

掺氢汽油转子机缸内燃烧及排放形成过程的数值模拟研究

Numerical investigation on the combustion and emissions formation processes in a hydrogen-enriched gasoline rotary engine杨金鑫¹ 纪常伟^{1,2} 汪硕峰^{1,2} 王杜¹ 马泽东¹

(1. 北京工业大学环境与能源学院区域大气污染防治北京市重点实验室, 北京 100124;

2. 北京电动车辆协同创新中心, 北京 100081)

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 RNG k- ϵ 湍流模型及耦合 PRF 骨架机理的 SAGE 燃烧模型对转子机缸内流场及燃烧进程进行求解。通过与相同工况条件下的实验结果进行对比, 证明了所建立 CFD 模型的准确性并可以用于分析不同掺氢体积分数对汽油转子机缸内流场、燃烧及排放形成过程的作用机制及影响规律。研究结果表明, 在压缩阶段缸内会形成与转子旋转方向一致的主流流场, 并一直持续到排气门打开。在该主流流场的影响下, 火焰传播方向与转子旋转方向相同的燃烧被促进, 反之则被抑制, 进而导致在燃烧室尾端存在一定量未燃烧的混合气。同时, 在燃烧初始阶段, 缸内主流流场撞壁后形成两个旋转方向相反的涡团, 使得 NO 和 CO 在已燃区富集并形成浓区。掺氢后, 燃料燃烧过程中 OH、H 和 O 基团的浓度显著升高, 在湍流的共同作用下加快了混合气的燃烧进程, 进而增加了汽油转子机缸内压力及温度。与原机相比, 掺混 2% 和 4% 体积分数的氢气使得缸内压力分别升高了 9.1% 和 13.7%。然而, 掺氢后缸内温度的升高一定程度上增加了 NO 的生成量。但加快的燃烧进程, 促进了燃料的完全燃烧, 使得 CO 的浓度随着掺氢分数的增加而降低。

关键词: 氢气; 汽油; 转子机; 燃烧; CFD

Abstract: A CFD model for numerical investigating the operate process of a hydrogen-enriched gasoline rotary engine was established in CONVERGE software. The Renormalization Group k- ϵ turbulence model and the SAGE combustion model coupled with a skeletal primary reference fuel mechanism were adopted to calculate the in-cylinder flow field and combustion process. By comparing the simulated and experimental results under the same engine conditions, the accuracy of established model was validated. The good agreement between model prediction and experimental results suggested that it could be used to predict the effects of different hydrogen enrichment volume fractions on the flow field, combustion and emissions formation processes in a gasoline rotary engine. Results showed that a mainstream flow field along with the rotor movement was formed during the compression stroke and sustained in the combustion chamber until the exhaust valve opening. Due to the effect of the mainstream flow, the flame propagation in direction of the mainstream flow was expedited. While the flame propagation in contrary direction was retarded, consequently, the unburned mixtures at rear region of combustion chamber suffered incomplete combustion. Meanwhile, the mainstream flow impinged on the cylinder wall and formed two vortices with opposite rotation in the early combustion process. The enrichment regions of NO and CO emissions were formed. After hydrogen addition, the increased OH, H and O radicals concentrations combined with the intense flow field accelerated the combustion process, which resulted in the improvement and advancement of in-cylinder pressure and temperature. Compared with original gasoline case, the peak in-cylinder pressure was increased by 9.1% and 13.7% with 2% and 4% hydrogen blends, respectively. With hydrogen enrichment, the increased in-cylinder temperature promoted the formation of nitric oxide emission. Besides, Carbon monoxide emission was decreased with the increase of hydrogen addition fraction.

Key words: Hydrogen; Gasoline; Rotary engine; Combustion; CFD

1. 绪论

与往复式活塞机相比,转子内燃机(以下简称转子机)具有体积小、质量轻、功率密度高、运动零部件少等优点[1]。世界各国已将转子机广泛应用于无人机、军用特种车辆、海军陆战队登陆艇、小型船舶和轻便式发电机等领域[2-3]。然而,转子机也存在着燃油经济性差和排放高等问题,造成这些问题的主要原因是转子机狭长的燃烧室结构不利于燃料的快速、完全燃烧,较高的面容比增加了壁面淬息的问题,以及线密封形式导致较高的漏气率等[4]。因此,已有一些学者针对如何提高转子机燃油经济性和排放特性开展研究。Rose[5]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[6]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[7]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[8]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。可见通过机械结构的改装可以有效改善转子机的性能,与此同时,优化燃料特性也是提高转子机性能的另一种可行方案[9-10]。汽油是点燃式内燃机中应用最为广泛的燃料,也包含转子机在内,但转子机扁平的燃烧室结构以及较高的运行速度均不利于汽油的蒸发雾化,难以形成均质的混合气;同时,汽油的火焰速度较低且淬息距离长,更难以在转子机狭长的燃烧室内快速、完全燃烧,因此,汽油转子机的经济性和排放性进一步降低。由此可见,挥发性好,火焰速度快且淬息距离短的燃料更适合于转子机。

相比而言,氢气拥有着极高的火焰速度,较短的淬息距离,较快扩散速度以及宽范的燃烧极限等优点,被认为是最有前景的内燃机代用清洁燃料[11-12]。Huang[13-14]等人在基础燃烧装置以及内燃机中研究了掺氢对天然气燃烧过程的影响,研究结果表明,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汽油转子机性能的潜在方法。Amrouche[15-16]等人在稀燃全负荷工况下,对掺氢乙醇转子机性能进行了实验研究,研究结果表明,掺氢可以有效缩短乙醇转子机火焰发展期和火焰传播期,提高了其热效率并降低后燃;同时,掺氢还有效拓展了乙醇转子机稀燃极限并在极稀的条件下增强了火焰稳定性,进一步提高了转子机燃油经济性及排放特性。Ji[17-18]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,研究结果表明,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%。Amrouche[19-20]等人也开展了掺氢汽油转子机的研究,在高速全负荷工况下,掺氢提高了汽油转子机的功率输出并降低 HC 和 CO 的排放,虽然氮氧化物的排放有所增加,但可以通过稀燃策略控制。由此可见,掺氢可以有效的改善转子机燃烧与排放特性。但由于实验测试手段的限制,难以获得掺氢是如何改善缸内流产,火焰发展及传播过程,排放物形成过程以及在燃烧室内的分布特性,进而无法确定掺氢对改善转子机性能的作用机制及影响规律。

