

重型甲醇直喷点燃发动机燃烧系统开发数值模拟

徐一森, 尧命发, 王 许, 张 智
(天津大学先进内燃动力全国重点实验室, 天津 300072)

摘要: 基于某重型甲醇气道喷射(PFI)发动机开展缸内直喷点燃(DISI)燃烧系统开发, 系统研究了进气道结构和喷油策略等对重型甲醇 DISI 发动机流动、燃烧及排放的影响. 结果表明: 双切向进气道能显著增强缸内流速, 浓混合气分布区域小, 燃烧持续期短, 指示热效率绝对值提高了 0.68% (46.93%). 采用早喷策略可以获得较均匀的混合气分布, 指示热效率更高, 但火花塞附近的局部当量比较低, 点火稳定性较差. 晚喷策略可以提高火花塞附近的局部当量比, 提高点火稳定性, 但热效率会下降, 一氧化碳(CO)和未燃甲醇排放升高. 提高喷射压力可改善缸内混合气分布, 减少浓混合气分布区域, 同时克服燃烧室中心区域当量比偏低的问题, 显著提高点火稳定性和燃烧效率, 此外通过增强缸内湍流强度, 加快火焰传播速度和缩短燃烧持续期, 在喷射压力为 50 MPa 条件下, 指示热效率达 47.46%; 提高喷油压力也可降低 CO 和未燃甲醇排放, 但氮氧化物(NO_x)排放有所增加.

关键词: 甲醇; 缸内直喷; 重型发动机; 燃烧系统

中图分类号: TK46⁺4

文献标志码: A

文章编号: 1006-8740(2025)03-0322-09

Numerical Simulation of Combustion System Development for Heavy Duty Methanol Direct Spark Ignition Engine

Xu Yisen, Yao Mingfa, Wang Hu, Zhang Zhi
(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Based on a heavy-duty methanol port fuel injection (PFI) engine, a direct injection spark ignition (DISI) combustion system development study was carried out to systematically investigate the effects of intake port structure and injection strategy on the flow, combustion and emission of a heavy-duty methanol DISI engine. The results show that the double tangential intake port can significantly enhance the in-cylinder flow rate, with a small local rich mixture distribution area and a short combustion duration, and the absolute indicated thermal efficiency is increased by 0.68% (46.93%). The early injection strategy can obtain a more uniform mixture distribution and higher indicated thermal efficiency, but the local equivalent ratio near the spark plug is low and the ignition stability is poor. The late injection strategy can increase the local equivalence ratio near the spark plug and improve the ignition stability, but the thermal efficiency will be decreased and the carbon monoxide (CO) and unburned methanol emissions will be increased. Increasing the injection pressure can improve the in-cylinder mixture distribution, reduce the thick mixture distribution area, and at the same time overcome the problem of low equivalence ratio in the center area of the combustion chamber, which significantly improves the ignition stability and combustion efficiency. In addition, by enhancing the intensity of in-cylinder turbulence, accelerating the flame propagation speed and shortening the combustion duration, the indicated thermal efficiency reaches 47.46% under the in-

收稿日期: 2024-07-16.

基金项目: 国家自然科学基金创新群体项目(51921004).

作者简介: 徐一森(1999—), 男, 硕士研究生, xys@tju.edu.cn.

通信作者: 尧命发, 男, 博士, 教授, y_mingfa@tju.edu.cn.

jection pressure of 50 MPa. Increasing injection pressure also reduces CO and unburned methanol emissions, but nitrogen oxide (NO_x) emissions increase.

Keywords: methanol; direct injection; heavy-duty engines; combustion systems

在双碳目标的背景下,传统内燃机面临着严峻的挑战,但同时这也是推动内燃机进行燃料革命的机遇.未来利用清洁便宜的风电光电制取绿氢,结合生物质或大气中捕集 CO_2 可制得绿色甲醇^[1],甲醇燃料常温常压下为液体,具有能量密度高和易储存运输的特点,作为储氢燃料可实现长周期跨季度储能^[2],燃用绿色甲醇的内燃机可实现全生命周期碳中和^[3].

甲醇作为内燃机燃料具有易点燃、难压燃、高辛烷值、高汽化潜热等特点,因此在轻型点燃式发动机有较多研究应用^[4-6].Ning 等^[7]将一台排量为 0.498 L,压缩比为 15 的柴油机改造成甲醇 DISI 系统,研究了不同 λ 和不同喷油时刻的影响,结果表明,发动机在 1500 r/min、100%节气门开度工况下可以获得较高的指示热效率,最大扭矩 27.6 N·m,比原柴油机提高了 25.3%,同时整个实验过程中没有发生爆震现象.Feng 等^[8]基于一台 1.5 L 排量的 4 缸轻型发动机研究了高压压缩比型燃烧室对甲醇 DISI 发动机的影响,在 15.3 的压缩比条件下可以实现 44.9%的制动热效率.

甲醇在重型发动机方面的研究主要采用双燃料的方式^[9].Wei 等^[10]基于一台 9.726 L 排量 6 缸重型柴油机研究了柴油/甲醇组合燃烧系统(DMCC)甲醇替代率和柴油喷射时刻的影响,随着甲醇替代率的增加各负荷下的滞燃期都逐渐延长,HC 和 CO 排放快速增加,而 NO_x 与碳烟之间的 trade-off 关系被彻底打破,甲醇柴油比越高对降低 NO_x 和碳烟排放越有利.Wang 等^[11]基于一台 7.14 L 排量 6 缸重型柴油机研究发现,限制 DMCC 甲醇替代率提升存在 4 个边界限制,低负荷工况存在失火和部分燃烧的限制,高负荷工况存在粗暴燃烧和爆震的限制,综合来看,在中载负荷甲醇替代率达到最大值约 76%,甲醇替代率过高会导致发动机失火.

