

中文摘要

内燃机高效清洁燃烧技术一直是国际内燃机界研究的热点课题。针对未来超低排放、甚至零排放的排放法规,人们提出了不同的内燃机新型燃烧方式。同时,开发新型清洁代用燃料也成为当前各国研究的热点。本文对甲醇代用燃料新型高效清洁燃烧方式进行了探索性研究,即部分甲醇合成二甲醚,实现二甲醚与甲醇双燃料方式,创新性地提出了采用甲醇/DME 气道喷射双燃料均质压燃(HCCI)燃烧方式和 DME 气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧方式,以在全负荷范围内实现甲醇的高效清洁燃烧。

采用甲醇/DME 气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式,能拓宽发动机运行工况范围到原非增压柴油机中高负荷水平,并能保持极低的 NO_x 排放,但低负荷燃烧效率和热效率低,HC 和 CO 排放高;中高负荷甲醇/DME 浓度可调范围窄,控制难度增大。采用 EGR 后中高负荷工况的可控范围得以拓宽,但其最大负荷范围难以扩展。在低负荷工况,采用纯 DME 加大比例 EGR 的 HCCI 燃烧方案能改善热效率;在中高负荷工况,采用高 EGR 率高 DME 比例方案可以提高热效率,降低 HC 和 CO 排放。

采用 DME 气道喷射和甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧方式,通过控制甲醇的喷射时刻可以实现不同燃烧模式,不同燃烧模式表现出不同的燃烧特性和排放特性。低甲醇浓度下采用高温扩散燃烧模式可以实现低负荷较高的热效率。随甲醇浓度增大,高温扩散燃烧模式出现的时刻提前,早喷燃烧可控范围变窄。采用晚喷方式,燃烧过程能得到较好的控制,高甲醇浓度大负荷下不容易出现爆震燃烧,能进一步扩展发动机负荷工况范围。CFD 模拟表明,晚喷在燃烧室壁面附近有较强烈的浓度分层,高温燃烧区范围较窄;主要分布在压缩余隙和燃烧室壁面附近。变参数模拟研究表明,增大喷油速率可以缩短高甲醇浓度晚喷的燃烧持续期。

在不同燃烧方式研究的基础上,本文提出了全负荷范围甲醇高效清洁燃烧的控制策略。即在低负荷工况,采用纯 DME 加大比例 EGR 的 HCCI 燃烧或二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧的甲醇高温扩散燃烧模式以获得相对高的热效率;在中高负荷工况,采用甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式实现高效低 NO_x 排放的清洁燃烧;在大负荷工况,采用甲醇晚喷实现 DME 气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式以保证高的功率输出。这一控制策略为甲醇燃料在内燃机上实现高效清洁利用提供了理论基础和试验依据,具有一定的参考价值。

关键词: 甲醇, 二甲醚, 均质压燃, 复合燃烧, 废气再循环

ABSTRACT

High efficiency and clean combustion technology of internal-combustion engine has been a hotspot in international engine field all along. New engine combustion modes are presented aiming at future ultra-low and even zero emission regulation. At the same time, the development of new clean alternative fuel has also becomes a hotspot of research in many countries. In this paper, new high-efficiency and clean combustion modes of alternative fuel methanol are exploringly investigated. Based on DME and methanol dual-fuel method achieved by DME generation from a part of methanol, two kinds of combustion types are innovatively presented to achieve high efficiency and clean combustion of methanol in full load. One is HCCI combustion of methanol/DME dual-fuel port injection; another is the dual-fuel compound combustion with port injection of DME and direct injection of methanol.

HCCI combustion of methanol/DME dual-fuel port injection can extend the operating range to middle-high load level of original non-pressurized diesel engine, keeping very low NO_x emissions, but having low combustion efficiency and thermal efficiency, high HC and CO emissions at low load. In addition, adjustable region of methanol/DME concentration at middle-high load is narrow so that combustion control difficulty increases. EGR can enlarge the controlled region at middle-high load, but can't extend maximum load range. At low load, adopting pure DME HCCI combustion with high EGR rate can improve thermal efficiency. In middle-high load, adopting large DME percentage and high EGR rate can improve thermal efficiency of HCCI and decrease HC and CO emissions.

To the dual-fuel compound combustion with port injection of DME and direct injection of methanol, various combustion modes, which represent different combustion characteristics and emissions characteristics, can be achieved by controlling different injection timings of methanol. High temperature diffusion combustion mode should be adopted to attain relatively high thermal efficiency under low methanol concentration and low load. With the increase of methanol concentration, the crank angle corresponding to high temperature diffusion combustion mode advances, and combustion controlled region of early injection becomes narrower. By adopting late injection, combustion process can be well controlled, knocking combustion can be avoided under high methanol concentration

and large load, and so engine load range can be further extended. CFD simulation shows that, for late injection case, there is intensive concentration stratified near combustion chamber wall. And high temperature combustion region, which is relatively narrow, is distributed in compression clearance and near combustion chamber wall. Modeling study of varied parameters indicates that faster injection rate can shorten combustion duration under high methanol concentration for late injection.

Based on the above study, this paper presents a control strategy for high efficiency and clean combustion of engine fueled with methanol in full load. At low load, pure DME HCCI combustion with high EGR rate or high temperature diffusion combustion mode of methanol should be adopted to attain relatively high thermal efficiency. In middle-high load, HCCI combustion of methanol / DME dual-fuel port injection should be adopted to achieve clean combustion with high efficiency and low NO_x emissions. At high load, the dual-fuel compound combustion with port injection of DME and in-cylinder direct injection of methanol achieved by late injection should be adopted to ensure high power output. This control strategy, which provides theoretical and experimental basis for high-efficiency and clean utilization of methanol in engine, has a useful reference value.

Key Words: methanol, dimethyl ether, homogeneous charge compression ignition (HCCI), compound combustion, exhaust gas recirculation (EGR)

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 天津大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名： 陈华 签字日期： 2007 年 8 月 6 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。

特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

（保密的学位论文在解密后适用本授权说明）

学位论文作者签名： 陈华

导师签名： 赵华

签字日期： 2007 年 8 月 6 日

签字日期： 2007 年 8 月 6 日

第一章 绪论

1.1 引言

自从 N. A Otto 和 R. Diesel 提出了奥托循环和狄塞尔循环, 奠定了内燃机的理论基础, 内燃机走进了人们的生活, 在其诞生一百多年来, 在动力性、经济性、可靠性等主要使用性能上, 已经达到了很高的水平。目前世界上正在运行的内燃机已达几十亿台, 它广泛应用于车辆、工程机械、电站、铁路、轮船、飞机以及其他各种用途, 内燃机具有许多其他原动力无法比拟的优点。近几年, 国内外许多学者对内燃机未来的发展前景展开了论证, 指出在今后的相当长的时间内, 至少 21 世纪前半叶, 石油(柴油, 汽油)作为主要交通能源的地位不会改变, 内燃机仍将是清洁, 最经济, 最主要的原动机, 未来将保持快速增长的势头。

然而, 随着内燃机数量的快速增长, 它对能源和环境的“副作用”也日益突出。一方面, 自 1973 年以来多次发生石油危机, 人类可利用的石油资源日趋减少, 2004 年《世界能源统计年鉴》公示^[1]: 过去 100 年, 全球共耗费 1420 亿吨石油、78 万亿 m^3 天然气、2650 亿吨煤。目前已探明世界石油储量 1500—1600 亿吨, 按年产 33 亿吨计算, 到 2050 年殆尽^[1,2]。我国自 1993 年起成为石油净进口国, 2004 年进口石油占石油消费的比例为 48%, 随着我国对石油需求的逐年增长, 预计到 2020 年进口石油比例可能达到 55%—60%^[1,3,4]。另外, 从石油消费结构看, 2000 年中国机动车燃油消耗量约占石油消费总量的 1/3 左右, 预计 2010 年将达到 43%, 2020 年达到 57%^[4]。能源的大量进口不仅需要大量的外汇, 影响国家的正常收支平衡, 严重时影响到国家安全乃至全球的战略稳定性。另一方面, 由于 20 世纪石油的开发以及内燃机迅速广泛的应用, 大气环境的污染问题日趋严重。在大气污染中, 内燃机排出的污染物 NO_x 、HC、CO 及微粒污染物对人体和动植物造成了相当大的危害。国外的研究表明^[5], 在西方工业发达国家的大中城市空气污染中, 大约 41% 的 NO_x 、28% 的 HC、和 54% 的 CO 均来自内燃机排出的污染物。在我国北京、上海、广州等城市, 约 80% 的 CO 来自汽车源的排放, NO_x 中也有 41% 左右来自于汽车源^[6]。我国大城市的汽车年增长率平均以 20% 的速度递增, 大城市增长率为 30~40% 左右。2000 年全国汽车保有量为 2000 万辆, 年排放污染物 CO 为 1412 万吨, HC 为 650 万吨, NO_x 为 119 万吨, 据国家信息中心预测, 2010 年, 我国汽车保有量可达 4500—5000 万辆, CO 排放量达

2470 万吨, HC 排放量 930 万吨, NO_x 排放量 228 万吨^[7]。快速增长的汽车数量带来的大气污染是相当严重的。

从节能和环保两方面的严峻形势可以看出, 提高内燃机的燃料利用率, 降低有害物质排放, 开发替代燃料, 是节约石油资源, 缓解能源压力, 确保国家能源安全和保护环境的大事, 是我国国民经济和社会发展的需求。

1.2 内燃机新型燃烧方式的研究与发展

为了突破传统柴油机和汽油机燃烧方式所决定的排放极限和燃料利用率极限, 探索石油及其替代燃料高效清洁的燃烧过程, 近年来国内外广泛开展了内燃机新型燃烧方式的研究。在大量基础燃烧学研究工作上, 人们发现, 对于传统的发动机其缸内当量比与温度关系的“ $\phi-T$ ”发展历程如图 1-1 所示^[8], 图中表明传统柴油机的非均质喷雾燃烧, 在燃烧过程中, 其当量比与温度变化历程穿过碳烟和 NO_x 的生成区域, 因此导致燃烧过程中产生大量的碳烟和 NO_x 排放。要突破传统柴油机有害排放极限就必须改变燃烧过程中缸内混合气浓度与温度的变化历程, 依据这一思想, 人们提出了不同的燃烧方式, 其中最典型的是均质混合气压缩着火 (HCCI) 燃烧方式、预混充量压缩着火 (PCCI) 燃烧方式、分层充量压缩着火 (SCCI) 燃烧方式和低温燃烧 (LTC) 方式。

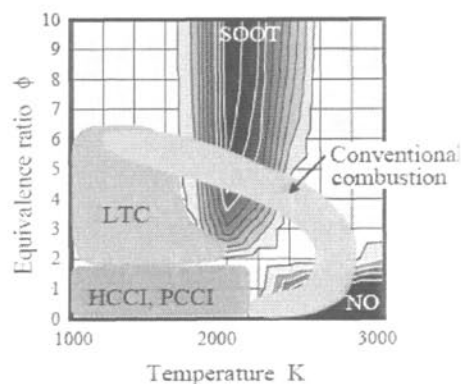


图 1-1 柴油机燃烧 $\phi-T$ 历程^[8]

1.2.1 均质混合气压缩着火 (HCCI) 燃烧方式

均质混合气压缩着火 (Homogeneous Charge Compression Ignition, HCCI) 燃烧也称为可控自动着火 (Controlled Auto Ignition, CAI) 燃烧, 指的是大量燃料和稀释物 (空气和再循环废气等) 在进气过程中预先混合成均质混合气, 当活塞压缩到上止点附近时均质混合气自燃着火的一种燃烧过程。其基本特征是均质、压燃和低温火焰燃烧。由于 HCCI 燃烧没有火焰传播, 均质混合物在气缸内几乎是同时着火燃烧, 因此火焰燃烧速度非常快。为了限制燃烧速度, 必须使用非常稀的混合物和/或者使用较高的废气再循环 (EGR) 率。

HCCI 燃烧方式综合了传统火花点燃式燃烧方式均质燃烧和传统压燃式燃烧

方式压缩自燃的优点,能在产生非常低的氮氧化物和微粒排放的同时发出与较高的热效率^[9,10,11]。同传统压燃式发动机相比, HCCI 是均质混合气压缩燃烧,没有扩散燃烧,因此大大降低了微粒排放;与传统的点燃式发动机相比, HCCI 是压燃着火,没有节流损失,泵吸功明显减少,且可以采用较大的压缩比,因此具有较高的热效率;并且, HCCI 与传统的压燃和点燃式发动机的燃烧不同,其燃烧过程在整个气缸容积内几乎同时发生,燃烧持续期短,没有火焰锋面,燃烧温度较低,从而大大降低了 NO_x 的排放。HCCI 的另一个优点就是它的燃料灵活性,它能使用包括汽油、柴油、天然气^[12-16]、液化石油气 (LPG)^[17]、甲醇^[18-25]、乙醇^[24-27]、二甲醚^[22,23,28,29,30]以及混合燃料^[31,32]等多种燃料。

关于 HCCI 发动机的研究绝大多数还是停留在理论研究阶段,离真正实现商业化 HCCI 发动机还有较大距离。虽然日产公司、IPF 公司、丰田公司等企业相继宣布开发出了基于 HCCI 技术的发动机,但从已有的几款发动机来看,其运行范围极其有限,还不能覆盖汽车全部工况范围。HCCI 发动机实用化主要受两个因素限制:(1) HCCI 着火时刻难以直接控制。研究表明^[9,33,34,35,36], HCCI 的燃烧过程受化学动力学反应所控制。当气缸内的混合物受压缩时,其温度和压力的变化历程,以及氧的浓度、不同燃料成分和燃烧产物,决定了燃烧的开始。因此, HCCI 燃烧开始时刻只能通过空燃比、进气温度、压缩比、剩余气和 EGR 来间接控制,而不能象 CI 发动机通过燃油的喷射来控制, SI 发动机通过火花点火来控制;(2) 如何将运行工况范围向高负荷和低负荷扩展。HCCI 发动机采用的是均匀混合物压缩着火,在高负荷下较浓的混合气导致燃烧速度和强度难以控制,燃烧噪声过大,易导致发动机损坏,同时 NO_x 排放也会急剧增加;另一方面,对于高辛烷值燃料在低负荷工况下的“失火”,限制了 HCCI 向低负荷或急速工况下扩展。为了解决以上两个难题,实现 HCCI 的有效控制, HCCI 技术发展至今,呈现出多样化的局面,根据不同的机型,所用燃料不同,所采用的技术手段也因此多种多样。下面主要介绍利用汽油和柴油实现 HCCI 燃烧过程中的主要技术特点及研究现状。

一、以汽油为燃料的 HCCI 发动机技术发展

HCCI 概念最早被提出是基于二冲程汽油机的试验研究。汽油本身易挥发形成均质混合气,不易自燃,在汽油 HCCI 燃烧中,混合气一旦发生自燃,为缸内多点着火,无火焰传播面^[37,38]。与传统汽油机相比,以汽油为燃料的 HCCI 发动机的潜在优势包括:

- 在 HCCI 运行工况,负荷调节不再依靠节气门控制,减少了泵吸损失;
- 燃烧温度降低,传热损失减少,指示效率提高;

- 均质、低温燃烧, NO_x 排放可大幅度降低。

由于燃料本身的特性及燃烧特征, 不采用任何技术措施, 汽油 HCCI 燃烧过程很难实现, 上面所提的优势也很难成为现实。

1、汽油 HCCI 燃烧过程的控制

实现以汽油为燃料的 HCCI 燃烧过程的关键问题是, 控制进气充量在压缩终了的温度超过预混合气的自燃温度使其自燃着火, 同时还要采取技术措施来自燃后的燃烧速度, 不至于产生对发动机有损害的粗暴燃烧和爆震。对于四冲程的汽油燃料发动机, 触发燃料自燃着火, 主要有直接加热进气、提高发动机压缩比、废气再循环等方法, 下面对这几种方法进行简单介绍:

(1) 进气加热

四冲程汽油机燃烧始点与进气门关闭时缸内温度压力密切相关。Najt 等^[39]在单缸汽油试验机上研究了进气温度对自燃着火始点的影响, 结果表明自燃着火始点对进气温度很敏感。提高混合气温度是引发自燃实现汽油 HCCI 燃烧过程的最直接的途径。进气温度控制是 HCCI 燃烧过程控制的一个重要措施。但从实用化的角度出发, 不能使用额外的进气加热源。比较有效的方法是利用热交换器来吸收发动机冷却液或废气能量。但是采用能量回收来加热进气也有局限性。发动机冷却液和排气的最高温度是有限度的, 因此进气被加热的程度也有限制, 从而液限制了 HCCI 运行工况的范围。特别是在起动和怠速工况, 回收能量过低无法满足 HCCI 运行的要求。

(2) 提高压缩比

提高压缩比有利于在怠速及低负荷工况触发混合气自燃, 实现汽油 HCCI 燃烧。但是, 有两方面的原因限制压缩比的提高。第一, 目前汽油 HCCI 燃烧过程只能在部分负荷工况实现, 在发动机高负荷仍然要依靠火花点火燃烧方式。显然, 在高负荷过高的压缩比, 将导致火花点火燃烧工况发生严重的爆震。第二, 提高压缩比也会对较高负荷的 HCCI 燃烧工况产生不利的影响, 导致早燃和燃烧噪声增加, 限制了 HCCI 燃烧运行工况范围的上限。Najt 和 Foster^[39]采用异辛烷和正庚烷组成的混合燃料研究了压缩比对 HCCI 燃烧过程的影响。他们得出结论, 在较低的压缩比下, 能够获得自燃着火和柔和的放热过程之间的最佳折衷。Thring^[40]也得出了类似的结论, 相对较低的压缩比更有利于 HCCI 的平稳运行。根据以上分析, 汽油 HCCI 发动机压缩比的选择应首先考虑汽油机满负荷工况的运行要求, 至于怠速以及低负荷工况, 还需采取其它更加实用的措施。

(3) 废气再循环

改变混合气中废气百分比, 利用废气的热量加热进气, 不仅能够起到调整混

合气物化特性的作用，同时能够控制发动机负荷，也是实现汽油机 HCCI 燃烧和燃烧控制的有效手段。近年来日益发展的可变气门控制技术为这一汽油机 HCCI 燃烧策略的实现提供了技术支持。通过改变气门定时可以控制内部残余废气再循环的比例（残余废气率），从而控制进气量、混合气温度以及工质成分等参数，以达到控制混合气着火时刻和燃烧速度的目的。根据气门控制策略和残余废气供给方式的不同，可以分为两种：内部废气再循环和废气重新进入缸内。

内部废气再循环策略

废气再压缩策略是利用负气门重叠角将热废气留在缸内，用于加热冷的新鲜充量，压缩混合气至压缩上止点附近达到自燃着火温度，引起自燃。这种方法是比较常规的方法，操作简单，只需要使用小的气门升程和持续期即可实现负气门重叠角，如图 1-2 所示。

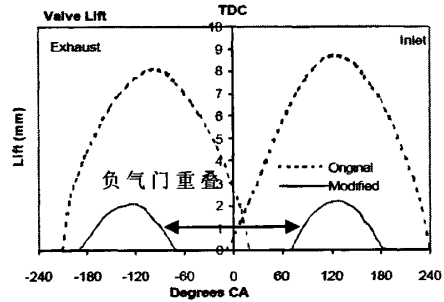


图 1-2 负气门重叠角

Willand^[41]等人第一次利用负气门重叠角的办法实现了 HCCI 燃烧，他们通过减少气门开启持续期的方法，留住了 40% 以上的残余废气，实现了 HCCI 燃烧。Kontarakis^[42]等人在一台单缸四冲程汽油机上取消了节气门，减小有效气门升程和持续期，在转速从 1300 r/min~2000 r/min，过量空气系数 λ 从 0.95~1.1 的范围内实现了稳定的 HCCI 燃烧。试验能够取得的平均指示压力 (IMEP) 大约为 0.25~0.36 MPa，燃油经济性得到了改善。试验同时发现可以实现稳定 HCCI 燃烧的空燃比范围相对狭窄。

废气再吸入策略

废气重吸策略是将排出去的废气重新吸入气缸内，主要有两种实现方法：

- i) 排气门在进气过程中打开，将排出的废气重新吸入缸内；
- ii) 进气门在排气过程打开，一部分废气进入进气道，在进气过程再次吸入。

Kaahaaina^[43]等人利用电液气门执行机构，在整个排气和进气冲程中均保持排气门开启，将排出的废气在进气过程中重新吸回，从而实现 HCCI 燃烧，但试验得到的 IMEP 大约只是 SI 原机的 30%~55%。Wolters 等人^[44]用完全可变气门机构 (electro-mechanical fully variable valve train) 比较了废气再压缩和废气重吸这两种方法对 HCCI 燃烧过程的影响。结果表明，采用内部废气再循环策略时，缸内混合气温度更高，浓度分层更明显，着火时刻更早，放热速度更快，压力峰值更高，但发动机负荷比废气重吸策略稍小，发动机负荷 IMEP 最大相差 0.15 MPa。虽然这两种废气控制策略都能实现 HCCI 燃烧，但从实际使用来看，废气再压缩技术更容易在现有发动机上实现。

对比废气的重吸入和废气的重压缩这两种控制策略,研究^[44]发现这两种控制策略对缸内的压力和燃烧过程的影响没有明显的区别。但废气的重吸入方案的两种方法要依靠完全柔性的气门定时控制才能实现,增大气门重叠角则需要在活塞顶面开出更深的气门坑。不论采用哪种控制策略,在怠速以及低负荷工况,由于排温低废气所含热量少,相对散热损失高,汽油 HCCI 很难实现。

已燃废气所起的稀释作用主要体现在几个方面:热作用,提高预混合气温度;稀释作用,降低氧浓度;比热作用,提高预混合气的比热;化学作用,废气中所含活化机参与燃烧反应;分层作用,缸内形成不同燃油浓度的分层。

英国 Brunel 大学的赵华教授等人^[45]在一台四冲程发动机上进行了汽油、辛烷值为 95 的基准燃料、甲醇和乙醇的 HCCI (或者 CAI) 研究。结果表明,甲醇和乙醇等含氧燃料可以使用更高比例的 EGR 率, HCCI 运行工况范围更大。另外,他们还利用基于化学反应动力学的模拟计算和实验研究了已燃废气对汽油燃料 HCCI 燃烧过程所起的作用^[46]。预混合气中加入已燃废气后与单纯的进气加热相比,自燃着火始点推迟,燃烧持续期延长。他们的研究结果还表明,已燃废气对 HCCI 自燃着火过程的影响主要是热作用。稀释作用和化学作用对自燃着火过程没有影响。

(4) 汽油喷射方式对 HCCI 燃烧过程的控制

汽油喷射方式包括气口燃油喷射和汽油缸内直接喷射方式。利用气口燃油喷射(PFI)可以形成均匀的预混合气,并且很多研究者利用 PFI 成功实现了汽油燃料 HCCI 燃烧。但是采用 PFI 喷射方式与缸内直接喷射方式相比,很难实现对 HCCI 燃烧过程的直接控制。

Marriott 等人^[47,48]利用缸内直接喷射的定时来控制 HCCI 燃烧过程的排放。较早的喷射可以获得均匀的预混合气, NO_x 排放极低,但是 HC 排放很高。推迟喷射 HC 排放降低,但是 NO_x 和微粒排放增加。通过对喷油定时的优化可以获得三种污染物排放的最佳折衷。而 Willand^[49]和 Hiraya^[50]等人通过缸内直喷定时的控制与废气重压缩策略相结合,可以直接对汽油 HCCI 燃烧相位进行控制。

近年来,利用缸内直喷作为着火时刻控制的方式得到了越来越多的关注^[51]。2006 年德国 BOSCH 公司在缸内直喷汽油机上通过喷射时刻来控制缸内温度和 HCCI 燃烧相位^[52]。英国 Brunel 大学利用平面激光诱导受激态荧光(PLIEF)可视化方法^[53]解析缸内直喷喷油时刻影响 HCCI 燃烧过程,结果表明,早喷(在进气冲程喷射)能产生均质的混合气,晚喷(在压缩冲程 70°CA BTDC 喷射)在压缩终点产生明显的分层。他们进行喷射时刻影响的试验研究结果表明,喷射时刻对 CAI 燃烧有重要的影响。清华大学利用负阀重叠和缸内分段喷射控制 HCCI 着火时刻^[54]。以上研究均发现喷油策略是实现 HCCI 着火控制的有效方法(如图

1-3): 在进气行程中喷油 (I_H), 实现均质混合气压燃, 在压缩形成中喷油 (I_S), 实现分层混合气压燃 (SCCI)。SCCI 有助于控制着火时刻, 拓展高负荷, 减少 HC 排放; 在负阀重叠期间喷油 (I_R), 汽油会迅速蒸发并被氧化改质, 形成带活性基的混合气压燃, 有助于提高燃烧稳定性, 拓宽低负荷。通过组合以上三种喷油策略, 可以有效控制 HCCI 燃烧。

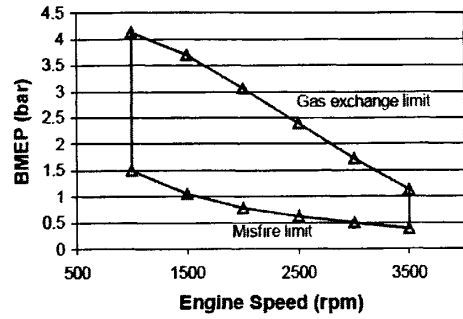
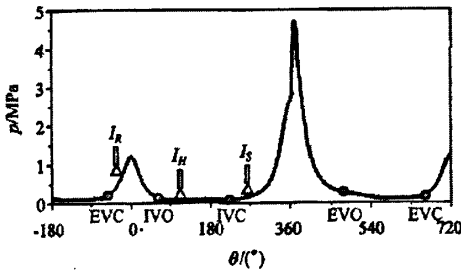


图 1-3 缸内直喷汽油机 HCCI 燃烧的喷油策略^[51]

图 1-4 CAI 发动机的转速和负荷范围^[55]

2、汽油 HCCI 发动机运行工况范围

目前, 汽油燃料发动机能够在中等负荷和中等转速下实现 HCCI 运行, 在高负荷和高转速仍然需要切换到火花点火燃烧模式。就 HCCI 工况来说, 能够实现极低的 NO_x 排放, 燃油经济性也得到改善。文献^[55]采用可变凸轮正时 (VCT) 系统获得了足够的缸内剩余废气来实现 CAI 燃烧, 平均有效压力范围在 0.05MPa 到 0.4MPa, 发动机转速在 1000 到 3500r/min 之间, 如图 1-4 所示。在相同转速和负荷下 CAI 燃烧与采用标准凸轮轴的原汽油机相比, 有效燃油消耗减少了 30%, 在低负荷 NO_x 排放降低了 99%。文献^[56]研究了 1.7 升发动机汽油 HCCI 燃烧过程在欧洲 NEDC 测试循环中, 改善 NO_x 和燃油经济性的潜力。为了能够使用三元催化装置, 在整个测试循环空燃比被固定为 1。结果表明, 在 HCCI 工况, NO_x 排放与原机相比减少 99%。但是当冷却液温度低于 60℃时, 无法实现 HCCI 燃烧。在 NEDC 循环的前 264 秒无法采用 HCCI 燃烧。

采用增压技术能明显提高汽油 HCCI 发动机运行工况范围。英国 Jaguar 公司利用汽油增压实现 HCCI 燃烧, 不仅使 HCCI 的运行范围大大拓宽, IMEP 达到 0.7MPa 以上, 而且 NO_x 排放降低到 10^{-6} ^[57]。

3、燃烧模式切换

汽油 HCCI 发动机产品化, 必须解决 SI/HCCI 燃烧模式切换的问题。尽管燃烧模式切换的思路在几年前就已提出, 但目前在发动机上并未完全实现。美国 Oak Ridge 国家实验室利用火花点火辅助实现 SI/HCCI 燃烧模式切换, 切换过程

中爆燃和失火交替发生^[58]。清华大学通过改变 SI 模式正常的气门重叠到 HCCI 模式负气门重叠的凸轮型线,在一个发动机循环内实现了 SI 和 HCCI 之间的模式切换,整个过程平稳、快速、可靠,并且没有敲缸和失火等不正常燃烧出现^[59]。天津大学采用能独立控制进排气门升程和正时的 4VVAS (4 variable valve actuating system) 系统研究了 HCCI 运行边界上 HCCI 和 SI 间模式转换的动态控制策略,研究表明通过采用 4VVAS 系统对缸内剩余气快速有效地控制可以实现 HCCI 和 SI 之间模式转换的稳定的动态控制^[60]。

二、以柴油为燃料的 HCCI 发动机技术发展

柴油 HCCI 燃烧过程的研究始于上世纪 90 年代中期^[61],以柴油为燃料的 HCCI 发动机的开发逐渐受到重视。由于柴油粘度大,挥发性差,形成均质混合气困难,因此柴油机实现 HCCI 燃烧过程更加困难,其关键问题是如何快速制备均质混合气以及如何向大负荷工况扩展。目前趋向于称柴油 HCCI 为 PCCI (Premixed Charge Compression Ignition, 预混充量压缩着火)^[51]。PCCI 燃空比向浓区扩展,即使存在一定程度的非均质混合气浓度分布,只要控制预混混合气燃烧温度在 2000K 以下,即可实现超低 NO_x 和微粒排放^[62]。

以柴油为燃料的 HCCI 燃烧可以根据混合气形成技术主要分成三类:

1) 缸外预混 HCCI,即柴油在进气门前喷入进气管内,与空气混合形成预混混合气,在进气冲程进入气缸内。

2) 缸内早喷 HCCI,即在压缩冲程早期,柴油被喷入气缸,随活塞上行逐步与空气混合,直至发生自燃着火。

3) 缸内晚喷 HCCI,即在压缩上止点后开始喷油,并结合提高燃油喷射压力和进气涡流,提高柴油与空气的混合速率,以及高 EGR 率,延长滞燃期,保证在滞燃期内完成喷射形成混合气。

1、缸外预混合柴油 HCCI

柴油在进气过程喷入进气管和空气混合的方式,与传统的气口喷射汽油机类似,是获得均质混合气的最直接方法,也是最容易实现的方法。早期从事柴油 HCCI 燃烧过程研究的工作者大多采用这种方法。

Ryan 等人^[63]进行了早期柴油燃料 HCCI 燃烧过程的研究工作。他们采用一个气口喷射式汽油机的喷油器在进气道喷射柴油,为了保证燃油的充分雾化蒸发,在进气道上游采用了进气加热装置。实验中他们采用了可变压缩比发动机,并带有废气再循环 (EGR) 装置,压缩比调节范围从 7.5 到 17,且进气温度和空燃比可调。实验结果显示,1) 柴油 HCCI 发动机运行主要依赖于 EGR 率、压缩比和空燃比;2) 当 EGR 率为 50%、空燃比为理论当量比时,柴油 HCCI 发动机能

获得较大的输出功率，同时碳烟排放几乎为零；3) 在 EGR 率为 40%~50%，发动机压缩比降低到 8:1，进气温度在 125~175°C 范围内，发动机在当量比 ϕ 5~1.0 范围内能获得低排放 HCCI 燃烧过程。

Gray 等人^[64]在与 Ryan 同样的实验发动机上进行了柴油 HCCI 燃烧过程的研究，并研究了顶部表面涂有陶瓷的活塞对 HCCI 燃烧的影响。实验表明尽管改动很小，但是活塞表面有陶瓷涂层的发动机 HCCI 燃烧运行的工况范围更大，燃油经济性也得到一定的改善。Gray 等人进行的实验研究发现，一是若采用正常的柴油机压缩比，会发生过早的爆震燃烧。在压缩比为 8~13:1 的范围内，能否获得的 HCCI 运行工况与进气温度和 EGR 率密切相关。即使采用较低的压缩比，燃烧始点仍然非常靠前。图 1-5 给出了 Gray 等人获得的可接受的 HCCI 运行区间的实验结果。其次，他们还发现，为了减少柴油在进气道壁面的附着，进气温度必须加热到 135~205°C。进气温度低于 130°C 时，发动机的碳烟排放将明显增加，他们认为，这是由于高沸点油滴周围的燃烧过程是扩散火焰的燃烧。研究结果还显示，在他们所获得的 HCCI 燃烧工况，在适当的进气温度范围内， NO_x 和碳烟排放几乎降至零。但是 HC 排放量非常高，导致燃烧效率很低，图 1-6 给出了 NO_x 和 HC 排放的结果。

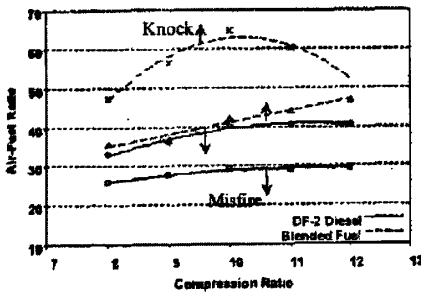


图 1-5 缸外预混柴油 HCCI 工况范围
(10%EGR, 进气温度 165~180°C,
Gray, et al. ^[64])

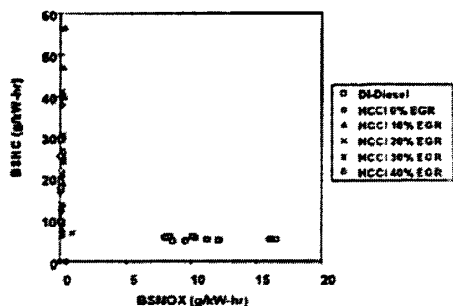


图 1-6 HCCI 燃烧方式和传统燃烧方式
 NO_x 和 HC 排放对比
(Gray, et al. ^[64])

Christensen 等人^[13]也进行了缸外预混合柴油 HCCI 的研究工作，他们采用燃油进气门前喷射的方式形成预混合气，通过变压缩比和燃料类型控制 HCCI 燃烧。实验结果与 Ryan 和 Gray 等人的研究结果相似，获得可接受的 HCCI 燃烧时的压缩比和进气温度的范围分别为 10~11.2:1、90~130°C。而且他们发现着火时刻必须在压缩上止点前 5°CA。

缸外预混柴油 HCCI 研究结果表明，HCCI 燃烧过程在降低柴油燃料发动机的 NO_x 和碳烟排放方面有巨大的潜力。但是这些结果也同时说明，缸外柴油预混合方案，对柴油预混合气的混合过程和自燃着火过程都无法直接控制，HC 和 CO 排

放很高，很难作为有实用化前景的方案来发展。

2、缸内早喷柴油 HCCI

缸内压缩冲程早期直喷柴油，是目前被最普遍采用的柴油燃料 HCCI 预混合气形成方式。与缸外预混柴油 HCCI 相比，早喷柴油 HCCI 具有以下几方面优点：

第一 压缩冲程气缸内的温度和压力，高于进气门开启时进气管内的温度和压力，因此有助于燃油的雾化和混合。压缩冲程早期喷油，降低了对进气温度的要求，从而也减少了混合气早燃的倾向。

第二 通过喷油系统（主要是喷油器）的优化设计和喷油控制策略研究，可以减小燃油碰壁和稀释润滑油的可能性^{[65][72]}。

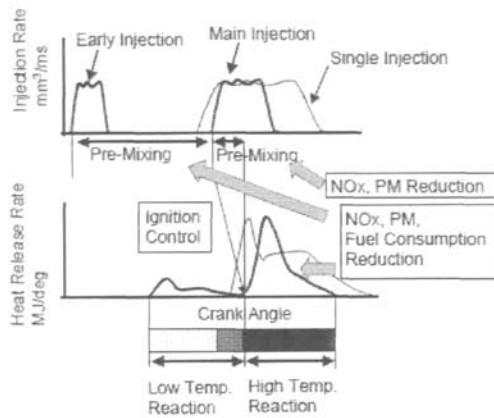
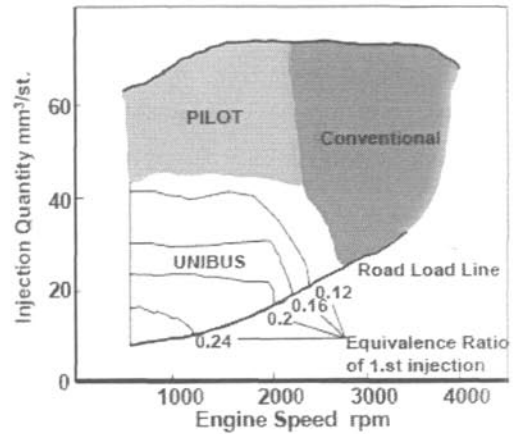
第三 采用一套柴油供油系统有利于发动机在双模式下工作，使柴油 HCCI 和传统直喷柴油两种燃烧方式之间实现平稳过渡，这一点缸内早喷柴油 HCCI 具有很大优势。但根据目前的文献，并不是所有的缸内早喷柴油 HCCI 方案都能够使用兼顾 HCCI 燃烧和传统直喷柴油燃烧的燃油系统，提高高压燃油供给系统喷射压力及喷油控制策略的研究仍是极为重要的^{[73][74]}。

缸内早喷柴油 HCCI 在实现过程中面临的主要困难是，在压缩冲程留给燃油与空气混合的时间并不充裕，需要采取措施使空气和燃料快速充分混合；同时由于缸内直喷燃油采用高压喷射，还要避免燃油撞壁的发生。而且在形成均质柴油/空气预混合气的前提下，虽采用缸内直喷但喷油定时不能有效的控制燃烧相位，着火时刻的控制仍然是个严峻的问题。

根据燃油喷射系统的形式又可以分为^[72]：单喷油器缸内早喷和多喷油器缸内早喷。下面对国际上典型的缸内早喷柴油 HCCI 燃烧技术进行简单介绍。

(1) 日本丰田汽车公司 (Toyota Motor Corporation)

1995 年日本丰田公司提出了 UNIBUS (Uniform Bulky combustion System) 系统，这一早喷柴油 HCCI 燃烧系统基于以下途径^[66,67]，1) 通过压缩冲程早期喷射使燃料均质扩散 2) 采用低贯穿度喷雾 3) 缩短燃料喷射时间避免压缩冲程中燃料的热分解。Yanagihara 等人^[66]在排量为 915cc、压缩比为 18 的单缸机上进行，并采用了蓄压式燃油喷射系统，进行了 HCCI 研究。早期 UNIBUS 系统的研究表明，该系统可以实现无明显火焰的低温燃烧，燃烧突然、同时在整个燃烧室内进行，降低了 NO_x 和碳烟排放， NO_x 排放为原机 1/100，碳烟排放接近零，但是系统只能在低负荷下应用，平均指示压力 (IMEP) 小于 0.4MPa。

图 1-7 UNIBUS 系统控制策略图^[66]图 1-8 UNIBUS 的运行工况范围^[66]

2000 年 8 月日本丰田公司的 UNIBUS 系统被批量生产投放日本市场, 成为最早实用化的缸内早喷 HCCI 技术。该技术实现在一台四缸 DOHC 四气门柴油发动机上, 发动机缸径为 96mm, 冲程 103mm, 压缩比为 18.4:1, 装备有共轨式喷油系统和可变喷嘴截面增压器。其技术思路^[68]为: 通过双喷射技术实现两阶段燃烧, 燃烧第一阶段为预混燃烧, 第二阶段为高温低氧条件下的扩散燃烧。图 1-7 为 UNIBUS 系统的控制策略示意图。第一次喷油的定时范围为 $-54^{\circ}\text{ATDC} \sim -4^{\circ}\text{ATDC}$, 第一喷油油量为 $5 \sim 15 \text{ mm}^3/\text{st}$ 。当油量为 $15 \text{ mm}^3/\text{st}$ 时, 喷油定时早于 -54°ATDC 将发生油束碰壁。Hasegawa 和 Yanagihara 研究了第一次喷油的油量、定时以及进气温度、压力对燃烧过程的影响。通过对第一次喷油定时和油量的控制来抑制预喷燃油的剧烈放热, 使预喷燃油在第二次喷射之前, 始终处于低温反应状态, 实现第二次燃油喷射来控制预混燃料着火的目的, 并获得整个燃烧过程中的低 NO_x 和碳烟排放。试验还显示, 进气温度从 294K 升高到 305K 对燃烧过程的影响很小。而进气压力从 103KPa 提高到 122KPa, 预喷燃油的自然着火时刻略微提前, 压力升高率显著降低。图 1-8 给出了 UNIBUS 的运行工况范围。在 UNIBUS 的运行工况内, NO_x 排放低于 70×10^{-6} , 烟度接近于 0。

(2) 日本日野汽车股份有限公司

日野公司的 Yokota 等人^[69]提出了 HiMiCS (Homogeneous charge Intelligent Multiple Injection Combustion System) 缸内早喷柴油 HCCI 方案。试验用发动机压缩比为 18, 缸径 135mm, 采用高压共轨燃油喷射系统, 共轨压力为 90MPa, 其中燃油的 30% 作为预混合燃油量, 且在 30°BTDC 前被喷入气缸; 70% 的燃油在压缩上止点附近喷入缸内。从试验结果看, 相对于传统燃烧方式, HiMiCS 燃烧系统使 NO_x 排放降低到 $800 \sim 200 \times 10^{-6}$, 然而碳烟排放和燃油经济性变差, HC 排放在 $3000 \sim 8000 \times 10^{-6}$, Yokota 等人认为是由于早喷燃油撞壁造成的, 为此采用了特殊喷油器喷嘴: 喷孔数 30, 直径 0.1mm, 三种喷雾锥角分别为 $12 \times 155^{\circ}$ 、

$12 \times 105^\circ$ 、 $6 \times 55^\circ$ 。而且通过控制 EGR 气体的温度,使 NO_x 排放又降低了一半,同时 HC 排放降低了 $1/3$,燃油经济性得到改善。为进一步改善碳烟排放和提高燃油经济性,他们在燃料中也加入了 MBTE,试验发现燃料中 MBTE 含量为 30%,15% 热 EGR 的情况下,碳烟排放几乎为零,而燃油经济性相对于最初的早喷 HCCI 方案改善了 6%,他们认为这是由于热 EGR 改善了进气温度,促进了早喷燃油在缸内混合过程,抑止了预混合气早燃的发生,而 MBTE 分子中氧减少了碳烟排放。

与该燃烧方案相似,Kook 等人^[70]也采用两阶段的燃油喷射进行缸内早喷 HCCI 的研究,获得了低的 NO_x (降低了 90%) 和碳烟排放,但 HC 和 CO 排放大于 3000×10^{-6} ,HCCI 燃烧的负荷小于 0.38MPa。

(3) 日本三菱汽车公司 (Mitsubishi Motor Corporation)

日本三菱公司的 Iwbuchi 等人^[71]开展的缸内早喷柴油 HCCI 的研究工作是在一台缸径为 135mm 的发动机上进行的,但发动机的压缩比从 18:1 降低到 12:1。他们采用了 PCI (Premixed Compression-Ignited Combustion) 研究方案,最初实验采用 5 孔喷嘴,孔径为 0.21mm,为减少油束碰壁,选用了五个喷孔轴线形成喷锥角 (Nozzle cone angle) 为 40° 、 80° 、 120° 和 157° 的喷嘴进行对比试验,燃油喷射定时最大 120° BTDC,并进行了 CFD 数值模拟。CFD 模拟结果和发动机试验数据均表明喷锥角为 80° 性能最佳。通过将压缩比降低为 12,避免了早喷燃油过早着火的现象,当发动机转速为 1000r/min,喷油压力为 80MPa,喷油量为 $60\text{mm}^3/\text{st}$ (当量比 $\phi=0.385$),喷射定时在 60° BTDC~ 40° BTDC 时,可获得很低的 NO_x 排放,HC 排放在 $1000 \sim 3000 \times 10^{-6}$,碳烟排放很高,与原机相比恶化了 20%,油耗也高于原机水平。说明即使采用小喷锥角喷嘴,仍有较严重的油束碰壁发生。

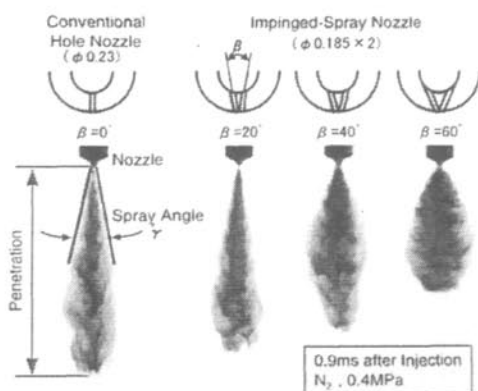


图 1-9 三菱公司的碰撞油束喷嘴
及喷雾锥角对比^[71]

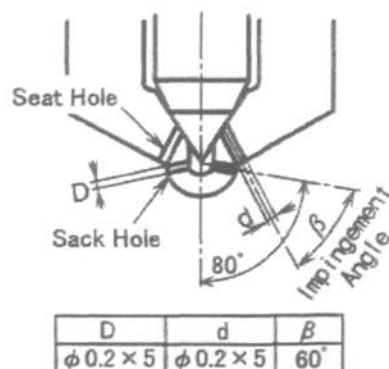


图 1-10 三菱公司的发动机实验使用
的碰撞油束喷嘴结构图^[71]

为了改善 PCI 燃烧,Iwbuchi 等人设计了一种新型的碰撞油束喷嘴,在每个正常喷孔上部又设计了一个喷孔,并使两喷孔喷出的油束以 60° 的碰撞角度相撞,相互干涉后形成的油束喷雾锥角 γ 变大,且能够有效的降低油束贯穿度。图 1-9

和 1-10 为这种喷嘴的示意图。采用这种碰撞油束喷嘴的实验结果显示,保持较低的 NO_x 排放同时, HC 排放为 $1000 \sim 2000 \times 10^{-6}$, 碳烟排放接近零, 油耗也有所降低, 但仍高于传统柴油机燃烧方式。

(4) 法国 IFP (Institut Francais Pétrole)

法国 IFP 在 2002 年提出了一个新的缸内早喷柴油 HCCI 方案, 即 NADITM (Narrow Angle Direct Injection)^[72,73]。这一方案针对柴油 HCCI 燃烧, 对整个燃烧系统进行了优化设计, 但仍兼顾传统的柴油燃烧方式。主要的改进包括: 第一, 采用喷嘴角 (Nozzle cone angle) 小于 100 度的高压共轨喷油器 (与上述三菱公司的

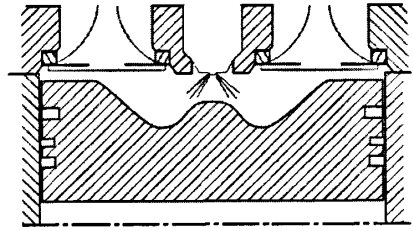


图 1-11 NADITM 燃烧系统示意图

喷嘴角优化结果较接近); 第二, 重新设计燃烧室适应窄喷嘴角喷油器, 以兼顾传统直喷柴油方式工作。图 1-11 为 NADITM 燃烧系统示意图。实验发动机的缸径/冲程为 78.3/86.4mm, 压缩比 16:1, 控制燃烧的措施: 引入冷却 EGR、改变压缩比、进气温度和喷油定时。在部分负荷工况, NADITM 发动机运行在早喷柴油 HCCI 模式下, 当压缩比为 16:1 时, 用超过 45% 的冷却 EGR 被用来抑制预混合气过早的自然着火发生。在发动机转速为 1500r/min 时, 获得的最高 IMEP 为 0.4MPa。当 IMEP=0.2MPa 时油耗与原机相比只有略微升高, 但当 IMEP=0.4MPa 时油耗恶化了 10%。为了进一步提高 HCCI 工况的负荷, 压缩比被降到了 14:1, 这允许采用较低的 EGR 率, 最高的 IMEP 达到了 0.6MPa。在发动机转速为 2500r/min 时, HCCI 工况可以达到更高的负荷。当压缩比为 16:1 时, 最高 IMEP 为 0.6MPa。压缩比为 14:1 时, 最高 IMEP 为 0.9MPa。IFP 给出的排放结果显示, 对应所有的 HCCI 工况, NO_x 和微粒排放均低于 0.05kW/L, 其中 NO_x 排放减少了 100 倍, 微粒排放减少了 10 倍, HC 和 CO 排放则相当于直喷汽油机的水平。在全负荷工况, NADITM 发动机还能运行在传统柴油燃烧模式下, 在 4000 r/min 时能达到当前传统柴油发动机的能量密度极限 (50~55kW/L), 发动机最大爆发压力低于 15MPa, 排气温度低于 750°C, 烟度值少于 3, 进气压力 230kPa。采用更先进的发动机技术 (如新一代共轨燃油喷射系统、可变气门调节 VVA、可变压缩比 VCR、电辅助增压系统等), NADITM 概念能得到进一步改善, 有很好的实用化前景。

