



Research  
Engines and Fuels—Article

## 喷射策略对低负荷下天然气 - 柴油双燃料预混压燃燃烧的影响研究

Hyunwook Park, Euijoon Shim, Choongsik Bae\*

Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST), Daejeon 34141, Republic of Korea

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 14 April 2018  
Revised 12 November 2018  
Accepted 18 March 2019  
Available online 26 April 2019

#### 关键词

双燃料  
反应可控压燃  
预混压燃  
天然气  
喷射策略  
废气再循环

### 摘要

双燃料预混压燃 (dual-fuel premixed charge compression ignition, DF-PCCI) 燃烧因其氮氧化物 ( $\text{NO}_x$ ) 和颗粒物 (PM) 排放低而被认为是重载压燃发动机中传统柴油燃烧的可行替代方案。当天然气 (NG) 应用于 DF-PCCI 发动机时, 其低反应活性降低了高负荷下的最大压升率。然而, 天然气 - 柴油 DF-PCCI 发动机在低负荷工况运行时存在燃烧效率低的问题。为了降低低负荷工况下的燃料消耗率、未燃碳氢化合物 (HC) 和一氧化碳 (CO) 排放, 本文研究了 DF-PCCI 发动机中供给燃料 (天然气和柴油) 的喷射策略。研究发现, 天然气替代率和柴油喷射时刻 (start of energizing, SOE) 的改变有效地控制了燃料 - 空气混合气的形成。采用柴油两次喷射策略可以调节混合气的局部反应活性。预喷柴油 SOE 的延迟和预喷柴油喷射量的减少有利于降低燃烧损失。废气再循环 (EGR) 的引入通过推迟燃烧相位改善了燃料经济性并将  $\text{NO}_x$  和 PM 排放降低至欧六 (Euro VI) 标准以下。结合 40% 天然气替代率, 柴油两次喷射策略和中等 EGR 率可以在低负荷工况下有效提高燃烧效率与指示效率, 并降低 HC 和 CO 排放。

© 2019 THE AUTHORS. Published by Elsevier LTD on behalf of Chinese Academy of Engineering and Higher Education Press Limited Company This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

## 1. 引言

几十年来, 运输行业产生的全球二氧化碳 ( $\text{CO}_2$ ) 排放量与日俱增, 其中多来自于轻型和重型车辆发动机。因此, 提高发动机效率, 减少道路运输中产生的  $\text{CO}_2$  排放势在必行 [1]。柴油机因其高燃油经济性和高扭矩的特点而在运输行业中发挥了巨大作用。然而, 如今的柴油机必须满足严格的排放标准, 特别是在氮氧化物 ( $\text{NO}_x$ ) 和颗粒物 (PM) 排放方面。为满足柴油机的欧六 (Euro VI) 标准, 通常需采用后处理系统, 但这增加了发动机成本和燃油消耗量 [2]。相比于采用高成本的后处理系统来满足 Euro VI 标准, 通过发展缸内燃烧

技术来降低柴油机的尾气排放更具有潜力。

为降低  $\text{NO}_x$  和 PM 排放, 多种柴油机新型燃烧技术被提出, 包括均质压燃 (homogeneous charge compression ignition, HCCI)、预混压燃 (premixed charge compression ignition, PCCI) 和低温燃烧 (low temperature combustion, LTC)。与传统柴油燃烧 (conventional diesel combustion, CDC) 相比, 新型燃烧技术通过形成局部浓度更加稀薄的燃料-空气预混合气来降低燃烧温度, 因此有效抑制了  $\text{NO}_x$  和 PM 排放 [2–5]。新型燃烧技术的热效率相比于 CDC 也有所提高, 这主要是因为预混合气缩短了燃烧持续期, 较低的燃烧温度降低了传热损失 [2]。然而, 在柴油机中将这些技术商业化仍面临以

\* Corresponding author.

E-mail address: [csbae@kaist.ac.kr](mailto:csbae@kaist.ac.kr) (C. Bae).

下挑战：由于自燃着火主要受化学动力学的控制，在宽广的转速和负荷工况范围内燃烧相位控制困难[3]。在发动机中的运行工况范围受限。在低负荷运行时，碳氢化合物（HC）和一氧化碳（CO）排放由于不完全燃烧而显著增加[4]。在高负荷运行时，预混合气的集中放热会导致最大压升率（MPRR）过大，引起严重的燃烧噪声甚至损坏发动机[5]。

双燃料预混压燃（DF-PCCI）包含双燃料燃烧和反应可控压燃（RCCI）燃烧，为上述缸内新型燃烧技术所面临的挑战提供了可能的解决方案。DF-PCCI是一种双燃料燃烧技术，通常采用两种具有不同反应活性的燃料[6,7]。一般在进气冲程或早期压缩冲程内引入低反应活性（高辛烷值）燃料来形成燃料-空气预混合气，然后缸内直喷高反应活性（高十六烷值）燃料（常使用柴油）。在DF-PCCI概念中，可通过两种燃料的配比，高反应活性燃料的喷射正时和废气再循环（EGR）率来控制燃烧相位[8-10]。为利用现有的实验设备，采用汽油和柴油进行了大量关于DF-PCCI概念的研究。研究证明，对于使用汽油和柴油的DF-PCCI概念，发动机可以在低负荷到高负荷范围内运行[11-18]。在低负荷运行时，增加预混合气中的柴油比例来提高燃烧效率[11-13]。但是当发动机运行至高负荷时，应增加预混合气中汽油比例并使用较高的EGR率来降低MPRR。在DF-PCCI概念中，可通过当量比和反应活性分层控制来降低放热率（HRR）峰值[14]，进而有效降低MPRR。然而，DF-PCCI概念在低负荷运行时仍然存在HC和CO排放高以及热效率降低的问题[14,15]。在高负荷运行时，尽管与其他新型燃烧技术相比具有更宽广的运行负荷范围，但仍受到高爆发压力和高MPRR的限制[16-18]。

近年来，天然气凭借其价格优势和低碳氢比被认为是重载运输中具有潜力的可替代燃料[19,20]。当天然气应用于DF-PCCI概念时，发动机可以在较高负荷下运行并降低MPRR，这是因为天然气的辛烷值高于汽油，导致天然气和柴油之间的反应活性梯度差异大于汽油和柴油[21-23]。Walker等[21]在DF-PCCI发动机中引入了甲烷并评估了运行工况范围相比于汽油的拓展情况。当甲烷应用于DF-PCCI概念时，与汽油-柴油DF-PCCI概念相比，发动机可以在更高的负荷下运行，因为甲烷的低反应活性延长了燃烧持续期，降低了高负荷下的最大压升率峰值。Dahodwala等[22]的实验研究表明，发动机在天然气-柴油DF-PCCI模式下平均有效压力（BMEP）可以达到1.4 MPa，采用柴油两次喷射和降低喷射压力

