

柴油机燃用不同乳化率柴油与富氧进气试验与模拟*

张 韦^{1,2} 舒歌群¹ 沈颖刚² 赵 伟¹ 梁友才²

(1. 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072; 2. 昆明理工大学交通工程学院, 昆明 650500)

【摘要】 在直喷柴油机上采用氧体积分数为21%、22%、23%和24%进气增氧技术,燃用含水率为0%、10%、20%和30%(体积比)的乳化柴油,进行试验研究及数值模拟。测试工况为被测发动机的最大扭矩点。试验及模拟结果均表明:在燃用相同乳化柴油,随进气氧体积分数的增加,燃烧始点提前,最大压力增加。在相同进气氧体积分数条件下,着火点随乳化柴油含水率的增加而推后。不同的进气氧体积分数及不同含水率的乳化柴油相互搭配可以控制燃烧室内着火时刻和着火速度。燃用30%乳化柴油,氧体积分数从21%增加到24%时NO排放均不超过原机。20%乳化柴油在22%氧体积分数以下效果较好。10%乳化柴油只是在空气助燃时比原机好。碳烟的排放随氧体积分数的增加而降低,亦随乳化率的增加而降低,使用乳化柴油和进气富氧均可使发动机的碳烟排放低于原机碳烟排放。从缸内温度场分布可知,燃料内的含水率对缸内的低温化学反应影响较大,进气内的氧体积分数对高温反应有较大影响。

关键词: 直喷柴油机 富氧进气 富氧燃烧 水乳化柴油 燃烧特性

中图分类号: TK421+.2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)09-0001-07

Simulation of Diesel Engine Fueled with Different Water-emulsion Rates and Different Oxygen Concentrations in Intake Air

Zhang Wei^{1,2} Shu Gequn¹ Shen Yinggang² Zhao Wei¹ Liang Youcai²

(1. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China

2. Faculty of Transportation Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

Abstract

The oxygen-enriched intake air technology was applied in a DI diesel engine, the volume fraction of oxygen as follows: 21%, 22%, 23% and 24% respectively. The effect of matching between pure diesel, 10%, 20% and 30% water emulsion diesel on combustion or emission was investigated and simulated. The experiment and simulation were both carried out under the maximum torque working condition of the test engine. The result revealed that under the conditions of burning same emulsion diesel, with the increase of oxygen concentration, the ignition timing decreased and the max pressure increased. Under the same intake air condition, the ignition timing will be delayed with the increase of water rate in emulsion diesel. The ignition timing and combustion rate could be controlled through different water-emulsion rates matched with different oxygen concentrations in intake air. Using 30% water emulsion diesel, the lower combustion temperature made the NO emission lower than original engine's NO emission, even though the oxygen reached 24% in intake air. Burning 20% water emulsion diesel, when oxygen concentration is below 22%, the NO emission is better than original. The 10% water emulsion only combustion in air, which NO emission is better than original. With increasing of oxygen concentration in intake air and water rate in emulsion diesel, the smoke emission is lower than original engine. Analysis on combustion temperature with the chamber impress-cuts of TDC, ATDC 4°C A and ATDC 10°C A, the water content in emulsion diesel has great impact on low-temperature chemical reaction and the oxygen concentration in intake air is more effective on high-temperature reaction.

Key words DI diesel engine, Oxygen-enriched intake air, Oxygen-enriched combustion, Water emulsion diesel, Combustion characteristics

收稿日期: 2010-12-16 修回日期: 2011-01-14

* 国家自然科学基金资助项目(50976077)

