

空间在轨氢氧内燃机直喷模式缸内燃烧特性研究

刘 龙¹, 李 航¹, 楚为盛¹, 骆洪亮¹, 连 欢², 郭冬妮², 陈泽彬³, 李华杰⁴

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001; 2. 中国科学院力学研究所, 北京 100190;
3. 广州柴油机厂股份有限公司, 广州 510145; 4. 92118 部队, 舟山 316000)

Investigation on the Combustion Characteristics of Hydrogen-Oxygen Internal Combustion Engine Under Direct Injection Mode on Orbit

LIU Long¹, LI Hang¹, CHU Weisheng¹, LUO Hongliang¹, LIAN Huan², GUO Dongni²,
CHEN Zebin³, LI Huajie⁴

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;
2. Institute of Mechanics, Chinese Academy of Science, Beijing 100190, China; 3. Guangzhou Diesel Engine Factory, Guangzhou 510145, China; 4. No. 92118 Troops of PLA, Zhoushan 316000, China)

Abstract: Based on the CONVERGE simulation platform, the optical hydrogen engine simulation model of Argonne National Laboratory in the United States was improved to study the combustion characteristics of hydrogen-oxygen internal combustion engines in two models, direct injection of hydrogen (DI-H₂) and direct injection of oxygen (DI-O₂). Firstly, aiming at DI-H₂ mode, by controlling the mass flow rate of hydrogen injection, the in-cylinder mixing degree, combustion controllability and output work under different oxygen equivalent ratios (Φ) of 0.33, 0.10 and 0.08 were studied. Then, the combustion characteristics in the cylinder were compared with those in the rich combustion environment with oxygen equivalent ratio (Φ) of 8.00 in DI-O₂ mode. The uniformity of hydrogen and oxygen mixing, the controllability of combustion and the output power of internal combustion engine were compared. The results show that when Φ is 0.33 in DI-H₂ mode, the combustion in cylinder is uncontrollable and the explosion pressure in cylinder exceeds 10.0 MPa. When Φ is 0.08, although the combustion is controllable, due to too thin combustion, the mixing degree of the fuel in the cylinder is low and the output power does not meet the 2 kW requirement of the integrated vehicle fluids (IVF) system. When $\Phi=0.10$, it can not only meet the needs of good mixing degree in the engine cylinder and controlled combustion, but also meet the power output requirements of the IVF system for the internal combustion engine. In addition, considering the bearing limit of the temperature and pressure in the cylinder, it is considered that the oxygen equivalent ratio suitable for the engine condition should be about 0.10. In the DI-O₂ mode, the combustion in the cylinder is controllable due to the rich combustion in the cylinder, and the mixing degree $\Phi=8.00$ is the same as that in the DI-H₂ mode when $\Phi=0.33$, the explosion pressure is lower than 5.0 MPa, the maximum temperature is lower than 1 500 K, and the output power of 2.26 kW is also greater than 2 kW, which meets the design requirements. Therefore, the model has great potential and is one

收稿日期: 2024-04-18

修回日期: 2024-06-22

基金项目: 先进船舶发动机技术全国重点实验室基金项目 (LAB-2023-01); 石油天然气装备教育部重点实验室 (西南石油大学) 资助项目 (OGE202302-04); 中央高校基本科研业务费资助项目 (3072023CFJ0304)

Foundation Item: The Fund of the National Key Laboratory of Marine Engine Science and Technology (LAB-2023-01); The Open Fund of Key Laboratory of Oil & Gas Equipment, Ministry of Education (Southwest Petroleum University) (OGE202302-04); The Fundamental Research Funds for the Central Universities (3072023CFJ0304)

作者简介: 刘 龙 (1980—), 男, 教授, 博士, 主要研究方向为低碳/零碳燃料、燃烧测试与控制技术, E-mail: liulong@hrbeu.edu.cn;
骆洪亮 (通信作者), E-mail: luohl@hrbeu.edu.cn。

of the optional combustion modes for in-orbit hydrogen-oxygen combustion engines in the future.

摘要: 基于 CONVERGE 仿真平台,通过改进美国阿贡国家实验室的光学氢发动机仿真模型分别研究了直喷氢(direct injection-H₂, DI-H₂)和直喷氧(direct injection-O₂, DI-O₂)两种模式下氢氧内燃机缸内燃烧特性。首先针对 DI-H₂ 模式,通过控制氢气喷射质量流量,研究不同氧气当量比(Φ)0.33、0.10、0.08 下缸内混合程度、燃烧可控性及输出功率,并与 DI-O₂ 模式 $\Phi=8.00$ 的富燃环境下缸内燃烧特性进行对比。研究工作针对缸内氢氧混合均匀程度、燃烧可控性及内燃机输出功率进行系统分析。研究表明:在 DI-H₂ 模式下, $\Phi=0.33$ 时,燃料急速燃烧出现失控风险,缸内最高燃烧压力已超过 10.0 MPa; $\Phi=0.08$ 时,虽然燃烧可控,但由于稀薄燃烧,缸内燃料混合程度低且输出功率不满足低温流体集成(integrated vehicle fluids, IVF)系统 2 kW 要求。当 $\Phi=0.10$ 时,既能满足发动机缸内燃气混合均匀与燃烧可控的需求,同时也能满足 IVF 系统对于内燃机功率输出的要求。考虑到缸内温度和压力承受极限,适合小型发动机工作的氧气当量比应在 0.10 左右。而在 DI-O₂ 模式下,由于缸内富燃使得燃烧可控,缸内混合程度 $\Phi=8.00$ 与 DI-H₂ 模式下 $\Phi=0.33$ 时相当,最高燃烧压力低于 5.0 MPa,最高温度低于 1 500 K,输出功率 2.26 kW 也符合设计要求。该模式具备较大潜力,也是未来空间在轨氢氧内燃机可选的燃烧模式之一。

关键词: 空间在轨;氢氧燃烧;内燃机;直喷射流;燃烧控制

Key words: on orbit; H₂-O₂ combustion; internal combustion engine; direct injection; combustion control

DOI: 10.13949/j.cnki.njgc.2024.06.003

中图分类号: TK463

0 概述

液氢液氧推进剂组合凭借高比冲、无毒无污染、燃烧产物环境友好等优势在运载火箭末级模块及上面级等航天运输系统中备受青睐,是未来执行载人登月、深空探测等长期在轨任务的首选推进剂。美国联合发射联盟(United Launch Alliance, ULA)^[1]在 2011 年提出航天器低温流体集成(integrated vehicle fluids, IVF)系统的概念,可实现贮箱增压、排气、姿控、沉底、发电等功能,增强航天器任务适应性,减少系统质量。

氢氧内燃机作为系统集成的关键组件,可将上面级携带的能源整合并实现能量转换^[2]。氢氧内燃机通过燃烧氢气和氧气产生的热能膨胀做功,驱动发电机发电,其能量转化效率受卡诺循环效率和机械能损失的影响,电能转化效率为 30%~40%。尽管与燃料电池 50% 的电能转化率还有一定差距,内燃机可利用产生的余热汽化推进剂用于贮箱自生增压,内燃机排出的废气可用于提供连续的沉底推力,内燃机的机械轴功可用于发电、带动流体泵或压缩机等设备,理论上内燃机的能量综合转化效率接近 100%^[3]。目前国内对氢氧内燃机喷射策略的研究较少,大部分都集中于氢空内燃机。本文中关于氢氧燃烧可控方面研究,可以为氢氧内燃机国产化和航空运

