

# 点火时机对 X 型转子发动机燃烧性能的影响

耿 琪<sup>1</sup>, 王学德<sup>1</sup>, 杜洋<sup>2</sup>, 杨正浩<sup>1</sup>, 何光宇<sup>1\*</sup>

(1. 空军工程大学等离子体动力学重点实验室, 西安, 710038;

2. 西安交通大学机械工程学院, 西安, 710049)

**摘要** X 型转子发动机由于具有高功重比和高循环热效率的优势, 在小型无人机动力领域具有广阔应用前景。为确定 X 型转子发动机的最优点火时机, 构建了 X 型转子发动机的 CFD 仿真模型, 探究了在不同点火时机下缸内流动特性、燃烧性能以及污染物排放特性, 揭示了点火时机对缸内流场、燃料消耗速度、缸压、缸温以及 CO、NO<sub>x</sub> 排放的影响规律。结果表明当点火时机由 20° CA BTDC 提前至 35° CA BTDC 时, 缸内湍流度增加, 燃烧速度加快, 峰值压力和峰值温度逐步增高, 导致了发动机指示热效率上升, 且 NO<sub>x</sub> 排放明显上升, CO 最终排放量相差较小。然而, 点火时机的过度提前会使得着火过早, 导致发动机热效率下降。因此, 存在最佳点火时机 35° CA BTDC, 使得瞬时放热率峰值达到最高为 1.44 J/(°), 且热效率达到最高为 24.49%。

**关键词** X 型转子发动机; CFD 仿真; 点火时机; 燃烧; 热效率; 排放

**DOI** 10.3969/j.issn.2097-1995.2022.06.003

**中图分类号** V231; TK45 **文献标志码** A **文章编号** 2097-1915(2022)06-0017-08

## Numerical on the Effect of Ignition Timing on Combustion Performance of X-Type Rotary Engine

GENG Qi<sup>1</sup>, WANG Xuede<sup>1</sup>, DU Yang<sup>2</sup>, YANG Zhenghao<sup>1</sup>, HE Guangyu<sup>1\*</sup>

(1. Science and Technology on Plasma Dynamics Laboratory, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China; 2. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract** Being characterized by a large power-to-weight ratio and high thermal efficiency, X-type rotary engine (XRE) is in broad application to small-scale UAVs of the power system. A CFD numerical model of the XRE is constructed to determine the best ignition timing of the XRE. The in-cylinder flow, combustion performance, and pollutant emission characteristics are investigated under different ignition timing. The effects of ignition timing on the in-cylinder flow field, fuel consumption rate, mean pressure, temperature, and CO, NO<sub>x</sub> emissions are investigated. The results show that as the ignition timing is advanced from 20° CA (Crank Angle) BTDC (Before Top Dead Center) to 35° CA BTDC, the in-cylinder turbulent turbulence increases. Meanwhile, the combustion rate, peak pressure, and peak temperature gradually go up, leading to the increase of the indicated engine thermal efficiency. Besides, there is a significant increase of NO<sub>x</sub> emission and a slight change of final CO emission with the increase of ignition timing. However, the excessive advancement of ignition timing makes the ignition premature and the indicated engine thermal efficiency de-

**收稿日期**: 2022-06-26

**基金项目**: 国家自然科学基金(61873351)

**作者简介**: 耿 琪(1998-), 男, 河南焦作人, 硕士生, 研究方向为转子发动机的燃烧仿真。E-mail: gengqi\_1122@163.com

**通信作者**: 何光宇(1980-), 男, 黑龙江哈尔滨人, 副教授, 研究方向为航空发动机的性能优化。E-mail: hegy\_22@126.com

**引用格式**: 耿琪, 王学德, 杜洋等. 点火时机对 X 型转子发动机燃烧性能的影响[J]. 空军工程大学学报, 2022, 23(6): 17-24. GENG Qi, WANG Xuede, DU Yang, et al. HE Guangyu. Numerical on the Effect of Ignition Timing on Combustion Performance of X-Type Rotary Engine[J]. Journal of Air Force Engineering University, 2022, 23(6): 17-24.

scended. An optimal ignition timing being at the  $35^\circ$  CA BTDC, the corresponding peak instantaneous heat release rate and the indicated thermal efficiency reach to the maximums of  $1.44 \text{ J}/(^{\circ}\text{C})$   $24.49\%$  respectively.

**Key words** X-type rotary engine; CFD simulation; ignition timing; combustion; thermal efficiency; emissions

近年来,美军在小型低成本的蜂群作战无人机领域进行了大量研究,而为其匹配一种高性能、低成本的动力装置至关重要<sup>[1]</sup>。X型转子发动机是一种特殊形式的新型转子发动机,具有高功重比、高压比、高燃烧效率等优点<sup>[2]</sup>,可作为军用小型航空动力装置的新方案。该型转子发动机与传统 Wankel 转子发动机不同,其结构上将转子型线与缸体型线倒置,同时采用高效混合循环<sup>[3]</sup>,能够解决 Wankel 转子发动机油耗高、密封润滑困难、难以冷却等<sup>[4-5]</sup>问题。

