

博士学位論文

可燃性ガス予混合型高効率圧縮着火エンジン
に関する研究

A Study on a High Thermal Efficiency
Compression Ignition Engine
with Premixed Gaseous Fuel

2020年2月

山口 恭平
Kyohei YAMAGUCHI

博士学位論文

可燃性ガス予混合型高効率圧縮着火エンジン
に関する研究

A Study on a High Thermal Efficiency
Compression Ignition Engine
with Premixed Gaseous Fuel

2020年2月

早稲田大学大学院 創造理工学研究科
総合機械工学専攻 熱エネルギー反応工学研究

山口 恭平
Kyohei YAMAGUCHI

目 次

第1章 序 論	1
1.1 研究背景	1
1.2 先行研究	13
1.2.1 自動車用内燃機関を対象にした燃料改質に関する先行研究	13
1.2.2 気体燃料と軽油を併用したエンジン燃焼に関する先行研究	26
1.3 研究目的	33
1.4 本論文の構成	34
第2章 燃料改質を適用した圧縮着火エンジンに関する基礎検討	35
2.1 まえがき	35
2.2 数値計算方法	36
2.2.1 燃料改質に関する化学平衡計算	36
2.2.2 三次元エンジン燃焼シミュレーション	37
2.3 計算条件	40
2.4 EGR ガスを利用した燃料改質の特性	42
2.5 改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響	51
2.6 まとめ	61
第3章 改質燃料中の CO 成分が予混合圧縮着火燃焼に及ぼす影響	63
3.1 まえがき	63
3.2 実験装置および実験方法	64
3.2.1 実験装置	64
3.2.2 実験方法および実験条件	66
3.3 三次元エンジン燃焼シミュレーションの計算方法および計算条件	68
3.4 CO と軽油の二元燃料を適用した予混合圧縮着火燃焼の基本特性試験	70
3.5 CO を導入したディーゼル予混合圧縮着火燃焼の高効率化に向けた数値解析	80
3.6 まとめ	90
第4章 燃焼室形状の最適化による気体燃料の未燃排出低減	91
4.1 まえがき	91
4.2 三次元数値計算コードと最適化手法の連成	92
4.2.1 燃焼室形状の自動最適化プログラム	92
4.2.2 遺伝的アルゴリズム	93

4.2.3	計算格子の自動作成	94
4.2.4	三次元エンジン燃焼シミュレーション	96
4.2.5	目的関数	97
4.3	計算条件	97
4.4	燃焼室形状の自動最適化による気体燃料の未燃排出低減効果と熱効率への影響	99
4.5	まとめ	113
第5章 結論		115
5.1	結論	115
5.2	今後の展望	119
参考文献		123
謝辞		139
研究業績		141

略語表

略語	説明	Explanation
A ₂ R ₅	アセナフチレン	acenaphthylene
AHRR	見かけの熱発生率	apparent heat release rate
Al ₂ O ₃	酸化アルミニウム, アルミナ	aluminum oxide
ATDC	上死点後	after top dead center
BDC	下死点	bottom dead center
BSCO	正味一酸化炭素排出率	brake specific CO emissions
BSFC	正味燃料消費率	brake specific fuel consumption
BSHC	正味炭化水素排出率	brake specific HC emissions
BSN	ボッシュ式スモーク汚染度	bosch smoke number
BSNO	正味一酸化窒素排出率	brake specific NO emissions
CA50	燃焼重心位置	crank angle of 50% heat release
CCU	二酸化炭素回収有効利用	CO ₂ capture and utilization
CeO ₂	酸化セリウム, セリア	cerium oxide
CFD	数値流体力学	computational fluid dynamics
CH ₄	メタン	methane
C ₂ H ₂	アセチレン	acetylene
C ₂ H ₄	エチレン	ethene
C ₂ H ₆	エタン	ethane
C ₃ H ₆	プロピレン	propene
CNG	圧縮天然ガス	compressed natural gas
CO	一酸化炭素	carbon monoxide
CO ₂	二酸化炭素	carbon dioxide
COP	気候変動枠組条約締約国会議	Conference of the Parties
CoV	変動係数	coefficient of variation
C.R.	圧縮比	compression ratio
C(S)	固形炭素成分, すす	solid carbon
DME	ジメチルエーテル	dimethyl ether
DOC	ディーゼル酸化触媒	diesel oxidation catalyst
EC	欧州委員会	European Commission
EEA	欧州環境庁	European Environment Agency
EGR	排気再循環	exhaust gas recirculation

略語	説明	Explanation
EU	欧州連合	European Union
EV	電気自動車	electric vehicle
FCV	燃料電池自動車	fuel cell vehicle
GA	遺伝的アルゴリズム	genetic algorithm
H ₂	水素	hydrogen
H ₂ O	水蒸気	water vapor
HC	炭化水素	hydrocarbon
HCCI	均一予混合圧縮着火	homogeneous charge compression ignition
HEV	ハイブリッド自動車	hybrid electric vehicle
IEA	国際エネルギー機関	International Energy Agency
IMEP	図示平均有効圧力	indicated mean effective pressure
ISCO	図示一酸化炭素排出率	indicated specific CO emissions
ISFC	図示燃料消費率	indicated specific fuel consumption
ISNO _x	図示窒素酸化物排出率	indicated specific NO _x emissions
IVC	吸気バルブ閉弁	intake valve closing
JRC	共同研究センター	Joint Research Centre
LPG	液化石油ガス	liquefied petroleum gas
N ₂	窒素	nitrogen
nC ₇ H ₁₆	ノルマルヘプタン	normal heptane (n-heptane)
NEDC	新欧州ドライビングサイクル	New European Driving Cycles
NO ₂	二酸化窒素	nitrogen dioxide
NO _x	窒素酸化物	nitrogen oxides
O ₂	酸素	oxygen
OH	水酸（ヒドロキシル）ラジカル	hydroxyl radical
PCCI	予混合圧縮着火	premixed charge compression ignition
PHEV	プラグインハイブリッド自動車	plug-in hybrid electric vehicle
PM	粒子状物質	particulate matter
Pt	白金	platinum
RANS	レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式	Reynolds averaged Navier-Stokes equation
RCCI	反応性制御圧縮着火	reactivity controlled compression ignition
RDE	実路走行試験	real driving emissions
Rh	ロジウム	rhodium

