

直喷氢气发动机分层稀薄燃烧的大涡模拟研究

韦 虹¹, 马瑞博¹, 姬费帆², 孟 硕², 马文中¹, 马俊杰¹, 韩志玉²

(1. 宁波吉利罗佑发动机零部件有限公司, 宁波 315336; 2. 同济大学 汽车学院, 上海 201804)

Large Eddy Simulation of Stratified Lean Combustion in a Direct Injection Hydrogen Engine

WEI Hong¹, MA Ruibo¹, JI Feifan², MENG Shuo², MA Wenzhong¹, MA Junjie¹, HAN Zhiyu²

(1. Ningbo Geely Royal Engine Components Co., Ltd., Ningbo 315336, China; 2. School of Automotive Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To investigate the formation process of the stratified lean mixture in a direct injection hydrogen engine and its influence on the combustion process, three-dimensional computational fluid dynamics (CFD) numerical simulation was carried out on the hydrogen jet, mixing process, and combustion process of two hydrogen injectors of different sizes under the same engine operating conditions based on large eddy simulation (LES) method. An injector simplification scheme was adopted to reduce the calculation time and maintain high accuracy. The effectiveness of the injector simplification scheme was verified by constant-volume vessel and engine simulations respectively. In the constant-volume vessel simulation, the root mean square errors of the jet penetrations of the two hydrogen injectors under different vessel back pressures compared to the test data were within 5.0%. In the engine simulation, engine cylinder pressures in the combustion stage with the two hydrogen injectors were basically consistent with the test data. The engine simulation results show that there is no substantial difference in the basic characteristics of the engine mixture formation process of the two injectors, but the engine with the small-flow injector has a better mixture stratification effect before ignition and smaller combustion cycle variation. The end of injection (EOI) significantly affects the stability of hydrogen-stratified lean combustion. Excessive delay of EOI will cause the mixture around the spark plug to be too lean, resulting in slow ignition or even misfire.

摘要: 为探究直喷氢气发动机分层稀薄混合气的形成过程及其对燃烧过程的影响,基于大涡模拟(large eddy simulation, LES)方法对两款不同尺寸的氢气喷射器在相同发动机工况下的氢气射流、混合过程和燃烧过程进行了三维计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)数值模拟研究。为了降低计算时间并保持较高计算精度,采用了一种喷射器简化方案。喷射器简化方案的有效性分别通过定容弹和发动机模拟进行了验证。在定容弹模拟中,两款氢气喷射器在不同定容弹背压下的射流贯穿距与试验数据的均方根误差均在5.0%以内。在发动机模拟中,分别装有两款氢气喷射器的发动机在燃烧阶段的缸压与试验数据基本相符。发动机模拟结果表明:两款喷射器的发动机混合气形成过程在基本特征上没有实质性区别,但小流量喷射器发动机在点火前的混合气分层效果较好,且燃烧循环变动更小。喷射结束时刻(end of injection, EOI)显著影响氢气分层稀薄燃烧稳定性,过度推迟 EOI 会造成火花塞附近混合气过稀,从而导致起燃缓慢甚至失火。

收稿日期: 2024-06-20

修回日期: 2024-08-09

作者简介: 韦 虹(1982—),女,副高级工程师,主要研究方向为内燃机前瞻技术研究,E-mail: weihong@geely.com;

韩志玉(通信作者),E-mail: hanzhiyu@tongji.edu.cn。

关键词：氢气射流；简化喷射器模型；分层稀燃；直喷氢气发动机；大涡模拟

Key words: hydrogen jet; simplified injector model; stratified lean combustion; direct injection hydrogen engine; large eddy simulation (LES)

DOI: 10.13949/j.cnki.njgc.2025.02.001

中图分类号：TK46⁺3

0 概述

在全球范围内,能源与环境问题持续受到高度关注。为实现能源供需平衡并降低二氧化碳排放,交通运输行业正朝着零碳化的方向发展^[1]。虽然汽车电动化取得了显著进展,但在燃油车、混合动力电动车辆和插电式混合动力电动车辆中,发动机仍发挥着不可或缺的作用。氢气发动机因其成本比氢燃料电池低、氢气燃烧性能优异、内燃机产业链齐全等优势而备受关注,是道路运输领域实现碳中和的有效方案之一^[2]。氢气是一种零碳燃料,氢气发动机消除了传统碳基燃料固有的CO、HC和CO₂排放^[3]。

在进气道喷射(port fuel injection, PFI)氢气发动机中,氢气在进气冲程开始后被喷射到进气歧管中。PFI有混合均匀、优化范围广等优点。然而,其氢气喷射的持续时间较长,容易导致氢气积聚在进气门附近,进而引发早燃、回火等异常燃烧现象^[4]。为了缓解这些问题,一些研究人员尝试将喷射位置从进气歧管转移到进气门附近^[5]。尽管如此,PFI氢气发动机仍面临进气效率降低造成的功率损失问题,这是PFI氢气发动机亟待解决的问题之一。

近年来,随着储氢和氢气喷射技术的突破,直喷(direct injection, DI)氢气发动机成为了碳中和动力领域的研究热点。DI氢气发动机在进气门关闭后向气缸内直接注入氢气,可以有效消除回火现象^[6-7],缓解容积效率损失,显著提高氢气发动机的输出功率^[6]。此外,通过结合直喷与稀薄燃烧技术,可以改善燃烧稳定性和NO_x排放问题。DI的灵活喷射策略有助于降低氢气发动机的NO_x排放^[8-9]。稀薄燃烧会降低火焰传播速度,在高稀薄条件下造成燃烧不稳定。喷射策略对缸内混合气分布起着决定性作用,利用喷射策略的优化设计可以在DI氢气发动机内实现混合气分层。适当的分层可以加速火焰传播,进而有利于稀薄燃烧的稳定点火^[10-11]。

DI氢气发动机的热效率和排放特性与氢气在发动机内的混合过程密切相关^[12]。发动机数值模拟对于解析喷射、混合和燃烧等缸内过程具有重要意义^[13]。氢气射流的准确模拟有助于明确氢气在缸内

