

# 不同压缩比和 EGR 率对 PCCI 柴油机燃烧排放的影响

## The Effects of Different Compression Ratios and EGR Ratios on Combustion and Emission of PCCI Diesel Engine

赵伟 金华玉 胡芳 陈海娥 陈长军 包宁

中国第一汽车股份有限公司技术中心

**摘 要:** 本文利用 CONVERGE 软件研究了不同压缩比和 EGR 率对预混压燃 (PCCI) 柴油机燃烧和排放的影响规律。在 1650r/min 转速 50% 负荷下, 采用小喷油锥角和 4 次多脉冲预喷射喷油策略实现了柴油机的 PCCI 燃烧。分析发现: 降低压缩比能够显著推迟 PCCI 柴油机缸内着火时刻, 强化油气混合, 实现 NO<sub>x</sub> 和 Soot 的同时降低, 但会牺牲 5% 以内的油耗。缸内压力升高率随压缩比降低先增大后减小, 在压缩比 13 时达到最大; 随着加入 EGR 比例的增大 PCCI 柴油机缸内着火延迟不断增加, 燃烧爆发压力、缸内平均温度、瞬时放热率峰值和缸内压力升高率都相应降低。EGR 气体的加入使得油耗升高、NO<sub>x</sub> 排放下降, Soot 排放升高。当 EGR 率增加到 49% 以上时缸内燃烧恶化, 油耗和碳烟排放大幅升高, NO<sub>x</sub> 排放接近于零。

**关键字:** 压缩比、EGR 率、PCCI 柴油机、燃烧、排放

**Abstract:** The effects of different compression ratio and EGR ratio on PCCI diesel engine's combustion and emission were studied by CONVERGE software in this paper. In the condition of 1650r/min speed and 50% load, the PCCI combustion was realized by using small injection cone angle and 4 multi pulse pre-injection fuel injection strategy. The analysis found: reducing compression ratio can significantly delay the PCCI diesel engine's ignition timing, enhance diesel and gas mixing, which realizes the both reduction of NO<sub>x</sub> and Soot at the expense of less than 5% of the fuel consumption. The pressure rise rate increases with the reduction of the compression ratio first and then decreases, reaches a maximum at a compression ratio of 13; With the increase of EGR rate, the ignition delay of PCCI diesel engine increases, and combustion pressure, average temperature, the peak value of heat release rate and the pressure rise rate are reduced accordingly. EGR gas is added to make the fuel consumption increased, reduce the NO<sub>x</sub> emission and increase Soot emission. When the EGR ratio increases to more than 49%, the combustion is deteriorated and the fuel consumption and soot emissions significantly increase. At the same time, NO<sub>x</sub> emission is close to zero.

**Key words:** Compression ratio, EGR ratio, PCCI diesel engine, Combustion, Emission

## 1 引言

柴油机由于其较高的热效率和燃油经济性成为当今主要运输动力之一,但其较高的  $\text{NO}_x$  和碳烟排放也给环境带来了巨大的污染。为了降低柴油机排放污染物,许多新型燃烧模式陆续被提出来,其中柴油机预混压燃(PCCI)技术能够同时降低  $\text{NO}_x$  和碳烟排放<sup>[1]</sup>,因此成为近几年来研究较多的柴油机清洁燃烧技术。与传统柴油机燃烧相比,PCCI 燃烧模式能够让燃油和空气在着火前更充分混合,通过降低局部高温和增强油气混合达到同时降低  $\text{NO}_x$  和碳烟的目的。然而,PCCI 燃烧模式也面临着燃烧噪声大,燃烧相位难以控制等缺点,成为其工程应用的主要障碍。降低压缩比<sup>[2、3、4、5]</sup>和加入冷 EGR<sup>[6、7]</sup>都能够增加着火延迟,推迟燃烧相位,降低缸内压力升高率,降低燃烧噪声,在 PCCI 柴油机上采用不同的压缩比和加入不同比例的冷 EGR 能够改变燃烧着火延迟,实现对 PCCI 柴油机燃烧相位的控制。本文利用 CONVERGE 软件模拟 PCCI 柴油机的燃烧过程,分析了不同压缩比和不同比例的冷 EGR 对燃烧和排放的影响规律。

## 2 计算情况说明

### 2.1 模拟样机介绍

本文以一汽 CA6DL2 柴油机为研究对象,发动机的基本技术参数如表 1 所示:

表 1 CA6DL2 柴油机基本技术参数

发动机型式	直列、6 缸、四冲程、四气门、水冷、增压中冷
排量/L	8.6
压缩比	17.58
缸径×冲程/mm	112×145
连杆长度/mm	228
涡流比	1.5
喷油器参数	8 孔×0.18mm×155 度
模拟转速/ r/min	1650
模拟负荷/ %	50

