DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202504034

废气再循环对侧卷流燃烧系统性能的影响

王亦凡[1]，李向荣[1]，赵清旭[2]，常　江[1]
（1. 北京理工大学机械与车辆学院，北京 100081；2. 河北华北柴油机有限责任公司，石家庄 050200）

摘要：通过研究侧卷流燃烧系统（LSCS）在使用废气再循环（EGR）时的燃烧与排放性能，提出直喷式柴油机使用 EGR 后功率降低、碳烟排放升高问题的解决方案. 针对 ω 燃烧系统和 LSCS，在转速为 1 800 r/min 和 2 500 r/min 的中、大负荷工况进行缸内燃烧三维仿真. 结果表明：在达到相同 NO_x 排放条件下，相比于 ω 燃烧系统，LSCS 应当匹配更高的 EGR 率，此时 LSCS 的指示功率仍升高了 1.1%～1.3%；另一方面，在达到相同指示功率的条件下，LSCS 可匹配更高的 EGR 率，此时 NO_x 排放降低了 35.9%～45.6%，碳烟排放降低了 27.9%～49.4%. 此外，侧卷流燃烧室壁面的导流结构使缸内燃油喷雾充分与空气混合，从而提升了对 EGR 的适应性.

关键词：直喷式柴油机；废气再循环；ω 燃烧系统；侧卷流燃烧系统
中图分类号：TK421.5　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909（2025）04-0297-09

Influence of exhaust gas recirculation on the performance of a lateral-swirl combustion system

Wang Yifan[1]，Li Xiangrong[1]，Zhao Qingxu[2]，Chang Jiang[1]
（1. School of Mechanical Engineering，Beijing Institute of Technology，Beijing 100081，China；
2. Hebei Huabei Diesel Engine Company Limited，Shijiazhuang 050200，China）

Abstract：A lateral-swirl combustion system（LSCS） was used to deal with the challenges of deteriorated combustion performance and increased soot emission after implementing exhaust gas recirculation（EGR） in direct-injection diesel engines. An in-cylinder combustion 3-dimensional simulation of the LSCS and a traditional ω combustion system was conducted under medium and high load conditions at the speed of 1 800 r/min and 2 500 r/min，respectively. The results indicate that，under the same NO_x emission levels，the LSCS allows a higher EGR rate compared to the ω combustion system，resulting in an increase of the indicated power from 1.1% to 1.3%. Under the same indicated power conditions，the LSCS can accommodate a higher EGR rate while reducing NO_x emissions by 35.9% to 45.6% and soot emissions by 27.9% to 49.4%，respectively. Furthermore，the results suggest that the wall-flow-guided structure of the LSCS promotes the fuel jet expansion in the cylinder to be fully mixed with the air，enhancing its compatibility with EGR.

Keywords：direct-injection diesel engine；exhaust gas recirculation；ω combustion system；lateral-swirl combustion system

柴油机具有很高的热效率[1]，近年来已成为汽车、农机、船舶和发电机组等设备的主要配套动力. 然而，柴油机产生的排放物污染严重，主要包括 CO、碳氢化合物（HC）、氮氧化物（NO_x）和颗粒物（PM）等，而 NO_x 和颗粒物作为主要的排放污染物，对环境的危害严重[2].

目前降低柴油机 NO_x 排放的主要技术途径有废气再循环（EGR）[3-5]技术. 在 EGR 系统中，柴油机燃烧后产生的一部分废气被引回气缸[6]，缸内工质的平均比热容升高，有效控制了燃烧速度和最高燃烧温度，从而降低了柴油机 NO_x 排放. 目前国内外对 EGR 技术进行了大量研究[7]，集中于 EGR 系统设

收稿日期：2024-09-29；**修回日期**：2025-01-07.
基金项目：“十三五”国家重点研发计划资助项目（104010204）.
作者简介：王亦凡，硕士研究生，987203774@qq.com.
通信作者：李向荣，教授，博士生导师，lixr@bit.edu.cn.

计，以及 EGR 系统与柴油机的优化匹配，但 EGR 技术也存在一些缺点，即废气的引入减少了缸内的新鲜充量，导致柴油机功率下降且碳烟的生成增加.

为了提升柴油机热效率、降低碳烟排放，Zheng 等[8]、Liu 等[9]研究了在 EGR 率为 46% 工况下不同燃料对燃烧和排放的影响，发现在柴油中掺入汽油或正丁醇可以改善碳烟排放，同时还能提高柴油机最大压力升高率. Bump 燃烧系统在燃烧室壁面设计了限流沿，用于引导燃油在撞击壁面后形成向燃烧室中心区域发展的二次射流，有效减少了壁面燃油的堆积，燃烧性能有所提升[10]. 帅石金等[11]对 ω 燃烧室进行了改进，在活塞表面增设了波纹突出物，碰壁火焰和燃油可向燃烧室中心发展，在转速为 1 100 r/min、50% 负荷工况下，新型燃烧室的燃油经济性提升了 2%，碳烟排放降低 90%.

笔者所在课题组自主研发了侧卷流燃烧系统（LSCS），同样在 ω 燃烧室的基础上，在圆周方向上设计了由分流造型尖端和分流圆弧构成的分流造型. 喷雾撞击分流造型尖端后，在分流圆弧的引导下向两侧形成卷流，提高了燃烧室圆周方向的空气利用率，从而促进缸内的燃油扩散和油、气混合. 陈金昊等[12]、Li 等[13-14]和 Su 等[15]对 LSCS 喷雾撞壁进行了研究，发现分流圆弧的导流作用避免了燃油在壁面的堆积，相比 ω 燃烧系统，其热效率升高、碳烟排放降低，但由于 LSCS 燃烧速率提升，其缸内温度升高，相应 NO_x 排放明显升高.

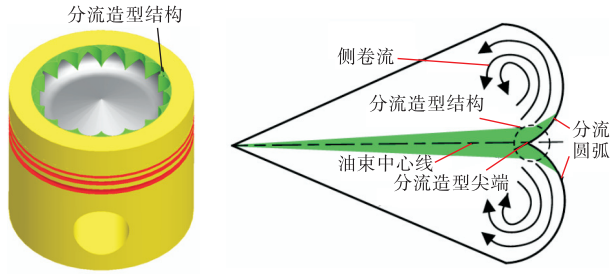
尽管国内对壁面导流型燃烧室已有许多深入研究，但现阶段对 LSCS 加入 EGR 的影响仍较少. 基于此，为解决柴油机使用 EGR 后碳烟排放升高、功率降低的问题，笔者通过研究 EGR 对 ω 燃烧系统与 LSCS 燃烧和排放性能的影响，以期通过采用 EGR 及 LSCS，在维持较低 NO_x 排放的同时，保持较高的功率和较低的碳烟排放.