略語	説明	Explanation
R.H.R.	熱発生率	rate of heat release
SOI	燃料噴射開始	start of injection
TDC	上死点	top dead center
THC	全炭化水素	total hydrocarbon
VVT	可変バルブタイミング	variable valve timing
WHO	世界保健機関	World Health Organization
ZrO ₂	酸化ジルコニウム, ジルコニア	zirconium oxide

記号表

記号	説明
ε	圧縮比
ε_{eff}	有効圧縮比
η_i	図示熱効率
η_r	増熱率
η_t	改質器を含めたエンジンシステム全体の総合効率
η_{th}	理論熱効率
θ	クランク角度
κ	比熱比
ξ	縮切比
φ	圧力比 (爆発度)
ϕ	当量比
ϕ_t	改質燃料成分を考慮した当量比
f	目的関数
$\Delta H_{r,298,f}^\circ$	燃料の低位発熱量
$\Delta H_{r,298,i}^\circ$	化学種 i の低位発熱量
K_1	改質燃料に含まれる可燃成分として考慮した化学種数
K_2	エンジン筒内へ噴射する燃料および改質燃料中の可燃成分として考慮した化学種数
m_E	EGR ガスの質量流量
M_f	燃料の分子量
m_f	エンジン筒内に存在する気体燃料成分の質量
$m_{f,b}$	基準の燃焼室で計算した際にエンジン筒内に存在する気体燃料成分の質量
N_{cyl}	エンジンの気筒数
N_e	エンジン回転数
$n_{f,r}$	改質器に供給する燃料量
$n_{f,t}$	改質器を含めたエンジンシステム全体での燃料消費量
$n_{i,e}$	エンジン筒内へ導入もしくは噴射される化学種 i のモル流量
$n_{i,r}$	改質燃料に含まれる化学種 i のモル流量
$n_{O_2,e}$	エンジン筒内へ導入される O_2 のモル流量

記号	説明
Q	エンジンに供給する発熱量の総和 (エンジン筒内に噴射する燃料の投入熱量と改質燃料に含まれる可燃成分の発熱量の和)
$r_{f,r}$	エンジンシステム全体の燃料消費量に対する改質器へ供給した燃料量の比率
r_r	EGR ガスの分流割合
$v_{i,th}$	化学種 i が 1 mol 完全燃焼するために必要な O_2 の物質 量
W_i	図示仕事 (グロス)

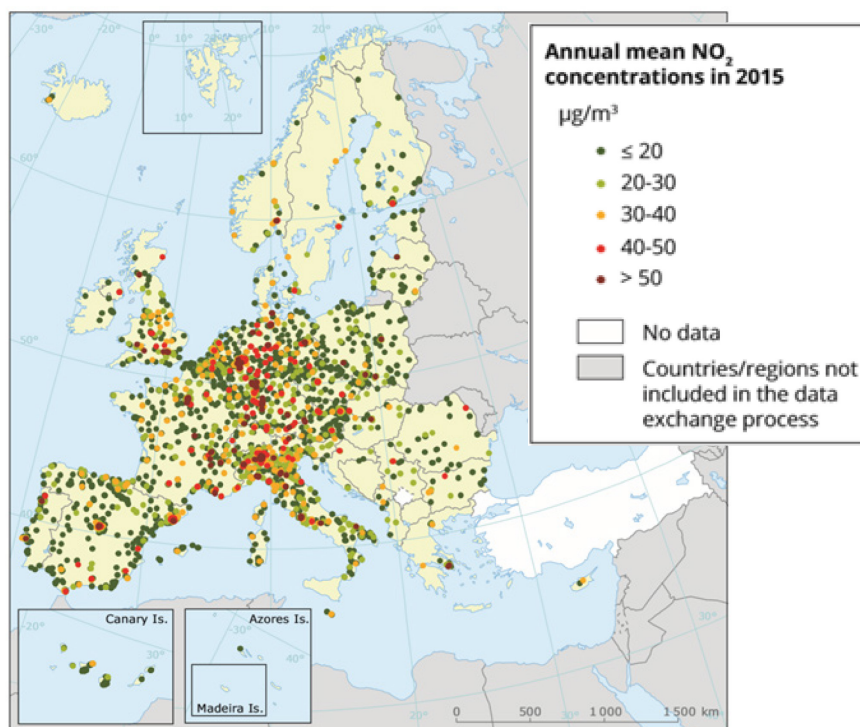
第1章

序論

1.1 研究背景

日本における自動車の歴史を振り返ると、基幹産業として経済発展の中心を担ってきた一方で、モータリゼーションの到来とともに自動車の排出ガスに起因した大気汚染をもたらした。その対策として、1966年に排出ガス規制が国内に初めて導入された。国内初の排出ガス規制はガソリンエンジン搭載車を対象に一酸化炭素（CO）の排出濃度を規制するものであったが、それ以降、規制対象成分や規制値、試験方法についても変更がなされ、順次強化されてきた^①。排出ガス規制の強化は欧州をはじめとする諸外国においても同様に進められているが、欧州では都市部の二酸化窒素（NO₂）濃度に改善の兆しが見られない。欧州環境庁（EEA : European Environment Agency）より公表されている2015年の欧州におけるNO₂濃度の年平均値を図1.1に示す^②。欧州連合（EU : European Union）と世界保健機関（WHO : World Health Organization）が定めている環境基準値（40 µg/m³）を達成出来ていない地域が多く、大都市圏では深刻な状況であることが分かる。ここで、欧州委員会（EC : European Commission）の諮問研究機関である共同研究センター（JRC : Joint Research Centre）がEuro 3からEuro 6規制に適合したディーゼルおよびガソリン軽量車を対象に、シャシダイナモメータ上で認証試験モード（NEDC : New European Driving Cycles）を走行する台上走行試験と実際に路上を走行して評価する実路走行試験を行い、窒素酸化物（NO_x）の排出量を比較した結果を図1.2に示す^③。ガソリン車では実路走行においても規制値を超過するケースは少ないが、ディーゼル車は実路走行時の排出量が大幅に高くなる傾向を示しており、都市部のNO₂濃度が改善しない一因になっていることを示唆している。このような状況を受けて、欧州では排出ガスの認証試験にRDE（real driving emissions）と呼ばれる実路走行試験を導入することを決定し、2017年9月から施行されている。実路走行試験に関しては国内においても検討が進められ、2022年より導入する方針が示されている^④。実路走行試験の導入は排出ガス規制の強化を意味しており、自動車か