### 2.2 喷油参数说明

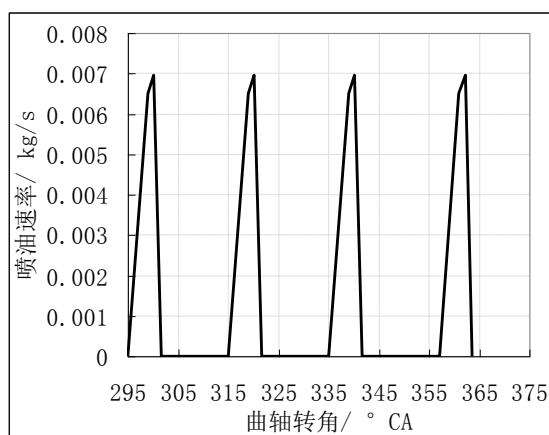


图 1 喷油规律

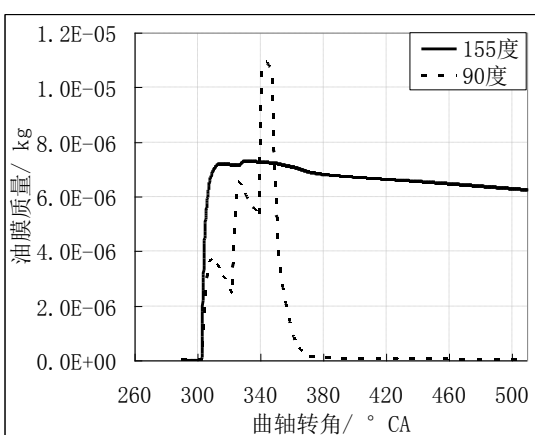


图 2 不同喷油锥角油膜厚度对比

为了实现柴油机的 PCCI 燃烧,保证着火前柴油和空气的充分混合,本文采用四次多脉冲燃油预喷射,即一个循环内燃油喷射四次,每次喷等量燃油,单个喷孔循环喷油量为 10.57mg。将 360° CA 设定为压缩上止点,喷油提前角为上止点前 65° CA,即 295° CA,

喷油持续期为  $68.6^{\circ}\text{CA}$ ，喷油规律如图 1 所示。

为了避免 PCCI 燃油早喷导致的“湿壁”现象，本文通过计算对喷油锥角进行了选择，分别采用  $155^{\circ}$  和  $80^{\circ}$  喷油锥角进行分析对比。图 2 为两种锥角下统计的油膜质量对比。如图所示， $80^{\circ}$  度锥角在  $380^{\circ}\text{CA}$  时油膜质量已基本降为零，“湿壁”现象已不明显，因此本文选择  $80^{\circ}$  度的喷油锥角来进行 PCCI 柴油机的研究。

### 2.3 变压缩比和 EGR 率说明

本文中变压缩比是通过 CONVERGE 软件压缩比自动调整模块实现的，该模块中通过改变余隙高度来调整压缩比，本文中采用的压缩比分别为 17.58、15、13、11 和 10。EGR 是模拟中冷后的冷 EGR，其温度与进气温度一致，本文中加入了 EGR 比例分别为 19%、32%、49% 和 64%。EGR 率的计算采用进排气  $\text{CO}_2$  体积法，其计算公式如下：

$$\text{EGR 率}(\%) = [(\text{CO}_2)_{\text{进气}} - (\text{CO}_2)_{\text{空气}}] / [(\text{CO}_2)_{\text{排气}} - (\text{CO}_2)_{\text{空气}}] \times 100\%$$

其中， $(\text{CO}_2)_{\text{进气}}$  和  $(\text{CO}_2)_{\text{排气}}$  分别代表进排气中的  $\text{CO}_2$  体积浓度， $(\text{CO}_2)_{\text{空气}}$  代表空气中  $\text{CO}_2$  的体积浓度。

### 2.4 计算模型说明

本文利用正庚烷 ( $\text{C}_7\text{H}_{16}$ ) 来代替柴油进行燃烧化学反应计算，其反应机理来自文献[8]，该反应机理包括 41 种组分和 124 个基元反应，计算过程中采用的模型如下表所示。

表 2 计算模型说明

模型类别	所选模型
燃烧模型	SAGE Model
湍流模型	RNG $k-\epsilon$ Model
雾化模型	Frossling Model
破碎模型	KH-RT Model
$\text{NO}_x$ 模型	Extended Zeldovich $\text{NO}_x$ Model
Soot 模型	Hiroyasu Soot Model