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。Huang[21-22]等人基于概率密度函数模型对缸内直喷乙醇 EDI、进气道喷射汽油 GPI 的双燃料内燃机性能进行了数值模拟研究,计算结果表明,采用 EDI+GPI 可以有效提高内燃机输出功率并提高热效率。Ji[23]等人基于拓展的相关火焰模型 ECFM 及自行开发的火焰速度关联式,对掺氢汽油内燃机缸内燃烧过程进行了数值模拟研究,结果显示,掺氢显著提高了火焰传播速度及火焰锋面的褶皱程度。Knop[24]等人基于修正的 ECFM 模型和拓展的 Zeldovitch 模型研究了氢燃料内燃机燃烧与 NO 形成过程,计算结果显示,混合气均质性是影响火焰发展和 NO 生成的关键参数。Fan[25]等人基于 RANS 湍流模型构建了转子机性能研究的 CFD 模型,通过该模型研究了不同转速及负荷条件下,转子机缸内流场、充气效率及平均湍动能。此外,Pan[26-27]等人还在模型中耦合了涡破碎模型,研究

了转子机燃烧室凹坑形状，喷射策略，点火位置及时间和掺氢与否对天然气转子机燃烧过程及排放特性的影响，通过计算结果对转子机凹坑，燃料喷射和点火策略进行优化，同时还发现掺氢后天然气转子机的缸内峰值压力升高了 29%。

通过数值计算可以更清楚的探究转子机缸内的特性，耦合化学机理可以准确地展现缸内燃烧的反应过程及火焰结构等信息[28-29]，但对于耦合化学动力研究掺氢汽油转子机缸内流场，燃烧及排放形成过程的研究还鲜见报告。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 模型并开展研究。

2. 模型构建及验证

2.1 网格模型及边界条件

本文使用的模型是基于一台端面进气、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 1 所示。

表 1 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 / ($^{\circ}$ CA)	75 ATDC, 61 ABDC
排气正时 / ($^{\circ}$ CA)	62 BBDC, 70 ATDC
着火类型	火花塞
气缸数	单缸

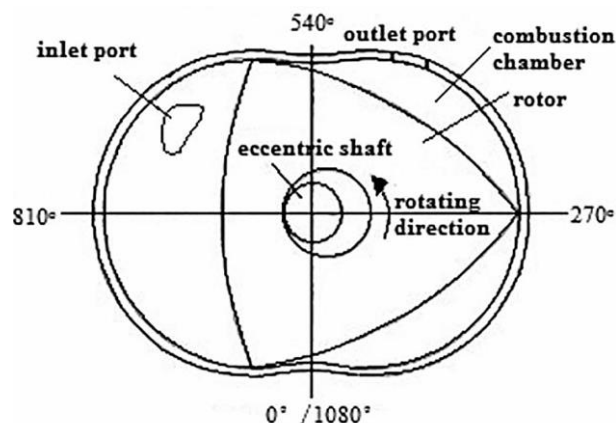


图 1 转子机结构简图

所构建网格的独立性是在转子机转速为 4500 r/min，进气道中压力为 35 kPa，纯汽油燃料条件下，通过对比不同网格精度下的平均缸压进行验证的。研究中分别将燃烧室主体网格尺寸设置为 1 mm，2 mm 和 3 mm，同时又在主体网格尺寸 1 mm 的时候开启网格自适应对局部区域网格进行加密。网格独立性的测试结果如图 2 所示。由图中可以看出，燃烧室主体网格尺寸为 1 mm 所计算出

的平均缸压与 1 mm 采用网格自适应时的缸压曲线近乎重叠，网格独立性得到验证。在本文的研究中，为了保证计算结果的准确性，因此选用了燃烧室主体网格尺寸为 1 mm 且采用网格自适应的设置。

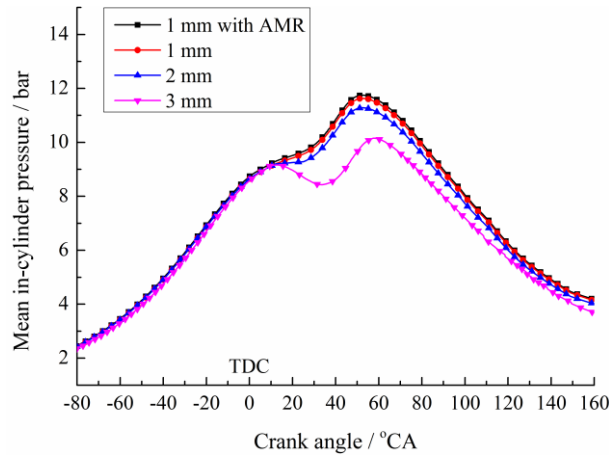


图 2 网格独立性验证

根据网格独立性验证的结果以及 CONVERGE 用户手册[30]，将基础网格尺寸 (d_{base}) 设置为 4 mm，对不同的区域分别采用了四个等级 ($embed_scale$) 的加密。加密后的网格尺寸计算公式如下：

$$d_{embed} = d_{base} \cdot 2^{-(embed_scale)} \quad (1)$$

进、排气管的加密等级为 1，燃烧室的加密等级为 2，火花塞区域、边界层以及梯度区域（速度场、温度场和组分场）加密等级为 3，此外，为了准确捕捉火核着火过程，火核区域的加密等级为 4。单个燃烧室网格数量在 50000 到 250000 之间。图 3 为初始时刻转子机计算区域的网格模型，六个计算区域分别为：进气道，排气道，火花塞及三个连续的燃烧室。同时，与进气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。