1 模型建立与验证

1.1 仿真模型建立

对于柴油机缸内燃烧过程的仿真，一般不考虑进/排气冲程，以节省计算时间，因而利用 AVL Fire 计算柴油机燃烧过程时，只需考虑从进气门关闭时刻到排气门打开时刻. 由于采用 8 孔喷油器，且侧卷流燃烧室的 16 个分流造型在圆周方向均匀排布，因而笔者采用 1/4 燃烧系统网格模型，计算网格为六面体结构，根据 Li 等[16]研究设定网格尺寸约为 1 mm. 图 1 为 LSCS 设计原理示意. 图 2 为 ω 燃烧室和侧卷流燃烧室的结构参数，其 1/4 网格模型如图 3 所示.

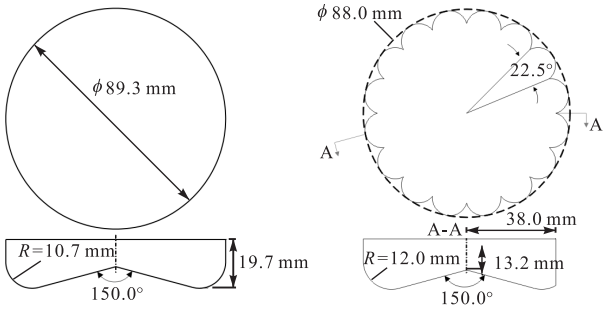
表 1 为单缸柴油机主要技术参数，表 2 示出转速为 1 800 r/min 和 2 500 r/min 时中、大负荷工况下运行参数，由此进行仿真运行设置. 初始缸内温度根据进气门关闭时刻（计算始点）测试缸内压力计算得



（a）活塞模型 （b）壁面导流工作原理

图 1 侧卷流燃烧系统设计原理示意

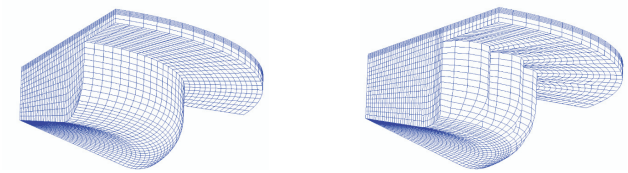
Fig.1 Schematic of design principle of LSCS



（a）ω 燃烧室 （b）侧卷流燃烧室

图 2 ω 燃烧室和侧卷流燃烧室的结构参数

Fig.2 Structure parameters of ω and lateral-swirl combustion chamber



（a）ω 燃烧室 （b）侧卷流燃烧室

图 3 ω 燃烧室和侧卷流燃烧室的 1/4 网格模型

Fig.3 1/4 mesh models of the ω and lateral-swirl combustion chamber

表 1 单缸柴油机主要技术参数

Tab.1 Main technical parameters of the single-cylinder diesel engine

参数	数值
缸径/mm	132
活塞行程/mm	145
连杆长度/mm	262
压缩比	13.5
最大转矩转速/(r · min^{-1})	1 800
标定转速/(r · min^{-1})	2 500
最大转矩点功率/kW	72
标定点功率/kW	92

表 2　仿真的运行参数

Tab.2　Operating parameters of the simulation

转速/(r·min^{-1})	功率/kW	初始进气压力/MPa	初始缸内温度/K	单孔循环喷油量/mg	喷油开始时刻/(°)CA ATDC	喷油持续期/(°)CA	涡流比
1 800	36	0.244	380	15.7	−9	18.0	0
	54	0.353	360	23.7	−9	25.0	0
	72	0.494	360	34.0	−9	32.0	0
2 500	46	0.281	390	18.5	−13	29.0	0
	69	0.385	420	26.2	−13	33.5	0
	92	0.538	420	34.9	−13	40.0	0

到. 仿真计算子模型选用 AVL 提供的κ-ζ-ε湍流模型、Wave 破碎模型、Dukowicz 蒸发模型、ECFM-3Z 燃烧模型、Kinetic 碳烟模型和 Extended Zeldovich NO_x 模型等，模拟用柴油替代物为 AVL 软件燃料库中的柴油. LSCS 和 ω 燃烧系统的油束夹角分别为 145°和 150°.

AVL Fire 软件对 EGR 率的定义为初始时刻缸内的残余废气系数，有

$$\eta_{\mathrm{EGR}} = m_{\mathrm{r}} / \left(m_{\mathrm{a}} + m_{\mathrm{r}}\right) \tag{1}$$

式中：m_{r} 为缸内废气的质量；m_{a} 为缸内新鲜空气的质量. 缸内废气组分是由软件计算出的给定当量比混合气燃烧后的气体成分. AVL Fire 软件将废气成分简化为 CO_2、N_2 和水蒸汽 3 种，由于未燃碳氢(UHC)、NO_x 及 CO 等在废气中所占比例非常小，因而该简化计算对仿真结果影响不大. 对于欧Ⅵ柴油机，EGR 率一般控制为 20% 以内[17]，因而笔者在 EGR 率为 0% ~ 20% 下进行 ω 燃烧系统和 LSCS 的缸内燃烧过程仿真.

1.2　仿真模型验证

为了提升喷雾和燃烧过程的计算精度，笔者在定容燃烧弹和 1132Z 单缸柴油机(使用侧卷流活塞)上进行了喷雾和燃烧特性试验，并利用试验数据对仿真模型进行验证[18].

喷雾特性试验是在转速为 1 800 r/min、功率为 72 kW 和转速为 2 500 r/min、功率为 92 kW 工况对应喷油时刻的温度和缸内压力下，测试喷雾的液相贯穿距离和总贯穿距离. 图 4 为喷雾贯穿距离仿真值和试验值. 可知，仿真和试验的液相贯穿距离和总喷雾贯穿距离(含气相)吻合较好，表明喷雾模型参数的取值合理，仿真模型能准确模拟喷雾过程.

对于燃烧特性试验，分别在转速为 1 800 r/min 和 2 500 r/min、50% ~ 100% 负荷下测试缸内压力、瞬时放热率、NO_x 排放和碳烟质量分数等. 图 5 示出 LSCS 在转速为 1 800 r/min、72 kW 工况下的缸内压力和瞬时放热率试验值与仿真值对比，其中 0° CA 为压缩上止点. 可知，仿真值与试验值一致性较好，燃烧模型能有效模拟柴油机燃烧过程，其他工况均通过缸内压力和瞬时放热率校核了燃烧模型.

