

复合进气对掺氢汽油转子机工作过程影响的数值模拟研究

Numerical study of compound intake on working process in a hydrogen-enriched gasoline Wankel rotary engine

杨金鑫 纪常伟

(北京工业大学 环境与能源学院、新能源汽车北京实验室与区域大气复合污染防治北京市重点实验室, 北京工业大学, 北京 100124)

摘要: 本文基于 CONVERGE 软件构建了适用于计算掺氢汽油转子机工作过程的 CFD 模型, 通过与相同工况条件下的台架实验结果进行对比, 证明了所建立 CFD 模型的准确性。基于验证后的模型研究了复合式进气对气道掺氢和直喷掺氢汽油转子机缸内混合气形成及火焰传播过程的影响。研究结果表明, 无论是在气道掺氢还是直喷掺氢条件下, 采用复合进气后, 周边进气气流占主导地位, 加快了主流流场的形成, 缸内平均流速升高, 促进了向燃烧室前端发展的火焰传播。同时, 采用复合进气增加了进气口的面积, 转子机的充量系数升高, 在气道掺氢和直喷掺氢条件下, 分别由 0.806 和 0.886 升高到 0.893 和 0.955; 缸内峰值压力显著升高, 与端面进气相比, 分别增加了 4.5% 和 6.8%。此外, 更高的缸内热氛围提高了混合气的完全燃烧程度, 在气道掺氢和直喷掺氢条件下, 指示热效率也分别由端面进气下的 25.8% 和 27.5% 升高到复合进气下的 26.8% 和 28.1%, 排放性能也得到进一步改善。

关键词: 氢气; 汽油; 转子机; 复合进气; CFD

Abstract: A CFD model for numerical investigating the operate process of a hydrogen-enriched gasoline rotary engine was established in CONVERGE software. By comparing the simulated and experimental results under the same engine conditions, the accuracy of established model was validated. Based on the validated model, the effect of compound intake on the mixture formation and combustion process in gasoline Wankel rotary engines with hydrogen port and direct injected enrichment are investigated. The results showed that, both in the hydrogen port and direct injected enrichment conditions, peripheral-ported intake flow played a leading role in the compound-ported intake process, which shortened the formation time of mainstream flow field, increased the mean flow speed and accelerated the flame propagation to the front region of the combustion chamber. Meanwhile, the compound intake possesses large port area. Applying it in Wankel rotary engine increased volumetric efficiency from 0.806 to 0.893 in hydrogen port injected enrichment condition and from 0.886 to 0.955 in hydrogen direct injected enrichment condition. Both in the hydrogen port and direct injected enrichment conditions, compared with the side-ported Wankel rotary engine, the peak in-cylinder pressure is respectively increased by 4.5% and 6.8%. Besides, the improved in-cylinder thermal atmosphere promoted complete combustion of the fuel-air mixtures. The indicated thermal efficiency increased from 25.8% to 27.5% in hydrogen port injected enrichment condition and from 26.8% to 28.1% in hydrogen direct injected enrichment condition. Furthermore, a better emissions performance was also obtained in compound-ported Wankel rotary engine.

Key words: Hydrogen; Gasoline; Wankel Rotary Engine; Compound-intake; CFD

1. 绪论

转子发动机作为内燃机的一种，有着体积小、质量轻、转速高及功重比大等优点，在增程式混合动力汽车等领域有着良好的应用前景^[1]。但转子机燃烧室狭长且面容比大导致其油耗与排放较高^[2]。因此，针对如何提高转子机性能的问题，国内外已开展了较为广泛的研究。Rose^[3]等人提出了一种基于径向密封片的新型转子机结构设计方法，可以有效改善转子机的漏气问题。Tashima^[4]等人开发了一款转子机串联式双涡轮增压系统，可以获得更高的输出功率。Kagawa^[5]等人通过对转子机进行缸内直喷改装，实现了分层燃烧，有效降低了转子机的有害排放，并提高了燃油经济性和热效率。Wu^[6]等人提出了一种热管辅助转子机冷却系统，来降低转子机壁面温度的不均一性，并提高其耐久性。范宝伟^[7]等人研究了燃烧室结构对于转子机缸内流场、温度场和中间产物浓度分布的影响，结果表明，当凹坑位于燃烧室中前方时，燃烧室后部的滚流与中部的高速气流对改善燃烧过程的效果显著。史程^[8,9]等人采用双火花塞点火，改善转子机的燃烧过程，并研究了点火时刻对于燃料燃烧过程的影响。研究表明，当两个火花塞对称分布在转子短轴两侧时，对于转子机燃烧及排放特性的改善效果最明显。潘剑锋^[10]等人分析了不同点火位置对转子机缸内燃烧过程的影响，研究表明，点火位置位于湍流到单向流的过渡区域时，可以有效改善转子机的燃烧状况。

通过上述可见，通过机械结构的改进以及新技术的使用可以有效改善转子机的性能。与此同时，优化燃料特性是提高转子机性能的另一种可行方案^[11,12]。表 1-1 给出了氢气、汽油、天然气、乙醇和正丁醇的燃烧及理化特性，这些燃料普遍被用来代替汽油，作为内燃机的新型燃料使用。通过表 1-1 可以看出，与汽油、天然气、乙醇和正丁醇相比，氢气拥有着极高的火焰速度，较短的淬息距离，较快扩散速度，宽泛的燃烧极限且低热值高等优点，因此跟适合于在高速运转的转子机中燃烧。同时，氢气中不含碳元素，作为内燃机的燃料使用，可以消除 HC、CO 和 CO₂ 的排放。此外，氢气最地球上储量最丰富的化学物质，其可以通过电解水、微生物、太阳能等方法制得，被认为是最有前景的内燃机代用清洁燃料。

表1 氢气、汽油、天然气、乙醇、正丁醇的燃烧及理化性质

性质	氢气	汽油	天然气	乙醇	正丁醇
分子质量 / g/mol	2.015	110	16.043	46.07	74.123
辛烷值	> 130	90	120	108.7	87
沸点 / °C	-252.87	25-215	-162	78	118
理论空燃比	34.3	14.6	17.1	13.7	14.2
最小点火能量 / mJ	0.02	0.24	0.28	--	--
自然温度 /K	858	570	632.2	673	616
火焰传播速度 / cm/s	237	33	37.3	39	
燃烧浓度极限 / 空气中vol%	4.1-75	1.5-7.6	5-15	3.3-19	1.45-11.25
淬息距离 / cm	0.06	0.2	0.203	--	--
低热值 / MJ/kg	120	44	32.5	26.8	33.1

氢气在内燃机中的使用可以获得更好的燃烧和排放效果，因此，氢燃料在内燃机行业有着广阔的应用前景。但氢燃料的使用往往会导致转子机较高的 NO_x 排放，虽然可以采用极稀的混合气浓度

加以控制, 却依然高于传统燃料内燃机。此外, 在实际应用中, 由于基础设施不完善导致加氢困难, 所以难以满足大范围内氢燃料转子机的使用需求。与此同时, 掺氢燃料的技术手段可以在尽可能减少用氢量的同时, 充分发挥氢气优良物化特性, 来提升转子机的燃烧与排放特性。Huang 等人在基础燃烧装置^[13-15]以及内燃机^[16,17]中研究了掺氢对天然气燃烧过程的影响, 研究表明, 氢气的掺混可以促进 O, H 和 OH 基团的生成, 有助于提高火焰传播速度, 提高火焰稳定性以及促进燃料的完全燃烧。因此, 掺氢是一种可以改善转子机性能的可行方法。