## 3 结果及分析

### 3.1 模型验证

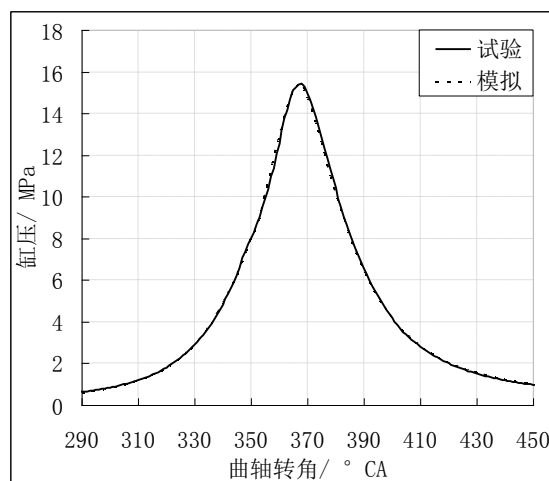


图 3 试验与模拟缸压曲线对比

图 3 为试验测得的缸压与模拟计算缸压的对比。如图所示，模拟计算得到的缸压曲线与试验缸压非常吻合，说明本文建立的计算模型可以用来模拟所研究发动机的真实工况，可以

利用该模型继续进行变参数研究。

### 3.2 不同压缩比对柴油机 PCCI 燃烧和排放的影响

图 4 为无 EGR 时, 压缩比分别为 17.58、15、13、11 和 10 对 PCCI 柴油机燃烧过程中缸内压力、平均温度、瞬时放热率和压力升高率的影响。如图 4 (a) 所示, 随着压缩比的降低着火时刻不断推迟, 同时缸内爆发压力也随着压缩比的降低逐渐下降。如图 4 (b) 所示, 压缩比的降低使得缸内平均温度下降, 在压缩段随着压缩比的降低缸内温度升高速率变慢。从缸内平均温度曲线图中可以看出缸内着火温度条件约为 950K 左右, 正是由于压缩段缸内温度升高速率变慢使得达到着火温度所需要的时间延长, 最终导致着火推迟。