目前,美国 Liquid piston 公司已将研制的 X4 型发动机成功应用于无人机上<sup>[6]</sup>,同时还研制了 130 mL 排量 X1 型和 70 mL 排量 XMv3 型的发动机。针对 X1 型发动机,该公司通过理论计算,发现热效率能达到  $60\%$ ,而实验的热效率只有  $33\%$ <sup>[7]</sup>。针对 XMv3 型发动机,该公司对密封方式、燃烧室形状以及火花塞进行优化,使得指示热效率从  $22\%$  提升至  $34\%$ ,在  $10\,000 \text{ r}/\text{min}$  时功率达到  $2.7 \text{ kW}$ ,功重比  $2.0 \text{ kW}/\text{kg}$ <sup>[8-9]</sup>。

点火策略作为发动机燃烧的重要参数,选择合适的点火位置和时机可以改善燃烧过程<sup>[10-11]</sup>,从而提高 X 型转子发动机的性能。范宝伟等研究了点火提前角对天然气转子发动机燃烧过程的影响,发现在点火提前角为  $47^\circ$  曲轴转角 (crank angle, CA) 时,发动机的燃烧效率和缸内压力均最高<sup>[12]</sup>。苗楠楠研究了点火能量对火核生长过程及点火延迟期的影响,结果表明提高点火能量既可减少能量损失,又能缩短火核形成时间<sup>[13]</sup>。Yang 等人针对掺氢转子发动机的点火正时进行了试验研究,发现随着点火时刻的推迟,CA  $0^\circ \sim 10^\circ$  先缩短后延长,CA  $10^\circ \sim 90^\circ$  持续缩短<sup>[14]</sup>。但他们研究对象都是传统 Wankel 转子发动机,而 X 型转子发动机的燃烧室结构、缸内工作容积变化规律以及热力循环机理与传统转子发动机完全不同,导致两者在流动、燃烧和热力学性能等存在很大差异,针对点火时机对 X 型转子发动机燃烧性能的影响目前尚不清楚。因此,本文探究了 5 种点火时机对 X 型发动机燃烧性能的影响。

## 1 仿真模型的建立与验证

### 1.1 几何模型的建立

X 型转子发动机的基本三维几何结构见图 1,主要由椭圆形转子、类三角形缸体、前后端盖、3 个排气道、1 个进气道等组成。进排气方式为预混燃

气从空心偏心轴与转子上的进气道通入气缸中,已燃废气通过另一侧端盖的 3 个排气道排出发动机。

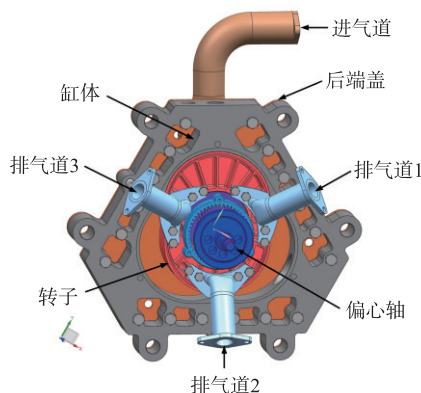


图 1 X 型转子发动机的三维结构图

发动机在燃烧阶段的燃烧室由固定的  $1/4$  球状区域和随转子转动而变化的狭缝区域构成,其中火花塞位于燃烧室顶部(图 2)。发动机以  $720^\circ$  CA 为一个循环,在上止点 (top dead center, TDC)  $360^\circ$  CA 时,燃烧室容积达到最小。所建立的 CFD 模型是以 XMv3 型发动机为研究对象,几何参数见表 1。

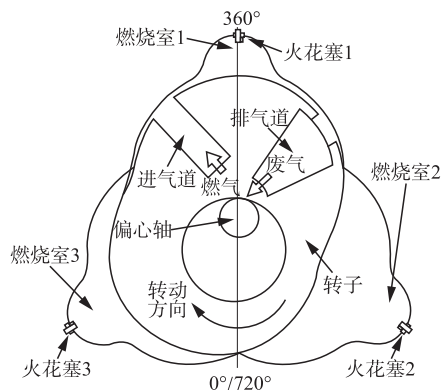


图 2 X 型转子发动机的工作示意图

表 1 XMv3 型转子发动机的主要几何参数<sup>[9]</sup>

参数名称	参数值 (水冷、火花塞点火)
创成半径/mm	41
偏心距/mm	6
转子宽度/mm	18.5
平移距/mm	0.7
几何压缩比	11 : 1
单个燃烧室排量/mL	23
上止点 CA 位置/ $^\circ$	360
进气门关闭相位/ $^\circ$	585
排气门开启相位/ $^\circ$	161

## 1.2 计算模型及边界条件的确定

在划分网格时,将各个区域的表面网格划分为进气道、排气道、3个燃烧室5个区域。对于基础网格尺寸设置为3 mm,同时打开自适应网格加密的设置,对计算区域的速度、温度与组分采用最大细化等级为3的加密,具体网格划分结果如图3所示。

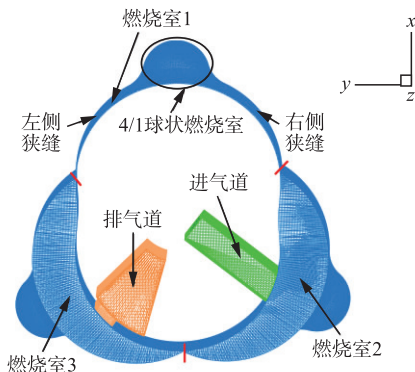


图3 X型转子发动机的网格划分

在计算模型的选择上,湍流模型采用 RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  模型<sup>[15]</sup>,壁面换热模型采用 Han-Reitz 模型,燃烧模型采用 SAGE 燃烧。对于汽油燃料,采用 Liu 等人提出的异辛烷  $\text{C}_8\text{H}_{18}$  骨架反应机理<sup>[16]</sup>。点火模型采用添加点火能量的方式,3个0.5 mm的球形火核分别被设置在3个燃烧室中心点火位置处,点火能量都为20 mJ。