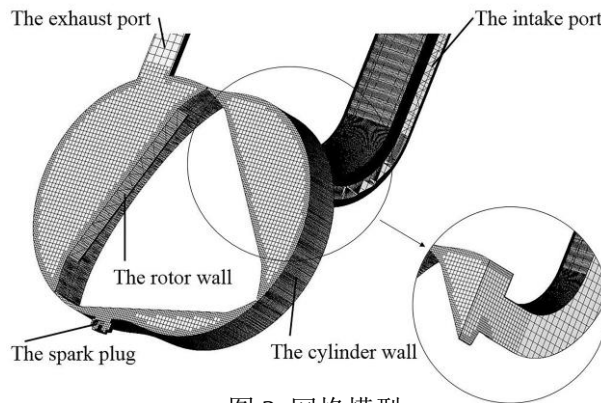


图 3 网格模型

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。

2.2 湍流、化学动力学及燃烧模型

转子机缸内混合气为可压缩黏性流体，不仅流动十分复杂且湍流运动的状态变化剧烈。缸内的

速度场、各组分的浓度场以及火焰锋面的发展过程均受到湍流运动的影响。为了准确获得转子机缸内燃烧过程的详细信息,必须选用合理的湍流模型。对于转子机缸内的流场特性,已有一些学者[31-32]通过 PIV (Particle Image Velocimetry) 实验测试及 CFD 仿真进行了研究,其研究表明, RNG $k-\epsilon$ 湍流模型可以准确地计算转子机缸内涡团位置及流速等信息。因此,本文掺氢汽油转子机缸内的湍流是通过 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型进行描述的,且湍流模型中的参数设置参考了 CONVERGE 用户手册[30]进行设定。此外,模型中的壁面传热损失是通过 Han[33]等人提出的壁面方程传热模型计算的。

为了更准确地计算缸内燃烧过程中各组分的分布及浓度,该模型耦合了耦合化学动力学机理,模型中计算掺氢汽油混合燃料燃烧过程的化学机理是 Liu[34]等人提出的 PRF (Primary Reference Fuel) 骨架机理。该机理是使用半挂方法得到的,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。又因为氢气氧化模型是所有碳氢燃料的基础子模块,同样包含在该 PRF 骨架机理中,因此该机理可用于掺氢汽油混合燃料燃烧过程的计算。转子机台架实验所用汽油为 92 号,所以计算过程中 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[35]的 NO_x 子模型。

为了耦合化学动力学机理进行燃烧计算,本文使用了 CONVERGE 软件自带的 SAGE 燃烧模型,该模型可以耦合任意数量的组分和化学式的机理模型,并可以准确地计算燃烧过程。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。此外,由于本实验中汽油和氢气的喷嘴位置离燃烧室较远,因此假设进入缸内的汽油-氢气-空气混合气为均质的;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。

2.3 实验测试及模型验证

2.3.1 实验建立

为了实现转子机运行过程中氢气与汽油的实时预混,在转子机进气道安装了汽油喷嘴和氢气喷嘴,以及自主开发了一套混合燃料电子控制单元 (HECU) 来实现氢气、汽油的混合及点火角的实时控制。一台湘仪普联 CAC6 交流电力测功机与转子机曲轴输出端相连,通过该测功机自带软件用于测量并控制转子机的转速、功率和转矩 (测量误差分别为:转速 ± 1 r/min,转矩 ± 0.04 Nm)。采用一台湘仪普联生产的 FC2210 智能油耗仪测量进入转子机的汽油流量 (测量误差为: $\pm 0.08\%$)。采用一台上海同圆生产的 20N060 热式空气流量计用来测试进入转子机的空气量 (测量误差: $< \pm 0.1$ L/min)。一台北京七星华创生产的 D07-19BM 热式流量计用来测量氢气的流量 (测量误差: $< \pm 0.02$ L/min)。选用 Kistler 6117BFD17 火花塞式压力传感器进行缸内点火并测量缸内压力 (测量误差为: $\pm 0.6\%$ F.S.)。转子机曲轴末端安装一个 24-1 齿信号盘和一个光电式曲轴位置传感器于用来产生和采集曲轴位置信号,光电式曲轴位置传感器和缸压传感器分别通过屏蔽电缆与 Kibox 燃烧分析仪连接,通过燃烧分析仪中自带软件进行对缸压及其相应曲轴转角的采集和记录。试验中采用 Horiba MEXA-7100D 尾气分析仪对 HC、CO 和 NO_x 等尾气排放进行采集并分析,HC、CO 和 NO_x 等排放的测量误差均小于测量数据的 $\pm 1\%$,其测量精度均为 1×10^{-6} (体积分数)。在试验过程中通过安装于排气管处的氧传感器检测转子机尾气中的氧浓度,并利用 Horiba MEXA-730 λ A/F 空燃比分析仪 (测量误差: ± 0.1 A/F 或者 $\pm 0.007 \lambda$) 对混合气的过量空气系数进行实时监测。测试工况选定为: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 1.0,氢气占进气道氢气和空气的总体积分别 0%, 2% 和 4%。

2.3.1 模型验证

通过对比不同掺氢体积分数下缸内平均压力的计算值与试验值，验证所建立模型的准确性。对比结果如图 4 所示，由图中可以看出，不同掺氢体积分数下缸内压力的计算值与试验值的误差均小于 0.1 bar，峰值压力所对应的曲轴转角的误差均小于 2 °CA，获得了较好的对比结果，进而证明了所建立模型的准确性，其计算结果可以用于掺氢汽油转子机缸内流场、燃烧及排放形成过程的分析。

