



中国热管理网

WWW.REGUANLI.COM

天津大学博士学位论文

废气空气组合稀释提升低温燃烧汽油机热
效率的研究

**Improving Thermal Efficiency with
Exhaust Gas and Air Combined Dilution in
a Low-temperature Combustion Gasoline
Engine**

一级学科：动力工程及工程热物理

学科专业：动力机械及工程

作者姓名：李 乐

指导教师：谢 辉 教授

天津大学机械学院

二零一四年五月

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得天津大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：

签字日期： 年 月 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

（保密的学位论文在解密后适用本授权说明）

学位论文作者签名：

导师签名：

签字日期： 年 月 日

签字日期： 年 月 日

中文摘要

以均质充量压燃着火 (HCCI/CAI) 燃烧为代表的汽油低温高效燃烧技术可以同时改善燃油经济性和氮氧化物 (NO_x) 排放, 受到了广泛的关注。但是, 常规实现策略难以兼顾高稀释低温燃烧中燃烧过程的改善与充量获取的优化, 限制了燃油经济性的进一步提升。本文通过研究热空气和内外部废气对充量的加热作用、稀释作用和容积填充作用及其相互耦合机制和对燃烧放热过程的影响规律, 探索进一步提升高稀释低温燃烧汽油机热效率的实现方法。

本文在一台配备进气热管理系统和全可变气门机构的汽油单缸原理性样机上, 通过实验与仿真相结合, 研究空气-废气组合稀释优化 HCCI/CAI 燃烧的方法, 探寻正气门重叠角重吸废气方式的混合燃烧实现与优化准则。建立起高稀释低温燃烧放热率预测模型, 并基于稀释工质与换气模式的优化设计出全负荷低温燃烧汽油机热效率提升方案。

针对传统负气门重叠角策略下 CAI 燃烧燃油经济性改善受限的问题, 揭示了进气加热取代内部废气过程中提升燃前压力和降低泵气损失以改善热效率的本质, 提出了余热回收加热进气与内部废气留存组合优化 HCCI/CAI 燃烧的方法。通过协调空气和内部废气的热量供给和稀释填充, 在满足缸内稀释度与热状态需求的基础上, 优化缸内废气-空气工质并降低换气模式损失, 实现燃油经济性改善 8-12% 并拓展小负荷边界至 0.8 bar。

在主要依靠废气稀释燃烧的中高负荷工况下, 分析了正气门重叠角实现的废气重吸方式对缸内废气留存的影响规律, 揭示了正气门重叠角策略在协调缸内稀释度与热状态中的充量获取和燃烧控制机制, 提出了以进气门早开为主、排气门晚关为辅的正气门重叠角混合燃烧优化策略, 相比于负气门重叠角策略, 显著降低了换气模式损失, 最高可实现 9% 的燃油经济性提升。

为实现汽油高稀释低温燃烧的全负荷运行优化, 在分析总结边界条件对火花点火和多点自燃的影响特性基础上, 建立了可适用于多燃烧放热模式的高稀释低温燃烧放热率模型。依据高稀释低温燃烧的理想运行需求, 设计了余热回收加热进气结合正气门重叠角重吸废气策略的全负荷技术路线, 在实现高稀释低温燃烧的同时优化了缸内废气-空气工质和换气模式, 相比于负气门重叠角策略下的低温高效燃烧和传统 SI 燃烧, 分别可实现 6.2% 和 21% 的综合油耗改善。

关键词: 高稀释低温燃烧; 稀释工质; 换气模式; 放热率模型

Abstract

High-dilution low-temperature combustion of gasoline engine, represented by homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion, also known as controlled auto-ignition (CAI), is attracting more and more attention for its capability of improving fuel consumption and NO_x emission simultaneously. However, optimized combustion process and the improved in-cylinder charge acquirement cannot be satisfied at the same time by using traditional approaches. Thus, in the presented research, the coordinated optimization of heating effect and dilution effect of the in-cylinder charge was carried out with the consideration of both the required thermo-dilution state and in-cylinder charge acquirement. The fuel economy of high-dilution low-temperature combustion was further improved and the related implementation strategy throughout the whole operating range was proposed.

The research was carried out both experimentally and numerically based on a single-cylinder gasoline HCCI principle prototype engine. First, at the target of improving HCCI/CAI combustion, the combination of the intake preheating strategy and residual gas trapping strategy was investigated. Second, the positive valve overlap strategy was applied to achieving hybrid combustion based on exhaust gas rebreathing. Then, a multi-mode heat release model of SI, CAI and SI-CAI hybrid combustion is established to enable the engine cycle simulation of high-dilution low-temperature combustion. Finally, a full-load operation strategy based on waste heat recovery and positive valve overlap was proposed to achieve the coordinated optimization of the required thermo-dilution state and charge acquirement.

The optimization method employing both intake preheating strategy and residual gas trapping strategy was proposed to overcome the restriction of fuel economy improvement in CAI combustion. The influence of this combination strategy on combustion and charge acquirement was investigated. By coordinating the heating effect and dilution effect of the air and residual gas, the contradiction between high dilution ratio and low thermal supply were solved at a relatively low cost of charge acquirement, realizing 8-12% fuel consumption improvement and expanding the low operation limit to 0.8 bar.

The effect of exhaust gas rebreathing implemented by positive valve overlap on hybrid combustion and gas exchange was analyzed. A related optimization strategy, in which the positive valve overlap is formed mainly by advancing intake valve timing and subordinately by retarding exhaust valve timing, was proposed to coordinate in-cylinder state and charge acquirement. Compared with hybrid combustion employing negative valve overlap strategy, up to 9% improvement of fuel

consumption can be achieved with the optimization of in-cylinder charge implementation.

A heat release model for high-dilution low-temperature combustion was established based on the general characteristics of flame propagation and multi-site auto-ignition. By analyzing the ideal demand of high-dilution low-temperature combustion, a full load operation strategy based on waste heat recovery and positive valve overlap was proposed to improve both the combustion process and charge acquirement process. Compared to the low temperature combustion implemented by negative valve overlap strategy and the traditional SI combustion, 6.2% and 21% of fuel economy improvement can be achieved respectively.

Key words: High-dilution low-temperature combustion; dilution components; implementation approach; heat release model

目录

中文摘要.....	I
Abstract.....	I
目录.....	III
图清单.....	V
表清单.....	IX
字母注释表.....	X
第一章 绪论.....	1
1.1 引言.....	1
1.2 提升汽油机热效率的燃烧技术研究.....	4
1.3 汽油机高稀释低温燃烧技术的主要问题和实现策略.....	6
1.4 本课题研究思想的引出.....	18
1.5 本课题的研究内容和意义.....	19
第二章 研究平台介绍及关键参数计算方法.....	21
2.1 单缸低温高效燃烧原理性实验样机平台.....	21
2.2 一维仿真平台.....	26
2.3 三维仿真平台.....	27
2.4 关键参数的定义和计算方法.....	28
2.5 本章小节.....	33
第三章 废气-空气组合稀释的 HCCI/CAI 燃烧.....	34
3.1 废气-空气组合稀释的 HCCI/CAI 燃烧.....	34
3.2 稀释工质对 HCCI/CAI 燃烧的影响.....	35
3.3 废气-空气组合稀释优化 HCCI/CAI 燃烧.....	43
3.4 本章小结.....	51
第四章 正气门重叠角重吸废气策略的混合燃烧.....	52
4.1 正气门重叠角策略的三种实现模式.....	52
4.2 正气门重叠角配气相位对废气重吸过程的影响.....	53
4.3 正气门重叠角配气相位对混合燃烧过程的影响.....	55
4.4 正气门重叠角策略下内外部废气耦合的混合燃烧优化.....	65
4.5 本章小结.....	68
第五章 汽油高稀释低温燃烧放热率模型.....	70
5.1 高稀释低温燃烧放热率模型的发展.....	70

5.2 模型特征参数分析和选取.....	72
5.3 高稀释低温燃烧放热率模型的建立.....	85
5.4 高稀释低温燃烧放热率模型的验证.....	92
5.5 本章小结.....	95
第六章 汽油高稀释低温燃烧全负荷运行策略.....	96
6.1 全负荷运行策略的提出.....	96
6.2 全负荷运行策略的热效率提升效果.....	100
6.3 本章小结.....	108
第七章 全文总结和展望.....	109
7.1 全文总结.....	109
7.2 未来工作的展望.....	111
参考文献.....	113
发表论文和参加科研情况说明.....	121
致谢.....	123

图清单

图 1-1 直喷分层 SI 发动机的燃空比配置.....	5
图 1-2 负气门重叠角策略.....	10
图 1-3 基于废气管理的低温高效燃烧的原理与不足.....	11
图 1-4 负气门重叠角策略混合燃烧的 P-V 图.....	12
图 1-5 进气加热汽油 HCCI 稳定运行范围.....	14
图 1-6 福特公司的 OKP 系统示意图.....	15
图 1-7 换热器、增压器和中冷器对进气温度的协调控制试验系统.....	16
图 1-8 本文的研究思路和研究内容.....	20
图 2-1 单缸原理性样机试验台架系统.....	21
图 2-2 全可变气门机构可实现的气门升程曲线.....	22
图 2-3 4VVAS 单缸原理样机实物图.....	22
图 2-4 余热能回收加热进气的系统示意图.....	24
图 2-5 进气热管理系统实物图.....	24
图 2-6 4VVAS 单缸原理样机控制系统.....	25
图 2-7 多参数测控及燃烧分析系统主界面.....	26
图 2-8 单缸原理样机一维仿真平台.....	27
图 2-9 单缸机网格模型.....	28
图 3-1 气门型线及配气相位示意图.....	36
图 3-2 不同进气加热和内部废气留存组合下负荷和进气温度随过量空气系数的变化关系.....	36
图 3-3 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下的 CO、HC 和 NO _x 排放.....	36
图 3-4 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下 PMEP、IMEP _g 和 IMEP 的变化.....	37
图 3-5 HCCI/CAI 燃烧实现方式对热力循环示功图的影响分析.....	37
图 3-6 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下的放热过程特性.....	38
图 3-7 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下进气门关闭时刻和有效压缩比.....	39
图 3-8 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下缸内温度和压力的变化历程.....	39
图 3-9 不同进气加热和内部废气留存组合下的缸内工质变化.....	40
图 3-10 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下气门型线、缸内工质和放热过程对总平均指示有效压力的量化影响.....	41

图 3-11 燃烧上止点前 50 °CA 的缸内温度分布及温度不均匀度.....	42
图 3-12 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下温度不均匀度和废气不均匀度.....	42
图 3-13 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下的燃烧效率.....	42
图 3-14 不同喷油量条件下进气加热和内部废气留存所实现的 HCCI/CAI 燃烧的差异.....	43
图 3-15 中小负荷 HCCI/CAI 燃烧 5 组恒负荷实验的缸内废气率和过量空气系数.....	44
图 3-16 中小负荷 HCCI/CAI 燃烧 5 组恒负荷实验的压力升高率和 IMEP 循环变动.....	44
图 3-17 中小负荷 CAI 燃烧在不同实现方式组合下的油耗和排放.....	45
图 3-18 中小负荷 CAI 燃烧在不同实现方式组合下的进气温度和排气温度.....	46
图 3-19 不同工况下不同 CAI 燃烧实现方式下通过余热能回收所能实现最高进气温度.....	48
图 3-20 不同 CAI 燃烧实现方式下的燃油经济性路径及对比.....	48
图 3-21 进气加热和内部废气留存的组合实现的小负荷 HCCI/CAI 燃烧以及与单纯内部废气留存策略和进气加热策略的对比.....	50
图 3-22 进气加热和内部废气留存的组合实现小负荷 HCCI/CAI 燃烧的排放.....	50
图 4-1 正气门重叠角策略的三种废气重吸模式.....	52
图 4-2 仿真算例中所采用的进排气型线.....	53
图 4-3 基于 EIVO 策略和 LEVC 策略的正气门重叠角换气过程的对比.....	54
图 4-4 EIVO 策略和 LEVC 策略下缸内温度和废气分布的对比.....	54
图 4-5 连续 150 个循环混合燃烧缸压变动情况.....	55
图 4-6 点火时刻对混合燃烧的调控作用.....	56
图 4-7 EIVO 策略下混合燃烧所用气门型线.....	56
图 4-8 进气门早开策略结合外部废气再循环的混合燃烧特性.....	57
图 4-9 进气门早开策略结合外部废气再循环的混合燃烧 HC 和 NO _x 排放.....	58
图 4-10 LEVC 策略下混合燃烧所用气门型线.....	58
图 4-11 排气门晚关策略结合外部废气再循环的混合燃烧特性.....	59
图 4-12 排气门晚关策略结合外部废气再循环的混合燃烧 HC 和 NO _x 排放.....	60
图 4-13 不同气门重叠正角和外部废气率组合下的内外部废气率、总废气率、废气温度、放热速率、燃油经济性 ISFC 和燃烧相位 CA50 的对比 (IMEP=7.5 bar PMEP=0.1bar)	62
图 4-14 不同气门重叠正角和外部废气率组合下的 CO、HC 和 NO _x 排放.....	63

图 4-15 EIVO 和 LEVC 策略下的燃油经济性 ISFC、燃烧相位 CA50 和泵气损失对比.....	64
图 4-16 缸内废气管管理的实际情况与理想情况的差异.....	65
图 4-17 燃烧优化过程中的内部废气率、外部废气率和燃烧相位.....	65
图 4-18 优化后的气门重叠正角和外部废气.....	66
图 4-19 优化后混合燃烧的燃烧特性.....	67
图 4-20 优化后混合燃烧的油耗和泵气损失及其负气门重叠角策略混合燃烧和传统 SI 燃烧的对比如.....	68
图 4-21 优化后混合燃烧的排放及与负气门重叠角策略混合燃烧和传统 SI 燃烧对比.....	68
图 5-1 进气温度对 HCCI/CAI 燃烧的影响.....	72
图 5-2 过量空气系数对 HCCI/CAI 燃烧的影响.....	73
图 5-3 发动机转速对 HCCI/CAI 燃烧的影响.....	74
图 5-4 残余废气率对 HCCI/CAI 燃烧的影响.....	74
图 5-5 过量空气系数对稀释 SI 燃烧的影响.....	75
图 5-6 进气压力对稀释 SI 燃烧的影响.....	76
图 5-7 进气温度对稀释 SI 燃烧的影响.....	77
图 5-8 废气率对稀释 SI 燃烧的影响.....	78
图 5-9 点火时刻对混合燃烧的影响.....	79
图 5-10 进气温度对混合燃烧的影响.....	80
图 5-11 点火时刻对混合燃烧后期自燃放热稳定性的影响.....	81
图 5-12 不同喷油量下进气温度和点火时刻对燃烧循环变动的的影响.....	82
图 5-13 放热率模型构建的影响参数选取思路.....	83
图 5-14 HCCI/CAI 燃烧模式下工况点的废气率和过量空气系数分布.....	84
图 5-15 不同燃烧模式工况点的稀释度 ζ 和热状态 T50 分布.....	84
图 5-16 SI 滞燃期的拟合效果.....	86
图 5-17 SI 持续期的拟合效果.....	86
图 5-18 自燃着火判定的预测效果.....	87
图 5-19 混合燃烧中加速系数的拟合效果.....	89
图 5-20 稀释 SI 燃烧点火滞燃期和燃烧持续期的循环变动服从高斯分布.....	89
图 5-21 点火滞燃期和燃烧持续期的平均值与方差之间的关系.....	90
图 5-22 高稀释低温燃烧放热率模型计算流程图.....	91
图 5-23 燃烧相位 CA50 的模型仿真值与实验值对比.....	92
图 5-24 燃烧边界参数对燃烧放热率影响的仿真验证.....	93
图 5-25 放热率模型对稀释 SI 燃烧循环变动的仿真验证.....	94

图 5-26 放热率模型对混合燃烧放热振荡现象的仿真验证.....	94
图 6-1 高稀释低温燃烧全负荷范围内缸内工质变化示意图.....	96
图 6-2 稀释工质和换气模式优化的汽油机高稀释低温燃烧全负荷运行策略.....	98
图 6-3 气门型线配置示意图.....	99
图 6-4 实现稀释工质和换气模式优化的发动机配置.....	99
图 6-5 汽油高稀释低温燃烧全负荷运行中边界参数的连续性变化.....	100
图 6-6 配备 DVVT+FTM+WHR+eEGR 的单缸汽油机一维仿真模型.....	101
图 6-7 高稀释低温燃烧全负荷工况运行中进气温度、气门重叠正角和外部废气率的变化.....	102
图 6-8 高稀释低温燃烧全负荷工况运行中燃烧相位及持续期的变化.....	102
图 6-9 全负荷工况运行中排温、余热回收可实现的进气温度以及进气温度需求的变化.....	103
图 6-10 全负荷工况运行中气门重叠角正角、内部废气率和进气温度的变化.....	103
图 6-11 余热回收加热进气结合废气重吸策略的汽油机高稀释低温燃烧节油效果.....	103
图 6-12 缸内稀释工质和换气模式对高稀释低温燃烧热效率的影响.....	104
图 6-13 整车一维仿真平台.....	106
图 6-14 NEDC 驾驶循环的速度-时间图.....	107
图 6-15 NEDC 驾驶循环中运行工况分布.....	107
图 6-16 NEDC 驾驶循环油耗对比.....	107

表清单

表 1-1 中国IV阶段、欧洲V/VI阶段和美国加州轿车排放法规限值.....	3
表 2-1 4VVAS 单缸机结构及试验参数.....	22
表 3-1 五个不同稀释组分及实现方式的试验工况点.....	36
表 3-2 余热能回收评估计算所采用的换热器尺寸及结构参数.....	47
表 5-1 SI 燃烧拟合所用工况点.....	86
表 5-2 多点自燃 CAI 燃烧拟合所用工况点.....	87
表 5-3 混合燃烧拟合所用工况点.....	89
表 5-4 高稀释低温燃烧放热率模型的系数取值范围.....	91
表 5-5 放热率模型验证所选用的工况点.....	92
表 6-1 发动机及整车模型参数配置.....	106

字母注释表

英文字母

p	压力 (Pa)
V	体积 (m ³)
U	工质总内能 (J)
W	功 (J)
T	温度 (K)
m	质量 (kg)
n	摩尔量 (mol)
C	比热容 (J/kg K)
M	摩尔质量 (g/mol)
R	理想气体常数 (8.314 J/mol K)

希腊字母

γ	比热比
κ	多变指数
λ	过量空气系数
ζ	稀释度
θ	曲轴转角
ε	加速系数
η	热效率

上标/下标

air	空气
fuel	燃油
rg	废气
inh	不均匀度
in	进气
out	排气

英文简写

CAI	controlled auto ignition
CA10	crank angle at 10% burned mass
CA50	crank angle at 50% burned mass

CA90	crank angle at 90% burned mass
CO	carbon monoxide
COV	coefficient of variation
eEGR	external exhaust gas recirculation
EIVO	early intake valve opening
EVC	exhaust valve closing
EVO	exhaust valve opening
HC	hydrocarbon
HCCI	homogenous charge compression ignition
iEGR	internal exhaust gas recirculation
IMEP _g	gross indicated mean effective pressure
ISFC	indicated specific fuel consumption
ISHC	indicated specific hydrocarbon
ISCO	indicated specific carbon monoxide
ISNO _x	indicated specific oxides of nitrogen
IVC	intake valve closing
IVO	intake valve opening
LEVC	late exhaust valve closing
MFB	burned mass fraction
NEDC	new European driving cycle
NO _x	oxides of nitrogen
NVO	negative valve overlap
PVO	positive valve overlap
PMEP	pumping mean effective pressure
RGF	residual gas fraction
RI	ringing intensity
SI	spark ignition
Soc	start of combustion
TDC	top dead center
VGT	variable geometry turbocharger
VIM	variable intake manifold
VVL	variable valve lift
VVT	variable valve timing
WHR	waste heat recovery

第一章 绪论

1.1 引言

能源的开发与利用是人类社会生存和发展的基本需求。纵观人类社会的发展历史，人类文明的每一次重大进步都伴随着能源利用的革新和更替。过去的 100 多年时间虽然只是地球发展历史中的一瞬，但随着世界各国的全面工业化进程，地球上大量的自然资源，特别是能源资源被迅速消耗，能源消费增加是经济社会发展的必然结果。

专家预计，随着世界人口的持续增长，到 2050 年世界总人口将突破 100 亿，其中 95% 的增加量在非洲、亚洲，人口的急剧增长对未来粮食、淡水和能源提出了空前的需求；工业化国家的能源需求量预计将增加 5 倍，而且仍然主要是由矿物燃料来满足。全球范围内的碳、硫、氮氧化物排放量持续增长，气候变暖趋势仍将持续^[1]。

中国是目前世界上第二位能源生产国和消费国。但是，中国优质能源资源相对不足，制约了供应能力的提高；能源资源分布不均且开发难度较大，也增加了持续稳定供应的难度；经济增长方式粗放、能源结构不合理、能源技术装备水平低和管理水平相对落后，导致单位国内生产总值能耗和主要耗能产品能耗高于主要能源消费国家平均水平，进一步加剧了能源供需矛盾。单纯依靠增加能源供应，难以满足持续增长的消费需求。《BP2030 世界能源展望》预测：到 2030 年，中国的能源赤字将增加 8 亿吨油当量，全球一半以上的液体燃料需求将来自中国，中国在所有类别的燃料上的能源短缺都将扩大 5 倍^[2]。

为了应对以上问题，我国政府提出了以“坚持节约优先、立足国内、多元发展、依靠科技、保护环境、加强国际互利合作，努力构筑稳定、经济、清洁、安全的能源供应体系，以能源的可持续发展支持经济社会的可持续发展”为基本内容的国家能源战略^[3]。

气候变化也是国际社会普遍关心的重大全球性问题。能源的大量开发和利用，是造成环境污染和气候变化的主要原因之一。正确处理好能源开发利用与环境保护和气候变化的关系，是世界各国迫切需要解决的问题。我国以建设资源节约型和环境友好型社会为目标，积极促进能源与环境的协调发展。

为应对我国经济发展中的环境问题，我国政府提出了很多具体举措。其中与动力源领域相关的有：第一，积极发挥能源节约和优化能源结构在减缓气候变化

中的作用,努力降低化石能源消耗,提高能源利用效率,减少温室气体排放。第二,更加重视能源的清洁利用,并作为环境保护的重点,积极防治生态破坏和环境污染。第三,积极防治机动车尾气污染。

1.1.1 车辆动力源对能源环境的影响

2012年中国石油年消耗约4.76亿吨,是全球大约40多亿吨石油消耗量的10%左右,但是其中2.69亿吨需要进口。而交通运输是目前石油资源消耗量最大的行业之一,其消耗量占全国成品油消耗总量的30%以上,并呈现逐年增长的趋势。

公安部交管局提供的数据显示,我国汽车产量已连续三年超过1800万辆,我国汽车工业已进入总量较高的平稳发展阶段,连续四年蝉联世界第一。截至2012年6月底,中国机动车总保有量达2.33亿辆,其中汽车1.14亿辆。但是目前我国交通运输业的能源利用效率较国际水平明显偏低。资料显示,我国乘用车单位油耗水平比欧洲高22%、比日本高39%。因此,改善能源供给问题,除了要采用能源需求控制措施减少对石油能源的依赖外,更重要的是要发展节能技术,节省石油资源。

与此同时,由于汽车保有量的大幅增加,在我国,城市的大气污染正由煤烟型向汽车尾气型转化,汽车排出的废气在大中城市空气污染中的分担率越来越高。机动车尾气已经成为大中城市温室气体的首要来源。例如,当2007年北京机动车保有量为300万辆时,汽车尾气对碳氢化合物、氮氧化物,以及一氧化碳的“贡献率”分别达到了86.8%、54.7%和60%。而在上海市,汽车尾气对碳氢化合物、氮氧化物,以及一氧化碳的“贡献率”更是分别达到了90%、56%和86%。此外,机动车带来的温室气体排放量,如CO₂等,也逐年增加。因此,必须减少废气污染,保护生态环境,实现交通与环境的和谐发展。

目前我国政府也在积极采取措施并通过相关政策来提高对能源节约和环境保护的重视程度。降低燃料消耗量是汽车的一项综合性指标,与发动机效率的提高、汽车排放及汽车结构设计的优化、轻量化材料的使用等都有很强的关联性,这种连带关系可以促使整个汽车产业链优化升级。从2005年起,《乘用车燃料消耗量限值》(GB19578-2004)强制性国家标准正式实施,且相应的《第三阶段乘用车燃料限值标准》也已于2012年起实施,力争2015年全国平均乘用车燃料消耗量降至每百公里6.9L,大幅缩小与发达国家在耗油量和CO₂排放水平上的差距。

针对环境污染问题,我国也已经仿照西方国家的做法,通过立法来保护大气环境。目前的机动车排放标准限值为国家IV阶段法规,已于2012年7月1日起

在全国范围强制执行，而北京地区则采用了更为严格的京五排放标准限值。且新一阶段的国五标准在排放限值方面已与欧美等发达国家同步。目前各国家地区已经公布的代表性排放污染物限制，如表 1-1 所示。

表 1-1 中国 IV 阶段、欧洲 V/VI 阶段和美国加州轿车排放法规限值^[4-6]

Table 1-1 Emission limits of China IV, Europe V/VI and California law

标准名		发动机形式	CO (g/km)	HC/NMOG (g/km)	NO _x (g/km)	HC+NO _x (g/km)	PM (g/km)
中国 IV	点燃式		1.00	0.1	0.08	-	-
	压燃式		0.50	-	0.25	0.30	0.025
欧 V	点燃式		1.00	0.10	0.06	-	0.005
	压燃式		0.50	0.05	0.18	-	0.005
欧 VI (proposed)	点燃式		1.0	0.10	0.06	-	0.005
	压燃式		0.50	-	0.08	0.17	0.005
加州法规	低排放	任何	2.61	0.056	0.04	0.00	0.01
	超低排放	任何	1.30	0.034	0.04	0.00	0.01
	高超低排放	任何	0.06	0.006	0.01	0.00	0.01

综上所述，能源供给和环境保护问题，是我国经济和社会发展过程中必然面临的重要问题，也是社会经济可持续发展的关键。其中，运输车辆动力源是能量消耗和有害尾气排放的主要源头之一。降低车辆的燃油消耗和排放污染，是交通运输行业亟待解决的问题。因此，降低车辆动力源的能量消耗和有害尾气的排放是研究所追求的目标。

1.1.2 车辆动力源存在的主要问题

为缓解能源环境问题压力并着眼于未来，我国开始鼓励和促进新能源汽车的发展。所谓新能源汽车，是指采用非常规的车用燃料作为动力来源（或使用常规的车用燃料、采用新型车载动力装置），综合车辆的动力控制和驱动方面的先进技术，形成的技术原理先进、具有新技术、新结构的汽车^[7]。新能源汽车包括混合动力汽车（HEV）、纯电动汽车（BEV，包括太阳能汽车）、燃料电池电动汽车（FCEV）、氢发动机汽车、其他新能源（如高效储能器、二甲醚）汽车等各类别产品。国家财政部、科技部相继颁布多个政策，以资金补贴等方式，促进新能源汽车的推广。目前，新能源汽车技术已经得到国内所有汽车生产企业和科研院所的重视，取得了长足的进步。但是混合动力轿车和电动轿车发展所需要的配套技术和设施较多，包括充电站的建设，电网的改造，电池的成本和维护、废旧电池的处理等等，短时间内还很难全部得到有效的解决。在 20 到 30 年内，在技

术取得重大突破和配套硬件设备改造完成前,电力驱动的动力源还不可能取代传统内燃机动力源成为交通运输中的主角。对于新能源汽车领域的另一大技术方向—清洁绿色的代用燃料而言,以乙醇、甲醇、二甲醚和生物柴油等为代表的生物质替代燃料,已经在一定范围内得到应用,并取得了良好的节能减排效果,且改型设计的复杂度和附加投资也远小于电力驱动的车辆。但是中国耕地资源不足世界人均水平 30%的现实严重制约了生物质能源的开发。虽然未来能源领域,燃料来源也必将呈现多元化,但是,完全依靠生物质替代燃料来降低对外能源依存度也是不现实的。

由此可见,虽然道路车辆的动力源将呈现多元化的发展趋势,但是新能源汽车仍不足以完全取代传统的内燃机在交通运输中的作用。目前,传统的柴油机热效率一般在 35%,而传统的汽油机热效率只有 25%,因此,传统内燃机的热效率还存在着较大的提升空间。研究并开发出提升传统热机效率的技术方案,同样能够有效达到节能减排的目的。

柴油发动机的主要特点是燃油经济性好,扭矩大,广泛应用于工程车辆和中重型卡车。不过,柴油机成本较高,排放比较难于处理,特别是 NO_x 和颗粒物排放存在折衷关系,很难同时解决掉。目前,常用的方法是加装排放后处理器,主要包括选择性催化反应还原(SCR)和颗粒捕集器(DPF)等。后处理器虽然可以有效控制排放水平,但是其大大增加了发动机的成本,并对很多贵重稀有金属产生新的依赖。

作为乘用车动力源的主力,传统汽油机虽然有着动力响应性好、升功率高、成本低、使用当量空燃比燃烧排放产物易于处理等优点,但其燃油经济性相比于柴油机要低 20~30%。这是由汽油燃料特性本身所限定的火焰传播方式及爆震燃烧限制所导致的。随着技术的不断进步,各种“可变”控制技术得到长足的发展,如进气控制方面的可变气门定时技术(VVT, Variable Valve Timing)、可变气门升程技术(VVL, Variable Valve Lift)、可变进气歧管系统(VIM, Variable Intake Manifold)和可变截面涡轮(VGT, Variable Geometry Turbocharger)等技术,燃油控制方面的单点喷射、多点喷射和缸内直喷等技术。准确的缸内油-气控制为汽油机的热效率提升奠定了坚实的基础。

1.2 提升汽油机热效率的燃烧技术研究

汽油机热效率的提升需要从限制汽油机燃油经济性的几个问题入手。传统汽油机油耗较高的根源在于 1) 节气门节流控制负荷的方式,尤其在中小负荷导致了较高的泵气损失; 2) 汽油燃烧的爆震特性,将汽油机的压缩比限制在较低的

范围；3) 混合气采用当量燃空比以满足三效催化的后处理要求，造成了油气混合气较低的平均工质比热比。

为了克服上述三个方面对燃油经济性的限制，以直喷分层为代表的稀释 SI 燃烧技术和以均质压燃为代表的低温燃烧技术成为改善汽油机油耗的两大主流方案。上述两项技术的共同点是均采用了无节气门缸内整体高度稀释的燃烧实现方式。

目前直喷分层火花点火燃烧技术主要是通过降低节气门的泵气损失、降低燃烧过程传热损失和稀薄燃烧来实现对热效率的提升^[8]。此外，由于燃油直喷所带来的缸内工质冷却作用，也使得压缩比能够得到有效提升，也同样有助于改善发动机的燃油经济性。当然，受限于稀薄燃烧和爆震的限制，直喷分层稀燃技术一般也会在不同工况下采用不同稀释比的燃空混合气，如图 1-1 所示，在中低转速和中小负荷下采用稀释分层燃烧的模式，而在中高转速和中小负荷下则恢复整体当量的燃空混合气配比。

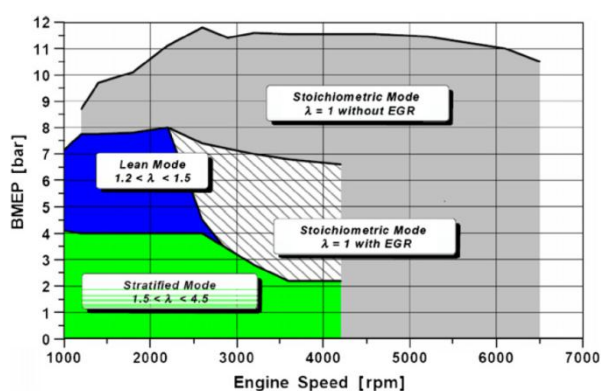


图 1-1 直喷分层 SI 发动机的燃空比配置^[9]

Figure 1-1 equivalence ratio configuration in DISI gasoline engine

从分层混合气的形成机制可以将直喷稀释 SI 燃烧分为气流引导、壁面引导和雾束引导三类。近期发展起来的雾束引导方式以其较低的燃烧效率损失和燃烧相位损失，相比于前两类方式获得了更高的燃油经济性，同时也减少了对燃烧室气流组织和活塞顶凹坑设计的依赖。研究表明，相比传统的节气门控制的 SI 燃烧方式，采用直喷分层燃烧能够在中小负荷实现 19~23% 的燃油经济性提升，在 FTP 驾驶循环工况下可综合节油 15%^[10]。最近的研究表明，压电晶体喷油器配合较高的燃油喷射压力（20 MPa）实现多次喷射，能够有效降低燃油的湿壁现象，进而获得显著的 HC 排放改善^[11]。Frohlich 和 Borgmann 的研究表明，基于压电晶体喷油器的直喷分层稀释燃烧的应用，相比于传统 SI 燃烧可实现 20% 以上的油耗改善，同时升功率可达 60 kW/L^[12]。从上述研究进展可以看出，直喷分层 SI 燃烧确实能够显著改善汽油机的燃油经济性，但同时其带来的燃烧稳定性变差^[13]、过高的 HC 排放^[14]，以及对油品的高要求，都为其在汽油机实际应用中带来了不小的麻烦。

以均质压燃燃烧为代表的汽油机低温燃烧，是通过提高缸内温度和增大缸内稀释度的办法，在压缩行程末期形成缸内混合气的多点自燃放热。均质压缩燃烧

方式同时结合了压燃式发动机和点燃式发动机的优点，它有着较高的压缩比和较低的传热损失，与传统的点燃式发动机相比，它取消了节气门，泵气损失小，混合气多点同时着火，燃烧持续期短，可以得到与压燃式发动机相当的较高的热效率；与传统柴油机相比，由于是均质混合气，燃烧反应几乎是同步进行，没有火焰前锋面，燃烧火焰温度低，NO_x 排放很低，几乎没有碳烟排放。该燃烧方式早在 1979 年就被日本的 Onishi 等提出并命名为“活化热氛围燃烧(ATAC)”^[15]，ATAC 概念的应用有效降低了二冲程汽油机污染物排放和燃油消耗率。同年，日本的 Noguchi 等也在二冲程汽油机上通过高速摄影光学分析验证了其化学反应中间产物导致的自燃着火过程的本质^[16]。Najt 和 Foster^[17]于 1983 年最早提出了四冲程发动机上具有 HCCI 燃烧特征的“压缩着火均质充量燃烧(CIHC)”研究报告。1989 年，Thring^[18]继 Najt 和 Foster 之后利用混合汽油燃料进行了 HCCI 发动机实验研究，确定了一台单缸四冲程 HCCI 发动机的空燃比和废气再循环率(EGR)的运行 MAP，并正式提出了“HCCI”燃烧这个名字。如今，随着研究的进一步扩展和深入，“HCCI 燃烧”已不再单纯局限于均质混合气的压燃放热，而是逐渐拓展为采用了高度稀释混合气及自燃放热的象征性代名词，具体的燃烧放热模式也有了许多技术变形，如预混合充量压燃燃烧 PCCI^[19]、部分预混压燃燃烧 PPCI^[20]、基于反应速率控制的燃烧 RCCI^[21]、火花点火辅助压燃燃烧 SACI^[22]等，但其均是采用较高的缸内充量稀释并利用混合气的自燃放热特性，来实现高效的低温燃烧，本质上都属于高稀释低温燃烧技术。

1.3 汽油机高稀释低温燃烧技术的主要问题和实现策略

1.3.1 汽油机高稀释低温燃烧技术实现所面临的主要问题

虽然在汽油机上采用低温高效燃烧具有同时降低油耗和 NO_x 排放的巨大潜力，但是由于其不同于传统 SI 的着火及燃烧放热过程，使得汽油机高稀释低温燃烧在实际的燃烧实现过程中有着许多特殊的挑战和限制。包括美国能源部^[23]、SAE 汽车工程师协会^[17]在内的多个权威机构和研究者^[16,24,25]在其论著中都总结了以 HCCI 燃烧为代表的高稀释低温燃烧技术在实现过程中存在的技术问题，目前所公认的技术难点主要有：

1) 着火时刻和放热速度的控制

传统汽油机的着火是基于点火时刻进行控制，因此火焰传播的速度主要是取决于缸内的湍流强度。传统柴油机则是通过喷油时刻来控制着火时刻，因此放热速度主要由燃油和空气的掺混速度决定。而和传统汽油机、柴油机相比，HCCI 燃烧的着火及燃烧过程主要是通过控制缸内混合气的温度、压力和成分来间接控

制,是属于化学驱动的燃烧过程。因此,其缺乏类似于汽油机中的火花点火和柴油机中的喷油时刻这样直接且强力的调节着火时刻和控制放热速度的手段。此外,随着发动机负荷的改变,缸内的边界条件如初始温度、压力、混合气浓度和成分等也会随之改变,尤其是发动机转速的变化还会改变化学反应进行的时间。因此,一旦发动机工况发生改变,就需要相应调整控制参数,来相应改变缸内的温度、压力变化历程,以实现合适的着火时刻和放热速度。这种控制无疑是十分困难的。Christensen^[24]指出,对于 HCCI 燃烧方式的着火时刻控制,需要综合考虑压缩比、进气温度、进气歧管压力、燃料类型、空燃比、EGR 率、发动机转速、冷却水温度等,同时,如果是缸内直喷 GDI 汽油机,还需要考虑喷油时刻和喷油量。实际上,由于着火时刻和放热速率的控制是实现合理可靠的 HCCI 燃烧的本质出发点,因此目前实现 HCCI 燃烧的所有技术方案的都是为了解决这一问题而努力,不论是调整进气温度和废气率,或是改变压缩比和燃料性质都是根据实际燃烧的需要,调整缸内化学反应的发生过程。

2) HCCI 汽油机运行范围的扩展

由于 HCCI 燃烧方式采用均质的混合气压缩着火,燃烧时缸内多点几乎同时自燃,即使是采用了较高的缸内稀释充量,其缸内燃烧速率也远高于传统的汽油机和柴油机。尤其是发动机工作在较高负荷工况时,由于缺乏足够的缸内充量对燃烧进行稀释,过快的放热速度会引起发动机的爆震现象,且过高的缸内压力升高率会导致发动机的机械负荷和热负荷过大,以致造成发动机的损坏,同时也会引起发动机的高噪声和高 NO_x 排放。此外,随着转速的升高,留给化学反应的时间减少,受限于 HCCI 燃烧的化学反应的本质,完全依靠化学反应来维持燃烧过程会变得困难。而对于汽油这类高辛烷值燃料,在低转速、低负荷工况下,也会因燃烧反应速度过慢引起的缸内温度过低、着火条件不稳定等问题,导致燃烧不充分,并形成大量的未完全燃烧产物,严重降低了燃料的利用率,且有害排放物增加,甚至会出现“失火”的燃烧不稳定性急剧增加的现象。因此,在早期的研究结果中,所有研究者公布出的 HCCI 燃烧的运行范围都只能覆盖一部分的发动机工况,且只能满足发动机部分负荷的需求,在中高负荷无一例外受到了过快放热速率的限制,而在小负荷则因过高的缸内稀释度和过低的燃烧温度使负荷下界难以有效拓展。

随着研究的进一步拓展和深入,研究者也采用了其他许多技术手段来拓展 HCCI 燃烧的运行范围。如采用进气增压^[26,27]和外部废气再循环^[28,29]来增强缸内的燃烧稀释能力,也可采用燃油直喷^[30,31]在缸内形成分层混合气的方法来降低燃烧放热速率,但均不能从本质上完全解决 HCCI 放热过快的本质问题。为了使 HCCI 燃烧部分应用于实际车用工况,也有研究者开展了 SI 与 HCCI 燃烧模式切

换的研究^[32,33]，但也存在着瞬态切换过程中对边界参数控制精度要求高、燃烧变动较大等问题。近期的研究表明，火花辅助压燃燃烧（SACI）是一种可有效拓展 HCCI 燃烧负荷边界同时增强着火可控性的燃烧方式^[34]。由于 SACI 燃烧在前期借助了较缓的火焰传播来消耗部分燃油和提高缸内热状态以实现后期自燃，因而在降低了压升率的同时依然可以保持较高的热效率和较低的 NO_x 排放^[35]。并且，本课题组^[36]和国外研究机构^[37]均在 2011 年的研究中都证明了这种以火焰传播为起始以自燃放热为终了的混合燃烧放热模式，能够有效地填补 HCCI 燃烧与 SI 燃烧之间燃烧边界鸿沟，实现随负荷变化的平缓的燃烧模式过渡。然而，由于混合燃烧过程存在的火焰发展和自燃放热对边界条件的双重敏感性^[38,39]，因此通过相应的策略和技术手段调节合理的缸内热状态和稀释度，是降低混合燃烧循环变动和实现燃烧模式平顺过渡的关键。

3) HCCI 燃烧的 HC 和 CO 排放偏高

较高的缸内充量稀释程度使得 HCCI 燃烧成为一个低温燃烧过程，这对于抑制 NO_x 排放是十分有利的，但却会导致较高的 HC 和 CO 排放，尤其是在小负荷工况下^[40]。这主要是由于较低的缸内燃烧温度不足以使燃油的氧化放热反应进行完全^[41]。虽然可以通过采用提前着火时刻和进气节流的方法来从一定程度上提高缸内燃烧温度，但均会造成燃油经济性的恶化。在后处理方面，虽然 HC 和 CO 催化技术相对成熟，在汽车工业中已使用了几十年，但是由于 HCCI 发动机的排气温度较低，会延长催化氧化反应器反应的时间并降低氧化效率。因此在满足 HC 和 CO 的排放要求方面，需要有一个相对便宜的低温高效催化氧化反应器。

4) HCCI 发动机控制复杂性

由于 HCCI 燃烧本身对边界条件极其敏感，因此在 HCCI 燃烧的实际应用和燃烧控制对发动机的各执行器、传感器以及控制系统的软硬件都提出了新的要求和挑战。新的技术机构，无论是全可变气门运动机构、可变压缩比机构还是汽油机直喷等技术平台都对 ECU 的能力提出了很高的要求，且燃烧闭环反馈技术在燃烧控制中也变得至关重要。在控制策略层面，基于模型的控制方法也被认为是燃烧控制中必备技术之一。在燃烧控制方面，瑞典 Lund 大学^[42,43]通过 PC 机进行了控制方法的初步探索，目前尚不具备实用的能力。本课题组在 2007 年^[44]提出采用分布式控制系统对 HCCI 燃烧进行控制，整个系统采用四个独立控制单元（ECU）通过 CAN（Controllers Area Network）总线组成一个完整的控制系统，各个控制单元各司其职完成系统控制，分别是：HCCI 发动机管理单元、喷油及点火控制单元、全可变气门控制单元和汽缸压力采集分析单元。通用公司在 2007 年发布的 HCCI 样车同样采用了分布式的控制系统。为了实现燃烧闭环反馈，甚至装入了一套昂贵且笨重 DSPACE 系统用于分析和控制。由于对于 HCCI 燃烧

瞬态过程的分析 and 研究还不够深入, 控制领域发表的研究成果还很有限。随着 HCCI 燃烧实用化的推进, 更为先进的燃烧控制系统的研发将被提上日程。

另外, 在 HCCI 瞬态工况下, 发动机负荷和转速的变化会使得缸内燃烧边界条件出现大幅变化。为此, HCCI 燃烧的瞬态控制对发动机瞬态条件下控制量补偿提出了很高的要求。目前这个领域的研究多数是采用基于模型的控制方法^[45,46], 针对 HCCI 燃烧的发动机工作循环过程建立起面向控制的模型, 主要依靠仿真的方式在局部工况范围内进行变负荷和变转速的瞬态测试。而在实验方面, 更多人的注意力还重点放在 HCCI 和传统 SI 燃烧之间的模式切换过程上。

5) HCCI 汽油机冷起动困难

HCCI 汽油机在冷起动时, 尤其是在采用缸内废气再循环策略的 HCCI 燃烧时, 由于缸内不存在已燃废气, 并且混合气在压缩过程中的温度较低, 燃烧室壁面较冷, 无法达到自燃着火的条件, 发动机冷起动困难。这一问题是 HCCI 燃烧实用化最后的关键问题之一, 鉴于 HCCI 燃烧都存在负荷下边界, 比较主流的观点是在启动工况采用传统的 SI 和 CI 模式启动, 待暖机后再切换回 HCCI 燃烧模式^[47]。这个领域的研究需要建立在其他 HCCI 燃烧技术问题大体得到解决之后, 因此, 目前在这个领域, 还没有见诸报导的研究。

从上述以 HCCI 燃烧为代表的高稀释低温燃烧技术所面临的主要问题可以看出, 着火时刻与放热速率的控制以和 HCCI 燃烧的全负荷运行拓展是其实现过程中最基础和最关键的一步, 只有找到合理可靠的燃烧实现策略和相应的技术路线, 以及着火控制的方法和全负荷运行的方案, 才能为后期的燃烧瞬态控制研究提供坚实的基础。

1.3.2 汽油机高稀释低温燃烧的主要实现策略和技术手段

由于汽油本身具有不易自燃着火的化学特性, 因此, 若要实现油气混合气在上止点附近的压缩自燃, 就必须要在压缩末期达到相对较高的缸内温度和压力, 或是借助于其他易自燃特性燃料的掺混或者制造局部引燃点, 来降低对缸内温度和压力的较高需求。自 HCCI 燃烧的概念被提出以来, 不同 HCCI 的燃烧实现方法也相继被提出, 都围绕着提高缸内初始充量温度、增大缸内充量压缩程度和改善燃料特性这三个核心方式。目前汽油机高稀释低温燃烧的实现策略和相应的技术手段主要有:

1) 内部废气重压缩

内部废气重压缩策略目前被认为是四冲程汽油机上实现 HCCI 燃烧的最为切实可行的方法。其实现 HCCI 燃烧的基本思想是利用提前关闭的排气门时刻或

较低的最大排气门升程，如图 1-2 所示，将一定量的废气留在缸内，在经过重压缩过程后，加热吸入气缸内的新鲜充量，提高压缩前的缸内工质温度最终在压缩末期实现混合气自燃。同时，残余废气本身也作为一种燃烧稀释剂来辅助减缓 HCCI 过快的放热速率。这种基于负气门重叠角的 HCCI 燃烧和控制方式得到了多数人的认可，也被称为可控制自燃（Controlled Auto-ignition, CAI）燃烧。

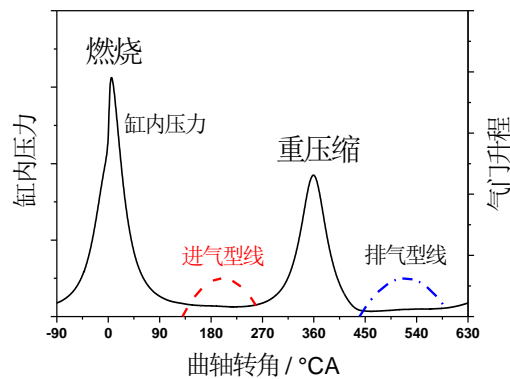


图 1-2 负气门重叠角策略

Figure 1-2 negative valve overlap strategy

自从 Willand^[48]首次利用负气门重叠角的方法实现了 CAI 燃烧后，在后续广泛而深入的研究过程^[49-53]中，借助于进排气门相位、升程和持续期的不断优化，可实现的 CAI 燃烧运行范围得到了显著的拓展，且也证明了同时具备相位和升程可变的全可变气门机构相比于传统的可变气门相位装置在实现 CAI 燃烧方面的优越性。此外，由于 CAI 发动机的压缩比与传统火花点火式发动机相近，故而有利于其中高负荷区域通过模式切换或者模式过渡的方式恢复传统 SI 燃烧时，不致引起高压压缩比所导致的高爆震倾向。正是借助于这种与 SI 燃烧之间的良好承接性，在后期的研究中，负气门重叠角策略也被广泛应用于实现以火焰传播为起始以多点自燃为终了的混合燃烧^[54-58]。研究者借助于气门重叠角对缸内残余废气率的连续调节能力，通过减小气门重叠角负角，降低缸内废气率，并配合火花点火时刻的合理调节，以混合燃烧的方式有效拓展了 HCCI/CAI 燃烧的上负荷运行边界。随着研究的进一步深入，本课题组^[36]和美国密歇根大学^[37]均在 2011 年的研究中利用混合燃烧放热模式填补了 HCCI 燃烧与 SI 燃烧之间的燃烧边界条件鸿沟，实现了燃烧模式随负荷变化的平顺过渡。

基于上述废气重压缩策略下的汽油机高稀释低温燃烧现状可以看出，借助于负气门重叠角策略中残余废气的加热作用、稀释作用和填充作用这三个主要作用^[59]，汽油机 CAI 燃烧获得了便利而有效的实现，且在外部废气再循环的辅助下，通过内外部废气率随负荷的合理调节，能够在几乎全工况范围内实现这种基于废气管理的低温高效燃烧方式。正是由于负气门重叠角所捕捉的废气在 CAI 燃烧中扮演了重要角色，因此，废气稀释能力和加热作用的协调控制始终是基于废气管理策略的汽油机低温高效燃烧在所有负荷工况下都要面临的核心问题。但内部废气的加热作用和稀释能力与燃烧的实际需要存在着先天的矛盾，因此需要采用降低有效压缩比、外部 EGR 和混合燃烧及稀释 SI 燃烧放热模式等方法来实现内

部废气加热作用和稀释能力的协调,并付出了相应的燃油经济性或者额外成本的代价,导致了这种基于废气管理的汽油机低温高效燃烧存在着一些不足,如图1-3所示。



图 1-3 基于废气管理的低温高效燃烧的原理与不足

Figure 1-3 Principle and deficiency of low temperature combustion driven by exhaust gas

首先,由于废气在燃烧实现过程中的大量填充,使得缸内充量的平均比热比低于常规的当量比油气混合气,更是明显低于空气稀释下的稀薄混合气。缸内充量比热比的降低直接导致了发动机循环热效率的下降。此外,缸内残余废气在经历重压缩过程时所带来的额外的散热损失,导致了发动机在换气过程会产生一定的泵气损失,且该泵气损失会随着负荷的降低即重压缩峰的增大而明显恶化。因此,实验研究也充分表明,CAI发动机的经济性优势是打了折扣的,其油耗虽然低于稀燃火花点火汽油机^[60,61],但却明显高于其他类型的HCCI发动机^[62,63]。

其次,当CAI燃烧运行在小负荷工况时,由于缸内燃烧温度偏低,此时缸内残余废气的稀释作用大于加热作用,对新鲜充量的加热效果减弱,且缸内稀释度的增加又提升了油气混合发生自燃所需的温度,因此CAI燃烧在小负荷边界会遭遇缸内热状态不足所导致的燃烧稳定性较差甚至失火的问题。针对这个问题,通用公司先后采用了稀空燃比下直喷多次喷射结合火花辅助的方法^[64]和重压峰和压缩过程两次喷射并结合进气加热的方法^[65]分别实现了CAI燃烧小负荷工况的拓展并在怠速工况实现了HCCI燃烧。通用公司的方法虽然比较有效,但是也付出了两套喷油系统的成本,并引入了直喷系统对油品的成分要求较高和控制复杂度的问题。本课题组针对CAI燃烧小负荷的拓展问题,提出了负气门重叠角配气相位基础上的进气门早开策略,利用所形成的进气前回流使缸内的高废气率区和高温度区发生分离,也同样实现了CAI燃烧向小负荷边界的拓展^[66],但由于非对称的气门相位配置,使得换气过程中产生了较高的泵气损失,因此该策略的实现是以牺牲CAI燃烧燃油经济性为代价的。而随着负荷的增大,废气填充容积的减小和内部废气热量的增加,使得内部废气的稀释作用迅速降低而加热作