ら排出される CO, 未燃炭化水素 (HC : hydrocarbon), NO_x, 粒子状物質 (PM : particulate matter) といった有害排出ガス成分は更なる低減が見込まれる。そのため、今後は二酸化炭素 (CO₂) の排出低減やエネルギー消費の抑制, すなわち低燃費化に対する要求が従来以上に高くなると考えられる。これまでも地球温暖化やエネルギーセキュリティの観点から, 燃費改善に向けた取り組みがなされてきた。日本国内では 1979 年にエネルギーの使用の合理化に関する法律, いわゆる省エネ法が制定され, 現在は乗用車, 重量車, 小型貨物車に対する燃費基準値が設定されている⁽⁵⁾。ガソリン乗用車における平均燃費値 (各車種の JC08 モード燃費値を出荷台数で荷重調和平均して算出) の推移を示した図 1.3 より, 2000 年以降, 燃費は大幅に改善していることが分かる⁽⁶⁾。また, 日本における運輸部門からの CO₂ 排出量は 2001 年度をピークに減少傾向を示していることが図 1.4 より確認出来る⁽⁷⁾。しかしながら, 気候変動枠組条約第 21 回締約国会議 (COP 21)⁽⁸⁾で採択されたパリ協定を踏まえて日本国内で策定された地球温暖化対策計画⁽⁹⁾では 2030 年度の運輸部門における排出量目標値が 163 Mt-CO₂ に設定されており, 2013 年度比 27%減と高い目標であることに加え, 現在, 運輸部門の約 9 割が自動車からの排出であることを踏まえると, 自動車の燃費改善をより一層推進する必要があると言える。

Fig.1.1 NO₂ concentration in Europe 2015⁽²⁾

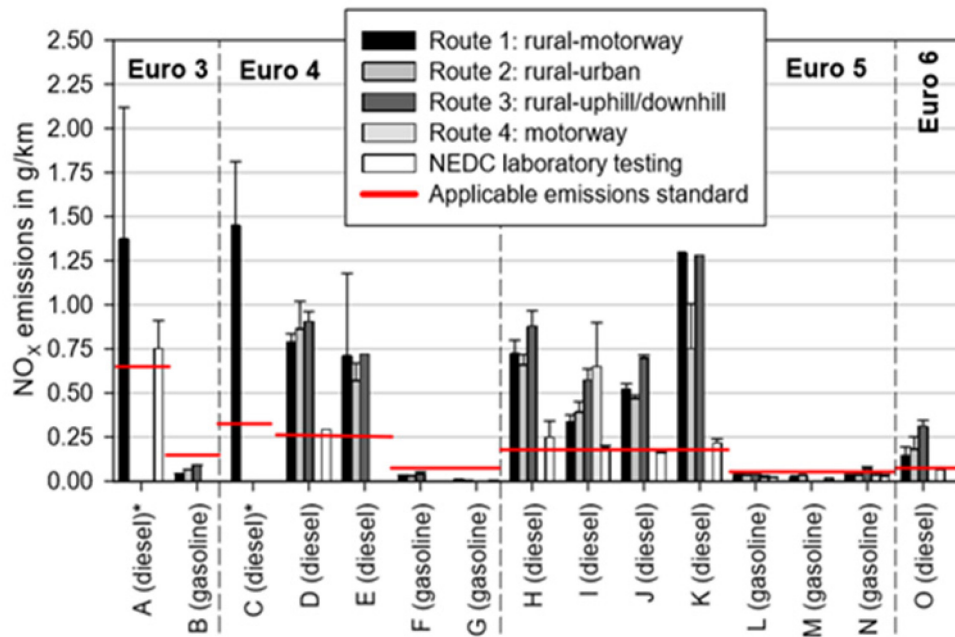


Fig.1.2 NOx emissions during on-road driving as compared to laboratory testing ⁽³⁾