的混合过程及最终状态,进而指导喷射策略的优化^[14]。目前已经有一些学者开展了氢气射流的试验和数值研究^[15-18]。随着喷射压力的持续提升,氢气射流速度也进一步提升^[9]。氢气射流模拟的难度和所需的计算资源也进一步提升,平衡计算精度和计算速度之间的矛盾成为了一大挑战。此外,对氢气发动机燃烧过程的模拟也被广泛研究^[8,19],均匀混合气燃烧过程数值模拟相对比较成熟。为了提高热效率,可推迟喷射结束时刻(end of injection, EOI)以形成分层稀燃^[20]。分层稀燃是数值模拟的一个挑战,其对混合气形成的模拟精准度有更高的要求,这进一步提高了对氢气射流模拟的要求。

本研究中通过对两款喷射器进行简化以实现计算速度和计算精度的平衡,并通过定容弹射流模拟完成了标定,验证了该简化模型的有效性。随后利用该简化模型模拟了发动机内混合和燃烧过程,研究和探讨了两款不同尺寸喷嘴对稀薄燃烧稳定性和循环变动的影响及影响氢气稀薄燃烧稳定性的原因,并进一步探究了EOI的影响。本文中利用大涡模拟(large eddy simulation, LES)方法的三维模拟结果,揭示了直喷氢气发动机分层稀燃混合气的形成过程演变及其对燃烧的影响,可为基于三维数值模拟的直喷氢气发动机的燃烧性能分析及优化提供参考依据,具有一定工程指导意义。

1 试验设置

1.1 定容弹试验

本研究中所使用的氢气喷射器是基于一款电磁驱动汽油喷射器进行改造得到的单孔氢气喷射器。该喷射器的阀座和密封圈均经过精细加工及硬化处理,该喷射器耐受最高工作压力达35 MPa。该组喷射器设计包含两种不同出口直径的喷射器。在后续试验中,较大喷孔直径(1.55 mm)的喷射器被称为大喷射器,较小喷孔直径(1.00 mm)的喷射器被称为小喷射器。针对这两种喷射器,分别开展了两组定容弹试验,试验中使用的环境气体为氮气,在拍摄中采用纹影法追踪氢气喷射过程。相关试验参数和结果列于表1。

表 1 定容弹试验边界条件和初始条件设置

Table 1 Experiment boundary conditions and initial conditions setup of the constant-volume vessel

项目	参数	
喷射器类型	大喷射器	小喷射器
喷射压力/MPa	10	15
氢气温度/K	287.75	286.75
定容弹气体	N ₂	N ₂
定容弹压力/MPa	1.0、0.5	1.0、0.6
定容弹温度/K	300	300

1.2 发动机试验

在研发动机为一台汽油机改装的直列 3 缸四冲程增压点燃式发动机。该发动机的关键参数汇总在表 2 中。该发动机的燃烧室采用了半球形设计,配备了凹坑式活塞,并采用了上文提到的两款喷射器。氢气喷射器模型采用定容弹试验数据进行标定验证,为了与定容弹试验工况一致,大喷射器发动机采用 10 MPa 喷射压力,小喷射器发动机采用 15 MPa 喷射压力,发动机转速为 2 500 r/min,两款喷射器发动机的平均有效压力(brake mean effective pressure, BMEP)均为 1 MPa,缸内平均过量空气系数(λ)为 2.30(即当量比 0.43),具体工况参数如表 3 所示。本文中的曲轴转角 0°对应发动机压缩冲程上止点,正值表示在上止点后,负值表示在上止点前。

表 2 发动机设计参数

Table 2 Design parameters of the engine

项目	参数	项目	参数
缸径/mm	82.0	压缩比	13
行程/mm	93.2	供氢方式	单孔直喷
排量/L	1.48	进气方式	增压中冷

表 3 氢气发动机试验工况

Table 3 Experiment conditions of the hydrogen engine

喷射器	喷射压力/MPa	喷射开始时刻/(°)	喷射结束时刻/(°)	点火角/(°)
大喷射器	10	-65	-24.7	-6
小喷射器	15	-80	-23.2	-8

2 数值模型

CONVERGE 集成了多种数值模型用于模拟发动机的复杂物理现象,如湍流、喷雾、燃烧和排放物形成,目前已经被广泛应用于发动机数值模拟。本研究中采用商业软件 CONVERGE v3.1.8 对定容弹和发动机进行计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)模拟,定容弹和发动机流体域模型

如图 1 所示。

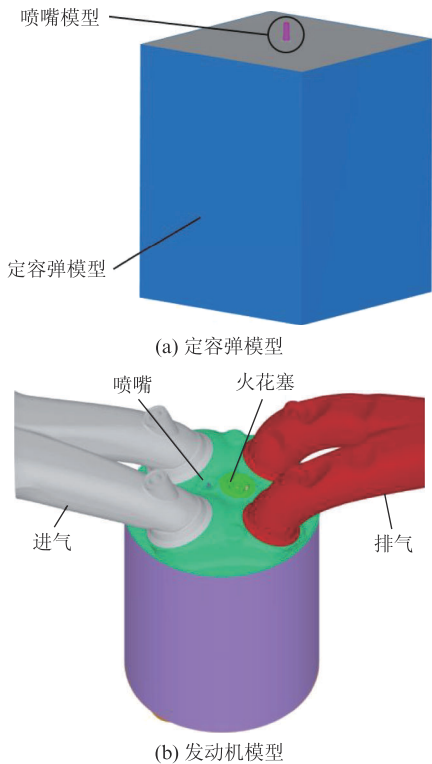


图 1 定容弹与发动机流体域模型

Figure 1 Fluid domain models of the constant-volume vessel and engine

采用 LES-动态 Smagorinsky 模型^[21]模拟湍流过程,此外还采用了雷诺平均 Navier-Stokes (Reynolds-averaged Navier-Stokes, RANS)重整化群 (renormalized group, RNG) $k-\epsilon$ 模型进行了对比。首先在定容弹上验证简化喷射器模型。完成验证后,在发动机上采用经过定容弹验证的简化喷射器模型模拟氢气射流,同时采用强制拉伸火花点火模型(imposed stretch spark ignition model, ISSIM)和扩展拟序火焰模型(extended coherent flame model, ECFM)模拟发动机点火和燃烧过程,具体采用的模型见表 4。

表 4 发动机模拟物理模型

Table 4 Physical models for engine simulation

项目	模型
湍流模型	LES-动态 Smagorinsky
湍流模型(对比)	RANS RNG $k-\epsilon$
喷氢模型	简化喷射器
燃烧模型	ECFM
点火模型	ISSIM
传热模型	Han and Reitz ^[22]
壁面模型	标准壁函数