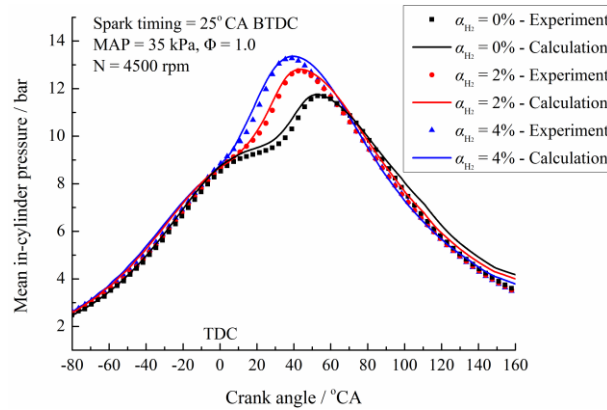


图 4 缸压验证

3. 计算结果与讨论

3.1 流场特性

与往复式活塞机相比，转子机有着特殊的机械设计结构和运行模式。转子旋转一圈，曲轴旋转三次，使得转子机有更高的功率输出及高速稳定性。但是，也使得转子机缸内流场与往复式活塞机有很大差异，而缸内流场特性往往影响着湍流燃烧过程，因此，研究掺氢汽油转子机缸内流场特性对改善燃烧及排放性能意义重大。

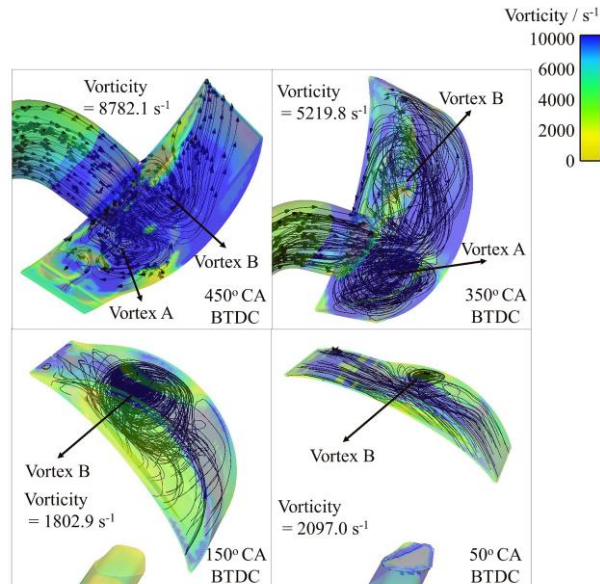


图 5 速度流线及涡度场

图 5 显示了原机条件下，450，350，150 和 50 °CA BTDC 曲轴转角下缸内的速度流线及涡度场。由图中可以看出，在 450 °CA BTDC 时刻，进气气流进入到燃烧室并撞击在燃烧下端面上，撞击后形成两个涡团，一部分混合气向燃烧室后方流动形成涡团 A，另一部分向燃烧室前方流动并撞击在

燃烧室上端面上形成涡团 B，此时的缸内平均涡度为 8782.1 s^{-1} 。在 350°CA BTDC 时刻，随着曲轴转角的增加，燃烧室容积增大，涡团 A 和 B 的半径也增加，缸内平均涡度降低到 5219.8 s^{-1} 。在 150°CA BTDC 时刻，转子机在压缩行程中，燃烧室容积迅速降低，使得涡团 A 耗散消失；同时，涡团 B 被挤入到燃烧室前端，缸内平均涡度进一步降低至 1802.9 s^{-1} 。在 50°CA BTDC 时刻，涡团 B 依然存在与燃烧室中但显著变小，然而容积的快速降低使得缸内平均涡度有小幅度的升高；与此同时，缸内逐渐形成与转子运动方向一致的主流流场。

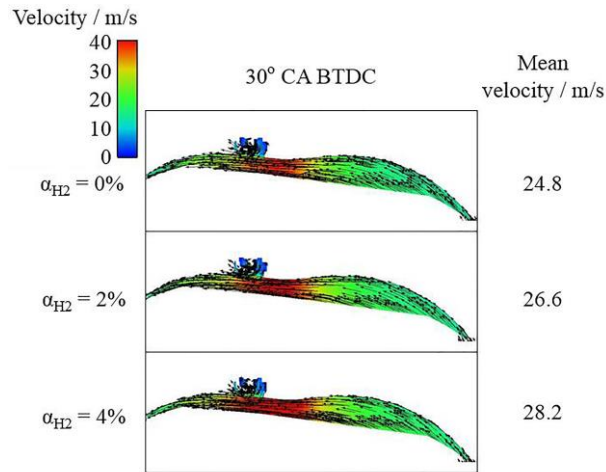


图 6 速度场

图 6 为 30°CA BTDC 时刻，不同掺氢体积分数下转子机燃烧室中心平面上的速度场分布图。由图中可以看出，掺氢体积分数为 0%，2% 和 4% 时，缸内平均流速分别为 24.8，26.6 和 28.2 m/s，且高速区域集中在燃烧室中部火花塞附近。掺氢后缸内平均流速升高是因为在相同转子机运行条件下，氢气的掺混降低了进入气缸混合气的总质量，进而使得平均流速升高。较高的缸内流速可能会对点火时刻的火焰稳定性以及火焰发展过程造成影响。

