

对置二冲程柴油机卷流燃烧室油气室匹配特性

张露¹, 吴晗¹, 石智成¹, 张永全¹, 张泽宇¹, 陈宏宽², 李向荣¹

(1. 北京理工大学能源与动力工程系, 北京 100081; 2. 中国人民解放军 32381 部队, 北京 100072)

摘要: 对置活塞二冲程柴油机由于其功率密度高、平衡性好、热效率潜力高等特点, 此种动力形式正在获得越来越多国内外研究机构的重视, 尤其使用在辅机、无人机等小型特种装备上。但是 OP2S 发动机仍存在混合气空间利用率低、排气活塞的热负荷高等问题。设计开发了 OP2S 发动机专用卷流燃烧室系统, 研究了弧脊深度对油气匹配特性的影响。结果表明: 随着弧脊深度的增加, 混合气混合效果变差, 燃烧持续期先减小后增加; 排气侧热负荷减小, 传热损失降低; 选择改进后的双卷流燃烧室系统, 发动机指示热效率可突破 50%。

关键词: 柴油机; 二冲程; 对置活塞; 卷流燃烧室; 油气室匹配

中图分类号: TK42 文献标志码: A 文章编号: 1006-8740(2026)01-0009-10

Air-Fuel Mixture Matching Characteristics in the Swirl Combustion Chamber of an Opposed-Piston Two-Stroke Diesel Engine

Zhang Lu¹, Wu Han¹, Shi Zhicheng¹, Zhang Yongquan¹, Zhang Zeyu¹,
Chen Hongkuan², Li Xiangrong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;
2. 32381 Unit, Chinese People's Liberation Army, Beijing 100072, China)

Abstract: The opposed-piston two-stroke (OP2S) diesel engine is attracting growing interest from research institutions worldwide due to its high power density, superior balance, and potential for high thermal efficiency. This engine configuration is particularly well-suited for small-scale specialized applications, such as auxiliary power units and unmanned aerial vehicles. Nevertheless, OP2S engines still face challenges, including inefficient spatial utilization of the air-fuel mixture and elevated thermal loads on the exhaust piston. To address these issues, a dedicated swirl combustion chamber system for OP2S engines was designed and developed. The influence of the arc ridge depth on the air-fuel mixture matching characteristics was systematically studied. The findings reveal that as the arc ridge depth increases, the air-fuel mixture homogeneity deteriorates, and the combustion duration initially decreases before rising. Concurrently, the thermal load on the exhaust side is reduced, resulting in lower heat transfer losses. By implementing the optimized dual-swirl combustion chamber system, the engine's indicated thermal efficiency can surpass 50%.

Keywords: diesel engine; two-stroke; opposed-piston; swirl combustion chamber; air-fuel mixture matching

收稿日期: 2025-2-26.

基金项目: 军委科技委 173 重点项目“XXX 动力系统基础研究”。

作者简介: 张露(1996—), 男, 博士研究生, zhangL19961201@163.com.

通信作者: 吴晗, 男, 博士, 教授, hwu@bit.edu.cn.

对置活塞二冲程柴油机 (opposed-piston two-stroke engine, OP2S) 由于其功率密度高、平衡性好、热效率潜力高等特点, 在如今对柴油机高强度、轻量化的需求背景下正在获得越来越多国内外研究机构的重视, 尤其使用在辅机、无人机等小型特种装备上^[1-3]. 小型紧凑型发动机由于缸径的约束对燃烧室提出了更高的挑战. OP2S 取消了发动机气缸盖结构, 从而减少了缸内传热损失, 发动机可有更高的指示热效率. 正是由于此种结构方式, OP2S 喷油器只能被安装在气缸缸套上, 燃油由气缸圆周方向沿径向喷入气缸中心, 导致喷嘴附近燃油较少, 油嘴附近空气难以利用, 造成燃烧持续时间长, 后燃现象严重. 适合小型 OP2S 发动机的燃烧室开发, 亟待进一步研究.

在缸内狭小的空间内, 燃烧室的结构设计决定缸内气体的运动走向及其喷雾燃料的分配情况^[4-5]. 已有研究表明, 燃烧室几何形状对缸内流场演化具有显著影响, 特别是滚流、旋流等有组织气流的形成与强度与燃烧室结构密切相关^[6]. 同时, 喷雾-空气的混合过程也受到燃烧室形状与内部流场结构的双重影响, 燃烧室几何不仅影响喷雾穿透、扩散方向, 也改变可燃混合气的形成效率与均匀度^[7]. 因此, 合理的燃烧室设计能够有效改善缸内空气利用率、强化油气相互作用, 并提升油气混合过程的组织性与空间分布, 从而显著改善燃烧放热特性并提高发动机热效率^[8-9]. 北京理工大学基于某重型柴油机研究开发了双卷流燃烧系统和侧卷流燃烧系统, 取得了良好的效果^[10-11]. 双卷流燃烧系统利用周向布置的弧脊, 使燃料的卷流扩散至燃烧室的内、外室, 从而使燃料室内油气的分配比较平衡, 同时由于缸内卷流的形成而提高了燃油气的混合. 通过调整或优化燃油室比例, 可以提高混合气的生成效率和速度, 减少壁面的油量, 提高缸内燃烧效率, 从而提高发动机的性能.

Satoshi 等^[12]在 1990 年时提出了 OSKA-D 燃烧系统, 采用单喷孔喷油器将燃油喷射到活塞中央腔位置的碰撞平台处, 燃油从碰撞平台沿周向进行扩散, 并随着活塞继续上行, 收口式的燃烧设计使得活塞与缸盖内间隙之间的气体被挤压形成挤流, 并将部分的悬浮燃油挤压进入燃烧室凹坑处形成卷流, 从而获得了较强的混合气挤流速度, 活塞中央腔位置燃油的混合气较浓, 活塞两侧位置混合气较稀. 相关研究已证明, 燃烧室的结构设计会导致燃烧室内局部油量与混合气分布显著不同, 这种空间不均匀性进一步影响燃烧^[13-14], 但是小型发动机中, 燃烧室凹坑深度有限,

研究不同收口大小的燃烧室构型对油气室匹配研究极为重要. 在本研究中燃烧室收口即对应卷流弧脊的深度.

本文通过参数化设计手段改变双卷流燃烧室弧脊深度, 在保证燃烧室容积一致的前提下, 设置 5 种不同构型的卷流燃烧室, 并对其油气混合特性和燃烧特性展开研究.