为探究不同点火时机的燃烧情况,选择5种工况下的初始条件进行计算,其中转速9 000 r/min、进口压力103 kPa、点火时机 $30^\circ$  CA 顶部正中之前 (before top dead center, BTDC) 为标准工况。点火时机 $20^\circ$ 、 $25^\circ$ 、 $35^\circ$ 、 $40^\circ$  CA BTDC 下为对照工况进行仿真研究,具体初始条件如表2所示。

表2 计算初始条件(汽油燃料)

计算参数名称	参数值
发动机转速/(r/min)	9 000
当量比	1.18
进气压力/kPa	103
冷却气体/(kg/s)	171
CA BTDC 点火提前角/ $^\circ$	20、25、30、35、40

## 1.3 网格无关性及模型准确性的验证

在 CFD 模型的计算中,网格尺寸越小,结果越精确,但计算时间会显著增加。为了平衡计算的精度和效率,需要进行网格无关性验证,即当网格尺寸逐渐变小时,计算结果变化不明显,则说明网格无关性得到验证。因此,设置了4种燃烧室基本网格尺寸,分别为2、3、4、5 mm的网格。如图4所示,随着网格精度的提高,2、3、4 mm的网格下缸内平均压

力变化差异很小,可以说明网格无关性得到验证。为了节省计算成本并保持较高的计算精度,本文采用基本网格尺寸为3 mm并带有自适应加密的网格进行数值仿真。

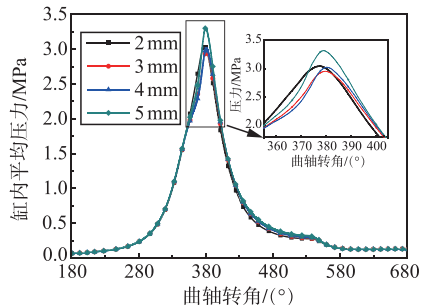


图4 不同网格尺寸下的缸内平均压力

为了验证 CFD 模型的准确性,设置在点火时机 $30^\circ$  CA BTDC,其他相关参数与文献[9]相同,见表2,在标准工况下进行汽油燃烧实验和仿真模拟计算,缸内平均压力的实验与仿真对比结果如图5所示。由图可知,实验结果与仿真结果的最大误差为0.2 MPa 小于8%,峰值压力的误差小于2%,且仿真得到的缸内压力发展趋势与实验结果相符合,在内燃机的模拟中是所允许的,可进行下一步计算。

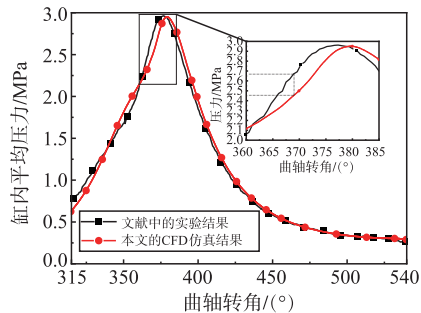


图5 模型的验证

## 2 仿真结果与分析

### 2.1 不同点火时机对燃烧过程的影响

为了探究不同点火时机对缸内汽油燃烧过程的影响,图6、图7分别给出了不同点火时机下缸内汽油质量和 OH 基团质量随曲轴转角的变化曲线。汽油消耗的斜率可以反映其燃烧速度的快慢,观察发现随着点火时机的提前,汽油下降的斜率增大,这说明汽油燃烧的速度在增加。OH 基团浓度可以表征燃烧发生时的化学反应强度,其浓度越高,说明链反应时的断链率越低,反应速度越快<sup>[17]</sup>。从图中看出,刚开始点火后的 OH 基团浓度相差不大,在 $10^\circ$  CA BTDC 之后,随着点火时机的提前,OH 基团不断增多,且峰值质量增大,同时峰值所对应的角度也有了明显的提前。这说明将点火时机提前可以加快  $\text{H} + \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{OH} + \text{O}$  支链反应的速率,促进汽油燃烧。