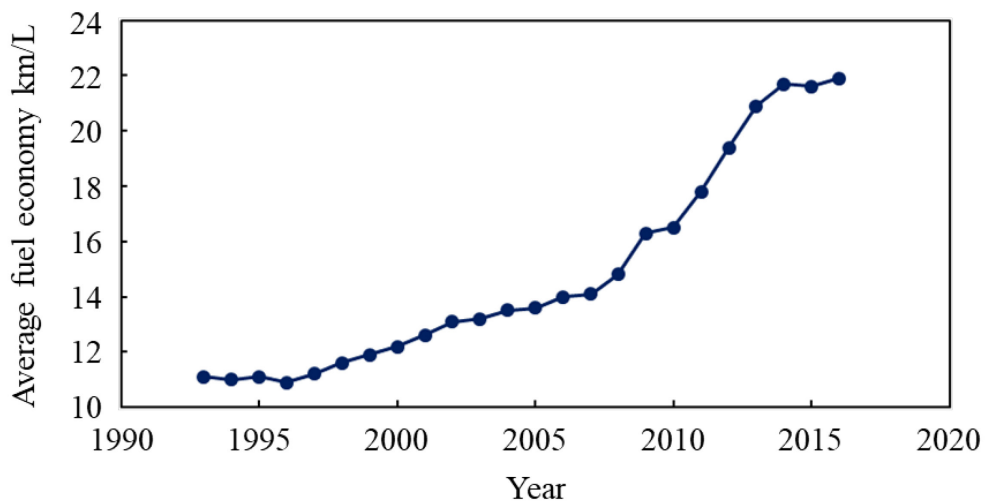


Fig.1.3 Trend of average fuel economy of gasoline passenger cars in Japan ⁽⁶⁾

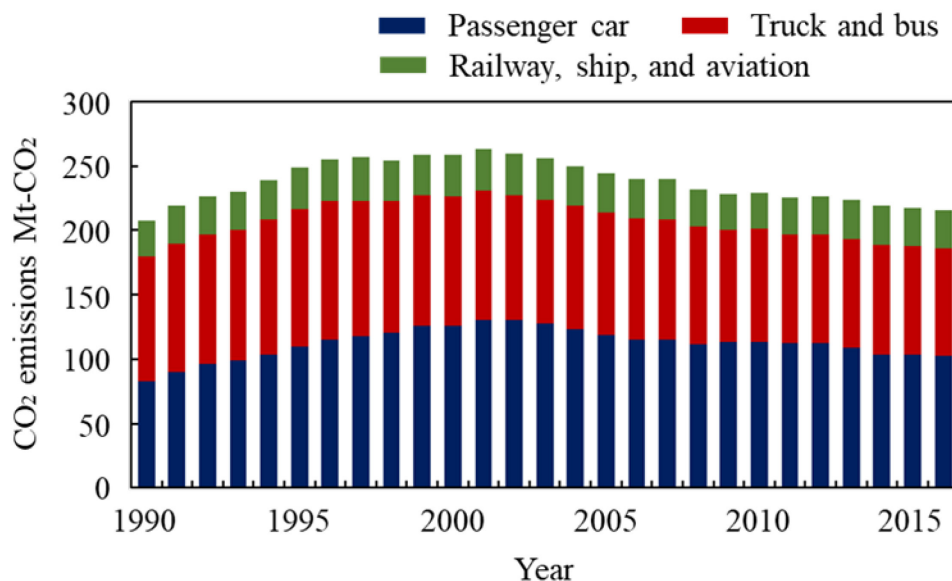
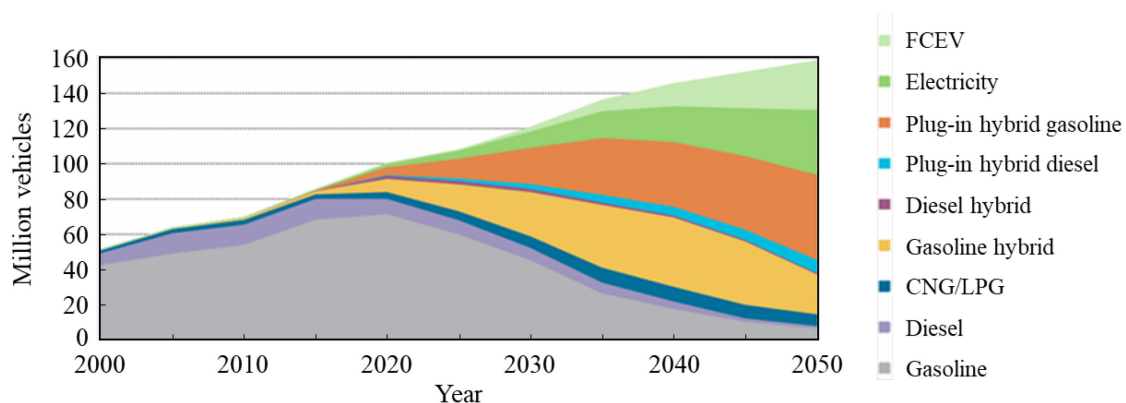


Fig.1.4 Trend of CO₂ emissions from transportation sector in Japan ⁽⁷⁾

自動車の環境性能に対する要求は自動車用パワートレインの多様化を加速させており、現在ではハイブリッド自動車（HEV：hybrid electric vehicle）やプラグインハイブリッド自動車（PHEV：plug-in hybrid electric vehicle）、電気自動車（EV：electric vehicle）、燃料電池自動車（FCV：fuel cell vehicle）、そして、圧縮天然ガス（CNG：compressed natural gas）や液化石油ガス（LPG：liquefied petroleum gas）を燃料に用いる代替燃料自動車が量産化されている。図 1.5 には国際エネルギー機関（IEA：International Energy Agency）が公表している乗用車のパワートレイン別販売台数に関する将来予測を示す⁽¹⁰⁾。これは 50%以上の確率で平均気温の上昇を 2°C に抑制するといった厳しいシナリオを前提としており、EV や FCV の大幅な普及拡大が必要である一方、HEV と PHEV を含めた内燃機関搭載車両は依然として半数以上を占めることが分かる。つまり、2050 年においても自動車の主要なパワートレインは内燃機関を搭載しており、今後も継続して内燃機関の熱効率改善に取り組む必要があることを示唆している。

Fig.1.5 Global portfolio of technologies for passenger light-duty vehicles ⁽¹⁰⁾

上述の背景を踏まえて、これより熱効率改善の方策について述べる。図 1.6 の模式図に示すように内燃機関では燃料がもつ化学エネルギーを軸仕事に変換する過程において、冷却損失や排気損失、ポンプ損失、機械損失などの各種損失が生じる。すなわち、理論サイクルで得られる仕事からそれぞれの損失を減じたものが軸仕事となる。したがって、高効率化の実現には理論熱効率の向上と各種損失の低減が必要である。ここでは熱効率改善方策として、燃焼改善によるアプローチ、冷却損失の低減に重点を置いた技術、排気エネルギーの有効利用に向けた取り組みに着目する。