表 3 示出 LSCS 在转速为 1 800 r/min、不同工况下的 NO_x 排放验证. 可知，仿真值与试验值一致性较好，排放模型能较好地模拟柴油机 NO_x 排放，其他工况均通过了 NO_x 排放模型校核，偏差在 2.00% 以内.

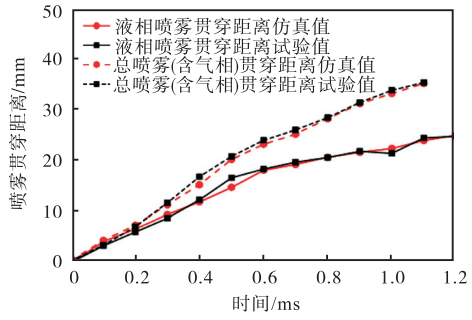


图 4　喷雾贯穿距离验证

Fig.4　Validation of spray penetration distance

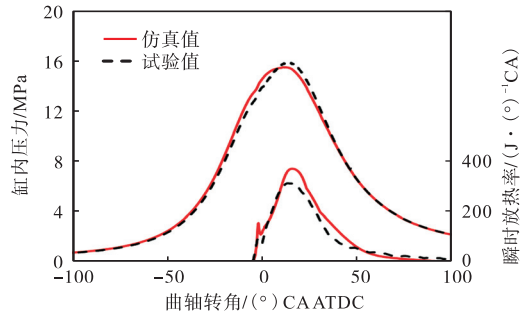


图 5　缸内压力和瞬时放热率验证

Fig.5　Validation of in-cylinder pressure and instantaneous heat release rate

表 3　NO_x 排放验证

Tab.3　Validation of NO_x emissions

功率/kW	仿真值/10^{-6}	试验值/10^{-6}	偏差/%
72	919	921	0.22
54	840	836	0.47
36	649	655	0.92

对于碳烟质量分数，由于试验的碳烟质量分数测点位于排气管，碳烟从排气门运动至测点的过程中仍发生聚合、氧化等转化，而由于笔者研究不涉及排气道和排气管建模，仿真的碳烟质量分数位于缸内，因而仅对仿真和试验碳烟质量分数进行趋势性对比，不针对碳烟模型进行详细标定与校核. 图 6 为 LSCS 在不同工况下的碳烟质量分数仿真值与试验值. 可知，在转速为 1 800 r/min 和 2 500 r/min 的不同负荷下，碳烟质量分数仿真值和试验值的变化趋势一致，碳烟质量分数模型能够用于研究.

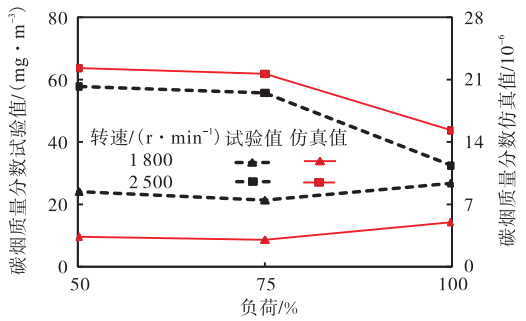


图 6　碳烟质量分数验证

Fig.6　Validation of soot mass fraction

2　结果与分析

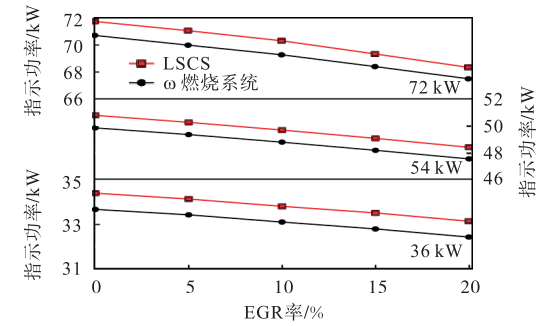
2.1　不同 EGR 率下的燃烧与排放性能

图 7 和图 8 分别示出转速为 1 800 r/min 和 2 500 r/min 工况下 ω 燃烧系统和 LSCS 的燃烧和排放性能. 可知，对于 ω 燃烧系统和 LSCS，NO_x 排放随 EGR 率的增大而减小，但指示功率减小且碳烟质量分数上升. 在相同的 EGR 率下，相比 ω 燃烧系统，LSCS 指示功率更高，碳烟质量分数降低，NO_x 排放升高. 这是由于 LSCS 特殊的导流结构使混合燃烧速度加快，因而燃烧性能更好，同时 NO_x 排放增加.

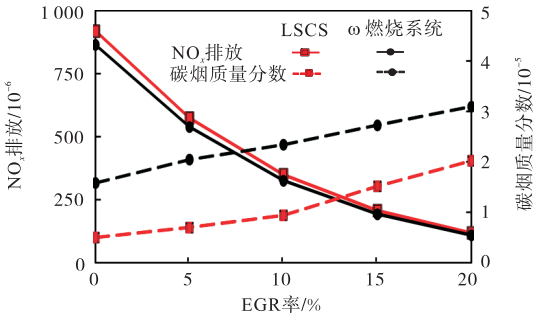
图 9 示出转速为 1 800 r/min、72 kW(100% 负荷)工况下 ω 燃烧系统与 LSCS 的燃烧和排放性能. ω 燃烧系统在 EGR 率为 5.0% 时的 NO_x 排放为 539×10^{-6}、碳烟质量分数为 2.05×10^{-5} 且指示功率为 70.0 kW. 在达到相同 NO_x 排放下，LSCS 对应的 EGR 率约为 5.8%，而此时 LSCS 碳烟质量分数约为 0.74×10^{-5}，指示功率约为 70.9 kW，因而在达到相同 NO_x 排放条件下，相比于 ω 燃烧系统，LSCS 的碳烟排放降低了 65.0%，指示功率仍提升了 1.3%.

以 1 800 r/min、72 kW(100% 负荷)为例，当 ω 燃烧系统的 EGR 率为 10.0% 时，指示功率为 69.3 kW，其 NO_x 排放为 325×10^{-6}，碳烟质量分数为 2.34×10^{-5}. 在达到相同指示功率条件下，LSCS 对应的 EGR 率约为 15.2%，如图 9(a)所示. 此时 LSCS 的 NO_x 排放约为 200×10^{-6}，碳烟质量分数约为 1.54×10^{-5}，因而在达到相同指示功率的条件下，相比于 ω 燃烧系统，LSCS 的 NO_x 排放降低了 38.5%，碳烟质量分数降低了 34.2%. 该规律在转速为 1 800 r/min 和 2 500 r/min、不同负荷下均成立.