(5) 日本 New ACE Institute

日本 New ACE Institute 在缸内早喷柴油 HCCI 方面的进行了大量而有成效的研究工作。1996 年研究人员提出了 PREDIC (PREmixed lean Diesel Combustion) 燃烧方式^[74,75], 后来在继续研究中, 又提出了 MULDIC (MULTiple stage Diesel

Combustion) 燃烧方式^[76,77,78]。Takeda 和 Nakagome^[74,75]等人在一台缸径为 135mm，压缩比为 16.5 的单缸机上进行 PREDIC 燃烧方式的研究。为了避免缸内早期喷射油束的撞壁，他们采用了特殊的喷嘴和喷油器布置方案。一种方案是用两个侧置喷油器向气缸中心对喷，利用油束的碰撞减小贯穿度。每个喷油器有两个喷孔，直径为 0.17mm，喷油压力为 100MPa。还有一种方案是喷油器在气缸中心布置，在喷嘴上面按照不同的喷锥角布置了 30 个喷孔，每个喷孔直径只有 0.08mm，喷射压力 150MPa。早喷的最大提前角为 -120° ATDC，此时供油量可以最大，过量空气系数为 2.5。但不论采用哪种喷油器布置方案，HC 和 CO 排放都极高，燃烧效率下降，燃油经济性降低。对于 PREDIC 方案，运行工况范围被限制在部分负荷（过量空气系数大于 2.5），自燃着火时刻和燃烧速率控制困难。为此，Nakagome 等人尝试利用低十六烷值燃料，以及在缸内加入 CO_2 、He、Ar、 N_2 等多种惰性气体来控制燃烧始点。结果表明， CO_2 由于比热大，对抑制早燃延迟自燃着火的作用最明显。总体来说，采用 PREDIC 燃烧方式后，能够获得低至几十个 10^{-6} 的 NO_x 排放。图 1-12 给出了 PREDIC 与其它燃烧方式的 NO_x 排放对比。由于燃烧室壁面淬冷效应也是 HC 和 CO 排放的来源，Akagawa 等^[64]为降低这两种有害排放，在活塞上部增加一道活塞环，减小活塞顶部到缸盖的余隙容积，减少了 HC 和 CO 排放。

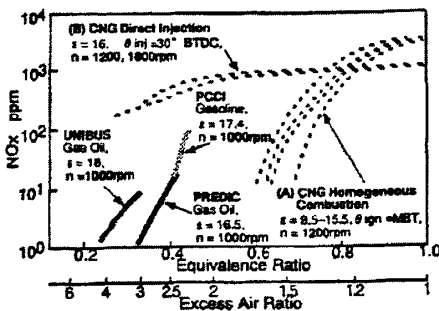


图 1-12 PREDIC 与其它燃烧方式的 NO_x 排放对比^[75]

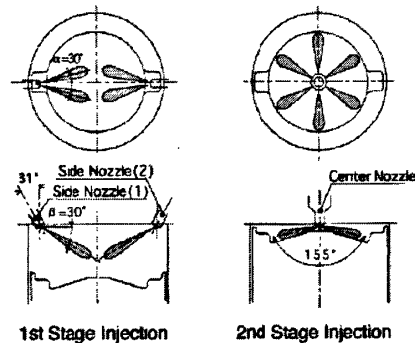


图 1-13 MULDIC 喷嘴布置方案^[77,79]

为了扩展 HCCI 运行工况范围，Hashizume 等人^[76,77]又在 PREDIC 基础上提出 MULDIC 方案，即多阶段的喷油燃烧方案。如图 1-13 所示，与 PREDIC 类似，采用两个侧置喷油器对喷，在压缩冲程形成预混合气。预喷定时最大提前可到 -150° ATDC。在燃烧的第二阶段，即上止点附近，在气缸中心布置的喷油器进行喷油，以获得高的功率输出。该喷油器喷嘴为 6 孔，孔径为 0.17mm，喷雾锥角为 155° ，喷油压力为 200MPa。第二阶段喷射的喷油定时范围是 -2° ATDC $\sim 14^{\circ}$ ATDC。在实用低十六烷值燃料的情况下，MULDIC 方案最大总喷油量能够达到 $124\text{mm}^3/\text{st}$ ，过量空气系数为 1.4，发动机转速为 1000r/min。受爆震限制，第一阶段喷射量为 60

mm^3/st , 接近总油量的50%。Hashizume和Akagawa等人为推迟预混合气自燃着火时刻, 应用了带冷却的EGR, 其温度被控制在 30°C , MULDIC的排放结果显示, NO_x 排放可降低到原机的一半, 但HC排放仍然较高。

柴油燃料实现缸内早喷HCCI, 预混合气的形成是至关重要的问题。为减少燃油撞壁现象, 许多研究者进行了相关研究, 如上面介绍的几种典型缸内早喷HCCI技术, 均提出了不同的解决方案, 此外利用先进的高压燃油喷射系统进行脉冲多次喷射燃油方式, 也是早喷柴油HCCI研究中的一个有效途径。天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室提出的可控预混合燃烧和稀扩散燃烧相结合的复合燃烧系统(MULINBUMP), 即采取了脉冲多次喷射燃油的方案^[80,81,82,83]。他们的试验是在一台六缸重型车用柴油机上进行的单缸试验, 试验用单缸采用独立的模拟增压进气系统和独立的排气系统, 基于高压共轨燃油喷射装置, 该燃烧系统利用多脉冲喷射技术降低喷射燃油的贯穿度, 避免燃油在壁面粘附, 形成可控预混合燃料的压燃着火, 利用BUMP燃烧室高混合率的优点, 形成稀扩散燃烧, 从而大幅度降低 NO_x 和碳烟这两种柴油机主要排放物。由BUMP燃烧室内主喷射形成的稀扩散燃烧可以把纯HCCI燃烧模式UHC和CO触发进一步燃烧, 降低了发动机UHC和CO排放, 同时燃烧效率大大提高。这种柴油机HCCI复合燃烧技术, 可显著扩展发动机负荷范围, 目前复合燃烧IMEP可达0.93MPa, 图1-14是多脉冲喷射示意图。

瑞典查尔摩斯技术大学的Helmantel等人^[84]在一台缸径81mm/行程92.3mm, 压缩比为17的Ricardo Hydra型单缸机进行了早喷柴油HCCI研究(以CUT表示)。基于高压共轨燃油喷射系统, 在压缩冲程早期 90°BTDC , 用五次小油量的燃油喷射产生预混合气, 为进一步减轻燃油撞壁和改善燃油与空气的混合情况, 使用的喷油器喷孔直径减到0.111mm, 喷孔数由5增加到10, 喷雾锥角为 60° , 图1-15是燃油喷射过程示意图。为控制着火时刻和放热速率, 采用冷却的EGR和降低压缩比(增加活塞到缸盖余隙)的方法。试验结果显示, 相对于原机, NO_x 和碳烟排放分别减少了95%和98%, 但HC和CO排放急剧增加, 油耗比原机增加约10~20%。

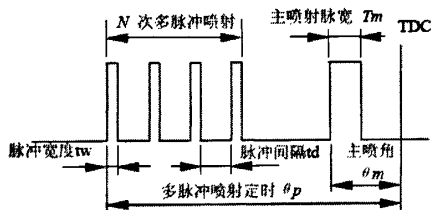


图1-14 多脉冲燃油喷射示意图^[80,81]

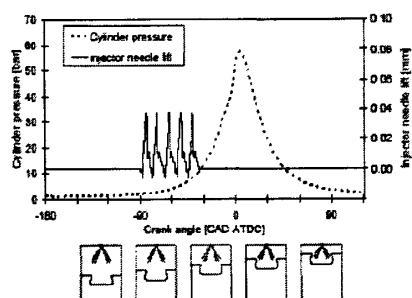


图1-15 燃油多次喷射过程示意图^[84]

3、缸内晚喷柴油 HCCI

目前最成功的缸内晚喷 HCCI 是日本 Nissan 公司开发的 MK (Modulated Kinetics) 燃烧系统^[85,86,87]。采用 MK 系统的发动机在 1998 年被投入批量生产, 进入日本市场。

MK 系统通过推迟喷油 ($7^\circ\text{BTDC} \sim 3^\circ\text{ATDC}$), 大 EGR 率 (使氧浓度降至 15~16%), 以延长着火滞燃期, 使喷油能完全在着火滞燃期内完成, 着火前形成比较均匀的预混合气。为了提高混合率, MK 发动机的涡流比被提高到 12。图 1-16 是 MK 燃烧系统基本方案示意图。Kimura 等人^[86]的研究显示 NO_x 排放小于 50×10^{-6} , 颗粒 (PM) 排放并没有增加。虽然喷油定时被推迟, 但 MK 燃烧系统的热效率相对于原机有少许的增加, 热流动试验证实这是由于热交换减小。然而随着负荷和转速的增加, 喷油量加大, 持续期加长, 不可能保证在着火滞燃期内完成喷油, 因此采用 VE 泵的第一代 MK 系统的运行工况范围只能达到原机 1/3 负荷和 1/2 转速。为此第二代 MK 系统进行了多项改进^[87], 如图 1-17 所示。为了缩短喷油持续期, MK 系统采用了高压共轨喷油系统。为了延长着火滞燃期, 将发动机的压缩比从 18:1 降到 16:1, 并且采用冷却的 EGR。同时为了避免压缩比降低后液态油束撞壁的倾向加大, 燃烧室直径被从 47mm 增加到 56mm。这一改进也大幅度降低了冷启动时的 HC 排放, 但 PM 的排放 (小于 1.0BSU) 仍要进一步降低。采用氧化催化器、柴油微粒捕捉器和 De- NO_x 催化器后的第二代 MK 系统, 能达到美国的超低 ULEV 排放法规 ($\text{NO}_x < 0.07\text{g/mile}$, $\text{PM} < 0.01\text{g/mile}$)。虽然第二代 MK 系统实际所能达到的运行工况范围并未明确给出, 但文献声称 MK 运行工况能够覆盖轻型车发动机运行的常用工况。

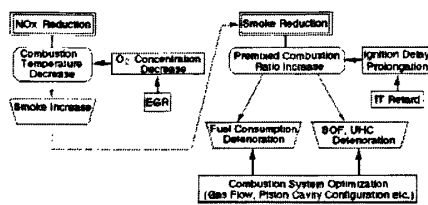


图 1-16 MK 系统基本方案示意图^[86,87]

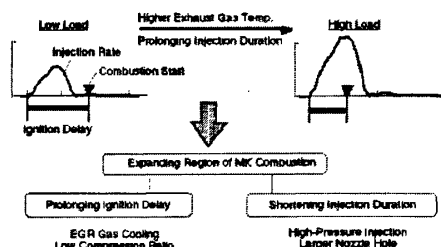


图 1-17 扩展 MK 系统运行工况措施^[86,87]

4、气道/缸内复合喷射柴油 HCCI

日本交通安全研究院的 Odaka 等人^[88,89,90,91]在 1997 年提出了 HCDC (Homogeneous Charge Diesel Combustion) 缸外预混与缸内直喷相结合的复合燃烧方案。该方案是利用一个喷油压力为 5MPa 的汽油直喷式喷油器, 在进气冲程 60°ATDC 向进气道喷射柴油形成预混合气; 另外在压缩上止点附近用高压电控喷油器进行柴油的主喷射。所用发动机的压缩比为 20.4, 排量为 522cc。与

其他缸外预混合柴油 HCCI 的研究结果相似, 存在预混合气的过分早燃和爆震燃烧。Odaka 等人减少进气道喷射的燃油量使预混合气变稀来抑制早燃, 并通过优化压缩上止点附近 (小于 15° BTDC) 的主喷射来控制燃烧过程, 但是柴油预混合气在 15° BTDC 前已自燃着火, 加入 EGR 可以降低 NO_x 排放, 但是在相同预喷射柴油量时对 HCDC 着火和燃

烧过程的影响不明显。Odaka 等人在柴油中加入 50% 的 MTBE 后, 避免了预混合气在上止点附近的主喷射结束前发生自燃着火, 从而实现对着火过程的控制。

Midlam-Mohler 等人^[92,93,94]也提出了一种复合喷射 HCCI 燃烧系统, 他们采用两套燃油喷射系统, 即在进气道加装低压雾化器产生均质混合气, 并结合了高压共轨系统进行燃油缸内直喷。部分负荷时用缸内直喷燃油触发预混合气着火, 大负荷时保持最大的预混合喷油量, 靠改变缸内直喷燃油量改变负荷, 其基本思想如图 1-18 所示。此系统中的新型雾化器可以使柴油雾滴直径小于 $1\mu\text{m}$, 避免了燃油壁面粘附, 且低温特性好。试验在一台压缩比为 18:1, 缸径为 88mm 的单缸机上进行, 研究了进气压力、进气温度、EGR 率和转速对混合模式 HCCI 燃烧的影响。Midlam-Mohler 等人的实验结果表明, 发动机转速在 1600~3000rpm, 通过改变进气条件 (压力和温度) 平均指示压力可以达到最大 0.47MPa。同时可获得很低的 NO_x 和碳烟排放, 分别小于 4×10^{-6} 和 0.02FSN, 但 HC 和 CO 排放较高。

综合分析上述的柴油 HCCI 混合气形成技术, 可以发现, 气道喷射实现的缸外预混柴油 HCCI, 能获得极低的 NO_x 和烟度排放, 但存在着不能直接控制混合气形成和燃烧时刻的重大缺陷, 很难实用化。缸内直喷 HCCI 方式, 通过燃料喷射时刻和喷射规律的控制, 来控制混合气形成, 实现燃烧时刻和燃烧反应速度控制, 扩展发动机运行工况范围, 提高发动机效率并降低排放, 具有很大的实用化潜力。

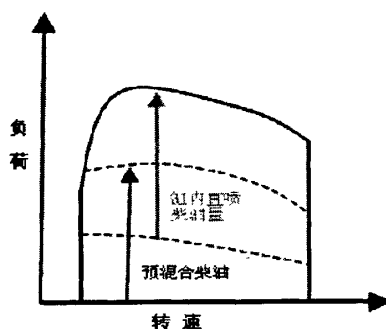


图 1-18 复合喷射 HCCI 燃油喷射控制方案^[92,93]

1.2.2 分层充量压缩着火 (SCCI) 燃烧方式

由于 HCCI 燃烧本身的局限, 发动机很难在全工况范围内采用 HCCI 燃烧模式, 如何在全工况范围内组织高效清洁燃烧是内燃机燃烧学研究的一个重要课题。大量的理论和试验研究表明, 内燃机燃烧过程中主要有害排放产物生成都需要满足特定的边界条件, 即特定的混合气浓度和燃烧温度范围。进一步的研究发现, 均质的稀薄混合气和浓混合气低温燃烧都可以降低有害排放物生成。因而, 从理论

上讲,合理组织混合气浓度分层、避开有害排放产物生成区域,实现预混合气分层燃烧可以实现内燃机高效清洁燃烧。

分层充量压缩着火 (Stratified Charge Compression Ignition, SCCI), 与 PCCI 类似, 是扩展 HCCI 高负荷运行范围的有效手段, 不论是温度分层、浓度分层还是 EGR 分层, 都可使燃烧时的压力升高率降低^[51]。近年来, 分层充量压缩着火燃烧受到国内外的高度重视。人们首先试图用分层混合气压燃来克服 HCCI 所带来的问题, 通过混合气分层来控制 HCCI 燃烧着火时刻和燃烧反应速度, 使其向大负荷和小负荷工况扩展, 并提高发动机燃烧效率, 降低排放。日本本田公司 Y. Urata 等人^[95]分别对进气道喷射 (PFI)、单孔、多孔缸内直喷以及缸内单次与多次喷油对 HCCI 工况范围影响的研究结果表明, 发动机转速 1000r/min 时, 无论是单孔还是多孔喷射, 单次早喷与气道喷射方式最大负荷 IMEP 相差不大, 但若采用缸内两次喷油, 单孔轴针式喷嘴最大负荷 IMEP 从气道喷射 0.48MPa 扩展到 0.60MPa, 而多孔喷嘴最大负荷 IMEP 扩展到 0.65MPa。在排放方面, 分层会导致 NO_x 排放升高, 多孔喷油器两次喷油 NO_x 排放比单次喷油高, 但单孔喷油器两次喷油 NO_x 排放比单次喷油低。从混合气浓度分布来看, 气道喷射缸内混合气浓度最为均匀, 单孔喷油器最不均匀, 而多孔喷油器介于二者之间, 存在部分的不均匀。Y. Urata 等人的研究还表明, 在负气门重叠角通过缸内直喷喷入少量的燃油, 在发动机怠速 750r/min 工况下, 其对于压缩比为 11.5 的 15 的发动机, HCCI 最小运行负荷 IMEP 分别减小了 0.16MPa (从 0.405MPa 降低到 0.235MPa) 和 0.1MPa (从 0.235 降低到 0.135MPa)。这表明, 合理的分层可以拓宽工况范围, 燃烧特性和排放与分层混合气浓度分布特性有关。J. Lavry^[96]和 P. Wolters^[44]等人的研究结果也表明, 通过混合气温度或浓度分层, 在小负荷 (总燃空当量比稀) 可以提高混合气的着火性能, 并可以扩展运行工况范围。分层混合气可以在缸内平均温度比均质混合气缸内平均温度更低的条件下着火, 发动机运行工况范围可以向小负荷工况扩展; 另一方面, 分层燃烧可以控制混合气的温度和浓度变化, 从而实现对着火时刻和燃烧反应速度的控制, 因而分层燃烧还可以向大负荷工况扩展。但是, 分层会产生较大的缸内温度和混合气浓度分布的变化, 导致压燃着火时刻的变化, 发动机循环波动增大和 NO_x 排放升高。上述结果表明, 预混合气分层存在最佳的浓度分层方式, 混合气最佳浓度分布随工况而变化。

SCCI 包括混合气热分层 (温度分层) 和混合气浓度分层, 下面对这两种分层方式的研究状况进行简单介绍。

一、热分层

目前许多技术手段已经用于燃烧相位的控制, 如变压缩比、进气加热、可变

气门正时、已燃废气再循环等,这些技术手段的本质都是通过调节气体压缩温度使混合气在合适的曲轴转角着火。Sandia 国家实验室的 S. Magnus 和 John Dec^[97]认为实际发动机中都自然存在着热分层,造成热分层的原因主要有:压缩过程中从工质向燃烧室壁面传热;前一循环不完全燃烧的热残余废气存在;进气冲程动态流动的影响;直喷燃油蒸发造成的工质冷却。他们进行进一步缸内燃烧可视化研究还发现 HCCI 燃烧时微观上是非均质的,非均质由温度分层造成,从而导致混合气顺序自燃,缸内压力升高率降低^[98]。Aceves 等^[99]用 CFD/多区模型论证了由传热引起的热分层的程度随着壁面温度而变化。他们发现,升高壁面温度可以降低热损失并导致缸内热分层的区域变窄,结果导致剧烈的燃烧和较高的压力升高率。S. Magnus 等人^[100]的研究表明通过增加进气涡流和空气流动速率可以提高传热率,这种方法在增加热分层的程度方面具有很大的潜力。John Dec^[101]应用光学测试技术和 CFD 数值模拟技术研究均质压燃发动机热分层对其燃烧的影响及扩展 HCCI 工况范围的可行性,并试图通过高涡流比和冷壁面增加缸内的热分层效果,使 HCCI 向大负荷工况扩展。英国 Lotus 公司 N. Milovanovic 等人^[102]通过控制冷却水温度,实现缸内温度分层,发动机冷却液影响缸内传热,结果表明通过降低冷却液温度,HCCI 发动机最大负荷可以再扩展 14%,而通过提高冷却液的温度,最小负荷极限可以再向下扩展 28%。上述研究均表明,合理的热分层有拓宽发动机负荷范围的潜力。然而仅仅通过增加传热来实现合理的热分层宽度比较困难。大量热残余废气结合与冷的新鲜充量混合在获得较大的热分布宽度方面具有很大的潜力。通过控制热残余废气和冷新鲜充量的混合的变化来得到缸内流动的变化,可以获得合理的热分层分布。

二、混合气浓度分层

Christensen 和 Johansson^[103]认为在绝对均质的情况下,大约会有 10% 的燃料不燃烧而从气缸中排出。这部分燃料对压力升高不起任何作用。因此混合气浓度分层有可能降低淬熄区内的燃油量,从而提高燃油经济性,扩展 HCCI 负荷范围。John Dec 等人^[104]在研究中发现降低压力升高率,延长燃烧持续期方面,呈现明显低温放热的燃料对混合气浓度分层比较敏感。Foster 等人^[105]在一台 CFR 发动机上用进气道喷射和缸内直喷两种喷射方式的结合来对燃料分层的影响进行研究。研究中通过两种方式改变分层:(a)改变进气道喷射和缸内直喷燃油的比例;(b)延迟缸内直喷的喷油定时。结果表明,燃料分层能拓宽 HCCI 燃烧的稀燃极限,使燃烧更加稳定。John Dec 等人^[106]采用基准燃料 PRF 探索了混合气浓度分层在拓宽 HCCI 发动机负荷上限方面的潜力。实验中燃料分层由两次喷油得到,第一次喷油在进气冲程,第二次喷油在压缩冲程。第一次喷入的燃油对应

分层充量的下限，由于喷射的早，混合时间长，这部分燃料比较均匀。通过控制第二次喷油的时刻和混合比例，来得到适当的当量燃空比范围。他们的研究结果表明，分层存在时，压力升高率降低并且发动机运行更加平稳。然而，浓度分层在拓宽 HCCI 高负荷的同时会产生 NO_x ，引入 EGR 后可使压升率和 NO_x 维持在可接受的范围内。

对于如何实现缸内混合气分层，美国圣地亚国家实验室 Richard Steeper^[107]认为，要实现真正的均质压燃发动机所带来的高效低污染燃烧目的，先进的混合气控制策略比简单的“均质混合气”更为重要，先进的混合气控制策略包括：先进的燃油喷油技术、缸内湍流控制和残余废气控制，通过控制混合气形成实现燃烧时刻和燃烧反应速度控制，扩展发动机运行工况范围，提高发动机效率并降低排放。他们进行的分层充量压燃研究表明，推迟缸内喷油使缸内混合气分层，可以有效地降低 HC 和 CO 排放，提高发动机燃烧效率。喷油越推迟，混合气浓度分布越不均匀，HC 和 CO 排放越低，但过度晚喷（如，推迟到上止点前 50°CA 区域），将会导致 NO_x 排放急剧增大，因而需要通过控制喷油时刻，合理控制缸内混合气分层。国内对分层方式实现 HCCI，扩展 HCCI 运行工况范围也进行了创新性研究工作，如前述清华大学王建昕教授提出的基于缸内直喷分层汽油机 HCCI 燃烧系统方案^[54]，天津大学苏万华教授提出 MULINBUMP HCCI 燃烧系统^[80,81,82,83]等。

国内外研究表明，合理地组织缸内混合气分层，可以解决 HCCI 目前面临的一些问题，是实现内燃机高效低污染燃烧的重要技术途径。

1.2.3 低温燃烧（LTC）方式

日本丰田公司的 Kazuhiro Akihama 等人^[108]提出了低温浓混合气燃烧（LTC）概念，以期能同时降低柴油机的碳烟和 NO_x 排放。他们的技术思路为：通过采用大比例的 EGR 降低燃烧温度，避开“ $\phi-T$ ”变化历程图上（见图 1-1）碳烟的生成区域（ $\phi > 2.5$, $1700\text{K} < T < 2400\text{K}$ ），以实现无碳烟的燃烧。他们采用详细碳烟生成模型进行零维计算构造了新的用于柴油机燃烧分析的“ $\phi-T$ ”变化历程图，在该图的基础上采用 3 维 CFD 描绘出了缸内混合气温度和浓度分布。他们的试验和模拟研究表明，使用大比例冷却 EGR 足以使燃烧温度降低到避开“ $\phi-T$ ”变化历程图上的碳烟生成区，低的燃烧温度抑制了碳烟的生成，即使在化学当量比甚至更浓的当量比情况下，也能实现无烟的燃烧，并且足够低的燃烧温度也使得燃烧能够避开 NO_x 生成区域。采用 LTC 燃烧方式有在化学当量比甚至更浓的当量比情况下同时实现无烟和低 NO_x 排放燃烧的潜力。

1.3 代用燃料甲醇的研究现状

在积极开发内燃机新技术、新燃烧方式的同时，世界大国尤其是各个大国也开始认真思考能源结构调整问题，积极开发新型清洁代用燃料，以期主动减少和控制发动机污染物的排放，并减少对石油燃料的依赖。目前较有前途的柴油机代用燃料有天然气、液化石油气、醇类燃料、氢气和二甲醚等。下面对甲醇燃料的研究现状进行简要介绍。

甲醇又称木醇或木精，是最简单的一元醇。其分子式为 $\text{CH}_3\text{-OH}$ ，常温下为无色液体，轻质，比重与汽油相当，沸点低，汽化速度快，易形成混合气：蒸汽压低，冷起动性能变差，夏日使用易产生气阻；汽化潜热高，为汽油的 3.7 倍，汽化时所需的热能多，从而使混合气汽化时的温度降低，有利于提高发动机的充气量，但不利于燃料在低温下的蒸发，造成冷起动困难和暖机时间长；亲水性很强，与水能无限互溶，不利于与汽、柴油的互溶，掺燃使用时需添加互溶剂^[109]。甲醇作为柴油机代用燃料的优点主要体现在两方面：

(1) 来源丰富。可通过多种途径制取。既可由煤、天然气等原料合成，也可利用太阳能、水能和原子能产生的电能电解水得到氢、再由氢和 CO 合成甲醇。特别是煤制甲醇，技术成熟，生产成本低，对于缓解我国的能源压力具有重要意义。

(2) 排放洁净。甲醇的沸点比柴油低，混合气形成较快，且比较均匀，有利于完全燃烧；另外，由于甲醇含氧量占 50%，其着火极限较柴油着火极限宽，所以其燃烧速度快，有利于降低排烟。研究表明甲醇燃烧时碳粒浓度非常小，可说是无烟的^[110]，有利于提高压燃式发动机的冒烟功率^[111]；除此之外，由于甲醇汽化潜热较大，在形成混合气时，会降低进气温度，从而提高充气系数，一定程度上可改善发动机的燃烧，提高热效率，降低进气温度也可以抑制 NO_x 和碳烟生成。

另外，在常温下甲醇是液体，储运方便，并且与传统的发动机技术有继承性，发动机结构变化不大。

甲醇作为柴油机代用燃料除了有以上优势以外，其不利因素也很明显：十六烷值低，着火能力差，因而其自发着火的能力比较差；甲醇的润滑性较差，导致燃料供给系统中的运动零件（如油泵柱塞偶件和喷嘴偶件）磨损，不利于燃料供给系统长期可靠地工作，并且甲醇有一定的腐蚀性，特别对铝、铜等有色金属，所以其对燃料的储存和输送装置有防腐要求。另外甲醇及其蒸气对发动机密封件材料（如硅氟橡胶、碳氟橡胶等）的密封性能也有不良影响^[112]；由于甲醇的热值还不到柴油的一半，为了保证功率输出，必须增加每循环燃料供给量，加大供油系统负担。因此，在对原发动机未进行任何改造的情况下，一般不能将甲醇直接

应用于现有的柴油机,但经过对甲醇本身或对发动机采取适当措施后,甲醇完全有可能成为柴油机一种理想的代用燃料。

甲醇作为车用发动机代用燃料的研究在国外开展得较早,早在 1965 年美国印地安纳州就利用甲醇闪点高,不易发生火灾的特点将其用在赛车发动机上;之后,美国福特汽车公司和通用汽车公司,德国大众汽车公司和戴姆勒-奔驰公司,日本丰田汽车公司、日产汽车公司、三菱汽车公司和马自达汽车公司等以及一些石油公司相继致力于甲醇燃料的应用研究和甲醇发动机的开发研究。

我国从上世纪 70 年代就开始较系统地研究甲醇燃料,国家科委早在“六五”期间就进行了 M15 甲醇掺烧汽油的研究、示范工作,曾在山西省进行过 475 辆 M15 汽车和 4 个加油站的商品化试验。“七五”期间,国家科委组织了十几个单位进行高比例甲醇的试验研究。与此同时,国家还与几大汽车制造厂进行了长期的合作。德国大众汽车公司作为最早向中国介绍甲醇燃料发动机技术的外国汽车公司已与我国进行了历时 7 年的 M100 甲醇汽车国际技术合作研究。其间,我国还与美国福特汽车公司进行了灵活燃料汽车(可使用汽油或醇与汽油以任意比例混合的汽车)合作研究从而对国产发动机的优化改造、与汽车的匹配、甲醇燃料配方、腐蚀抑制剂、专用机油、耐醇材料、排气催化净化、对环境和人体健康的影响等都进行了系统研究^[113]。

目前,甲醇燃料应用于柴油机,有以下三种主要方式:

(1) 双燃料方式

双燃料方式又分为以下两种形式,即引燃喷射和汽化法。

引燃喷射就是在喷射甲醇前,先喷射少量十六烷值高的燃料(如柴油,二甲醚 DME 等),以促进甲醇能够稳定着火。采用这种方式,预喷燃油喷射量可根据发动机的负荷来改变,从而可减少低负荷的熄火及工况循环变动。

汽化法即用低压泵对燃料箱加压或用化油器从柴油机进气系统中吸入甲醇,通过喷油泵喷入的柴油等来点火的方式。这种方式同样可以通过改变柴油喷射量来避免低负荷熄火和循环变动。

(2) 混合燃料方式

这种方式是把甲醇与其他燃料混合,以弥补其自身十六烷值低,润滑性能差的缺点,或采用添加剂来提高甲醇的十六烷值,使发动机能够稳定运转。

(3) 单独燃用甲醇

甲醇的十六烷值低(只有 5 左右),着火温度高(约 450℃),单独使用时必须采取辅助措施才能使甲醇稳定着火。这些辅助措施包括使用电热塞和火花塞等。

相比于其它代用燃料,甲醇的腐蚀性及溶胀性等缺点大大阻碍了其在发动机上的应用和发展,随着今后科学技术的不断提高,甲醇燃料终会在发动机能源领

域呈现出更加光明的应用前景。

1.4 本课题的研究意义和内容

随着世界石油资源日益枯竭和环境污染日益严重,内燃机高效清洁燃烧技术的研究一直都是国际内燃机界研究的热点课题。针对未来超低排放、甚至零排放的排放法规,人们提出了不同的内燃机新型燃烧方式。

HCCI 燃烧方式结合了传统压燃式和点燃式发动机的优点,可以实现高效、清洁燃烧。但是,由于 HCCI 燃烧过程是由燃烧反应动力学所控制,其燃烧控制只能通过间接的方法进行,因而,着火时刻和燃烧反应速率控制是 HCCI 面临的首要课题;其二是 HCCI 运行工况范围较小,主要表现为小负荷工况“失火”和大负荷工况“爆震燃烧”;其三是 HCCI 在小负荷工况燃烧效率低,导致高的 HC 和 CO 排放。因而,由于 HCCI 燃烧本身的局限,发动机很难在全工况范围内采用 HCCI 燃烧模式,如何在全工况范围内组织高效清洁燃烧是内燃机燃烧理论研究的一个重要课题。研究表明,内燃机燃烧过程中主要有害排放产物生成都需要满足特定的边界条件,即特定的混合气浓度和燃烧温度范围。进一步的研究发现,均质的稀薄混合气和浓混合气低温燃烧都可以降低有害排放物生成。因而,从理论上讲,合理组织混合气浓度分层、避开有害排放产物生成区域,实现预混合气分层燃烧可以实现内燃机高效清洁燃烧。

在研究内燃机新技术、新燃烧方式的同时,开发新型清洁代用燃料,也是当前各国研究的热点。甲醇由于来源广泛,可再生,燃烧清洁等优点被认为是最有前景的代用燃料之一。特别值得一提的是,由于甲醇可从煤中制取,而且生产技术成熟,成本低,对缓解我国少油少气多煤条件下的能源压力具有重大意义。

由于甲醇的辛烷值较高 ($RON=110$),着火性差,在没有其它辅助措施的情况下很难直接压缩着火,因此在本研究中采用高十六烷值燃料二甲醚 ($CN>55$) 作为甲醇的着火促进剂,这在 80、90 年代国外一些研究者就对此做了专门的研究,结果表明,从气道喷入一定量的 DME 可以有效提高甲醇发动机热效率,降低不完全燃烧产物排放,并能改善甲醇发动机的冷启动能力^[114,115,116,117]。另外, DME 还可以由甲醇直接制取,在大约 $250\sim 350^{\circ}\text{C}$ 范围内,甲醇使用氧化铝作为催化剂可以合成 DME,这一反应是放热反应,只需要少量的热量使甲醇汽化,并使反应开始,这些热量可以从发动机排气中得到,将反应器安装在排气管位置,可以使催化反应得以进行,通过催化反应制取所需要的 DME^[117,118]。通过这种方式,发动机可以使用甲醇单一燃料,但在燃烧过程组织中可以实现甲醇和 DME 双燃料

方式，可以大大节省燃料的存储空间。

本课题拟选用甲醇作为发动机主燃料，基于部分甲醇燃料合成二甲醚（DME）实现发动机燃用 DME 与甲醇双燃料方式，创新性地提出了采用两种新型燃烧方式，即气道喷射 DME 和甲醇双燃料 HCCI 燃烧方式和气道喷射 DME/缸内直喷甲醇双燃料复合燃烧方式，以在全负荷工况范围内实现甲醇的高效清洁燃烧。本文对这两种新型燃烧方式进行了理论和试验研究，主要研究内容包括：

本文的主要研究内容包括：

- （1）二甲醚与甲醇气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式的试验研究。研究二甲醚浓度和甲醇浓度对双燃料 HCCI 燃烧特性、性能和排放特性的影响，同时还研究废气再循环（EGR）对 HCCI 燃烧的作用机理，提出该燃烧方式下燃烧过程的优化控制策略。
- （2）二甲醚气道喷射/甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧方式的试验研究。研究甲醇喷射时刻、喷射浓度和二甲醚浓度对复合燃烧特性、性能和排放特性的影响，提出该复合燃烧方式的燃烧过程优化控制策略。
- （3）应用三维 CFD 数值模拟研究甲醇缸内直喷混合气形成机理及浓度分布特性；应用简化反应动力学模型与三维 CFD 模型耦合计算研究 HCCI 和分层燃烧复合燃烧模式燃烧反应机理及有害排放物生成机理。
- （4）甲醇燃料全工况范围内高效清洁燃烧的控制策略研究。

第二章 甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式的研究

HCCI 燃烧方式需要解决的主要技术问题是其着火时刻和燃烧反应速率的控制及运行工况范围的拓展。采用两种不同辛烷值燃料,根据不同工况调节两种不同特性燃料的比例是控制 HCCI 着火和燃烧过程以及拓宽其运行工况范围的有效技术手段。本章提出了采用进气道喷射高辛烷值燃料甲醇和高十六烷值燃料二甲醚双燃料方案实现 HCCI 燃烧方式,通过调节这两种燃料的喷射比例来改变缸内混合燃料的辛烷值,实现 HCCI 燃烧过程的有效控制,并使 HCCI 运行工况范围向大负荷工况扩展。

2.1 甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 研究方案

2.1.1 实验系统

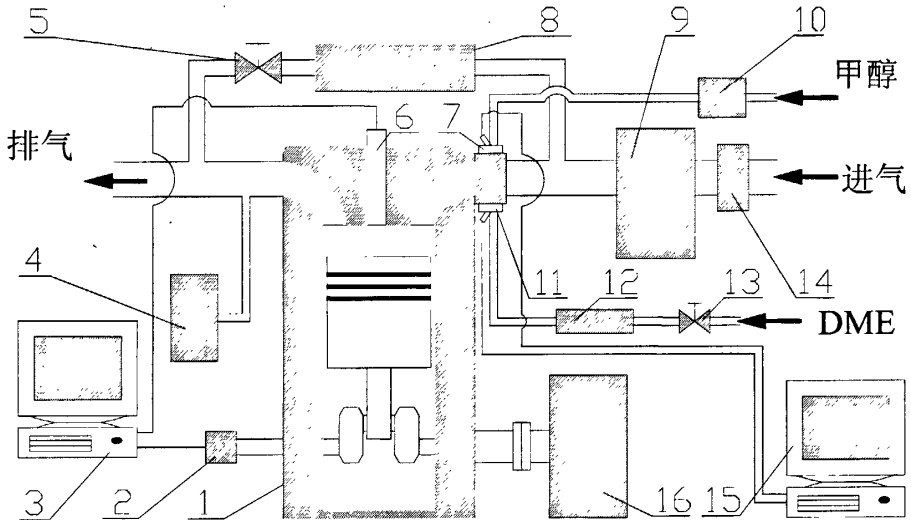
甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 试验研究在一台单缸、水冷、四冲程柴油发动机上进行,发动机主要参数见表 2-1。发动机台架试验装置主要由控制部分、执行部分和测量部分三部分组成。控制部分包括 PC 机、硬件控制和驱动电路;执行部分除发动机外还有油泵、喷油器和喷气阀;测量部分主要包括各种传感器、排气分析仪、油耗仪等,如图 2-1 所示。

表 2-1 实验发动机主要技术参数

缸径	行程	压缩比	燃烧室	额定功率	额定转速
115mm	115mm	17	ω形	14.7kW	2200r/min

DME 和甲醇燃料的喷射分别通过电控气道燃油喷射系统控制实现,喷射定时和喷射脉宽(对应 DME 和甲醇的喷射量)通过程序界面灵活可调。DME 喷气阀和甲醇喷油器安装在靠近发动机进气道位置,燃料和空气在进气和压缩行程形成均质混合气。为了减小进气的脉动对测量进气流量的影响,在进气系统中安装了一个容积较大的稳压箱,涡街流量计安装在稳压箱的空气进口处。试验过程中,安装在发动机上的角标信号发生器每个工作循环向 PC 机发出上止点和角标信号,PC 机接收到触发信号,按照程序设定的喷射提前角和喷射脉宽发出两路控制信号,经过功率驱动模块放大后分别控制 DME 喷气阀和甲醇喷油器。缸内压力信号通过安装在气缸盖上的缸压传感器传送到 PC 机上的采集卡,在界面上实时显示

出来，并可以随时保存缸压数据。



1、实验发动机 2、角标编码器 3、缸内压力采集系统 4、排气分析仪 5、EGR 控制阀 6、压力传感器 7、甲醇喷油器 8、EGR 冷却器 9、稳压箱 10、输油泵 11、DME 喷气阀 12、DME 稳压管 13、DME 控制阀 14、涡街流量计 15、电控燃料喷射系统 16、测功机

图 2-1 发动机台架示意图

试验中排气组分的测量采用了 Horiba 公司的 MEXA-7100DEGR 排放分析仪。其中各排气组分的测量原理为：HC 测量采用的是氢火焰离子化分析方法（FID）；CO 和 CO₂ 采用的是不分光红外分析法（NDIR）；NO_x 采用的是化学发光法（CLD）。其各排气组分的测量均能达到很高的测量精度。

2.1.2 研究方法

试验前，发动机燃用柴油预热，冷却水温度 85℃ 左右，机油温度大于 90℃ 后发动机切换到 HCCI 工作模式，进行 HCCI 试验时环境温度为 28℃~30℃。试验过程中通过缸内压力采集系统采集了 50 个循环的缸内压力，经过循环平均后采用零维燃烧模型进行了热力学分析，可得到燃烧放热率和缸内平均温度。

在甲醇/二甲醚气道喷射 HCCI 燃烧方式的试验研究中，甲醇和二甲醚的喷射浓度是两个重要的控制参数。在本研究中，采用燃空当量比来代表甲醇和二甲醚的喷射浓度，分别定义为：

$$\phi_{DME} = G_{DME} \times AF_{DME} / G_{air} \quad (2-1)$$

$$\phi_{MEOH} = G_{MEOH} \times AF_{MEOH} / G_{air} \quad (2-2)$$

$$\phi_{total} = (G_{DME} \times AF_{DME} + G_{MEOH} \times AF_{MEOH}) / G_{air} \quad (2-3)$$

其中： G_{air} 为空气的质量流量 (kg/h)， G_{DME} 、 G_{MEOH} 分别为 DME 和甲醇的质量流量 (kg/h)， AF_{DME} 、 AF_{MEOH} 分别为 DME 和甲醇的理论空燃比。

2.2 甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧特性研究

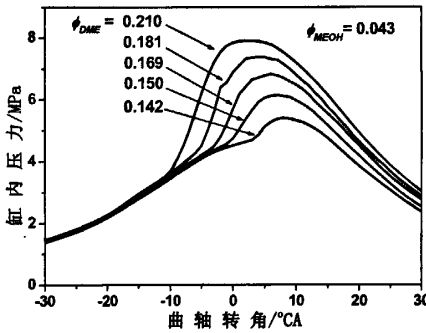
图 2-2(a)-(h) 是发动机在 1400r/min 时三种不同甲醇浓度 (甲醇当量比分别为 0.043、0.071 和 0.128) 的缸内压力、放热率和平均温度随二甲醚浓度的变化情况。图中各曲线所对应的变量及工况见表 2-2。

表 2-2 甲醇和二甲醚浓度与负荷的关系

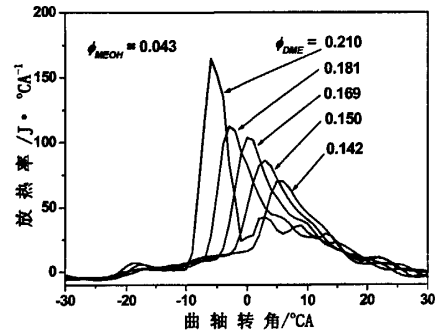
图号	ϕ_{MEOH}	ϕ_{DME}	ϕ_{total}	$R_{DME}/\%$	IMEP
图 2-2 (a)-(b) (g)	0.043	0.210	0.253	83.0	0.39
	0.043	0.181	0.224	80.8	0.35
	0.043	0.169	0.212	79.9	0.32
	0.043	0.150	0.193	77.7	0.25
	0.043	0.142	0.185	76.7	0.21
(c)-(d)	0.071	0.200	0.271	73.7	0.46
	0.071	0.195	0.266	73.3	0.45
	0.071	0.180	0.251	71.8	0.41
	0.071	0.174	0.245	70.9	0.37
	0.071	0.168	0.239	70.3	0.32
(e)-(f) (h)	0.128	0.220	0.348	63.2	0.61
	0.128	0.208	0.336	61.9	0.60
	0.128	0.201	0.329	61.3	0.54

研究表明^[119]，纯 DME 的 HCCI 有双阶段放热的特点，分为低温氧化反应放热阶段和高温氧化反应放热阶段 (又叫冷焰和热焰)，图 2-2 中曲线显示，甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧过程也表现为双阶段燃烧特性。在同一甲醇浓度下，随 DME 浓度的减少，最大爆发压力显著下降，出现时刻明显推迟；低温放热峰值降低，放热时刻推迟；高温放热峰值减少，放热时刻推迟；燃烧持续时间延长；缸内最高平均温度降低。这些现象表明，DME 浓度减少，混合气的燃烧反应速率减慢。由于 DME 有着较高的十六烷值 (大于 55)，浓度增大初期放热增加，生成的活化

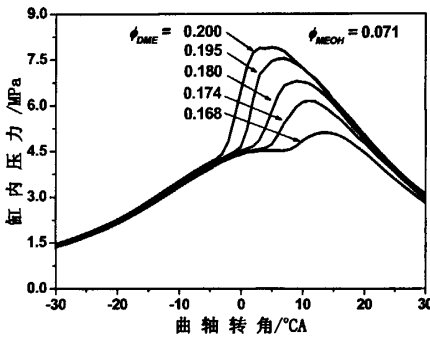
基数量增多,着火时刻提前,燃烧反应速度加快,很容易造成爆震燃烧,随着 DME 浓度的降低,放热速率减小,爆震趋势减少,燃烧趋于柔和。相反,随着甲醇浓度的增大,高温反应的放热时刻明显后移,在 $\phi_{\text{MEOH}} = 0.043$ 时,最早的高温反应放热时刻出现在上止点前 9 度左右,而到 $\phi_{\text{MEOH}} = 0.128$ 时,最早的高温反应放热时刻推迟到了上止点后 2 度左右,其它如峰值放热率、最高压力和最高平均温度出现的时刻也都相应推迟,这表明甲醇能有效地推迟着火时刻,减缓燃烧反应速率,通过调节 DME 和甲醇的缸内混合比例,可以实现 HCCI 着火和燃烧过程的有效控制。



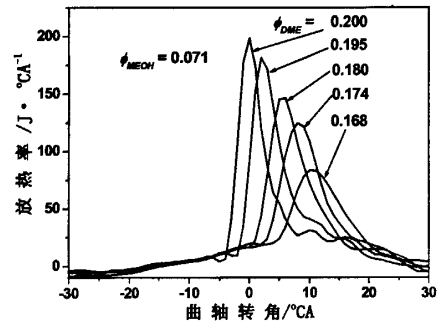
(a) 缸内压力 ($\phi_{\text{MEOH}} = 0.043$)



(b) 放热率 ($\phi_{\text{MEOH}} = 0.043$)



(c) 缸内压力 ($\phi_{\text{MEOH}} = 0.071$)



(d) 放热率 ($\phi_{\text{MEOH}} = 0.071$)

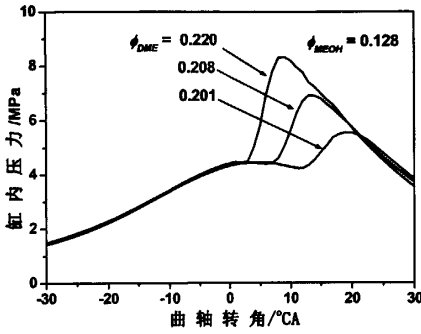
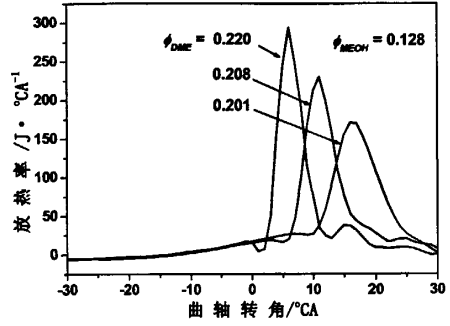
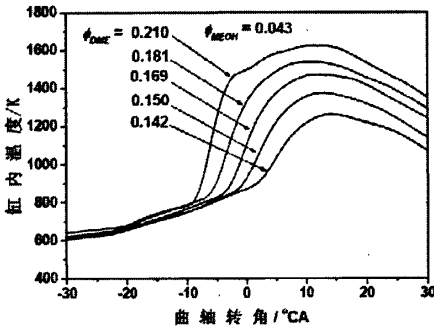
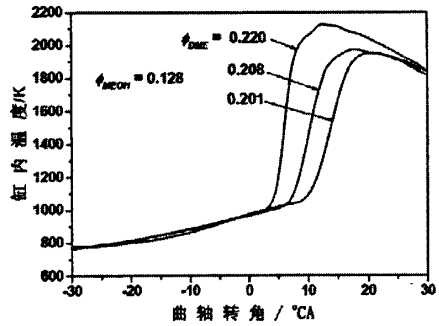
(e) 缸内压力 ($\phi_{\text{MEOH}} = 0.128$)(f) 放热率 ($\phi_{\text{MEOH}} = 0.128$)(g) 缸内平均温度 ($\phi_{\text{MEOH}} = 0.043$)(h) 缸内平均温度 ($\phi_{\text{MEOH}} = 0.128$)

图 2-2 甲醇/二甲醚气道喷射 HCCI 的燃烧特性

图 2-2 中还可以看到,不同甲醇浓度下的放热率曲线低温放热阶段有了明显变化。比如, $\phi_{\text{MEOH}} = 0.043$ 时的放热率曲线上有较明显低温反应放热,而在 $\phi_{\text{MEOH}} = 0.128$ 时几乎看不到低温反应放热出现。这表明甲醇对二甲醚的低温放热反应有抑制作用。图 2-3 也显示了甲醇浓度对低温反应的影响。图中可以看到,在 DME 浓度不变的情况下,随着甲醇浓度的增加,低温反应开始时刻推迟,峰值放热率明显减小,继续增大甲醇浓度到 $\phi_{\text{MEOH}} = 0.105$, DME 低温反应放热已经基本消失。这些现象都充分表明甲醇对 DME 低温氧化反应有抑制作用,分析原因,主要体现在物理影响和化学影响两方面:一方面,甲醇较大的汽化潜热造成压缩终了的气体温度降低;另一方面,甲醇抑制了 H、OH 和 O 等促进低温氧化反应的活化基的生成^[28]。这两方面综合作用导致了 DME 低温氧化反应开始时刻推迟,低温氧化放热减少,相应的造成了高温氧化反应放热时刻的推迟。这种现象也同样出现在 Natural-Gas/DME 双燃料 HCCI 燃烧^[120]中,不同的是 DME/CNG HCCI 是由于天然气较大的定压比热造成缸内压缩温度降低,导致低温放热时刻推迟,峰值

