

東海大学大学院令和5年度博士論文

多気筒ディーゼル機関への部分予混合燃焼  
方式の適用による排出ガス改善  
に関する研究

石川 直也

## 目次

第1章 序論	1
1.1. 本研究の背景	2
1.2. 従来のディーゼル燃焼方式	3
1.3. 予混合圧縮着火燃焼方式	6
1.4. 部分予混合燃焼方式の課題	9
1.5. 本研究の目的	11
1.6. 本論文の構成	12
参考文献	13
第2章 本研究で提案する部分予混合燃焼方式コンセプト	17
2.1. 本研究で提案する部分予混合燃焼 (PCI 燃焼) コンセプト	18
2.2. 試験装置及び試験方法	19
2.2.1. 供試機関と台上試験装置	19
2.2.2. 計算ソフトウェアと計算条件	23
2.3. 試験結果及び考察	25
2.3.1. 従来部分予混合燃焼コンセプトとの排出ガス特性の比較	25
2.3.2. 従来部分予混合燃焼コンセプトとの燃焼特性の比較	27
2.3.3. PCI 燃焼特性に与えるスワールの影響	34
2.3.4. PCI 燃焼コンセプトのまとめ	35
2.4. 第2章のまとめ	36
参考文献	37
第3章 多気筒ディーゼル機関での部分予混合燃焼の基本特性	38
3.1. 緒言	39
3.2. 試験装置及び試験方法	40
3.2.1. 供試機関と台上試験装置	40
3.2.2. ラビットプロトタイピングツール	44
3.2.3. 計算ソフトウェアと計算条件	44
3.3. 試験結果及び考察	46
3.3.1. 従来ディーゼル燃焼と PCI 燃焼	46

3.3.2. PCI 燃焼特性に与える A/F の影響 .....	47
3.3.3. PCI 燃焼特性に与える燃料噴射時期の影響 .....	50
3.3.4. PCI 燃焼特性に与える燃料噴射圧力の影響 .....	53
3.3.5. PCI 燃焼の運転限界 .....	54
3.3.6. PCI 燃焼と通常燃焼の切り替え制御 .....	56
3.4. 第 3 章のまとめ .....	58
参考文献 .....	59
第 4 章 部分予混合燃焼領域の拡大と排出ガス低減に関する検討 .....	60
4.1. 緒言 .....	61
4.2. 試験装置及び試験方法 .....	61
4.2.1. 供試機関と台上試験装置 .....	61
4.2.2. EGR クーラ冷却性能向上試験装置 .....	63
4.2.3. 計算ソフトウェアと計算条件 .....	64
4.3. 試験結果及び考察 .....	65
4.3.1. 多気筒機関と単気筒機関における PCI 燃焼の比較 .....	65
4.3.2. 吸気温度がディーゼル機関の機関性能に与える影響 .....	67
4.3.3. EGR クーラの冷却性能向上が PCI 燃焼特性に与える影響 .....	74
4.3.4. EGR クーラの冷却性能向上時の低負荷運転時の課題 .....	81
4.3.5. EGR クーラの冷却性能向上による PCI 運転領域の拡大効果 .....	83
4.3.6. 運転限界付近での PCI 燃焼特性 .....	85
4.4. 第 4 章のまとめ .....	88
参考文献 .....	89
第 5 章 車両を用いた排出ガス改善の検証試験 .....	91
5.1. 緒言 .....	92
5.2. 試験装置及び試験方法 .....	92
5.2.1. 供試機関と台上試験装置 .....	92
5.2.2. 試験車両と排出ガス計測試験方法 .....	94
5.2.3. 2 段ターボチャージャーシステム .....	96
5.3. 試験結果及び考察 .....	99

5.3.1. EGR ガス温度制御についての検討 .....	99
5.3.2. 2 段ターボチャージャーの基本性能 .....	102
5.3.3. 2 段ターボチャージャーによる排出ガス低減効果 .....	104
5.4 . 第 5 章のまとめ .....	108
参考文献 .....	109
第 6 章 総括 .....	111
6.1. 本研究の総括 .....	112
6.2. 今後の展望 .....	114
参考文献 .....	115
略語集 .....	116
謝辞 .....	118

本論文は、以下の論文を基に構成されている。

- [1] 石川直也，吸気温度がディーゼルエンジンの機関性能に与える影響に関する研究，自動車技術会論文集，45 巻，2 号，pp.241-246（2014）
- [2] 石川直也，工藤和昭：低 NOx 予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用(第 5 報)-2 ステージターボによる排出ガス低減に関する研究-，自動車技術会論文集，39 巻，6 号，pp.125-130（2008）
- [3] 石川直也，島崎直基，工藤和昭：低酸素雰囲気と混合気制御による直噴式ディーゼル機関の低 NOx 燃焼コンセプト，自動車技術会論文集，39 巻，2 号，pp.201-206（2008）
- [4] 石川直也，大久保泰宏，工藤和昭：低 NOx 予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用(第 2 報)-EGR クーラ性能が PCI 燃焼に及ぼす影響-，自動車技術会論文集，38 巻，1 号，pp.175-180（2007）
- [5] 石川直也，中田輝男：低 NOx 予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用，自動車技術会論文集，37 巻，4 号，pp.155-160（2006）

# 第 1 章 序論

## 1.1. 本研究の背景

ディーゼル機関は、「うるさい、汚い、臭い」というイメージがあったが、CO<sub>2</sub>排出の少ない次世代のクリーンな内燃機関として、ディーゼル乗用車の販売台数が増加し、欧州の新車販売シェアは、ほぼ半数となっている<sup>[1-1]</sup>。これは技術革新によって排出ガスを低減することができたからであり、低速トルクが高い特徴を生かして高級車の動力源としても普及している。更に北米では、レジャー志向の高まりにより SUV のシェアが 50% 近くになっている。車両が大きく車重が重い SUV では、燃費がよく低速トルクの大きいディーゼル機関が有望な動力源として注目されている。

その一方で環境保全の立場から、更なる排出ガスの改善が求められている。北米では 2004 年より Tier2 規制が段階的に施行されており、北米での排出ガス規制適合に向けて研究開発活動が活発に行われている<sup>[1-2]</sup>。2007 年からは、ガソリン・ディーゼルに関係なく乗用車の販売台数で加重平均した NOx 排出量で 0.07 g/mile を満足させなければならないという厳しい規制となる<sup>[1-3]</sup>。この規制値は、ディーゼル乗用車にとっては大変厳しい値であるが、同時に規制値を満足させることができれば、燃費面で有利であるディーゼル乗用車の販売促進に繋がると考えられる。

ディーゼル機関が誕生してから 20 世紀後半までの間は、出力を高めることや熱効率を向上する研究開発に重点が置かれていた。しかしながら、ディーゼル機関を含む内燃機関による人体、環境への影響が報告されると、排出ガス中に含まれる NOx、粒子状物質 (Particulate matter: PM)、炭化水素 (Hydrocarbon: HC) などへの排出規制が実施された。排出ガスの規制値は年々強化され、研究開発も排出ガス低減に重点が移った。1990 年代までの乗用車用ディーゼル機関は、燃焼騒音や排出ガスにおいてガソリン機関に比べて劣っていたが、噴射時期や噴射圧力を自由にコントロールできるコモンレール燃料噴射系の出現や電子制御技術の発展により、少量の燃料噴射を事前に行うパイロット噴射<sup>[1-4, 1-5]</sup>や、高圧燃料噴射<sup>[1-6, 1-7, 1-8]</sup>、小噴孔径の燃料噴射ノズル<sup>[1-9]</sup>、排気ガス再循環 (Exhaust gas recirculation: EGR)<sup>[1-10]</sup>や可変ノズルターボ<sup>[1-11]</sup>等の技術開発が行われた結果、燃焼騒音は低減され排出ガス中の規制物質量は極めて少なくなっている。

しかしながら、ディーゼル機関からの排出ガス中の規制物質は、最新のガソリン機関に比べると多いのが現状であり、更なる低減が求められている。

## 1.2. 従来のディーゼル燃焼方式

ディーゼル燃焼方式は、シリンダに空気のみを吸入してピストンで断熱圧縮した圧縮空気中に燃料噴射を行い、高温高压雰囲気下で燃料と空気が混合して可燃混合気が形成されたところから着火して燃焼を行う燃焼方式である。ガソリン機関と比べて、吸気絞りが無いためにポンピングによる損失が無く、空気のみを圧縮するためにノッキングの心配がなく高圧縮比が可能な高効率な機関である。ディーゼル燃焼サイクルの模式的を図 1-1 に示す。ディーゼル燃焼サイクルの吸気行程では、空気のみを吸気して圧縮を行う。圧縮行程では、断熱圧縮により燃焼室内は高温高压となり、圧縮上死点 (Top dead center: TDC) 付近で燃料噴射を行う。燃料と空気が混合して混合気を形成し、高温場による燃料の蒸発や分解が起こり可燃条件に達すると着火して燃焼に至る。膨張行程では、燃焼によって上昇した圧力によりピストンが膨張仕事を行ってクランク出力を得る。その後、排気行程で燃焼ガスを排気して、再び吸気行程で筒内に空気を吸入する。

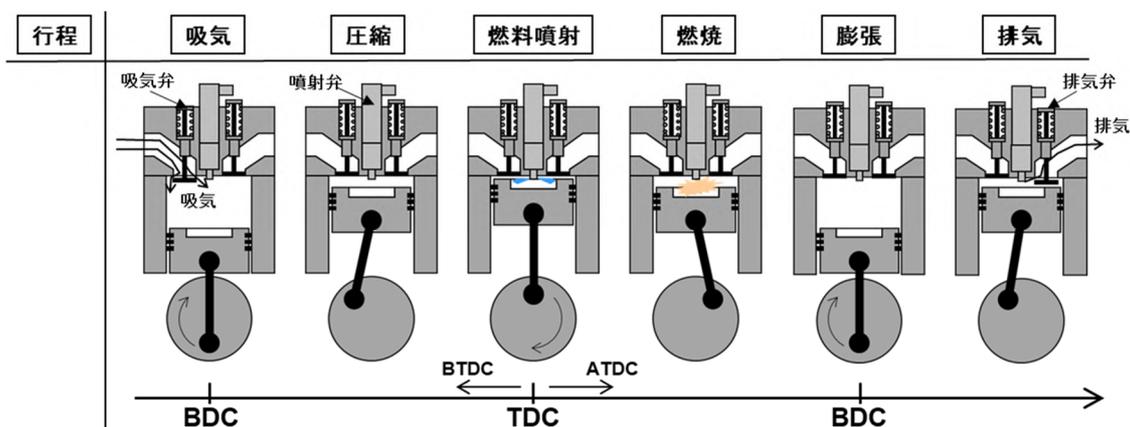


図 1-1 ディーゼル燃焼サイクル

図 1-2 に伸張ピストンを用いた可視化機関により観察された直噴ディーゼル機関の燃焼形態の一例を示す。図中の上図は燃料噴射開始から着火までの様子を表し、下図は着火後の燃焼を表している。筒内に噴射された燃料は、前述したように周囲の空気を巻き込みながら噴霧を形成して燃焼に至る。このとき、噴霧内の過濃な領域で煤 (Smoke, Soot) が生成し、高温の煤からの黒体放射により輝炎が観察される。実際の燃料噴射は圧縮上死点付近の筒内に行われているので、圧縮比 16.5 のディーゼル機関で考えると、雰囲気条件は筒内温度 850 K、圧力 4.4 MPa、密度  $17.3 \text{ kg/m}^3$  にも達する。この高温高圧下で燃料噴霧は周囲の高温ガスからの熱伝達により蒸発する。可燃混合気が着火温度に達すると周囲の酸素との化学反応が起こり着火して燃焼に至る。燃料噴射開始から、燃焼反応に至るまでの時間 (着火遅れ) は 0.5 ~ 1.0 ms 位 (機関回転数 1000 rpm で 3 ~ 6 度クランクアングル) であるのに対し、燃料噴射期間は数 ms 続くので、燃焼開始後も燃料噴射は継続されている。このとき噴霧が形成するのと同時に、筒内の旋回流れ (swirl, スワール) で噴霧は流され、燃料の蒸発や熱分解、既燃ガスの再導入、煤の酸化及び HC, CO 等の再燃焼等も起こる非常に複雑な現象となっている。

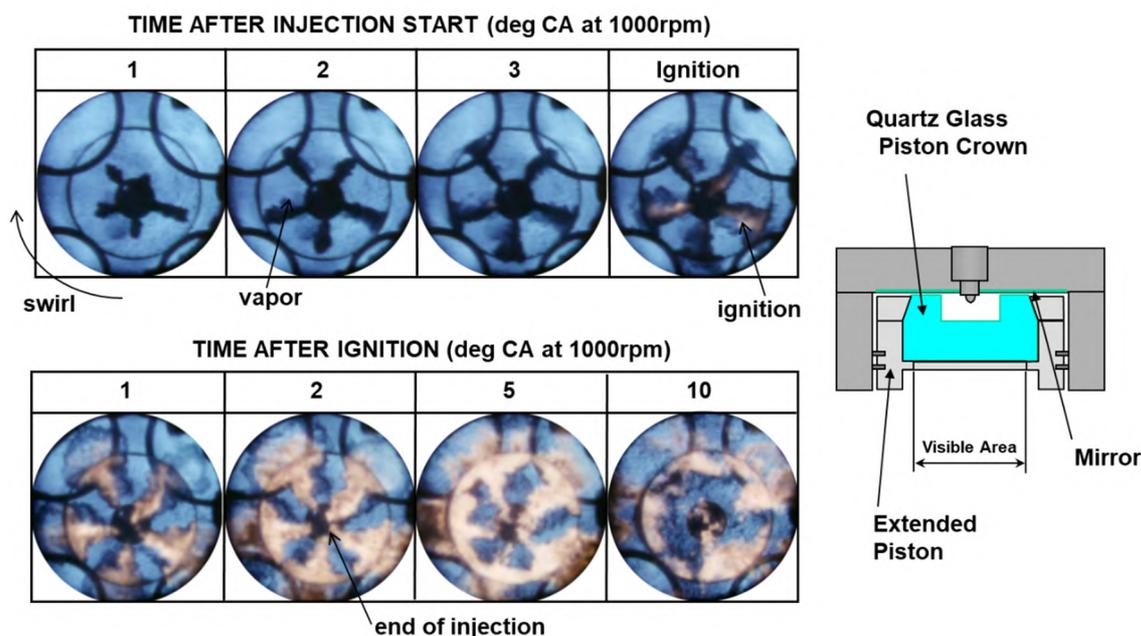


図 1-2 可視化機関によるディーゼル燃焼の可視化例

ディーゼル燃焼では、燃料噴霧の各部で温度と混合気の濃度(空燃比)が異なるため燃焼温度や生成される排出ガスが異なる。燃焼により生じる排出ガスは、空燃比、温度、圧力、乱れ等で決まり、乱れが少なく過濃な状態であれば煤が生成され、燃焼温度が高ければ NOx が生成される。ディーゼル燃焼に及ぼす影響因子についてまとめたものを図 1-3 に示す。ディーゼル燃焼の特性値は、機関の諸元、燃料の分散特性や混合特性等の噴霧特性により大きく左右される。

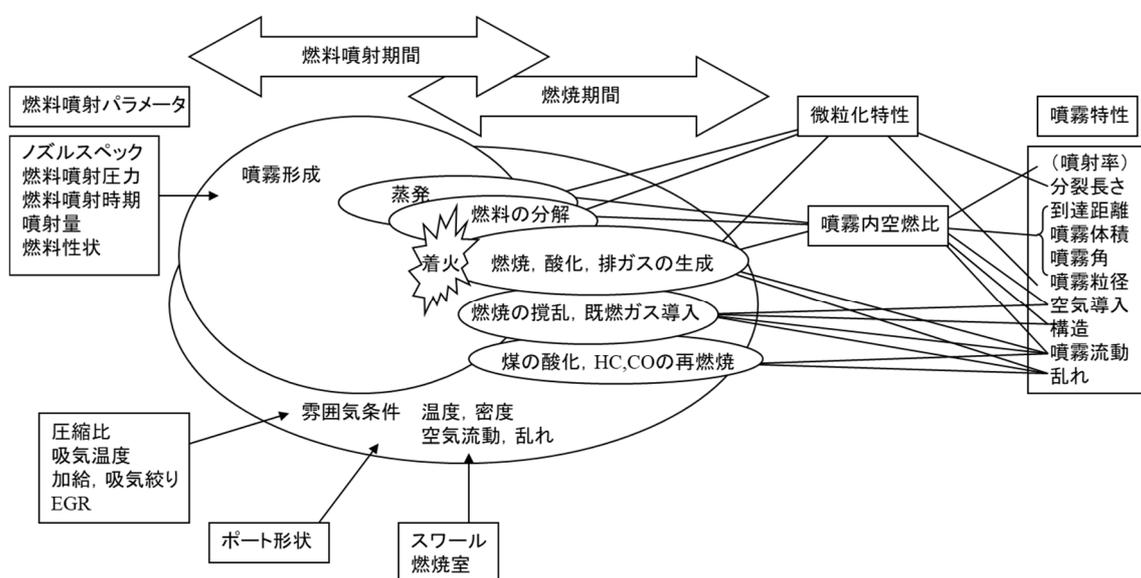


図 1-3 ディーゼル燃焼に及ぼす影響因子

### 1.3. 予混合圧縮着火燃焼方式

従来のディーゼル燃焼法に対して、燃料噴霧内の燃料分布の不均一を解消するために燃料噴射を吸気行程や圧縮行程の前半に行い、燃料が自着火するまでに燃料を均一に予混合させることで NOx とスモークを同時に低減させる均一予混合圧縮着火 (Homogenous Charge Compression Ignition: HCCI) 機関<sup>[1-12]</sup>が注目され、1990 年代の半ばから多くの日本や欧米のメーカーならびに研究開発機関において研究活動が活発に行われている<sup>[1-13, 1-14, 1-15, 1-16]</sup>。HCCI 燃焼の研究は古くはガソリンの 2 サイクル機関の自着火運転に端を発し<sup>[1-17]</sup>、2 輪用原動機として本田技研工業から AR 燃焼と称して生産販売<sup>[1-18]</sup>された。ディーゼル機関において混合気を希薄で均一にするために吸気行程や圧縮行程早期に筒内の燃料噴射弁から燃料噴射を行うと、シリンダ壁への燃料付着の問題があることや希薄燃焼による HC や CO の増大といった問題<sup>[1-13]</sup>や圧縮行程中に着火 (過早着火) することによる急峻な燃焼による燃焼騒音の悪化<sup>[1-14]</sup>が見られている。これに対して、圧縮行程の後半に燃料噴射を行い、高 EGR 率による酸素濃度の低下により燃焼反応速度を低減することで過早着火を抑制して NOx の低減を行い、着火までの燃料噴霧の混合時間を稼ぐことで過濃な混合気を低減してスモーク排出を低減させる部分予混合燃焼 (Partially pre-mixed Combustion: PPC) 方式が提案されている<sup>[1-19]</sup>。この方式は、圧縮行程で自着火するために部分予混合圧縮着火 (Partially pre-mixed Charge Compression Ignition: PPCI) 燃焼方式とも呼ばれている。

島崎ら<sup>[1-20]</sup>は、燃料噴射時期を固定して EGR を変化させた場合の PPC 試験結果を報告した。EGR 率が低い状態では、上死点前で燃焼が開始する過早着火が発生してしまうが、EGR 率を高くするとともに着火時期は遅くなり、EGR 率が 61% でほぼ上死点での燃焼開始とすることができた。PPC 燃焼開始時期の制御は、EGR によって行えることを実験的に示した。

港ら<sup>[1-21]</sup>は、PPC 燃焼における筒内混合気の温度と当量比 (Equivalence ratio) の計算を行った。EGR 率を高くすることで、混合気は NOx の発生領域に存在しなくなり、EGR 率を適切に制御することで NOx も Soot も排出しない燃焼が実現できることを示した。

ここで、HCCI 燃焼と PPC 燃焼の違いについて述べる。従来のディーゼル機関では、圧縮上死点 (Top dead center: TDC) 付近で燃料噴射が行われ着火遅れ期間後に燃焼を開始する。HCCI 燃焼方式<sup>[1-12]</sup>では、吸気下死点 (Bottom dead center: BDC) 前の吸気行程で燃料噴射が行われ、筒内の混合気の均一化を図る。ディーゼル機関ベースの予混合燃焼法<sup>[1-14, 1-15]</sup>では、圧縮行程中の早期に燃料噴射が行われている。これらの方式では、機関諸元と吸気状態によって着火時期が決まるので、適切な吸気条件制御が行われないと過早着火が発生する。これに対して、PPC 燃焼方式では、従来燃焼のパイロット噴射とほぼ同じ時期に燃料噴射を行い、EGR 率によって燃焼速度をコントロールすることで着火時期を TDC 付近にするものである。

PPC と同じように混合気の予混合化を狙った MK (Modulated Kinetics) 燃焼方式<sup>[1-22]</sup>が提案されている。MK 燃焼方式では、筒内温度が低下する膨張行程で燃料噴射を行い、混合気を予混合化する。この方式は、PPC と同様に低排出ガス化が可能であるが熱発生が膨張行程にあるために熱効率は PPC と比べて悪化する。PPC や MK 燃焼のように燃焼を低温化することで NOx 排出を少なくする燃焼法は、低温燃焼 (Low temperature combustion: LTC) とも呼ばれている。

燃料の噴射時期によって燃料分布の均一度が異なり、燃料を早期に噴射するほど均一 (Homogeneous) となり、TDC 付近の燃料噴射では不均一 (heterogeneous) となる。部分予混合燃焼方式と呼ぶのは、混合気が完全に均一ではなく部分的に予混合化していることを表している。

図 1-4 に従来ディーゼル燃焼、部分予混合燃焼、均一予混合燃焼における燃焼時の混合気分布を当量比と温度 ( $-T$ ) マップ上に示した概念図を示す。この図は、Kook ら<sup>[1-23]</sup>の論文を参考に作図した。図中には、Akihama ら<sup>[1-24]</sup>が計算によって求めた Soot と NOx の生成領域を図示してある。図に示したように、Soot は燃焼場の当量比が高い領域において、多環芳香族炭化水素 (PAH) を前駆物質として、過濃領域 (当量比 2 以上) で生成され<sup>[1-25]</sup>、NOx は主に拡大ゼルドビッチ機構によって高温場において生成される<sup>[1-26]</sup>。

従来のディーゼル燃焼は、前節で述べたように燃料噴射を行いながら燃焼が行われるので、噴霧内は不均一となっており、過濃な部分と理論空燃比に近い部

分が共存しており、図 1-4 に示すようにスモークと NOx の排出領域に燃料混合気が存在する。これに対して、部分予混合燃焼では、EGR 率による低酸素濃度化によって、燃焼温度を低減して NOx 排出を低減し、着火までの時間を確保することによって過濃部分を低減して SOOT 排出を低減する。図に示すように部分予混合燃焼は、とによって低排出ガスを実現する燃焼コンセプトである。均一予混合燃焼は、混合気が均一に混合されている為、SOOT も NOx も排出されないが、低温で燃焼する領域があり、CO などが酸化されずに排出されるという課題がある。

ここで、空燃比 (A/F), 空気過剰率 ( ), 当量比 ( ) には (1-1) 式の関係がある。ディーゼル燃焼においては、筒内の空気中に燃料噴射が行われるために筒内全体して見ると、希薄 (リーン) となるために空気過剰率を用いて性能を議論することが多い。

$$\frac{\text{空燃比}}{\text{理論空燃比}} = \text{空気過剰率} = \frac{1}{\text{当量比}} \quad (1-1)$$

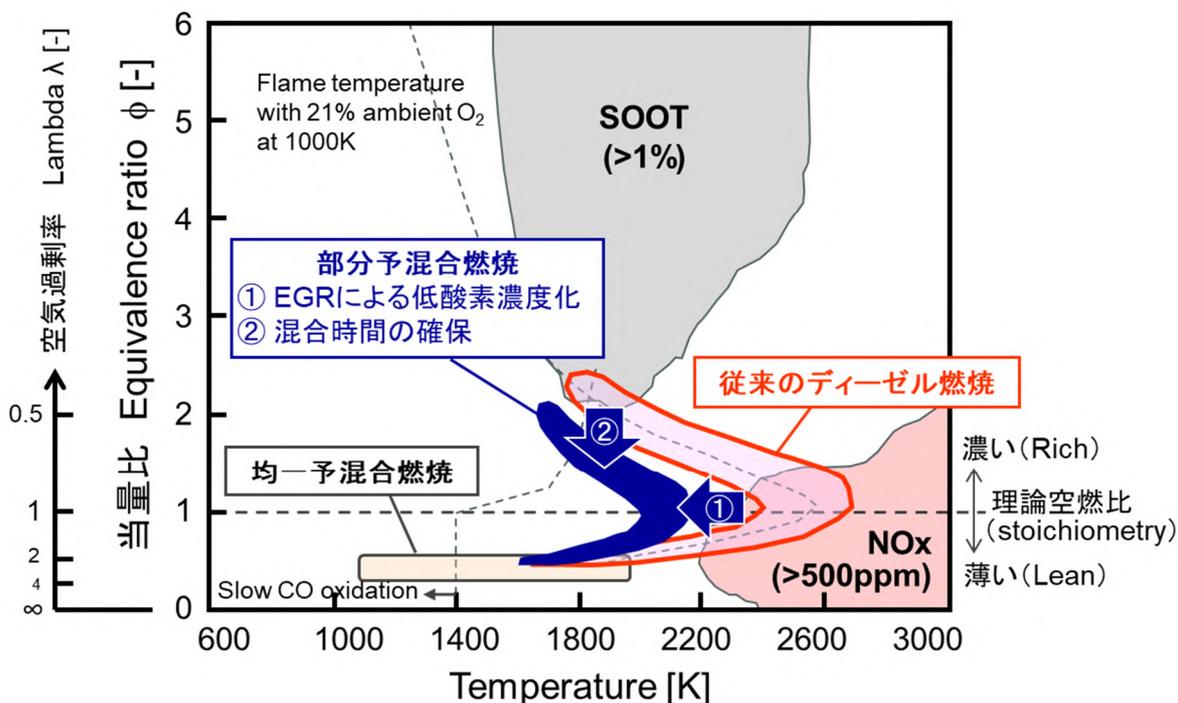


図 1-4 各燃焼方式における燃焼場の当量比と温度分布の概念図 (  $\phi$ -T マップ )

#### 1.4. 部分予混合燃焼方式の課題

これらの部分予混合燃焼方式の研究は、主に研究用の単気筒機関を用いて台上試験で研究が行われており、実用化に向けた多くの課題が残されている。表 1-1 に部分予混合燃焼方式の課題と対応策を示す。部分予混合燃焼方式は、EGR によって燃焼をコントロールするために運転可能領域は、高 EGR 率が得られる低負荷に限られることと、燃料の自着火により燃焼を行うために吸気条件や燃料組成で燃焼特性が変化するということである。

運転可能領域が低負荷に限られる課題に対しては、運転可能領域を広げるための方法として、自着火するまでの時間を長くする低セタン燃料<sup>[1-27]</sup>を用いる研究や圧縮端温度を下げる低圧縮比<sup>[1-28]</sup>、高 EGR を得るための高過給化<sup>[1-28]</sup>などの研究成果が報告されている。本研究では、EGR 率を高くすることや筒内温度を下げる効果がある EGR ガスの冷却<sup>[1-29]</sup>と 2 段過給を適用する<sup>[1-30]</sup>ことにより高 EGR 率化を実現して運転領域の拡大を行う。これらの対策を行っても部分予混合燃焼方式の運転領域拡大には限界があり、高負荷運転時には燃焼方式の切り替えが必要になる。燃焼方式の切替え手法については、大久保ら<sup>[1-31]</sup>によって調査が行われており、筒内の酸素濃度に基づいて燃焼モードを切り替える方法が提案されている。

吸気条件や燃料組成で燃焼特性が変化する課題に対しては、吸気状態や燃料組成を把握して、それぞれの状態に対して吸気条件に応じて噴射制御によって燃焼制御を行う必要がある。吸気状態や燃料組成を把握することができなくても着火時期を検出することができれば、着火時期から燃焼状態を把握して、燃焼の制御を行うことが可能となる。西山ら<sup>[1-32]</sup>によってガソリン機関で使われているノックセンサーを用いて着火時期を検出して、燃焼の着火時期を目標着火時期に制御する手法が報告されている。

表 1-1 部分予混合燃焼方式の課題と対応策

課題	対応策	対策方法
運転可能領域が低負荷に限られる	運転可能領域を拡大する	低セタン燃料 <sup>[1-27]</sup>
		低圧縮比 <sup>[1-28]</sup> ・高過給化 <sup>[1-28]</sup> ・高EGR率化 <sup>[1-30]</sup>
		EGRガスの冷却 <sup>[1-29]</sup>
	低負荷と高負荷で燃焼を切替える	切り替え手法の開発 <sup>[1-31]</sup>
吸気条件や燃料組成で燃焼特性が変化する	吸気条件や燃料変化に対する着火時期制御を行う	吸気状態の把握手法と燃焼制御
		燃料特性の把握手法と燃焼制御
		着火時期の検出と燃焼制御 <sup>[1-32]</sup>

### 1.5. 本研究の目的

本研究では、単気筒機関を用いて主に台上で研究が行われてきた低排出ガス燃焼法である部分予混合燃焼方式を実用化に向けて多気筒機関への適用検討を行うとともに低負荷に限られている燃焼領域の拡大を行って更なる排出ガスの改善を検討する。これらの検討結果の技術を搭載した車両による排出ガス改善を実証することで、多気筒ディーゼル機関への部分予混合燃焼方式の適用によって排出ガスの改善を実現することを目的としている。

## 1.6. 本論文の構成

本論文は、6章から構成される。

第1章では、本研究の背景を述べた後に従来ディーゼル燃焼方式の説明を行い、先行研究で実施された予混合圧縮着火燃焼方式について述べる。実用化に向けた課題について述べた上で研究の目的を述べる。

第2章では、先行研究で提案されている部分予混合燃焼方式（ナローアングルコンセプト<sup>[1-20]</sup>）に対して、排出ガス性能を改善する部分予混合燃焼（PCI燃焼コンセプト<sup>[1-33]</sup>）方式を提案する。そして、その特徴についての調査を行う。

第3章では、PCI燃焼を多気筒ディーゼル機関に適用した場合の基本特性についての調査を行う。単気筒ディーゼル機関との違いを明らかにするとともにPCI燃焼に与える機関仕様や運転条件の影響を明らかにする。更に通常ディーゼル燃焼とPCI燃焼の燃焼切り替え制御ロジックの開発を行う。

第4章では、EGRクーラの冷却能力を試験的に変化させて、EGRガス温度低下による吸気温度の低下がPCI燃焼特性やPCI燃焼運転可能領域に対して与える影響を調査する。EGRクーラの冷却性能の向上効果と課題を明らかにする。

第5章では、PCI燃焼を適用した多気筒ディーゼル機関において、2段過給（シリーズシーケンシャル2段ターボチャージャー）を組み合わせることで更なる排出ガスの改善を行う。最後に本研究のまとめとして、検討結果の技術を搭載した車両による排出ガス試験を行い、多気筒ディーゼル機関への部分予混合燃焼方式の適用による排出ガス改善を実証する。

第6章では、本研究の総括を行う。

## 参考文献

- [1-1] Xavier Gitiaux, Sergey Paltsev, John Reilly and Sebastian Rausch: Biofuels, Climate Policy and the European Vehicle Fleet, *Journal of Transport Economics and Policy*, Vol.46, No.1, p.1-23 (2012)
- [1-2] M. Tatur, et al.: Tier 2 Intermediate Useful Life (50,000 Miles) and 4000 Mile Supplemental Federal Test Procedure (SFTP) Exhaust Emission Results for a NOx Adsorber and Diesel Particle Filter Equipped Light-Duty Diesel Vehicle SAE Paper (2005), 2005-01-1755
- [1-3] United States: Cars and Light-Duty Trucks: Tier 2, Diesel Net, [https://dieselnet.com/standards/us/ld\\_t2.php](https://dieselnet.com/standards/us/ld_t2.php), (参照 2023.08.24)
- [1-4] 石田正弘, 陳之立, 植木弘信, 山田武: ディーゼル燃焼におけるパイロット噴射の効果 (第1報 着火遅れの短縮), *機械学会論文集 (B編)*, 61巻 590号, p.3518-3523 (1991)
- [1-5] 田中泰, 長田耕治: ディーゼルエンジン用 1800bar コモンレールシステムの開発, *自動車技術*, Vol. 58, No.4, p.19-24 (2004)
- [1-6] T. Shimada, T. Shoji and Y. Takeda: The Effect of Fuel Injection Pressure on Diesel Engine Performance, SAE Paper (1989), 891919
- [1-7] 中北清己, 河村清美, 大沢克幸, 高橋岳志, 渡部哲: 高圧噴射時の NOx 生成とすす低減メカニズムの解析, *自技会論文集*, Vol. 24, No.1, p.5-9 (1993)
- [1-8] T. Kamimoto, H. Yokota and H. Kobayashi: Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Process in a Rapid Compression Machine to Simulated Diesel Flames, SAE Paper (1987), 871610
- [1-9] S. Shundoh, T. Kakegawa, K. Tsujimura and S. Kobayashi: The Effect of Injection Parameters and Swirl on Diesel Combustion with High Pressure Fuel Injection, SAE Paper (1991), 910489
- [1-10] N. Ladommatos et al.: The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and NOx Emissions in a High-Speed Direct-injection Diesel Engine, SAE Paper (1996), 960840
- [1-11] J.G. Hawley et al.: Reduction of Steady State NOx Levels from an

Automotive Diesel Engine Using Optimized VGT/EGR Schedules, SAE Technical Paper (1999), 1999-01-0835

[1-12] P.M. Najt and D.E. Foster: Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion, SAE Transactions, 92, Sec.1(1983), 830264

[1-13] 古谷正広, 川島一仁, 太田安彦: 超希薄予混合圧縮自着火機関試案, 日本機械学会論文集 (B編), 62-595, p.1240-1246 (1996)

[1-14] Y. Takeda et al.: Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection, SAE Paper (1996), 961163

[1-15] 柳原弘道: 新しい混合気形成法によるディーゼルの NOx・煤同時低減, 日本機械学会論文集 (B編), 63-606, p.368-373 (1997)

[1-16] F. Wåhlin et al.: Effect of Injection Pressure and Engine Speed on Air/Fuel Mixing and Emissions in a Pre-Mixed Compression Ignited (PCI) Engine Using Diesel Fuel, SAE Paper (2004), 2004-01-2989

[1-17] S. Onishi et al.: Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) -A New Combustion Process for Internal Combustion Engines, SAE Transactions, 88, Sec.2 (1979), 790501

[1-18] 本田技研工業株式会社: 二輪車用 2 サイクルエンジンの総合性能を一段と向上させた燃焼改善技術「AR 燃焼」の実用化システムを開発, ニュースリリース, <https://www.honda.co.jp/pressroom/1996/296102.html>, (参照 2023.08.24)

[1-19] 島崎直基ほか: 上死点近傍燃料噴射による予混合型ディーゼル燃焼の排気改善, 自動車技術会論文集, Vol.34, No.1, p.53-58 (2003)

[1-20] N. Shimazaki et al.: Premixed Diesel Combustion by Direct Injection Near Top Dead Center, International Journal of ENGINE RESEARCH, Vol.8, No.3, p.259-270 (2007)

[1-21] 港明彦, 西村輝一: ディーゼル機関における吸排気弁動作の可変化による予混合燃焼の反応制御, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.1, p43-48 (2006)

[1-22] 松井幸雄, 木村修二, 小池正生: 小形 DI ディーゼル機関の新燃焼コンセ

- プト -第 1 報 : 基本燃焼コンセプトの紹介-, 自動車技術会論文集, Vol.28, No.1, p.41-46 (1997)
- [1-23] K. Kook et al.: The Influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel Combustion and Emissions, SAE paper 2005-01-3837 (2005)
- [1-24] K. Akihama et al.: Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature, SAE paper 2001-01-655 (2001)
- [1-25] 三好明: 燃焼からの PAH とすす粒子生成の化学反応 (1), 日本燃焼学会誌 第 59 巻, 187 号, p.55-60 (2017)
- [1-26] 新井紀男, 東辰夫, 架谷昌信, 杉山幸男:  $N_2 \cdot O_2$  2 成分系での Thermal  $NO_x$  の生成, 化学工学論文集, 第 3 巻, 第 3 号, p.243-247 (1977)
- [1-27] 島崎直基, 西村輝一: 上死点近傍燃料噴射による予混合ディーゼル燃焼コンセプト-燃料の着火性や蒸発性の影響-, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.5, p.5-10 (2005)
- [1-28] 北畠亮, 島崎直基, 西村輝一: 過給運転及び低圧縮比化による予混合ディーゼル燃焼領域の拡大, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.5, p.119-124 (2006)
- [1-29] 石川直也, 大久保泰宏, 工藤和昭: 低  $NO_x$  予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用 (第 2 報) -EGR クーラ性能が PCI 燃焼に及ぼす影響-, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.1, p.175-180 (2007)
- [1-30] 石川直也, 工藤和昭: 低  $NO_x$  予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用(第 5 報) -二段ターボチャージャーによる排出ガス低減に関する研究-, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.6, p.125-130 (2008)
- [1-31] 大久保泰宏, 石川直也, 田代欣久: 低  $NO_x$  予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用 (第 3 報) -PCI 燃焼法と従来燃焼法の遷移制御に関する一考察-, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.1, p.27-32 (2008)
- [1-32] 西山康宏, 石川直也, 西村輝一: 低  $NO_x$  予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用 (第 4 報) -ノックセンサーによる PCI 燃焼の着火時期検出-, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6, p.71-76 (2007)
- [1-33] 石川直也, 島崎直基, 工藤和昭: 低酸素雰囲気と混合気制御による直噴

