

不同氢气喷孔直径对汽油掺氢X型转子发动机性能及污染物排放的影响

张泽奇¹, 杜洋¹, 杨正浩², 高旭¹, 何光宇^{1,2}

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安;

2. 空军工程大学航空动力系统与等离子体技术全国重点实验室, 710038, 西安)

摘要: 针对高效X型转子发动机汽油燃烧不充分的问题,提出了一种缸内直喷掺氢方法用于提升燃烧效率和发动机热力性能。建立了X型转子发动机三维CFD数值模型,通过缸压、放热率和功率实验数据验证了模型有效性,在喷氢总量、喷氢压力、喷氢开始时刻相同的条件下,分析了氢气缸内直喷且汽油预混时氢气喷孔直径对发动机缸内流动、燃烧、热力性能以及污染物排放特性的影响,并与纯汽油预混式发动机性能进行对比,揭示了缸内直喷掺氢方法的优越性。结果表明,在小氢气喷孔直径(2 mm)下,火焰传播比较均匀,且在燃烧室两侧狭缝中都有较大的对称的火焰,燃烧更加充分,发动机指示热效率达到了最高37.07%,较不喷氢和大氢气喷孔直径(4 mm)分别提高了10.23%和7.85%。与大氢气喷孔直径相比,虽然小氢气喷孔直径下 NO_x 排放量上升了21.12%,但是碳氢化合物、碳烟排放量分别下降了79.08%和2.17%。小氢气喷孔直径(2 mm)为最优喷氢方案,研究为X型转子发动机的喷氢方案设计与优化提供了指导。

关键词: 转子发动机; 氢气直喷; 喷孔直径; 污染物; 热效率

中图分类号: TK45 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202402007 **文章编号:** 0253-987X(2024)02-0066-13

Impact of Different Hydrogen Nozzle Diameters on Performance and Pollutant Emission of X-Type Rotary Engine

ZHANG Zeqi¹, DU Yang¹, YANG Zhenghao², GAO Xu¹, HE Guangyu^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. National Key Lab of Aerospace Power System and Plasma Technology, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: Aiming at the issue that the combustion of gasoline in high-efficiency X-type rotary engine is insufficient, a method of cylinder hydrogen direct injection is proposed to improve the combustion efficiency and thermodynamic performance of the engine. The three-dimensional CFD numerical model of X-type rotary engine is established and validated via the experimental data of cylinder pressure, heat release rate and power. Under the same hydrogen injection total mass, pressure, and start time, the impact of hydrogen injection nozzle diameter on the in-cylinder flow, combustion, thermodynamic performance and pollutant emission of the engine when hydrogen in-cylinder direct injection and premixed gasoline are adopted. The advantages of hydrogen in-

收稿日期: 2023-07-30。 作者简介: 张泽奇(2000—),男,硕士生;杜洋(通信作者),男,助理教授,硕士生导师。 基金项目: 中国博士后基金面上项目(2023M732761);陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2023-JC-QN-0596);装备预研国防重点实验室开放基金资助项目(6142202210201)。

网络出版时间: 2023-10-26 网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20231026.1118.006>

cylinder direct injection method are revealed by comparing with pure gasoline premixed engine. The results show that when the hydrogen injection nozzle diameter is small (2 mm), the flame propagation is more uniform, and relatively large symmetrical flames are found in the slits of both sides of combustion chamber, making the combustion more sufficient. The maximum indicated thermal efficiency of corresponding engine reaches of 37.07%, which is 10.23% and 7.85% higher than that of the engine without hydrogen injection and with a large hydrogen injection nozzle diameter (4 mm), respectively. In addition, compared with the large hydrogen injection nozzle diameter, although the NO_x emissions increase by 21.12% when the hydrogen injection nozzle with small diameter is adopted, the HC and soot emissions decrease by 79.08% and 2.17%, respectively. Thus, the small hydrogen injection nozzle diameter (2 mm) is the optimal hydrogen injection strategy. This study provides guidelines for the design and optimization of the hydrogen injection strategy of X-type rotary engine.

Keywords: rotary engine; hydrogen direct injection; nozzle diameters; pollutant; thermal efficiency

三角转子发动机,作为内燃机的一种分支,与往复式活塞发动机有着明显的不同。它不依靠往复式活塞发动机的曲柄连杆机构,通过其内部的转子直接带动偏心曲轴旋转进行做功,具有结构紧凑、体积小、扭矩均匀、噪声低、功率质量比高等优点^[1]。在油电混合动力汽车、增程器、小型无人机等领域,三角转子发动机具有明显优势,但因为其燃烧室狭窄、燃烧室间相互漏气等结构缺陷,存在油耗高、密封困难、热力学效率低等问题^[2-4]。为克服传统三角转子发动机的这些缺点,美国 Liquid Piston 公司提出了一种反三角结构的 X 型转子发动机(XRE)。XRE 采用“8”字型转子型线,转子型线与缸体倒置,以外旋轮线作为转子型线,外包络线作为缸体型线。这种新型 XRE 结构有更高的理论压缩比、更高的混合循环(HEHC)循环热效率、更高的热效率和更高的功重比等特点^[5-6],能完美解决上述三角转子发动机的高油耗、易磨损、易泄露等问题^[7]。

目前,X型转子发动机的研究还处于起步阶段,比较成熟的 XRE 型号主要都来自美国 Liquid Piston 公司的 X1 型、XMv3 型、X4 型。经过理论计算,X1 型发动机能达到 60%的热效率,而实验热效率只有 33%。通过优化密封方法、燃烧室形状和火花塞,XMv3 型发动机的指示热效率从 22%提升至 34%。对于 X4 型发动机,经过性能预测后发现,使用预燃室柴油和航空煤油燃料,热效率为 45%,转速为 7 000 r/min 时,功率为 30 kW^[5,8-10]。

作为一种二次清洁能源,氢气具有火焰传播速度快、热值高等优点,有望成为化石燃料枯竭的救星^[11-12]。由于其优越的性能和近乎无限的资源,已

成为了一种得天独厚的替代燃料。与常见的碳氢化合物(HC)相比,氢气具有更好的物理化学参数,包括较宽的可燃极限、较快的扩散速率、较高的绝热火焰温度和较低的点火能量^[13-14]。尽管氢气能量密度低,储存困难,不适合作为发动机的唯一燃料,但在发动机中掺入少量氢气可以有效提高燃烧稳定性和运行性能^[15-17]。在三角转子发动机的研究中,Fedyanov 等^[18-19]研究了氢气质量分数(掺氢量)为 30%时对火焰传播的影响,得到了火焰前位置随曲轴转角和掺氢量的变化。同时,研究发现采用分段掺氢方法可以使得未燃烧的 HC 排放量减少到原来的一半,CO 排放量减少 40%。Su 等^[20]重点探究了富氢气条件对正丁醇稀燃性能的影响,发现加氢气后发动机运行的更加稳定,且 NO_x 的排放降低。Ji 等^[21]发现提高掺氢量能有效缩短火焰的发展和传播周期。当氢气体积分数由 0 提高到 5.2%时,HC 排放量减少了 44.8%,CO 和 CO_2 排放量也有所减少。在 XRE 的研究中,Yang 等^[7]研究了氢气-汽油预混 XRE 性能,发现随着掺氢量增加,实际工作流体引起的损失增大,理想 HEHC 和真实 HEHC 的能量损失增大,掺氢量为 0.3 时最佳点火角 330° 和 345° 的最大循环效率分别为 42.6%和 41.5%,且在转速为 9 000 r/min 时,掺氢量增加 0.3,HEHC 循环效率提高了 1.3%。

上述研究都对两种转子发动机掺氢性能进行了研究,但基本上都以进气道喷氢(缸内喷射前预混)为主,少有人对缸内直喷氢气进行研究。在三角发动机上,Shi 等^[22]研究了氢气缸内直喷方案下喷氢压力和喷孔直径对三角转子发动机燃烧性能的影响。