放热率下降,这也表明了燃料的物性参数也是影响和控制 HCCI 着火和燃烧过程的重要参数。

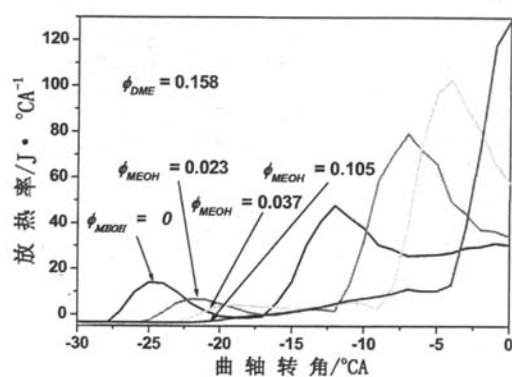


图 2-3 甲醇浓度对低温反应的影响

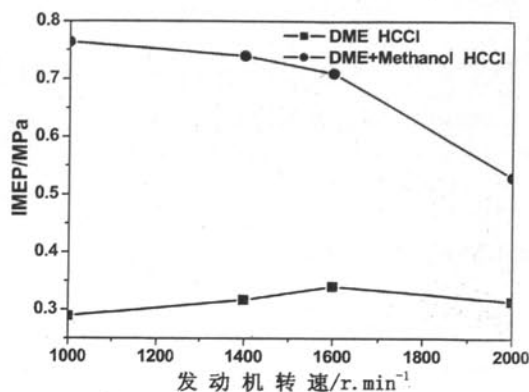


图 2-4 HCCI 不同转速的最大负荷

2.3 甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 运行工况范围研究

HCCI 发动机的运行范围受爆震和“失火”的限制。当发动机在大负荷运转时,混合气浓度大,着火时刻早,燃烧速率过快,很容易导致缸内压力的剧烈振荡,发动机出现爆震;另一方面,在小负荷工况,由于混合气过稀,燃烧速率很慢,使得着火时刻过迟,发动机出现循环波动,混合气燃烧不完全甚至失火。因此,拓宽其运行工况范围成为 HCCI 研究的重点。

本文中 HCCI 的爆震边界是根据压力采集系统采集到的缸内压力数据并结合排放分析仪所显示的 NO_x 排放情况以及发动机的噪声来共同确定的。在试验过程中,当采集系统显示的示功图出现明显的锯齿状波动,排放分析仪显示 NO_x 排放明显升高,发动机出现敲缸声,通过缸压数据分析显示此时的压力升高率 ($dP/d\phi$) 均超过了 $1\text{MPa}/^\circ\text{CA}$, 因此在本研究中把 $1\text{MPa}/^\circ\text{CA}$ 的压力升高率作为判定发动机爆震的边界点。对 HCCI 失火边界的定义,参照了 Heywood^[12] 内燃机原理中部分燃烧边界的判定方法,引入平均指示压力变动系数 COV_{imep} 作为评价燃烧稳定性的主要指标,以 COV_{imep} 等于 10% 作为发动机稳定运行的边界,平均指示压力变动系数高于 10% 则判定发动机失火。

图 2-4 是发动机不同转速下纯 DME 和甲醇/DME 气道喷射实现 HCCI 所能达到的最大负荷(用平均指示压力表示)比较。图中可以看到, DME 的十六烷值高,均质压燃只能在小负荷工况下实现,试验中获得的最大平均指示压力只有 0.34MPa , 而采用二甲醚/甲醇双燃料后,发动机的 HCCI 运行工况范围得到了大幅度的扩展,最大平均指示压力能达到 0.77MPa 。

HCCI 的着火和燃烧过程是由化学反应动力学控制的。在采用单一 DME 实现 HCCI 的情况下, 由于 DME 高的十六烷值作用, 着火时刻过早, 燃烧反应速率快, 在混合气相当稀的情况下就能形成很高的放热率, 最大爆发压力出现的时刻早, 发动机很容易达到爆震极限, 因此只能获得较低的有效功率输出。而在使用甲醇/二甲醚双燃料的情况下, 由于甲醇是高辛烷值燃料, 与高十六烷值燃料混合后, 改变了缸内混合气的等效十六烷值, 使着火时刻和燃烧反应速度得到了相应的控制, 减缓了燃烧速率, 大大扩展了 HCCI 发动机的运行工况范围。

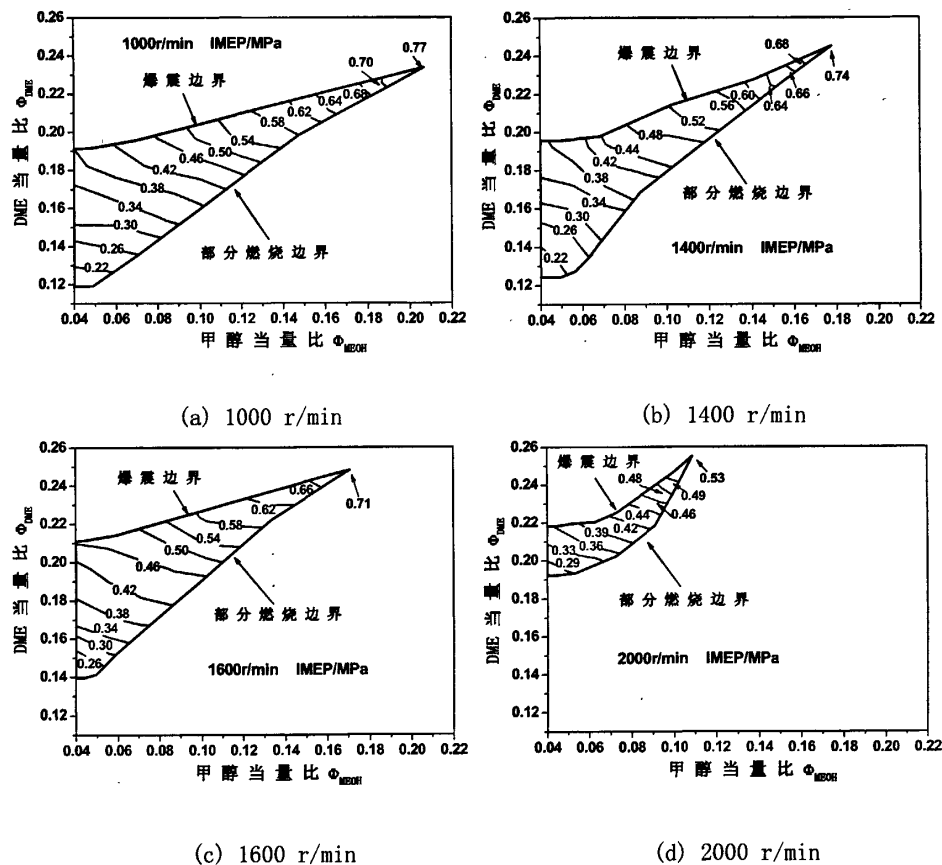


图 2-5 甲醇/DME 气道喷射 HCCI 运行工况范围

图 2-5 是不同转速下甲醇/DME 气道喷射 HCCI 的运行工况范围 MAP 图。图中横坐标是甲醇的燃空当量比, 纵坐标是二甲醚的燃空当量比, 等值线是发动机的负荷 (平均指示压力)。很明显, 在 1000r/min 时 HCCI 的运行工况范围最宽, 随着转速增加, HCCI 的运行工况范围逐渐变窄, 到 2000r/min 时, 运行工况范围变得很小。另外, HCCI 所能达到的最大负荷也随着转速的升高而减小。如前所述, HCCI 的燃烧过程是受化学动力学控制的, 转速升高, 燃料化学反应速度

相对于活塞运动速度而言减慢,导致着火时刻推迟,转速过高,着火过迟会导致不完全燃烧程度增加,发动机负荷范围减小,最大负荷降低。另外,随转速增加负荷范围向浓 DME 区域移动,也进一步证明了这一点。为了保证混合气在高转速下充分燃烧,需要采取其它措施,如增加进气温度等以拓宽高转速下的运行工况范围。

图 2-5 还显示,在甲醇/二甲醚气道喷射 HCCI 的爆震和失火边界上,随着甲醇浓度的增大,着火所需的 DME 浓度也相应的增大,在最大负荷处,甲醇和 DME 的浓度均达到最高。与之相反,Chen 等^[120]的研究表明天然气/DME 气道喷射 HCCI 的爆震和失火边界随天然气的增加,着火所需的 DME 量减小。这也许是由于甲醇高的汽化潜热所致,也进一步表明了燃料的物性参数对 HCCI 的着火和燃烧过程有较大的影响。同时,还可以看到,在各转速下,随着负荷的增大,甲醇和 DME 浓度的变化范围逐渐减小,表明负荷增加控制难度也相应加大,因此改善大负荷工况甲醇/DME HCCI 的可控范围,也是下步需要研究的问题之一。

2.4 甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧效率和热效率研究

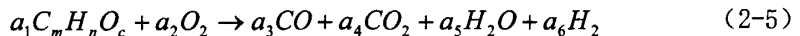
热效率是评价发动机性能好坏的主要指标之一,而燃烧效率是影响发动机热效率的一个重要因素。研究燃烧效率和热效率对探索和扩展 HCCI 的潜力具有重要意义。

燃烧效率是燃料实际放热量与理论放热量的比值,下式是文献^[121]给出的燃烧效率计算公式:

$$\eta_c = (1 - \frac{\sum_i x_i Q_{HVi}}{[m_f/(m_a + m_f)]Q_{HVF}}) \times 100\% \quad (2-4)$$

式中 x_i 为 CO、HC、H₂ 和微粒在排气中相应的质量分数, Q_{HVi} 为上面几种成分的低热值。 m_f 和 m_a 分别是燃料和空气的质量流量, Q_{HVF} 为燃料的低热值。由于均质压燃燃烧方式几乎没有微粒排放,所以未完全燃烧成分可以只考虑 CO、HC、H₂ 三种成分。

在本文中采用了利用废气成分计算燃烧效率的方法,并将 Spindt, R. S. 提出的不完全燃烧公式^[122]改写成:



式中 $a_1 - a_6$ 为参加反应各成分的摩尔数。由于均质压燃燃烧过程的 NO 生成量很

少, 正常燃烧情况下一般只有几到几十个 10^{-6} , 在计算中不考虑氮氧化物对计算精度影响很小。

由碳平衡、氢平衡、氧平衡方程以及进气流量、排气中 CO 的浓度、CO₂ 的浓度、HC 的浓度和水煤气方程, 可以求得上述各物质的摩尔数和燃料总量, 从而计算出相应的质量和质量分数。将计算结果代入式 (2-4) 即得到燃烧效率。

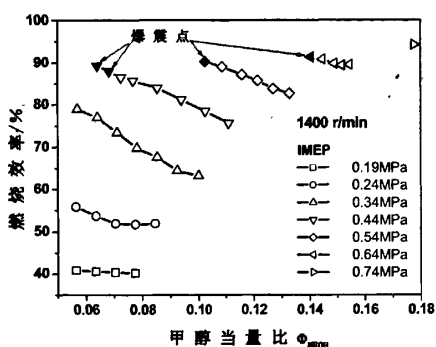


图 2-6 甲醇浓度对燃烧效率的影响

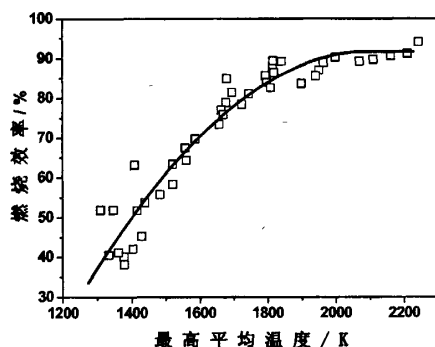


图 2-7 最高平均温度对燃烧效率的影响

图 2-6 是 1400r/min 发动机转速下甲醇浓度和负荷对甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧效率的影响。图中可见, 在同一负荷下, 随着甲醇浓度减小 (DME 浓度增大), 燃烧效率增加; 负荷增大, 燃烧效率也增加。负荷增大, 缸内平均温度增加, 壁面淬熄区减少, 燃烧效率增加。负荷相同时, 甲醇浓度增大, 二甲醚浓度相应减小, 由于甲醇大的汽化潜热作用, 造成缸内平均温度降低, 壁面淬熄区增大, 不完全燃烧燃料量增多, 燃烧效率降低; 另一方面, 减小甲醇浓度, 增大二甲醚浓度, 燃烧效率增加, 但在高负荷时容易造成爆震燃烧, 因此合理调节甲醇和 DME 的比例可以获得较高的燃烧效率。

图 2-6 还表明, DME/甲醇气道喷射 HCCI 的燃烧效率较低, 在 1400r/min 的最大负荷下也仅能达到 94%, 主要原因是存在燃烧室壁面的淬熄区以及第一道活塞环以上活塞头部与气缸壁之间的环形容积区, 由于 HCCI 燃烧温度较低, 壁面淬熄区相对大, 且均质混合气的特性导致进入环形狭缝区的燃料量增加, 较低的排气温度也不利于未燃产物的进一步氧化, 因此, 比起传统的发动机, DME/甲醇气道喷射 HCCI 的燃烧效率偏低。值得注意的是, 在低负荷时, 燃烧效率更低, 如何改善低负荷工况下 HCCI 的燃烧效率, 是本论文下一步研究需要解决的问题之一。

图 2-7 是 1400r/min 发动机转速下不同负荷的缸内最高平均温度对燃烧效率的影响。图中表明, 燃烧效率与缸内最高平均温度有较好的对应关系, 即随着温度升高, 燃烧效率增大。当缸内平均温度大于 2000K 时, 燃烧效率几乎不变。结合前面的结果, 可发现, 增大 DME 浓度, 减小甲醇浓度, 在靠近爆震边界上, 可

得到较高的燃烧效率。

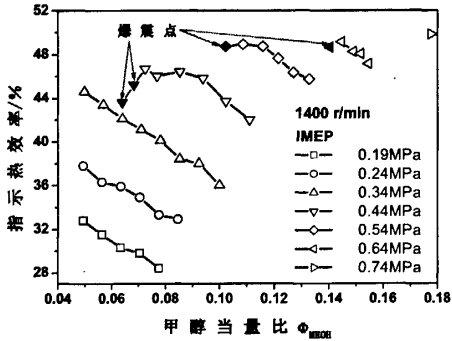


图 2-8 甲醇浓度对指示热效率的影响

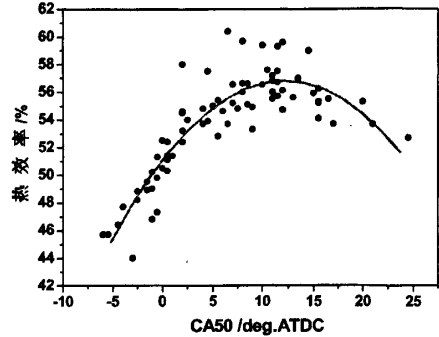


图 2-9 热效率与主放热时刻的关系

本文中的指示热效率由燃料消耗量和示功图计算的平均指示压力 (IMEP) 得到。图 2-8 显示了甲醇浓度和负荷对 HCCI 指示热效率的影响。可以看到, 在正常燃烧范围, 随着甲醇浓度的减小 (DME 浓度增大), 指示热效率增加, 爆震工况, 指示热效率降低; 负荷增大, 指示热效率增加, 最高指示热效率出现在最大负荷工况点。随着甲醇浓度减小, DME 浓度增大, 缸内平均温度升高, 燃烧效率增加, 另外放热时刻更为有利, 因此指示热效率增加; 在中高负荷, DME 浓度过大会导致着火时刻提前, 燃烧反应速率加快, 容易导致爆震燃烧, 传热损失增加, 虽然爆震时的燃烧效率较高, 但指示热效率反而下降, 另外爆震时放热时刻过于提前也会导致指示热效率下降, 见图 2-9。随负荷增大, 缸内平均温度升高, 燃烧效率增加; 指示热效率随之增加。值得注意的是, 在低负荷工况, 燃烧效率很低, 指示热效率也很低, 如何改善 HCCI 在低负荷工况下的燃烧效率和热效率是本论文研究的重点之一。

HCCI 的指示热效率不仅与燃烧效率有关, 也和主放热时刻有关, 燃烧效率增大有利于提高指示热效率, 但如果主燃烧过早或过迟也会导致指示热效率降低。图 2-9 为 HCCI 热效率与主放热时刻的关系。此热效率为指示热效率与燃烧效率相除所得, 即 $\eta_{II} = \eta_i / \eta_c$, 表示的是燃料实际放热量所做的指示功, 排除了燃烧效率的影响。图中表明, 主放热时刻 (50%放热量对应的曲轴转角) 在上止点后 10 度附近热效率最高。

2.5 甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 排放特性研究

HCCI 发动机的主要优点之一是它极低的 NO_x 排放。研究表明, NO_x 的形成有

三个必要条件：高温、富氧和一定的高温持续时间。由于 HCCI 是均质混合气燃烧，燃烧在整个气缸容积内同步进行，消除了传统柴油机和汽油机燃烧过程中的局部过浓和局部高温区，燃烧持续时间较短，此外，HCCI 是空燃比很高的稀薄燃烧，形成的缸内燃烧温度较低，因此在正常燃烧范围内 NO_x 排放都很低。

图 2-10 是甲醇浓度对 NO_x 排放的影响。图中表明，甲醇/DME 气道喷射 HCCI 的 NO_x 排放极低，即使在最大负荷工况（平均指示压力 0.74MPa）， NO_x 排放也仅为几十个 10^{-6} 。随着甲醇浓度增大，DME 浓度减小， NO_x 排放减少，在小负荷工况， NO_x 排放接近于 0。负荷增大， NO_x 排放升高。图 2-11 是 NO_x 排放与缸内最高平均温度的关系。可以发现， NO_x 排放与最高平均温度有较好的相关性，最高平均温度超过 2000K 后， NO_x 排放明显升高，但尽管如此， NO_x 排放的绝对值仍然很低。

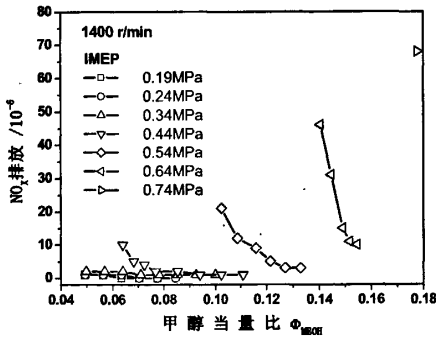


图 2-10 甲醇浓度对 NO_x 排放的影响

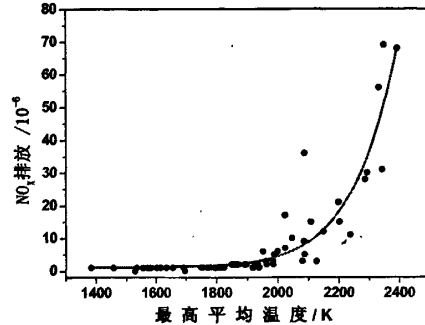


图 2-11 NO_x 排放与最高平均温度的关系

高的 HC 和 CO 排放是气道喷射 HCCI 的主要问题之一。HC 主要来源于靠近燃烧室壁面的淬熄区、压缩余隙和活塞、活塞环和气缸壁形成的环形容积区；此外，若喷油定时不当，扫气过程也是未燃 HC 的一个重要来源。CO 是一种燃烧反应的中间产物，和 HC 排放不同之处，CO 生成是受化学动力学机理控制，其主要来源于燃烧室壁面的淬熄区。

图 2-12 是甲醇浓度对 HC 排放的影响。图中可见，甲醇/DME 气道喷射 HCCI 的 HC 排放比传统的压燃式发动机高，同一负荷下，随着甲醇浓度增大（DME 浓度减小），HC 排放升高；负荷增大，HC 排放降低。如前所述，燃烧室壁面的低温淬熄区、压缩余隙及环形容积区是 HC 排放的主要来源，负荷相同时，甲醇浓度增大，缸内平均温度降低，壁面淬熄区增大，HC 排放增加；负荷增大，缸内平均温度升高，壁面淬熄区减小，HC 排放减少。图 2-13 是 HC 排放与最高平均温度的关系。可以看到，随着缸内最高平均温度的升高，HC 排放降低，但在低的最平均温度下仍存在着 HC 浓度较小的点，这表明 HC 排放除了与温度有关外，还与其它参数，如甲醇/DME 缸内混合的比例有关。在正常运行工况范围内，靠近爆震燃烧区域，HC 排放最低。

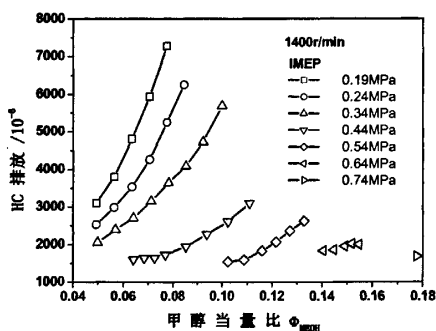


图 2-12 甲醇浓度对 HC 排放的影响

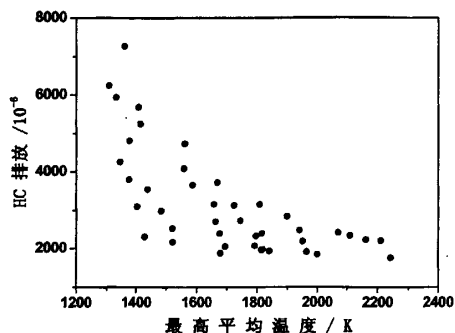


图 2-13 HC 排放与最高平均温度的关系

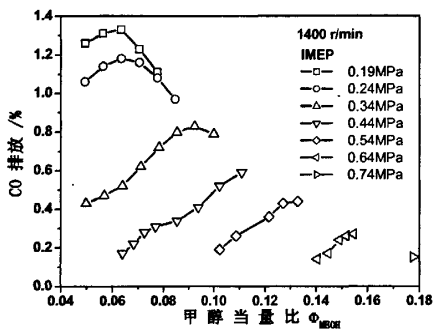


图 2-14 甲醇浓度对 CO 排放的影响

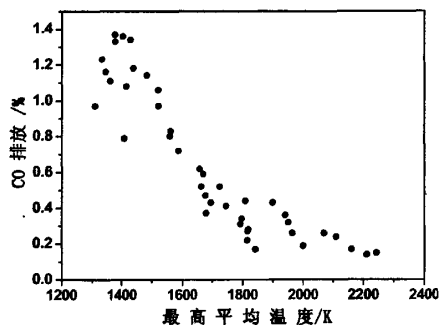


图 2-15 CO 排放与最高平均温度的关系

图 2-14 是甲醇浓度对 CO 排放的影响。与 HC 排放相似，负荷增大，CO 排放减少；同一负荷下，随甲醇浓度增大，DME 浓度减少，CO 排放升高，但值得注意的是，在小负荷工况，甲醇浓度增大到一定值，CO 排放反而降低，这是因为 CO 在燃料低温反应就开始生成，在高温反应阶段氧化成 CO_2 ，并且 CO 氧化反应需要的温度较高，当反应温度突然降低就会导致 CO 排放增加，相反，如果燃料没有进行低温反应，就不会有 CO 生成。这说明在低负荷工况，甲醇浓度相对较大时，大量的混合气根本没有发生燃烧反应，导致 CO 排放降低，但此时的 HC 排放很高，从图 2-12 上可以看出。图 2-15 是 CO 排放与最高平均温度的关系。与 HC 不同，CO 排放是化学平衡的产物，CO 排放与缸内最高平均温度有更好的相关性，即随着温度升高，CO 排放明显降低。但在甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧方式下，CO 排放也明显高于传统的压燃式发动机。

上述的研究结果表明，甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧方式可以实现超低的 NO_x 排放，相比纯二甲醚 HCCI 最大负荷范围得到较大的扩展，但上述研究还发现，在低负荷工况，采用气道喷射 HCCI 燃烧方式燃烧效率和指示热效率较低，HC 和 CO 排放高；在较大负荷工况，正常运行工况范围甲醇/DME 浓度变化范围较小，

增加了控制难度, 另外最大负荷也仅能达到原柴油机负荷的 70%, 因而还有必要对该燃烧方案进行进一步优化。

2.6 废气再循环对甲醇/二甲醚气道喷射 HCCI 燃烧方式影响的研究

研究表明^[123], 废气再循环 (EGR) 是控制 HCCI 着火时刻和燃烧反应速率, 拓宽运行工况范围的主要技术手段之一。

在本研究中, 不同的 EGR 率可通过调节进、排气管之间的 EGR 阀得到, 阀门全开时, EGR 率最高可达 75%。HCCI 燃烧过程由化学反应动力学控制, 温度是最重要的影响参数。为消除 EGR 对进气温度的影响, 采用了冷却 EGR 的方案。EGR 管外壁有冷却水通过, 以冷却进入进气管的废气, 通过调节冷却水流量将进气温度控制在 30~40℃。EGR 率通过安装在进、排气管的排气分析仪测量的 CO₂ 浓度进行计算, 计算关系式如下^[123,124]:

$$\eta_{EGR} = \frac{(CO_2\%)_{inlet}}{(CO_2\%)_{exhaust}} \times 100\% \quad (2-6)$$

采用废气再循环 (EGR) 后, 甲醇和二甲醚的燃空当量比分别为

$$\phi_{DME} = G_{DME} \times AF_{DME} / \rho_{air} / (Q_{air} + \dot{Q}_{air} \times \eta_{EGR} \times r_{O_2} / r'_{O_2}) \quad (2-7)$$

$$\phi_{MEOH} = G_{MEOH} \times AF_{MEOH} / \rho_{air} / (Q_{air} + \dot{Q}_{air} \times \eta_{EGR} \times r_{O_2} / r'_{O_2}) \quad (2-8)$$

$$\phi_{total} = (G_{DME} \times AF_{DME} + G_{MEOH} \times AF_{MEOH}) / \rho_{air} / (Q_{air} + \dot{Q}_{air} \times \eta_{EGR} \times r_{O_2} / r'_{O_2}) \quad (2-9)$$

式中, ρ_{air} 为空气密度 (kg/m³); Q_{air}, \dot{Q}_{air} 为同一工况下分别为有 EGR 和无 EGR 情况下流量计测量的空气流量 (m³/h); $\eta_{EGR}, r_{O_2}, r'_{O_2}$ 分别为 EGR 率、排气中氧的浓度和空气中氧气浓度。

前面提到, 在低负荷工况, DME/甲醇混合燃料热效率低的主要原因是燃烧效率低, 因而低负荷工况更适合采用十六烷值高的 DME 单一燃料, 但纯 DME 燃料着火时刻提前, 运行工况范围小, 因而需要采用 EGR 以拓宽其运行工况范围。图 2-16 表明, 纯 DME 采用 EGR 后, 其运行工况范围可以大幅度拓宽, 在 1400r/min 和 1600r/min, 最高平均指示压力可达到 0.45MPa。

图 2-17 是 EGR 对纯 DME HCCI 燃烧特性的影响。图中可见, 随着 EGR 率的增大, 缸内最大爆发压力明显降低, 着火时刻推迟, 峰值放热率下降, 燃烧持续期延长。这表明 EGR 有控制 HCCI 着火时刻和燃烧反应速率的作用。

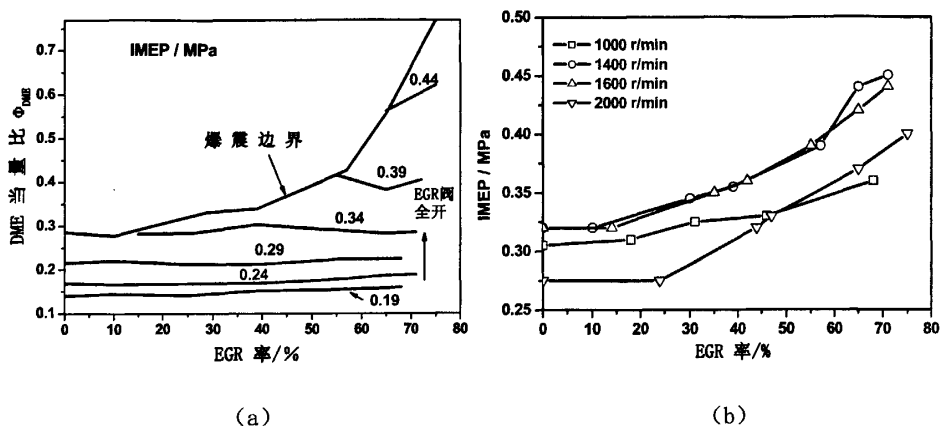


图 2-16 EGR 对 DME 均质压燃运行工况范围的影响

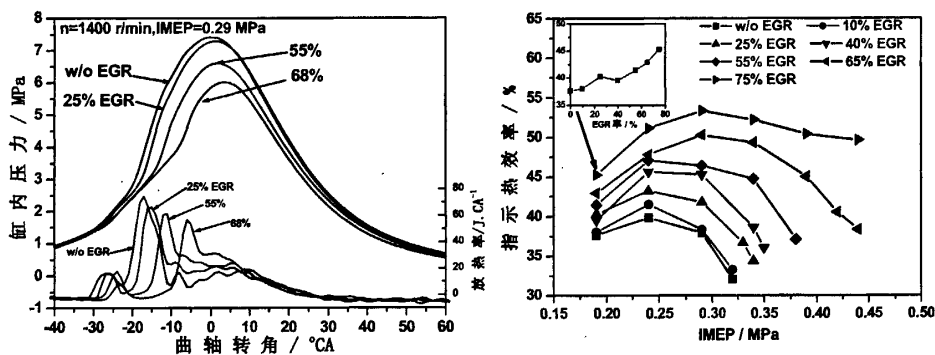


图 2-17 EGR 对 DME HCCI 燃烧特性的影响

图 2-18 EGR 对 DME HCCI 热效率的影响

图 2-18 是发动机转速 1400r/min, 不同负荷工况下纯 DME HCCI 的指示热效率随着 EGR 的变化。图中表明, 在同一负荷工况, 随着 EGR 率增加, 指示热效率升高, 这可以从燃烧效率和燃烧放热时刻两个因素来分析。一方面 EGR 增加有利于提高燃烧效率; 另一方面, 纯 DME HCCI 燃烧着火时刻较早, 一般在上止点前主燃烧已经结束, 增加 EGR 率能使着火时刻推迟乃至主燃烧放热推迟, 因此可以降低发动机的负功, 提高其热效率。因而对于甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧方式, 低负荷工况宜采用 DME 单一燃料结合大比例的 EGR 来组织 HCCI 燃烧, 提高其热效率。对于同一 EGR 率, 发动机的热效率随负荷的增加先是升高, 然后降低, 这是由于负荷增大, 混合气变浓, 缸内燃烧温度升高, 燃烧效率相应升高, 但对与每一个 EGR 率, 当负荷增大到一定值后, 混合气进一步加浓, 发动机出现爆燃倾向, 过高的燃烧温度导致传热损失增大, 反而使得热效率降低。

如前所述, 在中高负荷工况, 需要采用二甲醚加甲醇 HCCI 燃烧方式, 为了提高其热效率, 扩大甲醇/DME 的浓度变化范围, 需要采用 EGR。

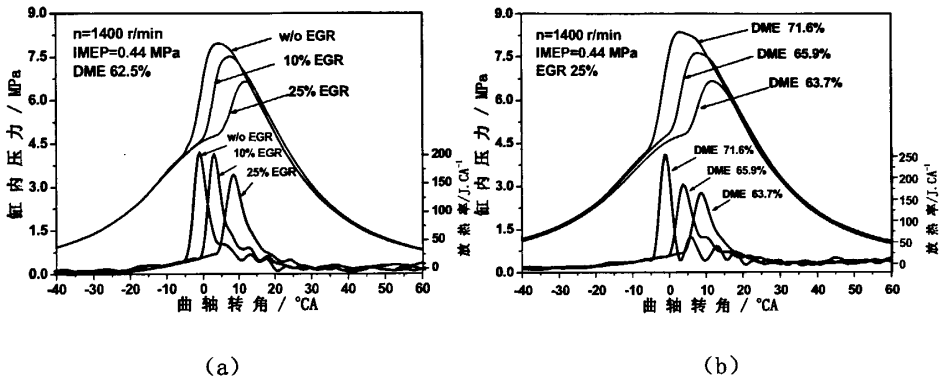
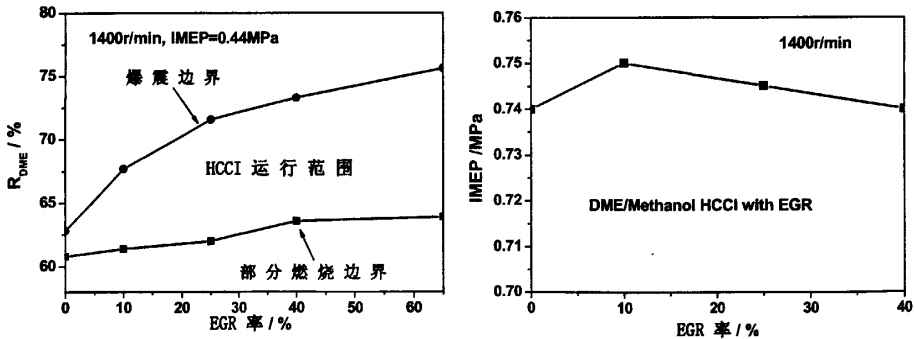


图 2-19 EGR 对甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧特性的影响

图 2-19 是发动机转速 1400r/min 下 EGR 对甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧特性的影响。图(a)中可见,随着 EGR 率增大,缸内最大爆发压力降低,出现时刻推迟;峰值放热率降低,主燃烧着火时刻明显推迟,燃烧持续期延长,充分体现了 EGR 在控制着火时刻和燃烧反应速率方面的作用。另外,在图(b)中显示,同一 EGR 率下,随着 DME 比例的增大(即甲醇浓度减少,DME 浓度增大),缸内最大爆发压力升高,出现时刻提前;峰值放热率升高,主燃烧着火时刻提前,燃烧持续期缩短,这一现象正好与 EGR 的作用相反。由此可见,对于甲醇/DME 气道喷射加 EGR 的 HCCI 燃烧方式,控制燃烧过程主要有甲醇浓度、DME 浓度以及废气再循环(EGR)比例,通过控制这三个变量可以实现该燃烧方式着火时刻和燃烧过程的有效控制。



(a) EGR 对 DME 比例的影响

(b) EGR 对最大负荷的影响

图 2-20 EGR 对甲醇/DME 气道喷射 HCCI 运行工况范围的影响

图 2-20 是发动机转速 1400r/min 下 EGR 对甲醇/DME 气道喷射 HCCI 运行工况范围的影响。图 2-20 (a) 是 EGR 对部分燃烧边界与爆震边界之间的 HCCI 正常燃烧区域的影响,EGR 率升高,爆震燃烧边界要求的 DME 比例增大,部分燃烧边界要求的 DME 比例略有增大,所以随着 EGR 率升高,DME 浓度范围(即甲醇/DME

浓度变化范围)增大,降低了控制技术的难度。图 2-20 (b) 是 EGR 对甲醇/DME 气道喷射 HCCI 在 1400r/min 转速下所能达到的最大负荷的影响。图中显示,在小比例 EGR 率,其最大负荷略有升高,但 EGR 率进一步增大,其最大负荷反而降低, EGR 率对运行工况范围影响不大。这一结果表明,采用 EGR 很难进一步拓宽由两种不同特性燃料(高辛烷值燃料和高十六烷值燃料)实现的 HCCI 燃烧方式的负荷工况范围。

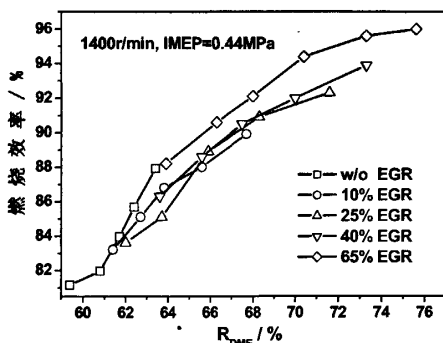


图 2-21 EGR 对燃烧效率的影响

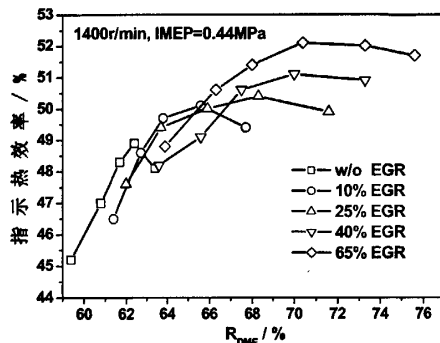


图 2-22 EGR 对指示热效率的影响

尽管 EGR 很难拓宽甲醇/DME 气道喷射 HCCI 的运行工况范围,但采用 EGR 后可以提高其燃烧效率和热效率。图 2-21 和图 2-22 分别是相同负荷下不同 EGR 率对甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧效率和指示热效率的影响。EGR 率增大,燃烧效率和指示热效率升高,DME 比例也升高。EGR 率增大,再循环废气量增多,大量未完全燃烧的燃料重新进入缸内继续燃烧,因此燃烧效率升高,指示热效率也相应增加。另外,指示热效率也受着火时刻影响,EGR 增大,缸内燃烧温度降低,燃烧反应速率减慢,着火时刻和放热时刻推迟,减少了由于 DME 比例过大着火过早导致的压缩负功,也在一定程度提高了指示热效率。在同一 EGR 率下,DME 比例增大,缸内温度升高,燃烧效率也升高,而对于指示热效率,存在着一段热效率较高、变化相对平缓的 DME 中间浓度区域,在这个区域的两侧,热效率都会有一定程度的下降,这是受 DME 比例和 EGR 综合作用的结果。在中间浓度区,HCCI 着火时刻和燃烧放热的位置、燃烧反应速度均比较理想,发动机热效率较高;在 DME 中间浓度区的左侧,即 DME 比例较小的区域,由于 DME 低温反应放热较少,燃烧反应速度较慢,燃烧温度降低,反应进行得不完全,热效率下降,DME 比例过小时,甚至出现“失火”现象,导致热效率急剧下降;在 DME 中间浓度区的右侧,即 DME 比例较大的区域,有可能因为 DME 比例过大造成爆震燃烧,导致传热损失增大,热效率会出现急剧下降的趋势。因此,应该根据实际工况来调节 EGR 率和 DME 比例。但总的来说,在甲醇/DME 气道喷射 HCCI 中高负荷工况,采用高 EGR 率、高 DME 比例方案可以提高该燃烧方式的热效率。

图 2-23 是 EGR 对 DME/甲醇气道喷射 HCCI NO_x 排放的影响。在正常工况范围内 HCCI 的 NO_x 排放很低, 因而 EGR 对 NO_x 排放数值影响不大, 但随着 EGR 率升高, 要求的 DME 比例增大, 当 DME 比例增大到一定值时, NO_x 排放都有一个突然增大的拐点, EGR 率升高, DME 比例增大, DME 比例范围变宽。

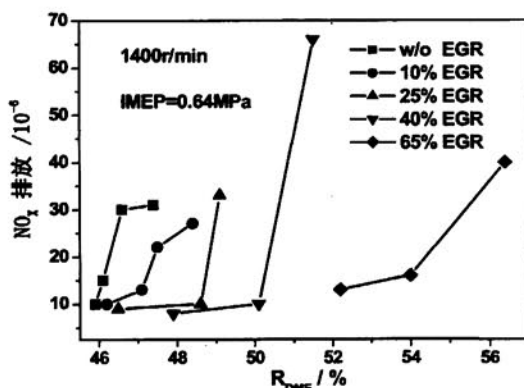


图 2-23 EGR 对甲醇/DME 气道喷射 HCCI NO_x 排放的影响

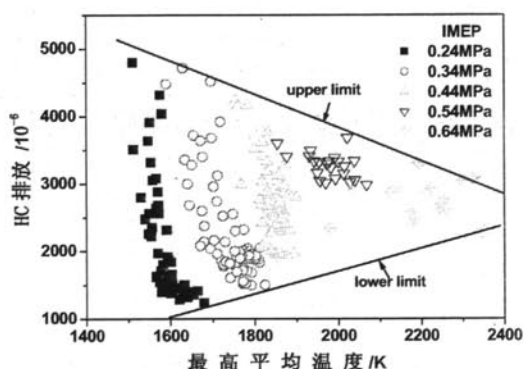
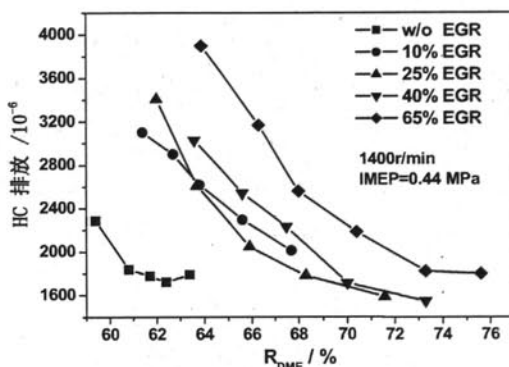


图 2-24 EGR 率和 DME 比例对 HC 排放的影响 图 2-25 HC 排放和最高平均温度的关系

HCCI 发动机存在着固有的低 NO_x 和微粒排放的优点, 但 HC 和 CO 排放相对较高。未燃 HC 主要来源于燃烧室壁面的淬熄区、压缩余隙和活塞、活塞环和气缸壁形成的环形缝隙区。对于 HCCI 燃烧, 整个气缸容积内充满均质混合气, 燃烧温度低, 因此在上述区域内产生的 HC 排放更多。另外, 低的排气温度限制了 HC 在排气过程中的进一步氧化也使得 HC 排放升高。在中高负荷, HCCI 燃烧的 HC 排放主要来源于缝隙区。因此, 在主燃烧反应完成后缸内剩余的 HC 数量取决于缝隙区内燃料的数量。

EGR 对 HC 排放的影响主要表现在两个相反的方面。一方面排气中的部分未燃 HC 在进气过程中重新进入下一循环使得 HC 排放减少, 另一方面 EGR 增加使得缸内燃烧温度降低导致 HC 排放增加。图 2-24 是 IMEP 为 0.44MPa 时 EGR 率和 DME 比例对 HC 排放的影响。图中可以看到, 在 DME 比例一定时, EGR 率增大, HC 排

放增加；在相同 EGR 率下，DME 比例增大，HC 排放减小。这表明通过调节 EGR 率和 DME 比例能获得较低的 HC 排放。换句话说，采用高 EGR 率、高 DME 比例方案可以明显降低 HC 排放。

图 2-25 是不同 EGR 率和 DME 比例下的 HC 排放和缸内最高平均温度的关系。图中各点来自 1400r/min 下不同的 IMEP (例如 0.24MPa、0.34MPa、0.44MPa、0.54MPa 和 0.64MPa)，各 IMEP 下的 HC 排放采用不同的符号表示。图中表明，不同 IMEP 下的 HC 排放处于不同的最高平均温度区域。IMEP 增大，燃料总量增多，最高平均温度升高。在不同 IMEP 下，不同 EGR 率和 DME 比例的 HC 排放存在着一个上限和下限，最高平均温度对 HC 排放的上下限范围有明显的影响，随着最高平均温度增加，HC 排放的上限值减少，但下限值增加。这表明 HC 排放明显地受混合气成分的影响，比如 DME 和甲醇比例以及 EGR 率。换句话说，如果调节 EGR 率和 DME 比例把 HC 排放控制在下限，则增加 IMEP 必然导致 HC 排放增加。其原因为：IMEP 增加，DME 和甲醇的浓度要相应增加，从而导致缝隙区内的燃料量增加。另一方面，在 HC 排放的下限 DME 比例是最高的，高的 DME 比例使得燃烧温度增加，导致淬熄区内的 HC 排放减少。由此可见，随 IMEP 增加，来自活塞环形缝隙区内的 HC 排放量也增加。

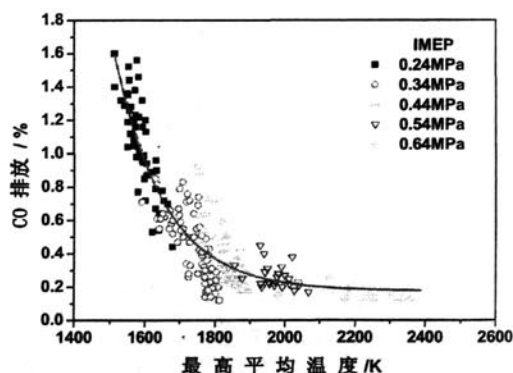
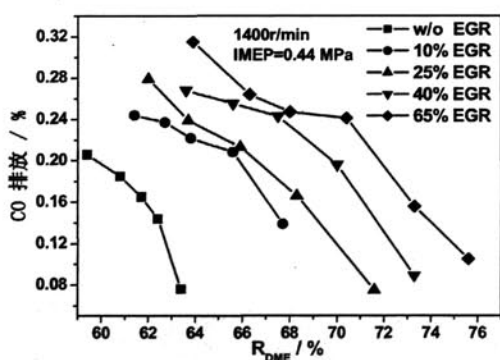


图 2-26 EGR 率和 DME 比例对 CO 排放的影响 图 2-27 CO 排放和最高平均温度的关系

CO 是一种燃烧反应的中间产物，和 HC 不同，CO 生成是受化学动力学机理控制的，主要在低温反应和蓝焰反应阶段生成，在热焰反应阶段大部分 CO 都氧化生成 CO_2 ，当反应温度过低会导致大量 CO 不能完全氧化，其主要来源于燃烧室壁面的淬熄区，所以燃烧室缸壁温度、燃烧室边界层与缸内工质混合、缸内温度变化历程对 CO 排放影响比较大。图 2-26 是 IMEP 为 0.44MPa 时 EGR 率和 DME 比例对 CO 排放的影响。与 HC 排放类似，在 DME 比例一定时，EGR 率增大，CO 排放增加；在相同 EGR 率下，DME 比例增大，CO 排放减小。EGR 率增大，燃烧反应速率减慢，缸内燃烧温度降低，燃烧反应更不完全，导致缸内更多的 CO 中间产物难以进一步氧化成 CO_2 ，使得 CO 排放增加。在增大 DME 比例后，缸内平均温度升高，

CO 排放相应减少。因此,采用高 DME 比例方案可以降低 CO 排放。

图 2-27 是不同 EGR 率和 DME 比例下的 CO 排放和缸内最高平均温度的关系。图中各工况点与 HC 排放相同。图中可以看到,不同 IMEP 的 CO 排放处于不同的最高平均温度区,IMEP 增大,最高平均温度增加,CO 排放减少。与 HC 排放相比,CO 排放和缸内最高平均温度有着更好的一致性。随着缸内平均温度的增加,CO 排放单调地减少。当最高平均温度达到 1800K 时,CO 排放有了明显地降低。这也与 CO 的形成机理一致,进一步表明 CO 是化学动力学产物,其形成过程主要受燃烧温度的控制。

2.7 本章小结

本章从控制甲醇浓度、二甲醚(DME)浓度和废气再循环(EGR)比例这三个变量出发,研究了它们对甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式的燃烧特性、运行工况范围和排放特性的影响,提出了该燃烧方式下燃烧过程的优化控制策略。本章所得主要结论如下:

- (1) 甲醇浓度、DME 浓度和 EGR 比例是甲醇/二甲醚气道喷射 HCCI 燃烧方式的主要控制参数。甲醇浓度增大,缸内最大爆发压力降低,峰值放热率降低,着火时刻推迟,燃烧持续期延长;DME 浓度增大,缸内最大爆发压力升高,峰值放热率升高,着火时刻提前,燃烧持续期缩短;EGR 率增大,缸内最大爆发压力降低,峰值放热率降低,着火时刻推迟,燃烧持续期延长。
- (2) 纯 DME HCCI 只能在小负荷工况下运行,采用甲醇/二甲醚气道喷射实现 HCCI 燃烧能大大拓宽运行工况范围,并能保持极低的 NO_x 排放,但存在小负荷燃烧效率和热效率较低,HC 和 CO 排放高的问题。
- (3) 甲醇/DME 气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式的爆震和“失火”边界随甲醇浓度增大,DME 浓度也需相应增大;随负荷增大,甲醇/DME 的浓度变化范围减小,因此在中高负荷还存在着可控范围窄,控制难度大的问题。
- (4) 采用 EGR 能拓宽 HCCI 中高负荷工况的可控范围,但很难扩展其负荷范围。
- (5) 在小负荷工况,采用纯 DME 加大比例 EGR 的 HCCI 方案能改善热效率。
- (6) 在中高负荷工况,采用高 EGR 率、高 DME 比例方案可以提高甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式的热效率,降低其 HC 和 CO 排放。
- (7) 甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式的负荷受 DME 和甲醇浓度共同控制,其最大负荷范围仍有待进一步提高。

