。然后，匹配浅坑形、深坑形或 ω 形等不同活塞形状，确定合适的预燃室喷孔倾斜角度 θ ，校核不同曲轴转角下由喷孔到燃烧室壁面的最短距离 H 。一方面，保证其对应的无量纲碰壁距离 H/D 大于 7，以防止落入湍动能较高的射流发展区（衰减区），进而导致壁面热损失增大和滞燃期延长的不利后果。另一方面，选取 20 以内的 H/D ，可以最大程度上利用射流碰壁的滞止效应，促进自由基射流相应条件下的点火，即缩短滞燃期。

5.3 不同壁面形状对射流点火特性的影响

5.3.1 引燃区域与滞燃期

本节分析不同壁面形状对引燃区域与滞燃期的影响。对于其他几何参数，喷孔直径 D 为 3 mm 和 2 mm，碰壁距离 H 固定为 20 mm。图 5.11 给出了 V 形（尖劈

形) 壁面和 M 形(卷流形)壁面下引燃时刻的纹影图像。 $\lambda=1$ 时, 根据引燃区域可划分为三种点火模式。模式I仍为壁面附近引燃, 发生于孔径 3 mm 时的 V 形和 M 形壁面。对于 M 形壁面, 热燃烧产物通过两端的卷流形结构发生回流和再循环, 类似于旋流、钝体等火焰稳定原理^[162, 179], 使引燃后火焰向射流上游发展。模式II 为射流根部引燃, 发生于孔径 2 mm 时的 V 形壁面, 其原因与平板形壁面下相同, 即喷孔附近的反应活性和着火概率更高。模式III发生于孔径 2 mm 时的 M 形壁面, 引燃区域位于壁面附近, 但初始火焰根部脱离喷孔, 呈现类似典型喷雾火焰的“浮起”(Lift-off) 状态^[180, 181], 其原因与卷流形结构诱导的二次射流有关, 将在下一节通过模拟结果进一步分析。对于稀燃条件, $\lambda=1.3$ 时, 孔径 3 mm 下均属于模式 I, 而孔径 2 mm 下均发生失火, 这里不再进一步讨论。

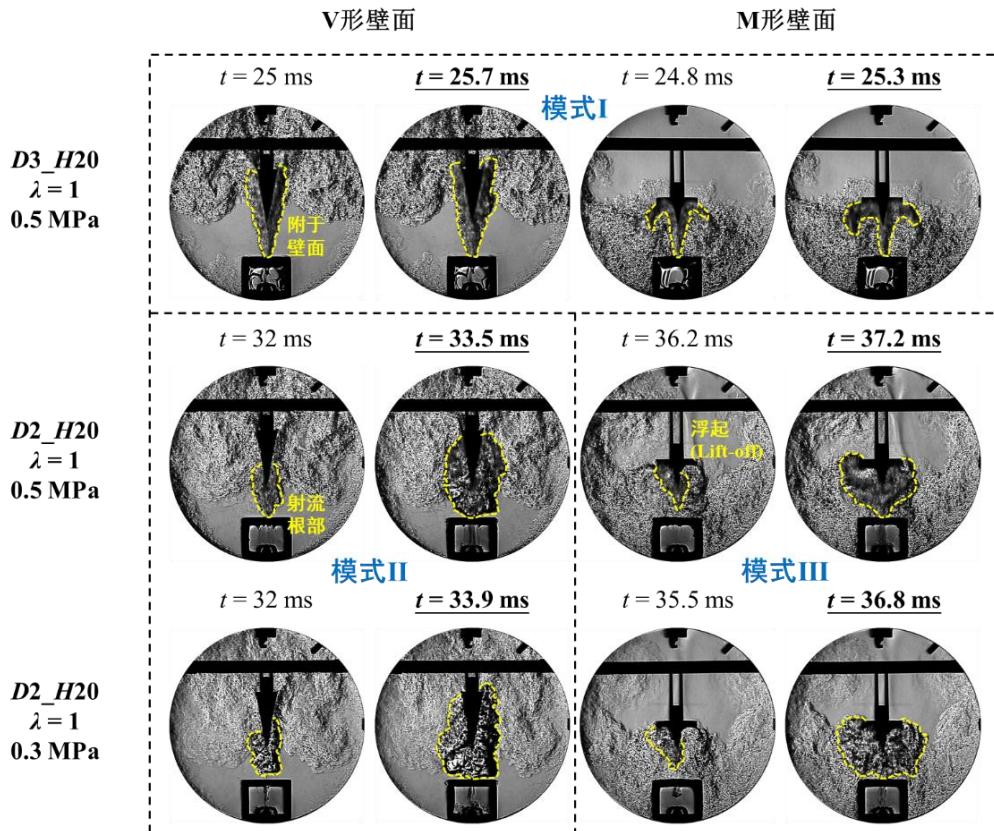


图 5.11 不同壁面形状下碰壁射流引燃时刻的纹影图像

图 5.12 给出了 $\lambda=1$ 时三种壁面形状和自由射流的压力与放热率曲线, 以及相应的滞燃期(MFB05)。对于 $D=3\text{ mm}$ 的模式I, 不同壁面形状下碰壁射流的滞燃期变化不大, 最大差异在 2 ms 以内。对于 $D=2\text{ mm}$ 的模式II和模式III, 相较于自由射流, V 形壁面下滞燃期减少 3.6 ms, M 形壁面和平板形壁面下滞燃期减少不到 2 ms, 说明此时 V 形壁面下射流根部的着火概率较高。

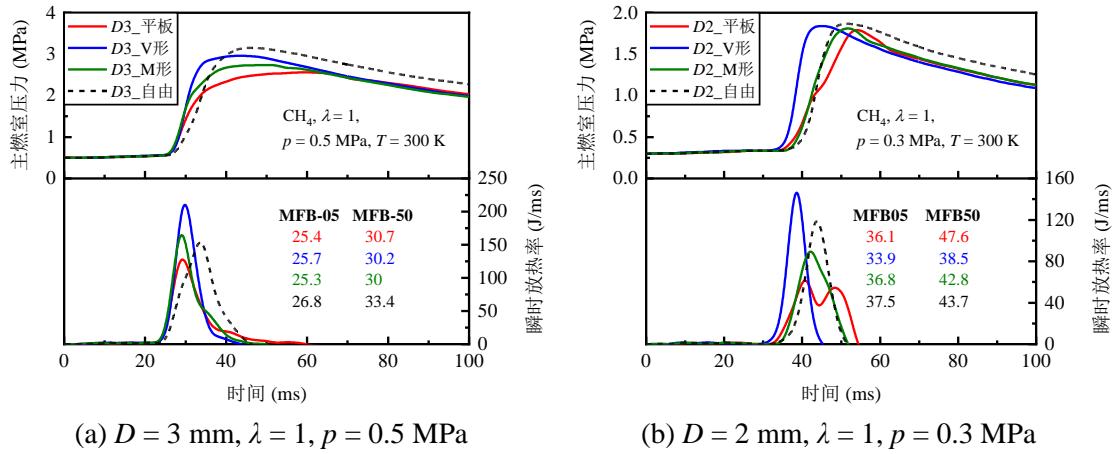


图 5.12 不同壁面形状下典型工况的压力与放热率曲线对比

5.3.2 V形、M形壁面下的流场特征与着火概率分析

以下通过模拟分析 V 形和 M 形壁面下的流场特征和着火概率。图 5.13 展示了孔径 $D=3 \text{ mm}$ 时 Case 8、9、10 在引燃时刻前 ($t=11.9 \text{ ms}$) 的温度、压力、速度、TKE、Da 数分布云图。

对于尖顶 V 形壁面，相较于平板形壁面，在碰壁距离相同时，射流撞击程度降低，滞止区面积减小。同时，射流发展区的高端动能区域面积也减小，且被切分为两部分，其中 TKE 最大值相较自由射流仅增大 2.5 %。将尖顶替换为圆顶时，射流撞击程度增大，滞止点的速度由 232 m/s 减小为 137 m/s、压升由 2.7 kPa 增大为 16.6 kPa，表明滞止效应转化的热量更多。然而，此时由于 TKE 增加了 126.4 %，导致滞止点附近的 Da 数变化不大，无明显升高。这说明圆顶结构尽管能加强滞止效应，但不能消除滞止区的较强湍流，使其着火概率与尖顶结构差别不大。