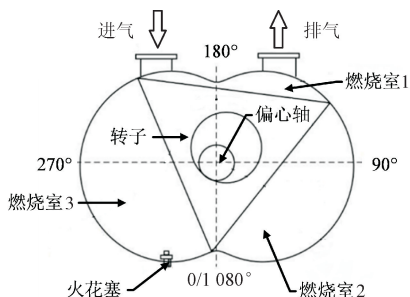
响,发现考虑燃烧特性和污染物的形成时,0.4 MPa 的喷氢压力和 1 mm 喷孔直径与 1.2 MPa 和 3 mm 时相比,峰值燃烧温度和放热率最大值分别提高了 24.1% 和 40.5%,CO、HC 的含量分别降低了 61.5% 和 54.7%。在此基础上,又进行了氢气喷射型线和分段喷氢方案对发动机燃烧性能的研究^[23-24],结果发现梯形和三角形喷射氢气方案下发动机性能表现较好,且分段喷氢可以有效提高火花塞附近湍流动能,对混合物分层和火焰传播有显著的有益效果,特别是转子室的后部,有助于提高燃烧特性和热效率。在 XRE 转子发动机上:Geng 等^[25]研究了缸内喷氢位置对 XRE 燃烧过程的影响,发现在燃烧室前侧喷氢时,燃烧最剧烈、温度最高、可达到 26.56% 的最高热效率,在此基础上又进行了点火时机对发动机燃烧性能的研究,发现点火时机提前可以显著提高燃烧阶段缸内温度和压力峰值,在点火时机为上止点前曲轴转角 35° 时,热效率达到最高,为 24.49%。

综上所述可知,以往学者针对传统掺氢三角转子发动机已经开展了卓有成效的研究工作,但在 XRE 上的研究还十分缺乏,尤其是在缸内直接喷射氢气的研究方面。因此,本文建立了氢气缸内直喷以及汽油预混条件下新构型 XRE 的三维 CFD 数值仿真模型,对比研究了喷氢与不喷氢发动机的性能差异,进一步揭示了在相同掺氢能量分数条件下喷氢孔直径对发动机缸内流动、燃烧、热力性能以及污染物排放特性的影响规律。

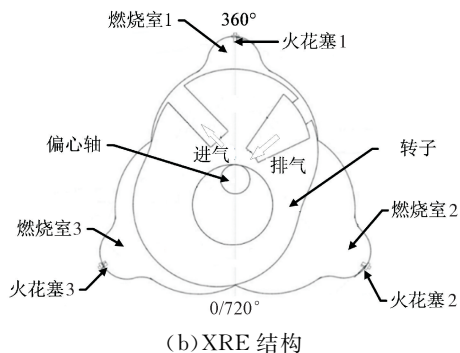
1 实验方法及研究方案

1.1 XRE 模型介绍

XRE 与三角转子发动机的对比图如图 1 所示。可以看出,XRE 具有与三角转子发动机正好相反的“8”字形转子和“类三角”形缸体。同时,它们的燃烧室容积变化规律、进排气位置、密封方式也不同。



(a) 三角转子发动机结构



(b) XRE 结构

图 1 三角转子发动机与 XRE 结构对比

Fig. 1 Comparison of Wankel rotary engine and XRE structure

XRE 结构主要由椭圆形转子、类三角形缸体、前后端盖、排气道、进气道等组成。转子围绕曲轴公转的同时反方向自转,曲轴转角每转 720° 为一个做功循环。燃烧阶段 XRE 燃烧室由两部分组成,固定的半球形区域和随转子旋转变化的狭缝区域。火花塞位于燃烧室的顶部。腔室的体积在曲轴转角 360° 的上死点处达到最小。

XRE 的工作流程与二冲程往复发动机相似,转子同时负责进气与排气,燃烧室凸坑置于转子外部,火花塞置于凸坑内^[26-27]。可燃混合气从进气道进入转子内腔后通入缸体,已燃废气通过转子周向排气口通入转子内腔与冷却气体混合,通过前端盖的 3 个排气道排出发动机。

XRE 转子理论型线的创成过程如图 2 所示。图中: $x-O-y$ 坐标为缸体(外齿轮)部件,固定不动; $x_r-O_r-y_r$ 坐标为转子(内齿轮)部件,根据行星齿轮机构的运动特性进行顺时针自转,同时原点 O_r 绕原点 O 逆时针公转,公转角速度为自转角速度的两倍; P 点为 $x-O-y$ 坐标系下固定的一点,将 P 点在 $x_r-O_r-y_r$ 坐标下运动形成的轨迹作为转子的理论型线,转子理论型线在 $x_r-O_r-y_r$ 坐标系下的数学描述为

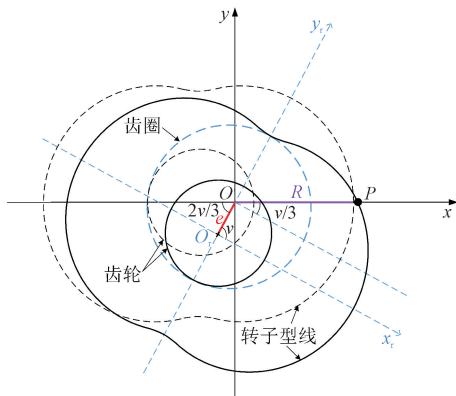


图 2 XRE 转子理论型线的创成过程

Fig. 2 The generating process of XRE rotor theoretical profile

$$\begin{cases} x_r = e\cos v + R\cos \frac{v}{3} \\ y_r = e\sin v + R\sin \frac{v}{3} \end{cases} \quad (1)$$

式中： R 为转子的创成半径； e 为偏心距； v 为 x_r - O_r - y_r 坐标系下的特征转角，取值范围为 $[0,6\pi]$ 。

XRE 缸体理论型线则为外旋轮线的外包络线，其创成过程如图 3 所示。图中： x_r - O_r - y_r 转子（内齿轮）坐标系围绕 x - O - y 缸体（外齿轮）坐标原点公转，同时还围绕原点 O_r 自转，自转角速度为公转角速度的一半，方向相反。缸体理论型线的数学描述为

$$\begin{cases} x = e\cos u + e\cos\left(v - \frac{u}{2}\right) + R\cos\left(\frac{v}{3} - \frac{u}{2}\right) \\ y = e\sin u + e\sin\left(v - \frac{u}{2}\right) + R\sin\left(\frac{v}{3} - \frac{u}{2}\right) \end{cases} \quad (2)$$

式中： u 为 x - O - y 坐标系下的特征转角，与 v 相关。

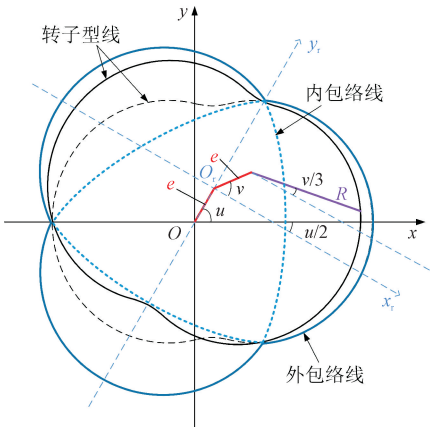


图 3 XRE 缸体理论型线的创成过程

Fig. 3 The generating process of XRE cylinder block theoretical profile

1.2 数学模型和边界条件

本文基于某型号的 XRE 进行仿真研究，具体几何参数如表 1 所示

表 1 XRE 几何形状参数

Table 1 XRE geometric shape parameters

参数	数值
创成半径 R/mm	60
偏心距 e/mm	9
平移距 a/mm	1.5
缸体厚度 B/mm	40
几何压缩比	9
转子缸体间隙 Δ/mm	0.3
上止点曲轴转角/ $^\circ$	360
发动机总排量/mL	328

本文采用 CFD 方法对 XRE 内部燃烧过程进行模拟。由于转子在转动过程中腔室形状变化极大，导致 XRE 流体域的计算量较大，因此选用 CONVERGE 软件进行仿真研究。在建立 CFD 仿真模型时，首先基于 XRE 的具体参数建立三维模型，随后将通过 CONVERGE 软件进行网格划分。每个区域的表面网格划分为 5 个区域：进气道、排气口和 3 个燃烧室。基本网格尺寸设置为 4 mm，同时打开自适应网格细化设置。通过 CONVERGE 软件的自适应网格划分和细化功能，设置细化级别为 3 级。

在计算模型上，选用 RNG κ - ϵ 湍流模型^[28-29]，其计算精度较高，预测能力较好^[30]，壁面传热模型选择 Han-Reitz 传热模型，该模型表达式^[31]为

$$q_c = \frac{\rho \mu^* T_g \ln(T_g/T_w) + (2.1y^+ + 33.4)(G/\mu^*)}{2.1\ln y^+ + 2.5} \quad (3)$$