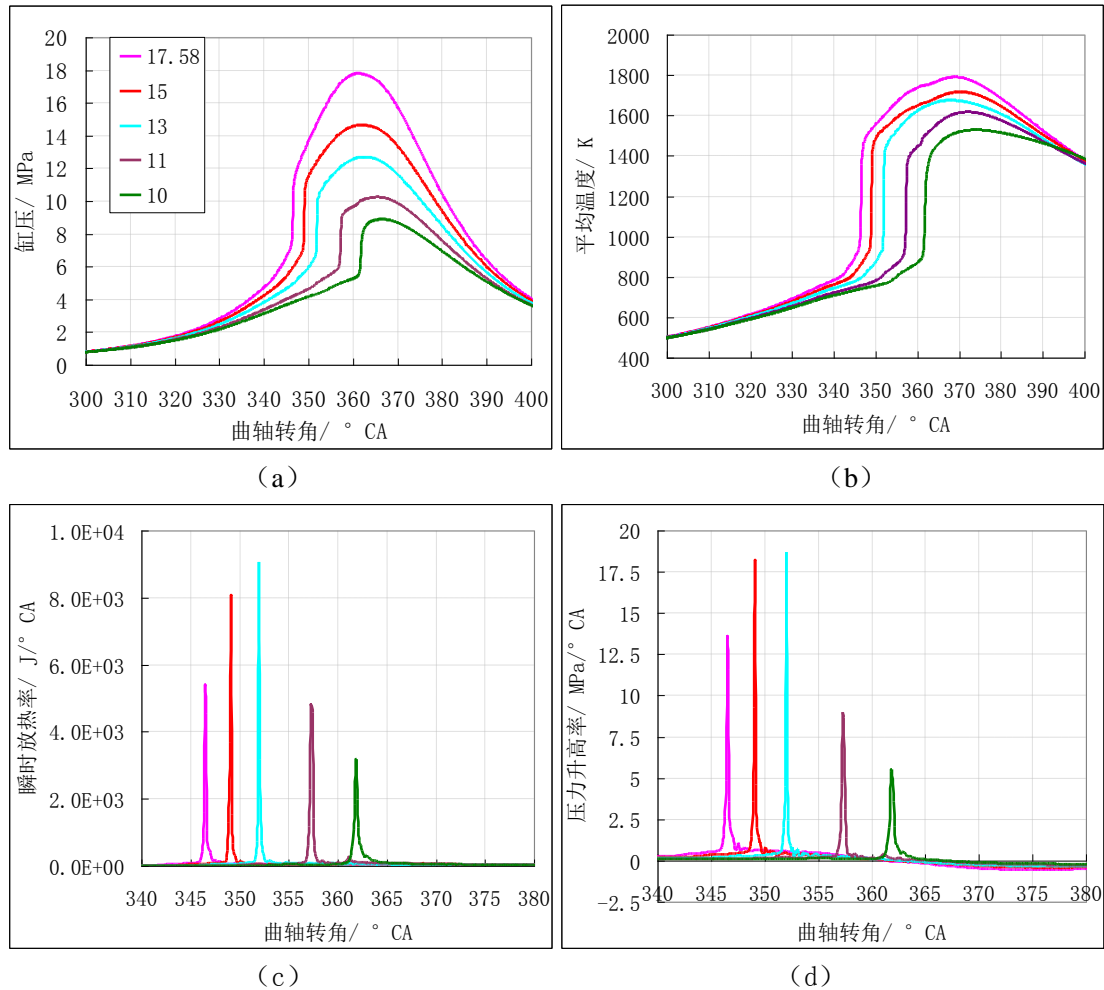


图 4 不同压缩比对缸内压力、温度、瞬时放热率和压力升高率的影响

如图 4 (c) 所示, 柴油机 PCCI 燃烧模式下燃烧瞬时放热率峰值非常大, 这是因为较早喷入的燃油与空气实现了充分混合, 在着火前形成了大量可燃混合气, 着火后这些混合气几乎同时燃烧, 瞬时发出非常大的热量。最高放热率随着压缩比的降低先增大后减小, 压缩比为 13 的时候达到最大值。这是因为随着压缩比的降低着火逐渐推迟, 较长的着火延迟期能够促进燃油与空气的混合, 形成更多的可燃混合气, 着火后更多的燃料燃烧放热导致较高的瞬时放热率峰值。但是, 当压缩比下降到 11 及以下时由于缸内温度较低, 气流运动较弱导致燃油雾化变差, 不利于燃油与空气的混合。此时虽然拥有更长的着火延迟期, 但最终着火前形成的可燃混合气量呈下降趋势, 导致放热率峰值降低。

如图 4 (d) 所示, 随着压缩比的降低最大压力升高率先增大后减小, 这是因为瞬时放热率峰值随压缩比降低先增大后减小, 瞬时放热迅速增加使得缸内压力急剧升高, 导致较高

的压力升高率。

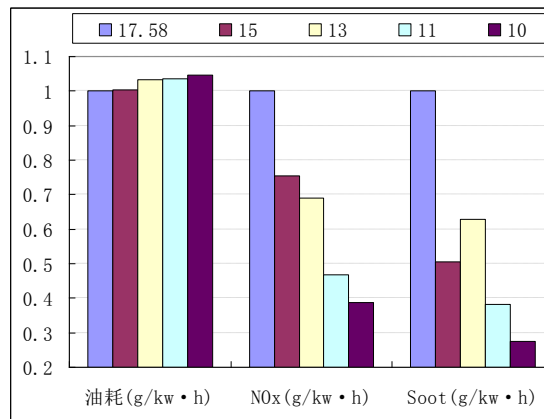
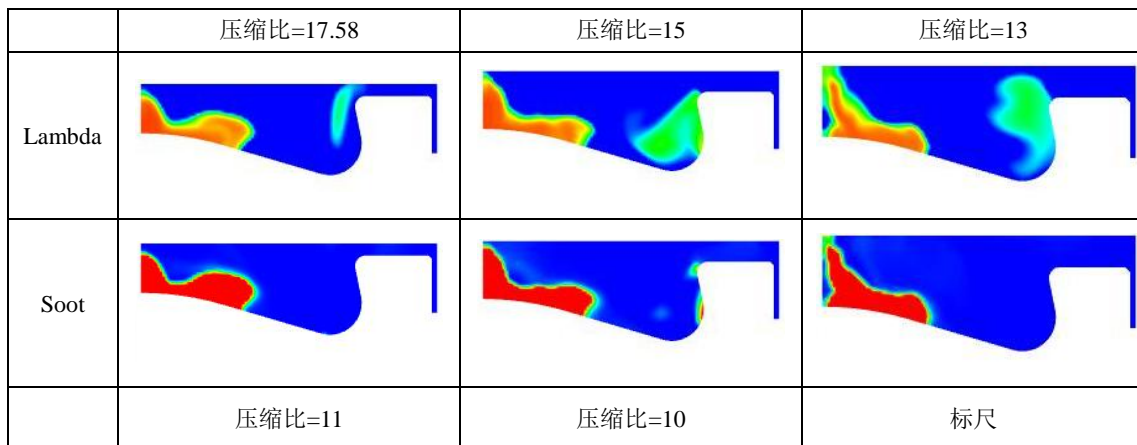


图 5 不同压缩比对油耗、NOx 和 Soot 的影响

图 5 为不同压缩比对 PCCI 柴油机油耗、NOx 和 Soot 排放的影响，图中将压缩比为 17.58 对应的油耗和排放值认为是 1。如图所示，随着压缩比的降低油耗逐渐升高，压缩比为 15、13、11 和 10 的时候油耗分别升高了 0.3%、3.3%、3.5% 和 4.7%。从中可以看出压缩比对油耗尽管有影响，但影响幅度在 5% 以内，更低的压缩比可能导致失火。其原因如图 4 (a) 所示，虽然降低压缩比导致缸内燃烧后膨胀功大幅下降，但压缩比降低使得压缩负功同样大幅下降，最终压缩比降低并没有使油耗大幅升高。