载火箭快速发展奠定理论基础。

1 国内外研究现状

国外自提出氢氧内燃机的概念以来,总共研制了三代氢氧内燃机。第一代内燃机于 1963 年研制,采用纯氧缸内直喷方式,共进行了 500 h 的测试,其点火燃烧过程较平稳^[1];第二代氢氧内燃机于 2010 年制造,分别为单缸活塞内燃机和单缸转子 Wankel 内燃机^[1];第三代为液冷式直列 6 缸活塞式内燃机^[2]。三代氢氧内燃机基本参数对比如表 1 所示。相比于国外,国内航天氢氧内燃机技术研究刚刚起步,文献[4-7]中分析比较了 4 种 IVF 方案,分别以某型火箭三子级和氢氧上面级奔月任务为背景设计了 2 种 IVF 系统和一种内燃机,并基于 AMESim 搭建了氢氧缸内直喷内燃机模型,得到了内燃机功率特性和燃烧放热特性。文献[3]中通过 Chemkin 仿真分析获得了氢氧内燃机设计关键参数,并开展了氢氧内燃机地面点火验证试验,结果表明氢氧内燃机具有较好的点火起动性能,且通过降低混合比和压缩比能够将氢氧内燃机缸内的温度和压力控制在合理范围内。文献[8]中通过试验与仿真结合的方法针对富氧条件下的进气道喷射(port fuel injection, PFI)氢氧内燃机性能开展研究,先后进行了 21%、30% 和 40% 氧体积分数的内燃机试验,并基于验证过的仿真模型

预测了氢氧内燃机性能。结果表明:100%氧体积分数下,4 000 r/min 时内燃机的功率达 4.86 kW,可以满足 IVF 系统对氢氧内燃机的功率要求。国内设计的氢氧内燃机基本参数如表 2 所示。本文中, 0° 曲轴转角表示压缩上止点,曲轴转角正值表示压缩上止点后,曲轴转角负值表示压缩上止点前。

表 1 三代氢氧内燃机性能参数对比

Table 1 Comparison of performance parameters of three generations of hydrogen-oxygen internal combustion engines

项目	参数		
	第一代	第二代	第三代
代次	第一代	第二代	第三代
类型	单缸活塞	单缸转子	6缸活塞
冲程数目	2	—	4
缸径/mm	38.1	—	—
行程/mm	3.91	—	—
排量/mL	45	200	600/750
压缩比	—	—	6.5
转速/($r \cdot \min^{-1}$)	3 000~4 000	4 000	8 000
喷注策略	直喷氧	直喷氧	直喷氧
混合比	1.0~2.0	1.0~4.0	0.5~2.0
喷射时间/ms	1.5	—	—
轴功/kW	3.3	3.3	3.3
质量/kg	40	—	50

表 2 国内设计氢氧内燃机基本参数

Table 2 The basic parameters of the domestic design of hydrogen-oxygen internal combustion engines

项目	参数		
	中国运载火箭技术研究院	北京宇航系统工程研究所	北京理工大学
研发机构	中国运载火箭技术研究院	北京宇航系统工程研究所	北京理工大学
类型	6缸活塞直列式	单缸活塞	单缸活塞
冲程数目	4	4	4
缸径/mm	75.0	63.5	53.5
行程/mm	75.0	62.2	55.2
排量/ml	198.8	197.0	124.0
压缩比	11.0	7.5	9.6
转速/($r \cdot \min^{-1}$)	5 000	2 000~5 000	4 000
喷注策略	直喷氧	直喷氧	直喷氢
当量比	0.5~3.0	0.5~2.0	0.7
喷注提前角/($^\circ$)	-40	—	—
点火提前角/($^\circ$)	-15	-3	—
喷氧压力/MPa	2.0	—	0.1(进氧)
进氢压力/MPa	0.07	0.10	0.30~0.40(喷氢)
轴功/kW	19	1~9	5

然而,除 ULA 公司氢氧内燃机研究外,国内外氢氧内燃机研究主要集中在氢空内燃机领域,氢氧内

燃机研究较少。国际汽车行业巨头很早就已经把氢气、零排放燃料汽车作为重点研发目标。与航天器不同的是,氢燃料汽车不需要携带氧气,可以利用空气中的氧气作为氧化剂。但是由于空气中含有氮气等惰性气体,氢空燃烧较氢氧容易控制,技术难度相对较低。美国、德国、日本和俄罗斯等发达国家早在 20 世纪 60 年代就开始进行氢燃料内燃机的研究。德国在氢动力车研究方面起步较早并且积极推进其发展,第一台燃氢内燃机于 1950 年在德国试验成功;奔驰公司 20 世纪 70 年代就开始了燃氢内燃机领域的预研工作,于 1978 年开发了第一辆氢内燃机汽车;宝马汽车公司从 1978 年开始开发以氢气为燃料的内燃机汽车,2003 年已有多辆宝马 750hL 型氢气燃料内燃机汽车在柏林市投入使用。日本武藏工业大学和日产汽车公司长期合作不断将液氢内燃机研究推向新高度^[9]。

中国在民用氢内燃机研究方面起步较晚,相关技术力量比较薄弱。浙江大学较早开展了氢内燃机研究,并针对氢内燃机运转中存在问题,提出了燃烧改进方案^[10];北京工业大学进行了在汽油机燃烧过程中加入部分氢气改善燃烧过程的有关研究^[11];上海交通大学利用计算机数值模拟技术对氢气内燃机性能进行了预测^[12];北京理工大学和长安福特汽车公司均已成功研制出燃烧氢气的内燃机样机^[13];北京理工大学在采用稀薄燃烧策略的增压直喷氢内燃机试验中最高有效热效率达到 41.5%^[14];文献^[15]中通过仿真发现在氢内燃机采用缸内直喷技术可以在提高升功率的同时提高热效率。2021 年,一汽、广汽、长城等公司也分别推出不同型号缸内直喷增压氢气发动机样品^[16]。

综上,国外氢氧内燃机、氢空内燃机技术相对成熟,并逐渐形成了较清晰的技术路线。国内氢空内燃机也有了一定研究基础,但氢氧内燃机研究明显不足。国内航天用氢氧内燃机技术处于起步阶段,缺乏技术基础,可充分借鉴国内外在氢空内燃机领域已取得的成果,在此基础上开展空间在轨氢氧内燃机应用技术研究。目前无论是国外还是国内,对于氢氧内燃机燃料喷注策略并未给出一个明确答案,亟需同步对比不同氢、氧喷注方式,综合考虑燃烧可控性与经济性等因素,为此应进行大量试验和仿真研究,这将会是一个十分复杂且繁重的任务。

2 氢氧内燃机方案

结合国内外研究现状,本文中拟分析对比吸氧直喷氢(direct injection- H_2 , DI- H_2)和吸氢直喷氧(direct injection- O_2 , DI- O_2)两种缸内直喷策略,以美国阿贡