2.1 简化喷射器模型

模拟氢气射流过程中,计算时间步长受到最小网格尺寸和流速的影响。真实喷射器结构如图2所示,真实喷射器狭窄流道模拟时需要用尺寸非常小的网格,会显著增加模拟时间,因此有必要对喷射器结构进行简化。使用简化的喷射器模型代替包括完整的内部喷射器几何形状模型是一种可行的选择。常用的简化方法包括将喷射器入口边界放置于马赫盘位置^[23]或喷嘴出口^[24]之前,或者采用简单的结构取代复杂的喷嘴结构^[18]。高压氢气在喷射器中随着压力的不断降低速度不断增加,在出口处达到超音速。真实喷射器近似渐缩渐扩喷管结构,射流的氢气将在喉部达到当地音速,在渐扩阶段从音速到达超音速,如图3所示。为了简化起见,仅模拟喉管和渐扩部分,使用一节直管模拟喉管部分,渐扩部分结构斜率与真实结构保持一致,简化后的大、小喷射器结构如图4所示。简化后的模型以马赫数为1的喉部位置作为模拟的入口边界。利用已知的初始压力(轨压)、初始温度、流量计算出模拟入口边界的截面积、温度,计算公式见式(1)~式(5)。

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

$$\frac{T}{T_0} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2\right)^{-1} \quad (2)$$

$$p = \rho RT \quad (3)$$

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (4)$$

$$\dot{m} = \rho v A \quad (5)$$

式中, p 为喉部压力; T 为喉部热力学温度; p_0 为初始压力; T_0 为初始热力学温度; ρ 为密度; v 为喉部速度; A 为喉部截面积; c 为当地音速; \dot{m} 为质量流率; Ma 为马赫数; γ 为氢气的绝热指数; R 为理想气体常数。在模拟中,入口边界条件使用质量流率边界。在实际喷射过程中,质量流率随针阀的抬升逐渐增大,后趋于稳定。大、小喷射器模拟中针阀升起时间分别为0.3 ms和0.6 ms。

2.2 燃烧模型

ECFM是一种非常适合模拟点燃式发动机湍流燃烧过程的数值模型^[19,25-26],本研究中采用该模型来描述混合气的燃烧过程。ECFM模型考虑了湍流流场对火焰结构的影响,其通过火焰面密度 Σ (单位体积火焰表面积)输运方程描述火焰的传播过程^[27],火焰面密度输运方程见式(6)。

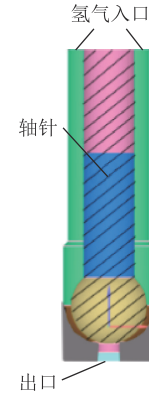


图2 喷射器结构示意图

Figure 2 Schematic diagram of the injector structure

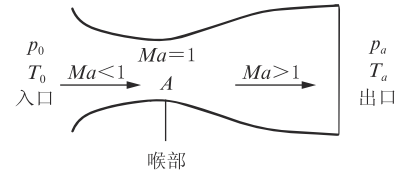
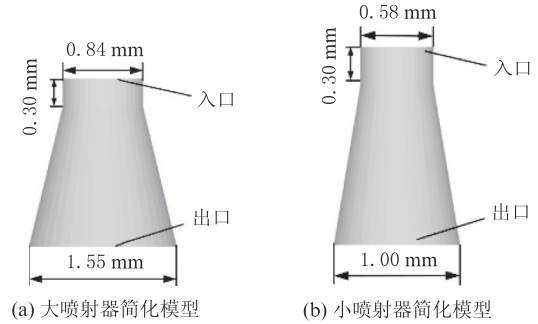


图3 渐缩渐扩喷管中超音速流动示意图

Figure 3 Schematic diagram of supersonic flow in a conical convergent-divergent nozzle



(a) 大喷射器简化模型 (b) 小喷射器简化模型

图4 氢气喷射器的简化结构示意图

Figure 4 Simplified structural diagrams of the hydrogen injectors

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial u_i \Sigma}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{S_c} \frac{\partial (\Sigma / \bar{\rho})}{\partial x_i} \right) + (A_{sgs} + A_{res} + C_{sgs}) \Sigma - D + P_k \quad (6)$$

式中, t 为时间; x_i 为 i 方向上的距离; u_i 为 i 方向上的速度; $\bar{\rho}$ 为平均密度; μ 为分子黏度; S_c 为施密特数; A_{sgs} 为与湍流拉伸有关的火焰面密度系数; A_{res} 为与平均流动膨胀有关的火焰面密度系数; C_{sgs} 为火焰热膨胀及曲率造成的影响; D 为火焰面密度耗散项; P_k 为当前计算网格内生成火焰面的源项。

ECFM模型需要使用层流火焰速度(s_l)来模拟火焰传播。层流火焰速度有两种不同的计算方式。其一是采用经验公式,即将 s_l 表示为温度、压力、当量比、废气再循环率的函数^[28-29],然而这种方法的适用范围相对有限。第二种方式则是查询预制表的方

式,即预先制出不同温度、压力、当量比、废气再循环率对应的层流火焰速度表,通过对表格插值求解出各计算网格的层流火焰速度^[30]。

制作层流火焰速度表格的软件为 CONVERGE,采用文献[31]中开发的氢气机理。图 5 中对比了层流火焰速度的模拟值和试验值。由图 5 可知,所选机理和模拟方案具有准确性。考虑到模拟的过程为分层稀燃,制表范围采用了较宽的当量比,如表 5 所示。

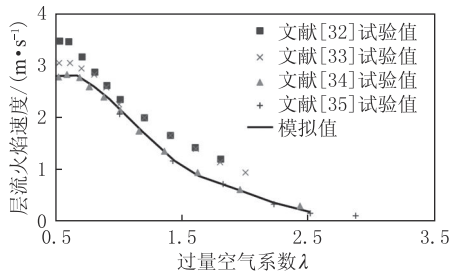


图 5 模拟层流火焰速度验证
Figure 5 Verification of simulated laminar flame velocity

表 5 层流火焰速度制表范围			
Table 5 Table range of laminar flame velocity			
项目	最小值	最大值	间隔步长
温度/K	500	1 100	25
压力/MPa	1.0	12.0	0.1
当量比	0.20	1.00	0.05
废气再循环率	0	0.20	0.05