如图 5 所示，随着压缩比的降低 NOx 和 Soot 排放均呈下降趋势，且下降幅度较大。压缩比为 15、13、11 和 10 的时候 NOx 分别降低了 24%、31%、53% 和 61%，这是因为压缩比的降低使得缸内燃烧温度下降，高温区集中分布现象减少，抑制了 NOx 的生成。压缩比为 15、13、11 和 10 的时候 Soot 分别降低了 49%、37%、62% 和 72%。图 6 为 366° CA 时通过气缸轴线和油束轴线所在截面的 Lambda 和 Soot 切片。如图所示，Soot 几乎都是由第四次喷出的燃油直接喷到活塞表面，导致燃油与空气混合不良所致。本文采用调整余隙高度的方式调整压缩比，压缩比为 17.58 时余隙高度最小，再加上 90 度的小喷雾锥角，导致压缩比越大燃油撞到活塞表面的现象越严重，该部分燃油与空气的混合就越差，生成的 Soot 越多。综上所述，对于 PCCI 柴油机来说，降低压缩比能够同时降低 NOx 和 Soot 排放，但与此同时油耗也会增加，增加幅度在 5% 以内。



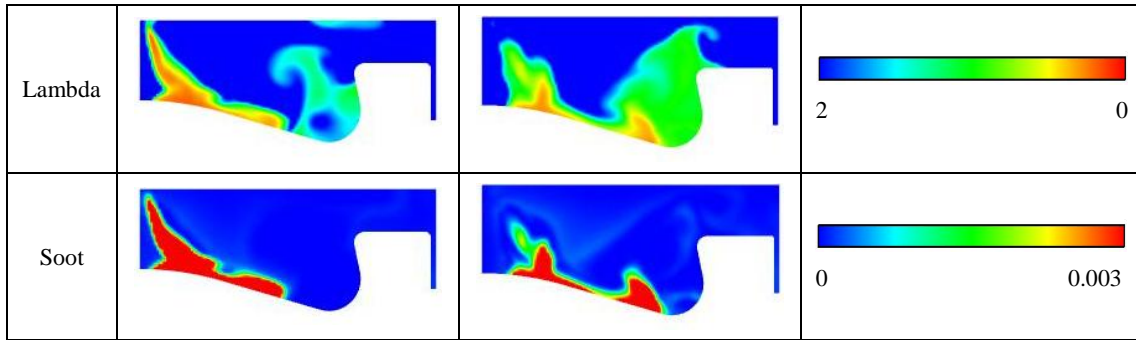


图 6 366° CA 时缸内 Lambda、Soot 切片对比

### 3.3 不同 EGR 率对 PCCI 柴油机燃烧和排放的影响

图 7 为压缩比 17.58 时, 不同 EGR 率对 PCCI 柴油机燃烧过程缸内压力、平均温度、瞬时放热率和缸内压力升高率的影响。如图 7 (a) 所示, 加入 EGR 后着火时刻推迟, EGR 率越大, 着火延迟时间越长。这是因为 EGR 气体的加入增大了缸内气体的比热容, 使得压缩行程中缸内温度升高速率变缓, 达到着火温度所需时间变长, 即滞燃期变长。另外, 随着加入 EGR 比例的增加缸内燃烧爆发压力降低。