式ディーゼル機関の低 NOx 燃焼コンセプト ,自動車技術会論文集 ,39 巻 ,2 号 ,  
pp.201-206 ( 2008 )

## 第2章 本研究で提案する部分予混合燃焼方式コンセプト

## 2.1. 本研究で提案する部分予混合燃焼 (PCI 燃焼) コンセプト

部分予混合燃焼方式の先行研究として、シリンダの中心部へ混合気を形成させるようなナローアングルコンセプトがある<sup>[2-1,2-2,2-3]</sup>。燃料を早期に噴射した場合にシリンダ壁への燃料付着を防ぐために燃料噴射ノズルのコーン角(  $\beta$  角)を狭くして筒内中心方向に燃料を噴射し、扁平な(浅皿)燃焼室により筒内全体に均質な混合気を分布するように狙ったものである。

本研究では、部分予混合燃焼方式として PCI(Pre-mixed Compression Ignition) 燃焼コンセプトを提案する。PCI 燃焼コンセプトでは、通常のディーゼル機関のリエントラント燃焼室を用いて燃料噴射時期制御によって、燃焼室内に層状に混合気を形成する。図 2-1 に PCI 燃焼コンセプトとナローアングルコンセプト<sup>[2-1]</sup>の考え方の違いを比較した概念図を示す。PCI 燃焼コンセプトでは、通常の燃焼室や噴射弁の仕様を用いているので、通常のディーゼル燃焼を行うことが可能である。

本章では、先行研究の部分予混合燃焼方式と本研究で提案する直噴式ディーゼル機関の低 NOx 燃焼コンセプトについて特徴と違いを述べる。

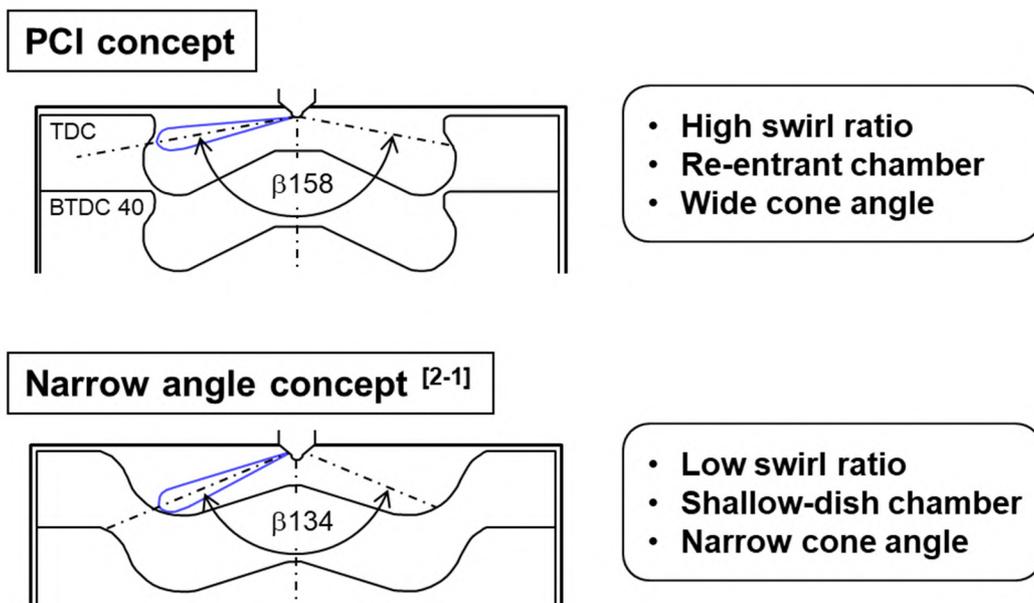


図 2-1 ナローアングルコンセプト<sup>[2-1]</sup>と本研究のコンセプト (PCI 燃焼)

## 2.2. 試験装置及び試験方法

### 2.2.1. 供試機関と台上試験装置

供試した機関の諸元を表 2-1 に示す。この機関は直接燃料噴射式(DI)の単気筒ディーゼル機関である。供試した燃料の性状を表 2-2 に示す。燃料性状としては北米で用いられている EPA-47 軽油である。

表 2-1 供試機関諸元

Engine type	DI diesel
Cylinder number	1
Valve train	OHV 4 valves (2IN/2EX)
Bore x Stroke	103.0 x 99.0 [mm]
Displacement	825 [cc]
Connecting rod length	188.0 [mm]
Piston bowl shape	Re-entrant, Shallow-dish
Compression ratio	17.5, 16.5
Head swirl	Ks1.3, 1.9
Injection system	Common Rail System (~160 [MPa])
Injection nozzle specification	435 cc/ 30 sec @ 100 bar, 7 holes
Injection nozzle cone angle	$\beta$ 134, 158
Boosting system	External boosting system

表 2-2 供試燃料諸元

Tests	Results	Method
Specific gravity [kg/m <sup>3</sup> ]	841.2	ASTM D-4052
Sulfur [ppm]	7	ASTM D-4045
Flash point PM [°C]	66.7	ASTM D-93
Cetane number [-]	48	ASTM D-613
Distillation, 90% [°C]	308	ASTM D-86
Hydrocarbon type [vol%]		
Aromatics	23.7	ASTM D-1319
Olefins	5.1	
Saturates	71.2	
Poly-nuclear Aromatics [wt%]	10.1	

図 2-2 に単気筒ディーゼル機関の試験装置の概略図を示し，図 2-3 に機関の外観写真を示す．機関は交流動力計<sup>[2-4]</sup>に接続されており，機関回転数を一定に保って試験を行うことができる．単気筒機関への吸気は，実験室に供給される加圧空気をを用いた．電気ヒータで加圧空気の温度調整を行い，機関に吸入する．吸排気には，圧力脈動を低減するためのサージタンクが接続されている．排気ガス再循環（Exhaust gas recirculation: EGR）の試験を行うためにサージタンク間はパイプで接続されており，熱交換機で温度制御を行った上で排気ガスを吸気に還流する．EGR 率は，排圧調整バルブと EGR 制御バルブの開度調整を行うことによって調整した．機関の排気パイプには，排出ガス分析計（堀場製作所社製，MEXA-9100DEGR）及びスモークメータ（AVL 社製，model415）のプローブが取付けてあり，各種排出ガス成分（NO<sub>x</sub>，THC，CO，CO<sub>2</sub>）並びにフィルタスモークナンバ（FSN）を計測した．空気流量と燃料流量計（小野測器社製，FP-215）から計測した燃料流量から排気質量流量を求め，排気質量流量と排出ガス分析計から計測した排出ガス濃度から排出ガスの重量を求めた．噴射弁（Injector）には，針弁動作（Needle Lift）をモニタするセンサが取付けられており，燃料噴射弁の開弁時期を記録した．

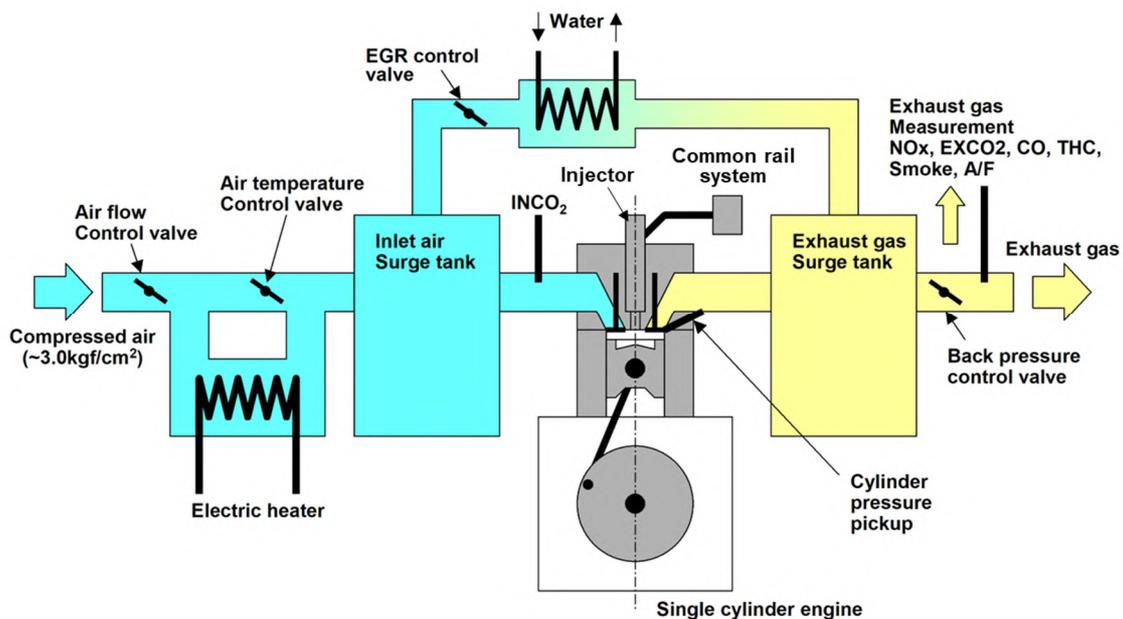


図 2-2 単気筒ディーゼル機関試験装置概略図

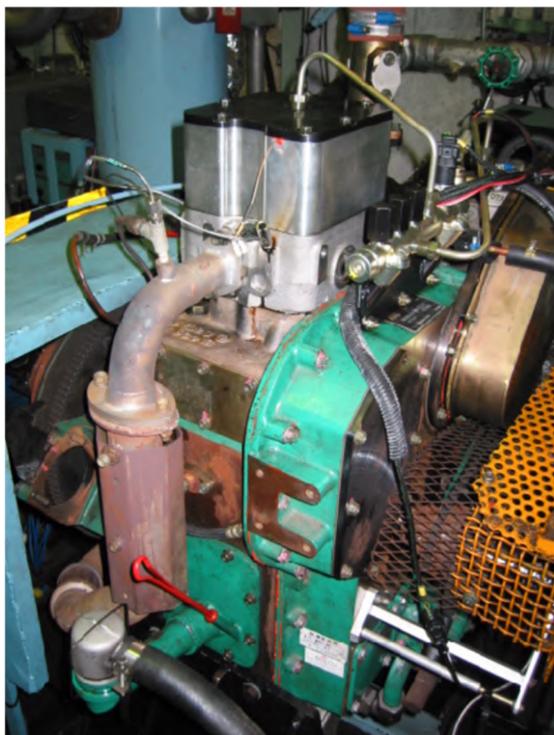


図 2-3 単気筒ディーゼル機関試験装置（写真）

シリンダヘッドには、筒内圧センサ(キスラー社製,6052B1)が取付けられており、チャージアンプ(キスラー社製,5011A10Y26)で電圧に変換して筒内圧を求めた。求めた筒内圧から指圧線図(Indicator)解析を行い、図示平均有効圧(Indicated mean effective pressure: IMEP)を求めた。熱力学より、気体がピストンに与える仕事  $W$  は、(2-1)式で与えられるように  $P$ - $V$  線の面積となる。ここで、 $P$  は筒内圧力、 $V$  は行程容積である。IMEP は、図 2-4 に示すように  $P \cdot dV$  の仕事をするサイクルに対して、行程中にピストンにかかる平均圧力として(2-2)式から求められる。この指標は、排気量で除した値であるために排気量の異なる機関性能を比較する際に有用な指標である。図示出力(Indicated specific power: IS-Power)は、機関回転数( $N_e$ )を用いて(2-3)式から求めた。更に計測した筒内圧と吸気条件、燃料噴射量から、筒内平均温度(In-cylinder average temperature)及び熱発生率(Rete of heat release: R.O.H.R.)の算出を行った。

$$W \text{ [J]} = P \text{ [Pa]} \cdot dV \text{ [m}^3\text{]} \quad (2-1)$$

$$\text{IMEP [Pa]} = W \text{ [J]} / V \text{ [m}^3\text{]} \quad (2-2)$$

$$\text{IS-Power [W]} = W \cdot N_e \text{ [rps]} / 2 \quad (2-3)$$

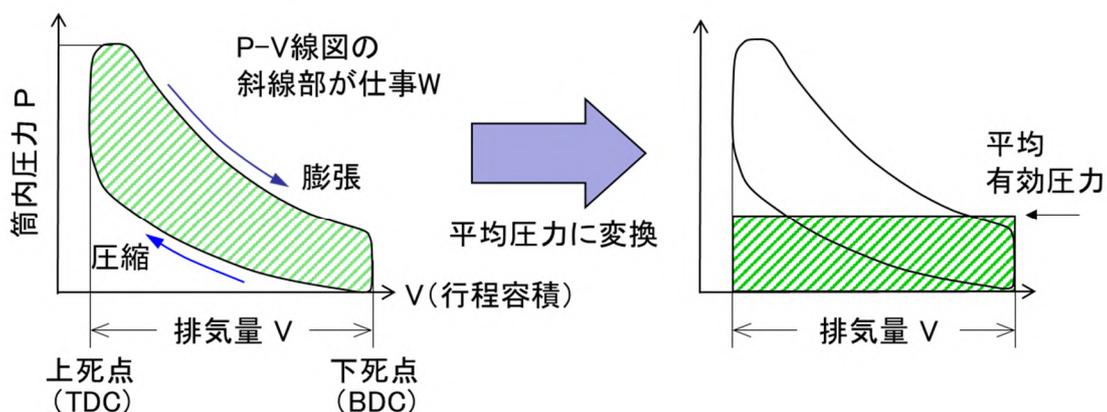


図 2-4 PV 線図と図示平均有効圧

機関の運転条件は、機関回転数 (Ne) 1350 rpm, 燃料噴射量 (fuel flow, Ff) 20 mm<sup>3</sup>/stroke に設定した。この運転条件は部分予混合燃焼が運転可能であるということ、乗用車の試験サイクルで多用されるディーゼル機関の運転状況であることから設定した。燃料噴射圧力 (Pinj) は、50 MPa とした。EGR 率と空燃比 (A/F) は、(2-4)式及び(2-5)式を用いて計算した。この EGR 率の定義においては、EGR ガスによる吸入新気の希釈比を表したものであり通常の EGR 率の定義とは数%の差がある。そして、この A/F の定義では機関に吸入された新気質量流量と燃料質量流量の比としているので、EGR によって還流された EGR ガス中の酸素量は考慮されていないために、実際の筒内 A/F とは異なっている。市販されている多くのディーゼル乗用車では、吸入新気量 (MAF) を EGR 制御に使っていることや後処理制御に対して A/F が重要であることから、(2-5)式を用いてデータ整理を行った。

$$\text{EGR 率 [\%]} = \text{吸気 CO}_2 \text{濃度 [\%]} / \text{排気 CO}_2 \text{濃度 [\%]} \times 100 \quad (2-4)$$

$$\text{A/F [-]} = \text{機関に吸入される新気量 [kg/s]} / \text{燃料噴射量 [kg/s]} \quad (2-5)$$

### 2.2.2. 計算ソフトウェアと計算条件

筒内における混合気分布を推定するために 3D シミュレーションでの計算検討を実施した。計算には、米国ロスアラモス研究所が配布している燃料噴霧の化学反応を取り扱うことが可能な数値流体計算 (Computational Fluid Dynamics: CFD) ソフトウェア KIVA II<sup>[2-5]</sup>を用いた。KIVA II は FORTRAN で提供されており、ユーザによる改良や計算の追加が可能である。噴霧モデルや燃料衝突モデルについては、実験と合うように改良を行ったもの<sup>[2-6]</sup>を用いた。

計算は、実験結果から吸気条件を与えて吸気下死点からの計算を行った。計算コストを削減するために循環境界を用いた噴孔毎のセクタ計算を行い、筒内の総括反応の反応定数を 0 として非燃焼計算として蒸発した混合気の燃焼室内への分布状態を調べた。計算ソフトの概要と計算条件を表 2-3 と表 2-4 にそれぞれ示す。

表 2-3 計算ソフトウェア

Software	KIVA II [2-5] Freeware published by Los Alamos national laboratory
Turbulence model	k-ε
Breakup model	Modified [2-6]
Impingement model	Modified [2-6]
Reaction model	Overall reaction of n-dodecane Reaction frequency factors were set to 0 (no-combustion)
NOx model	Expanded Zeldovich mechanism
SOOT model	Hiroyasu

表 2-4 計算条件

Engine speed	1350 rpm
Fuel flow	20 mm <sup>3</sup> /stroke
Injection pressure	50 MPa
Start of Injection	21 BTDC deg.C.A.
Initial gas conditions	Input gas compositions were given by experiment

## 2.3 . 試験結果及び考察

### 2.3.1. 従来部分予混合燃焼コンセプトとの排出ガステ性の比較

単気筒ディーゼル機関で実施したナローアングルコンセプトと PCI 燃焼コンセプトとの燃焼比較試験結果を図 2-5 に示す . 試験は , A/F 21 , EGR 率 57 % 一定の状態 で燃料噴射タイミングを変数として実施した . 圧縮比 ( ) は 17.5 とした . シリンダヘッドのスワール比 (Ks) は , 各コンセプトに合わせて PCI 燃焼コンセプトでは 1.9 とし , ナローアングルコンセプトは 1.3 とした .

図 2-5 は 燃料噴射タイミングを横軸とした場合の図示平均有効圧 ( Indicated mean effective pressure: IMEP ), スモーク , NOx 排出量と全炭化水素 ( Total hydrocarbon: THC ) 排出量を縦軸に示した . NOx と THC は , 排出量 [g/h] を図示出力 ( IS-power ) [kW] で除した図示排出量 ( それぞれ , IS-NOx , IS-THC ) で示した .

図より , PCI 燃焼コンセプトでは NOx 排出量が増加するが , IMEP が増加し , スモーク及び THC 排出の面ではナローアングルコンセプトに比べて低減する . PCI 燃焼コンセプトでは , 燃料噴射開始時期 ( Strat of injection: SOI ) を -30 ATDCdeg.C.A. ( 上死点前クランク角度 ) まで進角すると IMEP が減少する . このとき , NOx 排出量も同時に低下する . ナローアングルコンセプトでは , IMEP は燃料噴射時期に対してほぼ一定の値を示している . ナローアングルコンセプトでは , 燃焼室への燃料噴霧の衝突状況が燃料噴射時期によってあまり変化しないためと考えられる . ナローアングルコンセプトのスモーク排出に対しては , 燃料噴射タイミングの影響が大きく -20 ~ -25 ATDCdeg.C.A. の間にスモーク排出の最小値が存在している .

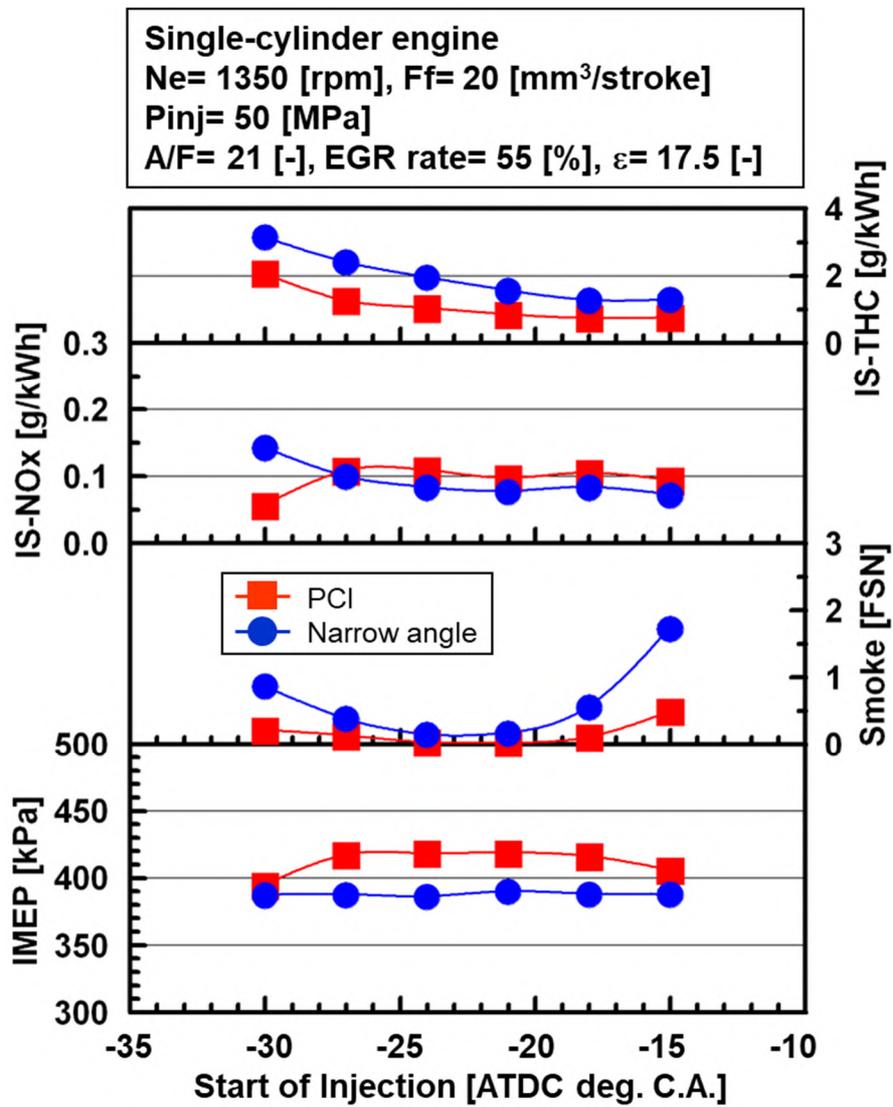


図 2-5 ナローアングルコンセプトと PCI 燃焼コンセプトとの燃焼比較  
 (燃料噴射タイミングの影響)

### 2.3.2. 従来部分予混合燃焼コンセプトとの燃焼特性の比較

PCI 燃焼の燃焼解析結果を図 2-6 に示し, ナローアングルコンセプトの燃焼解析結果を図 2-7 に示す. 図には筒内圧, 筒内平均温度, 熱発生率 (Rate of heat release: R.O.H.R.) 及び燃料噴射の針弁リフト (Needle lift) を示した. それぞれの図には, 目標の EGR 率を 40 %, 50 %, 55 % とした場合の結果を示した. 燃料噴射時期は, どちらの条件も 21 BTDC deg.C.A. とした. 図 2-6 の PCI 燃焼の場合には, EGR 率を高くすると着火時期が TDC に近づき熱発生が緩やかになり熱発生率の最大値が小さくなっている. それに対して, ナローアングルコンセプトの場合 (図 2-7) では, EGR 率の増加とともに着火時期は遅延化するが PCI 燃焼ほど大きく遅延化しない. 更には熱発生率の形状も大きな変化はない. PCI 燃焼コンセプトでは熱発生が緩やかであり, 燃焼騒音に対しても有利である.

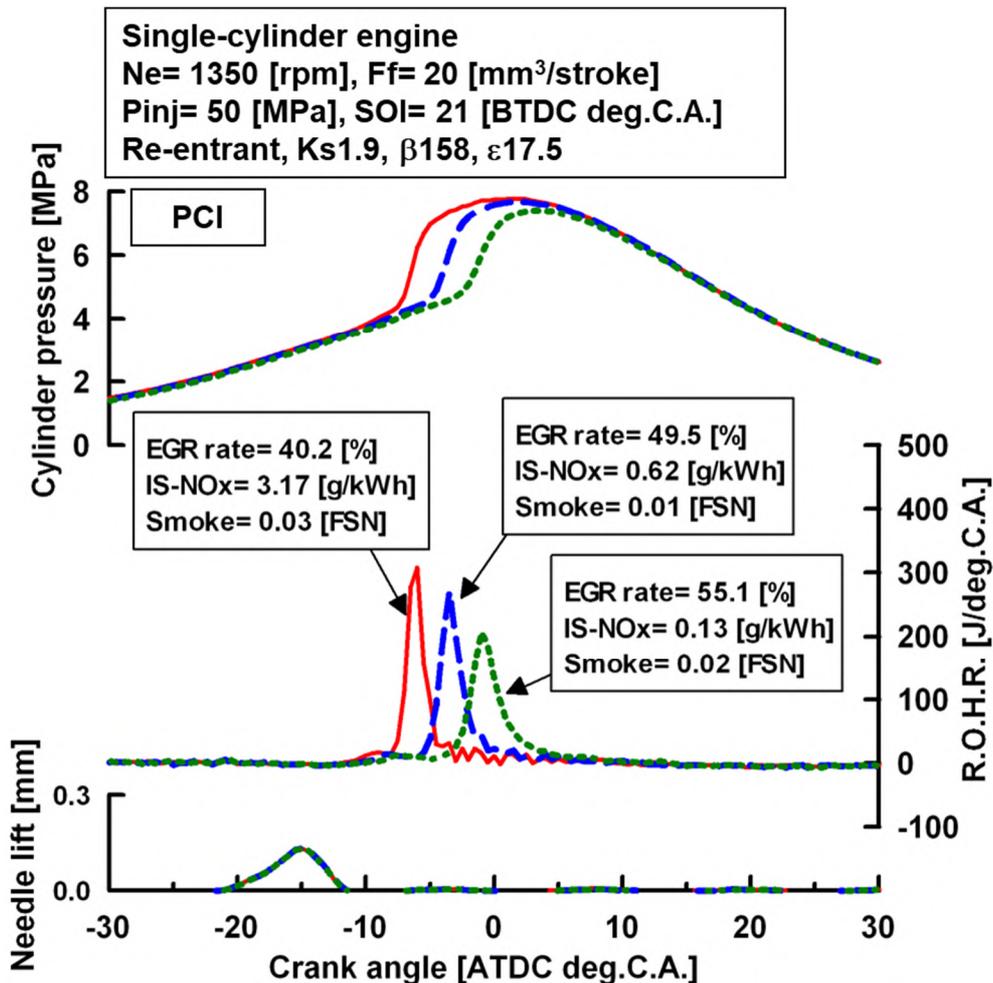


図 2-6 PCI 燃焼コンセプトの燃焼解析結果 (EGR 率の影響)

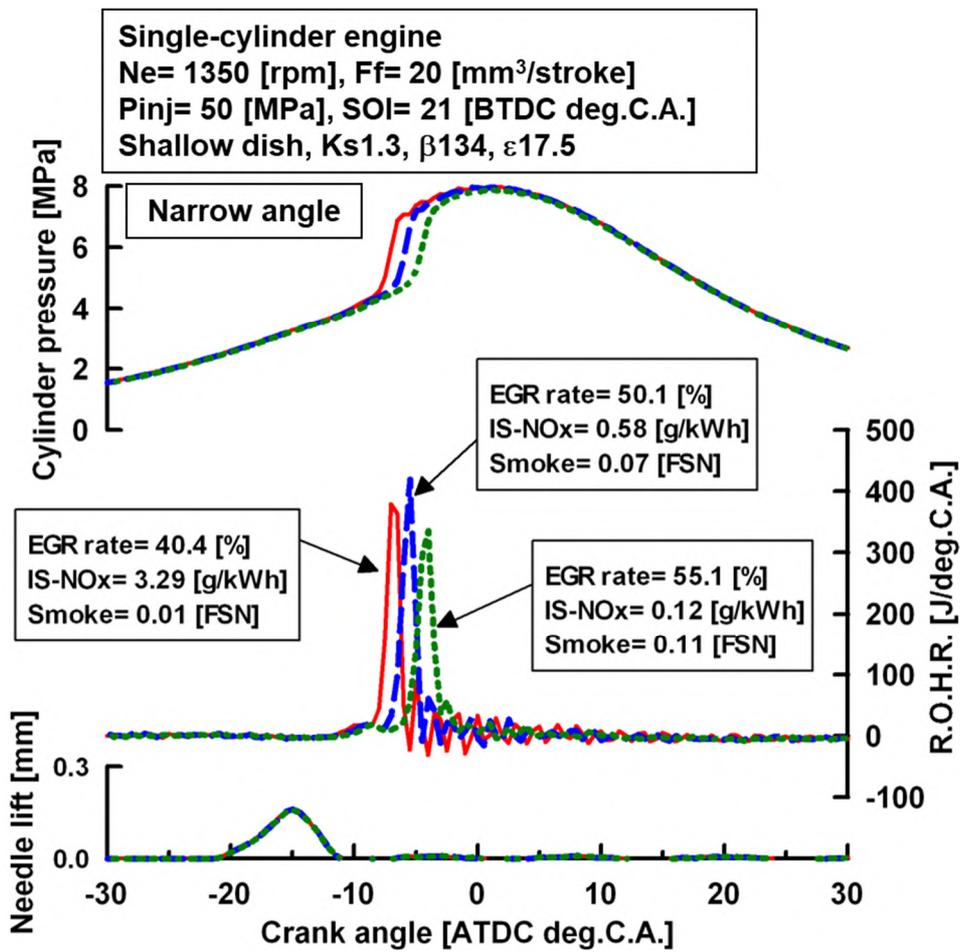


図 2-7 ナローアングルコンセプトの燃焼解析結果 (EGR 率の影響)

両燃焼コンセプトに対して、-20 ATDC deg.C.A.（上死点后クランク角度）から-2 ATDC deg.C.A.の間を拡大して比較した様子を図 2-8 に示す。図中には、筒内平均温度、熱発生量の積算値（Total heat release）、熱発生率ならびに針弁リフトを示した。熱発生量の積算値は、-20 ATDC deg.C.A.時点の値を 0 としてその後の発熱量を積算している。図より、両燃焼コンセプトともに低温酸化反応（Low temperature heat release: LTHR）の後に高温酸化反応（High temperature heat release: HTHR）が発現していることがわかる。LTHR が発現する時期は、ほぼ同一であり両コンセプトとも EGR 率の増加とともに遅延化する。PCI 燃焼の方が LTHR の増加率と最大値が EGR 率の増加とともに小さくなっている。

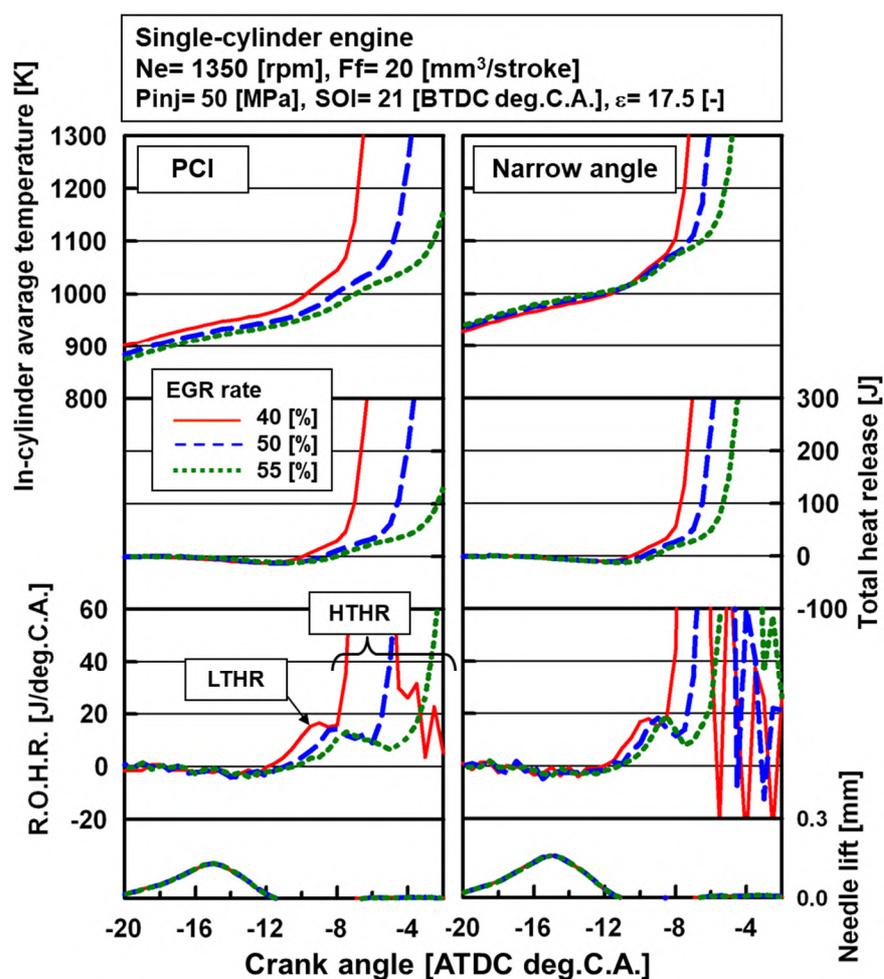


図 2-8 ナローアングルコンセプトと PCI 燃焼コンセプトの燃焼解析結果比較  
(EGR 率の影響)

ここで EGR 率を変数にして、LTHR と HTHR の発現時期とそのときの筒内温度、及び熱発生量に注目して定量化した様子を図 2-9 に示す。LTHR の発現時期は熱発生率が正の値となる点とし、HTHR の発現時期は LTHR から HTHR へと移行するときに熱発生率が最小となる点とした。図より、LTHR における総発熱量はどの条件もほぼ等しく、1000 K 前後でそれぞれの熱反応が開始される。HTHR 温度は LTHR 温度に比べておよそ 70 K 高く、ナローアングルコンセプトの場合には両温度ともおよそ 50 K ずつ高い。熱発生を開始する温度はどれも EGR 率の増加に対してほぼ一定の値である。熱反応の開始時期については、LTHR の発現時期は EGR 率が 40 % のときには両コンセプトとも、-12 ATDC deg.C.A. 程であり、EGR 率の増加とともに両者ともほぼ同じ割合で遅延化する。これは LTHR の開始温度が EGR 率によってほとんど変わらないことから、EGR 率の増加によって筒内温度の上昇が遅れたためと考えられる。一方、EGR 率の増加に対する HTHR の発現時期の遅延割合がナローアングルコンセプトでは LTHR に対してわずかに遅れているのに対して、PCI 燃焼コンセプトでは、大きく遅れている。このときに HTHR 発現温度や LTHR の発熱量には変化が無いことから、LTHR 発現後の筒内温度上昇が遅くなることによって HTHR の発現時期が遅くなっているものと考えられる。

KIVA II で計算した両コンセプトの EGR 率が 55 % の場合における燃料蒸気の混合気分布を図 2-10 に示す。燃料蒸気が存在する領域をコンターで示した。PCI 燃焼では、高温酸化反応が開始する直前の 5 ATDC deg.C.A. において混合気が燃焼室内に成層化されている様子がわかる。図 2-11 に燃料噴霧内の過濃燃料蒸気部分（当量比( )>2.5）の割合を示し、壁面からの熱損失の積算値を図 2-12 に示す。スモークは混合気中の当量比が 2.0 以上の過濃部分から生成されるが、図 2-11 ではスモーク生成の指標として、スモーク排出量が多くなる当量比 2.5 以上の領域を選んだ。ここで、20 BTDC deg.C.A. における熱損失量を 0 として積算した。非燃焼状態の計算結果と燃焼している状態の熱損失には差異があると思われるが、燃焼時においても熱損失に対して非燃焼時と同様の傾向が得られるものとして考察に用いた。図 2-11 を見ると PCI 燃焼コンセプトでは、ナローアングルコンセプトと比べて過濃部分が少なくなっている。PCI 燃焼ではスワールを使って燃焼室内で燃料噴霧が混合されるので、過濃部分が減少して図 2-

5のように低スモーク化が実現すると考えられる。

図 2-12 では、PCI 燃焼コンセプトの壁面への熱損失量がナローアングルコンセプトに比べて多くなっている。一般的に浅皿タイプの燃焼室は表面積が少ないために壁面からの熱損失が少ない。図より両コンセプトの熱損失差は TDC において 5 J 程度であり、投入燃料熱量の 698 J に対して僅かな量であるが、発熱量が 20 J 程度の LTHR にとっては大きな量となるために LTHR による筒内温度の上昇は緩やかとなり、その後の HTHR の発現に対して影響を与えていると考えられる。実際のところ、図 2-9 の実験結果においても熱炎が発現する温度が PCI 燃焼の方が 70 K 程低くなっていた。PCI 燃焼コンセプトの場合には、ナローアングルコンセプトに比べて LTHR が緩やかに進行することが、両コンセプトにおける熱発生率の差異の要因の一つと考えられる。Christensen ら<sup>[2-7]</sup>が行った燃焼室形状違いによる HCCI 燃焼試験結果の考察においてもフラット燃焼室に比べ四角燃焼室の場合には、熱損失や乱れによって熱発生率の増加割合が小さくなり、熱発生の最大値が小さくなると報告されている。