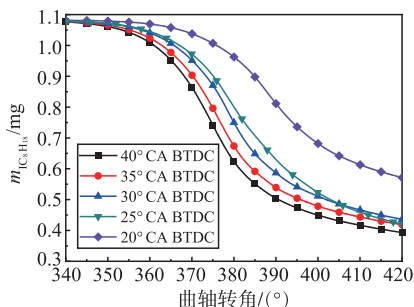


图6 缸内汽油质量随曲角的变化关系

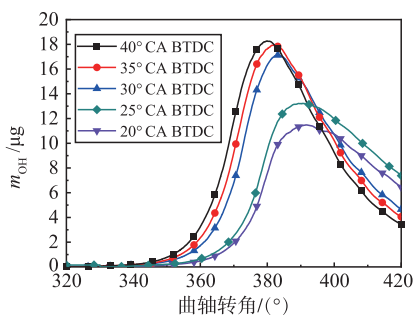


图7 缸内 OH 基团随曲角的变化关系

图8给出了不同点火时机下瞬时放热率随曲轴转角的变化曲线。由图可知,随着曲轴转角的增加,瞬时放热率变化趋势为先增高后降低。根据汽油燃烧过程的阶段划分,可将点火时机到 $10^{\circ}$  CA BTDC、 $10^{\circ}$  CA BTDC到 $20^{\circ}$  CA ATDC、 $20^{\circ}$  CA ATDC到 $50^{\circ}$  AC ATDC分别称作着火落后期、明显燃烧期、后燃期3个阶段<sup>[17]</sup>。随着点火时机的提前,瞬时放热率的差距主要体现在明显燃烧期阶段,此阶段燃烧最为剧烈,燃烧速度最快。发现点火时机的提前会使得瞬时放热率的增高速度变快,峰值不断提高,且峰值出现的角度有所提前,在 $35^{\circ}$  CA BTDC点火时机工况下,瞬时放热率的峰值达到最高为 $1.44 \text{ J}/(^{\circ}\text{CA})$ 。

因此,点火时机对于燃烧过程的影响上具体表现为改变燃料的消耗速度以及剧烈程度,随着点火时机的提前,燃烧速度加快且燃烧更加剧烈。

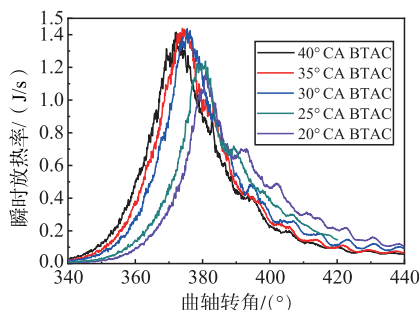


图8 瞬时放热率随曲角的变化关系

为了更加详细清晰地了解X型转子发动机燃烧阶段的内部流动、火焰前锋面传播等情况,图9、图10分别给出了不同点火时机下缸内流线分布、速度场分布以及温度场分布的情况。

在燃烧初始阶段,选择止点 $0^{\circ}$  CA时刻进行

对比分析,此时处于明显燃烧期的初期。观察缸内流场分布,发现不同点火时机流线的流动方向相差不大,具体为由燃烧室中心分别向燃烧室两侧流动的湍流,并在两侧的狭缝中形成挤流。这些湍流的存在加速了混合气的流动进而可以改善燃烧情况,而点火时机的提前会使得气流流动更加复杂和混乱,湍流度也越来越高。由于转子发动机在不断旋转,挤压燃烧室两侧的体积,使得两侧体积不断减小,燃烧室右侧狭缝的速度明显大于其他各区域的速度,且随着点火时机的提前,右侧狭缝的速度以及分布区域有了明显的提高和扩大。根据温度场的分布,可将较大温度梯度处看做火焰前锋面,此刻火焰主要分布于流出湍流的燃烧室中心区域。在 $25^{\circ}$ 、 $20^{\circ}$  CA BTDC点火时机工况下,火焰前锋面仍在燃烧室内部传播,因而给出了缸内截面图。随着点火时机的提前,发现火焰传播区域在不断地扩大,已经由内部火核的不断增大,传播到燃烧室的壁面上。在 $40^{\circ}$  CA BTDC点火时机工况下,火焰在壁面的传播区域最大。因此,缸内火焰传播主要是以湍流方式进行,微元气体无规则的脉动程度可以加速火焰前锋面传播和化学反应速度。

在燃烧中期,选择 $15^{\circ}$  CA ATDC时刻进行对比分析,此时位于燃烧最为剧烈的阶段。缸内向两侧流出气流的湍流中心逐步上移至燃烧室中线的顶部,且点火时机越提前,上移的程度越大。此刻缸内的湍流的复杂程度有所降低,且两侧挤流的分布较为均匀。对比缸内的速度场,发现不同点火时机下的速度分布相差不大。燃烧室两侧狭缝由于体积小,体积变化率明显高于中心球状燃烧室,混合气在此处堆积燃烧,造成此处速度远高于其他区域,形成高速场。在 $35^{\circ}$  CA BTDC点火时机工况下,两侧高速场的区域最大。结合缸内温度场分析,在 $20^{\circ}$  CA BTDC点火时机工况下,此时混合气依旧在燃烧室中心燃烧,火焰前锋还未到达壁面只能通过截面发现缸内燃烧区域有所扩大。在其他点火时机工况下,随着燃烧过程的进行,混合气在燃烧室中心充分燃烧后,火焰前锋面顺着气流流动的方向开始向两侧狭缝传播,且右侧狭缝的火焰传播速度要略快于左侧,主要原因是右侧的湍流强度大于左侧。点火时机的提前使得在这一阶段燃烧状况出现了较大差异,点火时机提前的越多,火焰前锋面向两侧传播的就越快,燃烧的区域就越大,燃烧就越剧烈。

在燃烧后期,选择 $30^{\circ}$  CA ATDC时刻进行对比分析,此时位于后燃期。缸内流场的湍流中心开

始向右侧偏移,同时发现流线向左侧流动的数量大于向右侧流动的数量,气流逐渐流向左侧,使得左侧的挤流强度大于右侧,所以左侧的速度场也略大于右侧的。此刻缸内整体速度相较之前明显降低,速度分布较为均匀,而点火时机的提前使得不同工况下的左侧速度分布略有降低。观察火焰前锋面的传播,由于 20° CA BTDC 点火时机工况下的燃料已燃质量分数最低,发现此刻火焰还未充满整个中心球