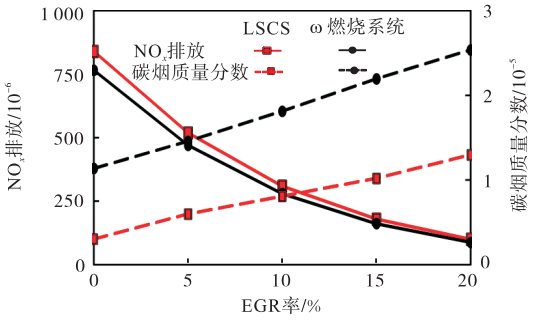
笔者在各工况下重复进行计算分析，在 EGR 率为 0%、5.0%、10.0%、15.0% 和 20.0% 时，ω 燃烧系统和 LSCS 在达到相同 NO_x 排放水平的条件下，相较于 ω 燃烧系统，LSCS 的指示功率升高了 1.1% ~ 1.3%，碳烟质量分数下降了 33.3% ~ 68.8%；在 ω 燃烧系统和 LSCS 达到相同指示功率条件下，LSCS 的 NO_x 排放降低了 35.9% ~ 45.6%，碳烟质量分数降低了 27.9% ~ 49.4%.



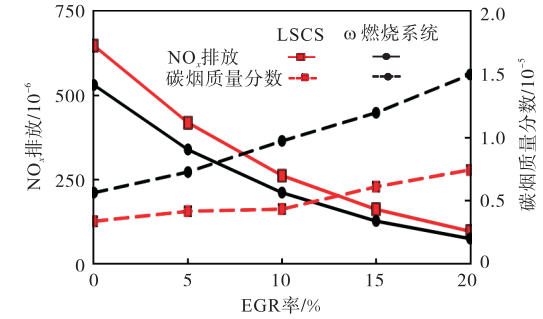
(a) 指示功率



(b) 72 kW，NO_x 排放和碳烟质量分数



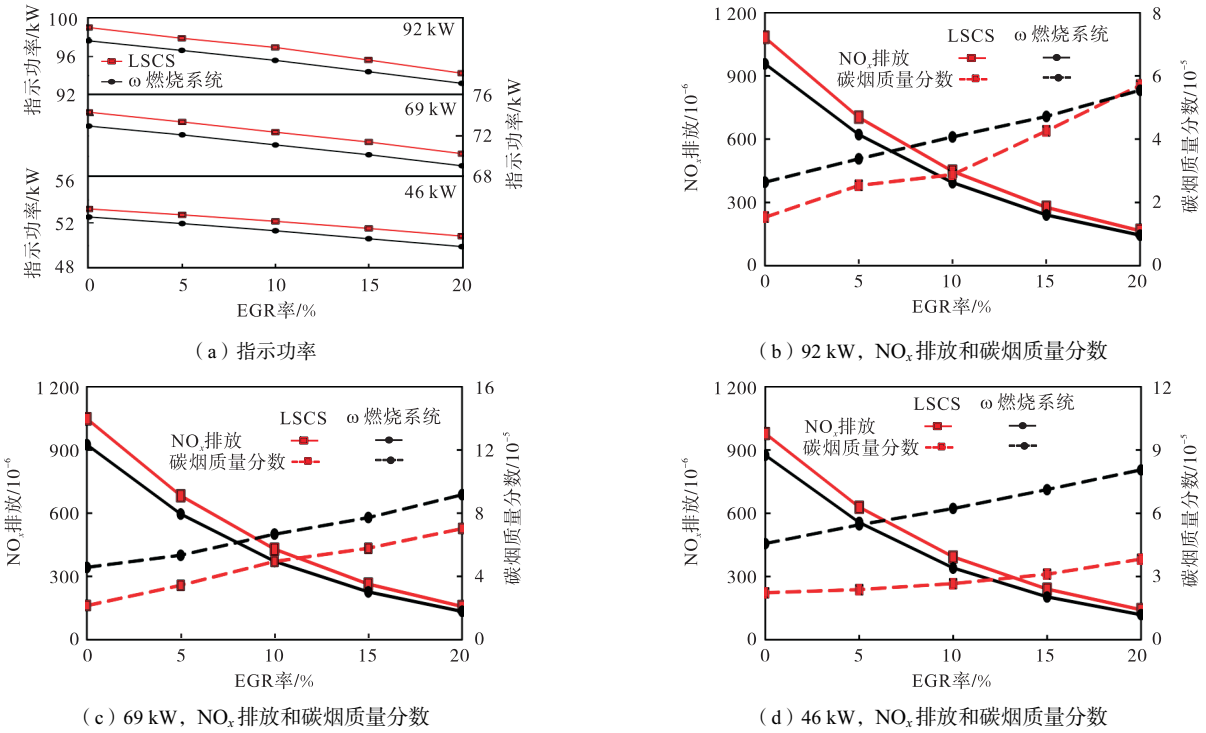
(c) 54 kW，NO_x 排放和碳烟质量分数



(d) 36 kW，NO_x 排放和碳烟质量分数

图 7　转速为 1 800 r/min 工况下 ω 燃烧系统与 LSCS 的燃烧和排放性能

Fig.7　Combustion and emission performance of ω combustion system and LSCS with the speed of 1 800 r/min

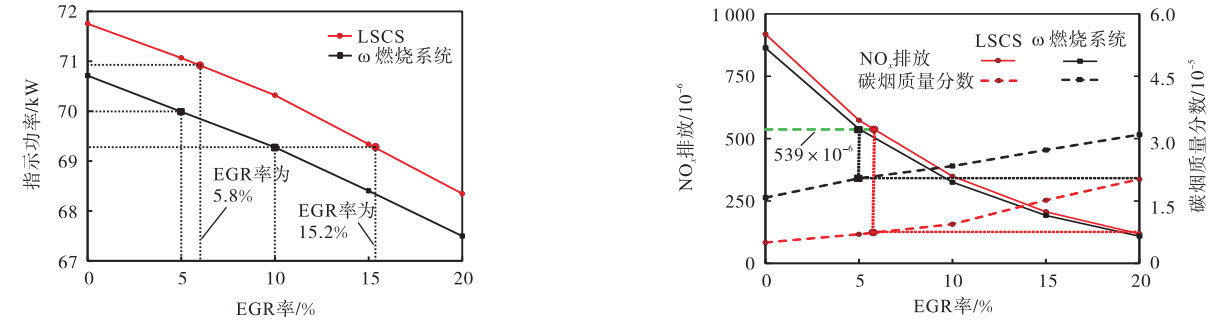


（a）指示功率　（b）92 kW，NO_x 排放和碳烟质量分数

（c）69 kW，NO_x 排放和碳烟质量分数　（d）46 kW，NO_x 排放和碳烟质量分数

图 8　转速为 2 500 r/min 工况下 ω 燃烧系统与 LSCS 的燃烧和排放性能

Fig.8　Combustion and emission performance of ω combustion system and LSCS with the speed of 2 500 r/min