式中： q_c 为对流换热密度； ρ 为工质密度； c_p 为比定压热容； T_g 为缸内工质温度； T_w 为壁面温度； y^+ 为无量纲距离； G 为能量源项； ν 为工质运动黏度； μ^* 为摩擦速度，表达式为

$$\mu^* = c_D k^{1/2} \quad (4)$$

其中， c_D 为常数， k 为湍流动能。

燃烧模型采用 SAGE 模型^[32]，SAGE 模型是一种通用的燃烧模型，可以使稳态流体的模拟更加简单^[33]。选择 CONVERGE 软件中精度最高的扩展 Zeldovich 模型作为 NO_x 形成模型^[34]。化学反应机理选择 Liu 等提出的异辛烷和正庚烷混合物的简化骨架机理^[35]，该机理包含 48 个组分与 152 个基元反应，其中包括了详细的氢气氧化机理，可用于氢气-汽油燃料燃烧特性研究^[36-38]。点火模型采用附加点火能量的形式。在 3 个燃烧室中心设置点火位置，并设置 0.5 mm 的球形点火芯域，3 个芯的点火能量为 20 mJ。计算初始条件如表 2 所示。

表 2 计算初始条件

Table 2 Calculating initial conditions

参数	数值及种类
曲轴转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	10 000
当量比	1.0
进气压力/MPa	0.103
点火提前角/ $^\circ$	30
燃料	汽油，氢气-汽油混合物

为了保证数值模拟精度，本文考虑了边界条件对工质的影响，预设的边界条件如表 3 所示。

表 3 边界条件
Table 3 Boundary conditions

区域	设定类型	参数设置
进气口 ^[25]	进气	压力 0.103 MPa, 温度 300 K
排气口 ^[25]	排气	压力 0.103 MPa, 温度 800 K
氢气喷射口 ^[25]	进气	温度 310 K
转子上端面	移动面	温度 518 K
转子下端面	移动面	温度 518 K
转子壁面	移动面	温度 518 K
缸体上端面	固定面	温度 460 K
缸体下端面	固定面	温度 460 K
缸体壁面	固定面	温度 460 K
进气管道	固定面	温度 480 K
排气管道	固定面	温度 510 K
喷氢管道	固定面	零法线梯度

1.3 喷氢方法

在仿真模拟中,选择控制氢能分数的方法,掺氢能量分数 $\epsilon(\text{H}_2)$ 具体公式^[39]如下

$$\epsilon(\text{H}_2) = \frac{m(\text{H}_2)q(\text{H}_2)}{m(\text{IC}_8\text{H}_{18})q(\text{IC}_8\text{H}_{18}) + m(\text{H}_2)q(\text{H}_2)} \times 100\% \quad (5)$$

式中: $q(\text{IC}_8\text{H}_{18}) = 44 \text{ MJ/kg}$ 和 $q(\text{H}_2) = 120 \text{ MJ/kg}$ 分别代表汽油和氢气的低位热值。

氢气采用缸内直喷的方式,即氢气喷孔在发动机特定位置穿孔,氢气通过喷嘴直接进入燃烧室。假设计算域完全封闭,建模过程为瞬态过程;假定汽油和进入燃烧室内的空气立即与缸内混合物混合,即为均值状态。选择曲轴转角上止点前 75° 作为每个工况下的喷氢时机,分别设置不喷氢和喷孔直径为 2、3、4 mm 的 4 种工况,喷氢压力为 0.8 MPa。为使得仿真结果明显,设置掺氢能量分数为 10%。在相同的喷氢总量、相同的喷氢压力下,增大氢气喷孔直径会使得氢气喷射的质量流量增大,进而导致喷氢脉宽缩短。表 4 给出了不同喷孔直径下的喷氢参数。

表 4 不同喷孔直径下的喷氢具体参数
Table 4 Specific parameters of hydrogen injection under different injection nozzle diameters

喷孔直径/mm	掺氢能量分数/%	喷氢压力/MPa	上止点前曲轴转角/(°)	喷射脉宽/(°)
2	10	0.8	75	10.0
3	10	0.8	75	4.5
4	10	0.8	75	2.5

另外,在 3 个燃烧室中分别安装 3 个喷嘴,均置

于燃烧室顶端,喷射方向如图 4 中红线所示。

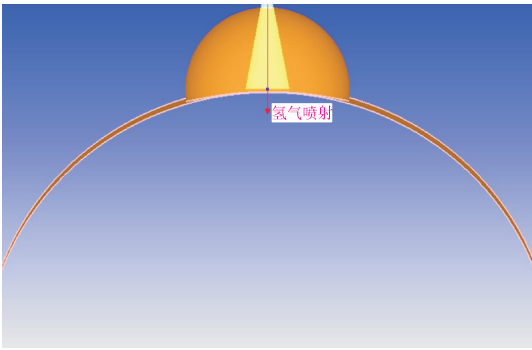
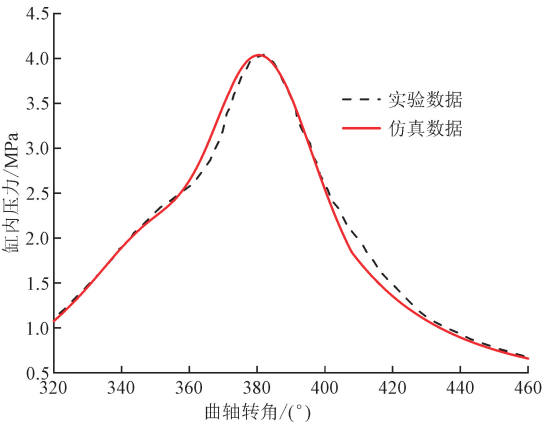


图 4 氢气喷射方向
Fig. 4 Hydrogen injection direction

1.4 模型验证

由于本型号 XRE 目前仍处于研制阶段,为保证计算结果的准确性,采用相同建模方法对美国 liquid 公司的 XMv3 发动机进行建模仿真。本模型验证的实验数据基于美国 Liquid Piston 公司进行的实验^[5]。该实验在测功机试验设施中进行,发动机由美国国家仪器系统控制。此外,动态压力信号由 Kistler 6052C 压电传感器测量,燃料是商用无醇汽油。在静止燃烧室下选择转速 10 000 r/min 为验证工况^[5],并将仿真结果与实验结果进行对比,缸内压力与放热率的对比结果如图 5 所示。

经过对比发现,仿真得到的缸内压力和放热率变化趋势与实验结果相符合。对于峰值压力和峰值放热率,其各自的仿真结果和实验结果几乎相等,且缸压和放热率变化趋势相同。验证区间内,缸压最大相对误差约为 8%。此外,该发动机的实验功率约为 2.408 kW,所构建验证模型的仿真功率为 2.531 kW,误差约为 5.11%。进一步说明以相同建模方法对本文所研究的发动机同样具有较高的精度和可靠性。



(a) 缸内压力

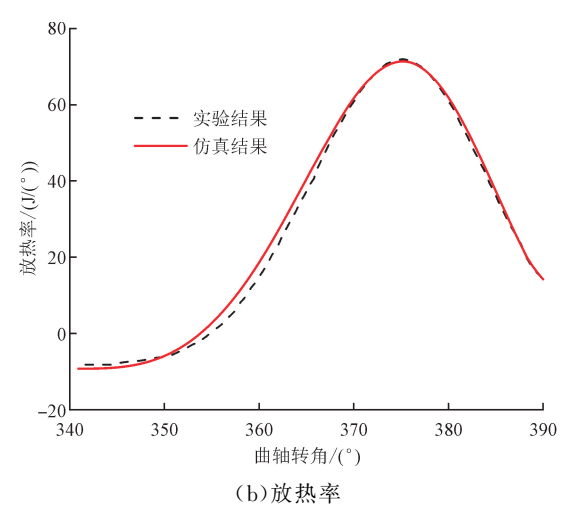


图 5 缸内压力与放热率随曲轴转角变化的实验与仿真对比
Fig. 5 Experimental and simulation comparison of changes in cylinder pressure and heat release rate with crankshaft angle