第三章 二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧方式的研究

甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式能实现部分负荷下高效低 NO_x 排放的清洁燃烧,但其负荷范围仍局限在原非增压柴油机中高负荷,仍需进一步扩展运行工况范围到大负荷。另外,在低负荷工况,甲醇/二甲醚气道喷射 HCCI 燃烧模式的热效率较低,改善低负荷工况 HCCI 的热效率也是需要解决的问题之一。本章提出了二甲醚气道喷射与甲醇燃料缸内直喷相结合的复合燃烧方式,通过控制甲醇燃料喷射时刻和二甲醚喷射比例来实现不同的燃烧模式,根据不同工况合理组织燃烧模式,最大限度拓宽发动机负荷工况范围,实现发动机全工况范围内的高效清洁燃烧。

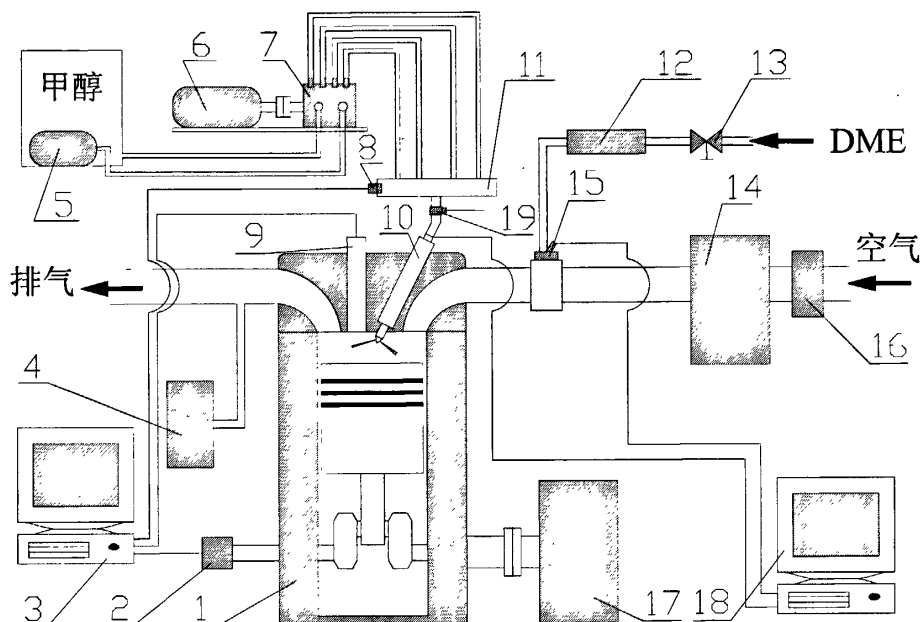
3.1 二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧研究方案

3.1.1 实验系统及研究方法

图 3-1 为进行二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧试验研究的发动机台架示意图。实验用发动机为一台四缸、水冷、四冲程柴油发动机,标定功率、转速为 $132\text{kW} / 2300\text{r/min}$,最大扭矩、转速为 $660\text{Nm} / 1500\text{r/min}$ 。考虑到试验需要,对该发动机的第一缸及其相关部件做了适当改装,在第一缸进气管上加装了甲醇燃料电控喷油器,二甲醚喷气阀,在缸内安装了压力传感器。改装后该发动机的第一缸可进行二甲醚气道/甲醇缸内复合喷射试验,具有独立的进排气系统,其它三缸仍保持与原机一致。该实验发动机主要参数见表 3-1。

改装后的发动机试验系统,其 DME 和甲醇的喷射分别通过二套燃油供给系统控制实现,其中 DME 通过储气罐供给,在稳压管内挥发成气态,其喷气阀安装在第一缸独立的进气管上,气体流量由稳压管内压力和喷射脉宽共同决定。DME 气体在进气上止点后 50° 喷射,与空气在进气和压缩行程内形成均质混合气。甲醇采用缸内直喷,通过一套中压共轨燃油喷射系统实现。在本研究中固定甲醇喷射压力为 20MPa 。为了减小进气的脉动对测量进气流量的影响,在进气系统中安装了一个容积较大的稳压箱,涡街流量计安装在稳压箱的空气进口处。气缸压力的采集由 Labview 高速采集系统完成。缸盖上安装有压力传感器,与 Labview 采

集系统相连。气体排放的测量采用 Horiba MEXA-7100DEGR 排气分析仪。



- 1、实验发动机 2、角标编码器 3、缸内压力采集系统 4、排气分析仪 5、燃油泵 6、电机
7、燃油泵 8、共轨压力传感器 9、压力传感器 10、电控喷油器 11、共轨管
12、DME 稳压管 13、DME 控制阀 14、稳压箱 15、DME 电磁阀 16、涡街流量计
17、测功机 18、电控燃料喷射系统 19、油压传感器

图 3-1 发动机台架示意图

表 3-1 实验发动机主要技术参数

缸径×行程	112×132 mm
单缸排量	1.3 L
压缩比	17.5
燃烧室形状	ω 形
进气门开启时刻	13.5 °BTDC
进气门关闭时刻	38.5 °ABDC
排气门开启时刻	56.5 °BBDC
排气门关闭时刻	11.5 °ATDC
涡流比	2
测试缸燃料供给方式	气道/缸内（共轨）

试验前发动机其余三缸燃用柴油预热, 到机油温度大于 90°C , 冷却水温度

85℃左右，在测试缸进行本研究试验。试验时环境温度在 20℃左右。试验过程中通过缸内压力采集系统采集了 50 个循环的缸内压力，经过循环平均后采用零维燃烧模型进行了热力学分析，可得到燃烧放热率和缸内平均温度。

在二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧方式的研究中，甲醇浓度、二甲醚浓度以及 DME 在这两种燃料中所占的热值比例是三个很重要的变量，它们的变化对发动机的燃烧特性以及排放特性都有很大的影响，因此有必要对这几个变量进行定义。其中，采用燃空当量比来代表甲醇和二甲醚的浓度，其定义见本文第二章第一节。另外，采用 DME 的热值百分比来代表 DME 燃料在双燃料中的比例，其计算公式如下：

$$R_{DME} = \frac{G_{DME} \times h_{DME}}{G_{DME} \times h_{DME} + G_{MEOH} \times h_{MEOH}} \times 100\% \quad (3-1)$$

其中： G_{DME} 、 G_{MEOH} 分别为 DME 和甲醇的质量流量 (kg/h)， h_{DME} 和 h_{MEOH} 分别为 DME 和甲醇的低热值。

3.1.2 共轨燃油喷射系统的标定

试验采用的共轨燃油喷射系统如图 3-1 所示，主要由电控喷油器、共轨管、直列式柱塞泵、电机、输油泵和燃油箱组成。工作时，燃油箱中的甲醇通过输油泵加压后进入直列式柱塞泵中，柱塞泵由电机带动，转速独立于发动机转速。柱塞泵的四个柱塞在每个电机转速分别向共轨管供一次油，共轨管中的压力通过柱塞泵齿条拉杆控制。连接在共轨管上的电控喷油器根据电控系统发出的喷油信号可在发动机工作循环内任意时刻喷油，喷油量通过喷射脉宽和共轨压力共同确定。由于准确的喷油量和喷射时刻在试验研究中至关重要，因此必须对它们进行标定。

甲醇喷油量的标定可以在离线模式下进行。在离线模式下，调节不同的共轨压力和喷射脉宽，测出此时从喷油器喷入量筒中的甲醇体积，并以之计算出甲醇的质量流量，所得的数据如表 3-2 所示。

表 3-2 甲醇质量流量标定表

	喷射脉宽(ms)	质量流量(kg/h)
P _{CM} =20MPa n=1400r/min	2.38	1.132
	2.98	2.172
	3.57	3.266
	4.17	3.896
	4.76	4.444
	5.36	4.987

根据表 3-2 所列出的数据,可以拟合出共轨压力 20MPa 时甲醇质量流量和喷射脉宽之间的关系曲线,如图 3-2 所示。

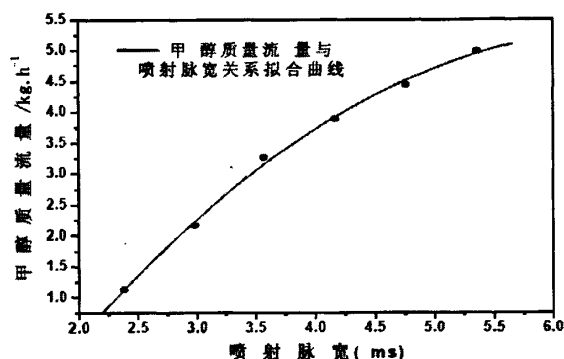


图 3-2 甲醇质量流量与喷射脉宽的关系

甲醇质量流量与喷射脉宽的拟合公式为:

$$y = -0.23426x^2 + 3.09518x - 4.91146 \quad (3-2)$$

其中 y —甲醇质量流量 (kg/h), x —喷射脉宽 (ms)。

根据上面的拟合公式,可以算出共轨压力 20MPa 时不同喷射脉宽对应的甲醇喷射量。由于甲醇的粘度较低,在喷射过程中压力过高会导致供油系统的泄漏量增加,共轨压力产生较大波动,基于这个原因在试验中我们把甲醇的喷射压力定在为 20MPa。

在甲醇缸内直喷过程中,不同的喷射时刻会导致不同的燃烧放热规律,因此确定甲醇准确的喷射时刻对正确掌握其燃烧规律具有重要意义。一般来说,喷油时刻可分为理论喷油时刻和实际喷油时刻。在电控系统的实时控制界面上给出的喷油时刻可认为是理论喷油时刻;燃油经过高压管路到达喷油器,直到喷油器针阀开启燃油喷出过程中会产生一定的延迟,包括液力延迟和机械延迟等,这一系列的延迟会导致实际的喷油时刻滞后于电控系统给出的喷油信号时刻,因此针阀开启后燃油喷出的那一刻才是真正的喷油时刻。在本研究中,采用油管压力传感器获取喷油过程中喷油器嘴端压力的变化曲线,再根据该压力曲线来近似的确定实际喷射时刻。如图 3-3 所示。图中上半部分曲线为甲醇燃料喷油器嘴端的油管压力曲线,下半部分为电控燃料喷射系统给出的喷油信号,图中三条曲线对应三个不同的喷射脉宽,分别为 17.5 °CA, 20 °CA, 25 °CA。图中可以看到,随着喷射脉宽加大(喷射量增加),喷射持续期相应增大;在理论喷油时刻均不变的情况下,三条油管压力曲线在压力上升过程中均出现转折,各转折点所对应的曲轴转角位置基本不变,因此,我们把这些转折点所对应的曲轴转角作为实际喷油时刻,并认为该实际喷油时刻不随喷射脉宽变化。据此近似的确定所有甲醇喷射脉宽下的喷油延迟均为 14 °CA。本章后面部分提到的实际喷油时刻均通过这种方法

确定。

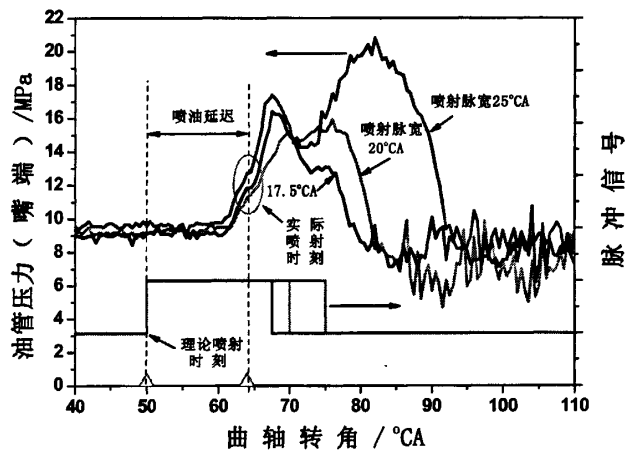


图 3-3 甲醇实际喷射时刻的标定

3.2 甲醇缸内直喷实现不同燃烧模式的研究

在二甲醚气道喷射与甲醇燃料缸内直喷双燃料复合燃烧方式中，甲醇燃料的喷射时刻和喷射油量是极为重要的两个控制变量，甲醇喷射时刻变化会导致燃烧模式变化，而喷射油量会直接影响到发动机的负荷，因此本章将重点研究甲醇缸内喷射时刻变化和燃油喷射量对燃烧模式以及对发动机燃烧和排放的影响。

3.2.1 甲醇喷射时刻对燃烧模式影响的试验研究

表 3-3 甲醇喷射时刻方案 (1400r/min)

工况号	理论喷射 时刻 °CA ATDC	实际喷射 时刻 °CA ATDC	喷射压 力 MPa	甲醇 当量比	DME 当量比	$R_{DME} \%$	总当量 比	COV_{imep}
Case1	-20	-6	20	0.119	0.111	48.1	0.230	9.99
Case2	-40	-26	20	0.119	0.092	43.8	0.211	8.93
Case3	-60	-46	20	0.119	0.107	47.5	0.226	9.56
Case4	-80	-66	20	0.119	0.160	57.5	0.279	9.58
Case5	-140	-126	20	0.119	0.155	56.6	0.274	8.94

甲醇喷射时刻对二甲醚气道喷射与甲醇燃料缸内直喷双燃料复合燃烧方式有着重要影响。在本研究中，我们选取了 1400r/min 发动机转速下 5 种甲醇喷射时刻工况，各喷射时刻下对应的甲醇浓度、DME 比例见表 3-3。选取的这 5 种工

况均为发动机正常燃烧边界点（根据 COV_{imep} 值判断），各对应的 DME 比例为发动机正常燃烧所需的最小 DME 热值比例。文中提到的喷射时刻均指的是实际喷射时刻。

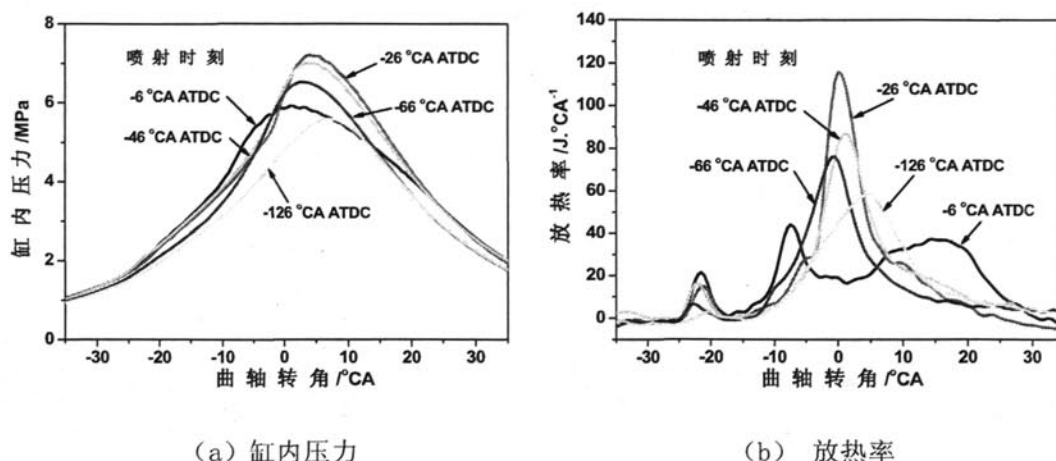


图 3-4 甲醇喷射时刻对燃烧过程的影响

图 3-4 是甲醇喷射时刻对缸内压力和燃烧放热规律的影响。图 3-4(a) 表明，在较晚的喷射时刻缸内最大爆发压力较低，随着喷射时刻的提前，最大爆发压力先升高然后降低。图 3-4(b) 放热率曲线表明，在较晚的喷射时刻（-6°CA ATDC），放热率曲线呈现出三个明显的放热峰值。随着喷射时刻的提前，变为双峰放热，且主放热峰值先升高后降低。

图 3-4 表明，甲醇喷油时刻的改变使双燃料复合燃烧方式的燃烧模式发生改变，这是由于，进气道喷入的 DME 和空气在进气和压缩过程中形成均质混合气，当缸内达到一定的温度和压力后，由于 DME 高十六烷值的特性，其均质混合气首先着火，放热过程有着明显的均质压燃两阶段放热的特点，放热持续时间很短，且发生在上止点前。缸内喷入甲醇后，在喷射时刻较晚的情况下，由于之前 DME 均质压燃放热的作用，给甲醇提供了足够的着火温度，故喷射的甲醇燃料在经历很短的滞燃期后很快着火，形成放热率曲线上的第三峰，由于喷射时刻较晚，着火前大量甲醇未能和空气完全混合，此时的燃烧为混合控制的扩散燃烧，放热速度较慢，燃烧持续期长。因此在喷射时刻较晚时（-6°CA ATDC）燃烧过程呈现出三个阶段的分布式放热规律，即 DME 的低温放热和高温放热以及甲醇的低温扩散燃烧放热三个阶段。随着喷射时刻的提前，在 DME 高温放热前甲醇即喷入，甲醇着火燃烧前形成部分预混合气，DME 高温放热和甲醇预混合燃烧几乎同时进行，故第二放热峰值明显增大，放热速度加快，燃烧温度升高，但还有部分的甲醇进行扩散燃烧，因而其燃烧规律为 DME 均质压燃低温放热与 DME 高温放热和甲醇预混合燃烧以及甲醇的高温扩散燃烧模式。当喷射时刻进一步提前，喷射的甲醇大部分在着火前和 DME 以及空气混合形成均质混合气，此时 DME 的高温放热和甲醇

的高温放热同时出现, 由于甲醇大的汽化潜热造成缸内温度降低, 因此放热峰值下降, 此时的燃烧模式为 DME 和甲醇预混压燃 (PCCI-Premixed Charge Compression Ignition) 燃烧模式。在该燃烧模式下, 由于甲醇大的汽化潜热以及对 DME 低温反应的抑制作用, 使得发动机正常着火所需的 DME 热值比例 (即 DME 浓度) 增加, 这在本文第二章甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧模式中有所论述, 同时也造成 DME 低温放热的推迟。

图 3-4 (b) 还可以看到, 在较晚的喷射时刻 (-6°CA ATDC), 甲醇喷入前, DME 放热基本结束, 此时 DME 为均质压燃燃烧, 而接下来的甲醇扩散燃烧放热持续时间较长, 造成后燃增加, 这对热效率和排放都有不利影响。因此需要合理控制喷射时刻, 以获得最优的放热分布。

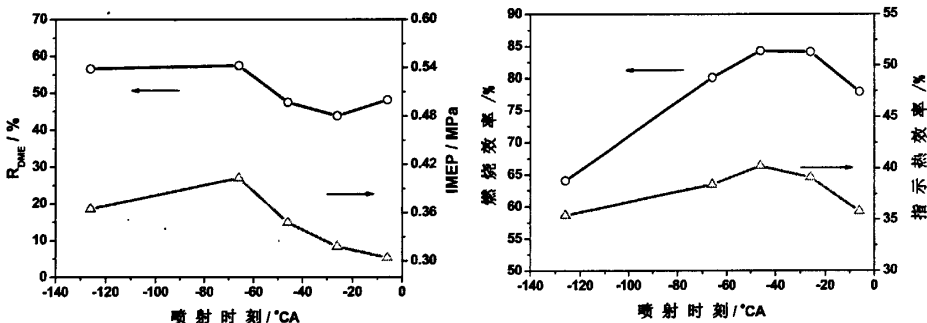


图 3-5 喷射时刻对 DME% 和 IMEP 的影响 图 3-6 喷射时刻对燃烧效率和热效率的影响

图 3-5 是甲醇喷射时刻对 DME 热值比例和平均指示压力 (IMEP) 的影响。从图中可以看出, 随着甲醇喷射时刻的提前, DME 在双燃料中所占的热值比例先减小后增加, IMEP 随喷射时刻提前先增大后减小。甲醇在中间时刻喷射, 缸内热力条件较高, 故所需的 DME 热量较小, 热效率最高, IMEP 也较高; 在上止点附近喷射, 甲醇的着火时刻推迟到上止点后, 缸内温度下降, 因此着火所需的 DME 比例需稍微增加, 由于在燃烧室壁面附近的燃料较浓, 氧浓度低, 使得燃烧反应速率减慢, 燃烧持续期长, 后燃损失增加, IMEP 降低; 在较早的喷射时刻, 缸内热力状态较低, 且甲醇大的汽化潜热造成缸内温度进一步下降, 故需要更大浓度的 DME 来提供热量, 此时的燃烧过程更接近于均质压燃, 由于燃料‘湿壁’现象使部分甲醇残留在缸套表面下, 导致燃烧效率相对降低, IMEP 减小。

图 3-6 是甲醇喷射时刻对燃烧效率和指示热效率的影响。燃烧效率和指示热效率有着相同的变化趋势, 均随着喷射时刻的提前先增大后减小。在中间喷射时刻 (甲醇高温扩散燃烧模式) 附近出现较高值, 而喷射时刻较早 (PCCI 燃烧模式) 和较晚 (甲醇低温扩散燃烧模式) 时降低。在较晚的喷射时刻, 甲醇以低温扩散燃烧为主, 燃烧室壁面附近由于温度较低导致燃烧速率降低, 后燃损失增加,

未燃碳氢排放升高（见下文），故燃烧效率降低，热效率相应降低。在早的喷射时刻燃料和空气混合的时间较长，因此混合较为均匀，为 PCCI 燃烧模式，由于喷射时刻较早，缸内温度和压力较低，喷射贯穿度大，很容易碰壁造成燃油在冷的气缸壁面沉积，导致不完全燃烧增加，燃烧效率大大降低，热效率也降低。上述结果表明，早喷方式实现的 PCCI 燃烧模式燃烧效率和热效率较低，而甲醇高温扩散燃烧模式燃烧效率和热效率较高。

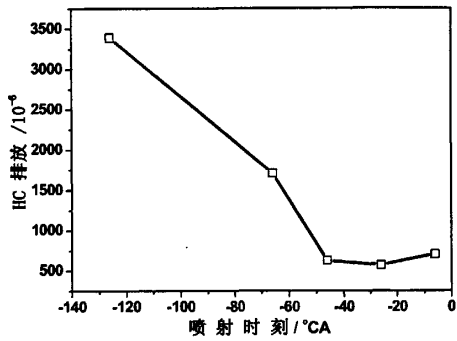


图 3-7 喷射时刻对 HC 排放的影响

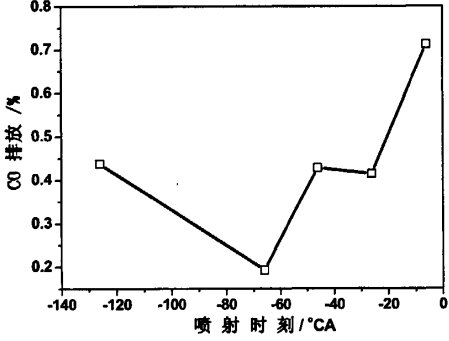


图 3-8 喷射时刻对 CO 排放的影响

图 3-7 和图 3-8 分别是甲醇喷射时刻对 HC 和 CO 排放的影响。与前面燃烧效率和热效率相对应，随着喷射时刻的提前，HC 和 CO 排放先降低后升高。中间喷油时刻甲醇高温扩散燃烧 HC 和 CO 排放较低，早喷 HC 排放高，晚喷 CO 排放高。如前所述，在较晚的喷射时刻甲醇以低温扩散燃烧为主，燃烧持续期长，故部分燃料在排气门开启时未能燃烧或完全燃烧，导致 CO 和 HC 排放升高，此时大量燃料在氧化成 CO 后由于温度的突然降低未能进一步氧化成 CO₂，故产生较高的 CO 排放。早喷甲醇以 PCCI 燃烧模式为主，由于‘湿壁’现象大量均质混合物堆积在温度较低的压缩余隙及活塞、活塞环和气缸壁形成的环形容积区，造成 HC 和 CO 排放升高。由于早喷燃料的碰壁，导致部分燃料黏附在较冷的气缸壁面，蒸发缓慢，很难完全燃烧。因而对于燃料早喷实现的 PCCI 燃烧，需要改进喷油参数，以匹配活塞的运动，避免燃料碰壁来降低 HC 和 CO 排放。

图 3-9 是甲醇喷射时刻对 NO_x 排放的影响。与 HC 和 CO 相反，随着甲醇喷油提前角的增大，NO_x 排放呈现出先增大后减少的趋势。NO_x 排放最高值出现在甲醇喷射时刻为 -26 °CA ATDC 时。进一步提前喷射时刻，NO_x 排放大大减少，并趋近于零。这也充分表明，甲醇早喷（-126 °CA ATDC）以 PCCI 燃烧为主，NO_x 排放极低，晚喷（-6 °CA ATDC）由于燃烧温度低，以低温扩散燃烧为主，其 NO_x 排放也大幅度降低，而在中间时刻喷油（-26 °CA ATDC），燃烧温度高，甲醇以高温扩散燃烧为主，NO_x 急剧增大。

图 3-10 是甲醇喷射时刻对缸内最高平均温度的影响。可以看到，随着甲醇

喷油时刻提前, 最高平均温度首先升高然后降低, 最高温度出现在 $-26^{\circ}\text{CA ATDC}$, 这与上述结果是一致的。即在中间喷油时刻, 甲醇以高温扩散燃烧为主; 而在较晚的喷射时刻, 甲醇以低温扩散燃烧为主。在早喷时, 预混稀薄混合气形成的 PCCI 燃烧温度较低, 这也与 NO_x 排放的变化趋势一致。

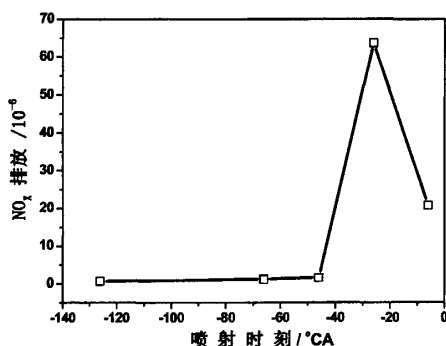
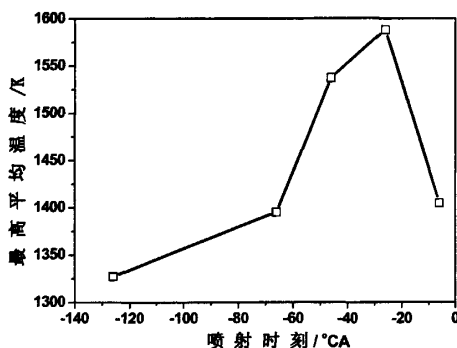
图 3-9 喷射时刻对 NO_x 排放的影响

图 3-10 喷射时刻对最高平均温度的影响

综合分析不同甲醇喷射时刻下的不同燃烧模式, 可以看到, 甲醇燃料早喷 ($-126^{\circ}\text{CA ATDC}$) 表现为双燃料预混稀薄混合气 PCCI 燃烧特性, 此时, NO_x 排放极低, 但燃烧效率和热效率低, HC 排放高; 晚喷 (-6°CA ATDC) 则表现为明显的甲醇低温扩散燃烧特性, 燃烧温度低, 燃烧速率降低, NO_x 排放也可以大幅度降低。对于中间喷油 ($-26^{\circ}\text{CA ATDC}$), 燃烧温度和燃烧速率高, 甲醇属高温扩散燃烧, NO_x 排放高, 但发动机燃烧效率和热效率也高。因而, 控制喷油时刻可以实现不同燃烧模式控制, 从而可得到最佳发动机综合性能 (兼顾热效率和排放), 而最佳性能喷油控制时刻和发动机运行工况 (如转速、负荷等) 有关, 有待进一步的理论和试验研究。

3.2.2 喷射时刻对混合气浓度分布特性影响的 CFD 模拟研究

燃油从喷嘴中喷出后, 经过油束雾化、液滴破碎、油滴间碰撞与聚合、燃油撞壁以及燃油蒸发等复杂的物理过程, 在缸内形成一定浓度的混合气。混合气经过一系列复杂的物理化学准备的过程, 发生自燃并开始燃烧。因此, 燃料着火前的混合过程对燃烧的影响是非常重要的。为了更好的理解喷射时刻对缸内直喷甲醇喷雾过程的影响, 本文采用三维计算流体力学软件 Fire 去定性的研究了无燃烧情况

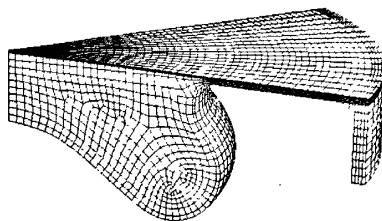


图 3-11 止点时的计算网格

下不同喷射时刻甲醇喷雾及混合物形成的过程。

本研究采用了以下子模型对混合气形成过程进行描述。其中，湍流模型采用 $\kappa-\varepsilon$ 模型，对喷雾过程的模拟分别选用 HuhGosman 雾化模型，Dukowicz 蒸发模型，walljet1 撞壁模型。由于进排气门的尺寸不同，在实际发动机中采用的孔式喷油器和燃烧室与汽缸轴心存在着一定的偏心。在计算中，由于没有考虑进排气门，为了节省计算时间，忽略了偏心的影响，因此可以采用与喷孔数相对应的燃烧室的一部分作为计算域（本研究中采用的是 7 孔喷油器，因此把燃烧室的七分之一作为计算域）。在上止点时的网格数在 2 万个左右，图 3-11 所示。计算从进气门关闭时开始（ $IVC=141.5^{\circ}\text{CA BTDC}$ ）。计算的初始压力和温度由实际发动机的试验数据得到。活塞、气缸顶部和缝隙的表面温度分别估计为 553K, 503K 和 453K。

主要对上节试验部分的三个典型喷射时刻进行了喷雾模拟研究，分别是 -6°CA ATDC ， $-26^{\circ}\text{CA ATDC}$ 和 $-126^{\circ}\text{CA ATDC}$ ，其中 -6°CA ATDC 可作为晚喷的情况， $-26^{\circ}\text{CA ATDC}$ 是对应最高 NO_x 排放的喷射时刻， $-126^{\circ}\text{CA ATDC}$ 对应早喷的情况。

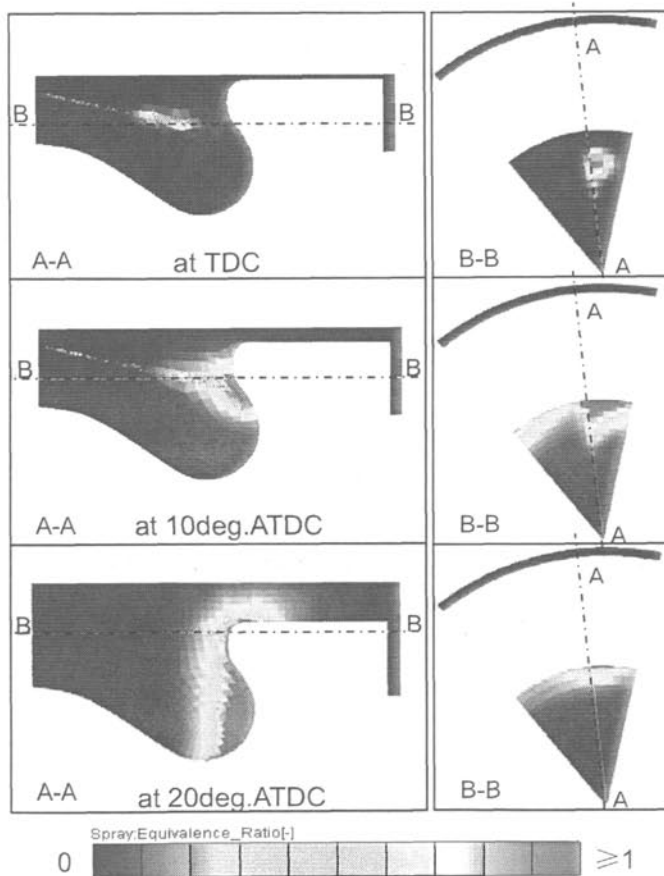


图 3-12 喷射时刻 -6°CA ATDC 的喷雾过程

对上述三种模拟情况，喷射时刻是唯一的变量，其它参数均保持不变。因此，本

部分的模拟结果可以看作是定性的比较不同喷射时刻的喷雾及混合气形成过程，而不是各喷射时刻的真实状况。

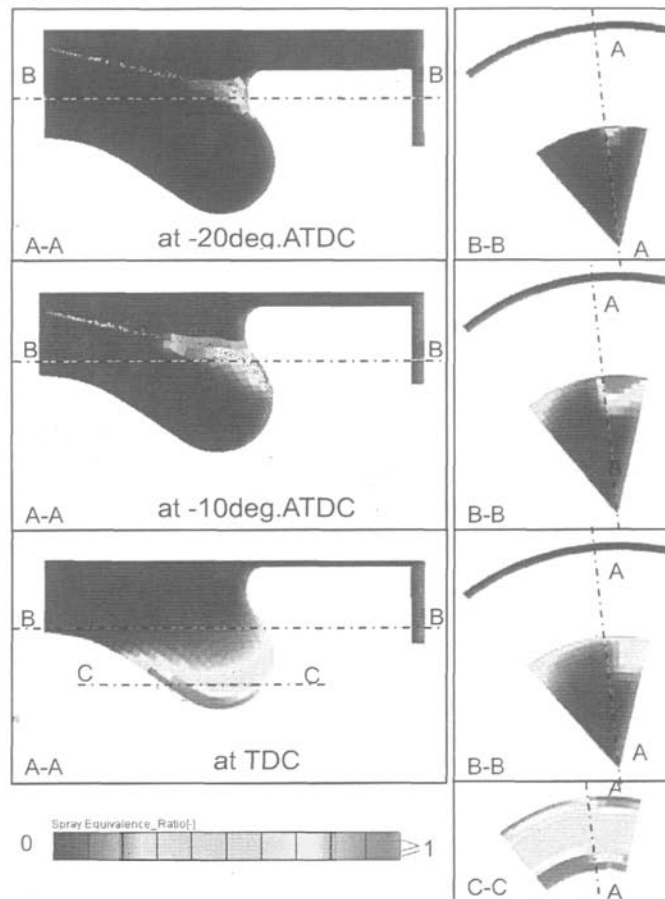


图 3-13 喷射时刻-26°C CA ATDC 的喷雾过程

图 3-12 是-6 °CA ATDC 喷射时刻喷雾及混合气浓度分布随曲轴转角的变化。图 3-13 是-26 °CA ATDC 喷射时刻喷雾及混合气浓度分布随曲轴转角的变化。图 3-12 中可以看到，甲醇在该时刻喷射时，在上止点仅有少量的燃料蒸发，从上节的放热率曲线我们可以看到，在上止点时甲醇的燃烧已经开始，这表明在燃烧开始时仅有少量的燃料参与了燃烧。而随着喷雾的进行，燃料边喷射边和空气混合边燃烧，导致了较长的燃烧持续期。到上止点后 20 度，在燃烧室壁面附近存在着明显的浓度分层，大量燃料分布在燃烧室内壁面附近，将会导致燃烧后期较多的未燃 HC 和 CO 排放生成。相比-6 °CA ATDC 喷射时刻时的情况，-26 °CA ATDC 喷射时刻在上止点前 10 度已经有较多的燃料蒸发，在上止点时燃烧室内部已形成较多的混合气，这表明，与晚喷相比，在甲醇着火前形成了较多的预混合气，将可能导致更快的燃烧放热和更高的燃烧温度，更有利于 NO_x 排放的生成。

图 3-14 和图 3-15 分别是喷射时刻-6 °CA ATDC 和-26 °CA ATDC 在不同曲轴转角下的当量比分布情况。纵坐标 $F(\phi)$ 是当量比密度分布函数，用于表征缸内

混合气分布的均匀程度, 计算公式为

$$F(\phi) = \Delta m / M \quad (3-3)$$

其中, Δm 为某一曲轴转角某一当量比下气体燃料的质量, M 为该曲轴转角下全部气体燃料的总质量。

图 3-14 可以看到, 喷射时刻为 -6°CA ATDC 时, 在上止点的当量比分布范围是相当窄的, 形成的混合气主要分布在 $0 \sim 0.5$ 的当量比范围内, 表明该时刻蒸发的燃料量很少。到上止点 10 度后, 蒸发的燃料量增多, 当量比的分布范围变宽, 而在较浓当量比下的混合气质量密度分布增大, 表明此时形成的浓混合物较多。与图 3-14 相比, 图 3-15 显示的不同曲轴转角下当量比的密度分布变化较大, 表明该喷射时刻下混合气的浓度分布很不均匀, 很容易导致局部的高温区和高浓度区, 有利于 NO_x 排放生成。

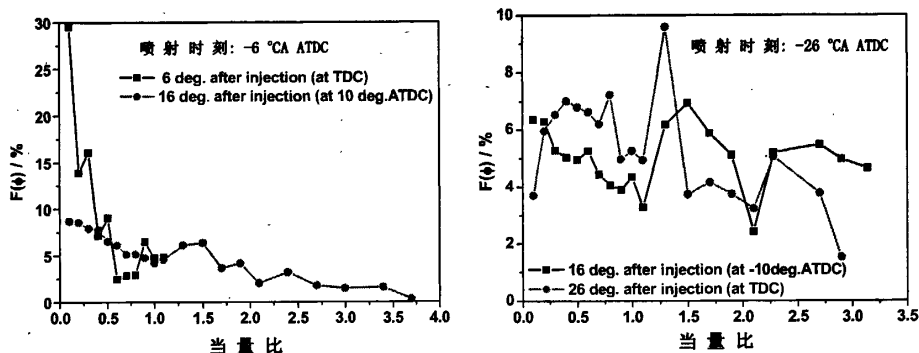


图 3-14 喷射时刻 -6°CA ATDC 的当量比分布 图 3-15 喷射时刻 -26°CA ATDC 的当量比分布

图 3-16 是 -126°CA ATDC 喷射时刻喷雾及混合气浓度分布随曲轴转角的变化。图 3-17 是该喷射时刻下的当量比分布。结合两图可以看到, 在上止点前 20 度, 燃烧室内部的较大范围内已经形成了相对均质的混合气, 当量比分布函数显示此时在燃烧室内部混合气主要分布在 $0 \sim 0.4$ 的当量比范围内, 这表明该喷射时刻下的混合气类似于准均质稀薄混合气。值得注意的是, 图 3-16 中显示在活塞、气缸壁和第一道气环形成的环形缝隙区内有相当浓的混合气, 其当量比分布曲线显示该区域内的混合气分布在当量比 1.7 附近, 由于该环形缝隙区内的温度相对较低, 且处于缺氧状态, 导致此区域内的燃料很难燃烧, 是未燃 HC 排放的主要来源。探索该区域内高浓度混合物形成的原因, 是因为喷射时刻较早, 缸内压力和温度较低, 燃料喷雾的贯穿度大, 在喷雾锥角较大时 (本文中喷雾锥角为 152° , 与试验时一致) 很容易导致喷雾的碰壁, 形成湿壁效应, 由于壁面的温度较低, 湿壁的燃料很难蒸发, 会随着活塞的上行进入环形缝隙区, 导致该处高的燃料浓度。因此对于液体燃料的缸内早喷, 应该修改其喷雾锥角, 使其与活塞的运动相

适应，从而避免喷雾的碰壁，减少未燃 HC 排放的生成。

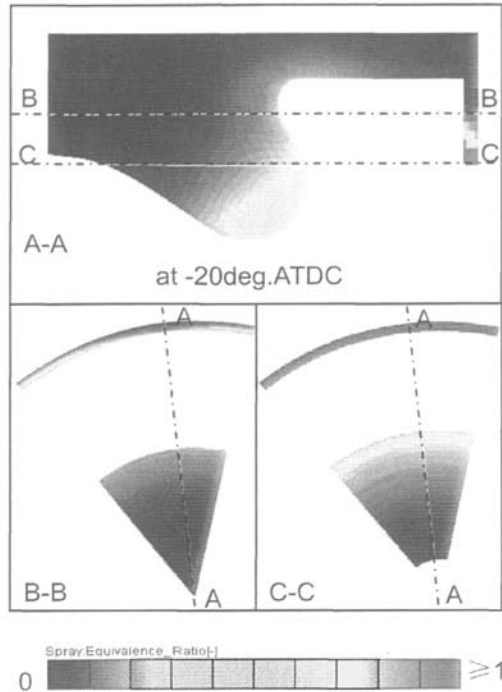


图 3-16 喷射时刻-126°CA ATDC 的喷雾过程

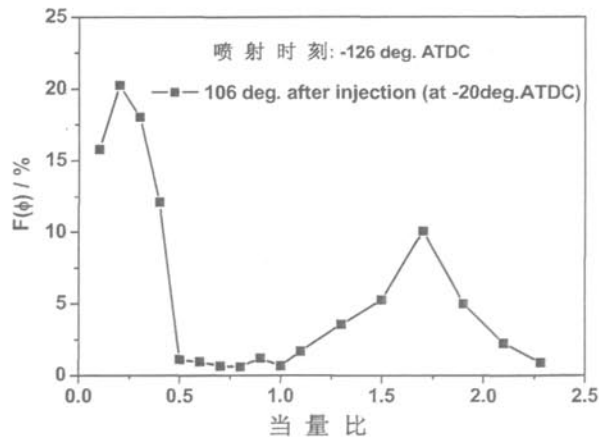


图 3-17 喷射时刻-126°CA ATDC 的当量比分布

上述三种不同喷射时刻的甲醇燃料混合气形成过程及混合气浓度分布特性数值模拟研究计算结果表明，喷射时刻较晚时（-6°CA ATDC），着火前形成的混合物较少，在燃烧室壁面附近有很强的浓度分层；提前喷射时刻（-26°CA ATDC），着火前形成的预混合气增多，混合气的浓度分布极不均匀；喷射时刻较早时（-126°CA ATDC），燃烧室内主要形成稀薄的准均质混合气。早喷时大的喷雾锥角会导致环形缝隙区内高浓度燃料的堆积，造成高的未燃 HC 排放，因此对液体燃料早喷实现的 PCCI 燃烧，应该采用较小的喷雾锥角以避免燃油碰壁现象发生。

3.2.3 甲醇浓度对燃烧模式影响的试验研究

不同喷射时刻下燃烧模式研究结果表明,甲醇缸内喷射时刻的变化会导致燃烧模式的变化,进而对发动机热效率和排放产生较大影响。在此基础上,本节进行了甲醇喷射浓度对燃烧模式影响的研究。由于甲醇浓度直接影响发动机负荷,因此选取了三种甲醇浓度(除工况2和4外),基本覆盖发动机从小到较大负荷工况范围。另外,为了独立分析甲醇浓度的影响,同一甲醇浓度下的DME浓度基本保持不变。本节研究的甲醇喷射时刻方案见表3-4。

表3-4 甲醇浓度和喷射时刻方案(1400r/min)

工况号	喷射时刻 (°CA ATDC)	甲醇当量比 ϕ_{MEOH}	DME 当量比 ϕ_{DME}	总当量比 ϕ
Case1	-6	0.119, 0.338, 0.5	0.105, 0.113, 0.105	0.224, 0.451, 0.605
Case2	-16	0.119, 0.5	0.105, 0.103	0.224, 0.603
Case3	-26	0.119, 0.338, 0.5	0.107, 0.113, 0.102	0.226, 0.451, 0.602
Case4	-36	0.119, 0.5	0.107, 0.102	0.226, 0.602
Case5	-46	0.119, 0.338, 0.5	0.107, 0.113, 0.102	0.226, 0.451, 0.602
Case6	-66	0.119, 0.338, 0.5	0.107, 0.113, 0.102	0.226, 0.451, 0.602

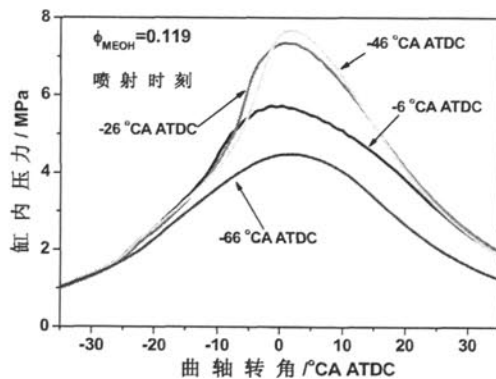
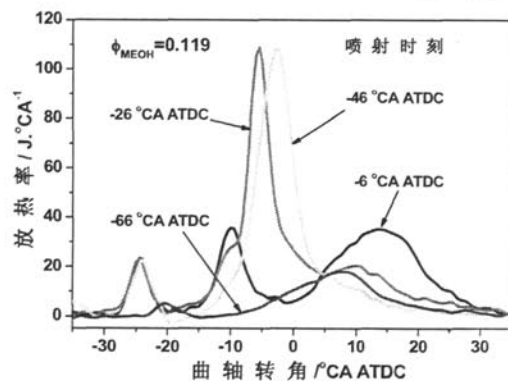
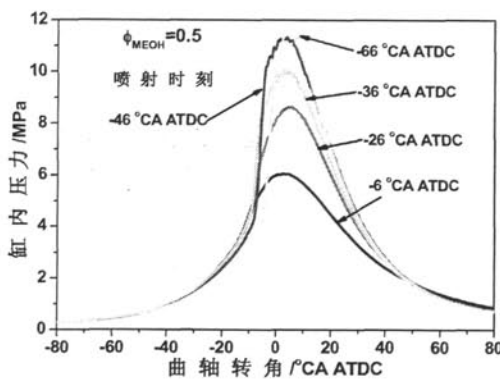
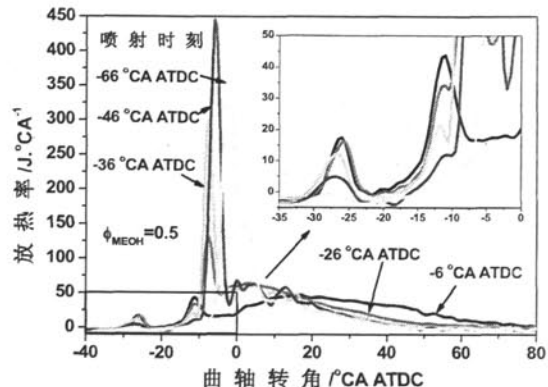
(a) 示功图 ($\phi_{\text{MEOH}}=0.119$)(b) 放热率 ($\phi_{\text{MEOH}}=0.119$)(c) 示功图 ($\phi_{\text{MEOH}}=0.5$)(d) 放热率 ($\phi_{\text{MEOH}}=0.5$)

图3-18 甲醇浓度和喷射时刻对燃烧过程的影响

图 3-18 是两种甲醇浓度下缸内压力和燃烧放热规律随甲醇喷射时刻的变化。图 3-18 (a)和(c)分别是两种甲醇浓度的缸内压力曲线,可以看到,在较低的甲醇浓度,随喷射时刻的提前,缸内最大爆发压力先升高后降低;而在高的甲醇浓度下,较早的喷射时刻会导致最大爆发压力急剧升高,进而导致爆震,晚喷最大爆发压力明显降低。图 3-18 (b)和(d)分别是两种甲醇浓度的放热率曲线,可以看到,在较晚的喷射时刻(-6°CA ATDC),放热率曲线呈现出三个放热峰值。随喷射时刻的提前,放热峰值变为两个,且第二放热峰值明显增大,在低甲醇浓度下较早的喷射时刻($-66^{\circ}\text{CA ATDC}$)发动机“失火”,放热量很少;在高甲醇浓度较早的喷射时刻会导致急剧的放热,造成爆震燃烧。晚喷时的分布式放热规律能明显减缓放热速率,但燃烧持续期长,会对热效率有不利影响。

上述现象表明,甲醇浓度变化对燃烧模式有较大影响。低甲醇浓度(甲醇当量比为 0.119)的燃料喷射量较少,在上止点前 66 度喷射时,形成预混 PCCI 燃烧模式,由于甲醇汽化潜热的影响导致缸内温度下降,从而使得正常着火的 DME 浓度必须增大,当 DME 浓度较低提供的热量不足以引燃甲醇时,发动机“失火”。在较高的甲醇浓度(甲醇当量比为 0.5),缸内形成较大的浓度分层,在上止点前 36 度喷射出现甲醇高温扩散燃烧,由于混合气较浓,燃烧温度高,放热速率快,最大爆发压力高,很容易导致爆震燃烧;进一步提前喷射时刻,爆震强度加大,放热更为剧烈,会造成极高的 NO_x 排放(见下文)。而通过推迟喷射时刻($-26^{\circ}\text{CA ATDC}$ 后),合理组织放热分布,可以降低最大爆发压力,减少燃烧反应速率,进而扩展发动机工况范围。因此,在高的甲醇浓度下,适合采用晚喷实现低温扩散燃烧来扩展发动机负荷工况范围。