2.3 数值模型其他设置

在本研究中,应用大涡模拟方法模拟缸内端流,并采用了动态 Smagorinsky 模型^[21]。采用文献[22]中开发的 Han and Reitz 传热模型来预测壁面传热。在本研究中,网格加密策略参考此前的研究^[18],基本网格尺寸设置为 4.000 mm,喷射器及喷射器出口位置的网格采用固定加密网格方法细化到 0.125 mm 和 0.500 mm。气缸壁、活塞、缸盖温度设置为 450 K,进气门和排气门温度分别设置为 400 K 和 500 K,火花塞表面温度设置为 550 K。

3 分析与讨论

3.1 定容弹模拟

纹影技术捕捉的是气体密度差异,因此纹影图像所展示的图像为沿观察方向的密度变化投影。其中最外围的轮廓线通常被认为代表氢气质量分数为 0.05%^[36]或 0.10%^[37]的等密度线。对比后发现两种标准的贯穿距差距在 1% 以内,本研究中采用氢气质量分数 0.05% 等值面作为氢气射流外轮廓。图 6 和图 7 对比了在 15 MPa 喷射压力、0.6 MPa 背压条件

下小喷射器的试验拍摄结果与数值模拟结果,图 8 和图 9 对比了在 10 MPa 喷射压力、1.0 MPa 背压条件下大喷射器的试验拍摄结果与数值模拟结果。通过对比观察可知,模拟结果揭示了射流的自相似性,射流的主要部分大体上沿轴线对称展开。同时模拟与试验结果在射流外部轮廓的细节上具有良好的一致性。在喷射器出口处,稳定流动区的特征随时间变化不大,而在射流下游区域形成了一个显著的漩涡结构,该漩涡随时间向前移动且其尺寸逐渐增大。

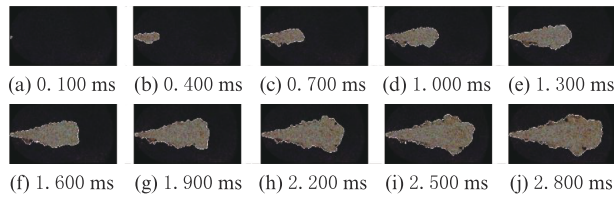


图 6 喷射压力为 15 MPa 及背压为 0.6 MPa 条件下小喷射器的射流过程试验图像

Figure 6 Experimental images of jet processes of the small injector under an injection pressure of 15 MPa and an ambient pressure of 0.6 MPa

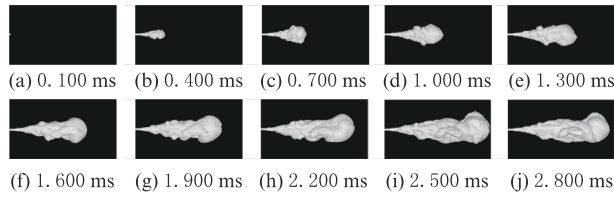


图 7 喷射压力为 15 MPa 及背压为 0.6 MPa 条件下小喷射器的射流过程模拟图像

Figure 7 Simulated images of jet processes of the small injector under an injection pressure of 15 MPa and an ambient pressure of 0.6 MPa

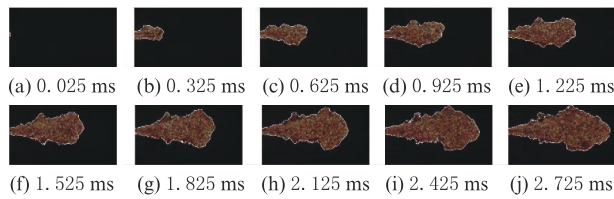


图 8 喷射压力为 10 MPa 及背压为 1.0 MPa 条件下大喷射器的射流过程试验图像

Figure 8 Experimental images of jet processes of the large injector under an injection pressure of 10 MPa and an ambient pressure of 1.0 MPa

贯穿距是衡量射流模拟精度的重要指标。图 10 对比了大、小喷射器在不同条件下的试验与模拟贯穿距。本研究中,贯穿距是指氢气质量分数为 0.05% 的等密度线从喷射器出口延伸至最远点的距离。结果表明,在喷射压力固定的情况下,随着背压

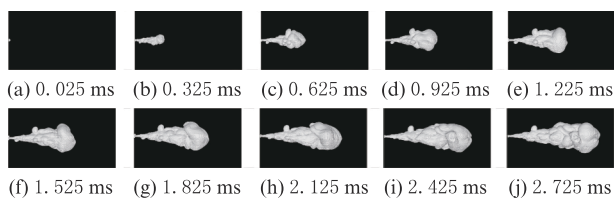


图9 喷射压力为10 MPa及背压为1.0 MPa条件下大喷射器的射流过程模拟图像

Figure 9 Simulated images of jet processes of the large injector under an injection pressure of 10 MPa and an ambient pressure of 1.0 MPa

的降低,气流的速度会增加。由于模拟中考虑了针阀升起的动态过程,模拟在射流初始阶段的贯穿距与试验数据非常吻合。随着时间的发展,模拟和试验数据在贯穿距的变化趋势上保持一致。其中,小喷射器在0.6 MPa和1.0 MPa背压下的模拟贯穿距均方根误差分别为3.67%和4.09%,大喷射器在0.5 MPa和1.0 MPa背压下的模拟贯穿距均方根误差分别为3.87%和4.05%。

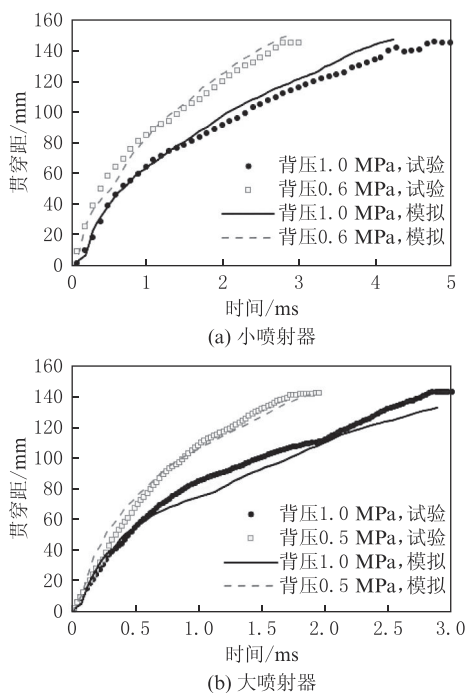


图10 氢气喷射器在不同背压下的试验与模拟贯穿距对比
Figure 10 Comparison of experimental and simulated penetration for the hydrogen injectors under different back pressures