国家实验室光学氢发动机仿真模型为基础,在原仿真模型上进行参数修正,主要包括氧化剂替换、氢喷射质量流量参数调整等。发动机三维仿真模型计算域见图1。

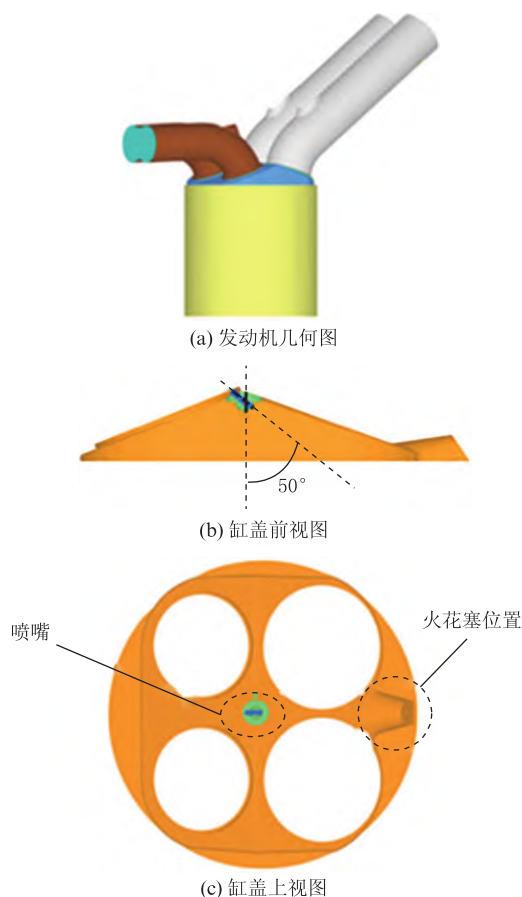


图1 三维仿真模型计算域

Figure 1 3D simulation model computational domain

该模型模拟桑迪亚光学氢发动机,由与乘用车发动机大小相近的单缸发动机改造而成,配备了专用喷射系统,可将气态氢直接送入燃烧室。该发动机配备了双进气与排气口,一个五边形顶盖缸盖和一个没有气门切断的扁平活塞。活塞以 1 500 r/min 恒定速度驱动^[17]。文献[18]中已对该模型进行了粒子图像测速(particle image velocimetry, PIV)和平面激光诱导荧光(planar laser induced fluorescence, PLIF)试验校核,获得了二维速度场和混合物浓度分布场。文献[17]中结合试验数据对该仿真模型性能进行了评估,证明已经建立的仿真模型是可靠和准确的,可被视为优化氢燃料内燃机直喷策略的准确模型。为简洁起见,表3列出了发动机相关几何参数和工作条件。更多细节包括完整发动机试验台及其几何结构详细描述,可以在文献[19-20]中找到,或在ECN网站^[21]查阅。

表3 发动机主要规格参数

Table 3 Main engine specifications

项目	参数
缸径/mm	92
行程/mm	85
排量/mm	565
压缩比	10
转速/(r·min ⁻¹)	1 500
进气门开启时刻/(°)	-374
进气门关闭时刻/(°)	-140
排气门开启时刻/(°)	130
排气门关闭时刻/(°)	364
初始压力/MPa	0.1
初始温度/K	309
喷射时刻/(°)	-137.0~-103.5
点火时刻/(°)	-25.00
点火能量/J	0.04

3 氢氧内燃机仿真

采用三维计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)软件 CONVERGE 3.1.4 对所搭建氢氧内燃机模型进行缸内燃烧过程三维仿真分析。具体选用的相关计算模型如表4所示。此外,仿真过程中内燃机曲轴转角从-374°开始,到346°结束,0°为压缩上止点,缸内初始温度309 K,初始压力为0.1 MPa,点火时刻-25°,转速1 500 r/min。

表4 相关计算模型

Table 4 Relevant computational models

数学模型	模型选择
燃烧模型	SAGE
湍流模型	RNG $k-\epsilon$
点火模型	直接加入点火源
壁面传热模型	O'Rourke and Amsden

3.1 不同氧气当量比下燃烧可控性对比

基于目前国内外研究情况,通常将进入缸内氢气和氧气的量用混合比(即氧气质量流量与氢气质量流量比值)来表示,但对于内燃机来说,用当量比来描述更能反映缸内具体流动与燃烧情况。因此,在定义当量比为燃料燃烧时,完全燃烧理论所需空气量与实际供给空气量之比,称为燃空比,即过量空气系数的倒数。而在本文中,因为反应物为纯氢与纯氧,氧化剂并非空气而是纯氧气,因此重新约定当量比的定义为完全燃烧理论所需要氧气质量与实际供给氧气质量比值,称作氧气当量比,用 Φ 表示, Φ 的计

算公式如式(1)所示。表5为不同氧气当量比下的喷射量与进气量。

$$\Phi = \frac{m_{O_2,t}}{m_{O_2,a}} = \frac{32n_{O_2,t}}{m_{O_2,a}} = \frac{16n_{H_2,a}}{m_{O_2,a}} = \frac{8m_{H_2,a}}{m_{O_2,a}} \quad (1)$$

式(1)中, $m_{O_2,t}$ 、 $m_{O_2,a}$ 分别为完全燃烧理论所需氧气质量和实际供给氧气质量, kg; $n_{O_2,t}$ 、 $n_{H_2,a}$ 分别为完全燃烧理论所需氧气物质的量和实际供给氧气物质的量, mol。当喷注策略为 DI-O₂ 时, $m_{O_2,a}$ 为表5中喷射总质量, $m_{H_2,a}$ 为表5中进气总质量; 当喷注策略为 DI-H₂ 时, $m_{O_2,a}$ 为表5中进气总质量, $m_{H_2,a}$ 为表5中喷射总质量。

表5 不同氧气当量比下的喷射量与进气量

Table 5 Injection and air intake amount at different oxygen equivalent ratios

项目	参数			
	工况1	工况2	工况3	工况4
喷注策略	DI-H ₂	DI-H ₂	DI-H ₂	DI-O ₂
氧气当量比 Φ	0.33	0.10	0.08	8.00
进气总质量/kg	6.866×10^{-4}	6.723×10^{-4}	7.005×10^{-4}	4.178×10^{-5}
喷射总质量/kg	2.831×10^{-5}	8.593×10^{-6}	6.868×10^{-7}	3.926×10^{-5}
喷射持续时间/(°)	33.5	33.5	33.5	33.5
喷射气体质量流 量/(kg·s ⁻¹)	7.614×10^{-3}	2.380×10^{-3}	1.846×10^{-4}	8.450×10^{-3}

本研究共采用两种策略进行对比分析: 采用进气道进氧气、缸内直喷氢气(DI-H₂)的富氧燃烧策略, 氧气当量比 Φ 分别取 0.33、0.10、0.08; 采用进气道进氢气、缸内直喷氧气(DI-O₂)的富氢燃烧策略, 计算了 Φ 为 8.00 时缸内燃烧情况。不同氧气当量比条件下缸内压力随曲轴转角变化曲线结果如图2所示。