2 结果与讨论

2.1 缸内流场分布与混合物形成

氢气-汽油混合物在燃烧室内的分布决定了发动机的燃烧性能。研究缸内流场运动和混合物的形成对于随后的燃烧过程是很重要的。图 6 展示了在不同喷孔直径下,氢气喷射中期、氢气喷射结束和氢气扩散后期(上止点前曲轴转角 60°)缸内涡量以及流线分布,并且还对半球形燃烧室进行了局部放大,以便更清晰地展示其流场特征。

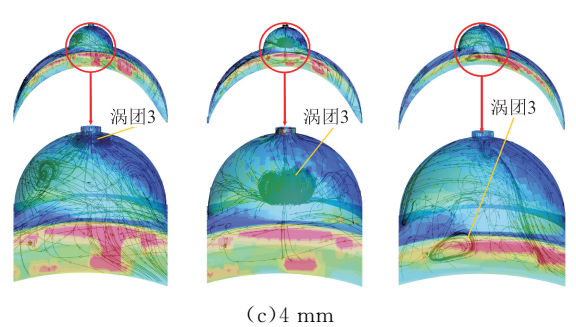
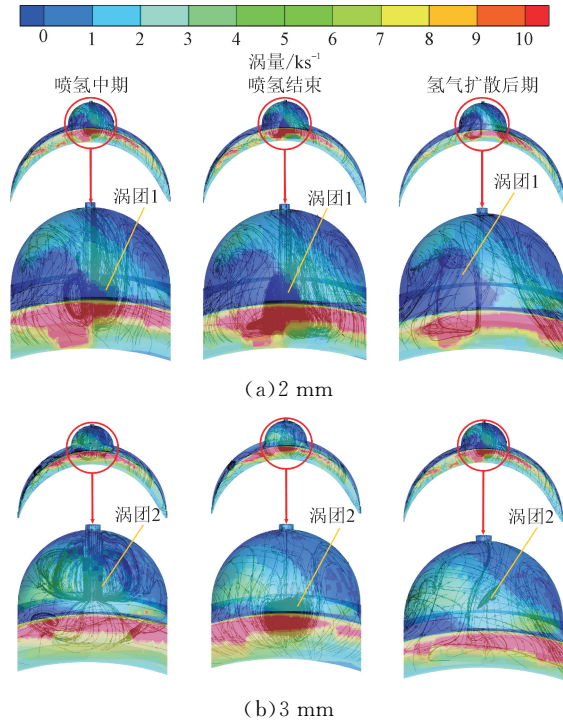


图 6 不同喷孔直径在不同喷射时段的缸内涡量和流线分布比较
Fig. 6 Comparison of in-cylinder vorticity and streamline distribution of different injection nozzle diameters at different injection moments

由图 6 可知,缸内平均涡量在喷氢过程中持续增大,在喷射结束后又逐渐减少。如图 6(a)所示,喷孔直径为 2 mm 时,气流在喷射过程中喷射到燃烧室底处,流线聚集形成涡团 1,喷氢中期与结束时缸内平均涡量分别为 $7\,551.01\text{ s}^{-1}$ 和 $8\,530.98\text{ s}^{-1}$ 。随后在扩散过程,随着转子转动,燃烧室对气流不断压缩,涡团 1 逐渐向左边移动,且逐渐消散,收敛程度减小,缸内平均涡量降至 $6\,773.88\text{ s}^{-1}$ 。

喷孔直径为 3 mm 的喷氢缸内流场流线变化如图 6(b)所示。在喷射开始时,气流首先随氢气喷入,在燃烧室中部流线聚集收敛,逐渐形成涡团 2,此时缸内平均涡量为 $8\,005.19\text{ s}^{-1}$ 。在喷射结束时,涡团 2 移动到燃烧室底部收敛,并形成对向涡团,使得燃烧室内流场流线紊乱,同时平均涡量达到极值 $8\,939.41\text{ s}^{-1}$ 。在扩散阶段随着转子转动,涡团 2 逐渐移动到左侧,涡量降为 $6\,173.58\text{ s}^{-1}$ 。

图 6(c)为喷孔直径为 4 mm 的喷氢缸内流场流线。随着喷孔直径增加,喷口处的质量流量增大,使得在固定喷氢总量一定下,喷射脉宽缩短。因此,4 mm 喷孔直径方案下,在喷氢中期流线仍在氢气喷孔附近聚集,形成涡团 3。喷射结束时,涡团 3 还未随氢气流喷射到燃烧室底部,只在停留在燃烧室中部。在喷射扩散过程中,由于氢气喷射流动,在燃烧室中部的形成涡团 3 逐渐向燃烧室底部移动消散,缸内平均涡量达到 $7\,422.07\text{ s}^{-1}$ 。之后随压缩过程持续到扩散阶段,在喷孔处存在少量流线聚集,缸内涡量降为 $6\,590.38\text{ s}^{-1}$ 。

这些混合物的流动和旋涡的变化又会影响随后的氢气流动,从而导致点火前缸内氢气分布的差异。图 7 给出了不同喷孔直径下氢气喷射开始、氢气喷射结束和氢气扩散后期(上止点前曲轴转角 60°)的

氢气分布情况。

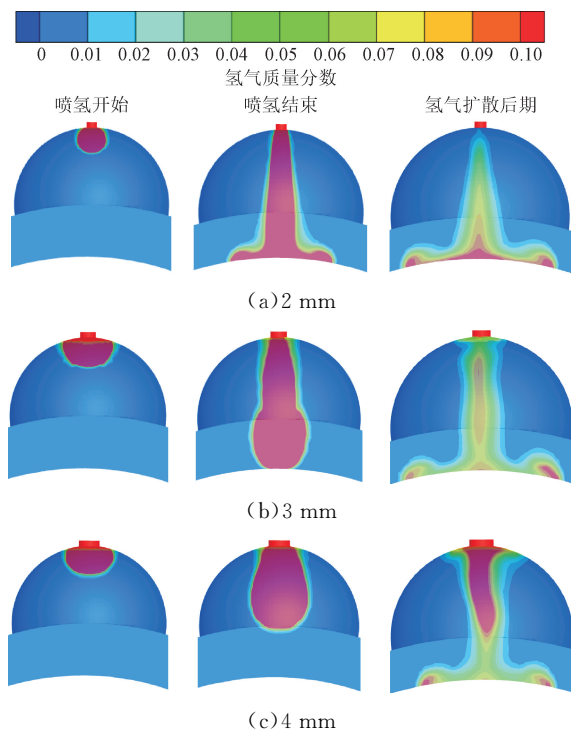


图7 不同喷孔直径在不同喷射时段的氢气分布比较
Fig. 7 Comparison of hydrogen distribution of different injection nozzle diameters at different injection moments

由图7可知,在喷氢开始阶段,随喷孔直径增大,氢气喷射流线的弥散角和穿透长度增加,这是由于喷孔直径的改变会直接影响喷射出口截面面积,从而影响出口氢气的质量流量。在喷氢压力不变下,喷孔直径的增大会使得在相同喷孔处可以观察到更多的氢气量,但这会产生更多的氢气喷射流对发动机内壁的撞击,从而降低了高速射流的湍流强度,使得射流与转子表面的相互作用对气流运动和混合气质量产生不利影响。

由于气流由氢气喷孔喷出,打断了后续的圆柱流动运动,因此在喷氢结束阶段,氢气喷射流附近由喷孔尾部向燃烧室内的定向流动逐渐加强。随着氢气喷孔直径增加,高速区明显增大。由于喷孔直径增大导致喷射质量流量增大,脉宽降低,所以喷氢结束时3 mm喷孔直径方案下的氢气喷射刚到转子壁上,且氢气在下半部分分布更多,宽度更大,而4 mm方案喷射脉宽过短,喷射结束时氢气喷射流末端还未抵达转子壁。

在扩散阶段后期,2 mm方案时氢气已经开始在转子内壁和两侧狭缝中均匀扩散,3 mm方案时氢气还有部分在燃烧室内进行扩散,而在转子内壁上的氢气扩散不均匀,且两侧狭缝中右侧狭缝扩散