3.2 发动机内的氢气混合与燃烧

大喷射器的喷射开始时刻(start of injection, SOI)为 -65° ,在经过 $4^\circ \sim 5^\circ$ 曲轴转角后,氢气已经撞击到活塞顶面。此时喷射初始气流速度还未升至最高,少量氢气受缸内滚流的影响从主射流区脱落。在撞击活塞后,氢气团速度大幅降低。由于活塞形

状的引导,氢气射流在碰壁后出现一定的向上及向中心翻卷的趋势,部分氢气翻卷到火花塞周围,在 -24.7° 时关闭针阀,氢气从喷射器出来的速度逐渐降低,混合过程转由缸内湍流主导,低速氢气随缸内滚流引导向火花塞一侧运动,点火前在火花塞附近形成一定的可燃混合气。图11展示了大喷射器发动机氢气喷射和混合过程,图中深色曲面为缸内平均过量空气系数($\lambda=2.3$)等值面。小喷射器发动机的氢气混合过程与大喷射器发动机混合过程相似,这里不再描述。

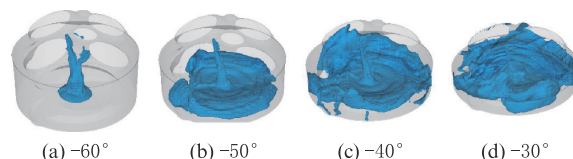


图11 缸内氢气喷射与混合过程模拟图像(深色曲面为 $\lambda=2.3$ 等值面)

Figure 11 Simulated images of hydrogen injection and mixing process inside the cylinder (deep color represents the iso-surface of $\lambda=2.3$)

点火时的当量比分布对后续燃烧过程有显著的影响。图12展示了三维结果中穿过火花塞的两个观测截面。图13和图14展示了大、小喷射器发动机四个循环中在点火时观测截面上的过量空气系数分布。在大喷射器发动机中,喷射器附近和挤流区聚集了较浓的混合气($\lambda < 1.5$)。第一、二、三循环火花塞附近的过量空气系数处于1.5~2.5区间,而第四循环混合气较稀($\lambda > 4.0$),此时混合气状态不利于燃烧,分层混合效果不佳。在小喷射器中,挤流区依然聚集了较浓的混合气($\lambda < 1.5$),但四个循环的火花塞附近混合气分布较为一致,过量空气系数均在1.5~2.5范围内。相较于大喷射器,小喷射器的分层效果更佳,基本呈现中间浓四周稀的情况。

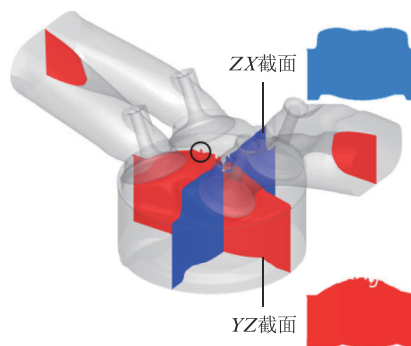


图12 发动机三维结果中的观测截面

Figure 12 Observation section in the engine three-dimensional results

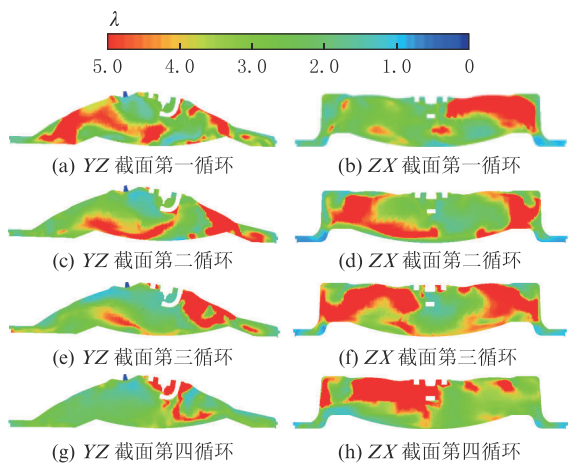


图 13 大喷射器发动机点火时的过量空气系数分布
Figure 13 Distribution of excess air coefficients at ignition timing of the large injector engine

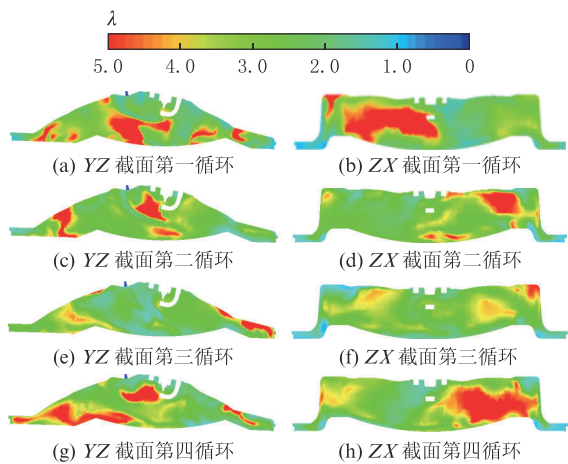


图 14 小喷射器发动机点火时的过量空气系数分布
Figure 14 Distribution of excess air coefficients at ignition timing of the small injector engine

大、小流量喷射器在点火时的过量空气系数分布状况最终也在燃烧过程的缸压上有所体现。图 15 和图 16 展示了大、小喷射器发动机的试验与模拟缸压对比,大、小喷射器发动机模拟出的缸压变动基本保持在试验的范围内。大、小喷射器发动机模拟的四个循环展现了与试验相近的循环变动,清晰地再现了试验中大喷射器发动机循环变动大于小喷射器发动机循环变动的现象。

在压缩阶段,大、小喷射器发动机的模拟和试验缸压曲线基本一致。但是在喷氢结束后点火前,试验与模拟缸压逐渐出现明显差异,模拟结果的峰值缸压较高。越接近上止点,缸压越大,试验与模拟缸压的差异越发明显。综合考虑这可能是因为试验过程中氢气通过活塞环泄漏到曲轴箱,现发动机模型未考虑模拟这一过程,从而导致二者存在差异,但是模拟结果基本符合试验现象。