状燃烧室,且火焰向左侧传播的速度大于右侧,但火焰前锋面传播距离要小于其他点火时机工况下的,而其他工况下的传播距离相差不大。这一时期由于大部分燃料燃烧放热都已基本完成,继续燃烧的是火焰前锋面扫过后未完全燃烧的燃料以及两侧狭缝中未燃混合气,发现不同点火时机下流线分布、速度场分布以及温度场的分布差异不是特别明显。

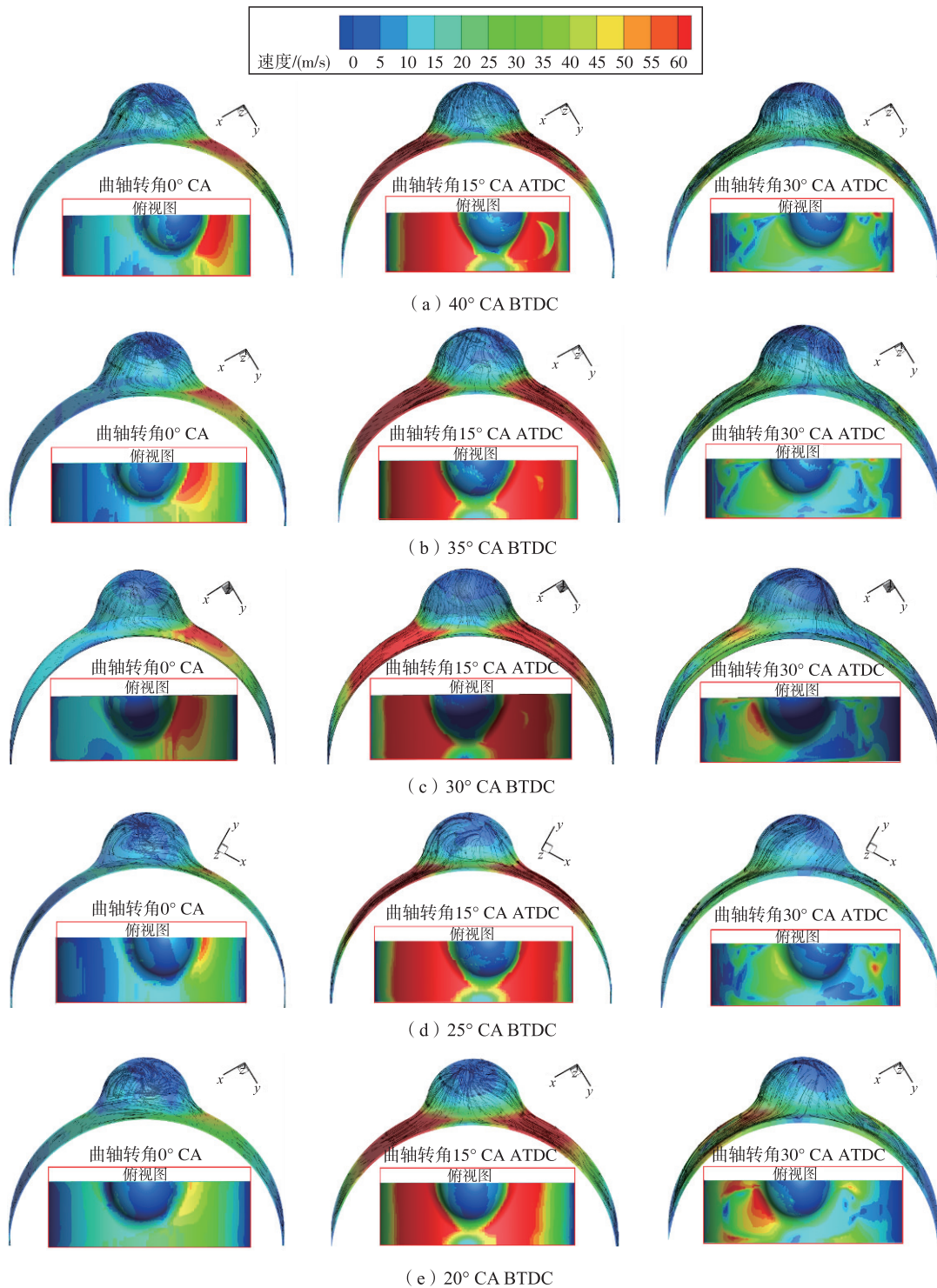


图 9 不同点火时机下缸内燃烧阶段的速度场及流线

综合来说, X 型转子发动机火焰的基本发展历程为在燃烧室中心点火形成稳定火核后, 先在球状燃烧室内燃烧, 然后在湍流的作用下向两侧狭缝燃烧, 且右侧的火焰传播速度要略大于左侧。点火时机的提前, 会增加缸内的湍流度和气流流动速度, 加速火焰传播, 明显改善缸内燃烧情况。因为越早点

火, 着火落后期就会提前, 随后的明显燃烧期也相应提前, 这样燃烧所持续的角度增加, 从而加快了燃烧速度和完全程度。在 5 个点火工况下, 选择  $20^{\circ}$  CA BTDC 点火时机工况下的燃烧效果最差, 燃烧不完全,  $40^{\circ}$ 、 $35^{\circ}$  CA BTDC 点火时机工况下都可以明显加快火焰传播速度, 加速燃烧。