3.2 燃烧过程

转子机缸内的主流流场和掺氢后较高的混合气流速会对火焰发展及传播过程产生一定影响。OH 基团的分布及浓度通常被用来表征燃烧发生的位置和强度。对于火焰发展过程，图 7a 和 b 显示了 20°CA BTDC 和 TDC 时刻不同掺氢体积分数下，OH 基团在燃烧室和火花塞区域中心平面处的分布特性。从图 7a 中可以看出，在掺氢和不掺氢条件下 OH 基团的分布面积近似，这是因为点火初期燃烧过程主要由点火能量决定，所以此刻没有明显差异。从图 7b 中可以看出，由于主流流场的存在，火焰向着转子运动的方向发展。同时，掺氢分数越高 OH 基团的分布面积和浓度越大，说明氢气的掺混加快了转子机缸内混合气的燃烧进程。这是因为掺氢增加了 $\text{OH} + \text{H}_2 \rightleftharpoons \text{H} + \text{H}_2\text{O}$ 的反应率，生成了更多的 H 基团，增加的 H 基团又促进了 $\text{H} + \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{O} + \text{OH}$ 的反应率，这两个化学反应是碳氢燃料燃烧过程中重要的支链反应，直接决定了燃料的燃烧速度。因此，随着掺氢体积分数的增加 OH，H 和 O 基团的浓度均增加。众所周知，OH，H 和 O 基团拥有不成对的电子且反应强度高，在燃烧过程中的作用大，同时，大分子的分解是以这些活性自由基的置换反应开始的，且这些活性自由基是链式反应的主要驱动力[36]，因此掺氢后活性自由基浓度的升高加快了混合气的燃烧进程。

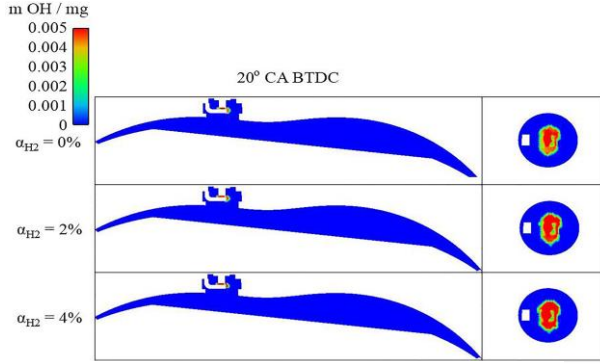


图 7a 20 °CA BTDC 时刻 OH 浓度

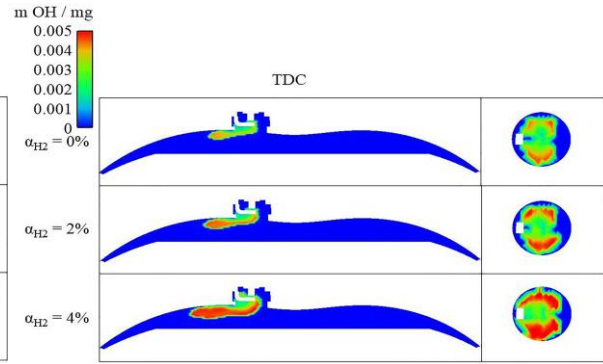


图 7b TDC 时刻 OH 浓度

CO₂ 是碳氢燃料完全燃烧的主要产物，且往往分布在已燃区，因此 CO₂ 的分布情况可以用来表征火焰传播过程。图 8 给出了 10, 20, 40 和 60 °CA ATDC 时刻，不同掺氢体积分数下 CO₂ 的质量分布特性。从图 8 中可以看出，在相同时刻，已燃区的容积与已燃气体质量分数（MFB）随着掺氢分数的增加而增加。这是由于掺氢加快了燃烧进程，因此火焰传播速度也提高。从图中还可以看出，已燃区主要分布在燃烧室的前端，这是因为受转子机缸内主流流场的影响，与转子旋转方向相同的火焰传播过程被促进，反之则被抑制。此外，燃烧室尾端的未燃混合气直到被推入到容积较大区域后也未完全燃烧，甚至在排气门打开时刻，缸内依然存在一定量的未燃混合气，进而导致转子机存在较高的 HC 排放。图 8 还反映出，掺氢虽然在一定程度上可以促进完全燃烧，但效果并不明显。因此，解决燃烧室尾端狭长区域未燃混合气的问题是提高转子机性能的关键。

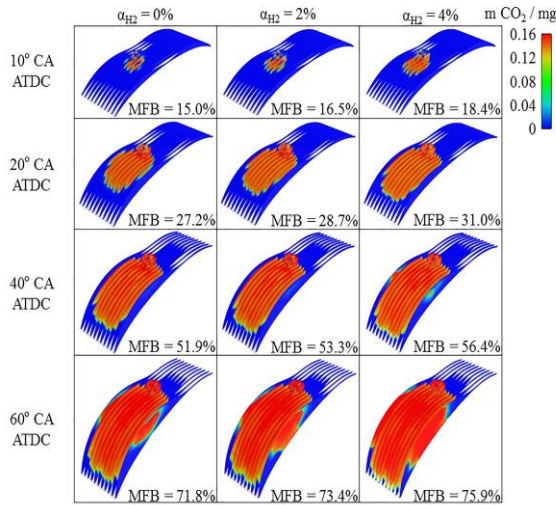
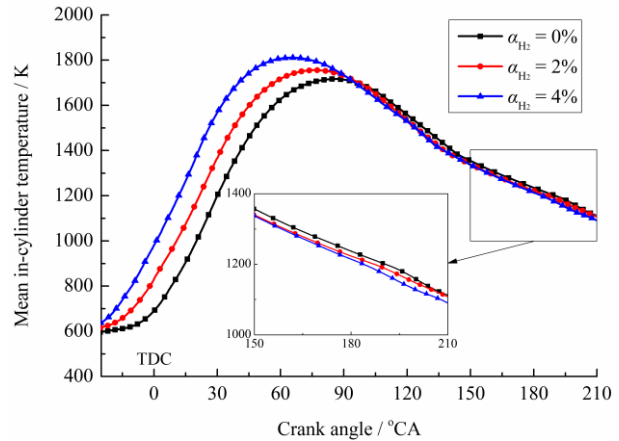