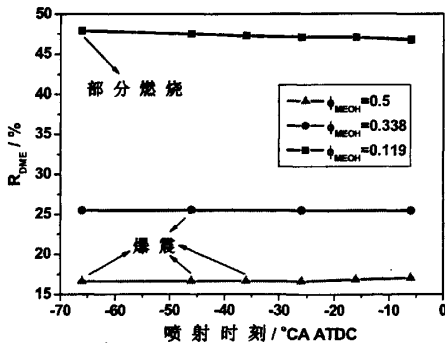


图 3-19 甲醇浓度和喷射时刻对应的 DME 比例

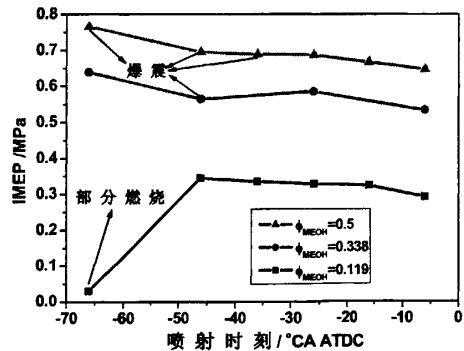


图 3-20 甲醇浓度对 IMEP 的影响

图 3-19 是与表 3-4 对应的不同甲醇浓度和喷射时刻下的 DME 热值比例。在本研究中,为了便于比较,相同甲醇浓度下的 DME 热值比例被尽量保持一致,但由于 DME 蒸汽压力的变化,该值稍有变动。图中表明,在低的甲醇浓度下,较早的喷射时刻(如 $-66^{\circ}\text{CA ATDC}$),如果保持与晚的喷射时刻相同的 DME 热值比例,

由于甲醇大的汽化潜热作用,会导致发动机出现部分燃烧甚至“失火”,此时必须增大 DME 的浓度;而在较大的甲醇浓度下,保持与晚喷相同的 DME 比例,很容易导致发动机爆震,此时必须减小 DME 的浓度。因此,在较早的喷射时刻,DME 和甲醇比例的变化范围小,控制难度大。另外,还可以看到,随着甲醇浓度的增大,DME 的热值比例大大降低,表明 DME 的主要作用是为甲醇提供稳定着火所需的热量,当甲醇浓度增大,负荷也相应增加,缸内温度升高,代替了部分 DME 的作用,因此发动机稳定着火所需的 DME 热值比例减小。

图 3-20 是甲醇浓度和喷射时刻对平均指示压力 (IMEP) 的影响。从图中可以看出,在低的甲醇浓度,喷射时刻提前,IMEP 先升高后降低,在中间几个喷射时刻,IMEP 变化比较平缓;而在高的甲醇浓度,IMEP 随喷射时刻的提前呈明显上升的趋势,但会出现爆震燃烧。在相同喷射时刻,随甲醇浓度的增大,IMEP 明显增大。喷射时刻较晚,会造成后燃损失增加,IMEP 降低。在较早的喷射时刻,低甲醇浓度下,甲醇大的汽化潜热造成缸内温度下降,DME 低温放热减少,故需要更大浓度的 DME 来提供热量,在保持与晚喷相同的 DME 比例不变时,发动机失火,IMEP 很小;而在高的甲醇浓度,负荷增大,缸内温度升高,提前喷射时刻在甲醇高温扩散燃烧模式很容易出现爆震燃烧。这表明,在高甲醇浓度较早的喷射时刻可控范围窄,燃烧过程很难控制。因此,在高的甲醇浓度采用较晚的喷射更能有效的控制燃烧,实现发动机负荷工况范围的扩展。

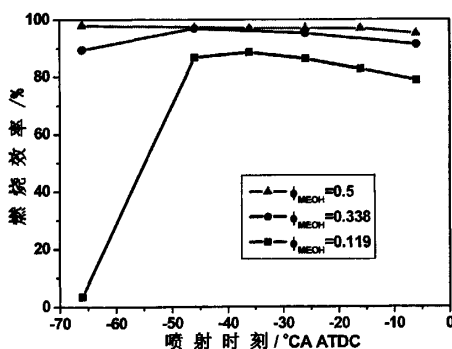


图 3-21 甲醇浓度对燃烧效率的影响

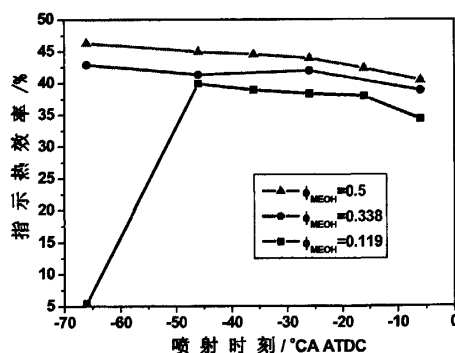


图 3-22 甲醇浓度对指示热效率的影响

图 3-21 和图 3-22 分别是甲醇浓度和喷射时刻对燃烧效率及指示热效率的影响。燃烧效率和指示热效率有着相似的变化趋势。在低的甲醇浓度,随喷射时刻的提前燃烧效率和指示热效率先增大后减小,在中间喷射时刻的改变较为平缓;而对于高的甲醇浓度,燃烧效率和指示热效率均随着喷射时刻的提前而升高。在相同喷射时刻,随着甲醇浓度的增大,燃烧效率和指示热效率明显升高。在较晚的喷射时刻,甲醇以低温扩散燃烧为主,过浓混合气导致燃烧速率降低,后燃损失增加,故燃烧效率和热效率均降低。在较早的喷射时刻,对低的甲醇浓度,

DME 比例相对较低导致失火, 燃烧效率和热效率大大降低; 而对高的甲醇浓度, 负荷增大, 缸内温度升高, 所需正常着火的 DME 比例减少, DME 比例相对较高很容易造成爆震燃烧, 轻微爆震产生的快速放热对提高燃烧效率和热效率有利, 但如果发生强烈爆震会导致机械损失和传热损失增加, 热效率降低, 甚至有可能造成发动机损坏。

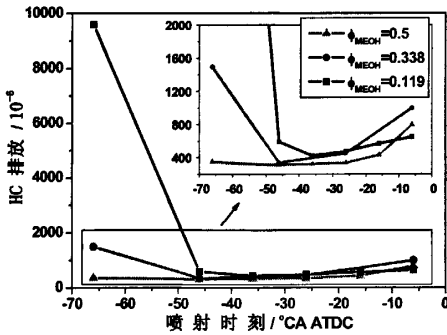


图 3-23 甲醇浓度对 HC 排放的影响

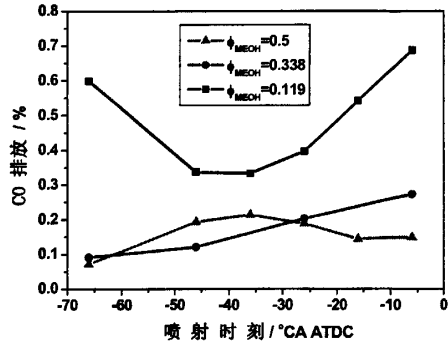


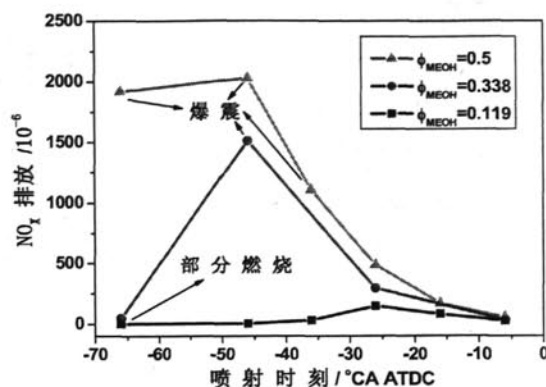
图 3-24 甲醇浓度对 CO 排放的影响

图 3-23 是甲醇浓度和喷射时刻对 HC 排放的影响。与前面燃烧效率和热效率相对应, 随着喷射时刻的提前, HC 排放先降低后升高。在同一喷射时刻, 随着甲醇浓度的增大, HC 排放基本呈减小的趋势, 但在晚喷时中间甲醇浓度 HC 最高, 较小甲醇浓度 HC 最低。在较晚的喷射时刻甲醇以低温扩散燃烧为主, 燃烧持续期长, 部分燃料在排气门开启时未能燃烧, 随着甲醇浓度的增大, 喷射持续期延长, 燃烧持续期也延长, 后燃的甲醇比例增加, HC 排放也随之增加, 但在高的甲醇浓度下, 负荷较大, 缸内温度高, HC 氧化的程度高于甲醇浓度的增加, HC 排放反而降低。在较早的喷射时刻, 滞燃期长, 甲醇蒸汽扩散面积增大, 部分燃料有可能进入气缸压缩余隙和环形缝隙区, 导致未燃 HC 排放增加, 低甲醇浓度早喷的失火导致 HC 排放剧增。

图 3-24 是甲醇浓度和喷射时刻对 CO 排放的影响。基本上, 随着甲醇浓度的增大, CO 排放减少。在低的甲醇浓度下, CO 排放随喷射时刻的提前先减小后增大, 但在高的甲醇浓度呈现出相反的规律。低的甲醇浓度晚喷时燃烧温度低, 燃烧持续期长, 导致大量燃料在氧化成 CO 后由于温度的突然降低未能进一步氧化成 CO_2 , 故产生较高的 CO 排放; 而在较早的喷射时刻部分燃料扩散到温度相对低的燃烧室壁面、气缸压缩余隙和环形缝隙区, 也导致 CO 难以进一步氧化, 造成 CO 排放升高。随着甲醇浓度的增大, 缸内温度升高, CO 排放相应减少。但在高的甲醇浓度, 中间喷射时刻 CO 排放反而升高, 可能是由于此时浓的甲醇喷雾碰撞在活塞顶部的结果, 具体原因还有待进一步的研究。

图 3-25 是甲醇浓度和喷射时刻对 NO_x 排放的影响。与 HC 和 CO 相反, 随着甲

醇浓度的增大, NO_x 排放升高; 随着喷射时刻的提前, NO_x 排放呈现出先增大后减少的趋势。晚喷为甲醇低温扩散燃烧模式, NO_x 排放较低, 即使在高的甲醇浓度, NO_x 排放也仅为 500×10^{-6} (-26°CA ATDC 喷射时刻)。喷射时刻提前, 甲醇燃烧转变为高温扩散燃烧模式, 在高的甲醇浓度, 发动机出现爆震, NO_x 排放急剧升高。

图 3-25 甲醇浓度对 NO_x 排放的影响

综合比较不同甲醇浓度和喷射时刻的燃烧特性和排放特性, 可以发现, 随甲醇浓度增大, 高温扩散燃烧模式出现的时刻提前, 提前喷射时刻燃烧可控范围变窄。高甲醇浓度采用晚喷 (-26°CA ATDC 后), 燃烧过程可以得到较好的控制, 并能获得高的平均指示压力, 较高的热效率, 较低的 HC 和 CO 排放, 且 NO_x 排放也仅在 500×10^{-6} 左右。在低甲醇浓度, 采用高温扩散燃烧模式可以实现低负荷较高的热效率, 是改善 HCCI 低负荷工况热效率的有效途径之一。

3.2.4 二甲醚浓度对燃烧模式影响的试验研究

本章前面几节对甲醇不同喷射时刻和喷射浓度对燃烧模式的影响进行了研究, 然而对 DME 气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式来说, DME 浓度也是控制其燃烧过程的一个重要因素。因此, 在这一节, 进一步探讨 DME 浓度在双燃料复合燃烧中所起的作用。

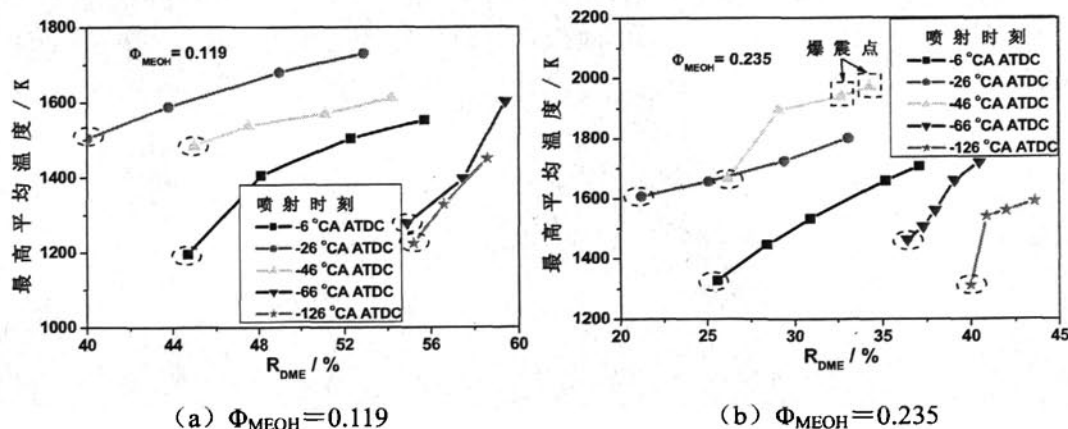


图 3-26 不同喷射时刻下 DME 浓度对最高平均温度的影响 (1400r/min)

图 3-26 是发动机转速为 1400r/min 时不同喷射时刻下 DME 浓度对缸内最高平均温度的影响。图 3-26 (a) 是甲醇当量比为 0.119 时的情况。图 3-26 (b)

甲醇当量比为 0.235 时的情况。图中椭圆虚线框中的工况为部分燃烧工况点，方形虚线框内为爆震工况点，DME 浓度由 DME 在双燃料中所占的热值比例来表示。图中表明，随 DME 浓度增大，初期放热增多，压缩终了的缸内温度升高，使得缸内最高燃烧温度也升高。另外，还可以看到，中间喷射时刻甲醇高温扩散燃烧模式燃烧温度最高，随甲醇浓度和 DME 浓度增大缸内温度进一步升高，容易产生爆震，平均温度接近 2000K，将会导致较高的 NO_x 排放生成。

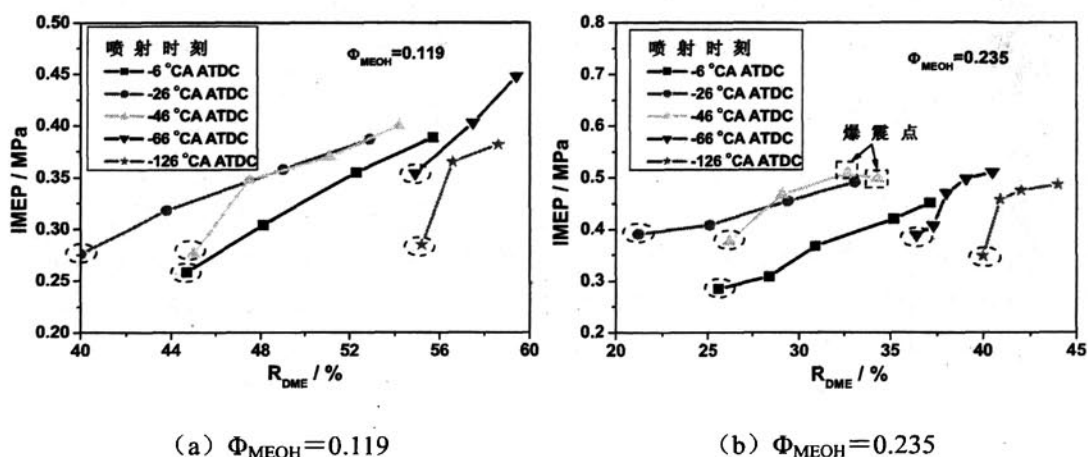


图 3-27 不同喷射时刻下 DME 浓度对 IMEP 的影响 (1400r/min)

图 3-27 是不同喷射时刻下 DME 浓度对平均指示压力的影响。图中可见，不同甲醇浓度和喷射时刻下的 DME 浓度影响相似，均随着 DME 浓度的增大，IMEP 增大。正常燃烧情况下甲醇高温扩散燃烧模式的 IMEP 最高，但甲醇浓度增大后高温扩散燃烧模式工况范围变窄，易发生爆震和失火。早喷（-126°CA ATDC）增大 DME 浓度也能获得较高的 IMEP，但相比更晚的喷射，其所需的 DME 浓度明显增加。试验中也发现，甲醇浓度继续增大后，由于其大的汽化潜热作用，早喷燃料很难着火，需要较浓 DME 提供热量，由于两种燃料浓度均增加，很容易造成爆震燃烧，进一步证明了高甲醇浓度喷射时刻不宜过早。

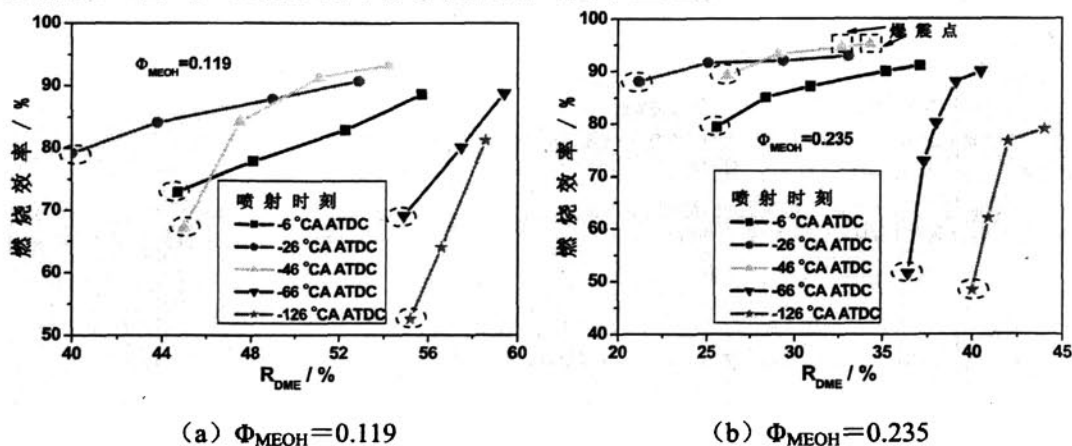


图 3-28 不同喷射时刻下 DME 浓度对燃烧效率的影响 (1400r/min)

图 3-28 是不同喷射时刻下 DME 浓度对燃烧效率的影响。图中表明,随着 DME 浓度增大,初期放热增加,缸内燃烧温度升高,燃烧效率明显升高。正常燃烧情况下甲醇高温扩散燃烧模式的燃烧效率最高;早喷 ($-126^{\circ}\text{CA ATDC}$) PCCI 燃烧模式燃烧效率相对较低,受 DME 浓度的影响较大;晚喷 (-6°CA ATDC) 低温扩散燃烧模式燃烧效率居于上述两者之间。

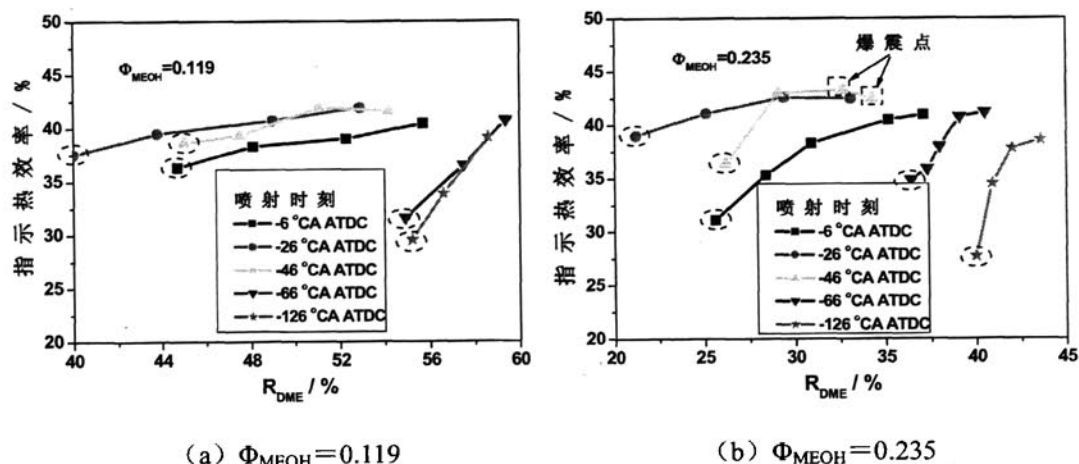


图 3-29 不同喷射时刻下 DME 浓度对指示热效率的影响 (1400r/min)

图 3-29 是不同喷射时刻下 DME 浓度对指示热效率的影响。正常燃烧情况下甲醇高温扩散燃烧模式的指示热效率最高,早喷 PCCI 燃烧模式指示热效率相对较低,受 DME 浓度影响较大。随 DME 浓度增大,燃烧效率升高,指示热效率也相应升高。在甲醇高温扩散燃烧模式, DME 浓度变化范围较窄, DME 浓度相对过大,容易导致爆震燃烧,传热损失增大,指示热效率降低。

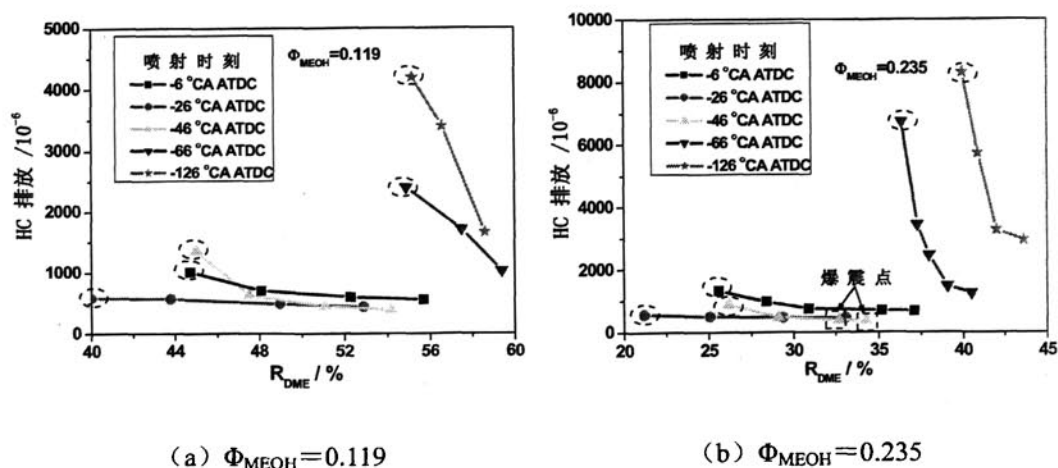


图 3-30 不同喷射时刻下 DME 浓度对 HC 排放的影响 (1400r/min)

图 3-30 是不同喷射时刻下 DME 浓度对 HC 排放的影响。图中可以看到,随 DME 浓度增大,HC 排放降低。甲醇高温扩散燃烧模式的 HC 排放最低,晚喷 (-6°CA ATDC) 甲醇低温扩散燃烧模式 HC 排放居中,早喷 ($-126^{\circ}\text{CA ATDC}$) PCCI 燃烧模

式 HC 排放最高, 受 DME 浓度的影响较明显, 但即使在高的 DME 浓度下, 早喷的 HC 排放也明显高于其它喷射时刻。前面提到, 早喷时部分燃料碰壁造成湿壁现象, 由于壁面温度较低, 壁面上燃料蒸发缓慢, 导致部分燃料随着活塞移动进入活塞和气缸壁面间的环形缝隙区, 归于该区域内较低的温度和氧浓度, 其中的燃料很难氧化, 随活塞上行排出气缸外, 导致高的 HC 排放。因此, 应尽量避免早喷时燃料的碰壁。

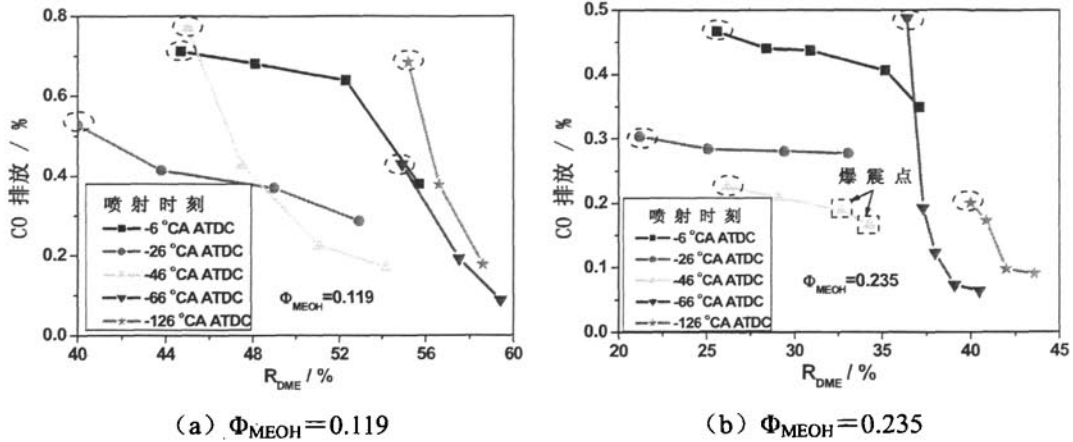


图 3-31 不同喷射时刻下 DME 浓度对 CO 排放的影响 (1400r/min)

图 3-31 是不同喷射时刻下 DME 浓度对 CO 排放的影响。图中可以看到, 随 DME 浓度增大, CO 排放明显降低。正常燃烧范围内, 晚喷甲醇低温扩散燃烧模式 CO 排放较高, 而在较高的 DME 浓度下, 早喷 PCCI 燃烧模式的 CO 排放能达到较低值。早喷由于燃料的碰壁造成较高的 HC 排放, 相比之下燃料氧化成 CO 的几率减少, 因此 CO 排放相对减少。

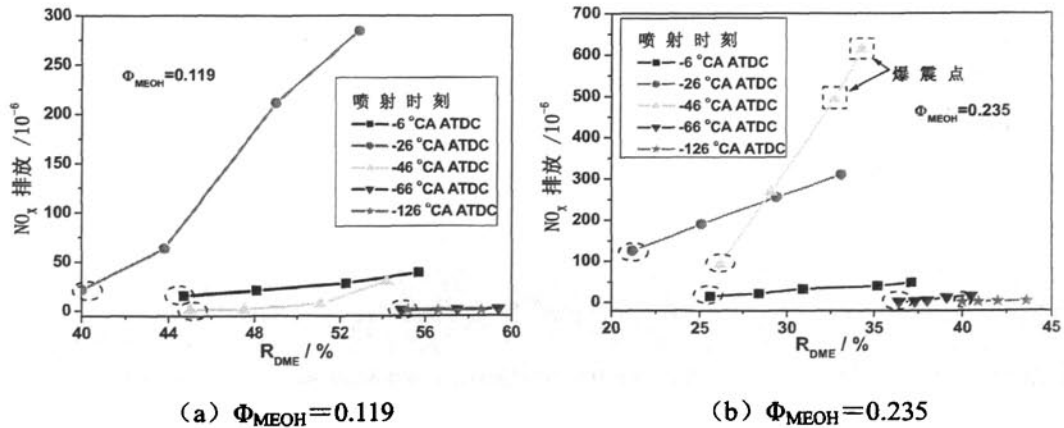


图 3-32 不同喷射时刻下 DME 浓度对 NO_x 排放的影响 (1400r/min)

图 3-32 是不同喷射时刻下 DME 浓度对 NO_x 排放的影响。图中可以看到, 随 DME 浓度增大, NO_x 排放升高。中间喷射甲醇高温扩散燃烧模式的 NO_x 排放较高, 随着 DME 浓度的增大, 其 NO_x 排放明显增大; 在高的甲醇浓度, DME 浓度变化范

围小, 容易造成爆震燃烧, NO_x 排放呈线性增大。早喷 PCCI 燃烧模式 NO_x 排放接近于 0, 随 DME 浓度增大稍稍增加。

综上所述, 随 DME 浓度增大, 缸内最高平均温度升高, IMEP 增大, 燃烧效率和指示热效率增加, HC 和 CO 排放减小, NO_x 排放增加。甲醇高温扩散燃烧模式 NO_x 排放受 DME 浓度影响较大; 而 PCCI 燃烧模式燃烧效率、指示热效率、HC 和 CO 排放受 DME 浓度的影响较大。

3.3 二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧工况范围扩展的研究

在甲醇/DME 气道喷射双燃料 HCCI 燃烧模式的研究中, 发现采用 HCCI 燃烧能获得较高的热效率和极低的 NO_x 排放, 但受大负荷剧烈的燃烧放热导致的爆震燃烧所限制, HCCI 发动机只能达到原非增压柴油机中高负荷水平。因此如何进一步提高发动机的负荷范围, 实现甲醇在全负荷工况范围内的高效清洁燃烧是本章讨论的重点。通过对二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的研究, 发现在高甲醇浓度采用晚喷方式, 能较好的控制大负荷工况的燃烧过程, 实现平缓的分布式放热规律, 使 NO_x 排放大幅度降低。在此基础上, 需要进一步探索采用晚喷方式扩展发动机负荷工况范围的潜力。因此, 我们主要研究了 -6°CA ATDC 和 -26°CA ATDC 两种较晚的喷射时刻方案。

图 3-33 和图 3-34 分别是 -6°CA ATDC 喷射时刻和 -26°CA ATDC 喷射时刻下甲醇和 DME 浓度对缸内压力和放热率的影响。其中 3-33、3-34 (a) 和 3-33、3-34 (b) 分别为两种甲醇浓度 (以燃空当量比表示) 工况。对比图 3-33 和图 3-34 的缸内压力和放热率曲线, 可以看到, -6°CA ATDC 喷射时刻的放热率有明显的三阶段分布式放热规律, 放热速率缓慢, 在高的甲醇浓度 (甲醇当量比为 0.568) 导致很长的燃烧持续期 (到上止点后 80 度才基本结束), 因此造成后燃损失增大, 热效率降低, 未完全燃烧产物增加 (前面已作过研究); 相比之下, -26°CA ATDC 喷射时刻放热速率加快, 燃烧持续期明显缩短 (基本在上止点后 60 度左右结束), 因此热效率相对升高, 未完全燃烧产物减少。同时可以看到, 两种喷射时刻的放热率和缸内最大爆发压力都不高, 这表明, 它们的燃烧过程都能得到较好的控制, 大负荷下不容易出现爆震燃烧, 有进一步扩大发动机负荷工况范围的潜力。

另外, 图 3-33 和图 3-34 还表明, 随着 DME 比例 (即 DME 浓度) 的增大, 缸内最大爆发压力升高, DME 低温放热峰值增大, 主放热开始时刻提前, 甲醇高温放热峰值也提前, 燃烧持续期基本不变。这表明调节 DME 在双燃料中的比例可以控制着火时刻, 但对燃烧持续期影响不大, 因此很难通过增大 DME 浓度来缩短晚

喷射时的燃烧持续期, 燃烧持续期只能通过改善甲醇与空气的混合速率来实现。

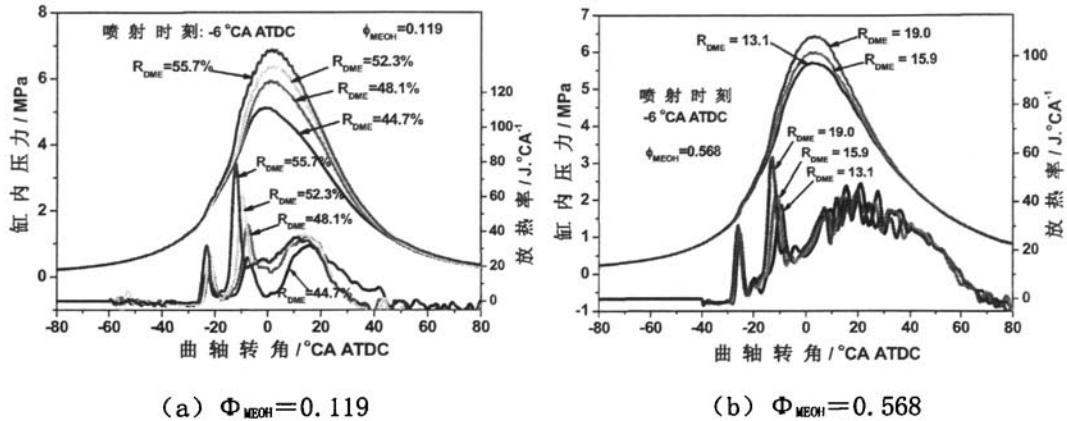


图 3-33 -6°CA ATDC 喷射时刻不同甲醇和 DME 浓度对燃烧过程的影响

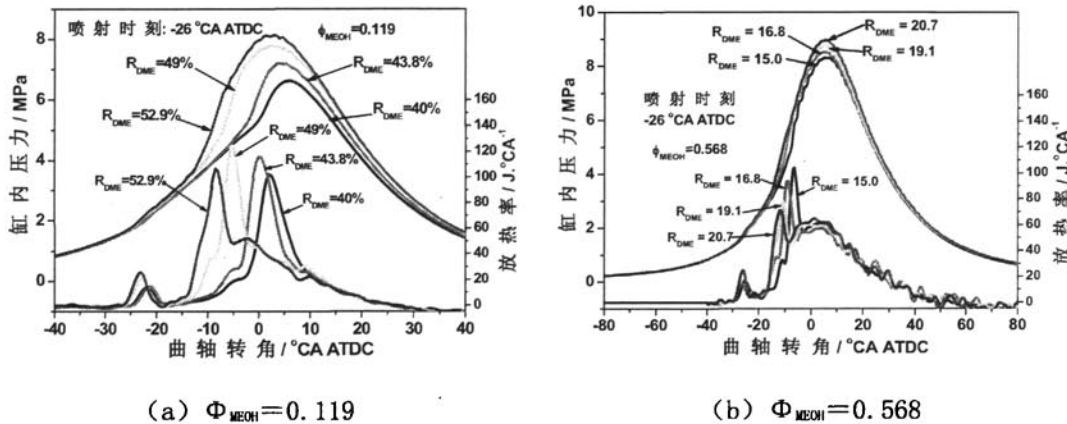


图 3-34 -26°CA ATDC 喷射时刻不同甲醇和 DME 浓度对燃烧过程的影响

图 3-35 (a) (b) 分别是-6°CA ATDC 喷射时刻和-26°CA ATDC 喷射时刻 DME 热值比例和甲醇与 DME 双燃料总燃空当量比的对应关系。图 3-36 (a) (b) 分别是-6°CA ATDC 喷射时刻和-26°CA ATDC 喷射时刻 DME 比例随其质量流量以及甲醇浓度的变化。图中表明, 同一甲醇浓度下, 随 DME 质量流量增大, DME 比例相应增加; 随甲醇浓度增大, DME 比例减小。值得注意的是, 甲醇浓度增大, 发动机正常着火所需的最小 DME 浓度减小, 这与甲醇/DME 气道喷射双燃料 HCCI 燃烧和早喷 PCCI 燃烧模式不一致, 表明甲醇在不同燃烧方式下有不同的作用机理。这个结果为提高双燃料中甲醇的替代率提供了参考依据。

图 3-37 (a) (b) 分别是-6°CA ATDC 喷射时刻和-26°CA ATDC 喷射时刻平均指示压力 IMEP 随 DME 比例和甲醇浓度的变化关系。同一甲醇浓度下, 随 DME 比例的增大, IMEP 增加; 随甲醇浓度增大, IMEP 也增加, 相比之下, IMEP 随甲醇浓度的增大更为明显, 这表明, DME 气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的负荷范围主要受甲醇喷射浓度的控制。对比这两种喷射时刻, 在上止点前 26°CA 喷

射明显能达到更高的 IMEP。

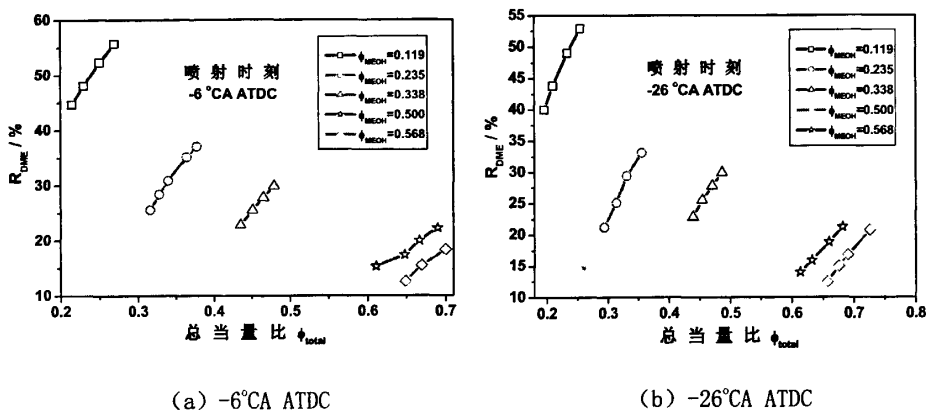


图 3-35 DME 热值比例和双燃料总当量比的关系

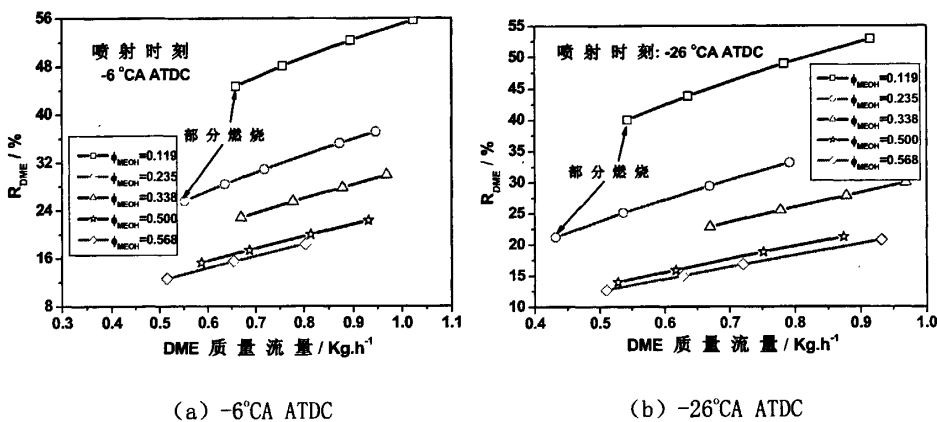


图 3-36 DME 比例随其质量流量和甲醇浓度的变化

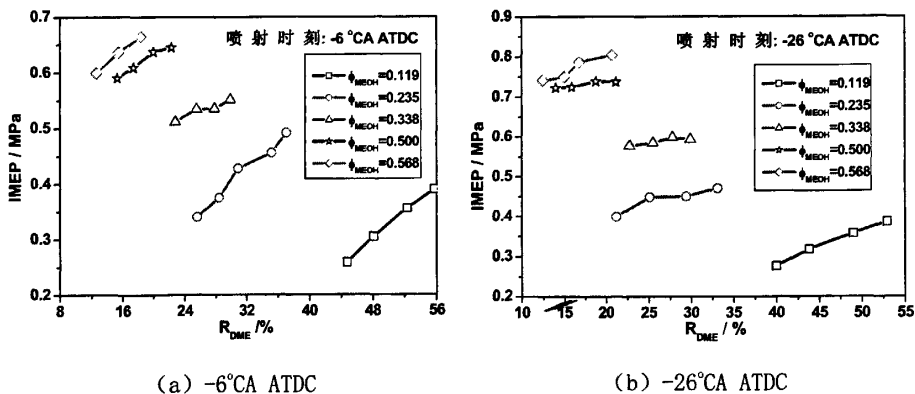


图 3-37 IMEP 随 DME 比例和甲醇浓度的变化

图 3-38 (a) (b) 分别是 -6°C CA ATDC 喷射时刻和 -26°C CA ATDC 喷射时刻燃烧效率随 DME 比例和甲醇浓度的变化关系。图中表明, 在同一甲醇浓度下, 随 DME

比例增大, 初期放热增加, 缸内温度升高, 燃烧效率升高; 随甲醇浓度增大, 负荷增大, 缸内温度升高, 燃烧效率相应升高。相比之下, 上止点前 26°CA 喷射能实现更高的燃烧效率, 接近 97%, 但由于高甲醇浓度有着较长的喷油持续期, 导致长的燃烧持续期, 膨胀冲程后期燃烧温度下降使得未燃或不完全燃烧产物难以进一步氧化, 因此相比传统发动机燃烧效率稍低。因此, 可以通过提高燃油喷射压力, 即增大喷射速率, 缩短喷射持续期来改善二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧的燃烧效率, 降低不完全燃烧产物排放。

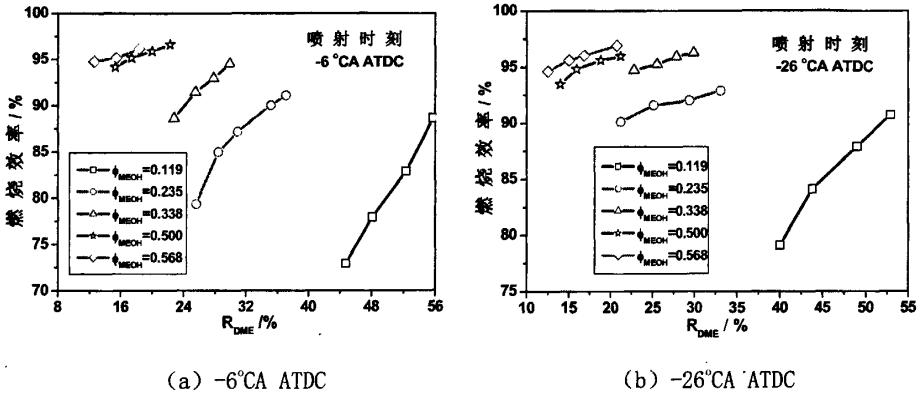


图 3-38 燃烧效率随 DME 比例和甲醇浓度的变化

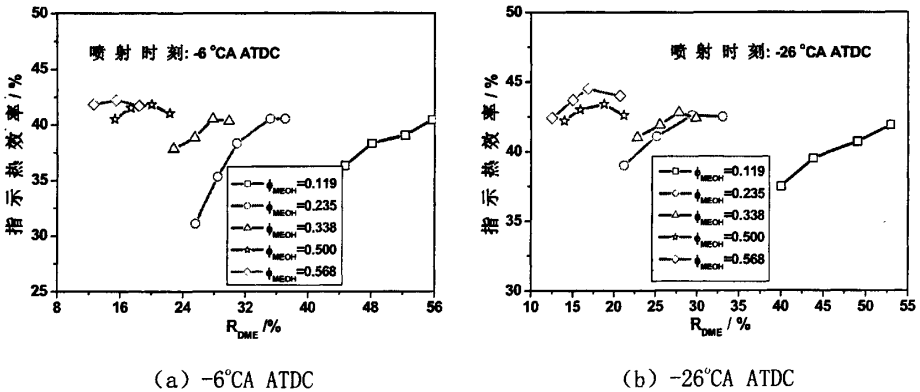


图 3-39 指示热效率随 DME 比例和甲醇浓度的变化

图 3-39 (a) (b) 分别是 -6°CA ATDC 喷射时刻和 -26°CA ATDC 喷射时刻指示热效率随 DME 比例和甲醇浓度的变化关系。图中显示, 随甲醇浓度增大, 指示热效率升高。在低甲醇浓度, 随 DME 比例增大, 指示热效率增加; 在高甲醇浓度, 有个最佳指示热效率对应的 DME 比例区间, 在该区间左边, DME 比例较小, 缸内温度相对较低, 燃烧效率低, 指示热效率也低; 在该区间右边, DME 比例较高, 着火和放热时刻提前, 负功增加, 指示热效率也降低。因此, 在不同甲醇浓度下采用合适的 DME 比例可获得较高的热效率。

图 3-40 (a) (b) 分别是 -6°CA ATDC 喷射时刻和 -26°CA ATDC 喷射时刻 HC 排放随 DME 比例和甲醇浓度的变化关系。图中可以看到, 喷射时刻 -6°CA ATDC 时随甲醇浓度增大, HC 排放轻微下降, 但在甲醇当量比 0.568 时 HC 排放反而增加, 可能是由于长的喷射持续期导致长的燃烧持续期, 在膨胀冲程后期温度下降未燃甲醇难以进一步氧化, 使得 HC 排放升高。喷射时刻 -26°CA ATDC 时甲醇浓度对 HC 排放的影响不大。同一甲醇浓度下, 随着 DME 比例增大, HC 排放明显减少。

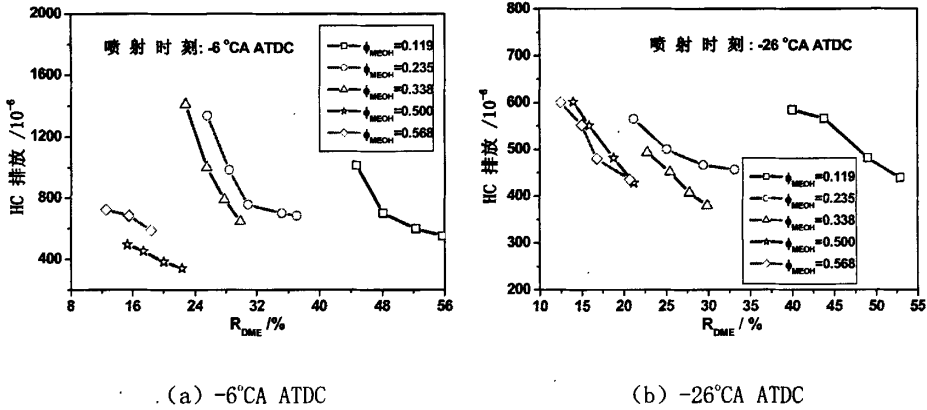


图 3-40 HC 排放随 DME 比例和甲醇浓度的变化

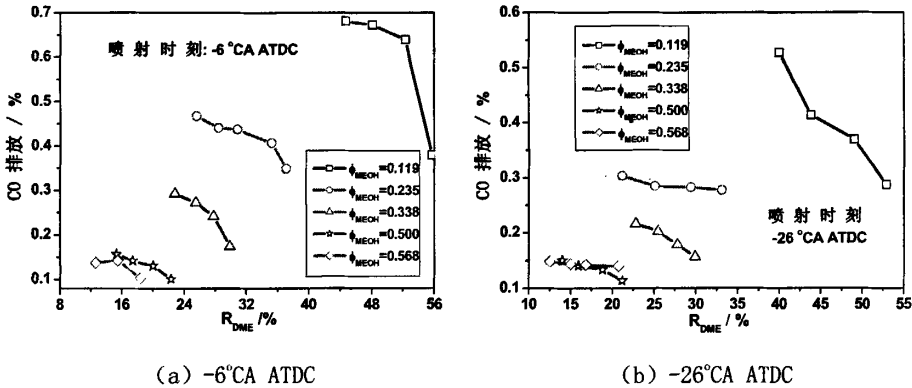


图 3-41 CO 排放随 DME 比例和甲醇浓度的变化

图 3-41 (a) (b) 分别是 -6°CA ATDC 喷射时刻和 -26°CA ATDC 喷射时刻 CO 排放随 DME 比例和甲醇浓度的变化关系。与 HC 排放不同, CO 排放受缸内温度影响更为明显, 随甲醇浓度增大, 负荷增加, 缸内温度升高, CO 排放明显减少。同一甲醇浓度下, 随 DME 比例增大, CO 排放减少。因此, 从 HC 和 CO 排放考虑, 应采用高的 DME 比例。

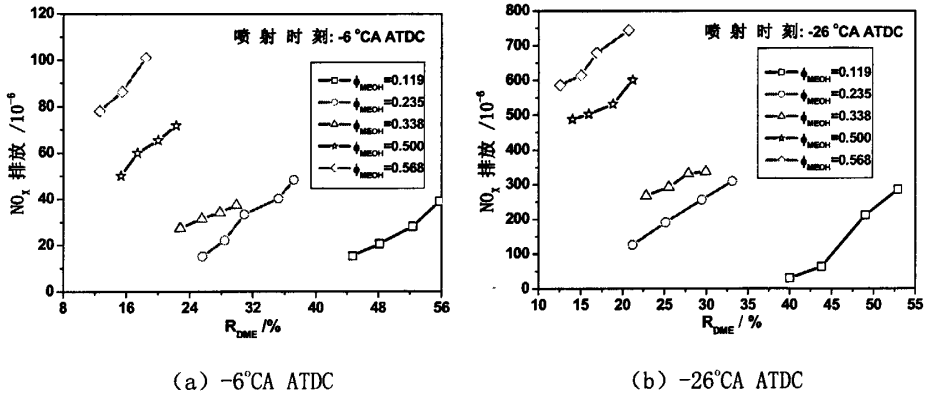


图 3-42 NO_x 排放随 DME 比例和甲醇浓度的变化

图 3-42 (a) (b) 分别是 -6°CA ATDC 喷射时刻和 -26°CA ATDC 喷射时刻 NO_x 排放随 DME 比例和甲醇浓度的变化关系。图中可见，随甲醇浓度增大， NO_x 排放明显升高；同一甲醇浓度下，随 DME 比例增大， NO_x 排放也明显升高。相比之下，上止点前 26°CA 喷射的 NO_x 排放更高，接近 800×10^{-6} 。因此，从 NO_x 排放考虑，DME 比例不宜太高，另外，喷射时刻也不宜太早。