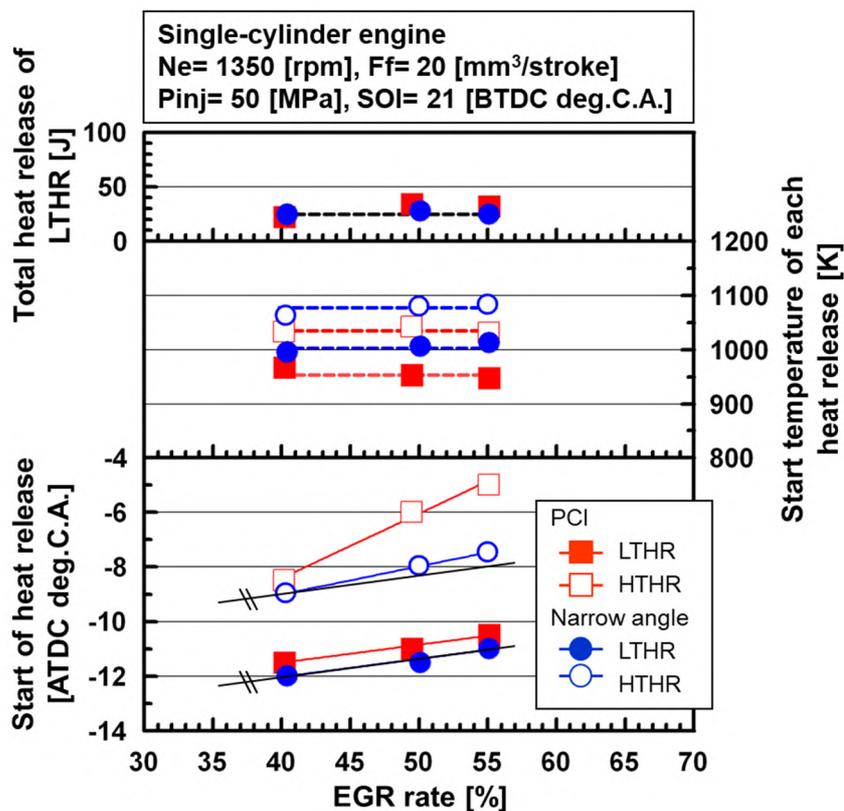


図 2-9 ナローアングルコンセプトと PCI 燃焼コンセプトの熱発生時期比較

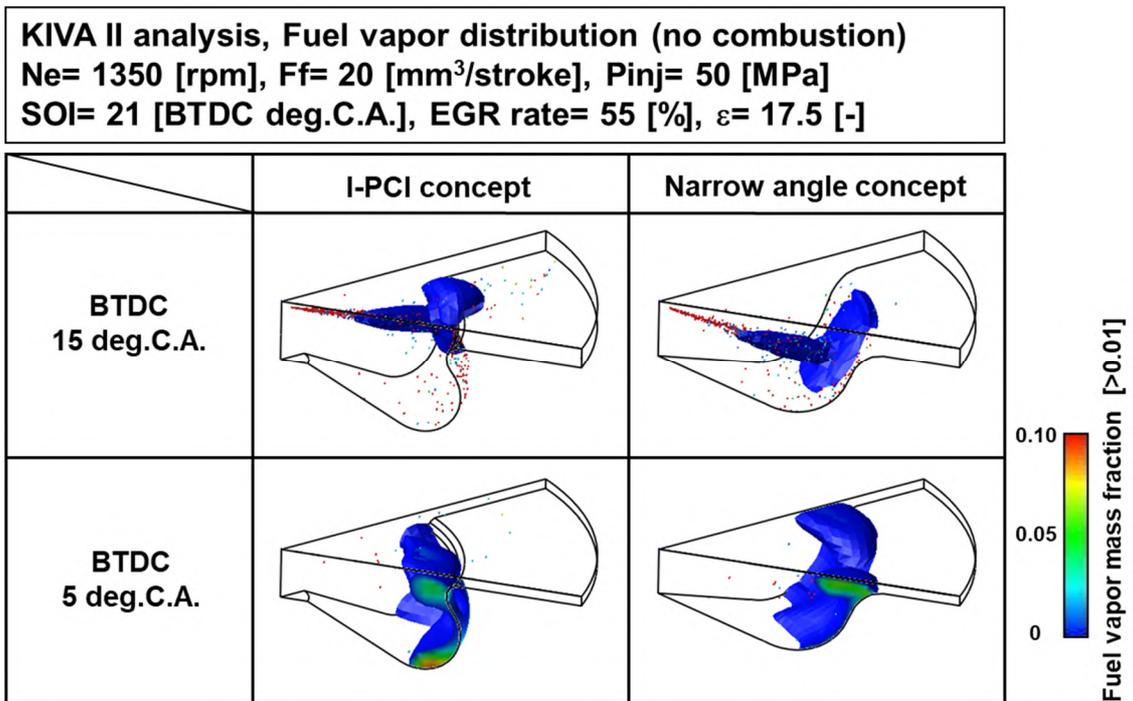


図 2-10 ナローアングルコンセプトと PCI 燃焼コンセプトの混合気分布

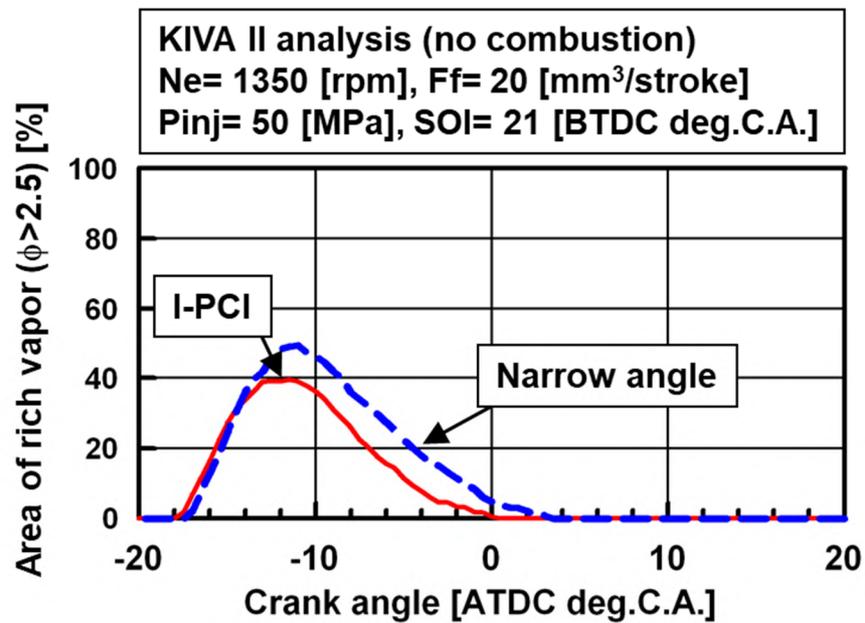


図 2-11 ナローアングルコンセプトと PCI 燃焼コンセプトの過濃領域変化

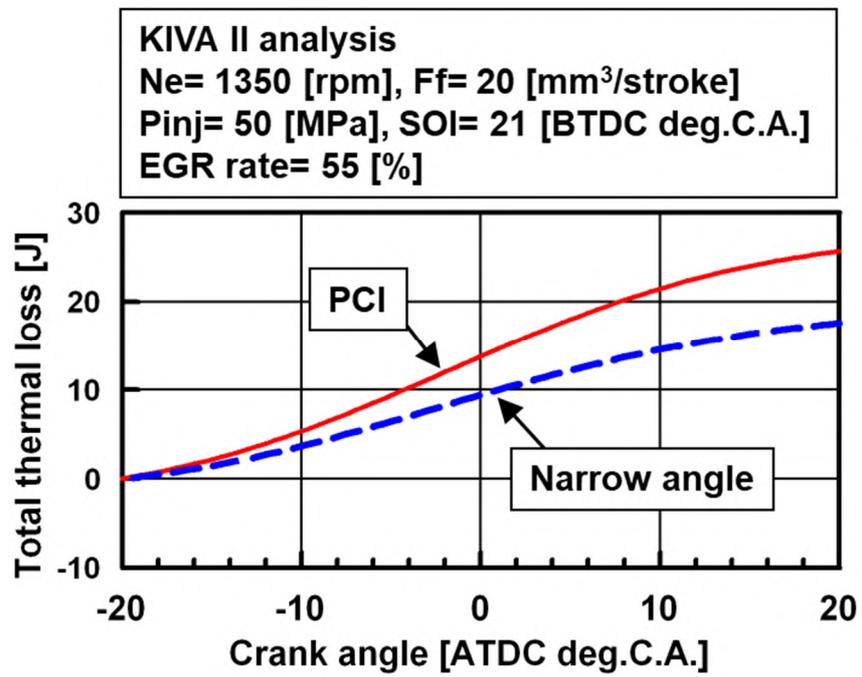


図 2-12 ナローアングルコンセプトと PCI 燃焼コンセプトの熱損失比較

### 2.3.3. PCI 燃焼特性に与えるスワールの影響

単気筒機関を用いて行った筒内スワールが PCI 燃焼に与える影響を調べた結果を図 2-13 に示す。筒内スワールは、吸気ポート形状の異なるシリンダヘッドに交換することにより変更した。図はスワールが低い場合 (Ks1.3) を基準として相対値で示した。図より、スワールを高くすることで図示平均有効圧 (IMEP) が増加する。NO<sub>x</sub>、スモーク、THC 及び燃焼音 (Combustion noise level: CNL) が低減しており、図示したすべての項目が改善する。前項では、PCI 燃焼は燃焼室内に混合気を形成させることが重要であることがわかったが、スワールを高くすることで燃焼室内の混合気分布がより均質化するためであると考えられる。

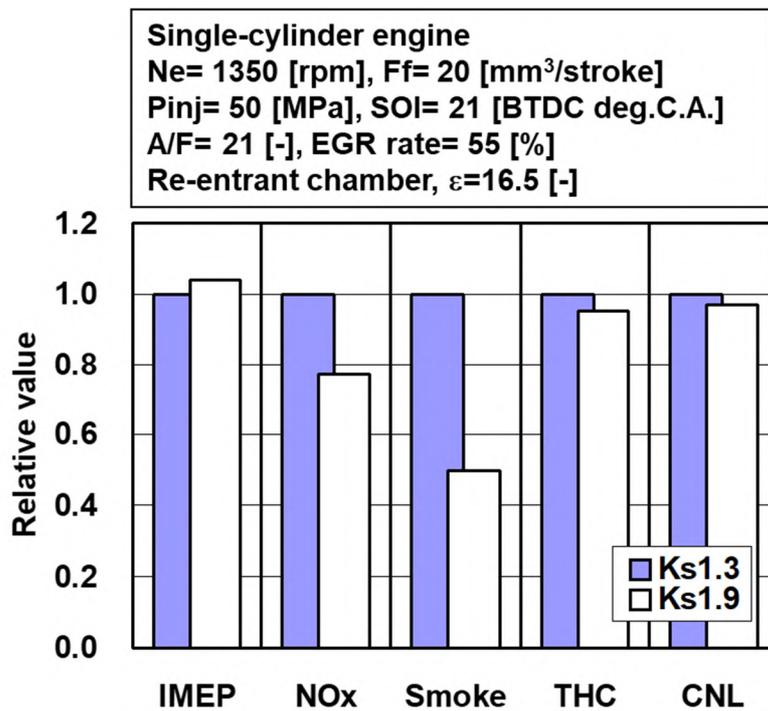


図 2-13 PCI 燃焼に与えるスワールの影響

### 2.3.4. PCI 燃焼コンセプトのまとめ

本章で得られた PCI 燃焼コンセプトについてまとめた模式図を図 2-14 に示す。PCI 燃焼では、圧縮行程中の BTDC 20~30 deg.C.A.に燃料噴射を行い、高 EGR 率による低酸素雰囲気による燃焼の着火時期のコントロールと燃焼室形状やスワールによる混合気の形成制御によって、低排出ガス性能を実現する燃焼コンセプトである。

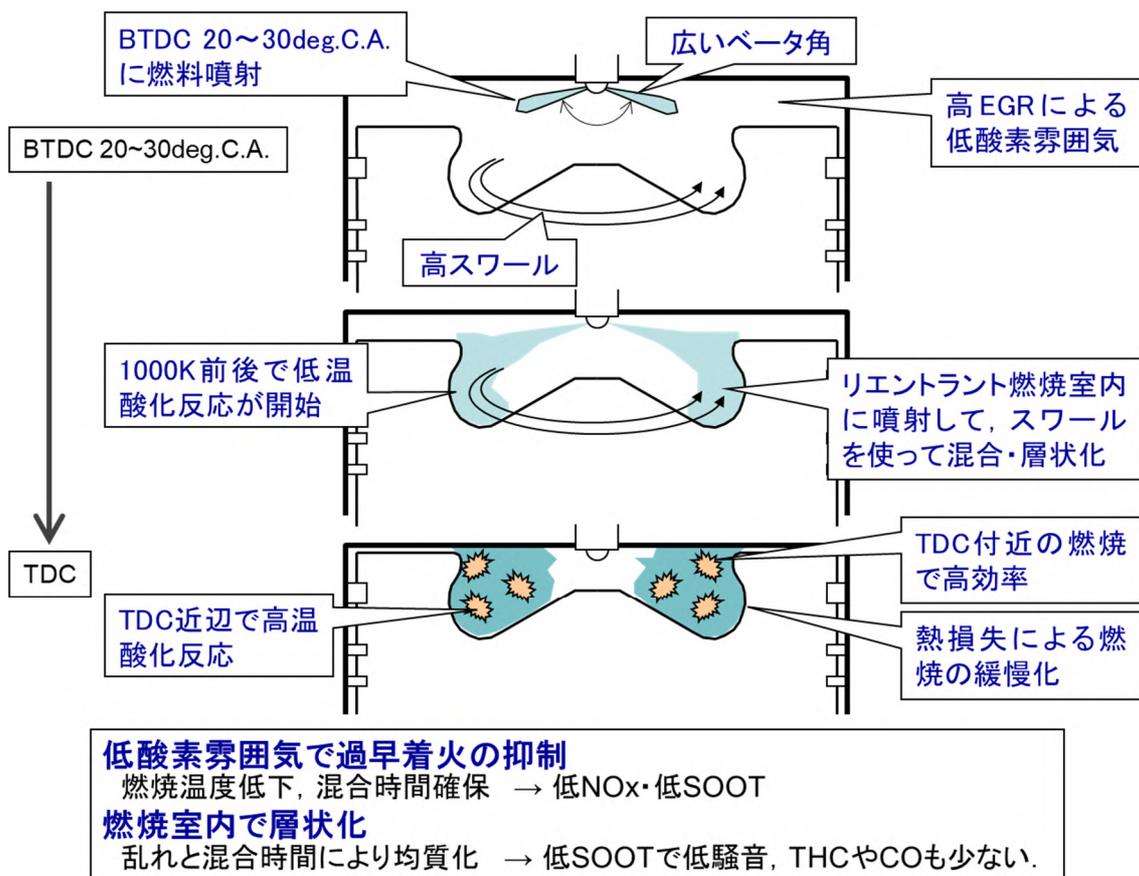


図 2-14 PCI 燃焼コンセプト

#### 2.4. 第2章のまとめ

第2章では、先行研究で提案されている部分予混合燃焼方式（ナローアングルコンセプト）と本研究で提案する部分予混合燃焼（PCI 燃焼）方式についての違いを調べた。以下に得られた知見をまとめる。

- (1) PCI 燃焼法では、先行研究のナローアングルコンセプトと比べて、NO<sub>x</sub> は僅かに増加するが、図示平均有効圧、スモーク及び THC 排出性能が改善する。
- (2) PCI 燃焼法では、リエントラント型燃焼室形状、ヘッドスワールスワール、燃料噴射弁仕様の最適化により、燃焼室内での混合気の均一化による過濃領域の低減と熱損失による筒内温度の上昇抑制効果による急峻な熱発生を抑えることによって排出ガスが改善していることがわかった。

## 参考文献

- [2-1] N. Shimazaki et al.: Dual mode combustion concept with premixed diesel combustion by direct injection near top dead center, SAE Paper (2003), 2003-01-0742
- [2-2] B. Walter and B. Gatellier: Development of the High Power NADI™ Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions, SAE Paper (2002), 2002-01-1744
- [2-3] T. Kanda et al.: PCCI Operation with Early Injection of Conventional Diesel Fuel, SAE Paper (2006), 2005-01-0378
- [2-4] 株式会社明電舎：フレックダイナモメータ，  
[https://www.meidensha.co.jp/products/automobile/prod\\_01/prod\\_01\\_03/prod\\_01\\_03\\_02/prod\\_01\\_03\\_02\\_01/index.html](https://www.meidensha.co.jp/products/automobile/prod_01/prod_01_03/prod_01_03_02/prod_01_03_02_01/index.html) (参照：2023.09.18)
- [2-5] Los Alamos National Laboratory: KIVA-II, A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays,  
[https://lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/\\_assets/docs/KIVA2.pdf](https://lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/_assets/docs/KIVA2.pdf) (参照：2023.09.15)
- [2-6] 田畑哲夫ら：DI ディーゼル機関における燃料噴霧の数値解析に関する研究，自技会論文集，Vol.26，No.3，p.39-44 (1995)
- [2-7] M. Christensen and M. Johansson: The Effect of In-Cylinder Flow and Turbulence on HCCI Operation, SAE Paper (2002), 2002-01-2864

# 第3章 多気筒ディーゼル機関での 部分予混合燃焼の基本特性

### 3.1. 緒言

これまで部分予混合燃焼の研究は、研究用の単気筒機関が行われてきた。部分予混合燃焼を実用化するためには、多気筒機関に適用して課題を解決しなければならない。

単気筒機関と多気筒機関の違いを表 3-1 に示す。多気筒機関では、さまざまな制約を受けるため単気筒機関で最適化された燃焼コンセプトの運転ができるとは限らない。特に PCI 燃焼の特性を左右する吸気と排気の温度と圧力については、多気筒機関では過給機の仕様や冷却装置の性能によって大きく変化する。

本章では、第 2 章で提案した部分予混合燃焼である PCI 燃焼を多気筒ディーゼル機関に適用した場合の基本特性についての調査を行い、多気筒機関での PCI 燃焼特性を明らかにする。

表 3-1 単気筒機関と多気筒機関の違いと特徴

項目・特性値		単気筒機関	多気筒機関
使用用途		燃焼系の最適化や現象解明	製品化に向けた開発
燃焼系		ピストン/燃焼室/噴射ノズル	同等
吸気・排気系	吸気圧力	個別に設定可能 (最適値に設定)	過給機の仕様/運転条件/気筒間の脈動で変化する。
	排気圧力		インタークーラの冷却性能によって運転条件で変化する。
	吸気温度		EGRクーラの冷却性能によって運転条件で変化する。
	EGRガス温度		
機械系		振動防止のための構造を採用するため、多気筒より機械損失が大きい	オイルポンプ、冷却水ポンプなどのエンジン補機の損失も含まれる。

## 3.2. 試験装置及び試験方法

### 3.2.1. 供試機関と台上試験装置

供試した多気筒ディーゼル機関の諸元を表 3-2 に示す。この機関は、排気量 4,949 ccの直接燃料噴射式 (Direct injection: DI) の V 型 6 気筒ディーゼル機関であり、GM 製 SUV シボレー・シルバラードに搭載して北米で販売しているいすゞ自動車製ディーゼル機関 (Duramax6600)<sup>[3-1]</sup> をベースにしたプロトタイプ機関である。インタクーラ付の可変翼 (Variable vane) ターボチャージャー (Variable Geometry System: VGS)<sup>[3-2]</sup>、水冷 EGR クーラ及び吸気絞りを備えており、第 2 章で PCI 燃焼に最適化された燃焼室形状、ヘッドスワール及びノズル仕様を適用している。燃料は、第 2 章で用いた EPA-47 軽油を用いた。供試機関と試験装置のレイアウトを図 3-1 に示し、機関の外観写真を図 3-2 に示す。

表 3-2 供試機関諸元

Engine type	DI diesel
Cylinder number	6
Valve train	OHV 4 valves (2IN/2EX)
Bore x Stroke	103.0 x 99.0 [mm]
Displacement	4,949 [cc]
Connecting rod length	163.0 [mm]
Piston bowl shape	Re-entrant
Compression ratio	16.5
Head swirl	Ks1.9
Injection system	Common Rail System (~160 [MPa])
Injection nozzle specification	435 cc/ 30 sec @ 100 bar, 7 holes
Injection nozzle cone angle	$\beta$ 158
Boosting system	Inter cooled VGS turbocharger

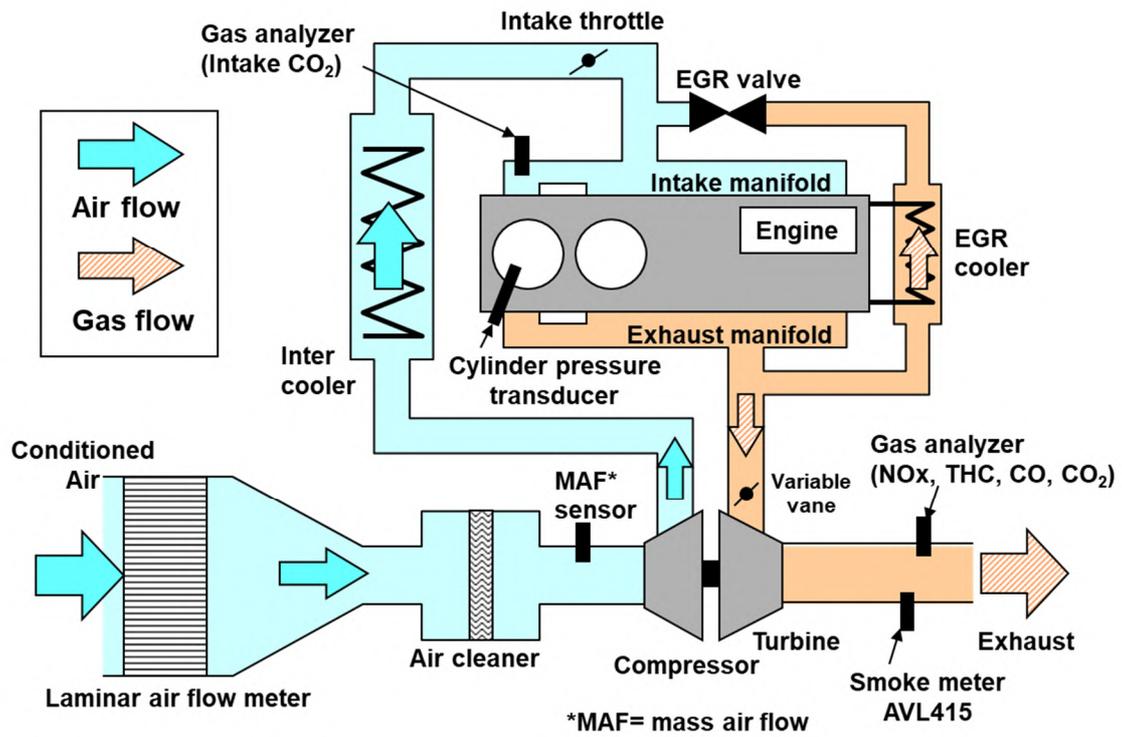


図 3-1 供試ディーゼル機関の装置概略図

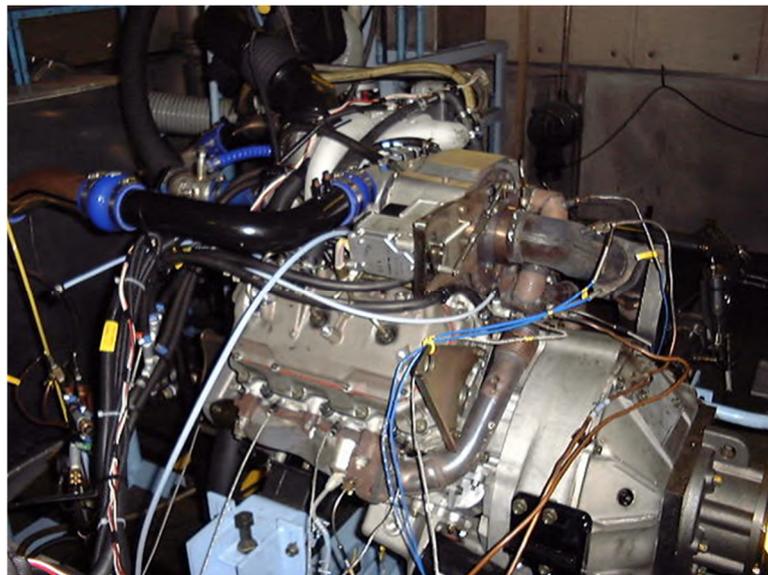


図 3-2 供試機関外観写真

供試機関は、図 3-3 に示すようにプロペラシャフトを介して交流動力計に接続される。運転制御装置によって、機関回転数 (Ne) の制御とスロットルアクチュエータで負荷 (燃料噴射量) の制御を行い、供試機関と動力計の間に設置された軸トルク計 (HBM 社製, T10F) でトルク (Trq) を計測した。計測したトルクから (3-1) 式と (3-2) 式を用いて、正味出力 (Brake specific power: BS-Power) と正味平均有効圧力 (Brake mean effective pressure: BMEP) を求めた。BMEP は、トルクを 4 と排気量で除したサイクルの平均圧力を示すものであり、排気量の異なる間での比較を行う際に有用な指標である。第 2 章で述べたピストンへの仕事を表す IMEP とは、(3-3) 式のように IMEP から摩擦損失 (Friction Mean Effective Pressure: FMEP) を引いたものが BMEP となる。

$$\text{BS-Power [W]} = 2 \cdot \text{Trq [Nm]} \cdot \text{Ne [rps]} \quad (3-1)$$

$$\text{BMEP [Pa]} = 4 \cdot \text{Trq [Nm]} / \text{V [m}^3] \quad (3-2)$$

$$\text{BMEP} = \text{IMEP} - \text{FMEP [Pa]} \quad (3-3)$$

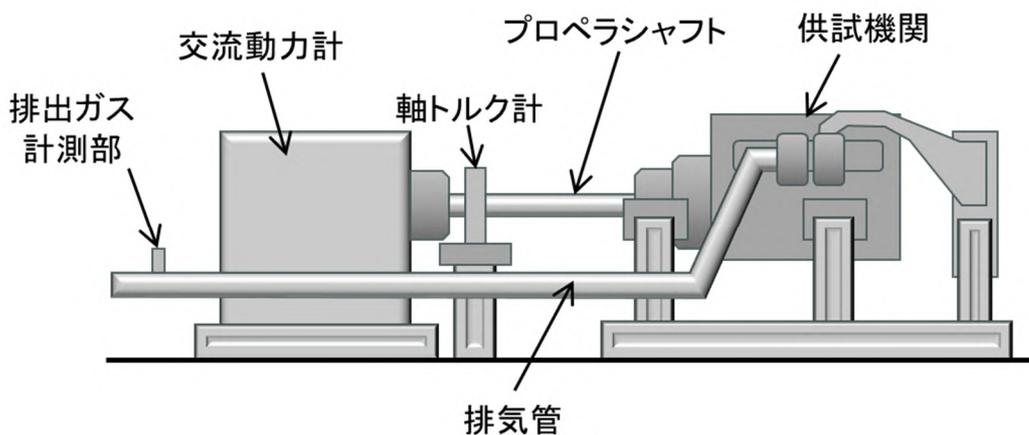


図 3-3 機関性能計測システム概略図

図 3-1 に示すように排気パイプには排出ガス分析計（堀場製作所社製，MEXA-9100DEGR）及びスモークメータ（AVL 社製，model415）のプローブが取付けてあり，各種排出ガス成分（NO<sub>x</sub>，THC，CO，CO<sub>2</sub>）並びにフィルタスモークナンバ（FSN）を計測した．機関に吸入される空気は，温度 25 度，湿度 50 %に制御されており，エアクリーナの前段に取付けられたラミナフローメータ（司測研社製，LFE-200B）を用いて吸入空気量を計測した．空気流量と燃料流量計（小野測器社製，FP-215）から計測した燃料流量から排気質量流量を求め，排気質量流量と分析計から計測した排出ガス濃度から排出ガスの質量流量を求めた．

#6 シリンダには，グロープラグの代わりに筒内圧センサ（キスラー社製，6052B1）がアダプタを介して取付けられており，チャージアンプ（キスラー社製，5011A10Y26）を使って電圧に変換し指圧線計測を行った．筒内圧信号から AVL 社製燃焼音メータを用いて燃焼音（Combustion Noise Level: CNL）を求めた．#6 シリンダへの噴射弁のソレノイドへの配線中に電流プローブを設置して，燃料噴射弁の開弁指示時期を記録した．EGR 率と空燃比（A/F）は，第 2 章と同様にして求めた．

### 3.2.2. ラビットプロトタイピングツール

PCI 燃焼では運転領域が低負荷に限定されるために、実車走行を前提とする場合には通常燃焼と PCI 燃焼の切り替え制御を実施しなければならない。こうした制御開発を行う場合には、通常はアイデアを基に制御ロジックの書かれた制御仕様書を作成して、機関制御装置 (Engine Control Unit: ECU) のメーカーに制御仕様書を提出した後に、制御 ECU メーカーのエンジニアが制御プログラム作成や動作確認を行いユーザに提供される。

本研究では、アイデアから実験を行うまでの時間短縮のためにラビットプロトタイピングツール (ETAS 社製, ASCET) を用いて燃焼の切り替え制御を作成して機関試験を行った。ラビットプロトタイピングツールを用いることで短時間にアイデアから制御ソフトへの展開を行うことが可能となる。ツール構成を図 3-4 に示す。オリジナルの ECU に取付けられた ECU エミュレータ (ETK) に対して、外部に取付けたラビットプロトタイピングハードウェア (Experiment target, ETAS ES1000) から ECU エミュレータにアクセスして既存の機関制御ロジックに対してバイパス制御を実施する。ES1000 には、ETK と通信するインターフェース (I/F)、外部 PC から制御するための I/F、演算処理を行う PowerPC、入出力を行う AD 変換の各ボードが組み込まれている。PC 上にインストールされている ASCET からは、図 3-5 に示すように ECU 上のある制御機能を ASCET 上に書かれた制御機能に置き換えて機関制御を行うことができる。AD ボードに接続した新しいセンサやデバイスも制御することができるので、機関制御や排気後処理装置の制御開発において非常に有用である。

### 3.2.3. 計算ソフトウェアと計算条件

筒内における混合気状態を推定するために 3D シミュレーションでの計算検討を実施した。計算には、第 2 章で使用した KIVA II<sup>[3-3,3-4]</sup>を用い、それぞれの機関実験から得られた運転条件を計算条件として与えた。

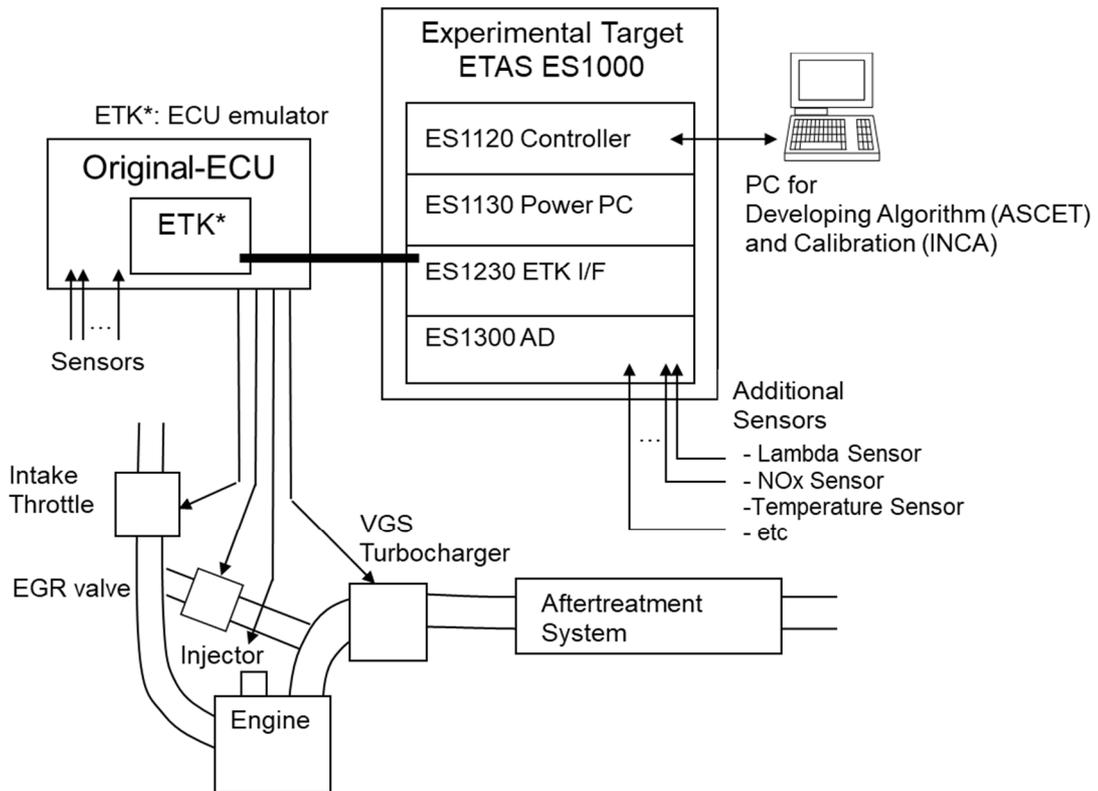


図 3-4 機関制御のラビットプロトタイピング

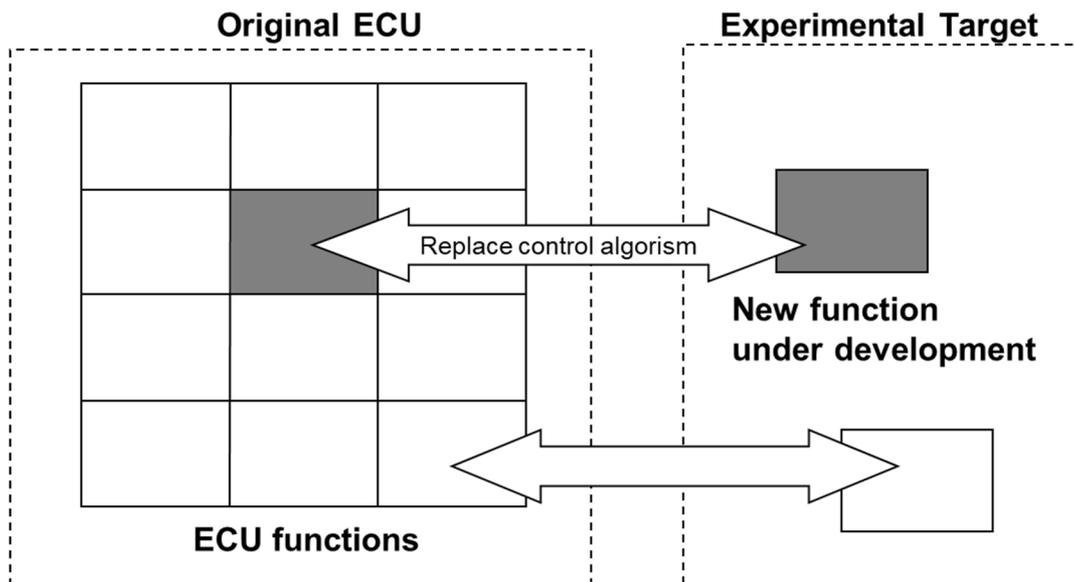


図 3-5 ラビットプロトタイピングによる制御機能の追加

### 3.3. 試験結果及び考察

#### 3.3.1. 従来ディーゼル燃焼と PCI 燃焼

多気筒ディーゼル機関を用いた従来ディーゼル(Conventional)燃焼と PCI 燃焼を比較した一例を図 3-6 に示す。機関回転数( $N_e$ )1500 rpm, 燃料噴射量( $F_f$ )  $20 \text{ mm}^3/\text{st}$ , 燃料噴射圧力( $P_{inj}$ ) 80 MPa で試験を行った。図には PCI 燃焼と従来ディーゼル燃焼の筒内圧, 熱発生率(R.O.H.R.)及び燃料噴射弁への電流値を示した。電磁弁への電流信号は, 電磁弁の開弁時期を示しており, 燃料噴射のタイミングに相当する。図に示したように PCI 燃焼は従来ディーゼル燃焼に比べて, 低 NOx・低スモーク燃焼が可能である。PCI 燃焼の燃料噴射開始時期(Start of injection: SOI)は, 従来燃焼のパイロット噴射開始時期に近くライナーへの燃料付着の心配が少ない。PCI 燃焼では, 高 EGR 率により過早着火を抑え着火時期を TDC 付近に制御することで, 従来ディーゼル燃焼に比べて等容度が高い燃焼を実現している。