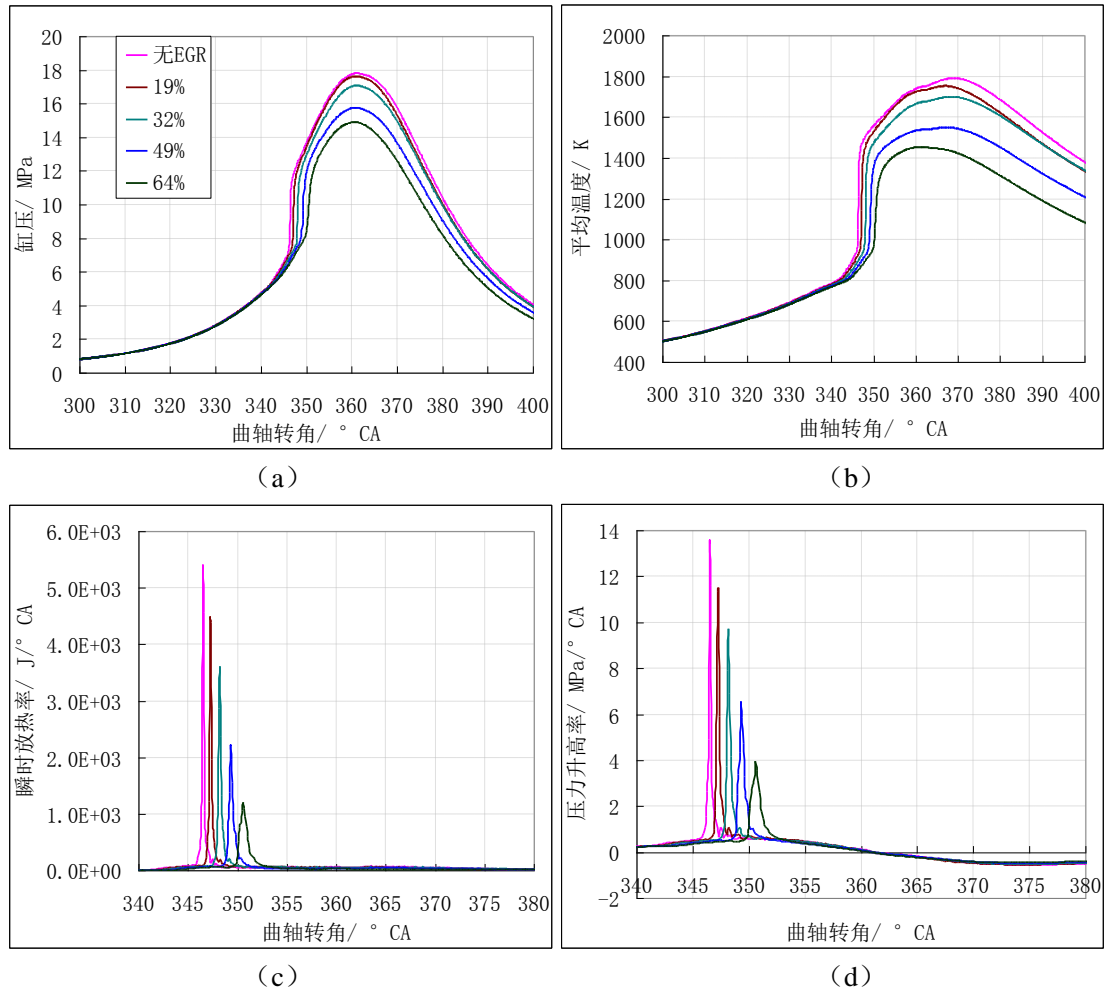


图 7 不同 EGR 率对缸内压力、温度、瞬时放热率和压力升高率的影响

如图 7 (b) 所示, 随着 EGR 率的增加, 缸内平均温度逐渐降低。在压缩行程内, 随着 EGR 气体的加入缸内气体的比热容增加, EGR 率越高, 比热容越大, 压缩行程内缸内温度

升高速率降低。同时，EGR 气体的加入稀释了缸内的氧气，抑制了混合气的形成，使得着火后缸内的平均温度降低，EGR 率越大平均温度越低。

如图 7 (c) 所示，随着 EGR 率的增加，燃烧瞬时放热率峰值逐渐降低，这是因为 EGR 气体的加入稀释了空气中的氧气，抑制了燃油和氧气的混合。尽管 EGR 率越大滞燃期越长，油气的混合时间也越长，但 EGR 气体对氧气的稀释作用是影响油气混合的主要因素。而且，EGR 率越大，废气对氧气的稀释越明显，油气的混合效果越差，导致着火后可燃混合气越少，放热率峰值越低。

如图 7 (d) 所示，随着 EGR 率的升高，缸内最大压力升高率逐渐降低，这是因为瞬时放热率峰值随 EGR 率升高也降低，瞬时放热的降低导致缸内燃烧爆发压力降低，压力升高率也降低。

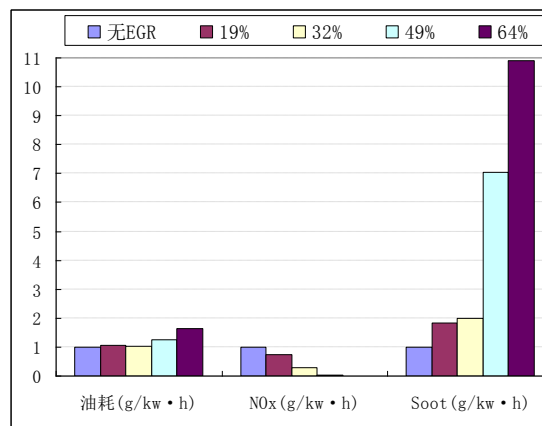


图 8 不同 EGR 率对油耗、NOx 和 Soot 的影响

图 8 为不同 EGR 率对 PCCI 柴油机油耗、NOx 和 Soot 排放的影响，图中将不加 EGR 时对应的油耗和排放值认为是 1。如图 8 所示，随着 EGR 率的增加油耗基本呈逐渐升高趋势，19% 和 32% 的 EGR 率导致油耗分别升高了 5.7% 和 3.2%。这里发现大 EGR 率时的油耗反而下降，这是因为 32% EGR 率时虽然氧气浓度较低，油气混合较差，但其燃烧是在更靠近压缩行程上止点的位置发生，压缩负功较 19% EGR 率低，使得最终热效率反而更高，油耗降低。当 EGR 率增加到 49% 以上时油耗出现大幅升高，此时由于氧气浓度太低导致燃烧恶化，49% 和 64% 的 EGR 率使得油耗分别升高了 25% 和 63%。另外，NOx 排放随 EGR 率的增加显著降低，EGR 率为 19%、32%、49% 和 64% 的时候 NOx 排放分别降低了 26%、71%、95% 和 99%。Soot 排放随着 EGR 率的增加迅速升高，EGR 率为 19%、32%、49% 和 64% 的时候 Soot 排放分别升高了 83%、100%、604% 和 991%。