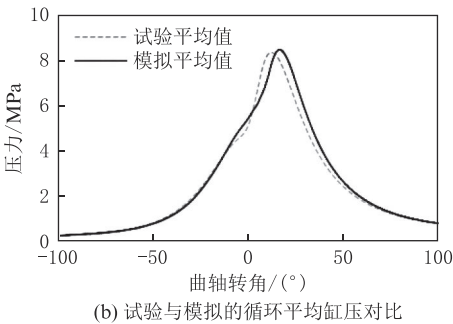
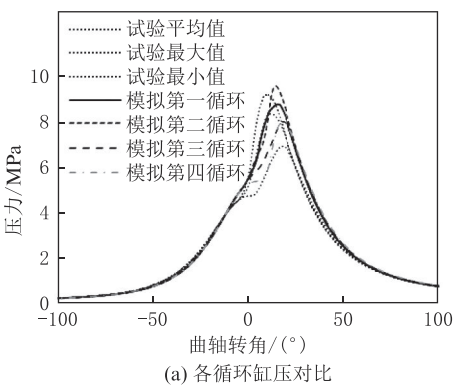


图 15 大喷射器发动机试验与模拟缸压对比
Figure 15 Comparison of experimental and simulated cylinder pressure curves of the large injector engine

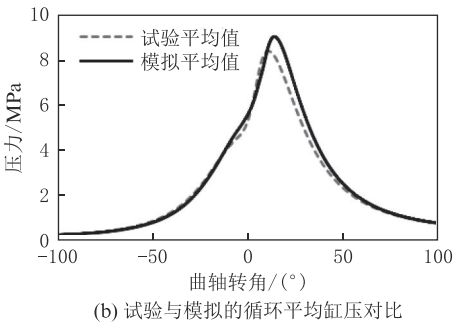
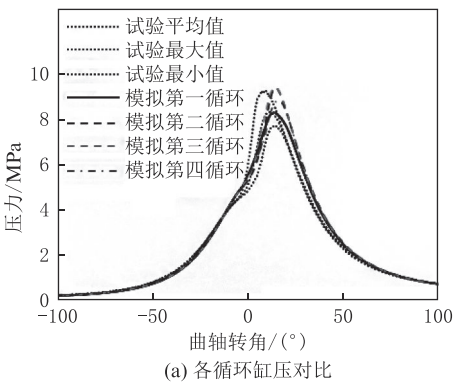


图 16 小喷射器发动机试验与模拟缸压对比
Figure 16 Comparison of experimental and simulated cylinder pressure curves of the small injector engine

火花塞周围的当量比分布对于氢气分层稀燃有重要意义。为了进一步分析两款喷射器在氢气喷射和缸内氢气混合过程中的差异,图 17 分别展示了大、小喷射器发动机在火花塞附近直径 5 mm 区域

内的当量比变化情况。大喷射器 SOI 较晚,混合气更晚到达火花塞附近,点火前火花塞附近混合气变化较为剧烈;小喷射器 SOI 较早,混合气更早到达火花塞附近,火花塞附近混合气变化较为平缓。注意到大喷射器第四循环点火前当量比小于 0.2,混合气过于稀薄,后续燃烧开始缓慢。同时小喷射器火花塞附近当量比循环变动较小,整体的变化进程也更提前,这与小喷射器的 SOI 更早有关。该现象也与小喷射器发动机循环变动较小一致。

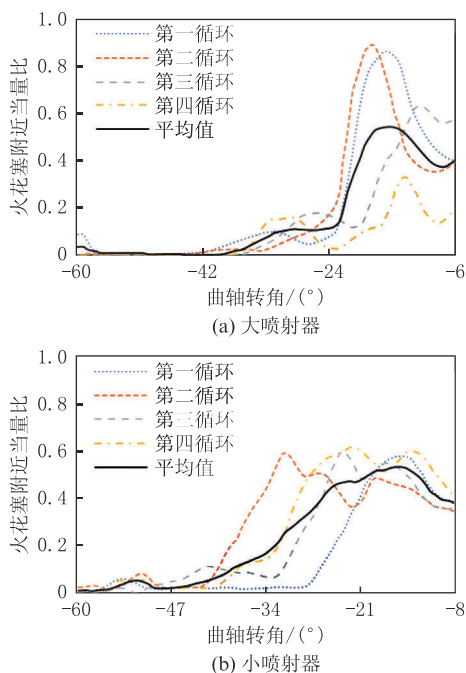


图 17 氢气发动机在火花塞附近的当量比变化情况

Figure 17 Changes in equivalence ratio around the spark plug of the hydrogen engine

3.3 喷氢 EOI 的影响

此前试验表明喷氢 EOI 直接影响发动机热效率^[10]。一方面,较早喷射氢气会造成额外的压缩负功,降低发动机的有效功;另一方面,EOI 还会影响缸内混合气的形成及氢气分层效果。目前试验结果显示当前大喷射器发动机的 EOI 为临界 EOI (-24.7°),继续推迟 EOI 可能会出现失火的情形。

本研究分别模拟了 EOI 提前和推迟 5° 的案例,每个案例计算三个循环,结果如图 18 所示。EOI 提前 5° 的案例表现出了更高的压力,同时也表现出比原 EOI 更大的循环波动。这与氢气运动有关,浓氢混合气团有更多时间运动到火花塞周围,同时受缸内流场影响更大,进而循环波动更明显。而推迟 EOI 的案例在第一循环便出现了燃烧不稳定现象,如图 19 所示。其原因是浓氢混合气团没有足够的时间运动到火花塞周围。这说明氢气分层稀燃对于