作者简介: 张韦, 博士生, 昆明理工大学讲师, 主要从事内燃机燃烧和排放控制研究, E-mail: koko_575@yahoo.com.cn

通讯作者: 舒歌群, 教授, 博士生导师, 主要从事内燃机振动与噪声控制及内燃机燃烧与排放研究, E-mail: sqq@tju.edu.cn

引言

在柴油中掺入一定比率的水之后,水分在缸内的吸热气化、降低温度,导致滞燃期延长^[1],引起发动机工作粗暴、燃烧恶化、排气污染增加。柴油机的富氧燃烧,会使燃烧准备时间缩短,着火时刻提前^[2]。乳化柴油与富氧的搭配可以抵消这两种方法单独使用时的消极因素,改善燃烧状况。燃用水乳化柴油,可以降低缸内燃烧温度,降低 NO_x^[3]和颗粒物的排放^[4-5]。在进气内掺氧,实现缸内富氧燃烧,可以有效减少碳烟,但 NO_x 将随进气氧体积分数的提升而增加^[6-7]。富氧燃烧所引起的缸内温度升高可以依靠乳化柴油在缸内产生大量水蒸气的吸热反应来克服;相反,由乳化柴油引起的滞燃期增加的问题则会通过富氧引起的着火时刻提前而得到改善。乳化柴油与不同比率富氧的搭配使用可以调节着火时刻和燃烧速度,控制循环变动率^[8]。本文同时采用以上两种技术手段,通过发动机台架实验和 CFD 与化学动力学模型的耦合计算相互结合,分析发动机的燃烧及缸内压力、温度、放热率,探讨不同进气氧体积分数与不同乳化率柴油两种技术有机融合的可行性。

1 实验装置与乳化柴油的配制

1.1 实验装置与实验方法

在进气中吸入富氧空气这是内燃机富氧燃烧研究普遍采用的技术^[9]。近年来随着材料科学的发展,运用渗透膜技术^[10]分离空气得到富氧进气供内燃机使用的技术日趋成熟。这些膜具有选择性和渗透性,能根据发动机的需要产生理想的富氧空气^[6]。利用膜分离技术可以达到氧体积分数最高为 35%^[11];德国汉诺威大学 Hamel、Christof 等所开发的用于分离空气得到富氧气体的钙钛中空纤维膜已经达到 800 h 的运行时间^[12],具备了工业应用的潜力。但氧渗透膜还存在分离效率偏低,气体通过阻力大,成本相对较高等方面的缺点。目前在内燃机富氧燃烧的研究中绝大部分是采取了富氧进气的供气方式。采用多个高压氧气瓶并联可以得到持续而稳定的氧气供给,也便于实验过程中准确控制氧气供给量。待富氧分离膜投入实际运用后,研究成果可以方便移植。本次实验采用 4100QBZL-2 型增压中冷柴油机。发动机性能参数如表 1 所示。

实验所用主要设备与仪器及各个设备之间的联接如图 1 所示。本次实验所用的氧气为高压氧气瓶供气,使用时需用减压阀控制氧气出口压力与压缩

表 1 4100QBZL-2 型柴油机主要参数
Tab.1 Main parameters of 4100QBZL-2 diesel engine

参数	数值
型式	立式、直列、水冷、四冲程
缸径 D/mm	100
压缩比	17.5
行程 S/mm	115
标定功率/kW(r/min)	80(3 200)
气缸数	4
供油提前角/°CA	12.5
燃烧室型式	直喷 ω 型
进气及冷却方式	涡轮增压中冷

机后压力匹配;减压后的氧气与压缩机后空气在进气稳压混合罐内混合。测试在被测柴油机最大扭矩转速下进行,测试工况为稳态工况。发动机转速达到 2 000 r/min,将输出转矩调整到外特性 314 N·m;在进气稳压罐内通入氧气,调节氧气供给阀的开度使进气氧体积分数达到测试要求,保持发动机工作稳定,采用 WaveBook 高速数据采集仪记录数据。实验采用分组对比,分别进行乳化率为 0% (纯柴油,不掺水)、10%、20% 和 30% 的 4 组对比,在每组乳化率下再进行 21% (正常大气,不加氧)、22%、23% 和 24% 4 组不同氧体积分数的对比。

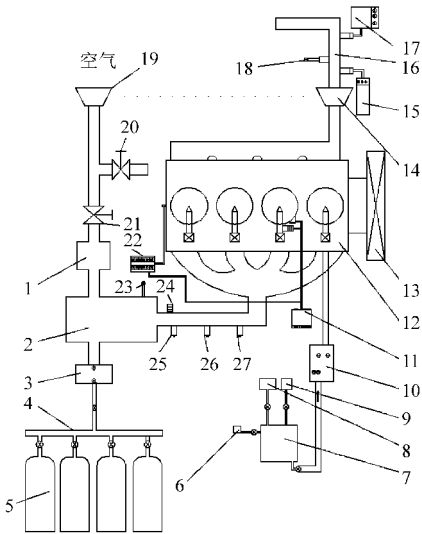


图 1 台架实验装置

Fig.1 Layout of experimental setup

1. 中冷器 2. 稳压混合罐 3. 减压阀 4. 汇流排 5. 高压氧气瓶 6. 乳化剂 7. 超声波乳化仪 8. 柴油 9. 水 10. 油耗仪 11. 数据采集仪 12. 发动机 13. 测功机 14. 涡轮机 15. 烟度计 16. 排气管 17. AVL 排气分析仪 18. 排气压力表 19. 压缩机 20. 溢流控制阀 21. 进气截流阀 22. 光电编码器 23. 进气压力表 24. 层流流量计 25. 氧传感器 26. 进气压力传感器 27. 进气温度传感器