1 燃烧室方案设计与计算模型设置

1.1 燃烧室方案设计

本文设计适用于对置活塞发动机的新型燃烧室. 如图 1 所示, 燃烧室控制截面先绕 Y 轴进行旋转, 再次绕 X 轴进行旋转, 就可唯一确定双卷流燃烧室, 旋转形成过程如图 2 所示. 所形成燃烧室的容积可以用控制参数进行函数表达, $V = f(R_1, X_1, Y_1, R_2, X_2, Y_2, \theta)$. 各参数的定义见表 1.

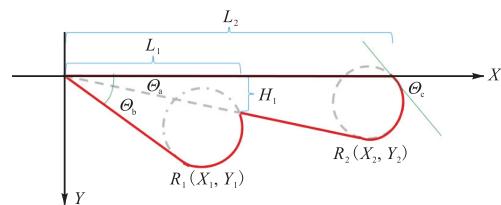


图 1 双卷流燃烧室控制截面

Fig.1 Control section of swirl combustion chamber

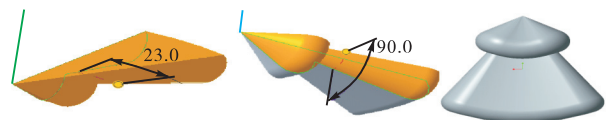


图 2 双卷流燃烧室形成过程

Fig.2 Formation process of swirl combustion chamber

表 1 双卷流燃烧室参数定义

Tab.1 Parameter definition of swirl combustion chamber

符号	参数名称
θ_a	内室型线轮廓角
θ_b	外室型线轮廓角
θ_c	外室出口角度
L_1	内室喉口直径
L_2	外室喉口直径
H_1	弧脊深度
R_1	内室圆半径
R_2	外室圆半径

在保证压缩比不变的情况下, 通过改变 H_1 的大小进行工况设计, 在设计过程中, 由于内室圆弧和外室圆弧均与周围两边相切, 在选定任一弧脊深度后, R_1 和 R_2 随即确定. θ_b 跟 L_1 和 H_1 存在计算关系, 因此也可以确定. 设置的 5 种燃烧室参数见表 2. 不同

弧脊深度燃烧室方案构造界面如图 3 所示。

1.2 仿真模型建立与标定

本研究利用三维仿真软件 CONVERGR 进行计算, 建立对置活塞卷流燃烧室表面文件模型如图 4 所示。经过性能设计与一维仿真计算, 以 $-180 \sim 180^\circ \text{CA}$ 为计算周期, 进气口打开时间为 116°CA , 关闭时间为 -126°CA , 排气口打开时间为 136°CA , 关

表 2 不同燃烧室方案参数(单位: mm)

Tab.2 Parameters of different combustion chamber schemes (unit: mm)

方案	Θ_b	L_1	H_1	L_2	Θ_c	R_1	R_2
1	40°	14	1.99	35	30°	4.39	2.25
2	40°	14	2.41	35	30°	4.60	2.70
3	40°	14	2.69	35	30°	5.56	3.00
4	40°	14	2.95	35	30°	8.30	3.27
5	40°	14	3.21	35	30°	16.18	3.53

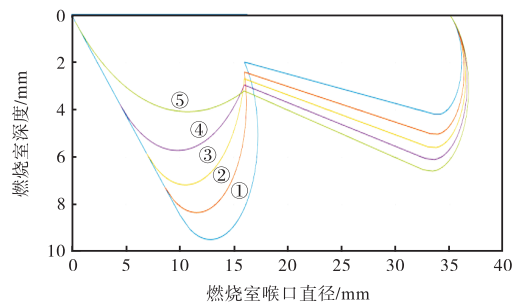


图 3 不同弧脊深度燃烧室方案构造界面

Fig.3 Structural interface of combustion chamber schemes with different arc ridge depths

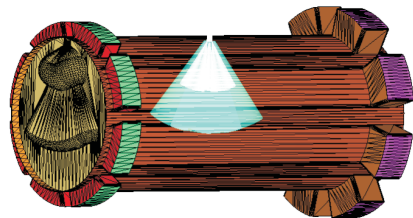


图 4 对置活塞卷流燃烧室 Converge 计算模型

Fig.4 Converge calculation model of swirl combustion chamber with opposed piston

闭时间为 -125°CA , 通过先前设置三维换气仿真模型, 迭代多次计算缸内流场待收敛后输出 Map.out 文件, 以此为燃烧过程计算边界, 本文中模型设置的计算时间为 -125°CA 到 115°CA 过程, 对置活塞参数设计选取见表 3 所示。

燃烧仿真模型包括液滴破碎、液滴碰撞、燃油撞壁等模型, 喷雾计算的子模型的选择影响喷雾在缸内扩散计算的精确度。本文的对置活塞燃烧室的计算子模型的选择如表 4 所示。喷雾模型依据上述表格进行设置, 其他初始温度、压力和喷油脉宽等根据试验工况进行设置。作出针对喷油压力为 160 MPa 工

表 3 性能设计参数

Tab.3 Performance design parameters

参数	数值
空燃比	26.5
喷油压力/MPa	160
喷孔直径/mm × 数量	0.12×6
喷油正时/ $^\circ \text{CA BTDC}$	9.5
喷油持续期/ $^\circ \text{CA}$	10
循环喷油量/mg	15.80
缸径/mm	52
压缩比(包含相位差)	21
标定点转速/(r/min)	2 800
排量/L	0.752
单侧行程/mm × 2	59×2

况下, 0.12 mm 的喷孔的容弹自由射流进行的仿真模型标定对比图, 整体的燃油喷雾液相贯穿距离数值与实际该工况的试验贯穿距离数据可以较高质量吻合, 说明 Converge 仿真软件的计算结果可以作为实际工况的可信表征, 同时进行网格无关性验证。仿真结果与试验数据的标定对比如图 5 所示 ($T_e = 750 \text{ K}$, $\rho_e = 23.1 \text{ kg/m}^3$)。

表 4 Converge 主要子模型选取

Tab.4 Selection of main sub-models in Converge

模型	名称	模型	名称
液滴破碎模型	KH	喷雾-壁面模型	Wall film
液滴蒸发模型	Frossling model	油膜飞溅模型	Bai-Gosman
液滴碰撞模型	NTC Collision	湍流模型	RNG $k-\epsilon$
壁面传热模型	O'Rourke and Asmden	燃烧模型	SAGE