可有效降低高负荷运行工况的MPRR和缸内爆发压力。Nieman等[23]基于CHEMKIN的KIVA-3V评估了天然气-柴油DF-PCCI概念的高负荷拓展潜力。使用天然气和柴油的两次喷射策略可将高负荷运行工况拓展到2.3 MPa的平均指示压力（IMEP）。尽管在DF-PCCI发动机中燃用天然气具有一定优点，但由于天然气的低反应活性，在低负荷运行时燃烧损失较大，阻碍了该技术的商业化[23-26]。Nieman等[23]表明，在不使用EGR的天然气-柴油DF-PCCI发动机中，可在1.35 MPa的平均指示压力下得到高效率 and 低排放运行结果。然而，天然气的低反应活性和较慢的燃烧速率导致在0.4 MPa IMEP下的燃烧损失高于高负荷下的燃烧损失。Doosje等[24]在一台多缸发动机中针对0.2~0.9 MPa BMEP的运行范围进行了实验研究。研究发现，在不使用EGR的情况下，可在运行范围内实现NO<sub>x</sub>和PM排放的同时减少。然而，随着负荷的减小，由于摩擦损失增加、燃烧速率降低和燃烧效率降低，燃料经济性下降。Poorghasemi等[25]研究了轻型柴油发动机中使用天然气-柴油DF-PCCI燃烧策略的废气排放优化策略。结果表明，随着天然气比例的增加，混合气中天然气降低了燃烧速率，导致HC和CO排放显著增加。HC和CO排放可通过优化柴油的喷射策略来改善，如提前预喷柴油喷射时刻（SOE），增加预喷柴油喷射量比例，降低柴油喷射压力，使用更宽广的柴油喷雾锥角。Ansari等[26]通过对实验数据进行回归分析，发展了经验模型来预测传统柴油燃烧和天然气-柴油DF-PCCI模式在0.3~1.2 MPa IMEP负荷范围内的性能和排放。天然气-柴油DF-PCCI模式在发动机负荷高于0.7 MPa IMEP时运行成本和排放（尤其是NO<sub>x</sub>和PM排放）更具优势。柴油喷射策略在中等负荷下改善HC和CO排放以及较高负荷下降低MPRR作用明显。尽管DF-PCCI模式在0.7~1.2 MPa IMEP的负荷范围内具有一定优势，但在低负荷下传统柴油燃烧仍为最佳燃烧模式。由于燃料经济性恶化以及高HC和CO排放，DF-PCCI模式运行范围向低负荷拓展受到限制。

尽管在低负荷条件下天然气-柴油DF-PCCI概念存在局限性，但目前对于克服这些局限性的策略研究较少。在低负荷工况下，HC和CO排放水平较高主要是由于燃料-空气混合气全局当量比低且燃烧温度低[27]。因此，本文研究了在低负荷条件下DF-PCCI发动机中供给燃料（包括天然气和柴油）的喷射策略，以通过改善燃料-空气混合气的品质来降低燃料消耗率和HC与CO排放。首先，研究了柴油SOE和天然气与柴油的配比对

DF-PCCI发动机燃烧和排放的影响；其次，采用柴油的两次喷射策略以有效控制燃料-空气的预混比例；最后，比较了天然气替代率、柴油喷射策略和EGR的不同组合，以确定在低负荷条件下解决天然气-柴油DF-PCCI发动机局限性的最佳方案。

## 2. 实验装置及研究方法

### 2.1. 实验装置

本文实验中的DF-PCCI发动机由一台单缸柴油发动机改造而来。发动机参数如表1所示。原机排量为0.981 L，压缩比为17.4。实验发动机布置示意图见图1。关于实验设备更为详细的参数在作者先前研究中

均已提及[28]，本文不再赘述。天然气在进气冲程期间引入以在气缸中形成均匀的天然气-空气混合气，天然气质量流量通过天然气质量流量控制器（Bronkhorst<sup>®</sup>，F-202AV）来调节，空气质量流量通过空气质量流量计（Bronkhorst<sup>®</sup>，F-106AI）测量。柴油通过高压泵和共轨直喷系统喷入气缸。柴油质量流量由油耗仪（AVL，733S）测得。在本研究中使用的天然气和柴油性质分别见表2和表3。天然气中的甲烷含量约为91%；马达法辛烷值（MON）和甲烷值（MN）分别为124和81.7；柴油的十六烷值为52.1。本文定义了天然气替代率来表示天然气与柴油在缸内混合燃料中的配比。天然气替代率为引入天然气的总热值与引入燃料总热值之比，如公式（1）所示。

$$\text{NG substitution (\%)} = \frac{\dot{m}_{\text{NG}} \cdot \text{LHV}_{\text{NG}}}{\dot{m}_{\text{NG}} \cdot \text{LHV}_{\text{NG}} + \dot{m}_{\text{diesel}} \cdot \text{LHV}_{\text{diesel}}} \times 100 \quad (1)$$

式中， $\dot{m}_{\text{NG}}$ 和 $\dot{m}_{\text{Diesel}}$ 分别为天然气和柴油的质量流量； $\text{LHV}_{\text{NG}}$ 和 $\text{LHV}_{\text{Diesel}}$ 分别为天然气和柴油的低热值。指示热效率（ITE）的计算如公式（2）所示。

$$\text{ITE (\%)} = \frac{3.6P}{\dot{m}_{\text{NG}} \cdot \text{LHV}_{\text{NG}} + \dot{m}_{\text{diesel}} \cdot \text{LHV}_{\text{diesel}}} \times 100 \quad (2)$$

表1 发动机参数

Item	Specification
Engine type	Single-cylinder compression-ignition
Displacement (L)	0.981
Bore (mm)	100
Stroke (mm)	125
Compression ratio	17.4
Valves per cylinder	4 (2 intake and 2 exhaust)
Fuel injection equipment	Common-rail direct-injection system
EGR system	Cooled-EGR

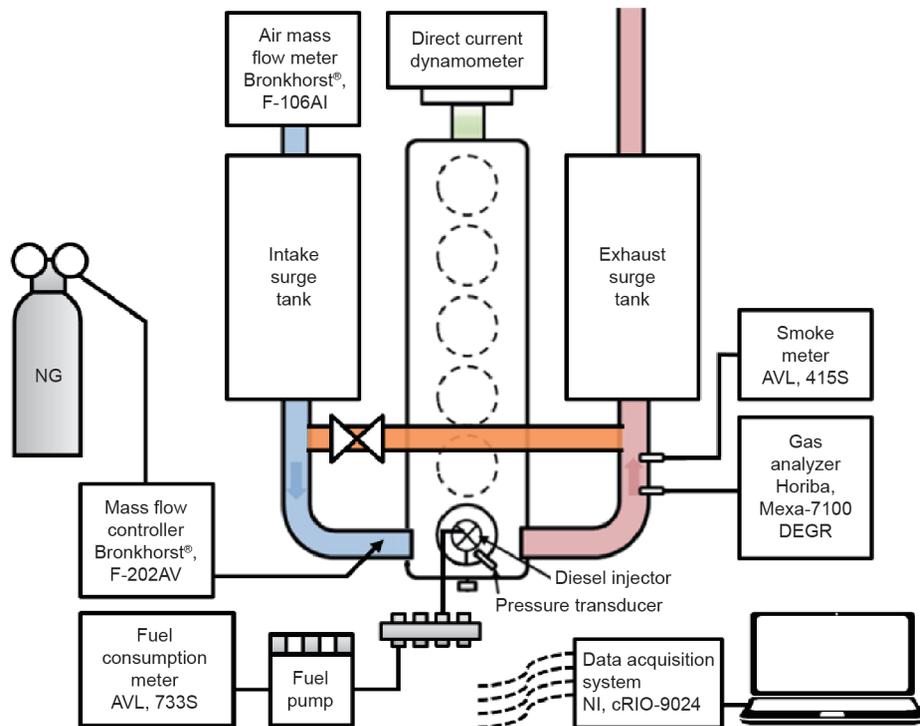


图1. 实验发动机布置示意图。

表2 天然气性质

Item	Value
Methane (CH <sub>4</sub> , %)	91.31
Ethane (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> , %)	5.34
Propane (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> , %)	2.17
i-Butane (i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> , %)	0.46
n-Butane (n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> , %)	0.48
i-Pentane (i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> , %)	0.016
n-Pentane (n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> , %)	0.002
Nitrogen (N <sub>2</sub> , %)	0.222
Reactive H/C ratio	3.78
MON	124
MN	81.7
LHV (MJ·kg <sup>-1</sup> )	46.5

MON: motor octane number; MN: methane number; LHV: lower heating value.