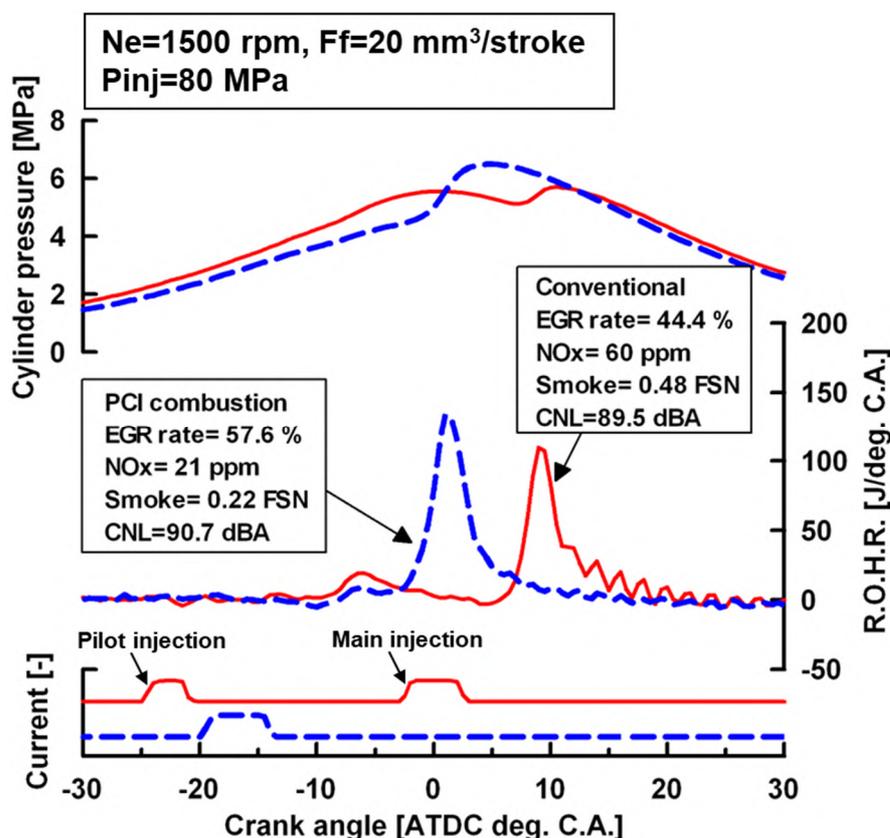


図 3-6 従来ディーゼル燃焼と PCI 燃焼特性の比較

### 3.3.2. PCI 燃焼特性に与える A/F の影響

図 3-7 に多気筒機関で実施した A/F をパラメータとした PCI 燃焼試験結果を示す。A/F は、EGR によって吸入新気量を制御することで変化させた。図 3-7 は、PCI 燃焼における燃料噴射時期を 20 BTDC deg.C.A.とした場合の結果であり、図中には従来ディーゼル燃焼(Conventional)の結果も併記した。図より PCI 燃焼では、新気量を減らし A/F を下げることで EGR 率が高くなり、NOx が低減している様子がわかる。従来ディーゼル燃焼でも A/F を低くすることで低 NOx となるが、スモーク排出が増加する。多気筒機関では、同一過給圧条件では EGR ガスを筒内に導入した分だけ、吸入空気量が減少するので、EGR 率と A/F には最上段に図示したようにほぼ線形の関係がある。従来ディーゼル燃焼では、NOx 排出を低減するとスモーク排出が悪化するトレードオフ関係がある。PCI 燃焼は、このトレードオフを改善して更なる NOx 低減が可能となる燃焼方式であると言える。PCI 燃焼の正味平均有効圧(BMEP)は、従来燃焼と同等である。THC については A/F が低くなると増加する。排気後処理装置にて浄化可能な THC となるように A/F を抑えて低 NOx・低スモーク特性を維持することが必要となる。

図 3-7 の試験結果について、横軸を EGR 率として再整理を行った結果を図 3-8 に示す。図中には、吸気マニフォールド内の O<sub>2</sub> 濃度と温度、燃焼開始時期(Start of combustion: SOC)、筒内圧力上昇率の最大値((dP/dt)<sub>max</sub>)を示した。吸気 O<sub>2</sub> 濃度は、吸気空気量、排気 CO<sub>2</sub> 濃度、EGR 率から計算した値であり、燃焼開始時期は全発熱量に対して 5%の熱発生位置とした。筒内圧力上昇率の最大値は、燃焼騒音と相関がある特性値である。図より、EGR 率が高くなると筒内の酸素濃度は低くなり吸気温度が上昇する。多気筒機関では、高 EGR 時には EGR ガスの冷却が十分にできなくなり EGR ガスの温度が上昇してしまうためである。PCI 燃焼の燃焼開始時期は、EGR 率を高くすることで遅くなり、ほぼ TDC で着火するようになる。筒内圧上昇率の最大値は、EGR 率が低い場合には大きくなっているが、低 NOx となった高 EGR 率状態では従来燃焼並かそれ以下にすることができる。

以上のように PCI 燃焼では、空燃比を EGR によって適切に制御することで、従来ディーゼル燃焼に対して同等の出力を確保しながら、排出ガスを改善する燃焼方式であることがわかった。

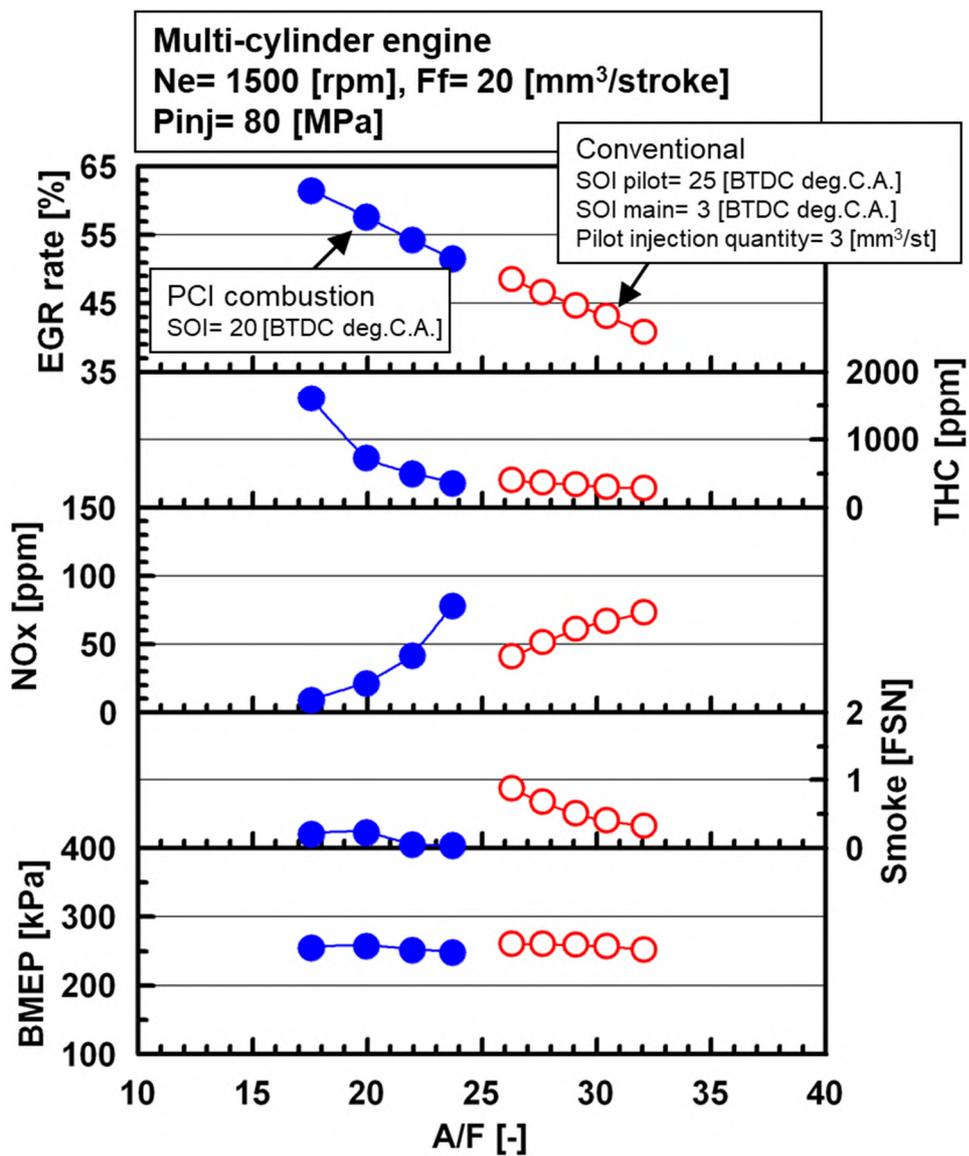


図 3-7 従来ディーゼル燃焼と PCI 燃焼特性の空燃比による機関性能変化

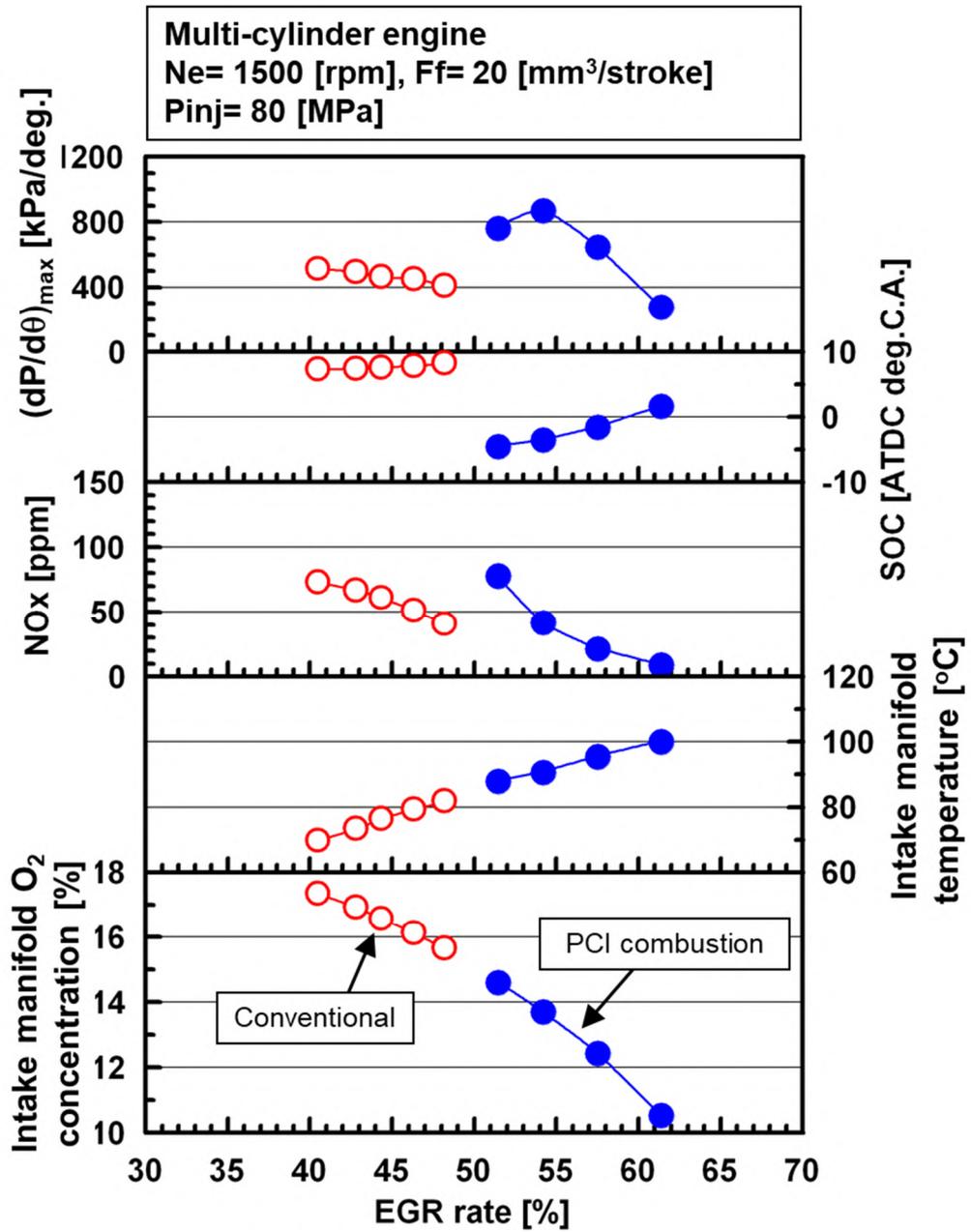


図 3-8 従来ディーゼル燃焼と PCI 燃焼特性の EGR 率による機関性能変化

### 3.3.3. PCI 燃焼特性に与える燃料噴射時期の影響

燃料噴射開始時期 (Start of injection: SOI) を -10 ATDC deg.C.A. から -40 ATDC deg.C.A. まで進角させた場合の PCI 燃焼特性を図 3-9 に示す。PCI 燃焼の目標吸気条件としては、前項の結果から A/F と EGR 率をそれぞれ 20 と 58 % に設定した。図中には正味平均有効圧や排出ガス (NO<sub>x</sub>, THC, スモーク) のほかに燃料噴射開始時期 (SOI) から燃焼開始時期 (Start of combustion: SOC) までの時間 (着火遅れ期間) を示した。図 3-9 より噴射時期を -10 ATDC deg.C.A. から進角させると、正味平均有効圧は -30 ATDC deg.C.A. まではほぼ一定であるが、更に進角すると低下する傾向がある。スモークに関しては噴射時期を -10 ATDC deg.C.A. では、2 FSN 程度排出されているが、進角させることにより減少し -20 ATDC deg.C.A. を過ぎたあたりでほとんど排出しなくなる。NO<sub>x</sub> については、-30 ATDC deg.C.A. まではわずかに上昇しその後に再び低くなる。THC に関しては、-30 ATDC deg.C.A. を超えると過大な排出となる。燃料噴射から燃焼開始までの時間は、燃料噴射を進角するほど長くなる。燃料噴射期間は、燃料噴射装置の単体計測データから推定すると 8 deg.C.A. 程度であるので、燃料噴射開始時期が -10 ATDC deg.C.A. の場合には燃料噴射から燃焼開始までの時間が数 deg.C.A. しかなく、過濃な混合気が残っているためにスモークが排出されていると考えられる。燃料噴射時期を進角させることにより燃料噴射終了から燃焼開始までに混合時間が稼げるために予混合燃焼の割合が増えスモーク排出が低減すると考えられる。

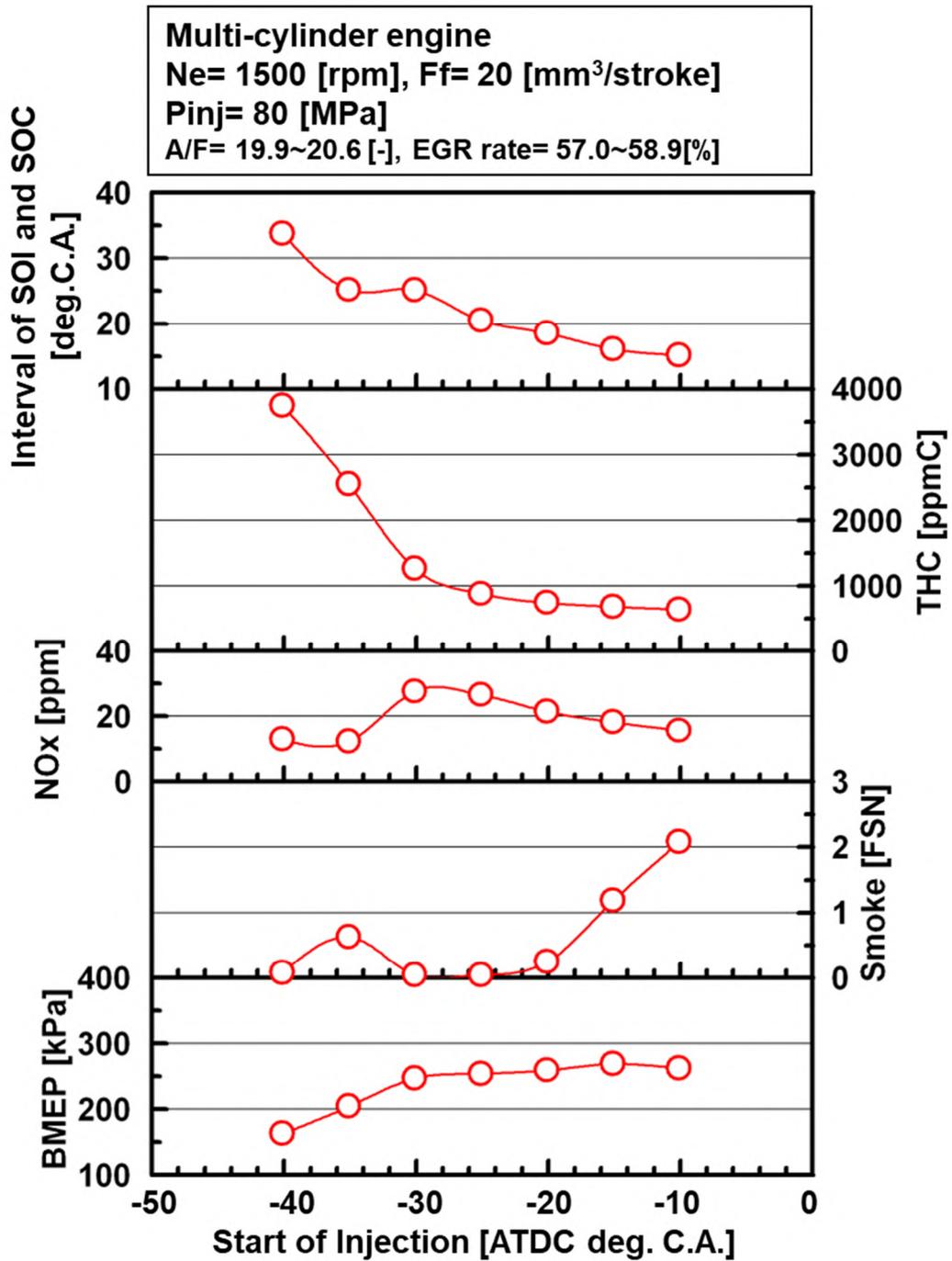


図 3-9 PCI 燃焼に対して燃料噴射タイミングが機関性能に与える影響

燃焼噴射時期を早くすると THC が増加し，BMEP が低下する原因を調べるために計算解析を実施した．図 3-10 に燃料噴射時期が 40 BTDC deg.C.A. と 20 BTDC deg.C.A. について，KIVA II を用いて計算した筒内の混合気分布を示す．燃料蒸気が存在する領域をコンターで示した．下段の 5 BTDC deg.C.A. の様子を見ると，燃料噴射開始時期が 20 BTDC deg.C.A. の場合にはほとんどの混合気が燃焼室内に存在するが，40 BTDC deg.C.A. の場合にはスキッシュ領域に多くの混合気が存在することがわかる．図 3-9 において燃料噴射時期が 30 BTDC deg.C.A. を境に出力や THC の排出状況が変化するが，その原因は燃料噴射時期を進角することで燃焼室外に多くの燃料が噴射され，ライナーへの燃料付着や混合気のシリンダ壁面でのクエンチングによる未燃燃料が増えて，出力の低下や THC の過大排出を招いていたと考えられる．

以上のように PCI 燃焼では，燃料噴射のタイミングを適切に制御して，燃焼室内で燃料を十分に混合させることが重要であることがわかった．

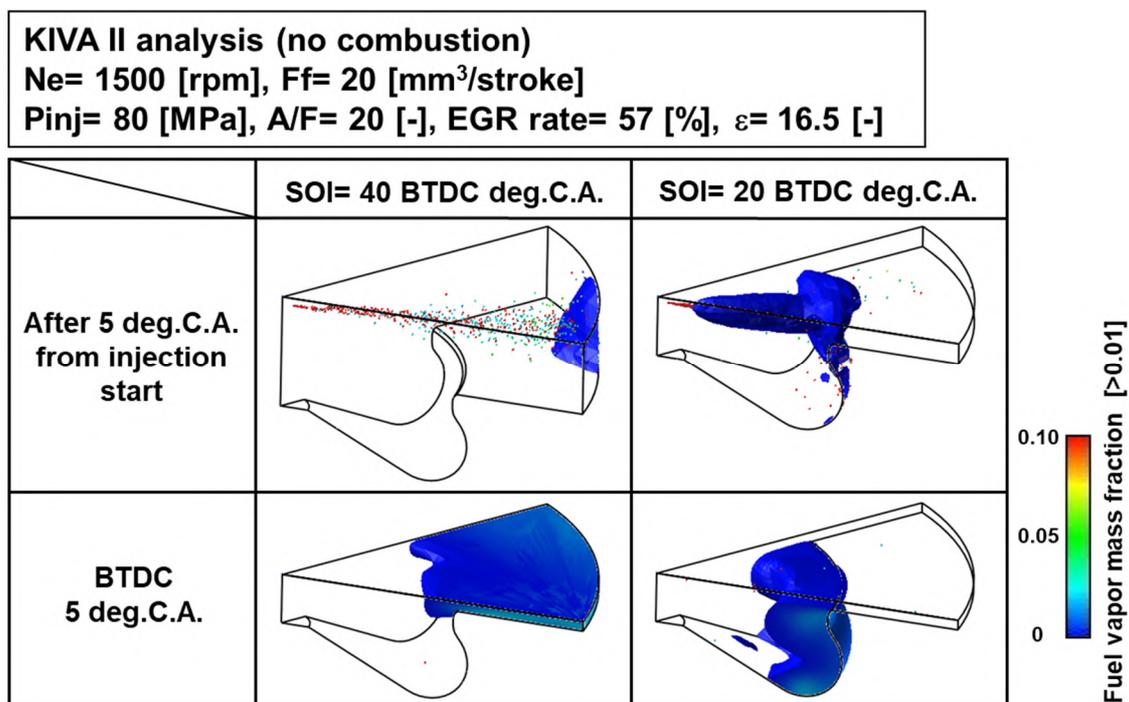


図 3-10 燃料噴射タイミングが筒内の混合気分布に与える影響

### 3.3.4. PCI 燃焼特性に与える燃料噴射圧力の影響

図 3-11 に PCI 燃焼に対して燃料噴射圧力が機関性能に与える影響を示す。燃料噴射圧が 40 MPa の場合にはスモーク排出が増加した。これは燃料噴射圧力の低下により混合気の均一度が低下したためであると考えられる。逆に THC は噴射圧とともに増加する傾向がみられる。BMEP は、燃料噴射圧力の上昇とともに低下している。燃料噴射圧力を増加するために燃料噴射ポンプの駆動仕事が増加したためであると考えられる。混合気の均一化と燃料噴射ポンプの駆動仕事によって、最適な燃料噴射圧力が存在する。

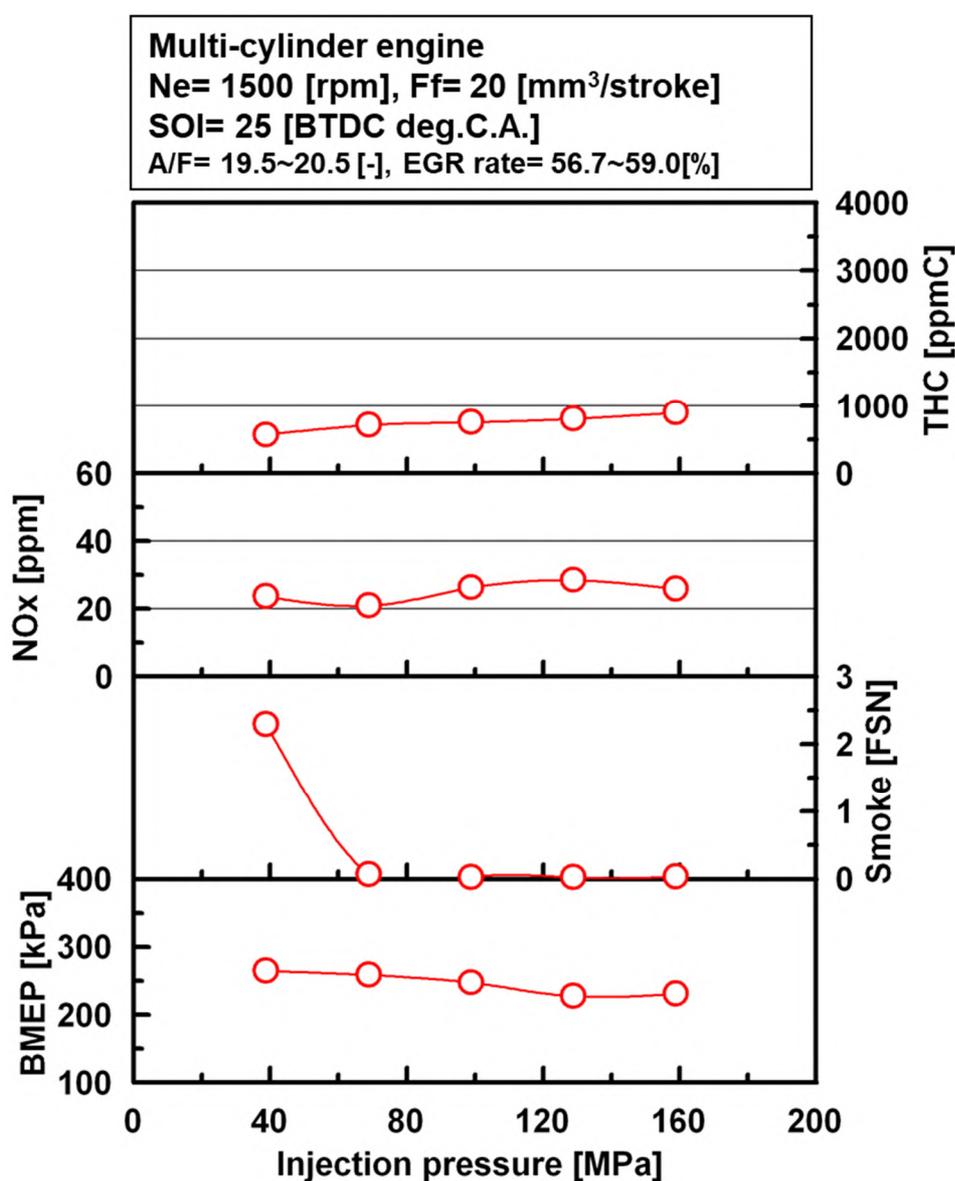


図 3-11 PCI 燃焼に対して燃料噴射圧力が機関性能に与える影響

### 3.3.5. PCI 燃焼の運転限界

1.4.節では、部分予混合燃焼では運転範囲が低負荷に限られることを述べた。この機関システムでは、どの運転負荷まで PCI 燃焼が可能であるかについて調査を行った。機関回転数( $N_e$ )1500 rpm において、燃料噴射量( $F_f$ ) $10\text{ mm}^3/\text{stroke}$  及び  $25\text{ mm}^3/\text{stroke}$  について PCI 燃焼の適合試験を追加して、従来ディーゼル燃焼との比較を行った。その結果を図 3-12 に示す。燃料噴射量  $10\text{ mm}^3/\text{stroke}$  においても、 $20\text{ mm}^3/\text{stroke}$  の場合と同様に  $\text{NO}_x$  とスモークの低減することができた。従来燃焼と比べて BMEP は同等である。

多気筒機関では、吸入空気量と EGR 率の制御条件に制約があり、EGR 率を高くすると吸入空気量が低下する。したがって EGR 率を高く保ったまま燃料噴射量を増加させると、 $A/F$  が下がる。この PCI 燃焼試験では、 $25\text{ mm}^3/\text{stroke}$  で余剰酸素が無くなる理論空燃比 (Stoichiometry) 条件に到達した。 $A/F$  が理論空燃比まで下がると、余剰酸素が無くなることから、THC の悪化や出力低下、スモーク排出の増大が発生する。この機関では燃料噴射量で  $23\text{ mm}^3/\text{stroke}$  程度、BMEP で 320 kPa までの PCI 運転が可能であった。この範囲内であれば PCI 燃焼は従来ディーゼル燃焼に比べて、BMEP が同等であり、 $\text{NO}_x$  とスモークの大幅低減が可能である。

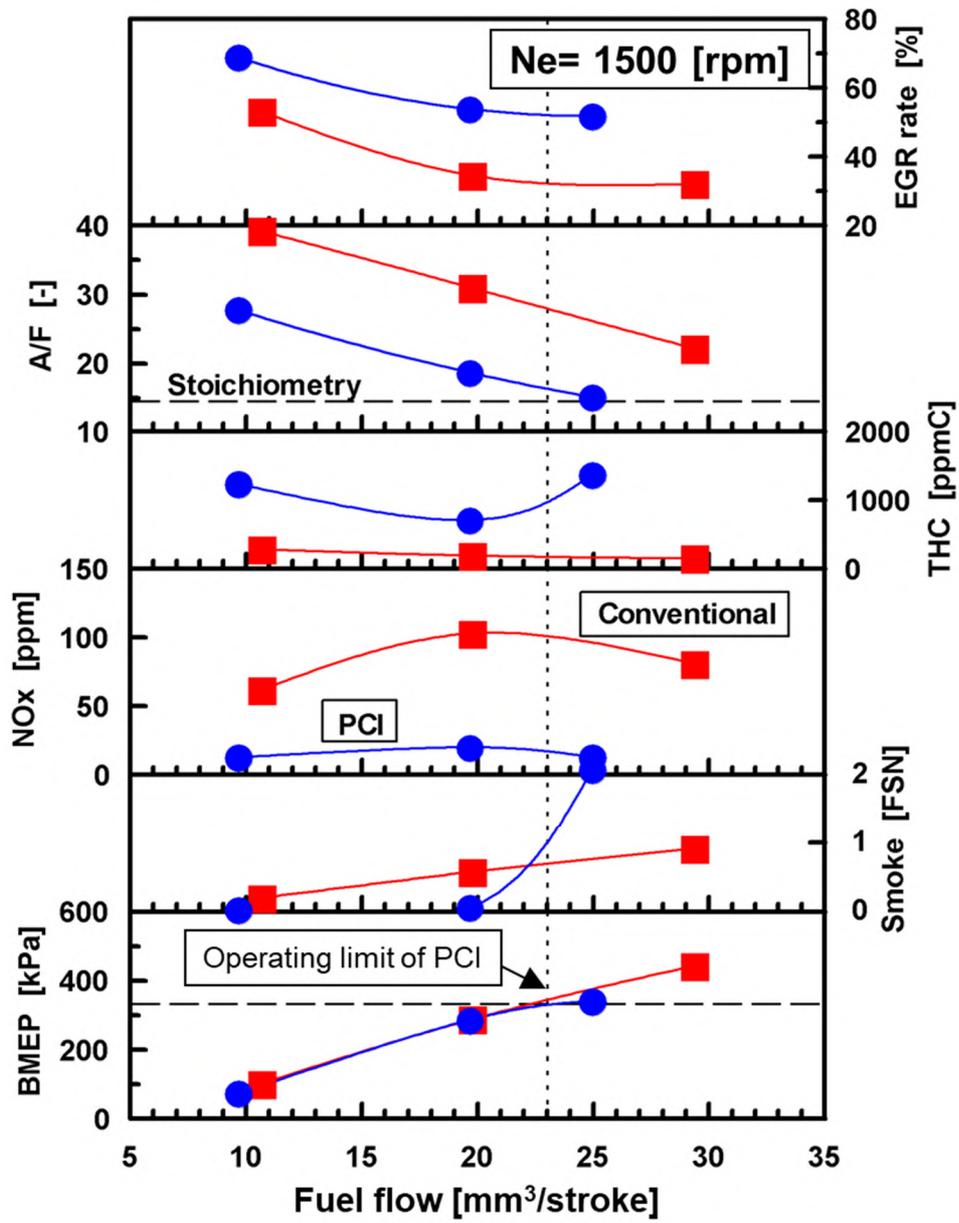


図 3-12 従来ディーゼル燃焼と PCI 燃焼の機関性能特性

### 3.3.6. PCI 燃焼と通常燃焼の切り替え制御

前項のように本機関での PCI 燃焼領域は 300 kPa 程度とごく低負荷に限られているので、実用化を目指して実車走行を行うためには、通常燃焼と PCI 燃焼の切り替え制御を行わなければならない。ASCET を用いて燃焼モード切り替えロジックを作成して機関制御装置に実装した。

機関回転数 1500 rpm，機関制御上の指示燃料噴射量  $20 \text{ mm}^3/\text{stroke}$  の条件において、15 秒間隔で通常燃焼と PCI 燃焼を切り替えて機関トルクと各排出ガスを計測した。モードの遷移は、目標空気量を変化させるとともに図 3-13 のように燃料噴射形態を変化させることで行った。従来燃焼から PCI 燃焼への遷移は、パイロット噴射量を徐々に増加して、その分だけメイン噴射量を低減させる方法で行った。PCI 燃焼から従来燃焼に戻る場合には、逆に変化させた。従来ディーゼル燃焼と PCI 燃焼では、空気系の状態（空気量、EGR 率）や燃料噴射形態が異なるために、モード遷移においてはそれぞれの状態間を遷移しなければならない。そこで、まず応答性が遅い空気系から状態遷移を開始して、その状態に適した噴射形態となるように燃料噴射を遷移させた。

モード遷移試験結果を図 3-14 に示す。図より通常燃焼から PCI 燃焼に移行すると、定常台上試験結果と同じように  $\text{NO}_x$  が減少し、 $\text{THC}$  や  $\text{CO}$  が増加している。このとき、分析計の応答遅れとともに空気系の遅れに伴う排出ガスの変化の遅れが見られた。このときのトルク変化の様子を見ると、二つのモード間のトルク差は 10 Nm 程度あるが、両モード間のトルク遷移については、トルクのふらつきも無く移行することができた。モード間での定常トルクの差異は、両モード間での噴射形態が二回噴射から一回噴射となるために実燃料噴射量が指示噴射量と異なってしまい、燃料噴射量が増加した分だけトルクが増加したためと考えられる。この差異に関しては、噴射装置の噴射量制御において補正をかけることで対応が可能である。また、モード遷移中の燃焼音変化では、燃焼音メータで計測した燃焼騒音レベルには大きな相違は無いものの、音色としては両者で異なっており、試験中にモード遷移を聞き分けることができた。実用化に向けて解決していかなければならない課題の一つである。

燃焼モードの切り替えについては、大久保ら<sup>[3-5]</sup>によって筒内の酸素濃度を推

定して、酸素濃度によって燃料噴射を非連続的に切替える手法が提案されており、この手法を用いることでモード遷移中の排出ガスを低減することができる。

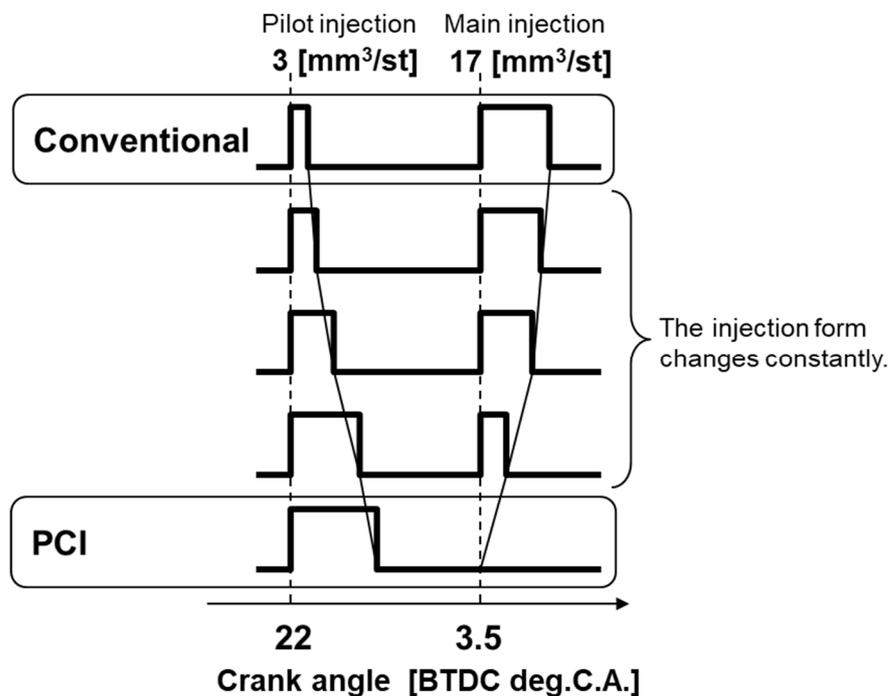


図 3-13 従来ディーゼル燃焼と PCI 燃焼の切替え制御

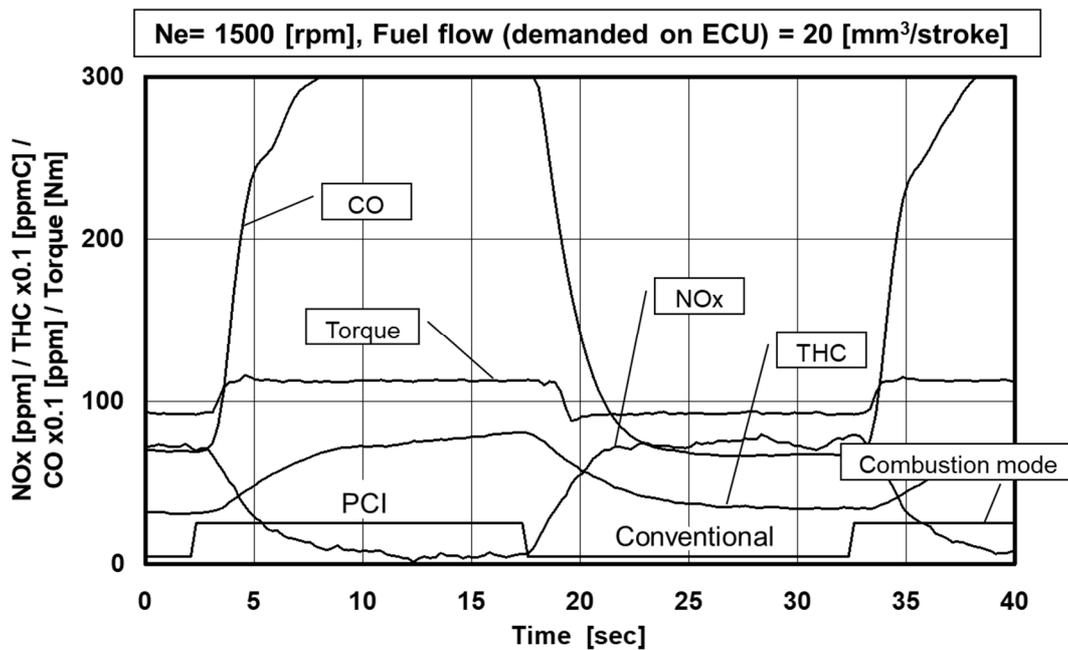


図 3-14 従来ディーゼル燃焼と PCI 燃焼の切替え試験結果

### 3.4. 第3章のまとめ

第3章では、PCI 燃焼を多気筒ディーゼル機関に適用した場合の基本特性についての調査を行った。得られた知見を以下にまとめる。

(1) 多気筒機関においても単気筒機関と同様に高 EGR 率と圧縮行程後半の燃料噴射により、大幅に NOx とスモークが低減できることを明らかにした。NOx と THC にはトレードオフの関係があり、EGR 率には最適値が存在する。