用逐步增强,故需采用推迟进气门关闭时刻降低有效压缩比的方法来实现对废气两个作用的协调控制,降低缸内的热作用,抑制过快的放热速率。而有效压缩比的降低则极大降低了发动机工作循环的做功能力。

此外,基于负气门重叠角的 CAI 燃烧在向中高负荷工况拓展为混合燃烧时,会因这种排气门早关的缸内废气留存方式,在排气过程中产生较高的换气损失^[67],如图 1-4 所示。这部分损失主要是源于,随着负荷的增大,缸内工质膨胀做功的程度加大,而负气门重叠角策略下较低的排气门升程和较早的排气门关闭时刻使得发动机的排气过程不畅,大量的排气在经过较小的排气窗口时发生堵塞,使得排气背压升高,因此从示功图上可以看到明显的换气过程损失。实际上,这项损失在中小负荷的 CAI 燃烧中也存在,只不过因为负荷偏低、气体膨胀程度偏小,因此排气过程没有受到太大的阻碍,损失几乎可以忽略。这项由负气门重叠角配气相位所造成的损失会随着负荷的增大而显著增加,即使燃烧模式转变为 SI 燃烧时,也会因气门型线更多针对 CAI 燃烧设计所具备的短持续期和低升程特性,而明显限制发动机的充气效率,降低发动机的负荷上限,也失去了在大负荷工况下通过引入外部废气等方式优化 SI 燃烧的机会。

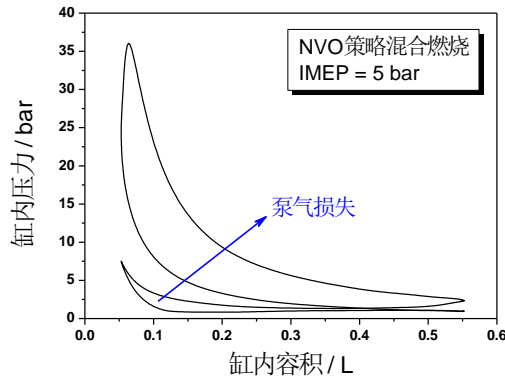


图 1-4 负气门重叠角策略混合燃烧的 P-V 图^[67]

Figure 1-4 P-V diagram of SI-CAI hybrid combustion achieved by NVO strategy

因此,废气重压缩策略虽然具有燃烧实现方面的便利性,但其缸内充量中较高的废气组分而导致了较低的工质比热比,同时也因留存内部废气付出了重压缩散热和换气损失、以及恶化的充气效率等换气模式损失,极大地限制了其燃油经济性的改善空间。

因此,废气重压缩策略虽然具有燃烧实现方面的便利性,但其缸内充量中较高的废气组分而导致了较低的工质比热比,同时也因留存内部废气付出了重压缩散热和换气损失、以及恶化的充气效率等换气模式损失,极大地限制了其燃油经济性的改善空间。

2) 内部废气重吸

废气重吸策略同样是一种利用缸内残余废气来实现 HCCI/CAI 燃烧的气门策略。与内部废气重压缩策略不同的,废气重吸策略是指在进气过程中把排气门打开,将排出去的废气重新吸入气缸内的策略。基于这种废气重新吸回到缸内的方法,研究者主要通过采用电液式气门机构或是特制的二次开启的排气凸轮轴,也同样在中小负荷范围内较好地实现了 HCCI/CAI 燃烧^[68-74]。Kaahaaina^[68]采用电液气门执行机构,在排气和进气冲程中均保持排气门始终打开,使排出的废气在进气过程中重新吸回,实现了 HCCI 燃烧过程,试验所得到的负荷范围大约为

SI 原机的 30%~55%。IFP 公司的 Duffour^[69]等人利用电液式全可变机构,通过试验和仿真相结合的方法,研究了排气门长开策略和二次打开策略对缸内成分和温度分布的影响,并指出废气重吸策略能够改变缸内温度的分布和废气分布的不均匀性,从而影响随后的 HCCI 燃烧放热过程。FEV 公司等德国研究机构^[73,74]以及法国的 IFP 公司^[70]等都已经在使用二次排气门打开方面做了很多研究工作,并着手开发工程样机。AVL 公司在一款多缸机上开发了 AVL-CSI (Compression and Spark ignition) 燃烧系统^[75]。该发动机的进气门侧安装的是传统的凸轮驱动气门机构和凸轮相位移相器 (CPS),通过切换挺杆来改变气门升程与相位;在排气门侧,传统的凸轮驱动气门机构与电液驱动气门 EHVA (Electro Hydraulic Valve Actuation) 结合。减小进气凸轮升程至 3.5 mm,并使进气门早关。通过进气凸轮定时、进气压力和电控节气门调整进气量。在进气冲程末期,电液驱动气门打开,已燃废气从排气道重新被吸入,实现了 HCCI 燃烧。

Wolters^[70]用全可变气门机构比较了废气再压缩和废气重吸这两种方法对 HCCI/CAI 燃烧过程的影响。结果表明,内部废气重吸策略下的缸内混合气温度偏高,浓度分层更均匀,着火时刻偏晚,放热速度较慢,压力峰值低。这主要是由于相比于废气重压缩策略,内部废气重吸策略中废气在重吸过程中经历了更高的热损失造成的。虽然这一点使得内部废气重吸策略所能实现的负荷下限略显不足,但其却可以使得 CAI 燃烧能够较好的运行在更高的负荷上边界。此外,由于重吸过程没有重压缩过程固有的泵气损失,因此在燃油经济性方面也好于内部废气重压缩策略。

在常规的气门型线和气门机构配置下,采用一定的气门重叠正角也同样可以起到废气重吸的效果。英国 Brunel 大学的 Yang 等人采用正气门重叠角的相位开展了 HCCI 燃烧的研究^[76],不过由于这种方式捕捉缸内废气的能力有限,因此在基于正气门重叠角策略实现 HCCI 燃烧时需要通过进气加热的手段来辅助。

然而,相比于对缸内热状态要求较高的 HCCI/CAI 燃烧,中高负荷下的混合燃烧因为有了前期火焰传播的帮助,故降低了对缸内充量温度的需求。因此,采用正气门重叠角相位实现较少量的内部废气重吸,成为满足混合燃烧对缸内热状态需求的一种方式。同时,由于正气门重叠角相位不存在对排气过程的阻碍,因此不会造成类似于负气门重叠角策略下的较高的换气过程损失。通用公司开展了混合燃烧在正气门重叠角策略和负气门重叠角策略下的燃烧特性对比研究^[77],结果表明,正气门重叠角策略能够有效降低发动机的泵气损失并改善混合燃烧的燃油经济性。但其在研究中重点是强调与负气门重叠角策略的对比,没有针对正气门重叠角配气相位对燃烧及换气过程的影响开展研究,也没有涉及正气门重叠角策略下的混合燃烧优化。国内清华大学的王志等人^[78]利用传统 SI 气门型线的正

气门重叠角相位也开展了混合燃烧的研究工作,不过由于其采用的气门重叠正角较小,燃烧实现更大程度上依赖其较高的压缩比,此外,由于其研究过程中气门相位是固定的,因此所获得的混合燃烧运行工况范围也相对较窄。

综合上述研究现状可以看出,基于废气重吸策略所实现的 CAI 燃烧虽然存在负荷下边界受限的问题,但由于重吸方式获取缸内废气的过程对换气过程没有造成明显的泵气损失等负面影响,故这种高稀释低温燃烧的实现模式避免付出了过高的换气模式损失,因此能够展示出较高的燃油经济性,尤其是在 CAI 燃烧的负荷上边界以及混合燃烧工况区域。不过目前尚没有废气重吸策略在全工况范围内应用方案的相关研究。

3) 进气加热

利用进气加热提高混合气的初始压缩温度,进而改变缸内温度变化历程,在常规的压缩比条件下实现较高的压缩终了充量温度,是实现 HCCI 燃烧的最为简单且直接的手段。最早使用进气加

热方式来进行汽油机 HCCI 燃烧研究的是 Najt 和 Thring 等人^[17],他们将进气温度加热到 300 °C 以上实现了均质压燃燃烧。在随后的很多研究中,进气加热一直被作为一种直接有效的实现手段来研究 HCCI 的燃烧特性。其中比较有代表性的是,英国 Brunel 大学的 Oakley 和赵华等人^[79,80]在普通的进气道喷射发动机上开展了不同高辛烷值燃料 HCCI 燃烧的研究。他们取消了节气门,利用进气口处的加热器将进气温度加热到 320 °C,使可燃混合气在压

缩过程终了时能够达到自燃温度。为了减缓放热速率,引入外部废气再循环,以改变混合气中的氧气浓度、惰性气体浓度和比热,进而改变了燃烧特性。他们研究了发动机在 1500 r/min 时,不同空燃比和外部 EGR 率下的 HCCI 燃烧的运行范围。结果表明:HCCI 燃烧运行范围存有三个限制边界,分别是:部分燃烧边界、失火边界和敲缸边界,如图 1-5 所示。与相同转速和负荷下的 SI 发动机相比,NO_x 排放最多减少了 97%,最大负荷点的油耗减少了 20%,但未燃 HC 和 CO 排放有所增加。

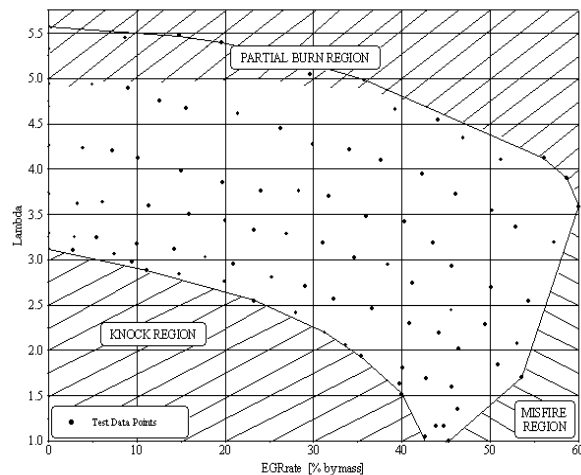


图 1-5 进气加热汽油 HCCI 稳定运行范围^[74]

Figure 1-5 Steady operating range of HCCI combustion achieved by intake preheating

利用进气加热来实现 HCCI 燃烧通常以过量的空气作为燃烧的稀释源,配合以增压技术可极大地拓展其稳态运行工况,且由于稀薄混合气的平均工质比热比较高,因此能够获得较高的循环热效率即实现极低的油耗,工作在 HCCI 上负荷边界运行区域时可最低可实现 175 g/kWh 的指示燃油消耗率^[81]。

为了实现进气温度的快速调节以满足瞬态 HCCI 燃烧工况的需求,福特公司在 2002 年^[81]提出了一套新的进气管管理装置,该进气系统利用换热器实现排气对进气的加热,并具备冷、热两个进气管道,通过一个 TCV 阀

(Temperature Control Valve) 将冷、热两股进气在进入气缸前按比例混合,以获得所需的进气温度,最终实现 HCCI 燃烧,该系统示意图可参见图 1-6,福特公司将其称为

OKP (optimized kinetic process)。这种进气系统在很大程度上提高了进气温度的调整速度,使得以进气温度为主控制量的 HCCI 燃烧控制成为可能。瑞典 Lund 大学^[82]在进

气加热实现 HCCI 燃烧方面也做了深入的研究工作,搭建了与福特公司类似的快速进气管管理系统 (Fast thermal management system),并在一台高压压缩比的 HCCI 多缸机上进行了变转速、变负荷的发动机瞬态实验,获得了优于可压缩比控制的响应速度。美国 Lawrence Livermore 国家实验室^[83]也同样基于冷、热气按比例混合以调整进气的方案,在一台多缸机上实现了天然气的 HCCI 燃烧,并依靠进气温度的独立调节解决了各缸不均匀性的问题。此外,以这种进气温度快速调节的热管理系统为基础,福特公司^[84]和美国密歇根大学^[85]也开展了基于模型的 HCCI 燃烧控制研究,展示了其瞬态工况的实现能力。

然而在这种进气加热策略中,倘若加热进气的能量来源于常规的电加热,则这些高达几千瓦的功率消耗会极大地削弱 HCCI 燃烧本所能实现的燃油经济性优势。考虑到内燃机在工作过程中有近三分之二的能量以热的形式损失掉,因此通过余热能回收来加热进气是更为合理的方案。

美国 Lawrence Livermore 国家实验室^[86]在 2000 年首次提出了通过换热器利用废气热量对进气进行加热的方案,解决了实际应用中进气加热方式所需要的热量来源问题。研究表明,通过协调换热器、增压器和中冷器三者的工作状态,

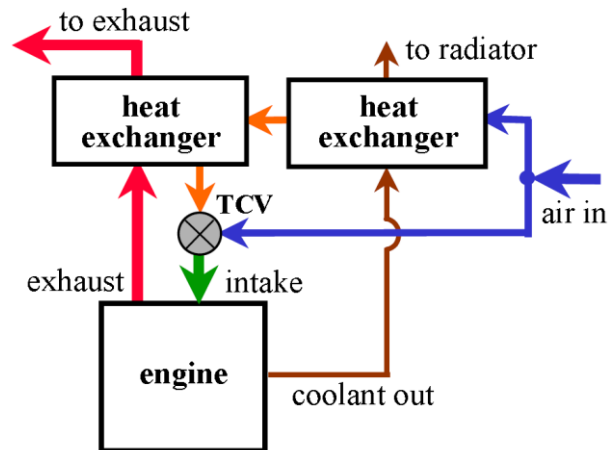


图 1-6 福特公司的 OKP 系统示意图^[75]

Figure 1-6 Schematic diagram of OKP system

并在一定的电加热辅助下，在一台柴油机上满足了 HCCI 燃烧对进气温度的需要，在较大工况范围内实现了稳定的 HCCI 燃烧，具体的试验系统配置可参见图 1-7。

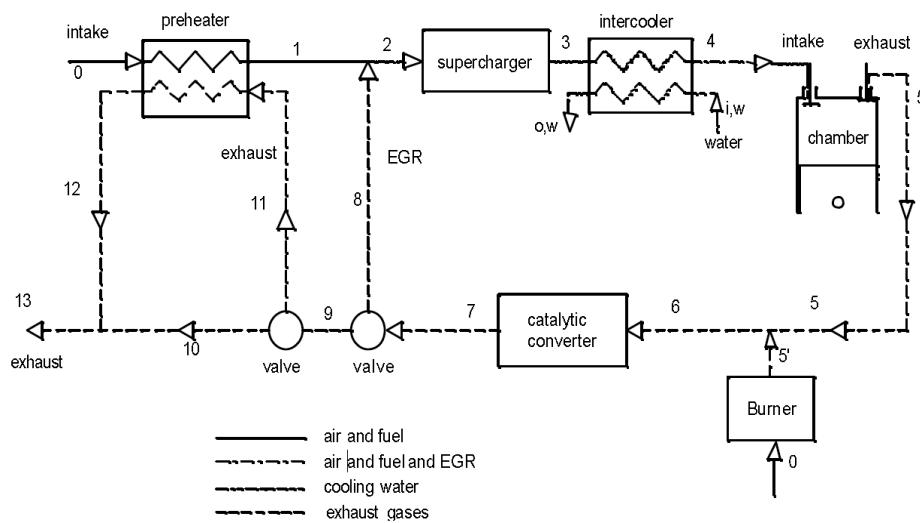


图 1-7 换热器、增压器和中冷器对进气温度的协调控制试验系统^[86]

Figure 1-7 Schematic diagram of intake temperature control system configured with heat exchanger, turbocharge and intercooler

福特公司在 2002 年发表的文章^[81]也提到了可通过换热器利用发动机的冷却水和排气热量来加热进气，如图 1-5 所示，并可以在压缩比为 15.2 的条件下直接满足 HCCI 燃烧对进气温度的需求。瑞典 Lund 大学^[82]在进气热管理控制 HCCI 燃烧的研究中也采用了发动机余热回收加热进气的方案，但也是需要高压压缩比的配合或电加热的辅助。加州大学伯克利分校^[87]在一台压缩比为 17:1 的发动机上采用余热回收的方式实现了含水乙醇的 HCCI 燃烧，从能量平衡的角度极大提升了发动机的热效率。国内上海汽车公司与上海交通大学与合作^[88]，在一台高压压缩比的汽油机上通过冷却水-进气换热和排气-进气换热，在中小负荷范围内实现了进气加热的 HCCI 燃烧。

从基于余热回收实现进气加热的 HCCI 燃烧研究可以看出，燃烧的稳定实现离不开高压压缩比或电加热的辅助。这主要是因为汽油机的常规压缩比 (9.5:1 - 11.5:1) 配置下，通常需要高达 250 - 320 °C 的进气温度才能实现进气加热的 HCCI 燃烧^[17,80,89]。如此高的进气温度需求很难通过发动机的余热回收来实现，尤其是当发动机运行在小负荷工况时，HCCI 燃烧的排气温度很低，甚至低于 300 °C。而小负荷时的 HCCI 燃烧对进气温度的需求最高，这就更导致了 HCCI 燃烧的进气热需求与余热热供应之间的矛盾。尽管采用排气门早开或进气节流的方法^[90]能够在一定程度上缓解热供应与需求的差距，但仍然需要较高压缩比的支持，且会牺牲不小的燃油经济性。此外，考虑到车用安装情况，换热器

本身的结构和尺寸以及成本也会受到一定的限制,因此换热器的换热效率很难达到较高的水平,常规且紧凑的换热器是更为实际的选择。

进气加热的 HCCI 燃烧也有着运行范围的上负荷边界限制。且相比于基于废气策略的 HCCI 燃烧,进气加热策略的 HCCI 燃烧由于其较高的缸内氧浓度,燃烧放热速度更快,更容易发生爆震,导致上负荷边界略低^[91]。在混合燃烧工况区域,单纯依靠进气加热的实现方式使燃烧表现出对进气温度的高度敏感性^[92],这主要是由空气的弱稀释作用下混合燃烧中火焰传播与自燃相互作用产生燃烧比例不稳定的振荡现象导致的。

基于进气加热策略的汽油机高稀释低温燃烧研究现状可以看出,由于其缸内稀释工质为比热比较高的空气,且这种燃烧实现模式也无需为获取内部废气而付出换气模式损失等充量获取代价,因此利用进气加热和空气稀释所实现的 HCCI 燃烧具有相当高的燃油经济性,但其主要问题在于小负荷工况时余热能不足,在有助于全负荷运行的常规压缩比配置下,难以满足 HCCI 燃烧对进气温度的较高需求。此外,由于空气作为主要缸内工质,也会因缺乏足够的燃烧稀释作用,限制了该策略在 HCCI/CAI 负荷上边界的拓展和混合燃烧的实现与优化。

4) 高压缩比

除了上述采用内部废气和进气加热这类提高压缩前缸内充量温度的方法以外,提高发动机的压缩比也可以在同等的初始缸内状态的基础上获得更高的压缩末期缸内温度和压力,进而实现油气混合的压燃燃烧。不过,尽管提高发动机的压缩比可以有助于中小负荷工况下 HCCI 燃烧的实现,但在高负荷工况时则需要面对更为粗暴的燃烧过程和更强的爆震倾向。因此,可变压缩比技术一度被引入 HCCI 燃烧的研究中^[93,94],以满足不同负荷工况对压缩比的不同需求。虽然可变压缩比技术虽然具有在较大的工况范围内对 HCCI 燃烧的有效调节能力,并具备在中高负荷工况使燃烧转换为混合燃烧和 SI 燃烧的优势,但是由于在发动机运行过程中改变压缩比时需要克服较大的缸内压力,机构的执行动作存在一定的迟滞,加之目前的可变压缩比技术还尚未完全成熟,也在某种程度限制了该种 HCCI 燃烧实现策略的发展前景。

5) 采用易于自燃的燃料

从改善燃料自燃特性入手,也是实现 HCCI 燃烧的一种解决方案。和 PPCI 等柴油机中燃用汽油燃料解决均质充量的目的相对应,在汽油机中燃用高十六烷值燃料是为了改善燃料的自燃特性。研究表明^[95-97],燃料组成及其物理、化学特性对 HCCI 燃烧过程影响显著,可以增大 HCCI 燃烧运行范围和改善排放、噪音等问题。但由于这套策略下 HCCI 燃烧的实现与控制需要配备两套供油系统,增

加了系统成本和复杂度，并且需要根据燃烧状况实时调整两种燃料的比例，控制较难。且考虑到在实际中应用这一方案，必然需要用汽油和柴油来代替异辛烷和正庚烷作为发动机燃料。从这个角度看，这个策略与柴油机平台的 PPCI、PCCI 等策略有异曲同工之处，所面临的限制问题也是一样的。

1.4 本课题研究思想的引出

从上述汽油机高稀释低温燃烧的主要实现策略的技术手段可以看出，内部废气重压缩、废气重吸和进气加热策略是三种主流且可行性较高的技术方案。虽然三种策略都能够在一定范围内实现并调控高稀释低温燃烧，但却有着截然不同的燃烧表现。这其中的差异主要可以总结为缸内稀释工质和换气模式的不同。在内部废气重压缩策略中，缸内空间主要由废气填充，大量的废气组分降低缸内工质的平均比热比，造成了循环热效率的下降；而在换气模式方面，留存内部废气的重压缩过程无论是在中小负荷还是在中高负荷，均会导致较高的泵气损失，造成了燃油经济性的恶化。废气重吸策略虽然同样是以废气作为缸内的主要稀释工质，但其借助于排气道重吸的内部废气获取方式，避免了废气重压缩过程的较高泵气损失，因此热效率相对较高，但废气重吸的方式也同样导致了相对有限的内部废气的获取能力，限制了燃烧在小负荷工况的实现。进气加热策略采用大量空气作为缸内的主要稀释工质，并且不需要为获取内部废气而付出额外的换气模式损失，因此能够实现相当高的循环热效率。然而，发动机余热能回收通常难以满足进气热需求，这是阻碍这种进气预热的实现方式在中小负荷工况应用的最大障碍，额外的电加热辅助则会导致显著的整体燃油经济性恶化。

由此可见，缸内废气-空气稀释工质和换气模式会显著影响汽油高稀释低温燃烧的热效率。因此，在满足高稀释低温燃烧对缸内热状态的基本需求的基础上，实现缸内废气-空气的稀释工质优化并降低实现换气模式损失，是进一步提升汽油机热效率的核心方法。而上述废气重吸、进气加热和内部废气重压缩三种策略在缸内废气-空气稀释工质和换气模式方面有着各自的优缺点，其综合互补在改善全负荷工况范围内燃烧放热过程同时，有着优化废气-空气稀释工质和改善换气模式损失的潜力。

在中小负荷工况的 HCCI/CAI 燃烧模式下，采用进气加热策略与内部废气留存策略的组合有利于同时实现缸内稀释工质和换气模式的优化。一方面，利用进气加热减少燃烧对内部废气填充作用的依赖，降低留存内部废气所付出的换气模式损失，同时通过空气稀释的引入提高缸内工质比热比；另一方面，部分内部废气的留存也有助于降低燃烧对进气温度的过高要求，使得在常规压缩比条件下依靠余热回收加热进气实现 HCCI 燃烧成为可能。这种组合策略的本质即是协调进

气加热与内部废气留存对缸内热状态和稀释度的共同作用,从缸内废气-空气稀释工质和换气模式两方面改善 HCCI/CAI 燃烧的燃油经济性。

在中高负荷工况的混合燃烧模式下,缸内主要采用废气稀释组分以抑制过快的放热速率,因此热效率的提升则主要从稀释工质的换气模式方面入手。利用正气门重叠角重吸废气的方式来留存内部废气,能够在满足缸内热状态需求的基础上,改善换气过程,提高缸内充量效率,进一步通过缸内热状态与稀释度的协调去优化混合燃烧放热过程;同时也借助于废气的重吸过程避免了重压缩方式导致的高泵气损失,降低换气模式损失。

为了在全局进行燃油经济性优化,需要以上述兼顾燃烧过程和稀释工质及换气模式的汽油机高稀释低温燃烧的优化准则为基础,综合形成一套参数承接性好且切实可行的全负荷技术路线及实现方案,这就需要建立汽油机高稀释低温燃烧放热率模型,以便于通过仿真分析的方式在全负荷工况范围内快速开展多燃烧模式的燃烧性能评价与优化,并依据汽油高稀释低温燃烧的理想运行需求,提出并评价基于废气-空气组合稀释与换气模式优化的全负荷低温燃烧汽油机热效率提升方法。

综上所述,本研究即是在不同负荷工况及燃烧模式下,有针对性地选用进气加热策略与内部废气留存策略或其组合,通过缸内废气-空气稀释工质与换气模式的优化,探索提升高稀释低温燃烧热效率的实现方法,并综合提出基于废气-空气组合稀释与换气模式优化的全负荷实现方案。

1.5 本课题的研究内容和意义

高稀释低温燃烧因热效率且排放低而成为内燃机研究领域的研究热点。但是,常规实现策略难以兼顾燃烧过程的改善与充量获取的优化,限制了燃油经济性的进一步提升。本研究以高稀释低温燃烧中稀释工质与换气模式对热效率的影响为出发点,旨在研究空气和内外部废气的加热作用、稀释作用和容积填充作用对燃烧放热过程的影响机理和规律,探索提升高稀释低温燃烧汽油机热效率的实现方法。研究思路及内容如图 1-8 所示。研究稀释工质和换气模式对 HCCI/CAI 燃烧的影响,寻找废气-空气组合稀释优化 HCCI/CAI 燃烧的方法;研究正气门重叠角所实现的废气重吸方式在协调缸内稀释度与热状态中的充量获取和燃烧控制机制;以分析总结边界条件对火花点火和多点自燃的影响特性为基础,建立汽油机高稀释低温燃烧放热率预测模型,进而根据高稀释低温燃烧的理想运行需求,探索基于废气-空气组合稀释与换气模式优化的全负荷低温燃烧汽油机热效率提升方法并进行评价。

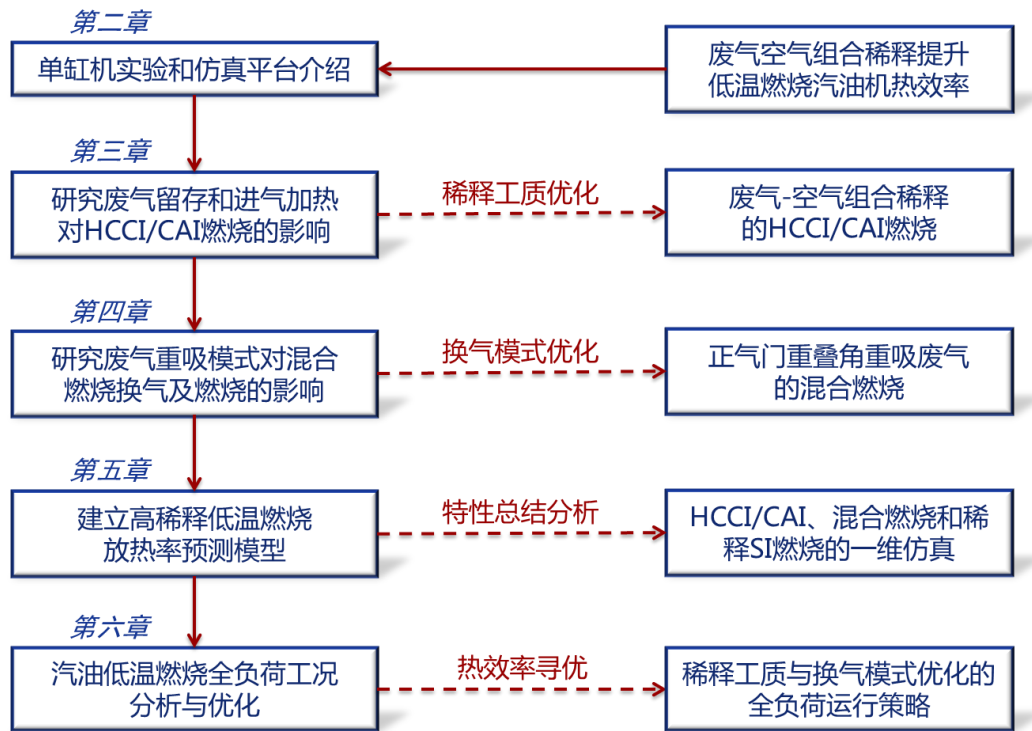


图 1-8 本文的研究思路和研究内容

Figure 1-8 Research idea and content of the paper

主要研究内容及章节安排如下：

- 1) 第二章主要介绍研究所采用的单缸机实验平台和仿真平台。
- 2) 第三章研究缸内充量中废气-空气稀释工质和换气模式对 HCCI/CAI 燃烧的影响规律及原因，并寻找余热回收加热进气结合内部废气留存所实现的废气-空气组合稀释提升 HCCI/CAI 燃烧热效率的方法。
- 3) 第四章研究正气门重叠角所实现的废气重吸方式对混合燃烧的影响规律，探索基于正气门重叠角重吸内部废气的混合燃烧控制机制，寻找中高负荷范围内降低换气模式损失并提升热效率的混合燃烧优化方法。
- 4) 第五章在总结分析边界条件对火焰传播和多点自燃的影响特性基础上，建立适用于全负荷工况的高稀释低温燃烧放热率模型，以实现废气-空气组分的多燃烧放热模式的仿真预测。
- 5) 第六章以缸内空气-废气稀释工质与换气模式的优化为出发点，设计提升高稀释低温燃烧汽油机热效率的全负荷实现方法并进行评估。

第二章 研究平台介绍及关键参数计算方法

本章主要介绍研究开展所采用的单缸低温高效燃烧原理性实验样机平台，以及研究所涉及的基于一维流动动力学软件 GT-Power 的一维仿真平台和基于通用流体计算软件 Star-CD 的三维仿真平台，并对分析过程所需的关键参数的定义和计算方法进行了说明。

2.1 单缸低温高效燃烧原理性实验样机平台

本研究所开展的试验均是在低温高效燃烧单缸原理性样机实验平台上完成的。低温高效燃烧单缸原理性样机主要由 Ricardo 单缸机、配备有全可变气门运动机构的发动机缸盖、进气热管理系统、外部废气再循环系统、冷却水和机油的外循环温度调节装置以及交流电力测功机等组成。图 2-1 为单缸原理性样机试验台架系统的总体示意图。

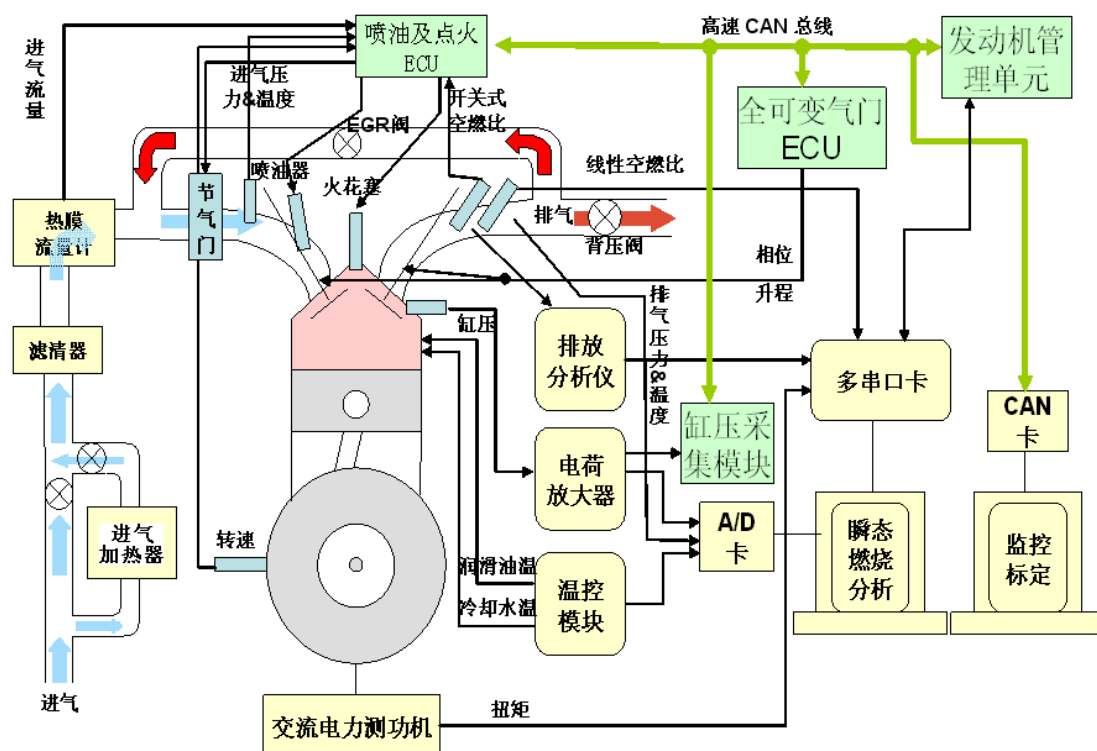


图 2-1 单缸原理性样机试验台架系统

Figure 2-1 Schematic of the test setup

2.1.1 4VVAS 单缸试验发动机台架

以 Ricardo Hydra 140 型单缸机的原配置为基础，课题组自行设计了发动机缸盖和配气机构，实现了对两个进气门和两个排气门的升程和相位的连续迅速调节功能，称之为全可变气门运动机构(4 Variable Valve Actuation System, 4VVAS)。全可变气门运动机构所能实现进排气门型线调整如图 2-2 所示，有利于使单缸机通过各类气门型线组合实现对缸内组分、温度和进排气历程的管理。改造后单缸原理性样机的实物图如图 2-3 所示。其结构参数及试验条件如表 2-1 所示。

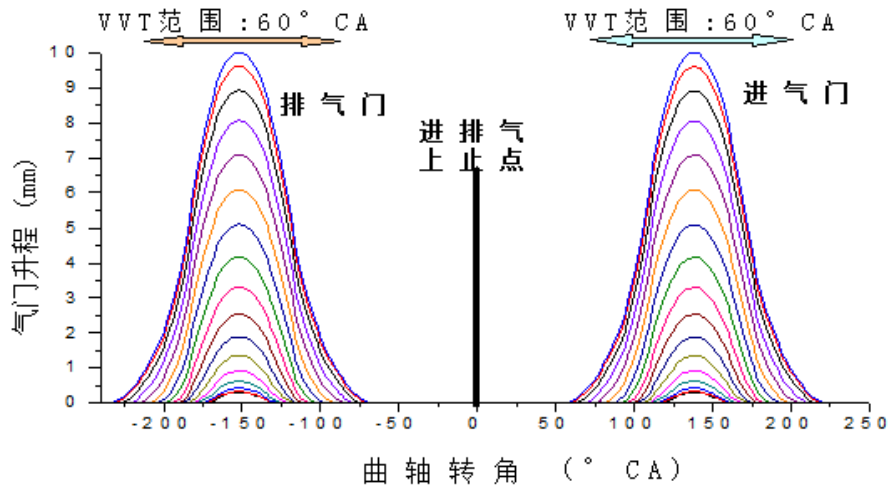


图 2-2 全可变气门机构可实现的气门升程曲线

Figure 2-2 Valve profiles of variable valve acuation system



图 2-3 4VVAS 单缸原理样机实物图

Figure 2-3 Photo of 4VVAS gasoline engine

表 2-1 4VVAS 单缸机结构及试验参数

Table 2-1 Engine specifications

缸径	86 mm
行程	86 mm
连杆长	143 mm
压缩比	10.67
喷油压力	2.6 bar
火花塞间隙	1.0 mm
进排气门数	2 进 2 排
进气门直径	34.2 mm
排气门直径	28.7 mm
进气方式	自然吸气
燃油	93# 汽油
气门升程调节范围	0.3 - 9.7 mm
气门相位调节范围	0 - 60 °CA

考虑到冷却水温度对发动机燃烧性能的影响和机油温度对发动机润滑和可变气门定时机构的影响,冷却水温度和机油温度通过外循环冷却系统来保持恒定,在本研究中总,水温和油温分别为 80 ℃ 和 50 ℃。

试验台架采用科达公司生产的 30 kW 交流电力测功机。该测功机能够实现对发动机的倒拖功能,可兼做启动电机功能,有利于汽油低温燃烧各项基础理论试验的开展。

在试验中使用 ETAS 公司 LA4 线性空燃比分析仪监测缸内混合气浓度。该测试系统属于宽域线性型,其测量范围为过量空气系数范围是从 0.7 到 32.7,并可通过串口与上位机进行通讯,不但可以实时得到缸内混合气浓度,还可以用来进行空燃比闭环反馈控制。

使用 Kistler 6125 型石英压力传感器测量缸内压力,可测量的压力范围为 0~25 MPa,传感器热冲击误差低于-0.03 MPa。传感器通过高电阻线与 Kistler 5011B 型电荷放大器相连,将电荷信号转化为电压信号,标定后可以得到缸内压力数值。

发动机的进气量和燃油消耗的测量则分别采用了上海同圆公司生产的 ToCeil-LFE60 型层流流量计和 ToCeil-CMFG010 型瞬时油耗仪。

使用了 HORIBA 公司(日本堀场株式会社)生产的 MEXA-7100DEGR 型废气分析仪来检测分析各工况下的排放水平。CO 和 CO₂ 的测量都是基于不分光红外分析仪,HC 使用的是加热式氢离子火焰法(HFID),而 NO_x 的测量使用化学发光法(CLD)。所有的排放数据都是以该排放仪所测得的体积排放为原始数据,按照 GB 14762-2002 标准^[98]计算得到。该废气分析仪还具有测量外部废气再循环比例的功能,本研究中所使用外部废气比例都是通过该废气分析仪测量所得。

2.1.2 进气热管理系统和外部废气再循环系统

发动机所配备的进气热管理系统是通过在进气管路上游改造出两条进气分支管路来实现的,其中热气路中安装有 6 kW 的电加热器以实现进气充量的加热,最高可将进气加热到 300 ℃,同时也可通过管路旁通,利用换热器以发动机余热回收的形式来加热进气,余热回收加热进气的系统示意图如图 2-4 所示;而冷气路分支管路上游则直接连同环境大气。通过调节安装在冷热气路汇合前的流量控制阀,即可通过控制冷气和热气进气量的比例来实现对进气温度的调整。K 型热电偶安装在进气道靠近气缸侧 300 mm 处,用以测量进气温度。进气热管理系统的实物图如图 2-5 所示。

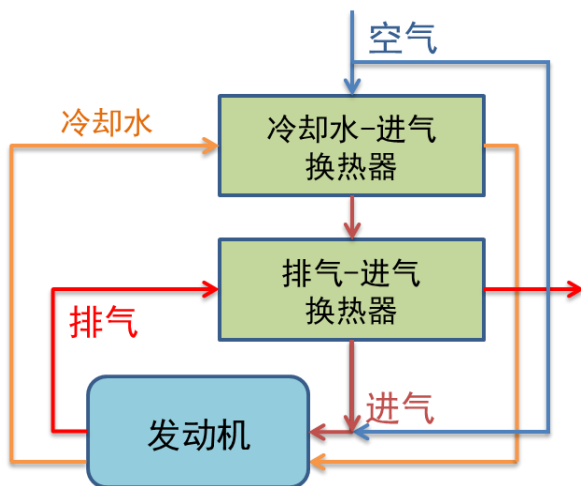


图 2-4 余热能回收加热进气的系统示意图

Figure 2-4 Schematic diagram of the waste heat recovery system



图 2-5 进气热管理系统实物图

Figure 2-5 Photo of intake thermal management system

由于单缸机的排气量较小，且在一个循环内只排气一次，排气管路的脉动很大。因此为了实现稳定的外部废气再循环率，在排气管路中安装了稳压罐，维持排气压力的稳定。为了确保外部废气再循环能够实现，通过排气管路上的调压阀，将排气背压的数值调整到表压 1.25 kPa。这个压力既不会对燃烧产生明显的影响，又足以确保外部废气可以通过较长的再循环管路回到进气管内。回到进气管内的外部废气量由安装在外部废气循环管路中的调节阀来控制。外部废气率是根据排放仪分别测量进气中和排气中的 CO_2 含量来获得的，所采用的 EGR 测量公式为：

$$EGR_{external} = \frac{[\text{CO}_2]_{INTAKE} - [\text{CO}_2]_{BAK}}{[\text{CO}_2]_{EXHAUST} - [\text{CO}_2]_{INTAKE}} \quad (2-1)$$

2.1.3 分布式控制系统

由于 4VVAS 单缸机原理性试验样机的控制的对象较多，本课题采用一种基于 CAN 总线的分布式控制系统，通过 CAN 总线将复杂的控制任务分配到每个独立的控制单元中。该控制系统由 4 个相对独立而又相互联系的 ECU 组成，包括 PFI 喷油及点火控制单元、GDI 燃油喷射和控制单元、全可变气门控制单元和燃烧反馈控制单元，并通过 CAN 总线组成一个分布式控制系统^[99]。HCCI 发动机管理单元通过 CAN 总线将进排气相位、升程、点火时刻和喷油量等控制量分别发给全可变气门单元和喷油点火控制单元来实现对高稀释低温燃烧的控制，并可从 PC 端对各参数进行实时监控和修正。控制系统结构图如图 2-6 所示。

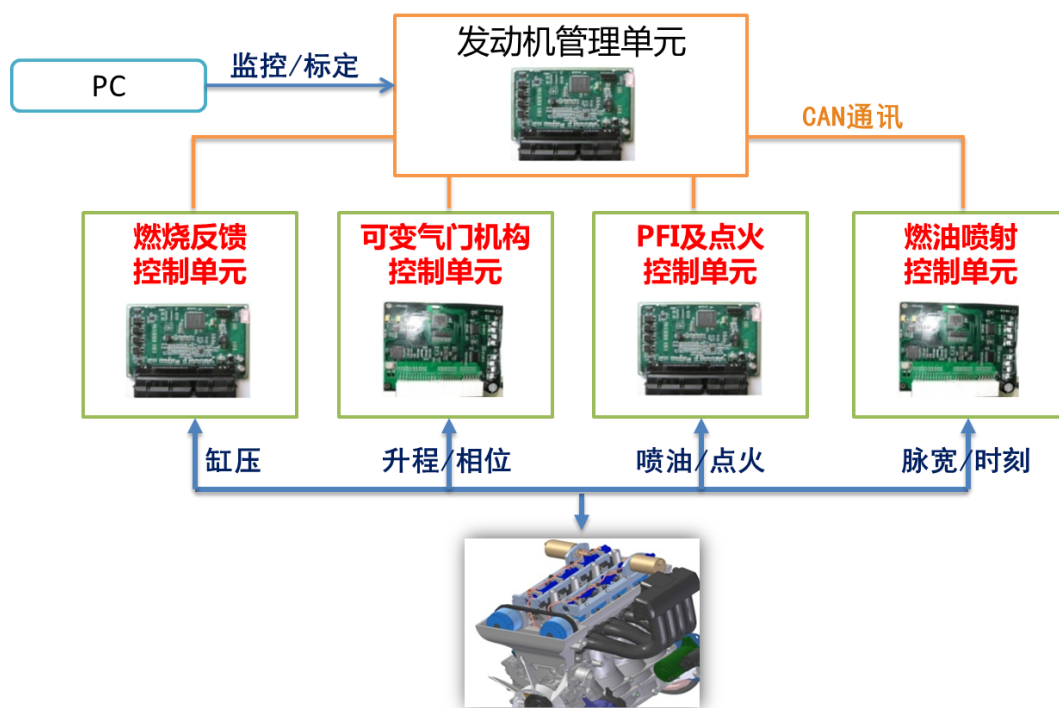


图 2-6 4VVAS 单缸原理样机控制系统

Figure 2-6 Control system of 4VVAS single cylinder gasoline engine

2.1.4 燃烧实时分析系统

瞬态燃烧分析系统是在 PC 机 Windows 环境下开发的,具有操作整个试验系统平台、数据采集管理、实时监控及燃烧分析等功能。该系统采用 PCI 总线高速 A/D 卡和多串口扩展卡,利用多线程、多级缓存、显示缓存等软件处理技术,采集气缸压力及各种性能参数、控制参数、气门参数、发动机状态参数,并能在线调整喷油量、点火控制等参数,具有高速数据采集和处理的能力,能在高速数据采集保存的同时,进行燃烧状态实时监控、燃烧过程在线分析等复杂多任务处理,为 HCCI 燃烧试验提供实时的反馈信息,能满足 HCCI 稳态和瞬态实验研究的需要。其监控和分析界面如图 2-7 所示,可以在监控燃烧的同时分析我们需要的燃烧状态参数,同时将最重要的缸内压力、瞬时放热率、压力升高率和累积放热率四个燃烧分析和监控参数进行图形化处理,便于我们在试验过程中实时掌握试验信息。

此外,燃烧分析系统还提供“数据回放”和“离线数据分析”等辅助功能,便于试验后详细分析 HCCI 燃烧过程,计算各种燃烧特征参数及发动机的动力性、经济性指标(如:最大压力及其相位、最大压升率及其相位、燃烧始点 CA10、燃烧相位 CA50、燃烧终点 CA90、燃烧持续期、IMEP、PMEP、循环变动分析、

转矩、指示功率、指示燃油消耗率、指示热效率、残余废气百分比等），提高实验数据的处理分析效率，为试验分析提供保证。

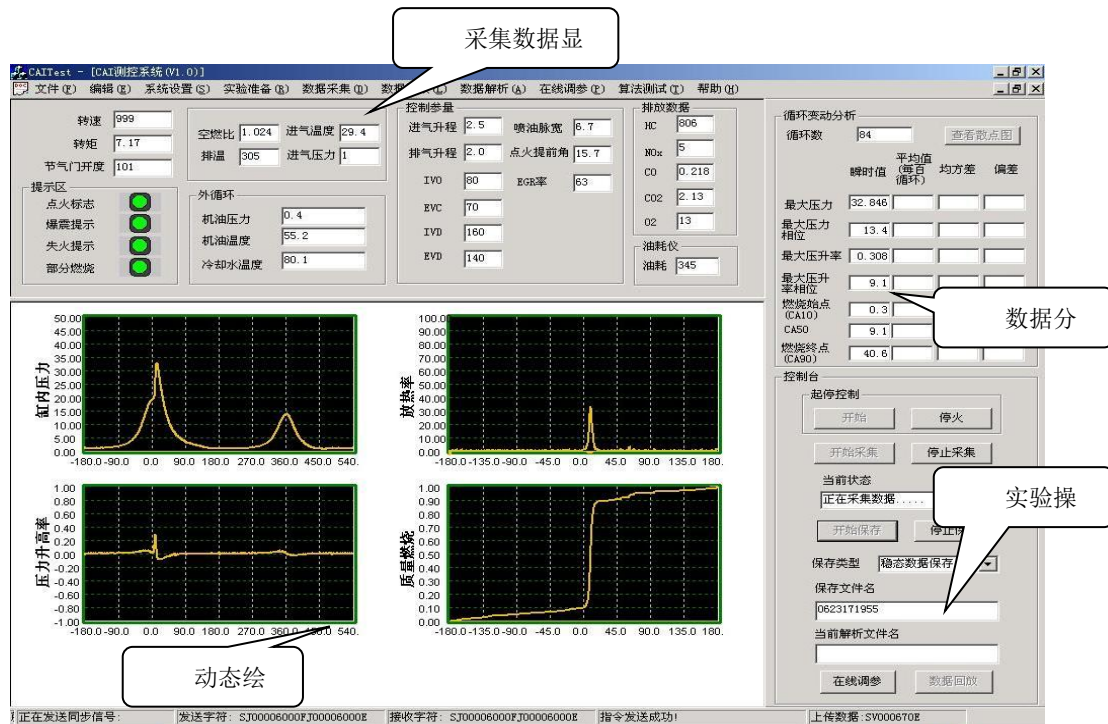


图 2-7 多参数测控及燃烧分析系统主界面

Figure 2-7 Main interface of measurement and analysis system

2.2 一维仿真平台

一维发动机循环模拟软件 GT-Power 由于其计算快捷、便于开展发动机性能预测等特点，在发动机设计和试验指导时被广泛应用。本研究依据单缸机试验系统台架所建立起的一维仿真平台如图 2-8 所示。该仿真平台主要由空气滤清器、进气加热器、冷热进气阀、进气道、喷油器、进气门、气缸、排气门、曲轴箱、排气道和外部废气再循环管路等模块组成。

发动机气缸模块参数除了包括缸体直径、冲程、连杆长度、几何压缩比等基本结构参数外，还包括传热和燃烧模型。用于描述发动机壁面热损失的传热模型采用了 Woschni 传热公式进行计算。发动机的燃烧过程模拟既可以采用试验中的放热率来复现燃烧过程辅助分析，也可以借助本研究所建立的放热率模型来实现燃烧性能的预测仿真建立，所建立的燃烧放热率模型在论文第五章中进行了详细的介绍。

管道参数，如长度、直径及摩擦系数等与实验中实际管道保持一致。在进、排气门的设置中，描述气道流动特性的流量系数由实验测得，进、排气门升程曲线是根据气道试验台测试结果拟合得到^[100]。

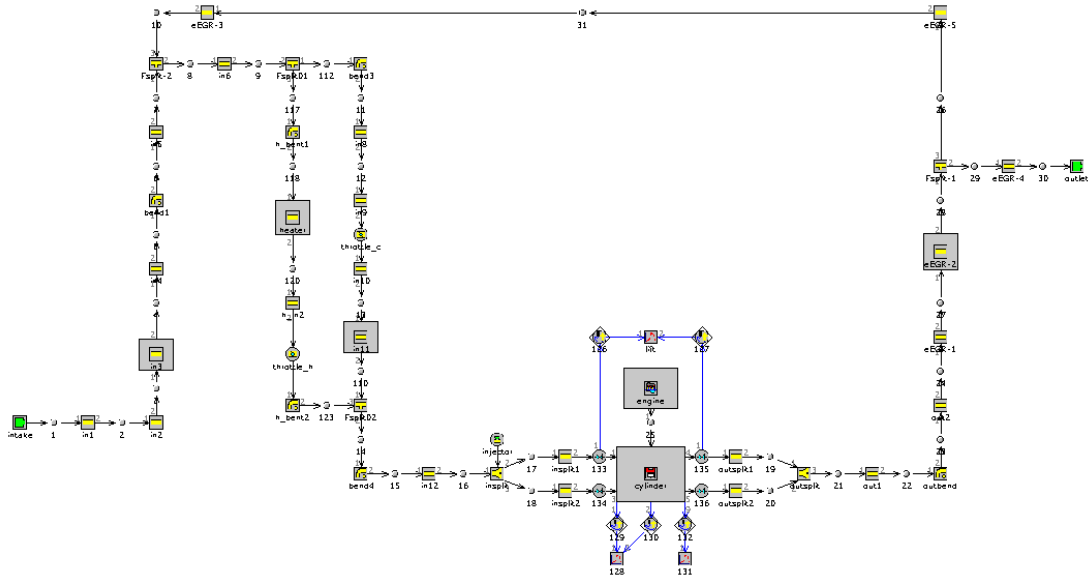


图 2-8 单缸原理样机一维仿真平台

Figure 2-8 1D simulation platform of single cylinder gasoline engine

曲轴箱模块主要描述发动机驱动机构参数，如发动机冲程数、缸数、排列方式、点火间隔、发动机转速及摩擦功的计算等等。其中，摩擦功主要跟发动机转速相关，可以通过发动机倒拖试验获得。

一维仿真平台在本研究中一方面用于辅助单缸机实验分析，另一方面则在耦合放热率模型的基础上，通过发动机工作过程和驾驶循环仿真评价和优化汽油机高稀释低温燃烧的实现方案。

2.3 三维仿真平台

以本研究所用的单缸低温燃烧原理性样机为原型，建立了三维数值模拟模型。采用了发动机自动化网格生成工具 ES-ICE 完成瞬态模拟动网格模型的生成，应用基于有限容积法的通用流体计算软件 STAR-CD 进行模拟研究工作。具体的数模模型见图 2-9。