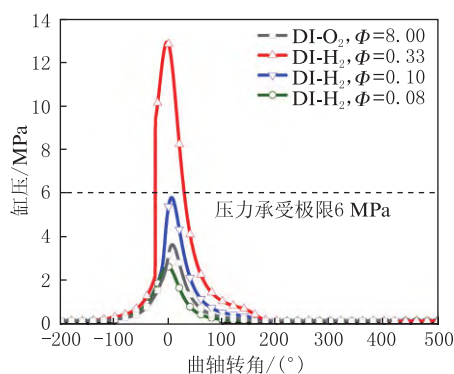


图2 不同当量比条件下缸内压力对比

Figure 2 Cylinder pressures under different equivalent ratios

从内燃机缸内平均压力可以看出点火前压力为 1.5 MPa 左右, 当采用 DI-H₂ 且 $\Phi=0.33$ 时, 观察到

缸内平均压力急速上升且峰值高达 13.0 MPa, $\Phi=0.33$ 时的缸压几乎在火花塞点火(-25°)的同时就上升到了 9.0 MPa, 由此推测, 此时火焰传播速度极快, 在点火后瞬间缸内混合物几乎全被引燃, 放出大量热量, 导致缸内压力和温度急速升高, 缸内燃烧持续时间短且反应剧烈, 在实际中存在失控危险, 且平均缸压最大值远超普通小型内燃机能承受压力极限(6.0 MPa)。随着氧气当量比降低, 缸内平均压力峰值由 $\Phi=0.33$ 时 13.0 MPa 下降至 $\Phi=0.08$ 时 2.5 MPa。从图中可以看出, 与 $\Phi=0.33$ 工况相比, $\Phi=0.10$ 和 $\Phi=0.08$ 两种工况的点火后火焰传播速度和压升率显著降低, 且上升更加平缓, 并没有出现压力急速升高情况。从 $\Phi=0.33$ 与 $\Phi=0.10$ 缸内平均压力变化趋势来看, 在目前所设置初始条件下, Φ 为 0.33 和 0.10 之间必然存在一个临界当量比 Φ_c , 当 $\Phi > \Phi_c$ 时, 火焰传播速度极快, 缸内全部混合物几乎在极短时间内被点燃, 缸内压升率过高, 呈现出急速燃烧失控特征; 当 $\Phi < \Phi_c$, 火焰传播速度减慢, 火焰在向外传播过程中有一个局部能量积累过程, 相较于 $\Phi > \Phi_c$ 情况, 更像是断续燃烧, 压力上升较为平稳。因此, 在当前初始条件下, 采用 DI-H₂ 富氧燃烧策略必须将 Φ 控制在 Φ_c 以下, 才能保证缸内燃烧可控。而对于小型氢氧内燃机来说, 缸压承受范围较窄, 结合压力曲线(图2), 应将氧气当量比控制在 0.10 左右, 以保证缸内燃烧平稳, 且处于内燃机压力承受极限内。当改变燃料喷注方式为 DI-O₂ 且 $\Phi=8.00$ 时, 缸内处于富燃状态, 平均压力曲线介于 DI-H₂ 工况 $\Phi=0.10$ 和 0.08 之间, 在小型内燃机极限承压范围内, 也可以作为一种喷射策略来控制氢氧燃烧。

不同当量比下缸内温度随曲轴转角变化曲线对比结果如图3所示。从图中可以看出, 氢氧内燃机点火前缸内温度为 650 K, 在 DI-H₂ 且 $\Phi=0.33$ 工况下, 缸内平均温度变化趋势与缸内平均压力变化趋势相似, 缸内温度在点火后瞬间就达到了 3 300 K。点火后缸内混合物瞬间被引燃, 导致最高燃烧压力和温度过高, 远超过小型内燃机所能承受极限温度 2 500 K。随着氧气当量比减小, 内燃机缸内温度由 3 300 K 降低至 700 K。当采用 DI-O₂ 且 $\Phi=8.00$ 时, 缸内平均温度变化趋势与 DI-H₂ 且 $\Phi=0.10$ 和 0.08 时变化趋势相似, 介于两者之间, 峰值温度在 1 400 K 左右, 低于 2 500 K。因此, 若要在实际中采用 DI-H₂ 富氧燃烧策略, 就必须保证缸内氢氧燃烧当量比在 0.10 左右(温度峰值为 1 800 K), 而 DI-O₂ 且 $\Phi=8.00$ 时也满足小型内燃机缸内的温度要求。

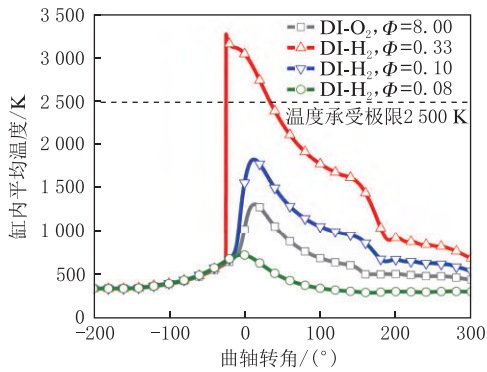


图3 不同当量比条件下缸内平均温度对比

Figure 3 Comparison of the average temperatures in the cylinder under different equivalent ratios

不同当量比条件下反应放热随曲轴转角变化曲线对比结果如图4所示。从图中可清楚看出,在DI-H₂且 $\Phi=0.33$ 工况下,缸内放热量大,且在点火后0.5°内集中放热,放热率峰值达到了12 500 J/(°)左右,这说明缸内所有混合物在0.5°短时间内即被全部点燃,导致缸内平均压力与平均温度在短时间内急速上升。反观 Φ 为0.10、0.08和8.00工况,放热率峰值明显降低,混合物全部点燃时间相比 $\Phi=0.33$ 更长。分析认为造成这种现象的原因除了氧气当量比不同之外,缸内燃-气混合程度也是影响其燃烧放热的重要因素。数值计算中进入气缸的氧气是恒定的,所以 Φ 不同则喷射氢气量不同,而喷射持续时间相同,进而造成射入气缸氢气速度不同,氧气当量比越大,氢气流速越大,相似结论也可从表5得出。由于 $\Phi=0.33$ 时注入氢气量多,所以喷射入气缸时速度快于小当量比情况,也是导致 $\Phi=0.33$ 时缸内燃烧剧烈的一个原因。而 $\Phi=0.08$ 时由于受到小当量比和射入气缸氢气流速小双重影响,放热率峰值远小于其他工况。

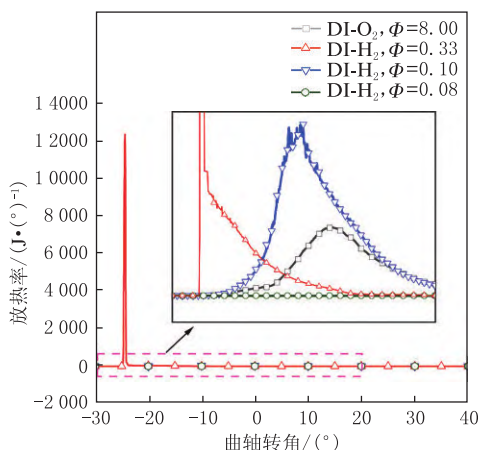


图4 不同当量比条件下反应放热随曲轴转角变化曲线

Figure 4 Reaction heat release curves with crankshaft rotation angle under different equivalent ratios

3.2 不同氧气当量比下缸内物质的量分数与流速对比

缸内流动是控制混合气形成和燃烧性能的关键因素,影响着发动机的整体输出。因此,有必要解析缸内的流动特征。不同氧气当量比工况下燃料物质的量分数比较如图5~图7所示。如图5(a)图所示,-135°时 $\Phi=0.33$ 工况H₂射流已经撞壁, $\Phi=0.10$ 和 $\Phi=0.08$ 工况下射流还未撞壁,这是由于所有工况氢气喷射时长相同,喷嘴尺寸相同,喷射总量越大,喷射速度越快。如表5所示,对比 $\Phi=8.00$ 与 $\Phi=0.33$ 工况可以发现,由于二者喷射率相同,故同时撞壁。但由于喷注方式不同, $\Phi=0.33$ 工况是氢直喷射流进入氧环境,氢少氧多; $\Phi=8.00$ 工况是氧直喷射流进入氢环境,氧少氢多;因此,形成氢、氧燃料扩散行为差异。随着活塞上行,-105°时, $\Phi=0.33$ 下射流在迎上向上运动的活塞后,在右下角形成了一个低浓度的三角区域,这是由于喷射速度过快导致H₂射流较为强烈,但随着当量比降低,速度快速下降。如图6(e)、图6(h)所示,-45°时, $\Phi=0.33$ 和 $\Phi=8.00$ 工况的缸内混合程度相似,没有明显过浓或过稀区域。而 $\Phi=0.10$ 和 $\Phi=0.08$ 工况存在明显过稀区域。如图7(a)所示,在-25°且 $\Phi=0.33$ 时,缸内H₂物质的量浓度都很高,且混合较为均匀,与之相比, $\Phi=0.08$ 混合效果不太理想,如图7(c)所示。点火后, $\Phi=0.33$ 缸内H₂浓度迅速降低,-20°时缸内H₂基本已反应完,物质的量浓度接近于0,如图7(e)所示,而其他3个工况仍继续反应,相似结论也可见图4。