基于以上研究发现,DISI 模式可以更好地利用甲醇高汽化潜热的特点冷却缸内气体,降低传热损失,还可实现分层稀燃,从而提高甲醇发动机热效率^[12-14].但目前关于甲醇 DISI 发动机的研究主要集中在小缸径的轻型发动机,在大缸径重型发动机上使用甲醇 DISI 技术的研究较少.大缸径重型发动机的燃烧室空间尺度更大,混合气组织更加困难,会导致点火稳定性更差,且由于大缸径发动机的火焰传播距

离较长,甲醇的最小点火能量较低,从而易导致发生早燃和爆震等不正常燃烧现象.因此本研究基于一台甲醇气道预混点燃发动机设计了缸内直喷燃烧系统,利用 CFD 软件 CONVERGE 进行燃烧数值模拟,分析进气道结构、喷油时刻、喷油压力对发动机燃烧性能和排放的影响,以期为该机型直喷燃烧系统的设计提供参考.

1 计算模型构建与验证

1.1 甲醇 PFI 原机模型验证

笔者基于某重型甲醇 PFI 发动机试验数据建立了仿真模型,发动机技术参数如表 1 所示,研究工况为最低比醇耗点,比醇耗为 430.5 g/(kW·h).计算过程中使用的物理模型主要包括: RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型、KH-RT 喷雾破碎模型、SAGE 燃烧反应模型等.其中 SAGE 模型采用 Li 等^[15]发展的甲醇简化机理,其中包括 21 种组分、84 个基元反应.

表 1 PFI 原机参数

Tab.1 PFI original engine parameter

参数	指标
缸径/mm	138
行程/mm	165
排量/L	15
气缸数	6
压缩比	13.5
过量空气系数	1
EGR 率/%	17.4
功率/kW	329.5
循环醇耗量/mg	656
转速/(r·min ⁻¹)	1200
燃烧室结构	平底缸盖+缩口型活塞

图 1 为试验和模拟计算的缸压及放热速率随曲轴转角变化的对比,模拟计算的缸压和放热速率规律与试验结果吻合较好,说明模型能较准确反映发动机实际的工作过程.表 2 进一步对比了模拟和试验的爆压、CA50 和排放结果,发现误差都在合理的范围内.可见,模型能够较好地预测原甲醇 PFI 发动机的燃烧过程和排放.

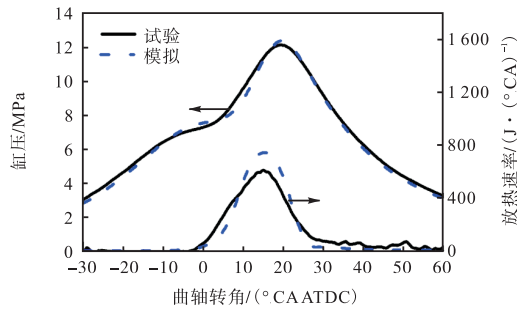


图 1 PFI 原机缸压和放热速率验证

Fig.1 Verification of in-cylinder pressure and heat release rate of PFI original engine

表 2 PFI 原机模拟值与试验结果对比

Tab.2 Comparison between simulation and experimental results of PFI original engine

参数	爆压/ MPa	CA50/ (° CA ATDC)	NO _x 排放/ (g · (kW · h) ⁻¹)	CO 排放/ (g · (kW · h) ⁻¹)
试验	12.05	15.7	2.75	12.01
模拟	12.31	15.1	2.86	12.52
误差	2.16%	3.82%	4%	4.25%

1.2 甲醇 DISI 单缸机模型验证

为进一步验证模型对甲醇 DISI 燃烧模式的预测准确性,笔者基于文献[16]的单缸机使用纯甲醇进行了试验研究,并根据试验数据建立了甲醇 DISI 单缸机模型.尽管试验所用单缸机与原 PFI 发动机结构上有所差异,但对单缸机模型的验证可以说明模型可以准确地反映甲醇喷雾混合及燃烧过程,为模拟计算工作提供参考.模型的验证结果如图 2 所示,模拟计算的缸压和放热率规律与试验结果吻合较好,说明模型能较准确地反映甲醇 DISI 发动机的燃烧过程(1500 r/min, $p_i = 1.02$ MPa, $\theta_{SOI} = -36^\circ$ CA ATDC, $\theta_{ST} = -17^\circ$ CA ATDC).

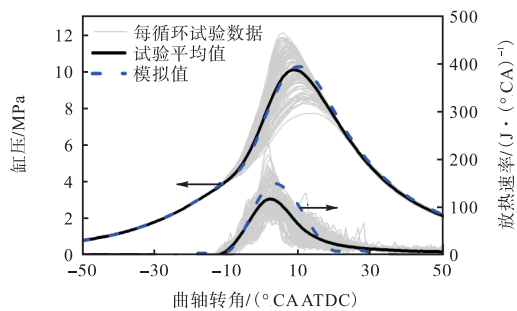


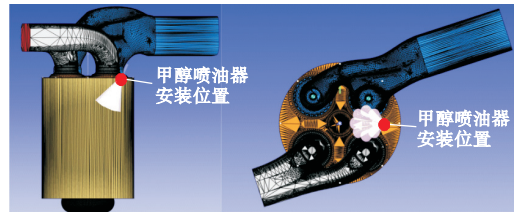
图 2 甲醇 DISI 单缸机模型验证

Fig.2 Verification of methanol DISI single cylinder engine model

1.3 甲醇喷油器设计

笔者基于原 PFI 发动机设计了甲醇缸内直喷系统,如图 3 所示,在原机距离缸盖中心的火花塞 49 mm 处的位置加装甲醇喷油器,喷孔设置为 8 孔 ×

0.3 mm,为满足火花塞附近的混合气浓度可以达到点火需求,以及尽可能避免甲醇直接喷射至气缸壁,经过前期的角度设计优化,将喷油器轴线与气缸轴线的夹角设计为 25°,甲醇油束线与喷油器轴线的喷孔锥角为 15°.