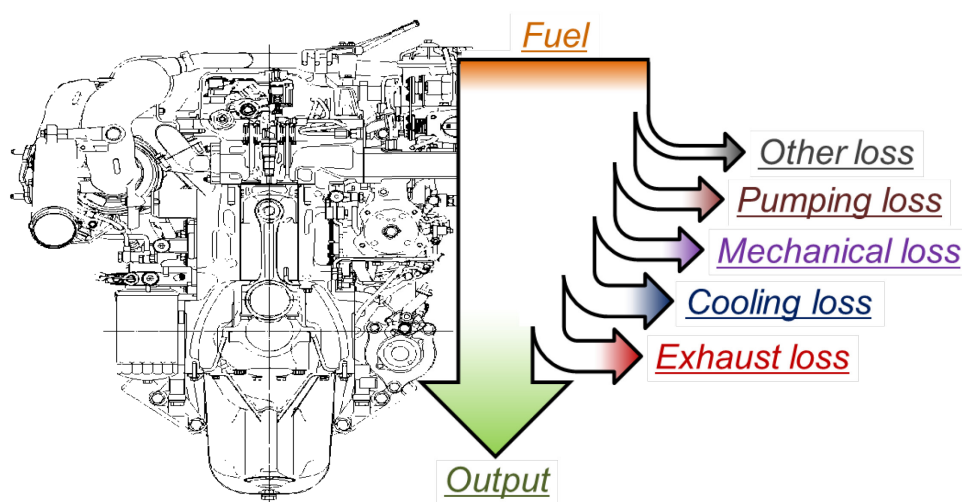


Fig.1.6 Energy flow of an internal combustion engine

はじめに、燃焼改善に関連する方策をガソリンエンジン、ディーゼルエンジン、新燃焼方式に分けて説明する。

ガソリンエンジンの理論サイクルはオットーサイクルであり、その理論熱効率 η_{th} は以下の式 (1.1) で表される。

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \quad (1.1)$$

理論熱効率 η_{th} は圧縮比 ε と比熱比 κ の関数であることから、熱効率向上には圧縮比と比熱比を高める必要がある。しかしながら、ガソリンエンジンの高圧縮比化はエンジンの破損を招くノッキングの発生によって制限される。ノッキングは火炎伝播によって圧縮された末端部の未燃混合気が自着火する現象である。ノッキングを抑制するためには作動ガスの温度を低減することが有効であり⁽¹¹⁾、その効果が得られる筒内直接燃料噴射^{(12)・(15)}や排気再循環 (EGR : exhaust gas recirculation) ⁽¹⁴⁾は近年、多くのガソリンエンジンで採用されている^{(16)・(17)}。また、ノッキングは燃焼室内の圧力や温度が高くなる高負荷で発生するため、低、中負荷域では高負荷に比べて高い圧縮比に設定することが可能である。そこで、運転条件に応じて圧縮比を変化させる可変圧縮比機構を備えたエンジンも開発されている⁽¹⁸⁾。そして、圧縮比とともに理論熱効率の向上に寄与する比熱比を高める主な方法として、リーンバーン (希薄燃焼) が挙げられる。リーンバーンでは燃焼温度の低下によって冷却損失が低減するだけでなく、部分負荷においては理論空燃比に比べてスロットルバルブを開いて運転するため、ポンプ損失の低減につながる。しかし、過度に希薄化した場合、燃焼速度が低下し燃焼変動の増大を招く。その対策として、強力な放電エネルギーを与えて混合気を確実に点火させる強力点火システムや火炎伝播を促進させるタンブル流動の強化などがあり⁽¹⁴⁾、両者の組み合わせによって希薄燃焼限界は拡大することが報告されている^{(19)・(20)}。ただし、リーンバーンを適用した場合には、三元触媒での NO_x 浄化が困難であるため、NO_x 浄化触媒の開発が求められる。

一方、ディーゼルエンジンの理論サイクルとされるサバテサイクルの理論熱効率 η_{th} は以下の式 (1.2) で表現される。ここで、 ε は圧縮比、 κ は比熱比、 φ は圧力比 (爆発度)、 ξ は締切比である。

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \left[\frac{\varphi \xi^{\kappa} - 1}{\varphi - 1 + \kappa \varphi (\xi - 1)} \right] \quad (1.2)$$

オットーサイクルと同様に、圧縮比 ε と比熱比 κ を高めることで理論熱効率 η_{th} は向上することが分かる。ディーゼルエンジンがガソリンエンジンに比べて高い熱効率を得られる理由として、ディーゼルエンジンではガソリンエンジンにおけるノッキングのような制約がないために圧縮比を高く設定出来ること、さらにディーゼルエンジンは希薄燃焼を基本としていることが挙げられる。熱効率改善に向けた近年の新たな取り組みとして、正味熱効率を最大化する熱発生率の形状を数値計算で検討し、実機試験では図 1.7 に示す 1 気筒に 3 本のインジェクタを搭載したシステムを適用して熱発生率を能動的に制御することで正味熱効率を改善した研究例がある⁽²¹⁾⁻⁽²⁴⁾。また、熱効率の低下を招く後燃えを低減するために、噴射率の波形を従来の矩形波ではなく、図 1.8 に示すような噴射率を徐々に低下させる逆デルタ型とすることが可能な燃料噴射系を開発し、実機においてその効果を確認した研究が報告されている⁽²⁵⁾⁻⁽²⁷⁾。

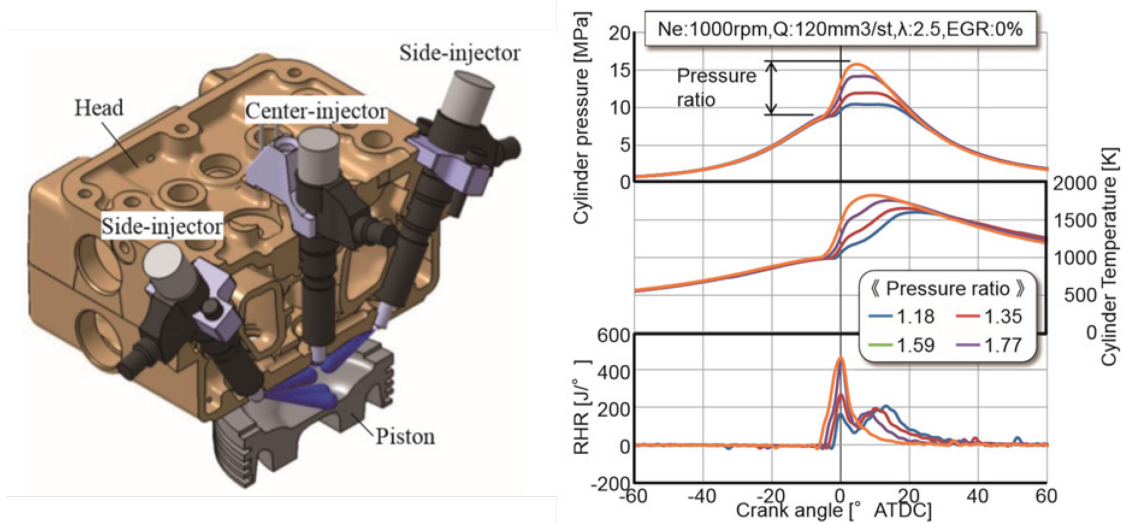


Fig.1.7 Layout of multiple injectors (left) and result of in-cylinder process with R.H.R. (rate of heat release) controlling (right) ⁽²³⁾⁽²⁴⁾