1.2 乳化柴油的配置

乳化柴油采用在线实时乳化方式配置,现用现配;乳化剂为 Span - 80/Tween - 80/正丁醇,乳化剂用量约 1% (体积分数)。为使进入气缸参与燃烧的乳化柴油混合更加均匀,保证在喷入燃烧室时,均匀雾化,使水分能充分吸热,实现富氧进气的低温燃烧,抑制污染物,需要使用超声波乳化仪。通过超声波使乳化液内部因激烈的颗粒运动及空化作用,而产生高温、高压、高湍动流场,小液滴相互碰撞、撕裂,使乳化液中分散相(小水滴)的平均粒径减小,从而实现对油水大分子团的破碎与混合。

2 实验结果与模拟计算结果

2.1 燃烧室模型与边界条件

化学动力学模型与 CFD 耦合计算时对网格质量要求较高,普通的三维建模软件建立的燃烧室模型在划分单元格的时候往往质量不高,有时会引起计算发散。用 ESE Diesel 创建的网格则情况较好,所以本次研究采用了 ESE Diesel 所创建的模型作为计算的依据。在 General engine parameter 和 Piston movement specification 中输入 4100QBZL - 2 型发动机相关参数。

在 Sketcher 中选取燃烧室模型,然后根据真实燃烧室参数修改模型,并设置喷油器参数。在 Mesh 中创建燃烧室模型的 2-D 网格。并在 2-D 网格基础上创建 3-D 实体模型用于计算。由于全尺寸模型计算消耗时间相对较长,为节约计算时间,根据喷油器的喷孔数目,将燃烧室简化为一个 1/6 模型,如图 2 所示。

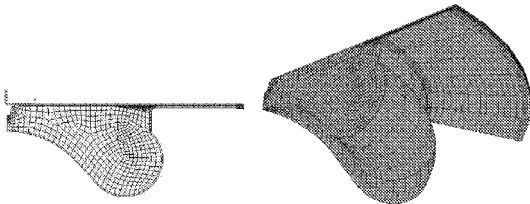


图 2 燃烧室 2-D 网格模型及 1/6 实体模型

Fig. 2 Combustion chambers 2-D mesh and 1/6 3-D mesh

设定初始条件,按进气压力为进气门关闭时刻的缸内压力,进气门关闭时刻为下止点后 48°CA,排气门开启时刻为下止点前 65°CA,压缩行程上止点为 720°CA 来计算,需要计算的缸内压缩并作功的角度为 588°CA ~ 835°CA。喷油时刻为上止点前 12.5°CA,供油持续期为 10°CA,喷孔数划分为 1/6 模型的每一个循环供油量计算公式为

$$M_{percycle} = \frac{H_{fuel}}{120RN_{cylinder}N_{nozzle}}$$

式中 H_{fuel} ——单位时间油耗 R ——发动机转速
 $N_{cylinder}$ ——发动机气缸数
 N_{nozzle} ——喷油器喷孔数
 $M_{percycle}$ ——每循环的单个喷孔供油量

进气量为上海同圆发动机层流流量计 ToCeIL-LFE 测量值,实际空燃比为 1.76。在边界条件的设置中,主要是设置燃烧室的壁面温度,燃烧室壁面包括:活塞头部、缸壁及缸盖内壁面,将其温度设置为 500 K。根据被测柴油机的特点,相应选取 $k - \epsilon$ 湍流模型,在喷雾模块子模块内激活湍流扩散模型,燃料蒸发模型选择 Multi-component,油雾破碎模型为 Wave。

正庚烷的十六烷值与柴油的十六烷值相似,因此选择正庚烷替代柴油的燃烧计算^[13]。本文所选简化模型是以美国 Lawrence Livermore 国家实验室所提供的正庚烷的详细氧化燃烧机理为核心。该详细机理是在 1998 年由 Curran 等建立的并被证明是非常成功机理模型上发展而来^[14],并且该机理模型在低温和高温段和较宽的压力范围内都能模拟内燃机的缸内燃烧情况。