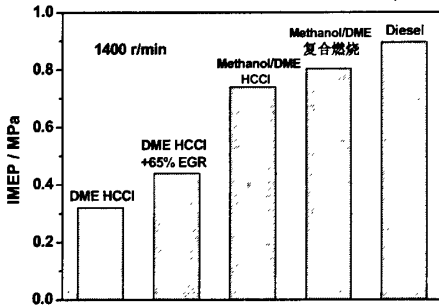


图 3-43 不同燃烧方式的最大负荷比较 (1400r/min)

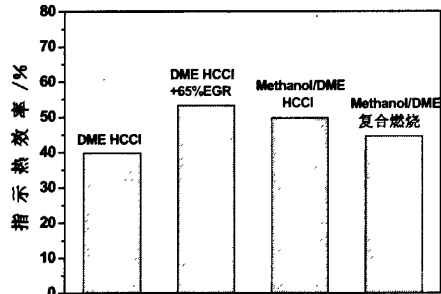


图 3-44 不同燃烧方式的最高指示热效率比较 (1400r/min)

图 3-43 为本研究发动机采用不同燃烧方式在 1400r/min 所能达到的最大负荷比较。采用 DME 和甲醇气道喷射实现双燃料 HCCI 燃烧方式的最大平均指示压力达到 0.74MPa，由于试验条件的限制，采用 DME 气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧方式的最大平均指示压力仅达到 0.805MPa。值得注意的是，原柴油机在非增压模式下最大平均指示压力为 0.896MPa，相比之下，DME 气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧所能达到的负荷仅为它的 90%。分析原因，通过燃料质量折算热值可以发现，DME 气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧最大负荷所对应的总折算热值仅达到柴油原机最大负荷相应热值的 88% 左右，这表明是由于燃料的供给量不足导致了复合燃烧的最大负荷未能达到柴油原机水平。另

一方面, 由于本试验设定的共轨压力仅为 20MPa, 较低的喷射压力也使得供给大浓度甲醇时所需的喷射脉宽延长, 进一步导致燃烧持续期相应延长, 从而对热功转换效率造成不利影响, 这也可能是复合燃烧最大负荷未能达到柴油原机水平的原因之一。

图 3-44 为本研究发动机采用不同燃烧方式在 1400r/min 所能获得的最高指示热效率比较。图中可以看到, 纯 DME 的 HCCI 由于放热时刻早, 所能达到的负荷范围有限, 因此指示热效率也较低。采用大比例废气再循环后, 放热时刻推迟, 负荷范围增加, 另外燃烧效率也得以提高, 相应的指示热效率也明显增加。采用甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧方式后, 壁面淬熄区、压缩余隙和活塞环形缝隙区内的未燃燃料量增加, 燃烧效率降低, 指示热效率也有所降低。采用二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式, 由于存在着甲醇的扩散燃烧, 燃烧持续期长, 后燃损失增加, 热功转换效率降低, 因此相比双燃料 HCCI 燃烧方式, 最高指示热效率降低。

综上所述, 高甲醇浓度采用较晚的喷射时刻, DME 气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的燃烧过程能得到较好的控制, 大负荷下不容易出现爆震燃烧, 有进一步扩大发动机负荷工况范围的潜力。晚喷时高甲醇浓度喷射持续期长, 燃烧持续期相应延长。调节 DME 浓度, 可以控制燃烧着火时刻, 但对燃烧持续期影响不大。复合燃烧方式的负荷主要受甲醇浓度控制。甲醇浓度增大, 负荷增加, 正常着火所需的 DME 比例减小, 燃烧效率和指示热效率升高, HC 和 CO 排放减小, NO_x 排放升高; DME 浓度增大, 负荷增加, 燃烧效率升高, 指示热效率有个最佳的 DME 比例区间, HC 和 CO 排放减小, NO_x 排放升高。从 NO_x 排放考虑, 甲醇喷射时刻和 DME 浓度应该合理控制。

3.4 本章小结

本章进行了 DME 气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的试验研究, 通过调节甲醇喷射时刻、甲醇浓度和 DME 浓度, 研究了它们对该复合燃烧方式燃烧特性、排放特性以及发动机负荷工况范围的影响, 并提出了该燃烧模式下燃烧过程的优化控制策略, 所得主要结论如下:

- (1) 甲醇喷射时刻和浓度以及 DME 浓度是 DME 气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的主要控制参数。
- (2) 甲醇喷射时刻控制可以实现不同燃烧模式。在低甲醇浓度, 甲醇早喷 (-126°CA ATDC) 表现为预混稀薄混合气 PCCI 燃烧模式, 其 NO_x 排放极低,

但热效率低, HC 排放高; 甲醇在中间时刻喷射 ($-26^{\circ}\text{CA ATDC}$), 主要表现为甲醇高温扩散燃烧模式, 发动机热效率较高, 但 NO_x 排放高; 甲醇晚喷 (-6°CA ATDC) 主要以甲醇低温扩散燃烧为主, 燃烧可控性好, NO_x 排放也可以大幅度降低, 但 CO 排放高, 热效率介于上述两种燃烧模式之间。

- (3) 甲醇喷雾的 CFD 模拟表明, 晚喷在燃烧室壁面附近有很强的浓度分层; 中间喷射混合气分布极不均匀; 早喷燃烧室内主要形成稀薄的准均质混合物。早喷时燃料碰壁造成的湿壁是高未燃 HC 排放产生的主要原因。
- (4) 低甲醇浓度下采用高温扩散燃烧模式可以实现低负荷较高的热效率, 是改善 HCCI 低负荷工况热效率的有效途径之一。
- (5) 晚喷时高甲醇浓度喷射持续期长, 燃烧持续期相应延长。调节 DME 浓度, 可以控制燃烧着火时刻, 但对燃烧持续期影响不大。
- (6) 复合燃烧方式的负荷范围主要受甲醇浓度控制。甲醇浓度增大, 负荷显著增加, 正常着火所需的 DME 比例减小, 燃烧效率和指示热效率升高, HC 和 CO 排放减小, NO_x 排放升高; DME 浓度增大, 负荷增加, 燃烧效率升高, 指示热效率有个最佳的 DME 比例区间, HC 和 CO 排放减小, NO_x 排放升高。从 NO_x 排放考虑, 甲醇喷射时刻和 DME 浓度应该合理控制。
- (7) 甲醇浓度增大, 高温扩散燃烧模式出现的时刻提前, 提前喷射时刻可控范围变窄。高甲醇浓度采用晚喷 ($-26^{\circ}\text{CA ATDC}$ 后), 燃烧过程能得到较好的控制, 大负荷下不容易出现爆震燃烧, 能明显扩展发动机的负荷工况范围。

第四章 二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧方式燃烧过程的数值模拟

为了进一步理解双燃料复合燃烧方式的燃烧特性以及有害排放物生成机理，有必要对其进行缸内燃烧过程的多维 CFD (Computational Fluid Dynamics) 模拟研究。由于多维模型能考虑缸壁换热、缸内流动以及缸内温度场和压力场的不均匀性，因此将多维模型与简化动力学模型耦合计算，是研究湍流对燃烧化学反应影响、燃料燃烧反应机理及有害排放物生成的有效途径。

CFD 模拟计算的研究内容大致可分为三个方面：物理问题建模（湍流流动模型、化学反应机理模型、几何模型）、模型问题的数学处理（数值计算方法、初始条件及边界条件的选择）和总体效果分析（计算值与实测值比较、预测计算及变参数计算等）。本章主要围绕这三个方面内容进行分析。

4.1 CFD 计算模型

4.1.1 湍流流动模型

湍流流动是工程技术领域与自然界中常见的流动现象，是一种高度复杂的三维非稳态、带旋转的不规则流动。在湍流中流体的各种物理参数，如速度、压力、温度等都随时间与空间发生随机的变化。从物理结构上说，可以把湍流看成是由各种不同尺度的涡旋叠合而成的流动，这些涡旋的大小及旋转轴的方向分布是随机的。在内燃机的整个工作循环中，其缸内气体充量始终在进行着复杂而又强烈瞬变的湍流运动，这种湍流运动是内燃机工作过程和燃烧过程中各种物理化学过程的一个共同的基础，它决定了各种量在缸内的输运及其空间的分布。因此要正确的模拟和分析内燃机的燃烧，离不开对湍流运动的正确描述和模拟。

一、湍流流动的基本控制方程组

CFD 使用的方法是对所需分析的问题先抽象出其流场的控制方程，然后再用计算数学的算法将其离散到一系列空间网格节点上求其离散的数值解的一种方法。控制一切流体流动的基本定律是：质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒

定律。由它们可以分别导出连续性方程、动量方程和能量方程。这些方程共同组成纳维尔-斯托克斯控制方程组，简称为 $N-S$ 方程组。控制方程组可表示成以下通用形式：

$$\hat{\rho} \frac{D\hat{\phi}}{Dt} = \hat{\rho} \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial t} + \hat{\rho} \hat{U}_j \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial x_j} = \hat{\rho} \hat{\gamma}_m + \frac{\partial \hat{\gamma}_A}{\partial x_j} \quad (4-1)$$

式中 $\hat{\rho}$ 是流体密度， $\hat{\phi}$ 是通用变量，其它符号说明见附录。

在通用形式的控制方程中包含四种基本类型的项，即代表时间变化率的非定常项 $\hat{\rho} \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial t}$ ，由流体宏观运动所引起的对流项 $\hat{\rho} \hat{U}_j \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial x_j}$ ，由流体分子运动所引起的扩散项 $\frac{\partial \hat{\gamma}_A}{\partial x_j}$ ，不属于以上三项的其他源项 $\hat{\rho} \hat{\gamma}_m$ ，故方程（4-1）实际上描述了各种物理量在流动中的对流与扩散过程，即输运过程。

将通用公式（4-1）中的通用变量 $\hat{\phi}$ 分别以 \hat{U}_i 、 $\hat{H} = \hat{h} + \frac{\hat{U}^2}{2}$ 、 \hat{C} 代入，则可得动量守恒方程、能量守恒方程和组分方程。

(1) 动量守恒方程： $\hat{\phi} = \hat{U}_i$

$$\hat{\rho} \frac{D\hat{U}_i}{Dt} = \hat{\rho} \frac{\partial \hat{U}_i}{\partial t} + \hat{\rho} \hat{U}_j \frac{\partial \hat{U}_i}{\partial x_j} = \hat{\rho} g_i + \frac{\partial \hat{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} = \hat{\rho} g_i - \frac{\partial \rho_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \hat{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \hat{U}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \hat{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (4-2)$$

(2) 能量守恒方程： $\hat{\phi} = \hat{H} = \hat{h} + \frac{\hat{U}^2}{2}$

$$\hat{\rho} \frac{D\hat{H}}{Dt} = \hat{\rho} \left(\frac{\partial \hat{H}}{\partial t} + \hat{U}_j \frac{\partial \hat{H}}{\partial x_j} \right) = \hat{\rho} \hat{q}_g + \frac{\partial \hat{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\hat{\tau}_{ij} \hat{U}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \hat{T}}{\partial x_j} \right) \quad (4-3)$$

(3) 组分方程： $\hat{\phi} = \hat{C}$

$$\hat{\rho} \frac{D\hat{C}}{Dt} = \hat{\rho} \left[\frac{\partial \hat{C}}{\partial t} + \hat{U}_j \frac{\partial \hat{C}}{\partial x_j} \right] = \hat{\rho} \hat{\gamma} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[D \frac{\partial \hat{C}}{\partial x_j} \right] \quad (4-4)$$

二、湍流物理量时均定义及运算规则

瞬时值描述的上述控制方程组再加上气体混合物的状态方程就构成一个封

闭的非线性二阶偏微分方程组。从理论上讲，只要其中源项是已知的或是能够计算出来，再加上适当的定解条件，就可以用数值计算方法求得方程组的数值解，这种求解方法称为湍流的直接数值模拟方法。要对高度复杂的湍流运动进行直接的数值计算，必须采用很小的时间与空间步长，才能分辨出湍流中详细的空间结构及变化剧烈的时间特性。因此，湍流的直接模拟对计算机内存空间及计算速度的要求非常高，目前根本无法用于工程数值计算。工程应用时感兴趣的只是平均的流场及其变化情况，故多数CFD理论均是将瞬时的控制方程组转换成统计平均的控制方程组（Reynolds时均方程组）后进行数值解，转换的依据是下面介绍的Reynolds分解法则。

根据Reynolds定义，任意物理量（速度、压力、温度、密度等）的瞬时值 $\hat{\phi}$ 、时均值 Φ 及脉动值 ϕ 之间有如下关系：

$$\hat{\phi} = \Phi + \phi \quad (4-5)$$

如果在湍流流动中有如下两个瞬时值的关系：

$$\hat{\phi} = \Phi + \phi \quad \hat{\psi} = \Psi + \varphi$$

那么有以下基本运算规则成立：

$$\text{与常数相乘：} \quad \overline{C\hat{\phi}} = C\overline{\hat{\phi}} = C\Phi \quad (4-6)$$

$$\text{加减运算：} \quad \overline{\hat{\phi} \pm \hat{\psi}} = \overline{\hat{\phi}} \pm \overline{\hat{\psi}} = \Phi \pm \Psi \quad (4-7)$$

$$\text{微分与积分：} \quad \frac{\partial \overline{\hat{\phi}}}{\partial s} = \overline{\frac{\partial \hat{\phi}}{\partial s}} = \frac{\partial \Phi}{\partial s} \quad \int \overline{\hat{\phi}} ds = \overline{\int \hat{\phi} ds} = \int \Phi ds \quad (4-8)$$

$$\text{两瞬时值乘积：} \quad \overline{\hat{\phi}\hat{\psi}} = \overline{(\Phi + \phi)(\Psi + \varphi)} = \Phi\Psi + \overline{\Phi\varphi} + \overline{\phi\Psi} + \overline{\phi\varphi} = \Phi\Psi + \overline{\phi\varphi} \quad (4-9)$$

$$\text{其中} \quad \overline{\Phi\varphi} = 0 \quad \overline{\phi\Psi} = 0$$

三、湍流 Reynolds 时均方程

运用 Reynolds 时均运算法则，并假定 $\overline{\phi} = 0, \overline{u_j} = 0$ ，但 $\overline{\phi u_j} \neq 0$

则通用形式的输运方程（4-1）可变形为：

$$\rho \frac{D\Phi}{Dt} = \rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} = \rho \dot{\Gamma}_m + \frac{\partial}{\partial x_j} (\dot{\Gamma}_A - \rho \overline{\phi u_j}) \quad (4-10)$$

用相应的变量代替上面方程中的 Φ 、 ϕ 和 $\dot{\Gamma}$ ，可得到 Reynolds 时均方程组

(4-11) 至 (4-13)：

- Reynolds 时均动量方程：

$$\rho \frac{DU_i}{Dt} = \rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \rho g_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) \quad (4-11)$$

- Reynolds 时均能量方程：

$$\rho \frac{DH}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial H}{\partial t} + U_j \frac{\partial H}{\partial x_j} \right) = \rho \dot{q}_s + \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_j \tau_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4-12)$$

- Reynolds 时均组分方程：

$$\rho \frac{DC}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial C}{\partial t} + U_j \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) = \rho \dot{r} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial C}{\partial x_j} - \rho \overline{c u_i} \right) \quad (4-13)$$

由于在时均化处理后产生了包含脉动附加项的未知二阶张量 $\overline{\phi u_j}$ ，使得 Reynolds 时均方程组不再封闭。为了使描写湍流的方程组得以封闭，必须找出该未知变量的求解关系式，这即是湍流模拟计算的根本任务，由此也引出了多种湍流模型。这些模型大体上可以分成两类。一类直接建立湍流的脉动附加项的微分方程式或简化的代数方程式，称为雷诺应力模型。另一类则是遵循 Boussinesq 假设，引入湍流粘性系数，把问题归结为如何求解粘性系数，并把湍流的脉动附加项与时均值联系起来，称为湍流粘性系数模型。由于湍流粘性系数模型对问题进行了简化处理，使得求解简单，计算量小，而且结果也能满足工程要求，故得到了广泛重视。特别是其中的双方程模型 (k - ϵ 模型)，由于有较高的计算精度，目前得到了较多的应用。

四、 k - ϵ 湍流模型

基于湍流粘性系数的概念，双方程模型认为湍流可以用双尺度来表征。它由湍动能 k 方程 (4-14) 和湍动能耗散率 ϵ 方程 (4-15) 组成^[125]。

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P + G - \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4-14)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \left(C_{\epsilon 1} P + C_{\epsilon 3} G + C_{\epsilon 4} k \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - C_{\epsilon 2} \epsilon \right) \frac{\epsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \quad (4-15)$$

$$\text{其中 } P = -u_i u_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} ; G = -g_i \frac{\mu_t}{\sigma_p} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} ; \mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

系数 $C_\mu, C_{\varepsilon 1}, \dots$ 见表 4-1。

表 4-1 k- ε 模型中的系数

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	C_k	C_ε	C_p
0.09	1.44	1.92	0.8	0.33	1	1.3	0.9

标准的高雷诺数 k- ε 模型, 适用于离开壁面一定距离的高雷诺数湍流区域。在与壁面相邻的粘性底层中, 湍流雷诺数很低, 必须考虑分子粘性的影响, k- ε 方程要做相应的修改。所以对于壁面附近的区域, 由于湍流雷诺数低, 可采用壁面函数法^[125]。

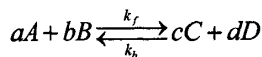
4.1.2 化学动力学模型

众所周知, HCCI 发动机的着火和燃烧过程与传统的火花点火式和压燃式发动机有着本质的区别。在 HCCI 燃烧过程中, 化学反应动力学起着至关重要的作用。因此, 与传统发动机数值模拟将研究重点置于湍流混合和燃烧模型相反, HCCI 发动机燃烧模拟的焦点主要集中在不同燃料的反应机理和化学动力学模型上。对于本文研究的二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式, 气道喷射的 DME 在进气和压缩冲程与空气混合形成均质混合气, 燃烧特性上类似于 HCCI 燃烧, 甲醇根据喷射时刻不同燃烧特性兼有化学动力学作用和湍流混合控制的扩散燃烧, 因此, 对于二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式, 燃烧特性较为复杂, 必须同时考虑化学动力学和湍流混合的作用。

一、化学动力学基本原理

化学反应动力学是化学学科中的一个组成部分, 它定量地研究化学反应进行的速率及影响因素^[122,126,127]。

各种反应都存在正反两个方向的反应, 即:



由质量作用定理可知, 反应式的瞬时反应速度为:

$$\text{正向反应速度: } r_f = k_f [A]^a [B]^b$$

$$\text{逆向反应速度: } r_b = k_b [C]^c [D]^d$$

其中 k_f, k_b 分别为正向反应速率常数和逆向反应速率常数。

反应速率常数一般根据 Arrhenius 公式计算, 即:

$$k = AT^b \exp\left[-\frac{E}{RT}\right] \quad (4-16)$$

A 为指前系数, b 为温度指数, E 为活化能。不同反应式的 A、B 及 E 均由实验得出。

由 Arrhenius 公式可以看出

- (1) 反应速率随温度升高而增大;
- (2) 活化能越大的反应, 说明反应比较困难, 反应速率越小, 但反应速率因温度升高或降低而引起的变化越大。即当活化能较大时, 增加温度能使反应速率显著地增加。反之, 当活化能较小时, 温度对反应速率的影响不显著。所以, 活化能在相当程度上反映了温度对反应速率影响的大小。

Arrhenius 公式不仅合理地解释了化学动力学现象, 而且为定量计算化学反应速率提供了依据。只要在充分实验的基础上获得 Arrhenius 公式中的 A、b 和 E 数据后, 相应反应式的反应速率问题即迎刃而解。但由于实验总是在一定条件下完成的, 其结果不可避免地带有一定的局限性, 所以在选择公式系数时必须选用权威并且被广泛应用的数据, 对任意系数的调整都必须经过充分的实验验证, 否则结果只能是片面的或错误的。目前比较权威的化学动力学数据包来自 Sandia National Laboratories' Combustion Research Facility、GRI (Gas Research Institute)、NIST (National Institute of Standards and technology) 和 LLNL (Lawrence Livermore National Laboratory)。

除了研究化学反应速率的计算及影响因素外, 化学动力学的另一任务是用动力学机理来解释化学反应过程。内燃机燃料均由多种成分的烃类化合物组成, 它们的分子结构复杂, 燃烧反应的化学机理也就格外复杂, 这就使人们更难认识其真实的反应过程。长期以来, 由于对燃烧化学动力学机理缺乏认识和理论数据, 使得化学动力学只是在说明内燃机燃烧的一些概念上有所应用, 在模拟计算中的应用一直只局限在柴油机着火延迟期的分析。近几年由于甲烷、丙烷、丁烷、异辛烷、正庚烷、二甲基醚等碳氢化合物的化学动力学机理研究的日益深入, 加上计算机计算能力的提高, 使得化学动力学在内燃机燃烧研究中的作用越来越大。

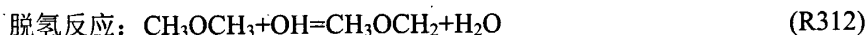
二、二甲醚/甲醇双燃料简化动力学模型

详细化学动力学模型在计算机模拟的真实性和可靠性方面优势突出, 但其过于复杂, 计算量太大。在当前的计算机资源条件下, 一般只能应用于零维或准维模型。对于基于 CFD 的多维模型而言, 与其相耦合的燃烧计算目前还主要求助于简化的动力学模型。

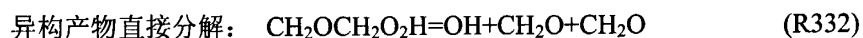
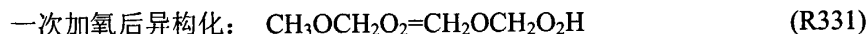
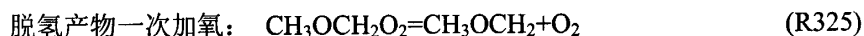
本课题组在甲醇详细反应动力学(22种物质和89个基元反应,普林斯顿大学,1998年)^[128]和二甲醚详细反应动力学(78种物质和336个基元反应, Lawrence Livemore National Laboratory)^[129]燃烧反应机理研究的基础上,通过对均质压燃燃烧反应途径分析,结合敏感性分析,构建了内燃机边界条件下甲醇和二甲醚双燃料简化动力学模型^[130],含27种物质和35个基元反应。

二甲醚/甲醇双燃料燃烧反应过程是从二甲醚低温反应开始,二甲醚的低温氧化过程对双燃料燃烧过程有决定性的影响,二甲醚加入甲醇后其燃烧特性也主要表现为影响二甲醚的低温反应过程。双燃料的氧化反应开始于二甲基醚与氧气的脱氢反应,脱氢产物主要有两条反应途径,一条途径是一次加氧然后异构化分解,生成OH自由基。由敏感性分析也可以看出,在双燃料反应过程中该途径较为重要,是由于该反应生成了OH自由基。另一条途径,为脱氢产物的直接热裂解,即: $\text{CH}_3\text{OCH}_2=\text{CH}_2\text{O}+\text{CH}_3$, 该反应在双燃料的均质压燃过程中起到了很大作用,是非常重要的基元反应。

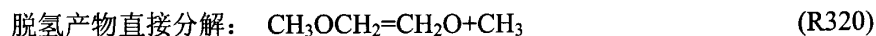
基元反应 R332, 当一小部分 OH 自由基形成后,大部分二甲醚主要与 OH 自由基完成脱氢反应:



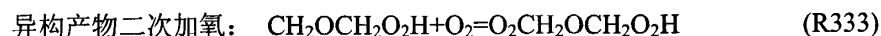
脱氢产物 CH_3OCH_2 有两种反应途径。其一是进行加氧反应及分子内部的异构化,异构化后直接分解:



一次脱氢产物另外一条反应途径即为直接热裂解,双燃料均质压燃反应中, CH_3OCH_2 的热裂解反应强度增大。温度较高时,脱氢产物 CH_3OCH_2 的直接裂解(β -scission)变得很重要:



加入甲醇后,低温反应的明显变化就在于,二次加氧过程得到抑制:



二甲醚脱氢产物一次加氧后的异构产物直接分解,反应(4)产生一个羟基和两个甲醛分子,是反应链上比较重要的基元反应。该反应生成一个 OH 自由基,甲醇的脱氢反应略晚于二甲醚的脱氢反应,脱氢过程中,大约 75% 甲醇与羟基反应生成 CH_2OH , 大约 25% 甲醇与羟基反应生成 CH_3O :



甲醇脱氢的两种产物都与氧气反应,生成甲醛,二甲醚与甲醇的高温反应几

乎同时进行，甲醛与羟基反应生成甲醛基 HCO：



HCO 的消耗主要生成了 HO_2 及 CO，该反应也是生成 HO_2 的主要途径，其基元反应主要为：



HO_2 的主要反应为生成过氧化氢的基元反应：



H_2O_2 的分解过程是整个反应过程中较为重要的反应，也是反应中最为主要的自由基——羟基的主要生成途径：



其它生成羟基的基元反应包括：



羟基主要与一氧化碳反应生成反应最终产物二氧化碳，该反应过程发出大量的热量，是放热率曲线上第二阶段放热的主要来源。

二甲醚/甲醇双燃料均质压燃燃烧反应中，甲醇的加入有效抑制了二甲醚的低温氧化反应，二次加氧过程被抑制，一次脱氢反应的热裂解(β -scission)变得更加重要。通过上述分析可以得到二甲醚/甲醇双燃料均质压燃燃烧过程主要氧化反应途径，如图 4-1 所示：

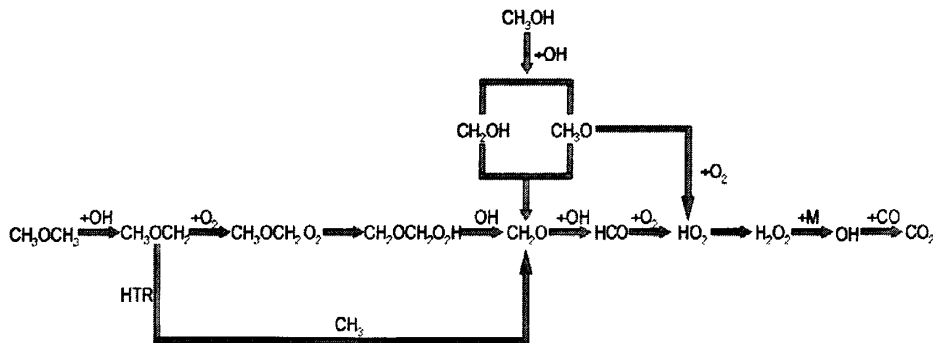
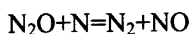
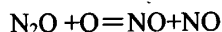
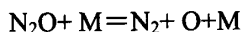


图 4-1 二甲醚/甲醇双燃料主要反应途径

值得注意的是，在二甲醚/甲醇双燃料均质压燃燃烧反应中 CH_3OCH_2 的热裂解反应(β -scission)变得很重要，对整个燃烧过程的影响较大。在二甲醚均质压燃简化动力学模型中，二甲醚的主要反应途径是脱氢以及两次加氧过程， CH_3OCH_2 的裂解对整个反应过程影响不大。在双燃料均质压燃燃烧过程中，由于低温氧化及二次加氧过程被抑制，主要的反应途径是一次脱氢产物的热裂解，反应 $\text{CH}_3\text{OCH}_2 = \text{CH}_2\text{O} + \text{CH}_3$ 成为双燃料均质压燃过程中起主导作用的基元反应。

为了对 NO_x 进行预测,在二甲醚/甲醇双燃料简化动力学模型中加入了 NO_x 生成子模型^[131],该子模型是从瑞典 Chalmers 技术大学 Golovitchev 博士提出的正庚烷化学反应动力学简化模型中提取的。Golovitchev 博士认为, HCCI 发动机产生的氮氧化物(NO_x)主要是一氧化氮(NO),因此,可以采用扩展的 Zeldovich 机理来构建 NO_x 生成机理模型。此外, N_2O 中间产物的反应机理也包含在他的模型里。因为 Bowman 等人实验研究发现,柴油机在高压低温且稀燃条件下,缸内 NO_x 主要通过 N_2O 的反应途径来生成,其中最主要的三个反应是



最终,本文采用的二甲醚/甲醇双燃料简化动力学模型包含 30 种物质, 44 个基元反应, 参见附录 1。

4.1.3 CFD 与化学动力学机理的耦合

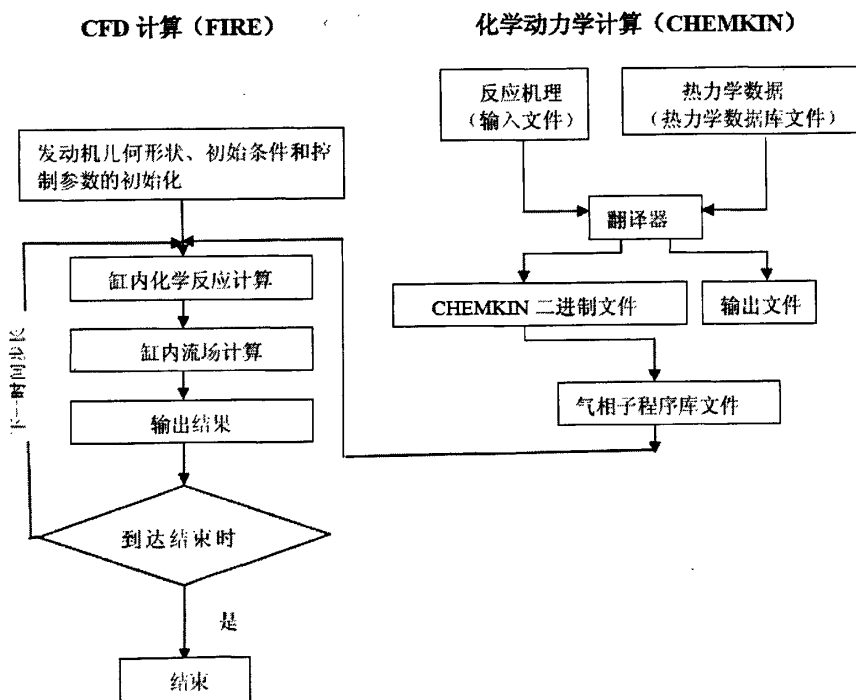


图 4-2 CFD 和 CHEMKIN 耦合计算流程图

为了能对化学机理控制燃烧的燃烧过程进行模拟研究, FIRE 软件提供一个 General Gas Phase Reactions 接口与 CHEMKIN 连接, 在这里定义的化学动力学机理与 CHEMKIN 的输入文件是一致的。用 FIRE 模拟计算前, 在 FORTRAN 环

境下通过翻译程序首先将所构造的化学动力学机理转换成气相子程序 CHEMKIN 可以识别的一个二进制文件,同时还输出一个文本文件,用于储存与机理相关的各种信息,如物质种类及个数、化学反应的个数和对应的动力学参数,如格式有误时还输出相应的错误信息。模拟计算时 FIRE 软件将通过气相子程序库读取二进制程序中关于化学机理的内容,在每一个时间步长的开始对每一个计算网格调用单区零维模型,根据模型的计算结果,Fire 计算出种类输运方程和焓方程的源项,以此进行缸内流场以及压力、温度的计算,并判断结果是否收敛,此过程交替进行直到燃烧结束,最终实现化学动力学与流动的耦合计算^[132]。图 4-2 为 CFD 和 CHEMKIN 的耦合原理示意图^[133]。

4.1.4 湍流与化学动力学交互

为了同时考虑化学动力学和湍流混合的影响,Fire 软件在其反应速率的计算中采用了特征时间模型,兼顾化学动力学和湍流混合两个因素,采用特征时间模型后,种类输运方程的源项计算方程为^[132]

$$S_k = \frac{\tau_{kin}}{\tau_{kin} + f\tau_{turb}} \frac{\rho^{n+1}w_k^{n+1} - \rho^n w_k^n}{\Delta t} \cdot V_{cell} \quad (4-17)$$

$$\text{其中,化学动力学时间尺度为 } \tau_{kin,k} = \Delta t \frac{\rho^{n+1}w_k^{n+1}}{\rho^{n+1}w_k^{n+1} - \rho^n w_k^n} \quad (4-18)$$

$$\text{湍流混合时间尺度为 } \tau_{turb} = C_{mix} \frac{k}{\varepsilon} \quad (4-19)$$

$$\text{延迟因子根据经验公式计算 } f = \frac{1 - e^{-r}}{0.632} \quad (4-20)$$

其中, r 是燃烧产物质量分数之和与系统中除惰性组分之外全部组分质量分数总和之比,常数 0.632 的作用是使 f 的取值范围为(0,1)。对于燃料在空气中燃烧生成 CO 、 CO_2 、 H_2O 和 H_2 四种产物的简单反应系统,

$$r = \frac{Y_{\text{CO}_2} + Y_{\text{CO}} + Y_{\text{H}_2\text{O}} + Y_{\text{H}_2}}{1 - Y_{\text{N}_2}} \quad (4-21)$$

r 在物理上表征着系统中各地燃烧反应进行得完全的程度,其值在 0 与 1 之间变化。 $r=0$, 代表尚未燃烧的情况; $r=1$, 表明燃烧彻底完成,燃料和氧气均已消耗殆尽。

4.2 数值计算方法

4.2.1 有限容积离散方法

由前面的分析可知,内燃机缸内湍流流动最终归结为一组耦合的偏微分方程组。在引入适当的湍流流动和湍流燃烧模型后,该方程是封闭的。如果再加上合理的初始条件和边界条件,便构成了数学上的定解问题。由于方程组的非线性和耦合性的特点,决定了方程组求解的复杂性和困难性,故要最终得到符合实际的数值解,还要选择适合的计算方法。

求微分方程数值解首先要对方程进行离散化,即在按一定方法网格化的积分区域内,把以连续变化形式描述的微分方程转化为离散的有限数量的代数方程。微分方程离散的方法主要有三种:有限差分法、有限元法和有限分析法^[134,135]。本文使用的 FIRE 软件采用有限差分法中的有限容积法对运输过程的微分方程在时间和空间上进行离散。有限容积法是把微分方程在控制容积上积分而形成离散的有限差分方程。所谓控制容积就是包围积分区域内某一控制点(节点)的网格单元,其边界是若干平面,甚至非平面组成。

把通用形式的输运方程(4-10)在以 P 为代表的网格上积分,并假定函数值在任一网格内均匀分布,并且函数值在任一个网格的任一个界面上也均匀分布,便可得到作为用控制容积法建立差分方程的出发点和通用方程:

$$\frac{d}{dt}(\rho_p V_p \phi_p) + \sum_{j=1}^{n_f} \dot{m}_j \phi_j - \sum_{j=1}^{n_f} (\Gamma_{\phi}^{jk})_j \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_k} A_k \right)_j = \left(s_{\phi}^V \right)_j V_p + \sum_{j=1}^{n_f} \left(s_{\phi k}^A A_k \right)_j \quad (4-22)$$

(4-22) 式中 V 表示该网格的体积, A 的绝对值表示网格某界面的面积,其方向是该表面的外法线方向; Σ 表示对该网格的 6 个边界求和,求和号内的量在相应的网格边界上取值,注有下标 P 的项在网格点上取值。(4-22) 为半离散化的通用方程式,在数值计算中必须对其作进一步的离散化,并把变量在网格边界上的值用其在网格点上的值表示出来。

网格边界是变量值的间断面,决定网格各边界上的变量值没有也不可能有一个完全确定的法则。在如图 4-3 所示的控制容积中, b、j 分别为界面上的点, P 和 P_j 为相邻网格上的点,一般只能用近似的处理方法,提出网格边界上的变量值 ϕ_j 及 ϕ_b 与邻近网格上该变量值 ϕ_p 及 ϕ_{p_j} 之间关系的假设。通常采用的是内插法,这种方法的不确定性就构成了不同的差分格式。本文计算中主要采用中心差分格式和上风差分格式。

- 中心差分格式

一种直观的内插函数是假定 Φ 在网格点上分段线性分布。即：

$$\phi_j = f_j \phi_p + (1 - f_j) \phi_{p_j} \quad (4-23)$$

其中插值系数 f_j 定义为：

$$f_j = \frac{|\overline{r_{p_j}} - \overline{r_j}|}{|\overline{r_j} - \overline{r_p}| + |\overline{r_{p_j}} - \overline{r_j}|}$$

这种差分方法的优点是简单直观，但当用于计算的网格不是很精细时，很容易导致计算的不收敛或出现物理上非真实的解。

- 上风差分格式

上风差分格式对中心差分格式进行了矫正，即定义：

$$\phi_j = \begin{cases} \phi_p & \text{if } \dot{m}_f \geq 0 \\ \phi_{p_j} & \text{if } \dot{m}_f < 0 \end{cases}$$

这里 \dot{m}_f 为通过表面 j 质量流量。

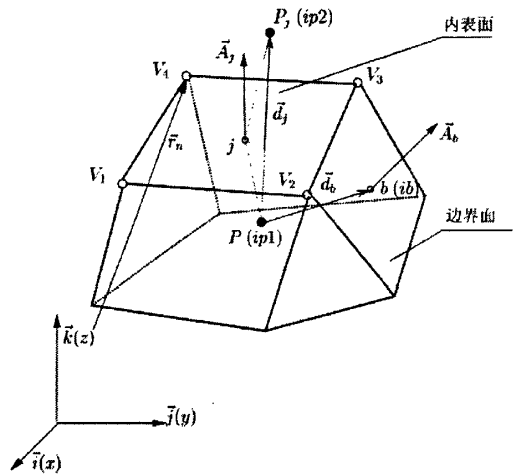


图 4-3 控制容积示意图

4.2.2 多变量耦合方程的求解—SIMPLE 解耦方法

反应流的控制方程组是一个多变量相互耦合的非线性的方程组。其耦合性主要体现在速度与压力、密度与温度的耦合，特别是速度与压力的耦合，它构成了求解各种流动问题的最大障碍。这是因为压力对流场特性具有关键性的影响，但压力本身并非是一个可运输的物理量，不像其他变量那样有一个独立的运输方程。压力以源项的形式出现在动量方程中，通过连续方程与动量方程的耦合而间接地被确定。这意味当正确的压力场代入动量方程并解出速度场后，该速度场应满足连续方程。为确保这点，一般用解除压力和速度之间的耦合关系的方法，分别求解压力和速度。这就需要假设一个压力场 p^* ，用迭代的方法求解速度场，直到所求速度场满足连续方程为止。

本文采用的解耦方法为解压力耦合的半隐式法，也称 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 法^[125,126]。其计算步骤如下：

- (1) 估计压力场 p^* ，并估计一个迭代初始速度场；
- (2) 求解动量方程，得到 u^*, v^*, w^* ；
- (3) 求 p' 方程，得出 p' ，其中 p' 为压力校正；
- (4) 用速度校正公式由带星号的速度值计算 u, v, w ；
- (5) 由 p' 及 p^* 相加得到 p ；
- (6) 求解其它变量（温度、浓度等）
- (7) 将新求得的速度场及新的物性、源项代入动量方程，把新得到的压力 p 当作一个新的试探压力场 p^* ，返回第二部，重复全部过程，直到得到收敛解。
- (8) 得到收敛的速度场后，求解所剩下的其它需求解的变量。

4.2.3 网格结构

数值解法给出的是在离散的时间和空间点上的结果，而这些离散点的位置是由计算使用的网格来确定的。因此计算网格确定了用离散的点表示连续流场的方式，网格的选取对数值计算的结果有显著的影响。

计算网格根据其特点和构造方法的不同可以分为三类^[136]：结构化网格、非结构化网格及分块结构化网格。FIRE 软件中自动生成的网格为非结构化网格，对具有较复杂形状的几何模型，可以人为生成分块结构化的网格。

非结构化网格克服了结构化网格构造方法在灵活性和适应边界形状能力上的缺点，它可以应用于具有复杂几何边界形状的流动计算，但同时它也是一种复杂的网格结构。在这种网格结构中，理论上网格单元可以具有任意的形状，而且每个网格单元所相邻的单元和节点数目不受限制。实际应用中，FIRE 自动生成的三维网格可以是四面体、六面体或棱柱、棱锥。由于非结构化网格划分的自由度较大，对不规则边界也有可能较好地描述。非结构化网格在其生成过程中都要采用一定的准则进行优化判定，因而生成网格的质量较高，且比结构化网格更容易加密，生成时间也较少，这是因为一旦在边界上指定网格的分布，在两个边界之间自动生成网格，无须分块或用户干涉。由于非结构化网格具有对复杂形状的计算区域具有良好的适应性这一突出优点，使它得到广泛的应用。但也由于非结构化网格的数据结构不规则，控制方程的离散化和程序都较复杂，从而计算时间会大大增加，计算精度不够高，内存占用量较大。

分块结构化网格是介于结构化网格和非结构化网格之间的一种新的网格生成技术，兼有二者的优点。与结构化网格相比，分块结构化网格具有更强的使用于复杂几何边界形状的能力；同时分块结构化网格又不像非结构化网格那样过于复杂。这种方法按照研究对象将计算区域分成若干块，对单块区域采用结构化网格，通过贴体坐标系统生成，最后将所有的块粘连在一起。这样通过拼接而集成

的整体网格，具有灵活多样的特性，它既能适应复杂形体的需要，又大大地减少了虚单元的含量，提高了计算效率。

4.2.4 初始条件和边界条件

在确定了燃烧问题的物理模型、数学模型及控制微分方程的离散和求解方法后，还必须要有特定的定解条件，即初始条件和边界条件，才能对具体问题进行求解。

1) 初始条件

内燃机的燃烧过程是周期性的高度瞬变的工作过程，其时均运动和湍流运动的松弛时间都很短，这样就降低了数值模拟中初始条件的重要性。故时均流参数的初始条件比较简单，如进气终了压力、温度均取为整个气缸内均布。其具体数值根据经验确定。

2) 边界条件

模拟计算中的主要边界有壁面边界、入口边界及出口边界。

在固定壁面上，如气缸套壁面、缸盖等，定义温度边界条件，其数值根据经验选取，活塞顶面定义为移动边界，其温度也取经验值。

另外，如果定义了补偿容积，可设为无传热的绝热壁面。

对于柴油发动机的燃烧模拟，为了节省计算时间，可忽略进排气过程，仅选取进气门关到排气门开之间的曲轴转角作为计算区间。此外，对于具有轴对称结构的多孔喷油嘴的喷雾和燃烧，可根据喷油嘴孔数选取相应部分的燃烧室作为计算域，并把燃烧室扇形体周向相对的两面设为循环边界。

4.3 二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的 CFD 模拟研究

4.3.1 -26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 喷射时刻的 CFD 模拟研究

上一章试验部分提到，对于二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式，高甲醇浓度采用晚喷燃烧过程能得到较好控制，有利于扩大负荷工况范围，因此，本节进行了两种甲醇喷射浓度下喷射时刻-26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的 CFD 耦合甲醇/二甲醚双燃料简化动力学机理的多维数值模拟，以更好的理解晚喷时双燃料复合燃烧方式的燃烧机理及有害排放物生成机理，并为进一步挖掘其潜力提供理论依据。模拟中，采用的甲醇/二甲醚双燃料简化动力学机理包含 30 种物质，44 个基元反应。其多维 CFD 计算网格如图 4-4 所示。为了节省计算时间，根据所采用喷油器的孔数（7 孔），选取燃烧室的七分之一，即 51° 的扇形体作为计

算域。采用笛卡儿坐标系随时间变化的运动网格。燃烧室初始网格总数为 28849, 节点数为 32526。

计算从进气门关闭 (-141.5°CA ATDC) 开始, 计算到排气门开启 (123.5°CA ATDC) 结束。假设计算初始, 在轴向气体 (活塞运动方向) 没有初速度, 周向为涡流运动, 涡流比为 2.0。假设计算过程中气缸盖、活塞以及气缸壁温保持不变, 分别估计为 503 K、453 K 和 403 K。计算过程中采用的主要子模型见表 4-2。

表 4-2 CFD 计算中采用的子模型

湍流模型	k- ϵ 模型
雾化模型	Huh-Gosman
蒸发模型	Dukowicz

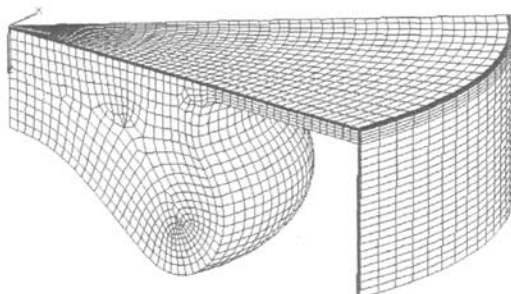


图 4-4 上止点时的 CFD 网格示意图

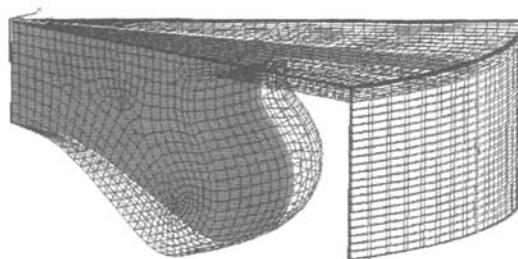
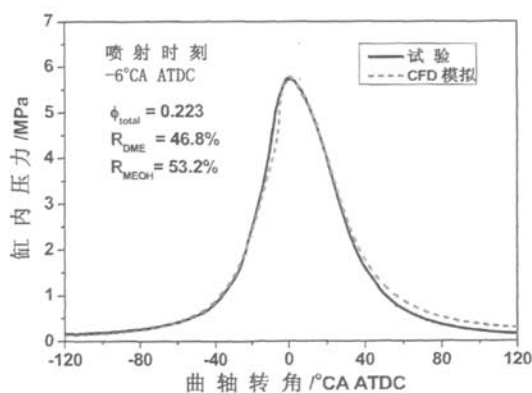
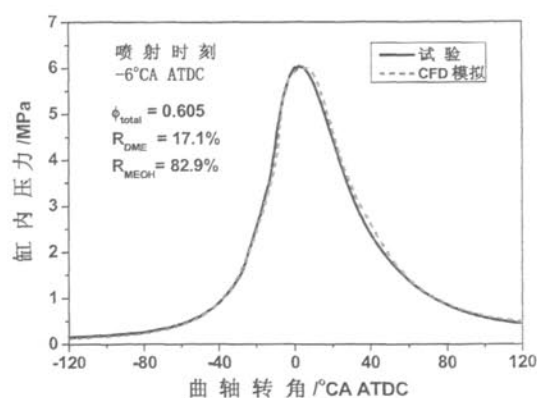


图 4-5 选取截面位置



(a) $\Phi_{\text{MEOH}}=0.119$



(b) $\Phi_{\text{MEOH}}=0.500$

图 4-6 喷射时刻 -6°CA ATDC 的试验结果与 CFD 模拟结果比较

图 4-6 和图 4-7 分别是 -6°CA ATDC 和 -26°CA ATDC 喷射时刻两种甲醇浓度下试验和计算的缸内压力对比。图中可以看到, CFD 模拟计算的缸压曲线和试验采集到的压力曲线有较好的一致性, 各工况下最大爆发压力及着火时刻基本相同。因此, 可以认为, 本文模拟计算中采用的子模型、边界条件、初始条件及计算方法等是有效的, 适合二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式燃烧过程研究的需要。下面对双燃料复合燃烧方式的燃烧过程和排放生成特性进行研究。