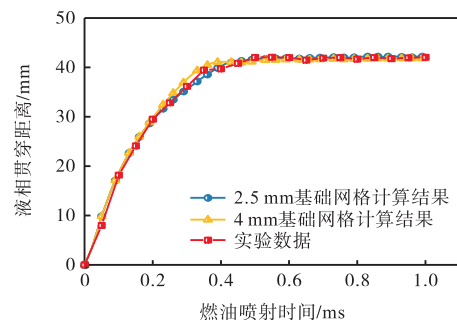


图 5 自由射流喷雾贯穿距离标定对比

Fig.5 Calibration comparison of spray penetration distance

2 计算结果与讨论

柴油机燃烧过程的好坏决定了柴油机的热效率。改进柴油机燃烧过程的重点是及时、迅速地形成混合均匀且有适当燃空当量比的混合气。通过构建和选取表征混合质量好坏的中间参数及详细描述燃烧过程的中间参数, 研究不同燃烧室壁面构型对柴油机混合、燃烧过程的影响规律。

2.1 弧脊深度对油气混合特性的影响

利用仿真模型进行混合气生成特性的计算, 关闭燃烧模型进行纯喷雾过程计算, 分别对 5 组燃烧室结构进行计算, 提取中心两束喷雾截面的当量比发展过程. 如图 6 所示, 油束先自由向前端发展, -7° CA 时刻撞击卷流壁面弧脊, 形成分流, 内室油束向喷油器

端形成卷流. 外室油束沿着壁面向前发展, 0° CA 时刻, 外室油束撞击外室出口角, 形成卷流, 之后进排气侧外室油束向燃烧室中心发展, 进行混合. 随着弧脊深度的增加, 喷油油束在发展过程中更多地向外室贯穿, 内室卷流作用减弱. 10° CA 以后, 内室存油量明显减少, 更多的燃油发展到外室.

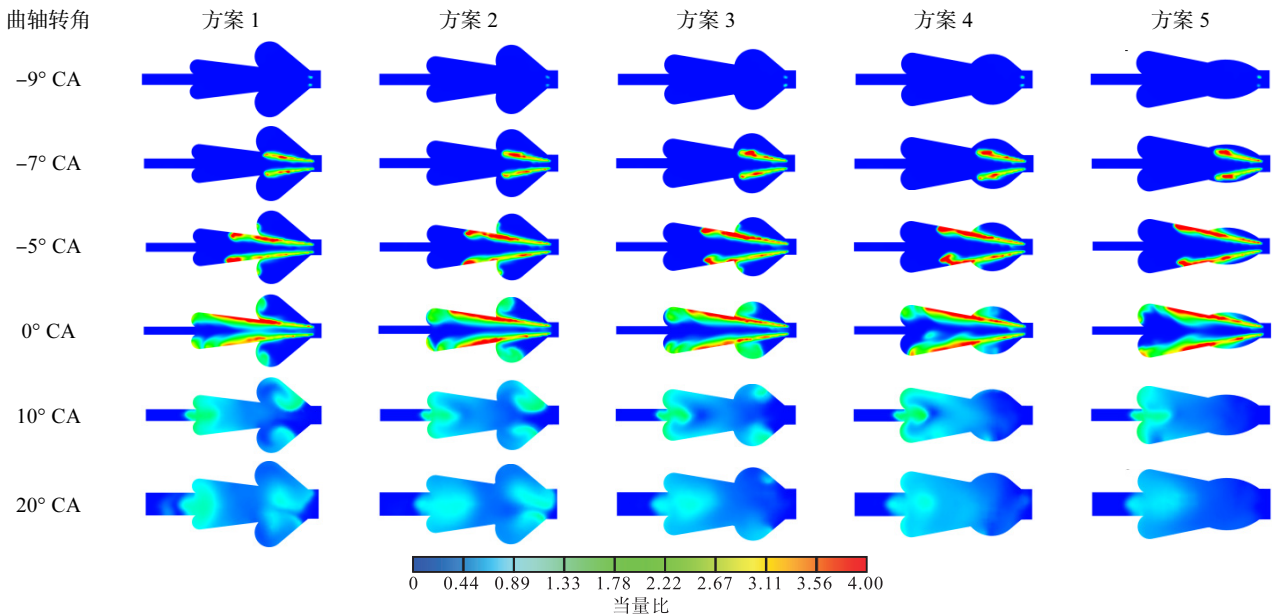


图 6 不同燃烧室方案混合气当量比发展过程

Fig. 6 Development process of equivalence ratio for mixture in different combustion chamber schemes

柴油机缸内形成的混合气质量对燃油的燃烧性能有重要的影响, 因此需要引入缸内混合气质量的评价标准. 本节将引入 SMD (Sauter mean diameter)、当量比标准差和湍流混合速率参数反映油气混合的均匀程度和混合快慢, 缸内平均当量比反映了喷雾总体的浓稀程度, 平均当量比越大, 喷雾场的浓度越高; 当量比标准差表征了缸内所形成的混合气的均匀性, 当量比标准差越小, 表明混合气越均匀. 经过统计, 图 7 和图 8 为 5 种燃烧室方案构型下的当量比均值和当量比标准差, 不同燃烧室构型下, 当量比均值的变化趋势基本一致, 均表现为先快速上升, 这是由于喷雾燃油喷射过程中, 中心燃油雾化慢, 燃油存在大量浓区, 导致当量比均值快速上升. 喷油结束后, 进入燃油自由蒸发阶段, 当量比逐渐趋于一个恒定值, 这个值与设定的过量空气系数相关, 在此次研究中基本稳定在 $0.6 \sim 0.65$ 之间. 随着弧脊深度的增加当量比均值减小, 分析原因可能是方案 4 和方案 5 构型下, 由于内室的卷流作用减弱, 分配给内室的油不能及时蒸发, 喷雾发展初期, 相比于其余构型, 参与油气混合的燃油量少. 进入 10° CA 以后, 混合气当量比基本趋近一致. 从图 8 中可以看出, 方案 5 当量比标准差值较大, 说明混合气均匀性较差, 这也验证了

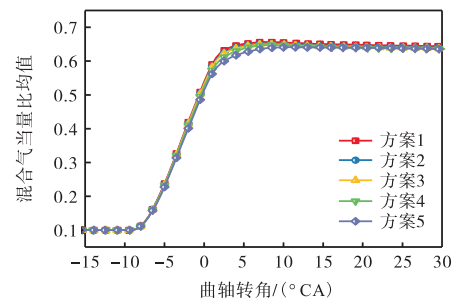


图 7 不同燃烧室方案混合气当量比
Fig.7 Equivalence ratio of mixture in different combustion chamber schemes