（a）指示功率　（b）NO_x 排放和碳烟质量分数

图 9　相同 NO_x 排放下 ω 燃烧系统与 LSCS 的燃烧和排放性能

Fig.9　Combustion and emission performance of ω combustion system and LSCS with the same NO_x emission

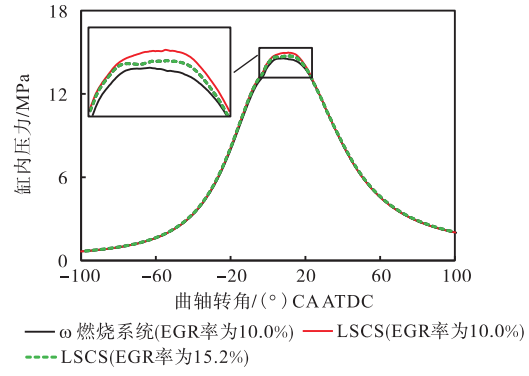
2.2　不同 EGR 率下缸内燃烧过程

针对 1 800 r/min、72 kW（100% 负荷）的特征工况，笔者模拟仿真分析 ω 燃烧系统和 LSCS 的缸内燃烧过程. 在 1 800 r/min、72 kW（100% 负荷）工况下，ω 燃烧系统在 EGR 率为 10.0% 时的指示功率与 LSCS 在 EGR 率为 15.2% 时相近，因而比较此工况下 ω 燃烧系统在 EGR 率为 10.0%、LSCS 在 EGR 率为 10.0% 和 15.2% 时的缸内压力和瞬时放热率.

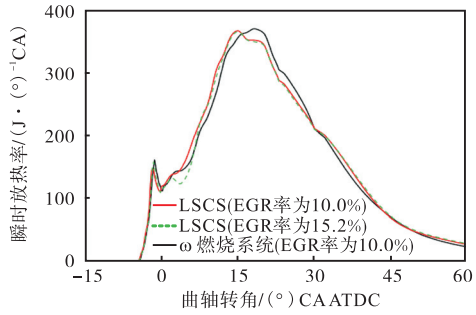
图 10 为不同 EGR 率下 ω 燃烧系统和 LSCS 的缸内压力和瞬时放热率. 可知，对于缸内压力，在上止点附近（8° ~ 30° CA ATDC）的燃烧过程中，EGR 率为 10.0% 的 LSCS 缸内压力最高. 当 LSCS 的 EGR 率增加至 15.2% 时，其缸内压力有所降低. 相较于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统，EGR 率为 10.0% 和 15.2% 时的 LSCS 最高燃烧压力均更高，表明 LSCS 在 EGR 率为 10.0% 和 15.2% 时均获得了更高的指示功率，其热功转换效率高.

对于瞬时放热率，不同 EGR 率下 ω 燃烧系统和 LSCS 的差异主要体现在扩散燃烧阶段. 在扩散燃烧初期（8° ~ 15° CA ATDC），EGR 率为 10.0% 的 LSCS 瞬时放热率最高，表明此时其缸内油、气混合更加充分，提升了扩散燃烧初期的燃烧速率，有利于提升热功转换效率. 当 LSCS 的 EGR 率增至 15.2% 时，在扩散燃烧初期的瞬时放热率有所降低. 对于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统，在扩散燃烧初期的瞬时放热率较低，而在扩散燃烧后期（15° ~ 30° CA ATDC）的瞬时放热率较高，表明其热功转换效率较低.

图 11 为不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的



（a）缸内压力



（b）瞬时放热率

图 10 不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的缸内压力和瞬时放热率

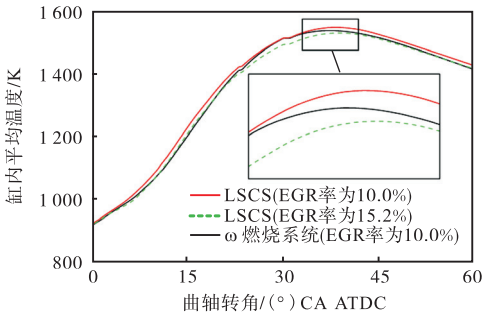
Fig.10 In-cylinder pressure and instantaneous heat release rate of ω combustion system and LSCS at different EGR rates

缸内平均温度和 NO_x 排放. 可知，对于缸内平均温度，在燃烧过程（0° ~ 60° CA ATDC）中，EGR 率为 10.0% 时 LSCS 的缸内平均温度最高，EGR 率为 10.0% 时 ω 燃烧系统的缸内平均温度略低，而当 LSCS 的 EGR 率增加至 15.2%时，其缸内燃烧温度最低. 根据缸内压力和瞬时放热率可知，EGR 率为 10.0% 时 LSCS 的燃烧速率较高，因而相较于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统，其缸内温度较高. 随着 LSCS 的 EGR 率增至 15.2%，其缸内三原子分子增多，工质的比热容增加，缸内温度达到相同温升需要的热量更高，因而缸内平均温度降低；另一方面，随着 EGR 率的升高，可用于燃烧的氧气减少，燃烧过程有所恶化，同样导致了缸内温度降低.

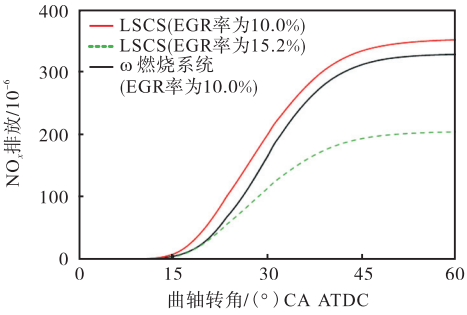
对于缸内 NO_x 排放，由于柴油机的缸内温度对于 NO_x 的生成有重要影响，NO_x 排放的变化与缸内平均温度变化趋势一致，可知 EGR 率为 10.0% 时的 LSCS 缸内平均温度最高，其缸内 NO_x 排放最高；EGR 率为 15.2% 时的 LSCS 缸内平均温度最低，其缸内 NO_x 排放最低.