对于 M 形壁面，主射流在碰壁后先发生分裂，然后在壁面引导下转换方向，借助两侧的卷流形结构，在脱离壁面后产生了朝向斜下方的二次射流，其运动方向与竖直方向的夹角约为 45°。此时二次射流的速度为 30~45 m/s，约为主射流最大速度的 20 %。同时，本文在实验和模拟中均观测到二次射流中的不稳定尾流现象，如图 5.14 所示。纹影图像显示，孔径 3 mm 和 2 mm 下，在引燃时刻前的热射流阶段，二次射流均呈现了涡旋周期性生成和脱落的特征。由第 3 章可知，自由基射流中存在大量低温反应的产物例如甲醛基 CH_2O 。在 M 形壁面下， CH_2O 随着二次射流的运动向主射流两侧不断扩散，而此处 TKE 较低、Da 数较高，可以促进 CH_2O 、 CO 等中间产物的高温氧化反应，从而形成了射流引燃的有利条件。

根据本节研究结果，可以在活塞设计中引入用于分裂射流和诱导涡流的卷流形结构。例如，采用横截面凹坑中带有周向卷流结构的燃烧室，类似应用于直喷压

燃发动机的壁面引导燃烧室^[182, 183]、双卷流燃烧室^[184]。此种结构下，主射流第1次碰撞后，在壁面引导下可以与相邻射流进行第2次碰撞，形成多束二次射流，有利于在空间中形成更多着火点，提高初始引燃面积。

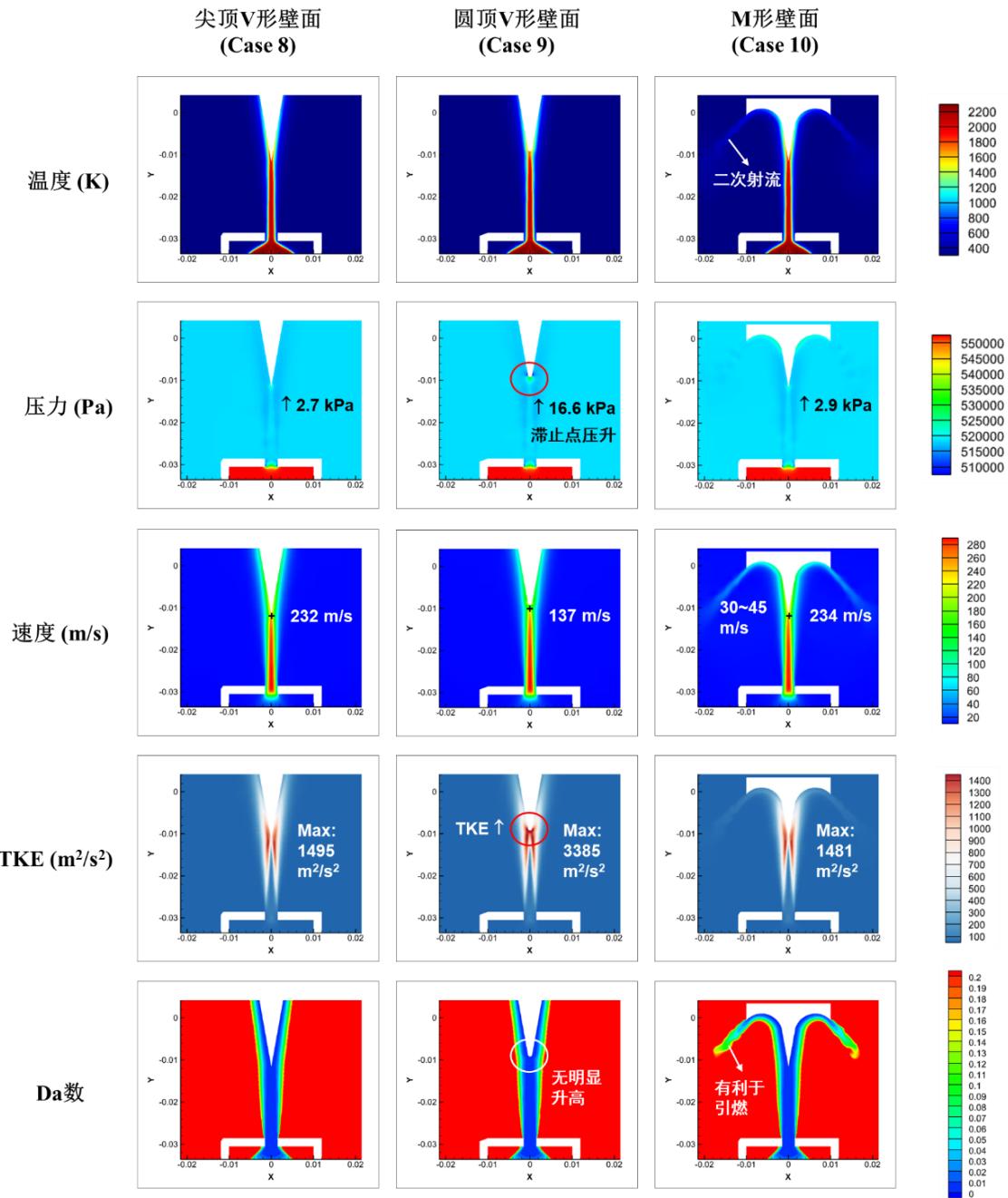


图 5.13 尖顶 V 形 (Case 8)、圆顶 V 形 (Case 9)、M 形壁面 (Case 10) 在引燃时刻前 ($t = 11.9 \text{ ms}$) 的温度、压力、速度、TKE、Da 数分布云图

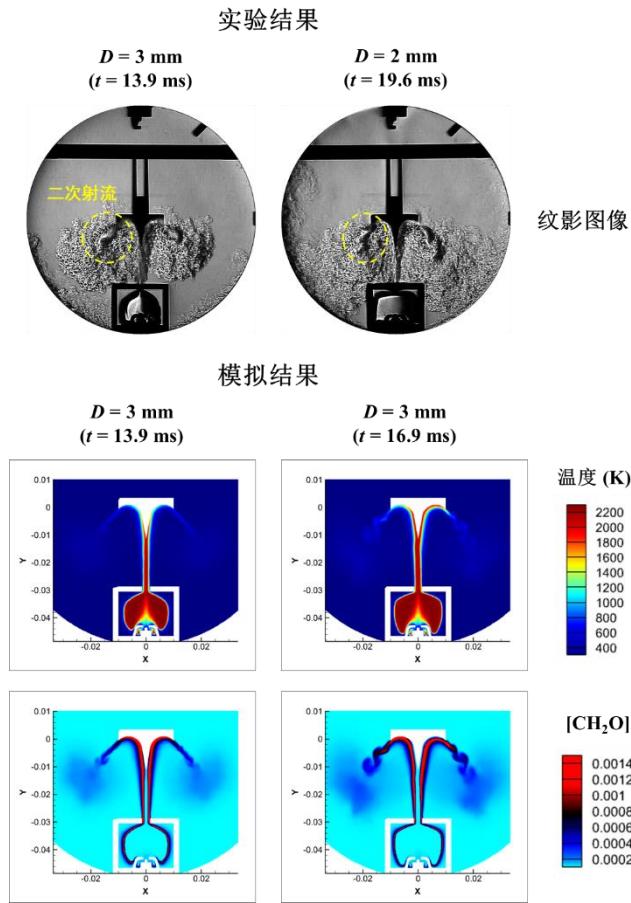


图 5.14 M 形壁面下的二次射流发展过程

5.4 本章小结

本章围绕主燃烧室结构设计，在被动射流点火模式下，探究了射流碰壁条件下的点火特性。通过定容燃烧弹实验，分别研究了不同碰壁距离和壁面形状对引燃区域和滞燃期的影响，并通过数值模拟揭示了影响机理，进而总结出针对实际发动机的主燃烧室设计原则。主要结论总结如下：

(1) 对于平板形壁面，在无量纲碰壁距离 H/D 为 5.7~20 ($H = 20, 30, 40 \text{ mm}$; $D = 2, 2.5, 3, 3.5 \text{ mm}$) 的范围内，实验观测到两种点火模式。对于模式I，由壁面附近引燃，火焰最初附着于壁面，然后沿壁面发展。此模式发生于大多数工况下 ($D = 3 \text{ mm}, 2.5 \text{ mm}, H = 20 \sim 40 \text{ mm}$)。 $\lambda = 1$ 时，不同碰壁距离下滞燃期 (MFB05) 变化不大，最大差异在 2 ms 内。相比之下，稀燃条件下射流碰壁对滞燃期的影响更加明显。 $\lambda = 1.3$ 时，与自由射流相比， $H = 30 \text{ mm}$ 下 MFB05 减少 3.3 ms ($D = 3 \text{ mm}$)，而对于 $H = 20 \text{ mm}$ ，MFB05 增加 6.6 ms ($D = 2.5 \text{ mm}$)。对于模式II，由射流根部引燃，火焰逐渐靠近壁面，并且引燃区域对碰壁距离的变化不敏感。此模