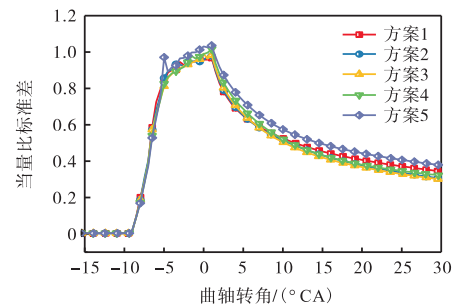


图 8 不同燃烧室方案混合气当量比标准差
Fig.8 Standard deviation of equivalence ratio for mixture in different combustion chamber schemes

图 6 中对于方案 5 混合气存在过浓区域的分析, 方案 3 混合气均匀性最好, 从当量比切片图中同样可以看出, 喷雾基本上铺满了整个内室和外室截面. 图 9 给出了混合气 SMD 的变化过程, 方案 4 和方案 5 整体

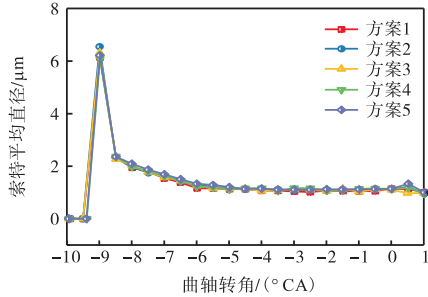


图 9 不同燃烧室方案混合气平均索特直径 (SMD)

Fig.9 Average sauter mean diameter (SMD) of mixture in different combustion chamber schemes

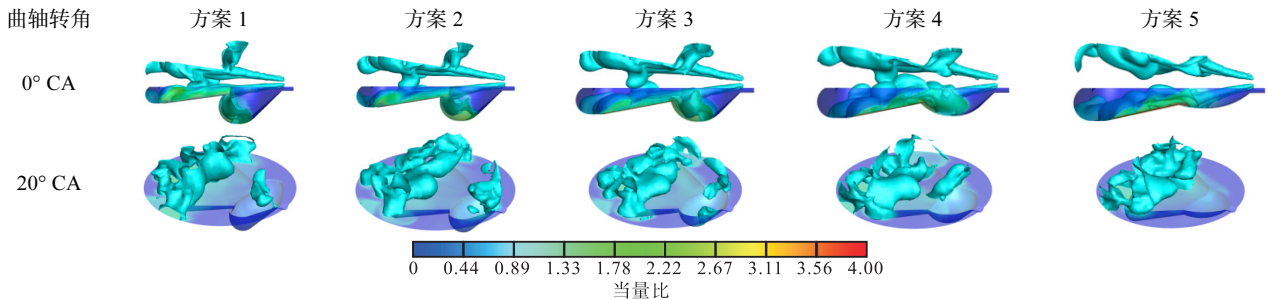


图 10 当量比 1 的等值面分布

Fig.10 Iso-surface distribution of equivalence ratio

合时间的倒数, 湍流混合时间的倒数表征缸内湍流混合变化的快慢, 表达式为

$$\Delta = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot \frac{\varepsilon_i}{k_i}}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (1)$$

式中: Δ 为湍流混合时间的倒数; m_i 为微元体质量; ε_i 为微元体内湍流耗散率; k_i 为微元体内的湍动能. 图 11 和图 12 给出了混合气湍动能和湍流混合时间倒数的变化曲线, 可以看出, 在燃油的喷射阶段, 燃油与空气之间的相互作用逐步加强, 湍流混合速率快速增加, 喷油结束后, 燃油失去了喷雾初始动能, 混合速率开始快速下降, 随着弧脊深度的减少, 混合气湍动能增加, 由于内室的卷流作用增加, 湍流混合速率也增快, 有利于混合气的混合. OP2S 发动机换气系统是气口-气口型, 为提高充量系数, 采用旋转进气口, 进气结束后会形成一个绕缸中心轴线的进气涡流, 随着压缩过程被击碎成若干个小涡流, 图 13 给出 5 种不同燃烧室构型下缸内涡流比的变化曲线, 进气结束后随着活塞压缩, 缸内涡流比耗散开始减小; 随着活塞接近上止点, 涡流被进一步破碎, 缸内涡流

上 SMD 略大, 燃油分布不均匀就容易在聚集区形成更大的颗粒. 结果表明: 弧脊深度可以改善油气混合质量, 提升混合均匀性. 5 种燃烧室构型下标准差数值先快速增加后逐渐下降, 证明混合气先快速不均匀发展, 随着蒸发过程的进行后期趋向均匀. 随着弧脊深度的增加, 混合气当量比标准差先减小后增大.

图 10 给出 0° CA 和 20° CA 时刻, 当量比为 1 的等值面分布, 从图中可以看出, 燃烧室过浅, 容易导致燃油外溢, 并且燃油还容易发生油束干涉, 对于卷流型燃烧室构型来说, 燃烧室弧深度增大, 导致内室存油作用减弱, 燃油会集中在外室, 在喷雾发展后期向余隙逸出.

柴油机的扩散燃烧过程中, 化学反应的时间尺度与湍流输运过程相比很小, 燃烧速率由湍流漩涡相互混合的速率决定, 缸内湍流混合速率正比于湍流混

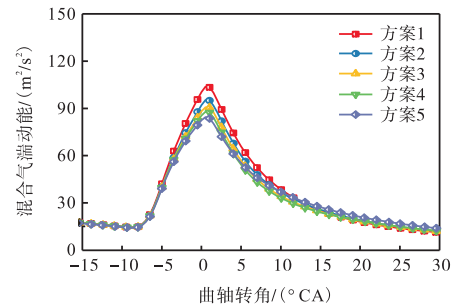


图 11 不同燃烧室方案混合气湍动能

Fig.11 Turbulent kinetic energy of mixture in different combustion chamber schemes