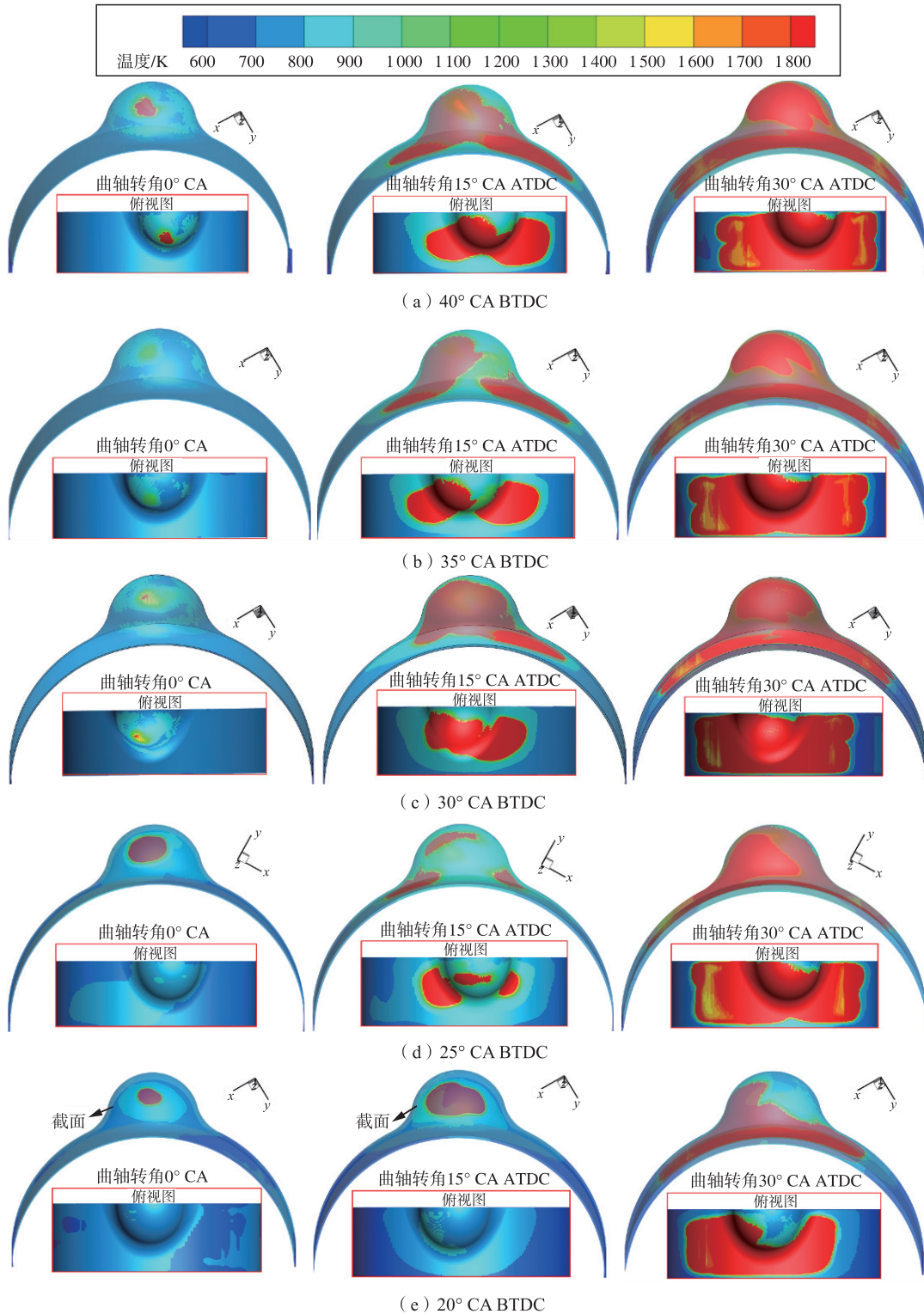


图 10 不同点火时机下缸内燃烧阶段的温度场



## 2.2 不同点火时机对缸内压力及做功的影响

图 11 和 12 分别为不同点火时机下缸内平均压力和温度变化曲线。从图中看出,点火时机对缸内平均压力和温度的影响差异较为明显。随着曲轴转角的变化,点火时机越提前,在燃烧阶段缸内压力和温度就越高,压力和温度峰值也明显增高,压力和温度峰值对应的角度也提前。在  $40^{\circ}\sim 20^{\circ}$  CA BTDC 点火时机工况下,其峰值压力分别为 3.28 MPa、3.14 MPa、2.95 MPa、2.56 MPa、2.18 MPa,峰值温度分别为 1 699.81 K、1 693.23 K、1 657.87 K、1 545.45 K、1 476.85 K。可以发现,在点火时机  $35^{\circ}$  CA BTDC 之前,缸内温度和压力的峰值变化比较明显,压力和温度的提升较大,而在点火时机推后  $5^{\circ}$  CA 后,缸内温度提升的空间不是很大。可见,一味地将点火时机提前并不能一直增加缸内的燃烧速度和温度。