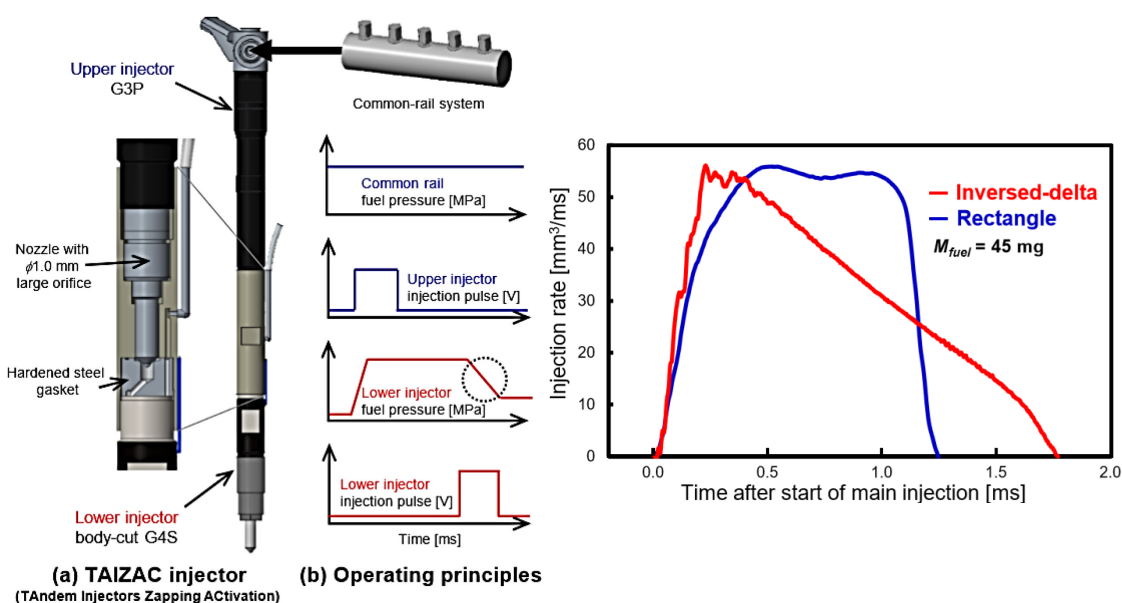


Fig.1.8 Structure of TAIZAC (TAndem Injectors Zapping ACtivation) injector (left) and injection rate profiles (right) ⁽²⁶⁾

そして、新たな燃焼方式としては予混合圧縮着火燃焼が挙げられる。予混合圧縮着火燃焼は燃料を早期噴射し、長い予混合時間を確保して形成した希薄予混合気を圧縮自己着火させる燃焼方式である。ガソリンエンジンをベースとした均一予混合圧縮着火（HCCI：homogeneous charge compression ignition）燃焼⁽²⁸⁾⁻⁽³³⁾では高圧縮比化や高温な残留ガスを利用してガソリンを自着火させる一方、ディーゼルエンジンをベースとした予混合圧縮着火（PCCI：premixed charge compression ignition）燃焼⁽³⁴⁾⁻⁽³⁸⁾は軽油の過早着火を抑制するために低圧縮比化や低温な EGR ガスの大量導入が行われる。HCCI 燃焼ではガソリンエンジンの課題である熱効率が改善され、PCCI 燃焼ではディーゼルエンジンの課題とされる NO_x と PM の同時低減が可能となる。しかしながら、いずれの燃焼も着火に至る過程は化学反応に依存するため、着火時期の制御が難しいだけでなく、低負荷での失火と高負荷での急峻な燃焼によって運転可能な領域は限定されるといった課題がある。その課題に対し、近年では着火特性が異なる二種類の燃料を適用して、着火時期を制御する研究も進められている⁽³⁹⁾⁻⁽⁴³⁾。その他にも、スパークアシスト型の予混合圧縮着火燃焼が提案されている⁽⁴⁴⁾⁽⁴⁵⁾。これは火花点火によって発生した火炎球が周辺の混合気を圧縮して自着火を誘起する方式であり、着火時期の制御性が向上するとともに運転領域の拡大につながるとされている。

続いては冷却損失の低減に重点を置いた技術について取り上げる。

1980年代にセラミックス素材をエンジンに適用して、燃焼室壁面の断熱化を図る研究が盛んに行われた⁽⁴⁶⁾⁻⁽⁴⁸⁾。断熱率を高めたセラミックスエンジンでは冷却損失の低減が確認された一方で、燃焼室壁面の温度が従来のエンジンよりも高くなり、作動ガス温度も上昇することに起因して排出ガス性能や燃費の悪化を招くなど多くの課題があり、実用化に至ることなく研究は下火となった。

近年、熱効率改善に対する要求の高まりから、冷却損失の低減に着目した研究の報告が再び増えている。その一つが燃焼室の壁面温度を筒内の作動ガス温度に応じて変化させることで作動ガスと壁面の温度差を減少させて冷却損失の低減を図る方法である⁽⁴⁹⁾⁻⁽⁵¹⁾。この方法では吸気行程における壁面温度の上昇を抑制することが出来るため、セラミックスエンジンで生じた作動ガス温度の上昇に伴う弊害も避けられるといった利点がある。壁面温度をスイングさせる遮熱膜の効果を示した図 1.9 より、燃焼による作動ガス温度の上昇に応じて壁面温度も大きく変化する様子が見て取れるとともに冷却損失の低減を実現していることが分かる。ただし、冷却損失の低減で得られたエネルギーは全てが仕事に変換されず、排气損失を増加させている点に関しては従来の研究と同様であった。

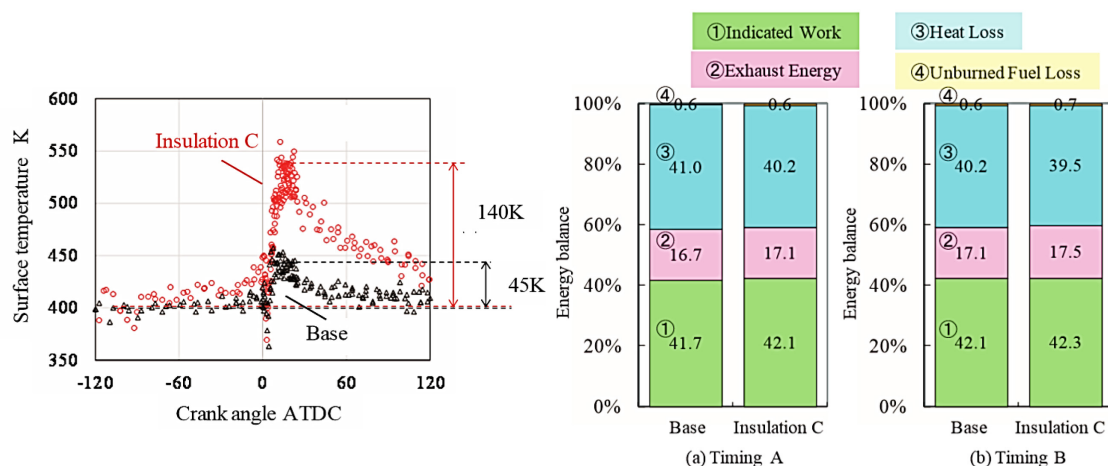


Fig.1.9 Comparison of surface temperature (left) and energy balance (right) ⁽⁵⁰⁾

最後に、排气エネルギーを有効利用するための取り組みについて述べる。排气エネルギーを回収、利用する技術として、ターボコンパウンドやランキンサイクルを用いたシステム、