(a) 甲醇喷油器安装位置



(b) 甲醇喷油器安装角度

图 3 甲醇喷油器设计示意

Fig.3 Methanol injector design diagram

1.4 算例设置

计算时的热力学边界条件与 PFI 原机保持一致,采用缸内直喷会增加新鲜空气的进气量,使得全局过量空气系数达 1.2. 由于计算工况为大负荷工况,文献[17]认为爆震强度值超过 0.2 MPa 时发生了爆震.定义最佳点火提前时刻为未发生爆震且使最大爆发压力不超过限值 18 MPa 的最佳提前点火时刻,点火时刻的调整步长为 0.5°CA. 本研究的算例设置如表 3 所示.

表 3 算例设置

Tab.3 Case setup

参数	指标
进气道结构	原机进气道、复合进气道 2、 双切向进气道 3
SOI/(°CA ATDC)	-120、-100、-80
甲醇喷射压力/MPa	20、30、40、50
点火时刻	最佳点火时刻

2 结果与分析

2.1 进气道结构对缸内流动及燃烧的影响

合理的进气道设计有利于增强缸内的气流运动,促进甲醇和缸内空气的混合过程,改善缸内湍流结构和强度,提高火焰传播速度,从而提升热效率.图 4 为 3 种不同的进气道结构,原机进气道为切向气道+

螺旋气道组合的复合气道,为方便表述记为气道 1. 为了增强进气道出口的流速与气体动量,增大缸内气流的湍动能,缩小了进气道的口径,同时通过增加螺旋气道与切向气道间的坡度来增大气流流速,基于此原则在原机进气道的基础上设计的复合进气道为气道 2. 为进一步增强缸内的气流运动,气道 3 取消了原机的螺旋进气道设计,改为双切向进气道.



图 4 进气道示意

Fig.4 Sketch of intake ports

2.1.1 进气道结构对缸内流场的影响

图 5 为进气道结构对缸内滚流比、涡流比的影响.在进气冲程阶段,气道 2 和气道 3 的滚流比较

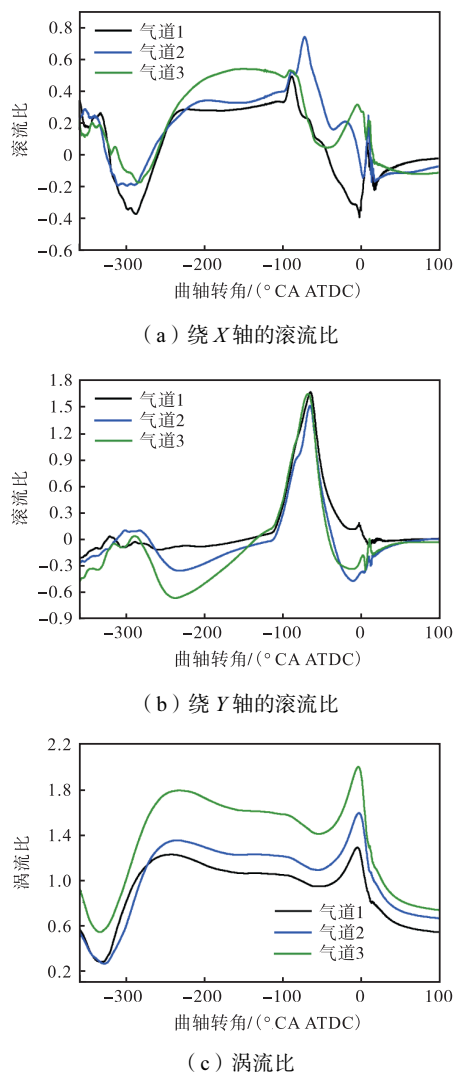


图 5 滚流比和涡流比的情况

Fig.5 Tumble ratio and swirl ratio

于气道 1 均有所增大,气道 3 增加幅度更大.在进气门关闭时刻,气道 2 和气道 3 绕 X 轴的滚流比分别增加了 15%和 65%,显著增大了缸内滚流强度.而对于绕 Y 轴方向的滚流,气道 2 和气道 3 在进气行程形成的滚流比为负值,这与喷油形成的正向滚流方向相反,二者相互作用之下会促进甲醇与空气的混合.气道 2 和气道 3 的涡流比相对于气道 1 显著增加,在进气门关闭时刻,气道 2 和气道 3 的涡流比分别增加了 16%和 52%.由于喷油器是在一侧偏置,缸内涡流也有助于甲醇向周向扩散.

图 6 为不同进气道结构的缸内气流流线示意,展示了缸内的整体流场结构及气流运动规律.从图 6 中可以看出,在进气门关闭后,3 种进气道结构的缸内流场均呈现出斜轴涡流的特征,而气道 2 和气道 3 的斜轴涡流倾斜角度更大,气道 3 的整体气流速度也相对更快,可见双切向进气道对增大缸内流速的作用效果较为显著.缸内气流运动至缸盖附近时,由于平顶缸盖的结构限制,气流呈现出明显的大尺度涡流特征,由于气道 2 和气道 3 整体上加速了缸内气流流速,因此靠近缸盖表面的涡流也更强,这是图 5 中两种进气道的涡流比显著增大的原因.在压缩行程末期,气道 1 的涡流破碎更加明显,气道 2 在燃烧室中心区域仍有较完整的涡团,而气道 3 形成的流场滚流特征更加明显.