Amrouche^[18]等人在转子机转速为 3000 r/min, 节气门全开, 点火角为 15 °CA BTDC 的条件下, 研究了掺氢对汽油转子机燃烧与排放特性的影响。研究表明, 掺氢可以加快燃烧进程, 促进缸内混合气的完全燃烧, 提高汽油转子机的有效热效率。在汽油转子机稀燃极限下, 掺混 10% 能量分数的氢气, 转子机的有效热效率较原机升高了 28%。同时缸内混合气完全燃烧程度的提高, 降低了 HC、CO 和 CO₂ 的排放, 与原机相比, 掺氢能量分数 10% 之后, HC、CO 和 CO₂ 分别降低了 85%, 64% 和 36%。但 NO_x 排放会随着掺氢能量分数的增加而升高。此外, 在其对掺氢拓展汽油转子机稀燃极限研究中^[19,20]发现, 氢气的掺混可以拓宽汽油转子机的稀燃极限, 提高转子机的经济性, 在掺氢能量分数为 3% 和 6% 的稀燃极限下, 有效热效率与原机相比, 分别提高了 23% 和 28%。同时, 稀燃还可以降低 NO_x 排放, 在掺氢能量分数为 3% 和 6% 的稀燃极限下与原机相比, 其 NO_x 排放分别降低了 51% 和 61%。可见, 掺氢是改善汽油转子机燃烧与排放特性的有效手段。Ji^[21,22]等人在部分负荷及怠速条件下, 开展了掺氢汽油转子机燃烧及排放特性的实验研究, 研究表明, 掺氢有效提高了汽油转子机平均有效压力, 缸内平均温度及热效率, 在掺氢体积分数为 5.2% 时, HC 排放降低了 44.8%。通过上述内容可以发现, 在汽油转子机中掺混一定比例的氢气可以有效提高火焰传播速度, 缩短火焰发展期和快速燃烧持续期, 提高转子机的热效率; 拓宽稀燃极限, 促进缸内燃料的完全燃烧, 改善转子的动力性和排放性。但对掺氢汽油转子机的缸内气流运动规律、混合气形成及湍流火焰传播过程研究的缺失, 制约了进一步制定及优化掺氢控制策略。

随着计算技术的发展, CFD 数值计算被广泛地应用于探究内燃机缸内湍流燃烧特性。Pan^[23]等人基于 Fluent 数值模拟软件对掺氢天然气转子机缸内混合气运动及燃烧过程进行了研究, 研究表明, 在氢气及天然气气道喷射条件下, 提前氢气的喷射时刻可以获得更均质的混合气分布, 而推迟氢气喷射时刻缸内会出现混合气分层现象, 且更多的氢气分布在燃烧室中部区域, 能够促进火焰快速传播; 在固定氢气喷射时刻, 拓展喷射脉宽的过程中, 更多的氢气分布在燃烧尾端, 不利于缸内混合气的完全燃烧; 所以在氢气喷射时刻较晚的 390~330 °CA, 且喷射脉宽较短的 8~24 °CA, 掺氢天然气转子可以获得更高的燃烧压力。其还对氢气缸内直喷/天然气气道喷射转子机的性能进行了研究^[24,25], 将氢气喷孔设置在进气口和火花塞之间的气缸壁上, 且位于主轴所在的位置, 研究发现, 在固定喷射脉宽为 24 °CA 的条件下, 随着喷射时刻的推迟, 更多地氢气分布在燃烧室尾端, 不利于混合气的快速燃烧; 而在固定喷射时刻为 210 °CA BTDC 时, 随着喷射脉宽的拓展, 更多地氢气分布在燃烧中心位置附近区域, 可以有效促进混合气的快速燃烧。在采用氢气喷射时刻为 210 °CA BTDC, 喷射脉宽为 40 °CA 的喷射策略下, 获得了最高的缸内压力, 与氢气喷射时刻为 390 °CA BTDC, 喷射脉宽为 24 °CA 的喷射策略下的计算结果相比, 缸压升高了 11.7%。在不同氢气喷射角度对掺氢天然气转子机性能影响的研究中^[26], 发现当采用喷射方向为 -60 °CA 时, 即氢气向燃烧室前端喷射, 且喷射时刻为 140 °CA BTDC, 喷射脉宽为 24 °CA 的条件时可获得更好的燃烧效果, 与喷射方向为 60 °CA, 喷射时刻及喷射脉宽分别为 300 °CA BTDC 和 24 °CA 的计算结果相比, 缸内压力升高 31.1%。可见, 通过数值计算可以获得更多从台架试验难以获得的信息, 可为转子机的优化设计提供参数基础。

通过数值计算可以更清楚的探究转子机缸内的特性, 但针对复合进气 (Intake_C) 对气道 (HPI) 与直喷 (HDI) 掺氢汽油转子机的研究还鲜见报道, 本文拟基于 CONVERGE 软件构建适用于计算掺氢汽油转子机性能的 CFD 模型并针对复合进气对其缸内流场特性、混合气形成与火焰传播过程开展数值模拟研究, 为复合进气掺氢汽油转子机的优化设计提供数据及理论指导。

2. 模型构建及验证

2.1 网格模型及边界条件

本文的计算模型是基于 Z160F 端面进气、风冷式汽油转子机建立的，其结构简图及技术参数分别如图 1 和表 2 所示。

表 2 转子机技术参数

名称	数值
创成半径 / mm	69
转子厚度 / mm	40
排量 / L	0.16
压缩比	8.0
偏心距 / mm	11
功率	3.8 kW / 4000 rpm
进气正时 / (°CA)	75 ATDC, 61 ABDC
排气正时 / (°CA)	62 BBDC, 70 ATDC
着火类型	火花塞
气缸数	单缸

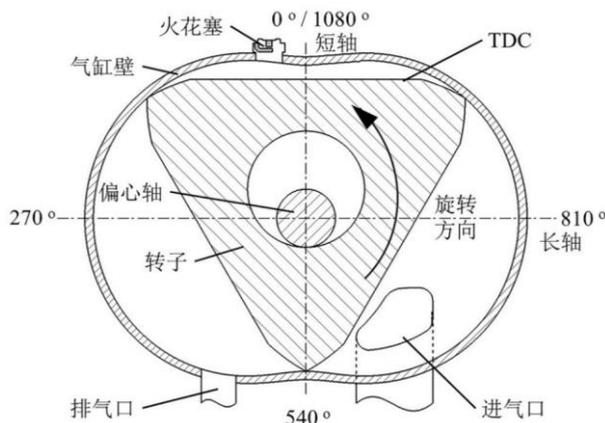


图 1 转子机结构简图

为了保证计算结果的准确性和较高的计算效率，首先进行了网格无关性验证。设置了四种燃烧室主体网格尺寸，分别为 1、2、3 和 2 mm + 网格自适应加密，并在转速为 4500 r/min，进气道压力为 0.35 bar，点火时刻为 25°CA BTDC 及化学计量比且不掺氢的条件下，进行了转子机工作过程的数值计算。图 2 给出了不同燃烧室主体网格尺寸下缸内平均压力随曲轴转角的变化关系。从图中可以看出，随着网格精度的提高，计算结果之间的差异越来越小。当采用主体网格尺寸为 2 mm + 网格自适应加密时，其计算结果与采用主体网格尺寸为 1 mm 的计算结果近乎重叠。因此可以说明网格无关性得到验证。