 图 8 CO₂ 表征火焰传播过程


图 9 缸内平均温度

图 9 显示了不同掺氢体积分数下，缸内平均温度随转轴转角的变化规律。由图中可以看出，虽然氢气的掺混挤占了进气道内一定的空气容积，使得进缸混合气总质量和总能量随之降低，但掺氢后加快的燃烧进程使得混合气燃烧放热更加集中，因此掺氢后缸内温度峰值显著提高且温度峰值对应曲轴转角提前。温度升高的同时也使得缸内压力显著升高（如图 4 所示）。与原机条件下相比，掺氢 2% 和 4% 后，缸内峰值压力分别提高了 9.1% 和 13.7%。图 9 中还可以看出，掺氢后排气门打开时刻的缸内平均温度降低。这是由于加快的燃烧进程提高了转子机热效率，进而有效降低了后燃。

3.3 排放的形成与分布

图 10 显示了原机条件下, 20, 60, 120 和 200 ° CA ATDC 时刻, 缸内 NO 排放的分布特性。从图 10 中可以看出, NO 主要分布在已燃区且在火花塞附近, 这主要是因为以下原因: 首先, NO 的形成主要受温度的影响, 在已燃区温度较高; 其次, 由于在燃烧室尾部的火焰传播过程被主流流场抑制, 持续的燃烧使得火花塞附近的温度较高, 因此, 较高浓度的 NO 分布在该区域。从图 10 中还可以看出, 在火花塞附近的区域形成了两个 NO 分布浓区。这是因为缸内主流流场撞击气缸壁后, 形成了两个方向相反的涡团, 同时, 在已燃区的温度较高, 涡团内的气体与氮气继续反应生成 NO, 因此形成了两个浓区。随着曲轴转角的增加温度持续升高, 在 60 ° CA ATDC 时刻, NO 的浓度和浓区的体积进一步增加。但随着曲轴转角的进一步增加, 缸内容积增大, 相向的涡团逐渐耗散且平均温度降低, 抑制了 NO 的继续生成; 同时 NO 也被流场推向容积较大的燃烧室前端, 因此 NO 浓度逐渐下降。

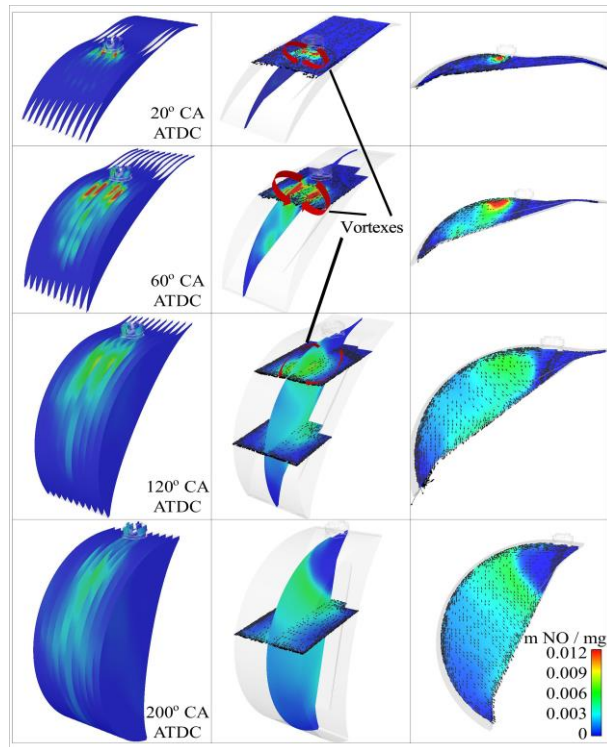


图 10 NO 分布特性

图 11 展示了不同掺氢体积分数下, 缸内 NO 质量随曲轴转角变化的曲线。由图中可以看出, 随着掺氢分数的提高, NO 质量的峰值显著升高。这是因为氢气较高的燃烧温度增加了缸内的平均温度, 热 NO 的生成主要由温度决定, 因此掺氢为 NO 的形成提供了适宜条件。在排气门打开时刻, 掺氢 0%, 2% 和 4% 条件下, NO 的质量分别为 0.102, 0.113 和 0.148 mg, 可见掺氢会提高汽油转子机的 NO 排放。

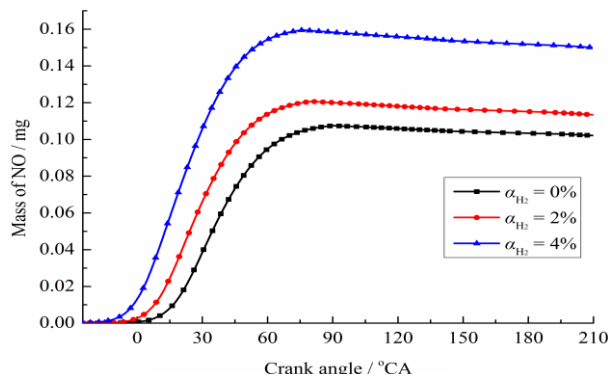


图 11 NO 排放质量

图 12 为原机条件下, 20, 60, 120 和 200 °CA ATDC 时刻, 缸内 CO 排放的分布特性。由图中可以看出, CO 主要分布在火焰封面上。这是因为 CO 是碳氢燃料燃烧过程中的中间产物, 因此分布在反应剧烈的火焰面上。与 NO 的分布相比, CO 在已燃区的涡团中仅有一个较高的浓区, 这是由于 CO 在已燃区中会进一步与 O 反应并放热, 使得 CO 在涡团中富集的同时也在被消耗, 因此 CO 仅有一个分布浓区出现。在 200 °CA ATDC 时刻, 燃烧室尾端未燃的混合气被持续推入到已燃区中, 进而导致了较高的 CO 分布在燃烧室尾端。