计算中假设缸内气体流动是三维可压缩的粘性湍流运动，采用瞬态计算，湍流模型采用了 $k-\varepsilon/\text{RNG}$ 模型；密度计算采用理想气体状态方程；比热计算采用多项式差值方法；计算域初始温度压力由实验计算或一维工作循环仿真得出；数值计算算法采用速度与压力耦合的 PISO 算法。

三维仿真平台在本研究中主要作为单缸机试验和一维仿真的补充,辅助理解边界参数和燃烧实现方案对缸内温度和组分分布的影响。

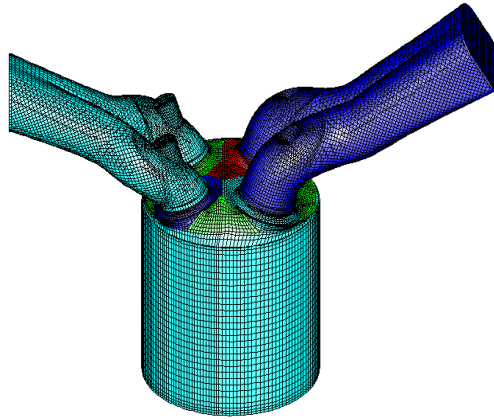


图 2-9 单缸机网格模型

Figure 2-9 Mesh model of single cylinder gasoline engine

2.4 关键参数的定义和计算方法

这里对实验与仿真的分析过程涉及的关键参数进行定义,并介绍其计算方法。

1) IMEP

平均指示压力是衡量发动机实际循环动力性能的一个很重要的指标,在单缸机试验研究中 **IMEP** 也是表征其负荷大小的重要参数。平均指示压力是指示功图中闭合曲线所包含的面积与发动机气缸工作容积倒数的乘积,计算公式为

$$IMEP = \frac{\oint P(v)dv}{V_s} \quad (2-2)$$

式中:

$P(v)$ ——气缸容积对应的瞬时气缸压力, Pa;

V_s ——发动机气缸工作容积, m^3 。

示功图中闭合曲线所包围的面积由沿闭合曲线积分求出。在实际计算中,通常设定积分步长等于压力采样间隔。

2) 瞬时放热率及累计放热率

根据热力学第一定律:

$$\delta Q_{hr} = dU + \delta W + \delta Q_{ht} \quad (2-3)$$

式中:

dU ——系统工质总的内能变化量;

δW ——对外所作的机械功;

δQ_{ht} ——工质与系统周壁所交换的热量。

即在燃烧过程, 燃烧释放的热量等于系统工质总的内能改变、对外所作的机械功和工质与系统周壁所交换的热量总和。

在封闭的系统中, 由理想气体状态方程 $PV = mR_gT$, 有

$$mdT = \frac{1}{R}[pdV + Vdp] \quad (2-4)$$

$$\text{又由 } dW = pdV \quad (2-5)$$

$$dU = c_v mdT \quad (2-6)$$

$$C_p - C_v = R \quad (2-7)$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \gamma \quad (2-8)$$

$$C_v = c_v \cdot m \quad C_p = c_p \cdot m \quad (2-9)$$

将以上各式, 代入式 (2-3), 得到放热率计算公式:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dQ_{hr}}{d\theta} - \frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (2-10)$$

式中:

$dQ_n/d\theta$ ——净放热率 (net heat release rate);

$\gamma = C_p/C_v$ ——比热比。

因此, 只要将实测的压力、瞬时工作容积、以采样间隔为步长的压力和瞬时工作容积的变化率及估算出压缩做功行程的平均比热比代入上式, 就可求出净放热率 (net heat release rate)。对式 (2-10) 按照曲轴转角积分即可得到已燃质量分数 (Burned mass fraction, MFB)。MFB 曲线常被用来确定着火时刻 (CA10, 累积燃烧掉 10% 燃料时所对应的曲轴转角)、燃烧持续期 (从燃烧掉 10% 燃料到 90% 燃料所需的曲轴转角) 等燃烧特征量。

3) 残余废气质量分数

首先是缸内残余废气量。本研究通过气门相位调整，改变缸内残余废气量，实现 HCCI 燃烧。因此上一循环缸内的残余废气量是决定下一循环燃烧情况的一个重要特征参数，它的大小也决定了发动机负荷。由于缸内残余废气量无法直接测得，所以只能通过模拟手段计算其数值。

缸内混合气由上一循环残留在缸内的废气、当前循环进入的新鲜空气和燃油组成，缸内残余废气质量分数为

$$f_{rg} = \frac{n_{rg} \cdot M_b}{n_{rg} \cdot M_b + M_{air} + M_{fuel}} \quad (2-11)$$

式中：

M_{air} ——每循环吸入的新鲜空气质量，kg；

M_{fuel} ——每循环的燃油质量，kg；

n_{rg} ——缸内残余废气摩尔数；

M_b ——缸内残余废气分子量。

每循环吸入的新鲜空气质量 M_{air} 可根据空气流量计测的进气空气流量算出；每循环喷油质量 M_{fuel} 由 ECU 上传的喷油脉宽，依据喷油器标定公式算出。因此，缸内残余废气质量分数的计算关键在于确定缸内残余废气摩尔数 n_{rg} 和缸内残余废气分子量 M_b 。

残余废气摩尔数 n_{rg} 的计算：

根据理想气体方程 $PV = nRT$ ，在上一循环排气门关闭（EVC）时刻有：

$$n_{rg} = \frac{P_{EVC} \cdot V_{EVC}}{R \cdot T_{EVC}} \quad (2-12)$$

式中：

n_{rg} ——残余废气摩尔数；

R ——气体常数(取 8.314 J/mol K)；

P_{EVC} 、 V_{EVC} 、 T_{EVC} ——分别表示排气门关闭（EVC）时刻的缸内压力、瞬时工作容积及缸内温度。

排气温度是由安装在排气管上的热电偶实测得到的，但由于排气系统的热损失，实测的排气温度低于缸内实际的已燃气体温度。如果直接利用排温来计算残

余废气摩尔数，势必会带来较大的误差，因此要求出较为准确的残余废气摩尔数 n_{rg} ，必须修正 EVC 时缸内实际工质温度^[100]。

残余废气分子量的计算

由定义，残余废气分子量

$$M_b = \frac{m_{RP}}{n_b} \quad (2-13)$$

式中：

m_{RP} ——缸内混合物（包括已燃和未燃）的质量；

n_b ——缸内已燃混合物摩尔数；

已知空气中的 N_2 和 O_2 的原子个数比为 3.773，假设汽油中 H 和 C 的原子个数比为 y ，当量比为 ϕ ，则：

$$m_{RP} = 32 + 4\phi \left(1 + 2 * \frac{4}{4 + y} \right) + 28.16 * 3.773 \quad (2-14)$$

$$n_b = \left(1 - \frac{4}{4 + y} \right) * \phi + 1 + 3.773 \quad (2-15)$$

将计算得出的 m_{RP} 、 n_b 代入式 (2-13)，即可求出残余废气分子量。

至此，将计算得出的缸内残余废气摩尔数 n_{rg} 、缸内残余废气分子量 M_b 及每循环吸入的新鲜空气质量 M_{air} 、每循环喷油质量 M_{fuel} 代入式 (2-11)，即可求出缸内残余废气质量分数。

4) 外部废气率

利用 MEXA-7100DEGR 的废气分析仪可以测得进气外部废气与新鲜空气的摩尔百分比。通过内部废气率中计算得到废气摩尔质量，空气摩尔质量取为 29。通过进气流量计可以测得进气中空气的体积，进而通过换算得到外部废气质量率。

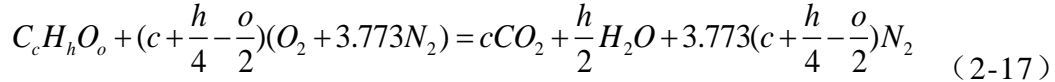
5) 缸内温度历程

缸内混合气的温度历程对于研究汽油机低温高效燃烧过程来说是十分重要的，必须进行研究。本研究采用课题组之前经过推导得到的缸内温度计算方法。计算假设缸内混合气均匀，由理想气体状态方程可得到密闭状态下（进排气门都关闭时），第 i 个曲轴转角区间内混合气温度为

$$T_i = \frac{p_i \cdot V_i}{n_i \cdot R} \quad (2-16)$$

式中，压力 p_i 可以由压力传感器测得，容积 V_i 可由当前曲轴转角计算得到，需要求出此时缸内混合气的总摩尔数 n_i 即可求得此时缸内混合气温度。

假设汽油燃料完全气化，根据燃烧化学可知，当燃料完全燃烧时化学反应式为



1 mol 燃料燃烧后，工质摩尔数的增加量 Δn 为

$$\Delta n = \frac{h}{4} + \frac{o}{2} - 1 \quad (2-18)$$

第 i 个曲轴转角区间工质的摩尔数 n_i 为

$$n_i = n_{IVC} + n_{f0} \cdot X_{bi} \cdot \Delta n \quad (2-19)$$

式中， n_{IVC} 为进气门关闭后，缸内总混合气的摩尔数，包括残余废气摩尔数 n_{rg} ，新鲜空气摩尔数和喷入缸内的燃油摩尔数 n_{f0} ； X_{bi} 为第 i 个曲轴转角区间时的燃料累积已燃质量百分比。将式 (2-19) 代入式 (2-16) 即可求出各工况下的缸内混合气温度历程。

由于计算间隔采用的是缸压采样的间隔，因而，缸内热力循环中每个时刻的温度也可以从温度历程中查知。

6) 响度指数

响度指数是通用公司通过研究提出的评估 HCCI 燃烧噪声的指标，英文名为 Ringing Intensity，简称 RI。由于其理论计算公式非常复杂，本文采用简化的计算方法^[101]：

$$RI = 2.88 \cdot 10^{-8} \cdot (MPRR \cdot RPM)^2 / PP \quad (2-20)$$

单位为 MW/m^2 ；其中 MPRR 是最大压升率，单位为 $bar/^\circ CA$ ；RPM 为转速，单位为 r/min ；PP 为最大压力，单位为 bar 。

7) 温度不均匀度

为表征缸内温度整体不均匀分布的情况，利用统计的方法，借助标准差的概念，将缸内温度的不均匀分布进行定量处理，引入温度不均匀度的定义^[102]，表达式如下：

$$S = \sqrt{\frac{1}{n_v - 1} \sum_{i=1}^{n_v} (x_i - \bar{x})^2} \quad (2-21)$$

$$\bar{x} = \left(\sum_{i=1}^{n_v} (x_i \cdot v_i) \right) / v \quad (2-22)$$

其中, n_v 为当前曲轴转角下气缸体的网格总数, x_i 为缸内单个网格单位体积的温度, \bar{x} 为缸内平均温度。 v_i 代表相应网格的体积, v 表征缸内网络的总体积。 S 值越小, 表示每个网格的温度偏离当前缸内平均温度的程度越小, 分布越均匀; 反之, S 值越大, 缸内温度的分布越不均匀。

8) 废气不均匀度

同温度不均匀度类似, 为表征缸内组分整体不均匀分布的情况, 利用统计的方法, 借助标准差的概念, 将缸内组分的不均匀分布进行定量处理, 引入组分不均匀度的定义^[102], 表达式如下:

$$S = \sqrt{\frac{1}{n_v - 1} \sum_{i=1}^{n_v} (x_i - \bar{x})^2} \quad (2-23)$$

$$\bar{x} = \left(\sum_{i=1}^{n_v} (x_i \cdot v_i) \right) / v \quad (2-24)$$

其中, n_v 为当前曲轴转角下气缸体的网格总数, x_i 为缸内单个网格单位体积的组分分数, \bar{x} 为缸内平均组分分数。 v_i 代表相应网格的体积, v 表征缸内网络的总体积。 S 值越小, 表示每个网格的组分分数偏离当前缸内平均组分分数的程度越小, 分布越均匀; 反之, S 值越大, 缸内组分的分布越不均匀。

2.5 本章小结

本章详细介绍了汽油低温高效燃烧原理性样机实验平台, 以及辅助研究所涉及的一维仿真平台和三维仿真平台, 并对分析过程所需的关键参数的定义和计算方法进行了说明。

第三章 废气-空气组合稀释的 HCCI/CAI 燃烧

针对传统负气门重叠角策略下 CAI 燃烧燃油经济性改善受限的问题,提出了进气加热与内部废气留存组合优化 HCCI/CAI 燃烧的思路。通过单缸机实验和仿真分析,研究了预热空气和内部废气的加热作用与稀释作用对燃烧的影响规律,揭示了在中小负荷下进气加热方式相比于内部废气留存方式改善燃油经济性的原因,提出了利用余热回收加热进气结合内部废气留存的策略,既可提高中小负荷热效率,又可拓展 HCCI/CAI 燃烧小负荷边界。

3.1 废气-空气组合稀释的 HCCI/CAI 燃烧

基于负气门重叠角策略的 CAI 燃烧,因废气在燃烧实现过程中的大量填充,使得缸内工质的平均比热比较低,影响发动机循环热效率的提升。且大量缸内残余废气的实现是以重压缩过程导致的换气过程损失为代价的,这同样牺牲了燃油经济性。因此缸内稀释工质和换气模式损失是负气门重叠角策略的 CAI 燃烧油耗改善的主要障碍。而通过进气加热实现 HCCI 燃烧虽然具有易于实现高热效率的缸内稀释工质和低换气损失,但会在小负荷遇到余热能回收难以满足进气温度需求的矛盾。

从优势互补的角度考虑,上述两种实现方式的结合有着克服各自不足的潜力。一方面,缸内残余废气的留存能够有效降低 HCCI/CAI 燃烧对进气温度的需求^[49,80],另一方面,采用预热空气部分取代缸内废气可以改善缸内稀释工质和降低换气模式损失进而提高发动机的循环热效率。

已有不少研究在实现 HCCI/CAI 燃烧时同时利用了上述两种策略。福特公司^[103]利用正气门重叠角捕捉的缸内残余废气配合进气加热实现了怠速工况的 HCCI 燃烧。然而该研究中所捕捉的内部废气较为有限并主要依赖于偏高的排气背压来实现,且其 HCCI 燃烧的实现更大程度上受益于较高的压缩比。在另一项针对丙烷燃料的 HCCI 燃烧研究中^[104],进气加热和负气门重叠角策略虽然被同时使用,但进气加热主要用于在废气重压缩实现的 CAI 燃烧基础上维持恒定的燃烧相位。此外,也有相关研究用来探索进气加热和内部废气两类缸内充量加热方法对 HCCI 燃烧的异同,研究表明,相比于内部废气,在常规环境状态附近的进气温度变动对 HCCI 燃烧放热的影响较小^[55],而在较高温度范围下,进气加热能够有效调控缸内最大压升率^[105]和燃烧相位限值^[91]。在利用进气加热策略实现

的 HCCI 燃烧研究中, 福特公司^[81]和英国 Brunel^[76,106]大学都肯定了利用余热能回收加热进气的方式能够从整体上显著改善发动机的热效率, 这与早期可控自燃小负荷仿真研究^[107]中提到的进气加热辅助 CAI 燃烧有相同的论断。

然而, 目前尚没有研究涉及大范围的废气率和空燃比匹配, 去探索两种实现策略的组合对 HCCI/CAI 燃烧的影响规律和优化准则。因此, 本章借助于单缸机实验和仿真分析, 针对进气加热与内部废气留存对 HCCI/CAI 燃烧的组合优化开展研究。首先, 通过恒定喷油量的实验来分析和揭示进气加热与内部废气留存的不同组合影响 HCCI/CAI 燃烧的本质规律, 进而, 再通过中小负荷范围内的恒负荷实验去开展余热回收加热进气结合内部废气留存对 HCCI/CAI 燃烧的组合优化。

由于研究过程中涉及两类 HCCI/CAI 燃烧实现方式及其组合的燃烧边界条件控制问题, 因此对于不同实现方式的燃烧及负荷调控中涉及的进气温度和负气门重叠角配置原则进行说明。在实现基于内部废气留存的 CAI 燃烧时, 配气机构采用了排气门早关和进气门晚开的负气门重叠角相位。排气门关闭时刻与进气门开启时刻关于换气上止点保持对称, 排气门开启时刻控制在排气下止点附近以保持较完整的做功膨胀过程。通过合适的喷油量控制, 保持缸内为当量比混合气, 发动机的负荷主要是通过缸内废气率来调节。此外, 调整进气门关闭时刻来实现对有效压缩比的调节, 进而对燃烧相位的调控。

在实现基于进气加热的 HCCI 燃烧时, 配气机构采用了传统汽油机气门型线和配气相位。燃烧相位则主要通过对进气温度的调节来控制。发动机负荷通过喷油量直接调节, 缸内充量无需保持为当量比混合气。

在实现基于进气加热和内部废气留存组合优化的 CAI 燃烧时, 在气门型线由传统汽油机型线逐渐切换到负气门重叠角相位的过程中, 进气温度也逐渐由高温进气恢复至环境温度。发动机负荷由喷油量大小直接控制, 缸内充量无需保持为当量比混合气。

3.2 稀释工质对 HCCI/CAI 燃烧的影响

为了研究进气加热与内部废气留存的不同组合对 HCCI/CAI 燃烧的影响, 固定循环喷油量为 9.2 mg, 通过气门相位和进气温度的调节, 实现了不同进气温度和内部废气留存率下的 HCCI/CAI 燃烧。实验点的燃烧相位均控制在上止点后 7 °CA 左右以保持较高的循环热效率。五个不同进气加热与内部废气留存实现组合的实验工况点及其过量空气系数和废气率如表 3-1 所示, 所采用的气门型线及

配气相位如图 3-1 所示。整个实验过程中，节气门保持为全开状态以消除源自节气门的泵气损失。发动机转速维持在 1500 r/min。

表 3-1 五个不同稀释组分及实现方式的试验工况点

Table 3-1 Testing points of different implementation pattern

工况点	过量空气系数	废气率
组合 1	1.0	44.2%
组合 2	1.4	25.1%
组合 3	1.7	18.3%
组合 4	2.0	14.2%
组合 5	2.7	3.5%

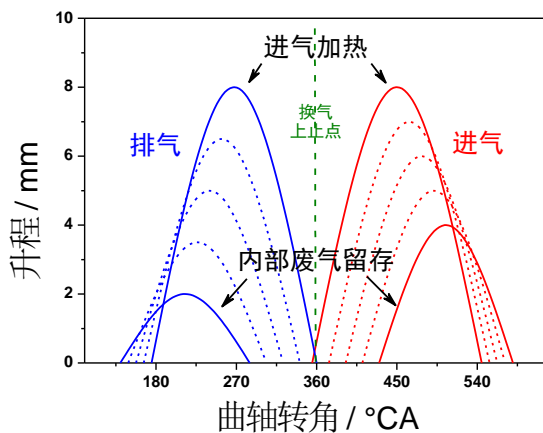


图 3-1 气门型线及配气相位示意图

Figure 3-1 Schematic valve profiles

从表 1 中的过量空气系数和废气率变化可知，HCCI/CAI 燃烧实现方式由内部废气留存向进气加热的转变不仅是一个缸内热源来源的转换过程，也是一个缸内稀释工质的转换过程。在这个过程中，缸内工质逐渐由废气稀释向空气稀释过渡。图 3-2 所示为不同进气加热和内部废气留存组合下 IMEP 和进气温度随过量空气系数的变化关系。从图 3-2 可以看出，在由废气稀释向空气稀释的转换过程中，实现同等燃烧相位所需的进气温度不断升高，且实现的 IMEP 也不断增大。由于循环喷油量是保持恒定不变的，IMEP 的增大则表明在废气稀释向空气稀释的转换过程中燃油经济性逐渐改善。图 3-3 给出了不同进气加热和内部废气留存

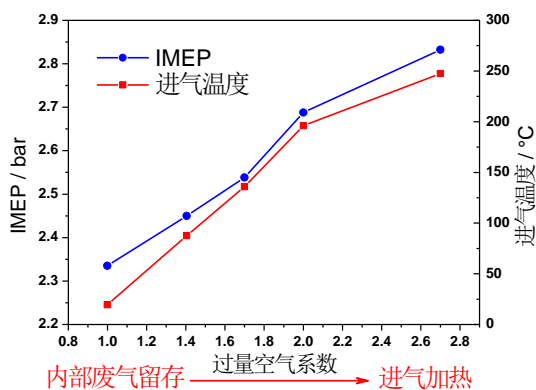


图 3-2 不同进气加热和内部废气留存组合下负荷和进气温度随过量空气系数的变化关系

Figure 3-2 Variations of IMEP and intake temperature as a function of relative air/fuel ratio

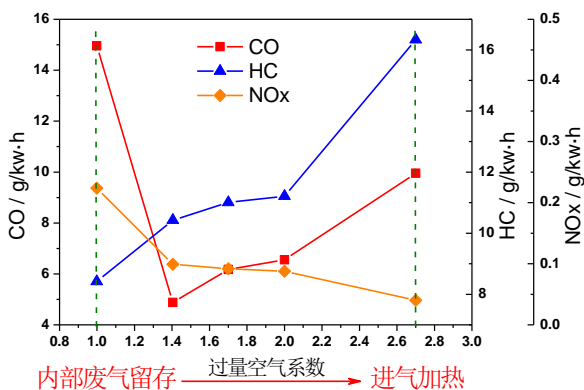


图 3-3 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下的 CO、HC 和 NOx 排放

Figure 3-3 Variations of CO, HC and NOx emissions

的实现组合下, CO、HC 和 NO_x 排放的情况。从图 3-3 中可以看出, 在实现方式由内部废气留存向进气加热的转换过程中, CAI 燃烧的 HC 排放逐渐增高, NO_x 排放逐渐降低。CO 排放则是先急剧降低后缓慢增加。

3.2.1 稀释工质对换气过程的影响

为了深入了解上述不同进气加热和内部废气留存组合所实现的不同 CAI 燃烧排放和油耗的原因, 对 CAI 燃烧的换气及燃烧过程分别进行了对比和分析。净平均指示有效压力可以表达为总平均指示有效压力与泵气指示有效压力的差, 如,

$$IMEP = IMEP_g - PMEP \quad (3-1)$$

因此, 净平均指示有效压力 (IMEP) 的变化也可以被表示为,

$$\Delta IMEP = \Delta IMEP_g - \Delta PMEP \quad (3-2)$$

其中总平均指示有效压力 ($IMEP_g$) 代表了压缩和燃烧做功过程中的动力输出, 而泵气平均有效压力 (PMEP) 则是换气过程中泵气损失的折合表现。

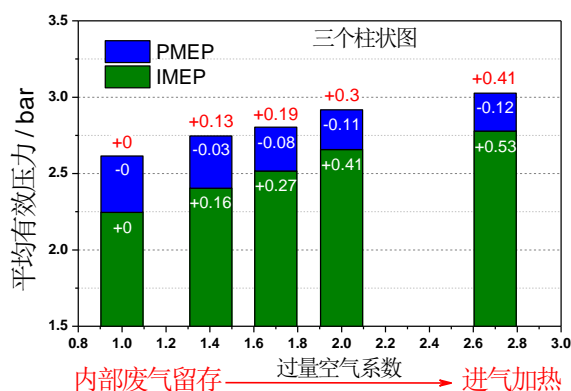


图 3-4 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下 PMEP、IMEP_g 和 IMEP 的变化

Figure 3-4 Variations of PMEP, IMEP and IMEP_g

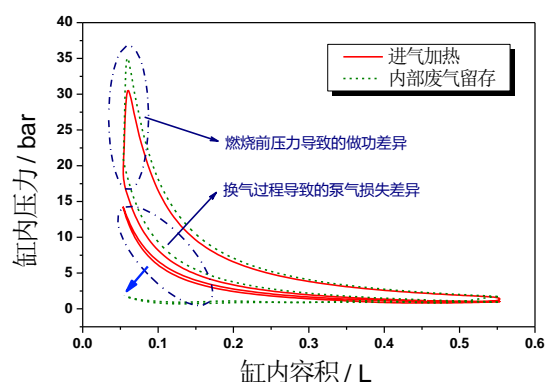


图 3-5 HCCI/CAI 燃烧实现方式对热力循环示功图的影响分析

Figure 3-5 Variation of P-V diagram

图 3-4 展示出了不同进气加热和内部废气留存的实现组合下泵气平均有效压力 (PMEP) 和总平均指示有效压力 (IMEP_g)。以纯废气留存策略的实验点为基准, 可以看出, 随着进气加热量的增加, 泵气损失逐渐减小而总平均指示有效压力持续增加, 使得净平均指示有效压力显著增加。泵气损失的降低主要是受益于负气门重叠角的减小导致了较少的废气经历重压缩过程。然而从图 3-4 中可知, 泵气损失的降低对于净平均指示有效压力的改善仅贡献了约五分之一, 而其余的

收益均源自总平均指示有效压力的增长。为了更直观清晰地比较 HCCI/CAI 燃烧实现方式对发动机热力循环的影响,如图 3-5 所示为进气加热和内部废气留存两种实现方式下的示功图比较。从图中可以看出,两类实现方式的示功图差异主要体现在燃烧和换气两个方面,具体为燃烧前缸内压力不同导致的做功差异和换气过程不同导致的泵气损失差异。这与图 3-4 中的两部分平均有效压力差值相对应,其中 ΔIMEP_g 代表燃前压力改变对燃烧做功能力提升的贡献, ΔPMEP 代表重压损失改变的贡献。

3.2.2 稀释工质对燃烧做功的影响

为了更好的阐述总平均指示有效压力即压缩和做功冲程中动力输出的增长原因,对燃烧放热做功过程中的几项效率转化损失进行考虑。除了燃烧效率以外,还主要包括 1) 非理想的燃烧持续期和燃烧相位; 2) 传热损失; 3) 压缩比及膨胀做功过程有限; 4) 缸内混合气组分的实际比热比有限。

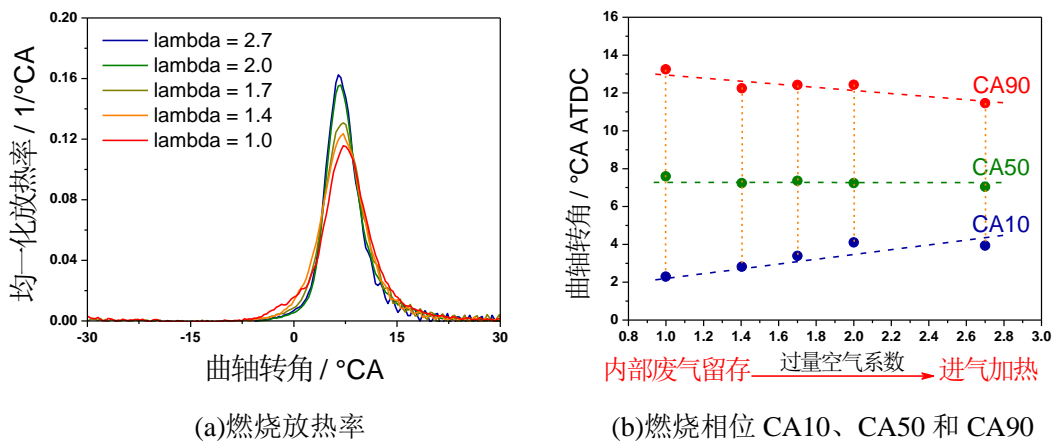


图 3-6 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下的放热过程特性

Figure 3-6 Variations of heat release process

上述四个因素中的第一个因素,即燃烧放热过程对做功输出的影响,可以通过放热率进行分析。图 3-6 为不同进气加热和内部废气留存的实现组合下的放热过程特性。从图 3-6 (a) 中可以看出,在实现方式由内部废气留存向进气加热的转换过程中,放热过程逐渐缩短同时放热速率峰值明显增高。如图 3-6 (b) 所示,在燃烧相位 (CA50) 几乎保持不变的情况下,燃烧始点 (CA10) 逐渐被推迟,而燃烧终点 (CA90) 则逐渐前移,最终使得燃烧持续期缩短。燃烧实现方式转变导致的缸内氧浓度上升在一定程度上导致了上述现象的发生。然而,从对做功能力贡献的角度来分析,较小幅度的燃烧持续期变动 (小于 3 °CA), 是难以对

总平均指示有效压力造成明显的影响。因此燃烧放热略微加快不能够成为解释图 3-4 所示的总平均指示有效压力的显著增加的主要原因。

在 HCCI/CAI 燃烧实现方式由内部废气留存向进气加热的转换过程中，进气门关闭时刻是逐渐向有效压缩比增大的方向移动的，如图 3-1 的型线所示。图 3-7 给出了上述 5 个工况点即不同进气加热和内部废气留存的实现组合下，进气门关闭时刻和有效压缩比的变化情况。可以看出，内部废气率的降低使得采用较高的压缩比成为可能。因此，在采用进气加热的实现方式下，可以通过辅助采用更高的压缩比来实现同等的压缩末端温度。

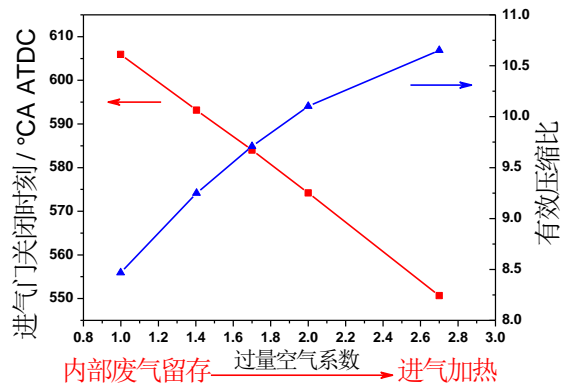


图 3-7 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下进气门关闭时刻和有效压缩比

Figure 3-7 Variations of intake valve closing time and effective compression ratio

如图 3-8 所示，随着进气加热量的增加，缸内温度历程发生没有显著的变化，而缸内压力因进气门关闭时刻的改变而逐渐增大。由于传热损失主要是受到缸内温度和壁温之间差值的影响，因此相似的缸内温度历程就决定了传热损失也基本保持不变。故而从压缩过程中传热损失的这个角度来看，其并没有对总平均有效压力的变化做出贡献。然而，从缸压曲线的变化可以看出，实现方式转变过程中气门型线及配气相位的变化使得有效压缩比增加，同时排气门开始时刻的推迟也延长了膨胀做功冲程，这都有利于热功转换效率的提升，从而使得做功能力增加。

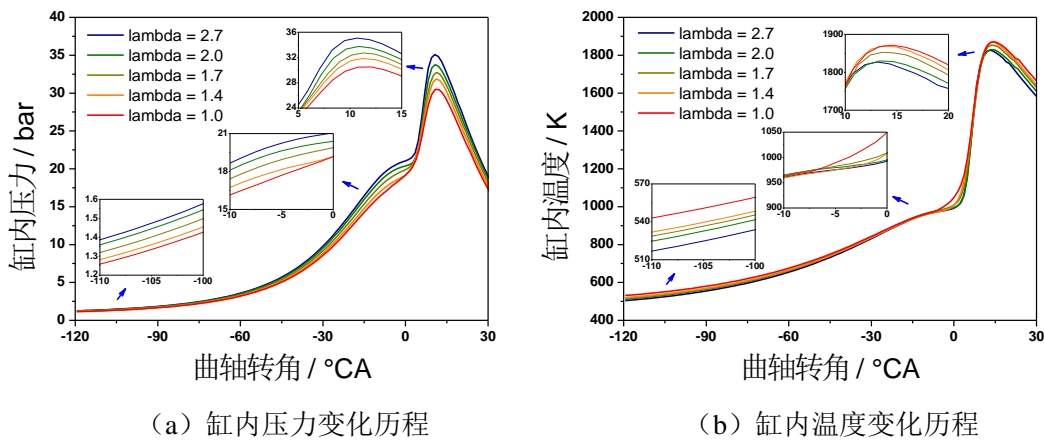


图 3-8 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下缸内温度和压力的变化历程

Figure 3-8 Variations of in-cylinder pressure and temperature

图 3-9 所示为不同进气加热和内部废气留存的实现组合下的缸内组分变化情况。可以看出,随着进气加热量的增加,缸内残余废气逐渐被新鲜空气所替代。同时缸内的总工质质量在这个过程中是逐渐增加的,这主要是由于一方面进气门关闭时刻向下止点附近移动,合理的气门相位获得了更高的充量效率,另一方面,较低的缸内废气率也使得压缩始点的缸内温度较低,也有利于实现更大的进气量。缸内工质中空气组分的增大会提高缸内混合气的比热比,这一点也可以从缸内压力曲线计算得出的多变压缩指数

得到证明。如图 3-9 中所标注多变压缩指数可知,在实现方式由内部废气留存向进气加热的转换过程中,空气组分比例的增大使得多变压缩指数由废气留存策略下的 1.34 增加到进气加热策略下的 1.37。由于循环热效率与缸内工质比热比成正比关系,因此,借助于缸内稀释工质的改变,稀释混合气能够在同等燃油质量下实现更高的做功输出。此外,缸内总工质质量的增加也有利于的总平均指示有效压力的提高。

3.2.3 稀释工质影响燃油经济性的量化分析

为了量化上述影响因素对总平均指示有效压力提升的贡献程度,利用一维发动机工作循环仿真来拆解上述因素的综合作用。针对上述五组进气加热和内部废气留存的实现组合,建立起五个相应的一维仿真算例,以单纯依靠内部废气留存所实现的 CAI 燃烧为基准算例,其余每一个算例均在此基础上,通过依次改变 1) 气门型线和配气相位, 2) 缸内工质组分, 3) 放热过程, 计算出每一步改变所代表的因素对总平均指示有效压力的影响。其中步骤 1) 仅改变了气门型线和配气相位,并借助进气中加入废气的方法来保持当量比空燃比,其与单纯依靠内部废气留存的基准算例相比,即可表征出气门型线和配气相位这个因素对总平均指示有效压力的影响。而步骤 2) 则将步骤 1) 中虚拟的当量比混合气调整为真实的缸内组分比例,其与步骤 1) 所对应的算例相比,即可表征出缸内工质组分对总平均指示有效压力的影响。最后,步骤 3) 将原先单纯依靠内部废气留存的燃烧放热率调整为改变实现方式后的真实的燃烧放热率,其与步骤 2) 所对应的算例相比,即可表征出燃烧放热过程对总平均指示有效压力的影响。

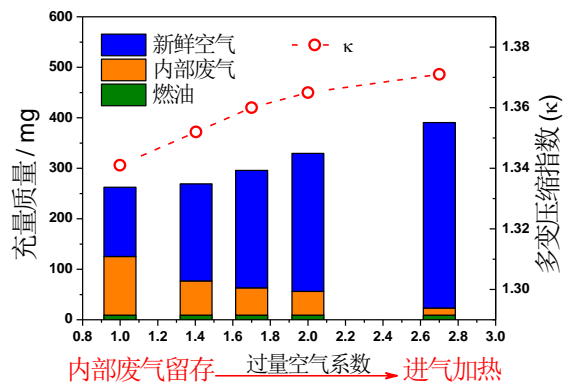


图 3-9 不同进气加热和内部废气留存组合下的缸内工质变化

Figure 3-9 Variations of in-cylinder charge and polytropic exponent

图 3-10 所示即为不同进气加热和内部废气留存的实现组合下, 上述 1) 气门参数 2) 缸内稀释工质 3) 放热过程三个因素对总平均指示有效压力的影响的量化贡献。可以看出, 气门型线和配气相位改变所带来的有效压缩比增加和膨胀行程增长对总平均指示有效压力的影响最为明显, 其贡献比例超过 50%。而加快的放热过程仅带来了不到 0.01 bar 的总平均指示有效压力上升。从图中还可以得知, 随着实现方式由内部废气留存向进气加热的转换, 气门型线和配气相位对做功输出的影响愈加明显。相反地, 气体组分改变所带来的影响只有在实现方式刚刚由内部废气留存向进气加热发生转变时才比较明显, 这主要是因为实现方式转变接近完全进气加热时, 缸内废气率已经到达很低的水平, 缸内工质组成所能发生的变化较小。

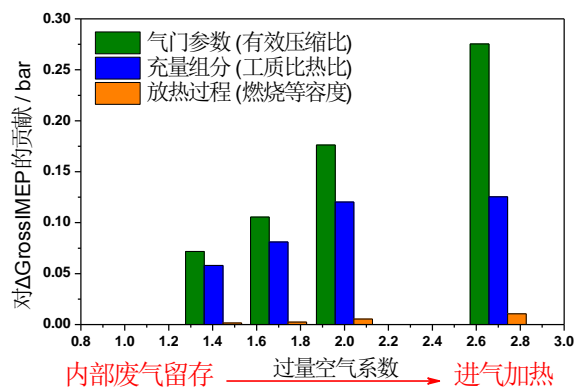


图 3-10 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下气门型线、缸内工质和放热过程对总平均指示有效压力的量化影响

Figure 3-10 Quantified contributions to the growth of $IMEP_g$

图 3-8 (b) 中所示的近似相同的温度历程无法解释出图 3-3 中所展示的较明显排放变化规律。不同的缸内温度和组分分布应当是 CAI 燃烧实现方式下影响排放结果的主要原因。近期的研究表明, 内部废气留存方式能够使缸内温度和组分分布不均, 这主要是由内部热废气和新鲜充量的混合不充分导致的^[102]。

为了进一步明确 HCCI/CAI 实现方式转换过程中缸内温度和组分分布的变化规律, 利用 Star-CD 三维仿真软件对上述五组进气加热和内部废气留存的实现组合 CAI 燃烧的算例进行了仿真研究。在三维仿真计算中, 主要是对燃烧上止点前即压缩冲程中的缸内分布进行研究, 因此仿真以排气冲程为始点, 以压缩上止点为终点, 过程中无须涉及燃烧模拟, 各初始燃烧边界条件均根据一维仿真的结果来设定。燃烧上止点前 50 °CA 的缸内温度和废气分布如图 3-11 和图 3-12 所示。在这里, 采用温度不均匀度和废气不均匀度^[102]来量化缸内分布的不均匀性。从图 3-11 和图 3-12 中可以看出, 在实现方式由内部废气留存向进气加热的转换过程中, 缸内温度分布和废气分布的不均匀性都呈现下降的趋势。

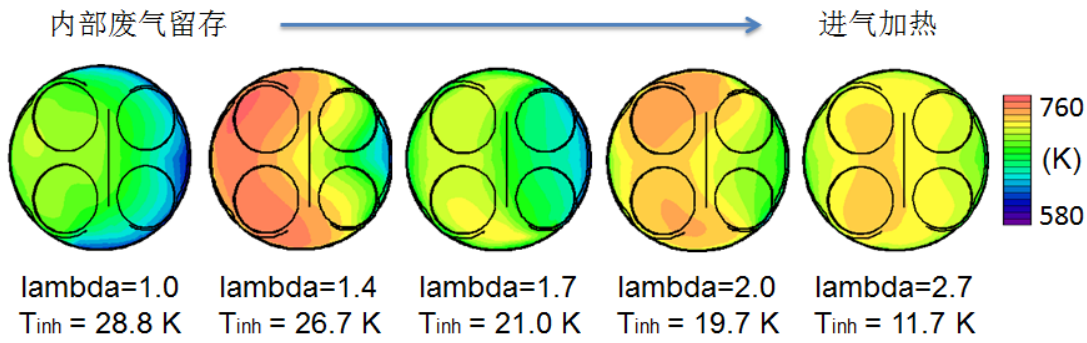


图 3-11 燃烧上止点前 50 °CA 的缸内温度分布及温度不均匀度

Figure 3-11 Variation of in-cylinder temperature distribution

因此，在实现方式由进气加热向内部废气留存的转换过程中，缸内废气留存率增大，缸内局部高温区的存在使得 HC 排放降低，同时 NO_x 排放升高。此外，内部废气留存实现方式中燃油分布不均也会使得 CO 排放增高。单纯依靠进气加热实现 CAI 燃烧会产生偏高的 CO 和 HC 排放，这主要是因为较长的膨胀行程和较高的缸内工质比热比会使得缸内气体温度在膨胀过程中快速下降，不利于燃油氧化放热反应进行完全。

不同进气加热和内部废气留存的实现组合下的燃烧效率如图 3-13 所示。从图中可以看出，在实现方式由内部废气留存向进气加热的转换过程中，燃烧效率逐渐降低。这与 HC 和 CO 的排放增加正好对应起来。燃烧效率的下降主要是由燃烧实现方式转换过程中燃烧温度的降低和缸内温度和组分分布的均匀化导致的。

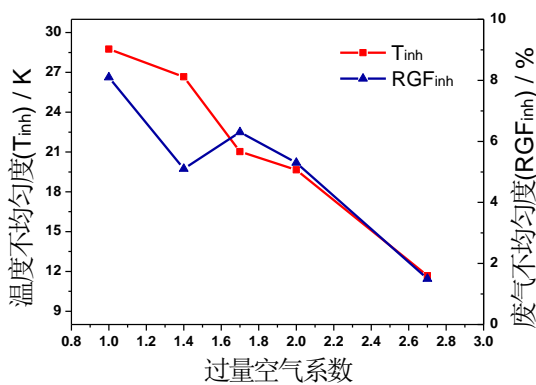


图 3-12 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下温度不均匀度和废气不均匀度

Figure 3-12 Variation of inhomogeneity in temperature and residual gas fraction

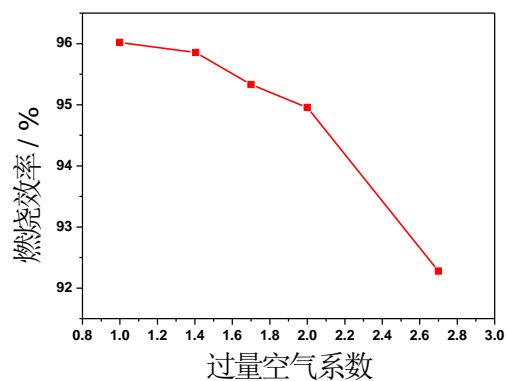


图 3-13 不同进气加热和内部废气留存的实现组合下的燃烧效率

Figure 3-13 Variation of combustion efficiency

基于上述不同实现方式组合的恒喷油量燃烧实验分析可知,燃烧实现方式的改变对 HCCI/CAI 燃烧经济性的影响可以分为燃前压力和重压损失两个方面。在实现方式由内部废气留存向进气加热的转换过程中,燃前压力的提升主要源于气门参数调整所带来的有效压缩比提升和缸内工质改变所实现的工质比热比增大,而内部废气率的降低使得重压损失显著减小,共同增大了总平均指示有效压力 IMEP。此外加快的燃烧放热过程也起到了微小的作用,而燃烧效率的略微恶化对经济性的影响可以忽略。为了进一步研究燃前压力和重压损失对油耗贡献度随发动机负荷的变化规律,分析了在不同喷油量条件下进气加热和内部废气留存所实现的 HCCI/CAI 燃烧的差异,如图 3-14 所示。从图中可以看出,实现方式对 HCCI/CAI 燃烧做功的整体差异随着负荷的升高呈现降低的趋势,无论是代表燃前压力改变贡献的 ΔIMEP_g , 还是代表重压损失改变贡献的 ΔPMEP , 都随着负荷的增大而减小。其中重压损失的贡献度显著降低,这主要是由于随着负荷的增大,内部废气留存策略下经历废气重压缩过程的内部废气量减少,所造成的泵气损失降低,因此降低了换气过程的改善潜力。

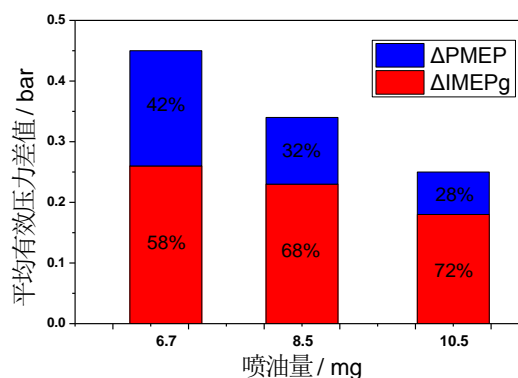


图 3-14 不同喷油量条件下进气加热和内部废气留存所实现的 HCCI/CAI 燃烧的差异

Figure 3-14 Performance of HCCI/CAI combustion between implementations at different injected fuel quantity

3.3 废气-空气组合稀释优化 HCCI/CAI 燃烧

3.3.1 废气-空气组合稀释 HCCI/CAI 燃烧的油耗和排放特性

由于上述 HCCI/CAI 燃烧实现方式对油耗和排放影响的实验是在恒定循环喷油量下进行的,为了进一步在整个 HCCI/CAI 工况范围内探索进气加热与内部废气留存的组合实现方式对燃烧的优化,故在中小负荷工况范围内开展了多组恒定负荷的实验。负荷范围从 1.5 bar 至 3.5 bar, 间隔 0.5 bar 为一组实验,每个负荷下均采用不同程度的进气加热与内部废气留存的组合来实现。图 3-15 所示为 5 组恒负荷实验所有工况点的缸内废气率和空燃比的分布情况。可以看出,缸内废气率和过量空气系数共同决定了缸内的稀释度。在较高缸内废气率和过量空气系数下, HCCI/CAI 燃烧因过度稀释而无法达到下负荷边界区域;反之,在较低缸

内废气率和过量空气系数时，HCCI/CAI 燃烧因稀释不足而无法到达上负荷边界区域。

图 3-16 所示为上述实验点的压力升高率($dP/d\theta$)和 IMEP 循环变动(COV)在过量空气系数-缸内废气率图的分布情况。在本研究中，定义 IMEP 循环变动高于 6% 的工况为失火，压力升高率高于 5 bar/°CA 的工况为爆震。爆震和失火区域也在图 3-16 上进行了标注。

上述实验点对应的油耗和排放情况如图 3-17 所示。从图中可以看出，随着过量空气稀释和废气率的减小，即负荷的增大，油耗以及 CO 和 HC 排放都逐渐降低。NO_x 排放几乎在整个工况范围内都保持在极低的水平，只有在最高负荷区域才略微增加。

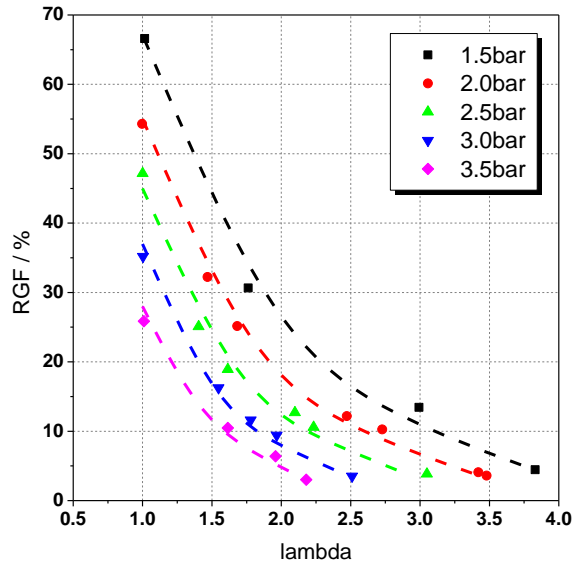


图 3-15 中小负荷 HCCI/CAI 燃烧 5 组恒负荷实验的缸内废气率和过量空气系数

Figure 3-15 HCCI/CAI combustion achieved by different combinations between residual gas trapping and intake preheating

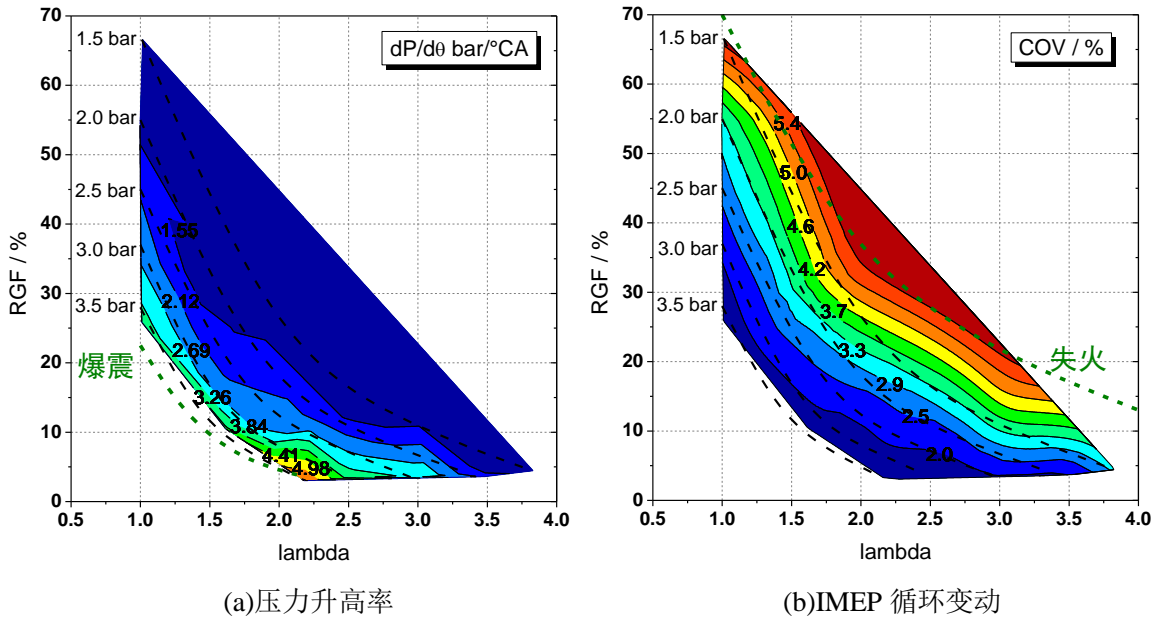


图 3-16 中小负荷 HCCI/CAI 燃烧 5 组恒负荷实验的压力升高率和 IMEP 循环变动

Figure 3-16 Pressure rise rate and covariance of IMEP of HCCI combustion employing different combinations between residual gas trapping and intake preheating