量明显大于左侧。4 mm方案时由图6(c)可知,扩散阶段在喷孔位置存在一定涡度的漩涡,因此氢气有小部分扩散至转子壁上,而大部分会向燃烧室顶部聚集,形成图7(c)中氢气上下各自扩散的现象。可以看出,喷孔直径越小,氢气在半球形燃烧室分布越少,在两侧狭缝中分布越广越均匀。这样的氢气分布结果也导致发动机燃烧过程产生差异。

2.2 燃烧过程分析

为了比较燃烧阶段不同喷孔直径产生的燃烧过程差异,图8给出了燃烧阶段3个时刻缸内温度云图以及燃烧前期半球形燃烧室中部截面温度云图。根据温度场分布,温度梯度较大的可视火焰前表面。通过观察火焰前表面的传播过程,可以更清楚地了解缸内燃烧过程。

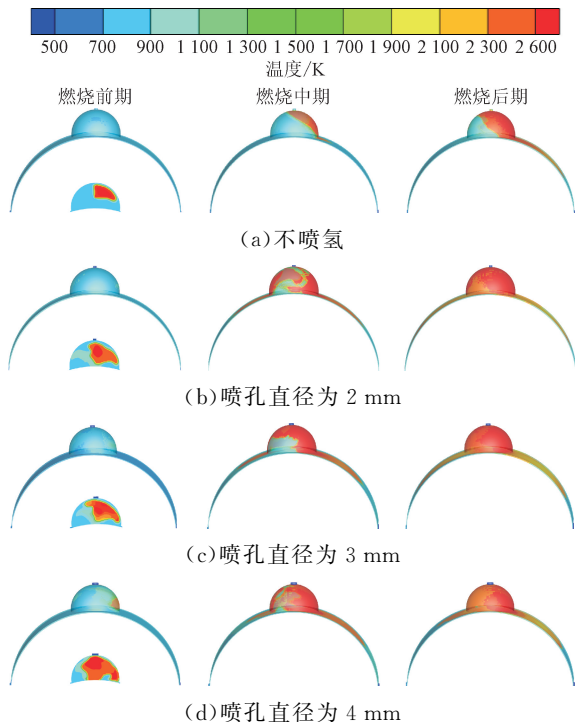


图8 不同喷孔直径在不同燃烧阶段的温度云图比较
Fig. 8 Comparison of temperature contours of different injection nozzle diameters in different combustion stages

由图8可知,在燃烧前期,火焰前表面在燃烧室内传播,图中显示出缸内温度截面图。在不喷氢方案下,火焰只在燃烧室右半部分进行传播,而喷氢后火焰已经开始向燃烧室左半部分进行扩散,且喷孔直径越大,向左扩散越明显,这是因为由上一节可知,喷孔直径越大,扩散过程中半球形燃烧室内氢气分布量越大,向转子壁上和两侧狭缝扩散氢气量越少。

在燃烧中期,不喷氢方案下,火焰在燃烧室内只在右上方剧烈燃烧,燃烧室内大部分空间都没有得到充分燃烧,且在燃烧室两侧夹缝中只有右侧狭缝

存在少量燃烧情况,即便到了燃烧后期,半球形燃烧室内也未得到完全燃烧,仅有一半的燃烧室区域得到燃烧,且只有右边的狭缝内得到了燃烧反应。

喷氢方案下,在燃烧中期燃烧室内部得到充分反应,此时由图 8(b)~8(d)可以看出,在 2 mm 喷孔直径方案下,火焰在燃烧室内的左侧和右侧都进行传播,且火焰已经传播到两侧狭缝中。3 mm 喷孔直径方案下,火焰主要向燃烧室右侧和左上侧进行传播,因此两侧狭缝中右侧狭缝的火焰燃烧与 2 mm 方案相近,而左侧夹缝中燃烧不如 2 mm 充分。4 mm 方案下的火焰已经开始大量在燃烧室内传播,且已经开始向左侧狭缝中扩散,但左侧狭缝火焰面积小于右侧狭缝,且与 3 mm 方案相比在此时刻两侧狭缝火焰面积差距更大。

在燃烧后期,图 8(b)~8(d)3 个喷氢方案的温度云图趋于一致。具体来说,火焰主要分布在半球形燃烧室和两侧狭缝中。2 mm 方案下,燃烧室内火焰温度最高,两侧狭缝燃烧面积最大,且形状比较对称;3 mm 方案下,火焰传播路径重心不在燃烧室左侧,所以燃烧后期左侧的狭缝燃烧面积小于右侧狭缝;4 mm 方案下,燃烧室已经存在燃烧结束区域,且两侧狭缝火焰面积增长极小,说明该方案燃烧时间较短,燃烧不够充分。

2.3 发动机整体燃烧性能

OH、H 和 O 自由基是燃烧过程中必不可少的中间体,起着重要的作用,它们表明了化学反应的强度。特别是,氢气的混合将提高 $OH + H_2 \rightleftharpoons H_2O + H$ 支链的反应速度,加速汽油的燃烧^[40]。OH、O 和 H 自由基在不同位置的峰值质量之和如表 5 所示。可以看出,喷孔直径越小,自由基峰值质量之和越大。喷孔直径为 2 mm 时,自由基峰值质量之和最大,为 16.72×10^{-5} g。喷孔直径为 4 mm 时,自由基峰值质量之和最小,为 15.11×10^{-5} g。不喷氢时,自由基峰值之和为 15.02×10^{-5} g,小于任何喷氢方案。

表 5 不同氢气喷孔直径下 OH、H、O 自由基峰值质量

Table 5 Peak masses of OH, H and O radicals with different hydrogen nozzle diameters				
喷孔	质量/(10 ⁻⁵ g)			
直径/mm	OH	H	O	总量
不喷氢	13.9	0.069 2	1.050	15.019 2
2	15.6	0.261 0	0.856	16.717 0
3	15.0	0.261 0	0.809	16.070 0
4	14.1	0.261 0	0.751	15.112 0

由于燃烧过程中氢气的分布差异,不同喷孔直径下会产生 OH 自由基生成速率的差异。反过来会直接影响缸内的燃烧速率。图 9 为缸内瞬时放热率随曲轴转角变化曲线。可以看出,随着曲轴转角的增大,瞬时放热率先增大后减小,且不喷氢方案下燃烧速度小于喷氢方案。喷氢方案下,上止点前曲轴转角 10°到上止点后曲轴转角 5°为明显燃烧阶段。在燃烧阶段前期,喷孔直径越大燃烧速度越快,但相对应的峰值瞬时放热率越低,燃烧时间越短,这与上一小节结论相对应。喷孔直径 2 mm 时,瞬时放热率最高,可达到 20.90 J/(°),说明燃烧时间持续较长。

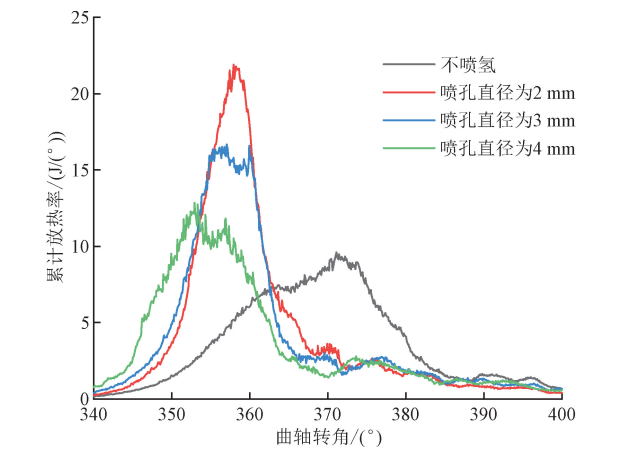


图 9 不同氢气喷孔直径下瞬时放热率的比较
Fig. 9 Comparison of instantaneous heat release rate under different hydrogen nozzle diameters