EOI 十分敏感,只有合理调整 EOI 才能使发动机表现出更佳的性能。

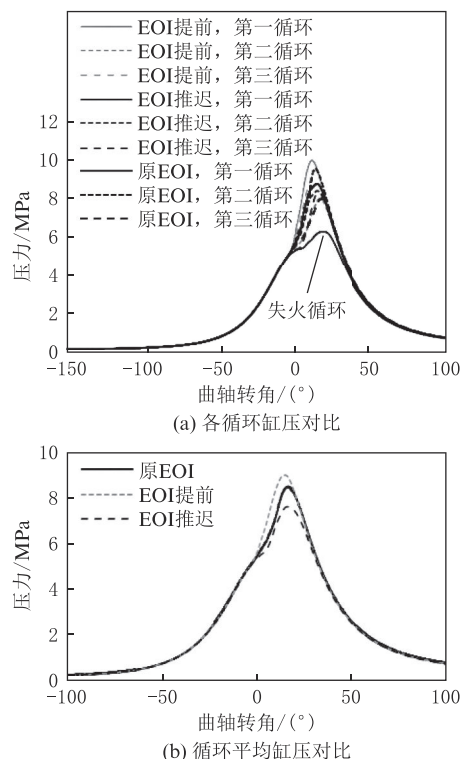


图 18 不同 EOI 条件下的缸压对比

Figure 18 Comparison of cylinder pressure traces with different EOI

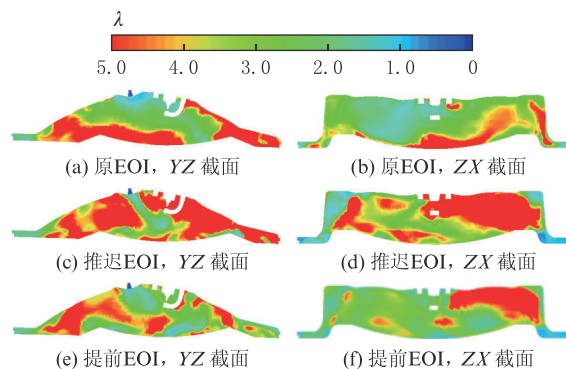


图 19 原 EOI、推迟 EOI 和提前 EOI 案例在第一循环点火时的过量空气系数分布

Figure 19 Distribution of excess air coefficients at the spark timing of the first cycle for the original EOI, delayed EOI and advanced EOI cases

3.4 湍流模型对混合气形成的影响

本文还对比了 RANS 湍流模型和 LES 湍流模型的混合气分布模拟结果。图 20 为 RANS 第二循环和 LES 第二、三循环的过量空气系数分布。可以看到 LES 与 RANS 的混合气分布形态基本一致,均呈现出中间浓、两边稀的状态;同时,两种湍流模型均模拟出了在缸壁附近挤流区的浓混合气团分布。但两种湍流模型在混合气分布的具体细节上有

所差异,这与湍流模型的计算原理有关,LES模型更能反映出小涡团对混合气形成的影响,并能模拟出循环变动;而RANS反映出发动机缸内的时均状态,对应试验中的多循环平均结果。

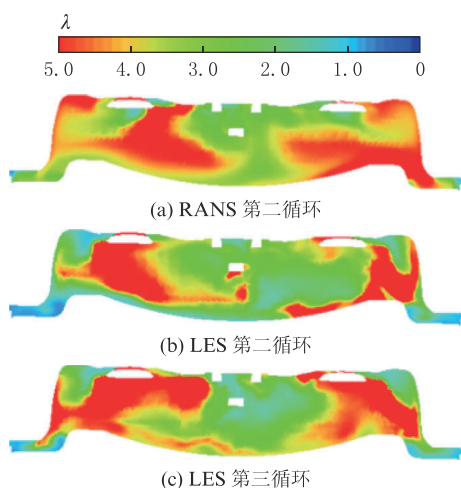


图 20 不同湍流模型下的过量空气系数分布对比

Figure 20 Comparison of excess air coefficient distribution for different turbulence models

4 结论

(1) 采用大涡模拟(LES)湍流模型对氢气射流进行模拟,不仅能够捕捉大尺度湍流结构,还能提供更高精度的湍流混合细节。基于简化氢气喷嘴模型的定容弹射流模拟使用了质量流量曲线作为边界条件,大、小流量喷射器模拟得到的贯穿距结果与试验数据误差均在 5% 以内。

(2) 大、小流量喷射器的发动机混合气形成过程在基本特征上没有实质性区别。点火前火花塞附近的可燃混合气一方面由氢气撞击活塞后翻卷形成,另一方面由喷射结束时部分氢气随缸内滚流导向火花塞一侧运动形成。

(3) 大流量喷射器的分层效果相对不佳,点火前部分混合气处于挤流区和活塞表面,混合气分布的循环变动大,有很大一部分可燃混合气分布在进气侧;小流量喷射器在点火前的混合气分层效果较为理想,且火花塞附近混合气当量比的循环变动更小。

(4) 对于氢气发动机分层稀燃,采用高喷射压力的轴针式喷射器要充分考虑氢气形成过程和最终的氢气分布状态,氢气分布较差不仅导致循环波动较大,甚至可能导致失火现象出现。

(5) 分层稀燃效果对氢气喷射 EOI 十分敏感,EOI 决定喷入氢气的混合时间,进而影响氢气的混合分布。提前 EOI 使氢气拥有更多的时间翻卷至

火花塞附近;而推迟 EOI 时,氢气没有足够的时间混合,火花塞附近混合气过稀,导致起燃缓慢甚至失火。

(6) 不同湍流模型(RANS 和 LES)对混合气形成的模拟结果基本一致,均展现出中间浓两边稀的形态。

参考文献:

- [1] HAN Z Y, MENG S, FENG J, et al. Energy transformation propelled evolution of automotive carbon emissions [C/OL]// SAE Technical Paper, 2023: 2023-01-7006 (2023-10-30) [2024-07-18]. DOI:10.4271/2023-01-7006.
- [2] SEBOLDT D, MANSBART M, GRABNER P, et al. Hydrogen engines for future passenger cars and light commercial vehicles [J]. MTZ Worldwide, 2021,82(2):42-47.
- [3] GANDIA L M, ARZAMEDI G, DIEGUEZ P, et al. Renewable hydrogen technologies [M]. Amsterdam: Elsevier Science, 2013:381-400.
- [4] SUN D W, LIU F S. Research on the performance and emission of a port fuel injection hydrogen internal combustion engine [C]//Changchun: 2010 International Conference on Digital Manufacturing & Automation, 2010:299-302.
- [5] WANG L J, YANG Z Z, HUANG Y, et al. The effect of hydrogen injection parameters on the quality of hydrogen-air mixture formation for a PFI hydrogen internal combustion engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017,42(37): 23832-23845.
- [6] MOHAMMADI A, SHIOJI M, NAKAI Y, et al. Performance and combustion characteristics of a direct injection SI hydrogen engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2007,32(2):296-304.
- [7] YI H S, LEE S J, KIM E S. Performance evaluation and emission characteristics of in-cylinder injection type hydrogen fueled engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 1996,21(7):617-624.
- [8] HU Z, YUAN S, WEI H, et al. High-pressure injection or low-pressure injection for a direct injection hydrogen engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024,59:383-389.
- [9] WEI H Q, HU Z, MA J J, et al. Experimental study of thermal efficiency and NO_x emission of turbocharged direct injection hydrogen engine based on a high injection pressure [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023,48(34):12905-12916.
- [10] HU Z, MA W Z, MA J J, et al. Experimental research on performance development of direct injection hydrogen internal combustion engine with high injection pressure [J]. SAE International Journal of Engines, 2023,16(7):957-969.
- [11] TSUJIMURA T, SUZUKI Y. Development of a large-sized direct injection hydrogen engine for a stationary power generator [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2019,44(22): 11355-11369.
- [12] 孙柏刚,包凌志,罗庆贺.缸内直喷氢燃料内燃机技术发展及趋势[J]. 汽车安全与节能学报,2021,12(3):265-278.