图8~图10为不同当量比工况下燃料射流撞壁过程中流速对比。可以看出从-135°到-25°(点火时刻),DI-H₂模式下 $\Phi=0.33$ 时与DI-O₂模式下 $\Phi=8.00$ 时缸内流速分布十分相似,这说明虽然DI-O₂模式的缸内燃烧剧烈程度不如DI-H₂模式,但是DI-O₂模式下的缸内燃料的混合程度较为均匀。但在点火后,如图10所示, $\Phi=0.33$ 时的缸内流速明显高于 $\Phi=0.10$ 、 $\Phi=0.08$ 、 $\Phi=8.00$ 工况,结合图2与图3缸内平均温度和压力可以看出 $\Phi=0.33$ 时的缸内反应剧烈,有失控风险。对比 $\Phi=0.10$ 和0.08时的流速,由于 $\Phi=0.10$ 时的射流量更大使得其点火前,后缸内H₂燃料流速都更快。

3.3 不同氧气当量比下缸内火焰演化规律

图11为1 500 K温度等值面在不同当量比条件下火核生长情况。从图中看到, $\Phi=0.33$ 时,火花塞刚一点火,1 500 K温度等值面就迅速扩展至气缸边缘。这是由于点火后产生的热量大,且缸内混合程度高,所以燃料混合物在很短的时间内全部开始燃

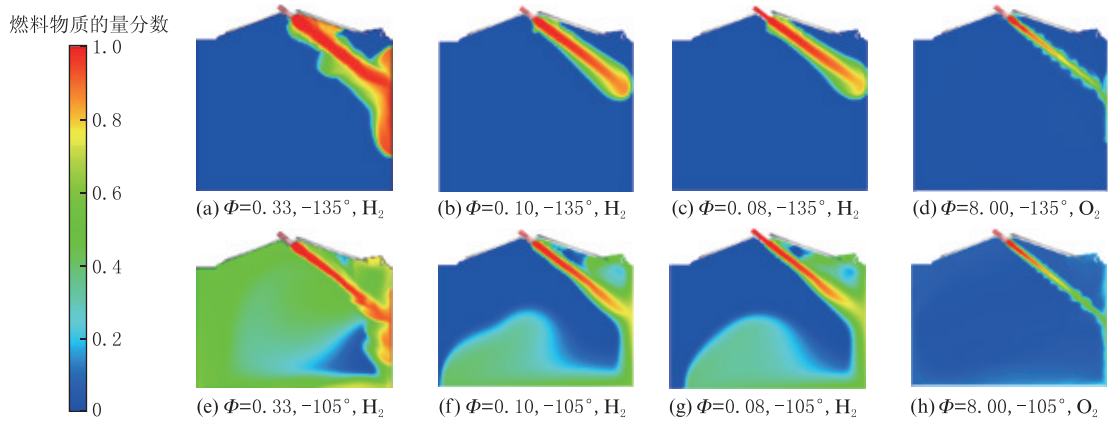


图5 不同当量比工况下-135°和-105°时燃料物质的量分数比较
 Figure 5 Comparison of fuel mole fractions at -135° and -105° under different equivalent ratios

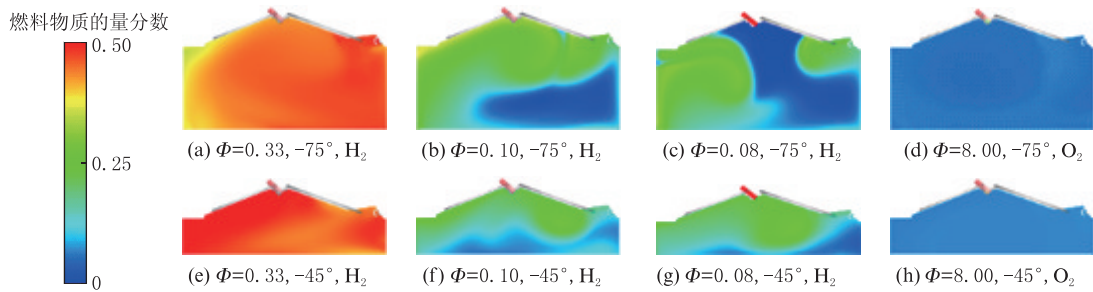


图6 不同当量比工况下-75°和-45°时燃料物质的量分数比较
 Figure 6 Comparison of fuel mole fractions at -75° and -45° under different equivalent ratios

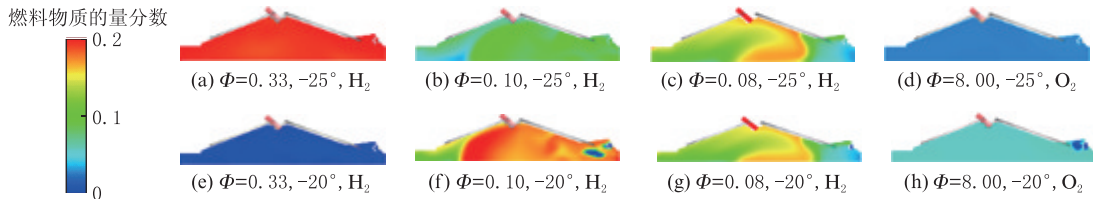


图7 不同当量比工况下-25°和-20°时燃料物质的量分数比较
 Figure 7 Comparison of fuel mole fractions at -25° and -20° under different equivalent ratios

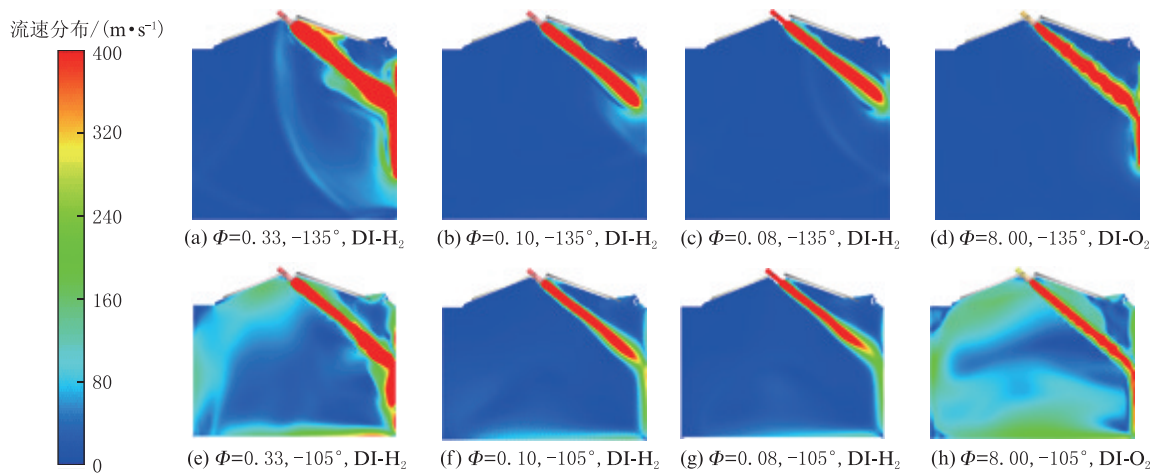


图8 不同当量比工况下-135°和-105°时燃料撞壁过程中流速分布仿真结果比较

Figure 8 Comparison of simulation results of flow velocity distribution during fuel wall collision at -135° and -105° under different equivalent ratios