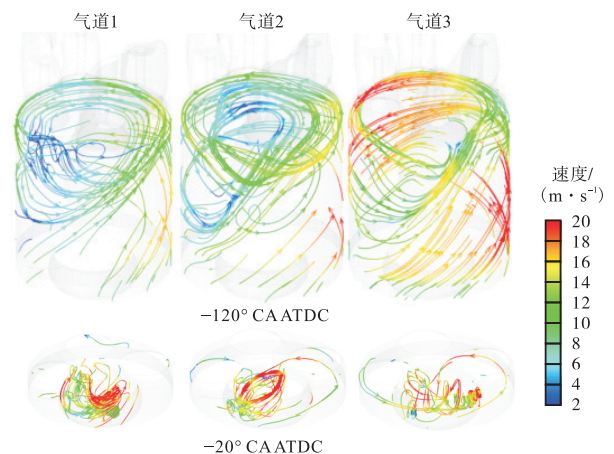


图 6 缸内流场结构

Fig.6 Flow field structure in cylinder

2.1.2 进气道结构对缸内混合气分布的影响

由于流场结构的差异,缸内的当量比分布也有较大不同.图 7 是不同进气道结构的当量比分布,在压缩行程末期,缸内当量比存在明显的分层,气道 1 在火花塞附近的混合气较浓,但右侧存在较大范围稀混合气区域.气道 2 火花塞附近的局部当量比较低,说明气道 2 的涡流结构不利于甲醇输运至火花塞附近.

气道 3 的局部浓混合气区域更小,这有利于降低 CO 和未燃甲醇排放,但靠近缸盖区域的混合气浓度较稀,可能会降低点火稳定性。

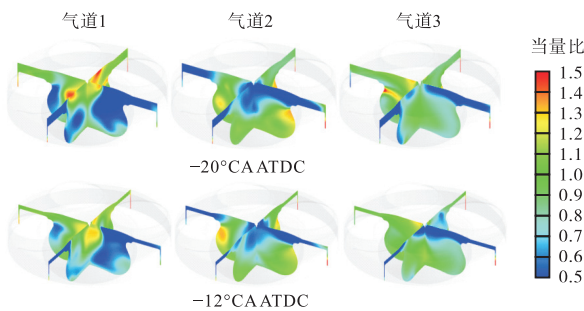


图 7 不同气道结构的当量比分布

Fig.7 Equivalent ratio distribution of different intake ports

2.1.3 进气道结构对甲醇燃烧的影响

图 8 为进气道结构对缸内压力和放热率的影响。在最佳点火正时条件下,气道 2 和 3 的最大爆发压力更高,而最大爆发压力对应的时刻接近。前期气道 2 和 3 的放热速率比气道 1 慢,但在中期气道 2 和 3 的放热速率均超过了气道 1。气道 2 的放热速率峰值最高,中期燃烧放热速率最快,这是由于其点火时间过于提前,而滞燃期过长导致的。而气道 3 相较于气道 1,放热速率峰值水平相当,但出现时刻更为靠前,放热更集中并且放热速率曲线峰值更加靠近上止点时刻。

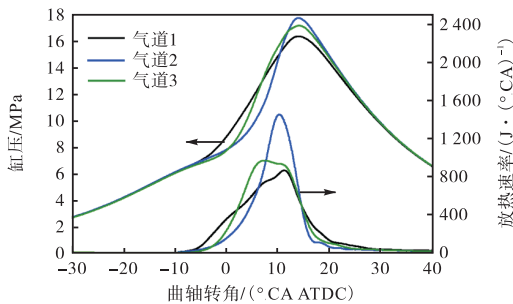


图 8 不同气道结构的缸压和放热速率

Fig.8 In-cylinder pressure and heat release rate of different intake ports

图 9 为不同进气道结构的燃烧相位对比。结合上文对缸内当量比分布的分析可以看出,气道 2 由于其火花塞附近当量比过低,导致其燃烧可控性较差,其 ST-CA10 阶段过长 (27.2° CA), 远高于气道 1 的 12° CA 和 气道 3 的 13.4° CA。气道 3 的整体燃烧持续期相对于气道 1 更短,主要体现在 CA50-CA90 阶段更短(后燃更少)。

图 10 为气道结构对热效率的影响。气道 2 和 气道 1 热效率水平相当,尽管气道 2 的放热更集中,但由于其 ST-CA10 阶段过长,导致其燃烧重心 CA50

也相对靠后,因此热效率相对气道 1 并没有明显提高。而气道 3 燃烧持续期最短,燃烧等容度高,热效率最高,指示热效率从气道 1 的 46.25% 提升至 46.93%, 绝对值提升了 0.68%; 指示平均有效压力也从 2.43 MPa 提高至 2.466 MPa。