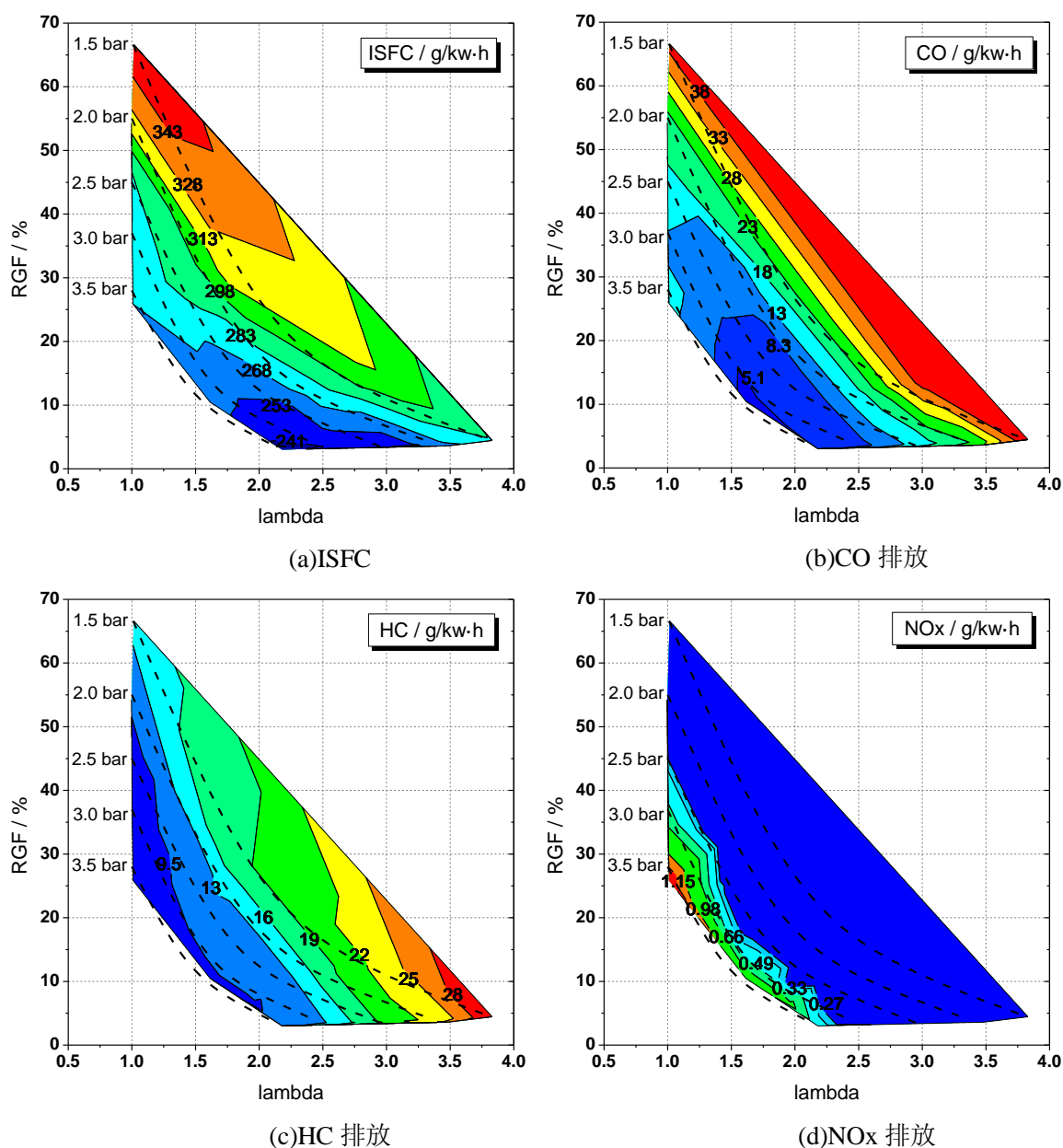


图 3-17 中小负荷 CAI 燃烧在不同实现方式组合下的油耗和排放

Figure 3-17 Fuel economy and emissions of HCCI combustion employing different combinations between residual gas trapping and intake preheating

从上述中小负荷 HCCI/CAI 燃烧在不同实现方式组合下的特性还可以看出，在每一个负荷下，进气加热和内部废气留存的组合方式对 HCCI/CAI 燃烧的影响规律都是相似的，即在燃烧稳定的前提下，较好的燃油经济性都是需要通过获取尽量多的预热空气和尽量少的内部废气来实现。HC 排放总是随着实现方式向进气加热的转变而逐渐恶化，但 CO 排放对 HCCI/CAI 燃烧实现方式的变化则不敏感，这主要是因为 CO 排放同时受到了空燃比的增加和燃烧温度的降低两个相反

作用的影响。此外,对比实现方式对 HCCI/CAI 燃烧的影响在不同负荷下的表现,可以得知,随着负荷的增大,实现方式的差异对 HCCI/CAI 燃烧的影响作用是逐渐减小的。这主要是因为负荷的增大使得内部废气留存策略与进气加热策略在 1) 气门参数 2) 缸内工质组成 3) 燃烧放热过程 4) 泵气损失这四个方面的差异都有所减少,因此使得 HCCI/CAI 燃烧的特性对实现方式逐渐不敏感。这也说明了进气加热与内部废气留存的组合优化对 HCCI/CAI 燃烧的改善在小负荷才能发挥更大的潜力。另外,由于 NO_x 排放在 HCCI/CAI 燃烧工况区域内基本都保持在较低的水平,因此可不必保持缸内为当量比混合气以满足 NO_x 在三效催化转换时的高效率,同时偏高的 HC 和 CO 排放依然可借助三效催化转换得以改善

3.3.2 基于余热回收的废气-空气组合稀释 HCCI/CAI 燃烧

基于上述分析可知,采用预热空气取代内部废气留存来实现 CAI 燃烧能够获得更好的燃油经济性。但由于进气加热的热量来源会受到发动机余热能及其回收效率的限制,因此有必要对不同工况条件下的进气热需求和余热能供应进行量化分析。图 3-18 所示为中小负荷 HCCI/CAI 燃烧在不同实现方式组合下的进气温度和排气温度情况。从图中进气温度和排气温度的变化可以清晰地看出,随着负荷的下降,进气温度的需求上升而排气温度却降低。

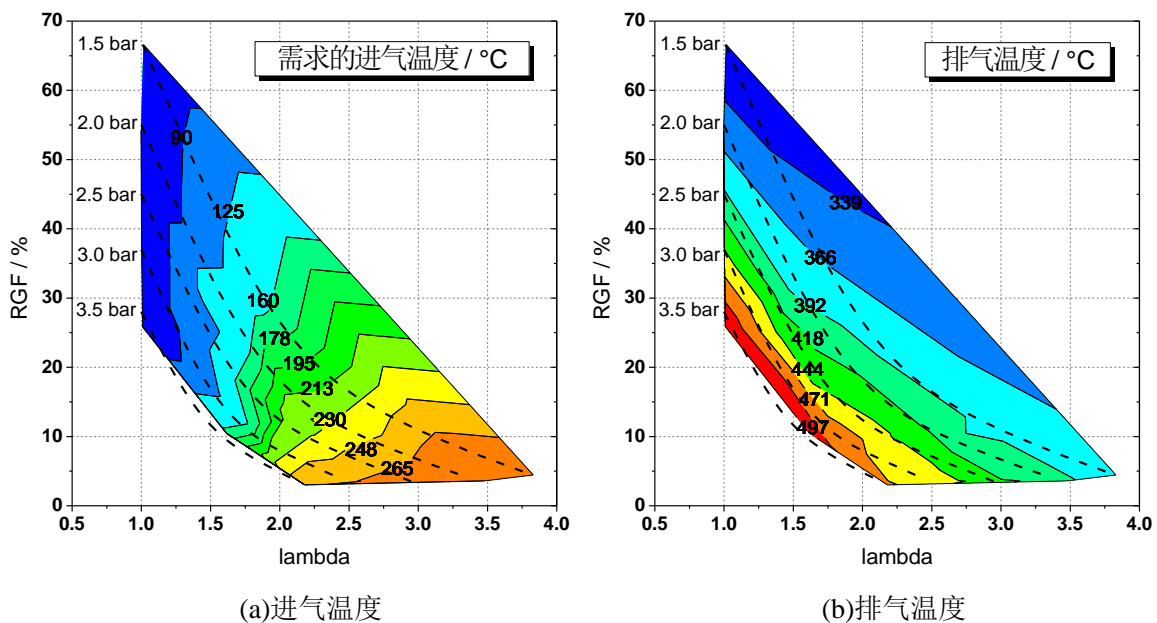


图 3-18 中小负荷 CAI 燃烧在不同实现方式组合下的进气温度和排气温度

Figure 3-18 Intake temperature required and exhaust temperature of HCCI combustion employing different combinations between residual gas trapping and intake preheating

为了评估发动机余热能回收对热交换实现进气加热的可行性,本研究中采用了一台冷却水-进气换热器和一台排气-进气换热器来计算不同工况下的余热能回收所能实现的最高进气温度。所提出的余热能回收实现进气加热的试验系统示意图如图 2-4 所示。

常温空气先经过冷却水-进气换热器实现第一级预热,后进入排气-进气换热器进行第二次加热。研究中所选用的两个换热器均为板翅式,选用的尺寸及结构参数详见表 3-2 所示,其换热性能的评估计算参考常规的换热器设计及性能^[108]。考虑到排气余热能相比冷却水余热能具有更高的可用能和变化范围,在评估计算中选用了两款不同尺寸的排气-进气换热器以反映余热能回收效能对进气加热效果的影响。换热器中进气与冷却水及排气的传热计算采用 ε -NTU 传热单元数法。计算中冷却水温度设定为 80 °C,环境温度设定为 15 °C,冷却水流量为 1000 kg/h,而进气和排气的流量则视具体工况而定。进气和排气的比热比均依据参考文献^[109]进行设定。换热系统中的管路热损失主要受到管路中气体温度和气体流速的影响,计算中则依据实验中获得的经验规律予以考虑。

表 3-2 余热能回收评估计算所采用的换热器尺寸及结构参数

Table 3-2 Specifications of heat exchangers

换热器	冷却水-进气	排气-进气
导热材料	铝合金	不锈钢
流动形式	对流	对流
传热系数 / W/(m ² K)	30	10
等效传热面积 / m ²	0.3	0.3 (小); 0.5 (大)
体积 / L	1	1.0 (小); 1.7 (大)

基于上述换热评估的计算方法和参数设定,计算出了不同工况不同 CAI 燃烧实现方式下通过余热能回收所能实现的最高进气温度,如图 3-19 所示。从所能实现的最高进气温度与进气热需求的对比可知,基于余热能回收所能达到的进气温度并不能在全部工况内满足 CAI 燃烧对进气的热需求,可实现区域在图 3-19 中标记为阴影区域,而在高空燃比和低废气率的区域则因缺少热废气的辅助、较低的排温无法满足较高的进气需求,使得在该区域内不能够通过余热回收所提供的进气热量来实现 CAI 燃烧。

依据图 3-19 中的阴影边界和图 3-17(a)中的油耗分布,可以总结出在有限换热和进气热供应能力下的最佳燃油经济性路径,即均为阴影区域的右下边界,如图 3-20(a)所示。从图中还可以看出,单纯的进气加热、单纯的内部废气留存以及处于两者之间的组合在油耗及空燃比和废气率图上的分布,也可以清晰地认识

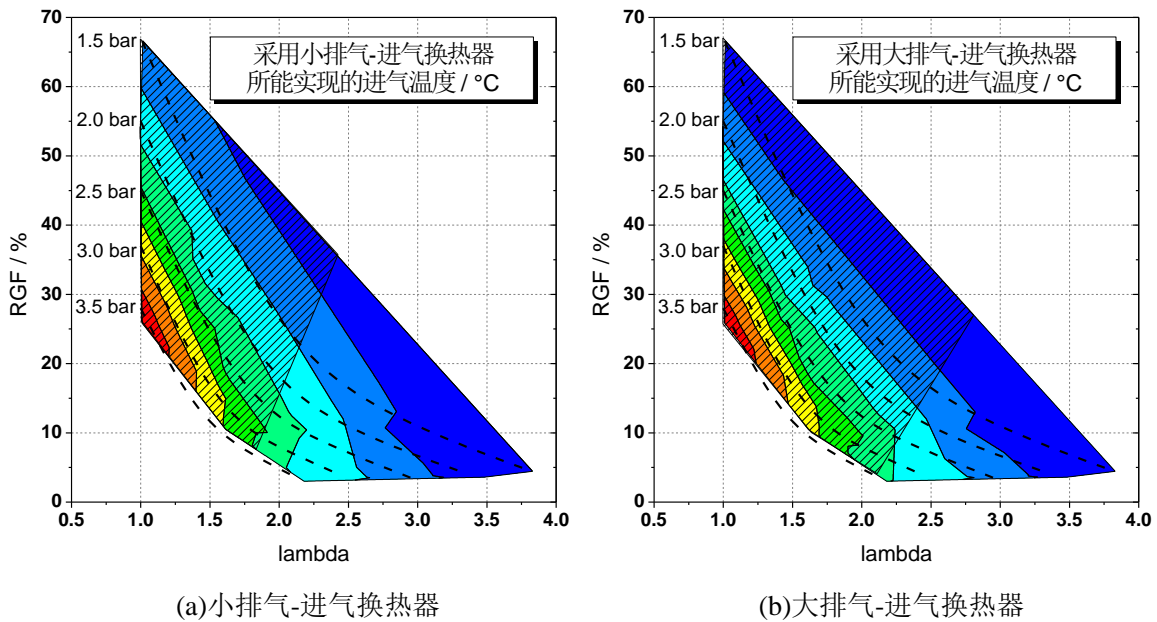


图 3-19 不同工况下不同 CAI 燃烧实现方式下通过余热能回收所能实现最高进气温度

Figure 3-19 Preheated intake temperature of HCCI combustion employing different combinations between residual gas trapping and intake preheating based on waste heat recovery

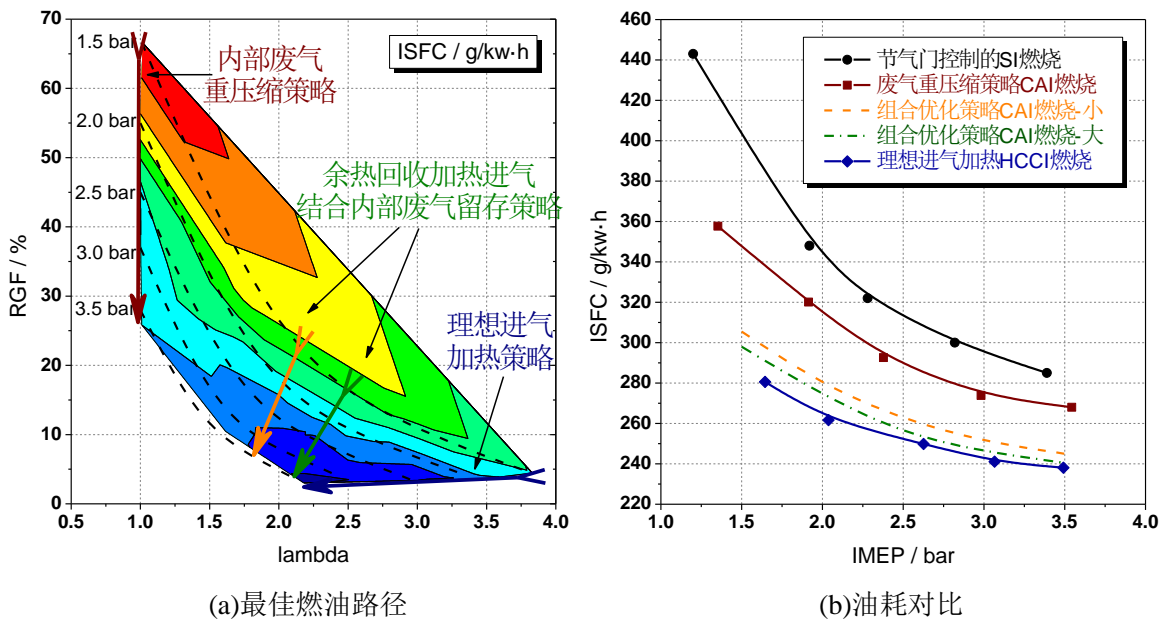


图 3-20 不同 CAI 燃烧实现方式下的燃油经济性路径及对比

Figure 3-20 Comparison of load path and fuel economy between different implementations of HCCI combustion

到，余热能回收的进气热供应在不同负荷下对油耗的改善效果。图 3-20(b)直观地对比了两款换热器即不同的余热回收热供应能力下，进气加热和内部废气留存

的组合优化实现方式对 CAI 燃烧油耗的改善。可以看出, 四种 CAI 燃烧均比原机 SI 燃烧的燃油经济性有了明显的提高, 但这四种 CAI 燃烧的实现方式之间还是有比较大的差距, 通过基于余热能回收的进气加热与内部废气留存的综合优化能够在原有单纯内部废气留存的基础上, 进一步降低油耗 8-12%, 且该节油效果会随着负荷的降低而更加明显。另一方面, 通过对比两个排气-进气换热器在实现进气加热和内部废气留存优化 CAI 燃烧的效果可以发现, 虽然较大的换热器比较小的换热器尺寸大了接近一倍, 余热能的回收效率也有了明显的提升, 但最终所实现 CAI 燃烧节油效果仅比小的换热器多出 2% 左右。这主要是由于组合实现方式来优化 CAI 燃烧主要是通过利用进气加热的作用来取代对内部热废气的依赖, 从而免除掉由废气留存所导致的如泵气损失、工质比热比低、有效压缩比低等一系列恶化燃油经济性的劣势。而相比于单纯的内部热废气实现方式, 少量的进气加热即能使内部废气得到有效降低, 而随着进气温度的进一步升高, 内部废气率的降低趋势则越来越趋于平缓, 这一点可以从图 3-18(a) 中清晰地看出来。因此, 在一定进气温度的基础上, 进一步地提高进气温度所能实现的废气率降低收益是逐渐降低的, 这就表明, 通过改进换热器以提升换热效率所能实现的燃油经济性改善收益是逐渐减小的, 且由于节油效果随负荷的增大是逐渐降低的, 因此部分内部废气的留存能够在补偿余热能回收限制进气加热不足的同时保持较高的燃油经济性优势, 尤其表现在油耗改善潜力较大的小负荷工况下。

3.3.3 废气-空气组合稀释拓展 HCCI/CAI 燃烧小负荷边界

负荷下限难以拓展是 HCCI 燃烧在实际应用中的主要障碍之一。正如前言中所提到的, 传统的负气门重叠角策略下的 CAI 燃烧会在小负荷时因废气的稀释作用大于热作用而遇到着火困难和燃烧不稳定的问题。尽管采用进气加热策略能够在相对较低的负荷实现稳定的 HCCI 燃烧, 但过高的进气温度需求以及较高的 CO 和 HC 排放仍旧难以解决。基于上述小负荷研究的现状, 开展了进气加热和内部废气留存的组合优化方式来拓展 HCCI/CAI 燃烧小负荷边界的实验研究。在这个过程中, 余热能回收加热进气的效果预测依旧是基于表 3-2 中的冷却水-进气换热器和较大尺寸的排气-进气器。

图 3-21 所示为进气加热和内部废气留存的组合实现的小负荷 HCCI/CAI 燃烧的油耗及缸内燃烧边界条件, 并与单纯内部废气留存策略和进气加热策略进行了对比。从图 3-21(a) 中可以看出, 以 6% 的燃烧循环变动为负荷下限边界, 与单纯内部废气留存策略相比, 在基于余热能回收的进气加热的帮助下, 能够将小负荷边界由 1.3 bar 拓展至 0.8 bar。尽管这种进气加热与内部废气组合优化所实现的 CAI 燃烧的燃油经济性距离单纯依靠进气加热所实现的 HCCI 燃烧还有一定差距, 但相比于传统的 SI 燃烧, 依然可实现 15% 左右的提升。从图 3-21(b) 中各小

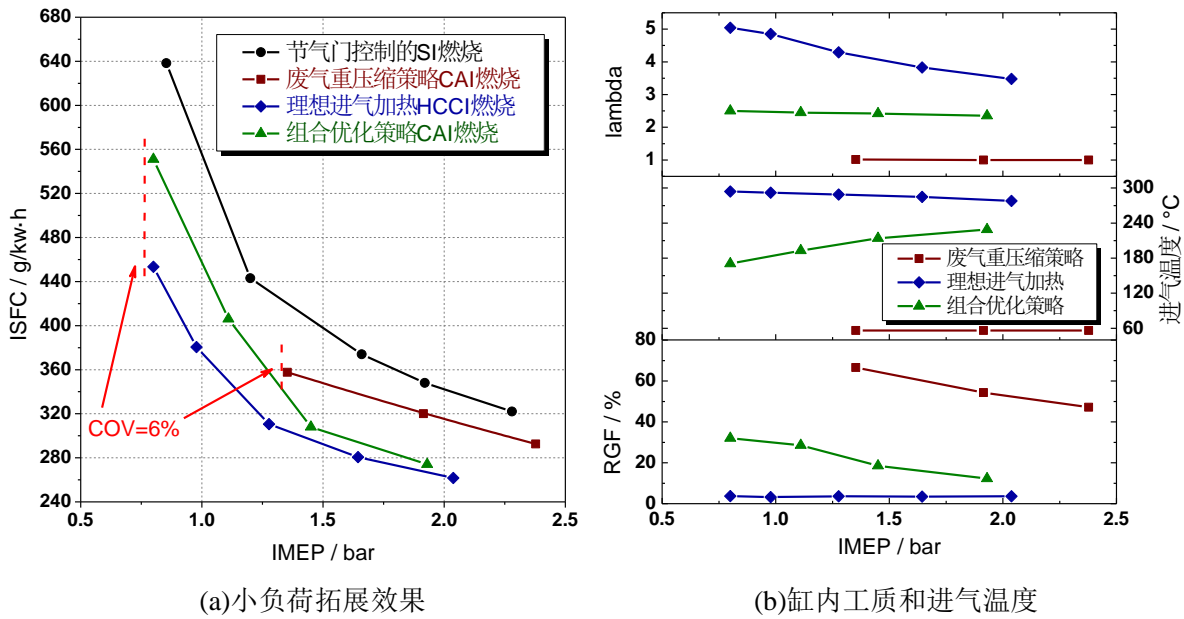


图 3-21 进气加热和内部废气留存的组合实现的小负荷 HCCI/CAI 燃烧以及与单纯内部废气留存策略和进气加热策略的对比

Figure 3-21 Comparison of ISFC, lambda and RGF between different implementations at light loads

负荷 HCCI/CAI 实现方式下的过量空气系数、废气率和进气温度对比还可以看出，基于余热能回收所实现的进气加热与内部废气留存的组合实现方式，能够有效避免过低的空燃比和过高的废气率，且相比于单纯的进气加热方式，对进气温度的需求大幅降低，但仍旧获得较好的油耗改善效果，这也再次证明了 3.3 节中研究所得出的进气温度的增加对油耗的改善是逐步递减的结论。

图 3-22 所示为进气加热和内部废气留存的组合实现的小负荷 HCCI/CAI 燃烧排放情况。从图中与单纯内部废气留存策略和进气加热策略的效果的对比可以看出，基于余热能回收所实现的进气加热与内部废气留存的组合实现方式并没有造成 HC 和 CO 排放的明显恶化，这主要是由于组合方式下实现了较好的过量空气系数与废气率的折中。

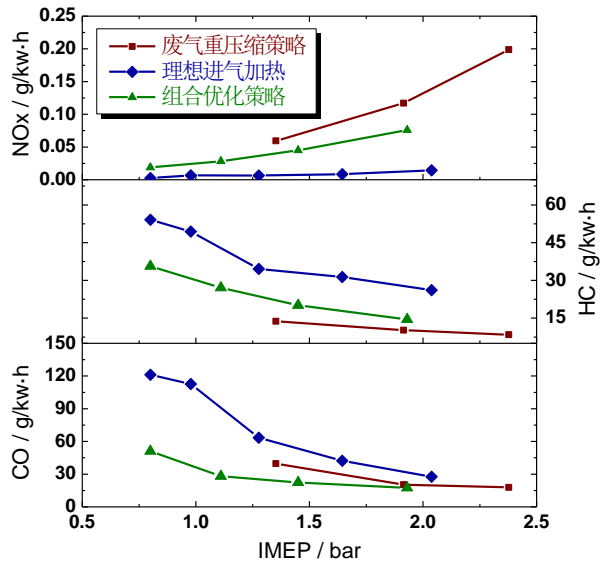


图 3-22 进气加热和内部废气留存的组合实现小负荷 HCCI/CAI 燃烧的排放

Figure 3-22 Comparison of emissions between different implementations at light loads

3.4 本章小结

针对传统负气门重叠角策略下 CAI 燃烧燃油经济性改善受限的问题,提出了进气加热与内部废气留存组合优化 HCCI/CAI 燃烧的方法。通过单缸机实验和仿真分析,研究了预热空气和内部废气的加热作用与稀释作用对燃烧的影响规律,揭示了进气加热取代内部废气留存以改善燃油经济性的本质,进而在整个 HCCI/CAI 工况范围内开展了基于发动机余热能回收的空气-废气组合稀释对 HCCI/CAI 燃烧的优化,并探索了对 HCCI/CAI 小负荷边界拓展的可行性。主要结论如下:

1) 通过进气加热和内部废气留存的组合优化,能够协调空气和内部废气的热量供给和充量稀释组分,在解决中小负荷 CAI 燃烧缸内高稀释度与低热状态矛盾的同时,优化缸内稀释工质并降低换气损失。

2) 进气加热降低了燃烧所需热状态对内部废气的依赖,减少了实现内部废气留存所付出的换气模式损失。同时空气稀释的引入降低了缸内过高的稀释度,并使得缸内工质比热比上升,共同提高了发动机的循环热效率。

3) HCCI/CAI 燃烧实现方式由直接留存内部废气向进气加热新鲜充量转换时,所引起的 HC 排放升高和 NO_x 排放降低,以及 CO 排放的先降低再升高的过程,是源于缸内温度和组分分布的均匀化和燃烧温度的降低。

4) 发动机余热能及其回收效率限制了对进气充量的加热程度。在常规汽油机压缩比件下,单纯依靠余热能回收难以满足 HCCI 燃烧对进气热状态的需求,一定程度的废气留存辅助是必要的。通过进气加热与内部废气的组合优化,能够实现进气温度需求和发动机热效率的有效折中,从而改善 HCCI/CAI 燃烧的油耗和排放。

5) 以单纯依靠内部废气留存实现的 CAI 燃烧为基础,提高进气温度取代内部废气所实现的改善效果是逐步递减的,且节油效果随负荷的增大是逐渐降低的,因此部分内部废气的留存能够在补偿余热能回收限制进气加热不足的同时仍旧保持较高的燃油经济性优势,尤其表现在油耗改善潜力较大的小负荷工况下。

6) 与传统的负气门重叠角策略实现的 CAI 燃烧相比,通过余热能回收加热进气与部分缸内废气留存相结合,在 HCCI/CAI 工况范围内协调了空气和内部废气的热量供给和充量稀释组分,实现 8-12% 的燃油经济性改善并拓展小负荷边界至 0.8 bar。

第四章 正气门重叠角重吸废气策略的混合燃烧

第三章通过废气-空气组合稀释的方法改善了中小负荷 HCCI/CAI 燃烧的燃油经济性，而在采用废气稀释的中高负荷混合燃烧方面，传统的负气门重叠角策略所实现的混合燃烧，会因直接留存缸内废气产生较高的泵气损失而使燃油经济性的改善受到限制。因此，本章利用正气门重叠角重吸废气的方式降低内部废气留存的换气模式损失并改善换气过程，通过单缸机实验和仿真分析，研究正气门重叠角所实现的废气重吸方式对缸内废气留存的影响规律，探索其在协调缸内稀释度与热状态中的充量获取和燃烧控制机制，并提出正气门重叠角配气相位下废气重吸策略的燃烧控制方法和优化准则，进一步提升发动机热效率。

4.1 正气门重叠角策略的三种实现模式

相比于负气门重叠角策略，正气门重叠角的配气相位能够在捕捉内部废气的同时实现较好的换气过程和较低的泵气损失。虽然所能实现的内部废气率相对有限，但仍有着满足混合燃烧相对较低的缸内热状态需求的潜力。因此，研究基于正气门重叠角对废气重吸过程和缸内热状态的影响，找到废气重吸策略对燃烧和换气过程的控制方法，是优化中高负荷混合燃烧和稀释 SI 燃烧的必要环节。

尽管正气门重叠角相位下所实现的缸内废气留存均是通过废气的重吸方式，然而具体的气门相位配置仍旧会对重吸的过程有一定的影响。因此，为了深入分析不同的废气重吸过程，在本研究中，将正气门重叠角的配气相位分成三类，分别为进气门早开 (Early Intake Valve Opening, EIVO)、排气门晚关 (Late Exhaust Valve Closing, LEVC) 以及进气门早开和排气门晚关相结合 (EIVO&LEVC)。图 4-1 所示为三类正气门重叠角策略的示意图。

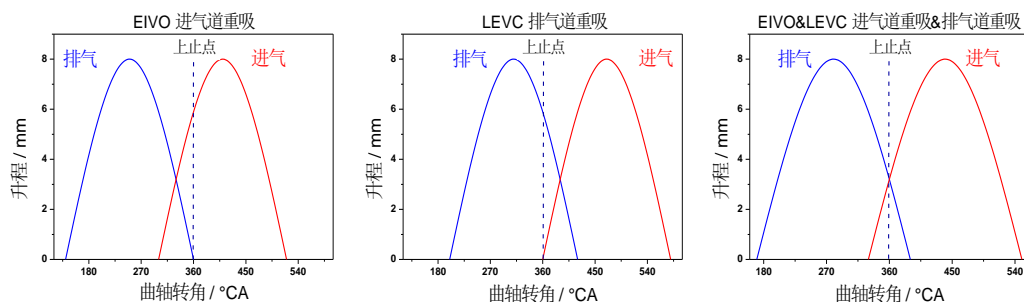


图 4-1 正气门重叠角策略的三种废气重吸模式

Figure 4-1 Classification of PVO configuration: EIVO, LEVC and EIVO&LEVC

在进气门早开策略中，进气门在换气上止点之前开启来形成正气门重叠角。这就使得一部分废气在排气冲程中直接经过进气门而进入到进气道中，后在进气行程中随着新鲜充量一同再进入缸内。因此进气门早开策略的本质是缸内废气的进气道回流。在排气门晚关策略中，排气门在换气上止点之后关闭来形成正气门重叠角。这就使得在进气行程中，一部分废气会随着活塞的下行从排气道内被吸回缸内。因此排气门晚关策略的本质是缸内废气的排气道重吸。而进气门早开和排气门晚关相结合的策略则是兼顾了缸内废气的进气道回流和排气道重吸。

因此，正气门重叠角的具体配气相位显著影响废气在缸内的留存过程。在本章研究中，首先开展仿真研究正气门重叠角配气相位对废气留存过程的影响。而后，通过实验研究废气重吸策略对燃烧放热过程的影响，最后，基于正气门重叠角策略和外部废气再循环，开展混合燃烧及稀释 SI 燃烧在中高负荷的燃烧优化。

4.2 正气门重叠角配气相位对废气重吸过程的影响

为了评价基于正气门重叠角重吸策略对换气过程的影响，采用了一维和三维的数值仿真方法研究两种重吸策略下换气过程。一维仿真着重于研究正气门重叠角配气相位对废气留存能力的影响，而三维仿真研究则着重于分析缸内温度和废气的分布。一维仿真是基于商业发动机工作过程仿真软件 GT-Power 进行的，而三维仿真则采用了商业软件 Star-CD。一维仿真中燃烧放热过程采用了固定燃烧相位和持续期的简化放热率曲线，以便于消除燃烧差异对换气过程的影响。仿真过程中采用了当量比混合气。在三维仿真中，没有涉及燃烧模拟，仿真以排气冲程为始点，各初始燃烧边界条件均根据一维仿真的结果来设定。

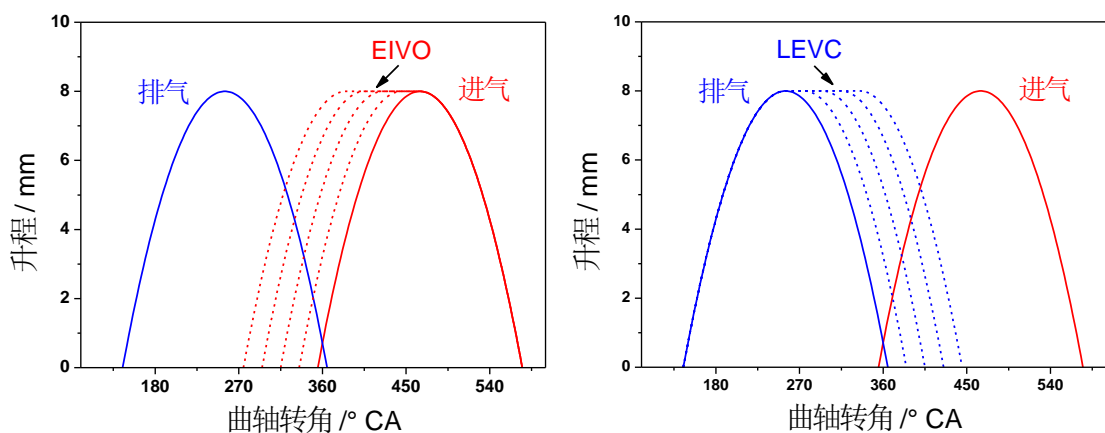


图 4-2 仿真算例中所采用的进排气型线

Figure 4-2 Valve profiles used in simulation on the gas exchange process

仿真算例中, 排气门的开启时刻和进气门的关闭时刻保持不变以排除配气相位对排气冲程和进气冲程的影响。仿真过程中所采用的气门型线如图 4-2 所示。基于 EIVO 策略和 LEVC 策略的正气门重叠角换气过程的对比如图 4-3 所示。

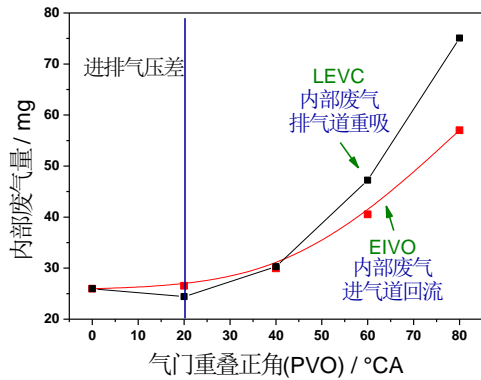


图 4-3 基于 EIVO 策略和 LEVC 策略的正气门重叠角换气过程的对比

Figure 4-3 The effect of LEVC and EIVO

从图 4-3 中可以看出, 两类正气门重叠角策略下, 采用较大的气门重叠角均可以实现较高的缸内废气率。然而, 这两类策略还是存在着明显的区别。从图中的分析可知, 在小气门重叠角的排气门晚关策略下, 缸内废气是通过类似于进气门早开策略的废气进气道回流实现的。这主要是由发动机排气压力略高于进气压力造成的。进排气的压力差使得即使在正气门重叠角形成在换气上止点略靠后的位置, 部分排气仍旧会涌入进气道。因此, 这就导致了缸内废气的进气道回流与排气道重吸的分界线相比于换气上止点提前了接近 20 °CA。此外, 同样是受到进排气压力差的影响, 使得排气门晚关策略比进气门早开策略更有利于实现缸内废气的留存, 如图 4-3 中所示, 在同等气门重叠角的基础上, 随着重叠角的增大, 排气门晚关策略能够获得更早获得更高的缸内废气率。

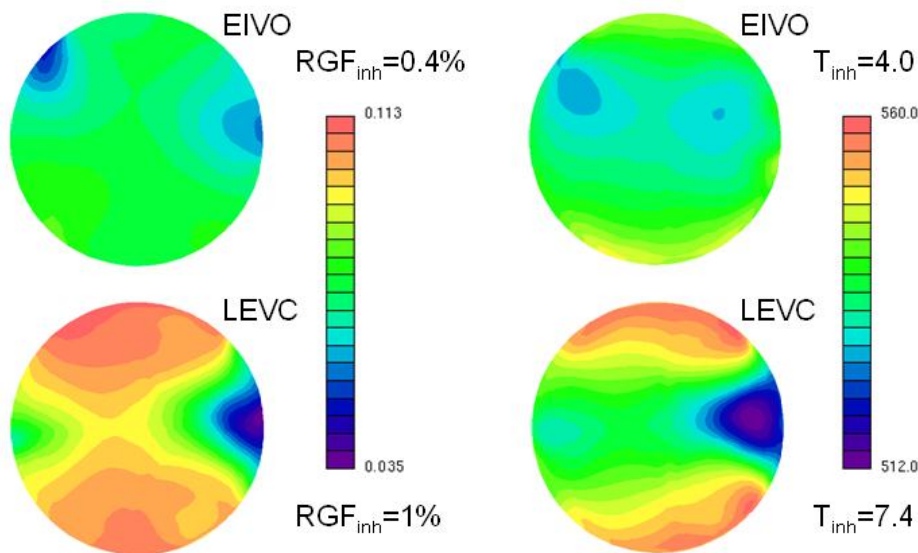


图 4-4 EIVO 策略和 LEVC 策略下缸内温度和废气分布的对比

Figure 4-4 Comparison of temperature and residual gas distribution at 50 °CA BTDC between EIVO strategy and LEVC strategy

正气门重叠角的配气相位的不仅会影响到对缸内废气的捕捉能力,同时还会影响到温度和废气在缸内的分布。在这里,考虑到单缸机实验中,最早的点火时刻为上止点 49 °CA,因此选用燃烧上止点前 50 °CA 的缸内状态用于对比。燃烧上止点前 50 °CA 的 EIVO 策略和 LEVC 策略下缸内温度和废气分布如图 4-4 所示。在这里,同样采用温度不均匀度和废气不均匀度^[102]来量化缸内分布的不均匀性。从图 4-4 可以看出,进气门早开策略下的缸内温度和废气分布的不均匀性较低,这主要是因为废气通过进气口回流到进气道的过程中,为废气和新鲜充量提供更多的混合时间。

基于上述仿真分析可知,排气门晚关策略下易于实现更高的缸内废气留存率,这有利于偏低负荷时实现混合燃烧所需的缸内热状态。同时,排气门晚关策略也有利于实现缸内温度和废气的不均匀分布,有利于抑制混合燃烧中过快的放热速率。

4.3 正气门重叠角配气相位对混合燃烧过程的影响

4.3.1 混合燃烧爆震边界的定义

合理的混合燃烧应具有尽可能快的放热速率又不致于引起爆震。为研究方便,要有一个量化的指标来表征爆震边界。在很多研究中,常采用最大压力升高率和响度指数量化表征燃烧的粗暴程度^[101]。但是在本研究中发现,上述两项参数并不适用于混合燃烧模式。这主要是因为混合燃烧中存在前期火焰与后期自燃的相互作用,使得其对边界条件更为敏感,爆震现象伴随着清脆的金属敲击声在燃烧过程中时有发生。有时受缸内状态传递机制和扰动的影响,中高负荷下的混合燃烧甚至会过渡转换为放热率不可接受的 HCCI 燃烧。图 4-5 所示为连续 150 个循环的混合燃烧缸压变动情况。

从图中可以看出,尽管在该组实验中最大压力升高率和响度指数的平均值都比较低,且 IMEP 的燃烧循环变动也不是特别高,但爆震现象时常发生。在本研究中,定义了爆震概率 P_{knock} 来表征混合燃烧在不稳定工况下的爆震倾向程度,爆震概率 P_{knock} 即为在连续循环中压力升高率出现高于 5 bar/°CA 的循环的平均概率,并将

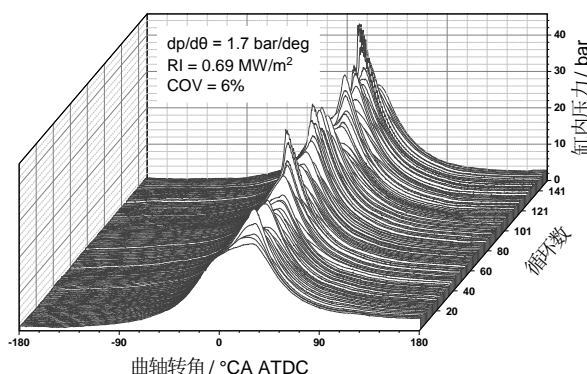


图 4-5 连续 150 个循环混合燃烧缸压变动情况

Figure 4-5 Cylinder pressure traces of 150 continues cycles

为 2% 的爆震概率 P_{knock} 定义为爆震边界。图 4-5 中所示工况的爆震概率 P_{knock} 为 4%，因此该实验点被视为爆震工况而不可接受。

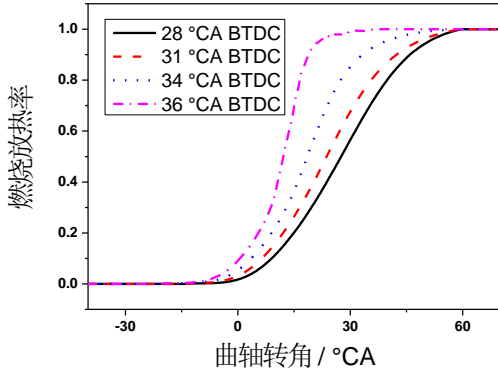


图 4-6 点火时刻对混合燃烧的调控作用

Figure 4-6 Effect of spark ignition on SACI combustion at medium-high load

在本研究的正气门重叠角配气相位下，混合燃烧主要受到气门重叠角大小、外部废气再循环率和火花点火时刻的控制。其中火花点火时刻通过调整前期 SI 放热比例来实现对混合燃烧的燃烧相位控制，如图 4-6 所示。鉴于火花点火对混合燃烧的良好调控作用，在不同气门重叠角和外部废气再循环的组合下，均可通过点火时刻的控制，调节混合燃烧相位，燃烧处于爆震边界附近，以获得尽可能高的循环热效率。后续实验中，分别对进气门

早开和排气门晚关两类正气门重叠角策略下的混合燃烧开展研究，而后，基于两者的对比分析，总结出基于正气门重叠角的混合燃烧优化规律。由于实验中均采用当量比混合气，CO、HC 和 NO_x 排放能够通过三效催化转换得到很好的后处理，因此在燃烧优化过程中着重围绕燃油经济性进行展开。

4.3.2 EIVO 和 LEVC 策略下的混合燃烧特征

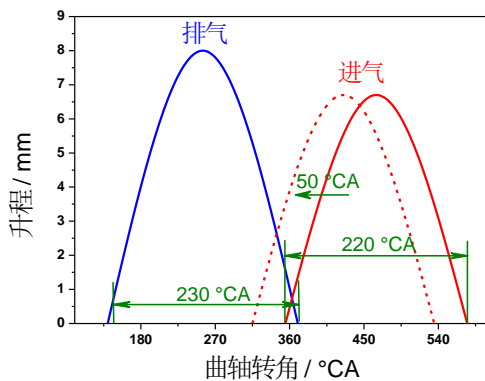


图 4-7 EIVO 策略下混合燃烧所用气门型线

Figure 4-7 Valve lift profiles for EIVO strategy

为了研究 EIVO 策略对混合燃烧的影响，开展了不同进气门早开时刻下的混合燃烧实验，排气门型线保持不变，且排气门关闭时刻固定在换气上止点附近，所采用的气门型线如图 4-7 所示。进气门最大升程略低，以避免在较大气门重叠正角时发生气门与活塞的碰撞。实验过程中探索了不同的气门重叠角与外部废气再循环率的组合，气门重叠正角范围从 5 °CA 到 55 °CA，而外部废气率范围从 0% 到 22%。

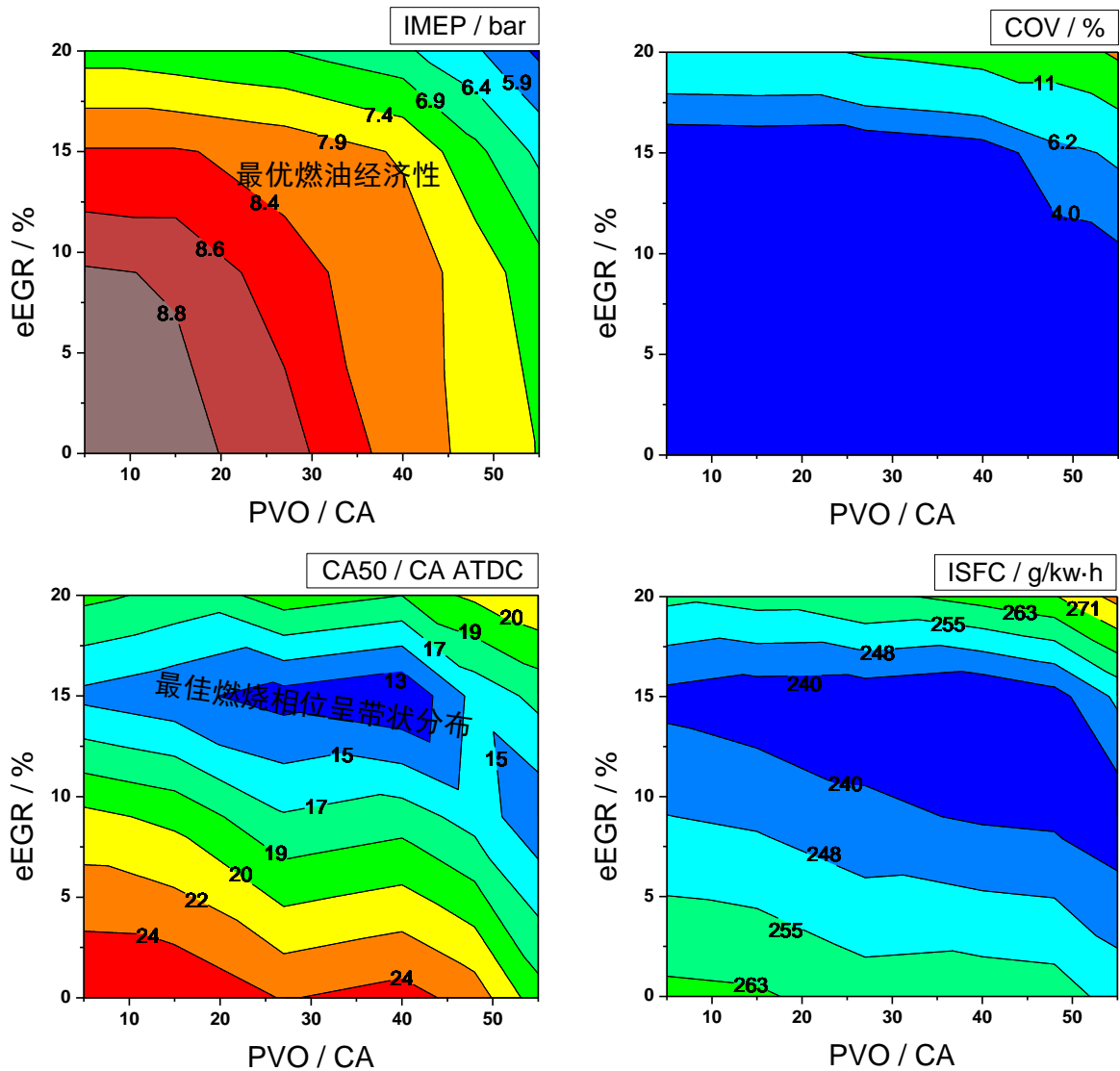


图 4-8 进气门早开策略结合外部废气再循环的混合燃烧特性

Figure 4-8 Characteristic of SACI combustion employing EIVO strategy with eEGR

图 4-8 所示为进气门早开策略结合外部废气再循环下混合燃烧的燃烧特性。从图中可以看出，混合燃烧的负荷 IMEP 受到气门重叠正角和外部废气率的显著影响，气门重叠正角的增大和外部废气率的增高使得发动机负荷持续降低，同时燃烧稳定性也逐渐恶化。而燃烧相位 CA50 则呈现带状分布，在每一个气门重叠正角下均会存在一个最优的外部废气率，从而实现尽可能提前的燃烧相位，获得最佳的燃油经济性。因此也使得油耗 ISFC 具有与燃烧相位 CA50 相似的带状分布，进而也可根据油耗的分布规律总结出不同负荷下的最优燃油经济性路线，如图中标记的黑色箭头所示。此外，在上述任意气门重叠正角与外部废气率的组合工况下，泵气损失都保持在较低的水平（小于 0.1 bar），这也正表明了正气门重叠角相比于负气重叠角策略在泵气损失方面的显著优势。

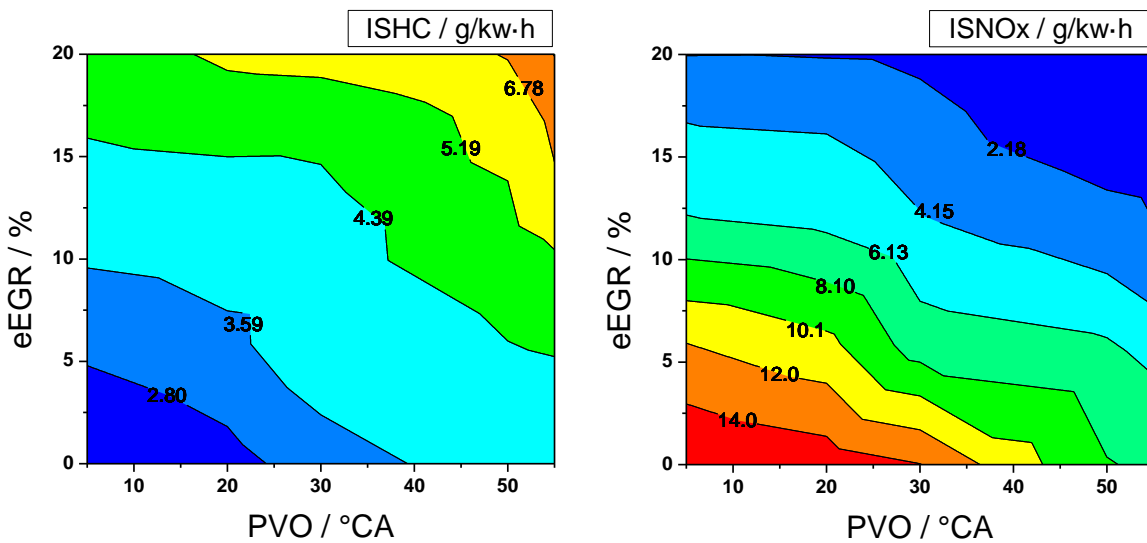


图 4-9 进气门早开策略结合外部废气再循环的混合燃烧 HC 和 NO_x 排放

Figure 4-9 HC and NO_x emission of SACI combustion employing EIVO strategy with eEGR

进气门早开策略下的 HC 和 NO_x 的排放如图 4-9 所示。从图中可以看出，HC 和 NO_x 的排放主要还是受到了发动机负荷的影响，在高废气率大重叠角的偏低负荷下，较低的燃烧温度使得 HC 排放较高而 NO_x 排放较低，反之，在低废气率小重叠角的大负荷下，较高的燃烧温度使得 HC 排放较低而 NO_x 排放较高。此外，在上述任意气门重叠正角与外部废气率的组合工况下，CO 排放一直保持在 10 g/kW h 至 20 g/kW h 之间的水平，并且没有明显的变动规律，这主要是因为实验过程中一直采用当量比混合气，而 CO 排放在空燃比为当量比附近时对空燃比的敏感性较强，因而微小的空燃比变动即会引起较大的 CO 排放波动。

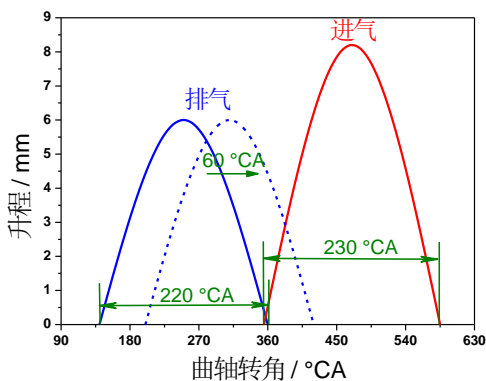


图 4-10 LEVC 策略下混合燃烧所用气门型线

Figure 4-10 Valve lift profiles for LEVC strategy

到 18.5%。

为了研究 LEVC 策略对混合燃烧的影响，开展了不同排气门晚关时刻下的混合燃烧实验，进气门型线保持不变，且进气门开启时刻固定在换气上止点附近，所采用的气门型线如图 4-10 所示。排气门最大升程略低，以避免在较大气门重叠正角时发生气门与活塞的碰撞。实验过程中探索了不同的气门重叠角与外部废气再循环率的组合，气门重叠正角范围从 5 °CA 到 65 °CA，而外部废气率范围从 0% 到 18.5%。