表3 柴油性质

Item	Value
Density at 293 K (kg·m <sup>-3</sup> )	826
Cetane number	52.1
LHV (MJ·kg <sup>-1</sup> )	42.5
T10 (K)	508
T50 (K)	562
T90 (K)	616

式中,  $P$ 为输出功率。使用压阻式压力传感器 (Kistler, 4045A5) 和压电式压力传感器 (Kistler, 6052C) 分别测量进气压力和缸内压力。使用气体分析仪 (Horiba, Mexa-7100 DEGR) 测量发动机排放, 包括总碳氢 (THC)、CO、CO<sub>2</sub>、氧气 (O<sub>2</sub>) 和NO<sub>x</sub>排放。使用烟度计 (AVL, 415S) 测量发动机碳烟排放。在排气道和进气道间安装冷却EGR系统。部分高温废气经EGR冷却器和EGR阀从进气道进入缸内。缸压和发动机排放的实验数据由数据采集系统 (NI, cRIO-9024) 获得, 并通过缸压数据进行放热率分析[29]。其中CA50定义为放热量达到总放热量50%时对应的曲轴转角 (CAD)。研究中燃烧效率计算如公式 (3) 所示。

$$\text{Combustion efficiency (\%)} = \left( 1 - \frac{\dot{m}_{\text{CO}} \cdot \text{LHV}_{\text{CO}} + \dot{m}_{\text{THC}} \cdot \text{LHV}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{NG}} \cdot \text{LHV}_{\text{NG}} + \dot{m}_{\text{diesel}} \cdot \text{LHV}_{\text{diesel}}} \right) \times 100 \quad (3)$$

式中,  $\dot{m}_{\text{CO}}$ 和 $\dot{m}_{\text{THC}}$ 分别为CO和THC的质量流量;  $\text{LHV}_{\text{CO}}$ 为CO的低热值。燃料的低热值 $\text{LHV}_{\text{fuel}}$ 计算如公式 (4) 所示, 反映了天然气和柴油的比例。

表4 不同柴油喷射时刻和天然气替代率下的运行条件

Item	Condition
Engine load (MPa net IMEP)	0.3
Engine speed (rpm)	1400
Intake temperature (K)	300 ± 1
Coolant temperature (K)	353 ± 1
Diesel injection pressure (MPa)	100
NG substitution (%)	20–80 (increment of 20)
Diesel SOE (CAD aTDC)	–70–0 (increment of 5)

$$\text{LHV}_{\text{fuel}}(\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}) = \frac{\dot{m}_{\text{NG}} \cdot \text{LHV}_{\text{NG}} + \dot{m}_{\text{diesel}} \cdot \text{LHV}_{\text{diesel}}}{\dot{m}_{\text{NG}} + \dot{m}_{\text{diesel}}} \quad (4)$$

## 2.2. 研究方法

本研究的目的是优化在低负荷条件下DF-PCCI发动机中的燃料 (包括天然气和柴油) 喷射策略。首先, 研究了柴油SOE和天然气替代率对DF-PCCI发动机燃烧的影响。实验运行条件如表4所示。发动机在IMEP为0.3 MPa的低负荷条件下运行。在实验过程中负荷保持恒定。改变不同的柴油喷射策略和天然气替代率等实验参数会引起负荷变动, 通过调整天然气和柴油的质量流量来保持负荷不变。发动机转速固定在1400 r·min<sup>-1</sup>。天然气替代率变化范围为20%~80%, 柴油SOE范围在上止点后 (aTDC) –70~0 CAD之间。其次, 采用柴油两次喷射策略以保证柴油喷雾合理分布在燃烧室中。对柴油主SOE进行参数化研究。通过改变预喷柴油SOE和预喷柴油喷射量比例以控制燃料-空气混合气的反应活性。引入外部冷却EGR以将DF-PCCI燃烧的燃烧定相向上止点 (TDC) 推迟。最后, 比较了天然气替代率、柴油喷射策略和EGR的不同组合。值得注意的是, 在实验过程中NO<sub>x</sub>和PM排放均控制在Euro VI标准以下[NO<sub>x</sub> < 0.4 g·(kW·h)<sup>-1</sup>, PM < 0.01 g·(kW·h)<sup>-1</sup>]。本研究中将IMEP变动系数高于5%视为失火。

## 3. 结果与讨论

### 3.1. 柴油 SOE 与天然气替代率的影响

本节研究了柴油SOE和天然气替代率对低负荷下天然气-柴油DF-PCCI发动机燃烧和排放的影响。柴油SOE在–70~0 CAD aTDC之间以5 CAD的增量变化; 天然气替代率从20%变化到80%, 增量为20%。图2为不同天然气替代率和柴油SOE下的ITE和CA50。当柴油SOE为–40~–30 CAD aTDC, 天然气替代率为40%~60%, 此

范围为高效率区域。该区域对应于柴油SOE的“最佳位置”，CA50位于TDC附近且天然气替代率适当。在某些柴油SOE下，柴油喷雾可到达活塞挤流和碗部区域，这增加了燃料-空气混合气在这些区域的反应活性[28]。当柴油SOE提前且天然气替代率降低，会进一步远离高ITE区域，ITE显著降低。当柴油在-15~-10 CAD aTDC之间喷射时，ITE与天然气替代率为20%~40%的高效区域ITE相当。然而，当天然气替代率高于60%时，ITE迅速恶化。在低负荷条件下较高的天然气替代率会导致整体的燃料-空气混合气更加稀薄，燃烧效率和热效率降低[30]。当在TDC附近喷入柴油时，燃烧相位取决于柴油SOE。举例而言，随着柴油机SOE的延迟，燃烧相位向TDC延迟，这被称为双燃料扩散燃烧[20,27]。然而，当柴油SOE提前到-25 CAD aTDC之前时，燃烧相位随柴油SOE提前和天然气替代率的增加而向TDC移动，这被称为预混RCCI燃烧[21-26]。柴油SOE提前和天然气替代率增加会使燃烧相位延迟是由于在燃烧初期(SOC)形成的燃料-空气混合气局部反应活性较低[22]。尽管提前柴油SOE和增加天然气替代率有利于控制燃烧相位，但也会增加不完全燃烧，甚至失火的可能性。如