(2) PCI 燃焼特性に与える燃料噴射時期の影響を調べたところ、上死点に近い燃料噴射ではスモークが排出され、燃料噴射時期を早くしすぎると THC が増加する。スモーク増加の原因は、燃料噴射終了から着火までに時間が短いために過濃な混合気が残っているためであり、早期噴射の場合に THC が増加するのは燃料噴霧が燃焼室から出てシリンダ壁面に到達するためであることが、混合気分布の計算結果から明らかにした。-

(3) PCI 燃焼特性に与える燃料噴射圧力の影響を調べたところ、燃料噴射圧力が 40MPa の場合にスモークの増加がみられた。噴射圧力を増加させるとともに BMEP は低下しており、適切な燃料噴射圧力が存在する。

(4) PCI 燃焼の運転可能領域を調べたところ、供試機関においては BMEP で 320kPa まで PCI 運転が可能であった。この負荷までは BMEP の悪化を伴わずに低 NOx・低スモーク運転が可能である。

(5) 通常ディーゼル燃焼と PCI 燃焼の燃焼切り替え制御ロジックを開発した。ディーゼル機関に実装して両燃焼モード間でスムーズな燃焼方式の移行を実現することができた。

#### 参考文献

- [3-1] 前田民敏, 永吉隆, 佐久間浩: 新商品紹介 DMAX 製 8GF1(DURAMAX 6600) ディーゼルの開発, いすゞ技報, 105号, p99-111 (2001)
- [3-2] エンジン向けターボチャージャー: 株式会社 IHI ,  
<https://www.ihi.co.jp/turbocharger/products/turbocharger/index.html> ,  
(参照 2023.08.30)
- [3-3] Los Alamos National Laboratory: KIVA-II, A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays,  
[https://lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/\\_assets/docs/KIVA2.pdf](https://lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/_assets/docs/KIVA2.pdf) (参照: 2023.09.15)
- [3-4] 田畑哲夫ら: DI ディーゼル機関における燃料噴霧の数値解析に関する研究, 自技会論文集, Vol.26, No.3, p.39-44 (1995)
- [3-5] 大久保泰宏, 石川直也, 田代欣久: 低 NOx 予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用 (第3報) -PCI 燃焼法と従来燃焼法の遷移制御に関する一考察-, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.1, p.27-32 (2008)

## 第4章 部分予混合燃焼領域の拡大 と排出ガス低減に関する検討

#### 4.1. 緒言

第 3 章では、多気筒ディーゼル機関に適用した PCI 燃焼の特性について調べた。単気筒機関に対して多気筒機関では、PCI 燃焼を行うために高 EGR 率化すると EGR ガスの冷却が充分に行えなくなること述べた。

本章では、EGR ガス温度を低下するために EGR クーラの冷却性能を向上する。EGR ガス温度を試験的に変化させることで、機関への吸気温度が PCI 燃焼特性や運転可能領域拡大に与える影響についての調査を行う。

#### 4.2. 試験装置及び試験方法

##### 4.2.1. 供試機関と台上試験装置

本章で供試した機関諸元を表 4-1 に示す。この機関は、いすゞ自動車製ディーゼル機関 (Duramax6600)<sup>[4-1]</sup>をベースにした直接燃料噴射式 (DI) 6 気筒ディーゼルであり、第 3 章と同一仕様の機関を用いた。供試燃料は、第 3 章と同様に北米で用いられている EPA-47 軽油を用いた。

供試機関と試験装置のレイアウトを図 4-1 に示す。試験装置としては、第 3 章と同じ構成で試験を行った。

表 4-1 供試機関諸元

Engine type	DI diesel
Cylinder number	6
Valve train	OHV 4 valves (2IN/2EX)
Bore x Stroke	103.0 x 99.0 [mm]
Displacement	4,949 [cc]
Connecting rod length	163.0 [mm]
Piston bowl shape	Re-entrant
Compression ratio	16.5
Head swirl	Ks1.9
Injection system	Common Rail System (~160 [MPa])
Injection nozzle specification	435 cc/ 30 sec @ 100 bar, 7 holes
Injection nozzle cone angle	$\beta 158$
Boosting system	Inter cooled VGS turbocharger

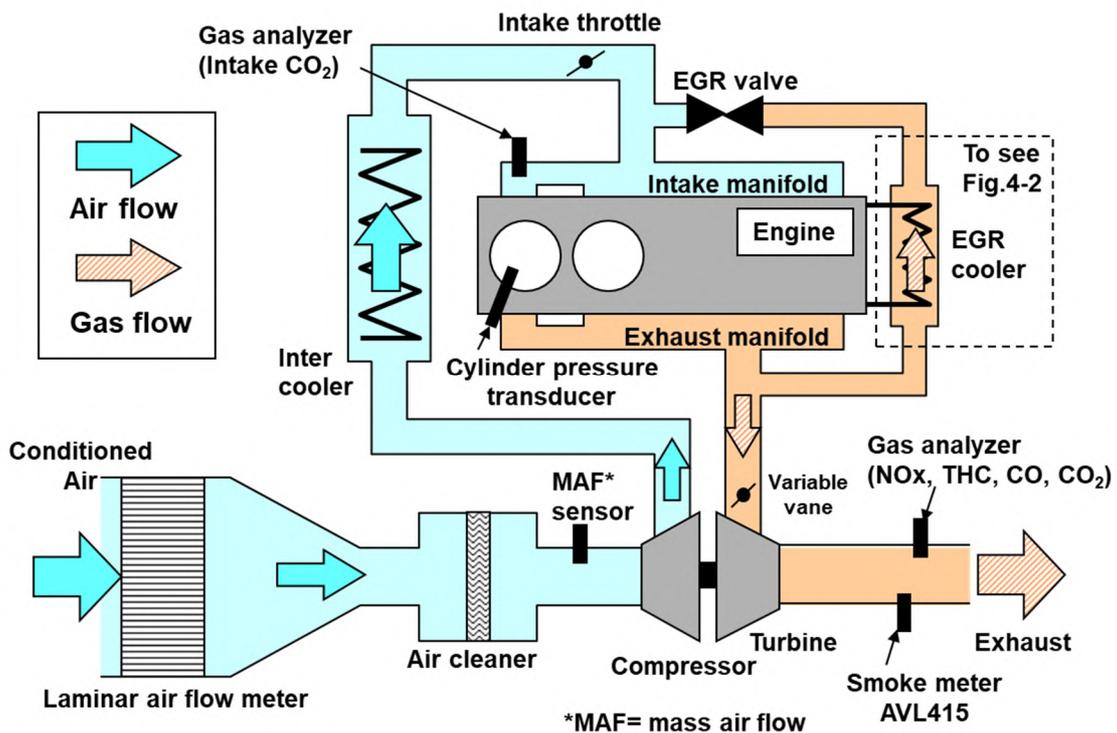


図 4-1 供試機関試験装置の概略図

#### 4.2.2. EGR クーラ冷却性能向上試験装置

図 4-2 に本試験で用いた EGR システムの概略図を示す。試験的に EGR クーラの冷却性能を向上させるために追加の EGR クーラを取付けた。このシステムでは、冷却性能を変化させるために通常の機関冷却水による冷却だけではなく、工業用水( ~20 )を使った EGR クーラの冷却を行った。本試験では、図 4-2 のように機関冷却水を使ったものを Baseline として、追加した EGR クーラの冷却のみに工業用水を用いたものを Alt1、追加した EGR クーラを含めて全ての EGR クーラを工業用水で冷却したものを Alt2 として、EGR クーラの冷却性能を向上させた場合の PCI 燃焼特性の調査を行った。

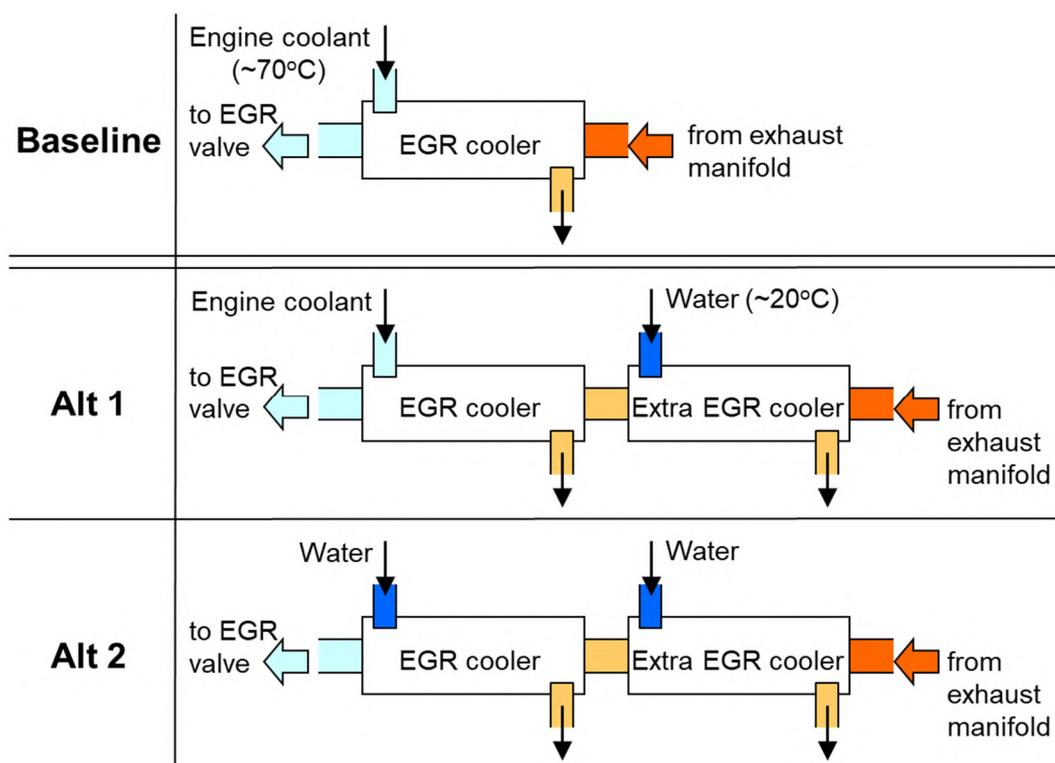


図 4-2 機関試験で用いた EGR クーラ装置の概略図

#### 4.2.3. 計算ソフトウェアと計算条件

筒内における混合気状態を推定するために3Dシミュレーションでの計算検討を実施した。計算には、第2章と第3章で使用したKIVA II<sup>[4-2,4-3]</sup>を用いた。それぞれの機関性能実験から得られた運転条件を計算条件として与え、n-ドデカンの総括反応の反応定数はそれぞれの実験結果と熱発生を合わせることで適合した。計算ソフトの概要と計算条件を表4-2と表4-3にそれぞれ示す。

表 4-2 計算ソフトウェア

Software	KIVA II <sup>[4-2]</sup> Freeware published by Los Alamos national laboratory
Turbulence model	k-ε
Breakup model	Modified <sup>[4-3]</sup>
Impingement model	Modified <sup>[4-3]</sup>
Reaction model	Overall reaction of n-dodecane Reaction frequency factors were fit for experiments
NOx model	Expanded Zeldovich mechanism
SOOT model	Hiroyasu

表 4-3 計算条件

Engine speed	1500 rpm
Fuel flow	20 mm <sup>3</sup> /stroke
Injection pressure	80 MPa
Start of Injection	20 BTDC deg.C.A.
Initial gas conditions	Input gas compositions were given by experiment

### 4.3. 試験結果及び考察

#### 4.3.1. 多気筒機関と単気筒機関における PCI 燃焼の比較

これまでに多くの研究者によって単気筒機関での部分予混合燃焼の特性が調査されている<sup>[4-4~4-9]</sup>。単気筒機関 (single cylinder engine: SCE) では、吸気温、ブースト圧、EGR 率等の機関運転条件を比較的自由に設定できるが、多気筒機関 (multi-cylinder engine: MCE) では、過給機や I/C, EGR クーラの仕様によりブースト圧、EGR 率や吸気温がそれぞれ従属的に変化するために燃焼特性が単気筒機関と異なる。

この項では、多気筒ディーゼル機関と同一諸元の研究用単気筒機関を用いて、機関回転数 (Ne) 1350 rpm, 燃料噴射量 (Fuel flow) 20 mm<sup>3</sup>/stroke の運転条件にて単気筒機関と多気筒機関での PCI 燃焼の違いについて調べた。

単気筒機関では、PCI 燃焼に最適な吸気条件 (A/F21, EGR 率 55%) にて試験を行った。多気筒機関では、A/F と EGR 率を自由に調整できないために、A/F が 21 のときには EGR 率が 49% となり、EGR 率を 55% にするためには、A/F を 17 まで低下する。それぞれの吸気条件について燃料噴射タイミング (Start of injection: SOI) の影響を調べた結果を図 4-3 に示す。燃料噴射圧力 (Pinj) はどの条件でも 50 MPa 一定とした。多気筒機関では、過給機によるポンピング仕事が発生する。それぞれの燃焼状態のみを比較するために図示平均有効圧 (IMEP) は、吸排気行程の仕事を除いた IMEP(gross) を用いた。単気筒機関では、インテークマニホールドのガス温度 (In-mani temp.) を 50 一定にして試験を行っているが、多気筒機関では、EGR クーラの熱交換効率が十分でないために EGR 率を高くすると EGR ガス温度が高くなる。多気筒機関のインテークマニホールドにおける吸気ガス温度は、単気筒に比べて 70~80 程高くなっている。

図 4-3 より単気筒機関の場合 ( ) には、-27 ~ -18 ATDC deg.C.A. の広い燃料噴射タイミングにおいて、NOx とスモークの同時低減を実現するとともに IMEP も一定であり、燃料噴射タイミングに対してロバストな燃焼形態となっている。一方多気筒機関では、単気筒と同じ A/F 21 では低 NOx 化を実現できなかった ( )。低 NOx とするためには、A/F を下げて EGR 率をより高くしなければならない。そして、EGR 率が 55% とした場合 ( ) に A/F は 17 となり、低 NOx 燃焼

が実現された。このときには、A/F が小さくなるために低スモークとなる範囲が狭くなる。多気筒機関の場合には、EGR クーラの冷却性能によって EGR 率に対する A/F が単気筒機関とは異なる。多気筒機関の PCI 燃焼を改善するためには、吸気ガス温度の低減が重要であることがわかった。

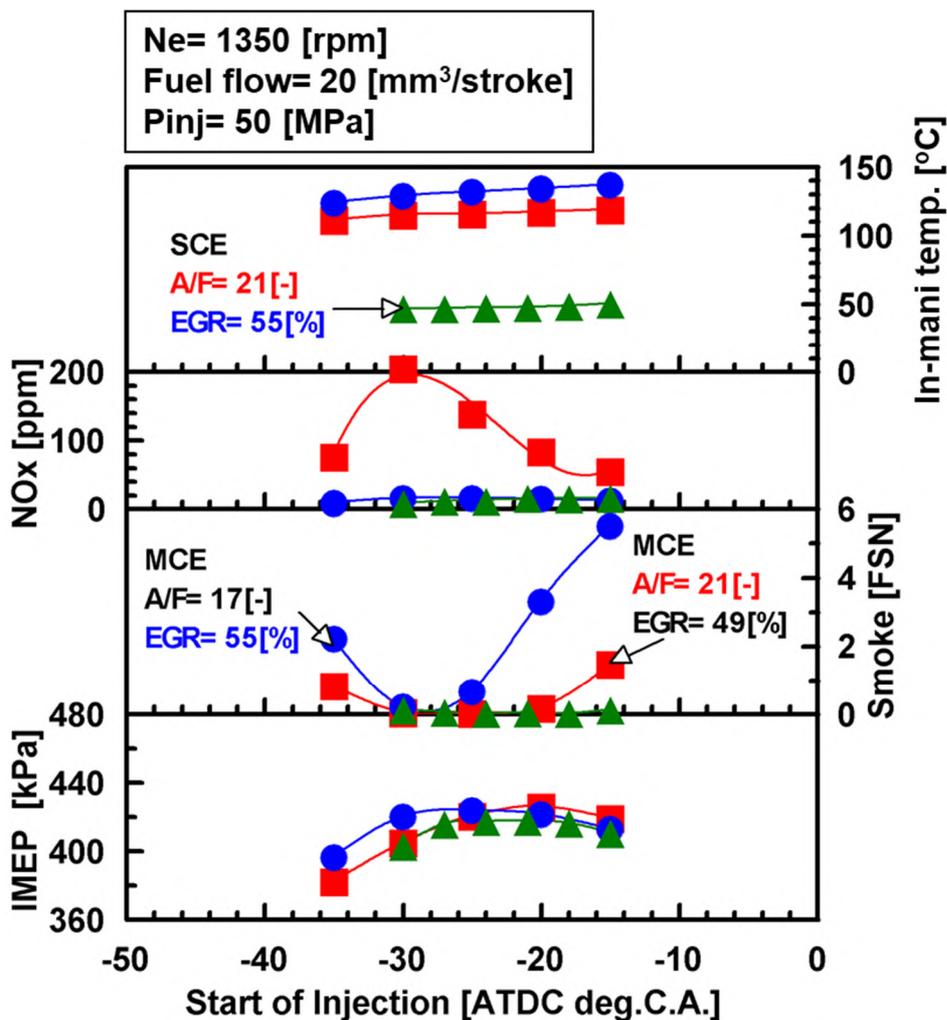


図 4-3 単気筒機関と多気筒機関の PCI 燃焼特性比較

#### 4.3.2. 吸気温度がディーゼル機関の機関性能に与える影響

ここで、排気量 3.0L の 4 気筒直噴ディーゼル機関を用いて、吸気温度がディーゼル機関の性能に与える影響を調べた<sup>[4-10]</sup>。機関回転数 1600 rpm, BMEP 922 kPa の運転条件において、NOx 排出量を 2.0 g/kWh として、吸気温度を変化させたときの熱収支解析結果を図 4-4 に示す。吸気温度が増加すると正味仕事( Brake work )割合が低下する。ポンピング損失と機械損失はわずかに低下する。冷却損失割合がわずかに増加して排気損失割合が増加している。吸気温度増加に伴う正味仕事減少の主要因は、与えた熱量が仕事に変換されずに排気損失が増えるためであることがわかる。

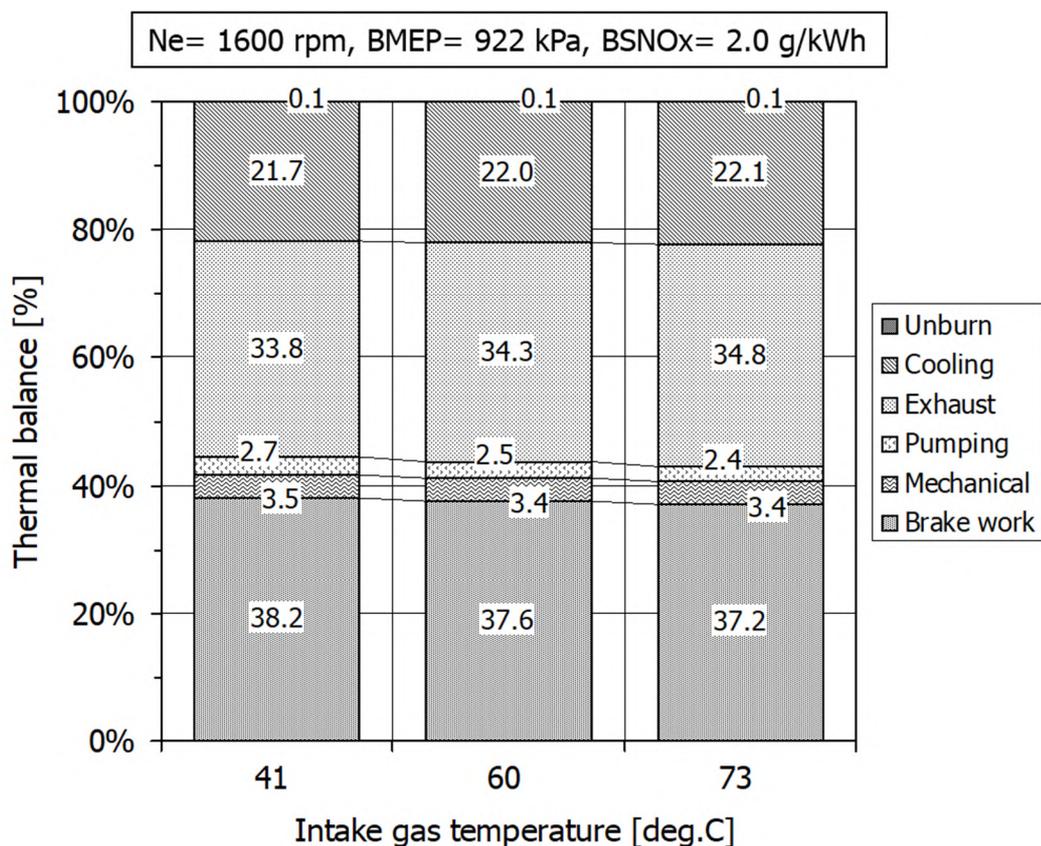


図 4-4 吸気温度がディーゼル機関の熱収支に及ぼす影響

吸気温度を変化させた場合の機関性能試験結果を図 4-5 に示す。本試験では、過給圧を一定として試験を行ったので、吸気温度の増加とともに機関へ吸入されるガス密度が低下し、質量流量が減少する。その結果、空気過剰率(ラムダ)が低下してスモークの排出が増加する。しかしながら、吸気温度 73 の条件でもラムダが 1.4 を確保できているため、スモーク増加が少ない。吸気 O<sub>2</sub> 濃度と EGR 率については、同一 NO<sub>x</sub> 排出量条件ということもあり、ほぼ同じ値である。吸気温度が増加するとともに BSFC が増加する。

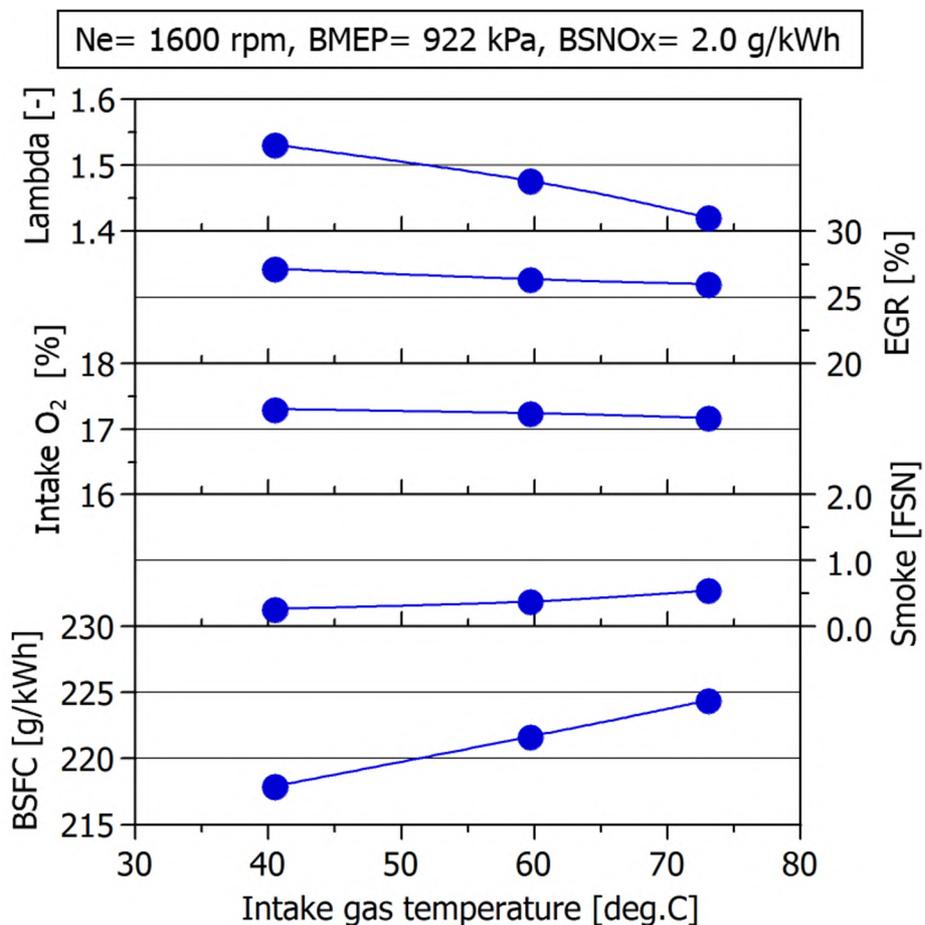


図 4-5 吸気温度がディーゼル機関の機関性能に及ぼす影響

吸気温度が 41 と 73 の条件におけるクランク角度に対する筒内圧，筒内平均温度，熱発生率及び比熱比の変化を図 4-6 に示し，燃焼における特性値（筒内圧最大値（ $P_{max}$ ），圧力上昇率の最大値（ $(dp/dt)_{max}$ ），等容度，燃焼開始時期（Start of combustion: SOC）及び燃焼終了時期（End of combustion: EOC））を図 4-7 に示す．SOC は，燃焼解析装置で計測した総発熱量の 5 %が発熱した時期であり，EOC は 95 %が燃焼した時期である．吸気温度が増加すると， $P_{max}$  は低下して筒内温度が高くなっている．筒内圧の上昇率の最大値が小さくなり等容度が減少する．吸気温度の増加により，燃焼開始時期にはあまり変化はないが，燃焼終了時期が遅くなることで燃焼期間が僅かに長くなっている．燃焼期間の変化は少なく，作動ガスの熱物性値変化が熱力学サイクルの熱効率に主に影響を与えているものと考えられる．

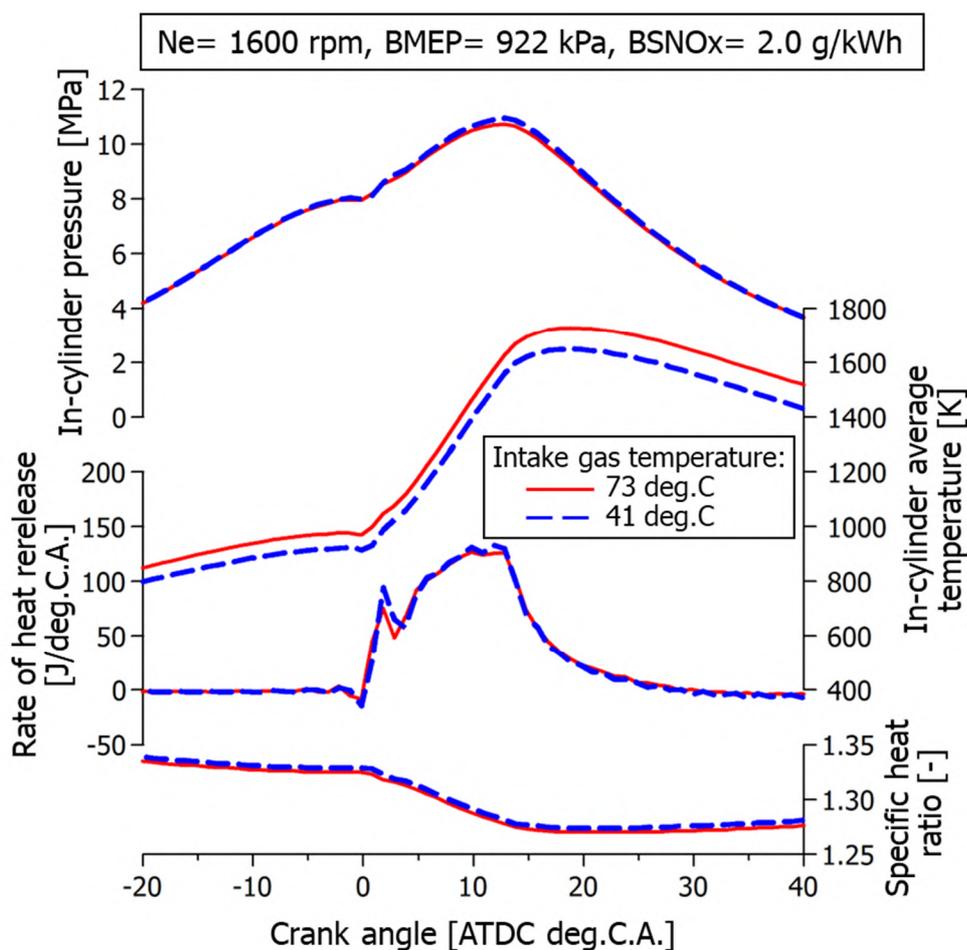


図 4-6 吸気温度が熱発生率と比熱比に及ぼす影響

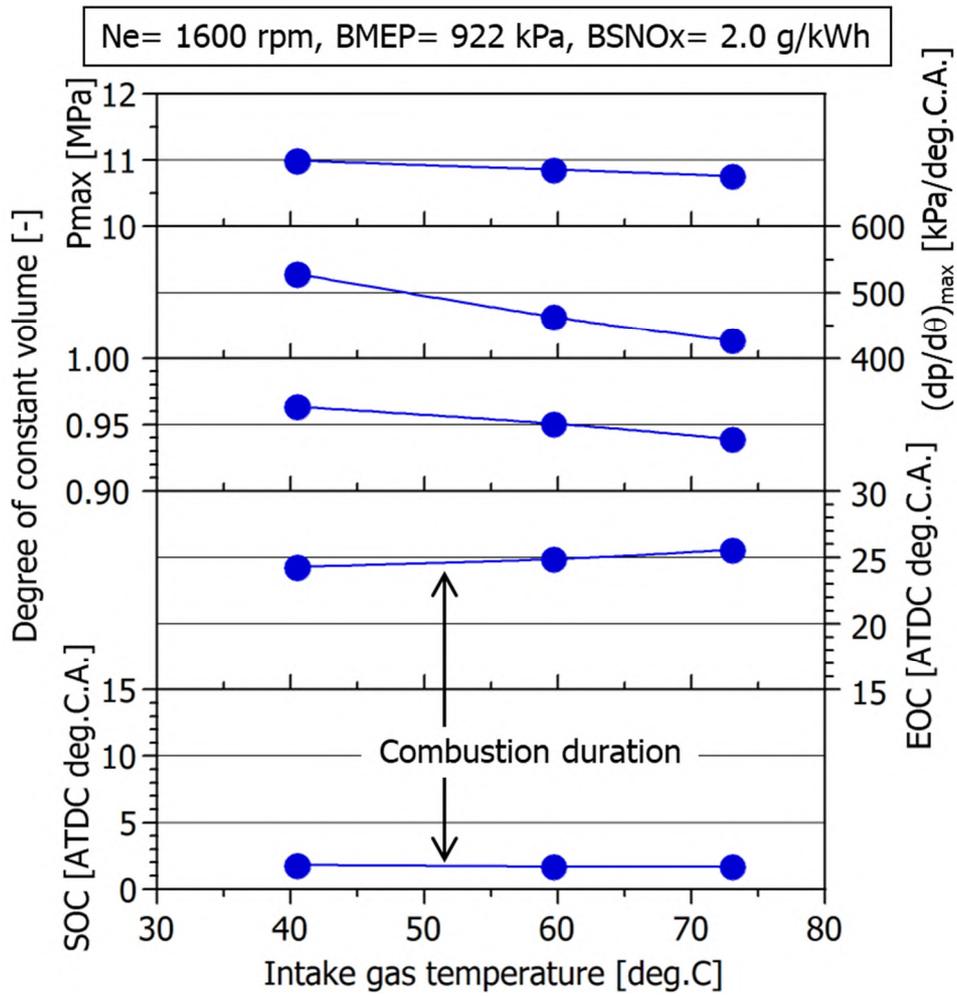


图 4-7 吸气温度が燃烧特性値に及ぼす影響

吸気温度による作動ガスの熱物性値変化が熱効率に与える影響について、実験結果をもとに考察を行った。図 4-8 に示すようなオットーサイクルを仮定して熱効率を算出した。オットーサイクルは、断熱圧縮過程 (A B)、定積加熱過程 (B C)、断熱膨張過程 (C D) 及び定積冷却過程 (D A) のサイクルである。通常のオットーサイクル検討では、比熱比 ( ) と定積熱容量 (Cv) はサイクル中で一定として取り扱う。ここでは、定積比熱に筒内ガスの質量流量を乗算した定積熱容量を用いた。比熱比や定積熱容量はそれぞれの過程について実験結果から値を求めた。断熱圧縮過程と断熱膨張過程の比熱比は、それぞれの過程においてクランク角度ごとの計算値から平均値を求めた。定積熱容量は、圧縮上死点 (TDC) と排気バルブ開時期 (Exhaust Valve Open: EVO) の値を用いた。サイクル中の A から D の各点温度 (T<sub>1</sub> ~ T<sub>4</sub>) は、図 4-8 中に示すように比熱比と定積熱容量で表される。そして、オットーサイクルの熱効率 ( ) は (4-1) 式で表される。ここで、Q<sub>1</sub> は定積加熱 (B C) で系に与えられた熱量であり、Q<sub>2</sub> は定積冷却 (D A) で系から持ち出された熱量である。

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Cv_2 * (T_1 - T_2)}{Q_1} \quad (4-1)$$

表 3 に実験結果から求めた作動ガスの熱物性値を示す。EGR 率を変化させて計測した結果も合わせて示した (テスト #1 ~ #4)。圧縮始め温度 T<sub>1</sub> は、実験における吸気温度を用いた。幾何学的圧縮比 (V<sub>1</sub>/V<sub>2</sub>) は、機関諸元から 17.5 とした。これらの値を用いて、オットーサイクルの熱効率を (4-1) 式から算出した。

図 4-9 に圧縮過程中の比熱比 (γ<sub>1</sub>) に対するオットーサイクルの熱効率の計算結果、実験結果の正味熱効率、吸気温度 (T<sub>1</sub>)、及び TDC の定積熱容量 (Cv<sub>1</sub>) の関係を示す。図 4-9 より圧縮・膨張過程の比熱比の違いを考慮したオットーサイクルの熱効率と実験結果の正味熱効率は、どちらも γ<sub>1</sub> と良い相関があることがわかる。オットーサイクルにおける燃焼過程は、定積加熱となっており瞬間的に筒内圧が上昇する。実際の燃焼では、燃焼期間が有限であることや壁面への冷却損失があること、そして機械損失やポンピングなどの損失によって、正味熱効率は理論熱効率に対して小さな値となる。

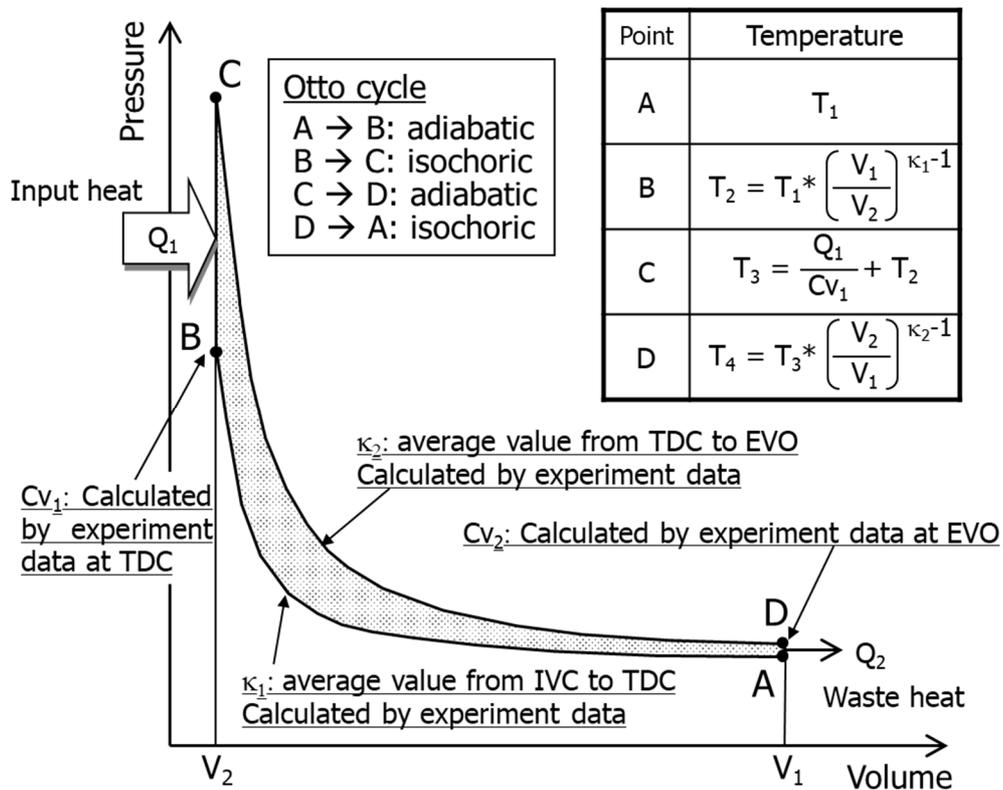


図 4-8 オットーサイクル

表 4-2 実験結果から求めた各試験の作動ガス熱物性値

Test #	BSNOx	$T_1$	$\kappa_1$	$\kappa_2$	$Cv_1$	$Cv_2$	$Q_1$
	g/kWh	K	-	-	J/K	J/K	J
1	4.0	323.5	1.3675	1.2949	1.158	1.265	1810
2	2.1	322.9	1.3660	1.2928	1.164	1.278	1818
3	1.0	322.7	1.3645	1.2909	1.175	1.295	1829
4	0.7	323.0	1.3640	1.2901	1.184	1.307	1847
5	2.0	346.3	1.3630	1.2887	1.128	1.251	1859
6	2.0	332.9	1.3647	1.2913	1.150	1.266	1836
7	2.0	313.7	1.3675	1.2948	1.189	1.300	1808

EGR 率を変数とした試験結果( )では,  $T_1$  を同一となるように試験を行ったが EGR により吸気的气体組成が変化することで  $\kappa_1$  が変化して正味熱効率に変化したと考えられる.