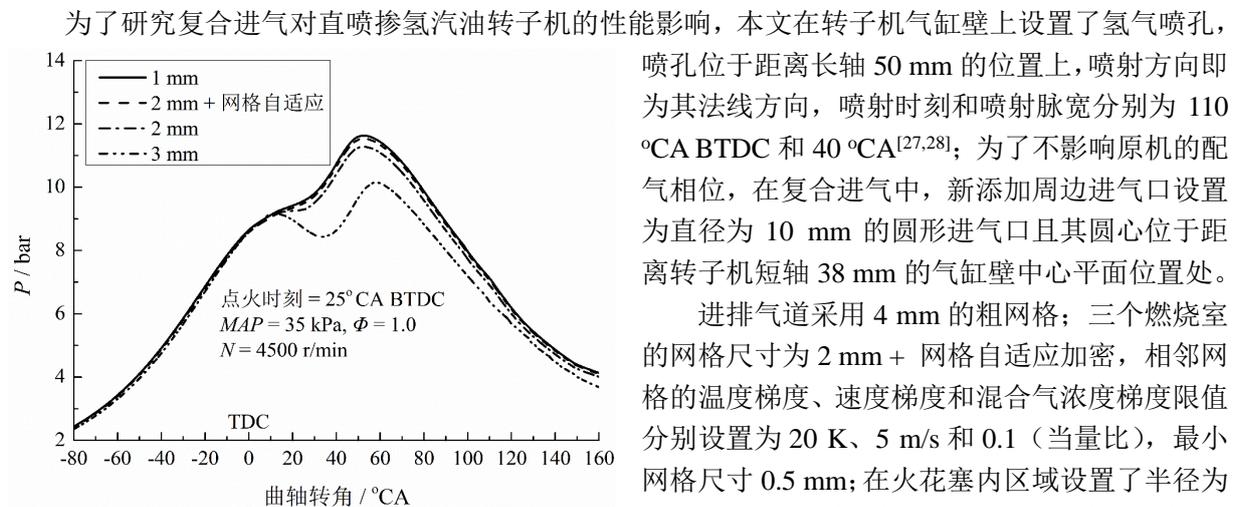


图 2 网格独立性验证

为了研究复合进气对直喷掺氢汽油转子机的性能影响，本文在转子机气缸壁上设置了氢气喷孔，喷孔位于距离长轴 50 mm 的位置上，喷射方向即为其法线方向，喷射时刻和喷射脉宽分别为 110°CA BTDC 和 40°CA^[27,28]；为了不影响原机的配气相位，在复合进气中，新添加周边进气口设置为直径为 10 mm 的圆形进气口且其圆心位于距离转子机短轴 38 mm 的气缸壁中心平面位置处。进排气道采用 4 mm 的粗网格；三个燃烧室的网格尺寸为 2 mm + 网格自适应加密，相邻网格的温度梯度、速度梯度和混合气浓度梯度限值分别设置为 20 K、5 m/s 和 0.1（当量比），最小网格尺寸 0.5 mm；在火花塞内区域设置了半径为 3 和 1.5 mm 的球形加密区，网格尺寸分别为 0.5

和 0.25 mm；氢气喷孔区域网格尺寸设置为 0.125 mm。单个燃烧室的网格数量在 30,000 到 90,000 之间。计算过程中生成的网格模型如图 3 所示。此外，与端面进气 (Intake_S) 道连接一侧的燃烧室端面定义为燃烧上端面，另一侧定义为燃烧室下端面。

边界条件定义如下：进、排气口分别定义为压力边界，进气口压力为 35 kPa，排气口与大气连通，压力为环境压力；转子及燃烧室的壁面均定义为温度及速度的壁面法则边界，温度均定义为 550 K，火花塞区域温度为 750 K，火花塞电极温度为 850 K。

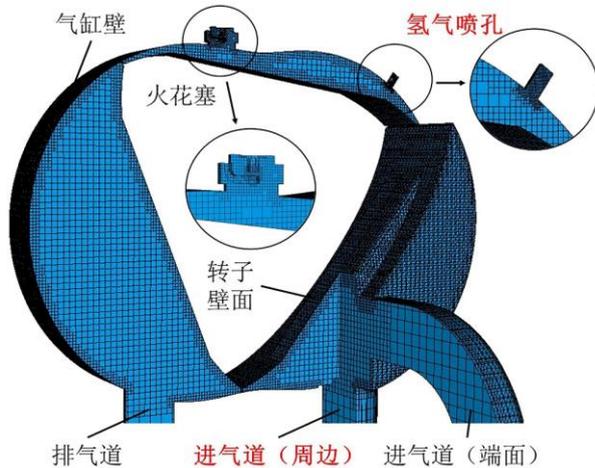


图 3 网格模型

的分布及浓度，该模型耦合了 Liu^[30]等人提出的 PRF (Primary Reference Fuel) 骨架机理。该机理专门开发用于 CFD 研究，并已在激波管、定容弹及内燃机等多种燃烧装置中证明了该机理的适用性及准确性。该机理包含了氢气氧化子模型，可用于掺氢汽油混合燃料燃烧过程的计算^[27,28]。计算过程中 PRF 采用 92% 的异辛烷和 8% 的正庚烷混合比例代替汽油燃料。为了研究 NO_x 在缸内的分布，机理中还耦合了 Golovitchev^[31]的 NO_x 子模型。

2.3 模型验证

为了证明本文所建立的 CFD 模型的准确性，在气道掺氢且端面进气条件下，将相同工况下的计算与台架试验的结果进行了对比。工况为：转子机转速 4500 r/min，进气道压力 (MAP) 35 kPa，点火角为 25 °CA BTDC，当量比 Φ 为 0.8，氢气占进气道氢气和空气的总体积分别 3% 和 6%。

图 4 a 和 b 分别为缸内平均压力和放热率的计算值与试验值的对比结果。从图 4 a 中可以看出，在不同掺氢体积分数下，缸内平均压力的计算值与试验值吻合良好，其缸内峰值压力误差均小于 0.1 bar，峰值压力对应的曲轴转角均小于 3 °CA。同时，从图 4 b 中也可以看出，混合气放热率的计算值

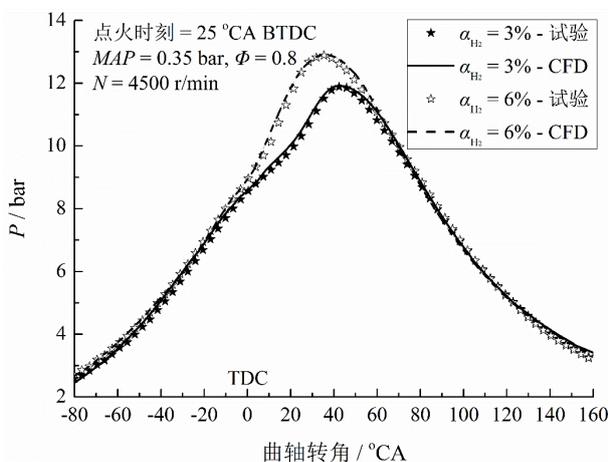


图 4a 缸压验证

2.2 湍流、化学动力学及燃烧模型

本文掺氢汽油转子机缸内的湍流是通过 RNG k- ϵ 湍流模型进行描述的；模型中的壁面传热损失是通过 Han^[29]等人提出的壁面方程传热模型计算的；使用了 CONVERGE 软件自带的 SAGE 燃烧模型，且为了加快化学动力学的求解过程，模型中激活了 Multi-zone，即求解器可以对相同热力学状态区域的化学反应进行同时计算，多区的划分标准是温度差异低于 5 K 以及当量比差异低于 0.05；点火过程是在火花塞电极中心位置，假设产生一个直径为 0.75 mm 的球状火核，其能量为 20 mJ。