图2所示，失火区位于图中左上区和右上区。这是由于在低负荷下燃料-空气混合气非常稀薄，混合气浓度本身已接近稀燃极限，提前柴油SOE和增加天然气替代率进一步降低了燃料-空气混合气的局部反应活性。因此，正如图2所示，失火区域随着柴油SOE的提前和天然气替代率的增加而扩大。图3和图4为不同柴油SOE和不同天然气替代率下的 $\text{NO}_x$ 、PM、THC和CO排放。当柴油SOE提前且天然气替代率增加时， $\text{NO}_x$ 和PM排放减少，而THC和CO排放增加。图5中的HRR曲线可以解释这一结果，当提前柴油SOE和提高更高天然气替代率时，燃烧相位延迟，HRR峰值降低。这是由于燃料-空气混合气在SOC具有较低的反应活性并降低了燃烧温度，进而导致 $\text{NO}_x$ 和PM排放较低，但同时THC和CO排放升高。THC排放取决于天然气替代率和柴油SOE，但在不同柴油SOE下，对THC排放具有主导性影响的参数会发生改变。当在-40 CAD aTDC之前喷入柴油时，柴油SOE对THC排放的影响大于天然气替代率。但在-40 CAD aTDC之后喷入柴油时，天然气替代率对THC排放的影响比柴油SOE更为显著。在本研究中，由于天然气在进气冲程内引入缸内，因此在SOC缸内形成了均

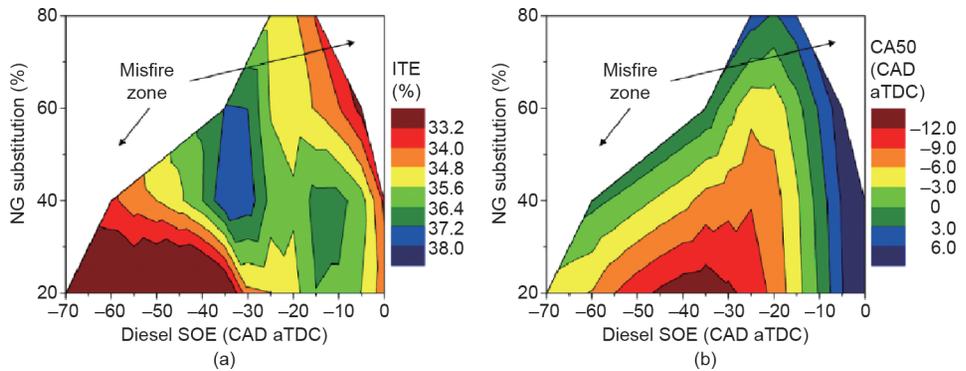


图2. 不同天然气替代率和不同柴油SOE下的ITE (a) 和CA50 (b)。

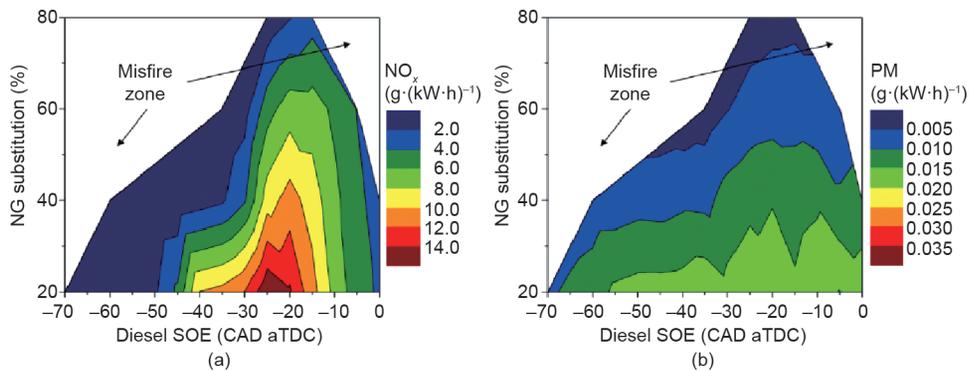


图3. 不同天然气替代率和不同柴油SOE下的 $\text{NO}_x$  (a) 和PM (b) 排放结果。

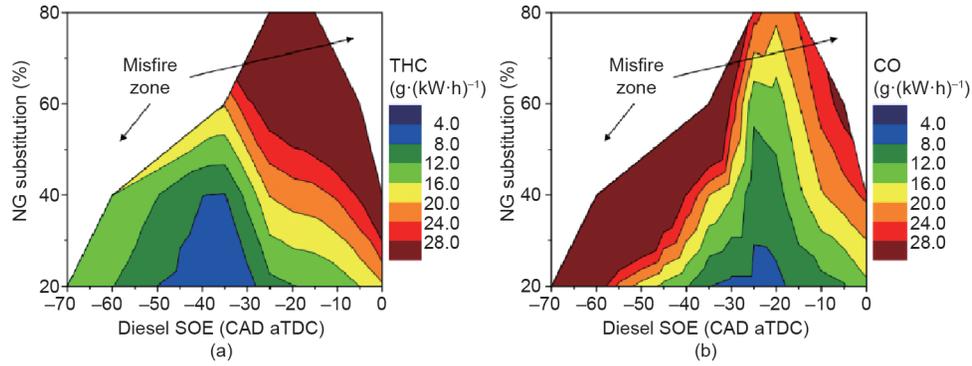


图4. 不同天然气替代率和不同柴油SOE下的THC (a) 和CO (b) 排放结果。

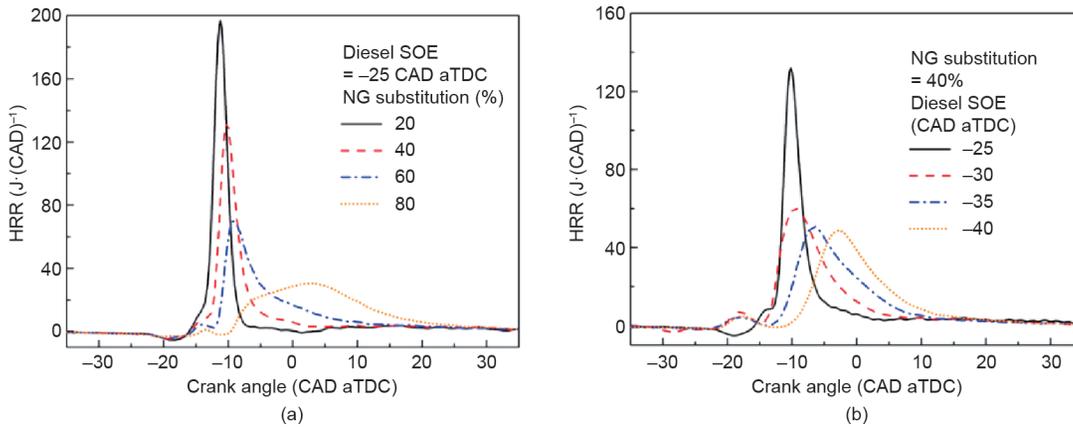


图5. 不同天然气替代率 (a) 和不同柴油SOE (b) 下的HRR曲线。

匀的天然气-空气混合气。部分天然气预混合气会进入狭小缝隙内无法参与燃烧[28]。虽然这部分混合气在膨胀冲程期间会回流回燃烧室，但在低负荷工况下缸内燃烧温度过低，无法正常氧化这部分混合气。因此，在低负荷下，随着天然气替代率的增加，进入狭隙中的天然气量增加并大部分会作为THC排放被排出。除了进入狭隙中的天然气外，随着天然气替代率增加，较低的燃烧温度也会导致THC排放增加。根据发动机性能和排放结果，在天然气替代率为40%且柴油SOE为-30 CAD aTDC时，或天然气替代率为60%且柴油喷射正时为-30 CAD aTDC时，发动机效率较高同时排放较低。因此，在本研究中选择这两个点作为天然气-柴油DF-PCCI燃烧的基准点。