如图 3 所示,2 000 r/min 的外特性缸内压力测试数据和模拟耦合计算值的对比,两组数据的差异较小,只是在缸内的最大压力上有所差异,主要是由于模拟计算并未考虑实际过程中的压力从活塞环与缸壁之间形成泄漏损失,总体来说耦合计算结果能够满足对真实测试的仿真要求。

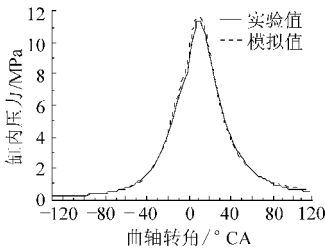


图 3 外特性工况下缸内压力的实验值及模拟值对比

Fig. 3 Comparison of simulated cylinder pressure with the experimental result on test engine's maximum torque working condition

2.2 进气氧体积分数及乳化率对缸内压力、放热率的影响

从图 4 缸内压力曲线看,在燃烧纯柴油时,发动机的压力最大值随着氧体积分数的提升略有小幅增加,从 21% 氧的 11.4 MPa 增至 24% 氧的 11.7 MPa;着火始点也相应提前,21% 氧时进入气缸的油料在 1°ATDC 开始着火,加入 24% 的富氧后,着火始点提前了 1°CA,在 2°ATDC 时开始着火。图 5 和图 6 燃用 10% 和 20% 乳化柴油的缸内燃烧状况表现出与图 4 相同的变化趋势,只是随着含水率的增加,着火

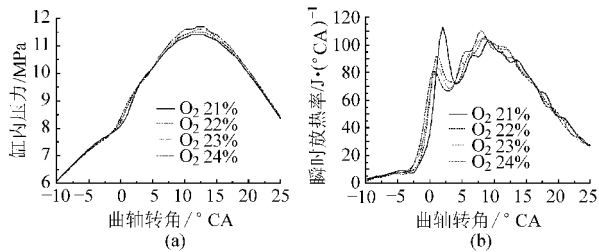


图4 燃用纯柴油时不同进气氧体积分数对缸内压力、瞬时放热率的影响

Fig. 4 Influence of different O₂ concentration on cylinder pressure and rate of heat release with diesel
(a) 缸内压力 (b) 瞬时放热率

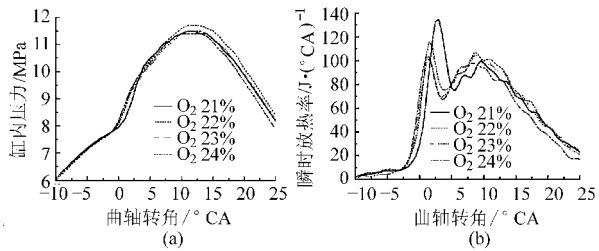


图5 燃用10%乳化柴油时不同进气氧体积分数对缸内压力、瞬时放热率的影响

Fig. 5 Influence of different O₂ concentration on cylinder pressure and rate of heat release with 10% emulsion
(a) 缸内压力 (b) 瞬时放热率

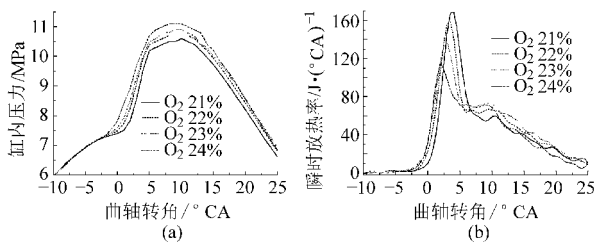


图6 燃用20%乳化柴油时不同进气氧体积分数对缸内压力、瞬时放热率的影响

Fig. 6 Influence of different O₂ concentration on cylinder pressure and rate of heat release with 20% emulsion
(a) 缸内压力 (b) 瞬时放热率

时刻在不断地向着上止点右侧移动。

图7为燃用30%乳化柴油时随进气氧体积分数变化时缸内压力的变化曲线。如表2所示,在柴油内加入了30%的水分后,各个氧体积分数下的缸内着火时刻均明显地向上止点后移动,滞燃期被大大延长。与此同时所有压力还是严格保持着随进气氧体积分数增加而提升,燃烧起始时刻依次提前的规律。由此可以看出,随着含水率的增加,在相同进气氧体积分数下,着火延迟期所推后的时间几乎是线性的。