式仅在 $\lambda=1$ 、较小孔径即 $D=2\text{ mm}$ 时发生。在不同碰壁距离下 ($H=20\sim40\text{ mm}$)，MFB05 均减少，最大值为 3.4 ms。

(2) 模拟结果揭示了碰壁距离影响滞燃期的机理。当 H/D 小于 7 时，壁面位于自由射流的发展区（衰减区），不利于点火。相较于自由射流，滞止区内湍动能升高、 Da 数减小，着火概率降低，并产生更多热损失，使滞止效应带来的温升作用被削弱，导致滞燃期延长。相比之下，当 H/D 大于 7 时，壁面位于自由射流的充分发展区，射流碰壁可以通过滞止效应促进点火，使滞燃期缩短。因此，在主燃烧室设计中，应校核不同曲轴转角下由喷孔到燃烧室壁面的最短距离 H ，保证其对应的无量纲碰壁距离 H/D 大于 7，防止落入射流发展区。同时， H/D 在 20 以内时，可以充分利用射流碰壁的滞止效应，促进自由基射流相应条件下的点火。

(3) 使用尖劈结构的 V 形壁面，相较于平板形壁面，具有高湍动能的滞止区面积减小。将尖顶替换为圆顶时，滞止效应加强，但不能消除滞止区的较强湍流，使 Da 数无明显升高，着火概率变化不大。使用卷流形结构的 M 形壁面，产生了初始火焰脱离喷孔、呈现浮起状态的点火模式。实验和模拟均观测到二次射流中的不稳定尾流现象，其中 CH_2O 自由基向主射流两侧的不断扩散，且 Da 数较高，形成了射流引燃的有利条件。在主燃烧室设计中，可以引入卷流形结构，用于分裂射流和诱导二次射流，在空间中形成更多着火点，提高初始引燃面积。

第6章 结论与展望

6.1 主要研究工作与结论

本论文以氨等低活性碳中和燃料在火花点火发动机中的应用为背景，围绕预燃室射流点火模式，采用定容燃烧弹和光学发动机实验，结合三维数值模拟，研究了射流间相互作用、高活性主动射流、射流碰壁三种条件下的点火特性，揭示了预燃室射流引燃能力的参数影响和机理，并提出了针对低活性燃料和稀燃条件强化射流点火与燃烧的调控策略。

主要结论总结如下。

一、预燃室多孔射流间相互作用下的点火特性

围绕被动射流点火模式，首先基于定容燃烧弹可视化实验和数值模拟，分析了单孔结构下火焰射流和自由基射流两种点火模式的基本特性，然后探究了交叉和非等径两种喷孔结构下射流间相互作用对点火特性的影响，最后通过光学发动机实验，分别验证了射流点火相比火花点火、异型喷孔相比常规喷孔对于提高燃烧速率、控制引燃区域、改善着火稳定性的影响。

(1) 根据射流中有无自由基的淬熄，预燃室点火模式可分为火焰射流引燃和自由基射流引燃模式。前者发生于较大喷孔直径 ($D = 4 \text{ mm}$) 下，射流不存在淬熄，反应进程 C 接近 1，本质即为火焰传播。后者发生于较小孔径 ($D = 2\sim3 \text{ mm}$) 下，射流发生部分淬熄，形成包含热燃烧产物和活性自由基（例如 CH_2O ）的热射流，反应进程 C 大部分小于 1，而 OH 表征的高温反应区局限于射流根部。自由基引燃模式下，射流贯穿距较远、速度较高，滞燃期较长但燃烧持续期较短。

(2) 相较于传统火花点火 (SI)，得益于多点点火和强湍流，被动射流点火 (JI) 在化学计量比和稀燃条件下均具有更高的燃烧速率。以氨能量比例 $E_{\text{NH}_3} = 13.7\%$ 的氨-甲醇溶液为燃料，发现在 $\lambda = 1\sim1.4$ 、相同点火角度下，JI 模式下初期火焰发展更快，最大全局火焰速度由 $7\sim9 \text{ m/s}$ 增大为 $12\sim16 \text{ m/s}$ 。同时，滞燃期 (ST-CA05) 和燃烧持续期 (CA05-CA90) 均减少，总体上缩短了 $19.5\sim38.2\%$ 。然而，在低活性条件下，即接近稀燃极限 ($\lambda = 1.6$) 和提高氨掺混比例 ($E_{\text{NH}_3} = 30\%$) 时，被动射流的引燃能力下降，表现为射流贯穿距降低，射流火焰呈不规则和不对称发展，且引燃初期的火焰分布概率降低，循环变动增大。

(3) 多孔射流间相互作用对引燃区域和着火稳定性具有重要影响。采用交叉喷孔，通过两束自由基射流汇聚的相互作用形式，实现了将射流引燃区域控制在交

叉点附近。实验发现，交叉角度 $\theta=15\sim30^\circ$ 时，引燃区域均位于交叉点附近，而交叉点靠近喷孔($\theta=45^\circ$)时，引燃区域位于交叉点以上，且滞燃期缩短。相比之下，平行喷孔下引燃区域随工况而变化，具有较高的随机性。在光学发动机中，与不交叉构型相比，交叉喷孔下引燃概率显著提高，从而验证了以上结论。

(4) 采用非等径喷孔，在合理的孔径比($1 < D_1/D_2 \leq 2$)下，可以通过大喷孔火焰射流与小喷孔自由基射流的相互作用，促进火焰沿射流径向的发展。在光学发动机中，相较于等径喷孔，大喷孔形成了贯穿更远的火焰射流，随后引燃了小喷孔射流，促进了喷孔附近、气缸内侧区域的火焰发展。而过大的孔径差异($D_1/D_2 = 4$)导致小喷孔的射流速度下降，引燃能力降低。

二、预燃室高活性主动射流的点火特性

围绕主动射流点火模式，首先通过定容燃烧弹实验，获得了主动射流强度特征(包括速度和活性)的各参数影响机理，然后探究了高活性甲醇射流对氨燃料混合气的引燃效果，并提出了针对低活性燃料和稀燃条件下强化点火与燃烧的调控策略，最后在光学发动机中验证了调控策略的应用效果。

(1) 在背景气为空气，不同喷孔结构和喷射参数下，根据预燃室和主燃室最大压比 p_r 的不同，主动射流存在亚音速、跨音速、超音速三种模态。喷孔直径 $D=3, 4, 5\text{ mm}$ 时，射流均处于亚音速状态，最大 p_r 低于临界值1.83， 5 mm 的热射流面积最大、活性最高。孔径减小为 2 mm 时，预燃室压力升高率和最高压力显著提高。随着喷射脉宽 t_{inj} 的增大，最大 p_r 由2.28升至4以上，射流处于中度、高度欠膨胀状态，分别出现菱形、桶形激波串结构。当 t_{inj} 继续增大时，预燃室内燃料过浓，最大 p_r 逐渐降低。 t_{inj} 一定、混合时间 Δ 延长时，预燃室内预混程度提高且接近静止流场状态，最大 p_r 降低。此外，喷孔长径比对射流特性的影响可忽略不计，负荷(初始压力和温度)增大时，最大 p_r 和射流强度增加。

(2) 采用高活性甲醇主动射流，通过调控预燃室全局当量比和混合时间，选择合理孔径，实现了低活性氨燃料稀混合气的稳定引燃，并提高了燃烧速率。在不同主燃室过量空气系数 λ 下，稳定着火的预燃室全局当量比略浓，下限约为1.35，上限随 λ 的增大而增大， $\lambda=1.2$ 时约为1.5， $\lambda=1.4$ 和1.6时约为1.8。燃烧过程呈现先急后缓的两阶段放热特征，大致以MFB50为界，第一阶段由高活性甲醇射流火焰主导，第二阶段由氨火焰传播主导。同时，不同 λ 下存在最佳喷射脉宽，使滞燃期和燃烧持续期最短。混合时间不宜过短，以接近均质预混状态。对于孔径的影响， $D=5\text{ mm}$ 和 4 mm 时，着火边界大致相同。孔径减小为 3 mm 时，射流活性降低，火焰集中于射流下游， $\lambda=1.4$ 时为单阶段放热，燃烧持续期缩短， $\lambda=1.6$ 时发生失火；而孔径为 2 mm 时，不同当量比下均出现失火。