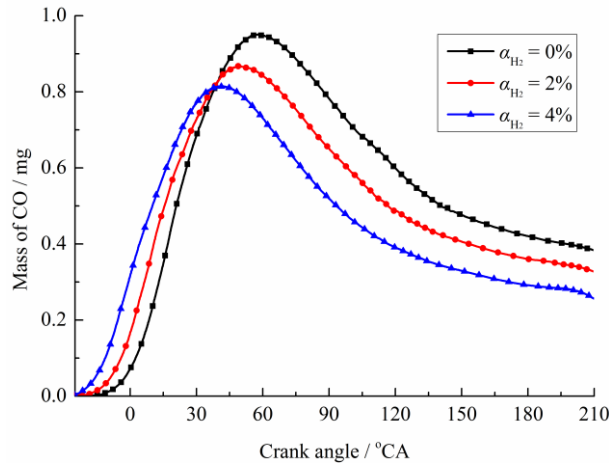


图 13 CO 排放质量

图 13 展示了不同掺氢体积分数下, 缸内 CO 质量随曲轴转角变化的曲线。由图中可以看出, 掺氢后 CO 质量的峰值显著降低。这是因为氢气的掺混挤占了进气道中的空气体积, 使得进入气缸的含碳燃料减少, 因此, 生成的 CO 量也随之降低; 同时, $\text{CO} + \text{OH} \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{H}$ 是 CO 氧化的主导反应路径, 掺氢后 OH 浓度的升高促进了 CO 的进一步氧化。此外, 随着掺氢分数的升高, 在燃烧初期 CO 生成较多而在燃烧中后期 CO 质量显著降低, 这是由于掺氢后加快的燃烧进程促进了 CO 的进一步氧化, 同时, 氢气更短的淬息距离也一定程度上减少了燃烧室尾部的不完全燃烧。因此, 在排气门打开时刻, 与原机相比, 掺混 2% 和 4% 氢气后的 CO 排放量分别降低了 14.7% 和 33.0%。

4. 结论

本文基于 CONVERGE 软件构建了适用于掺氢汽油转子机数值计算的 CFD 模型。通过与相同工况条件下的试验值进行对比, 证明了所建立模型的准确性。通过 CFD 数值计算对掺氢汽油转子机缸内流场, 燃烧和排放形成过程进行分析, 得到以下主要结论:

- (1) 进气气流进入到燃烧室后, 撞击在燃烧室下端面并形成两个反向的涡团。随着燃烧室容积的增加两个涡团的半径增大且涡度逐渐降低。在压缩过程中, 燃烧室容积的迅速降低使得尾部区域的涡团 A 逐渐耗散, 中部区域的涡团 B 被挤入到燃烧室前端。在 TDC 附近, 缸内形成与转子运动方向相同的主流流场, 掺氢分数越大主流平均流速越高, 从掺氢分数 0% 的 24.8 m/s 升高到掺氢分数 4% 的 28.3 m/s。
- (2) 由于主流流场的存在, 火焰传播方向与转子运动方向相同的燃烧被促进, 反之则被抑制。进而导致在燃烧室尾部的狭长区域存在一定量的未燃混合气, 直到排气门打开也为完全燃烧。掺氢后 OH, H 和 O 基团浓度的升高加快了燃烧进程, 使得缸内混合燃料

发热更加集中,缸内平均温度和压力均显著提高。与原机相比,掺氢 2%和 4%缸内峰值压力分别升高 9.1%和 13.7%。掺氢后热效率的升高也有有效的降低转子机后燃。

- (3) NO 主要分布在已燃区中火花塞附近温度较高的区域。同时,由于已燃区中已燃气体与氮气持续反应并生成 NO,以及主流流场撞击气缸壁形成方向相反涡团的富集作用,在燃烧室中形成了两个 NO 分布浓区。随着曲轴转角的增加,NO 浓区体积增大。直到燃烧室容积快速增加,缸内温度降低以及涡团耗散,NO 浓度逐渐降低。CO 主要分布在燃烧剧烈的火焰锋面附近,且同样受到涡团的作用产生浓区,但由于 CO 在已燃区中进一步氧化,因此仅有一个 CO 浓区在已燃区中形成。在排气门即将打开时刻,燃烧室尾部区域未完全燃烧的混合气继续燃烧,导致较高质量的 CO 分布在此区域。与原机相比,掺氢 4%后 NO 排放升高 45.1%,CO 排放降低 33%。
- (4) 通过本文的研究内容可以看出,掺氢可以一定程度上改善汽油转子机燃烧与排放特性,也证明了高火焰速度的燃料更适用于转子机的使用。但是,由于转子机燃烧室尾部狭长区域的未燃混合气难以完全燃烧,导致其高排放和高油耗问题依然存在,因此在掺氢的基础上,可考虑优化点火策略及燃烧室结构来进一步提高转子机性能。

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. *Energy Convers Manage* 2012;58:120-33.
- [2] 甘霖. 微型三角转子发动机性能研究: [D]. 杭州: 浙江大学, 2004.
- [3] 于雷. 微型转子发动机设计方案研究: [D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2009.
- [4] 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. *SAE paper* 2014-01-2611; 2014.
- [5] Rose S, Yang D. Wide and multiple apex seal for the rotary engine (Abbr.: Multi-Apex-Seals for the rotary engine). *Mech Mach Theory* 2014;74:202-15.
- [6] Tashima S, Taqdokoro T, Okimoto H, Niwa Y. Development of sequential twin turbo system for rotary engine. *SAE paper* 910624; 1991.
- [7] Kagawa R, Okazaki S, Somyo N, Akagi Y. A study of a direct-injection stratified-charge rotary engine for motor vehicle application. *SAE paper* 930677; 1993.
- [8] Wu W, Lin Y, Chow L. A heat pipe assisted air-cooled rotary wankel engine for improved durability, power and efficiency. *SAE paper* 2014-01-2160; 2014.
- [9] K M, Khalilarya S, Nemati A. A numerical investigation on the influence of EGR in a supercharged SI engine fueled with gasoline and alternative fuels. *Energy Convers Manage* 2014;83:260-9.
- [10] Al-Baghdadi M, Al-Janabi H. Improvement of performance and reduction of pollutant emission of a four stroke spark ignition engine fueled with hydrogen-gasoline fuel mixture. *Energy Convers Manage* 2000;41:77-91.
- [11] Raviteja S, Kumar G.N. Effect of hydrogen addition on the performance and emission parameters of an SI engine fueled with butanol blends at stoichiometric conditions. *Int J hydrogen Energy* 2015;40:9563-9.
- [12] Shivaprasad K.V, Raviteja S, Parashuram C, Kumar G.N. Experimental investigation