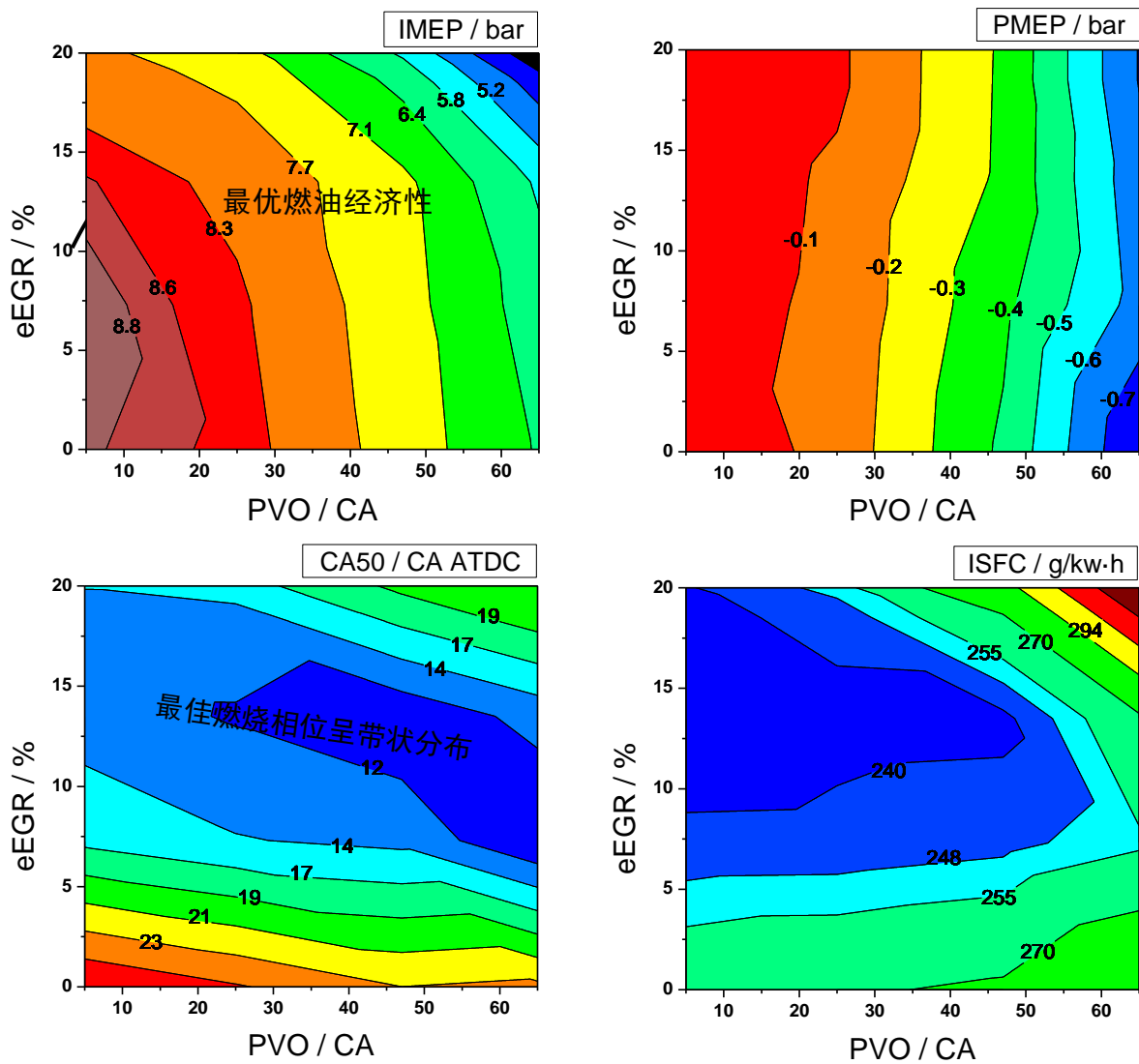


图 4-11 排气门晚关策略结合外部废气再循环的混合燃烧特性

Figure 4-11 Characteristic of SACI combustion employing LEVC strategy with eEGR

图4-11所示为排气门晚关策略结合外部废气再循环下混合燃烧的燃烧特性。从图中可以看出，与进气门早开策略的混合燃烧表现相似，负荷 IMEP 也是显著受到气门重叠正角和外部废气率的影响，且燃烧相位 CA50 和燃油经济性 ISFC 也是呈现类似的带状分布，同样根据油耗的分布规律可总结出不同负荷下的最优燃油经济性路线，如图中标记的黑色箭头所示。然而，排气门晚关策略下混合燃烧的泵气损失却是与气门重叠角关系密切，随着气门重叠角的增大，泵气损失明显恶化，因此也使得原本带状分布的燃油经济性呈现向小气门重叠角区域的环形分布。此外，在上述任意气门重叠正角与外部废气率的组合工况下，燃烧循环变动都保持在较低的水平。

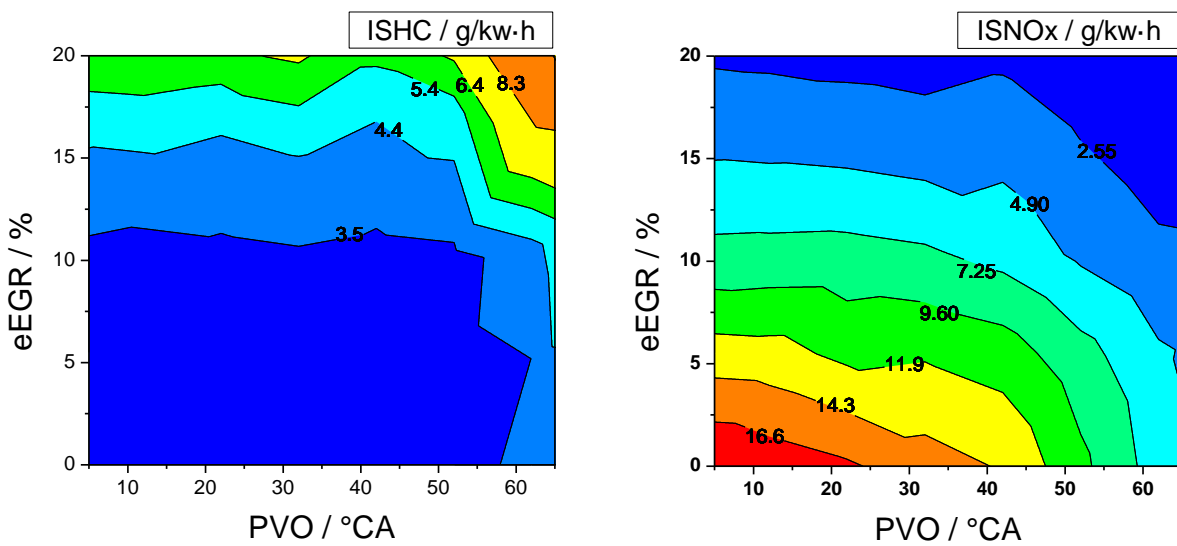


图 4-12 排气门晚关策略结合外部废气再循环的混合燃烧 HC 和 NO_x 排放

Figure 4-12 HC and NO_x emission of SACI combustion employing LEVC strategy with eEGR

排气门晚关策略下的 HC 和 NO_x 的排放如图 4-12 所示。从图中可以看出，同进气门早开策略相似，HC 和 NO_x 排放也是随着气门重叠正角和废气率的增大而分别升高和降低。同样是在当量比附近对空燃比敏感性较高的影响，CO 排放在上述任意气门重叠正角与外部废气率的组合工况下，均维持在 15 g/kW h 且没有呈现出明显的规律。

4.3.3 气门策略对混合燃烧特征的对比分析

基于上述 EIVO 策略与 LEVC 策略下的混合燃烧表现，可以看出两类正气门重叠角策略均能够在一定负荷范围内实现稳定的燃烧。且由于它们实质上都是通过控制内外部废气，来协调缸内燃烧前的温度，即缸内热状态，和油气混合气被废气稀释的程度，即缸内稀释度，因此两类策略存在着很多共同点：

1) 由于进入缸内的当量混合气主要是由内外部废气量的总和决定的，因此发动机的负荷均主要受到气门重叠正角和外部废气再循环率的控制。然而，在低外部废气率区域，发动机负荷并不会随着外部废气率的变化而发生明显的改变。这主要是因为，在较低的外部废气率工况下，偏高的缸内热状态致使燃烧相位需大幅推迟以避免爆震，导致了较低的做功输出能力。而随着外部废气率的增高，一方面，缸内的当量比混合气减少，使得发动机负荷下降；而另一方面，外部废气率的增多加强了对放热的稀释能力，使得燃烧相位得以提前，进而获得了更好的热效率，在同等的油气混合气基础上输出更高的发动机负荷。因此，上述两个相反的作用削弱了外部废气率对发动机负荷的影响效果。

2) 燃烧相位 CA50 也同样主要受到气门重叠正角和外部废气率的影响。在低外部废气率区域, 较低的缸内稀释度和较高的缸内热状态使得燃烧放热速率较快, 因此需通过推迟点火时刻来获得较晚的燃烧相位以避免爆震; 而在高外部废气率区域, 较高的缸内稀释度和较低的热状态使得燃烧放热速率较慢, 即使提前点火时刻也无法使燃烧相位提前而获得稳定的燃烧。在外部废气率固定时, 气门重叠正角的增大使得燃烧相位略微提前。这主要是因为通过气门重叠正角所捕捉的内部废气也具有稀释燃烧的作用, 因而可采用较早的点火时刻。总体分析可知, 为了实现较为合理的燃烧相位, 对缸内热状态和稀释度的协调控制尤为重要, 即在高负荷工况应采用较高的外部废气率和较小的气门重叠正角, 而在低负荷工况则采用较低的外部废气率和较大的气门重叠正角。

3) 燃油经济性主要受到燃烧相位的影响。在每一个发动机负荷下, 最佳的燃油经济性点总是在最为提前的燃烧相位下获得, 因此增大缸内稀释度进而实现尽可能提前但又不致引起爆震的燃烧相位, 是从燃烧优化方面来改善中高负荷混合燃烧燃油经济性的主要原则。

4) HC 和 NO_x 排放均主要受到缸内稀释程度的影响。气门重叠正角和外部废气率的增大都能够为增强缸内对燃烧的稀释作用, 进而可实现较低的燃烧温度, 从而有利于 NO_x 排放的降低。与 NO_x 排放相比, HC 排放呈现相反的变化规律, 但变化范围相对较窄。

为了更深入地理解正气门重叠角下的混合燃烧, 开展了一组不同气门重叠正角和外部废气率组合的实验。实验过程保持 IMEP 为 7.5 bar 以消除负荷差异的影响。图 4-13 为不同气门重叠正角和外部废气率组合下的燃烧特性对比。从图中可知, 由于泵气损失始终保持在较低水平, 故而燃油经济性的高低主要取决于燃烧相位 CA50 的合理与否。较大的气门重叠正角所实现的较高内部废气率使得缸内热状态较高, 需采用较为推迟的燃烧相位以避免爆震。较晚的燃烧相位导致换气时缸内温度较高, 不利用新鲜充量的进入, 因此为保持实现同等负荷所需的当量比混合气, 就必须降低外部废气率, 而外部废气率的减少所导致的缸内稀释度的降低, 更使得燃烧相位需进一步推迟。因此, 通过减小气门重叠正角来降低内部废气率, 可以采用更高的外部废气率以实现更高的总废气率, 实现对燃烧过程的更充分稀释, 进而可在不发生爆震的前提下实现更早更合理的燃烧相位。

上述内部废气率与外部废气率的相互作用共同影响了缸内稀释度和热状态, 主要可反映在为缸内总废气率和平均废气温度的变化。缸内总废气率是指内部残余废气和外部废气再循环的总和占缸内总工质量的比例。平均废气温度则是通过内部废气温度和外部废气温度的加权平均得出, 其中假定内部废气温度等同于排气门开始时刻的缸内温度, 而外部废气温度等同于进气温度。在这里, 点火时刻

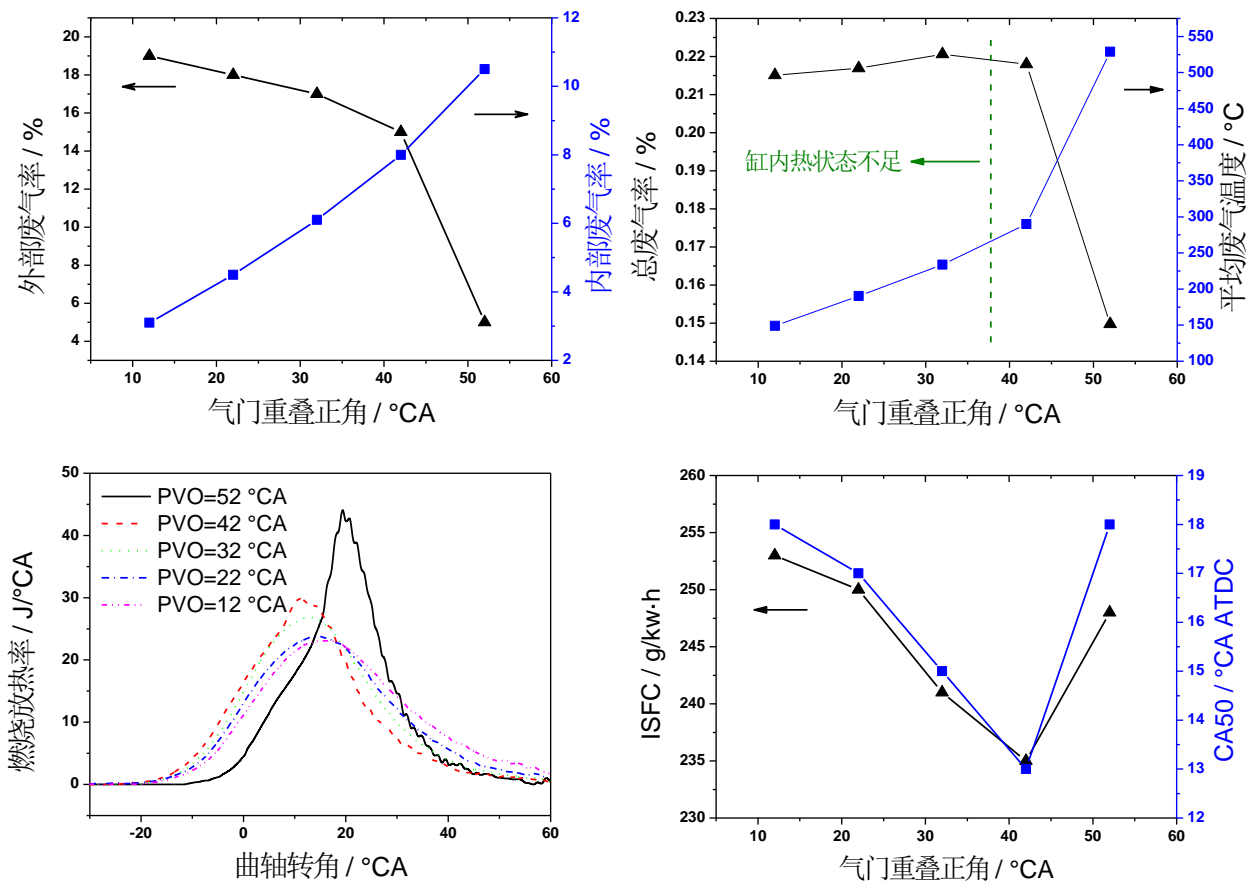


图 4-13 不同气门重叠正角和外部废气率组合下的内外部废气率、总废气率、废气温度、放热速率、燃油经济性 ISFC 和燃烧相位 CA50 的对比 (IMEP=7.5 bar PMEP=0.1bar)

Figure 4-13 Comparison of EGR amount and EGR temperature, heat release, ISFC and CA50 between different combinations of PVO and eEGR at 7.5bar IMEP with PMEP below 0.1bar

优化燃烧的本质是对废气稀释能力和热作用不协调的补偿,当废气的稀释能力高于其热作用时则提前点火时刻,当废气的热作用高于其稀释能力则推迟点火时刻。当然,火花点火的这种协调补偿作用也是有限的,当点火时刻过早时,就难以再通过提前点火时刻来维持其对于燃烧相位的控制效果。因此,当气门重叠正角所实现的内部废气率不足时,过低的缸内热状态和过于推迟的燃烧相位是无法通过提前点火时刻来补偿的。从不同气门重叠正角下的放热率曲线对比可以看出,随着正气门重叠角的减小,放热过程由两阶段放热的混合燃烧逐渐转变为传统的 SI 燃烧。对比放热过程和油耗的变化可知,燃烧经济性并非总是随着自燃比例的增加而提高。合理的燃烧相位对于油耗的改善更为重要,缸内热状态的作用在更大程度上是为了稳定高废气率下的火焰传播过程,而非是简单地为了实现放热过程中的混合气自燃。因此最佳的燃油经济性主要通过协调缸内总废气率和平均废气温度来实现的,即是在不影响燃烧稳定性的前提下,尽可能采用较高的外部废气率、较小气门重叠正角和较为提前的点火时刻。

不同气门重叠正角和外部废气率组合下的 CO、HC 和 NO_x 排放如图 4-14 所示。由于中高负荷下的较高缸内燃烧温度，CO 和 HC 排放在气门重叠正角增大时仅表现出轻微的降低，

而 NO_x 排放则对缸内稀释度的变化表现得极为敏感。外部废气率的增加能够显著降低 NO_x 排放，但是过度稀释导致的较长燃烧持续期又会导致 NO_x 排放的生成，因此最低的 NO_x 排放需综合考虑外部废气率稀释和燃烧持续期这两个相反的影响作用，在本组负荷为 7.5 bar 的实验中，则需要采用 42 °CA 的气门重叠正角和 15% 外部废气率来实现。

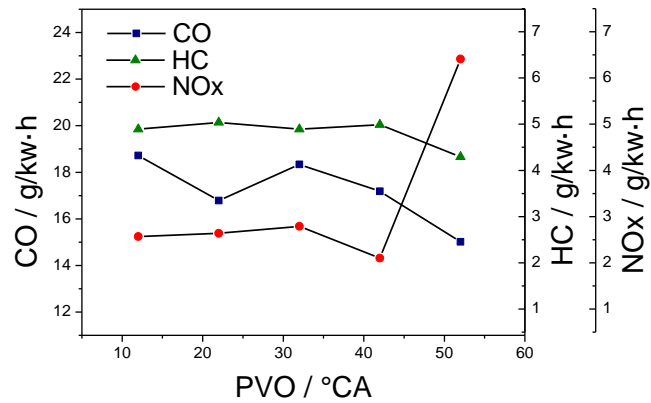


图 4-14 不同气门重叠正角和外部废气率组合下的 CO、HC 和 NO_x 排放

Figure 4-14 Comparison of CO, HC and NO_x emission between different combinations of PVO and eEGR

基于上述分析可知，两类正气门重叠角策略下的混合燃烧因其本质都是内部和外部废气率对缸内稀释度和热状态的共同影响，因此在燃烧特性与排放方面都可总结相似的燃烧调控机制。然而，由于两类正气门重叠角捕捉内部废气的方式不同，因此在应用于混合燃烧的实现中也存在着差异。为了便于对比和分析两种气门策略对混合燃烧的不同影响，分别取得进气门早开策略下和和排气门晚关策略下的燃油经济性最佳路径（图 4-8 和图 4-11 中黑线所示）的燃烧特性进行对比，如图 4-15 所示。进气门早开策略和排气门晚关策略下的差异可以总结为如下几点：

1) 稳定燃烧负荷范围的差异。在研究中，将燃烧循环变动低于 6% 视作稳定燃烧工况。与进气门早开策略相比，排气门晚关策略能够在更大的负荷范围内实现稳定的燃烧。这负荷范围的不同主要来源于两类气门策略下泵气损失的差异。排气门晚关策略下的较高泵气损失使得在同等喷油量和缸内热状态的前提下从表面上可达到更低的负荷下限。此外，排气门晚关策略下所实现的相对较早的燃烧相位 CA₅₀ 也有利于燃烧的稳定。

2) 燃烧相位 CA₅₀ 的差异。在偏高负荷工况下，两类气门策略下的燃烧相位 CA₅₀ 是几乎一致的。这主要是因为抑制过快的放热速度是上负荷边界区域的核心，两类策略下都采用较多的外部废气率而非大幅度的气门重叠正角，因此燃烧边界条件的一致使得燃烧表现也趋于一致。而随着负荷降低，气门重叠正角逐渐增大来

平衡缸内废气的热作用和稀释作用，且在这个过程中，燃烧相位得以逐渐提前以实现更高的循环热效率。进气门早开策略下，在 IMEP 为 7.8 bar 时就开始因缸内热状态的不足而导致燃烧相位不能够进一步提前而开始推迟，相比而言，排气门晚关策略下则是在 IMEP 为 6.8 bar 时才发生了燃烧相位的推迟。这其中的主要原因可以从两方面来分析。一方面，当气门重叠正角较大时，进气门早开策略会使得有效压缩比明显降低，不利于缸内热状态的提升；另一方面，进气门早开策略下的缸内废气由于经历了进气道的回流过程，因此相比于排气门晚关策略会产生更高的散热损失，较低的废气温度也使得缸内热状态较低，从而不利于燃烧相位的前移。

3) 泵气损失的差异。从两类气门策略的直观对比可以看出，进气门早开策略下的泵气损失一致保持在很低的水平，约为 0.1 bar。而在排气门晚关策略下，泵气损失会随着气门重叠正角的增大而急剧增大，这主要是由较晚的排气门开启时刻导致了一定的排气负功引起的。这也正是排气门晚关策略虽然燃烧相位更合理但油耗却更高的原因。通过采用较长的排气门开启持续期可以缓解上述问题，但却会在小气门重叠正角时因较早的排气门开启时刻而导致燃油经济性的恶化。

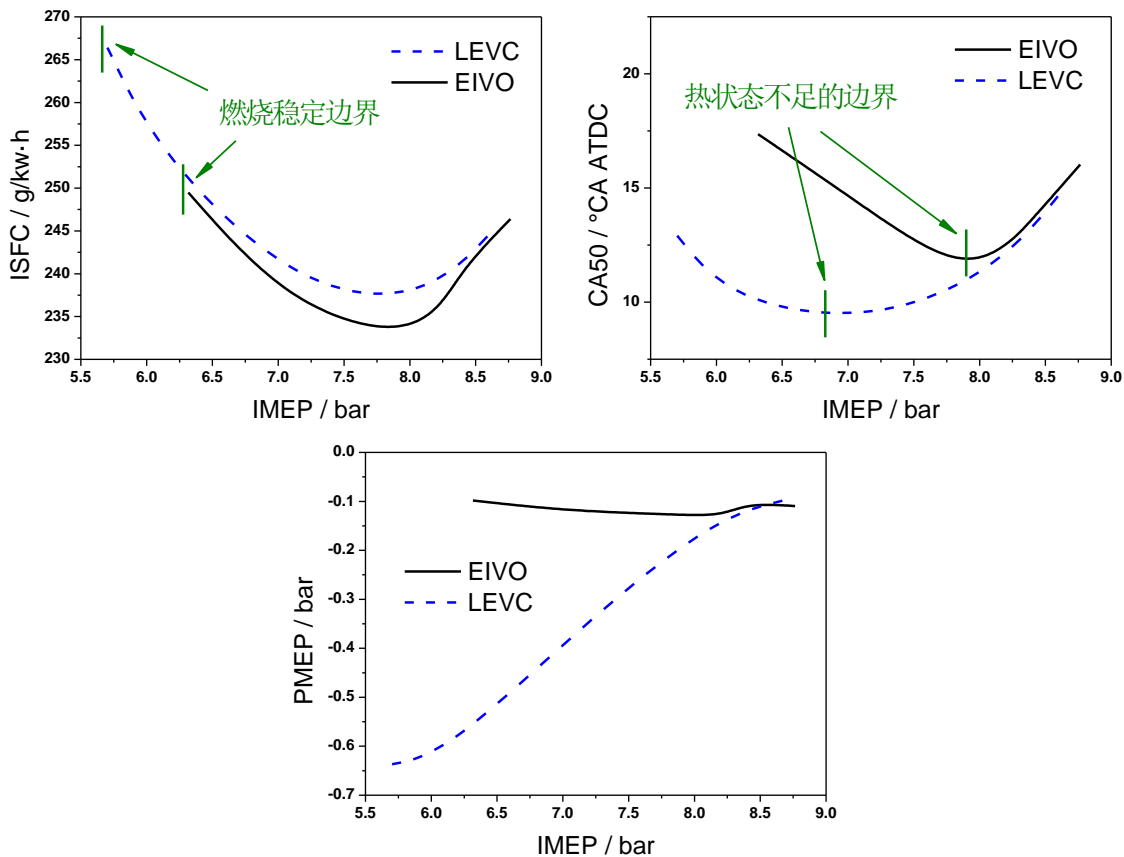


图 4-15 EIVO 和 LEVC 策略下的燃油经济性 ISFC、燃烧相位 CA50 和泵气损失对比

Figure 4-15 Comparison of ISFC, CA50 and PMEP between EIVO and LEVC strategy

4.4 正气门重叠角策略下内外部废气耦合的混合燃烧优化

从上述两类气门策略的异同点分析可知,进气门早开策略易受到缸内热状态不足的限制,而排气门晚关策略则有着泵气损失较高的缺点。由于本研究中所采用的气门型线与传统汽油机的气门型线比较相似,且略低的气门升程对于常规转速下的进排气过程也没有太大的影响,因此,上述两类气门策略所存在的问题也并非特殊现象,而是常规气门机构在采用正气门重叠角策略时的常规弊端。为了实现对混合燃烧的优化并拓展其负荷范围,两类气门策略需被综合利用来弥补各自的缺点。

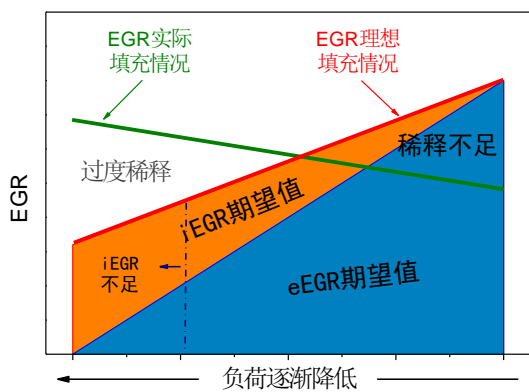


图 4-16 缸内废气管管理的实际情况与理想情况的差异

Figure 4-16 The difference between actual and ideal EGR management

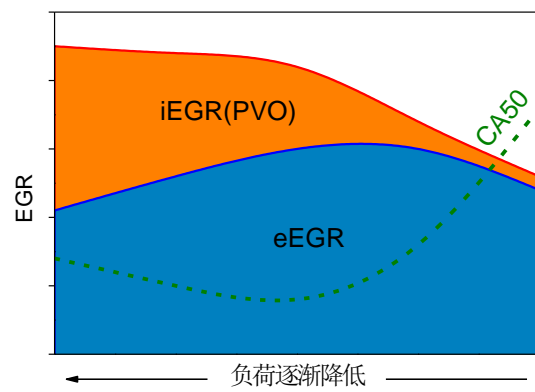


图 4-17 燃烧优化过程中的内部废气率、外部废气率和燃烧相位

Figure 4-17 The iEGR, eEGR and CA50 for optimizing combustion

混合燃烧的优化可以被理解为意在使燃烧相位尽可能合理的同时保持尽可能快的放热速率而不致引起爆震。这对于相对稀释度较高的混合燃烧而言,合理的缸内热状态的维持就显得尤为重要。在理想情况下,随着油气混合气的增加,理应通过增大外部废气率和减小内部废气率来实现缸内稀释度的上升和热状态的降低。然而,在实际情况下,由于节气门全开,缸内总废气率主要取决于气缸在填充完燃烧所需油气混合气后所剩余的容积。理想情况与现实情况的对比如图 4-16 所示。图中分别代表理想总废气率和实际总废气率的两条线是相交的。也就是说,只有正在相交点的负荷工况下,实际情况下缸内填充的废气才能满足理想情况对稀释作用的需求。在较高的负荷工况下,由于本身油气混合气较多,缸内不再能够为废气提供更多的填充空间,这就导致了缸内未能达到理想的稀释程度,因此被迫采用推迟燃烧相位的方法来抑制过快的放热速率,牺牲了燃油经济性;相反,在较低的负荷工况下,由于实现目标负荷所需的油气混合气较少,相比理想情况下缸内富余了更多的空间填充了更多的废气,这就导致了缸内过高的稀释

程度，因此燃烧放热速率缓慢燃烧相位推迟，燃烧循环波动较大。此外，从图 4-16 中还可以看出，实际情况下的内外部废气配比也未能满足理想情况下的需求，尤其是在偏低的负荷工况下，由于气门重叠正角捕获缸内废气的能力有限，缸内热状态也难以满足理想情况，更进一步限制了负荷下限的拓展。

从上述理想情况与实际情况的对比分析可以看出，为了实现对燃烧过程的优化和负荷范围的拓展，就必须通过气门策略的合理调整来使缸内废气的实际情况趋近于理想情况。图 4-17 所示为优化后的正气门重叠角策略下缸内废气和燃烧相位随负荷的变化情况。从图中可以看出，在较高的负荷下，缸内废气主要由外部废气组成，同时采用推迟的燃烧相位来弥补总体稀释度的缺失。随着负荷的降低，缸内总体废气量得以增多且通过气门重叠正角获取足够的内部废气率。在这个过程中，尽管进气门早开策略的低缸内热状态特征恰适用于偏高的负荷工况，为了避免由进气门过早关闭所导致的进气充量效率降低，仍旧采用一定程度的排气门晚关来辅助实现内部废气的获取。在更低的负荷工况下，需采用更高的内部废气率和更低的外部废气率来达到合适的缸内热状态。这时，气门重叠角正角主要由进气门早开来实现，这样在获得尽可能多的内部废气率的同时，还能够通过较早的进气门关闭时刻来限制进入缸内的充量，从而有利于在保持当量空燃比的基础上实现外部废气率的降低。

基于上述分析可知，正气门重叠角下的混合燃烧在大负荷时应采用较小的的气门重叠角以实现较高的进气充量效率和外部废气率，而在小负荷时则应采用主进气门早开辅之以排气门晚关的策略来实现尽可能多的内部废气率和较小的进气充量。基于该废气管理机制和气门重叠正角的相位策略，在 5-9 bar 的负荷范围内实现了混合燃烧的优化。图 4-18 所示为优化后的气门重叠角和外部废气率随负荷的变化情况，其中 EVC-PVO 代表由排气门晚关所实现的气门重叠正角，而 IVO-PVO 则表示由进气门早开所实现的气门重叠正角。从图 4-18 中可以看出，在高负荷工况下，只采用了外部废气再循环而没有利用气门重叠正角来捕捉内部废气。随着负荷的逐渐降低，进气门开启时刻持续提前而排气门关闭

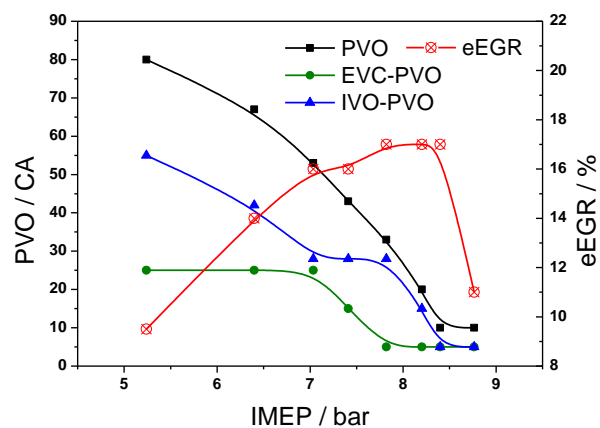


图 4-18 优化后的气门重叠正角和外部废气率

Figure 4-18 The optimized PVO and eEGR strategy for SACI combustion at medium-high load

时刻逐渐推迟,外部废气率维持在相对较高的水平以稀释燃烧。为了保持较低的泵气损失,排气门晚关所实现的气门重叠正角限制为 25°CA 。当负荷进一步降低时,进气门开启时刻进一步减小,外部废气率逐渐降低。

图 4-19 给出了采用上述优化的气门重叠正角和外部废气率配置策略下的混合燃烧的燃烧特性。从图中可以看出,燃烧放热率的曲线随负荷变化十分显著。在较高的负荷下,尽管燃烧相位被推迟来弥补缸内稀释能力的不足,但由于其明显的后期自燃放热,因而燃烧持续期较短,放热峰值较高。当负荷降低时,燃烧相位得以逐渐提前且不引起爆震,放热过程趋于平缓同时第二阶段自燃放热的现象逐渐消失。在负荷降至 7 bar 以下时,因缸内热状态较低,燃烧相位不再提前反而开始推迟,放热过程成为长放热持续期的传统 SI 燃烧。

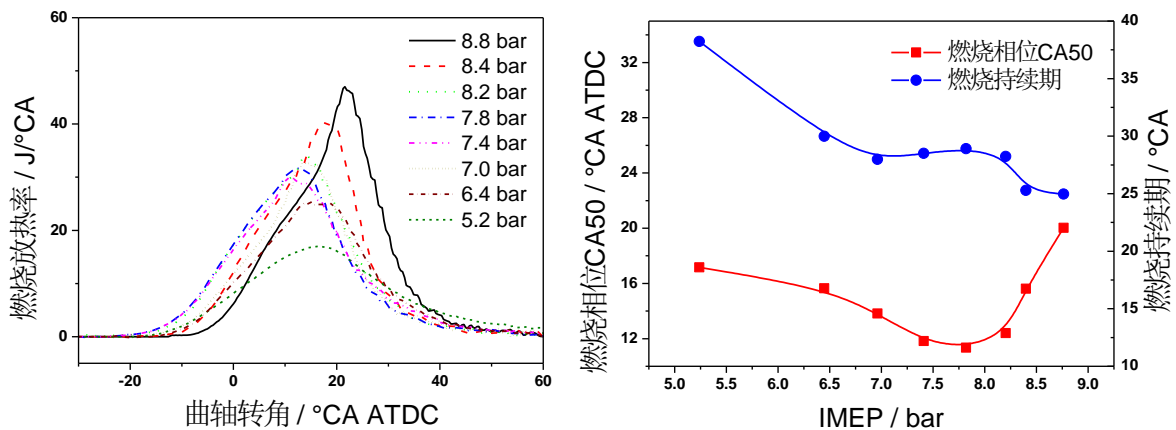


图 4-19 优化后混合燃烧的燃烧特性

Figure 4-19 Characteristics of optimized SACI combustion at medium-high load

优化后的混合燃烧油耗和泵气损失如图 4-20 所示,HC 和 NO_x 排放如图 4-21 所示,且分别与负气门重叠角策略下的混合燃烧和传统 SI 燃烧的结果作了对比。从正气门重叠角策略下的混合燃烧的油耗变化可以看出,其在高负荷工况区域和低负荷工况区域分别因稀释能力不足和缸内热状态不足而使燃油经济性出现恶化。然而,与负气门重叠角策略下的混合燃烧和传统 SI 燃烧的油耗相比,仍然实现了较大幅度的改善,尤其是在中等负荷工况下。这燃油经济性的改善主要应归因于泵气损失的大幅降低和稀释燃烧状态下燃烧相位的合理前移。在排放方面,由于正气门重叠角策略能够实现较高的外部废气率,因而有效降低了 NO_x 排放。与负气门重叠角的混合燃烧和传统 SI 燃烧相比,HC 排放并没有发生明显的恶化。综合整个中高负荷范围内的表现,与传统的 SI 燃烧相比,正气门重叠角重吸废气实现的混合燃烧可实现 5-12% 的油耗改善;与负气门重叠角策略下的混合燃烧相比,燃油经济性可最多提高 9%, NO_x 排放降低 35-70%。

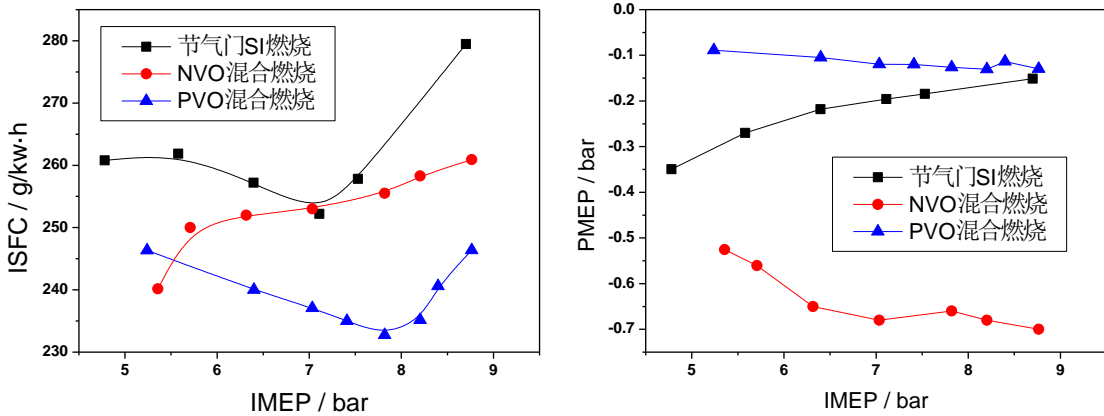


图 4-20 优化后混合燃烧的油耗和泵气损失及其负气门重叠角策略混合燃烧和传统 SI 燃烧的对比

Figure 4-20 Comparisons of ISFC and PMEP between SI, NVO-SACI and PVO-SACI

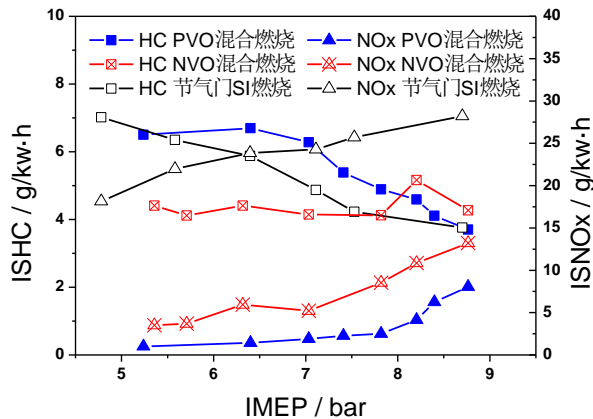


图 4-21 优化后混合燃烧的排放及与负气门重叠角策略混合燃烧和传统 SI 燃烧对比

Figure 4-21 Comparisons of HC and NOx emission between SI, NVO-SACI and PVO-SACI

4.5 本章小结

针对负气门重叠角策略下直接留存缸内废气产生较高的泵气损失而使混合燃烧的燃油经济性改善受限的问题,开展了利用正气门重叠角实现内部废气重吸策略的混合燃烧研究。通过单缸机实验与仿真分析相结合,研究正气门重叠角所实现的废气重吸方式对缸内废气留存的影响规律,探索其在协调缸内稀释度与热状态中的充量获取和燃烧控制机制,并提出正气门重叠角配气相位下废气重吸策略的燃烧控制方法和优化准则,主要结论如下:

1) 利用正气门重叠角实现排气道废气重吸和进气道废气回流过程,能够在提高缸内热状态的同时避免直接留存内部废气所产生的较高泵气损失,并有助于实现通畅的换气过程以提升充量效率。

2) 相比于废气的进气道回流方式,排气道重吸方式有利于实现更高的内部废气率以及缸内温度和废气的分层。

3) 在进气门早开策略下,受废气回流进气道时的热损失和较低的有效压缩比限制,当发动机负荷降低时在同等内部废气率下不利于实现稳定的燃烧。而排气门晚关策略虽然易于实现较高的缸内废气率和废气温度,但会因较晚的排气门开启时刻而产生较大的排气负功。

4) 在燃烧循环变动低于 6%的可接受稳定性范围内,通过协调缸内稀释度与热状态,小气门重叠正角和高外部废气率以及提前点火时刻的组合能够兼顾燃烧相位和燃烧持续期的优化,在同等负荷下实现最优的燃油经济性和 NO_x 排放。

5) 以实现缸内稀释度与热状态的协调并降低充量获取代价为出发点,提出以进气门早开为主、排气门晚关为辅的正气门重叠角策略,在 5-9 bar 的负荷范围内实现了稳定的混合燃烧,与负气门重叠角策略下的混合燃烧相比,燃油经济性可最多提高 9%, NO_x 排放降低 35-70%。

第五章 汽油高稀释低温燃烧放热率模型

第三章提出了废气-空气组合稀释优化 HCCI/CAI 燃烧的方法，第四章则研究了废气重吸模式在改善混合燃烧油耗方面的优越性。为在全负荷工况范围内综合应用并评价上述优化方法，本章以缸内燃烧边界条件对火花点火和多点自燃的影响规律为基础，建立了能够同时描述火焰传播、多点自燃和混合放热过程的放热率模型构架。并通过对实验数据的分析拟合，确定并建立起各燃烧边界条件与燃烧放热过程参数的关系，同时以概率密度函数的形式考虑了稀释 SI 燃烧中的燃烧不稳定性，实现了高稀释低温燃烧放热率模型在全负荷工况范围内对 SI 燃烧、HCCI/CAI 燃烧以及混合燃烧过程的预测。

5.1 高稀释低温燃烧放热率模型的发展

汽油机高稀释低温燃烧因其燃烧边界条件的敏感性和燃烧模式的多样性，其燃烧实现方法的选择评价和控制参数的优化方面极具复杂性。通过发动机试验，固然可以针对性地开展燃烧参数的优化以及实现方法的验证评价等工作，但往往会消耗大量的人力、物力和精力。尤其是在涉及的控制参数较多和实现策略较为灵活的情况下，大量的评价及标定试验会严重拖后研究进度。此外，受试验条件和试验环境的局限，很难在同一发动机上进行多种燃烧控制方法的比较和耦合控制。

而发动机工作过程仿真研究则能够有效减少试验工作的强度和负担，在燃烧实现方法的选择评价和控制参数的优化方面便于开展大量且细致的研究工作。同传统的汽油机 SI 燃烧和柴油机 CI 燃烧类似，在以 HCCI 燃烧为代表的汽油机高稀释低温燃烧方面，不少研究者也建立了不同复杂程度的仿真模型并开展了相应的仿真研究工作^[110-114]。采用三维 CFD 仿真耦合化学反应动力学的仿真模型有着模拟 HCCI 燃烧过程的最佳潜力，因此也通常用于研究着火和放热过程本身的机理及特性^[114]。然而，由于这类模型对于计算资源和时间有着较高的要求，因此并不适用于发动机工作循环性能的评价仿真。一维发动机工作过程模拟是基于热力学的循环仿真分析，它忽略了温度和压力分布以及工质组成的不均匀性问题，以燃烧放热率的形式简单明了地描述出整个燃烧放热过程，而无需涉及具体的燃烧机理，能够以较少的计算资源消耗为代价，实现发动机工作循环的仿真分析，并对发动机各项性能进行快速有效的评估。与描述 SI 燃烧的韦伯方程和描述 CI 燃烧的沃森方程相似，以 HCCI 燃烧为代表的汽油机高稀释低温燃烧也需要有一个统一的放热率模型对放热过程进行合理准确的描述，才便于评价和比较燃烧策

略。具体到本研究中,为了在全局进行汽油机高稀释低温燃烧的燃油经济性优化,需要以上述燃烧优化策略为基础,综合形成一套参数承接性好且切实可行的全负荷运行策略,这就需要建立汽油机高稀释低温燃烧放热率模型,以便于通过仿真分析的方式在全负荷工况范围内快速开展多燃烧模式的燃烧性能评价与优化,并依据优化准则综合提出并评价基于进气热控制结合废气管理的汽油机全部负荷运行策略。

不同于汽油 SI 燃烧的 Wiebe 模型和柴油压燃燃烧的 Watson 模型,目前还没有一个较为成熟且被广泛应用的放热率模型能够实现对汽油机低温燃烧的模拟。Agrell^[115]利用 Livengood 和 Wu 提出的 KIM 模型^[116]预测 HCCI 燃烧的着火始点,修改 Wiebe 模型系数配置以实现对 HCCI 燃烧的放热过程模拟,并指出了 Wiebe 模型实现 HCCI 燃烧仿真的不足。Yasar^[117]针对 Wiebe 模型不能较好模拟 HCCI 燃烧的问题,提出了采用双韦伯函数实现对汽油 HCCI 燃烧放热率的模拟,但模型准确性验证仅限于空气稀释的 HCCI 燃烧。García^[118]针对 Yasar 提出的双韦伯模型做了进一步的修改和完善,并指出通过针对模型系数的调节,该放热率模型可实现绝大多数工况下的 HCCI 燃烧的极小误差的模拟,但该研究并未能给出模型系数与 HCCI 燃烧工况的关系,故该模型还不能广泛用于不同工况下 HCCI 燃烧放热率的预测。本课题组秦静^[119]通过修改 Watson 模型以模拟 HCCI 燃烧过程,并通过燃烧边界参数与模型系数的回归分析实现了模型对当量空燃比燃烧过程的预测性仿真。Xu^[120]在上述改进的 Watson 模型基础上,用阿列纽斯积分判定替代了原有温度阈值的着火判定,并部分拓展了模型在空燃比的适用范围。本课题组侯圣智^[121]在 HCCI 燃烧模型的基础上,完善了模型对于混合燃烧的模拟,但模型的应用范围仍旧只限于当量空燃比工况。此外,韦伯模型也广泛直接应用于面向控制的 HCCI/CAI 燃烧建模中^[122-126],但用于燃烧预测的燃烧边界参数的选取都依赖各自的燃烧实现方式并有着各自的参数范围局限。在燃烧模式的切换仿真方面,Shaver^[126]利用韦伯方程分别对 SI 燃烧和 HCCI 燃烧进行建模,但燃烧模式切换过程中的燃烧始点和放热持续期均需依赖于事先标定。Yang 建立了面向控制的混合燃烧模型并应用于发动机 HIL 仿真^[127,128],其中 SI 燃烧和 HCCI 燃烧也同样均借助于韦伯模型来模拟,混合燃烧放热过程则由 SI 燃烧时未燃混合气的自燃来实现,但是由于缺乏实验数据,并没有对混合燃烧预测的有效性进行验证,且模型中也未能体现出混合燃烧不稳定的特性。

可以看出,目前的放热率模型还不能够满足汽油机低温燃烧对较广应用范围和混合燃烧放热过程模拟的要求。此外,在汽油机低温燃烧负荷拓展所涉及的燃烧模式切换和混合燃烧放热过程中,由特殊的缸内稀释度和热状态所导致的燃烧不稳定特性,尚未能在燃烧仿真中予以体现,这也使得现有模型难以实现真实的发动机燃烧性能评价。

因此本研究需要建立起一个通用性强且适用于全负荷工况范围的汽油机高稀释低温燃烧放热率模型,进而可通过仿真分析在全负荷工况范围内快速开展多燃烧模式的燃烧性能优化,并依据优化准则综合提出并评价汽油机高稀释低温燃烧的全部负荷运行策略。

5.2 模型特征参数分析和选取

汽油机高稀释低温燃烧放热率模型的建立和验证都离不开实验数据的支持。借助于单缸原理样机实验平台,开展了不同燃烧边界条件下的多燃烧模式实验,并探索各边界参数对燃烧过程的影响。

5.2.1 HCCI/CAI 燃烧影响因素分析

由于 HCCI/CAI 燃烧是主要受到化学反应动力学的影响,故针对影响化学反应过程的温度、压力、工质组成等参数都需要进行影响性分析。考虑到实际实验条件,主要对进气温度、过量空气系数、转速和废气率这四个参数对 HCCI/CAI 燃烧的影响进行实验分析。

1) 进气温度对 HCCI/CAI 燃烧的影响

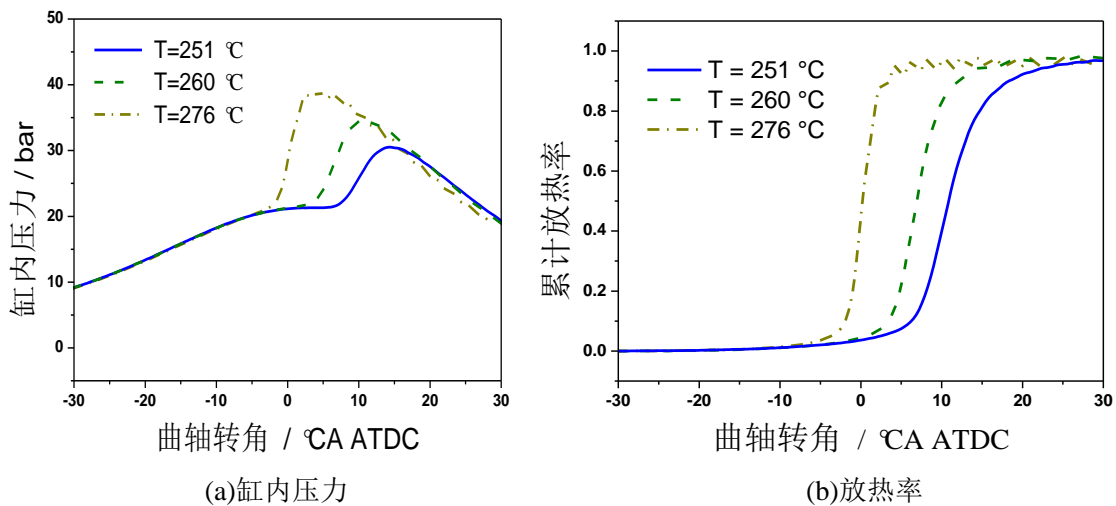


图 5-1 进气温度对 HCCI/CAI 燃烧的影响

Figure 5-1 Effect of intake temperature on HCCI/CAI combustion

图 5-1 所示为固定转速 2000 r/min、过量空气系数 $\lambda=2.7$ 时,进气温度对 HCCI/CAI 燃烧过程的影响。从图中可以看出,随着进气温度的逐渐升高,燃烧始点提前,燃烧持续期缩短,整个燃烧相位前移,燃烧放热速率变大,缸内最高压力增大。这主要是因为进气温度的升高直接导致缸内的压缩前温度变高,在

活塞上行的过程也就会更早达到自燃所需要的温度,这就使得燃烧发生在距离上止点前更早的位置,这使得部分燃烧过程与活塞压缩行程同时进行,缸内温度升高得更快,加快了化学反应的速率,故而燃烧放热率增大,最终导致缸内最高压力增大。

2) 过量空气系数对 HCCI/CAI 燃烧的影响

图 5-2 中所展示为固定转速 2000 r/min、进气温度为 275 °C 时,过量空气系数对 HCCI/CAI 燃烧的影响。从图中可以看出,随着过量空气系数的增大,自燃着火时刻延后,燃烧持续期延长,燃烧放热率减缓,缸内最高压力降低,指示热效率先增大后减小。这主要是因为转速和进排气门相位都保持不变时,气缸的循环进气量不会有太大的变化,通过减小喷油量来增大过量空气系数,混合气浓度变稀,一方面使得低温反应进行速度较慢,着火时刻推迟;另一方面也减缓了高温放热速率,使得燃烧相位延后,同时由于以过量空气作为稀释气体,缸内温升相对而言较低,气体膨胀程度减弱,最终使得缸内最高压力减小。

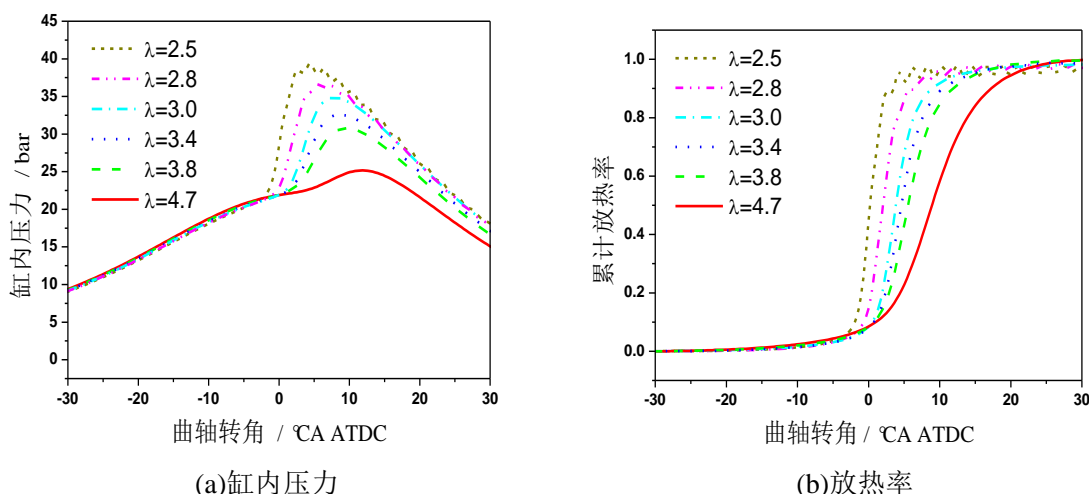


图 5-2 过量空气系数对 HCCI/CAI 燃烧的影响

Figure 5-2 Effect of air-fuel ratio on HCCI/CAI combustion

3) 发动机转速对 HCCI/CAI 燃烧的影响

图 5-3 中所示为固定过量空气系数为 4.1、进气温度为 275 °C, IMEP 约在 1.6 bar 时,转速对 HCCI/CAI 燃烧的影响。从图中可以看出,随着转速的提高,自燃着火时刻提前,燃烧相位前移,燃烧放热率增大,缸内最高压力增大,发动机指示热效率增大。这主要是因为随着转速的提高,活塞上行速度加快,缸内气体向缸壁的传热损失减小,使得在同样的进气温度条件下,会较早的达到自燃所需的温度,故燃烧时刻提前,较高的缸内温度加快了化学反应速率,引起燃烧放热速率增大,缸内最高压力增大。