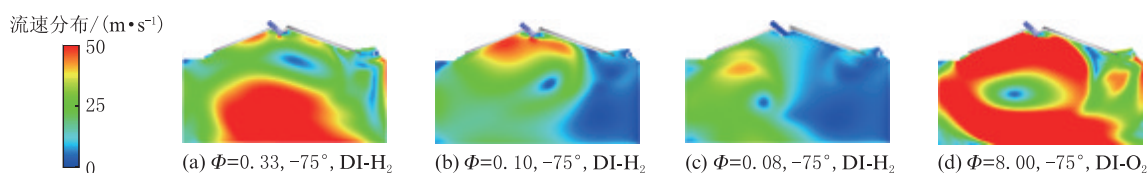


图9 不同当量比工况下-75°时燃料撞壁过程中流速分布仿真结果比较

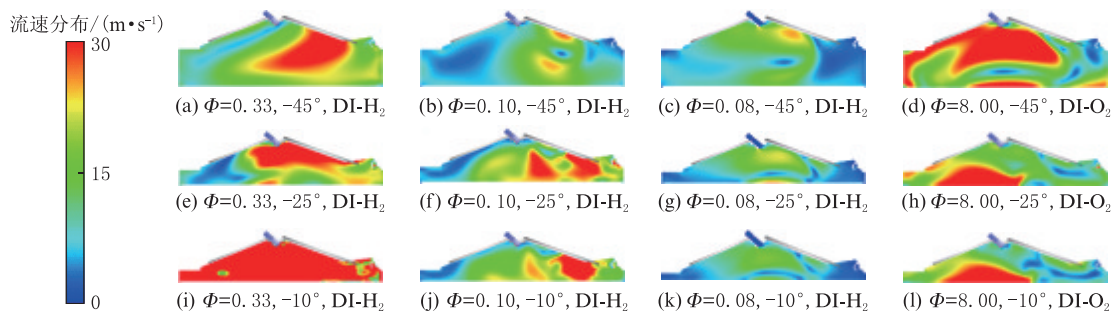
Figure 9 Comparison of simulation results of flow velocity distributions during fuel wall collision at -75° under different equivalent ratios

图10 不同当量比工况下-45°、-25°和-10°时燃料撞壁过程中流速分布仿真结果比较

Figure 10 Comparison of simulation results of flow velocity distributions during fuel wall collision at -45° , -25° and -10° under different equivalent ratios

烧,将缸内的温度急速抬高,造成了如图 11(a)、图 11(e)、图 11(i)、图 11(m)、图 11(q)、图 11(u)所示的等值面的变化,直到 -26° 以后等值面才有收缩的趋势。而 $\Phi=0.10$ 时,点火瞬间所产生的热量能够点燃周围的燃料混合物,但不满足整个气缸混合物的燃烧条件,所以 $\Phi=0.10$ 时所展现等值面变化是氢内燃机内正常的一个火焰传播的过程。对于 $\Phi=0.08$ 的工况,与图 5~图 10中所呈现的浓度与速度的切片结论类似,由于当量比低且缸内混合程度低,点火后火焰发展缓慢,并没有扩展到整个燃烧室的趋势,初始火核仅存在了 25° 左右便熄灭了,说明火花塞点燃氢气所释放的热量无法满足火焰向外传播的最小能量条件,此时的氧气当量比已低于缸内正常燃烧时氧气当量比极限。而 $\Phi=8.00$ 时的工况火焰传播情况与 $\Phi=0.10$ 时相似,只是平均温度更低,火焰传播速度略低于 $\Phi=0.10$ 时的工况。

图 12 为不同当量比工况下缸内点火前后温度变化情况仿真结果比较。从图 12 中可以看到, $\Phi=0.10$ 和 $\Phi=8.00$ 时缸内混合物全部点燃在 20° 左右,所消耗时间是 45° ;从图 4 放热率曲线也可以看出 $\Phi=0.33$ 时缸内混合物全部点燃所需时间在 0.5° 之内,即 $\Phi=0.33$ 时消耗的时间仅为前两种工况的十分之一。由此可见, $\Phi=0.33$ 时燃烧反应过于剧烈,且温度在 2000 K 以上时间过长,这对内燃机结构提出了非常苛刻的要求。

图 13 为不同当量比下缸内点火前后压力变化比较。从图中可以明显看出当量比为 0.33 时,在活塞

运动到上止点前后 10° 缸内压力一直处于 10.0 MPa 以上;而其余工况下缸压变化较为平缓,并没有出现剧烈变化。但是,当量比为 0.08 时缸内压力太低,只有 $1.0\sim 2.0\text{ MPa}$ 左右,这将导致输出功率无法满足系统要求。

3.4 不同氧气当量比下内燃机输出功率对比

氢氧内燃机不同氧气当量比下功率如图 14 所示。在 DI- H_2 条件下,随着氧气当量比增大,氢氧内燃机指示功率逐渐增大, $\Phi=0.33$ 时,功率达到 8.75 kW 。 $\Phi=0.10$ 时,功率为 4.8 kW ,符合 IVF 系统对于氢氧内燃机的要求(2 kW)。然而 $\Phi=0.08$ 时,指示功率变成了 -0.10 kW 。这主要是因为点火时刻过于提前,本文中采用固定的点火时刻 -25° ,相比于一般氢内燃机的点火时刻(-5°)提前了 20° 。稀薄燃烧需要点火时间适当提前,由于纯氢纯氧反应速度快,导致热量产生时活塞还处于上行阶段,对应于放热率曲线的第一段上升阶段,离上止点还有一段的距离,所以产生了一定的负功。

放热率曲线第二段上升对应于内燃机产生正功阶段。对于 $\Phi=0.08$ 而言,产生负功多于正功就会出现功率为负情况。由此推断,在目前所设置初始条件下, Φ 为 0.10 和 0.08 之间必然存在一个临界当量比 Φ_b ,当 $\Phi>\Phi_b$ 时,氢氧内燃机输出功率大于 2 kW ,能够满足 IVF 系统对于氢氧内燃机要求;当 $\Phi<\Phi_b$ 时,氢氧内燃机输出功率小于 2.00 kW ,不能满足 IVF 系统对于氢氧内燃机要求。所以,在目前