图 9 为不同 EGR 率时通过气缸轴线和油束轴线所在截面的温度、NOx 和 Soot 浓度切片对比。如图所示，NOx 的生成对温度有很大的依赖性。无 EGR 时由于缸内氧气浓度高，再加上 PCCI 燃烧着火前油气充分的混合时间使得可燃混合气在整个燃烧室内分布较均匀，着火后高温区几乎遍布整个燃烧室内，导致 NOx 大面积生成。随着加入 EGR 比例的不断增大，缸内氧气浓度降低。另外，第四次喷出的燃油大部分被喷到活塞顶上导致燃油雾化变差，再加上空气含氧量随 EGR 率增加不断减少，靠近燃烧室中心的可燃混合气量越来越少，燃烧现象越来越弱，温度越来越低，于是 NOx 的生成量也越来越少。加入 32% 的 EGR 后靠近燃烧室中心区域的 NOx 生成量已接近零。如图 9 所示，由于靠近燃烧室中心区域油气混合



变差导致 Soot 的生成量迅速升高。对于靠近燃烧室凹坑外部的区域，由于提前喷出的燃油几乎都在该区域与空气进行了充分的混合，因此该区域的可燃混合气最多，着火后该区域几乎同时燃烧，瞬间放出大量热量，导致温度急剧上升。随着加入 EGR 的比例不断增加，该区域的氧气浓度降低，导致油气混合变差，燃烧放热减少，燃烧温度降低，NO<sub>x</sub> 生成量大幅度下降。同理，在不加 EGR 和加入少量 EGR 时，该区域由于油气混合非常充分不会有 Soot 生成。但当 EGR 率增大到 49% 时，尽管燃油和空气有充足的混合时间，但氧气浓度的降低使油气混合恶化，导致该区域发生不完全燃烧，开始有 Soot 生成。