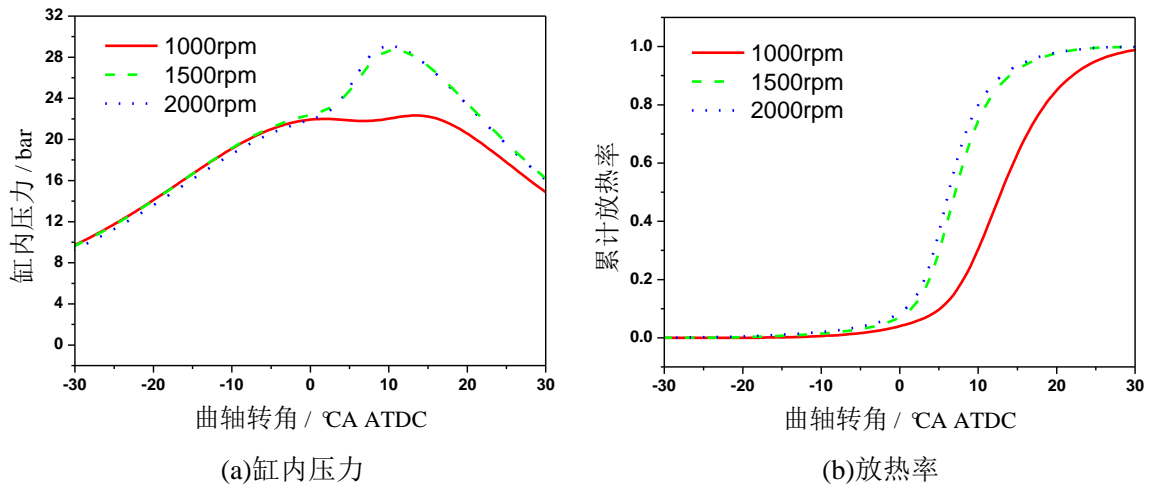


图 5-3 发动机转速对 HCCI/CAI 燃烧的影响

Figure 5-3 Effect of engine speed on HCCI/CAI combustion

4) 残余废气率对 HCCI/CAI 燃烧的影响

内部残余废气率作为控制 HCCI/CAI 燃烧过程的主要手段，对汽油机 HCCI/CAI 燃烧的影响主要分为加热作用、稀释效应、热容效应、化学影响、分层效应五个方面。图 5-4 中所示为固定转速 1500 r/min、过量空气系数为 1、进气温度为 15 °C，IVC 时刻恒定即有效压缩比一定时，不同残余废气率对 HCCI/CAI 燃烧的影响。从图中可以看出，随着废气率的增大，HCCI 着火时刻前提，燃烧相位前移，但燃烧持续期先减小后增大，缸内最高压力逐步减小。这是因为随着废气率的增大，压缩前缸内的温度逐渐增大，故燃烧时刻前移，同时

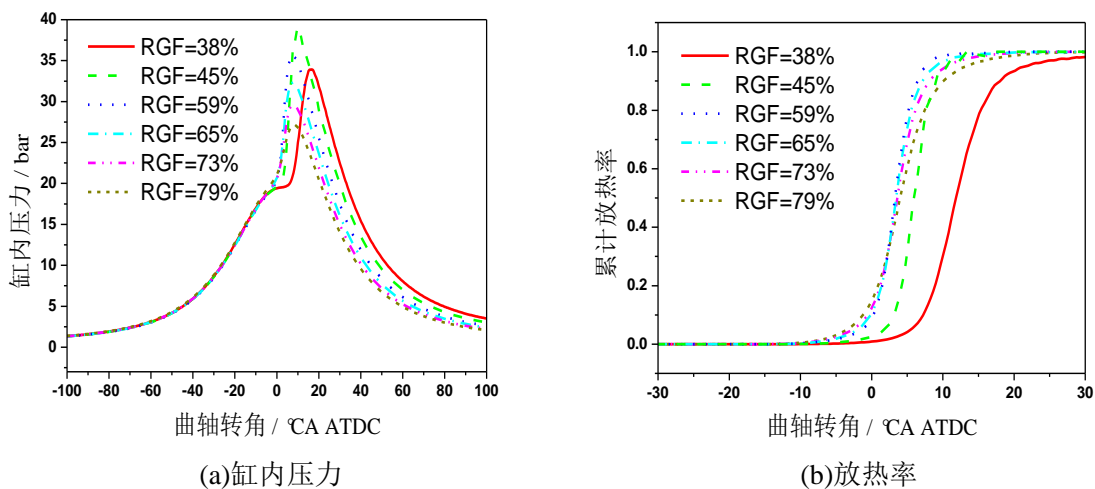


图 5-4 残余废气率对 HCCI/CAI 燃烧的影响

Figure 5-4 Effect of residual gas fraction on HCCI/CAI combustion

废气除了具有加热作用外还具有较强的稀释作用，故虽然燃烧相位前移，但缸内的燃烧放热率在废气稀释作用的影响下呈一个先减小后增大的现象，起初燃烧相位对放热速率的加快作用较大，后来随着废气率的继续增大，稀释作用对放热速率的减缓作用占据了上峰，从而使得燃烧持续期呈现一个先减小后增大的趋势。此外，缸内的最高燃烧压力会随着废气率的增大而减小，这主要是因为缸内废气越多，可进入缸内的新鲜气体就越少，燃油量也就越小，故燃烧压力也减小。

5.2.2 稀释 SI 燃烧影响因素分析

通过单缸机实验研究了进气压力、进气温度、空燃比和废气率对 SI 燃烧的影响，尤其是在高稀释低温燃烧常涉及的稀释燃烧条件下，重点了解各边界参数对放热过程及燃烧稳定性的影响。

1) 过量空气系数对稀释 SI 燃烧的影响

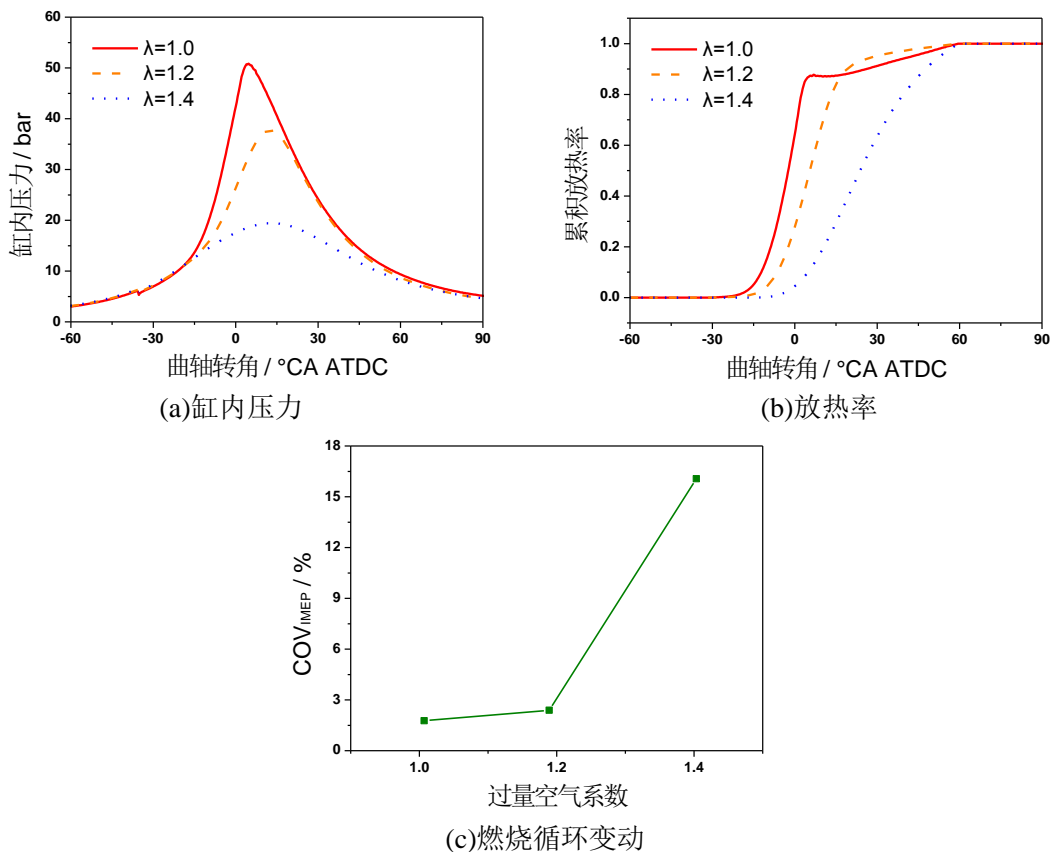


图 5-5 过量空气系数对稀释 SI 燃烧的影响

Figure 5-5 Effect of air-fuel ratio on diluted SI combustion

图 5-5 中所展示的是转速为 1500 r/min、点火时刻为 -49 °CA ATDC、进气压力为 0.88 bar、进气温度为 55 °C 时，过量空气系数的变化对稀释 SI 燃烧的影响。从图中可以看出，过量空气系数的增大稀释了缸内的油气混合气，使得 SI 燃烧

的点火滞燃期延长, 燃烧相位推迟, 燃烧持续期也进一步增长, 缸内的最大爆发压力降低, 最大爆发压力峰值推迟。同时, 由于缸内的稀释度增大和燃烧相位的推迟, 也使得燃烧放热的不稳定性增加, 燃烧循环变动随着过量空气系数的增加呈现显著的上升趋势。

2) 进气压力对稀释 SI 燃烧的影响

图 5-6 中所展示的是转速为 1500 r/min、点火时刻为 -40 °CA ATDC、过量空气系数为 1.2、进气温度为 55 °C 时, 进气压力的变化对 SI 燃烧的影响。从图中可以看出, 进气压力的降低使得整个压缩历程中缸内压力都有所降低, 使得在同等点火时刻下, SI 燃烧的滞燃期延长, 燃烧相位推迟, 同时较低的缸内压力也不利于火焰传播的进行, 因此燃烧持续期也进一步增长。缸内的最大爆发压力降低, 最大爆发压力峰值推迟。此外, 较低的缸内压力和燃烧相位的推迟, 也使得燃烧放热的不稳定性增加, 循环变动随着进气压力的下降呈现显著的上升趋势。

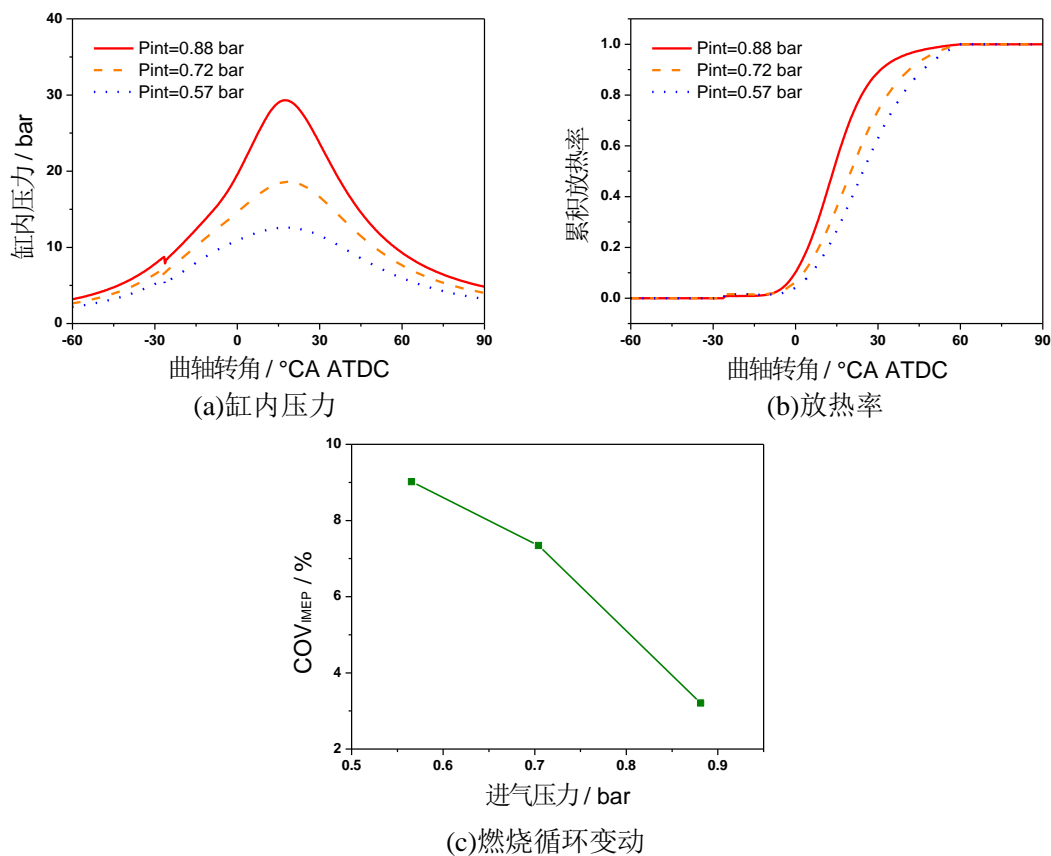


图 5-6 进气压力对稀释 SI 燃烧的影响

Figure 5-6 Effect of intake pressure on diluted SI combustion

3) 进气温度对稀释 SI 燃烧的影响

图 5-7 中所展示的是转速为 1500 r/min、点火时刻为-40 °CA ATDC、过量空气系数为 1.4、进气压力为 0.98 bar 时，进气温度的变化对 SI 燃烧的影响。从图中可以看出，进气温度的升高使得在同等点火时刻下，SI 燃烧的滞燃期缩短，燃烧相位提前，同时燃烧持续期也进一步缩短。缸内的最大爆发压力升高，最大爆发压力峰值提前。进气温度的升高够有效促进 SI 燃烧的进行。此外，较高的缸内温度和燃烧相位的提前，也使得燃烧放热的稳定性增强，循环变动随着进气压力的上升呈现显著的下趋势。

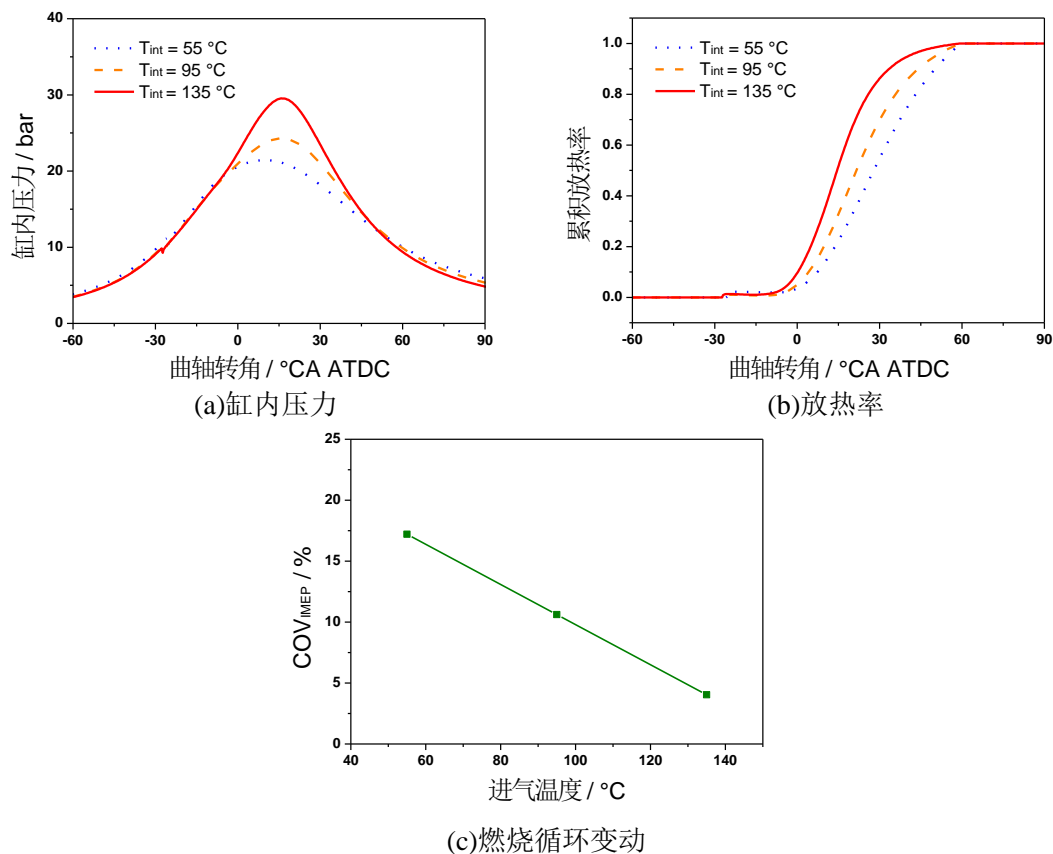


图 5-7 进气温度对稀释 SI 燃烧的影响

Figure 5-7 Effect of intake temperature on diluted SI combustion

4) 废气率对稀释 SI 燃烧的影响

图 5-8 中所展示的是转速为 1500 r/min、点火时刻为-49 °CA ATDC、过量空气系数为 1、进气温度为 55 °C、进气压力为 0.98 bar 时，废气率的变化对 SI 燃烧的影响。从图中可以看出，如过量空气系数的影响作用相似，废气率的增大稀释了缸内的油气混合气，使得在同等点火时刻下，SI 燃烧的滞燃期延长，燃烧相位推迟，同时燃烧持续期也进一步增长。缸内的最大爆发压力降低，最大爆发压

力峰值推迟。此外，较高的缸内稀释度和燃烧相位的推迟，也使得燃烧放热的不稳定性增加，循环变动随着废气率的增加呈现显著的上升趋势。

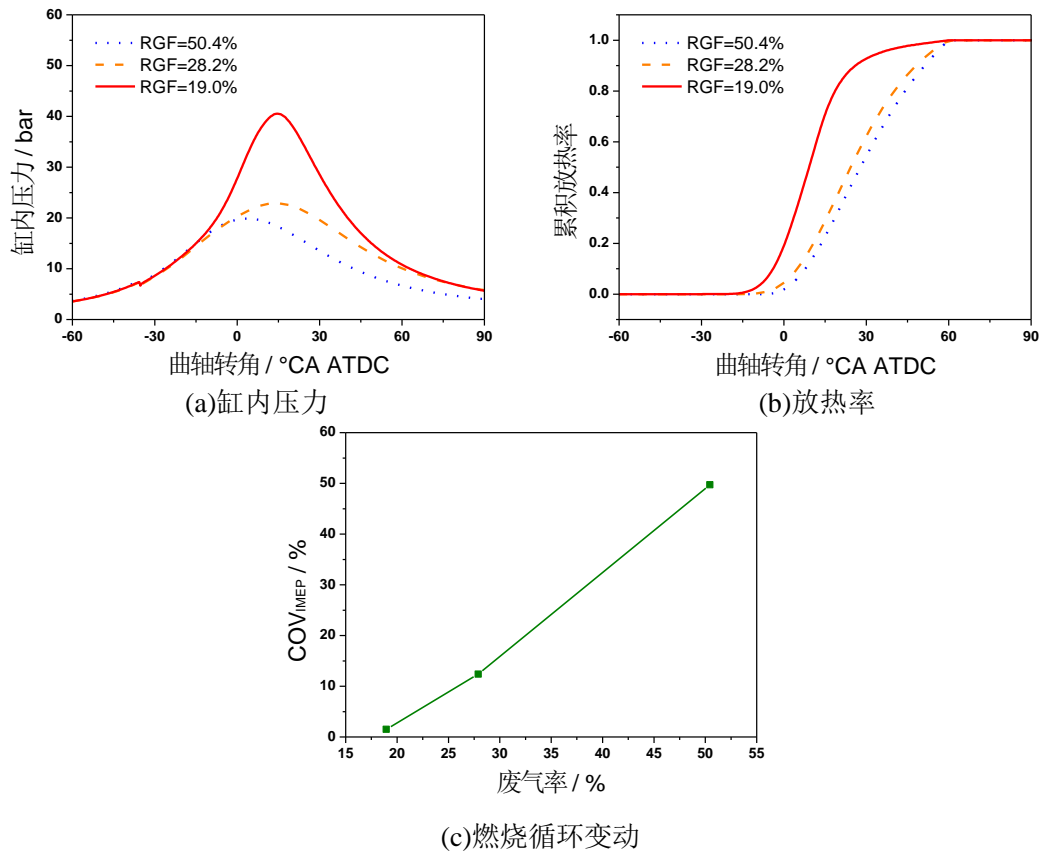


图 5-8 废气率对稀释 SI 燃烧的影响

Figure 5-8 Effect of residual gas fraction on diluted SI combustion

5.2.3 混合燃烧影响因素分析

由于混合燃烧是火焰传播与自燃放热的组合作用结果，故不再逐一分析所有边界条件对燃烧放热的影响。之前研究所得的共同参数对燃烧的影响依然适用。但是混合燃烧同时存在两种燃烧方式，故需依据其特点，重点研究缸内整体的热状态以及稀释度对混合燃烧中火焰传播和自燃之间相互转化的规律，以及在不同缸内状态下点火时刻对整个燃烧过程的调控作用。实验过程中，进排气门参数保持不变，利用外部废气再循环的调节来保持空燃比为理论空燃比，通过改变喷油量来研究不同缸内稀释度条件对燃烧的影响规律，通过改变进气温度来研究不同缸内热状态条件对燃烧的影响规律。并在每个工况点进行点火时刻对燃烧影响的研究以探寻火花点火对燃烧调控作用的工况差异性。

1) 点火时刻对混合燃烧的影响

改变点火时刻是调控燃烧的有效手段。在稀释的缸内混合气条件下，点火时刻对燃烧放热过程的影响如图 5-9 所示。从图中可以看出，较早的点火时刻使燃烧放热呈现混合燃烧的特征，而随着点火时刻的推迟，燃烧过程中的自燃放热现象减弱，燃烧持续期增长，燃烧相位推迟，使燃烧放热呈现常规的 SI 放热特征。而在燃烧循环变动方面，本研究中将点火滞燃期定义为从火花点火到累积放热率为 2% 所经历的曲轴转角。可以看出，随着点火角的推迟，燃烧循环变动急剧增大，而点火滞燃期则基本保持不变。虽然点火滞燃期的循环变动随点火时刻的推迟而略有增大，但仍在较小的变动范围内（小于 1 °CA）。可知，在这种较为稀释缸内状态下，燃烧循环变动的恶化并非源自早期火焰传播的不稳定性，而是由于燃烧时刻过晚使得原本稀释燃烧导致的偏长燃烧持续期进一步增长，活塞下行过程使得稀释火焰的后期放热不稳定。

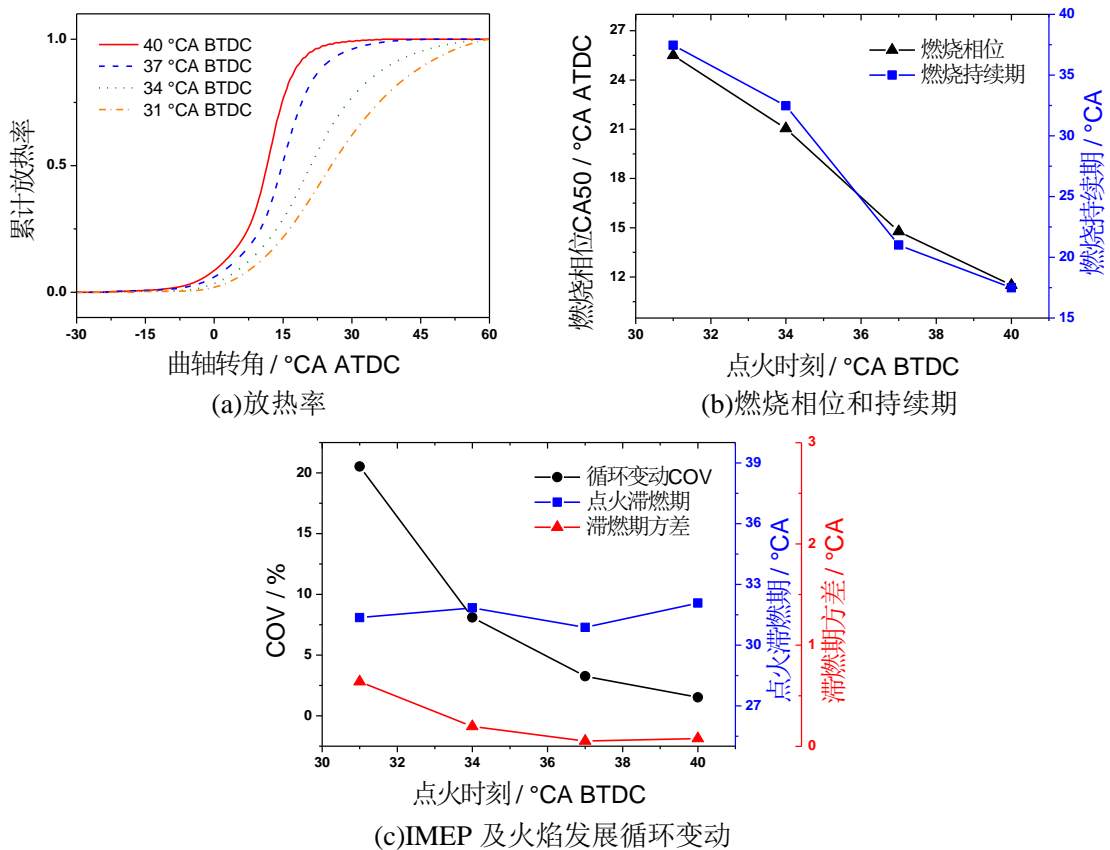


图 5-9 点火时刻对混合燃烧的影响

Figure 5-9 Effect of spark timing on SI-CAI hybrid combustion

2) 进气温度对混合燃烧的影响

缸内热状态对燃烧有着显著的影响。一方面，点火时缸内热状态的高低会影响前期火焰发展速度的快慢；另一方面，较高的缸内热状态会使得在火焰传播过程中，缸内的未燃混合气更易达到自燃。这里通过改变进气温度来实现对缸内热状态的调整，由于进气密度会受到进气温度的影响，因而缸内稀释程度也会稍有改变，即外部废气率会随着进气温度的升高而减小。

图 5-10 为改变进气温度对燃烧的影响。可以看出，在较低的进气温度下，燃烧持续期很长，燃烧相位极为推迟，燃烧循环变动较大，且点火时刻的改变对燃烧的作用也极为有限。而随着进气温度的升高，燃烧持续期逐渐缩短，燃烧相位提前，燃烧稳定性改善。在本研究燃烧分析中，将可接受的燃烧窗口定义为介于爆震和燃烧失稳之间的区域，过早的点火时刻易导致过高的放热率，而偏晚的点火时刻使得燃烧放热过缓而产生较大的循环变动，这里定义燃烧循环变动高于 10% 为燃烧失稳。从图 5-10 中可以看出，随着进气温度的升高，可接受的燃烧窗口先增大后减小。燃烧窗口先增大是因为进气温度的升高使得火焰传播速度提高，燃烧持续期缩短，燃烧稳定趋于稳定。而燃烧窗口后减小则是因为随着进气温度的进一步升高，燃烧后期发生自燃，进气温度越高，自燃比例越高，导致了

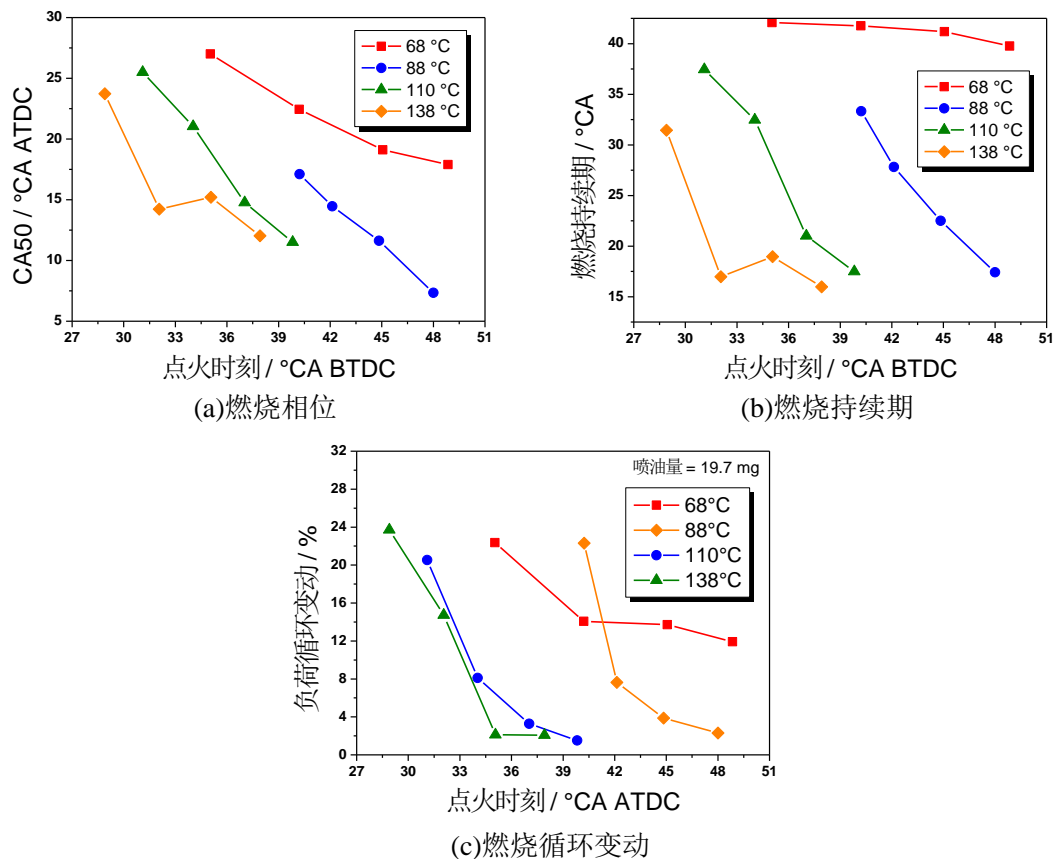


图 5-10 进气温度对混合燃烧的影响

Figure 5-10 Effect of intake temperature on SI-CAI hybrid combustion

更快的燃烧放热速度，因而不得不推迟点火时刻来抑制压升率。然而过于推迟的点火时刻容易导致燃烧循环变动，这是因为过晚的初期火焰传播不仅使得自燃的发生变得不稳定，还会因活塞下行使得后期火焰传播发生淬灭，如图 5-11 所示，当点火时刻推迟至上止点前 32 °CA 时，循环间的缸压波动显著增大，且某些循环出现了灭缸的情况。故燃烧窗口会受到了自燃放热过快和过晚燃烧变动两方面的限制。

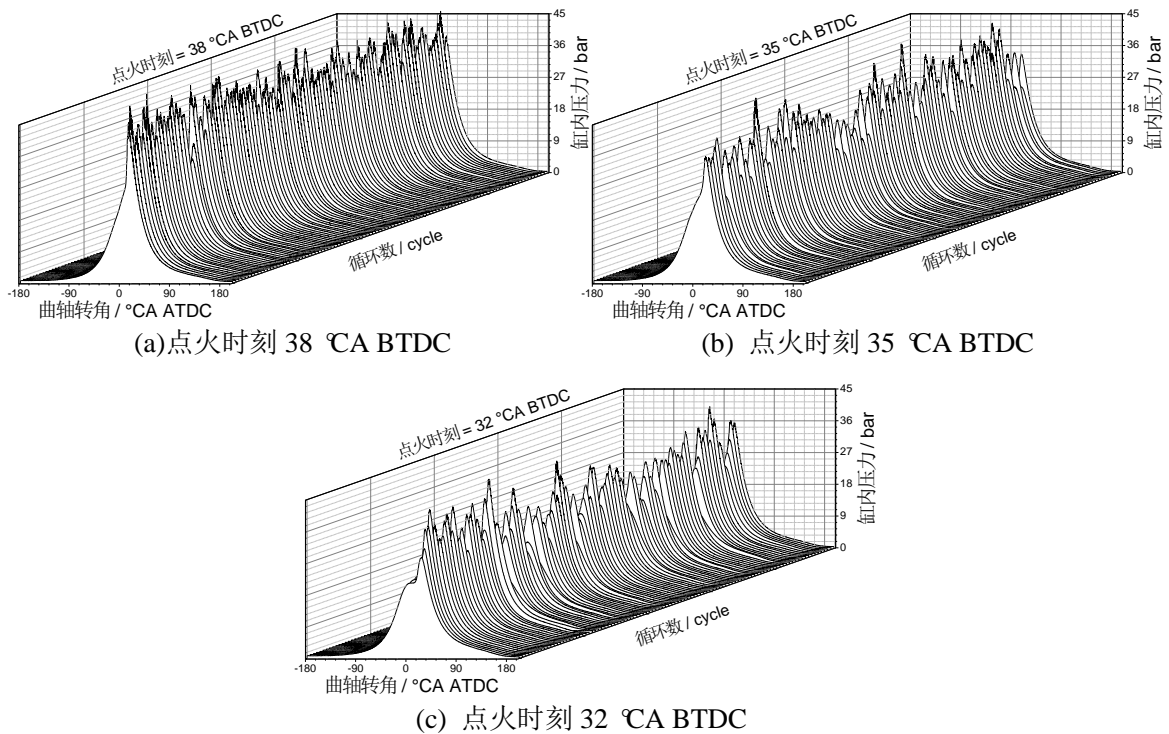


图 5-11 点火时刻对混合燃烧后期自燃放热稳定性的影响

Figure 5-11 Effect of spark timing on cyclic variation in SI-CAI hybrid combustion

3) 缸内热状态和稀释度对燃烧的影响

上述分析了在恒定喷油量 19.7 mg 时，点火时刻和进气温度对燃烧的影响。不同的进气温度反映出了不同的缸内热状态对燃烧的影响。虽然调节进气温度时会因进气密度的变化而适当改变缸内稀释程度，但缸内稀释程度的变化范围还是相对有限的。如图 5-12 为通过改变喷油量而实现的不同缸内稀释度范围下，进气温度和点火时刻对燃烧循环变动的影响。

从图 5-12 中可以看出，当喷油量较小使得缸内稀释度较高时，需要较高的进气温度才能实现稳定的燃烧，且进气温度窗口较窄，可行的点火时刻范围也较窄。这是因为较高的缸内稀释度使得火焰传播较为困难，只有依靠高热状态下实现的自燃放热才可使燃烧趋于稳定，与 HCCI 燃烧特性接近，因而对燃烧对缸内

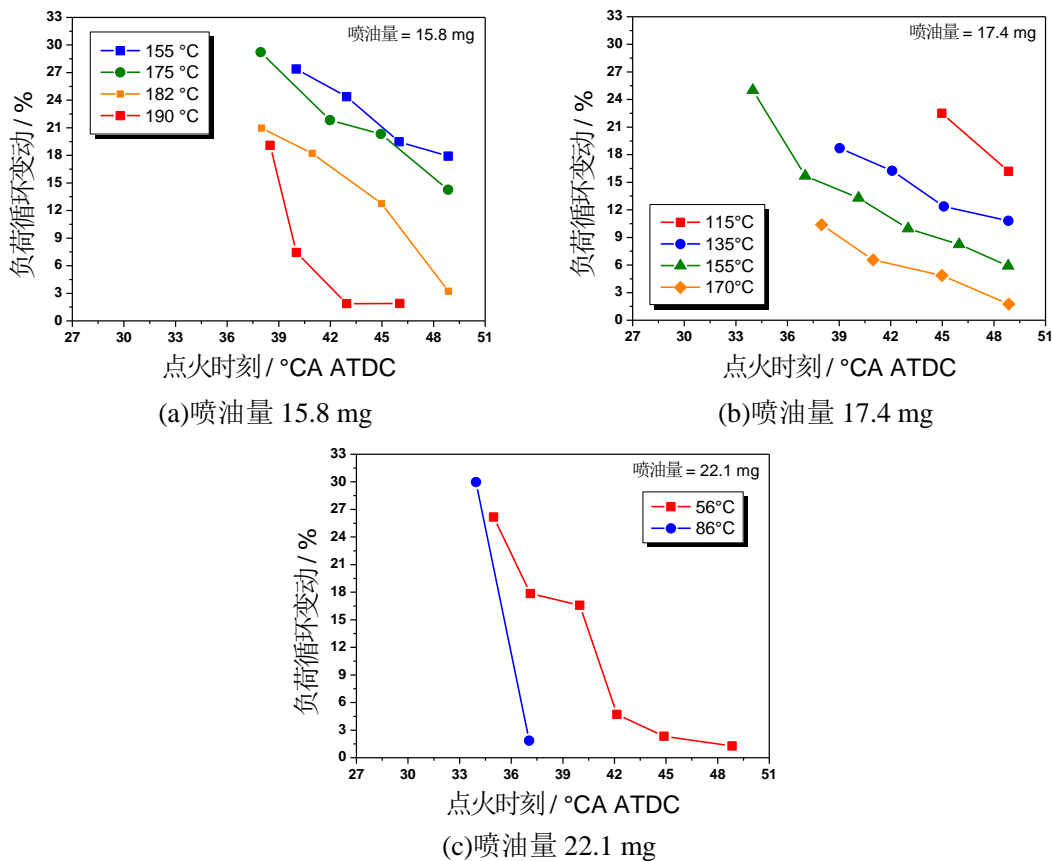


图 5-12 不同喷油量下进气温度和点火时刻对燃烧循环变动的影响

Figure 5-12 Effect of intake temperature and spark timing on cyclic variation at different injected fuel quantity

热状态更为敏感，点火时刻调节作用较为有限，偏早的点火时刻易导致自燃发生过早产生爆震，而偏迟的点火时刻则易使得火焰传播较晚而使得后期自燃难以发生。当喷油量较大使得缸内稀释度较低时，需要较低的进气温度才能抑制过快自燃的发生以避免爆震，而进气温度受到了环境温度的下限限制，因而使得点火时刻的可行范围也较窄，容易出现早点火爆震、晚点火失火的极度狭窄燃烧控制区域。

5.2.4 模型关键参数的选取

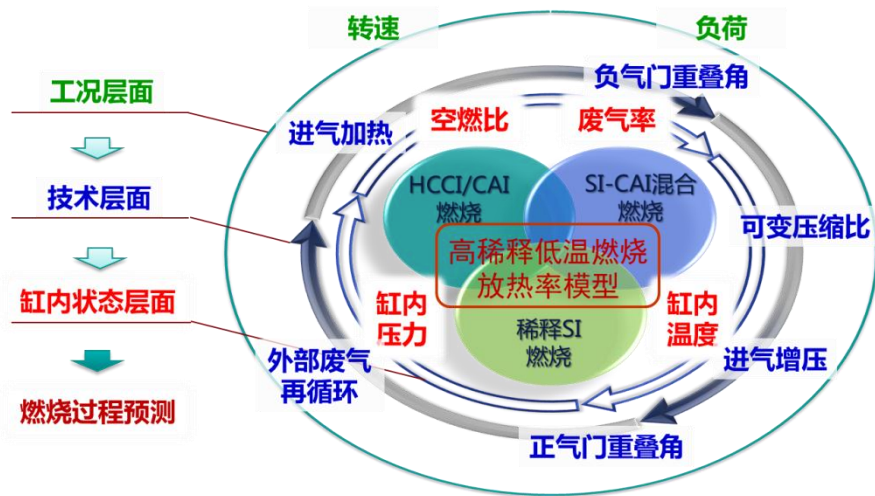


图 5-13 放热率模型构建的影响参数选取思路

Figure 13 Parameter selections for heat release model

基于上述各燃烧模式下的参数影响性分析可以得知，不同边界条件的改变会对不同燃烧模式有着不同的影响。而多种技术手段如进气加热、进气增压、内部废气留存、外部废气再循环等的复合多变使得技术层面的边界条件难以成为量化对各类燃烧模式影响的统一性参数。考虑到各类技术手段均是通过调节缸内状态来实现对燃烧的调控的，因此，本研究避开技术层面参数，直接选用缸内状态参数来分析和量化其对于各类燃烧放热过程的影响，来进行高稀释低温燃烧放热率模型的构建，参数选取示意图如图 5-13 所示。

从化学反应的角度，缸内的燃烧放热这一化学反应过程，其主要受到反应物浓度、反应温度和压力的影响。在本研究中，选用缸内过量空气系数、废气率以及上止点前 50 °CA 时缸内的温度和压力来表征缸内的状态。其中过量空气系数和废气率能够量化表征反应物浓度，而上止点前 50 °CA 时缸内的温度和压力则量化表征反应温度和压力。

为了使所建立的放热率模型能够在更广的参数变化范围内应用，实验中通过各类技术手段的组合以获取较广的废气率、过量空气系数、缸内温度和压力范围内的燃烧特性。在 HCCI/CAI 燃烧中，缸内热状态提升的主要源自进气加热和内部废气留存，相应的缸内燃烧稀释也主要可分为废气稀释和空气稀释，由于自燃放热对于热状态的要求较为苛刻，在非爆震和无失火的正常的稳定燃烧区域内，缸内热状态条件近似，故主要力图在较广的废气率和过量空气系数范围内获取燃烧数据。图 5-14 为 CAI 燃烧模式下工况点的废气率和过量空气系数的分布。

相比于 HCCI/CAI 燃烧，混合燃烧与稀释 SI 燃烧则因较高的负荷而处于偏低的缸内稀释度状态，而缸内热状态的差异则对燃烧特性有着显著的影响。

在稀释低温燃烧中，缸内的废气和空气均有着对燃烧放热过程的稀释作用，为了综合量化表征缸内油气混合气的稀释程度，在这里定义缸内稀释度 ζ 的概念，为缸内废气和空气总质量与完全燃烧缸内燃油所需空气的比值，即缸内总稀释工质量与理论燃烧所需空气量的比值，

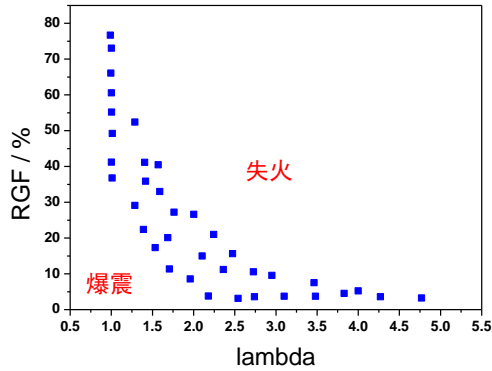


图 5-14 HCCI/CAI 燃烧模式下工况点的废气率和过量空气系数分布

Figure 5-14 Distribution of RGF and lambda in HCCI/CAI operating range

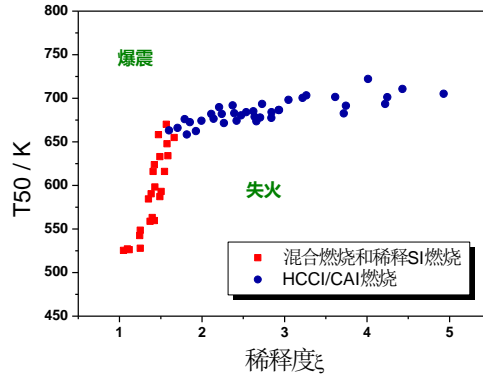


图 5-15 不同燃烧模式工况点的稀释度 ζ 和热状态 T50 分布

Figure 5-15 Distribution of ζ and T50 in different combustion modes

$$\zeta = \frac{M_{air} + M_{residual}}{M_{fuel} \cdot AFR_{st}} \quad (5-1)$$

其中， M_{fuel} 为缸内燃油质量， M_{air} 和 $M_{residual}$ 分别为缸内空气和废气质量， AFR_{st} 为理论空燃比，针对汽油取值为 14.7。将过量空气系数 λ 和废气率 RGF 代入上式，

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{M_{air} + M_{residual}}{M_{fuel} \cdot AFR_{st}} \\ &= \frac{M_{fuel} \cdot AFR_{st} \cdot \lambda + \frac{(M_{fuel} \cdot AFR_{st} \cdot \lambda + M_{fuel}) \cdot RGF}{1 - RGF}}{M_{fuel} \cdot AFR_{st}} \\ &= \frac{AFR_{st} \cdot \lambda \cdot (1 - RGF) + (AFR_{st} \cdot \lambda + 1) \cdot RGF}{AFR_{st} (1 - RGF)} \\ &= \frac{AFR_{st} \cdot \lambda \cdot + RGF}{AFR_{st} (1 - RGF)} = \frac{\lambda + \frac{RGF}{AFR_{st}}}{(1 - RGF)} \approx \frac{\lambda}{(1 - RGF)} \end{aligned} \quad (5-2)$$

缸内稀释度 ζ 代表了缸内稀释工质对燃空混合气的稀释程度, 若 $\zeta=1$, 表明缸内除了燃油及其完全燃烧所需的空气, 再无其他空气和废气稀释放热过程, 即理论上的满负荷工况, 若 $\zeta>1$, 代表缸内存在着废气和多余的空气用于稀释燃烧, $\zeta \in (1, +\infty)$ 即对应着从满负荷到零输出的工况范围。由此也可以看出, 在节气门全开配置下, 其质调节的负荷控制方式可由缸内稀释度的变化直接反映。

HCCI/CAI 燃烧、混合燃烧和稀释 SI 燃烧工况点的稀释度 ζ 和热状态 T50 分布如图 5-15 所示。从图中可以很明显地看出, CAI 燃烧模式下工况点呈带状分布在高稀释度和高热状态区域, 受自燃对热状态的苛刻限制, 具有相对较宽的稀释度区间和相对较窄的热状态区间, 而混合燃烧和稀释 SI 燃烧工况点因能够利用点火时刻来协调补偿, 因此具有相对较宽的热状态区间。

5.3 高稀释低温燃烧放热率模型的建立

高稀释低温燃烧放热率模型意在实现对缸内混合气的多燃烧模式的燃烧模拟。火焰传播 SI 燃烧和多点自燃 CAI 燃烧是汽油机燃烧的两个基本模式, 混合燃烧放热则是火焰传播与多点自燃在特定工况下发生相互作用的体现。因此高稀释低温燃烧放热率模型的搭建是以火焰传播与多点自燃这两个模块为基础, 再依据它们之间的相互作用机制实现对混合燃烧放热的模拟。最后再将燃烧不稳定的因素纳入到放热率模拟中以实现循环变动的仿真。

5.3.1 火花点火 SI 燃烧

在 SI 燃烧过程中, 由于油气混合气是由火花塞跳火点燃再通过缸内的火焰传播过程完成放热, 因此在本研究中, SI 燃烧建模也包括着火始点判定和放热过程模拟两个部分, 其中着火始点判定由火花点火后的滞燃期预测来实现, 而放热过程模拟则是由 Wiebe 方程结合燃烧持效期的预测来实现。

SI 燃烧始点的判定如下式所示,

$$Soc_{SI} = \theta_{spark} + \Delta\theta_{delay} \quad (5-3)$$

其中 θ_{spark} 为点火时刻, $\Delta\theta_{delay}$ 则代表点火滞燃期。

基于韦伯方程的 SI 燃烧累积放热率表达式如下,

$$MFB = 1 - \exp\left(-a\left(\frac{\theta - Soc_{SI}}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right) \quad (5-4)$$

其中 θ 为瞬时曲轴转角, $\Delta\theta$ 为 SI 燃烧持续期, 系数 a 和 m 为形状因子。定义 $\Delta\theta$ 为累积放热率从 10% 到 90% 所需的曲轴转角, 系数 a 和 m 可在本研究中取经典值分别 5 和 $2^{[129]}$ 。

点火滞燃期 $\Delta\theta_{\text{delay}}$, 燃烧持续期 $\Delta\theta$ 和形状因子 m 均通过单缸机实验数据的回归分析标定为发动机转速、过量空气系数、废气率、T50 和 P50 以及点火时刻的函数, 如式 (5-5) 和式 (5-6) 所示。拟合所选用的 35 个实验工况点分布如表 5-1 所示, 数据拟合效果如图 5-16 和图 5-17 所示。

表 5-1 SI 燃烧拟合所用工况点

Table 5-1 Experimental data used for SI combustion fitting

工况参	分布范围
废气率	0~30%
空燃比	1~1.5
T50	500~575 K
转速	1000~2000

$$\Delta\theta_{\text{delay}} = a_1 + b_1\lambda^3 + c_1 \ln(RGF) + d_1 / P_{50} + e_1 / T_{50}^3 + f_1\theta_{\text{spark}} + g_1 / \text{speed}^{1.5} \quad (5-5)$$

$$\Delta\theta = a_2 + b_2\lambda^3 + c_2 \ln(RGF) + d_2 / P_{50} + e_2 / T_{50}^3 + f_2\theta_{\text{spark}} + g_2 / \text{speed}^{1.5} \quad (5-6)$$

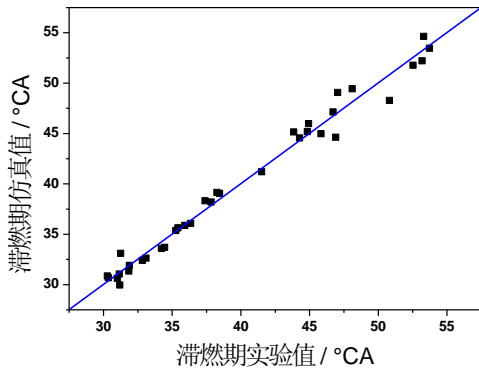


图 5-16 SI 滞燃期的拟合效果

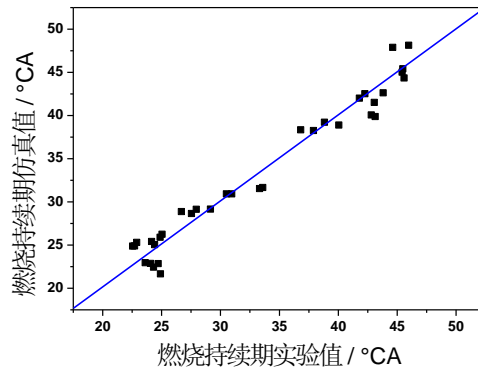


图 5-17 SI 持续期的拟合效果

Figure 5-16 Fitting results of ignition delay

Figure 5-17 Fitting results of burn duration

5.3.2 多点自燃 CAI 燃烧

油气混合气的压燃放热是基于化学反应动力学的复杂过程, 其主要受到缸内状态的影响。在本研究中, 采用基于反应进行度的阿累尼乌斯积分方程^[116]来进行自燃着火时刻的判定,

$$\int_{IVC}^{SOC} 1 / (\omega \cdot \tau(\theta)) d\theta = 1 \quad (5-7)$$

$$\tau(\theta) = A \cdot \lambda^a \cdot RGF^b \cdot p^n \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (5-8)$$