由表2可知,在被测发动机燃用相同乳化率的工况下,逐渐将进气内的氧体积分数从21%提升至24%时,缸内的着火时刻几乎呈线性向上止点前的

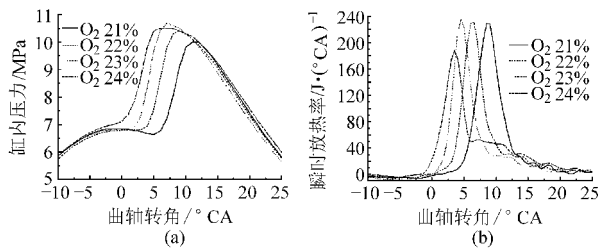


图7 燃用30%乳化柴油时不同进气氧体积分数对缸内压力、瞬时放热率的影响

Fig. 7 Influence of different O₂ concentration on cylinder pressure and rate of heat release with 30% emulsion
(a) 缸内压力 (b) 瞬时放热率

表2 不同氧体积分数下燃用不同乳化率柴油的着火时刻及最大压力(实验值)

Tab.2 Ignition timing and the max pressure with different water-emulsion rates and different oxygen concentrations in intake air (test result)

含水率/%	氧体积分数/%	着火时刻 / °ATDC	$p_{\max}$ 时刻 / °ATDC	$p_{\max}$ /MPa
30	21	4	11	10.0
	22	3	9	10.4
	23	1	7	10.7
	24	-3	6	10.5
20	21	-1	10	10.6
	22	-2	9.5	10.7
	23	-2.5	9	10.9
	24	-3.5	8	11.1
10	21	-2	11.5	11.5
	22	-2.5	12	11.7
	23	-2.5	12	11.5
	24	-3.5	11.5	11.4
0	21	-2.5	13	11.4
	22	-3	12.5	11.5
	23	-3.5	12	11.6
	24	-4	11.5	11.7

方向移动,最大爆发压力出现时刻也随氧体积分数的增加而提前,同时最大爆发压力略有小幅升高。而在相同的进气氧体积分数下,逐渐增加柴油内的含水率,会使缸内的着火延迟加大,最大爆发压力减小、出现时刻滞后,压力升高率增加。

2.3 进气氧体积分数及乳化率对 NO 及碳烟排放的影响

由图8a可知,NO的排放量随着燃料内含水率的增加而下降,随着进气内的O₂增加而增加。含水乳化柴油能显著降低缸内温度,从而抑制NO的生成;而富氧燃烧时,气缸内O₂的富集,则会为NO的生成提供条件。在燃用柴油,21% O₂的情况下NO

的排放量为 1.130×10^{-3} ，该点的 NO 排放量为原机的排放量。30% 乳化柴油的 NO 抑制效果最好，在氧体积分数从 21% 增加到 24% 时均不会出现 NO 排放超过原机的情况。20% 乳化柴油则在 21% 和 22% 两个氧体积分数下效果较好。10% 乳化柴油只是在空气助燃时比原机好。

由图 8b 可知，碳烟的排放随氧体积分数的增加而降低，亦随乳化率的增加而降低。也就是说，进气内掺氧和燃料内掺水都会对碳烟的抑制产生积极效果，因此在柴油机上使用乳化柴油和进气富氧都能使发动机碳烟排放低于原机的 1.6 Rb。

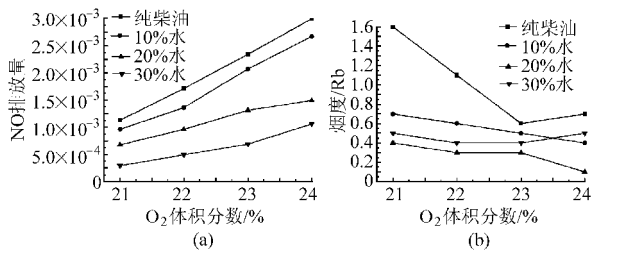


图 8 燃用不同含水率乳化柴油随氧体积分数变化对 NO 及碳烟排放的影响
Fig. 8 Influence of different O₂ concentration on NO and smoke emissions with different water emulsion rate diesel
(a) NO 排放 (b) 碳烟排放

2.4 进气氧体积分数及乳化率对燃烧室内温度场分布的影响

使用 CFD 软件 FIRE 与正庚烷化学动力学模型的耦合，对实验工况进行了模拟。限于篇幅，分别选取具有代表性的含水率为 0% 及 30% 的乳化柴油，进气 21% 氧体积分数及 24% 氧体积分数的 4 个工况对比。在每一个工况下选取上止点、上止点后 4°CA、上止点后 10°CA 3 个时刻对缸内温度场切片进行分析，以此来研究掺入不同含水燃料情况下不同氧体积分数对缸内燃烧及火焰传播的影响。