### 3.2. 柴油喷射策略和冷却 EGR 的影响

直喷式柴油机的两次喷射策略已被证明可有效地将燃料适当地分布在DF-PCCI发动机的气缸中，并控制燃料-空气预混合气的局部反应活性[15]。本节研究了柴油预喷时刻和柴油预喷量对天然气-柴油DF-PCCI燃烧

的影响。表5列出了柴油两次喷射策略的运行条件。如上一部分所述，将40%和60%的天然气替代率作为DF-PCCI发动机的基线点，在此基础上采用柴油两次喷射策略。天然气替代率为40%和60%时主喷柴油的喷射时刻分别为-35和-30 CAD aTDC。预喷柴油的SOE以5 CAD的增量变化，且柴油预喷量比例以10%的增量变化。柴油两次喷射之间的最短间隔为5 CAD，以避免两次喷射相互干扰。由于不同天然气替代率下两次喷射策略对DF-PCCI燃烧的影响相似，因此本节只给出了天然气替代率为40%的实验结果。图6和图7分别为不同预喷柴油SOE和柴油预喷量对发动机性能和排放的影响。由于燃烧相位的延迟，柴油两次喷射的ITE高于单次喷射。在柴油主喷射之前进行柴油预喷减少了主喷柴油的喷射量。因此，采用柴油预喷降低了燃料-空气混合气的反应活性并延迟了燃烧相位。随着柴油预喷SOE的提前，尽管燃烧相位略微延迟到TDC附近，但ITE相对减少。这是由于柴油SOE的提前降低了混合气的反应活性，降低了燃烧温度，从而降低了燃烧效率，如图8所示。因此，需引入额外的天然气和柴油来补偿功率损失。虽然

表5 柴油两次喷射的运行条件

Item	NG substitution of 40%	NG substitution of 60%
Diesel main SOE (CAD aTDC)	-35	-30
Diesel pilot SOE (CAD aTDC)	-55 to -40	-50 to -35
Fraction of the diesel pilot injection quantity (%)	20-50	20-50

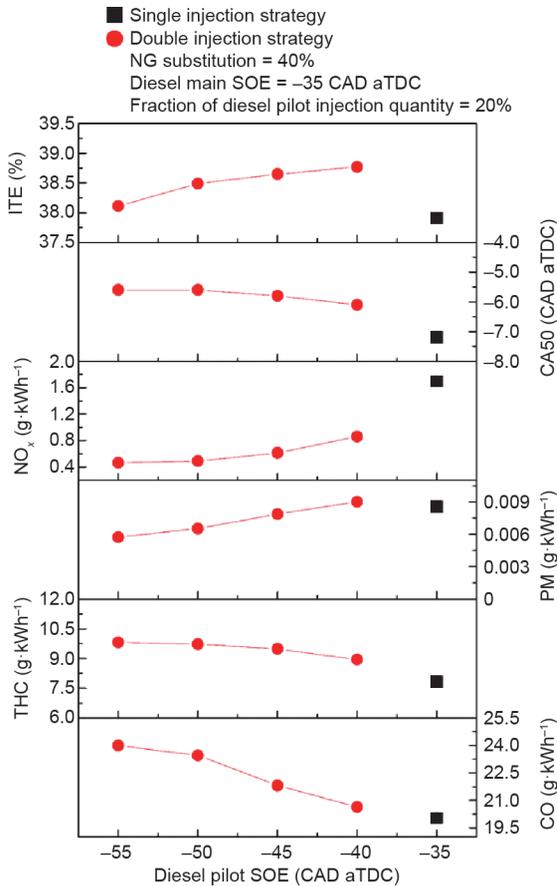


图6. 不同柴油预喷SOE下的发动机性能及排放结果。

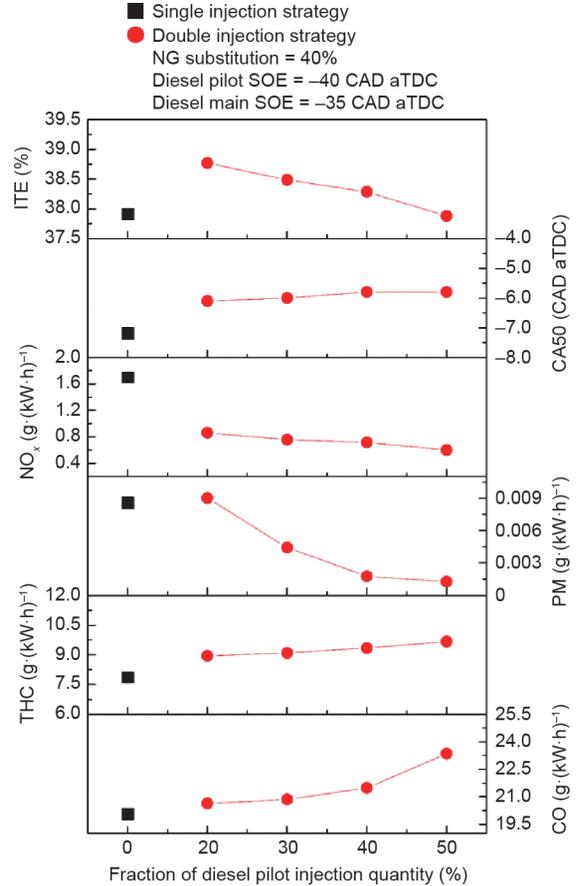


图7. 不同柴油预喷量比例下的发动机性能及排放结果。

柴油SOE的提前有利于同时降低 $\text{NO}_x$ 和PM排放，但由于燃烧温度较低，THC和CO排放增加。因此，基于综合改善ITE、THC和CO排放的主要目标，选择适当推迟柴油预喷SOE。柴油预喷量与柴油主喷量的比例也是变化的，以便形成更有利于DF-PCCI燃烧的混合气，如图7所示。图8结果表明，随着柴油预喷量的比例增加，尽管燃烧相位略微延迟，但由于燃烧效率较低，ITE减少。采用较高的柴油预喷比例意味着柴油主喷入燃烧室的喷射量减少，燃料-空气混合气具有较低的反应活性，燃烧效率降低。高比例的柴油预喷量产生的效果类似于提前柴油预喷SOE。基于上述结果，延迟柴油预喷SOE和降低柴油预喷比例有利于改善ITE、THC和CO排放。换言之，在低负荷条件下，利于燃料-空气混合气分层的