为了更准确地计算缸内燃烧过程中各组分的

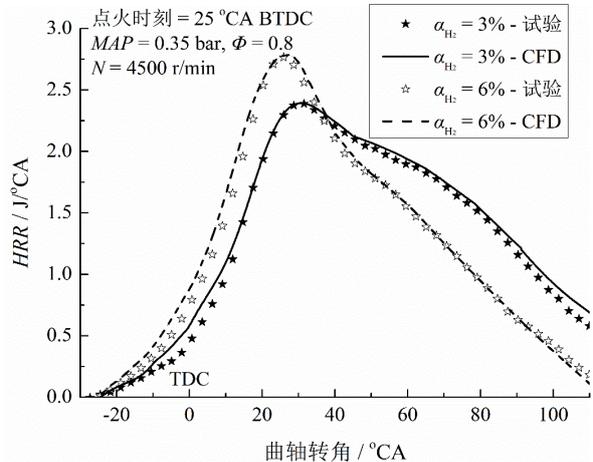


图 4b 放热率验证

与试验值吻合良好，其峰值放热率的误差也均小于 $0.1 \text{ J/}^\circ\text{CA}$ ，峰值放热率对应的曲轴转角均小于 2°CA ，验证所建立模型的准确性。

由于复合进气与氢气直喷处于优化设计阶段，无法通过台架试验进行模型验证，所以为了尽可能保证计算结果的准确性，本文在相同工况下开展复合进气和直喷掺氢的数值模拟研究，且模型参数与边界条件和验证过的模型保持一致。

3. 计算结果与讨论

3.1 流场特性

进气方式的改变会导致进气气流的运动方向及缸内涡团结构发生变化，分析不同进气方式下的缸内气流运动过程，可以为更好的组织进气过程提供指导。

图 5 给出了不同进气方式下缸内流线及涡度分布图。从图中可以看出，在 400°CA BTDC 时刻，端面进气下气流撞击在气缸壁下端面上，形成两个旋转方向相反的滚流（涡团 A 和 B）；而在复合进

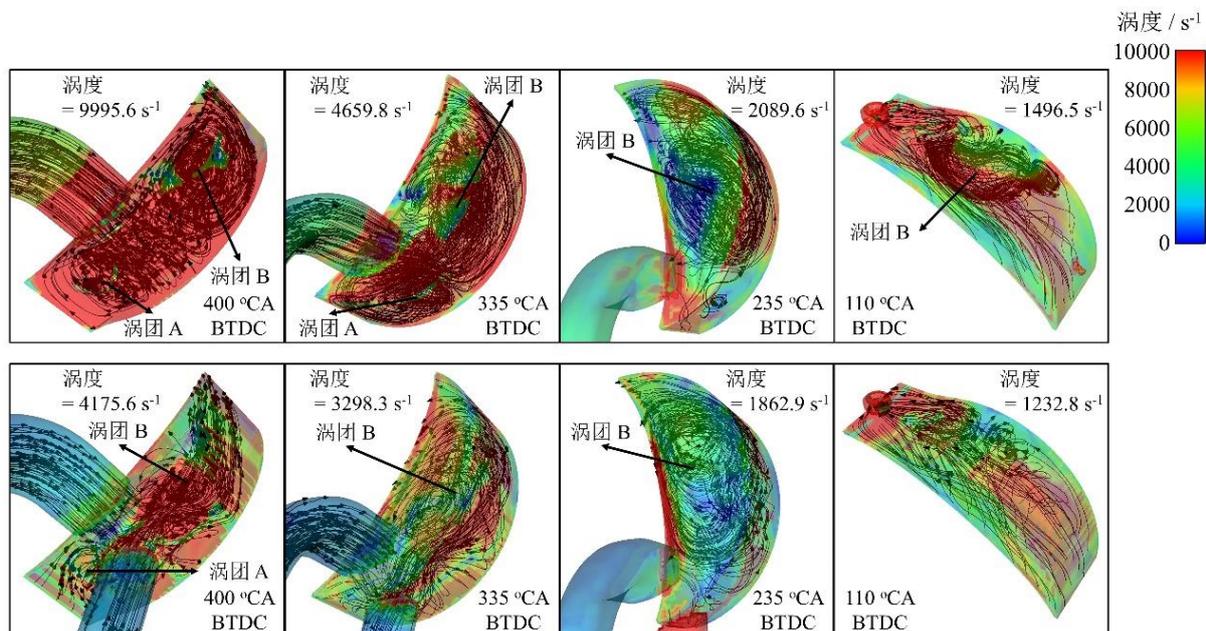


图 5 速度流线及涡度场

气下，端面进气流直接撞击在周边进气流上，形成了两个旋转方向相反且涡度很低的涡团；同时，周边进气流进入气缸后先撞击在转子壁面上，再撞击在气缸壁上，然后向燃烧室前端发展，而且周边进气流在运动的过程中，还受到端面进气流撞击作用的影响，向气缸壁下端面发生偏转。在 335°CA BTDC 时刻，端面进气下两个涡团的半径随着燃烧室容积的快速增加而增大，而且涡团 B 有向涡流转变的趋势；而此刻复合进气下的涡团 A 已经耗散消失，涡团 B 与周边进气流合为一体，并在燃烧室中形成了一个大尺度的涡流。在 235°CA BTDC 时刻，端面进气下的涡团 B 被转子运动挤压到燃烧室前端，以滚流的状态分布在燃烧室中，但旋转中心方向发生显著变化，且其尺度近乎占满整个燃烧室空间；复合进气下的涡团 B 也充满了整个燃烧室空间，但以涡流的形式存在在燃烧室中，且其涡流结构更加明显。在 110°CA BTDC 时刻，端面进气条件下，涡团 B 也逐渐耗散，且缸内形成了与转子运动方向一致的主流流场；而在复合进气下，由于缸内涡流的旋转方向与转子旋转方向一致，所以涡团的耗散速度更快，此时缸内仅在靠近气缸壁下端面一侧有较小的不规则涡团存在，且主流流场的结构更加显著。

从整个缸内气流运动的过程来看，复合进气下，受到周边进气流对端面进气流冲击作用，加快了缸内复杂涡团结构的耗散过程，也显著降低了转子机的缸内平均涡度，同时，也使得缸内更早的形成了主流流场。这一流场特性的变化过程也会对缸内速度场和直喷氢气的分布造成影响。