从图 9a 模拟计算值看，空气助燃时最大压力出现在 8°ATDC，比测试值高 0.3 MPa；24% 的富氧燃烧模拟结果的着火时刻与实测值一致，最大压力比

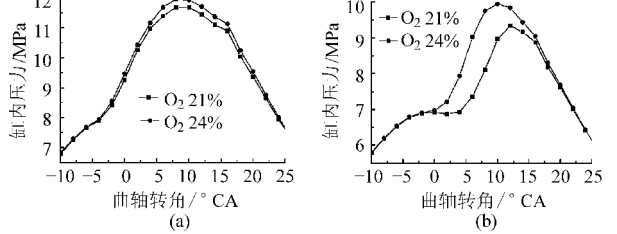


图 9 模拟计算 0% 及 30% 乳化柴油、O₂ 体积分数为 21% 及 24% 的缸内压力
Fig. 9 Simulation of cylinder pressure with 0% , 30% emulsion and 21% , 24% O₂ concentration
(a) 0% 水 (b) 30% 水

相同情况下的测试值高 0.2 MPa。由图 9b 可知，模拟计算结果与实测结果对比，最大压力略微偏小，但是变化趋势一致。模拟计算所得到的着火时刻，最大压力出现时刻及压力见表 3。通过模拟计算的 2-D 结果与实验值的对比可知，CFD 与化学动力学模型的耦合计算可以较准确地反应富氧燃烧的情况。

表 3 不同氧体积分数下燃用不同乳化率柴油的着火时刻及最大压力 (模拟计算值)

Tab.3 Ignition timing and the max pressure with different water-emulsion rates and different oxygen concentrations in intake air (simulation result)

含水率/%	氧体积分数/%	着火时刻 / °ATDC	p _{max} 时刻 / °ATDC	p _{max} /MPa
30	21	3	12	9.3
	24	-2	10	10.0
0	21	-3.5	9	11.7
	24	-4	8	12.0

对比图 10 氧体积分数 21% 和 24% 上止点时刻的缸内温度场分布可以看出，在富氧环境下，相同时刻缸内的火焰传播方向和路径基本一致，形成的火焰形状也比较近似，只是范围扩散得更大；从最高温度看，在空气内额外掺入 3% 的氧气后，温度提升超过 100 K。上止点后 4°CA 和 10°CA 的情况与上止点时刻的情况类似，都是保持了较为相似的火焰形状及扩散方向，只是在着火范围上富氧要比空气助燃情况大，燃烧速度变快，最高温度也有所增加。

由图 11 上止点时刻的温度场分布可知，21% 氧

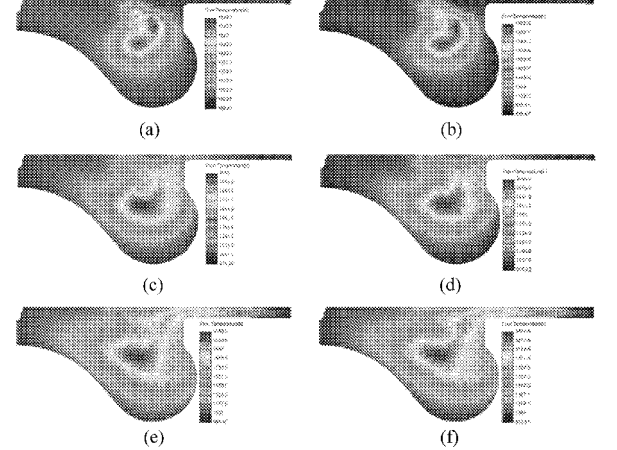


图 10 燃用正庚烷进气 O₂ 体积分数为 21% 及 24% 时燃烧室内的温度场对比
Fig. 10 Combustion chamber temperature field with 21% , 24% O₂ concentration and 100% n-heptane
(a) 水 0% , O₂ 21% , 0°CA (b) 水 0% , O₂ 24% , 0°CA
(c) 水 0% , O₂ 21% , 4°CA (d) 水 0% , O₂ 24% , 4°CA
(e) 水 0% , O₂ 21% , 10°CA (f) 水 0% , O₂ 24% , 10°CA