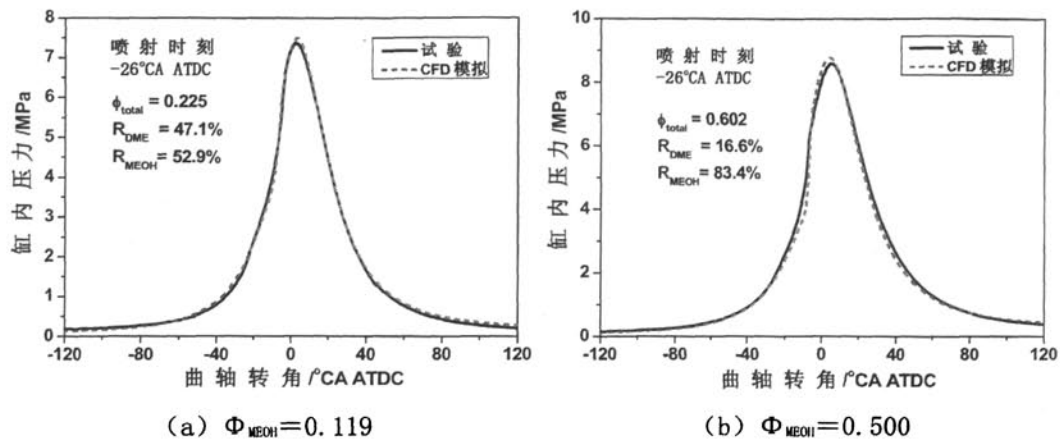


图 4-7 喷射时刻-26°C ATDC 的试验结果与 CFD 模拟结果比较

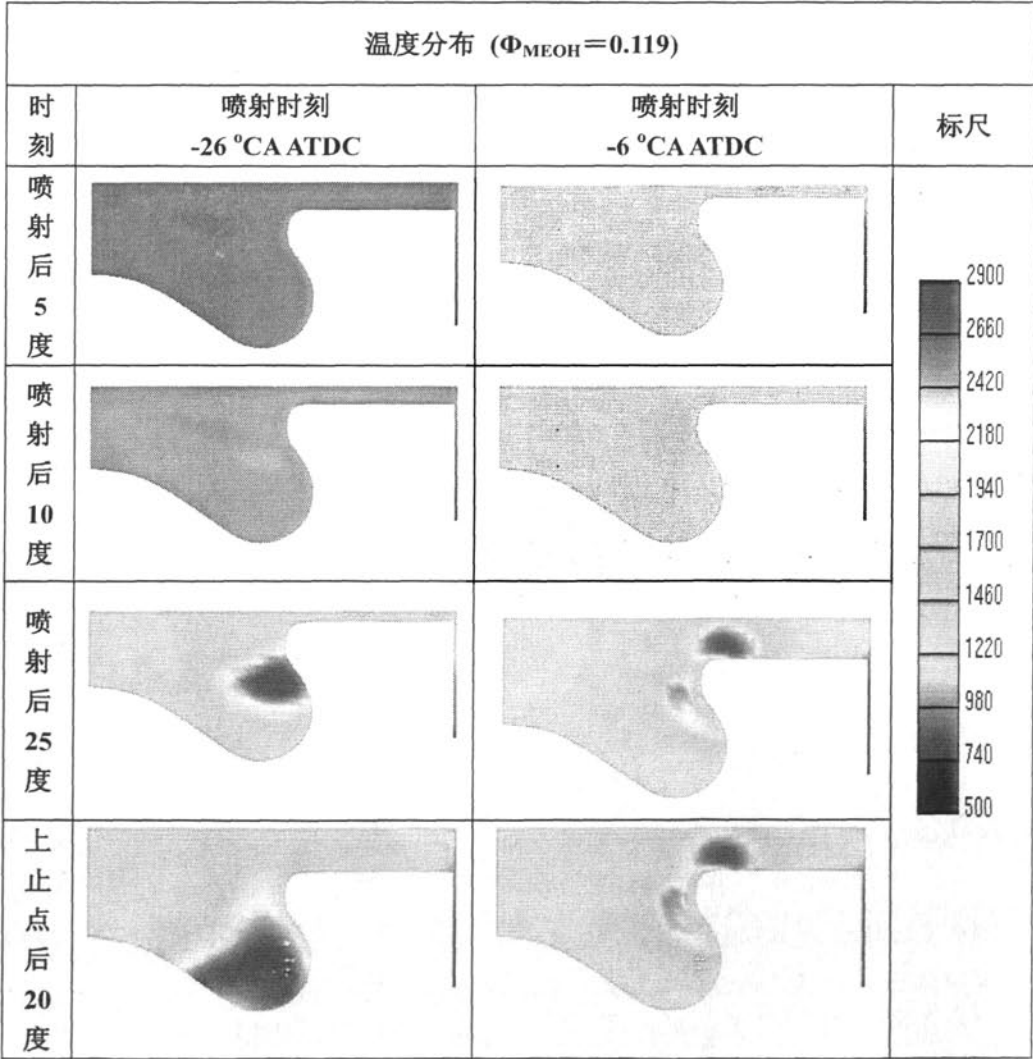


图 4-8 喷射时刻-26°C ATDC 和-6°C ATDC 的缸内温度分布 ($\Phi_{MEOH}=0.119$)

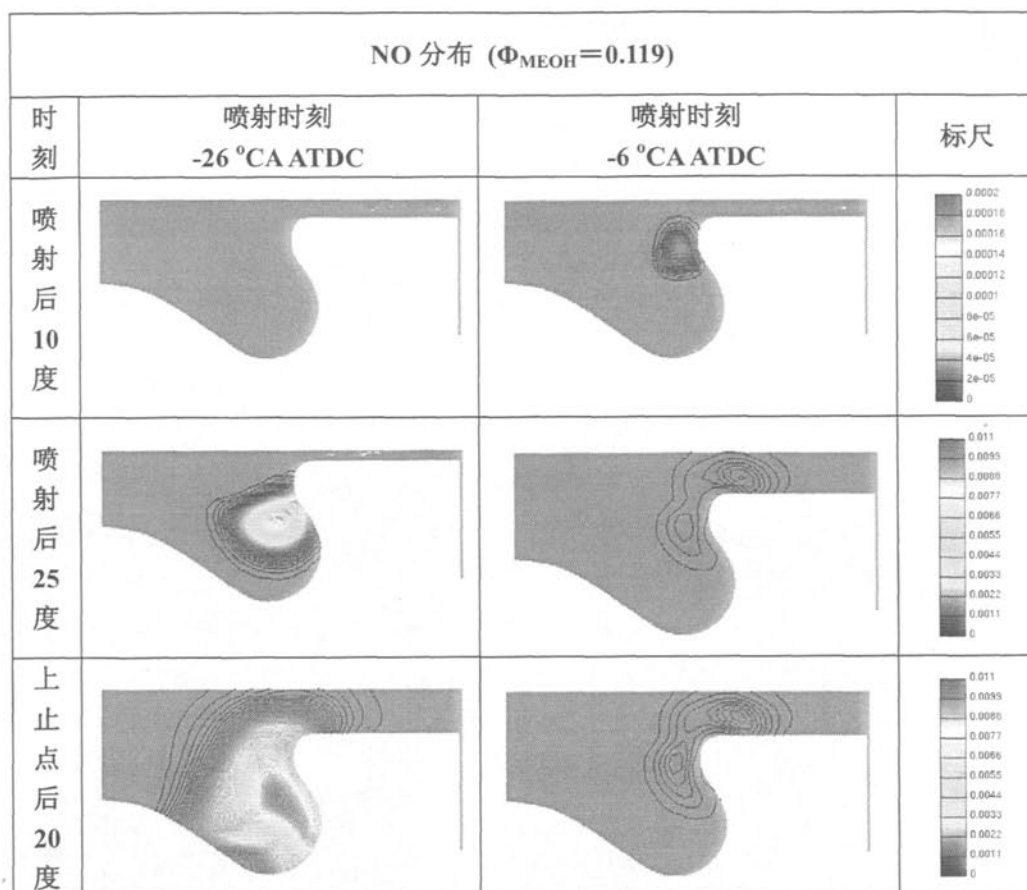
图 4-9 喷射时刻-26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的缸内 NO 分布 ($\Phi_{\text{MEOH}}=0.119$)

图 4-8 是甲醇当量比在 0.119 时 CFD 模拟的喷射时刻-26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的缸内温度分布情况。图 4-9 是相应的缸内 NO 分布情况。图中可以看到，喷射时刻-26°CA ATDC 情况在喷射初期的缸内平均温度较低，到喷射后 25 度，-26°CA ATDC 喷射时刻情况的缸内温度明显升高，NO 生成量显著增加；在上止点后 20 度，喷射时刻-26°CA ATDC 相比-6°CA ATDC 有更高的燃烧温度，且形成的高温区域广，主要分布在燃烧室内部，导致了更多的 NO 生成，相比之下，喷射时刻-6°CA ATDC 的高温区域较窄，主要形成在压缩余隙和燃烧室壁面附近，因此 NO 生成量明显减少。

图 4-10 是甲醇当量比在 0.119 时 CFD 模拟的喷射时刻-26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的缸内甲醇蒸汽浓度分布情况。相应于较低的缸内平均温度，喷射时刻-26°CA ATDC 情况在喷射初期燃料的蒸发量较少，在喷射后 10 度缸内平均温度升高燃料蒸发量增加，到喷射后 25 度，缸内温度迅速升高，燃烧反应速率加快，蒸发的燃料快速反应使得甲醇蒸汽浓度减少，在上止点后 20 度，甲醇燃料基本已氧化完毕。相比之下，喷射时刻-6°CA ATDC 情况在此时仍有部分甲醇燃料未氧化，燃烧持续期延长，后燃损失增加。

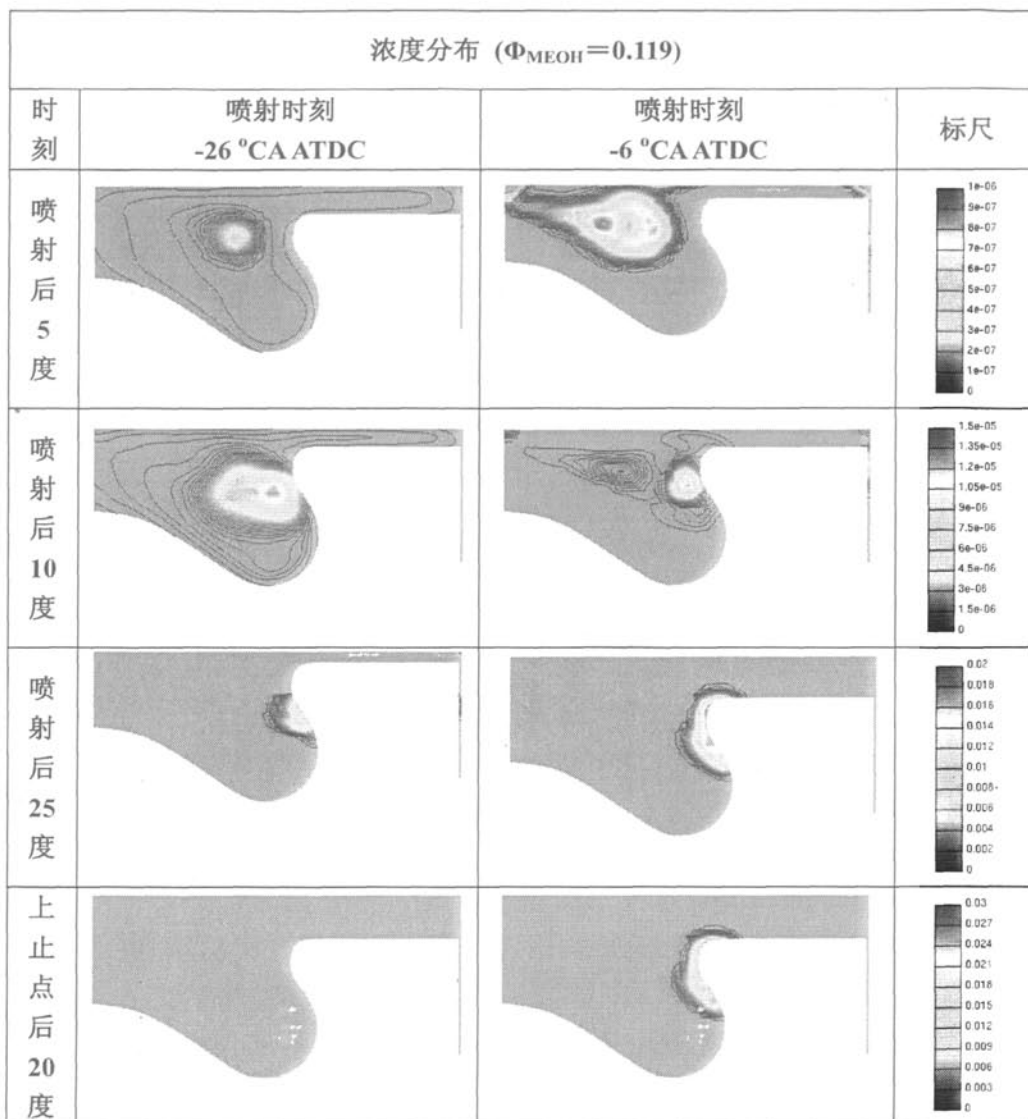
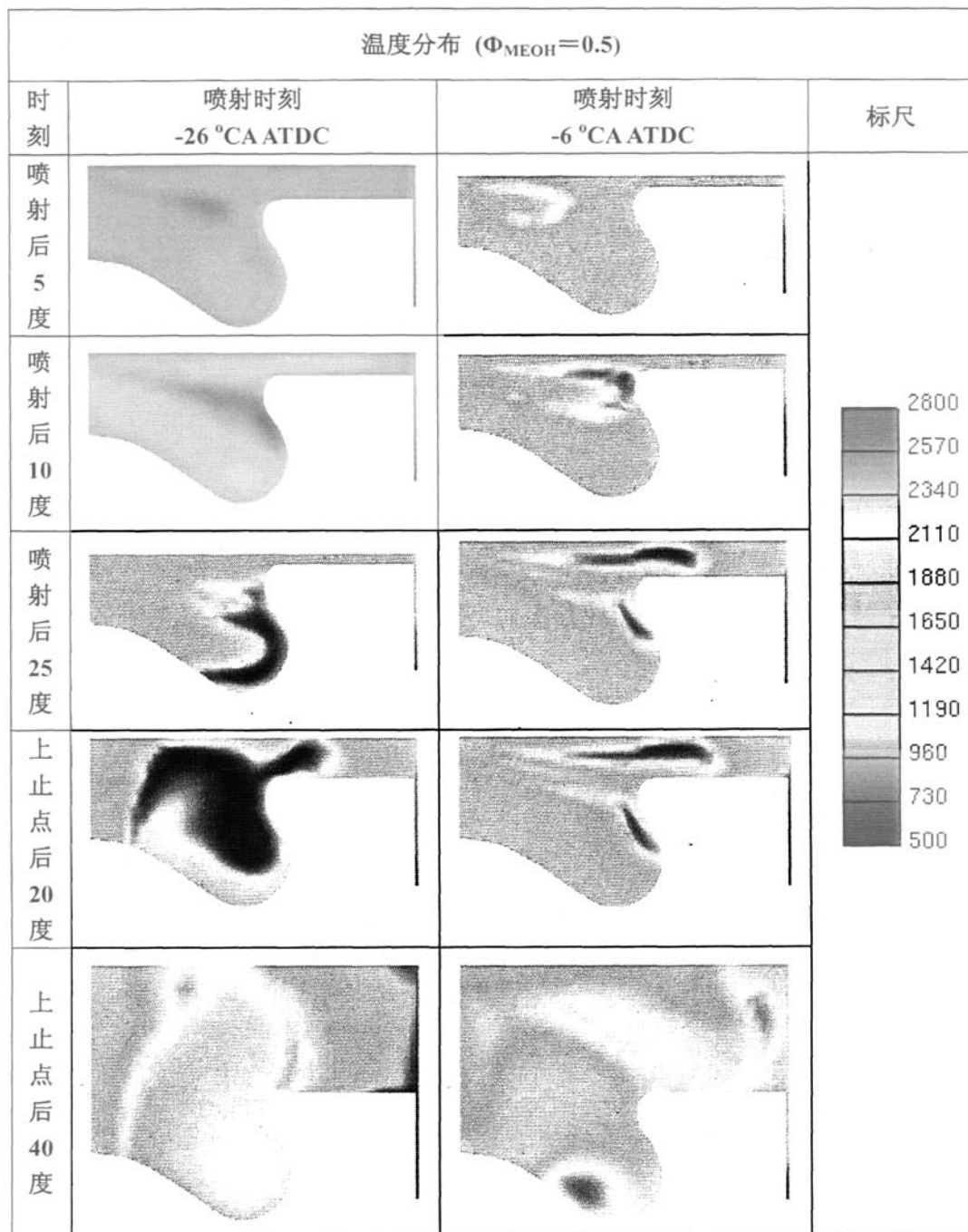
图 4-10 喷射时刻-26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的缸内浓度分布 ($\Phi_{\text{MEOH}}=0.119$)

图 4-11 是较大甲醇喷射浓度（甲醇当量比为 0.5）下 CFD 模拟的喷射时刻 -26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的缸内温度分布情况。图 4-12 是相应的 NO 分布情况。在该甲醇喷射浓度下，喷射持续期达到 40 度曲轴转角，导致燃烧持续期大大延长。从模拟的缸内温度分布情况来看，在喷射初期（喷射后 5~10 度），喷射量较大，甲醇在-26°CA ATDC 喷射时缸内平均温度较低，其大的汽化潜热导致在喷射油束附近的温度进一步降低；而对于甲醇在-6°CA ATDC 喷射的情况，由于在压缩上止点附近缸内平均温度较高，喷射的燃料蒸发速率较快，在油束前锋面有部分甲醇蒸汽和空气快速混合燃烧，形成较高温的弧形火焰区，此时已有少量 NO 生成。喷射持续到 25 度后，喷射时刻-26°CA ATDC 情况的缸内温度已经明显升高，燃烧主要处于燃烧室内部较大范围内，最高燃烧温度达到 2800K，从 NO 分布图上看，此时在燃烧室内部有大量的 NO 生成；对于喷射时刻-6°CA ATDC 的情

图 4-11 喷射时刻-26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的缸内温度分布 ($\Phi_{\text{MEOH}}=0.5$)

况，喷射油束向燃烧室内部和压缩余隙两个方向移动，相应的燃烧火焰也朝这两个方向运动，高温火焰区较小，从图 4-12 的 NO 分布图上看到，该情况下 NO 的生成量很小。

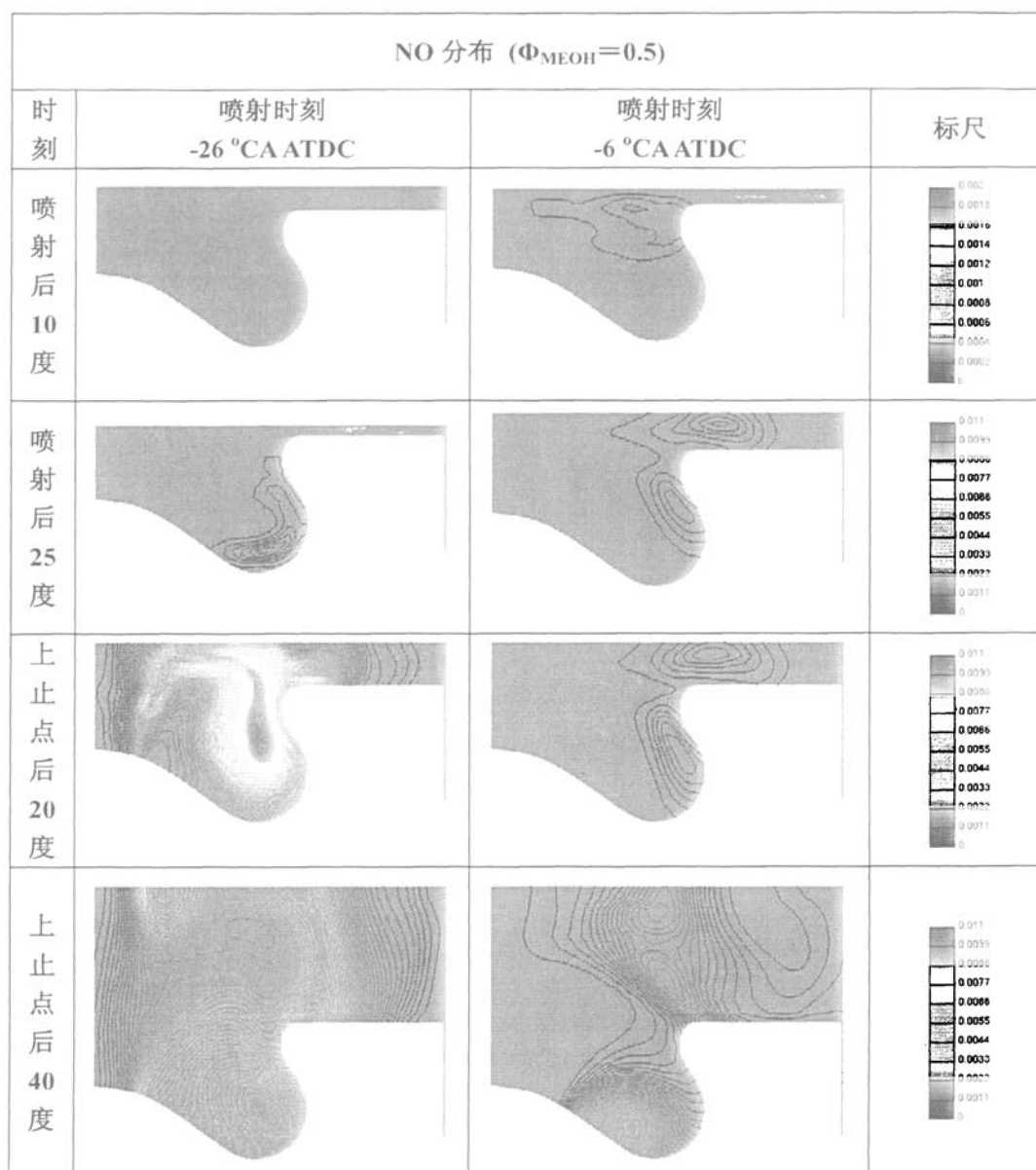
图 4-12 喷射时刻-26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的缸内 NO 分布 ($\Phi_{\text{MEOH}}=0.5$)

图 4-13 是较大甲醇喷射浓度（甲醇当量比为 0.5）下 CFD 模拟的喷射时刻 -26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的缸内浓度分布情况。图中可以看到，相比于-6°CA ATDC 喷射时刻的情况，喷射初期-26°CA ATDC 喷射时刻的缸内温度较低，燃油蒸发量少；到喷射后 25 度，-26°CA ATDC 喷射时刻情况的缸内温度快速升高，燃烧反应速率加快，蒸发的燃料快速氧化，因此甲醇蒸汽浓度也减少。到上止点后 20 度，-26°CA ATDC 喷射时刻情况的甲醇蒸汽已经大量氧化，上止点后 40 度已基本反应完全，而-6°CA ATDC 喷射时刻情况下在气缸壁面附近仍有部分甲醇蒸汽未被氧化，将会导致后燃损失增加，不完全燃烧程度升高，对热效率和排放都有不利影响。

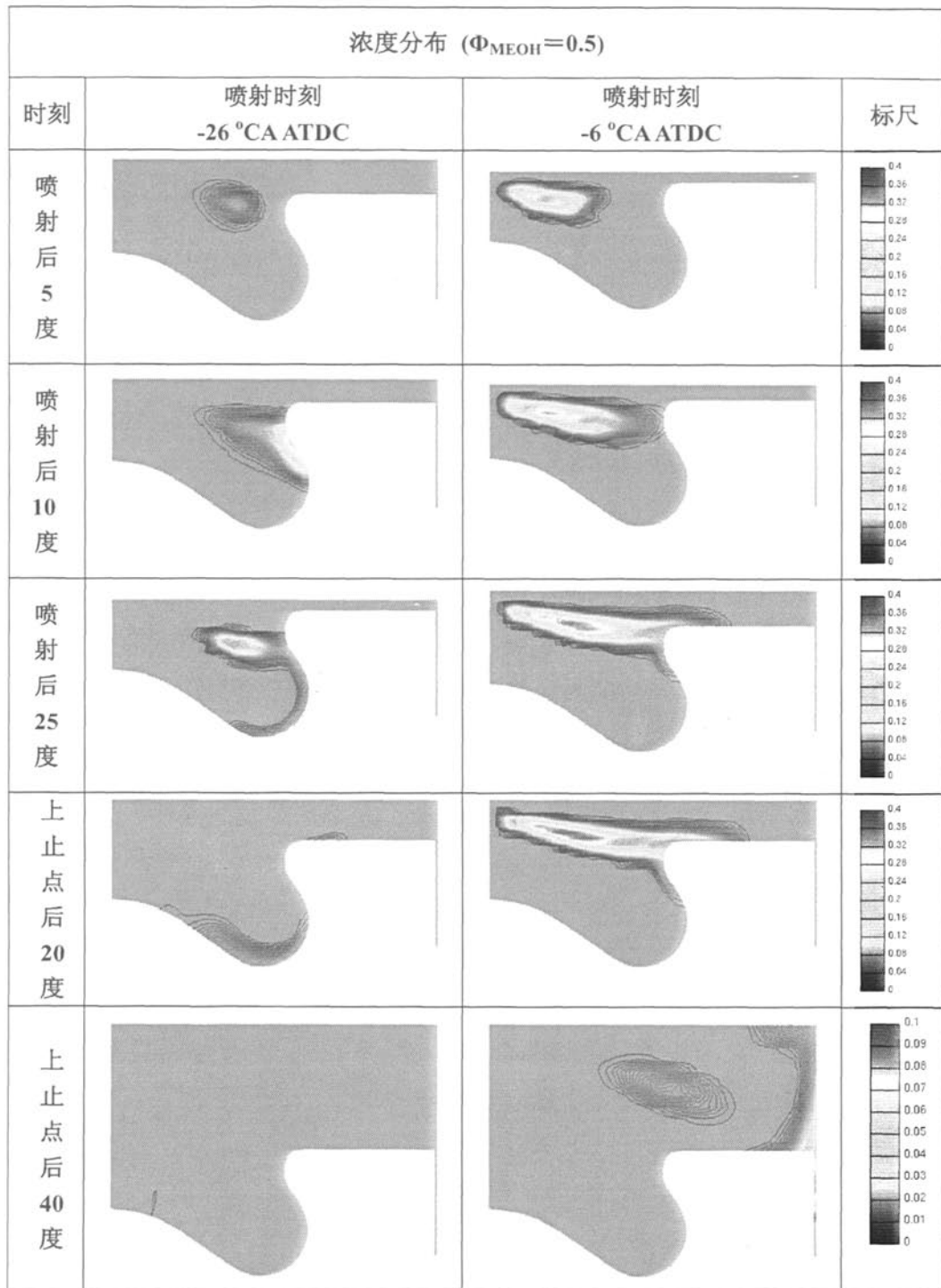


图 4-13 喷射时刻-26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 的缸内浓度分布 ($\Phi_{\text{MEOH}}=0.5$)

发动机台架试验表明, 氮氧化物 (NO_x)、一氧化碳 (CO) 和碳氢 (HC) 是主要的排放产物。下面对它们的生成区域进行研究。

图 4-14 是-26°CA ATDC 和-6°CA ATDC 两种喷射时刻情况在排气门开启时刻的缸内 NO 浓度分布。图中可以看到, -26°CA ATDC 喷射时刻的 NO 浓度大大高于-6°CA ATDC 喷射时刻情况, 这一趋势与试验结果一致。

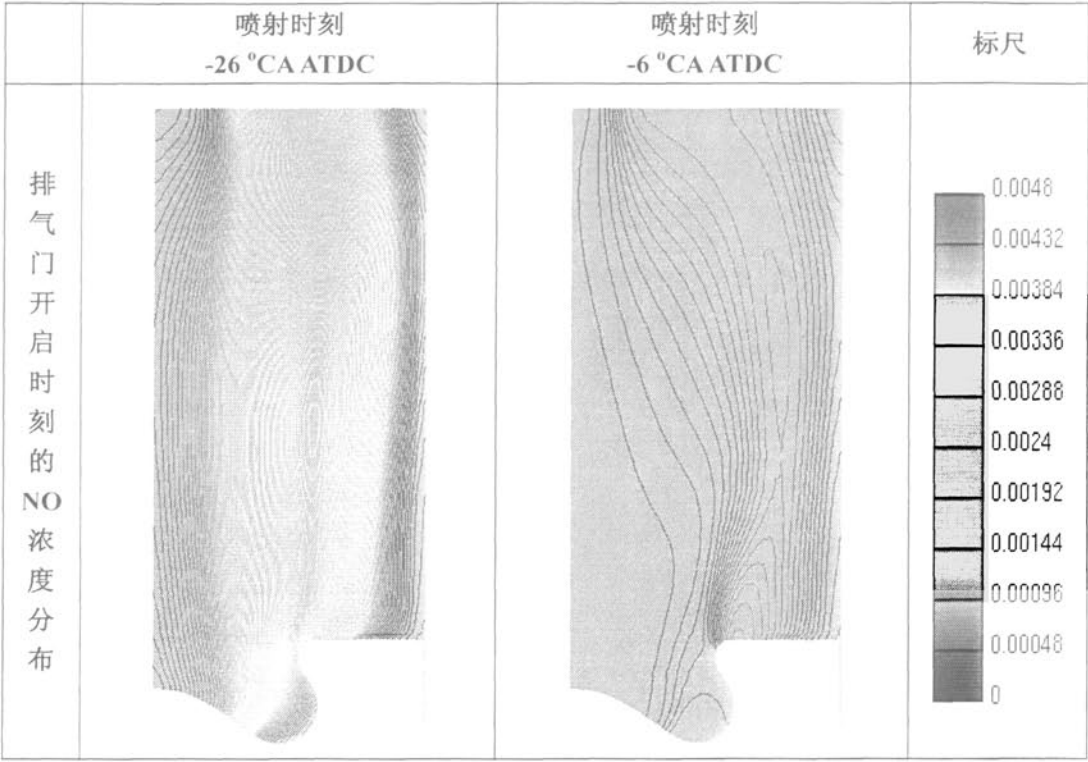


图 4-14 排气门开启时刻的 NO 浓度分布 ($\Phi_{\text{MEOH}}=0.119$)

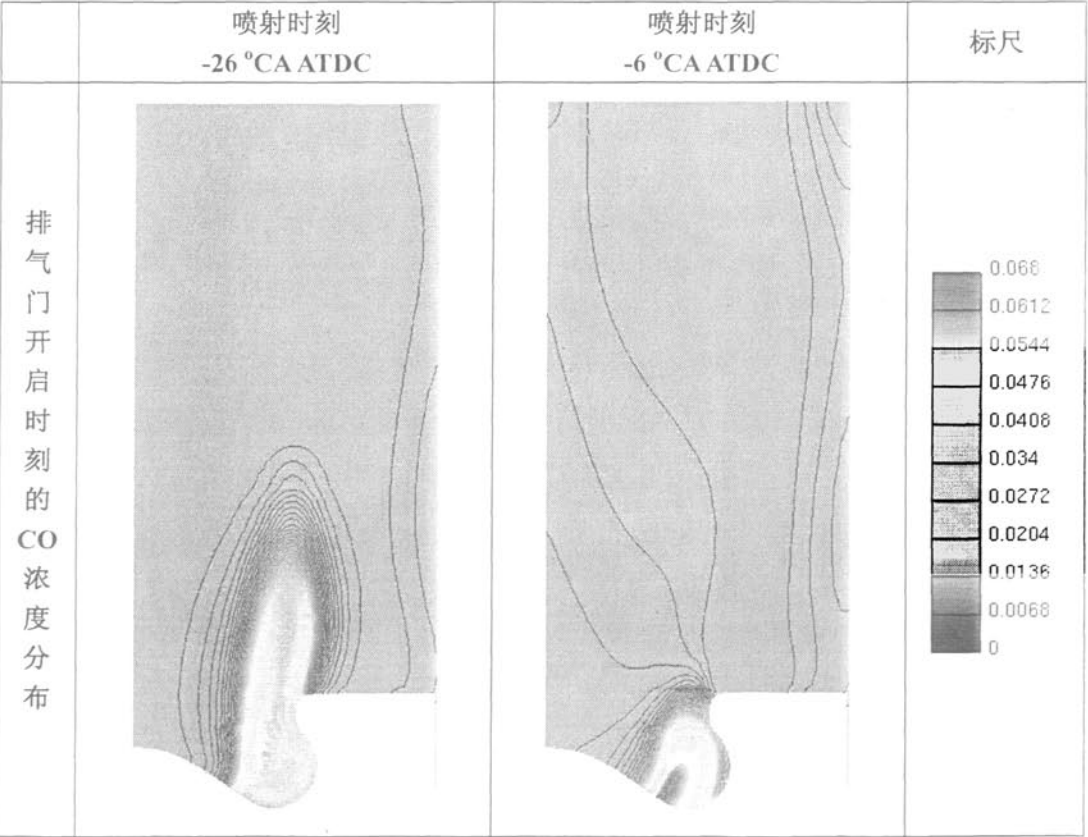
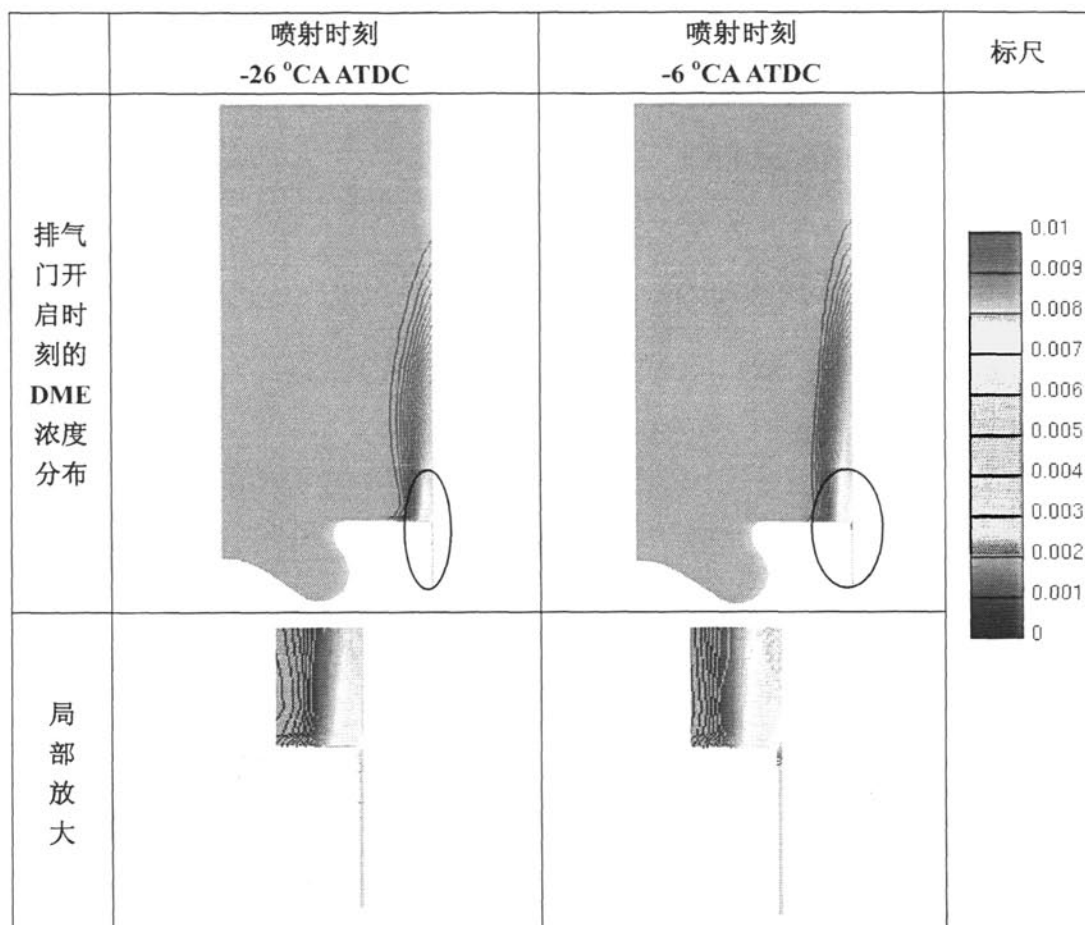
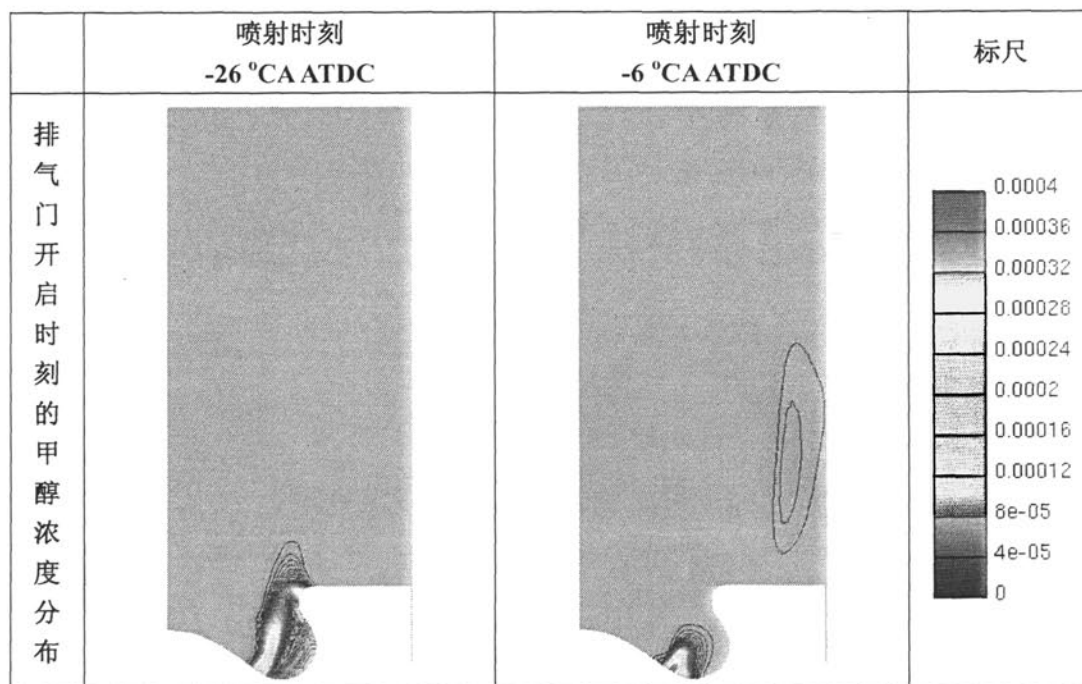


图 4-15 排气门开启时刻的 CO 浓度分布 ($\Phi_{\text{MEOH}}=0.119$)

图 4-16 排气门开启时刻的 CH_3OCH_3 浓度分布 ($\Phi_{\text{MEOH}}=0.119$)图 4-17 排气门开启时刻的 CH_3OH 浓度分布 ($\Phi_{\text{MEOH}}=0.119$)

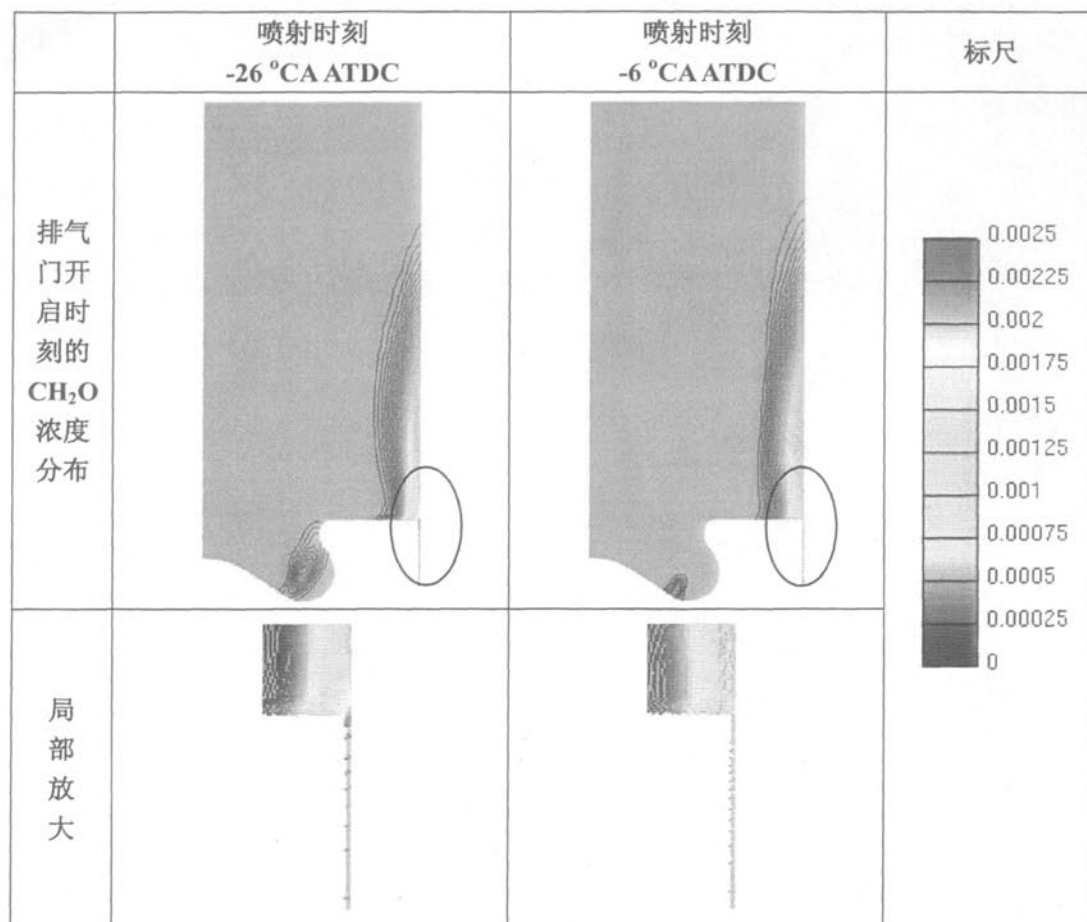
图 4-18 排气门开启时刻的 CH₂O 浓度分布 ($\Phi_{MECH}=0.119$)

图 4-15 是 -26°CA ATDC 和 -6°CA ATDC 两种喷射时刻情况在排气门开启时刻的缸内 CO 浓度分布。图中可以看到，对于 -6°CA ATDC 喷射时刻情况，CO 主要集中在燃烧室内部，在燃烧室底部附近有较浓的 CO 分布；而 -26°CA ATDC 喷射时刻情况的 CO 分布范围较宽，有利于它的进一步氧化。

在 DME 气道喷射和甲醇缸内直喷复合燃烧方式中，HC 排放主要由未燃的 DME、甲醇以及甲醛 (CH₂O) 构成。下面对这三种排放物的生成区域进行模拟研究。

图 4-16 是 -26°CA ATDC 和 -6°CA ATDC 两种喷射时刻情况在排气门开启时刻的缸内 DME 浓度分布。可以看到，缸内剩余 DME 主要分布在气缸壁面附近以及活塞、活塞环和气缸壁形成的环形缝隙区。在环形缝隙内，-6°CA ATDC 喷射时刻的 DME 浓度较高。

图 4-17 是 -26°CA ATDC 和 -6°CA ATDC 两种喷射时刻情况在排气门开启时刻的缸内甲醇浓度分布。与 DME 不同，未燃的甲醇主要分布在燃烧室内部。-6°CA ATDC 喷射时刻的甲醇浓度集中在燃烧室底部，另外有少量未燃甲醇出现在气缸壁面附近。

图 4-18 是 -26°CA ATDC 和 -6°CA ATDC 两种喷射时刻情况在排气门开启时刻的

缸内甲醛 CH_2O 浓度分布。图中可以看到, CH_2O 主要分布在气缸壁面附近和环形缝隙区内, 另外在燃烧室内部也有少量存在。相比之下, -26°CA ATDC 喷射时刻的 CH_2O 浓度更高, 而 DME 浓度较低, 这可能是由于 -26°CA ATDC 喷射时刻的燃烧温度较高, 在燃烧室壁面附近和环形缝隙处的温度相对较高, 使得 DME 能被氧化成甲醛, 但无法被进一步氧化, 因此甲醛浓度较高, DME 浓度较低。

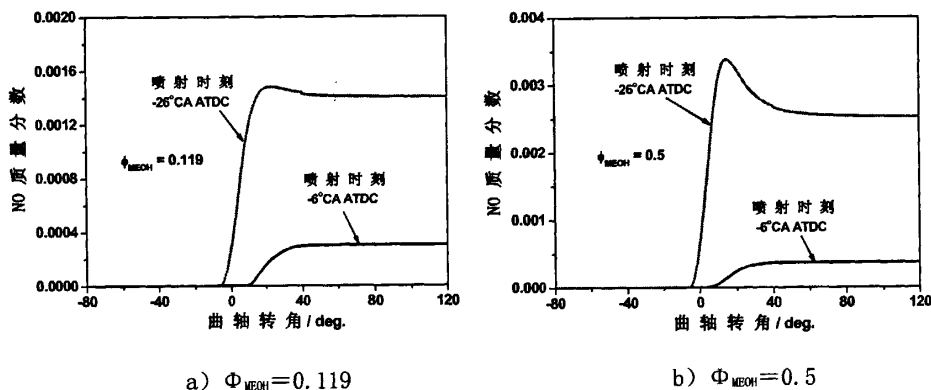


图 4-19 NO 生成历程

图 4-19 是 CFD 模拟的不同甲醇浓度和喷射时刻下 NO 的生成历程。图中可见, 在不同甲醇浓度下, -26°CA ATDC 喷射时刻的 NO 浓度均明显高于 -6°CA ATDC 喷射时刻的情况。另外, 高甲醇浓度的 NO 浓度明显高于低甲醇浓度。这些趋势都与前面试验所得的趋势相符, 这表明在甲醇/DME 简化动力学模型中采用的 NO 生成机理是较为合理的, 可以用来进行变参数的模拟研究。此外, 值得一提的是, 由于 CO 和 HC 排放的生成机理较为复杂, 采用简化动力学模型很难对它们的生成趋势进行准确的预测, 另外对它们的准确模拟在很大程度上也依靠较高的网格分辨率, 因此在下一部分的变参数研究中没有进行 CO 和 HC 的预测。

4.3.2 DME 气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧的变参数模拟研究

本章上一节对 -6°CA ATDC 和 -26°CA ATDC 两种喷射时刻情况进行了 CFD 耦合甲醇/DME 双燃料简化动力学的数值模拟研究, 结果表明, 模拟获得的不同工况下缸内压力变化历程和试验采集的缸内压力曲线较为吻合, 且模拟的 NO 变化趋势与试验结果较为一致, 因此可以认为模拟计算中采用的子模型、初始条件、边界条件和简化动力学模型是合理的, 可以用于变参数模拟研究以及 NO 生成趋势的预测。在本节, 主要对喷油压力、进气压力和进气 CO_2 比例对 DME 气道喷射和甲醇缸内直喷复合燃烧过程及 NO 生成趋势的影响进行了模拟预测。

一、喷油压力的影响

在本文第四章的试验研究中发现, 大的甲醇喷射浓度喷射持续期较长 (甲醇当量比为 0.5 时在 1400r/min 下喷射持续期达到 40 度曲轴转角), 相应的燃烧持续期也延长, 在较晚的喷射时刻 (如 -6°CA ATDC), 会导致后燃损失增加, 热功转换效率降低, 因此必须采取措施缩短燃烧持续期, 以期能主动提高热效率, 降低有害排放。进一步的试验发现, 提高 DME 浓度可以提前着火时刻, 但对缩短燃烧持续期作用不大。在本小节, 我们采用提高喷油压力 (甲醇喷射压力从 20MPa 提高到 30MPa)、加快喷油速率的方法, 来研究它对燃烧持续期的影响。由于单纯改变喷油压力而保持喷油总量不变, 在台架试验中较难实现, 在数值模拟中相对简单, 因此在这里采用数值模拟的方法, 模拟出不同喷射压力下的喷油速率, 如图 4-20 所示, 再导入到 CFD 求解器中进行喷油速率对燃烧过程影响的多维数值模拟研究, 同时对不同喷油速率即喷射压力下 NO 的生成趋势进行预测, 为试验研究提供理论依据。在模拟中除喷油速率改变外其它参数均保持不变。

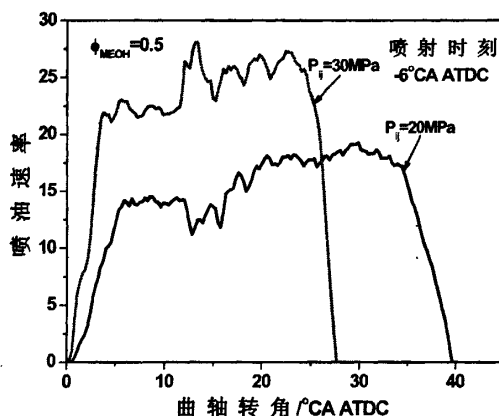


图 4-20 不同喷射压力的喷油速率

图 4-21 是 CFD 模拟的不同喷射压力对缸内压力历程的影响。图 4-22 是用零维模型计算出的放热率。图中表明, 增大喷射压力即加快喷油速率后, 上止点附近的缸内压力明显升高, 提高了热功转换的效率; 从放热率曲线上看, 第三放热峰值明显升高, 即甲醇扩散燃烧速率加快, 燃烧持续期缩短, 这表明增加喷射压力、加快喷射速率能缩短高甲醇浓度晚喷的燃烧持续期, 有利于提高发动机的热效率。

图 4-23 是 CFD 模拟的不同喷射压力对缸内平均温度历程的影响。图 4-24 是 CFD 模拟的不同喷射压力对 NO 生成历程的影响。随着喷油压力的增加, 缸内最高的平均温度明显升高, 从 NO 生成历程上看, NO 生成量也相应增加。