図 4-4 の吸気温度が高い場合の燃料消費率の悪化は, 吸気温度の増加によって, 作動气体の比熱比が小さくなったことが主要因であることがわかった.

EGR クーラの冷却性能を向上することは, EGR 气体温度を低下させシリンダへの吸入气体温度を低下する. このことは, サイクル効率を向上させ出力の向上につながる.

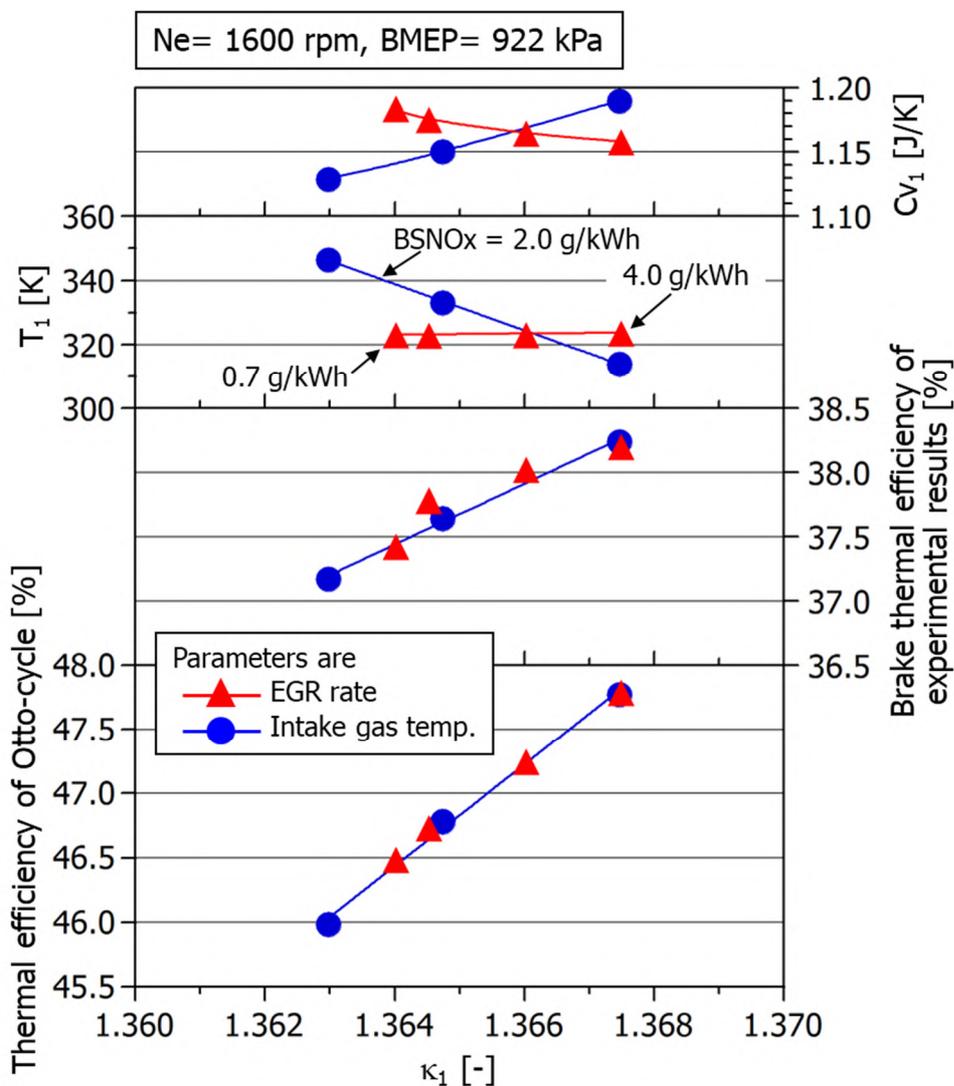


図 4-9 比熱比と熱効率, 熱物性値の関係

#### 4.3.3. EGR クーラの冷却性能向上が PCI 燃焼特性に与える影響

図 4-10 に機関回転数 1500 rpm, 指示燃料噴射量 20 mm<sup>3</sup>/stroke にて行った EGR クーラ性能を向上させた場合の PCI 燃焼試験結果を示す。試験は, 燃料噴射タイミングを固定して, EGR によって機関に吸入される新気量を変化させる方法で A/F に対する感度試験を行った。図中の 3 本のラインは, それぞれ図 4-2 のように EGR クーラ仕様を変化させた場合の結果である。試験は燃料噴射量が一定になるように設定して行ったが, 計測した噴射量は最上段図に見られるように ±1 mm<sup>3</sup>/stroke 程度の差異があった。このために各仕様で正味平均有効圧力 (BMEP) に差が見られるが, 同一燃料流量条件下では, 差異は少なくなるものと考えられる。図より Baseline ( ) から Alt1 ( ), Alt2 ( ) へと EGR クーラの冷却性能を向上させると, NOx や THC の排出特性のラインが A/F の大きい方に移動する。更に Baseline の A/F 20 以下で見られたスモークの排出がほとんどなくなる。4.3.1. 項の単気筒の試験結果に近づいたと考える。THC に関しては, EGR クーラの冷却性能を向上させると排出量が増える。A/F が低くなり THC 排出が多くなると BMEP が低下している。

図 4-10 の結果について横軸を EGR 率として再整理した結果を図 4-11 に示す。図にはインテークマニホールドの温度 (In-mani temp.), 酸素濃度 (In-mani O<sub>2</sub>), NOx 濃度, THC 濃度, 及び燃焼騒音 (CNL) を示した。インテークマニホールドの酸素濃度は, EGR 率と排気酸素濃度から計算で求めた値である。

EGR クーラの冷却性能を Baseline から, Alt1, Alt2 に向上させるとインマニにおけるガス温度が 100 以上あったものが 40 程度に低減する。これによって, 同一 EGR 条件でインマニの O<sub>2</sub> 濃度が 2% 程度増加する。EGR 率で整理すると, NOx や THC, CNL は同一傾向線上に乗り, PCI 燃焼において EGR 率が重要な特性値であることがわかる。CNL は EGR 率が高くなるほど低下している。EGR によって, 燃焼速度が緩慢になり急峻な熱発生が抑えられるためだと考えられる。

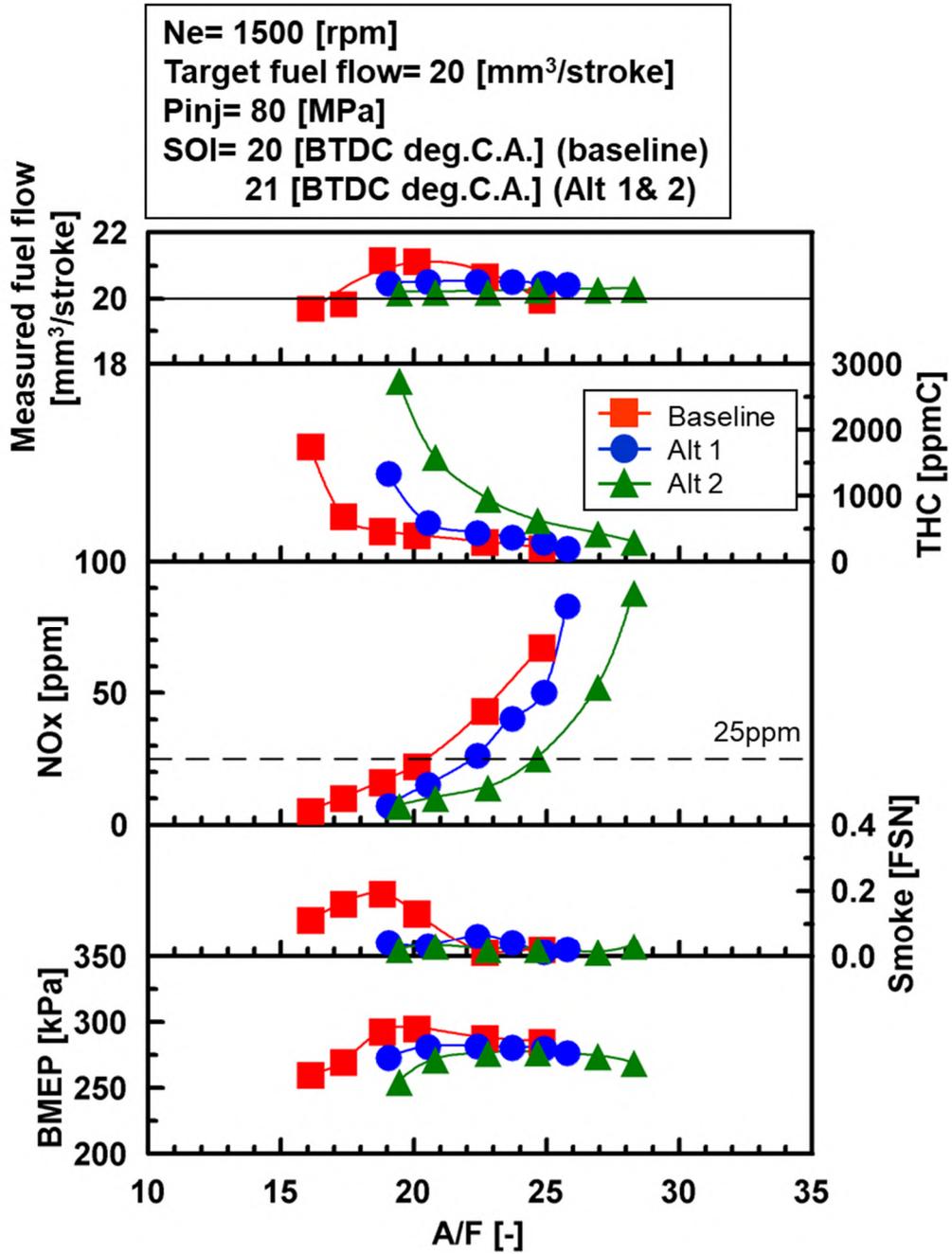


図 4-10 PCI 燃焼特性に与える EGR ガス冷却の影響 (A/F 感度試験)

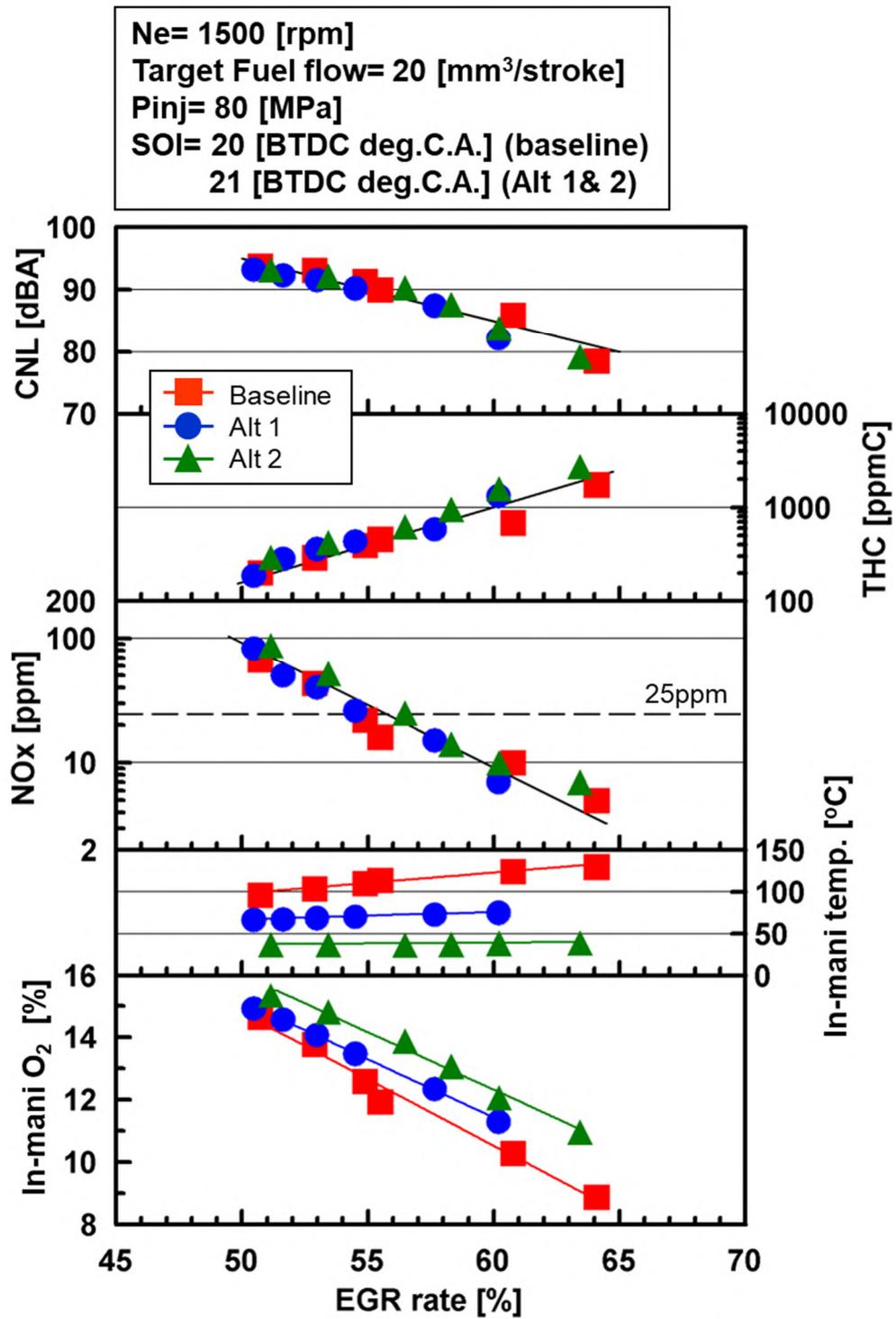


図 4-11 EGR 率で整理した PCI 燃焼特性に与える EGR ガス冷却の影響

図 4-10 と図 4-11 において NOx 排出レベルがそれぞれ 25 ppm 付近の点についてデータを抜き出し、インテークマニホールドのガス温度、酸素濃度及び EGR ガスの除熱量 (Heat rejection) を追加したものを図 4-12 に示す。EGR ガスの除熱量は、EGR ガス流量と EGR クーラ出入口の EGR ガス温度から求めた値である。図より、Alt2 EGR クーラシステムでは、Baseline に比べて除熱量が 2.8 kW から 7.3 kW に増加した。それに伴いインテークマニホールド温度は 110 から 36 に低減した。EGR 率を見ると、EGR クーラの冷却性能が向上しても同一 NOx レベルにするための EGR 率はほぼ同等であり、この運転条件では 55 %程度の EGR 率が必要であった。一方 A/F を見ると、EGR クーラの冷却性能を向上した場合については、同一 EGR 率時には EGR の体積流量が減少するので、新気量 (A/F) が増えインテークマニホールドの酸素濃度が増えている。酸素濃度増加によってスモークの排出量が低減したものと考えられる。

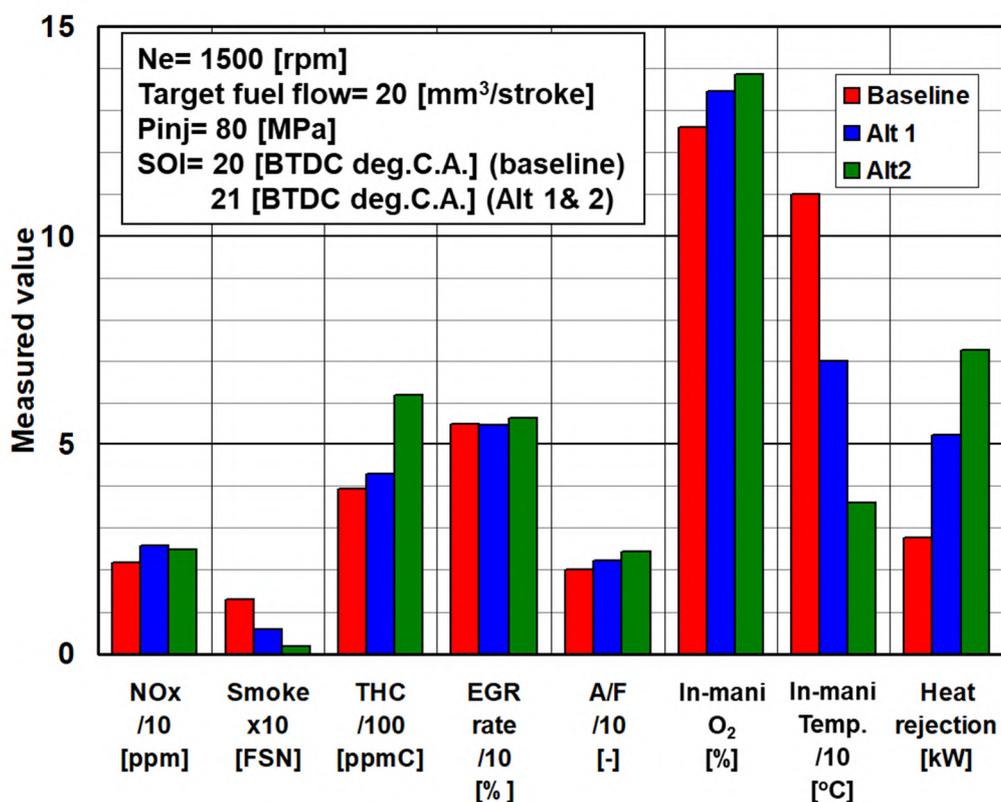


図 4-12 PCI 燃焼特性に与える EGR ガス冷却の影響 (NOx=25ppm 付近)

この同一 NOx レベルの点におけるそれぞれの筒内圧と吸気条件から計算した筒内平均温度，熱発生率，インジェクタへの電流信号の様子を図 4-13 に示す．図 4-12 では，それぞれの仕様で A/F，インテークマニホールド温度や酸素濃度は異なっているが，3 仕様ともほぼ同一 EGR 率の条件下でほぼ同一の熱発生率形状となり熱発生開始位置も等しくなっていることがわかる．ところで，NOx 生成に関係する燃焼場の燃焼反応速度は，燃料濃度と酸素濃度，雰囲気温度及びガス組成によって決まると考えられる．EGR クーラの冷却性能が向上した場合には，筒内ガス温度低下と希釈ガス増加による燃焼速度の低下効果と酸素濃度増加による燃焼速度の増加効果が，同一 EGR 率のときに相殺されて図 4-12 のように熱発生率や燃焼開始位置がほぼ等しくなり，同一 NOx レベルになったとも考えられる．劣化等による EGR クーラの冷却性能変化に対して，量産ディーゼル機関では NOx 排出量を保障しなければならないため，EGR 率は重要な NOx 排出量制御のための特性値である．

次に，同一 NOx の実験結果を考察するための計算解析を行った．図 4-14 に計算結果を示す．図には EGR 冷却条件 (Baseline, Alt2) 及び 5 deg. C.A. 毎の燃料が存在する各計算格子 (セル) の等量比と温度の分布 ( -T マップ) を示した．プロットの色は各計算格子の燃料質量を示している．図には，Akihama ら<sup>14-11)</sup>が算出した NOx & S00T 発生領域を図中に示した．図よりクランク角度が進み TDC に近づくと，混合気の混合が進んで等量比が低くなり圧縮により温度が高くなる．燃焼開始後の ATDC 4.8 deg.C.A. を見ると，燃焼反応の開始後は， -T の分布が高温側に移動する．EGR クーラの冷却性能が高い Alt2 では，Baseline と比べて -T の分布が低温，低当量比に存在していることがわかる． -T の分布は S00T 発生領域に存在しているが Alt2 の方が少なくなっており，スモークの改善につながったと考えられる．高温側の分布をみると最高温度はほぼ同一でありどちらも NOx 発生領域には到達していない．図 4-13 の筒内平均温度では，Baseline の方が高い温度となっていたが，局所の筒内温度はどちらも同じであるために NOx 排出量としては同等であったと考えられる．

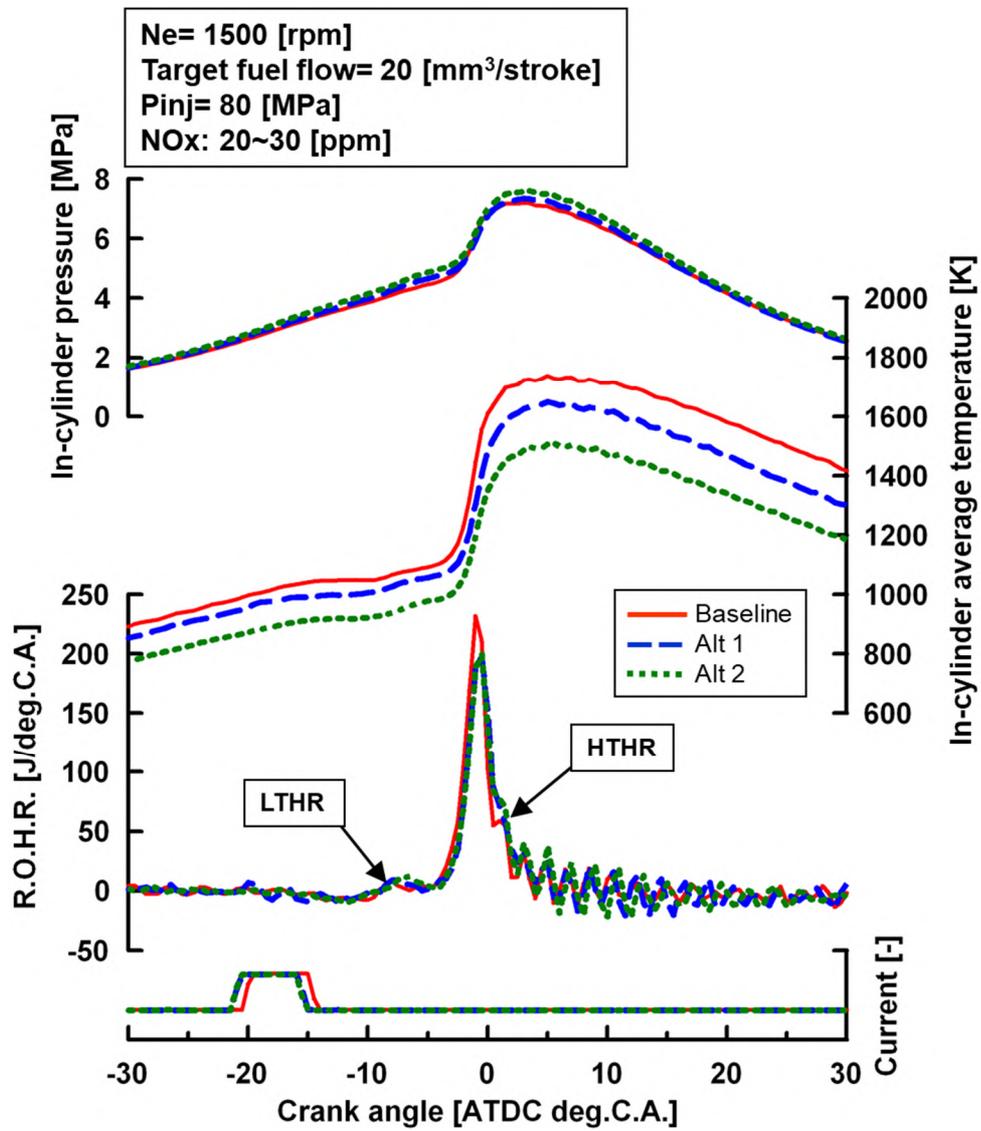


図 4-13 PCI 燃焼の熱発生に与える EGR ガス冷却の影響 (NOx=25ppm 付近)

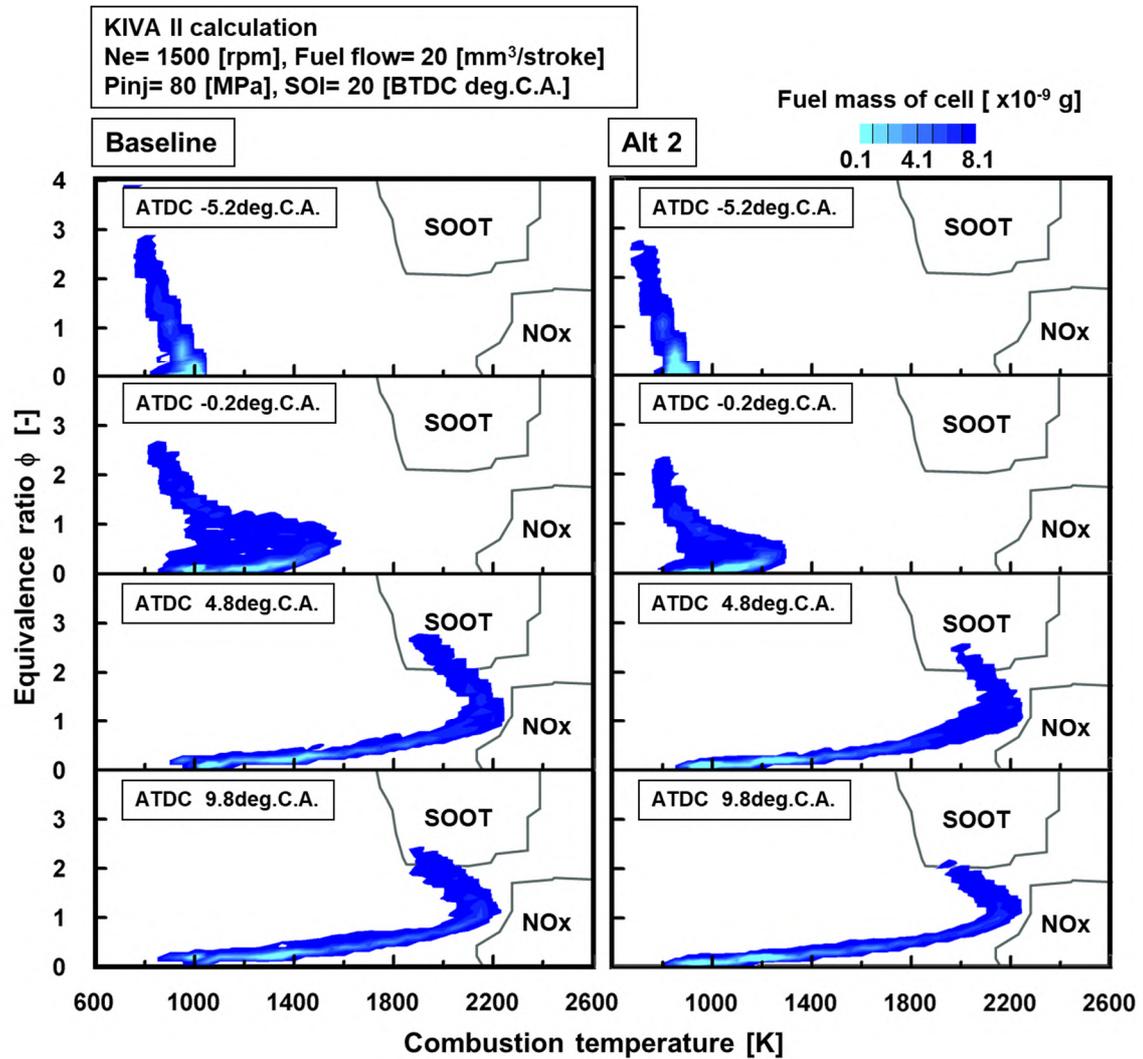


図 4-14 等 NOx 条件における筒内混合気の  $\phi$ -T 分布計算結果

#### 4.3.4. EGR クーラの冷却性能向上時の低負荷運転時の課題

図 4-15 に機関回転数 1500 rpm , 指示燃料噴射量 10 mm<sup>3</sup>/stroke にて , A/F を試験変数として行った感度試験結果を示す . 図 4-10 の 20 mm<sup>3</sup>/stroke の場合と同様に EGR クーラにおける冷却性能を向上することで NOx と THC の排出量特性線が A/F の高い側に移動する . 近年の乗用車用ディーゼル機関では , 酸化触媒を用いて THC の浄化を行っているが , 低負荷運転時のように排出ガス温度が低い場合には高濃度 THC の浄化は極めて困難である . 仮に酸化触媒で浄化可能な THC レベルを 700 ppmC として , 図中に線を入れてみると , そのときの A/F は , Baseline , Alt1 , Alt2 でそれぞれおよそ 29 , 36 , 42 となり , そのときの NOx レベルはそれぞれおよそ 25 , 50 , 70 ppm となっている . 低負荷の運転条件では EGR クーラの冷却性能を向上することで逆に NOx 排出量を増やす結果となっている . 正味平均有効圧力 (BMEP) についても EGR クーラの冷却効率を向上することで低下している . Alt2 については , 実噴射量 (Measured fuel flow) が増えていくにもかかわらずに Alt1 と同等な BMEP になっており , 燃料消費率が悪化している . このことから , 低負荷時においては EGR クーラの冷却性能を抑えなければならないことがわかった .

広範囲で PCI 燃焼を成立させるためには , EGR クーラの冷却性能を運転負荷ごとに制御する必要がある . EGR クーラの冷却水温度の制御については , 第 5 章で検討を行う .

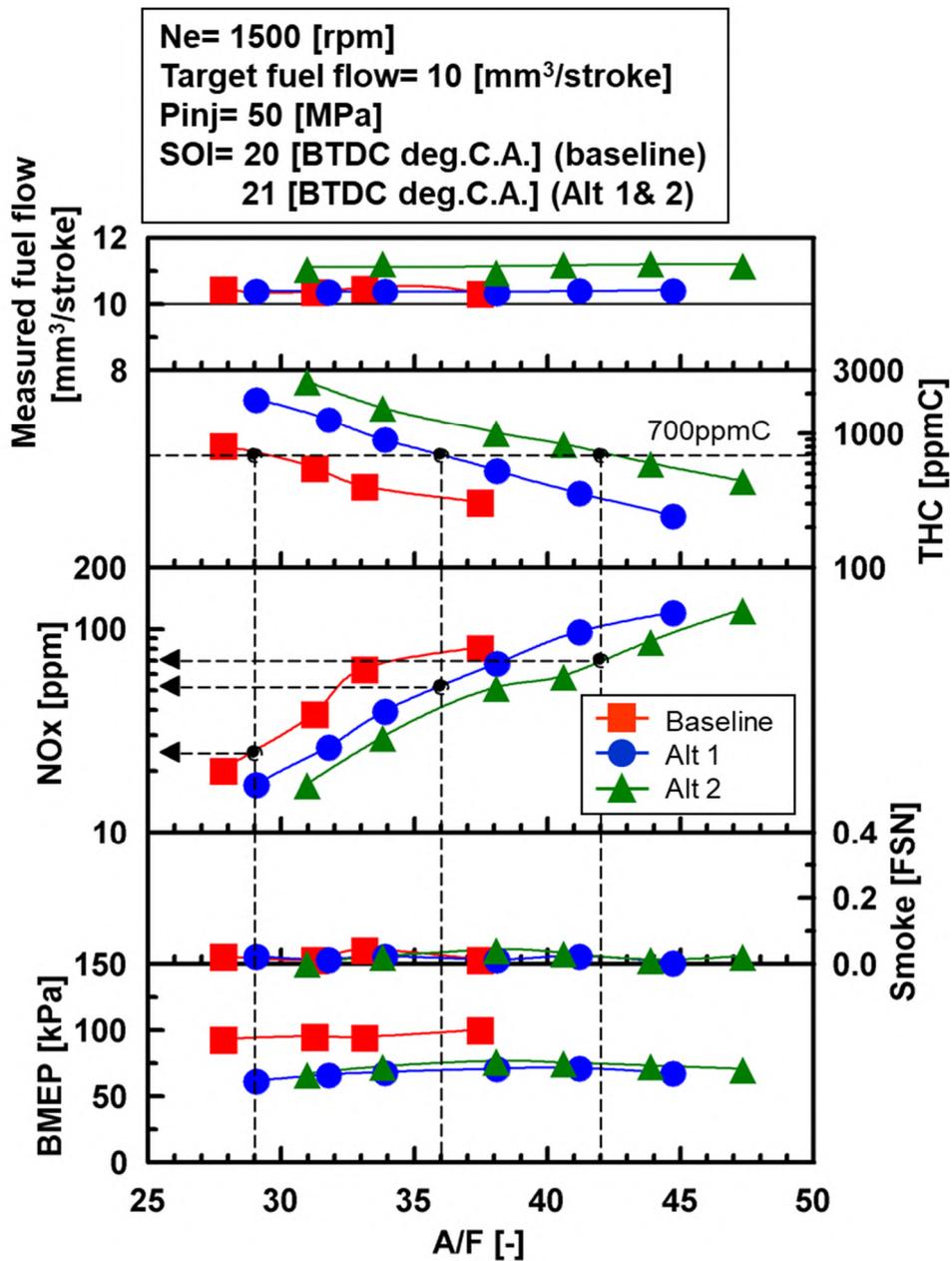


図 4-15 PCI 燃焼特性に与える EGR ガス冷却の影響 (低負荷時)

#### 4.3.5. EGR クーラの冷却性能向上による PCI 運転領域の拡大効果

機関回転数 1500 rpm にて、さまざまな負荷で PCI 燃焼の適合試験を行った。横軸に BMEP を取り、縦軸に排出ガス特性及び燃焼音 (CNL) を取ったものを図 4-16 に示す。図中には、第 3 章の結果<sup>[4-12]</sup>と本章で得られた結果を一緒に示した。第 3 章で述べたように A/F は BMEP が高くなるほど低くなり、理論混合比に近づくとスモークが増大し運転限界となる。Baseline から Alt1, Alt2 へと EGR クーラの冷却性能を向上させることにより各 BMEP における A/F が大きくなり運転可能な運転領域が拡大される。本試験においては、Alt2 EGR クーラの場合に BMEP 605 kPa までの低 NOx 運転を確認し、PCI 燃焼運転可能領域は第 3 章の 320 kPa から大きく拡大した。ここで PCI 燃焼可能領域としては、NOx が 30 ppm 以下、スモークが 0.5 FSN 以下とした。

最上段の燃焼音を見ると、PCI 燃焼の燃焼音は負荷とともに大きくなっている。ディーゼル機関としての商品性を考えると燃焼音は小さくする必要があり、実際には燃焼音によって使用できる PCI 燃焼領域が制限されると考えられる。EGR クーラの冷却性能を向上して EGR 率が高い状態 (Alt2) では、高負荷側 (BMEP 400~500 kPa) で燃焼音の Alt1 に対する低減効果が確認された。高 EGR 率によって過早着火を抑制するとともに燃焼速度が低減されることによるものと考えられる。このことから燃焼音の改善という面に対しても、EGR クーラの冷却性能向上が重要であることがわかった。