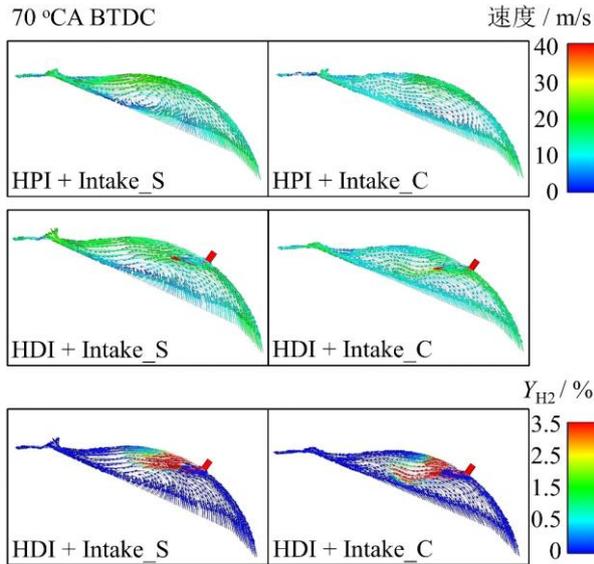


图 6 喷射末期缸内速度

为了阐明不同进气方式下，缸内流场与氢气射流的相互作用及其对氢气分布的影响，图 6 中还对直喷掺氢条件下，中心平面上的速度流线以氢气质量分数进行着色。从图中还可以看出，在端面进气条件下，受到缸内涡流的影响，氢气射流的偏转导致氢气主要分布在气缸壁附近；在复合进气下，一部分氢气分布在气缸壁附近，另一部分已经进入到了转子凹坑中，且在氢气射流撞击转子壁面之后向气缸壁面运动，这一现象将可能导致氢气浓区主要分布在气缸壁面和转子壁面之间。

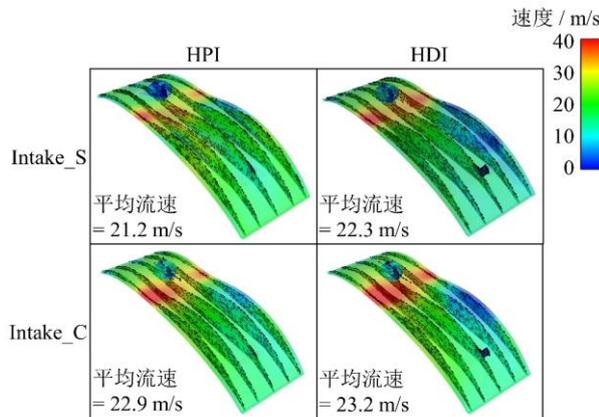


图 8 点火时刻缸内速度场分布

位置附近区域流速最高，而燃烧室两端的缸内流速较低。同时，在直喷掺氢条件下燃烧室尾端靠近气缸壁下端面附近区域均存在低速区。这是由于氢气直喷射流对主流流场中涡团的挤压作用造成的。此外，复合进气下的低速区范围较小，且速度略高于端面进气，这主要是因为复合进气下的主流流场形成的更早，涡团尺寸与涡度小导致低速区也较小。从图中还可以看出，气道掺氢条件下的缸内平均流速均低于直喷掺氢条件下的平均速度，这是由于氢气缸内直喷射流对缸内速度场有一定的加速作用，进而导致主流流场平均速度的提高。与此同时，在复合进气下的平均流速均高于端面进气下的速度，这是因为复合进气中从周边进气道中进入缸内的气流运动与转子运动方向一致，使得转子运动对缸内气流运动的加速效果更显著，所以复合进气条件下获得了更高的缸内平均流速。

为了展示不同进气方式对缸内混合气形成的影响，图 6 给出了不同进气方式下氢气直喷末期转子机中心平面上的速度场分布情况。从图中可以看出，在端面进气条件下，转子机中心平面的速度场中有一个与转子运转方向相同的涡流存在，且氢气直喷射流在该涡流的影响下向气缸壁一侧发生偏转，随后在主流流场的作用下向燃烧室前端运动；而在复合进气下，缸内中心平面上没有涡流的存在，因此主流流场更为平顺，但在氢气直喷射流的作用下，中心平面上的主流流场向转子壁面发生偏转，也就意味着氢气射流会直接撞击在转子壁面上，在撞击后随着主流流场向燃烧室前端运动。

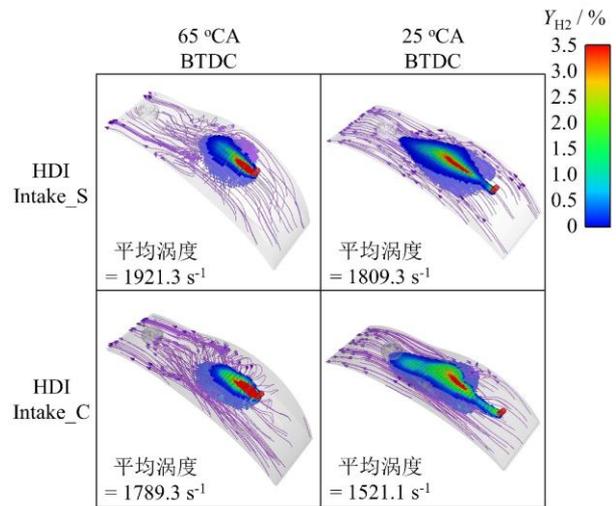


图 7 缸内氢气分布与流线

图 7 给出了不同进气方式下缸内氢气分布及速度流线情况。从图中可以看出，氢气射流在主流流场的作用下迅速向燃烧室前端运动。在点火时刻，端面进气条件下的氢气集中在火花塞后端区域，且氢气分布浓度向外逐渐降低的分层效果；而在复合进气下，由于主流流场更早的形成，点火时刻已有一部分氢气分布在火花塞区域，这将有助于加快初始燃烧阶段的火焰传播速度。

图 8 给出了不同进气方式下点火时刻缸内速度场分布情况，从图中可以看出，转子机短轴位置附近区域流速最高，而燃烧室两端的缸内流速较低。同时，在直喷掺氢条件下燃烧室尾端靠近气缸壁下端面附近区域均存在低速区。这是由于氢气直喷射流对主流流场中涡团的挤压作用造成的。

3.2 燃烧过程

复合进气下，缸内流场特性导致主流流场的平均速度升高，但也增加了火花塞与燃烧室尾端之间混合气浓度，对缸内火焰传播过程造成影响。图 9 给出了不同进气方式下缸内火焰传播过程及氢气分布情况。从图中可以看出，在气道掺氢条件下，不同时刻复合进气条件下的已燃区容积均高于气道掺氢条件下的结果。这是因为复合进气提高转子机的充量系数，燃烧初始时刻的热氛围更好，促进了火焰传播速度的增加；同时，复合进气下缸内主流流场速度的增加也促进了火焰向燃烧室前端的传播，因此复合进气下获得了更快的燃烧速度。但尾端未燃混合气的问题依然存在。从图中还可以看出，在直喷掺氢条件下，由于复合进气下缸内初始热氛围的提高以及主流流速的增加加快了火焰向燃烧室前段的传播，所以整个燃烧过程中，复合进气下获得了较快的火焰传播速度。同时，火焰均快速传播到了燃烧室尾端，并引燃缸内全部混合气。虽然已燃区中均出现了不完全燃烧现象，但在较高的缸内热氛围下很快发生了完全氧化，且在复合进气条件下的完全氧化程度更高。