- SUN B G, BAO L Z, LUO Q H. Development and trends of direct injection hydrogen internal combustion engine technology [J]. *Journal of Automotive Safety and Energy*, 2021, 12(3): 265 - 278.
- [13] HAN Z Y. Simulation and optimization of internal combustion engines [M]. Warrendale: SAE International, 2021: 50 - 60.
- [14] LI Y, GAO W Z, ZHANG P, et al. Effects study of injection strategies on hydrogen-air formation and performance of hydrogen direct injection internal combustion engine [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019, 44(47): 26000 - 26011.
- [15] HAMZEHLOO A, ALEIFERIS P G. Gas dynamics and flow characteristics of highly turbulent under-expanded hydrogen and methane jets under various nozzle pressure ratios and ambient pressures [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016, 41(15): 6544 - 6566.
- [16] YEGANEH M, CHENG Q, DHARAMSI A, et al. Visualization and comparison of methane and hydrogen jet dynamics using schlieren imaging [J/OL]. *Fuel*, 2023, 331: 125762 (2022-09-02) [2024-07-31]. DOI: 10.1016/j.fuel.2022.125762.
- [17] HAMZEHLOO A, ALEIFERIS P G. Numerical modelling of transient under-expanded jets under different ambient thermodynamic conditions with adaptive mesh refinement [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2016, 61: 711 - 729.
- [18] LIU X Q, HAN Z Y. LES study of the mixing process and cyclic variation of a direct-injection hydrogen engine [C/OL]//SAE Technical Paper, 2023: 2023-01-7025 (2023-10-30) [2024-07-18]. DOI: 10.4271/2023-01-7025.
- [19] MAIO G, BOBERIC A, GIARRACCA L, et al. Experimental and numerical investigation of a direct injection spark ignition hydrogen engine for heavy-duty applications [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, 47(67): 29069 - 29084.
- [20] OIKAWA M, KOJIYA Y, SATO R, et al. Effect of supercharging on improving thermal efficiency and modifying combustion characteristics in lean-burn direct-injection near-zero-emission hydrogen engines [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, 47(2): 1319 - 1327.
- [21] GERMANO M, PIOMELLI U, MOIN P, et al. A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model [J]. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1991, 3(7): 1760 - 1765.
- [22] HAN Z Y, REITZ R D. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, 40(3): 613 - 625.
- [23] MATHER D K, REITZ R D. Modeling the effects of auxiliary gas injection on diesel engine combustion and emissions [J]. *SAE Transactions*, 2000, 109: 443 - 458.
- [24] KESKINEN K, KAARIO O, NUUTINEN M, et al. Mixture formation in a direct injection gas engine: numerical study on nozzle type, injection pressure and injection timing effects [J]. *Energy*, 2016, 94: 542 - 556.
- [25] COLIN O, CHEVILLARD S, BOHBOT J, et al. Development of a species-based extended coherent flamelet model (SB-ECFM) for gasoline direct injection engine (GDI) simulations [C]//California: Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2018: 3 - 8.
- [26] JEEVAN SAI A, BALAMURUGAN R, SERVANT C, et al. Applying ECFM combustion model to spark ignition engine, comparison with experimental data [C]//Singapore: Advances in Fluid and Thermal Engineering: Select Proceedings of FLAME, 2018: 729 - 741.
- [27] COLIN O, BENKENIDA A, ANGELBERGER C. 3D modeling of mixing, ignition and combustion phenomena in highly stratified gasoline engines [J]. *Oil & Gas Science and Technology*, 2003, 58(1): 47 - 62.
- [28] KNOP V, BENKENIDA A, JAY S, et al. Modelling of combustion and nitrogen oxide formation in hydrogen-fuelled internal combustion engines within a 3D CFD code [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2008, 33(19): 5083 - 5097.
- [29] VERHELST S, VANCOILLIE J, DEMUYNCK J. A correlation for the laminar burning velocity for use in hydrogen spark ignition engine simulation [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011, 36(1): 957 - 974.
- [30] MANZOOR M U, YOSRI M R, TALEI M, et al. Normal and knocking combustion of hydrogen: a numerical study [J/OL]. *Fuel*, 2023, 344: 128093 (2023-03-21) [2024-07-31]. DOI: 10.1016/j.fuel.2023.128093.
- [31] Ó CONAIRE M, CURRAN H J, SIMMIE J M, et al. A comprehensive modeling study of hydrogen oxidation [J]. *International Journal of Chemical Kinetics*, 2004, 36(11): 603 - 622.
- [32] LIU D D S, MACFARLANE R. Laminar burning velocities of hydrogen-air and hydrogen-air-steam flames [J]. *Combustion and Flame*, 1983, 49: 59 - 71.
- [33] KOROLL G W, KUMAR R K, BOWLES E M. Burning velocities of hydrogen-air mixtures [J]. *Combustion and Flame*, 1993, 94: 330 - 340.
- [34] TAYLOR S C. Burning velocity and the influence of flame stretch [D]. Leeds: Leeds University, 1991.
- [35] VAGELOPOULOS C M, EGOLFOPOULOS F N, LAW C K. Further considerations on the determination of laminar flame speeds with the counterflow twin-flame technique [J]. *Symposium (International) on Combustion*, 1994, 25: 1341 - 1347.
- [36] ZHAO F C, SUN B G, YUAN S, et al. Experimental and modeling investigations to improve the performance of the near-zero NO_x emissions direct-injection hydrogen engine by injection optimization [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, 49: 713 - 724.
- [37] RA Y, KONG S C, REITZ R D, et al. Multidimensional modeling of transient gas jet injection using coarse computational grids [C/OL]//SAE Technical Paper, 2005: 2005-01-0208 (2005-04-11) [2024-07-18]. DOI: 10.4271/2005-01-0208.