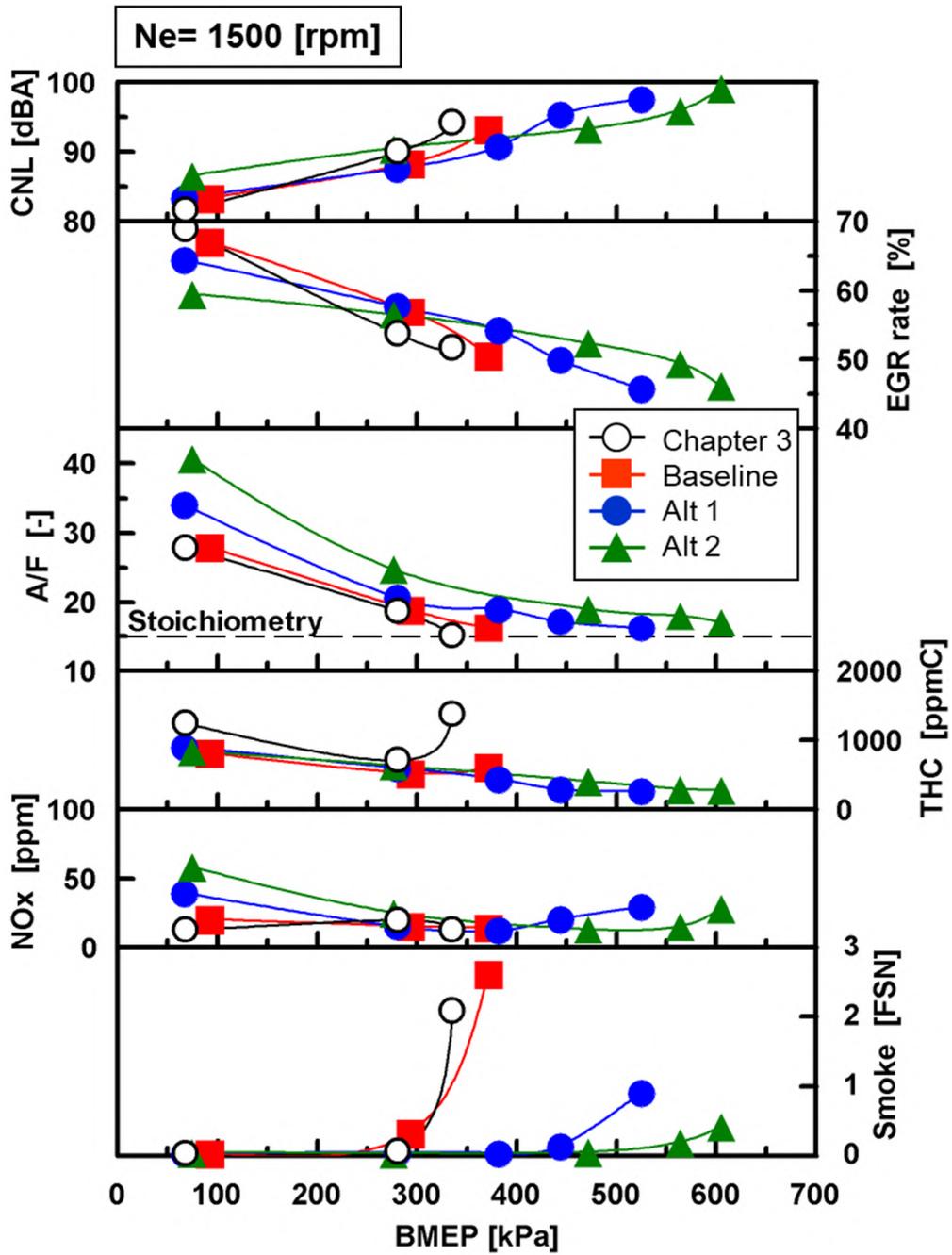


図 4-16 EGR ガス冷却による PCI 燃焼の排出ガス変化

#### 4.3.6. 運転限界付近での PCI 燃焼特性

本研究で用いた Alt2 EGR クーラシステムでは、EGR クーラの冷却性能が向上し PCI 燃焼の運転領域が拡大して燃料流量  $40 \text{ mm}^3/\text{stroke}$  まで低 NOx 燃焼を行うことが可能になった。図 4-17 に機関回転数  $1500 \text{ rpm}$ 、燃料噴射量  $40 \text{ mm}^3/\text{stroke}$  における筒内圧と熱発生率、燃料噴射弁の電流信号を示し、図中にはそのときの排出ガス値を記入した。この機関システムでは、この運転負荷において A/F 17、EGR 率 46% で運転することが可能であり、NOx 28 ppm、スモーク 0.41 FSN という低 NOx・低スモーク運転が可能であった。このときの IMEP(gross)は 854 kPa という値であり、EGR クーラにおける除熱量は 10 kW であった。しかしながら、この機関負荷においては、Alt2 EGR システムを使用した場合でも EGR を十分に確保することができないので過早着火が発生して TDC より前に燃焼を開始するとともに、急激な熱発生となり燃焼騒音が大きくなった。更に PCI 燃焼運転可能領域を高負荷側に拡大するためには、北畠ら<sup>[4-13]</sup>が報告したように、A/F の確保のために高ブースト、及び過早着火を抑制するために高 EGR 率にしなければならない。高ブースト・高 EGR 率を実現できるようなハードウェアを適用する必要がある。この取り組みについては、第 5 章で述べる。

PCI 燃焼試験を行った試験ポイントと低 NOx (<30 ppm)・低スモーク (<0.5 FSN) 運転が可能であったか否か ( / ) を図 4-17 に示す。図 4-18 には、FTP75 サイクル<sup>[4-14]</sup>で使用する領域 (FTP75 area) のイメージも図示した。図中には第 3 章における PCI 燃焼運転可能領域も図示した。図より EGR クーラの冷却性能を向上させることにより、PCI 燃焼領域は大きく拡大され FTP75 サイクル内の多くの領域で PCI 燃焼運転を行うことが可能になった。

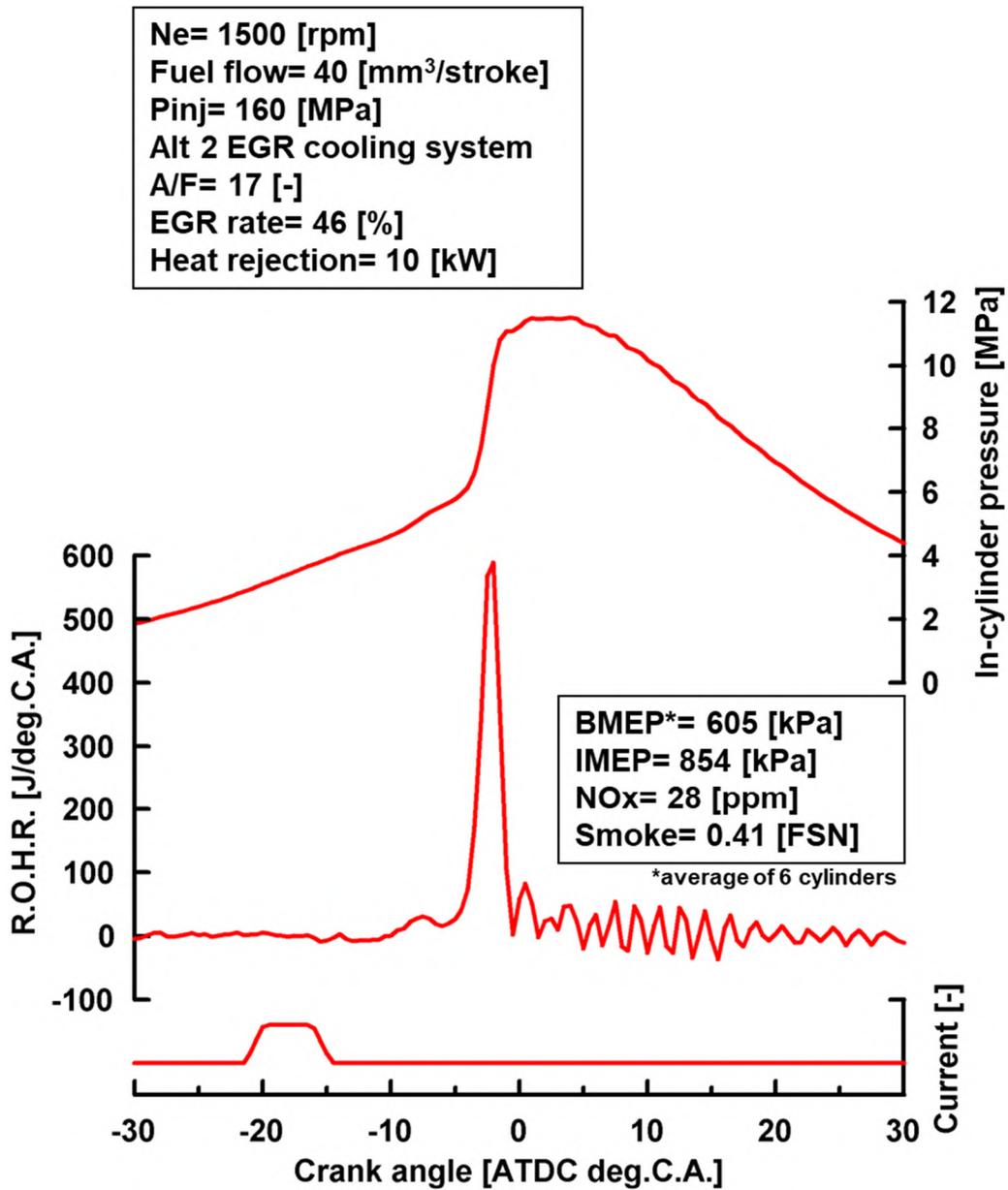


図 4-17 PCI 燃焼運転限界付近の燃焼波形

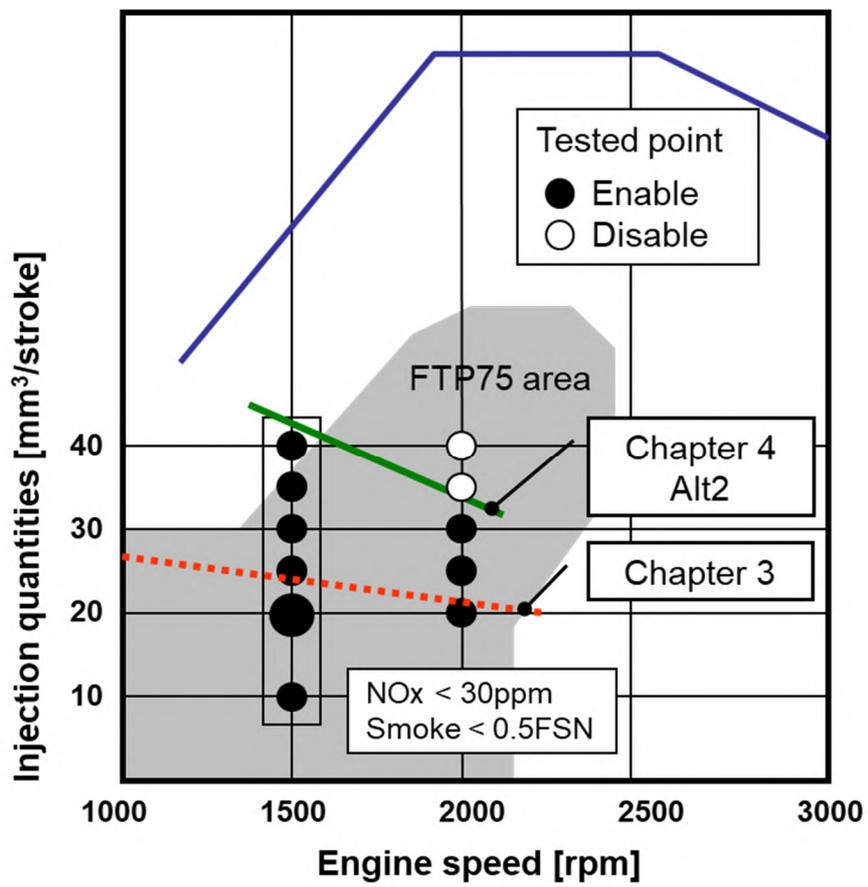


図 4-18 PCI 燃焼運転が可能な領域

#### 4.4 . 第 4 章のまとめ

多気筒機関において、EGR クーラの冷却能力を試験的に変化させて、PCI 燃焼特性や PCI 燃焼運転可能領域がどのように変化するか調査を行った。以下に得られた知見をまとめる。

(1) ディーゼル機関において、吸気ガス温度を増加させると、排気損失が増加し、燃料消費率が増加する。吸気温度による熱物性値の変化が熱力学サイクルの熱効率に与える影響を調べたところ、圧縮過程中の比熱比と熱効率の間に良い相関が得られた。燃料消費率の悪化は、吸気温度の上昇によって比熱比が小さくなること主要因であることがわかった。

(2) EGR クーラの冷却性能を向上させることによって、低 NO<sub>x</sub> 燃焼となる A/F が大きくなりスモーク排出量を低減することができる。

(3) EGR クーラの冷却性能を向上させても低 NO<sub>x</sub> となる EGR 率はほぼ等しく、PCI 燃焼制御において NO<sub>x</sub> 排出量の制御には EGR 率が重要なパラメータであることがわかった。

(4) EGR クーラの冷却性能を過剰に向上させると、低負荷運転時に THC 排出量が増えるために NO<sub>x</sub> を低減することができなくなる。PCI 燃焼を多くの運転領域で実現するためには、EGR ガス温度の最適制御が必要である。

(5) EGR クーラの冷却性能を向上させることによって、PCI 燃焼可能領域が高負荷側に拡大する。IMEP 854kPa までの低 NO<sub>x</sub>・低スモーク運転を確認した。

## 参考文献

- [4-1] 前田民敏, 永吉隆, 佐久間浩: 新商品紹介 DMAX 製 8GF1(DURAMAX 6600) ディーゼルエンジンの開発, いすゞ技報, 105号, p99-111 (2001)
- [4-2] Los Alamos National Laboratory: KIVA-II, A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays, [https://lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/\\_assets/docs/KIVA2.pdf](https://lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/_assets/docs/KIVA2.pdf) (参照: 2023.09.15)
- [4-3] 田畑哲夫ら: DI ディーゼル機関における燃料噴霧の数値解析に関する研究, 自技会論文集, Vol.26, No.3, p.39-44 (1995)
- [4-4] 古谷正広, 川島一仁, 太田安彦: 超希薄予混合圧縮自着火機関試案, 日本機械学会論文集 (B編), 62-595, p.1240-1246 (1996)
- [4-5] Y. Takeda et al.: Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection, SAE Paper (1996), 961163
- [4-6] 柳原弘道: 新しい混合気形成法によるディーゼルの NOx・煤同時低減, 日本機械学会論文集 (B編), 63-606, p.368-373 (1997)
- [4-7] F. Wåhlin et al.: Effect of Injection Pressure and Engine Speed on Air/Fuel Mixing and Emissions in a Pre-Mixed Compression Ignited (PCI) Engine Using Diesel Fuel, SAE Paper (2004), 2004-01-2989
- [4-8] S. Onishi et al.: Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines, SAE Trans., 88, Sec.2, (1979), 790501
- [4-9] 島崎直基, 西村輝一: 上死点近傍燃料噴射による予混合型ディーゼル燃焼の排気改善, 自動車技術会論文集, Vol.34, No.01, p53-58 (2003)
- [4-10] 石川直也: 吸気温度がディーゼルエンジンの機関性能に与える影響に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.02, p241-246 (2014)
- [4-11] K. Akihama et al.: Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature, SAE paper (2001), 2001-01-0655

- [4-12] 石川直也，中田輝男：低 NOx 予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用，自動車技術会論文集，Vol.37，No.4，p.155-160（2006）
- [4-13] 北畠亮，島崎直基，西村輝一：過給運転及び低圧縮比化による予混合ディーゼル燃焼領域の拡大，自動車技術会論文集，Vol.37，No.5，p.119-124（2006）
- [4-14] Diesel Net: FTP-75, Emission Test Cycle,  
<https://dieselnet.com/standards/cycles/ftp75.php>，(参照 2023.08.30)

## 第5章 車両を用いた排出ガス改善 の検証試験

## 5.1. 緒言

第4章では、EGRクーラの冷却性能を向上することでPCI運転可能領域の大幅な拡大と低負荷領域における課題を見出した。

本章では、多気筒ディーゼル機関を用いた高EGR率による低NO<sub>x</sub>排出を実現する部分予混合燃焼方式（PCI燃焼）において、EGRクーラの冷却水温制御と2段過給システムを組み合わせることにより更なる排出ガス低減を試みる。台上での機関試験ならびに車両試験において、2段過給システムとEGRガス温度制御の導入による排出ガス低減効果について述べる。

## 5.2. 試験装置及び試験方法

### 5.2.1. 供試機関と台上試験装置

供試した機関の諸元を表5-1に示す。この機関は直接燃料噴射式（DI）6気筒ディーゼル機関である。多気筒機関の主要諸元や機関性能試験装置は、第3章<sup>[5-1]</sup>、第4章<sup>[5-2]</sup>と同一であり、一般的なDIディーゼル機関の燃焼室形状及びノズル仕様である。供試燃料は、表5-2に示すように第3章<sup>[5-1]</sup>、第4章<sup>[5-2]</sup>と同一仕様であり、燃料性状としては北米で用いられているEPA-47軽油である。

表 5-1 供試機関諸元

Engine type	DI diesel
Cylinder number	6
Valve train	OHV 4 valves (2IN/2EX)
Bore x Stoke	103.0 x 99.0 [mm]
Displacement	4,949 [cc]
Connecting rod length	163.0 [mm]
Piston bowl shape	Re-entrant
Compression ratio	16.5
Head swirl	Ks1.9
Injection system	Common Rail System (~160 [MPa])
Injection nozzle specification	435 cc/ 30 sec @ 100 bar, 7 holes
Injection nozzle cone angle	β158
Boosting system	Inter cooled turbocharger

表 5-2 供試燃料諸元

Tests	Results	Method
Specific gravity [kg/m <sup>3</sup> ]	841.2	ASTM D-4052
Sulfur [wt ppm]	7	ASTM D-4045
Flash point PM [°C]	66.7	ASTM D-93
Cetane number [-]	48	ASTM D-613
Distillation, 90% [°C]	308	ASTM D-86
Hydrocarbon type [vol%]		
Aromatics	23.7	ASTM D-1319
Olefins	5.1	
Saturates	71.2	
Poly-nuclear Aromatics [wt%]	10.1	

### 5.2.2. 試験車両と排出ガス計測試験方法

試験に用いた車両の写真を図 5-1 に示す。試験車両は、GM 社製 Chevrolet Silverado 2500HD (2WD, 4 速 AT) であり、車両に研究用ディーゼル機関を搭載してシャシダイナモ上で排出ガスの計測<sup>[5-3]</sup>を行った。図 5-2 にシャシダイナモでの排出ガス試験装置<sup>[5-4]</sup>を示す。等価慣性重量(IW)2,381 kg(5,250 lbs, 15.1 hp @ 50 mph)にて排出ガス試験サイクルを走行し、定容量希釈サンプリング装置(CVS: Constant Volume Sampler)による排出ガスのバッグ計測、各排出ガス成分についての瞬時計測を行った。粒子状物質(Particulate matter: PM)は、図に示すようにダイリューショントンネルで排気ガスを希釈後に PM 捕集フィルタで捕集後に重量計測を行った<sup>[5-5]</sup>。

排出ガスの試験走行サイクルとしては、図 5-3 に示すアメリカ合衆国環境保護庁の認証サイクルである小型車用都市ドライビングサイクル(FTP75, Federal Test Procedure)<sup>[5-6]</sup>を用いた。この試験サイクルは、実車両の使われ方を想定して車両を冷間からスタートさせ 1,372 秒の走行を行った後に 10 分間機関を停止して、その後 505 秒の走行試験を行うものである。



図 5-1 試験車両 (GM 社製 Chevrolet Silverado 2500HD)

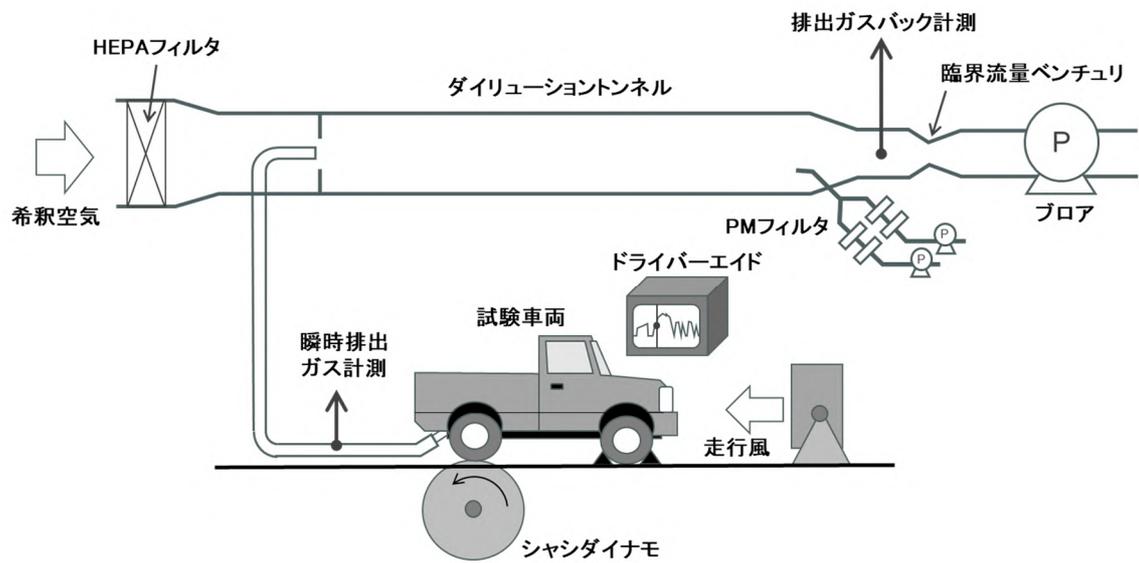


図 5-2 シャシダイナモによる車両からの排出ガス計測試験装置

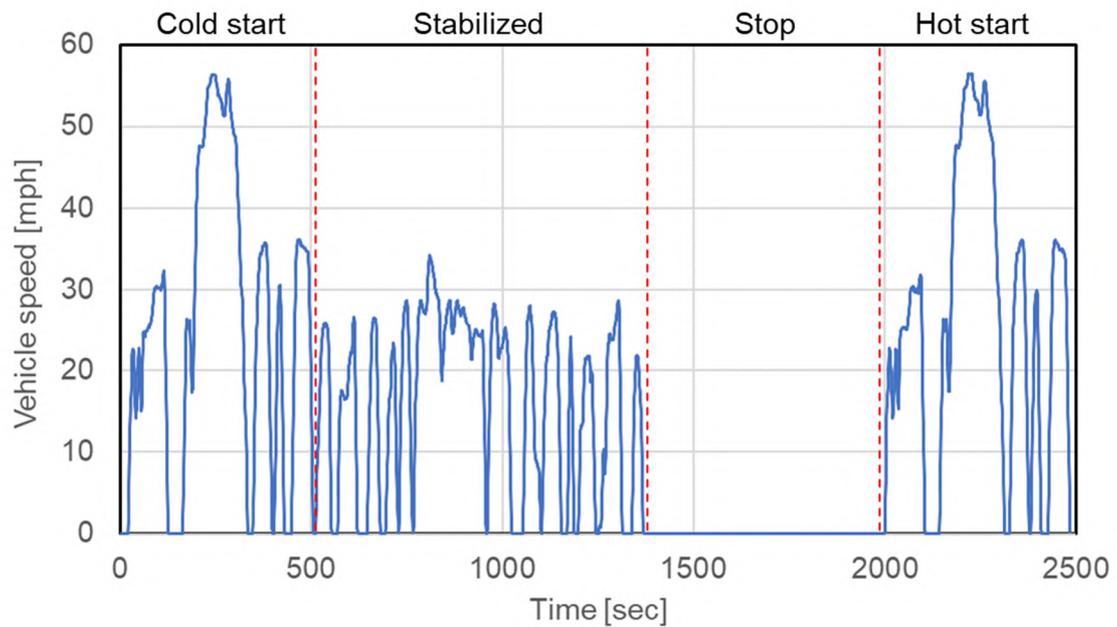


図 5-3 アメリカ合衆国環境保護庁 都市ドライビングサイクル (FTP-75)

### 5.2.3. 2段ターボチャージャーシステム

本章では、過給装置として2段ターボチャージャーシステム(two-stage turbocharger, 以後、2段ターボ)を用いた。図5-4に模式的を示す。このシステムは、大小2個のターボチャージャーを搭載して機関の運転状況によって使い分けるシリーズシーケンシャルタイプの2段過給装置である。図5-5に2段ターボの各ターボの作動領域を模式的に示す。機関運転状態が低速・低負荷状態のときには、高圧段(High pressure stage)のバイパスバルブを閉めて、主に小容量の高圧段で過給を行う。回転・負荷が上昇し排気ガス流量が増え大容量の低圧段(Low pressure stage)の過給圧が上昇すると大小2段のターボチャージャーで過給を行うシリーズ2段過給となる。更に高負荷になると、小容量の高圧段ターボでは効率低下・排気圧力上昇が起こるので、排気ガスをハイパスバルブでリリーフさせることにより過給圧の調整を行う。更に高負荷の領域では、高圧段ターボを完全にバイパスさせることで、低圧段ターボのみの作動となり従来のシングルターボと同様の作動状況となる。吸気系には過給圧で自動的に管路を切替えるバルブが取付けられており、低圧段からの過給圧が高圧段出口より高くなると高圧段のコンプレッサをバイパスするように作動する。この2段ターボシステムは、従来のシングルターボチャージャーで効率が低い排気ガス流量が少ない運転領域において、小容量のターボチャージャーを用いることで過給特性を向上するシステムである。2段ターボの排気切替えバルブ制御は、図5-5のように回転・負荷で領域分けを行いマップ制御で実施した。

まず、本システムの特性を把握するためにRicardo社が開発した一次元の流体計算ソフトウェアWAVE<sup>[5-7]</sup>を用いて、2段ターボの諸元を入力して過給特性の計算を行った。図5-6に2段過給システムにおけるA/FとEGR率の特性を調べた結果を示す。機関の運転状況としては、機関回転数(Ne)が1500 rpm、燃料噴射量(Fuel flow: Ff)が40 mm<sup>3</sup>/strokeの条件で計算した。図中の点は、高圧段のバイパスバルブとEGRバルブの開度をそれぞれ変化させた場合のA/FとEGR率を示している。高圧段のバイパスバルブが全開となったときには、高圧段ターボが作動しないためシングルターボチャージャー相当の動作となり、図中の左下直線部の動作ラインとなる。

図 5-6 に示すように 2 段ターボでは、高圧段のバイパスバルブと EGR バルブの開度をコントロールすることにより、A/F と EGR 率を自由に調整することが可能であり、シングルターボと比べて大幅に増加することができる。

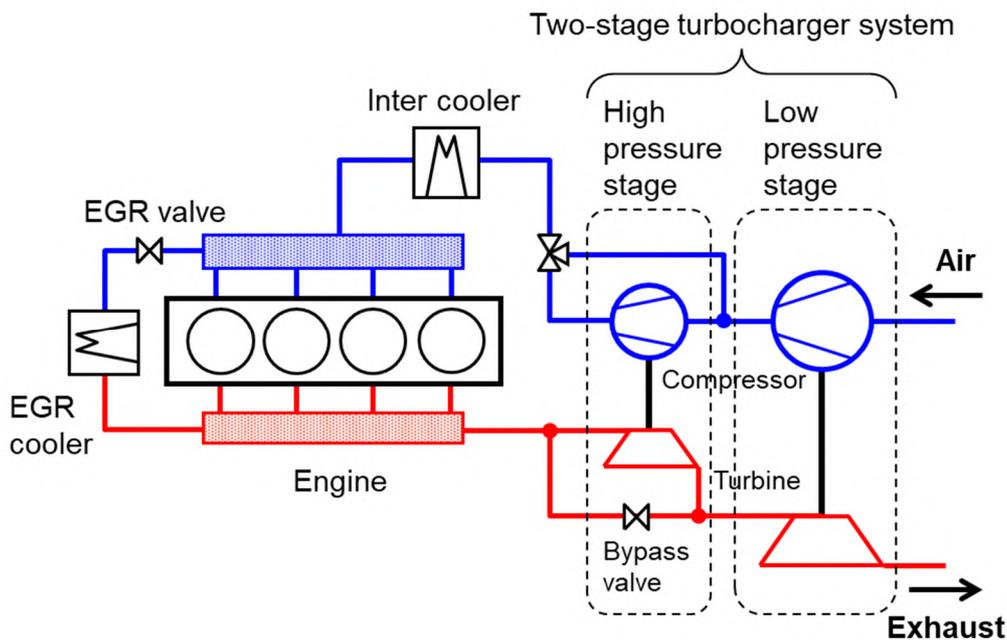


図 5-4 2 段ターボチャージャー搭載機関の装置模式図

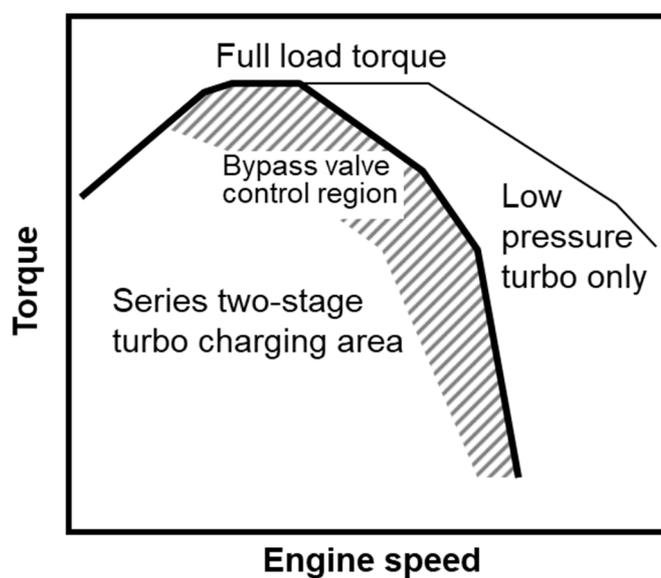


図 5-5 2 段ターボチャージャーのバイパスバルブ制御の模式図

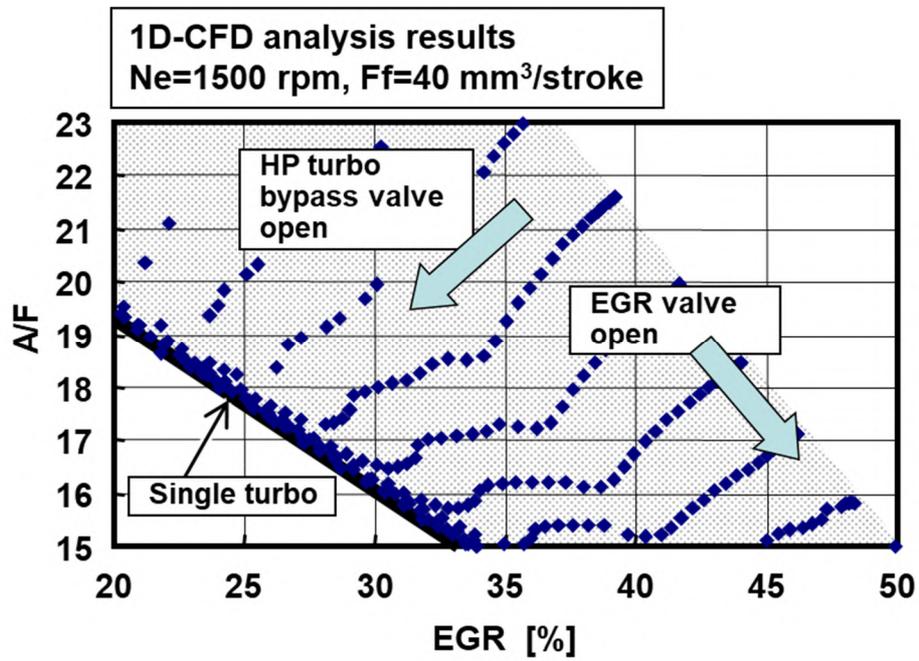


図 5-6 2 段ターボチャージャーによる EGR 率と A/F の制御性向上

## 5.3 . 試験結果及び考察

### 5.3.1. EGR ガス温度制御についての検討

第 4 章では ,PCI 燃焼制御において EGR クーラの冷却性能の最適化が重要であることを述べた<sup>[5-2]</sup> . 図 5-7 に EGR クーラの冷却性能を変化させて計測した PCI 燃焼特性を示す . この図は , 第 4 章の実験結果を再整理したものである . それぞれの図は , 機関回転数 (Ne) 1500 rpm , 燃料噴射量 (Ff) が 3 条件 (10 , 20 , 30 mm<sup>3</sup>/stroke) における A/F が等しい (それぞれ , A/F = 31 , 20 , 17) 場合の排出ガス性能を示す . 前章の結果から , EGR クーラの冷却性能が向上すると EGR ガス温度が低下して , インテークマニホールドのガス温度 (インマニ温度) が低下するとともに , 同一 A/F では EGR 率が増加する .

図 5-7 では , インマニ温度を横軸に取り , NOx , スモーク及び THC を縦軸にとって整理をした . THC については NOx と同様に燃料質量流量で除したエミッションインデックス値 (EI-THC) を用いた . この結果を見ると , どの噴射量条件においてもインマニ温度を下げることにより NOx やスモークは減少するが THC が増加している . 特に THC については低負荷になるほど増加する . この NOx と THC のトレードオフがあるために吸気温度としては最適値があり , インマニ温度を 60 ~ 80 に制御することが PCI 燃焼には適していることがわかる . そこで EGR ガス温度をコントロールするために , 機関の冷却水回路とは別に EGR クーラ専用の冷却水回路を製作して車両試験に用いた . EGR クーラ用の冷却水回路の模式図を図 5-8 に示す . EGR クーラ冷却水温は , 設定温度 60 のサーモスタットを使って制御した . 実車両にこのシステムを搭載し FTP75 サイクル試験を行った場合の冷却水温 , EGR クーラ冷却水温及びインマニ温度変化の様子を図 5-9 に示す . 図より EGR クーラの冷却水温は 60 に制御され , PCI 燃焼時のインマニ温度は 80 ~ 90 程度に保たれていることがわかる . しかしながら , EGR クーラの冷却能力が足らなくなる従来燃焼の高負荷領域においては , インマニ温度が 100 を越える部分も存在している . FTP75 サイクルではモード中に車両を停止して機関を止める 10 分間のホットソーク (図中の点線) があり , このとき水温が低下している .