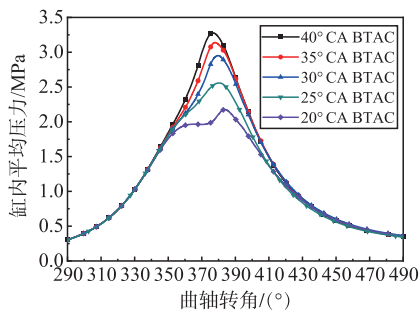


图 11 缸内平均压力随曲角的变化关系

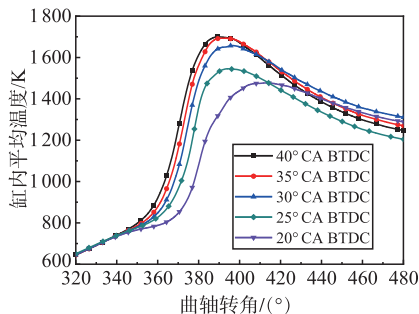


图 12 缸内平均温度随曲角的变化关系

造成上述现象的主要原因是:将点火时机提前,缸内燃烧速度加快,燃烧的更加充分,所释放的热量增多,所以压力和温度的峰值会明显增高,同时峰值所对应的角度也有所提前。但是将点火时机提前到一定角度后,压力和温度升高的并不是很明显。根据热着火理论<sup>[17]</sup>,汽油在点火过程中,影响着火的主要因素是着火临界温度  $T_c$ ,而点火时刻的压力以及氧气含量都会影响临界温度  $T_c$ 。当点火时机提前到一定角度后,由于燃烧室的容积在发动机点火前是一个不断压缩的过程,过度的提前点火时机使得点火时刻初始压力较低,造成着火临界温度  $T_c$  过高,反而会造成点火困难,影响发动机的着火阶段,制约火焰的传播速度,从而影响峰值的提高。

发动机热效率是评定热机经济性的重要指标,

也是对整机性能评价的关键参数。图 13 给出了不同点火时机下发动机的指示功和指示热效率的对比,其中指示热效率为每循环发动机所做的有效功与汽油完全燃烧所释放的热值的比值。可以看出,随着点火时机的提前,发动机的指示功和指示热效率也随之升高。在  $35^{\circ}$  CA BTDC 点火时机工况下,指示功和指示热效率都达到最高,分别为 13.20 J、24.49%。而再将点火时机提前后,发动机的热效率开始下降,说明  $35^{\circ}$  CA BTDC 为最佳点火时机,能使发动机的热效率最高。因为压力峰值和压力升高率是影响发动机性能的 2 个重要的燃烧特性参数,2 个参数越高,指示功和指示热效率也越高。点火时机的提前提高了峰值压力和压力升高率,因而指示功和热效率逐步增高。但在  $40^{\circ}$  CA BTDC 点火时机工况下,由于其后燃期燃烧速度过快,压力到达峰值后下降的较多,会造成  $p-V$  图的面积有所降低,热效率开始下降。

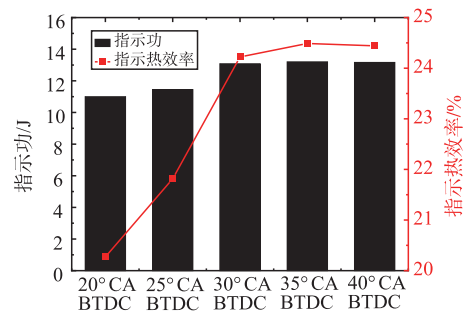


图 13 发动机的指示功和指示热效率

## 2.3 不同点火时机对排放污染物的影响

CO 是汽油燃烧过程中的中间产物,其含量的高低可以看出汽油燃烧的完全程度。图 14 给出了不同点火时机下缸内 CO 质量随曲轴转角的变化曲线。从图中看出,随着曲轴转角的增加,CO 排放的质量呈现先增加后降低的变化趋势;且随着点火时机的提前,CO 生成的峰值质量逐渐升高。而后,随着燃烧过程的推进,不同点火时机下 CO 最终排放量基本都维持在 0.11 ~ 0.13 mg 的水平,相差不是很大。主要原因是,汽油燃烧时生成 CO 后再转化为  $CO_2$ ,在燃烧剧烈阶段会有一部分 CO 因没有充足的氧气而无法转化为  $CO_2$ ,因此 CO 会逐步增加,且燃烧越剧烈 CO 的峰值含量越高。而燃烧一定时间后,燃料减少,氧气富足会使得一部分 CO 燃烧生成  $CO_2$ 。由于将点火时机提前使得燃烧过程更加剧烈,造成生成 CO 的速度以及峰值质量有所提高。但是点火时机的改变对燃料最终的燃烧程度影响较小,CO 排放量的差异不明显。

图 15 给出了不同点火时机下缸内  $NO_x$  质量随曲轴转角的变化曲线。可以看出,随着曲轴转角的增加, $NO_x$  质量呈现先增加后不变的趋势。在  $40^{\circ}\sim 20^{\circ}$  CA BTDC 点火时机工况下, $NO_x$  的排放量

分别为  $5.79 \mu\text{g}$ 、 $5.31 \mu\text{g}$ 、 $4.64 \mu\text{g}$ 、 $3.04 \mu\text{g}$ 、 $1.82 \mu\text{g}$ ，发现点火时机的提前会明显提高  $\text{NO}_x$  的生成速度和最终排放质量。原因是  $\text{NO}_x$  的生成主要受到缸内平均温度、氧气浓度和燃烧反应时间的影响<sup>[18]</sup>。当点火时机的提前时，燃烧阶段的缸内平均温度增高且燃烧过程十分剧烈，因此  $\text{NO}_x$  生成的速率和质量有了明显的提高。