策略比增加燃料-空气混合气均匀性的策略更有效，以避免形成过度稀薄的燃料-空气混合物。尽管采用了两次喷射策略，但DF-PCCI燃烧的燃烧相位相对提前且 $\text{NO}_x$ 排放高。因此，引入冷却EGR来延迟燃烧相位并降低 $\text{NO}_x$ 排放。图9为不同EGR率下的发动机性能和排放结果。当EGR率增加到25%时，由于燃烧相位向TDC推迟，ITE得到改善。但当CA50位于TDC附近时，产生的负面影响会降低ITE[3]。如结果所示，当EGR率达到25%之前，使CA50向TDC推迟并提高了ITE。然而，EGR率的进一步增加降低了ITE，这主要是因为燃烧效率突然降低。图10为不同EGR率下的HRR曲线，结果表明，随着EGR率的增加，HRR峰值减小，燃烧持续期延长，导致峰值燃烧温度降低，从而大幅降低了 $\text{NO}_x$ 和

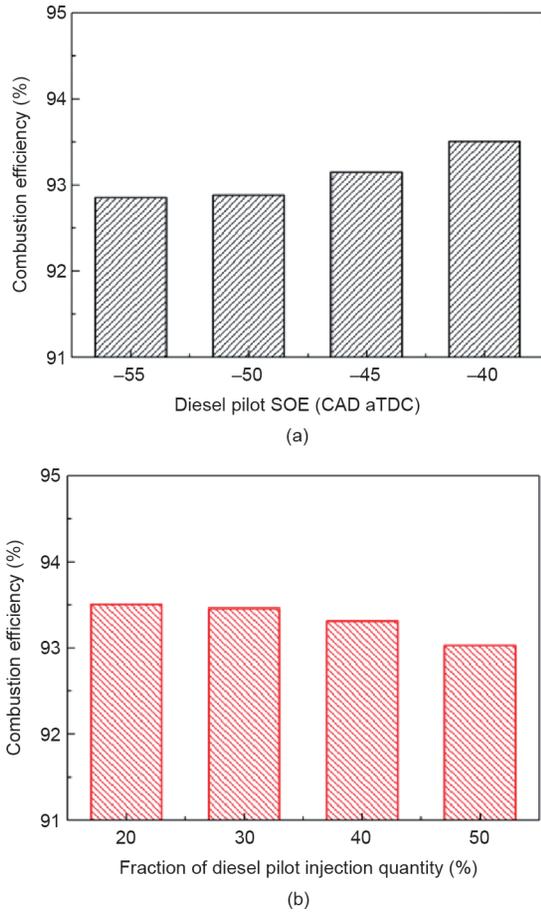


图8. 不同柴油预喷SOE (a) 与不同喷射比例 (b) 时的燃烧效率。

PM排放,但同时CO排放增加。冷却EGR的稀释效应、热效应和化学效应降低了燃烧温度,导致 $\text{NO}_x$ 和PM排放低[31,32]。当EGR率为25%时THC排放略有增加;但EGR率达到30%时,THC排放由于不完全燃烧大幅增加。冷却EGR的使用可将 $\text{NO}_x$ 和PM排放控制在Euro VI标准以下。使用25% EGR率时,可在CO排放增加的情况下实现最高的指示效率。

### 3.3. 低负荷下 DF-PCCI 燃烧的运行策略

本节比较了天然气替代率、柴油喷射策略和EGR的不同组合,以确定解决天然气-柴油DF-PCCI发动机在低负荷条件下局限性的最佳方案。图11比较了40%和60%天然气替代率下的发动机性能和排放结果。如3.2节所述,天然气替代率为60%时不同柴油喷射策略的结果与天然气替代率为40%时的结果类似,适合采用适当推迟柴油预喷SOE并降低柴油预喷比例来促进燃料-空气混合气分层。然而,相比于40%的天然气替代率,天然气替代率为60%时的两次喷射定时需进一步推迟,以补偿燃料-空气混合气的局部当量比和反应活性的降低。

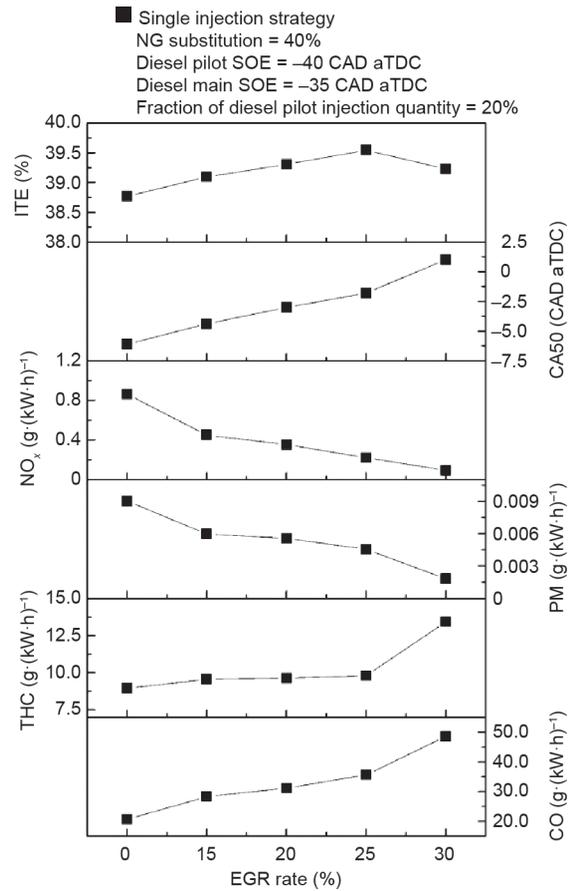


图9. 不同EGR率下的发动机性能及排放结果。

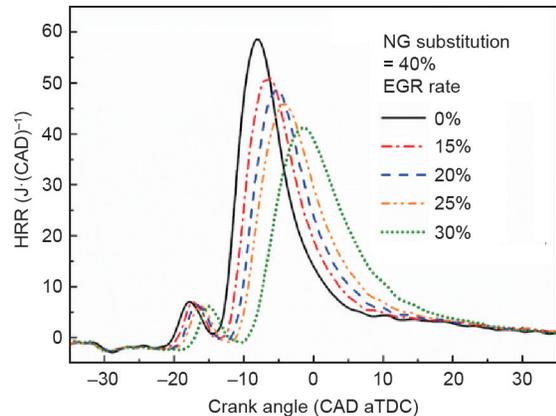


图10. 不同EGR率下的HRR曲线。

天然气替代率为60%时采用15%的EGR率可达到最高ITE,而在天然气替代率为40%时达到最高ITE的EGR率为25%。尽管EGR率不同,但不同天然气替代率下最高ITE对应的CA50燃烧相位相似。天然气替代率为60%时的ITE低于40%天然气替代率时的ITE,这可以通过HRR曲线的形状和燃烧效率来解释,如图12和图13所示。图12为在保证相同CA50下不同天然气替代率的HRR曲

线。需要说明的是，为了保持相同的CA50，在使用较高天然气替代率时需匹配较低的EGR率。对于本实验而言，对于60%的天然气替代率，EGR率为15%；但天然气替代率为40%时，需使用25%的EGR率以保证相同的CA50。使用较高的天然气替代率会使燃烧的HRR峰值降低并延长燃烧持续期，这不利于热效率[33]。一般而