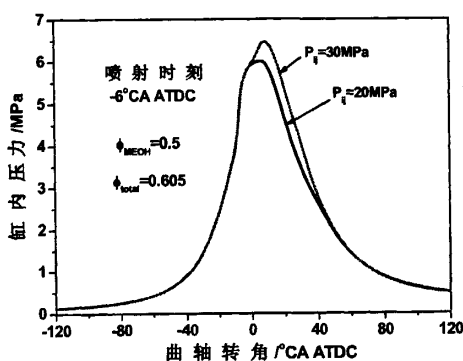


图 4-21 喷射压力对缸内压力的影响

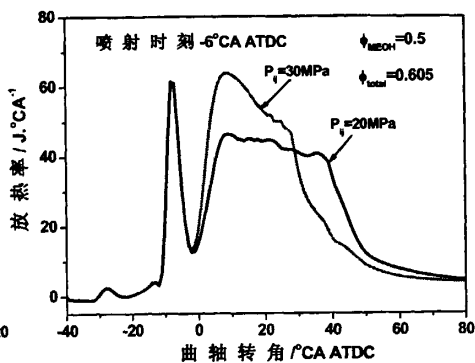


图 4-22 喷射压力对放热率的影响

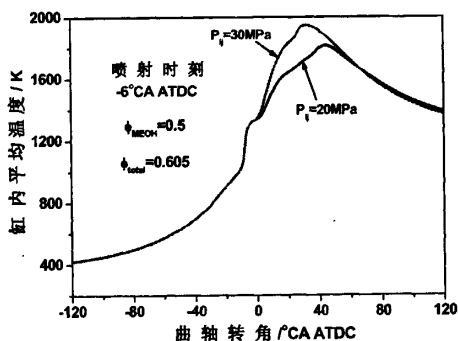


图 4-23 喷射压力对缸内平均温度的影响

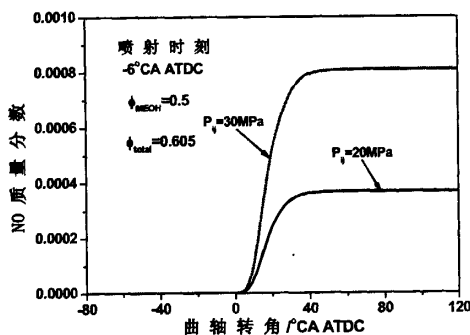


图 4-24 喷射压力对 NO 生成的影响

上面对喷射压力即喷油速率的模拟研究表明,增大喷射压力,提高喷油速率能明显缩短高甲醇浓度晚喷的燃烧持续期,但也导致 NO 排放的增加。

二、进气压力的影响

进气增压是提高发动机功率的重要技术措施。本文进行了进气增压对 DME 气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧过程和 NO 生成趋势的模拟研究,主要模拟了-6°CA ATDC 喷射时刻的情况,其中进气温度、甲醇喷射浓度等初始条件、边界条件和子模型均保持不变,仅改变进气压力。

图 4-25 是不同进气压力下缸内压力的变化历程。图中可以看到,随着进气压力的增大,即增压压力提高,缸内燃烧最大爆发压力明显升高。当增压压力达到 100kPa 时,最大爆发压力接近 12MPa。这表明,采用进气增压可以增大发动机的负荷,功率相应增加,但增压会导致较高的缸内爆发压力,对发动机机体、缸盖和活塞的强度要求提高。

图 4-26 是不同进气压力下缸内平均温度的变化历程。图中可见,未发生燃烧反应放热前,相同温度但不同初始压力下的进气压缩到相同曲轴转角时的缸内

温度曲线基本相同。随着进气压力的提高，着火时刻稍微提前，缸内最高平均温度降低。这表明，增压后进气密度提高，进气量增加，在燃料供给量保持不变的情况下，过量空气系数增大，热负荷相应降低。

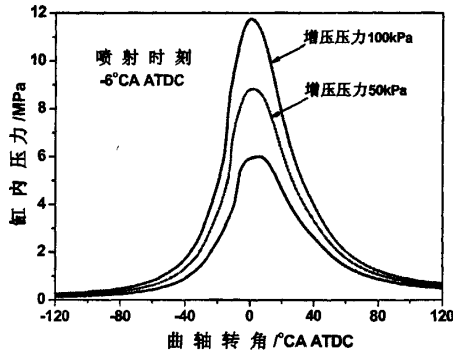


图 4-25 进气压力对缸内压力的影响

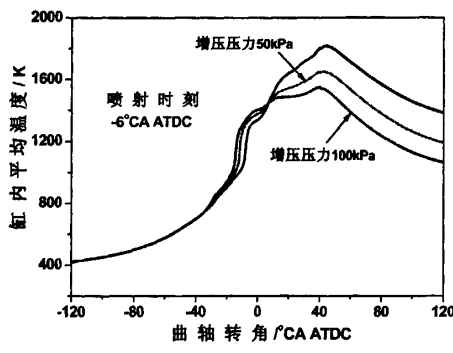


图 4-26 进气压力对缸内平均温度的影响

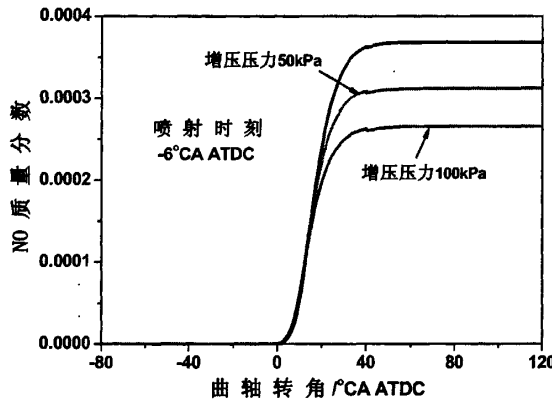


图 4-27 进气压力对 NO 生成的影响

图 4-27 是不同进气压力对 NO 生成历程的影响。图中可见，随着进气压力增加，NO 生成量减少。以上结果表明，增压可以降低热负荷，减少 NO_x 排放。

三、进气 CO₂ 比例影响的 CFD 模拟研究

在本文第四章 DME 气道喷射和甲醇缸内直喷复合燃烧方式的试验研究中发现，高甲醇浓度在-26°CA ATDC 喷射会生成较多的 NO_x 排放。研究表明，采用冷却废气再循环（EGR）技术是降低 NO_x 排放的有效措施之一。在本节，为了探索 EGR 在降低 NO_x 排放方面的潜力，我们采用增加进气中的 CO₂ 比例来模拟不同的 EGR 率，研究它们对复合燃烧方式燃烧过程和 NO 生成趋势的影响。模拟中，除进气中的 CO₂ 比例改变外，其它参数均保持不变。

图 4-28 是进气 CO_2 比例对缸内压力变化历程的影响。随着进气 CO_2 比例的增大,缸内最大爆发压力明显降低,着火时刻明显推迟,当进气 CO_2 比例增大到 30% 时,喷入的甲醇很难着火。图 4-29 是进气 CO_2 比例对缸内平均温度变化历程的影响。与缸内压力的变化相似,随着进气 CO_2 比例的增大,最高平均温度降低,出现时刻推迟,当进气 CO_2 比例增大到 30% 后,上止点附近的温度没有明显的升高,说明没有进一步的燃烧反应发生。另外,在未发生燃烧反应放热前,相同初始温度下的进气压缩温度随 CO_2 比例的增大有所降低。以上现象表明,进气 CO_2 比例增大,缸内工质的比热容增加,压缩温度有所降低,另一方面氧浓度也降低,因此着火时刻推迟,最大爆发压力降低,缸内平均温度也降低,当进气 CO_2 比例增大到一定程度,着火太迟,发动机将发生失火,此时必须采取其它措施(如增加进气温度)来提前着火时刻,避免失火的发生。

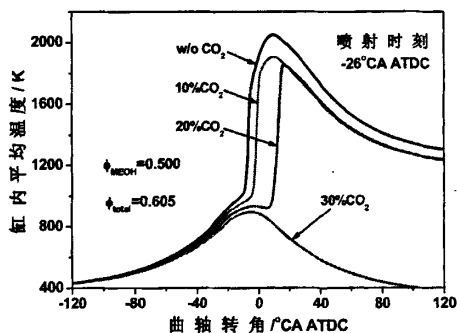
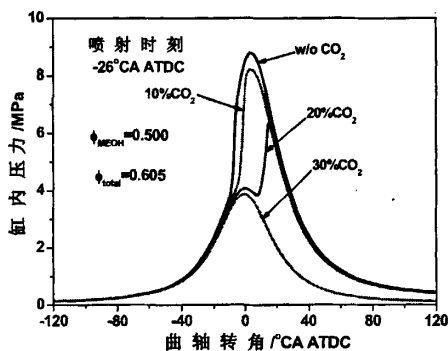
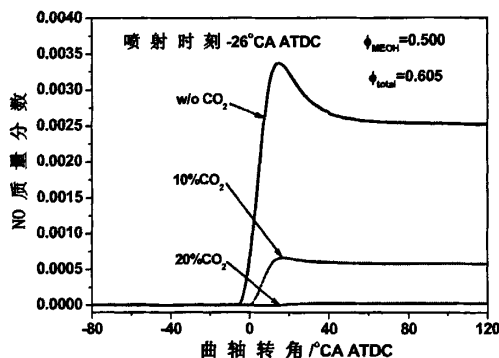
图 4-28 进气 CO_2 比例对缸内压力的影响图 4-29 进气 CO_2 比例对缸内平均温度的影响图 4-30 进气 CO_2 比例对 NO 生成的影响

图 4-30 是进气 CO_2 比例对 NO 生成历程的影响。图中可见,随着进气 CO_2 比例的增大,NO 生成量明显减小,这与缸内平均温度随进气 CO_2 比例的变化趋势一致。

4.4 本章小结

- (1) 质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律是构成 CFD 理论的基本控制方程组。用 CFD 时均理论将瞬时的控制方程组转换成统计平均的控制方程组 (Reynolds 时均方程组) 是进行数值求解方程的有效途径。封闭平均控制方程组的湍流粘性系数模型, 特别是其中的双方程模型 ($k-\epsilon$ 模型), 由于求解简单, 计算量小, 结果也能满足工程要求, 故得到了广泛重视。
- (2) 对于二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式, 需同时考虑化学动力学和湍流混合的作用。本文在原二甲醚/甲醇简化动力学模型的基础上加入了 NO_x 生成子模型, 新构建的二甲醚/甲醇简化动力学模型包含 30 种物质, 44 个基元反应。
- (3) 采用 CFD 耦合二甲醚/甲醇简化动力学模型模拟了两个甲醇浓度两种喷射时刻工况, 并与试验进行了对比, 结果显示模拟的缸内压力与试验示功图有着较好的一致性, NO 生成量变化趋势的模拟结果也与试验趋势相吻合。燃烧过程的模拟结果表明, -26°CA ATDC 喷射时刻的燃烧高温区较广, 主要分布在燃烧室内大部分区域, 导致高的 NO 生成; 而 -6°CA ATDC 喷射时刻的燃烧高温区较窄, 主要分布在压缩余隙和燃烧室壁面附近, NO 浓度大大降低。
- (4) 二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的变参数模拟研究表明, 通过提高喷油压力、加快喷油速率可以缩短高甲醇浓度晚喷的燃烧持续期, 但 NO 生产量相应增加; 进气压力提高, 最大爆发压力升高, 最高平均温度降低, NO 生产量减少; 进气 CO_2 比例增大, 着火时刻推迟, 最大爆发压力减小, 最高平均温度降低, NO 生产量明显减少。

第五章 全文总结

本文基于燃料气道喷射技术和缸内共轨直喷技术,分别对甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式和二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧方式进行了较全面的研究,获得了这两种燃烧方式的燃烧特性和排放特性以及它们的燃烧过程优化控制策略。同时,应用 CFD 模型对甲醇缸内直喷混合气形成机理、浓度分布特性进行了研究;应用简化反应动力学模型与三维 CFD 模型耦合计算对均质压燃与分层燃烧复合燃烧方式燃烧特性及有害排放物生成特性进行了研究。在此基础上,提出了甲醇燃料全工况范围内高效清洁燃烧的控制策略。通过本文研究,可以得到以下结论:

- (1) 甲醇浓度、DME 浓度和废气再循环(EGR)比例是甲醇/二甲醚气道喷射 HCCI 燃烧方式的主要控制参数。
- (2) 纯 DME HCCI 只能在小负荷工况下运行,采用甲醇/二甲醚气道喷射实现 HCCI 燃烧能大大拓宽其运行工况范围,并能保持极低的 NO_x 排放,但存在小负荷燃烧效率和热效率较低,HC 和 CO 排放高的问题;
- (3) 甲醇/DME 气道喷射 HCCI 燃烧方式的爆震和“失火”边界随甲醇浓度增大,DME 浓度也需相应增大;随负荷增大,甲醇/DME 的浓度变化范围减小,因此在中高负荷还存在着可控范围窄,控制难度大的问题;采用 EGR 能拓宽 HCCI 中高负荷工况的可控范围,但不能扩展其负荷范围;
- (4) 在低负荷工况,采用纯 DME 加大比例 EGR 的 HCCI 燃烧方案能改善热效率;在中高负荷工况,采用高 EGR 率、高 DME 比例方案可以提高甲醇/二甲醚气道喷射 HCCI 燃烧方式的热效率,降低其 HC 和 CO 排放;
- (5) 甲醇喷射时刻和浓度以及 DME 浓度是 DME 气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的主要控制参数。甲醇喷射时刻控制可以实现不同燃烧模式。在低甲醇浓度,甲醇早喷 (-126°CA ATDC) 表现为典型的预混合气 (PCCI) 燃烧模式,其 NO_x 排放极低,但热效率低,HC 排放高;甲醇在中间时刻喷射 (-26°CA ATDC),主要表现为甲醇高温扩散燃烧模式,发动机热效率最高,但 NO_x 排放高;甲醇晚喷 (-6°CA ATDC) 主要以甲醇低温扩散燃烧为主,燃烧可控性好, NO_x 排放也可以大幅度降低,但 CO 排放高,热效率介于上述两种燃烧模式之间。
- (6) 低甲醇浓度下采用高温扩散燃烧模式可以实现低负荷较高的热效率,是改善低负荷工况热效率的有效途径之一。

- (7) DME 气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的负荷范围主要受甲醇浓度控制。甲醇浓度增大, 高温扩散燃烧模式出现的时刻提前, 提前喷射时刻可控范围变窄。高甲醇浓度采用晚喷 (-26°CA ATDC 后), 燃烧过程能得到较好的控制, 大负荷下不容易出现爆震燃烧, 能明显扩展发动机负荷工况范围。
- (8) 晚喷时高甲醇浓度喷射持续期长, 燃烧持续期相应延长。调节 DME 浓度, 可以控制燃烧着火时刻, 但对燃烧持续期影响不大。
- (9) 甲醇喷雾的 CFD 模拟表明, 晚喷在燃烧室壁面附近有很强的浓度分层; 中间喷射混合气分布极不均匀; 早喷燃烧室内主要形成稀薄的准均质混合气。早喷时燃料碰壁造成的湿壁是高未燃 HC 排放产生的主要原因。CFD 耦合简化动力学的燃烧过程模拟表明, -26°CA ATDC 喷射时刻的燃烧高温区较广, 主要分布在燃烧室内大部分区域, 导致高的 NO 生成; 而 -6°CA ATDC 喷射时刻的燃烧高温区较窄, 主要分布在压缩余隙和燃烧室壁面附近, NO 浓度大大降低。
- (10) 二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷复合燃烧方式的变参数模拟研究表明, 通过提高喷油压力、加快喷油速率可以缩短高甲醇浓度晚喷的燃烧持续期, 但 NO 生成量增加; 进气压力提高, 最大爆发压力升高, 最高平均温度降低, NO 生成量减少; 进气 CO_2 比例增大, 着火时刻推迟, 最大爆发压力减小, 最高平均温度降低, NO 生成量明显减少。

基于上面的结论, 本文提出了全负荷工况范围内甲醇高效清洁燃烧的控制策略:

在低负荷工况, 采用纯 DME 加大比例 EGR 的 HCCI 燃烧或二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧的甲醇高温扩散燃烧模式以获得相对高的热效率; 在中高负荷工况, 采用甲醇/二甲醚气道喷射双燃料 HCCI 燃烧方式以实现高效低 NO_x 排放的清洁燃烧; 在大负荷工况, 采用甲醇晚喷实现二甲醚气道喷射与甲醇缸内直喷双燃料复合燃烧方式以保证高的功率输出。

参考文献

- [1]张澜涛, 国际能源态势与我国能源安全, 国际关系学院学报, 2006(5): 45~52
- [2]唐炼, 世界能源供需现状与发展趋势, 国际石油经济, 2005,13(1):30~33
- [3]国家机械工业局, 国家汽车工业重要政策与法规, 1999, 2
- [4]<http://auto.people.com.cn/GB/1050/4872748.html>
- [5]王建昕, 傅立新, 黎维彬, 汽车排气污染治理及催化转化器, 北京: 化学工业出版社, 2000.1~21
- [6]刘湘俊, 内燃机的排放与控制, 北京, 机械工业出版社, 2002.1~12
- [7]郝勇, 范群, 赫冬青等, 汽车排气污染现状及防治对策, 环境保护科学, 2003,29(4):15~16
- [8]K. Inagaki, T. Fuyuto, K. Nishikawa, et al. Combustion System with Premixture-controlled Compression. R&D Review of Toyota CRDL, 2006, 31(3): 35~46
- [9]P. M. Najt, D. E. Foster, Compression-ignited Homogeneous Charge Combustion. SAE Paper 830264, 1983
- [10]Thring R H. Homogeneous-Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. SAE Paper 892068, 1989
- [11]Aoyama, T. et al. An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engines. SAE Paper 960081, 1996
- [12]M. Christensen et al. Homogeneous Charge Compression Ignition (Hcci) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas--A Comparison With Spark-Ignition Operation. SAE 972874, 1997
- [13]M. Christensen, et al. Demonstrating the Multi Fuel Capacity of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio. SAE Paper 1999-01-3679, 1999
- [14]S. S. Morimoto, et al. Operating Characteristics of a Natural Gas-Fired Homogeneous Charge compression ignition Engine (Performance improvement Using EGR). SAE Paper 2001-01-1034, 2001
- [15]S. Fiveland, et al. Experimental and Simulated Results Detailing the Sensitivity of Natural Gas HCCI Engines to Fuel Composition. SAE Paper 2001-01-3609, 2001
- [16]J. O. Olsson, et al. Combustion Ratio Influence on Maximum Load of Natural Gas-Fueled Hcci Engine. SAE Paper 2002-01-0111, 2002
- [17]Z. Chen, et al. Study on Homogeneous Premixed Charge CI Engine Fueled With LPG. JSAE Paper 20014339, 2001

- [18] N. Iida, et al. Combustion Thermo-Atmosphere Combustion Analysis of (ATAC) Engine Methanol-Fueled Active Using a Spectroscopic Observation. SAE Paper 940684, 1994
- [19] M. Christensen, et al. Supercharged homogeneous Charge Compression Ignition. SAE Paper 980787, 1998
- [20] T. Seko, et al. Methanol Lean Burn in an Auto-Ignition DI Engine. SAE Paper 980531, 1998
- [21] T. Seko, et al. Combustion Improvement of a Premixed Charge compression Ignition Methanol Engine Using Flash Boiling Fuel Injection. SAE Paper 2001-01-3611, 2001
- [22] M. F. Yao, Z. Chen, Z. Q. Zheng, et al. Study on the controlling strategies of homogeneous charge compression ignition combustion with fuel of dimethyl ether and methanol. Fuel, 85(2006), 2046-2056
- [23] M. F. Yao, Z. Q. Zheng, Z. Chen, et al. Experimental Study on Hcci Combustion of Dimethyl Ether (Dme)/Methanol Dual Fuel. 2004-01-2993, 2004
- [24] A. Oakley, et al. Dilution Effects on the Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion of Hydrocarbon and Alcohol Fuel. SAE Paper 2001-01-3606, 2001
- [25] L. Daeyup, et al. Autoignition of Alcohols and Ethers in a Rapid Compression Machine. SAE Paper 932755, 1993
- [26] K. N. Cathy, J. T. Murray. A Computational Study of the Effect of Fuel Reforming, Egr and Initial Temperature on Lean Ethanol Hcci Combustion. SAE Paper 2004-01-0556, 2004
- [27] G. Gnanam. An HCCI Engine Fuelled with Iso-octane and Ethanol. SAE Paper 2006-01-3246, 2006
- [28] H. Ogawa, N. Miyamoto, N. Kaneko, et al. Combustion Control and Operating Range Expansion With Direct Injection of Reaction Suppressors in a Premixed Dme Hcci Engine. SAE Paper 2003-01-0746, 2003
- [29] Toshio Shudo. Hcci Combustion of Hydrogen, Carbon Monoxide and Dimethyl Ether. SAE Paper 2002-01-0112, 2002
- [30] H. Yamada, Y. Goto, A. Tezaki. Analysis of Reaction Mechanisms Controlling Cool and Thermal Flame with DME Fueled HCCI Engines. SAE Paper 2006-01-3299, 2006
- [31] A. Mohammadi, S. S. Kee, T. Ishiyama et al. Implementation of Ethanol Diesel Blend Fuels in PCCI Combustion. SAE Paper 2005-01-3712, 2005
- [32] S. H. Zhong, A. Megaritis, D. Yap et al. Experimental Investigation into HCCI Combustion Using Gasoline and Diesel Blended Fuels. SAE Paper 2005-01-3733, 2005

- [33] M. Christensen, B. Johansson, P. Amneus et al. Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition. SAE 980787, 1998
- [34] P. Amneus, D. Nilsson, M. Christensen, et al. Homogeneous Charge Compression Ignition Engine: Experiments and Detailed Kinetic Calculations. The Fourth Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines. Comodia 98, 1998. 567~572
- [35] J. Dec. A Computational Study of the Effects of Low Fuel Loading and EGR on Heat Release Rates and Combustion Limits of HCCI Engines. SAE 2002-01-1309, 2002
- [36] S. Aceves, J. Martinez-Frias, D. Flowers et al. A Decoupled Model of Detailed Fluid Mechanics Followed by Detailed Chemical Kinetics for Prediction of Iso-Octane HCCI Combustion. SAE 2001-01-3612, 2001
- [37] S. Onishi, S. H. Jo, K. Shoda, et al. Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC)--A New Combustion Process for Internal Combustion Engines. SAE Paper 790501, 1979
- [38] M. Noguchi, Y. Tanaka, T. Tanaka. A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products During Combustion. SAE Paper 790840, 1979
- [39] P.M. Najt, D.E. Foster. Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion. SAE Paper 830264, 1983
- [40] R.H. Thring. Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines. SAE Paper 892068, 1989
- [41] J. Willand, R-G. Nieberding, G. Vent, C. Enderle, The Knocking Syndrome—Its Cure and Its Potential, SAE 982483, 1998
- [42] George Kontarakis, Nick Collings and Tom Ma, Demonstration of HCCI Using a Single Cylinder Four-stroke SI Engine with Modified Valve Timing, SAE 2000-01-2870, 2000
- [43] N. Kaahaaaina, et al., "Use of Dynamic Valving to Achieve Residual – Affected Combustion", SAE Paper 2001-01-0549, 2001
- [44] P. Wolters, W. Salber, J. Geiger, et al. Controlled Auto Ignition Combustion Process with an Electromechanical valve Train. SAE paper 2003-01-0032, 2003
- [45] A. Oakley, H. Zhao, N. Ladommatos, et al. Dilution Effects on the Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion of Hydrocarbon and Alcohol Fuels. SAE Paper 2001-01-3606, 2001
- [46] H. Zhao, Z. Peng, J. Williams, et al. Understanding the Effects of Recycled Burnt Gases on the Controlled Autoignition (CAI) Combustion in Four-Stroke Gasoline Engines. SAE Paper 2001-01-3607, 2001

- [47] C. Marriot, et al. Experimental Investigation of Direct Injection Gasoline for Premixed Compression Ignited Combustion Phasing control. SAE Paper 2002-01-0418, 2002
- [48] C. Marriot, et al. Investigation of Hydrocarbon Emissions from a Direct Injection Gasoline Premixed Charge Compression Ignited Engine. SAE Paper 2002-01-0419, 2002
- [49] J. Willand, et al. The Knocking Syndrome: It s Cure and Potential. SAE Paper 92483, 1998
- [50] K. Hiraya, et al. A Study of Gasoline Fueling Compression Ignition Engine. JSAE Paper 20025006, 2002
- [51] 王建昕, 王志, 陈虎, 2006 年国际 SAE 年会及汽车动力系统研究进展, 汽车工程, 2006, 28(6): 509-515
- [52] A. Kulzer, A. Christ, M. Rauscher, et al. Thermodynamic Analysis and Benchmark of Various Gasoline Combustion Concepts. SAE Paper 2006-01-0231, 2006
- [53] Y. F. Li, H. Zhao, N. Brouzos et al. Effect of Injection Timing on Mixture and CAI Combustion in a GDI Engine with an Air-Assisted Injector, SAE Paper 2006-01-0206, 2006
- [54] G. H. Tian, J. X. Wang, S.J. Shuai et al. HCCI Combustion Control by Injection Strategy with Negative Valve Overlap in a GDI Engine, SAE Paper 2006-01-0415, 2006
- [55] J. Li, H. Zhao, N. Ladommatis et al. Research and Development of Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion in a 4-Stroke Multi-Cylinder Gasoline Engine. SAE Paper 2001-01-3608
- [56] H. Zhao, J. Li, T. Ma et al. Performance and Analysis of a 4-Stroke Multi-Cylinder Gasoline Engine with CAI Combustion. SAE Paper 2002-01-0420, 2002
- [57] S. Gharahbaghi, T. Wilson, H. Xu et al. Modelling and Experimental investigations of Supercharged HCCI Engines. SAE Paper 2006-01-0634, 2006
- [58] R. M. Wagner, K. D. Edwards, C. S. Daw et al. On the Nature of Cyclic Dispersion in Spark Assisted HCCI Combustion. SAE Paper 2006-01-0418, 2006
- [59] G.H. Tian, Z. Wang, Q.Q. Ge et al. Mode Swith of SI-HCCI Combustion on a GDI Engine. SAE Paper 2007-01-0195, 2007
- [60] H. Xie, Y. Zhang, N. Zhou, et al. Study of SI-HCCI-SI Transition on a Port Fuel Injection Engine Equipped with 4VVAS. SAE Paper 2007-01-0199, 2007
- [61] Fuquan (Frank) Zhao, Thomas W. Asmus, Dennis N. Assanis, et al., "Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine: Key Research and Development Issues", Society of Automotive Engineers, Inc., 2002

- [62] W.L. Hardy, R. D. Reitz, et al. A Study of the Effects of High EGR, High Equivalence Ratio, and Mixing Time on Emissions Levels in a Heavy-Duty Diesel Engine for PCCI combustion. SAE Paper 2006-01-0026
- [63] T.W. Ryan, T.J. Callahan. Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel. SAE Paper 961160, 1996
- [64] A.W. Gray, T.W. Ryan. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel. SAE Paper 971676, 1997
- [65] H. Suzuki, M. Odaka, T. Kariya, Effect of start of injection on NO_x and smoke emissions in homogeneous charge diesel combustion. JSAE Review 21 (2000) pp:390~392, 2000
- [66] 阪田一郎, 最新发动机技术, 丰田汽车技术讲座, 天津大学, 2003, 12
- [67] H. Yanagihara, Y. Sato, J. Mizuta. A Study of DI Diesel Combustion under Uniform Higher-Dispersed Mixture Formation. JSAE Review 18(1997), pp. 247~254, 1997
- [68] R. Hasegawa, H. Yanagihara. HCCI Combustion in DI Diesel Engine. SAE Paper 2003-01-0745, 2003
- [69] H. Yokota, H. Nakajima, T. Kakegawa. A New Concept for Low Emission Diesel Combustion (2nd Rep.: Reduction of HC and CO Emission, and Improvement of Fuel Consumption by EGR and MTBE Blended Fuel). SAE Paper 981933, 1998
- [70] S. Kook, C. Bae, Combustion Control Using Two-Stage Diesel Fuel Injection in a Single-Cylinder PCCI Engine. SAE Paper 2004-01-0138, 2004
- [71] Y. Iwabuchi, K. Kawai, T. Shoji et al. Trial of New Concept Diesel Combustion System-Premixed Compression-Ignition Combustion. SAE Paper 1999-01-0185, 1999
- [72] B. Walter, B. Gatellier. Near Zero NO_x Emissions and High Fuel Efficiency Diesel Engine: the NADITM Concept Using Dual Mode Combustion. Oil & Gas Science and Technology-Rev.IFP, Vol.58 (2003), NO.1, pp. 101~114. 2003
- [73] B. Walter, B. Gatellier. Development of the High Power NADI Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NO_x and Particulate Emissions", SAE Paper 2002-01-1744, 2002
- [74] Y. Takeda, K. Nakagome. Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection. SAE Paper 961163, 1996
- [75] K. Nakagome, K. Niimura. Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engine. SAE Paper 970898, 1997
- [76] T. Hashizume, T. Miyamoto, H. Akagawa, et al. Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion. SAE Paper 980505, 1998
- [77] T. Hashizume, T. Miyamoto, H. Akagawa, et al. Emission Characteristics of a MULDIC Combustion Diesel Engine: Effects of EGR. Technical Notes, JSAE Review 20, 421~438, 1999

- [78] Y. Nishijima, Y. Asaumi, Y. Aoyagi. Premixed Lean Diesel Combustion (PREDIC) Using Impingement Spray System. SAE Paper 2001-01-1892, 2001
- [79] H. Akagawa, T. Miyamoto, A. Harada, et al. Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion. SAE Paper 1999-01-0183, 1999
- [80] 苏万华, 林铁坚, 张晓宇等. MULINBUMP-HCCI 复合燃烧放热特征及其对排放和放热率的影响, 内燃机学报, 2004, 22(3):193~200
- [81] W. H. Su, T. J. Lin, Y. Q. Pei. A Compound Technology for HCCI Combustion in a DI Diesel Engine Based on the Multi-pulse Injection and the BUMP Combustion Chamber, SAE Paper 2003-01-0741, 2003
- [82] W. H. Su, X. Y. Zhang, T. J. Lin et al. Study of Pulse Spray, Heat Release, Emissions and Efficiencies in A Compound Diesel HCCI Combustion Engine, Proceedings of ASME-ICE ASME Internal Combustion Engine Division 2004 Fall Technical Conference, ICEF2004-927, 2004
- [83] W. H. Su, X. Y. Zhang, T. J. Lin et al. Effects of Heat Release Mode on Emissions and Efficiencies of a Compound Diesel Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Engine. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. APRIL 2006, Vol. 128: 446~454
- [84] A. Helmantel, I. Denbratt. HCCI Operation of a Passenger Car Common Rail DI Diesel Engine With Early Injection of Conventional Diesel Fuel. SAE Paper 2004-01-0935, 2004
- [85] Y. Mase, J. I. Kawashina, T. Sato, et al. Nissan's New Multivalve DI Diesel Engine Series. SAE Paper 981039, 1998
- [86] S. Kimura, O. Aoki, H. Ogawa, et al. New Combustion Concept for Ultra-clean and High-efficiency Small DI Diesel Engines. SAE Paper 1999-01-3681, 1999
- [87] S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara, et al. Ultra-clean Combustion Technology Combining a Low-temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards. SAE Paper 2001-01-0200, 2001
- [88] Suzuki, H., Koike, N., Odaka, M. Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition, Part 1: Experimental Investigation of Combustion and Exhaust Emission Behavior Under Pre-Mixed Homogeneous Charge Compression Ignition Method. SAE Paper 970313, 1997
- [89] Suzuki, H., Koike, N., Odaka, M. Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition, Part 2: Analysis of Combustion Phenomena and NO_x Formation by Numerical Simulation with Experiment. SAE Paper 970315, 1997
- [90] Suzuki, H., Koike, N., Odaka, M. Combustion Control Method of Homogeneous Charge Diesel Engines. SAE Paper 980509, 1998

- [91] Odaka, M., Suzuki, H., Koike, N. et al. Search for Optimizing Method of Homogeneous Charge Diesel Combustion. SAE Paper 1999-01-0184, 1999
- [92] Shawn Midlam-Mohler, Yann Guezennec, Giorgio Rizzoni, et al. Mixed-Mode Diesel HCCI with External Mixture Formation: Preliminary Results. 8th Diesel Engine Emissions Reduction (DDER) Workshop, Aug. 25-29, 2002
- [93] Yann Guezennec, Shawn Midlam-Mohler, Giorgio Rizzoni. A Mixed Mode HCCI/DI Engine Based on a Novel Heavy Fuel Atomizer. 9th Diesel Engine Emissions Reduction (DDER) Workshop, Aug. 24-28, 2003
- [94] Shawn Midlam-Mohler. Diesel HCCI with External Mixture Preparation. 10th Diesel Engine Emissions Reduction (DDER) Workshop, Aug29-Sep.2, 2004
- [95] Y. Urata, M. Awasaka, J. Takanashi, et al. Study on Gasoline HCCI Engine equipped with Electromagnetic Variable Valve Timing System. Proceedings of Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2004, Aachener, Germany, May, 2004. pp 493-511.
- [96] J. Lavy, J.C. Dabadie, C. Angelberger et al. Innovative Ultra-low NO_x Controlled Auto-ignition combustion Process for Gasoline Engine. SAE paper 2000-01-1837, 2000
- [97] S. Magnus, E. D. John. An Investigation of the Relationship Between Measured Intake Temperature, BDC Temperature, and Combustion Phasing for Premixed and DI HCCI Engines. SAE paper 2004-01-1900, 2004
- [98] E. D. John, H. Wontae, S. Magnus. An Investigation of Thermal Stratification in HCCI engines Using Chemiluminescence Imaging. SAE Paper 2006-01-1518, 2006
- [99] D. L. Flowers, S. M. Aceves, J. R. Smith, et al. Hcci in a Cfr Engine: Experiments and Detailed Kinetic Modeling. SAE Paper 2000-01-0328, 2000
- [100] S. Magnus, E. D. John. Comparing Enhanced Natural Thermal Stratification Against Retarded Combustion Phasing for Smoothing of HCCI Heat-Release Rates. SAE Paper 2004-01-2994, 2004
- [101] E. D. John. Understanding HCCI charge stratification using optical, conventional, and computational diagnostics. SAE HCCI Symposium, Lund, Sweden, September, 2005
- [102] N. Milovanovic, D. Blundell, R. Pearson, J. Turner, R. Chen. Enlarging the operational range of a gasoline HCCI engine by controlling the coolant temperature. SAE paper 2005-01-0157, 2005
- [103] M. Christensen, B. Johansson. Influence of Mixture Quality on Homogeneous Charge Compression Ignition. SAE Paper 982454, 1998
- [104] E. D. John, S. Magnus. Isolating the Effects of Fuel Chemistry on Combustion Phasing in An Hcci Engine and the Potential of Fuel Stratification for Ignition Control. SAE Paper 2004-01-0557, 2004

- [105] A. Tanet, W. Philipp, M. S. Volker, et al. Expanding the Hcci Operation With the Charge Stratification. SAE Paper 2004-01-1756, 2004
- [106] S. Magnus, E. D. John. Smoothing HCCI Heat-Release Rates Using Partial Fuel Stratification with Two-Stage Ignition Fuels. SAE Paper 2006-01-0629, 2006
- [107] R. Steeper, S. D. Zilwa. Automotive HCCI Combustion Research. 2005 Advanced Combustion Engine Program Review. Argonne National Laboratory, USA. April 2005
- [108] K. Akihama, Y. Takatori, K. Inagaki, et al. Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature. SAE Paper 2001-01-0655, 2001
- [109] M. Allard. Issues Associated With Widespread Utilization of Methanol. SAE Paper 2000-01-0005, 2000
- [110] 魏象仪, 杨名华, 压燃甲醇的自然历程和火焰温度的光测研究, 内燃机工程, 1993(1)
- [111] 訾琨. 高原地区发动机燃用醇类燃料及技术措施, 昆明理工大学学报, 2000, 25(3):88~92
- [112] K. Niwa, S. Inoue. Advance of Technology on Methanol Fuels and Methanol Vehicles in Japan. SAE Paper 952753, 1995
- [113] 曾剑, 靳常青, 甲醇—替代燃料中的佼佼者, 商业时代, 2005.7
- [114] M.E. Karpuk, D.W. John, L. D. James, Dimethyl ether as an ignition enhancer for methanol-fueled diesel engines. SAE Paper 912420, 1991
- [115] T. Murayama, T. Chikahisa, J. Guo, et al. A study of a compression ignition methanol engine with converted dimethyl ether as an ignition improver. SAE Trans. Journal of Fuels and Lubricants. 1992, 101: 1210-1220
- [116] K.H. Kozole, J. S. Wallace. The Use of Dimethyl Ether as a Starting Aid for Methanol-Fueled SI Engines at Low Temperatures. SAE Paper 881677, 1988
- [117] M.E. Karpuk, W.C. Scott. On board dimethyl ether generation to assist methanol engine cold starting. SAE Paper 881678, 1988
- [118] D. L. Horstman, D. L. Abata, J. M. Keith. On-Site DME Generation from Methanol for Pilot Injection in CI Engines. SAE Paper 2003-01-3198, 2003
- [119] 郑尊清, 尧命发, 汪洋等, 二甲醚均质压燃燃烧过程的试验研究, 燃烧科学与技术, 2003, 9 (6): 561-565
- [120] Zhili Chen, et al. Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine. SAE Paper 2000-01-0329, 2000
- [121] J. B. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, 1988: 154
- [122] 蒋德明, 内燃机燃烧与排放学, 西安: 西安交通大学出版社, 2001.7

- [123] J. O. Olsson, P. Tunestal, J. Ulfvik et al. The effect of cooled EGR on Emissions and performance of a turbocharged HCCI engine. SAE paper 2003-01-0743, 2003
- [124] S. S. Morimoto, Y. Kawabata, T. Sakurai et al. Operating Characteristics of a Natural Gas-Fired Homogeneous Charge compression ignition engine (Performance improvement using EGR). SAE Paper 2001-01-1034, 2001
- [125] AVL LIST GmbH, Fire CFD Solver v8.4- Theory, A-8020 Graz, 2005.5
- [126] 解茂昭, 内燃机计算燃烧学, 大连: 大连理工大学出版社, 2005
- [127] 魏象仪, 内燃机燃烧学, 大连理工大学出版社, 大连, 1998, p11~22
- [128] Held, T. J. and Dryer, F. L., A Comprehensive Mechanism for Methanol Oxidation, Int. J. Chem. Kinetics, v. 30, pp. 805-830 (1998)
- [129] <http://www.tfd.chalmers.se/~ogink/hccifamily.html>
- [130] 梁霞, 二甲醚/甲醇双燃料均质压燃燃烧数值模拟研究, 天津大学硕士学位论文, 2005
- [131] 黄豪中, 苏万华, 一个新的用于 HCCI 发动机燃烧研究的正庚烷化学反应动力学简化模型, 内燃机学报, 2005, 23 (1): 42~51
- [132] AVL LIST GmbH, Fire CFD Solver v8.4- General Gas Phase Reactions, A-8020 Graz, 2005.5
- [133] 郑清平, 压燃式天然气发动机燃烧过程模拟计算和试验研究, 天津大学博士学位论文, 2006
- [134] 周力行, 湍流两相流动与燃烧的数值模拟, 北京: 清华大学出版社, 1991, 34~38
- [135] 陶文铨, 数值传热学(第2版), 西安: 西安交通大学出版社, 2001, 332~364
- [136] 蒋炎坤, CFD 辅助发动机工程的理论与应用, 北京: 科学出版社, 2004 (1~10)

发表论文和参加科研情况说明

发表的论文:

- [1] 陈征, 尧命发等, 废气再循环对二甲醚 / 甲醇均质压燃燃烧过程影响的试验研究, 内燃机学报, 24 (2), 116-121, 2006. **EI:06249938220**
- [2] 陈征, 尧命发等, 双燃料 HCCI 燃烧的优化策略, 燃烧科学与技术, 12 (2), 142-146, 2006. **EI:06269966525**
- [3] 陈征, 尧命发等, 喷射时刻对甲醇热氛围燃烧影响的试验研究, 燃烧科学与技术, 已录用
- [4] Mingfa Yao, Zheng Chen, et al. Study on the controlling strategies of homogeneous charge compression ignition combustion with fuel of dimethyl ether and methanol. Fuel, 85(2006), 2046-2056. **SCI:074QA EI:062910007535**
- [5] Zheng Chen, Zunqing Zheng, Mingfa Yao et al. Experimental Study on the Effect of EGR on HCCI Combustion Process of DME/Methanol, 2005 the Seventh China and Korea International Conference on Internal Combustion Engines and Automotive Engineering, April 20-25, 2005, Hangzhou, China
- [6] Mingfa Yao, Zheng Chen et al. Effect of EGR on HCCI Combustion fuelled with Dimethyl Ether(DME) and Methanol Dual-Fuels. SAE paper 2005-01-3730, 2005
- [7] Mingfa Yao, Zheng Chen et al. Investigation of the Effects of Injection Timing on Thermo-Atmosphere Combustion of Methanol. SAE paper 2007-01-0197, 2007
- [8] Mingfa Yao, Zunqing Zheng, Zheng Chen et al. Experimental Study on Homogeneous Charge Compression Ignition Operation By Burning Dimethyl Ether and Methanol. International Journal of Green Energy, 4: 283-300, 2007
- [9] 尧命发, 陈征等, 甲醇高效清洁燃烧模式设计的试验研究, 中国工程热物理学会燃烧学学术会议论文集, 2006

参加的科研项目：

- (1) 国家重点基础研究发展规划(973)项目“稀薄均质混合气压燃着火和燃烧反应速度的基础研究”，项目编号：2001CB209201
- (2) 国家自然科学基金项目“甲醇高效低污染燃烧过程基础理论研究”，项目编号：50376046
- (3) 广西玉柴“YC4F EGR 测量及 EGR 对性能和排放的影响”课题
- (4) 广西玉柴“燃烧系统参数对柴油机性能影响的应用基础研究”课题。
- (5) 广西玉柴“YC6G240-30 柴油机配电控单体泵达欧III排放”课题

附录 甲醇/二甲醚简化动力学模型

CH_3OCH_3 O_2 CH_3OCH_2 HO_2 $\text{CH}_3\text{OCH}_2\text{O}_2$ $\text{CH}_2\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H}$ $\text{O}_2\text{CH}_2\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H}$ $\text{HO}_2\text{CH}_2\text{OCHO}$ OH OCH_2OCHO H_2O H_2 CH_2O HCO_2 H_2O_2 $\text{CH}_3\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H}$ $\text{CH}_3\text{OCH}_2\text{O}$ CH_3O CH_2OH H HCO O CO CO_2 CH_3 CH_3OH N_2 N NO N_2O	
1. $\text{CH}_3\text{OCH}_3 + \text{O}_2 = \text{CH}_3\text{OCH}_2 + \text{HO}_2$	23. $\text{CH}_3 + \text{HO}_2 = \text{CH}_3\text{O} + \text{OH}$
2. $\text{CH}_3\text{OCH}_2 + \text{O}_2 = \text{CH}_3\text{OCH}_2\text{O}_2$	24. $\text{HCO}_2 + \text{M} = \text{H} + \text{CO}_2 + \text{M}$
3. $\text{CH}_3\text{OCH}_2\text{O}_2 = \text{CH}_2\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H}$	25. $\text{HCO} + \text{HO}_2 = \text{CH}_2\text{O} + \text{O}_2$
4. $\text{CH}_2\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H} + \text{O}_2 = \text{O}_2\text{CH}_2\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H}$	26. $\text{HCO} + \text{O}_2 = \text{CO} + \text{HO}_2$
5. $\text{O}_2\text{CH}_2\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H} = \text{HO}_2\text{CH}_2\text{OCHO} + \text{OH}$	27. $\text{H}_2\text{O} + \text{M} = \text{H} + \text{OH} + \text{M}$
6. $\text{HO}_2\text{CH}_2\text{OCHO} = \text{OCH}_2\text{OCHO} + \text{OH}$	28. $\text{HO}_2 + \text{M} = \text{H} + \text{O}_2 + \text{M}$
7. $\text{CH}_3\text{OCH}_3 + \text{OH} = \text{CH}_3\text{OCH}_2 + \text{H}_2\text{O}$	29. $\text{CH}_3\text{OCH}_2 = \text{CH}_2\text{O} + \text{CH}_3$
8. $\text{OCH}_2\text{OCHO} = \text{CH}_2\text{O} + \text{HCO}_2$	30. $\text{CH}_3\text{OH} + \text{OH} = \text{CH}_2\text{OH} + \text{H}_2\text{O}$
9. $\text{H}_2\text{O}_2(+\text{M}) = \text{OH} + \text{OH}(+\text{M})$	31. $\text{CH}_3\text{OH} + \text{OH} = \text{CH}_3\text{O} + \text{H}_2\text{O}$
10. $\text{HO}_2 + \text{HO}_2 = \text{H}_2\text{O}_2 + \text{O}_2$	32. $\text{CH}_3\text{OH} + \text{HO}_2 = \text{CH}_2\text{OH} + \text{H}_2\text{O}_2$
11. $\text{HO}_2 + \text{HO}_2 = \text{H}_2\text{O}_2 + \text{O}_2$	33. $\text{CH}_3\text{OH} + \text{O}_2 = \text{CH}_2\text{OH} + \text{HO}_2$
12. $\text{CH}_2\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H} = \text{OH} + \text{CH}_2\text{O} + \text{CH}_2\text{O}$	34. $\text{CH}_3\text{O} + \text{O}_2 = \text{CH}_2\text{O} + \text{HO}_2$
13. $\text{CH}_3\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H} = \text{CH}_3\text{OCH}_2\text{O} + \text{OH}$	35. $\text{H}_2\text{O}_2 + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{HO}_2$
14. $\text{CH}_3\text{OCH}_3 + \text{HO}_2 = \text{CH}_3\text{OCH}_2 + \text{H}_2\text{O}_2$	36. $\text{N} + \text{CO}_2 = \text{NO} + \text{CO}$
15. $\text{CH}_3\text{OCH}_2\text{O} = \text{CH}_3\text{O} + \text{CH}_2\text{O}$	37. $\text{N}_2 + \text{O} = \text{NO} + \text{N}$
16. $\text{CH}_2\text{OH} + \text{M} = \text{CH}_2\text{O} + \text{H} + \text{M}$	38. $\text{N} + \text{O}_2 = \text{NO} + \text{O}$
17. $\text{CH}_2\text{OH} + \text{O}_2 = \text{CH}_2\text{O} + \text{HO}_2$	39. $\text{NO} + \text{M} = \text{N} + \text{O} + \text{M}$
18. $\text{CH}_2\text{O} + \text{OH} = \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}$	40. $\text{NO} + \text{NO} = \text{N}_2 + \text{O}_2$
19. $\text{CH}_2\text{O} + \text{O} = \text{HCO} + \text{OH}$	41. $\text{N}_2\text{O} + \text{M} = \text{N}_2 + \text{O} + \text{M}$
20. $\text{CH}_2\text{O} + \text{HO}_2 = \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}_2$	42. $\text{N}_2\text{O} + \text{O} = \text{N}_2 + \text{O}_2$
21. $\text{CO} + \text{OH} = \text{CO}_2 + \text{H}$	43. $\text{N}_2\text{O} + \text{O} = \text{NO} + \text{NO}$
22. $\text{CO} + \text{HO}_2 = \text{CO}_2 + \text{OH}$	44. $\text{N}_2\text{O} + \text{N} = \text{N}_2 + \text{NO}$

致 谢

本论文的工作是在我的导师赵华教授、尧命发教授的悉心指导和严格要求下完成的。两位导师严谨的治学态度、渊博的知识、敏锐的思维、高瞻远瞩的见解和忘我的工作热情给我留下了深刻的印象，必将成为我终身受用的宝贵财富。在此向他们致以衷心的感谢和崇高的敬意。

郑尊清副教授悉心指导我完成了实验室的科研工作，在学习上和生活中都给予了我很大的关心和帮助，在此向郑尊清老师表示衷心的感谢。

感谢张波博士、刘海峰博士、张全长硕士、施维硕士等在试验工作中的大力支持，感谢张晓宇博士、黄豪中博士、郑朝蕾博士、龚英利博士、汪翔博士等在模拟计算中的指导和帮助，在此向他们表达我的感激之情。

感谢刘文胜高工在仪器标定和台架方面的帮助。感谢吕筱萍老师和王海老师在试验设备方面的支持。

感谢 AVL 公司的舒红博士、闫小俊博士在 CFD 软件方面给予的技术支持，感谢清华大学的王志博士在 CFD 方面的指导。

感谢那些曾给予我帮助但一时难以念及的老师、同学和朋友。

最后，感谢我的家人，他们的理解和支持使我能够在学校专心完成我的学业！

作者：陈 征

2007 年 8 月 1 日于天津大学