(3) 应用上述调控策略, 在光学发动机中验证了主动射流点火对低活性条件缸内燃烧的改善效果。不同于被动射流, 得益于主动射流活性的提高, 引燃初期射流火焰呈现连续分布, 未出现明显淬熄。调节最佳喷射脉宽、控制预燃室当量比略浓时, 对于 7 mol/L 氨-甲醇溶液, 相较于被动射流点火 (PJI) 和传统火花点火 (SI) 模式, 主动射流点火 (AJI) 将稀燃极限拓展至 $\lambda = 2$ 。孔径 1.27 mm 的 6 孔结构下, $\lambda = 1.6$ 时, AJI 和 PJI 模式的燃烧持续期相较 SI 模式分别减少 32.5 %、49.6 %; $\lambda = 1.8$ 时, 获得最高指示热效率, 达到 36.3 %; $\lambda = 2$ 时仍稳定运行, CoV_{IMEP} 约为 2.4 %, 且保持较高的燃烧速率, 滞燃期、燃烧持续期仅分别增加 1.5 °CA、2.7 °CA, 从而实现了低活性燃料和稀燃条件下的稳定点火和快速燃烧。

三、预燃室射流碰壁条件下的点火特性

围绕主燃烧室结构设计, 在被动射流点火模式下, 探究了射流碰壁条件下的点火特性。通过定容燃烧弹实验, 分别研究了不同碰壁距离和壁面形状对引燃区域和滞燃期的影响, 并通过数值模拟揭示了影响机理, 进而总结出针对实际发动机的主燃烧室设计原则。

(1) 对于平板形壁面, 在无量纲碰壁距离 H/D 为 5.7~20 ($H = 20, 30, 40 \text{ mm}$; $D = 2, 2.5, 3, 3.5 \text{ mm}$) 的范围内, 实验观测到两种点火模式。对于模式 I, 由壁面附近引燃, 火焰最初附着于壁面, 然后沿壁面发展。此模式发生于大多数工况下 ($D = 3 \text{ mm}, 2.5 \text{ mm}, H = 20\text{--}40 \text{ mm}$)。 $\lambda = 1$ 时, 不同碰壁距离下滞燃期 (MFB05) 变化不大, 最大差异在 2 ms 内。相比之下, 稀燃条件下射流碰壁对滞燃期的影响更加明显。 $\lambda = 1.3$ 时, 与自由射流相比, $H = 30 \text{ mm}$ 下 MFB05 减少 3.3 ms ($D = 3 \text{ mm}$), 而对于 $H = 20 \text{ mm}$, MFB05 增加 6.6 ms ($D = 2.5 \text{ mm}$)。对于模式 II, 由射流根部引燃, 火焰逐渐靠近壁面, 并且引燃区域对碰壁距离的变化不敏感。此模式仅在 $\lambda = 1$ 、较小孔径即 $D = 2 \text{ mm}$ 时发生。在不同碰壁距离下 ($H = 20\text{--}40 \text{ mm}$), MFB05 均减少, 最大值为 3.4 ms。

(2) 模拟结果揭示了碰壁距离影响滞燃期的机理。当 H/D 小于 7 时, 壁面位于自由射流的发展区 (衰减区), 不利于点火。相较于自由射流, 滞止区内湍动能升高、 Da 数减小, 着火概率降低, 并产生更多热损失, 使滞止效应带来的温升作用被削弱, 导致滞燃期延长。相比之下, 当 H/D 大于 7 时, 壁面位于自由射流的充分发展区, 射流碰壁可以通过滞止效应促进点火, 使滞燃期缩短。因此, 在主燃烧室设计中, 应校核不同曲轴转角下由喷孔到燃烧室壁面的最短距离 H , 保证其对应的无量纲碰壁距离 H/D 大于 7, 防止落入射流发展区。同时, H/D 在 20 以内时, 可以充分利用射流碰壁的滞止效应, 促进自由基射流相应条件下的点火。

(3) 使用尖劈结构的 V 形壁面, 相较于平板形壁面, 具有高湍动能的滞止区

面积减小。将尖顶替换为圆顶时，滞止效应加强，但不能消除滞止区的较强湍流，使 Da 数无明显升高，着火概率变化不大。使用卷流形结构的 M 形壁面，产生了初始火焰脱离喷孔、呈现浮起状态的点火模式。实验和模拟均观测到二次射流中的不稳定尾流现象，其中 CH_2O 自由基向主射流两侧的不断扩散，且 Da 数较高，形成了射流引燃的有利条件。在主燃烧室设计中，可以引入卷流形结构，用于分裂射流和诱导二次射流，在空间中形成更多着火点，提高初始引燃面积。

6.2 未来研究展望

在本文研究结果的基础上，未来可针对以下方向继续开展研究：

(1) 将预燃室射流点火与自燃相结合，通过稀混合气的温和自燃，即“爆而不震”的燃烧模态，可以极大地加快射流引燃后的火焰传播，具有进一步提高燃烧等容度和热效率的潜力。未来可以通过光学发动机，在更高压缩比和稀燃条件下，揭示预燃室射流点火模式下的自然与爆震燃烧过程，并探究其运行边界。

(2) 开发内部可视的主动预燃室，基于定容燃烧弹中的光学诊断，解析预燃室狭小空间内液体燃料喷雾碰壁、蒸发、混合，以及预燃室内点火和火焰传播、主燃室中射流引燃和火焰传播的全过程，有助于揭示相关机理，辅助 CFD 模型标定，为主动预燃室点火系统的设计与优化提供指导。

(3) 提出更多创新性的预燃室结构设计，并验证其应用效果。例如，采用双层嵌套和可动机构，使喷孔直径可调，提高不同负荷、转速等工况下的适应性；采用变截面的 Laval 式喷孔，以提高压比和射流速度，强化点火和燃烧。

(4) 将预燃室点火与其他高能点火方式相结合，即替换传统火花塞放电，采用高压纳秒脉冲放电、微波等离子体放电、激光诱导等离子体放电等，或者采用电热塞加热，可以进一步提高预燃室点火能量，拓展被动预燃室点火的应用范围。

(5) 针对天然气（主要为甲烷）、氨、甲醇等难以直接压燃的低十六烷值燃料，采用主动预燃室射流引燃气相/液相喷雾的燃烧模式，在定容燃烧弹、快速压缩机、光学发动机的基础平台上，通过光学可视化手段解析其点火与燃烧过程，探究不同参数的影响和着火边界，促进氨、甲醇等低碳燃料燃烧系统的开发。

参考文献

- [1] 黄震, 谢晓敏. 碳中和愿景下的能源变革[J]. 中国科学院院刊, 2021, 36(9): 1010-1018.
- [2] Net Zero by 2050 A Roadmap for the Global Energy Sector[M/OL]. 2021 [2024-03-01]. <https://www.iea.org/reports/net-zero-by-2050>.
- [3] World Energy Outlook 2023[M/OL]. 2023 [2024-03-01]. <http://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023>.
- [4] 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(4): 417-439.
- [5] Reitz R D, Ogawa H, Payri R, et al. IJER editorial: The future of the internal combustion engine[J]. International Journal of Engine Research, 2019, 21(1): 3-10.
- [6] Kimura K, Sakai H, Omura T, et al. Development of 50% Thermal Efficiency SI Engine to Contribute Realization of Carbon Neutrality[C]. SAE Technical Paper, 2023, 2023-01-0241.
- [7] Dunn-Rankin D, Therkelsen P. Lean Combustion[M]. Second Edition. Boston: Academic Press, 2016.
- [8] Briggs T, Alger T, Mangold B. Advanced Ignition Systems Evaluations for High-Dilution SI Engines[J]. SAE International Journal of Engines, 2014, 7(4): 1802-1807.
- [9] Azarmanesh S, Targhi M Z. Comparison of laser ignition and spark plug by thermodynamic simulation of multi-zone combustion for lean methane-air mixtures in the internal combustion engine[J]. Energy, 2021, 216: 119309.
- [10] Mariani A. Radio frequency spark plug: An ignition system for modern internal combustion engines[J]. Applied Energy, 2014, 122: 151-161.
- [11] Nguyen M T, Shy S S, Chen Y R, et al. Conventional spark versus nanosecond repetitively pulsed discharge for a turbulence facilitated ignition phenomenon[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2021, 38(2): 2801-2808.
- [12] Zhang X, Wang Z, Wu H, et al. Propulsive effect of microwave-induced plasma jet on spark ignition of CO₂-diluted CH₄-air mixture[J]. Combustion and Flame, 2021, 229: 111400.
- [13] Sturm M, Banck A, Rickert C, et al. Combined Heat and Power with the Caterpillar G20CM34 Gas Engine[J]. MTZ worldwide, 2020, 81(5): 52-57.
- [14] Harrington A, Bassett M, Cooper A, et al. MAHLE Modular Hybrid Powertrain for Large Passenger Cars and Light Commercial Vehicles[C]. SAE Technical Paper, 2022, 2022-37-0012.