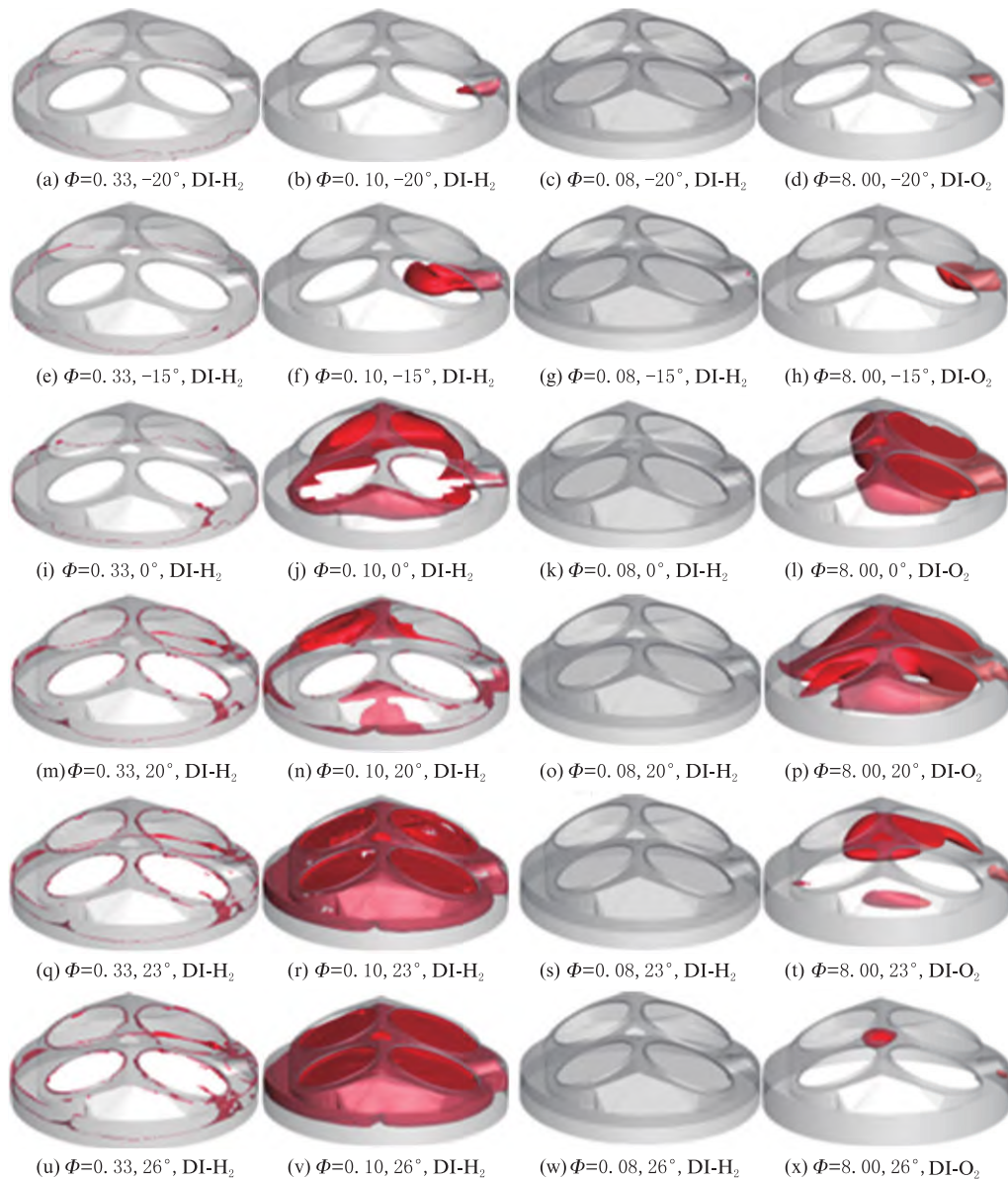


图11 不同当量比工况下缸内点火后火核生长情况仿真结果比较(选用温度为1 500 K的等值面描述火核变化)

Figure 11 Comparison of simulation results of ignition growth of fire nuclei after ignition in the cylinder under different yield ratio conditions (Isosurfaces with a temperature of 1 500 K were selected to describe the changes of fire cores)

初始条件下,采用DI-H₂的富氧燃烧策略必须将 ϕ 控制在 ϕ_b 以上,才能保证功率足够。对于DI-O₂模式下当量比为8.00时,功率为2.26 kW,也符合IVF系统的要求,可以作为一种新的喷射策略考虑。再对比不同工况下的转矩可以看出,DI-H₂模式下 ϕ 大于0.10,其转矩为正且快速增加;DI-O₂模式下,由于富燃影响,转矩相对较小,但也能满足要求。

4 结论

(1) 在DI-H₂模式下, $\phi=0.33$ 时发动机缸内急速燃烧失控,主要表现为缸压过高,且温度急速上升至2 500 K。相对来说, ϕ 为0.10、0.08时燃烧较为

“温和”,并由此推测在 $\phi=0.33$ 与0.10之间存在一个燃烧可控的氧气当量比上边界 ϕ_a 。 $\phi=0.33$ 和0.10时输出功率满足IVF系统2.00 kW功率要求,而 $\phi=0.08$ 时氢氧内燃机功率为负,不满足要求。由此推测在 $\phi=0.10$ 与0.08之间存在一个输出功率符合要求的氧气当量比下边界 ϕ_b 。综合考虑,当前发动机燃烧满足要求的氧气当量比应在0.10左右。

(2) 在DI-H₂模式下, $\phi=0.08$ 时未能对外做功,无法满足系统要求。这是由于点火时刻过于提前,缸内燃料与氧化剂混合不均时就点火导致的,通过适当延后点火时刻,理论上可以提升部分功率。

(3) 在DI-O₂模式下, $\phi=8.00$ 时兼具燃料均匀

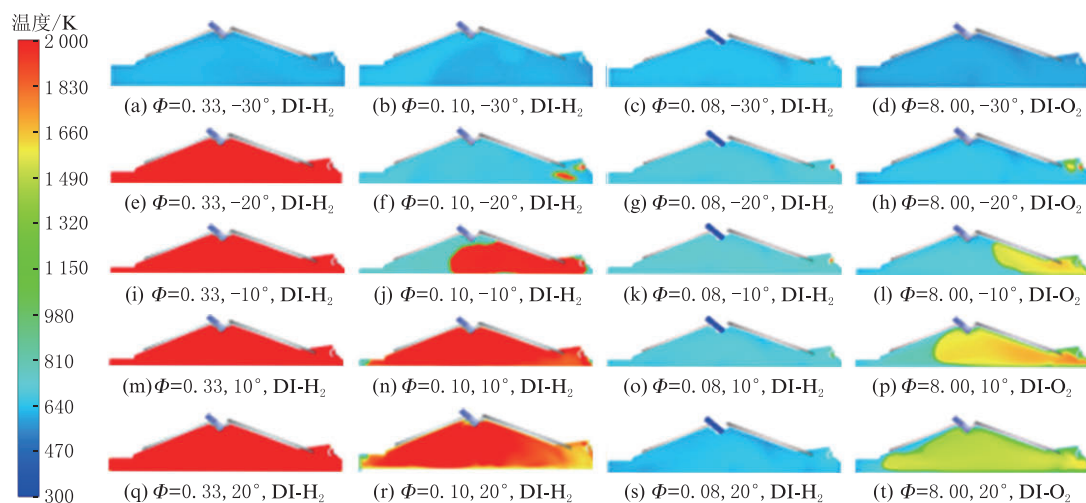


图 12 不同当量比工况下缸内点火前后温度变化情况仿真结果比较

Figure 12 Comparison of simulation results of temperature changes in the cylinder before and after ignition under different equivalent ratio conditions

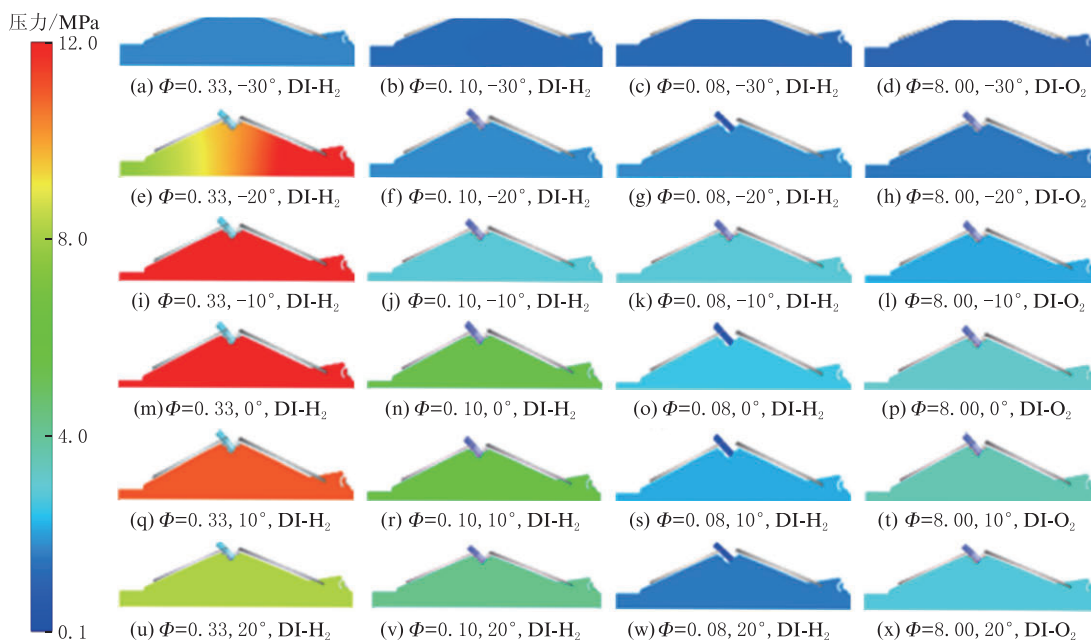


图 13 不同当量比工况下缸内点火前后压力变化情况仿真结果比较

Figure 13 Comparison of simulation results of pressure changes in cylinders before and after ignition under different equivalent ratios