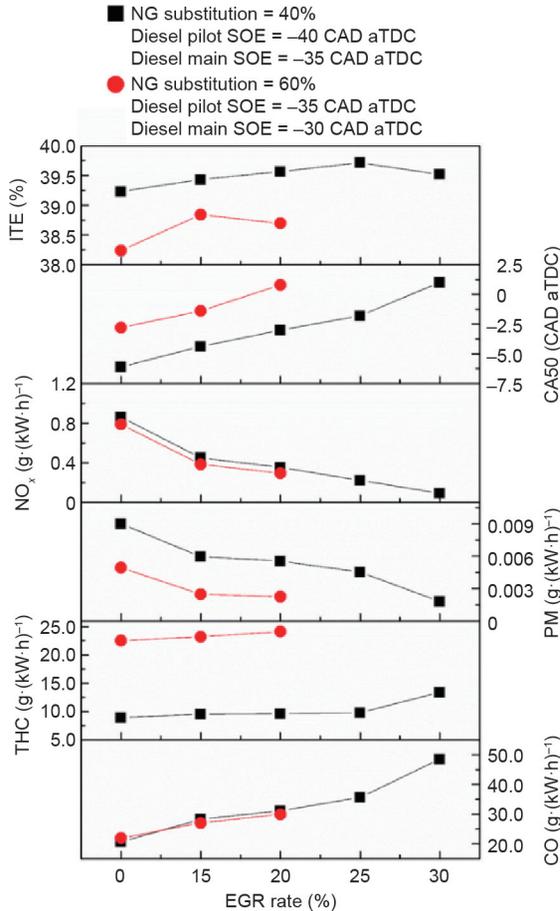


图11. 40%和60%天然气替代率下发动机性能及排放对比。

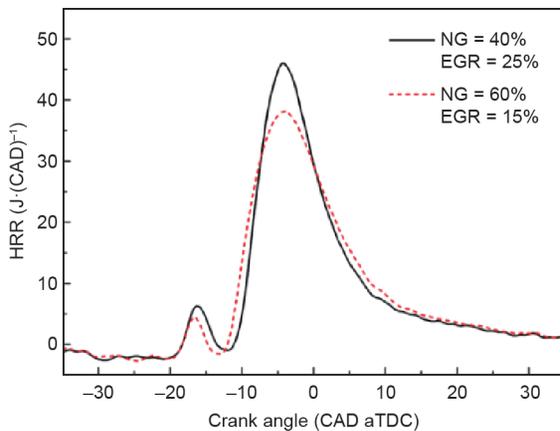


图12. 40%和60%天然气替代率下的HRR曲线。

言，当使用更高的天然气替代率时，相同CA50下HRR峰值会增加，这是因为提高天然气替代率会增强燃料-空气混合气的均匀性[12]。然而，这一趋势在本研究中呈现相反结果。随着天然气替代率从40%增加到60%，HRR峰值降低。在该研究中，发动机在0.3 MPa的平均有效压力下运行，该低负荷下燃料-空气混合气过度稀薄。在这种情况下，随着天然气替代率的增加，天然气会进一步降低燃烧速率和放热率[25,28]。图13为40%和60%天然气替代率下不同EGR率的燃烧效率。图中表明，60%天然气替代率下的燃烧损失显著高于40%天然气替代率。随着天然气替代率的增加，进入缸内狭小余隙中未参与燃烧的天然气质量增加。因此，随着天然气替代率的增加，燃烧效率降低，THC排放迅速增加。

表6总结了40%和60%天然气替代率下燃烧和排放的主要结果。与60%的天然气替代率相比，天然气替代率为40%时ITE增加了3.7%。这是由于较低的天然气替代率下燃烧效率较高，燃烧速率更快且HRR峰值更高。40%和60%天然气替代率下的 $\text{NO}_x$ 和PM排放均低于Euro VI标准。40%天然气替代率下的THC排放量相较于60%天然气替代率减少了57%，而CO排放量增加了33%。以上结果表明，在低负荷下实现更高的天然气替代率是有局限性的，主要是受限于燃料消耗率和THC排放的升高。

## 4. 结论

本文主要研究了DF-PCCI发动机中供给燃料（包括天然气和柴油）的喷射策略，以减少低负荷条件下的燃料消耗和未燃HC及CO排放。主要结论如下：

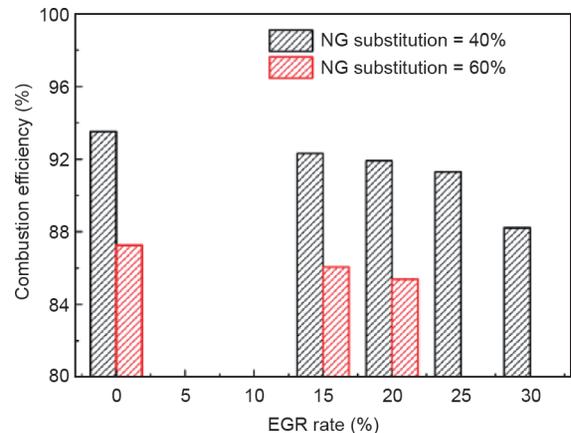


图13. 40%和60%天然气替代率下的燃烧效率。

表6 40%和60%天然气替代率下燃烧和排放主要结果的对比

Item	NG substitution of 40%	NG substitution of 60%
ITE (%)	39.5	38.1
CA50 (CAD aTDC)	-1.8	-1.6
Combustion efficiency (%)	91.3	86.1
NO <sub>x</sub> emissions (g·(kW·h) <sup>-1</sup> )	0.22	0.38
PM emissions (g·(kW·h) <sup>-1</sup> )	0.0045	0.0025
THC emissions (g·(kW·h) <sup>-1</sup> )	9.8	23
CO emissions (g·(kW·h) <sup>-1</sup> )	36	27

- 天然气替代率和柴油SOE的改变有效地控制了燃料-空气混合气的形成。随着柴油SOE的提前和天然气替代率的增加，燃料-空气混合气的反应活性降低，未燃HC和CO排放显著增加。
- 在DF-PCCI燃烧中采用柴油两次喷射策略时，推迟柴油预喷SOE和降低柴油预喷量比例有利于同时降低燃料消耗、未燃HC排放及CO排放。在低负荷下，增强燃料-空气混合气的分层比增强混合气均匀性更为有利。
- 引入冷却EGR延迟了燃烧相位，有效地改善了燃料经济性并将NO<sub>x</sub>和PM排放降低至Euro VI标准以下。
- 在低负荷工况下实现高天然气替代率具有局限性，主要受限于燃料消耗率和总HC排放的升高。

基于实验结果，结合40%天然气替代率，柴油两次喷射策略和中等EGR率可以使DF-PCCI发动机在低负荷工况下有效提高燃烧效率与指示效率，并降低未燃HC和CO排放。

## Acknowledgement

The authors would like to express their appreciation for the Global-Top Project, Development of Advanced Combustion Technology for Global Top Low Emission Vehicle (2016002070001), of the Ministry of Environment (MOE) of Korea for financial support by the Center for Environmentally Friendly Vehicle (CEFV). The authors would also like to thank Zenobalti Co. for their technical support.

## Compliance with ethics guidelines

Hyunwook Park, Euijoon Shim, and Choongsik Bae declare that they have no conflict of interest or financial conflicts to disclose.