熱電素子、燃料改質などが挙げられる⁽⁵²⁾。

ターボコンパウンドは図 1.10 に示すように、排気管に設置した動力回収用タービンで排気エネルギーを回収し得られた動力をエンジンのクランク軸に伝達するシステムである⁽⁵³⁾。これまでに重量車の一部で採用されたが、動力回収用タービンの設置によってエンジンのポンプ損失は増大するため、排気エネルギーが減少する低負荷では燃費の悪化を招くなどの課題があり、普及するに至っていない⁽⁵⁴⁾。近年では動力として回収する方式だけでなく、タービンと直結した発電機によって電力の形態で回収する方式も検討されている⁽⁵³⁾。

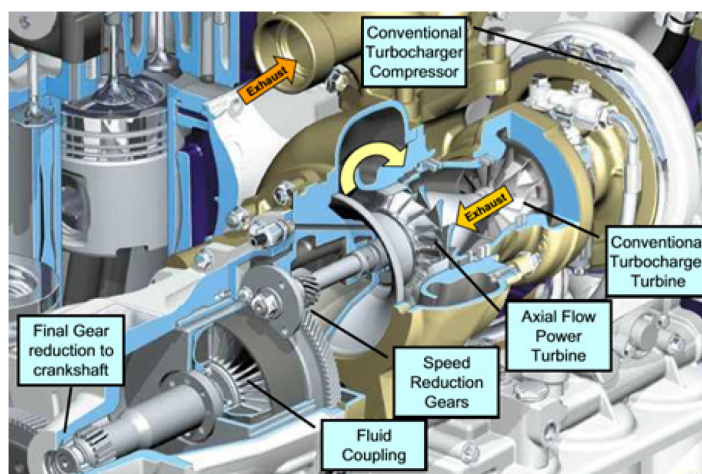


Fig.1.10 Structure of turbo compound system ⁽⁵³⁾

ランキンサイクルを用いたシステムは、排出ガスの熱エネルギーを利用して作動媒体を加熱、気化し、そのエネルギーで膨張機を回転させ、動力もしくは電力の形態でエネルギーを回収する仕組みである。システムの一例を図 1.11 に示す⁽⁵⁵⁾。システムの構成部品が多く、搭載性に課題があるため、重量車への適用を想定した研究が多く報告されていたが⁽⁵⁵⁾⁻⁽⁵⁷⁾、近年では構成部品を小型化し、乗用車に適用した研究も進められている⁽⁵⁸⁾⁽⁵⁹⁾。また、ランキンサイクルを用いたシステムでは排気エネルギーだけでなく、EGR ガスやエンジン冷却水の熱エネルギーも回収可能であることから、より多くのエネルギーを回収するシステムが検討されている⁽⁶⁰⁾。現状では燃費改善効果が得られるエンジン運転領域は限定されており、広い運転領域を使用する自動車への適用を考えると、低負荷域におけるエネルギー回収を改善する必要がある。

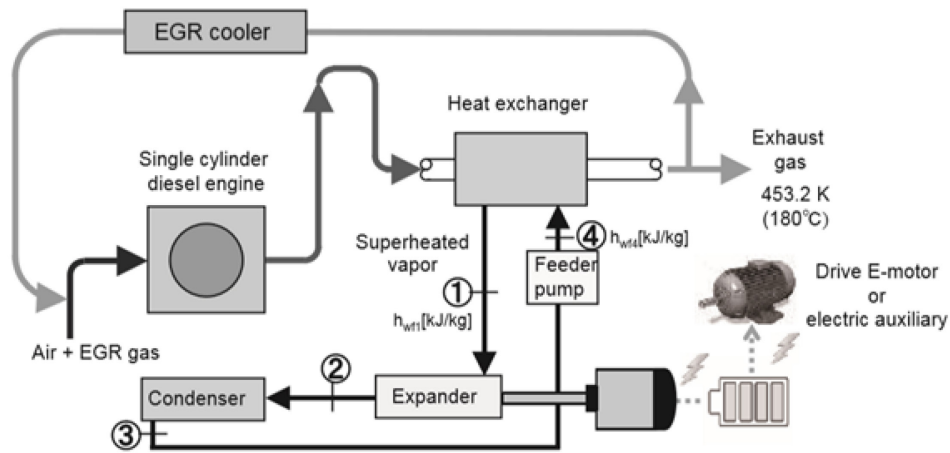


Fig.1.11 Example of waste heat recovery system using ranking cycle ⁽⁵⁵⁾

次に、熱電素子を用いた排気エネルギーの回収技術を取り上げる。熱電素子と呼ばれる導電材料はその両端に温度差を与えると、温度差に比例した電位差が生じる。その現象を応用し、自動車の分野においては排出ガスの熱エネルギーを直接、電気エネルギーに変換するシステムが検討されている⁽⁶¹⁾⁻⁽⁶³⁾。熱電発電システムの一例を図 1.12 に示す⁽⁶⁴⁾。現状では発電効率が低く、また、システムを排気管に設置するため、エンジンのポンプ損失が増大するなどの課題があり、実用化に至っていない。