- [15] Xiong Q, Wan Z, Liu L, et al. Numerical analysis of combustion process and pressure oscillation phenomena in low-pressure injection natural gas/diesel dual fuel low speed marine engine[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2023, 42: 101913.
- [16] Liu F, Zhou L, Zhang Y, et al. Effects of Cooled Exhaust Gas Recirculation Combined With Prechamber Jet Ignition on the Combustion Characteristics in a Kerosene-Fueled Spark Ignition Engine[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2022, 145(2): 021001.
- [17] Stadler A, Sauerland H, Härtl M, et al. The Potential of Gasoline Fueled Pre Chamber Ignition Combined with Elevated Compression Ratio[C]. SAE Technical Paper, 2020, 2020-01-0279.
- [18] Zhao Z, Cui H. Numerical investigation on combustion processes of an aircraft piston engine fueled with aviation kerosene and gasoline[J]. Energy, 2022, 239: 122264.
- [19] Zhu S, Akehurst S, Lewis A, et al. A review of the pre-chamber ignition system applied on future low-carbon spark ignition engines[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2022, 154: 111872.
- [20] Toulson E, Schock H J, Attard W P. A review of pre-chamber initiated jet ignition combustion systems[C]. SAE Technical Paper, 2010, 2010-01-2263.
- [21] Yu S, Zheng M. Future gasoline engine ignition: A review on advanced concepts[J]. International Journal of Engine Research, 2020, 22(6): 1743-1775.
- [22] Alvarez C E C, Couto G E, Roso V R, et al. A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 128: 107-120.
- [23] MAHLE. MAHLE Jet Ignition®[EB/OL]. [2024-03-01]. <https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/mahle-jet-ignition/>.
- [24] Toulson E, Huisjen A, Chen X, et al. Visualization of Propane and Natural Gas Spark Ignition and Turbulent Jet Ignition Combustion[J]. SAE International Journal of Engines, 2012, 5(4): 1821-1835.
- [25] Kyrtatos P, Bardis K, Bolla M, et al. Transferability of Insights from Fundamental Investigations into Practical Applications of Prechamber Combustion Systems[C]. Ignition Systems for Gasoline Engines : 4th International Conference, 2018.
- [26] Zhou H, Meng S, Han Z. Combustion characteristics and misfire mechanism of a passive pre-chamber direct-injection gasoline engine[J]. Fuel, 2023, 352: 129067.
- [27] Rajasegar R, Srna A, Novella R, et al. Exploring the EGR Dilution Limits of a Pre-Chamber Ignited Heavy-Duty Natural Gas Engine Operated at Stoichiometric Conditions - An Optical Study[C]. SAE Technical Paper, 2023, 2023-01-0256.
- [28] Zhang X, Tian J, Cui Z, et al. Visualization study on the effects of pre-chamber jet ignition and methane addition on the combustion characteristics of ammonia/air mixtures[J]. Fuel, 2023, 338: 127204.

- [29] 蔡俊千. 发动机低活性氛围中预燃室射流点火机制大涡模拟研究[D]. 天津: 天津大学, 2022.
- [30] Sharma P, Tang Q, Marquez M E, et al. Active and passive prechamber assisted engine combustion: simultaneous 50kHz formaldehyde PLIF and OH* visualization[J]. Combustion and Flame, 2023, 256: 112989.
- [31] Oppenheim A. Combustion in Piston Engines[M]. New York: Springer, 2004.
- [32] Gussak L A. High chemical activity of incomplete combustion products and a method of prechamber torch ignition for avalanche activation of combustion in internal combustion engines[C]. SAE Technical Paper, 1975, 750890.
- [33] Turkish M C. 3 - Valve Stratified Charge Engines: Evolvement, Analysis and Progression[C]. SAE Technical Paper, 1974, 741163.
- [34] Date T, Yagi S, Ishizuya A, et al. Research and Development of the Honda CVCC Engine[C]. SAE Technical Paper, 1974, 740605.
- [35] Attard W P, Fraser N, Parsons P, et al. A Turbulent Jet Ignition pre-chamber combustion system for large fuel economy improvements in a modern vehicle powertrain[C]. SAE Technical Paper, 2010, 2010-01-1457.
- [36] Attard W P, Blaxill H. A Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Ignition Combustion System at Unthrottled Conditions[J]. SAE International Journal of Engines, 2012, 5(2): 315-329.
- [37] Trombley G, Toulson E. A fuel-focused review of pre-chamber initiated combustion[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 298: 117765.
- [38] Wang Z, Qi Y, Sun Q, et al. Ammonia combustion using hydrogen jet ignition (AHJI) in internal combustion engines[J]. Energy, 2024, 291: 130407.
- [39] Liu Z, Zhou L, Zhong L, et al. Enhanced combustion of ammonia engine based on novel air-assisted pre-chamber turbulent jet ignition[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 276: 116526.
- [40] Wang Y, Zhou X, Liu L. Feasibility study of hydrogen jet flame ignition of ammonia fuel in marine low speed engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(1): 327-336.
- [41] Yamaguchi S, Ohiwa N, Hasegawa T. Ignition and burning process in a divided chamber bomb[J]. Combustion and Flame, 1985, 59: 177-187.
- [42] Biswas S, Tanvir S, Wang H, et al. On Ignition Mechanisms of Premixed CH₄/Air and H₂/Air Using a Hot Turbulent Jet Generated by Pre-chamber Combustion[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 925-937.
- [43] Biswas S. Dimensionless Quantities in Pre-chamber Turbulent Jet Ignition of Premixed Methane/Air[M]//Biswas S. Alternative Fuels and Advanced Combustion Techniques as Sustainable Solutions for Internal Combustion Engines. Singapore: Springer Singapore, 2021: 257-279.

- [44] Sadanandan R, Markus D, Schiebl R, et al. Detailed investigation of ignition by hot gas jets[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2007, 31(1): 719-726.
- [45] Sadanandan R, Schiebl R A, Markus D, et al. 2D Mixture Fraction Studies in a Hot-Jet Ignition Configuration Using NO-LIF and Correlation Analysis[J]. Flow, Turbulence and Combustion, 2011, 86(1): 45-62.
- [46] Sidey J A M, Mastorakos E. Pre-chamber ignition mechanism: Simulations of transient autoignition in a mixing layer between reactants and partially-burnt products[J]. Flow, Turbulence and Combustion, 2018, 101(4): 1093-1102.
- [47] Malé Q, Vermorel O, Ravet F, et al. Direct numerical simulations and models for hot burnt gases jet ignition[J]. Combustion and Flame, 2021, 223: 407-422.
- [48] Cai J, Sun K, Feng Y, et al. Turbulent jet ignition of ultra-lean methane/air mixture under engine-like condition[J]. Physics of Fluids, 2021, 33(11): 115121.
- [49] Qin F, Shah A, Huang Z W, et al. Detailed numerical simulation of transient mixing and combustion of premixed methane/air mixtures in a pre-chamber/main-chamber system relevant to internal combustion engines[J]. Combustion and Flame, 2018, 188: 357-366.
- [50] Validi A, Schock H, Jaber F. Turbulence–Combustion Interactions in Premixed and Non-premixed Flames Generated by Hot Active Turbulent Jets[J]. Flow, Turbulence and Combustion, 2021, 106(3): 849-880.
- [51] Benekos S, Frouzakis C, Giannakopoulos G, et al. Prechamber ignition: An exploratory 2-D DNS study of the effects of initial temperature and main chamber composition[J]. Combustion and Flame, 2020, 215: 10-27.
- [52] Chi C, Abdelsamie A, Thévenin D. Transient Ignition of Premixed Methane/Air Mixtures by a Pre-chamber Hot Jet: a DNS Study[J]. Flow, Turbulence and Combustion, 2021, 108(3): 775-795.
- [53] Benajes J, Novella R, Gomez-Soriano J, et al. Computational assessment towards understanding the energy conversion and combustion process of lean mixtures in passive pre-chamber ignited engines[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 178: 115501.
- [54] Benajes J, Novella R, Gomez-Soriano J, et al. Evaluation of the passive pre-chamber ignition concept for future high compression ratio turbocharged spark-ignition engines[J]. Applied Energy, 2019, 248: 576-588.
- [55] Kim J, Scarcelli R, Som S, et al. Assessment of turbulent combustion models for simulating prechamber ignition in a natural gas engine[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2021, 143(9): 091004.
- [56] Maxson J A, Hensinger D M, Hom K, et al. Performance of Multiple Stream Pulsed Jet Combustion Systems[C]. SAE Technical Paper, 1990, 910565.
- [57] Wakai K, Kito S, Sumida I. Effect of Small Hydrogen Jet Flame on Augmentation of Lean Combustion[C]. SAE Technical Paper, 1993, 931943.