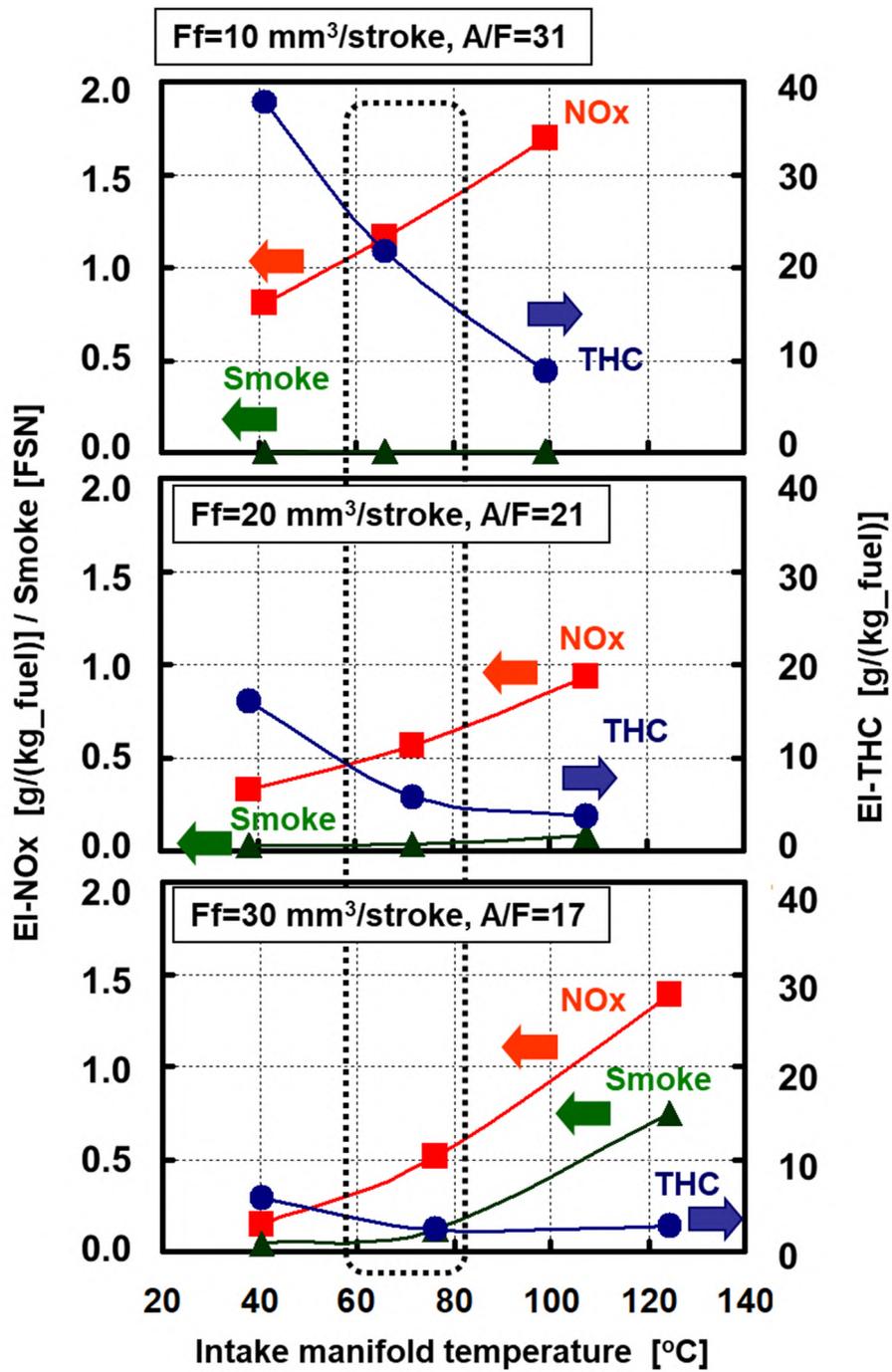


図 5-7 吸気マニフォールド温度と排出ガスの関係 (Ne=1500 rpm)

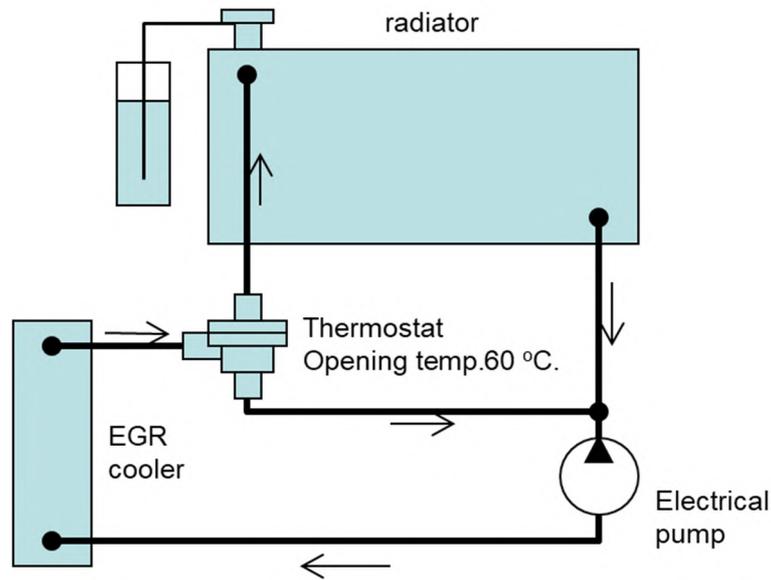


図 5-8 EGR クーラ冷却用冷却水回路の模式図

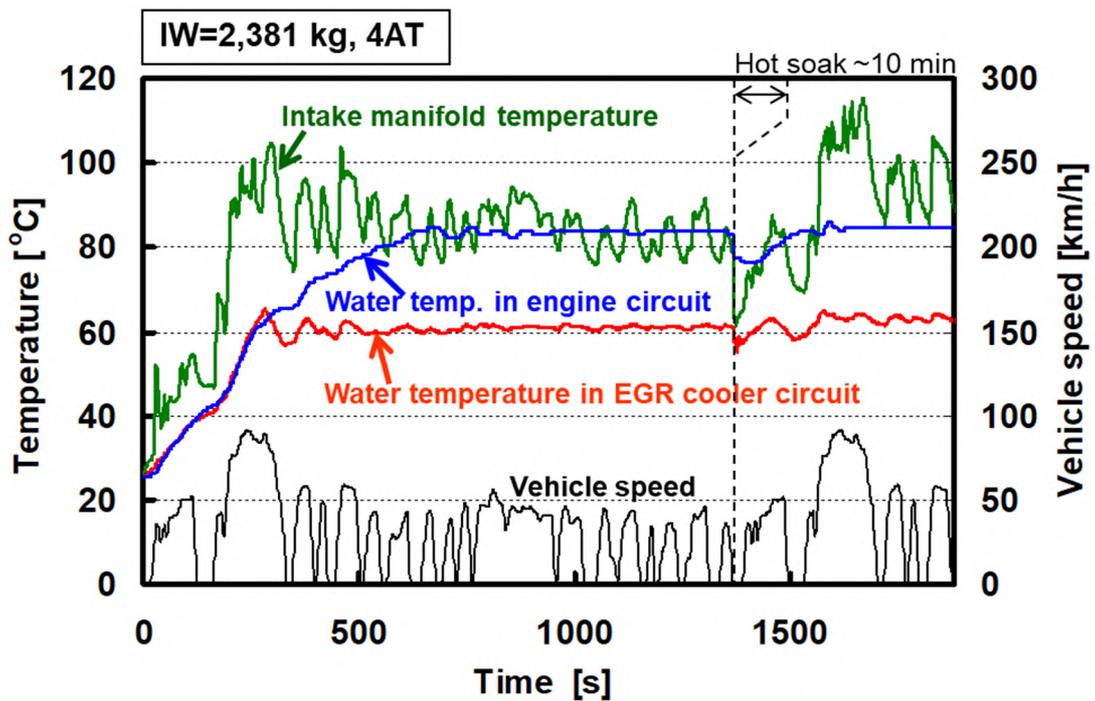


図 5-9 FTP75 走行時の EGR クーラ冷却水温の変化

### 5.3.2. 2 段ターボチャージャーの基本性能

図 5-10 に台上試験装置で計測した 2 段ターボと PCI 燃焼を組合せた場合の定常排出ガス試験結果を示す。図は機関回転 (Ne) 1500 rpm の条件で、横軸に正味平均有効圧力 (BMEP) を取り、縦軸にスモーク、NO<sub>x</sub>、A/F 及び EGR 率を示した。NO<sub>x</sub> 値については排出ガスを燃料質量流量で除したエミッションインデックス NO<sub>x</sub> 値 (EI-NO<sub>x</sub>) を用いた。図 5-10 には、従来型の VGS (Variable Geometry System) ターボ<sup>[5-8]</sup>付機関における従来燃焼のみの場合 (Baseline, ○), 第 3 章で述べた低負荷に PCI 燃焼を適用した場合<sup>[5-1]</sup> (with PCI combustion, △), 更に第 4 章で述べた EGR クーラの冷却効率を向上した場合<sup>[5-2]</sup> (Enhanced EGR cooler, □) の結果とともに 2 段ターボの結果<sup>[5-9]</sup> (◇) を掲載した。

Baseline の結果は、FTP75 サイクルにおける Bin10 (120k mile) レベルの NO<sub>x</sub> 排出量レベル (NO<sub>x</sub> < 0.6 g/mile)<sup>[5-10]</sup> であり、FTP75 サイクルの加速時に使用する BMEP 600 kPa ~ 800 kPa の NO<sub>x</sub> 排出量を削減するために A/F を下げて EGR 率を高くしている。このためこの領域のスモークレベルが増加している。

PCI 燃焼を BMEP 300 kPa 以下の運転領域に適用する(△)ことにより、Baseline に対して、低負荷領域においてスモークの悪化が無く NO<sub>x</sub> が低減した。更に EGR クーラの冷却性能を向上させる(□)ことで、NO<sub>x</sub> を低減させるために増加していた高負荷領域のスモーク排出を少なくすることができた。

2 段ターボ (◇) では、CFD 計算結果から予想されたように A/F と EGR 率を低負荷から高負荷の広い範囲で高くすることが可能となった。2 段ターボでは、高 EGR 率化による PCI 燃焼運転可能領域を拡大する効果に加えて、PCI 燃焼が運転できない高負荷の従来燃焼領域においても高 EGR 率化によって NO<sub>x</sub> 低減が可能となり、BMEP が 600 kPa ~ 1000 kPa の広い範囲において NO<sub>x</sub> を半減させることができた。

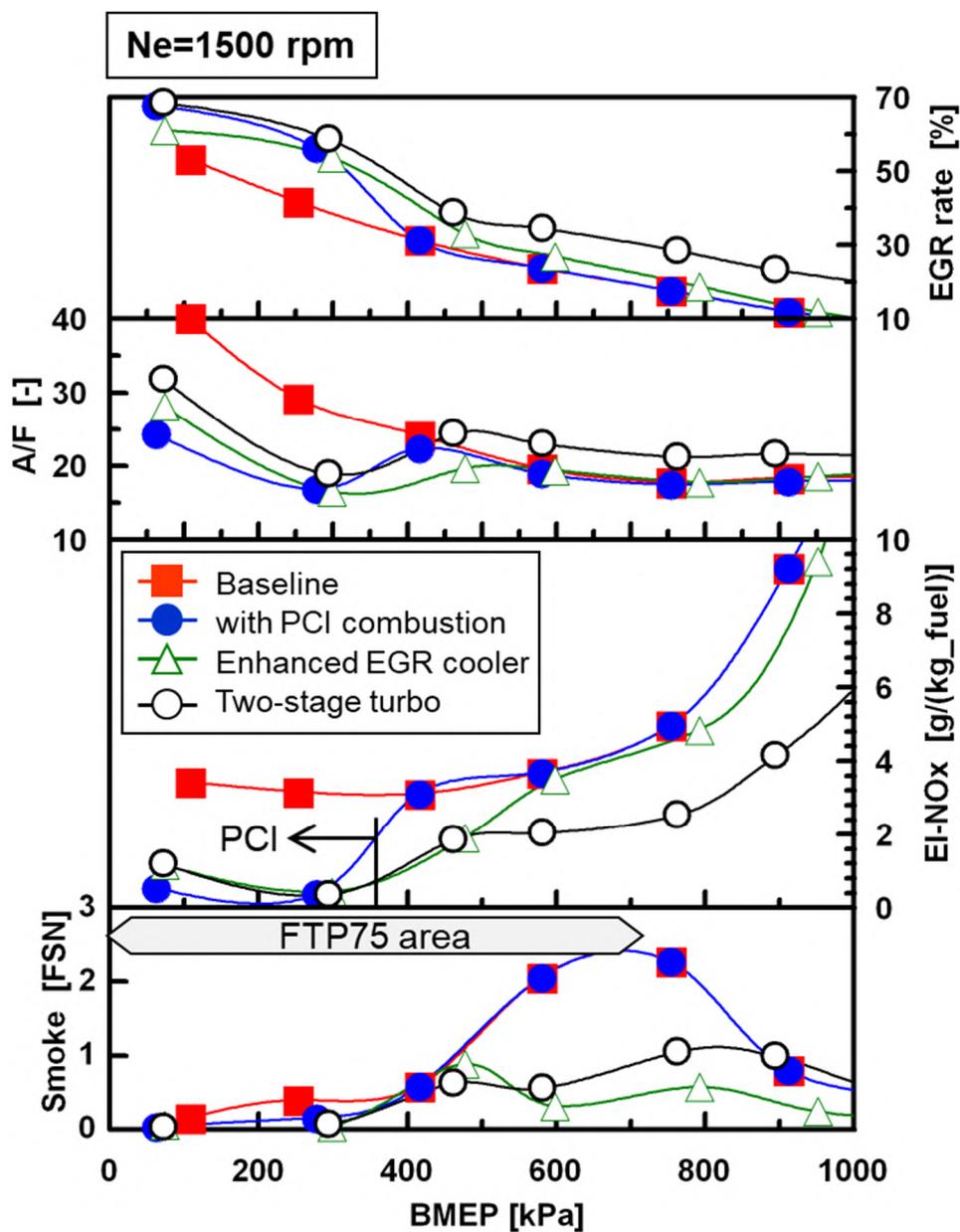


図 5-10 2 段ターボチャージャーによる定常排出ガス試験結果

### 5.3.3. 2段ターボチャージャーによる排出ガス低減効果

等価慣性重量 (IW) 2,381 kg の車両で行った FTP75 サイクルの排出ガス試験を行った場合の NOx 排出量の積算値推移を図 5-11 に示す。図中の NOx 積算値は従来ディーゼル燃焼 (Baseline) の結果を 1 として、相対値で表した。2 段ターボを用いた車両試験結果に加えて、第 3 章で報告した従来燃焼の NOx 排出量と PCI 燃焼を適用した場合に車両試験で計測した NOx 積算値も併記した<sup>[5-1]</sup>。図より従来ディーゼル燃焼に対して、PCI 燃焼を適用することで NOx 排出量が半減する。更に 2 段ターボと EGR クーラの冷却強化によって、NOx 排出量を半減することができた。

図を見ると、2 段ターボでは車両が急加速を行う 200 秒付近と 1,550 秒付近の NOx が大幅に低減していることがわかる。そこで Baseline (VGS ターボ) と 2 段ターボの結果について、FTP75 サイクルの 150 秒から 300 秒における過給圧と NOx 濃度を図 5-11 に示す。この部分は FTP75 サイクルでもっとも加速度が大きい 2 山目 (2<sup>nd</sup> hill) の加速部分が含まれている。図中の過給圧は絶対圧で示した。図 5-12 より 2 段ターボの場合には、過給圧が VGS ターボに比べて大幅に上昇していることがわかる。更にスパイク状に排出されていた NOx の排出についても大幅に改善されている。2 段ターボでは過給特性が改善して、過渡時の過給圧上昇が早くなることで、A/F を確保した状態での高 EGR 化が可能となり加速中の NOx を低減する。

2 段ターボでは、PCI 燃焼を適用することが難しかった従来燃焼を用いる高負荷領域において高 EGR 率化することで NOx 低減することが可能である。その結果として、FTP75 サイクルでの大幅な NOx 低減を実現した。

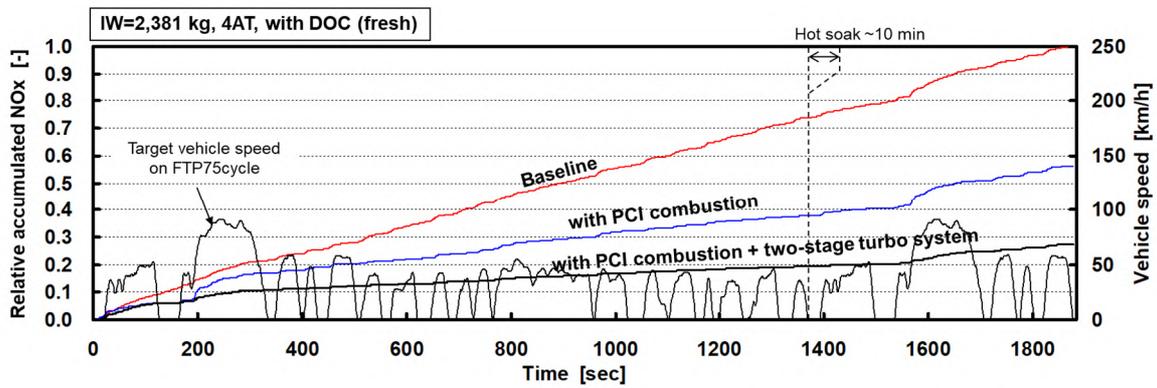


図 5-11 FTP75 走行時の相対 NOx 排出量 (Baseline を 1 とする)

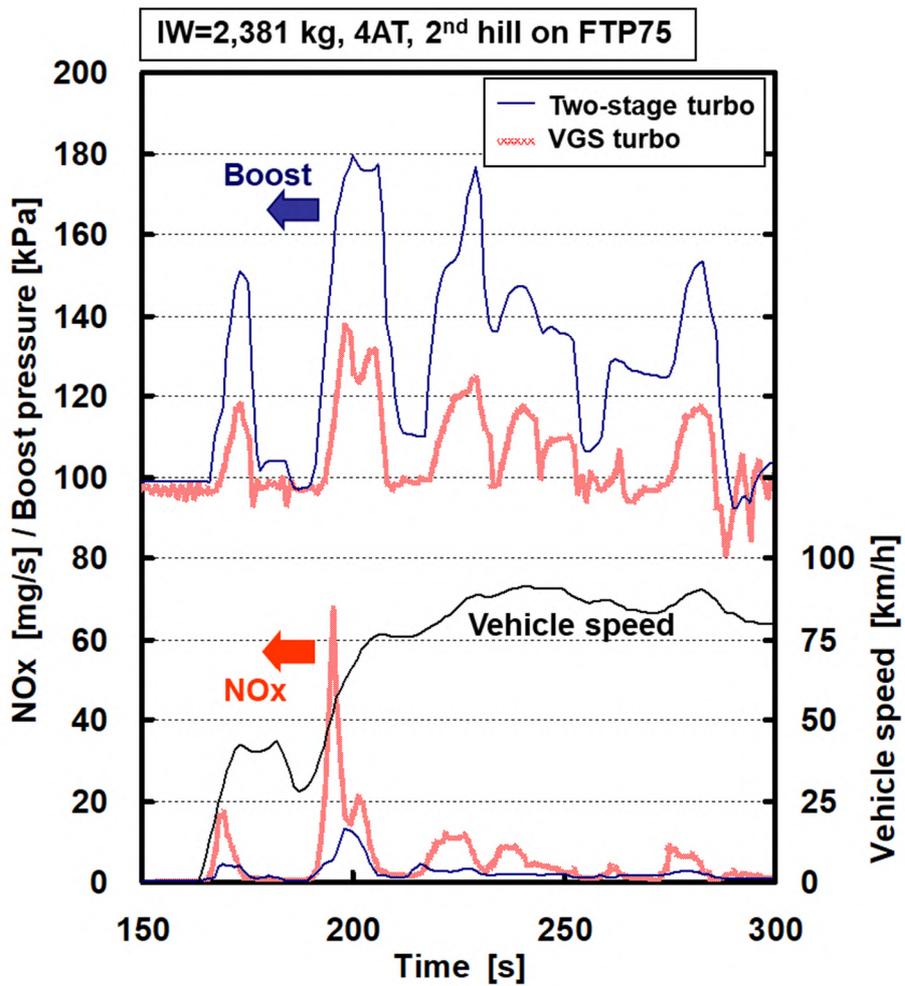


図 5-12 FTP75 走行時の過給圧と瞬時 NOx 排出量 (150 秒 ~ 300 秒)

図 5-13 にこれまでの研究によって得られた車両排出ガス計測試験結果をまとめる。車両の後処理装置としては、どの実験値においても耐久エージング処理を実施していない 5 L の酸化触媒 (Diesel oxidation catalyst: DOC) を装着している。

当初の技術 (Baseline) は、欧州の Euro 4<sup>[5-10]</sup> に適応する乗用車用技術 (燃料噴射系, 過給装置, EGR システム) を適用したものの<sup>[5-11]</sup> であり, 排出ガスレベルとしては 120k mile の Bin10 規制値レベル ( ) であったが, 第 3 章の PCI 燃焼を適用することにより NOx 排出量を半減する ( ) ことができた<sup>[5-1]</sup>。PCI 燃焼を適用することで PM が増加してしまっただが, EGR クーラの冷却性能を改善<sup>[5-2]</sup> することや PCI 燃焼と従来燃焼間の燃焼モード遷移手法を改良する<sup>[5-12]</sup> ことにより PM 排出レベルの改善 ( ) を行った。更に 2 段ターボを組み合わせることにより, NOx 排出量を更に半減し, 120k mile の Bin8 レベルに達成する (○) ことができた。このとき, PM 排出量を維持するとともに燃料経済性 (Fuel economy: FE) を Baseline に対して改善することができた。Baseline では, 加速時に EGR 率を高くすることができなかつたために燃料噴射タイミングを遅延することで燃費性能を犠牲にして NOx を低減していたためである。2 段ターボでは, 加速中の EGR 率を高くすることができるため, 燃料噴射タイミングを遅延することなく NOx 低減が可能となり燃費が改善することが可能となる。非メタン有機ガス (Non-methane organic gases: NMOG) についても EGR ガス温度制御を導入することにより, 大幅に悪化することなく酸化触媒のみで Bin8 規制値レベルに収めることができた。

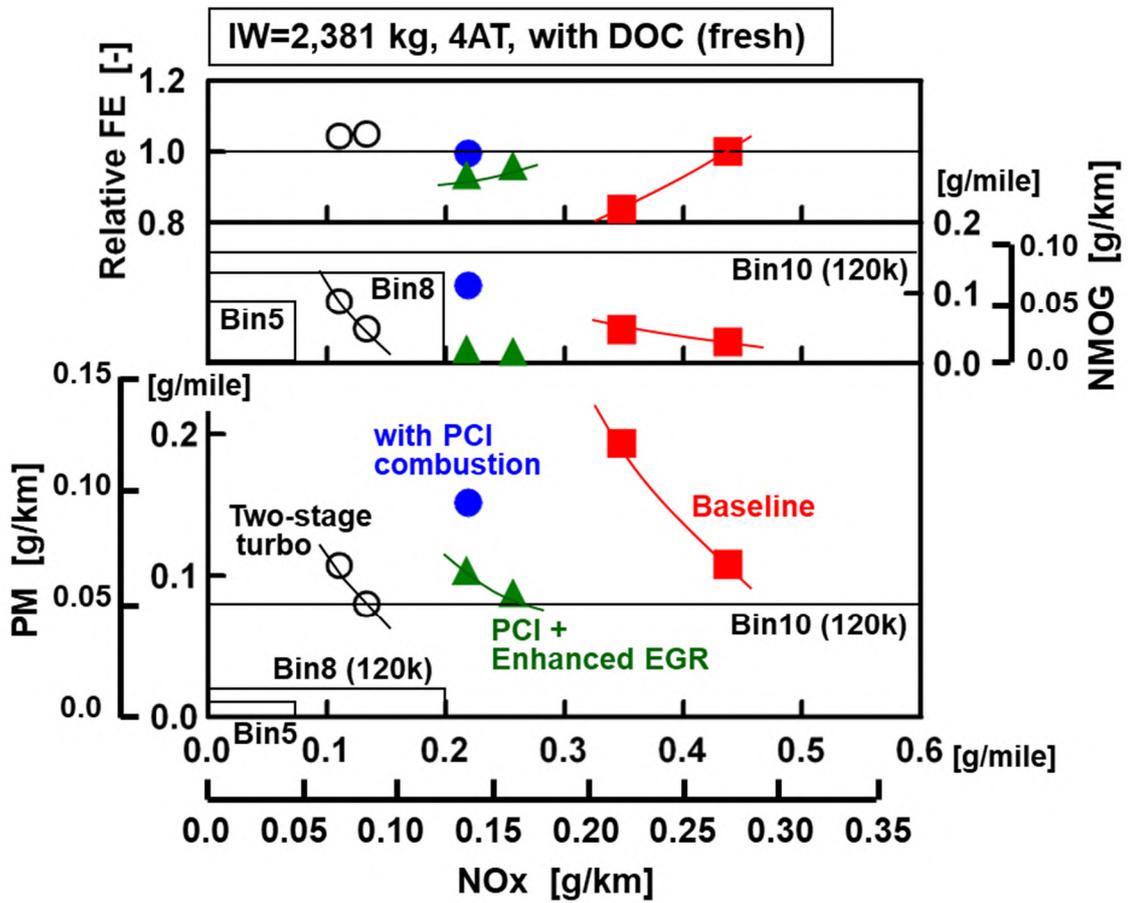


図 5-13 本研究による FTP75 走行時の排出ガス計測結果まとめ

#### 5.4. 第5章のまとめ

高 EGR 率による低 NOx 予混合燃焼方式を適用した多気筒ディーゼル機関において、シリーズシーケンシャル 2 段ターボチャージャ (2 段ターボ) を組み合わせることにより更なる排出ガス低減を試みた。以下に得られた知見をまとめる。

- (1) 一次元の CFD を使った計算検討により、2 段ターボ化することで、VGS ターボと比べて A/F と EGR 率を高くできることがわかった。
- (2) 多気筒機関を用いた機関性能実験によって、2 段ターボ化することで、A/F と EGR 率を高くすることが可能となり、従来ディーゼル燃焼において大幅な排出ガス低減効果が確認された。
- (3) 2 段ターボと EGR クーラ冷却水温制御を適用して実車排出ガス試験を実施した結果、燃費性能を悪化させることなく大幅に NOx 排出量を低減して、Tier2 Bin8 の NOx 規制値に適合することができた。

## 参考文献

- [5-1] 石川直也, 中田輝男: 低 NOx 予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.4, p.155-160 (2006)
- [5-2] 石川直也, 工藤和昭: 低 NOx 予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用(第2報)- EGR クーラ性能が PCI 燃焼に及ぼす影響 -, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.1, p.175-180 (2007)
- [5-3] 河原林成行: 排ガス計測方法, 日本船用機関学会誌, 第26巻, 第9号, P58-62 (1991)
- [5-4] 公益財団法人 日本自動車輸送技術協会: ガソリン中軽量車の排出ガス試験の方法, [https://www.ataj.or.jp/trust/Emission\\_test/emission\\_test-no2.html](https://www.ataj.or.jp/trust/Emission_test/emission_test-no2.html), (参照 2023.09.01)
- [5-5] 公益財団法人日本自動車輸送技術協会: 粒子状物質(PM)測定装置, [https://www.ataj.or.jp/technology/ldv\\_gas\\_kisei/ldv\\_gas\\_kisei7.html](https://www.ataj.or.jp/technology/ldv_gas_kisei/ldv_gas_kisei7.html), (参照 2023.09.21)
- [5-6] Diesel Net: FTP-75, Emission Test Cycle, <https://dieselnet.com/standards/cycles/ftp75.php>, (参照 2023.08.30)
- [5-7] Realis Simulation: WAVE, <https://www.realis-simulation.com/products/wave/>, (参照 2023.09.20)
- [5-8] 株式会社 IHI: エンジン向けターボチャージャー, <https://www.ihico.jp/turbocharger/products/turbocharger/index.html>, (参照 2023.08.30)
- [5-9] 石川直也, 工藤和昭: 低 NOx 予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用(第5報) -2 ステージターボによる排出ガス低減に関する研究-, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.6, p.125-130 (2008)
- [5-10] Diesel Net: United States: Cars and Light-Duty Trucks: Tier 2, [https://dieselnet.com/standards/us/ld\\_t2.php](https://dieselnet.com/standards/us/ld_t2.php), (参照 2023.08.24)
- [5-11] Diesel Net: EU: Cars and Light Trucks, Emission Test Cycle, <https://dieselnet.com/standards/eu/ld.php>, (参照 2023.08.30)
- [5-12] N. Ishikawa et al.: DI Diesel Emission Control by Optimized Fuel

Injection, SAE Paper (2004), 2004-01-0117

[5-13] 大久保泰宏, 石川直也, 田代欣久: 低 NOx 予混合燃焼方式の多気筒ディーゼルエンジンへの適用 (第3報) - PCI 燃焼法と従来燃焼法の遷移制御に関する一考察 - , 自動車技術会論文集, Vol.39, No.1, p.27-32 (2008)

## 第 6 章 総括

## 6.1. 本研究の総括

本研究では、単気筒機関を用いて主に台上で研究が行われてきた低排出ガス燃焼法である部分予混合燃焼方式を多気筒機関への適用検討を行うとともに低負荷に限られている燃焼領域の拡大を行い更なる排出ガスの低減検討を行った。検討結果の技術を搭載した車両による排出ガス改善を実証することで、多気筒ディーゼル機関への部分予混合燃焼方式の適用によって排出ガスの改善を実現することを目的とした。

第1章では、本研究の背景を述べた後に従来ディーゼル燃焼方式に対する説明を行い、先行研究で行われた予混合圧縮着火燃焼方式について述べた。更に実用化に向けた課題について述べた上で研究の目的を述べた。

第2章では、先行研究に対して低排出ガスを実現する部分予混合燃焼（PCI 燃焼）を提案した。PCI 燃焼方式では、先行研究であるナローアングルコンセプトと比べて、図示平均有効圧、スモーク及び THC 排出性能が改善した。これはリエントラント型燃焼室形状、燃料噴射弁仕様とヘッドスワールスワールの最適化により、燃焼室内での混合気の均一化による過濃領域の低減と熱損失による筒内温度の上昇抑制効果による急峻な熱発生を抑えることによって実現していることを明らかにした。

第3章では、PCI 燃焼を多気筒機関に適用し、多気筒機関においても単気筒機関と同様に高 EGR 率と圧縮行程後半の燃料噴射により、大幅に NOx とスモークが低減できることを示した。更に多気筒機関では、EGR ガスの冷却が充分に行えないために吸気温度が単気筒機関と比べて高くなっていることがわかった。多気筒機関で PCI 燃焼に与える EGR 率と A/F、燃料噴射タイミングや燃料噴射圧力の影響を明らかにした。通常ディーゼル燃焼と PCI 燃焼の燃焼切り替え制御ロジックを開発し、両燃焼モード間でスムーズな燃焼方式の移行を実現した。

第4章では、EGR クーラの冷却能力を試験的に変化させて、PCI 燃焼特性や PCI 燃焼運転可能領域に対して与える影響を明らかにした。EGR クーラの冷却性能を向上させることによって、低 NOx 燃焼となる A/F が大きくなりスモーク排出量を低減することができる。しかしながら、低負荷運転時に THC 排出量が増えるために NOx を低減することができなくなる。PCI 燃焼を多くの運転領域で実現す

るためには、EGR ガス温度の最適制御が必要であることがわかった。EGR クーラの冷却性能を向上させることによって、PCI 燃焼可能領域が高負荷側に拡大し、IMEP 854 kPa までの低 NOx・低スモーク運転を実現した。

第 5 章では、PCI 燃焼を適用した多気筒ディーゼル機関において、シリーズシケンシャル 2 段ターボチャージャ(2 段ターボ)を組み合わせるにより更なる排出ガス改善を実現した。2 段ターボ化することで、A/F と EGR 率をより高くすることが可能となり、従来ディーゼル燃焼において大幅な排出ガス改善効果が得られた。本研究のまとめとして、2 段ターボと EGR クーラ冷却水温制御を適用して実車排出ガス試験を実施した結果、燃費性能を悪化させずに NOx 排出量を大幅に改善できることを実証した。

以上により、多気筒ディーゼル機関への部分予混合燃焼方式の適用によって排出ガスの改善を実現した。

## 6.2. 今後の展望

本研究で対象とした PCI 燃焼や高過給と高 EGR 率を得るためのシリーズシケンシャル 2 ステージターボチャージャは、マツダ株式会社から SYKACTIV-D として、2012 年に市場投入が開始<sup>[6-1,6-2]</sup>された。SYKACTIV-D は、近年においても性能改善のための燃料噴射系仕様や燃焼室形状などの様ざまな改良など<sup>[6-3]</sup>が続けられており、PCI 燃焼が採用されている機種が増えている<sup>[6-4,6-5]</sup>。本研究により得られた知見は有用に活用されていると考えられる。

一方では、地球温暖化抑制するための脱炭素化の流れから、急速に車両の電動化が進められている。化石燃料を使った発電時に発生する CO<sub>2</sub> 排出やバッテリー製造時の CO<sub>2</sub> 排出などがあるため、資源採取から廃棄までを考えた製品のライフサイクル全体を考えると、急速な電動化は脱炭素化には必ずしも繋がらない。社会全体として、まず電力の脱炭素化を進める必要がある。人々の生活を支える商用車においては、走行可能距離の短縮、車両価格の上昇、耐久信頼性の確保やバッテリー重量増加による積載量の低下などのコストや利便性に直結する課題が多い。更には、バッテリー製造量の増加による資源の確保や環境破壊など、全ての自動車を電動化するためには膨大な時間と技術開発が必要である。実際のところ、2050 年の脱炭素化を実現するエビデンスのある対応策は存在しない。そのため、化石燃料の需要は新興国で伸び続け 2050 年においても内燃機関を搭載した自動車为主要な動力源として残り続ける予測(IEEJ, リファレンスシナリオ)が存在している<sup>[6-6]</sup>。

本研究のディーゼル機関への部分予混合燃焼方式の適用による排出ガス改善技術は、排気後処理装置(NOx 触媒)を簡素化することが可能であり、コストが重視される国での展開が期待される。内燃機関を有効活用する知見として、将来においても本研究成果が有効に貢献されることを期待する。

## 参考文献

- [6-1] マツダ株式会社：新型クロスオーバーSUV「マツダ CX-5」を発売，  
<https://newsroom.mazda.com/ja/publicity/release/2012/201202/120216a.html>，(参照 2023.10.31)
- [6-2] 森永真一，詫間修治，西村博幸：SKYACTIV-D エンジンの紹介，マツダ技報，No.30，P9-13 (2012)
- [6-3] 金尚奎ら：第2世代 SKYACTIVD の燃焼技術，マツダ技報，No.39，p.14-20 (2022)
- [6-4] 平林千典ら：小排気量クリーンディーゼルエンジン SKYACTIV-D 1.5 の開発，マツダ技報，No.32，p.21-27 (2015)
- [6-5] 志茂大輔ら：SKYACTIV-D 3.3 の開発 大排気量・直列 6 気筒と燃焼の理想追求による提供価値の向上，マツダ技報，No.39，p.21-27 (2022)
- [6-6] 一般財団法人日本エネルギー経済研究所：IEEJ アウトルック 2023，  
<https://eneken.ieej.or.jp/data/10585.pdf>，P44-49 (参照 2023.10.31)

## 略語集

- A/F: Air fuel ratio , 空燃比  
ATDC: After top dead center , 上死点後  
BDC: Bottom dead center , 下死点  
BMEP: Brake mean effective pressure , 正味平均有効圧  
BSFC: Brake specific fuel consumption , 正味燃料消費率  
BSNO<sub>x</sub>: Brake specific NO<sub>x</sub> emission , 正味 NO<sub>x</sub> 排出量  
BTDC: Before top dead center , 上死点前  
CNL: Combustion noise level  
Common Rail System: 蓄圧式燃料噴射装置  
    高圧燃料を溜めて電磁弁で噴射弁を開閉する燃料噴射システム  
C<sub>v</sub>: Specific heat at constant volume , 定積比熱  
deg.C.A.: クランクアングル角度  
DI diesel: Direct injection diesel , 直接燃料噴射型ディーゼル  
DOC: Diesel oxygen catalyst , ディーゼル用酸化触媒  
EGR: Exhaust gas recirculation , 排気ガス再循環 ,  
    排気ガスを吸気に混合して酸素濃度を低下させる排出ガス低減技術  
EI-NO<sub>x</sub>: Emission index of NO<sub>x</sub> , NO<sub>x</sub> 排出量を投入燃料流量で除したもの  
EI-THC: Emission index of THC , THC 排出量を投入燃料流量で除したもの  
EOC: End of combustion , 燃焼終了時期  
F<sub>f</sub>: Fuel flow , 燃料噴射量  
HCCI: Homogeneous charge compression ignition , 均一予混合圧縮着火  
HEPA filter: High efficiency particulate air filter  
I/C: Inter cooler , 過給機で圧縮された空気を冷却する中間冷却機  
IMEP: Indicated mean effective pressure , 図示平均有効圧  
IMEP(gross): 吸排気行程を除いた圧縮膨張行程の図示平均有効圧  
In-mani: Intake manifold , 吸気マニフォールド  
IW: Inertia weight , 等価慣性質量  
IS-NO<sub>x</sub>: Indicated specific NO<sub>x</sub> emission , 図示 NO<sub>x</sub> 排出量  
    NO<sub>x</sub> 排出量を図示出力で除したもの  
IS-Power: Indicated specific power , 図示出力  
IS-THC: Indicated specific NO<sub>x</sub> emission , 図示 THC 排出量  
    THC 排出量を図示出力で除したもの  
K<sub>s</sub> : スワール比 , 筒内渦の強度を示す指標

LTC: Low temperature combustion , 低温燃焼  
MAF: Mass air flow , 質量空気流量  
MCE: Multi-cylinder engine , 多気筒機関  
MK: Modulated Kinetics  
Ne: Engine rotational speed , 機関回転数  
NL : Needle lift , 噴射弁開弁リフト量  
NOx: 窒素酸化物の総称 , NO と NO<sub>2</sub>  
OHV: Overhead valve  
PPC: Partially pre-mixed Combustion , 部分予混合燃焼  
PPCI: Partially pre-mixed Charge Compression Ignition ,  
部分予混合圧縮着火  
PCI: Premixed compression ignition , 予混合圧縮着火  
Pcyl: In-cylinder pressure , 筒内圧力  
Pinj: Injection pressure , 燃料噴射圧力  
PM: Particulate matter , 排気微粒子  
ROHR , R.O.H.R: Rate of heat release , 熱発生率  
SCE: Single cylinder engine , 単気筒機関  
SOC: Start of combustion , 燃焼開始時期  
SOI: Start of injection , 燃料噴射時期  
SOOT, smoke: 黒煙  
Stoichiometry: 理論空燃比 , 完全燃焼を行う空燃比  
TDC: Top dead center , 圧縮上死点  
THC: Total hydro carbon , 全炭化水素  
Tinj: Injection timing , 燃料噴射時期  
VGS: Variable geometry system , 可変容量ターボチャージャー  
: 噴射弁軸からの噴孔開き角度 x2  
: Compression ratio , 圧縮比 , 圧縮下死点と上死点の容積比  
: Thermal efficiency , 熱効率

## 謝辞

本研究は、GM パワートレインと株式会社いすゞ中央研究所との共同研究で行われ、両社の関係者からは多くのご助言やご協力を頂き、ディーゼル機関や車両の設計・試作について大変多くの方にご協力を頂いた。機関性能実験については、株式会社いすゞ中央研究所の植田隆広氏、清水隆之氏及び萩原秀之氏の協力により行われ、単気筒機関のデータは島崎直基氏に提供を受けたことを記し、ここに感謝の意を表します。

実車を用いた排出ガス計測試験においては、日本デルファイ(当時)の野原徹雄氏、沖倉康寿氏、桜田浩司氏によって行われたことを記し、ここに感謝の意を表します。

これまでの研究成果をまとめて博士論文を作成するにあたり、東海大学工学部教授の落合成行先生に適切なご指導を賜りました。ここに深謝の意を表します。

東海大学総合科学技術研究所教授の岩森暁先生、並びに工学部教授の堀澤秀之先生、講師の福島直哉先生、客員教授の畔津昭先生には、本論文の作成にあたり、審査委員として適切なご助言を賜りました。ここに感謝を申し上げます。