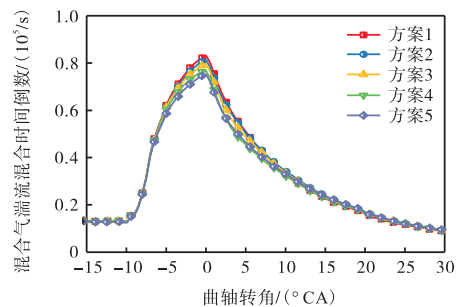


图 12 不同燃烧室方案混合气湍流混合时间倒数

Fig.12 Inverse of turbulent mixing time for mixture in different combustion chamber schemes

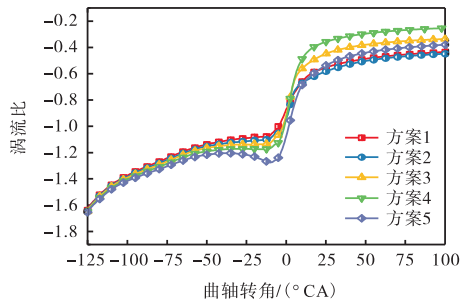


图 13 不同燃烧室方案缸内涡流比变化

Fig.13 Variation trend of swirl ratio for different combustion chamber schemes

比迅速降低,之后保持在 0.4~0.6 之间(负号表示方向,沿着 Z 轴顺时针).随着弧脊深度的减小,活塞内外室更明显,涡流比耗散速率加快,这也是导致混合气湍动能增加的原因.从图 10 可以发现,喷雾贯穿过程中,受缸内气流运动的影响,喷雾会发生移动,OP2S 喷油器被安装在气缸缸套上,燃油由气缸圆周方向沿径向喷入气缸中心,涡流比会导致喷雾贯穿能力下降,不利于混合气向远端发展.缸内涡流比的变化会影响喷雾油气混合进程,尤其是喷雾贯穿过程,

可以看出弧脊深度的减小,缸内涡流比的变化趋势会更有利于油气混合,在 -9.5°CA 到 0.5°CA 时刻,喷雾发展时,缸内涡流比小对喷雾贯穿影响小,有利于喷雾到达燃烧室远端;喷油结束后,缸内涡流比变大,有利于油气混合.

2.2 弧脊深度对燃烧放热特性的影响

柴油机油气混合效果影响燃烧性能,进而影响整个发动机性能.分别设置 5 种不同燃烧室构型,仿真计算着火与燃烧特性.图 14 为 5 种方案下燃烧过程燃烧室温度分布的结果.从图中可以看出,所有工况均在喷雾撞壁之前已经产生 850 K 热火焰,表明在本次研究中均为先着火后撞壁的模式. 0°CA 时刻,分别在内室和外室形成燃烧火焰,从图中可以看出,随着弧脊深度的增加内室燃烧空间被压缩,与上节涡流比相对应,方案 4 和方案 5 燃烧室构型外室火焰锋面波动较其余燃烧室构型大. 5°CA 和 10°CA 时刻展示了 2 000 K 温度等值面分布云图,从图中可以看出,随着弧脊深度的增加,燃烧火焰更多分布在燃烧室凹坑里,燃烧火焰外室比内室多,燃烧不对称,这与前一节的油气混合结果对应.

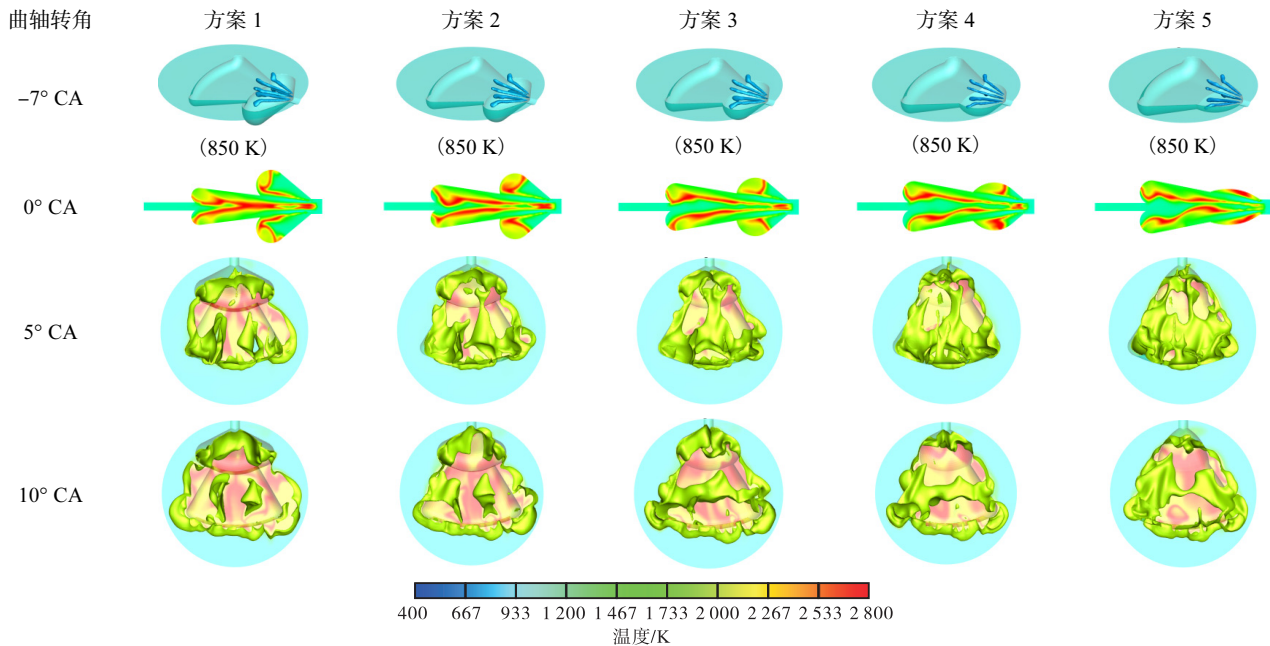


图 14 不同燃烧室方案混合气温度等值面云图

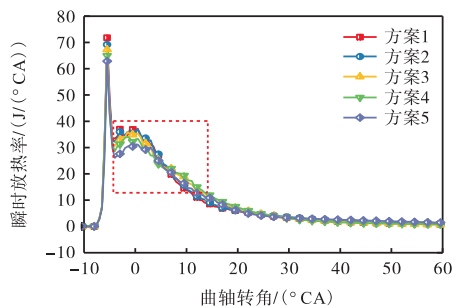
Fig.14 Contour plot of mixture temperature iso-surfaces for different combustion chamber schemes