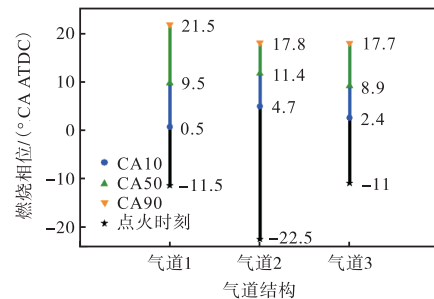


图 9 不同气道结构的燃烧相位

Fig.9 Combustion phase of different intake ports

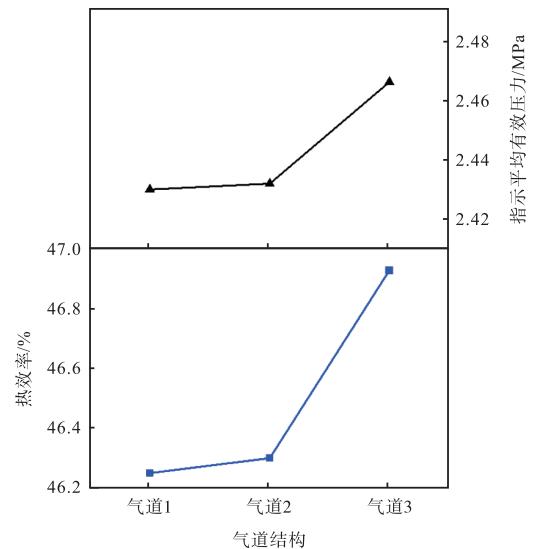


图 10 不同气道结构的热效率和指示平均有效压力

Fig.10 ITE and IMEP of different intake ports

图 11 为缸内的温度分布特征。气道 2 点火之前 (-23° CA ATDC), 缸内的温度较低, 高温区为 700 K 左右, 低温区则在 600 K 左右, 较低的缸内温度也是气道 2 的 ST-CA10 阶段过长的原因。由于甲醇的分布差异, 甲醇的蒸发冷却作用的区域不同, 导致不同气道结构下的温度分布也存在较大差异。气道 1 的甲醇主要集中在燃烧室中心区域, 这也导致该区域的温度较低。而气道 2 的燃烧室中心区域甲醇较少, 其高温区也主要集中在该区域。相比较之下, 气道 3 的高温区面积更小, 只有在靠近缸盖处有小范围的高温区。随着活塞进一步上行, 至气道 1 和 气道 3 点火前的 -12° CA ATDC 时, 缸内温度进一步提高了 100 K 左右, 高温区的温度达 800 K 以上, 而部分低温区温度只有 600 K 左右, 缸内仍存在较明显的温度分层。

气道 2 此时已经着火,但火焰并未得到发展,只在火花塞附近存在一小块高温区域.在点火之后,甲醇火焰的发展均呈现一定的不对称结构,在高温区一侧和沿气流运动的方向火焰发展得更快.不同气道结构下火焰发展的差异主要体现在前中期,到燃烧的中后期阶段(10° CA ATDC),活塞碗的凹坑内已基本充分燃烧,火焰面发展至挤流区位置.

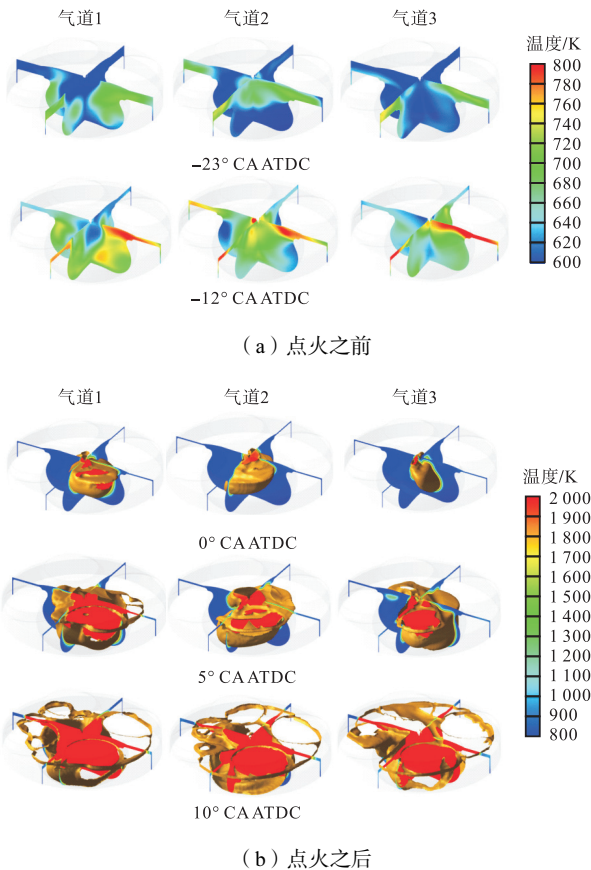


图 11 不同气道结构的温度分布

Fig.11 Temperature distribution of different intake ports

2.2 甲醇喷射时刻对缸内混合气分布及燃烧的影响

图 12 为甲醇喷射时刻对点火前缸内当量比分布的影响.随着喷油时刻的推迟,火花塞附近的局部当量比变浓,这有利于提高点火稳定性,但晚喷会导致活塞凹坑内部还有部分浓混合气分布,甲醇还未充分扩散.

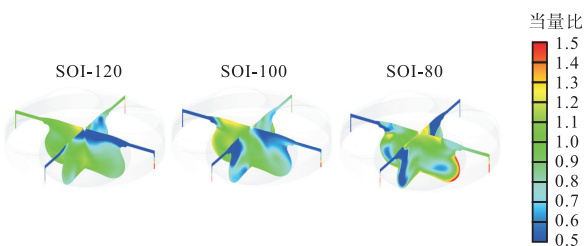


图 12 不同甲醇喷射时刻的当量比分布

Fig.12 Equivalent ratio distribution of different SOI

图 13 为甲醇喷射时刻对燃烧相位的影响.晚喷条件下的最佳点火时刻会推迟,这主要是由于晚喷条件下的前期燃烧放热速率较快,需要推迟点火,以免爆压超过限制.随着喷油时刻的推迟,CA10 更为靠前,ST-CA10 的间隔更短;不同 SOI 下的燃烧重心 CA50 较为接近,最大差值仅为 0.6° CA. SOI 对燃烧持续期的影响主要体现在燃烧后期的 CA50 ~ CA90 阶段,随着 SOI 从 -120° CA ATDC 推迟至 -80° CA ATDC, CA50 ~ CA90 的间隔增加了 8° CA.