图 12 为不同 EGR 率下 ω 燃烧系统和 LSCS 的缸内碳烟质量分数. 可知，缸内碳烟质量分数呈先增大、后减小的趋势，且在约 23° CA ATDC 时达到峰值. 在燃烧过程的后期，EGR 率为 10.0% 时 ω 燃烧系统的缸内碳烟质量分数高于 EGR 率为 10.0% 和 15.2% 的 LSCS. 对于 LSCS，当 EGR 率由 10.0% 增加至 15.2%时，更高的 EGR 率导致了缸内平均温度和氧浓度降低，燃烧恶化，削弱了燃烧后期氧化碳烟的能力，因而缸内碳烟质量分数升高，EGR 率为 10.0% 和 15.2% 的 LSCS 缸内碳烟质量分数仍低于 ω 燃烧系统. EGR 率为 10.0% 和 15.2% 时的 LSCS 在 23° CA ATDC 左右缸内碳烟质量分数均高于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统.

为明确不同 EGR 率下 ω 燃烧系统和 LSCS 的缸内燃烧过程差异，笔者在油束中心线所在平面(A_1、



（a）缸内平均温度



（b）NO_x 排放

图 11 不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的缸内平均温度和 NO_x 排放

Fig.11 In-cylinder average temperature and NO_x emission of ω combustion system and LSCS at different EGR rates

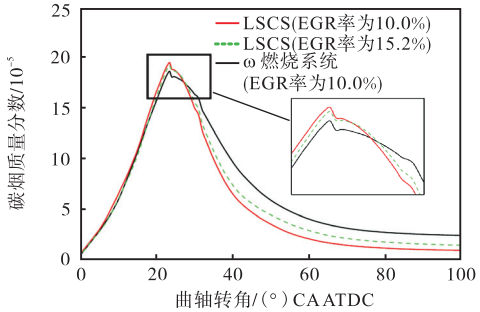
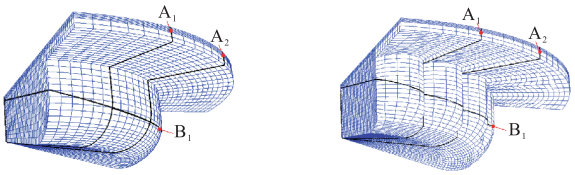


图 12 不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的缸内碳烟质量分数

Fig.12 Soot mass fraction of ω combustion system and LSCS at different EGR rates

B_1）及相邻油束干涉平面（A_2）位置建立切面，进一步分析缸内燃烧过程的缸内油、气当量比、温度场、NO_x 排放和碳烟质量分数，切面位置如图 13 所示.



（a）ω 燃烧系统　　（b）侧卷流燃烧系统

图 13　ω 燃烧系统与 LSCS 网格模型的切面位置示意

Fig.13　Schematic of cross-section selection of ω combustion system and LSCS mesh models

图 14～图 16 为不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的缸内油、气当量比、温度和 NO_x 排放分布.

对于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统和 LSCS，在 20° CA ATDC 时，燃油喷雾已经撞击到燃烧室壁面. 对于 ω 燃烧系统，燃油喷雾附着在燃烧室壁面上，并朝着轴向和周向扩散，在燃烧室壁面附近形成了浓混合气和高温区域；相邻的燃油喷雾沿周向扩散过程中，运动到了干涉平面并产生干涉. 对于 LSCS，燃油喷雾撞击分流造型后，沿着分流圆弧发展，相邻的燃油喷雾在分流圆弧末端干涉后，进一步朝燃烧室中心扩散，在燃烧室中心区域产生了高温区域，但燃烧室中心区域的混合气浓度明显降低. 由于 NO_x 生成的重要条件是高温、富氧，与温度场分布相对应，此时在 ω 燃烧系统和 LSCS 中，NO_x 排放在燃油喷雾外围区域较高，且后者由于缸内温度更高，NO_x 排放也更高. 在喷油结束后的 40° CA ATDC，对于 ω 燃烧系统，由于燃油持续的堆积，燃烧室壁面附近的浓混合气区域和高温区域逐渐扩大，NO_x 生成的区域集中分布在燃烧室壁面附近，特别是在靠近缸盖与气缸壁区域 NO_x 排放明显高于 LSCS. 对于 LSCS，相邻的燃油喷雾在干涉后持续朝燃烧室中心扩散，进一步利用了燃烧室中心区域的空气，提升了油、气混合质量，同时也扩大了燃烧室中心的高温区域，NO_x 的生成区域更偏向于燃烧室中心，在靠近气缸壁处 NO_x 排放较低.

对于 EGR 率为 10.0% 和 15.2% 的 LSCS，在燃烧过程中，其缸内燃油喷雾分布位置基本一致，但是在 40° CA ATDC 时，EGR 率为 15.2% 的 LSCS 在干涉平面 A_2 的油、气当量比较高，从缸内温度场的分布能够看出明显差异. 对于 EGR 率为 15.2% 的 LSCS，由

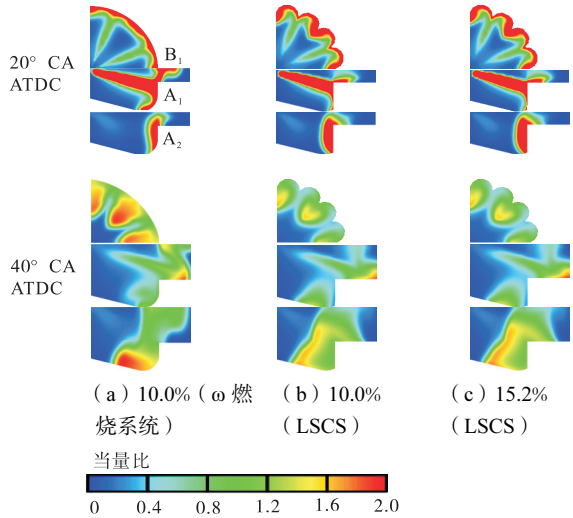


图 14　不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的缸内油、气当量比

Fig.14　In-cylinder equivalence ratio of fuel and gas with ω combustion system and LSCS at different EGR rates

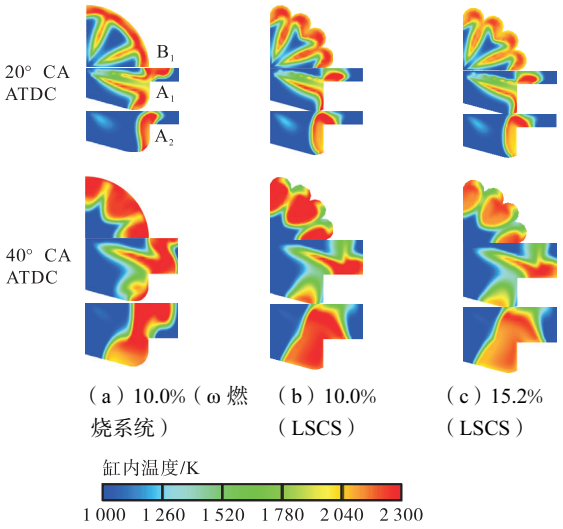


图 15　不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的缸内温度

Fig.15　In-cylinder temperature of ω combustion system and LSCS at different EGR rates