- [58] Murase E, Ono S, Hanada K. Pulsed Combustion Jet Ignition in Lean Mixtures[C]. SAE Technical Paper, 1994, 942048.
- [59] Chung S-S, Ha J-Y, Park J-S, et al. Rapid Bulk Combustion of Lean Premixture by Using Radical Injection Method and an Application to an Actual Engine[C]. SAE Technical Paper, 2003, 2003-01-3212.
- [60] Akhtar M S, Sun S, Ma X, et al. Effect of the Pre-Chamber Orifice Geometry on Ignition and Flame Propagation with a Natural Gas Spark Plug[C]. SAE Technical Paper, 2017, 2017-01-2338.
- [61] Biswas S, Qiao L. Ignition of Ultra-Lean Premixed H₂/air using Multiple Hot Turbulent Jets Generated by Pre-chamber Combustion[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 132.
- [62] Allison P, M. de Oliveira P, Giusti A, et al. Pre-chamber ignition mechanism: Experiments and simulations on turbulent jet flame structure[J]. Fuel, 2018, 230: 274-281.
- [63] Sun S, Ma Y, Cui L, et al. Effect of Single and Double-Deck Pre-Chamber Designs to the Combustion Characteristics of Premixed CH₄/Air[C]. SAE Technical Paper, 2018, 2018-01-1688.
- [64] Wöbke M, Reinicke P-B, Rieß M, et al. Characterization of the Ignition and Early Flame Propagation of Pre-Chamber Ignition System in a High Pressure Combustion Cell[C]. Ignition Systems for Gasoline Engines : 4th International Conference, 2018.
- [65] Tian J, Cui Z, Ren Z, et al. Experimental study on jet ignition and combustion processes of natural gas[J]. Fuel, 2020, 262: 116467.
- [66] Vera-Tudela W, Barro C, Boulouchos K. Investigations on spark pre-chamber ignition and subsequent turbulent jet main chamber ignition in a novel optically accessible test rig[J]. International Journal of Engine Research, 2022, 23(9): 1543-1555.
- [67] Liu P, Zhong L, Zhou L, et al. The ignition characteristics of the pre-chamber turbulent jet ignition of the hydrogen and methane based on different orifices[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(74): 37083-37097.
- [68] Wang B, Xie F, Hong W, et al. The effect of structural parameters of pre-chamber with turbulent jet ignition system on combustion characteristics of methanol-air pre-mixture[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 274: 116473.
- [69] Jeelan basha K b, Balasubramani S, Sivasankaralingam V. Effect of pre-chamber geometrical parameters and operating conditions on the combustion characteristics of the hydrogen-air mixtures in a pre-chamber spark ignition system[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(65): 25593-25608.
- [70] Wei F, Lu M, Long W, et al. Optical experiment study on Ammonia/Methanol mixture combustion performance induced by methanol jet ignition in a constant volume combustion bomb[J]. Fuel, 2023, 352: 129090.

- [71] Wang Z, Ji C, Zhang T, et al. Effect of ammonia addition on combustion characteristics of hydrogen/air using passive turbulent jet ignition[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 236: 121827.
- [72] Gentz G, Thelen B, Gholamisheeri M, et al. A study of the influence of orifice diameter on a turbulent jet ignition system through combustion visualization and performance characterization in a rapid compression machine[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 81: 399-411.
- [73] Tanoue K, Kimura T, Jimoto T, et al. Study of prechamber combustion characteristics in a rapid compression and expansion machine[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 115: 64-71.
- [74] Chinnathambi P, Thelen B, Naylor M, et al. Performance Assessment of a Single Jet, Dual Diverging Jets, and Dual Converging Jets in an Auxiliary Fueled Turbulent Jet Ignition System[C]. SAE Technical Paper, 2018, 2018-01-1135.
- [75] Xu G, Wright Y, Boulouchos K, et al. Experimental and numerical investigations of the unscavenged prechamber combustion in a rapid compression and expansion machine under engine-like conditions[J]. Combustion and Flame, 2019, 204: 68-84.
- [76] Li F, Zhao Z, Wang Z, et al. Experimental and Numerical Study of a Methane-Fueled Pre-chamber System in Rapid Compression Machine[J]. Combustion Science and Technology, 2019, 193: 1-32.
- [77] Bueschke W, Szwajca F, Wislocki K. Experimental Study on Ignitability of Lean CNG/Air Mixture in the Multi-Stage Cascade Engine Combustion System[C]. SAE Technical Paper, 2020, 2020-01-2084.
- [78] Chinnathambi P, Thelen B, Cook D, et al. Performance metrics for fueled and unfueled turbulent jet igniters in a rapid compression machine[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 182: 115893.
- [79] Novella R, De la Morena J, Pagano V, et al. Optical evaluation of orifice orientation and number effects on active pre-chamber spark ignition combustion[J]. Fuel, 2023, 338: 127265.
- [80] Feng Y, Yamazaki R, Sok R, et al. Effects of Pre-Chamber Internal Shape on CH₄-H₂ Combustion Characteristics Using Rapid-Compression Expansion Machine Experiments and 3D-CFD Analysis[C]. SAE Technical Paper, 2023, 2023-24-0043.
- [81] Kawabata Y, Mori D. Combustion diagnostics and improvement of a prechamber lean-burn natural gas engine[C]. SAE Technical Paper, 2004, 2004-01-0979.
- [82] Laget O, Chevillard S, Pilla G, et al. Investigations on Pre-chamber Ignition Device Using Experimental and Numerical Approaches[C]. SAE Technical Paper, 2019, 2019-01-2163.
- [83] Korb B, Kuppa K, Nguyen H D, et al. Experimental and numerical investigations of charge motion and combustion in lean-burn natural gas engines[J]. Combustion and Flame, 2020, 212: 309-322.

- [84] Tang Q, Sampath R, Sharma P, et al. Study on the effects of narrow-throat pre-chamber geometry on the pre-chamber jet velocity using dual formaldehyde PLIF imaging[J]. Combustion and Flame, 2022, 240: 111987.
- [85] Di Sabatino F, Martinez-Hernandez P J, Novella Rosa R, et al. Investigation of the effects of passive pre-chamber nozzle pattern and ignition system on engine performance and emissions[J]. International Journal of Engine Research, 2023, 24(6): 2592-2613.
- [86] Antolini J, Sementa P, Tornatore C, et al. Effect of passive pre-chamber orifice diameter on the methane combustion process in an optically accessible SI engine[J]. Fuel, 2022: 126990.
- [87] Chen L, Zhang S, Zhang R, et al. Optical experiments on the effect of turbulent jet ignition on lean burning and engine knocking[J]. Fuel, 2022, 307: 121869.
- [88] Zhu C, Wooldridge M S. An experimental investigation of the effects of fuel injection pressure and engine speed and load on pre-chamber combustion characteristics[J]. Fuel, 2024, 366: 131220.
- [89] Zhou L, Song Y, Hua J, et al. Effects of different hole structures of pre-chamber with turbulent jet ignition on the flame propagation and lean combustion performance of a single-cylinder engine[J]. Fuel, 2022, 308: 121902.
- [90] Qi Y, Shepherd J E. Ignition of hexane-air mixtures by highly under-expanded hot jets[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2022, 39(3): 2979-2990.
- [91] Moen I O, Donato M, Knystautas R, et al. Flame acceleration due to turbulence produced by obstacles[J]. Combustion and Flame, 1980, 39(1): 21-32.
- [92] Seitz F, Markus D, Grosshans H, et al. Effects of nozzle geometry on the reignition by hot gas jets[J]. Combustion Science and Technology, 2019, 191(2): 296-310.
- [93] Biswas S, Qiao L. Prechamber Hot Jet Ignition of Ultra-Lean H₂/Air Mixtures: Effect of Supersonic Jets and Combustion Instability[J]. SAE International Journal of Engines, 2016, 9(3): 1584-1592.
- [94] Biswas S, Qiao L. A Numerical Investigation of Ignition of Ultra-Lean Premixed H₂/Air Mixtures by Pre-Chamber Supersonic Hot Jet[J]. SAE International Journal of Engines, 2017, 10(5): 2231-2247.
- [95] Li G, Cai Y, Liu H, et al. Effect of initial pressure on the propagation characteristics of supersonic turbulent jets in fuel jet ignition[J]. Fuel, 2023, 331: 125901.
- [96] Gentz G, Toulson E. Experimental Studies of a Liquid Propane Auxiliary Fueled Turbulent Jet Igniter in a Rapid Compression Machine[J]. SAE International Journal of Engines, 2016, 9(2): 777-785.
- [97] Müller C, Pischinger S, Tews S, et al. Analysis of experimental results with an active pre-chamber ultra-lean burn SI engine[J]. International Journal of Engine Research, 2021, 22(10): 3103-3127.