## 缩写词

aTDC	上止点后
BMEP	平均有效压力
CAD	曲轴转角
CDC	传统柴油燃烧
CO	一氧化碳
CO <sub>2</sub>	二氧化碳
DF-PCCI	双燃料预混压燃
EGR	废气再循环
HC	碳氢化合物
HRR	放热率
IMEP	平均指示压力
ITE	指示热效率
LHV	低热值
MN	甲烷值
MON	马达法辛烷值
MPRR	最大压升率
NG	天然气
NO <sub>x</sub>	氮氧化物
PCCI	预混压燃
PM	颗粒物
RCCI	反应可控压燃
SOC	燃烧初期
TDC	上止点
THC	总碳氢化合物
<i>m</i>	质量流量

## References

- [1] US Energy Information Administration (EIA). Annual energy outlook with projects to 2050. Washington, DC: EIA; 2017.
- [2] Yao M, Zheng Z, Liu H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Pror Energy Combust Sci* 2009;35(5):398-437.
- [3] Saxena S, Bedoya ID. Fundamental phenomena affecting low temperature combustion and HCCI engines, high load limits and strategies for extending

- these limits. *Pror Energy Combust Sci* 2013;39(5):457–88.
- [4] Agarwal AK, Singh AP, Maurya RK. Evolution, challenges and path forward for low temperature combustion engines. *Pror Energy Combust Sci* 2017;61:1–56.
  - [5] Liu MB, He BQ, Zhao H. Effect of air dilution and effective compression ratio on the combustion characteristics of a HCCI (homogeneous charge compression ignition) engine fuelled with n-butanol. *Energy* 2015;85:296–303.
  - [6] Paykani A, Kakaee AH, Rahnama P, Reitz RD. Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines. *Int J Engine Res* 2016;17(5):481–524.
  - [7] Inagaki K, Fuyuto T, Nishikawa K, Nakakita K, Sakata I. Dual-fuel PCI combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability. SAE technical paper. Washington, DC: SAE International; 2006. No.: 2006-01-0028.
  - [8] Kokjohn SL, Hanson RM, Splitter DA, Reitz RD. Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. *SAE Int J Engines* 2009;2:24–39.
  - [9] Benajes J, Molina S, García A, Monsalve-Serrano J. Effects of direct injection timing and blending ratio on RCCI combustion with different low reactivity fuels. *Energy Convers Manage* 2015;99:193–209.
  - [10] Ma S, Zheng Z, Liu H, Zhang Q, Yao M. Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion. *Appl Energy* 2013;109:202–12.
  - [11] Wang Y, Zhu Z, Yao M, Li T, Zhang W, Zheng Z. An investigation into the RCCI engine operation under low load and its achievable operational range at different engine speeds. *Energy Convers Manage* 2016;124:399–413.
  - [12] Wang Y, Yao M, Li T, Zhang W, Zheng Z. A parametric study for enabling reactivity controlled compression ignition (RCCI) operation in diesel engines at various engine loads. *Appl Energy* 2016;175:389–402.
  - [13] Benajes J, Pastor JV, García A, Monsalve-Serrano J. The potential of RCCI concept to meet Euro VI NO<sub>x</sub> limitation and ultra-low soot emissions in a heavy-duty engine over the whole engine map. *Fuel* 2015;159: 952–61.
  - [14] Kokjohn SL, Hanson RM, Splitter DA, Reitz RD. Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion. *Int J Engine Res* 2011;12(3):209–26.
  - [15] Splitter D, Hanson R, Kokjohn S, Wissink M, Reitz RD. Injection effects in low load RCCI dual-fuel combustion. SAE technical paper. Washington, DC: SAE International; 2011. No.: 2011-24-0047.
  - [16] Molina S, García A, Pastor JM, Belarte E, Balloul I. Operating range extension of RCCI combustion concept from low to full load in a heavy-duty engine. *Appl Energy* 2015;143:211–27.
  - [17] Hanson R, Ickes A, Wallner T. Comparison of RCCI operation with and without EGR over the full operating map of a heavy-duty diesel engine. SAE technical paper. Washington, DC: SAE International; 2016. No.: 2016-01-0794.
  - [18] Tong L, Wang H, Zheng Z, Reitz R, Yao M. Experimental study of RCCI combustion and load extension in a compression ignition engine fueled with gasoline and PODE. *Fuel* 2016;181:878–86.
  - [19] Jia Z, Denbratt I. Experimental investigation of natural gas-diesel dual-fuel RCCI in a heavy-duty engine. *SAE Int J Engines* 2015;8:797–807.
  - [20] Dahodwala M, Joshi S, Koehler EW, Franke M. Investigation of diesel and CNG combustion in a dual fuel regime and as an enabler to achieve RCCI combustion. SAE technical paper. Washington, DC: SAE International; 2014. No.: 2014-01-1308.
  - [21] Walker NR, Wissink ML, DelVescovo DA, Reitz RD. Natural gas for high load dual-fuel reactivity controlled compression ignition in heavy-duty engines. *J Energy Resour Technol* 2015;137(4):042202.
  - [22] Dahodwala M, Joshi S, Koehler E, Franke M, Tomazic D. Experimental and computational analysis of diesel-natural gas RCCI combustion in heavy-duty engines. SAE technical paper. Washington, DC: SAE International; 2015. No.: 2015-01-0849.
  - [23] Nieman DE, Dempsey AB, Reitz RD. Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel. *SAE Int J Engines* 2012;5:270–85.
  - [24] Doosje E, Willems F, Baert R. Experimental demonstration of RCCI in heavy-duty engines using diesel and natural gas. SAE technical paper. Washington, DC: SAE International; 2014. No.: 2014-01-1318.
  - [25] Poorghasemi K, Saray RK, Ansari E, Irdmoussa BK, Shahbakhti M, Naber JD. Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine. *Appl Energy* 2017;199:430–46.
  - [26] Ansari E, Shahbakhti M, Naber J. Optimization of performance and operational cost for a dual mode diesel-natural gas RCCI and diesel combustion engine. *Appl Energy* 2018;231:549–61.
  - [27] Wei L, Geng P. A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. *Fuel Process Technol* 2016;142:264–78.
  - [28] Park H, Shim E, Bae C. Improvement of combustion and emissions with exhaust gas recirculation in a natural gas-diesel dual-fuel premixed charge compression ignition engine at low load operations. *Fuel* 2019;235:763–74.
  - [29] Heywood JB. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: Mcgrawhill; 1988.
  - [30] Khatamnejad H, Khalilarya S, Jafarmadar S, Mirsalim M, Dahodwala M. Influence of blend ratio and injection parameters on combustion and emissions characteristics of natural gas-diesel RCCI engine. SAE technical paper. Washington, DC: SAE International; 2017. No.: 2017-24-0083.
  - [31] Al-Qurashi K, Lueking AD, Boehman AL. The deconvolution of the thermal, dilution, and chemical effects of exhaust gas recirculation (EGR) on the reactivity of engine and flame soot. *Combust Flame* 2011;158(9):1696–704.
  - [32] Fathi M, Saray RK, Checkel MD. The influence of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of n-heptane/natural gas fueled homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Appl Energy* 2011;88(12):4719–24.
  - [33] Park H, Kim J, Bae C. Effects of hydrogen ratio and EGR on combustion and emissions in a hydrogen/diesel dual-fuel PCCI engine. SAE technical paper. Washington, DC: SAE International; 2015. No.: 2015-01-1815