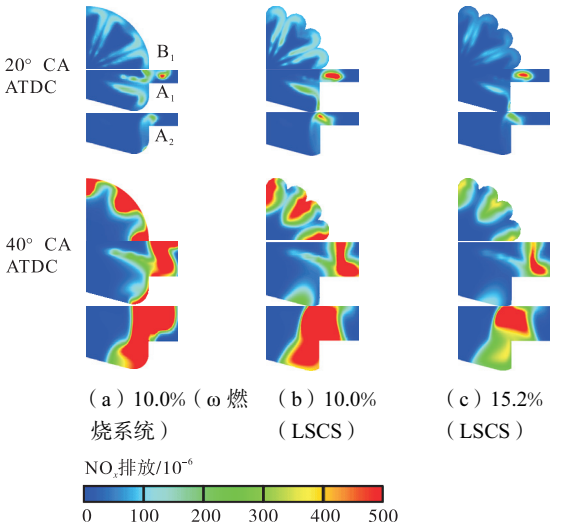


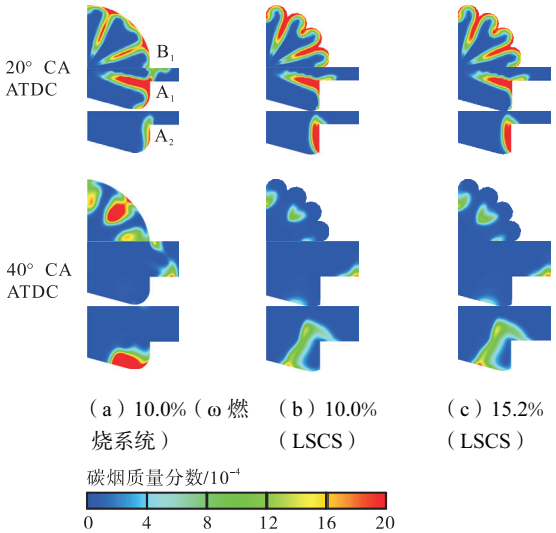
图 16　不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的缸内 NO_x 排放

Fig.16　In-cylinder NO_x emission distributions of ω combustion system and LSCS at different EGR rates

于缸内工质的比热容较高，其缸内温度明显降低. 与缸内温度场的分布相对应，EGR 率增大为 15.2% 时，LSCS 的缸内 NO_x 排放明显降低.

对于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统和 EGR 率为 15.2% 的 LSCS，从油束中心平面 B_1 和 A_2 的缸内温度场可以看出，EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统缸内高温区域温度较高，但高温区域的范围较小，且分布在燃烧室壁面附近，因而在靠近燃烧室壁面的高温区域 NO_x 排放更高. EGR 率为 15.2% 的 LSCS 缸内高温区域温度较低，但在分流造型的导流作用下，其高温区域较大，分布更靠近燃烧室中心，由于此时 LSCS 的 EGR 率更高，缸内的整体温度较低，因而其 NO_x 排放低于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统.

图 17 为不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的缸内碳烟质量分数. 对于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统和 LSCS，在 20° CA ATDC 时，从油束中心平面 A_1 可以看出，ω 燃烧系统的碳烟质量分数在壁面附近略高于 LSCS，而从干涉平面 A_2 可以看出，ω 燃烧系统的碳烟质量分数在干涉区域远低于 LSCS. 这是因为在 LSCS 分流造型的导流作用下，相邻油束的燃油喷雾按一定夹角汇聚并干涉，干涉区域空燃比较低，因而碳烟生成较多. 这也解释了图 12 中 LSCS 生成的碳烟质量分数在约 20° CA ATDC 时高于 ω 燃烧系统；而在 40° CA ATDC 时，ω 燃烧系统中生成的碳烟积聚在燃烧室壁面和底部，碳烟质量分数更高. 在 LSCS 中，在分流造型的导流作用下，燃油喷雾向燃烧室中心区域扩散，与空气混合更加充分，碳烟被充分氧化，因而碳烟质量分数低.



（a）10.0%（ω 燃烧系统） （b）10.0%（LSCS） （c）15.2%（LSCS）

图 17 不同 EGR 率下 ω 燃烧系统与 LSCS 的缸内碳烟质量分数

Fig.17 In-cylinder soot mass fraction of ω combustion system and LSCS at different EGR rates

对于 EGR 率为 10.0% 和 15.2% 的 LSCS，其碳烟质量分数分布区域差异不大，主要差异在于缸内碳烟质量分数的高低. 对于 EGR 率为 10.0% 的 LSCS，其具有更高的缸内温度，有利于提高碳烟的氧化速率，因而其缸内碳烟质量分数更低.

对于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统和 EGR 率为 15.2% 的 LSCS，EGR 率为 15.2% 时 LSCS 缸内温度较低，但由于其分流造型使燃油喷雾与空气混合更充分，碳烟主要分布在燃烧室中心区域，其质量分数仍低于 ω 燃烧系统.

图 18 示出燃空当量比为 1 ~ 2 时的混合气温度. 由于在燃烧温度超过 2 000 K 时 NO_x 更易生成[19]，缸内 NO_x 排放主要受 NO_x 易生成区影响. 可知，对于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统和 LSCS，LSCS 的混合气温度基本高于 ω 燃烧系统，这是由于其特殊导流结构使混合燃烧速度加快，缸内温度更高，最终生成的 NO_x 排放更高.

当 LSCS 的 EGR 率从 10.0% 增大为 15.2% 时，缸内废气增加，三原子分子增多，缸内工质比热容增大，混合气温度降低，最终生成的 NO_x 排放降低.

图 19 为燃空当量比 ϕ 大于 2 时的混合气质量随曲轴转角变化. 可知，对于 EGR 率为 10.0% 的 ω 燃烧系统和 LSCS，LSCS 的 ϕ 大于 2 时的混合气质量在 370° CA ATDC 时开始小于 ω 燃烧系统，这是由于此时燃油喷雾撞击到分流造型结构，燃油向两侧分流，利用了燃烧室圆周方向空气，因而混合较好，ϕ 大于 2 的混合气质量较少；而在 380° CA 时两者基本相同，这是由于在 LSCS 中，相邻的燃油喷雾发展到干涉平面，ϕ 大于 2 时的混合气质量增加至与 ω 燃烧系统相同水平；而在 388° CA ATDC 以后，LSCS 的 ϕ 大于 2 时的混合气质量小于 ω 燃烧系统，这是由于燃油喷雾在干涉区域汇聚后向燃烧室中心发展，提高了燃烧室中心区域的空气利用率.