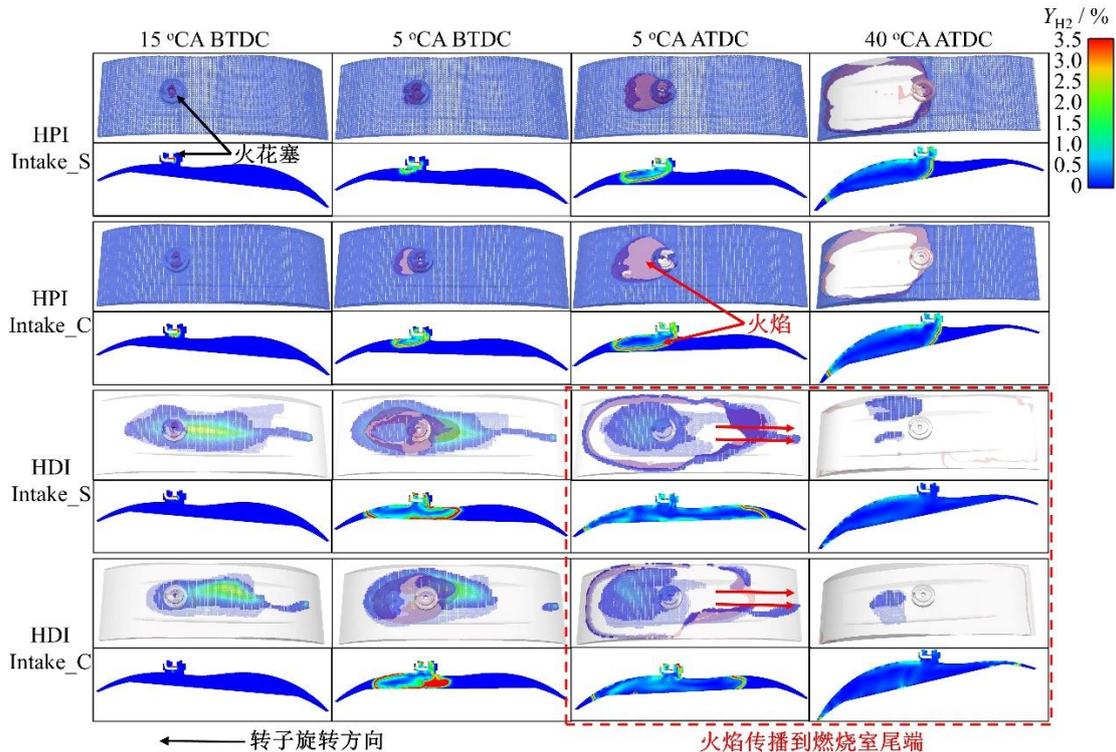


图 9 缸内火焰传播过程与氢气分布

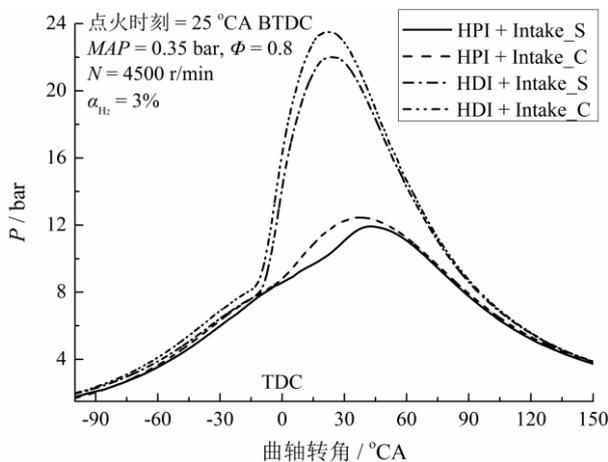


图 10 缸内平均压力随曲轴转角的变化

燃烧反应强度的增加，放热过程也会加快，进而导致缸内热力学参数也会随之变化。图 10 给出了不同进气方式下缸内平均压力随曲轴转角的变化关系。从图中可以看出，在气道掺氢条件下，由于复合进气有效加快了燃烧进程，其缸内平均压力提高且峰值压力对应的曲轴转角提前。与端面进气相比，复合进气下的缸内压力峰值提高了 4.5%。在直喷掺氢条件下，缸内混合气的快速完全燃烧显著提高了缸内平均压力，与气道掺氢/端面进气相比，直喷掺氢/端面进气下的缸内峰值压力提高了 84.7%，可见直喷掺氢控制适当浓度的混合气分布在火花塞附近区域可以有效提高转子机的燃烧特性；同时，从图中还可

可以看出,采用复合进气的方式可以进一步提高缸内平均压力,与直喷掺氢/端面进气相比,直喷掺氢/复合进气下缸内峰值压力进一步提高 6.8%。

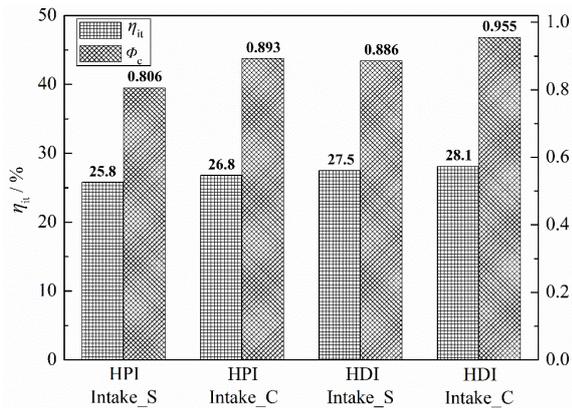


图 11 指示热效率及充量系数

复合进气的使用,不仅在气道掺氢条件下有效提高了转子机缸内燃烧特性,在直喷掺氢条件下也可以改善燃烧过程,使转子机获得更佳的燃烧效果。图 11 为不同进气方式下转子机的指示热效率和充量系数。从图中的数据可以发现,直喷掺氢和复合进气的使用均可以显著提高转子机的充量系数。在直喷掺氢下,因氢气不再挤占进气道中混合气的体积,所以混合气进缸质量增加,充量系数也会随之增加;在复合进气下,是由于端面进气口和周边进气口的同时存在,使得进气口面积显著增大,所以相同运行工况下进入缸内的混合气含量增加,充量系数提高。在气道掺氢/端面进气下的充量系数为 0.806,分别提高到气道掺氢/复合进气的 0.893 和直喷掺氢/端面进气的 0.886,分别提高了 10.8% 和 9.9%;而且复合进气和直喷掺氢的同时使用,充量系数可以进一步增加到 0.955,与气道掺氢/端面进气相比提高了 18.5%。充量系数的增加有助于提高转子机的动力性。此外,燃烧过程的改善也可以使转子机获得较高的指示热效率。转子机的指示热效率从气道掺氢/端面进气条件下的 25.8% 提高到气道掺氢/复合进气下的 26.8%,提高了 3.9%;同时,直喷掺氢下缸内混合气的快速完全燃烧,使得转子机指示热效率提升更为显著,在直喷掺氢/端面进气下指示热效率提升到 27.5%,与气道掺氢/端面进气相比提高了 6.6%;在直喷掺氢条件下,复合进气方式的使用可以进一步提高缸内火焰传播速度以及完全氧化的程度,进而转子机的指示热效率增加到 28.1%,与气道掺氢/端面进气相比提高了 8.9%。

通过上文内容可以得知,复合进气的使用可以在一定程度上改善气道掺氢转子机的燃烧过程,提高充量系数和指示热效率,复合进气是使汽油转子机获得更好的动力性和经济性的有效技术手段。

3.3 排放分析

采用复合进气的方式,在气道掺氢和直喷掺氢汽油转子机中均获得了较好的燃烧特性。但加快的燃烧进程使得转子机缸内燃料燃烧放热过程更为集中,导致缸内平均压力和温度的显著提升,温度的升高会促进 NO_x 排放的生成。