为进一步分析燃烧过程,图 15 为 5 种不同方案下瞬时放热率的发展曲线,曲线有两个明显的峰值,符合柴油机燃烧的双峰特征,第 1 放热率峰值较高, 0°CA 后,逐渐发展成扩散燃烧,出现第 2 个放热率峰值.从图中可以看出,随着弧脊深度的增加, -5°CA 时刻第 1 放热率峰值降低, 0°CA 时刻,第 2 放热率峰值同样降低,这是由于小的弧脊深度有利于

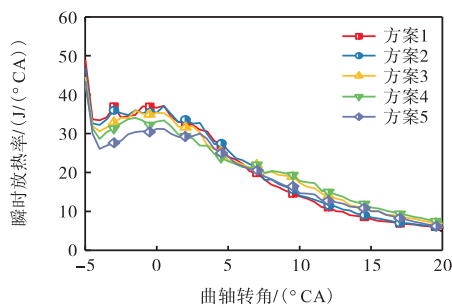
喷雾的雾化与混合,更容易在燃烧初期燃烧放热.随着时间发展,燃烧中期 $10\sim 20^{\circ}\text{CA}$ 之间,方案 3 和方案 4 燃烧室构型放热量更多, 10°CA 时刻云图显示,这两种构型在燃烧中期外室的燃烧火焰锋面面积占比更大,放热量多,燃烧后期,方案 5 构型持续放热,后燃明显,这是由于燃油过多集中在外室,蒸发较慢导致的;可以发现,方案 1 构型后燃同样比较严

重,分析原因,这与上节混合气形成相对应,由于燃油进入余隙,持续进行燃烧放热。

图 16 给出不同燃烧室构型下累积放热量曲线和燃烧效率统计。方案 2 和方案 3 构型的燃烧速度较其余构型更快,且燃烧效率较高,分别达到 99.6% 与 99.4%。整体上,卷流燃烧室的燃烧效率较高,增大凹坑深度,受油气混合质量的影响,燃烧速度和燃烧效率下降,燃烧室凹坑太浅,会造成造成两侧火焰锋面干涉,影响燃烧速度,燃烧效率也降低。



(a) 瞬时放热率曲线



(b) 图(a)的局部放大

图 15 不同燃烧室方案瞬时放热率曲线

Fig.15 Instantaneous heat release rate curves for different combustion chamber schemes

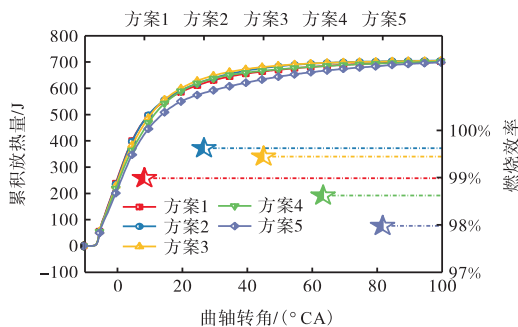


图 16 不同燃烧室方案累积放热量和燃烧效率

Fig.16 Cumulative heat release and combustion efficiency for different combustion chamber schemes

燃烧相位可以表征燃烧发展的过程,柴油机的燃烧过程分为 4 个阶段,①滞燃期:从喷油开始到着火开始,这时缸压曲线脱离压缩曲线;②急燃期:从着火开始到放热率第 1 峰谷;③主燃期:急燃期结束

到缸内最高温度时刻;④后燃期:主燃期结束后到 90% 总放热量。定义 10% 总放热量到 90% 总放热量为燃烧持续期。结合喷油正时、缸内平均温度和累积放热率曲线可以确定 4 个燃烧阶段的起点和终点,从而获得各方案对应的燃烧相位。图 17 为不同燃烧室方案下的燃烧相位。从图中可以看出 5 种方案下,滞燃期相差不大,且滞燃期比较短,均为 2.5°CA 附近,急燃期主要消耗滞燃期准备的混合气,急燃期同样相差不大,浅的弧脊深度构型有利于喷雾初期混合,所以随着弧脊深度的增加,主燃烧期同样逐渐增大,燃烧重心(CA50)后移,最高温度出现的时刻推迟,可以降低传热损失。对比后燃期可以发现,方案 3 和方案 4 构型后燃期较短,基于前述分析可知,方案 1 和方案 2 构型由于弧脊太浅燃油进入缝隙,造成后燃现象,方案 5 构型是由于燃油过多发展到外室,蒸发雾化效果差导致的后燃严重。统计燃烧持续期可得,随着弧脊深度的增加燃烧持续期先减小后增大,燃烧持续期缩短可以使放热更集中,提升热效率。

综上,可以得出,通过减小弧脊的深度,可以提高油气混合速度,提升油气混合效果,但是过小的弧脊深度会带来两个问题,一是燃烧后期缸内涡流比较大导致的燃油扩散到余隙中,造成后燃现象,二是弧脊深度太低会导致进排气侧燃烧火焰锋面干涉,影响燃烧速度,这两个原因均会增大燃烧持续期,因此需要匹配合适的弧脊深度。

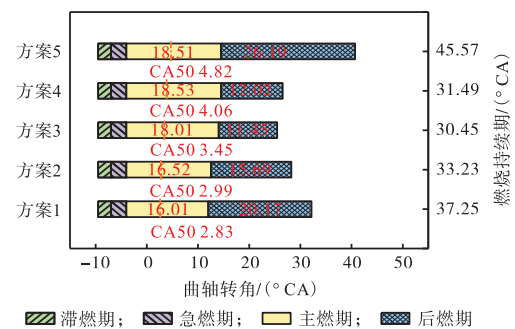


图 17 不同燃烧室方案燃烧相位

Fig.17 Combustion phase statistics for different combustion chamber schemes

2.3 弧脊深度对发动机性能特性的影响

2.3.1 发动机缸内平均压力和平均温度分析

影响发动机运行寿命的两大因素包括:机械载荷和热载荷。二冲程柴油机做功频次高,虽然对置布置抵消了往复惯性力,但是活塞销部位受单向载荷冲击较大,需要关注缸内工作压力。OP2S 由于特殊的构造方式,取消了缸盖结构,减少了整体的传热损失,热量通过气缸和进排气侧活塞传出,活塞热负荷

较大. 图 18 和图 19 给出了平均缸内压力和平均缸内温度的曲线. 从图中可以看出, 随着弧脊深度的增加, 缸内平均最高爆发压力降低, 可以降低活塞机械负荷; 缸内最高温度先增加后降低, 且最高温度出现的时刻推迟, 有利于降低热损失.