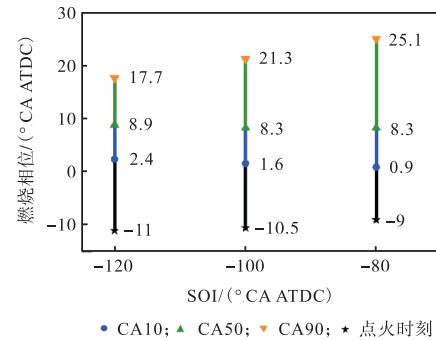


图 13 不同甲醇喷射时刻的燃烧相位
Fig.13 Combustion phase of different SOI

图 14 为甲醇喷射时刻对热效率和指示平均有效压力的影响.随着喷油时刻推迟,热效率和指示平均有效压力下降,结合图 13 的燃烧相位分析可知,这主要是由于晚喷条件下更长的燃烧持续期所致.

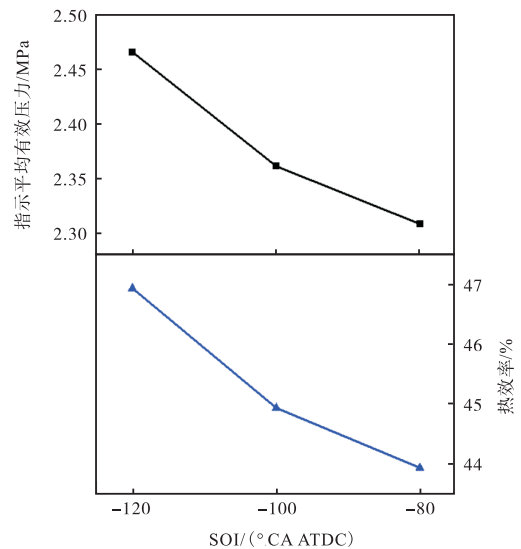


图 14 不同甲醇喷射时刻的热效率和指示平均有效压力
Fig.14 ITE and IMEP of different SOI

由于晚喷导致的甲醇混合不充分,将会增加 CO 和未燃甲醇的排放,从图 15 来看,由于晚喷条件下在火花塞附近和活塞凹坑内存在部分浓混合气区域,该区域燃烧不充分,会产生较多 CO 排放,尤其是凹坑内部的 CO 生成于燃烧后期阶段,此时缸内氧浓度

度过低, 导致 CO 难以完全被氧化. 未燃甲醇的排放主要来自于活塞与缸套间隙, 该区域的甲醇难以被燃烧消耗, 因此尽量减少该区域的甲醇分布.

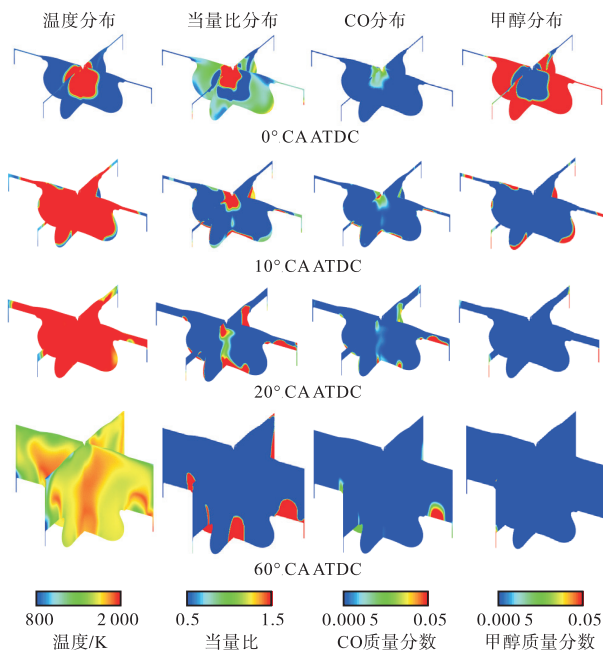


图 15 SOI 为 -80°CA ATDC 时的温度分布、当量比分布、CO 分布、甲醇分布
 Fig.15 Temperature distribution, equivalent ratio distribution, CO distribution and CH_3OH distribution when $\text{SOI} = -80^{\circ}\text{CA}$ ATDC

2.3 甲醇喷射压力对缸内混合气分布及燃烧的影响

图 16 为甲醇喷射压力对火花塞附近当量比的影响. 提升甲醇喷射压力可以使甲醇更早地运输至火花塞附近, 但随着气流运动, 火花塞附近的当量比还会波动变化, 当喷射压力提升至 50 MPa 时, 火花塞附近的局部当量比在 -30°CA ATDC 之后趋于稳定, 波动较小, 保持在 0.8 以上, 这有利于增强点火稳定性. 结合图 17 可见, 提升甲醇喷射压力可以显著减少火花塞附近稀混合气的分布, 改善了低压喷射条件下点火稳定性低的问题, 当喷射压力提高至 50 MPa 时,

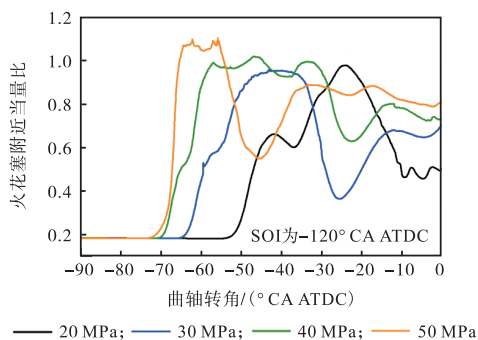


图 16 火花塞附近的当量比分布
 Fig.16 Equivalent ratio distribution near spark plug

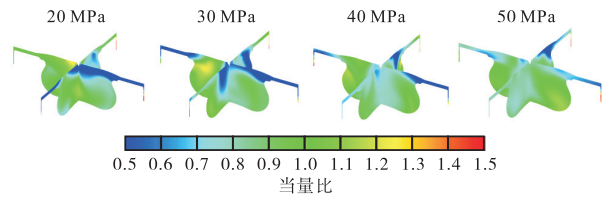


图 17 缸内当量比分布
 Fig.17 Equivalent ratio distribution in-cylinder slice

缸内已不存在大范围的浓混合气区域.