- [98] Cooper A, Harrington A, Bassett M, et al. Application of the Passive MAHLE Jet Ignition System and Synergies with Miller Cycle and Exhaust Gas Recirculation[C]. SAE Technical Paper, 2020, 2020-01-0283.
- [99] Rajasegar R, Niki Y, Garcia-Oliver J, et al. Fundamental insights on ignition and combustion of natural gas in an active fueled pre-chamber spark-ignition system[J]. Combustion and Flame, 2021, 232: 111561.
- [100] Hlaing P, Echeverri Marquez M, Cenker E, et al. Effects of volume and nozzle area in narrow-throat spark-ignited pre-chamber combustion engines[J]. Fuel, 2022, 313: 123029.
- [101] Silva M, Liu X, Hlaing P, et al. Computational assessment of effects of throat diameter on combustion and turbulence characteristics in a pre-chamber engine[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 212: 118595.
- [102] Vedula R T, Song R, Stuecken T, et al. Thermal efficiency of a dual-mode turbulent jet ignition engine under lean and near-stoichiometric operation[J]. International Journal of Engine Research, 2017, 18(10): 1055-1066.
- [103] Atis C, Chowdhury S S, Ayele Y, et al. Ultra-Lean and High EGR Operation of Dual Mode, Turbulent Jet Ignition (DM-TJI) Engine with Active Pre-chamber Scavenging[C]. SAE Technical Paper, 2020, 2020-01-1117.
- [104] Atis C A A, Ayele Y, Stuecken T, et al. Effect of pre-chamber scavenging strategy on EGR tolerance and thermal efficiency of pre-chamber turbulent jet ignition systems[J]. International Journal of Engine Research, 2023, 24(5): 1938-1960.
- [105] Wang Y, Shah B, Conway G, et al. Combustion Stabilization for Enriched D-EGR Applications via Air-Assisted Pre-Chambers[C]. SAE Technical Paper, 2021, 2021-01-0481.
- [106] 宋运通. 扫气式预燃室湍流射流点火对 EGR 稀释的汽油机性能影响研究[D]. 天津: 天津大学, 2022.
- [107] Zhou L, Ding Y, Li A Q, et al. Experimental study of gasoline engine with EGR dilution based on reactivity controlled turbulent jet ignition (RCTJI)[J]. Fuel, 2023, 331: 125744.
- [108] Liu Z, Zhou L, Wei H. Experimental investigation on the performance of pure ammonia engine based on reactivity controlled turbulent jet ignition[J]. Fuel, 2023, 335: 127116.
- [109] Liu Z, Wei H, Shu G, et al. Ammonia-hydrogen engine with reactivity-controlled turbulent jet ignition (RCTJI)[J]. Fuel, 2023, 348: 128580.
- [110] Zhao Z, Qi Y, Wang Z. Thermal efficiency optimization of a single cylinder gasoline engine based on active jet ignition[J]. International Journal of Engine Research, 2023, Online First.
- [111] 吴坚, 陈嘉雯, 杜家坤, 等. 稀燃条件下主动预燃室式直喷汽油机燃烧和排放特性研究[J]. 内燃机工程, 2021, 42(03): 55-60.

- [112] Wang B, Xie F, Hong W, et al. Extending ultra-lean burn performance of high compression ratio pre-chamber jet ignition engines based on injection strategy and optimized structure[J]. Energy, 2023, 282: 128433.
- [113] Zhan W, Chen H, Du J, et al. High Compression Ratio Active Pre-chamber Single-Cylinder Gasoline Engine with 50% Gross Indicated Thermal Efficiency[J]. ACS Omega, 2023, 8(5): 4756-4766.
- [114] Peters N, Krishna Pothuraju Subramanyam S, Bunce M, et al. Optimization of Lambda across the Engine Map for the Purpose of Maximizing Thermal Efficiency of a Jet Ignition Engine[C]. SAE Technical Paper, 2020, 2020-01-0278.
- [115] Kimura N, Kobayashi H, Ishikawa N. Study of Gasoline Pre-chamber combustion at Lean Operation[C]. Ignition Systems for Gasoline Engines : 4th International Conference, 2018.
- [116] Saroop A, Osborne R, Stokes J, et al. Development of a Pre-Chamber Combustion System for the Magma xEV Engine[C]. SAE Technical Paper, 2022, 2022-01-0422.
- [117] 胡轲, 晁岳栋, 胡袆诺, 等. 高效稀燃发动机预燃室试验研究[J]. 内燃机工程, 2023, 44(1): 84-89.
- [118] Wang L, Huang Z, Tao W, et al. Economy and emission characteristics of the optimal dilution strategy in lean combustion based on GDI gasoline engine equipped with prechamber[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2021, 13(12).
- [119] Wei F, Wang P, Cao J, et al. Visualization investigation of jet ignition ammonia-methanol by an ignition chamber fueled H₂[J]. Fuel, 2023, 349: 128658.
- [120] Dong P, Chen S, Dong D, et al. Future zero carbon ammonia engine: Fundamental study on the effect of jet ignition system characterized by gasoline ignition chamber[J]. Journal of Cleaner Production, 2024, 435: 140546.
- [121] Liu Y, Liu Y, Xie F, et al. Optical investigation of the influence of high-reactivity iso-octane turbulent jet ignition on the combustion characteristics of ammonia/air mixtures[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 242: 122489.
- [122] Wang Z, Ji C, Wang D, et al. Experimental investigation on combustion characteristics of ammonia/air using turbulent jet ignition with auxiliary oxygen in pre-chamber[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 243: 122622.
- [123] Dreizler A, B öhm B. Advanced laser diagnostics for an improved understanding of premixed flame-wall interactions[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2015, 35(1): 37-64.
- [124] Poinsot T, Veynante D. Theoretical and numerical combustion[M]. 2nd Edition. Philadelphia: Edwards, 2005.
- [125] Biswas S, Qiao L. Ignition of ultra-lean premixed hydrogen/air by an impinging hot jet[J]. Applied Energy, 2018, 228: 954-964.

- [126] Liu X, Echeverri Marquez M, Sanal S, et al. Computational assessment of the effects of pre-chamber and piston geometries on the combustion characteristics of an optical pre-chamber engine[J]. Fuel, 2023, 341: 127659.
- [127] Fu L, Ishima T, Long W, et al. Research on the Ignition-Chamber GDI Engine Combustion System[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2009, 4(1): 53-62.
- [128] Weng V, Gindele J, Töpfer G, et al. Investigation of the bowl-prechamber-ignition (BPI) concept in a direct injection gasoline engine at part load[C]. SAE Technical Paper, 1999, 1999-01-3658.
- [129] Kettner M, Rothe M, Velji A, et al. A New Flame Jet Concept to Improve the Inflammation of Lean Burn Mixtures in SI Engines[C]. SAE Technical Paper, 2005, 2005-01-3688.
- [130] Almatrafi F, Silva M, Ben Houidi M, et al. Numerical Investigation of the Effects of Piston Design and Injection Strategy on Passive Pre-chamber Enrichment[C]. SAE Technical Paper, 2022, 2022-01-1041.
- [131] Valera-Medina A, Xiao H, Owen-Jones M, et al. Ammonia for power[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2018, 69: 63-102.
- [132] Lhuillier C, Brequigny P, Contino F, et al. Experimental investigation on ammonia combustion behavior in a spark-ignition engine by means of laminar and turbulent expanding flames[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2021, 38(4): 5859-5868.
- [133] Li J, Zhang R, Pan J, et al. Ammonia and hydrogen blending effects on combustion stabilities in optical SI engines[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 280: 116827.
- [134] Uddeen K, Tang Q, Shi H, et al. Performance and emission analysis of ammonia-ethanol and ammonia-methane dual-fuel combustion in a spark-ignition engine: An optical study[J]. Fuel, 2024, 358: 130296.
- [135] Oh S, Park C, Kim S, et al. Natural gas-ammonia dual-fuel combustion in spark-ignited engine with various air-fuel ratios and split ratios of ammonia under part load condition[J]. Fuel, 2021, 290.
- [136] Liu S, Lin Z, Zhang H, et al. Impact of ammonia addition on knock resistance and combustion performance in a gasoline engine with high compression ratio[J]. Energy, 2023, 262: 125458.
- [137] Xin G, Ji C, Wang S, et al. Experimental study on the load control strategy of ammonia-hydrogen dual-fuel internal combustion engine for hybrid power system[J]. Fuel, 2023, 347: 128396.
- [138] Rehbein M C, Meier C, Eilts P, et al. Mixtures of Ammonia and Organic Solvents as Alternative Fuel for Internal Combustion Engines[J]. Energy and Fuels, 2019, 33(10): 10331-10342.