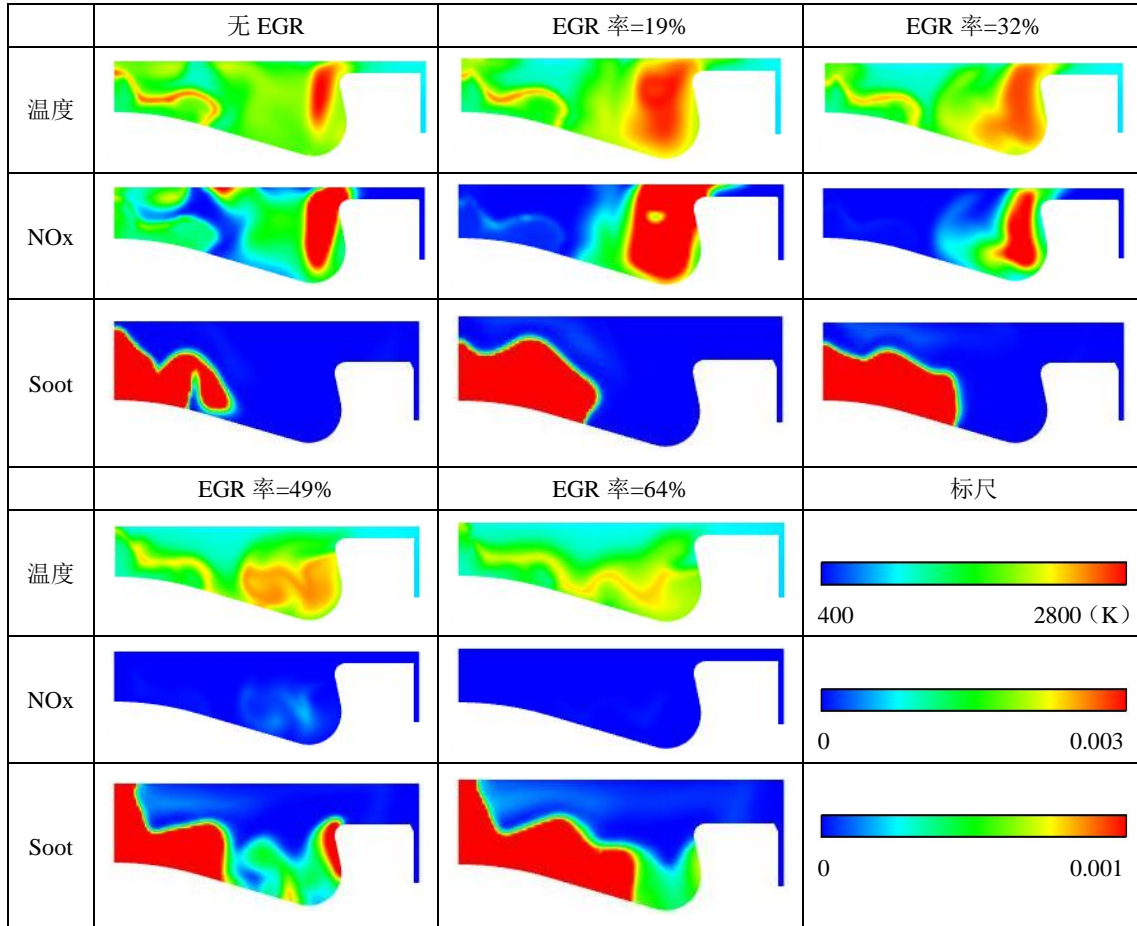


图 9 不同 EGR 率时缸内温度、NO<sub>x</sub> 和 Soot 浓度切片对比

从以上分析中发现：不论是降低压缩比还是加入 EGR，Soot 的生成主要是由于第四次喷油直接喷到活塞顶上导致燃油本身雾化很差，再加上着火时刻过于提前，导致第四次喷出的燃油还没有充分和空气混合就被高温火焰包围，使得燃烧恶化，生成大量 Soot，油耗也相应升高。如果能够避免让第四次喷油喷到活塞顶上，同时将着火时刻控制在第四次喷油结束之后，让第四次喷出的燃油尽量与空气充分混合后再开始燃烧，这样可以减少 Soot 的生成，同时对油耗也是有好处的。针对以上问题可以尝试采用低转速低负荷工况进行，这样着火时刻更易于控制，同时采用大喷油锥角和大于四次的多脉冲喷油策略来避免燃油撞壁现象，这部分研究将在后续的工作中进行。

## 4 结论

通过研究不同压缩比和 EGR 率对 PCCI 柴油机燃烧过程的影响规律发现：

(1) 降低压缩比能够显著推迟 PCCI 柴油机缸内着火时刻，延长燃油和空气的预混合时间，强化油气混合，减少缸内高温区集中分布，实现 NO<sub>x</sub> 和 Soot 的同时降低，但会牺牲



一定的油耗，油耗升高在 5% 以内。压缩比降为 10 时 NO<sub>x</sub> 降低了 61%，Soot 降低了 72%，但油耗增加了 4.7%。缸内压力升高率随压缩比降低先增大后减小，在压缩比 13 时达到最大。

(2) 随着加入 EGR 比例的增大 PCCI 柴油机缸内着火延迟不断增加，燃烧爆发压力、缸内平均温度、瞬时放热率峰值和缸内压力升高率逐渐降低。EGR 气体的加入使得油耗升高、NO<sub>x</sub> 排放下降，Soot 排放升高。加入 32% 的 EGR 气体使得油耗升高 3.2%，NO<sub>x</sub> 降低 71%，但 Soot 增加了 100%。当 EGR 率继续增加到 49% 以上时缸内燃烧恶化，导致油耗和碳烟排放大幅升高，NO<sub>x</sub> 排放接近于零。

(3) 针对本文分析中发现的 Soot 几乎都是由第四次喷油导致的问题，在接下来的工作中应该采用大喷油锥角和大于 4 次的多脉冲喷油策略来进行进一步的研究。

## 5 参考文献

- [1] 苏万华, 赵华, 王建昕等, 《均值压燃低温燃烧发动机理论与技术》, 科学出版社, 2010
- [2] Wagner U., Anca R., Velji A., Spicher U, An Experimental Study of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Various Compression Ratios, Intake Air Temperatures and Fuels with Port and Direct Fuel Injection, SAE Paper 2003-01-2293, 2003
- [3] Okude, K., K. Mori, S. Shiino, and T. Moriya, Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NO<sub>x</sub> and Soot in Diesel Engine, SAE Paper 2004-01-1907, 2004
- [4] Hamada K., Nijima S., Yoshida Kazunori, Yoshida Koji, Shoji H., Shimada K., Shibano K., The effects of the Compression Ratio, Equivalence ratio, and Intake Air Temperature on Ignition Timing in an HCCI Engine Using DME Fuel, SAE Paper 2005-32-0002, 2005
- [5] Kitabatake R., Shimazaki N., Nishimura T, Expansion of Premixed Compression Ignition Combustion Region by Supercharging Operation and Lower Compression Ratio Piston, SAE Paper 2007-01-3614, 2007
- [6] Boyarski, N. J. Experimental Investigation of the effects of Piston Bowl Geometry, Nozzle Spray Angle, and Engine Control Parameters on Early Injection Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion in a HSDI Diesel Engine, M. S. Thesis, University of Wisconsin - Madison, 2004
- [7] W. L. Hardy and R. D. Reitz, 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, 2006
- [8] 刘耀东, 《基础燃料 (PRF) 及汽油表征燃料 (TRF) 化学反应动力学骨架模型的研究》, 2013