图 18 为甲醇喷射压力对热效率和指示平均有效压力的影响. 从图 18 可以看出, 热效率随着喷油压力的提高而升高, 50 MPa 条件下的热效率达 47.46%, 相较于 20 MPa 下的 46.93% 提高了 0.53%, 指示平均有效压力也从 2.465 MPa 提高至 2.493 MPa. 结合前文当量比分布特征及图 19 的燃烧相位分析可知, 热效率提升的原因主要是提高喷射压力改善了缸内混合气分布, 减少了浓混合气分布区域, 提高了燃烧效率, 同时增大了缸内湍流强度, 加快了火焰传播速度, 缩短了燃烧持续期.

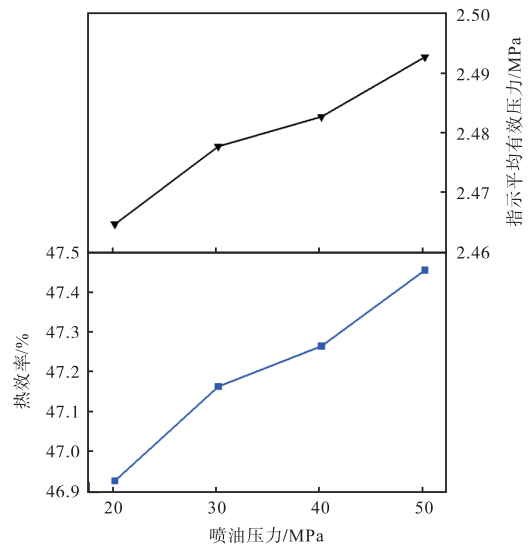


图 18 不同甲醇喷射压力的热效率和指示平均有效压力
 Fig.18 ITE and IMEP of different methanol injection pressures

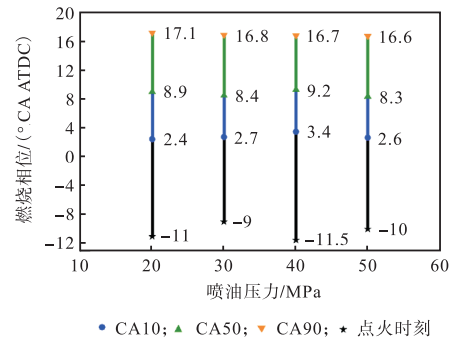


图 19 不同甲醇喷射压力的燃烧相位
 Fig.19 Combustion phase of different methanol injection pressures

图 20 为甲醇喷射压力对排放的影响. 随着甲醇喷射压力的提高, CO 和未燃甲醇排放逐渐降低, 缸内燃烧更加充分, 燃烧效率更高, 进而也提高了指示热效率. 结合前文的分析可知, CO 和未燃甲醇的排放下降主要是由于高喷射压力提高了缸内的混合气均匀性, 减少了局部的浓混合气区域, 燃烧更加充分. 因此理想的混合气分布状态应该尽量减小局部浓混合气的分布, 提高混合气的均匀性. 然而更高的甲醇喷射压力也提高了缸内的放热率峰值, 缸内燃烧温度更高, NO_x 排放也随着缸内喷射压力的提高而升高.

图 21 总结了不同策略提高热效率的幅度. 将原机气道改为双切向进气道后热效率提高了 0.68%, 进

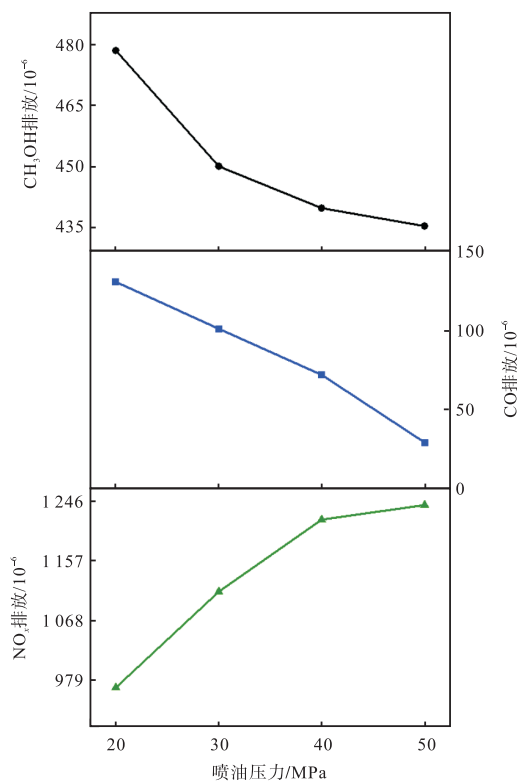


图 20 甲醇喷射压力对排放的影响

Fig.20 Effect of methanol injection pressure on emission

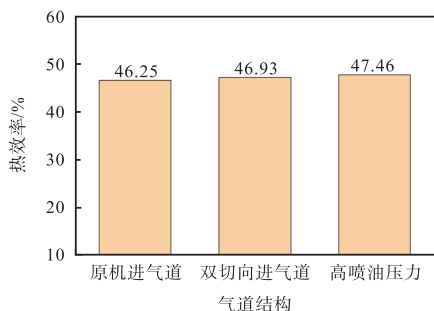


图 21 不同策略的热效率改善幅度

Fig.21 ITE improvement of different strategies

一步将喷油压力提高至 50 MPa 后, 热效率可提高 0.53%, 热效率达 47.46%.

3 结论

(1) 双切向进气道能显著增强缸内流速, 斜轴涡流特征更明显. 相较于原机的复合进气道, 双切向进气道的局部浓混合气分布区域小, 燃烧持续期短, 指示热效率可达 46.93%.