- [139] 何旭, 伍岳, 马骁, 等. 内燃机光学诊断试验平台和测试方法综述[J]. 实验流体力学, 2020, 34(3): 1-52.
- [140] 黄素逸. 动力工程现代测试技术[M]. 武汉: 华中科技大学, 2001.
- [141] 孙帅帅. 天然气发动机预燃室射流引燃模式可视化研究[D]. 北京: 清华大学, 2018.
- [142] Vera-Tudela W, Merotto L, Balmelli M, et al. Experimental study of the ignition of lean methane/air mixtures using inductive and NRPD ignition systems in the pre-chamber and turbulent jet ignition in the main chamber[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 252: 115012.
- [143] Docquier N, Candel S. Combustion control and sensors: a review[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2002, 28(2): 107-150.
- [144] Zhang Y, Ma X, Mao J, et al. Understanding Interaction between Reactive Jets in Pre-Chamber Ignition of Gaseous Fuel[C]. SAE Technical Paper, 2023, 2023-01-0241.
- [145] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3-17.
- [146] Otsu N. A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms[J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, 1979, 9(1): 62-66.
- [147] 刘圣华, 周龙保, 韩永强, 等. 内燃机学[M]. 第 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2017.
- [148] Miles P C. The History and Evolution of Optically Accessible Research Engines and Their Impact on Our Understanding of Engine Combustion[C]. ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2014.
- [149] Ma X, Ma Y, Wang Z, et al. Optical study on multi-time ignition mixed-mode combustion with gasoline and PODE[J]. Fuel, 2023, 335: 126910.
- [150] Gussak L A, Karpov V P, Tikhonov Y V. The application of lag-process in prechamber engines[C]. SAE Technical Paper, 1979, 790692.
- [151] Huang L-K, Wang M-J J. Image thresholding by minimizing the measures of fuzziness[J]. Pattern Recognition, 1995, 28(1): 41-51.
- [152] Zheng Z, Fang X, Liu H, et al. Study on the flame development patterns and flame speeds from homogeneous charge to stratified charge by fueling n-heptane in an optical engine[J]. Combustion and Flame, 2019, 199: 213-229.
- [153] Smith G P, Golden D M, Frenklach M, et al. GRI-Mech 3.0[EB/OL]. [2024-03-01]. <http://combustion.berkeley.edu/gri-mech>.
- [154] Pichler C, Nilsson E J K. Reduced Kinetic Mechanism for Methanol Combustion in Spark-Ignition Engines[J]. Energy and Fuels, 2018, 32(12): 12805-12813.
- [155] CONVERGE v3.0 Manual[M]. Convergent Science Inc.
- [156] Fukuda M, Korematsu K, Sakamoto M. On quenching distance of mixtures of methane and hydrogen with air[J]. Bulletin of the JSME, 1981, 24(193): 1192-1197.

- [157] Häber T, Suntz R. Effect of different wall materials and thermal-barrier coatings on the flame-wall interaction of laminar premixed methane and propane flames[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2018, 69: 95-105.
- [158] Kesler M, Rychter T J. A Jet Dispersed Combustion (JDC) Method to Stimulate Lean Burning in SI Piston Engines[C]. SAE Technical Paper, 1995, 951006.
- [159] Viskanta R. Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1993, 6(2): 111-134.
- [160] Albertson M L, Dai Y B, Jensen R A, et al. Diffusion of Submerged Jets[J]. American Society of Civil Engineers, 1950, 115: 639-664.
- [161] Peters N. Laminar flamelet concepts in turbulent combustion[J]. Symposium (International) on Combustion, 1988, 21(1): 1231-1250.
- [162] 徐通模, 惠世恩. 燃烧学[M]. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2017.
- [163] 徐旭常, 吕俊复, 张海. 燃烧理论与燃烧设备[M]. 第 2 版. 北京: 科学出版社, 2012.
- [164] Wang N, Liu J, Chang W L, et al. A numerical study of the combustion and jet characteristics of a hydrogen fueled turbulent hot-jet ignition (THJI) chamber[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2018, 43(45): 21102-21113.
- [165] Kojima J, Ikeda Y, Nakajima T. Spatially resolved measurement of OH*, CH*, and C2* chemiluminescence in the reaction zone of laminar methane/air premixed flames[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2000, 28(2): 1757-1764.
- [166] Zhang D, Gao Q, Li B, et al. Femtosecond laser-induced plasma spectroscopy for combustion diagnostics in premixed ammonia/air flames[J]. Applied Optics, 2019, 58(28): 7810-7816.
- [167] Zhang R, Chen L, Wei H, et al. Understanding the difference in combustion and flame propagation characteristics between ammonia and methane using an optical SI engine[J]. Fuel, 2022, 324: 124794.
- [168] Segments P, Tornatore C, Catapano F, et al. Custom-Designed Pre-Chamber: Investigating the Effects on Small SI Engine in Active and Passive Modes[J]. Energies, 2023, 16(13).
- [169] Munson B R, Okiishi T H, Huebsch W W, et al. Fundamentals of Fluid Mechanics[M]. 7th Edition. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [170] Franquet E, Perrier V, Gibout S, et al. Free underexpanded jets in a quiescent medium: A review[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2015, 77: 25-53.
- [171] 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.
- [172] Iglesias I, Vera M, Sánchez A, et al. Numerical analyses of deflagration initiation by a hot jet[J]. Combustion Theory and Modelling, 2012, 16: 994-1010.

- [173] Zhou L, Zhong L, Liu P, et al. Experimental observation of the combustion modes based on a novel multistage pre-chamber turbulent jet ignition (TJI) system[J]. Physics of Fluids, 2023, 35(6): 066113.
- [174] Beltaos S, Rajaratnam N. Impinging Circular Turbulent Jets[J]. American Society of Civil Engineers, 1974, 100: 1313-1328.
- [175] Thelen B C, Toulson E. A computational study on the effect of the orifice size on the performance of a turbulent jet ignition system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2017, 231(4): 536-554.
- [176] Goldstein R J, Behbahani A I, Heppelmann K K. Streamwise distribution of the recovery factor and the local heat transfer coefficient to an impinging circular air jet[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1986, 29(8): 1227-1235.
- [177] Anderson A C, Chen T N, Hutchins W T. The development and application of design criteria for precombustion chambers on natural gas fueled engines[C]. ASME Energy Sources Technology Conference and Exhibition, 1984, 84-DGP-1.
- [178] Olsen D, Adair J, Willson B. Precombustion Chamber Design and Performance Studies for a Large Bore Natural Gas Engine[C]. ASME 2005 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, 2005.
- [179] Huang Y, Yang V. Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2009, 35(4): 293-364.
- [180] Zhou L, Zhao W, Luo K H, et al. Spray-turbulence-chemistry interactions under engine-like conditions[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2021, 86: 100939.
- [181] 帅石金, 王志. 汽车动力系统原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2021.
- [182] Betgeri V, Pischinger S, Schönfeld S. Experimental and numerical investigation of an innovative complex piston with enhanced free spray length for the heavy-duty engine applications[J]. International Journal of Engine Research, 2023, 24(9): 4021-4033.
- [183] Temizer İ, Öncüoğlu Ö, Cihan Ö. Analysis of an innovative combustion chamber with the wall guided fuel injection in a small diesel engine[J]. International Journal of Engine Research, 2023, 24(9): 3954-3969.
- [184] Li X, Sun Z, Du W, et al. Research and Development of Double Swirl Combustion System for a DI Diesel Engine[J]. Combustion Science and Technology, 2010, 182(8): 1029-1049.