其中 p 和 T 分别为压缩过程中的瞬时缸内压力和温度, A 为常量, E_a 为反应的活化能系数, 而系数 a , b 和 n 则分别代表了着火反应对空燃比、废气率和缸内压力的敏感程度。所有的系数均依据实验数据进行回归分析和拟合标定, 拟合所选用的 35 个实验工况点分布如表 5-2 所示, 着火判定的拟合效果如图 5-18 所示。

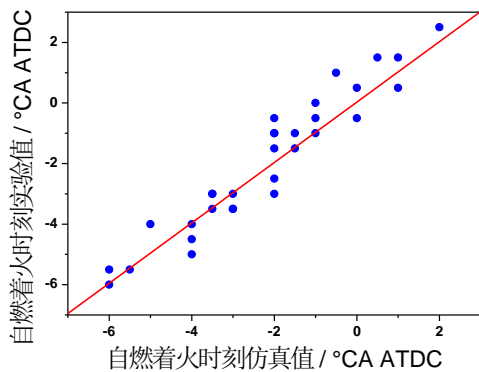


图 5-18 自燃着火判定的预测效果

Figure 5-18 Fitting results of auto-ignition

表 5-2 CAI 燃烧拟合所用工况点

Table 5-2 Experimental data used for CAI combustion fitting

工况参数	分布范围
废气率	40~80%
空燃比	2~5
T50	650~750 K
转速	1000~2000 r/min

自燃放热过程采用修改后的 Watson 方程^[119]以累积燃烧放热率的形式表达如下,

$$MFB = 1 - \left(1 - \left(\frac{\theta - Soc}{\Delta\theta}\right)^{cp1}\right)^{cp2} \quad (5-9)$$

其中 Soc 和 $\Delta\theta$ 分别为自燃着火时刻和燃烧持续期, $cp1$ 和 $cp2$ 为形状因子。同样地, 依据单缸机实验数据的回归分析, 将燃烧持续期 $\Delta\theta$ 拟合标定为发动机转速、过量空气系数、废气率和自燃着火时刻的函数, 形状因子 $cp1$ 和 $cp2$ 则根据实验数据的拟合情况分别取值为 3 和 5。

$$\Delta\theta = a_3 + b_3 \lambda^{1.5} + c_3 \ln(RGF) + d_3 Soc + e_3 / speed^2 \quad (5-10)$$

5.3.3 SI-CAI 混合燃烧

混合燃烧是前期火焰传播触发后期自燃放热的两阶段放热过程, 其本质上是 SI 燃烧与 CAI 燃烧相互作用的结果。因此在本研究的建模过程中, 并非针对混合燃烧单独进行放热率模型的建立, 而是以 SI 燃烧与 CAI 燃烧各自的放热模型为基础, 通过简化考虑两者的共存形式和相互之间的影响关系, 来实现对混合燃烧放热过程的模拟。

如上所述，混合燃烧的放热过程可以分为两个阶段，第一阶段为自燃放热发生前缸内的火焰传播放热过程，第二阶段为以自燃放热为主导的火焰传播与自燃放热共存至燃烧终了。因此，混合燃烧的放热过程可以通过累积放热率的形式表达如下，

$$MFB = \begin{cases} \text{Wiebe}_{SI} \cdots \cdots \cdots \int_{IVC}^{Soc} 1/(\omega \cdot \tau(\theta))d\theta < 1 \\ \text{Waston}_{CAI} + (1 - \text{Waston}_{CAI})\text{Wiebe}_{SI} \cdots \cdots \int_{IVC}^{Soc} 1/(\omega \cdot \tau(\theta))d\theta \geq 1 \end{cases} \quad (5-11)$$

其中 Wiebe_{SI} 是式 (5-4) 基于 Wiebe 方程所计算的 SI 燃烧累积放热率，而 Waston_{CAI} 是式 (5-9) 基于修改后的 Watson 方程所计算的 CAI 燃烧累积放热率。上述清楚地表明了，在 SI 燃烧过程中，当缸内未燃混合气的条件按照阿累尼乌斯的反应进行度方程达到自燃状态时，自燃放热成为缸内主要燃烧模式并与削弱的火焰传播共同持续至燃烧末期。SI 燃烧中缸内未燃混合气的状态估算是判定自燃发生时刻的必要条件。在这里，假定火焰传播过程中，缸内各处瞬时压力均等，缸内未燃混合气的温度依据参考文献^[109]可由多变压缩过程计算出，

$$T_u = T_0 \cdot (p / p_0)^{(\gamma_u - 1) / \gamma_u} \quad (5-12)$$

其中 p 为缸内瞬时压力， T_0 和 P_0 分别代表 SI 燃烧始点时的缸内温度和压力， γ_u 是缸内未燃混合气的比热比，参考取值为 1.29^[130]。

在发生缸内未燃混合气的自燃之后，持续进行的火焰传播过程带来的缸内热状态提升会促进自燃放热的进行速率，同时也会继续消耗缸内剩余的油气混合气，这都可体现为对自燃发生后缸内燃烧持续期的缩短。因此在本研究中，自燃发生至燃烧终了的燃烧持续期通过下式进行计算，

$$\Delta\theta_{SI-CAI} = \varepsilon\Delta\theta_{CAI} \quad (5-13)$$

其中 $\Delta\theta_{SI-CAI}$ 为自燃发生至燃烧终了的燃烧持续期， $\Delta\theta_{CAI}$ 是若无火焰传播存在时的自燃放热持续期（可由式 (5-10) 计算得出）。而 ε 则被定义为火焰传播对后期自燃放热的加速系数，且通过实验数据的回归分析，该系数被证实与自燃发生时刻的缸内已燃质量分数和自燃发生的时刻有着较好的规律，标定拟合的公式如下，拟合所选用的 26 个实验工况点分布如表 5-3 所示，数据拟合效果如图 5-19 所示。

$$\varepsilon = a_4 + b_4 MFB_{Soc_{CAI}} + c_4 Soc_{CAI} \quad (5-14)$$

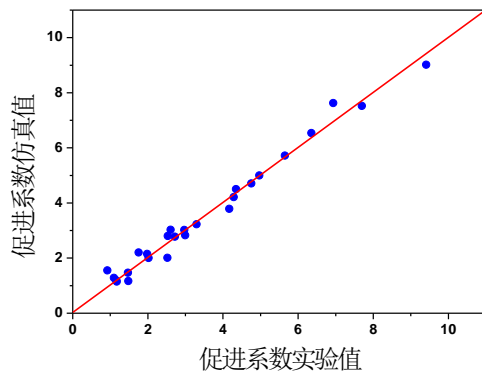


图 5-19 混合燃烧中加速系数的拟合效果

Figure 5-19 Fitting results of acceleration factor in SI-CAI hybrid combustion

表 5-3 混合燃烧拟合所用工况点

Table 5-3 Experimental data used for SI-CAI hybrid combustion fitting

工况参数	分布范围
废气率	0~40%
空燃比	1~2
T50	550~650 K
转速	1000~2000 r/min

5.3.4 稀释 SI 燃烧的不稳定性

与 HCCI 燃烧相比, SI 燃烧更容易受到缸内流场和火花塞附近油气混合气分布的影响, 流场和浓度场的循环变动导致 SI 燃烧放热的不稳定, 且在较为稀释混合气中表现的更为明显。在本研究的建模过程中, 采用概率密度函数的方法来简化实现对 SI 燃烧循环变动的模拟。如图 5-20 所示, 以一组稀释 SI 燃烧的燃烧特征为例, 其点火滞燃期和燃烧持续期的循环变动均服从高斯分布。高斯分布的期望即为点火滞燃期和燃烧持续期的多循环平均值, 而高斯分布的方差则量化了其循环变动的强弱程度。因此, SI 燃烧的点火滞燃期 $\Delta\theta_{\text{delay}}$ 和燃烧持续期 $\Delta\theta_{\text{SI}}$

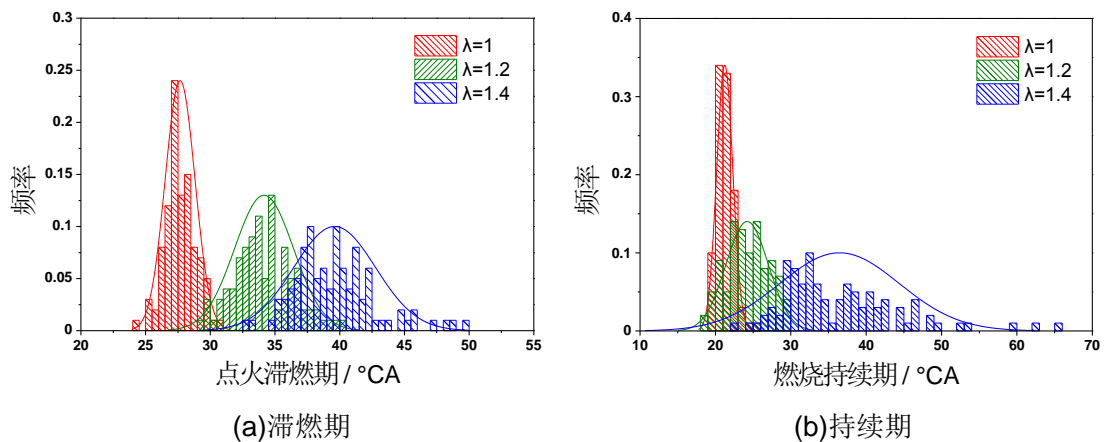


图 5-20 稀释 SI 燃烧点火滞燃期和燃烧持续期的循环变动服从高斯分布

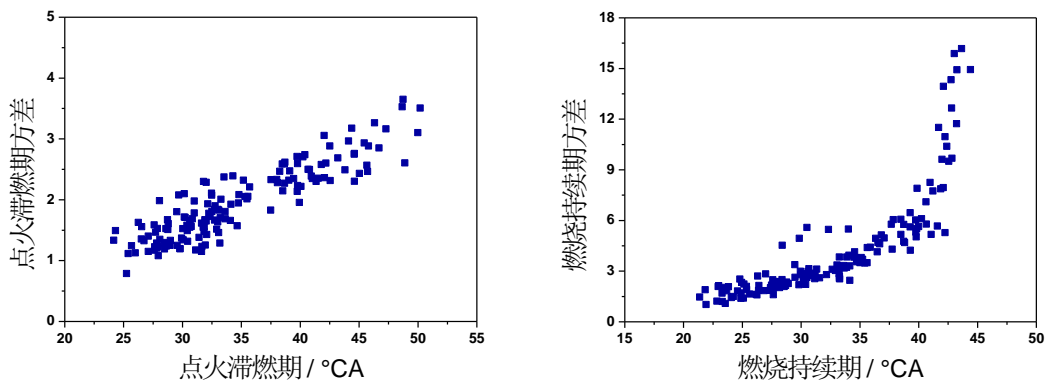
Figure 5-20 Gaussian distribution of cyclic ignition delay and burn duration of SI combustion

的建模表述应修改为，

$$\Delta\theta_{delay} = \overline{\Delta\theta_{delay}} + N(0, \sigma_{\Delta\theta_{delay}}^2) \quad (5-15)$$

$$\Delta\theta_{SI} = \overline{\Delta\theta_{SI}} + N(0, \sigma_{\Delta\theta_{SI}}^2) \quad (5-16)$$

且通过进一步的研究可以发现，点火滞燃期和燃烧持续期的方差与其期望值有着较好的规律，如图 5-21 所示。



(a)点火滞燃期的方差与期望值的关系

(b)点火滞燃期的方差与期望值的关系

图 5-21 点火滞燃期和燃烧持续期的平均值与方差之间的关系

Figure 5-21 Relationship between the average value and variance of ignition delay and burn duration respectively

因此也就可以通过上述方差与期望之间的关系实现对燃烧循环变动程度的预测，

$$\sigma_{\Delta\theta_{delay}} = a_5 + b_5\Delta\theta_{delay} \quad (5-17)$$

$$\sigma_{\Delta\theta_{SI}} = a_6 + b_6\Delta\theta_{SI}^{2.5} \quad (5-18)$$

5.3.5 高稀释低温燃烧放热率模型

综上所述，在对火花点火SI燃烧和多点自燃CAI燃烧函数化建模的基础上，分析归纳了火焰传播与自燃放热之间的影响，并以概率密度函数的形式添加了稀释火焰发展的不稳定特性，所建立起的高稀释低温燃烧放热率预测模型可综合整理为式(5-19)，放热率模型所涉及系数的取值范围如表 5-4 所示，相应的计算流程如图 5-22 所示。

$$MFB = \begin{cases} 1 - \exp\left(-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{SI}}\right)^{m+1}\right) \cdots \int_{IVC}^{SOC} 1/(\omega \cdot \tau(\theta))d\theta < 1 \\ 1 - \left(1 - \left(\frac{\theta - \theta_{CAL}}{\Delta\theta_{CAI}}\right)^{cp1}\right)^{cp2} \cdot \exp\left(-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{SI}}\right)^{m+1}\right) \cdots \int_{IVC}^{SOC} 1/(\omega \cdot \tau(\theta))d\theta \geq 1 \end{cases} \quad (5-19)$$

表 5-4 高稀释低温燃烧放热率模型的系数取值范围

Table 5-4 Range of experimental data used for model validation

SI 燃烧建模							
a ₁	1.0e2~5.0e2	b ₁	1.0e1~5.0e1	c ₁	1.0e1~5.0e1	d ₁	1.0e1~10.0e1
e ₁	1.0e9~5.0e9	f ₁	1~5	g ₁	1.0e5~10.0e5	a ₂	1.0e1~10.0e1
b ₂	1~10	c ₂	1.0e1~5.0e1	d ₂	1.0e1~10.0e1	e ₂	1.0e8~10.0e8
f ₂	1e-1~10e-1	g ₂	-10e5~-1e5				
CAI 燃烧建模							
A	1~5	a	-10e-1~-1e-1	b	-5e-1~-1e-1	n	1~5
Ea	1.0e3~10.0e3	a ₃	1.0e1~5.0e1	b ₃	1~5	c ₃	1~10
d ₃	1~1.5	e ₃	-10e5~-1e5				
混合燃烧建模							
a ₄	0~1	b ₄	1~5	c ₄	0~1		
燃烧不稳定建模							
a ₅	-10e-1~-1e-1	b ₅	1e-2~10e-2	a ₆	1e-1~10e-1	b ₆	1e-4~10e-4

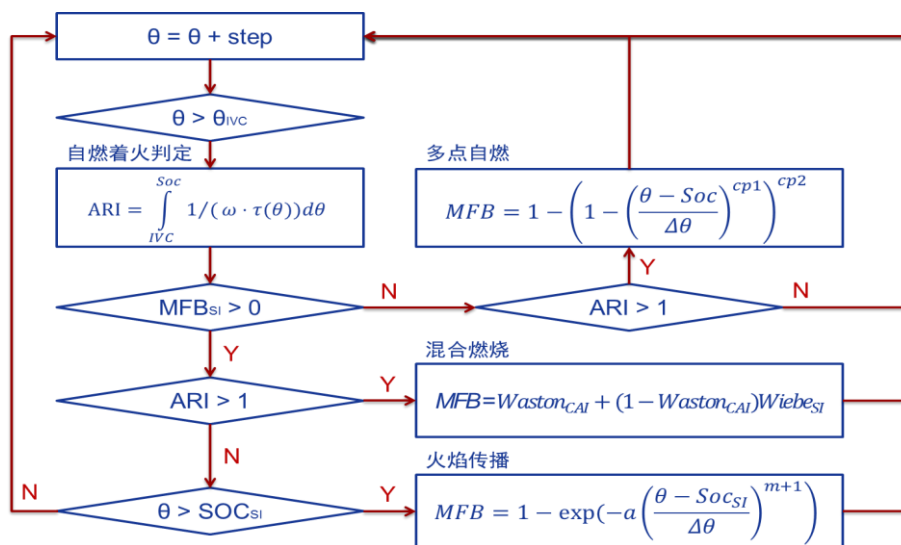


图 5-22 高稀释低温燃烧放热率模型计算流程图

Figure 5-22 Calculation flow chart of high-dilution low-temperature heat release model

5.4 高稀释低温燃烧放热率模型的验证

将式(5-2)至(5-19)所表述的放热率模型及其拟合标定关系式利用 Fortran 语言编译后,通过 GT-Power 的用户子模型接口与 GT-Power 耦合运行,并将该放热率模型加载到所建立起的单缸机一维仿真平台中,从而可实现对汽油机高稀释低温燃烧的工作循环仿真,进而通过仿真数据与实验数据的对比来开展放热率模型的准确性验证。

5.4.1 放热率模型燃烧相位准确性验证

为了验证所建立的汽油机高稀释低温燃烧放热率模型的有效性和准确性,在拟合模型所用的数据之外,另选取了 93 个工况点,对比仿真预测所得的燃烧相位和实验值。为了充分验证所建立模型的参数适用性,所选取的工况点的分布如表 5-5 所示。其中 HCCI/CAI 燃烧模式下的工况点有 35 个,混合燃烧和稀释 SI

表 5-5 放热率模型验证所用工况点

Table 5-5 Experimental data used for model validation

工况参数	分布范围
废气率	0~80%
空燃比	1~5
T50	500K~750K
转速	1000~2000 r/min

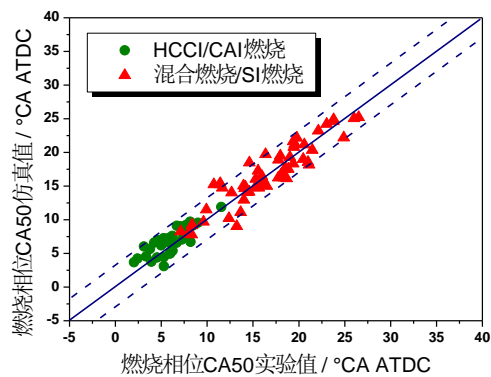


图 5-23 燃烧相位 CA50 的仿真值与实验值对比

Figure 5-23 Comparison of combustion phase between experimental value and simulation result

燃烧模式下的工况点有 58 个。如图 5-23 所示为所选取的工况点的燃烧相位 CA50 模型仿真值与实验值的对比情况。从图中可以看出,该模型具有较高的燃烧相位预测精度,燃烧相位 CA50 的预测偏差基本控制在 3 °CA 以内,其平均绝对误差为 1.4 °CA,混合燃烧的工况点的预测偏差略大,这主要是源于混合燃烧放热预测中涉及火焰传播和自燃放热两阶段误差的叠加。

5.4.2 边界参数对放热过程影响的验证

为了进一步验证模型对汽油机高稀释低温燃烧的预测效果,还开展了燃烧边界参数对燃烧放热过程影响的仿真验证。如图 5-24 所示为仿真出的进气温度、空燃比和点火时刻对燃烧放热过程的影响及与实验结果的对比。可以看出,模型

可以较为准确地反映出进气温度和空燃比对 HCCI/CAI 燃烧过程的影响,同时也能够较好地模拟出点火时刻对混合燃烧两阶段放热过程的影响。

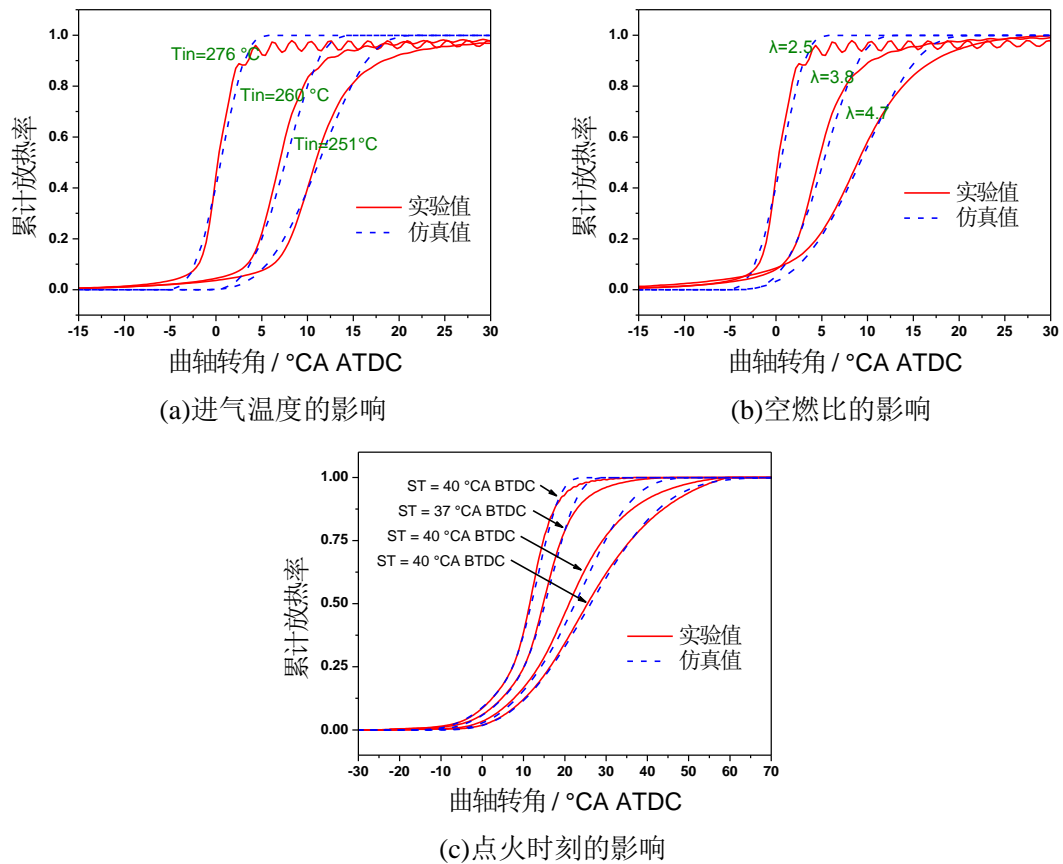


图 5-24 燃烧边界参数对燃烧放热率影响的仿真验证

Figure 5-24 Validations of influence of boundary conditions on heat release process

5.4.3 燃烧循环变动的验证

此外,燃烧稳定性也是混合燃烧和稀释 SI 燃烧的重要燃烧特性,因此模型也应能够充分预测出混合燃烧和稀释 SI 燃烧的燃烧循环变动。如图 5-25 所示为稀释 SI 燃烧工况下仿真模拟出的燃烧相位 CA50 在相邻循环间的变动情况及与实验结果的对比,能够看出仿真所得出的 CA50 循环变动情况与实验结果有着相似分布规律,均呈现出随着空燃比的增加而燃烧相位波动恶化的趋势。

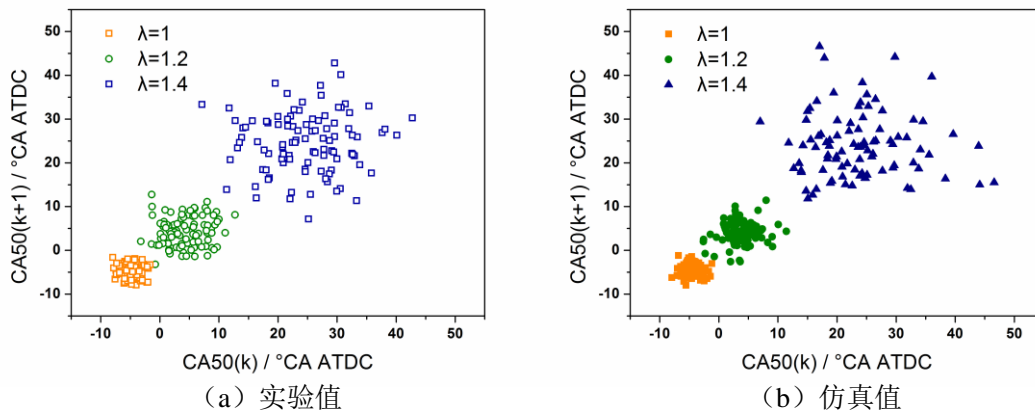


图 5-25 放热率模型对稀释 SI 燃烧循环变动的仿真验证

Figure 5-25 Comparison of cyclic variation in diluted SI combustion between experiment and simulation

而在混合燃烧模式工况下，内部废气作为缸内热源加热新鲜并承担一部分对燃烧放热的稀释作用。因此，内部废气的变动会从缸内温度和稀释程度两方面对本循环燃烧产生影响，而混合燃烧的前期火焰不稳定和后期自燃放热敏感的特点，使得其更易受到缸内状态的影响，改变燃烧相位、自燃比例等，进而影响下一个循环的内部废气状态。这种内部废气与混合燃烧过程的耦合影响，在依靠排气门早关重压废气的 NVO 策略中尤为明显，使得燃烧容易遭遇相邻循环间自燃比例的较大幅度变动情况。如图 5-26 所示为表现为混合燃烧工况下仿真模拟出的燃烧相位 CA50 在相邻循环间的变动情况及与实验结果的对比。从图中的对比可以看出，仿真所得出的燃烧相位在相邻循环间确实能够表现出较为明显的振荡现象，且燃烧相位的振荡分布于实验值有着相似的趋势，因此证明了放热率模型能够在一定程度上模拟出混合燃烧的自燃比例振荡的不稳定特性。

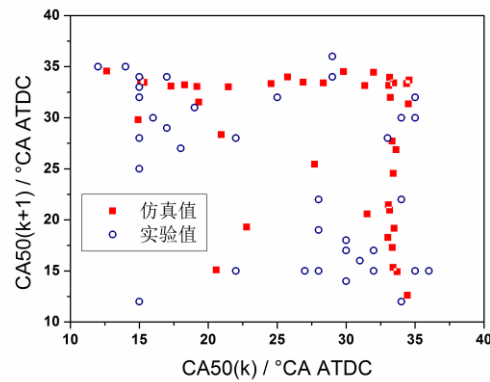


图 5-26 放热率模型对混合燃烧放热振荡现象的仿真验证

Figure 5-26 Simulated and experimental large cyclic variations of SI-CAI hybrid combustion achieved by NVO strategy

5.5 本章小结

本章以涵盖可控自燃、混合燃烧和废气稀释的 SI 燃烧的汽油机高稀释低温燃烧的燃烧特性为基础,通过实验数据的分析拟合建立了高稀释低温燃烧放热率模型,主要结论如下:

1) 所建立的燃烧放热率模型在缸内燃烧边界条件对火花点火、多点自燃和混合燃烧影响规律的基础上,借助于不同缸内充量的实验数据的分析拟合,能够在全部负荷工况范围内实现对 HCCI/CAI 燃烧、混合燃烧和稀释 SI 燃烧的放热过程的预测。

2) 所提出的燃烧放热率模型在分别模拟火花点火 SI 燃烧和多点自燃 HCCI/CAI 燃烧的基础上,通过简化火焰传播与混合气自燃之间的影响机制,实现对 SI-CAI 混合燃烧放热过程的模拟。

3) 所提出的燃烧放热率模型以概率密度函数的形式考虑了火花点火燃烧受缸内流场及分布变动所导致的循环变动,可实现反映出稀释火花点火燃烧中较明显的放热循环变动;并借助于一维流动过程对缸内热废气的循环迭代计算,能够模拟出混合燃烧中自燃比例振荡现象。

4) 所建立的燃烧放热率模型以缸内状态参数为模型输入并具有较广的参数适用范围,能够在较宽的缸内温度范围 $T_{50}=500\sim 750\text{ K}$ 和较广的稀释组分范围内 $\text{RGF}=0\sim 80\%$ $\lambda=1\sim 5$ 实现对火焰传播和多点自燃为代表的多种燃烧放热过程的模拟,且具有较高的燃烧相位预测精度,燃烧相位的预测误差在 $3\text{ }^{\circ}\text{CA}$ 以内。

第六章 汽油高稀释低温燃烧全负荷运行策略

第五章建立了可适用于多种燃烧放热模式的高稀释低温燃烧放热率模型,为全负荷工况范围内优化实现方案和评价热效率提升效果提供了有效工具和可靠基础。本章分析了高稀释低温燃烧的理想运行需求,从优化稀释工质和换气模式的角度提出了余热回收加热进气结合正气门重叠角重吸废气策略的全负荷运行方案,并通过一维发动机工作过程仿真和整车驾驶循环仿真评价了该方案的热效率提升效果。

6.1 全负荷运行策略的提出

6.1.1 高稀释低温燃烧的理想运行需求分析

汽油高稀释低温燃烧的全工况运行策略的提出及优化,需要从高稀释低温燃烧对缸内热状态和稀释度的理想运行需求入手。高稀释低温燃烧改善燃油经济性的本质是通过取消节气门避免了进气节流产生的泵气损失,用质调节取代了传统汽油机量调节的负荷调节方式,并通过缸内热状态的提升来完成并优化高稀释状态下的混合气燃烧放热过程。在这种质调节负荷控制方式下,将燃油及其完全燃烧所需的空气视作当量油气混合气,其余缸内容积则需要被多余的空气或者废气填充,因此在全负荷范围内,高稀释低温燃烧的缸内工质变化如图 6-1 所示。从

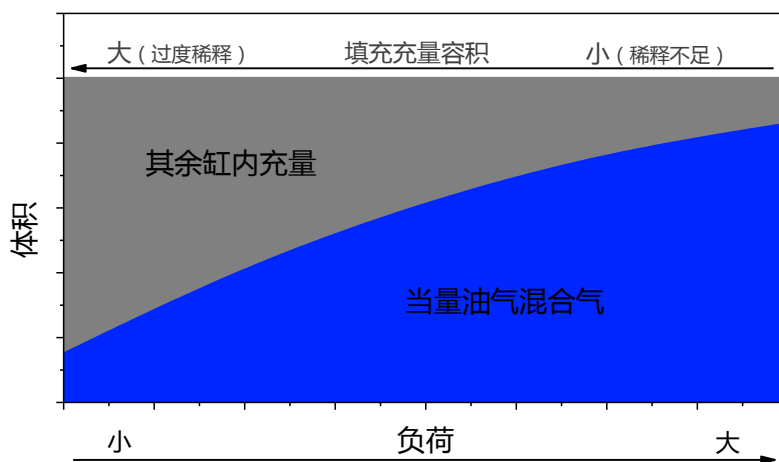


图 6-1 高稀释低温燃烧全负荷范围内缸内工质变化示意图

Figure 6-1 Variation of in-cylinder charge in high-dilution low-temperature combustion

图中可以得知,在小负荷工况下,缸内大部分容积由当量混合气以外的其他缸内充量所填充;随着负荷的增大,当量油气混合气逐渐增多,因此留给其他缸内充量的容积也就逐渐减小。然而这一缸内充量的实际变化情况是与理想的燃烧稀释需求相违背的。从合理控制燃烧放热速率的角度分析,在小负荷工况时,由于当量油气混合气的燃烧放热量较小,较多的缸内充量稀释会使得燃烧放热速率过缓、混合气自燃着火所需温度过高甚至发生失火;而在大负荷工况时,由于当量油气混合气的燃烧放热量较大,较少的缸内充量不足以实现对燃烧的有效稀释,燃烧粗暴难以接受。

因此,若要使得高稀释低温燃烧的放热过程尽可能向理想目标趋近,就需要合理调节缸内当量油气混合气以外的充量。在实际的发动机运行过程中,用于填充缸内容积的充量无非就是废气和空气。其中废气相比于空气,具有更强的燃烧稀释作用。故在中小负荷工况下,应选用空气作为缸内其余容积的填充充量,缓和因充量偏多而导致的对燃烧的过度稀释;而在中高负荷工况下,则选用废气作为缸内其余容积的填充充量,弥补因充量偏少而对燃烧稀释效果的缺乏。

由于在中高负荷工况下,即使全部采用废气作为填充充量也依然无法将自燃放热的压升率控制在可接受范围内,所以需要将燃烧模式逐渐过渡为混合燃烧和SI燃烧,缸内热状态也应随着负荷的增大而逐渐降低。因此,为了实现汽油高稀释低温燃烧在全负荷范围的理想运行,在负荷由小变大的过程中,缸内充量的稀释效果应逐渐增强而加热作用则应逐渐减弱,这就需要合理协调缸内工质中空气和废气的充量比例和热量携带比例。

6.1.2 稀释工质和换气模式优化的全负荷运行策略

从前述的研究中可知,缸内稀释工质和换气模式通过影响指示热效率及泵气损失,能够较大程度改变汽油高稀释低温燃烧的热效率。因此,优化缸内稀释工质和换气模式是进一步改善汽油机高稀释低温燃烧热效率的主要途径。

1) 缸内稀释工质优化

基于高稀释低温燃烧的理想运行需求分析,为提高汽油高稀释低温燃烧的指示热效率,设计了缸内稀释工质在全负荷运行范围内的优化方案,如图6-2所示。在中小负荷的HCCI/CAI工况,由于缸内可填充的空间较多,爆震倾向较低,因此选用比热比较高且稀释效果较弱的预热空气作为主要缸内充量,并通过部分内部废气留存来弥补余热能加热进气难以满足缸内热需求的不足。在这个阶段内,随着负荷的增高,发动机排气温度显著上升,因此余热回收所实现的预热空气在缸内充量中的比例上升,内部废气比例下降。当负荷上升至燃烧爆震边界时,余热能的提升和燃烧所需热状态的下降,使得内部废气比例降至常规SI燃烧的水

平,同时为了抑制爆震,逐步引入外部废气来提高对缸内燃烧的稀释效果以降低过快的放热速率。当负荷进一步增大时,借助于缸内逐渐降低的稀释度,采用火花点火辅助的混合燃烧方式或稀释 SI 燃烧方式来抑制过快的放热速率。同时由于燃烧对缸内热状态的需求大幅下降,而对缸内工质稀释能力的需求显著上升,因此在中高负荷工况区域,具有低热作用和强稀释作用的外部废气取代原有比例较高的预热空气,成为填充缸内油气混合气以外容积的主要充量。

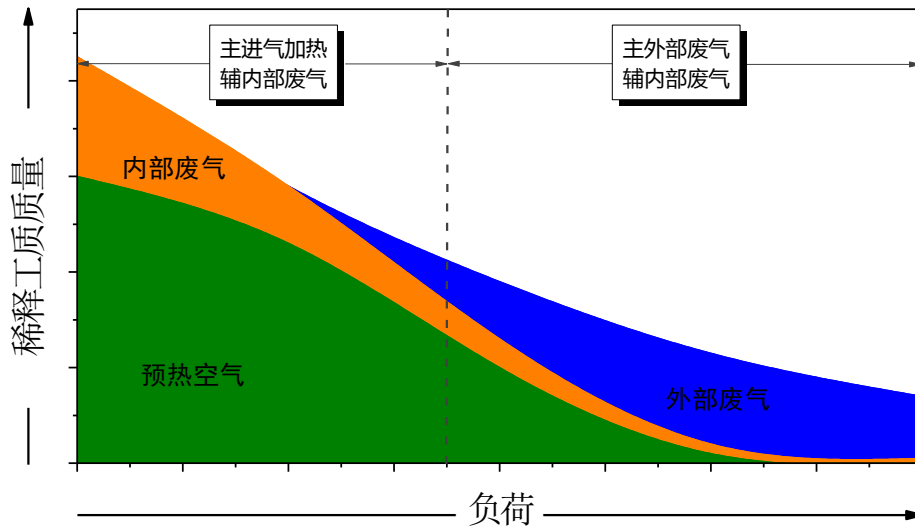


图 6-2 稀释工质和换气模式优化的汽油机高稀释低温燃烧全负荷运行策略

Figure 6-2 In-cylinder charge management for high-dilution low-temperature combustion with optimized dilution components and gas exchange mode

2) 实现模式优化

为满足上述全负荷策略对预热空气和内外部废气的需求,需要采用合理的缸内工质实现模式以尽可能降低以泵气损失为主的换气模式损失。不同于预热空气和外部废气的直接进气吸入方式,内部废气的留存由于会影响发动机换气过程及气门参数的合理性,是导致泵气损失为主的充量获取代价的主要原因。因此,降低对内部废气的需求和采用低泵气损失的内部废气留存方式,是实现换气模式优化的核心。

从图 6-2 所示的全负荷策略对缸内稀释工质的需求可知,借助于余热回收所实现的预热进气,内部废气在缸内充量中的比例已被降至较低的水平,即使在比例最大时的小负荷工况下也只有不到三分之一。因此,在本研究所提出的全负荷运行策略中,应选择废气重吸的方式来获取内部废气。一方面,废气重吸的方式能够在获取内部废气的同时保持尽可能低的泵气损失;另一方面,较低的缸内废气需求程度也完全能够通过废气重吸方式来实现。考虑到实现的便利性及与中高

负荷的混合燃烧和 SI 燃烧在实现方式上的承接性，利用常规气门型线的正气门重叠角来实现废气的重吸是最佳选择，气门型线配置示意图如图 6-3 所示。在中小负荷下采用如图中实线所示的气门型线配置，即较晚的排气门相位和较早的进气门相位组合，能够利用较大的正气门重叠角实现对缸内废气的留存，同时还能够借助于较为合理的进气门关闭时刻以实现较高的有效压缩比，易于提高缸内热状态，降低 HCCI/CAI 燃烧对进气温度的高要求。在中高负荷下则采用如图中虚线所示的气门型线配置，即较早的排气门相位和较晚的进气门相位组合，与常规的汽油机 SI 燃烧型线相近，较小的正气门重叠角以降低缸内废气率，同时还能够借助于较晚的进气门关闭时刻以降低有效压缩比，从而有利于降低混合燃烧和 SI 燃烧模式中的爆震倾向。

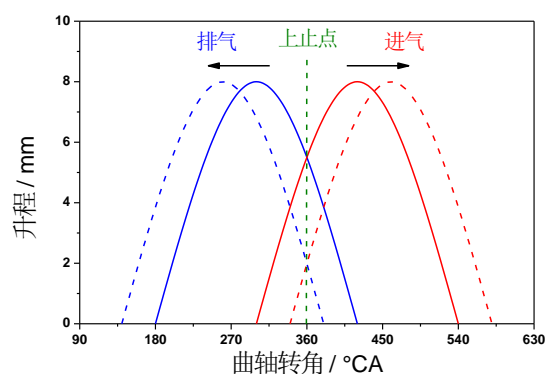


图 6-3 气门型线配置示意图

Figure 6-3 Valve profile configurations

3) 全负荷运行策略的实现基础及参数连续性原则

基于上述缸内稀释工质和换气模式的优化可知，该全负荷运行策略的实现是以余热回收加热进气和正气门重叠角重吸废气为基础的，具体的发动机配置如图 6-4 所示。其中进气道采用冷热双气道的快速进气热管理系统以实现进气温度的调节，热气管路加装换热器以实现发动机余热能的利用；发动机进排气均采用可变气门定时技术，便于正气门重叠角的实现和调节；外部废气再循环管路则用于实现中高负荷下外废气率的调节。

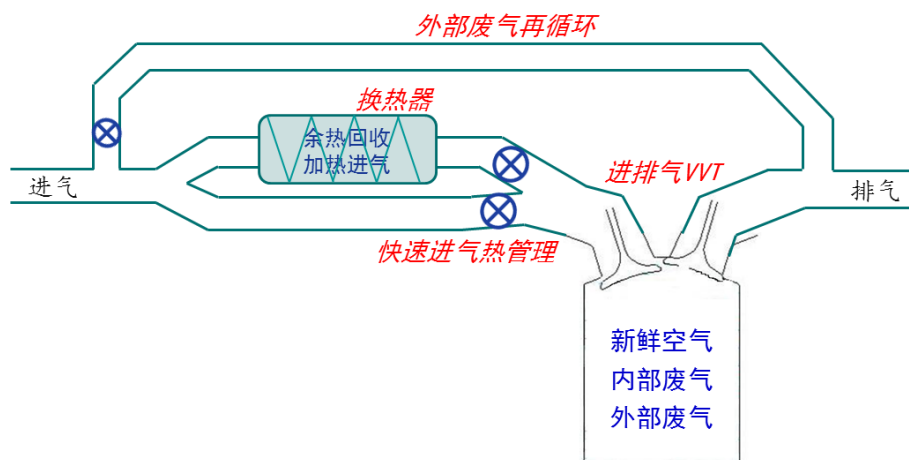


图 6-4 实现稀释工质和换气模式优化的发动机配置

Figure 6-4 Engine configurations for optimizing dilution components and gas exchange mode

在考虑制定高稀释低温燃烧的全工况运行方案时,不仅需要参考各工况和各燃烧模式下的燃烧优化准则,更需要考虑到工况与燃烧模式过渡在覆盖全工况范围时的平顺性,即是要重点保证工况变换过程中发动机燃烧边界条件和执行机构调节的连续性。从图 6-2 可以看出,在所设计的全负荷运行策略中,缸内空燃比和内外部废气率等燃烧边界条件均已符合参数变化平顺性的要求。而在执行机构参数的连续性方面,为了避免中小负荷负气门重叠角和中高负荷正气门重叠角之间的气门参数阶跃,依靠于进气加热对缸内热状态承担起主要贡献作用,在该全工况运行策略中均采用了正气门重叠角重吸废气的的内部废气留存方式。这样不仅满足了执行机构参数连续性的要求,同时也利用废气重吸方式避免因了废气重压缩过程导致的额外泵气损失及对充气效率的负面影响,实现换气模式损失的降低。

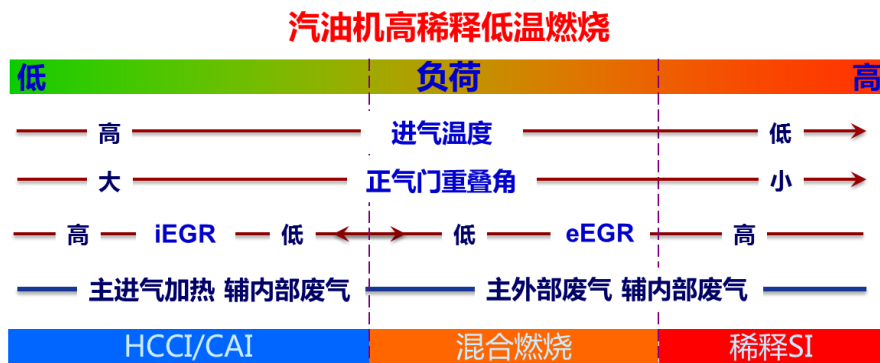


图 6-5 汽油高稀释低温燃烧全负荷运行中边界参数的连续性变化

Figure 6-5 Continuous variation of boundary conditions in high-dilution gasoline combustion

如图 6-5 所示为汽油高稀释低温燃烧全负荷运行中边界参数的连续性变化情况。在中小负荷工况下,充分利用发动机的余热能回收以实现尽可能高的进气温度,并通过采用较大的气门重叠正角获得较多的内部废气来辅助满足 HCCI/CAI 燃烧的较高缸内热状态需求;随着负荷的增大,则通过逐渐减小气门重叠正角降低内部废气率,在降低进气温度的同时增大缸内的外部废气率。且针对于中高负荷工况下的混合燃烧和稀释 SI 燃烧,采用一定的正气门重叠角也有利于充分换气,以实现更高的缸内稀释度进而优化燃烧过程。

6.2 全负荷运行策略的热效率提升效果

根据上述所提出的全负荷运行策略,以图 6-4 所示的发动机配置为对象,建立起一维仿真模型,通过仿真分析的方法对所提出的稀释工质和换气模式优化的全负荷运行策略进行验证和评价。

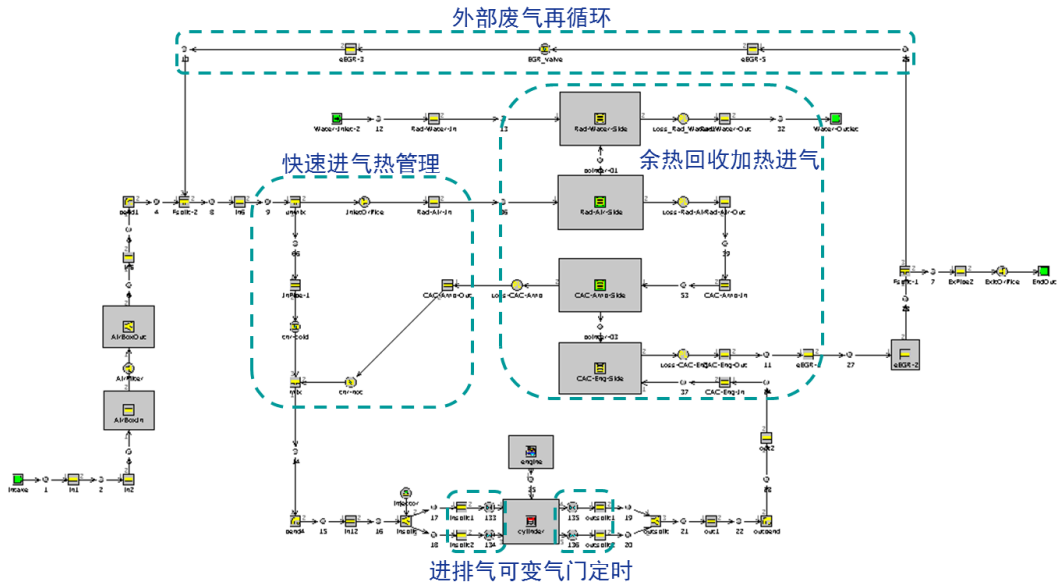


图 6-6 配备 DVVT+FTM+WHR+eEGR 的单缸汽油机一维仿真模型

Figure 6-6 1D simulation platform of single cylinder gasoline engine equipped with DVVT, FTM, WHR and eEGR

图 6-6 所示为建立的发动机一维仿真模型，包括带有常规可变进排气门正时机构的发动机本体模块、余热能回收模块、进气热管理模块和外部废气再循环模块。其中，常规可变气门正时模块能够使发动机进排气门正时均实现 60°CA 的调整，调节范围如图 6-3 所示；余热能回收模块则通过冷却水-进气换热器和排气-进气换热器实现对新鲜充量的预热；快速进气热管理模块则用于调整进气温度的实现燃烧放热过程的优化；外部废气再循环模块连接于进排气总管之间，实现外部废气率的控制。

6.2.1 全负荷工况范围内的燃油经济性优化

在所建立起的单缸汽油机一维仿真模型上，加载第五章所搭建的高稀释低温燃烧放热率模型，开展基于余热能回收加热进气耦合废气重吸策略的高稀释低温燃烧仿真研究，对稀释工质和换气模式优化的全负荷运行策略进行验证和评价。

选取转速为 1500 r/min ，负荷从 1 bar 至 10 bar 的全部负荷工况范围，开展稳态仿真研究。依据图 6-2 和图 6-5 所示的全负荷运行策略，在仿真研究过程中均通过对缸内热状态和稀释度的协调来满足高稀释燃烧在不同负荷下的需求，并在避免爆震或失火的基础上优化燃烧相位以获取较高的热效率，具体应遵循以下原则：

1) 预热空气优先填充原则

当燃烧没有受到爆震限制时，特别是在中小负荷工况范围内，优先采用余热能回收加热进气来提高缸内热状态，增大缸内充量中空气组分，并减小正气门重叠角以确保内部废气仅用于辅助自燃放热的实现。

2) 外部废气优先稀释原则

当燃烧受到爆震限制，尤其是在中高负荷工况范围内，优先采用外部废气稀释过快的燃烧放热速率，同时相应降低进气温度并减小正气门重叠角以提高缸内充量效率。

3) 边界参数连续性原则

在相邻的负荷工况点，发动机执行器参数和燃烧边界参数的变化应保持较强的平顺性，避免参数的阶跃突变所带来的实际应用障碍。

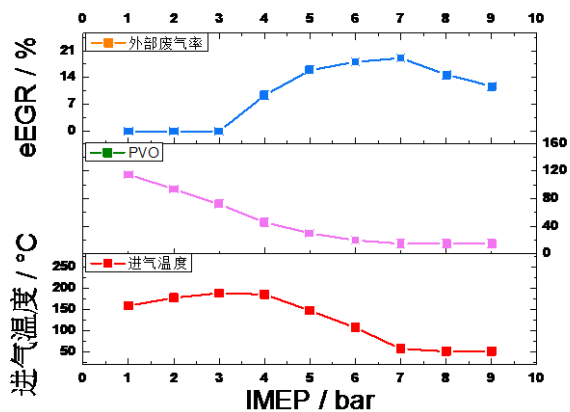


图 6-7 高稀释低温燃烧全负荷工况运行中进气温度、气门重叠正角和外部废气率的变化

Figure 6-7 Variations of intake temperature, PVO and eEGR

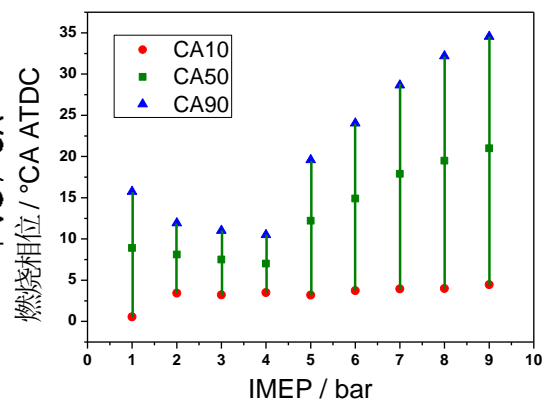


图 6-8 高稀释低温燃烧全负荷工况运行中燃烧相位及持续期的变化

Figure 6-8 Variations of combustion timing and burn duration

图 6-7 和图 6-8 所示为基于常规可变气门正时机构、外部废气再循环和余热能回收及进气热管理装置在实现汽油全负荷高稀释低温燃烧时对各控制参数和燃烧过程的优化结果。从图中可以看出，在小负荷时，气门重叠正角较大，以辅助进气加热来实现较高的缸内热状态需求。随着负荷的增大，余热能回收所能实现的进气温度逐渐升高，因此气门重叠正角逐渐减少以降低内部残余废气率。在负荷为 4 bar 时，进气温度到达最大值同时气门重叠正角减至最小，并且引入一定量的外部废气来辅助稀释燃烧，此时达到 HCCI/CAI 燃烧的负荷上边界。当负荷的进一步增大时，缸内热状态降低以配合减小的缸内稀释度，燃烧逐渐过渡为混合燃烧模式和稀释 SI 燃烧模式。

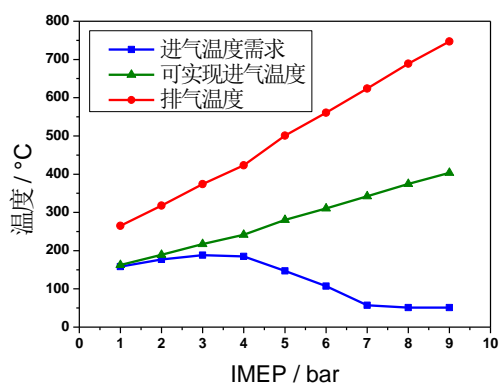


图 6-9 全负荷工况运行中排温、余热回收可实现的进气温度以及进气温度需求的变化

Figure 6-9 Variations of exhaust temperature, intake temperature realized and demanded

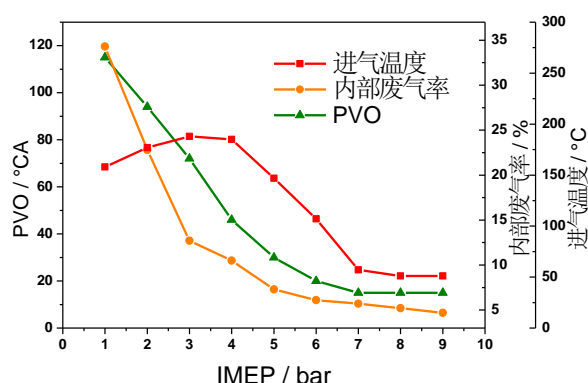


图 6-10 全负荷工况运行中气门重叠角正角、内部废气率和进气温度的变化

Figure 6-10 Variations of PVO, iEGR and intake temperature

图 6-9 和图 6-10 分别为高稀释低温燃烧全负荷运行时基于余热能回收的进气热控制和基于气门重叠正角的缸内废气留存的优化结果。从图中可以看出，在小负荷时，余热回收所实现的进气加热需配合较大比例的缸内废气率才能满足 HCCI/CAI 燃烧所需的缸内热状态。随着负荷的增大，余热能回收加热进气取代内部废气的的能力不断增加，因此气门重叠角正角恢复至常规值以减小内部废气率。而在负荷高于 4 bar 后，燃烧模式的转变显著降低了对缸内热状态的需求，需通过降低进气温度并采用外部废气再循环以配合实现燃烧稀释和燃烧模式的转变。