体积分数的空气助燃与 24% 富氧状况在燃料内掺入了 30% 水分后,都表现出几乎一致的情况,此刻由于掺入的水分吸热,极大地抑制了气缸内的化学反应,活塞上行到上止点才有部分区域温度超过 800 K,达到燃料低温反应条件。在上止点后 4°CA 时刻,空气助燃的情况下,在燃烧室中部产生了一个比较明显的着火点;而 24% 的富氧则已经形成了一个范围相对较大并快速向外扩张的火焰团。在上止点后 10°CA 时刻,24% 富氧情况下的大部分燃油已经反应完成,此刻缸内压力达到了最大值;空气助燃的情况则有所不同,由于滞燃期比富氧的要长,而上止点后 10°CA 时刻正好是缸内放热最集中的时刻,累积了相对更多的燃油在此刻都参与反应,燃烧快速而猛烈,此刻最高温度反而高于富氧情况。

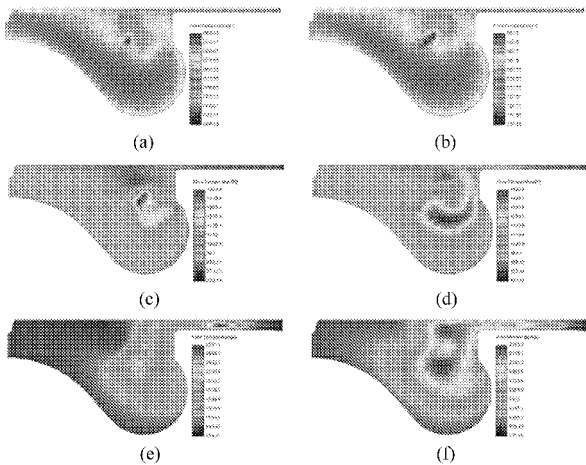


图 11 燃用 30% 含水率正庚烷、进气 O₂ 体积分数为 21% 及 24% 时燃烧室内的温度场对比

Fig. 11 Combustion chamber temperature field with 21%, 24% O₂ concentration and 30% water & 70% *n*-heptane

- (a) 水 30%, O₂ 21%, 0°CA (b) 水 30%, O₂ 24%, 0°CA
- (c) 水 30%, O₂ 21%, 4°CA (d) 水 30%, O₂ 24%, 4°CA
- (e) 水 30%, O₂ 21%, 10°CA (f) 水 30%, O₂ 24%, 10°CA

结合图 10、11,对比图 12,可以发现当燃烧室内温度过低时(小于 800 K),无论氧体积分数多少并不对缸内化学反应产生明显影响,只有在燃烧室内形成稳定的火焰之后(大于 1 000 K),缸内化学反应

速度随氧体积分数的增加而加快,表现为图 12b 中平均 O₂ 反应速率曲线的斜率加大。

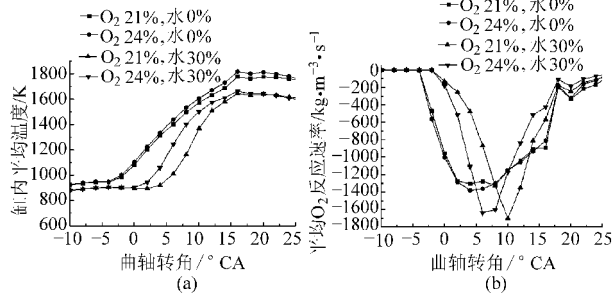


图 12 不同进气 O₂ 体积分数及乳化率下的缸内平均温度与平均 O₂ 反应速率

Fig. 12 Influence of different O₂ concentrations on mean temperature and O₂ reaction rate with different water emulsion rates diesel

- (a) 缸内平均温度 (b) 平均 O₂ 反应速率

3 结 论

(1) 进气掺氧可以使缸内燃烧起始点提前,燃烧速度加快,最大爆发压力增加。燃用水乳化柴油会使燃烧温度降低,推迟缸内化学反应时间,燃烧延迟加大,含水率越高则燃烧延迟越大。通过对进气氧体积分数及柴油乳化率的调节,可以控制发动机的燃烧起始时刻及缸内平均温度。

(2) 在抑制排气污染物方面。30% 乳化柴油的 NO 抑制效果较好,氧体积分数从 21% 增加到 24% 时 NO 排放均低于原机。20% 乳化柴油则在 21% 和 22% 氧体积分数下效果较好。10% 乳化柴油只是在空气助燃时比原机好。碳烟的排放随氧体积分数的增加而降低,亦随乳化率的增加而降低,使用乳化柴油和进气富氧都能使发动机的碳烟排放低于原机。