图 10 给出了缸内平均压力和温度随曲轴转角的变化曲线。可以看出,随着曲轴转角增大,缸内平均压力先增大后减小,且喷氢可以使得缸压上升速

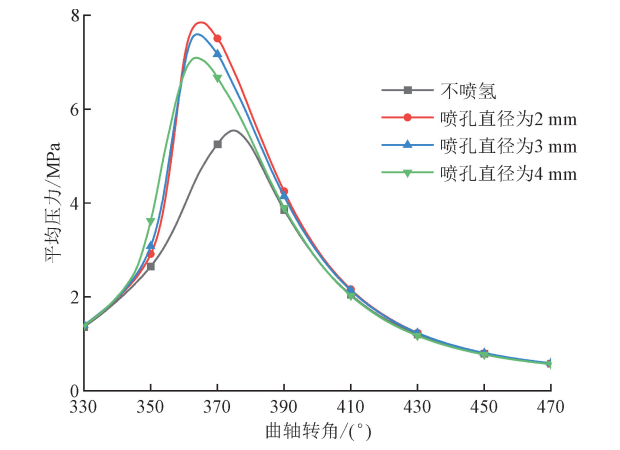


图 10 不同氢气喷孔直径下缸内平均压力随曲轴转角的变化
Fig. 10 The average cylinder pressure changes with the crank angle under different hydrogen nozzle diameters

度更快,更快达到峰值,峰值更高。在不同氢气喷孔直径下,喷孔直径越大,缸压上升速度就越大,但峰值缸压越低。不喷氢时,峰值缸压为 5.55 MPa。喷氢方案中,4 mm 喷孔直径时峰值缸压最小,为 7.09 MPa,2 mm 喷孔直径时峰值缸压最大,为 7.85 MPa,相比不喷氢和 4 mm 喷孔直径下分别提高了 41.41%和 10.72%。

缸内平均温度随曲轴转角的变化如图 11 所示。可以看出,缸内温度随曲轴转角增大而提高,且喷氢可以提高缸内点火升温速度。随着氢气喷孔直径增大,缸内温度上升速度增大,但峰值缸温下降,导致达到最高缸内平均温度的曲轴转角位置靠前。不喷氢方案下,在曲轴转角为 381.01°时缸内温度达到最大,为 2 014 K。喷氢方案中,2 mm 喷孔直径的峰值缸温最大,为 2 270 K。相比于 3、4 mm 喷孔直径下的峰值缸温 2 164、2 022 K,分别提升了 4.90%和 12.27%,且峰值温度对应曲轴转角与不喷氢相比提前了约 10°。

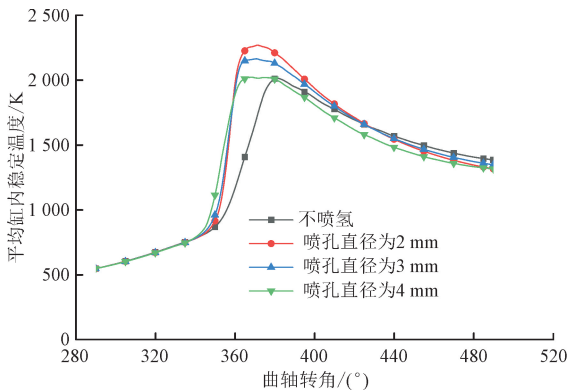


图 11 不同氢气喷孔直径下平均缸内温度随曲轴转角的变化

Fig. 11 The average in-cylinder temperature changes with the crank angle under different hydrogen nozzle diameters

图 9~11 表明,燃烧速度和强度会直接影响燃烧过程中缸压和温度的变化,从而导致发动机整体性能变化。喷氢可以显著提升发动机缸压和温度,在定掺氢能量分数下,喷孔直径越小则发动机缸压和温度越高,燃烧性能越好。

指示热效率是评价发动机经济型和性能的重要参数。图 12 与图 13 给出了在不喷氢和不同氢气喷孔直径下的 P - V (压力 - 体积)图和指示功指示热效率。 P - V 图线所围成的面积可以表示发动机每次循环所做的有效功。可以发现,发动机峰值压力越高, P - V 图线下方围成的面积就越大,且燃烧后压力下

降就越快。结合指示热效率可得:喷氢可以提高 XRE 的热效率,并且喷孔直径越小,每次循环做功就越多,热效率就越高。喷孔直径为 2 mm 时指示热效率最高,为 37.07%,比不喷氢时的热效率相对提高了 10.23%,比喷孔直径为 4 mm 时相对提高了 7.85%。

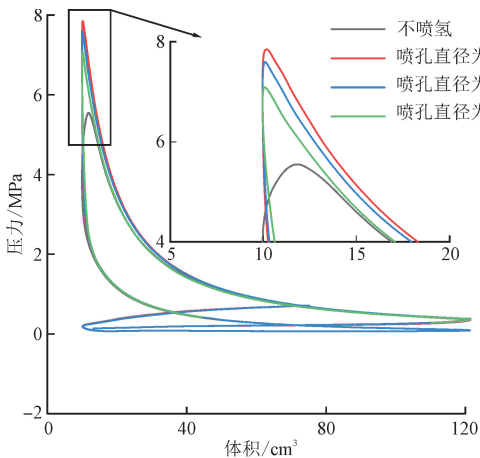


图 12 不同氢气喷孔直径下 XRE 的 P - V 曲线

Fig. 12 The P - V curves of XRE under different hydrogen nozzle diameters

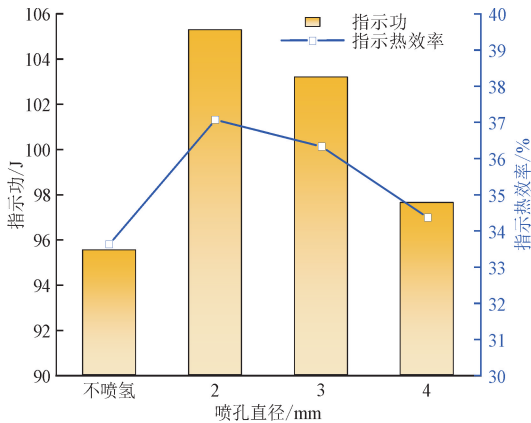


图 13 不同氢气喷孔直径下 XRE 的指示功与指示热效率

Fig. 13 XRE indicated work and indicated thermal efficiency under different hydrogen nozzle diameters

通过上述仿真结果可知,氢气喷孔直径越小,缸内燃烧就越好,峰值缸压和平均温度就越高,指示功和指示热效率就越高。

2.4 发动机排放性能

作为汽油燃烧的中间产物,缸内 CO 的分布和含量可以反映燃料燃烧的强度和完整性。图 14 显示了不同位置的缸内 CO 分布。可以看出,随曲轴转角增大,CO 排放量先增大后缓慢减小。由上一

小节可知,缸内喷氢会极大提高 XRE 的燃烧性能,且喷孔直径越小,燃烧速度越慢,燃烧越充分,从而导致喷孔直径越小 CO 生成速度越慢,排放量越高。

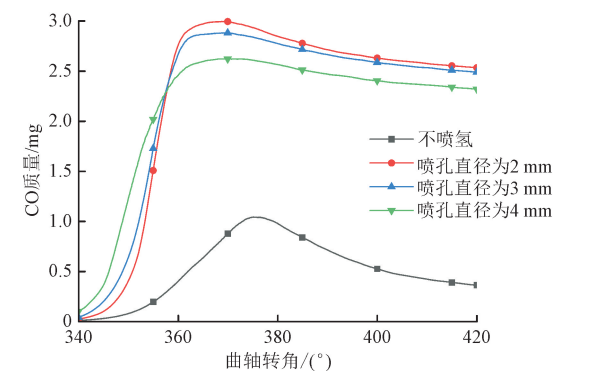


图 14 不同喷孔直径下的 CO 排放曲线

Fig. 14 CO emission curves under different nozzle diameters

CO₂、CO、HC、NO_x 和碳烟(SOOT)的生成排放质量如图 15 所示。由图 15(a)可以看出,在燃烧阶段,不同方案 HC 的消耗速度不同,不喷氢时燃烧室内燃烧速度慢,且燃烧不充分,所以 HC 消耗速度最低,最后余量最多。喷孔直径越小,则燃烧越完全,HC 消耗量越大,进而 HC 排放量减少,喷孔直径 2 mm 时排放量最小,约为 0.17 mg,与大喷孔直径相比降低了 79.08%。不同方案的 CO 和 CO₂ 排放差异如图 15(b)所示。可以看出,排放总量相差不大,不喷氢时的 CO 排放量最少,CO₂ 排放量最多。这是因为不喷氢时 XRE 燃烧室内燃烧不剧烈,而缸内氧气含量一定,氧气可以充分与燃料反应生成 CO₂,且燃烧室内不存在多余的 C 基团与 CO₂ 反应生成 CO。在不同喷孔直径下,喷孔直径越小,则 CO 和 CO₂ 的排放量越高,在喷孔直径 2 mm 时分别达到了 2.99 和 18.5 mg,与不喷氢和喷孔直径 4 mm 时相比,CO 增加了 187.50%和14.12%,CO₂ 降低了 9.73%和 3.35%。这侧面说明了在小喷孔直径时,XRE 缸内燃烧更充分完全,与上一节的结论相印证。