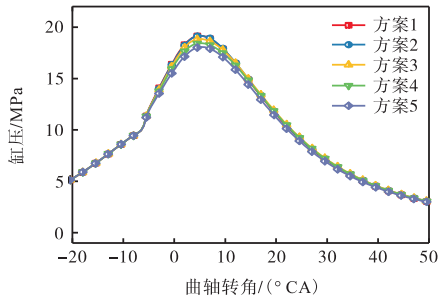


图 18 不同燃烧室方案缸内平均压力

Fig.18 In-cylinder average pressure for different combustion chamber schemes

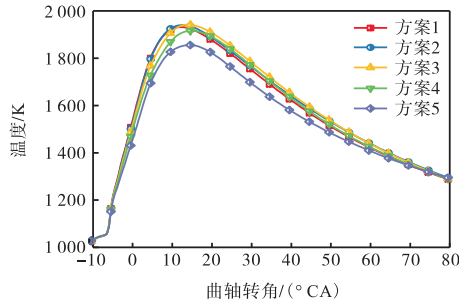


图 19 不同燃烧室方案缸内平均温度

Fig.19 In-cylinder average temperature for different combustion chamber schemes

OP2S 发动机燃烧时压缩点火、扩散着火时需要相对较高的涡流, 以及进气冷却行程不长, 导致在活塞顶和缸套上产生较高的热负荷. 尤其是排气活塞, 除缸内热负荷外, 还受到高温排气的热冲刷作用, 进一步加剧了热负荷. 气缸套通常被认为是发动机的“肺”, 可以由高品质的钢制成, 同时周围布冷却水道能够实现可控冷却, 所以本研究重点关注排气侧活塞的热负荷. 图 20 给出了不同活塞燃烧室构型下排气侧活塞的热流量, 从图中可以看出, 随着燃烧过程进行, 排气侧活塞热流量先急速增加, 到燃烧重心(CA50)之后, 开始下降. 随着弧脊深度的增加, 排气活塞热流量峰值先减小后增大, 方案 4 构型最低. 分析原因, 虽然方案 4 比方案 5 燃烧室方案燃烧温度高, 但是 0~10°CA 期间, 方案 4 构型的涡流比较方案 5 更低, 传递给壁面的热流量更少. 图 21 给出不同燃烧室构型下排气侧活塞边界层传热系数曲线, 传热系数越大, 代表传热越快, 随着弧脊深度的增加, 基本上呈现增大的趋势, 更容易传递更多热量到活塞

壁面上, 实际传热量还需要考虑温差. 本文中研究结果显示, 弧脊深度增加会增大排气侧活塞壁面边界层传热系数, 由于缸内平均温度降低, 传热温差减小, 所以活塞壁面的传热量反而小. 燃烧给壁面带来的热负荷由缸内温度和涡流强度共同决定, 需要进行合理匹配.

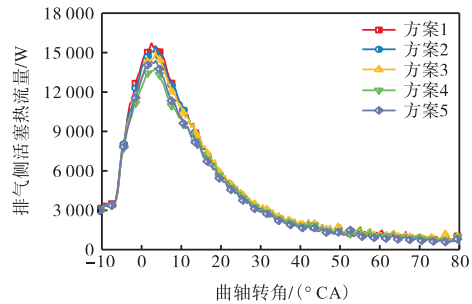


图 20 不同燃烧室构型排气侧活塞热流量

Fig.20 Heat flux distribution on the exhaust side piston for different combustion chamber configurations

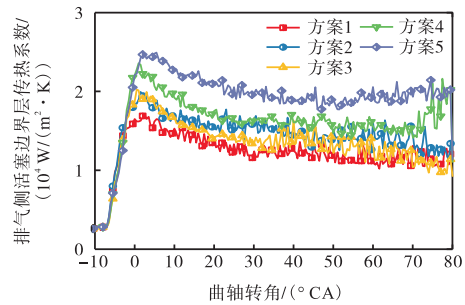


图 21 不同燃烧室构型排气侧活塞边界层传热系数

Fig.21 Boundary layer heat transfer coefficient on the exhaust side piston for different combustion chamber configurations

2.3.2 发动机性能分析

内燃机的工作原理是将燃料热能转换成机械能做功, 内燃机工作过程中, 不可避免地会存在能量损失的情况, 燃烧放热能量以冷却传热和废气排出形式损失, 输出机械功只占放热能量一小部分. 随着特种设备对动力需求的增加, 促使内燃机往高功率高强化的方向发展. 内燃机高强化后, 燃烧呈现恶化趋势, 同时缸盖、活塞等与燃烧火焰接触的部件热负荷急剧增加, 高功率密度与高热效率和高可靠性不可同时兼顾. 图 22 给出了 5 种不同燃烧室构型下的示功图, 从图中可以看出 5 种燃烧室构型下示功图的形状相近, 随着弧脊深度的增加, 最高爆发压力降低, 燃烧速度慢, 放热过程的缸内压力也降低. 经过统计, 将 5 种不同燃烧室构型下指示热效率、2800 r/min 下单缸功率和传热损失进行计算, 如图 23 所示, 随着弧脊深度的增大, 指示热效率和指示功率均先增加后减

小, 传热损失持续降低, 壁面越平整, 传热损失越低. 对置二冲程柴油机使用卷流燃烧室后, 指示热效率可以突破 50%.