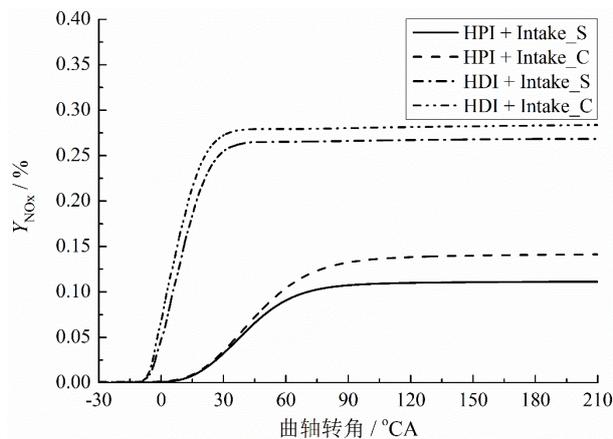


图 12 NO_x 质量分数随曲轴转角的变化

图 12 给出了不同进气方式下缸内 NO_x 质量分数随曲轴转角的变化曲线,从图中可以看出,无论是在气道掺氢还是直喷掺氢条件下,复合进气方式的使用均增加了 NO_x 的排放量。在气道掺氢条件下,排气门开启时刻,复合进气使 NO_x 质量分数从端面进气下的 0.111% 增加到 0.141%,提高了 27.0%;在直喷掺氢条件下,复合进气使 NO_x 质量分数从 0.268% 增加到 0.284%,提高了 5.7%。这一现象均是由于缸内燃烧进程的加快显著提高了转子机缸内平均温度,所以促进了 NO_x 的生成。此外,从图中还可以看到,直喷掺氢条件下的 NO_x 排放质量分数几乎是相同进气方式下气道掺氢的两倍。这是因为直喷掺氢条件下,

氢气的分布使得火焰传播到燃烧室尾端,与气道掺氢下火焰单向传播相比,缸内全部混合气的快速完全燃烧使得缸内平均压力和温度更高,因此 NO_x 排放的质量分数也随之显著提高。

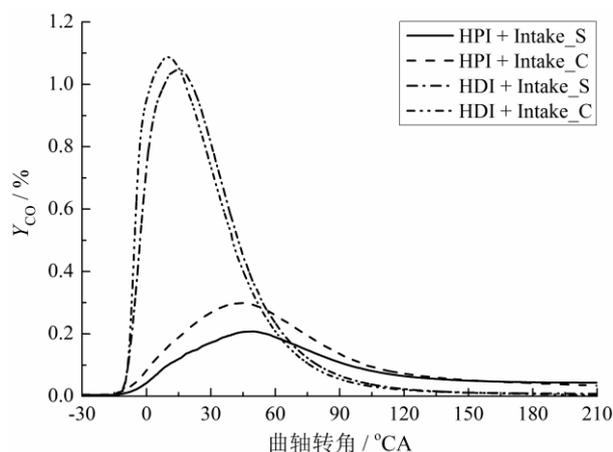


图 13 CO 质量分数随曲轴转角的变化

复合进气改善的燃烧效果提高了缸内热氛围，有助于缸内混合气的完全燃烧，这对降低 CO 排放有较好的效果。图 13 给出了不同进气方式下缸内 CO 质量分数随曲轴转角的变化曲线。从图中可以看出，在直喷掺氢条件下的 CO 质量分数峰值显著高于气道掺氢条件下的 CO 质量分数。这是由于在直喷掺氢条件下，更高的火焰传播速度使得火焰可以向燃烧室后端传播，相同时刻下火焰面的面积更大；与此同时，氢气直喷导致混合气浓度的升高，使得已燃区中存在一定量的未燃混合气，因此在火焰面和已燃区内均有较高浓度的 CO 生成，所以直喷掺氢条件下的 CO 质量分数峰值显著高于气道掺氢下的结果。此外，复合进气的使用进一步提高了缸内火焰传播速度，增大了反应区面积和已燃区中未燃混合气浓度，所以复合进气下 CO 质量分数峰值进一步提高。

然而，直喷掺氢条件下火焰传播到燃烧室尾端，消除了尾端未燃混合气的存在，并且较好的缸内热氛围促进了已燃区内不完全燃烧产物在稀燃条件下的完全氧化，因此在排气门开启时刻，直喷掺氢条件下获得了更低的 CO 质量分数。同时，复合进气对火焰速度的提高，也使得缸内混合气燃烧更加完全，排气门打开时刻复合进气下的 CO 质量分数更低。在气道掺氢条件下，复合进气的使用是 CO 质量分数从 0.043% 降低至 0.033%，降低了 22.2%；在直喷掺氢条件下，复合进气将 CO 质量分数从 0.008% 降低到 0.003%，降低了 56.0%。可见，在复合进气/直喷掺氢下，汽油转子机获得了最佳的 CO 排放效果。

然而，直喷掺氢条件下火焰传播到燃烧室尾端，消除了尾端未燃混合气的存在，并且较好的缸内热氛围促进了已燃区内不完全燃烧产物在稀燃条件下的完全氧化，因此在排气门开启时刻，直喷掺氢条件下获得了更低的 CO 质量分数。同时，复合进气对火焰速度的提高，也使得缸内混合气燃烧更加完全，排气门打开时刻复合进气下的 CO 质量分数更低。在气道掺氢条件下，复合进气的使用是 CO 质量分数从 0.043% 降低至 0.033%，降低了 22.2%；在直喷掺氢条件下，复合进气将 CO 质量分数从 0.008% 降低到 0.003%，降低了 56.0%。可见，在复合进气/直喷掺氢下，汽油转子机获得了最佳的 CO 排放效果。

4. 结论

本章文基于 CONVERGE 软件构建了掺氢汽油转子机 CFD 模型，在气道掺氢和直喷掺氢条件下，研究了复合进气对汽油转子机缸内流场特性、混合气形成及火焰传播过程的影响。研究结果如下：

复合进气的使用导致端面进气流不再直接撞击在气缸壁下端面上，而是撞击在周边进气流上，形成的涡团强度及尺度显著降低。周边进气流进入气缸后先撞击在转子壁面上，再撞击在气缸壁上，然后向燃烧室前端运动，并在端面进气流的撞击作用下向气缸壁下端面偏转。由于周边进气流与转子运行方向一致，在缸内气流运动中起主导作用，缸内很快形成了与转子运动方向一致的大尺度涡流，也促进了主流流场的快速形成且流速更高。

在气道掺氢下，复合进气增加了转子机的充量系数，从 0.806 提高到 0.893，着火时刻缸内热氛围也更高；同时，缸内主流流场速度的增加，也加快了向燃烧室前端的火焰传播，因此，基于上述两个原因复合进气有效加快了混合气的燃烧过程；缸内峰值压力提高了 4.5%，指示热效率由端面进气的 25.8% 提高到复合进气下的 26.8%。在直喷掺氢条件下，适宜浓度的氢气分布在火花塞与燃烧室尾端之间的区域，火焰可以传播到燃烧室尾端快速引燃缸内全部混合气；并且复合进气下氢气浓度的升高，进一步加快了火焰向四周的传播速度，且在缸内热氛围提升和主流流场速度增加的共同作用下，火焰传播速度略快于气道掺氢下的火焰传播。复合进气下缸内峰值压力提高了 6.8%，指示热效率由端面进气下的 27.5% 提高到 28.1%。