当 LSCS 的 EGR 率从 10.0% 提高到 15.2% 时，

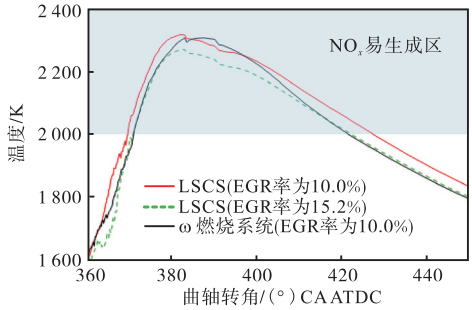


图 18 燃空当量比为 1 ~ 2 时的混合气温度

Fig.18 Mixture temperature with the equivalence ratio of 1—2

由于废气增加，新鲜空气减少，导致ϕ大于 2 的混合气质量整体呈增加趋势.

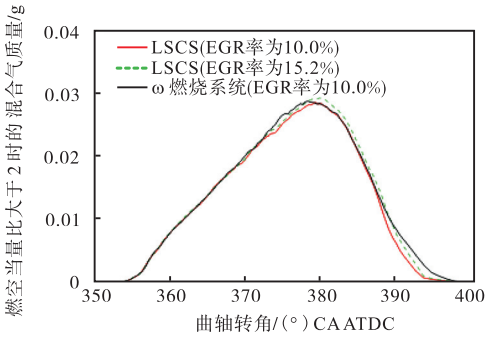


图 19　燃空当量比大于 2 时的混合气质量

Fig.19　Mass of the mixture with the equivalence ratio greater than 2

3　结　论

（1）使用不同 EGR 率在达到相同 NO_x 排放水平的条件下，相较于 ω 燃烧系统，LSCS 的指示功率升高了 1.1% ~ 1.3%，碳烟质量分数下降了 33.3% ~ 68.8%；在达到相同指示功率的条件下，LSCS 的 NO_x 排放降低了 35.9% ~ 45.6%，碳烟质量分数降低了 27.9% ~ 49.4%.

（2）使用不同 EGR 率在达到相同指示功率的条件下，LSCS 的缸内温度和 NO_x 排放明显降低，但在分流造型的导流作用下，燃油喷雾更充分地利用了燃烧室中心的空气进行混合，因而 NO_x 排放与碳烟质量分数分布更加靠近燃烧室中心，其指示功率仍较高，碳烟质量分数仍较低.

（3）仿真研究表明，采用 LSCS 能改善直喷式柴油机使用 EGR 后燃烧和排放性能下降的现象，LSCS 对 EGR 有更好的适应性.

参考文献：

[1] 宋凯，黄盟，尤健，等. 基于改进残差卷积网络的柴油机故障诊断方法[J]. 内燃机工程，2023，44(5)：66-73.

[2] Ma Z，Yang Y，Sun P，et al. Analysis of marine diesel engine emission characteristics of different power ranges in China[J]. Atmosphere，2021，12：1108-1120.

[3] 李江飞，朱海艳，牛雨飞，等. 船用柴油机选择性催化还原混合器结构优化及验证[J]. 内燃机工程，2022，43(2)：49-55.

[4] Kanda T，Kobayashi S，Matsui R，et al. Study on Euro Ⅳ combustion technologies for direct injection diesel engine[C]// SAE Paper. Detroit，Michigan，USA，2004，2004-01-0113.

[5] Zheng Z，Wang X，Yue L，et al. Effects of six-carbon alcohols，ethers and ketones with chain or ring molecular structures on diesel low temperature combustion[J]. Energy Conversion and Management，2016，124：480-491.

[6] Kumar P C M，Parwani A K，Rashidi M M. Mitigation of NO_x and CO_2 from diesel engine with EGR and carbon capture unit[J]. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry，2022，147(16)：8791-8802.

[7] 余春伟. EGR 对两级增压柴油机及 SCR 性能影响[D]. 昆明：昆明理工大学交通工程学院，2021.

[8] Zheng Z，Yue L，Liu H，et al. Effect of two-stage injection on combustion and emissions under high EGR rate on a diesel engine by fueling blends of diesel/ gasoline，diesel/*n*-butanol，diesel/gasoline/*n*-butanol and pure diesel[J]. Energy Conversion and Management，2015，90：1-11.

[9] Liu H，Cui Y，Chen B，et al. Effects of flame temperature on PAHs and soot evolution in partially premixed and diffusion flames of a diesel surrogate[J]. Energy and Fuels，2019，33(11)：11821-11829.

[10] 赵昌普，苏万华，汪洋，等. “BUMP 燃烧室”内混合气形成的多维数值研究[J]. 内燃机学报，2003，21(6)：389-394.

[11] 帅石金，刘世宇，马骁，等. 重型柴油车满足近零排放法规的技术分析[J]. 汽车安全与节能学报，2019，10(1)：16-31.

[12] 陈金昊，李向荣，魏福华，等. 柴油机侧卷流和ω燃烧系统性能试验与仿真[J]. 内燃机工程，2021，42(4)：1-7.

[13] Li X，Yang W，Su L，et al. Mixing and combustion mechanisms within lateral swirl combustion system(LSCS) in a DI diesel engine[J]. Applied Thermal Engineering，2017，123：7-18.

[14] Li X，Zhao W，Su L，et al. Research on energy distributions of the lateral swirl combustion system in DI diesel engines[J]. Fuel，2019，235：1347-1360.

[15] Su L，Li X，Zhang Z，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.

[16] Li X，Chang J，Chen Y，et al. Effects of combustion chamber diameter on comprehensive performance of the lateral swirl combustion system under various conditions[J]. Fuel，2022，312：122925.

[17] 陈伟建，金涛，谢忠红，等. 现代商用车发动机发展趋势[J]. 汽车与新动力，2018，1(4)：22-26.

[18] 李向荣，陈彦林，赵陆明，等. 提高柴油机燃烧过程仿真计算精度的标定方法[J]. 农业工程学报，2017，33(4)：102-110.

[19] 曾辉许庆. 高碳载量下 DPF 运行特性及其对柴油机性能的影响[D]. 昆明：昆明理工大学国土资源工程学院，2023.