不同方案的 NO_x 排放和 SOOT 排放如图 15(c)所示。可以看出,喷氢会提高 NO_x 的排放,而小喷孔直径方案虽然燃烧性能更好,但 NO_x 生成更多,喷孔直径 2 mm 时 NO_x 生成量可达到 16×10⁻⁵ g,与不喷氢和大喷孔直径(4 mm)时相比增大了 19.40%和 21.12%。SOOT 量随喷孔直径的增大而提高,且随着喷孔直径增大,SOOT 生成量会逐渐超过不喷氢时的 SOOT 量。喷孔直径为 2 mm 时,SOOT 量最小为

5.67×10⁻⁶ g,与 4 mm 时相比降低了 2.17%。

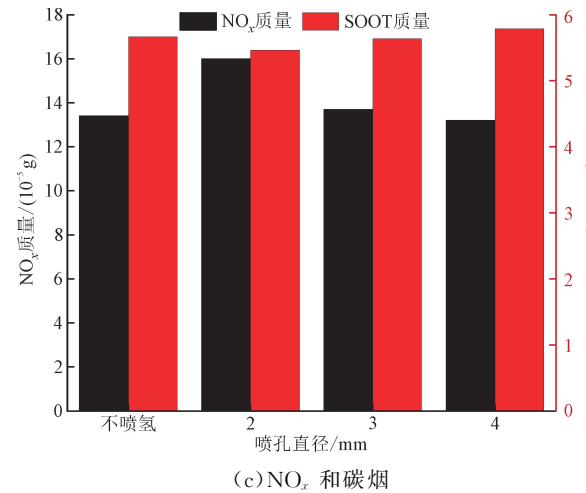
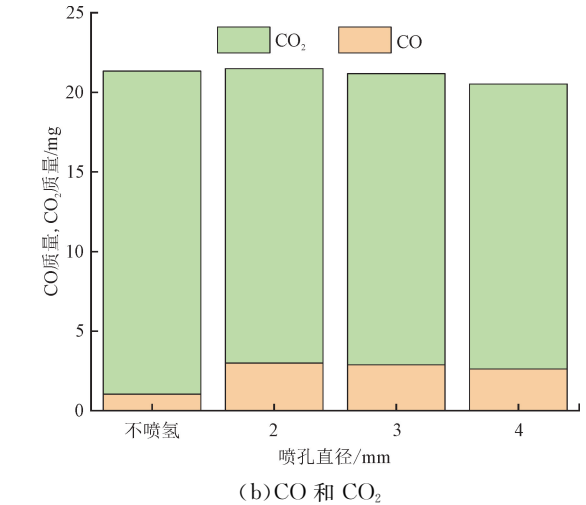
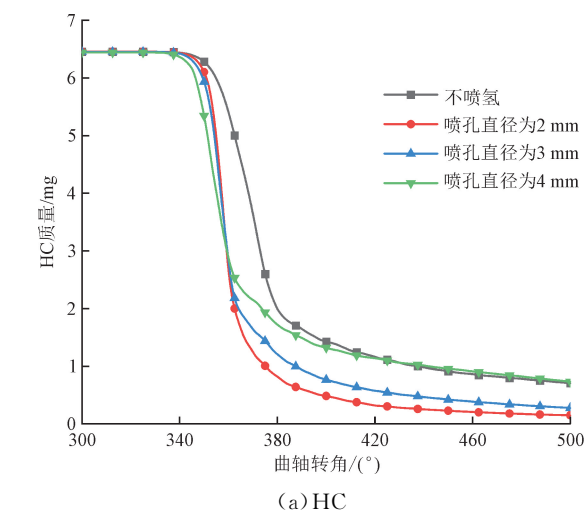


图 15 不同方案的污染物排放

Fig. 15 Pollutant emissions from different schemes

3 结 论

本文以高效 XRE 为研究对象,建立了 XRE 的三维 CFD 模型,研究了当采用汽油预混及氢气缸内

直喷方案时,在相同掺氢能量分数下喷孔直径大小对 XRE 缸内流动、燃烧、热力性能以及污染物排放特性的影响规律 XRE 燃烧,并与不喷氢的纯汽油预混式 XRE 进行了对比分析,得出了以下主要结论。

(1)缸内流动与氢气喷射之间的相互作用影响着点火前氢气的分布。随着喷孔直径增加,氢气质量流量增加,射流侵彻和射流弥散角增加,高速区域明显扩大,射流壁碰撞增加,对缸内流场产生不利影响,当喷孔直径过大时还会使得喷射脉宽过短,氢气堆积于喷孔附近。

(2)不喷氢时,XRE 燃烧室燃烧过程基本只在燃烧室右半部分剧烈燃烧,且只在右侧狭缝中有燃烧反应。在喷氢方案下,小喷孔直径(2 mm)下火焰传播比较均匀,且在两侧狭缝中火焰都能有较大的较为对称的火焰面积,燃烧更加充分。

(3)喷孔直径越大,缸压上升速度就越快,但峰值缸压和最大平均缸内温度就越低。2 mm 喷孔直径时,峰值缸压和最大缸内平均温度分别可达 7.85 MPa 和 2 270 K,所对应的指示功和指示热效率也最大,分别为 105.30 J 和 37.07%。

(4)小喷孔直径下:CO 生成速度最快,CO 和 CO₂ 生成量最高;HC 反应最充分,消耗速度最快,排放最少,与大喷孔直径相比降低了 79.08%。虽然小喷孔直径下 NO_x 化合物生成量最高,为 16×10^{-5} g,与大喷孔直径(4 mm)时相比增大了 21.12%,但碳烟生成量最小,为 5.67×10^{-6} g,与 4 mm 时相比降低了 2.17%。

综上所述可知,虽然减小喷孔直径会增大 NO_x 污染物排放,但小喷孔直径可以减少 HC 以及 SOOT 排放量,且能获得良好的燃烧性能和热力学性能,因此推荐小喷孔直径(2 mm)为 XRE 的最佳喷氢方案。

参考文献:

- [1] SADIQ G A, TOZER G, AL-DADAH R, et al. CFD simulations of compressed air two stage rotary Wankel expander: parametric analysis [J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 142: 42-52.
- [2] 耿琪, 王学德, 杨正浩, 等. 不同供氢方式对 X 型转子发动机性能影响的仿真研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(2): 78-89.
GENG Qi, WANG Xuede, YANG Zhenghao, et al. Performance numerical analysis of X-type rotary engine under different hydrogen supply methods [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(2): 78-89.
- [3] 潘剑锋, 陈瑞, 范宝伟, 等. LPG 转子发动机缸内燃烧影响因素研究 [J]. *农业机械学报*, 2015, 46(1): 329-337.
PAN Jianfeng, CHEN Rui, FAN Baowei, et al. Affecting factors on combustion progress in LPG rotary engine [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 46(1): 329-337.
- [4] 裴海灵, 周乃君, 高宏亮. 三角转子发动机的特点及其发展概况综述 [J]. *内燃机*, 2006(3): 1-3, 10.
PEI Hailing, ZHOU Naijun, GAO Hongliang. The characteristics and improvement of rotary engines [J]. *Internal Combustion Engines*, 2006(3): 1-3, 10.
- [5] LITTERA D, NICKERSON M, KOPACHE A, et al. Development of the XMv3 high efficiency cycloidal engine [C]//*SAE/SAE 2015 Small Engine Technologies Conference & Exhibition*. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2015: 2015-32-0719.
- [6] SHKOLNIK A, LITTERA D, NICKERSON M, et al. Development of a small rotary SI/CI combustion engine [C]//*SAE/JSAE 2014 Small Engine Technology Conference & Exhibition*. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2014: 2014-32-0104.
- [7] YANG Zhenghao, DU Yang, GENG Qi, et al. Energy loss and comprehensive performance analysis of a novel high-efficiency hybrid cycle hydrogen-gasoline rotary engine under off-design conditions [J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 267: 115942.
- [8] COSTA T J, NICKERSON M, LITTERA D, et al. Measurement and prediction of heat transfer losses on the XMv3 rotary engine [J]. *SAE International Journal of Engines*, 2016, 9(4): 2368-2380.
- [9] LEBOEUF M, DUFAULT J F, NICKERSON M, et al. Performance of a low-blowby sealing system for a high efficiency rotary engine [C]//*WCX World Congress Experience*. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2018: 2018-01-0372.
- [10] NICKERSON M, KOPACHE A, SHKOLNIK A, et al. Preliminary development of a 30 kW heavy fueled compression ignition rotary 'X' engine with target 45% brake thermal efficiency [C]//*WCX World Congress Experience*. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2018: 2018-01-0885.
- [11] KAKOEE A, BAKHSHAN Y, AVAL S M, et al. An improvement of a lean burning condition of natural gas/diesel RCCI engine with a pre-chamber by using hydrogen [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 166: 489-499.
- [12] 冷先银, 葛琪琪, 何志霞, 等. 预燃室式天然气掺氢