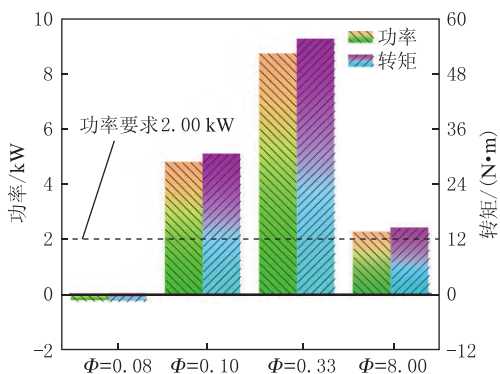


图 14 不同当量比条件下氢氧内燃机输出功率

Figure 14 The output power of hydrogen-oxygen internal combustion engines under different equivalent ratios

混合和燃烧稳定可控(燃烧速度相比于 0.33 慢的多)优点,且输出功率为 2.26 kW 大于 2.00 kW,符合要求。该模式具备较大潜力,也是未来空间在轨氢氧内燃机可选的燃烧模式之一。

参考文献:

[1] ZEGLER F. An integrated vehicle propulsion and power system for long duration cryogenic spaceflight[C/OL]//California: AIAA SPACE 2011 Conference & Exposition, 2011: 2011-7355 (2011-09-27)[2024-06-04]. DOI:10.2514/6.2011-7355.
 [2] ZEGLER F. Development status of an integrated propulsion and power system for long duration cryogenic spaceflight

- [C/OL]//California: AIAA SPACE 2012 Conference & Exposition, 2012: 2012-5302 (2012-09-11) [2024-06-04]. DOI: 10.2514/6.2012-5302.
- [3] 马方超,吴俊峰,赵涛,等. 空间在轨氢氧内燃机技术研究[J]. 宇航总体技术,2022,6(2):49-58.
MA F C, WU J F, ZHAO T, et al. Research on the technology of hydrogen/oxygen internal combustion engine on orbit [J]. *Astronautical Systems Engineering Technology*, 2022,6(2):49-58.
- [4] 张万旋. 氢氧集成流体(IVF)系统仿真研究[D]. 北京:中国运载火箭技术研究院,2019.
ZHANG W X. Simulation study of H₂/O₂ IVF system [D]. Beijing: China Academy of Launch Vehicle Technology, 2019.
- [5] 侍野. 低温推进剂集成管理方案研究[D]. 北京:中国运载火箭技术研究院,2020.
SHI Y. Research on integrated cryogenic propellant management scheme [D]. Beijing: China Academy of Launch Vehicle Technology, 2020.
- [6] 张万旋,李锦江,张楠. 氢氧上面级集成流体系统静态特性研究[J]. 航天制造技术,2019(3):14-20.
ZHANG W X, LI J J, ZHANG N, et al. Static characteristics study on integrated vehicle fluid system of H₂/O₂ upper stage [J]. *Aerospace Manufacturing Technology*, 2019(3):14-20.
- [7] 侍野,唐一华,刘畅,等. 低温推进剂集成管理技术的发展与启示[J]. 宇航总体技术,2019,3(2):54-61.
SHI Y, TANG Y H, LIU C, et al. Development and revelation of integrated vehicle fluids[J]. *Astronautical Systems Engineering Technology*, 2019,3(2):54-61.
- [8] 付洪宇,柴华,孙柏刚,等. 富氧燃烧对PFI氢内燃机性能的影响[J]. 车用发动机,2020(4):1-6.
FU H Y, CHAI H, SUN B G, et al. Effects of oxygen-enriched combustion on performance of PFI hydrogen engine [J]. *Vehicle Engine*, 2020(4):1-6.
- [9] 汤弘扬. 基于PROtronic平台氢内燃机控制策略开发与验证[D]. 北京:北京理工大学,2016.
TANG H Y. Development and validation of control strategy of hydrogen internal combustion engine based on PROtronic [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016.
- [10] 杨振中,刘海潮. 基于RBF优化控制氢燃料发动机点火提前角[J]. 车用发动机,2006(3):35-38.
YANG Z Z, LIU H C. Optimize advanced ignition angel of hydrogen-fueled engines based on RBF neural network [J]. *Vehicle Engine*, 2006(3):35-38.
- [11] JI C W, WANG S F. Combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at idle and lean conditions [J]. *Internal journal of Hydrogen Energy*, 2010,35(1):346-355.
- [12] 饶广龙. 氢能汽车动力系统的性能研究和改进[D]. 上海:上海交通大学,2013.
RAO G L. The performance research and improvement of hydrogen vehicle's power system [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2013.
- [13] 孙柏刚,孟凡腾,刘福水. 大功率氢内燃机增压匹配与参数优化[J]. 北京理工大学学报,2013,33(11):1130-1134.
SUN B G, MENG F T, LIU F S. Hydrogen internal combustion engine turbo charging matching and parameters optimization for high power density [J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2013,33(11):1130-1134.
- [14] 包凌志,孙柏刚,罗庆贺. 高效增压直喷氢内燃机近零NO_x排放试验优化[J]. 内燃机学报,2023,41(5):412-419.
BAO L Z, SUN B G, LUO Q H. Optimization of a turbocharged direct injection hydrogen engine to achieve high efficiency and near-zero NO_x emission [J]. *Transactions of CSICE*, 2023,41(5):412-419.
- [15] 姬广存,韦依寒,冯琦,等. 氢内燃机喷射系统与燃料电池氢喷射系统的研究及应用[J]. 太阳能,2022(5):120-129.
JI G C, WEI Y H, FENG Q, et al. Research and application of hydrogen internal combustion engine injection system and fuel cell hydrogen injection system [J]. *Solar Energy*, 2022(5):120-129.
- [16] 祝勇,黄翔,陈昊,等. 氢内燃机发展状况及展望[J]. 当代化工研究,2021(24):5-7.
ZHU Y, HUANG X, CHEN H, et al. Development status and prospect of hydrogen internal combustion engine [J]. *Modern Chemical Research*, 2021(24):5-7.
- [17] WU B F, TORELLI R, PEI Y J. Numerical modeling of hydrogen mixing in a direct-injection engine fueled with gaseous hydrogen [J/OL]. *Fuel*, 2023, 341: 127725 (2023-02-15) [2024-06-04]. DOI:10.1016/j.fuel.2023.127725.
- [18] SALAZAR V M, KAISER S A. An optical study of mixture preparation in a hydrogen-fueled engine with direct injection using different nozzle designs [J]. *SAE International Journal of Engines*, 2009,2(2):119-131.
- [19] SALAZAR V M, KAISER S A. Influence of the in-cylinder flow field (tumble) on the fuel distribution in a DI hydrogen engine using a single-hole injector [J]. *SAE International Journal of Engines*, 2010,3(1):309-325.
- [20] SCARCELLI R, WALLNER T, MATTHIAS N, et al. Mixture formation in direct injection hydrogen engines: CFD and optical analysis of single- and multi-hole nozzles [J]. *SAE International Journal of Engines*, 2011,4(2):2361-2375.
- [21] LYLE P. Engine combustion network [EB/OL]. (2010-05-23) [2024-06-04]. <https://ecn.sandia.gov/engines/hydrogen-engine>.