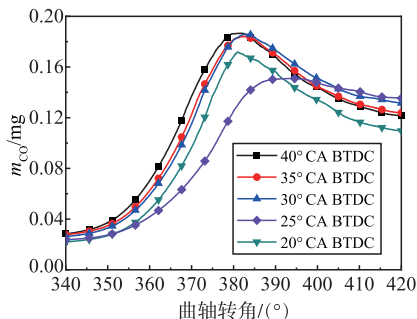


图 14 缸内 CO 质量随曲角的变化关系

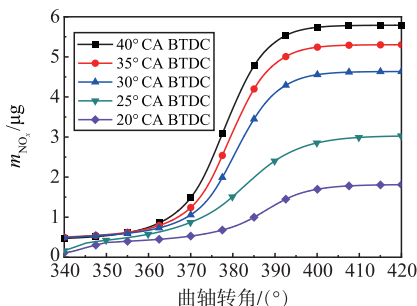


图 15 缸内  $\text{NO}_x$  质量随曲角的变化关系

### 3 结论

本文通过采用构建 XMv3 型转子发动机的三维 CFD 模型的方法，探究了不同点火时机下缸内燃烧过程，得出了以下结论

1) 燃烧室内部火焰的传播主要依靠湍流进行，而点火时机的提前会增加湍流度，扩大火焰前锋面传播距离，改善缸内燃烧情况，从而加快燃料燃烧速度和增强燃烧剧烈程度，在  $35^\circ \text{CA BTDC}$  点火时机工况下，放热率的峰值达到最高为  $1.44 \text{ J}/(^\circ \text{CA})$ 。

2) 点火时机的提前会显著增高燃烧阶段缸内的温度和压力峰值，从而提高发动机的指示热效率。但是在点火时机提前到一定角度后，会导致着火过早，压缩过程负功增加，在  $35^\circ \text{CA BTDC}$  点火时机工况下，热效率达到最高为  $24.49\%$ 。

3) 由于点火时机提前会导致燃烧过程更加剧烈，因而 CO 生成速度加快，峰值质量提高，但最终 CO 的排放量差异不明显。 $\text{NO}_x$  的生成主要与缸内温度相关，随着点火时机提前缸内温度增高，造成  $\text{NO}_x$  的排放量明显增加。

#### 参考文献

[1] 李龙, 郑天慧. 低成本可消耗飞行器及其动力发展分析

- [J]. 航空动力, 2021, 4(3):11-14.
- [2] 廖忠权. 液体活塞公司开发的重油转子发动机[J]. 航空动力, 2018, 1(5):33-34.
- [3] NABOURS S, SHKOLNIK N, NELMS R, et al. High Efficiency Hybrid Cycle Engine[Z]. SAE Technical Paper, 2010;2010-01-1110.
- [4] 丁彦辞, 郭朋彦. 转子发动机技术国内外现状与趋势[J]. 汽车实用技术, 2017, 42(16):6-9.
- [5] 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, 10(3):1-3.
- [6] 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[Z]. SAE Technical Paper, 2018: 2018-01-0885.
- [7] SHKOLNIK A, LITTERA D, NICKERSON M, et al. Development of a Small Rotary SI/CI Combustion Engine [Z]. SAE Technical Paper, 2014;2014-32-0104.
- [8] COSTA T, NICKERSON M, LITTERA D, et al. Measurement and Prediction of Heat Transfer Losses on the XMv3 Rotary Engine[J]. SAE Int J Engines, 2016, 9(4):2368-2380.
- [9] LITTERA D, NICKERSON M, KOPACHE A, et al. Development of the XMv3 High Efficiency Cycloidal Engine[Z]. SAE Technical Paper, 2015;2015-32-0719.
- [10] 马凡华, 王宇, 汪俊君, 等. 不同点火提前角时 HCNG 发动机的燃烧与排放特性[J]. 内燃机工程, 2008, 29(4):23-27.
- [11] 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.
- [12] 范宝伟, 潘剑锋, 陈瑞, 等. 点火提前角对天然气转子发动机燃烧过程的影响[J]. 兵工学报, 2014, 35(1):1-8.
- [13] 苗楠楠. 不同点火参数和燃料掺混条件下汽油转子发动机的燃烧和排放特性[D]. 镇江: 江苏大学, 2019.
- [14] YANG J X, JI C W, WANG S, et al. An Experimental Study on Ignition Timing of Hydrogen Wankel Rotary Engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, 47(39):17468-17478.
- [15] 张岩, 左正兴, 刘金祥, 等. 基于大涡模拟的小型转子发动机缸内湍流研究[J]. 工程热物理学报, 2019, 40(11):2678-2686.
- [16] LIU Y, JIA M, XIE M, et al. Enhancement on a Skeletal Kinetic Model for Primary Reference Fuel Oxidation by Using a Semi Decoupling Methodology[J]. Energy & Fuels, 2012, 26:7069-7083.
- [17] 程晓章. 汽车发动机原理[M]. 合肥: 合肥工业大学出版社, 2011.
- [18] CHEN W, YU S W, PAN J F, et al. Effect Analysis of the Forward Flow Fuel Injection Angle on Stratified Combustion Process in a High-Pressure Direct Injection Diesel Wankel Engine[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 253: 115179-115197.

(编辑: 姚树峰)