- 发动机燃烧及排放模拟[J]. 内燃机学报, 2021, 39(1): 26-33.
- LENG Xianyin, GE Qiqi, HE Zhixia, et al. Numerical study on the combustion and emission characteristics of a pre-chamber engine fueled with hydrogen enriched compressed natural gas [J]. Transactions of CSICE, 2021, 39(1): 26-33.
- [13] TARTAKOVSKY L, SHEINTUCH M. Fuel reforming in internal combustion engines [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2018, 67: 88-114.
- [14] YANG Jinxin, JI Changwei, WANG Shuofeng, et al. Numerical study of compound intake on mixture formation and combustion process in a hydrogen-enriched gasoline Wankel rotary engine [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 185: 66-74.
- [15] MAURYA R K, AKHIL N. Development of a new reduced hydrogen combustion mechanism with NO_x and parametric study of hydrogen HCCI combustion using stochastic reactor model [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 132: 65-81.
- [16] POLVERINO P, D'ANIELLO F, ARSIE I, et al. Study of the energetic needs for the on-board production of oxy-hydrogen as fuel additive in internal combustion engines [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 179: 114-131.
- [17] 吴颖, 庄远. 火花塞微孔喷氢对发动机燃烧及排放的影响 [J]. 内燃机与动力装置, 2021, 38(4): 1-8.
- WU Ying, ZHUANG Yuan. Effect of hydrogen injection through spark plug microporous on engine combustion and emissions [J]. Internal Combustion Engine & Power Plant, 2021, 38(4): 1-8.
- [18] FEDYANOV E A, LEVIN Y V, ITKIS E M, et al. Use of phased supply of hydrogen additives for improvement of the ecological characteristics of the Wankel rotary engine [C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Bristol, United Kingdom: IOP Publishing, 2021: 012077.
- [19] FEDYANOV E A, ZAKHAROV E A, PRIKHODKOV K V, et al. Modelling of flame propagation in the gasoline fuelled Wankel rotary engine with hydrogen additives [C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Bristol, United Kingdom: IOP Publishing, 2017: 012076.
- [20] SU Teng, JI Changwei, WANG Shuofeng, et al. Improving the lean performance of an n-butanol rotary engine by hydrogen enrichment [J]. Energy Conversion and Management, 2018, 157: 96-102.
- [21] JI Changwei, SU Teng, WANG Shuofeng, et al. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a gasoline rotary engine at part load and stoichiometric conditions [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 121: 272-280.
- [22] SHI Cheng, JI Changwei, WANG Shuofeng, et al. Combined influence of hydrogen direct-injection pressure and nozzle diameter on lean combustion in a spark-ignited rotary engine [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 195: 1124-1137.
- [23] SHI Cheng, JI Changwei, GE Yunshan, et al. Parametric analysis of hydrogen two-stage direct-injection on combustion characteristics, knock propensity, and emissions formation in a rotary engine [J]. Fuel, 2021, 287: 119418.
- [24] WANG Huaiyu, JI Changwei, SHI Cheng, et al. Investigation of the gas injection rate shape on combustion, knock and emissions behavior of a rotary engine with hydrogen direct-injection enrichment [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(27): 14790-14804.
- [25] GENG Qi, WANG Xuede, DU Yang, et al. Effect of the hydrogen injection position on the combustion process of a direct injection X-type rotary engine with a hydrogen blend [J]. Energies, 2022, 15(19): 7219.
- [26] SHKOLNIK N, SHKOLNIK A. Rotary high efficiency hybrid cycle engine [C]//Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2008: 2008-01-2448.
- [27] SHKOLNIK N, SHKOLNIK A C. High efficiency hybrid cycle engine [C]//ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference. New York, NY, USA: ASME, 2006: 835-845.
- [28] FAN Baowei, WANG Yuanguang, ZHANG Yaoyuan, et al. Numerical investigation on the combustion performance of a natural gas/hydrogen dual fuel rotary engine under the action of apex seal leakage [J]. Energy & Fuels, 2021, 35(1): 770-784.
- [29] FAN Baowei, ZENG Yonghao, PAN Jianfeng, et al. Numerical study of injection strategy on the combustion process in a peripheral ported rotary engine fueled with natural gas/hydrogen blends under the action of apex seal leakage [J]. Energy, 2022, 242: 122532.
- [30] JENG D Z, HSIEH M J, LEE C C, et al. The numerical investigation on the performance of rotary engine with leakage, different fuels and recess sizes [C]//JSAE/SAE 2013 Small Engine Technology Conference. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2013: 2013-32-9160.

- [31] 张卫正, 刘晓, 向长虎, 等. 高强度柴油机喷雾射流对缸盖热负荷影响的研究 [J]. 汽车工程, 2011, 33(2): 97-100, 111.
ZHANG Weizheng, LIU Xiao, XIANG Changhu, et al. A study on the effects of spray jet on the thermal load of cylinder head in a highly intensified diesel engine [J]. Automotive Engineering, 2011, 33(2): 97-100, 111.
- [32] SHI Cheng, JI Changwei, GE Yunshan, et al. Numerical study on ignition amelioration of a hydrogen-enriched Wankel engine under lean-burn condition [J]. Applied Energy, 2019, 255: 113800.
- [33] SPREITZER J, ZAHRADNIK F, GERINGER B. Implementation of a rotary engine (Wankel engine) in a CFD simulation tool with special emphasis on combustion and flow phenomena [C]//SAE 2015 World Congress & Exhibition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2015: 2015-01-0382.
- [34] TAO Feng, GOLOVITCHEV V I, CHOMIAK J. Self-ignition and early combustion process of n-heptane sprays under diluted air conditions: numerical studies based on detailed chemistry [C]//International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2000: 2000-01-2931.
- [35] LIU Yaodong, JIA Ming, XIE Maozhao, et al. Enhancement on a skeletal kinetic model for primary reference fuel oxidation by using a semidecoupling methodology [J]. Energy & Fuels, 2012, 26(12): 7069-7083.
- [36] BENAÏES J, NOVELLA R, GOMEZ-SORIANO J, et al. Advantages of hydrogen addition in a passive pre-chamber ignited SI engine for passenger car applications [J]. International Journal of Energy Research, 2021, 45(9): 13219-13237.
- [37] LI Guanting, YU Xiumin, JIN Zhaohui, et al. Study on effects of split injection proportion on hydrogen mixture distribution, combustion and emissions of a gasoline/hydrogen SI engine with split hydrogen direct injection under lean burn condition [J]. Fuel, 2020, 270: 117488.
- [38] PAN Shiyi, WANG Jinhua, HUANG Zuohua. Effects of hydrogen injection strategy on the hydrogen mixture distribution and combustion of a gasoline/hydrogen SI engine under lean burn condition [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, 47(57): 24069-24079.
- [39] FAN Baowei, ZENG Yonghao, ZHANG Yaoyuan, et al. Research on the hydrogen injection strategy of a direct injection natural gas/hydrogen rotary engine considering apex seal leakage [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(13): 9234-9251.
- [40] SHI Cheng, ZHANG Zheng, JI Changwei, et al. Potential improvement in combustion and pollutant emissions of a hydrogen-enriched rotary engine by using novel recess configuration [J]. Chemosphere, 2022, 299: 134491.

(编辑 陶晴)