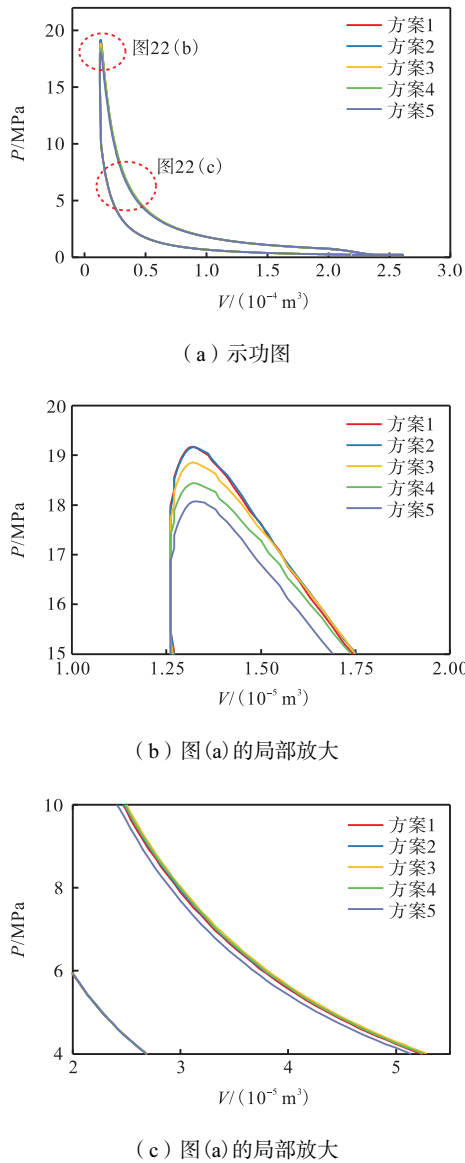


图 22 不同燃烧室方案示功图

Fig.22 P-V diagram for different combustion chamber schemes

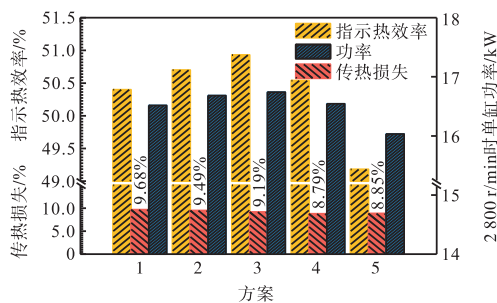


图 23 不同燃烧室方案燃烧性能

Fig.23 Combustion performance for different combustion chamber schemes

3 结 论

本研究通过对对置活塞二冲程发动机的卷流燃烧室进行参数化分析, 研究弧脊深度改变后对油气室匹配特性的影响, 得到结论如下:

(1) 随着弧脊深度的减小, 内室卷流效果增加, 加快混合速度, 容易形成 SMD 更小, 更稀的混合气, 但是由于燃烧室外室较浅, 喷雾发展后期会有部分燃油进入余隙中, 导致混合气均匀性变差.

(2) 双卷流燃烧室构型下瞬时放热率曲线与传统柴油机一致, 呈现双峰特征, 随着弧脊深度的减小, 第 1 峰值放热率增大, 主燃期逐渐减小, 燃烧重心前移; 缩小弧脊深度, 外室逐渐狭窄, 两侧燃烧火锋面出现干涉作用, 影响燃烧速度, 造成燃烧持续期先减小后增大, 燃烧效率先增加后减小.

(3) 随着弧脊深度的减小, 会降低排气侧活塞壁面边界层传热系数, 由于燃烧重心前移导致排气侧活塞边界层换热温差增大, 对活塞的热负荷增大, 增加了传热损失.

(4) 对置二冲程柴油机使用卷流燃烧室后, 指示热效率可以突破 50%, 随着弧脊深度的减小, 指示热效率先增大后降低, 设计燃烧室时应当在不产生油束干涉情况下减小弧脊深度.

参考文献

- [1] Shao L, Zhou Y, Geng T, et al. Advanced combustion in heavy fuel aircraft piston engines: A comprehensive review and future directions[J]. *Fuel*, 2024, 370: 131771.
- [2] Naik S, Redon F, Regner G, et al. Opposed-piston 2-stroke multi-cylinder engine dynamometer demonstration[J]. *SAE Technical Paper*, 2015, 2015-26-0038.
- [3] Tulwin T, Karpinski P. Analysis of the fuel spray diversity in the opposed-piston engine[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, 1101(1): 1-9.
- [4] Montajir R, Tsunemoto H, Ishitani H, et al. Fuel spray behavior in a small DI diesel engine: Effect of combustion chamber geometry[J]. *SAE Technical Paper*, 2000, 2000-01-0946.
- [5] Chiba T, Saito M, Amagai K, et al. Characteristics of inter-impingement diesel spray[J]. *Atomization and Sprays*, 2002, 12(4): 431-449.

- [6] 王 健, 刘德新, 刘书亮, 等. 用 PIV 方法研究四气门汽油机缸内滚流运动[J]. 燃烧科学与技术, 2004, 10(5): 433-437.
Wang Jian, Liu Dexin, Liu Shuliang, et al. PIV measurements of in-cylinder tumble motion in a4-valve gasoline engine[J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2004, 10(5): 433-437 (in Chinese).
- [7] 白云龙, 王 志, 帅石金, 等. 缸内直喷汽油机喷雾、混合气形成和燃烧过程的三维数值模拟[J]. 燃烧科学与技术, 2010, 16(2): 97-103.
Bai Yunlong, Wang Zhi, Shuai Shijin, et al. Three-dimensional numerical simulation of spray, mixed gas formation and combustion process for gasoline direct injection engine[J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2010, 16(2): 97-103 (in Chinese).
- [8] Lee S H, Ko G H, Ryou H S. A numerical study on the spray-to-spray impingement system[J]. *KSME International Journal*, 2002, 16(2): 235-245.
- [9] 何 旭, 刘卫国, 高希彦, 等. TR 燃烧系统混合气形成过程的数值模拟[J]. 燃烧科学与技术, 2006, 12(3): 263-268.
He Xu, Liu Weiguo, Gao Chunming, et al. Numerical simulation of the mixture formation process of TR combustion system[J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2006, 12(3): 263-268 (in Chinese).
- [10] Su Liwang, Li XiangRong, Zhang Zheng, et al. Numerical analysis on the combustion and emission characteristics of forced swirl combustion system for DI diesel engines[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 86: 20-27.
- [11] Chen Y L, Li X R, Li X L, et al. Verifying the wall-flow-guided assumption of the lateral swirl combustion system in DI diesel engines[J]. *Fuel*, 2020, 266: 117079.
- [12] Satoshi Kato, Shigeru Onishi. New type of diesel engine by impingement of fuel jet(OSKA-D) [J]. *SAE Technical Paper*, 1990: 906918.
- [13] Qin Wenjin, Hung David L S, Xu Min. Investigation of the temporal evolution and spatial variation of in-cylinder engine fuel spray characteristics[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 98: 430-439.
- [14] 赵昌普, 王耀辉, 孙雅坤, 等. 进气系统耦合燃烧室形状对船用柴油机燃烧和排放的影响[J]. 燃烧科学与技术, 2018, 24(1): 1-8.
Zhao Changpu, Wang Yaohui, Sun Yakun, et al. Effect of intake system coupled with combustion chamber on combustion and emission characteristics for a marine diesel engine[J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2018, 24(1): 1-8 (in Chinese).