of the effect of hydrogen addition on combustion performance and emissions characteristics of a spark ignition high speed gasoline engine. *Procedia Technology* 2014;14:141–8.

[13] Wang J, Huang Z, Tang C, Zheng J. Effect of hydrogen addition on early flame growth of lean burn natural gas–air mixtures. *Int J Hydrogen Energy* 2010;35:7246–52.

[14] Sen AK, Wang J, Huang Z. Investigating the effect of hydrogen addition on cyclic variability in a natural gas spark ignition engine: wavelet multiresolution analysis. *Appl Energy* 2011;88:4860–6.

[15] Amrouche F, Erickson P, Varnhagen S, Park J. An experimental study of a hydrogen-enriched ethanol fueled Wankel rotary engine at ultra lean and full load conditions. *Energy Convers Manage* 2016;123:174–84.

[16] Amrouche F, Erickson P, Park J, Varnhagen S. An experimental evaluation of ultra-lean burn capability of a hydrogen-enriched ethanol-fuelled Wankel engine at full load condition. *Int J Hydrogen Energy* 2016;41(42):19231–42.

[17] 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. *Energy Convers Manage* 2016;121:272–80.

[18] Su T, Ji C, Wang S, Shi L, Yang J, Cong X. Improving idle performance of a hydrogen-gasoline rotary engine at stoichiometric condition. *Int J Hydrogen Energy* 2017;42:11893–901.

[19] Amrouche F, Erickson P, Park J, Varnhagen S. An experimental investigation of hydrogen-enriched gasoline in a Wankel rotary engine. *Int J Hydrogen Energy* 2014;39:8525–34.

[20] Amrouche F, Erickson P, Park J, Varnhagen S. Extending the lean operation limit of a gasoline Wankel rotary engine using hydrogen enrichment. *Int J Hydrogen Energy* 2016;41:14261–71.

[21] Huang Y, Hong G, Huang R. Numerical investigation to the dual-fuel spray combustion process in an ethanol direct injection plus gasoline port injection (EDI+GPI) engine. *Energy Convers Manage* 2015;92:275–86.

[22] Huang Y, Hong G, Huang R. Effect of injection timing on mixture formation and combustion in an ethanol direct injection plus gasoline port injection (EDI+GPI) engine. *Energy* 2016;111:92–103.

[23] Ji C, Liu X, Gao B, Wang S, Yang J. Numerical investigation on the combustion process in a spark-ignited engine fueled with hydrogen-gasoline blends. *Int J Hydrogen Energy* 2013;38:11149–55.

[24] Knop V, Benkenida A, Jay S, Colin O. Modelling of combustion and nitrogen oxide formation in hydrogen-fuelled internal combustion engines within a 3D CFD code. *Int J Hydrogen Energy* 2008;33:5083–97.

[25] Fan B, Pan J, Tang A, Pan Z, Zhu Y, Xue H. Experimental and numerical investigation of the fluid flow in a side-ported rotary engine. *Energy Convers Manage* 2015;95:385–97.

[26] Fan B, Pan J, Yang W, Liu Y, Bani S, Chen W. Numerical investigation of the effect of injection strategy on mixture formation and combustion process in a port injection natural gas rotary engine. *Energy Convers Manage* 2017;133:511–23.

[27] Fan B, Pan J, Pan Z, Tang A, Zhu Y, Xue H. Effects of pocket shape and ignition slot locations on the combustion processes of a rotary engine fueled with natural gas. *Appl Therm Eng* 2015;89:11–27.

- [28] Wang T, Zhang X, Zhang J, Hou X. Numerical analysis of the influence of the fuel injection timing and ignition position in a direct-injection natural gas engine. *Energy Convers Manage* (2017), <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.004>.
- [29] Tay K, Yang W, Zhao F, Yu W, Mohan B. Numerical investigation on the combined effects of varying piston bowl geometries and ramp injection rate-shapes on the combustion characteristics of a kerosene-diesel fueled direct injection compression ignition engine. *Energy Convers Manage* 2017;136:1–10.
- [30] Convergent Science Corp. CONVERGE Theory Manual; 2014.
- [31] Fan B, Pan J, Liu Y, Zhu Y. Effects of ignition parameters on combustion process of a rotary engine fueled with natural gas. *Energy Convers Manage* 2015;103:218–34.
- [32] Fan B, Pan J, Yang W, Zhu Y, Chen W. Effects of hydrogen blending mode on combustion process of a rotary engine fueled with natural gas/hydrogen blends. *Int J Hydrogen Energy* 2016;41:4039–53.
- [33] Han Z, Reitz R. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling. *Int J Heat Mass Transfer* 1997;40:613–25.
- [34] Liu Y, Jia M, Xie M, Pang B. Enhancement on a skeletal kinetic model for primary reference fuel oxidation by using a semidecoupling methodology. *Energ Fuel* 2012;26:7069–83.
- [35] Golovitchev V L. <http://www.tfd.chalmers.se/~valeri/MECH.html>.
- [36] Law C K. *Combustion physics*. Cambridge University Press, 2006.