复合进气导致转子机缸内压力升高，温度也随之增加，导致 NO_x 排放增加。排气门开启时刻，在气道掺氢条件下，复合进气使 NO_x 质量分数从 0.111% 增加到 0.141%；在直喷掺氢条件下，复合进气使 NO_x 质量分数从 0.268% 增加到 0.284%。与此同时，燃烧过程的改善促进了缸内燃料的完全燃烧，CO 质量分数从气道掺氢/端面进气下的 0.043% 降低至气道掺氢/复合进气下的 0.033%；从直喷掺氢/端面进气下的 0.008% 降低至直喷掺氢/复合进气下的 0.003%。

5 参考文献

- [1] Ribau J, Silva C, Brito F, Martins J. Analysis of four-stroke, wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles[J]. *Energy Convers Manage* 2012;58:120-33.
- [2] Siadkowska K, Wendeker M, Majczak A, Baranski G, Szlachetka M. The influence of some synthetic fuels on the performance and emissions in a wankel engine[J]. *SAE paper* 2014-01-2611; 2014.
- [3] Rose S, Yang D. Wide and multiple apex seal for the rotary engine (Abbr. : Multi-Apex-Seals for the rotary engine) [J]. *Mech Mach Theory* 2014;74:202-15.
- [4] Tashima S, Taqdokoro T, Okimoto H, Niwa Y. Development of sequential twin turbo system for rotary engine[J]. *SAE paper* 910624; 1991.
- [5] Kagawa R, Okazaki S, Somyo N, Akagi Y. A study of a direct-injection stratified-charge rotary engine for motor vehicle application[J]. *SAE paper* 930677; 1993.
- [6] Wu W, Lin Y, Chow L. A heat pipe assisted air-cooled rotary wankel engine for improved durability, power and efficiency[J]. *SAE paper* 2014-01-2160; 2014.
- [7] 范宝伟, 潘剑锋, 黄俊, 等. 燃烧室结构对天然气转子发动机燃烧过程的影响[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(22): 141-51.
- [8] Ji C, Shi C, Wang S, et al. Effect of dual-spark plug arrangements on ignition and combustion processes of a gasoline rotary engine with hydrogen direct-injection enrichment[J]. *Energy Convers Manage* 2019, 181:372-81.
- [9] Ji C, Shi C, Wang S, et al. Numerical simulation on combustion process of a hydrogen direct-injection stratified gasoline Wankel engine by synchronous and asynchronous ignition modes[J]. *Energy Convers Manage* 2019, 183:14-25.
- [10] 潘剑锋, 范宝伟, 陈瑞, 等. 点火位置对天然气转子发动机燃烧的影响[J]. *内燃机工程*, 2013, 34(1):1-7.
- [11] Ji C, Yang J, Liu X, et al. A quasi-dimensional model for combustion performance prediction of an SI hydrogen-enriched methanol engine[J]. *Int J hydrogen Energy* 2016, 41:17676-86.
- [12] Ji C, Yang J, Liu X, et al. Enhancing the fuel economy and emissions performance of a gasoline engine-powered vehicle with idle elimination and hydrogen start[J]. *Appl Energy* 2016, 182:135-44.
- [13] Wang J, Huang Z, Tang C, et al. Effect of hydrogen addition on early flame growth of lean burn natural gas-air mixtures[J]. *Int J hydrogen Energy* 2017, 35:7246-52.
- [14] Miao H, Jiao Q, Huang Z, et al. Measurement of laminar burning velocities and Markstein lengths of diluted hydrogen-enriched natural gas[J]. *Int J hydrogen Energy* 2009, 34:507-18.
- [15] Zhang Y, Jiang X, Wei L, et al. Experimental and modeling study on auto-ignition characteristics of methane/hydrogen blends under engine relevant pressure[J]. *Int J hydrogen Energy* 2012, 37:19168-76.
- [16] Sen A, Wang J, Huang Z. Investigating the effect of hydrogen addition on cyclic variability in a natural gas spark ignition engine: wavelet multiresolution analysis[J]. *Appl Energy* 2011, 88:4860-6.
- [17] Dieguez P, Urroz J, Marcelino-Sadaba S, et al. Experimental study of the performance and emission characteristics of an adapted commercial four-cylinder spark ignition engine running on hydrogen-methane mixtures[J]. *Appl Energy* 2014, 113:1068-76.

- [18] Amrouche F, Erickson P, Park J, et al. An experimental investigation of hydrogen enriched gasoline in a Wankel rotary engine[J]. *Int J hydrogen Energy* 2014, 39:8525–34.
- [19] Amrouche F, Erickson P, Park J, et al. Extending the lean operation limit of a gasoline Wankel rotary engine using hydrogen enrichment[J]. *Int J hydrogen Energy* 2016, 41:14261–71.
- [20] Amrouche F, Erickson P, Varnhagen S, et al. An experimental analysis of hydrogen enrichment on combustion characteristics of a gasoline Wankel engine at full load and lean burn regime[J]. *Int J hydrogen Energy* 2018, 43:19250–9.
- [21] Ji C, Su T, Wang S, Zhang B, Yu M, Cong X. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a gasoline rotary engine at part load and stoichiometric conditions[J]. *Energy Convers Manage* 2016;121:272–80.
- [22] Su T, Ji C, Wang S, Shi L, Yang J, Cong X. Improving idle performance of a hydrogen-gasoline rotary engine at stoichiometric condition[J]. *Int J Hydrogen Energy* 2017;42:11893–901.
- [23] Fan B, Zhang Y, Pan J, et al. The influence of hydrogen injection strategy on mixture formation and combustion process in a port injection (PI) rotary engine fueled with natural gas/hydrogen blends[J]. *Energy Convers Manage* 2018, 173:527–38.
- [24] Fan B, Pan J, Yang W, et al. Effects of hydrogen blending mode on combustion process of a rotary engine fueled with natural gas/hydrogen blends[J]. *Int J hydrogen Energy* 2016, 41:4039–53.
- [25] Fan B, Pan J, Liu Y, et al. Numerical investigation of mixture formation and combustion in a hydrogen direct injection plus natural gas port injection (HDI þ NGPI) rotary engine[J]. *Int J hydrogen Energy* 2018, 43:4632–44.
- [26] Fan B, Pan J, Liu Y, et al. Effect of hydrogen injection strategies on mixture formation and combustion process in a hydrogen direct injection plus natural gas port injection rotary engine[J]. *Energy Convers Manage* 2018, 160:150–64.
- [27] Yang J, Ji C, Wang S, et al. Numerical investigation on the mixture formation and combustion processes of a gasoline rotary engine with direct injected hydrogen enrichment[J]. *Appl Energ* 2018, 224:34–41.
- [28] Yang J, Ji C, Wang S, et al. Numerical study of hydrogen direct injection strategy on mixture formation and combustion process in a partially premixed gasoline Wankel rotary engine[J]. *Energy Convers Manage* 2018, 176:184–93.
- [29] Han Z, Reitz R. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling[J]. *Int J Heat Mass Transfer* 1997;40:613–25.
- [30] Liu Y, Jia M, Xie M, Pang B. Enhancement on a skeletal kinetic model for primary reference fuel oxidation by using a semidecoupling methodology[J]. *Energ Fuel* 2012;26:7069–83.
- [31] Golovitchev V L. <http://www.tfd.chalmers.se/~valeri/MECH.html>.