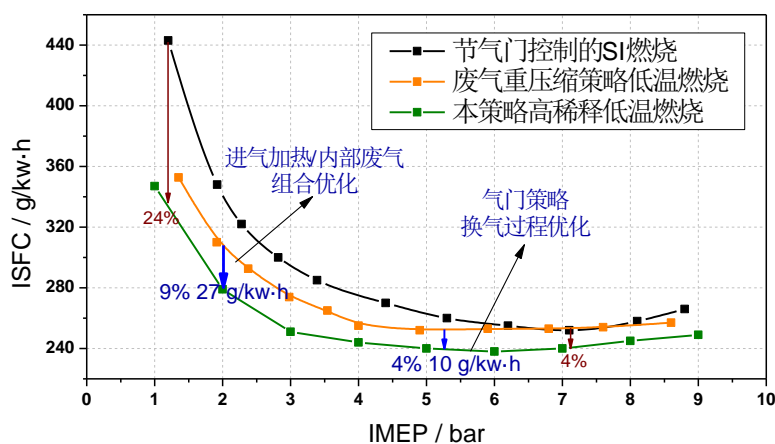


图 6-11 余热回收加热进气结合废气重吸策略的汽油机高稀释低温燃烧节油效果

Figure 6-11 Comparison of ISFC between throttled SI combustion, low temperature combustion achieved by NVO strategy and the proposed new strategy

图 6-11 给出了在 1500 r/min 转速的全部负荷工况范围内, 该基于余热回收加热进气结合废气重吸策略的高稀释低温燃烧的油耗, 及其与传统 SI 燃烧和基于负气门重叠角的低温高效燃烧的对比情况。从图中可以看出, 相比于基于负气门重叠角的低温高效燃烧, 基于余热回收加热进气结合废气重吸策略的高稀释低温燃烧的油耗有了显著的降低。在中小负荷的 HCCI/CAI 工况区域, 借助于进气加热和内部废气的组合优化, 实现了 9% 的油耗改善; 而在中高负荷的混合燃烧和稀释 SI 燃烧区域, 受益于正气门重叠配气相位下的良好换气过程, 达到了 4% 的燃油经济性提升。与传统的 SI 燃烧相比, 在全部负荷工况范围内可实现 4~24% 的油耗改善, 且节油效果随着负荷降低而愈加显著, 这更有利于在驾驶循环工况下获得更高的燃油经济性改善效果。

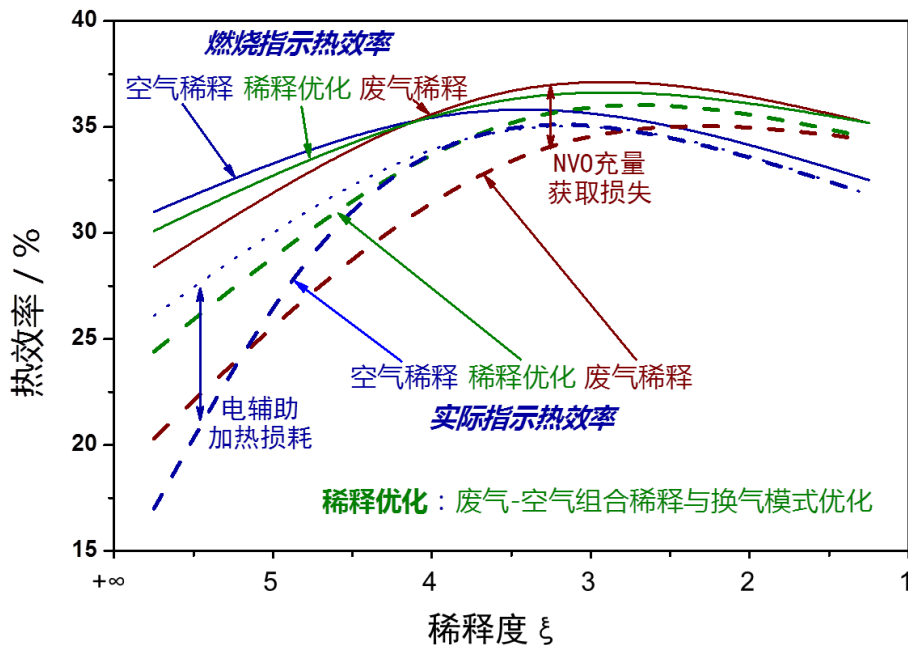


图 6-12 缸内稀释工质和换气模式对高稀释低温燃烧热效率的影响

Figure 6-12 Effect of dilution components and gas exchange mode on high-dilution low-temperature combustion efficiency

为了进一步分析和阐明在此高稀释低温燃烧全负荷优化过程中缸内稀释工质与换气模式对热效率提升的贡献作用, 以上述结果为基础并补充了相关仿真数据, 对比展示了空气充量和废气充量及相应换气模式下对热效率的影响, 如图 6-12 所示。从图中可以看出, 在较低的缸内稀释度和较低的负荷下, 空气填充借助其较低的稀释度和较高的工质比热比, 相比于废气填充可实现更高的指示热效率, 但随着负荷的增大, 废气填充的较强稀释作用有助于在混合燃烧和 SI 燃烧中实现最佳的燃烧相位, 因而逐渐展示出优于空气填充的燃烧指示热效率。在缸

内充量的实现方面,废气填充则因废气重压缩过程和堵塞的排气过程而付出了相对较高的代价,空气填充也因部分的电辅助加热而导致了额外的能量损耗,因而实际指示热效率都受到了严重的负面影响。在本研究基于余热回收加热进气结合废气重吸策略下,一方面通过缸内稀释工质的优化,实现燃烧指示热效率的折中改善,另一方面借助于换气模式的优化,降低了充量获取损失并避免了额外的能量损耗,实现了发动机的实际指示热效率的最大化提升。

因此,通过上述分析能够进一步明确稀释工质和换气模式在影响热效率中所起的作用。首先,在高稀释低温燃烧对缸内热状态需求得以满足的基础上,稀释工质 β 和稀释度 ζ 共同决定了高稀释低温燃烧的指示热效率 η_{gr} ,

$$\eta_{gr} = f(\text{稀释度}\xi, \text{稀释工质}\beta) \quad (6-1)$$

其次,换气模式对热效率的影响实际上可视作燃烧实现所需付出的代价,以泵气损失为主,也包括由于进排气相位不佳所导致的排气门早开的膨胀损失、进气门晚关的燃烧前压力损失等。因此这种燃烧实现过程中在内燃机工作循环上所需付出的代价和损失,定义为 W_{loss} , 主要受到燃烧换气模式的影响,

$$W_{loss} = f(\text{换气模式}) \quad (6-2)$$

因此,实际的热效率 η_e 即可以表示为式(6-3)。故在负荷对应的稀释度 ζ 下,实现缸内稀释工质 β 和实现模式损失 W_{loss} 的协同优化,是提升汽油机高稀释低温燃烧热效率的关键。

$$\eta_e = \frac{n_{gr} \cdot m_f H_l - W_{loss}}{m_f H_l} \quad (6-3)$$

余热回收加热进气结合废气重吸策略正是兼顾了稀释工质和换气模式的优化,在满足全负荷范围内高稀释低温燃烧对热缸内状态需求的基础上,通过废气-空气的组合稀释策略以提升燃烧指示热效率 η_{gr} , 同时也借助于合理的换气模式以降低换气模式损失,因而能够在有限的余热能利用和常规压缩比条件下实现高稀释低温燃烧的热效率最大化。

6.2.2 驾驶循环工况下的节油效果评价

基于本研究提出的汽油机高稀释低温燃烧全工况运行策略，根据相应仿真数据的基础上，采用优化后的进气温度、气门重叠正角和外部废气率参数配置，以一台配备 2.0 L 四缸汽油机的常规 B 级车为研究对象，开展了该高稀释低温燃烧技术在整车驾驶循环中节油效果的仿真研究。该选定的常规 B 级车基本参数配置如表 6-1 所示。将如图 6-6 所示的汽油机一维仿真模型修改为四缸配置，并与车辆模型耦合，实现驾驶循环工况下的整车运行模拟，整车一维仿真平台如图 6-13 所示。

表 6-1 发动机及整车模型参数配置

Table 6-1 Vehicle specifications

排量	2.0 L
缸数	4
车重	1.5 t
档位	5
迎风面积	2 m ²

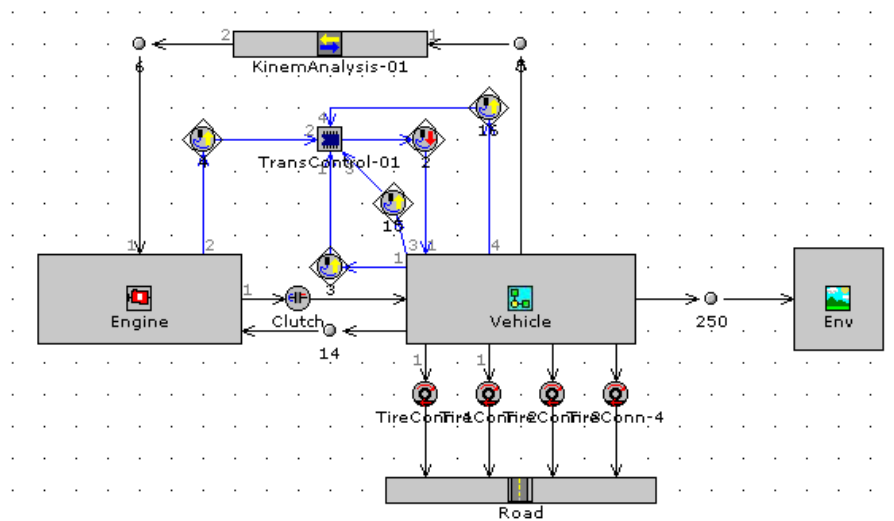


图 6-13 整车一维仿真平台

Figure 6-13 1D simulation platform for driving cycle test

整车动力学模型主要包括整车基本动力参数（车重、载重、迎风面积、风阻系数、车速等）、制动特性、变速器模型、离合器模型、环境路况模型和驾驶员模型等。制动力矩是关于制动踏板位置与发动机当前转速的 Map。变速器模型主要描述轿车换档特性，包括换档时间、换档条件、档位、变速比等。离合器模型模型中需要设置其最大静态负荷、有效半径、摩擦系数等基本参数。环境路况模型包括环境模块和道路模块。环境模块主要包括环境温度、压力、风速等，道路模块描述道路情况，如坡度、道路表面状况等。驾驶员模型为速度表模式，该模式下驾驶员可以根据预先给定的目标车速和当前的实际车速灵活控制加速踏

板、制动踏板以及离合器踏板，以达到跟踪目标车速的目的。实际上驾驶员模型就是 PID 控制器，通过调节加速踏板和制动踏板，对车速进行闭环控制。驾驶员模型中还可以描述换档、启动过程中加速踏板和离合器踏板的动作，可以比较真实的反映驾驶员在驾驶过程中的操作。选取了欧洲循环工况（New European Driving Cycle, NEDC）作为整车模拟运行的测试工况，如图 6-14 所示。

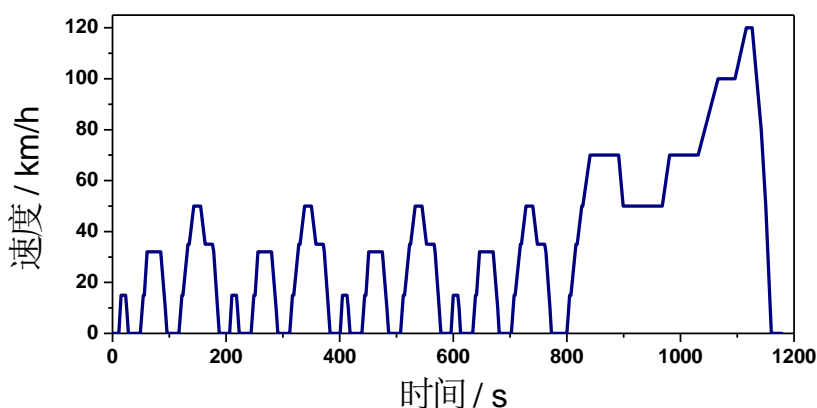


图 6-14 NEDC 驾驶循环的速度-时间图

Figure 6-14 velocity-time diagram of NEDC test

图 6-15 所示为 NEDC 驾驶循环中，汽油机的实际运行工况在 HCCI/CAI 燃烧、混合燃烧和稀释 SI 燃烧模式中的分布情况。图 6-16 所示为 NEDC 驾驶循环下的仿真所得出的百公里油耗及对比情况。从图中可以看出，采用本研究所提出的基于余热能回收加热进气结合废气重吸的高稀释低温燃烧方案可实现 6.1 L 的百公里油耗，与基于废气管理的高效低温燃烧技术相比，能够进一步改善燃油经济性 6.2%。且相比于 7.7 L 的原机油耗，实现了 21% 的节油效果。

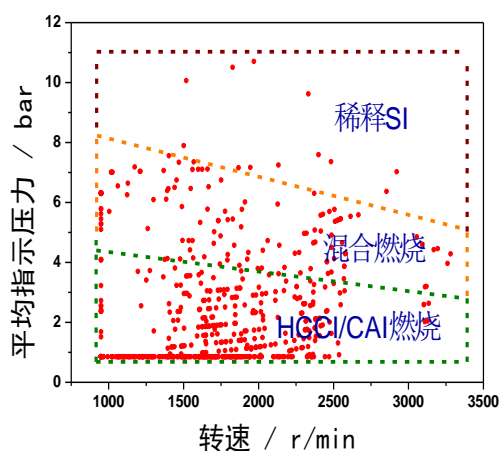


图 6-15 NEDC 驾驶循环中运行工况分布

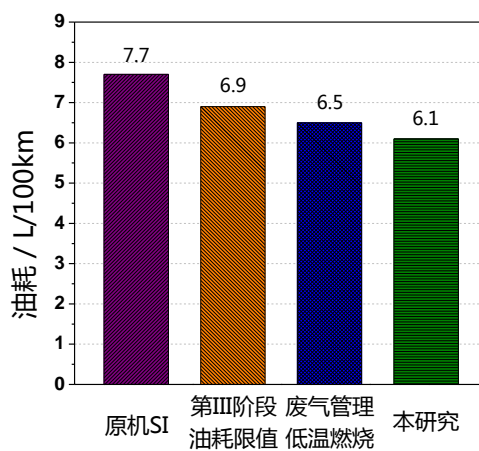


图 6-16 NEDC 驾驶循环油耗对比

Figure 6-15 Operating point distribution in NEDC Figure 6-16 Comparison of fuel economy

6.3 本章小结

本章在分析高稀释低温燃烧的理想运行需求的基础上,围绕稀释工质和换气模式的优化,设计了余热回收加热进气结合正气门重叠角重吸废气策略的汽油高稀释低温燃烧全负荷运行方案,通过协调缸内充量中空气和内外部废气稀释作用和热加作用,优化了缸内稀释工质并降低了换气模式损失,并利用一维发动机工作过程仿真和整车驾驶循环仿真评价了该方案的热效率提升效果。主要结论如下,

1) 汽油高稀释低温燃烧过程优化对缸内稀释度的理想需求随负荷增加而逐渐提高,对热状态的理想需求则呈现相反的规律,需要通过缸内工质中空气与内外部废气对燃烧稀释和充量加热的合理协调来实现。

2) 燃油经济性的改善源于燃烧过程的优化和充量获取代价的降低两方面。在满足高稀释低温燃烧对缸内稀释度和热状态要求的同时,避免因捕捉内部废气而导致的过高换气模式损失,是进一步提升循环热效率的必要条件。

3) 所设计的基于余热回收加热进气结合正气门重叠角重吸废气策略的全负荷运行方案,通过对缸内充量中空气和内外部废气稀释作用和热加作用的协调,在实现高稀释低温燃烧的同时,优化了缸内稀释工质并降低了换气模式损失,相比于基于负气门重叠角的低温高效燃烧和传统 SI 燃烧,分别可实现 6.2% 和 21% 的综合燃油经济性改善。

4) 在满足全负荷范围内高稀释低温燃烧对热缸内状态需求的基础上,围绕稀释工质和换气模式的优化,通过废气-空气的组合稀释策略以提升指示热效率,并借助于合理的换气模式以降低换气模式损失,是实现高稀释低温燃烧的热效率最大化的关键。

第七章 全文总结和展望

对于传统汽油机进行技术升级,实现高效低温燃烧,是节约石油资源和减少有害排放的最佳选择之一。以 HCCI 燃烧为代表的汽油低温高效燃烧技术可以同时改善燃油经济性和 NO_x 排放,受到国际内燃机研究领域广泛关注。但是,常规实现策略难以兼顾汽油高稀释低温燃烧中燃烧过程的改善与充量获取的优化,限制了燃油经济性的进一步提升。为此,本文高稀释低温燃烧过程中缸内稀释工质与换气模式的优化为出发点,采用进气加热与内部废气留存的组合实现方式来优化中小负荷工况的 HCCI/CAI 燃烧,利用正气门重叠角所实现的废气重吸策略来改善中高负荷的混合燃烧和稀释 SI 燃烧,建立可同时描述火焰传播和多点自燃放热的高稀释低温燃烧放热率模型,根据汽油高稀释低温燃烧的理想运行需求,设计出基于余热回收加热进气结合正气门重叠角重吸废气策略的全负荷运行方案并作出评价。

7.1 全文总结

本文在配备有进气热管理系统和全可变气门机构的汽油 HCCI 单缸原理性样机上,通过实验与仿真相结合的研究手段,开展汽油机高稀释低温燃烧中缸内废气-空气稀释工质和换气模式的优化研究。揭示了进气加热取代部分内部废气改善燃油经济性的本质,提出了余热回收加热进气与缸内废气留存相结合优化 HCCI/CAI 燃烧的方法;分析了正气门重叠角所实现的废气重吸方式对缸内废气留存及混合燃烧放热的影响规律;以归纳总结边界条件对火焰传播和多点自燃的影响特性为基础,建立起可预测 HCCI/CAI 燃烧、混合燃烧和 SI 燃烧的高稀释低温燃烧放热率模型;揭示了高稀释低温燃烧对缸内稀释工质的理想需求,并设计了余热回收加热进气结合正气门重叠角重吸废气策略的高效低温燃烧汽油机全负荷运行方案,实现了稀释工质与换气模式在全负荷范围内的协同优化,显著提升了汽油机高稀释低温燃烧的热效率。主要结论如下:

1) 缸内热状态与稀释度的合理匹配是实现高稀释低温燃烧的必要基础,而稀释工质和换气模式的选择是其达到更高热效率的关键,具体表现为在中小负荷的 HCCI/CAI 燃烧模式下应优化缸内废气-空气组分,而在中高负荷的混合燃烧模式下则应降低换气模式损失。

2) 通过协调空气和内部废气的热量供给和稀释组分,在满足 HCCI/CAI 燃烧的缸内稀释度与热状态需求的基础上,优化缸内工质稀释组分并降低充量获取损失,在中小负荷工况范围内改善油耗 8-12%,拓展小负荷边界至 0.8 bar。

3) 进气加热降低了燃烧所需热状态对内部废气的依赖, 减少了直接留存内部废气所付出的充量获取代价。同时空气稀释的引入降低了缸内过高的稀释度, 并使得缸内工质比热比上升, 共同提高了发动机的循环热效率。

4) 以单纯依靠内部废气留存实现的 CAI 燃烧为基础, 提高进气温度取代内部废气所实现的改善效果是逐步递减的, 且节油效果随负荷的增大是逐渐降低的, 因此部分内部废气的留存能够在补偿余热能回收限制进气加热不足的同时仍旧保持较高的燃油经济性优势, 尤其表现在油耗改善潜力较大的小负荷工况下。

5) 利用正气门重叠角实现排气道废气重吸和进气道废气回流过程, 能够在提高缸内热状态的同时避免直接留存内部废气所产生的较高泵气损失, 并有助于实现通畅的换气过程以提升充量效率。

6) 在燃烧循环变动低于 6% 的工况范围内, 通过协调缸内稀释度与热状态, 小气门重叠正角和高外部废气率以及提前点火时刻的组合能够兼顾燃烧相位和燃烧持续期的优化, 在同等负荷下实现最优的燃油经济性和 NO_x 排放。

7) 进气门早开策略在应用中受到废气回流进气道时的热损失和较低的有效压缩比限制, 而排气门晚关策略因较晚的排气门开启时刻而造成较大的排气负功。所提出的以进气门早开为主、排气门晚关为辅的正气门重叠角策略能够实现中高负荷下燃烧过程与充量获取的协同优化, 与负气门重叠角策略相比, 燃油经济性最高可提升 9%。

8) 在缸内燃烧边界条件对火花点火和多点自燃影响规律的基础上, 考虑了火焰传播与自燃放热之间的影响并以概率密度函数的形式添加了稀释火焰发展的不稳定特性, 建立起可适用于多燃烧模式的高稀释低温燃烧放热率模型, 能够在全部负荷工况范围内实现对 HCCI/CAI 燃烧、混合燃烧和稀释 SI 燃烧的放热过程的预测, 燃烧相位的预测误差在 3 °CA 以内, 并能够模拟出稀释火花点火燃烧中较明显的放热循环变动和混合燃烧中自燃比例振荡现象。

9) 高稀释低温燃烧对缸内工质的稀释作用和加热作用的理想需求随负荷变化呈现相反的规律。所设计的基于余热回收加热进气结合正气门重叠角重吸废气策略的全负荷运行方案, 通过对缸内空气和内外部废气稀释作用和加热作用的协调, 采用废气-空气的组合稀释策略以提升指示热效率, 并借助于合理的换气模式以降低换气模式损失, 相比于基于负气门重叠角的低温高效燃烧和传统 SI 燃烧, 分别可实现 6.2% 和 21% 的综合燃油经济性改善。

7.2 未来工作的展望

本研究在自然吸气条件下开展了汽油机高稀释低温燃烧稳态工况的实现与优化,后续有两方面的工作需进一步开展和完善。一方面,汽油机高稀释低温燃烧具有对燃烧边界条件的高度敏感性,在瞬态工况下的燃烧控制是其在实际应用过程中面临的另一个主要难题。因此,基于本研究所得出的缸内稀释和进气热控制在全负荷运行的调节准则,发展出面向控制的发动机模型,并开展瞬态工况下缸内稀释组分和热状态的补偿策略研究,是下一步研究的重点。另一方面,增压直喷技术有着更加灵活调控缸内稀释度的潜力,探索利用进气增压协调缸内空气和废气比例优化汽油高稀释低温燃烧也是后续工作的主要研究内容。

参考文献

- [1] 曾少军. 全球能源与环境现状及前景. 国际经济分析与展望 (2012~ 2013), 2013
- [2] Outlook, BP Energy. 2030. London, January, 2012
- [3] 中华人民共和国国务院新闻办公室. 中国的能源状况与政策, 2007 年 12 月, 北京
- [4] 国家环境保护总局, 国家质量监督检验检疫总局, GB18352.3—2005, 中华人民共和国国家标准, 轻型汽车污染物排放限值及测量方法 (中国III、IV阶段), 北京: 中国环境科学出版社, 2005
- [5] <http://www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php#stds>
- [6] Bosch R. Gasoline-engine management. Robert Bosch GmbHs, 2006
- [7] 中华人民共和国工业和信息化部. 《新能源汽车生产企业及产品准入管理规则》, 2009
- [8] Alkidas AC. Combustion advancements in gasoline engines. Energy Conversion and Management, 2007. 48(11): p. 2751-2761
- [9] Salber W, Wolters P, Esch T, et al. Synergies of variable valve actuation and direct injection. SAE Paper No. 2002-01-0706, 2002
- [10] Alkidas AC. Contributors to the fuel economy advantage of DISI engines over PFI engines. SAE Paper No. 2003-01-3101, 2003
- [11] Schwartz C, Schunemann B, Durst B, et al. Potentials of the spray-guided BMW DI combustion system. SAE Paper No. 2006-01-265, 2006
- [12] Frohlich K, Borgmann K. Potentials of future fuel consumption technologies. In: 24 Internationales Weiner Motoren-symposium; 2003. p. 220–35 [in German]
- [13] Szekely GA, Alkidas AC. Combustion characteristics of a sprayguided direct injection stratified-charge engine with high-squish piston. SAE Paper No. 2005-01-1937, 2005
- [14] Alkidas AC, Lippert AM, Reuss DL, et al. Fuel economy and engine-out emissions from a single-cylinder two-valve direct-injection SI engine operating in the stratified-combustion regime. SAE Paper No. 2002-01-2658, 2002
- [15] Shigeru Onishi, Souk Hong Jo, Katsuji Shoda, et al. Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for internal Combustion Engines, SAE Paper 790501, 1979
- [16] Fuquan (Frank) Zhao, Thomas W. Asmus, Dennis N. Assanis, et al. Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine: Key Research and Development Issues, Society of Automotive Engineers, 2002
- [17] Najt PM, Foster DE. Compression Ignited Homogeneous Charge Combustion. SAE 830264, 1983
- [18] RH Thring, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines. SAE 892068, 1989

- [19]Benajes J, Novella R, Garcia A, et al. An investigation on mixing and auto-ignition using diesel and gasoline in a direct-injection compression-ignition engine operating in PCCI combustion conditions. *SAE International Journal of Engines*, 2011, 4(2): 2590-2602
- [20]Benajes J, García A, Domenech V, et al. An investigation of partially premixed compression ignition combustion using gasoline and spark assistance. *Applied Thermal Engineering*, 2013
- [21]Kokjohn S L, Hanson R M, Splitter D A, et al. Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion. *International Journal of Engine Research*, 2011, 12(3): 209-226
- [22]Natarajan V K, Sick V, Reuss D L, et al. Effect of spark-ignition on combustion periods during spark-assisted compression ignition. *Combustion Science and Technology*, 2009, 181(9): 1187-1206
- [23]U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy Office of Transportation Technologies, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Technology- A Report to the U.S. Congress, April 2001
- [24]Christensen M, Johansson B. Influence of mixture quality on premixed-charge compression ignition gasoline engine, SAE Paper 982454, 1998
- [25]Rudolf H, Stanglmaier et al. Homogeneous Charge Compression Ignition(HCCI):Benefits, Compromises, and Future Engines Applications, SAE Paper No. 1999-01-3682, 1999
- [26]Dec JE, Yang Y. Boosted HCCI for high power without engine knock and with ultra-low NOx emissions – using conventional gasoline. SAE Paper No. 2010-01-1086, 2010
- [27]Canakci M. An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine. *Fuel*, 2008; 87:1503-1514
- [28]Shi L, Cui Y, Deng KY, et al. Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR). *Energy*, 2006; 31:2665-2676
- [29]Fathi M, Saray RK, Checkel MD. The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emissions of n-heptane/natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines. *Appl Energy*, 2011; 88(12):4719-4724
- [30]Yang DB, Wang Z, Wang JX, et al. Experimental study of fuel stratification for HCCI high load extension. *Appl Energy*, 2011; 88(9):2949-2954
- [31]Yang Y, Dec JE, Dronniou N, et al. Tailoring HCCI heat-release rates with partial fuel stratification: Comparison of two-stage and single-stage-ignition fuels. *Proc Combust Inst*, 2011; 33(Part 2):3047-3055
- [32]Daw CS, Wagner RM, Edwards KD, et al. Understanding the transition between conventional spark-ignited combustion and HCCI in a gasoline engine. *Proc Combust Inst*, 2007; 31:2887–2894
- [33]Sen AK, Litak G, Edwards KD, et al. Characteristics of cyclic heat release variability in the transition from spark ignition to HCCI in a gasoline engine. *Appl Energy*, 2011; 88(5):1649-1655
- [34]Urushihara T, Yamaguchi K, Yishizawa K, et al. A Study of a Gasoline-fueled Compression Ignition Engine - Expansion of HCCI Operation Range Using SI Combustion as a Trigger of Compression Ignition. SAE Paper No. 2005-01-0180, 2005

- [35] Yun H, Wermuth N, Najt P. Extending the High Load Operating Limit of a Naturally-Aspirated Gasoline HCCI Combustion Engine. SAE Paper No. 2010-01-0847, 2010
- [36] Manofsky L, Vavra J, Assanis D, et al. Bridging the Gap between HCCI and SI: Spark-Assisted Compression Ignition. SAE Paper No. 2011-01-1179, 2011
- [37] Chen T, Xie H, Li L, et al. Continuous Load Adjustment Strategy of a Gasoline HCCI-SI Engine Fully Controlled by Exhaust Gas. SAE Paper No. 2011-01-1408, 2011
- [38] Lavoie GA, Martz J, Wooldridge M, et al. A multi-mode combustion diagram for spark assisted compression ignition. *Combust Flame*, 2010; 157:1106-1110
- [39] Martz JB, Kwak H, Im HG, et al. Combustion regime of a reacting front propagating into an auto-igniting mixture. *Proc Combust Inst*, 2011; 33(Part 2):3001-3006
- [40] Aceves S, Martinez-Frias J, Flowers D, et al. A Decoupled Model of Detailed Fluid Mechanics Followed by Detailed Chemical Kinetics for Prediction of Iso-Octane HCCI Combustion. SAE Paper No. 2001-01-3612, 2001
- [41] Dec J. A Computational Study of the Effects of Low Fuel Loading and EGR on Heat Release Rates and Combustion Limits in HCCI Engines. SAE Paper No. 2002-01-1309, 2002
- [42] Johan Bengtsson. Closed-Loop Control of HCCI Engine Dynamics: [Ph.D. thesis], Sweden; Lund Institute of Technology, 2004
- [43] Petter Strandh, Johan Bengtsson, Rolf Johansson, et al. Cycle-to-cycle Control of a Dual-Fuel HCCI Engine. SAE Paper No. 2004-01-0941, 2004
- [44] 周能辉, 汽油 HCCI 发动机闭环反馈控制的研究: [博士学位论文], 天津; 天津大学, 2007
- [45] Shahbakhti M, Koch CR. Control oriented modeling of combustion phasing for an HCCI engine. American Control Conference, 2007. ACC'07. IEEE, 2007: 3694-3699
- [46] Shaver GM, Gerdes JC, Roelle MJ. Physics-based modeling and control of residual-affected HCCI engines. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2009, 131(2): 21002
- [47] Hyvönen J, Haraldsson G, Johansson B. Operating Conditions Using Spark Assisted HCCI Combustion During Combustion Mode Transfer to SI in a Multi-Cylinder VCR-HCCI Engine. SAE Paper No. 2005-01-0109, 2005
- [48] J Willand, RG Nieberding, G Vent, et al. The Knocking Syndrome—Its Cure and Its Potential, SAE 982483, 1998
- [49] Lavy J., et al. Innovative Ultra-low NOx Controlled Auto-Ignition Combustion Process for Gasoline Engines: the 4-SPACE Project. SAE Paper No. 2000-01-1837, 2000
- [50] Kontarakis G., N. Collings, and T. Ma. Demonstration of HCCI Using a Single Cylinder Four-stroke SI Engine with Modified Valve Timing. *SAE transactions*, 2000, 109(3): 2057-2067
- [51] Koopmans L., O. Backlund, and I. Denbratt. Cycle to Cycle Variations: Their Influence on Cycle Resolved Gas Temperature and Unburned Hydrocarbons from a Camless Gasoline Compression Ignition Engine. SAE Paper No. 2002-01-0110, 2002
- [52] Chen R, Milovanovic N, Turner JWG, et al. The thermal effect of internal exhaust gas recirculation on controlled auto ignition. SAE Paper No. 2003-01-0751, 2003

- [53]Xie H, Hou S, Qin J, et al. Control Strategies for Steady and Transient Operation of a 4-Stroke Gasoline Engine with CAI Combustion Using a 4-Variable Valve Actuating System(4VVAS). SAE Paper No. 2006-01-1083, 2006
- [54]Persson H, Pfeiffer R, Hultqvist A, et al. Cylinder-to-Cylinder and Cycle-to-Cycle Variations at HCCI Operation with Trapped Residuals. SAE Paper No. 2005-01-0130, 2005
- [55]Persson H, Agrell M, Olsson J, et al. The Effect of Intake Temperature on HCCI Operation Using Negative Valve Overlap. SAE Paper No. 2004-01-0944, 2004
- [56]Glewen W, Wagner R, Edwards KD, et al. Analysis of Cyclic Variability in Spark-assisted HCCI Combustion Using a Double Wiebe Function. Proc Combust Inst, 2009; 32:2885–2892
- [57]Persson H, Johansson B, Remón A. The Effect of Swirl on Spark Assisted Compression Ignition (SACI). SAE Paper No. 2007-01-1856, 2007
- [58]Wagner RM, Edwards KD, Daw CS, et al. On the nature of Cyclic Dispersion in Spark Assisted HCCI Combustion. SAE Paper No. 2006-01-0418, 2006
- [59]H. Zhao, Z. Peng, J. Williams, et al. Understanding the Effects of Recycled Burnt Gases on the Controlled Autoignition (CAI) Combustion in Four-Stroke Gasoline Engines. SAE Paper 2001-01-3607, 2001
- [60]Allen J. and D. Law. Variable Valve Actuated Controlled Auto-Ignition: Speed Load Maps and Strategic Regimes of Operation. SAE Paper No. 2002-01-0422, 2002
- [61]Li J., et al. Research and development of controlled autoignition (CAI) combustion in a 4-stroke multi-cylinder gasoline engine. SAE Paper No. 2001-01-3608, 2001
- [62]Christensen M., B. Johansson, and P.J.H.A.F. Mauss. Supercharged homogeneous charge compression ignition. SAE Paper, 980787, 1998
- [63]Christensen M., P. Einewall, and B. Johansson. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) using isooctane, ethanol and natural gas – a comparison with spark ignition operation. SAE Paper, 972874, 1997
- [64]Hanhó Yun, Nicole Wermuth, Paul Najt. Development of Robust Gasoline HCCI Idle Operation Using Multiple Injection and Multiple Ignition (MIMI) Strategy. SAE Paper No. 2009-01-0499, 2009
- [65]Wermuth Nicole, Yun Hanho, Najt Paul. Enhancing Light Load HCCI Combustion in a Direct Injection Gasoline Engine by Fuel Reforming During Recompression. SAE Paper No. 2009-01-0923, 2009
- [66]Methods to achieve HCCI/CAI Combustion at idle operation in a 4VVAS Gasoline Engine. Applied Energy, 2014, 116: 41-51
- [67]Xie H, Li L, Chen T, et al. Study on spark assisted compression ignition (SACI) combustion with positive valve overlap at medium–high load. Applied Energy, 2013(101) : 622-633, 2013
- [68]N. Kaahaaina, et al. Use of Dynamic Valving to Achieve Residual – Affected Combustion. SAE Paper No. 2001-01-0549, 2001

- [69] Babajimopoulos A, Lavoie GA, Assanis DN. Modeling HCCI Combustion with High Levels of Residual Gas Fraction - A Comparison of a Two VVA Strategies. SAE Paper No. 2003-01-3220, 2003
- [70] Wolters P, Salber W, Geiger J, et al. Controlled Auto Ignition Combustion Process with Electromechanical Valve Train. SAE Paper No. 2003-01-0032, 2003
- [71] Duffour F, Vangraefschèpe F, Knop V, et al. Influence of the Valve-lift Strategy in a CAITM Engine Using Exhaust Gas Re-Breathing - Part 1: Experimental Results and 0D Analysis. SAE Paper No. 2009-01-0299, 2009
- [72] Thirouard B, Cherel J, Knop V. Investigation of Mixture Quality Effect on CAI Combustion. SAE Paper No. 2005-01-0141, 2005
- [73] O. Lang, W. Salber, J. Hahn, et al. Thermodynamical and Mechanical Approach Towards a Variable Valve Train for the Controlled Auto Ignition Combustion Process. SAE Paper No. 2005-01-0762, 2005
- [74] Philipp Adomeit, Andreas Sehr, Rolf Weinowski, et al. Operation Strategies for Controlled Auto Ignition Gasoline Engines. SAE Paper No. 2009-01-0300, 2009
- [75] A. Fuerhapter, W.F. Piock, G.K. Fraidl. CSI-Controlled Auto Ignition – the Best Solution for the Fuel Consumption - Versus Emission Trade off? SAE Paper No. 2003-01-0754, 2003
- [76] Yang C, Zhao H, Megaritis T. Investigation of CAI Combustion with Positive Valve Overlap and Enlargement of CAI Operating Range. SAE Paper No. 2009-01-1104, 2009
- [77] Yun H, Wermuth N, Najt P. High Load HCCI Operation Using Different Valving Strategies in a Naturally-Aspirated Gasoline HCCI Engine. SAE Paper No. 2011-01-0899, 2011
- [78] Wang Z, He X, Wang J, et al. Combustion visualization and experimental study on spark induced compression ignition (SICI) in gasoline HCCI engines. *Energy Convers Manage*, 2010; 51: 908-919
- [79] Aaron Oakley, Hua Zhao and Nicos Ladommatos. Experimental Studies on Controlled Auto-ignition (CAI) Combustion of Gasoline in a 4-Stroke Engine. SAE Paper No. 2001-01-1030, 2001
- [80] Aaron Oakley, Hua Zhao and Nicos Ladommatos. Dilution Effects on the Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion of Hydrocarbon and Alcohol Fuels. SAE Paper No. 2001-01-3606, 2001
- [81] Yang J, Culp T and Kenney T. Development of a gasoline engine system using HCCI technology - the concept and the test results. SAE Paper No. 2002-01-2832, 2002
- [82] Haraldsson G, Tunestål P, Johansson B, et al. HCCI closed-loop combustion control using fast thermal management. SAE Paper No. 2004-01-0943, 2004
- [83] Flowers D, Killingsworth N, Espinosa-Loza F, et al. Demonstrating optimum HCCI combustion with advanced control technology. SAE Paper No. 2009-01-1885, 2009
- [84] Lee D, Stefanopoulou AG, Makkapati S, et al. Modeling and control of a heated air intake homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. In: American Control Conference (ACC), 2010. IEEE, pp, 3817-3823

- [85]Wang Y, Makkapati S, Jankovic M, et al. Control oriented model and dynamometer testing for a single-cylinder, heated-air HCCI engine. SAE Paper No. 2009-01-1129, 2009
- [86]Martinez-Frias J., et al. HCCI Engine Control by Thermal Management. SAE Paper No. 2000-01-2869, 2000
- [87]Saxena S, Schneider S, Aceves S, et al. Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels. *Appl Energy*, 2012; 98: 448-457
- [88]Zhang J, Huang Z, Yin Q, et al. Control system development for gasoline HCCI engine which based on heat management. In: *The FISITA 2012 World Automotive Congress*, 2012. Springer Berlin Heidelberg, 2013: 95-104
- [89]虞卫飞, 谢辉, 李乐等, 废气再循环和进气加热实现汽油机 HCCI 燃烧的性能对比, *燃烧科学与技术*, 2012; 18(3): 265-271
- [90]Yang J and Kenney T. Robustness and performance near the boundary of HCCI operating regime of a single-cylinder OKP engine. SAE Paper No. 2006-01-1082, 2006
- [91]Olesky LM, Vavra J, Assanis D, et al. Effects of charge preheating methods on the combustion phasing limitations of an HCCI engine with negative valve overlap. *J Eng Gas Turb Power*, 2012; 134: 112801-12
- [92]Magnus Christensen, Anders Hultqvist et al. Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio. SAE Paper No. 1999-01-3679, 1999
- [93]Hiraya K., Hasegawa K., Urushihara T., et al. A study on gasoline fueled compression ignition engine ~ A trial of operation region expansion ~. SAE Paper No. 2002-01-0416, 2002
- [94]Göran Haraldsson. Closed-Loop Combustion Control of a Multi Cylinder HCCI Engine using Variable Compression Ratio and Fast Thermal Management. [PhD Thesis], Brunel University, September 2004
- [95]Aaron Oakley, Hua Zhao, and Niscos Ladommatos. Dilution Effects on the Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion of Hydrocarbon and Alcohol Fuels. SAE Paper No. 2001-01-3606, 2001
- [96]Tanet A., Volker S. An Investigation Into the Effect of Fuel Composition on HCCI Combustion Characteristics. SAE Paper No. 2002-01-2830, 2002
- [97]Nicolas J., Xavier M., Pierre D. Engine and Fuel Related Issues of Gasoline CAI (Controlled Auto-Ignition) Combustion. SAE Paper No. 2003-01-1856, 2003
- [98]国家环境保护总局, 国家质量监督检验检疫总局, GB 14762-2002, 中华人民共和国国家标准, 车用点燃式发动机及装用点燃式发动机汽车排气污染物排放限值及测量方法, 北京: 中国环境出版社, 2002.11.27
- [99]周能辉, 谢辉, 赵华等, 汽油 HCCI 发动机实时控制系统的开发, *中国机械工程*, 2009(8): 970-974
- [100]秦静, 可控自燃汽油机燃烧过程及其控制的研究: [博士学位论文], 天津; 天津大学, 2006

- [101] Hanho Yun, Nicole Wermuth, Paul Najt. Extending the High Load Operating Limit of a Naturally-Aspirated Gasoline HCCI Combustion Engine. SAE Paper No. 2010-01-0847, 2010
- [102] Li N, Xie H, Shen M, et al. CFD study on effects of thermal and residual gas inhomogeneous distribution on auto-ignition of gasoline HCCI combustion. SAE Paper No. 2010-01-0160, 2010
- [103] Yang J. Expanding the operating range of homogeneous charge compression ignition-spark ignition dual-mode engines in the homogeneous charge compression ignition mode. *Int J Engine Res* 2005; 6(4): 279-288
- [104] Yap D, Karlovsky J, Megaritis A, et al. An investigation into propane homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation with residual gas trapping. *Fuel*, 2005; 84(18): 2372-2379
- [105] Wildman C, Scaringe R and Cheng W. On the maximum pressure rise rate in boosted HCCI operation. SAE Paper No. 2009-01-2727, 2009
- [106] Yang C and Zhao H. Naturally aspirated and boosted controlled auto-ignition combustion with positive valve overlap in a four-stroke gasoline engine. *Int J Engine Res*. Epub ahead of print 1 August 2012. DOI: 10.1177/1468087412452079.
- [107] Bhawe A, Kraft M, Mauss F, et al. Evaluating the EGR-AFR operating range of a HCCI engine. SAE Paper No. 2005-01-0161, 2005
- [108] Kakac S, Liu H. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. Boca Raton, Florida: CRC Press, 1998, pp. 90,117
- [109] Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, 1988, pp. 413, 601
- [110] Shaver GM, Gerdes JC, Jain P, et al. Modeling for control of HCCI engines. In: American Control Conference (ACC), 2003. IEEE, 2003, 1, pp: 749-754
- [111] Yamasaki Y, Iida N. Numerical Analysis of Autoignition and Combustion of n-Butane and Air Mixture in Homogeneous-Charge Compression-Ignition Engine Using Elementary Reactions. *JSME International Journal Series B*, 2003, 46(1): 52-59
- [112] Fiveland SB, Assanis DN. A four-stroke homogeneous charge compression ignition engine simulation for combustion and performance studies. SAE Paper No. 2000-01-0332, 2000
- [113] Aceves SM, Flowers DL, Martinez-Frias J, et-al. Spatial analysis of emissions sources for HCCI combustion at low loads using a multi-zone model. SAE Paper No. 2004-01-1910, 2004
- [114] Kong SC, Reitz RD, Christensen M, et al. Modelling the effects of geometry-generated turbulence on HCCI engine combustion. SAE Paper No. 2003-01-1088, 2003
- [115] Agrell F, Angstrom HE, Eriksson B, et al. Integrated simulation and engine test of closed loop HCCI control by aid of variable valve timings. *SAE transactions*, 2003, 112(3): 1078-1091
- [116] Livengood JC, Wu PC. Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines[C]//Symposium (International) on Combustion. Elsevier, 1955, 5(1): 347-356
- [117] Yasar H, Soyhan HS, Walmsley H, et al. Double-Wiebe function: an approach for single-zone HCCI engine modeling. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(11): 1284-1290

- [118]García MT, Aguilar FJJE, Lencero TS, et al. A new heat release rate (HRR) law for homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(17): 3654-3662.
- [119]秦静, 四冲程汽油机 CAI 燃烧放热率模型研究, *内燃机学报*, 2006, 24(3)
- [120]Potrzebowski A, Misztal J, Xu H M, et al. An autoignition combustion model for homogeneous charge compression ignition engine cycle simulations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2009, 223(9): 1207-1221.
- [121]侯圣智, HCCI 汽油机混合燃烧及放热率计算模型, *天津大学学报*, 2009, 42(11)
- [122]Wang Y, Makkapati S, Jankovic M, et al. Control-oriented model and dynamometer testing for a single-cylinder, heated air HCCI engine. *SAE Paper No. 2009-01-1129*, 2009
- [123]Shahbakhti M, Koch CR. Physics based control oriented model for HCCI combustion timing. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 2010, 132(2).
- [124]Soylu S. Examination of combustion characteristics and phasing strategies of a natural gas HCCI engine. *Energy conversion and management*, 2005, 46(1): 101-119
- [125]Shave GM, Gerdes JC, Roelle MJ, et al. Dynamic modeling of residual-affected homogeneous charge compression ignition engines with variable valve actuation. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 2005, 127(3): 374-381
- [126]Shaver GM, Roelle MJ, Christian Gerdes J. Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation. *Control Engineering Practice*, 2006, 14(3): 213-222
- [127]Yang X, Zhu G. SI and HCCI Combustion Mode Transition Control of an HCCI Capable SI Engine. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 2012, 21(5): 1558-1569
- [128]Yang X, Zhu GG. A control-oriented hybrid combustion model of a homogeneous charge compression ignition capable spark ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2012, 226(10): 1380-1395
- [129]Marus Klein and Lars Eriksson. A Specific Heat Ratio Model for Single-Zone Heat Release Models. *SAE Paper No. 2004-01-1464*, 2004
- [130]GH Abd Alla. Computer simulation of a four stroke spark ignition engine. *Energy Conversion and Management*, 2002, 43:1043-1061

发表论文和参加科研情况说明

发表论文:

[1] Hui Xie, Le Li, Tao Chen, Weifei Yu, Xinyan Wang, Hua Zhao, “Study on spark assisted compression ignition (SACI) combustion with positive valve overlap at medium–high load”, *Applied Energy*, 2013(101):622-633, 2013 年 1 月

[2] Hui Xie, Le Li, Tao Chen, Cheng Li, Hua Zhao, “Investigation on gasoline homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion implemented by residual gas trapping combined with intake preheating through waste heat recovery”, *Energy Conversion and Management*, 已录用, 2014 年 5 月

[3] Le Li, Hui Xie, Tao Chen Weifei Yu, Hua Zhao, “Experimental Study on Spark Assisted Compression Ignition (SACI) Combustion with Positive Valve Overlap in a HCCI Gasoline Engine”, *SAE Technical Paper 2012-01-1126*, 2012 年 4 月

[4] Le Li, Hui Xie, Tao Chen, Hua Zhao, “A Heat Release Model of Gasoline HCCI Combustion Diluted with Residual Gas and Air”, 2010 KC-ICEAE, Seoul, Korea, 2010 年 9 月

[5] Xinyan Wang, Hui Xie, Le Li, Liyan Xie, Tao Chen, Hua Zhao, Effect of the Thermal Stratification on SI-CAI Hybrid Combustion in a Gasoline Engine, *Applied Thermal Engineering*, 2013(61):451-460, 2013 年 8 月

[6] Jing Qin, Lin Yi, Le Li, Weifei Yu, Manqun Lin, Hui Xie, Hua Zhao, Gas Sampling Analysis of A Low-Temperature Compression Ignition Reaction Process in an Engine Fueled with Methanol and Gasoline, *International Journal of Green Energy*, 2013(11):329-343, 2013 年 10 月

[7] Tao Chen, Hui Xie, Le Li, Lianfang Zhang, Hua Zhao, Methods to achieve HCCI/CAI Combustion at idle operation in a 4VVAS Gasoline Engine, *Applied Energy*, 2014(116): 41-51, 2013 年 10 月

[8] Nan Li, Hui Xie, Tao Chen, Le Li, Hua Zhao. The effects of intake backflow on in-cylinder situation and auto ignition in a gasoline controlled auto ignition engine, *Applied Energy*, 2013(101):756-764, 2013 年 1 月

[9] Hui Xie, Jun Lu, Tao Chen, Le Li, Cheng Li, Hua Zhao. Chemical Effects of the Incomplete-Oxidation Products in Residual Gas on the Gasoline HCCI Auto-Ignition. *Combustion Science and Technology*, 2014(186):273-296, 2014 年 2 月

[10] Xinyan Wang, Hui Xie, Liyan Xie, Lianfang Zhang, Le Li, Tao Chen, Hua Zhao.

Numerical simulation and validation of SI-CAI hybrid combustion in a CAI/HCCI gasoline engine. Combustion Theory and Modelling, 2012(17):142-166, 2012年12月

参加科研情况:

[1] “低温燃烧新型的汽油机复合燃烧系统及相关基础问题的研究”,国家重点基础研究发展计划(973计划)项目“‘均质压燃、低温燃烧’新一代内燃机燃烧技术的基础研究”中子课题(2007CB210004)

[2] 国家自然科学基金项目,“基于缸内废气驱动的虚拟可控排量汽油机燃烧问题的基础研究”,项目批准号:50776061

致谢

本论文的工作是在我的导师谢辉教授的悉心指导下完成的，谢辉教授严谨的治学态度和科学的工作方法给为我在科研工作上树立了优秀的榜样，同样在学习和生活中给予了我很大的关心和帮助，也教会了我许多为人处世的道理，更身体力行向我传授了对梦想的不懈追求。在此衷心感谢多年来谢辉老师对我的关心和指导。

赵华教授和何邦全副教授悉心指导我们完成了实验室的科研工作，对我的科研工作和论文都提出了许多的宝贵意见，在此向赵华老师和何邦全老师表示衷心的感谢。

在实验室工作及撰写论文期间，课题组全体同学对我论文中的研究工作给予了热情帮助，在此向他们表达我的感激之情。感谢陈韬博士，自我入课题组以来，在学习和生活中似兄长般对我的照顾、鼓励和鞭策；感谢李之华博士、宋东先博士、李楠博士、宋康博士、王新颜博士、徐康博士、虞卫飞硕士、邹庆武硕士、张连方硕士、解立艳硕士、万明昱硕士、祝俊硕士在共同的科研工作中给予我的大力支持，和在学习生活中给予我亲情般的陪伴和理解。感谢卢俊硕士、李成硕士和江维海硕士与我共同完成大量细致的台架实验工作，感谢你们的陪伴和汗水。感谢严英博士、凌健博士、何冠璋博士、马红杰博士、杨灿博士、黄登高博士、佟强博士，每当我遇到困难的时候，总会得到来自你们无私的帮助，令我的工作能够有效推进。真诚感谢课题组的所有同学，非常幸运能与优秀的你们一起度过这段时光，和你们在一起的每一次成长、欢笑与泪水，都将是我最美的回忆。

也要感谢实验室里所有曾经帮助过我的老师和同学，在学期间他们给予我的帮助，让我可以在轻松、和谐的氛围中安心工作和学习。

最后还要感谢我的父母，他们的理解和支持使我能够在学校专心完成我的学业，是我最坚强的后盾。

李乐

2014年5月