(2) 甲醇喷射策略对缸内混合气制备具有显著的影响. 采用早喷策略可以获得均匀的混合气分布, 指示热效率更高, 但火花塞附近的局部当量比较低, 点火稳定性较差. 晚喷策略可以提高火花塞附近的局部当量比, 提高点火稳定性, 但由于混合气均匀性较差, 热效率会下降, 晚喷还会增加 CO 和未燃甲醇排放.

(3) 提高喷射压力改善了缸内混合气分布, 减少了浓混合气分布区域, 可以克服燃烧室中心区域当量比偏低的问题, 显著提高了点火稳定性, 提高了燃烧效率; 同时增大了缸内湍流强度, 加快了火焰传播速度, 缩短了燃烧持续期, 提高了指示热效率. 随着喷油压力从 20 MPa 提高至 50 MPa, 指示热效率也提高至 47.46%, 提高了 0.53%. 喷油压力的提高也降低了 CO 和未燃甲醇排放, 但会增加 NO_x 排放.

参考文献:

- [1] Tian Z, Wang Y, Zhen X, et al. The effect of methanol production and application in internal combustion engines on emissions in the context of carbon neutrality: A review[J]. *Fuel*, 2022, 320: 123902.
- [2] Shi L, Wang C, Liu S, et al. Energy optimization and economic study of an energy storage system based on a carbon dioxide-to-methanol process[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 62: 106846.
- [3] 帅石金, 王志, 马骁, 等. 碳中和背景下内燃机低碳和零碳技术路径及关键技术[J]. *汽车安全与节能学报*, 2021, 12(4): 417-439.
Shuai Shijin, Wang Zhi, Ma Xiao, et al. Low carbon and zero carbon technology path and key technologies of internal combustion engine under the background of carbon neutrality[J]. *Journal of Automotive Safety and Energy Conservation*, 2021, 12(4): 417-439(in Chinese).
- [4] 吕继康, 胡春明, 刘娜, 等. 空气辅助喷射甲醇发动机燃烧特性试验研究[J]. *燃烧科学与技术*, 2022,

- 28(4): 481-488.
- Lü Jikang, Hu Chunming, Liu Na, et al. Combustion characteristics of air-assisted injection methanol engine[J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2022, 28(4): 481-488(in Chinese).
- [5] Verhelst S, Turner J W, Sileghem L, et al. Methanol as a fuel for internal combustion engines[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2019, 70: 43-88.
- [6] Zhen X, Wang Y. An overview of methanol as an internal combustion engine fuel[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, 52: 477-493.
- [7] Ning L, Duan Q, Liu B, et al. Experimental assessment of lean-burn characteristics for a modified diesel engine operated in methanol direct injection spark ignition(DISI) mode at full throttle condition[J]. *Fuel*, 2020, 279: 118455.
- [8] Feng H, Lai K, Zheng Z, et al. Effects of methanol direct injection and high compression ratio on improving the performances of a spark-ignition passenger car engine[J]. *Fuel*, 2024, 357: 130052.
- [9] 姚春德, 夏琦, 陈绪平, 等. 柴油/甲醇组合燃烧增压共轨发动机的燃烧特性和排放特性[J]. *燃烧科学与技术*, 2011, 17(1): 6-10.
- Yao Chunde, Xia Qi, Chen Xuping, et al. Combustion and emission characteristics of turbocharged common-rail diesel engine with DMCC mode[J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2011, 17(1): 6-10(in Chinese).
- [10] Wei L, Yao C, Han G, et al. Effects of methanol to diesel ratio and diesel injection timing on combustion, performance and emissions of a methanol port premixed diesel engine[J]. *Energy*, 2016, 95: 223-232.
- [11] Wang Q, Wei L, Pan W, et al. Investigation of operating range in a methanol fumigated diesel engine[J]. *Fuel*, 2015, 140: 164-170.
- [12] 赖开昌, 冯浩, 郑尊清, 等. 稀燃对甲醇直喷点燃式发动机性能的影响[J]. *内燃机工程*, 2023, 44(4): 16-22.
- Lai Kaichang, Feng Hao, Zheng zunqing, et al. Effects of lean burn on performance of a methanol direct injection(MDI) spark ignition engine[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2023, 44(4): 16-22(in Chinese).
- [13] Wang C, Li Y, Xu C, et al. Methanol as an octane booster for gasoline fuels[J]. *Fuel*, 2019, 248: 76-84.
- [14] Duan Q, Kou H, Li T, et al. Effects of injection and spark timings on combustion, performance and emissions(regulated and unregulated) characteristics in a direct injection methanol engine[J]. *Fuel Processing Technology*, 2023, 247: 107758.
- [15] Li J, Zhao Z, Kazakov A, et al. A comprehensive kinetic mechanism for CO, CH₂O, and CH₃OH combustion[J]. *International Journal of Chemical Kinetics*, 2007, 39(3): 109-136.
- [16] 李扬, 郑尊清, 陈鹏, 等. 重型发动机低负荷火花辅助汽油压燃试验[J]. *内燃机学报*, 2022, 40(4): 289-296.
- Li Yang, Zheng Zunqing, Chen Peng, et al. Experiment of spark-assisted gasoline compression ignition of heavy-duty engine under low-load conditions[J]. *Transactions of CSICE*, 2022, 40(4): 289-296(in Chinese).
- [17] 甄旭东.火花点燃式甲醇发动机燃烧过程及爆震机理的研究[D]. 天津: 天津大学, 2014.
- Zhen Xudong. Study on Combustion Process and Knocking Mechanism of Spark Ignition Methanol Engine[D]. Tianjin: Tianjin University, 2014(in Chinese).