(3) 从温度场分析可以得知,在低温阶段(小于 800 K)燃料的氧化反应被抑制,此时氧体积分数对缸内化学反应的影响较小,而燃料内水分的气化吸热,对缸内的低温反应影响相对较大;随着缸内温度的逐渐升高,当出现稳定火焰之后,进气内的氧体积分数表现出对高温反应的较大影响。

参 考 文 献

1 王利坡,傅维标. 含易燃添加剂乳化油的着火延迟特性[J]. 燃烧科学与技术,2000,6(3):252~257.
Wang Lipo, Fu Weibiao. Study on ignition characteristics of emulsified oil containing flammable admition [J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2000, 6(3): 252~257. (in Chinese)

2 左承基,李海海,徐天玉,等. 柴油机富氧燃烧排放特性的试验研究[J]. 热科学与技术,2003,2(1):70~73.
Zuo Chengji, Li Haihai, Xu Tianyu, et al. Study on emission characteristics of rich oxygen combustion for diesel engines [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2003, 2(1): 70~73. (in Chinese)

3 栗工,乔信起,李理光,等. LPG 点燃式发动机冷起动首循环进气富氧试验研究[J]. 内燃机学报,2007,25(1):53~59.

- Li Gong, Qiao Xinqi, Li Liguang, et al. Experimental study of oxygen-enriched combustion in the first cycle of cold start in a LPG SI engine [J]. Transactions of CSICE, 2007, 25(1): 53 ~ 59. (in Chinese)
- 4 肖广飞, 乔信起, 孙恺, 等. 膜法富氧进气改善直喷式柴油机的起动性能[J]. 上海交通大学学报, 2007, 41(10): 1 629 ~ 1 632.
- Xiao Guangfei, Qiao Xinqi, Sun Kai, et al. Improvement on starting performance of a DI diesel engine by using membrane-based oxygen-enriched intake air [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2007, 41(10): 1 629 ~ 1 632. (in Chinese)
- 5 肖广飞, 乔信起, 栗工, 等. 膜法富氧进气降低点燃式发动机冷起动排放[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(8): 1 298 ~ 1 306.
- Xiao Guangfei, Qiao Xinqi, Li Gong, et al. Reducing cold-start emissions of an spark ignition engine using membrane-based oxygen-enriched intake air [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 40(8): 1 298 ~ 1 306. (in Chinese)
- 6 Poola R B, Sekar R. Reduction of NO_x and particulate emissions by using oxygen-enriched combustion air in a locomotive diesel engine [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(2): 524 ~ 533.
- 7 Song J, Zello V, Boehman A L, et al. Comparison of the impact of intake oxygen enrichment and fuel oxygenation on diesel combustion and emissions [J]. Energy & Fuels, 2004, 18(5): 1 282 ~ 1 290.
- 8 张韦, 舒歌群, 彭益源, 等. 柴油机富氧进气燃用乳化柴油的循环变动与燃烧特性[J]. 农业机械学报, 2010, 41(9): 1 ~ 7.
- Zhang Wei, Shu Gequn, Peng Yiyuan, et al. Cycle-by-cycle variations of a DI engine fueled with water emulsion diesel and oxygen enriched intake air [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 1 ~ 7. (in Chinese)
- 9 Karim G A, Ward G. Examination of combustion processes in compression-ignition engine by changing the partial pressure of oxygen in the intake charge[C]. SAE Paper 680767, 1968.
- 10 林向东, 陈新海, 黄飞, 等. 富氧膜技术及其装置试验研究[J]. 热能动力工程, 1999, 14(2): 99 ~ 101.
- Lin Xiangdong, Chen Xinhai, Huang Fei, et al. An experimental study of oxygen-rich membrane technology and related equipment [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1999, 14(2): 99 ~ 101. (in Chinese)
- 11 Assanis D N, Poola R B, Sekar R, et al. Study of using oxygen-enriched combustion air for locomotive diesel engines [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(1): 157 ~ 166.
- 12 Hamel C, Seidel-Morgenstern A, Schiestel T, et al. Experimental and modeling study of the O₂-enrichment by perovskite fibers [J]. AIChE Journal, 2006, 52(9): 3 118 ~ 3 125.
- 13 Ahmed S S, Mauss F, Moreac G, et al. A comprehensive and compact *n*-heptane oxidation model derived using chemical lumping[J]. Physical Chemistry Chemical Physics, 2007, 9(9): 1 107 ~ 1 126.
- 14 Curran H J, Gaffuri P, Pitz W J. A comprehensive modeling study of *n*-heptane oxidation[J]. Combustion and Flame, 1998, 114(1 ~ 2): 149 ~ 177.