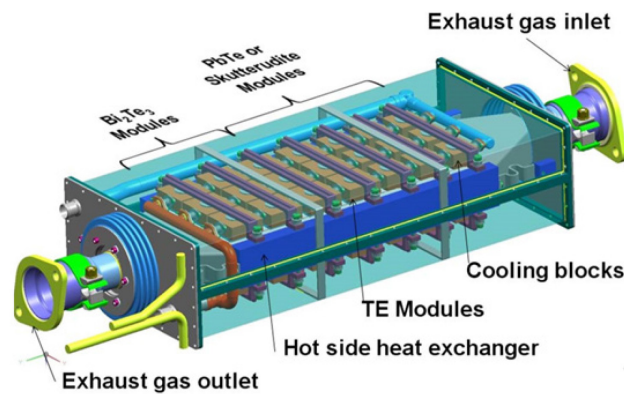


Fig.1.12 Example of Thermoelectric Generator ⁽⁶⁴⁾

排気エネルギーを利用するその他の技術として、燃料改質がある⁽⁵²⁾。ガソリンや軽油に

代表される炭化水素燃料やメタノールなどのアルコール燃料を改質した場合、水素 (H_2) や CO などを含んだ改質ガスが生成される。その反応の多くは吸熱反応であり、排気エネルギーを利用することで化学的な排熱回収が可能となる。また、生成される改質ガスは反応前の燃料よりも発熱量が増加することに加えて、改質ガスの着火特性などを活かした燃焼制御を行うことで、エンジン燃焼の改善による熱効率の向上も期待出来る。つまり、排気エネルギーを利用した燃料改質では、排気エネルギー回収と燃焼改善によって高効率化を実現する可能性がある。これまでに取り組まれた先行研究の詳細は 1.2 節で述べるが、自動車用内燃機関における排気エネルギーを利用した燃料改質は研究例が限られており、そのポテンシャルや課題が明確になっていないのが現状である。

以上の背景から、今後も多くの自動車が内燃機関を搭載していることが予想され、将来にわたって内燃機関の高効率化が強く求められるものと考えられる。排出ガス性能を考慮した上で、高い理論熱効率を得るために適当な内燃機関の燃焼方式を考えた場合、火花点火燃焼では熱効率の大幅な向上に希薄燃焼の採用が必須であり、その際には三元触媒による NO_x 浄化が困難となる。その対応には NO_x 浄化触媒などの新たな排出ガス低減技術が必要となり、燃費改善効果が十分に得られない可能性もある。一方、圧縮着火燃焼では排出ガス低減対策が確立されつつあり、高い理論熱効率を得るにあたって火花点火燃焼で生じるような大きな懸念事項はない。そして、各種損失の低減方策を検討するにあたり、冷却損失については、その低減で得られるエネルギーは全てが仕事に変換されず、排気損失の増加につながるこれがこれまでにも示されている。その排気損失に関しても、現在のディーゼルエンジンではターボチャージャによる過給や排気後処理触媒を有効に機能させるために一定量の排気エネルギーを確保する必要があるが、今後、電動ターボチャージャや電気加熱触媒のような電動化技術の採用によって、利用可能な排気エネルギーは増加することが予想される。したがって、熱効率の大幅な向上を実現するためには、排気損失に該当するエネルギーを回収、利用することが重要となる。排気エネルギーを有効利用する方策の中でも、排気エネルギーを利用した燃料改質は排気エネルギー回収と燃焼改善の両面から熱効率向上の可能性を秘めている。そこで、本論文では排気エネルギーを利用した燃料改質の適用を想定した可燃性ガス予混合型の圧縮着火エンジンを研究対象とする。次節では自動車用内燃機関における燃料改質の研究や気体燃料と軽油を燃料に用いたエンジン燃焼の研究について、代表的な先行研究を取り上げる。

1.2 先行研究

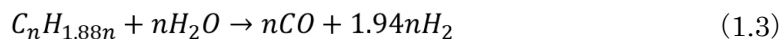
本節では自動車用内燃機関における燃料改質の研究や気体燃料と軽油を燃料に用いたエンジン燃焼の研究に関して、これまでに報告されている代表的な先行研究を示す。なお、燃料改質によって生成された気体燃料もしくは改質燃料を模擬した気体燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響を調査した研究内容については、1.2.1 項の自動車用内燃機関を対象にした燃料改質に関する先行研究にて取り上げる。

1.2.1 自動車用内燃機関を対象にした燃料改質に関する先行研究

これまでに報告されている燃料改質の先行研究は排気エネルギーの回収といった目的だけでなく、改質燃料が自着火特性などの面において軽油やガソリンとは異なることを利用してエンジン燃焼を制御、改善する目的で行われている。エンジン燃焼において燃料特性の違いを利用するのであれば、特性の異なる複数の燃料を車両に搭載して対応することも考えられるが、多種燃料の搭載はコストや搭載性などの面で課題となるため、燃料改質を活用する狙いも見られる。ここでは、排気エネルギーを利用した燃料改質の先行研究を燃料種ごとに分類して取り上げるとともに、排気エネルギーを利用しない燃料改質の研究例についても紹介する。

(a) 軽油の燃料改質（排気エネルギーを利用した燃料改質）

排気エネルギーを利用して軽油の改質に取り組んだ研究例は限られているが、その中でも Tsolakis らは排出ガス中に燃料を供給し、そのガスを触媒が担持された改質器に導入して改質を図るシステムを検討している。リアクター試験では改質特性を調査し、エンジン試験では改質燃料を模擬した気体燃料を用いて、改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響を評価している⁽⁶⁵⁾⁻⁽⁷³⁾。リアクター試験の結果を示した図 1.13 より、生成される H_2 と CO の比率は流入する排出ガスや供給燃料の条件によらず、概ね 2 に近い値となっており、式 (1.3) に示す水蒸気改質反応で生成される H_2 と CO の比率に近いことが分かる。また、リアクター一入口と出口の組成から酸素の消費と CO_2 の生成が確認されたことから、リアクターでは主に水蒸気改質と完全酸化の反応が生じているとしている。



また、改質におけるプロセス効率を改質によって生成された H_2 と CO が有する低位発熱量の総和と改質器に供給した燃料の投入熱量の比率で定義しており、その効率は図 1.13 に示すように 50~70%程度にとどまっている。プロセス効率の改善には H_2O を供給する手法が有効であるとしているが、改質システムが複雑化し、車両への搭載性の面で課題になることは明らかである。また、改質によって生成される成分は H_2 や CO だけでなく、soot 等も考えられるが、その点に関する言及はされていない。仮に soot が多く生成される場合、配管への堆積による不具合などが予想され、実用上の課題となりうることから、 H_2 や CO 以外の成分についても着目すべきである。

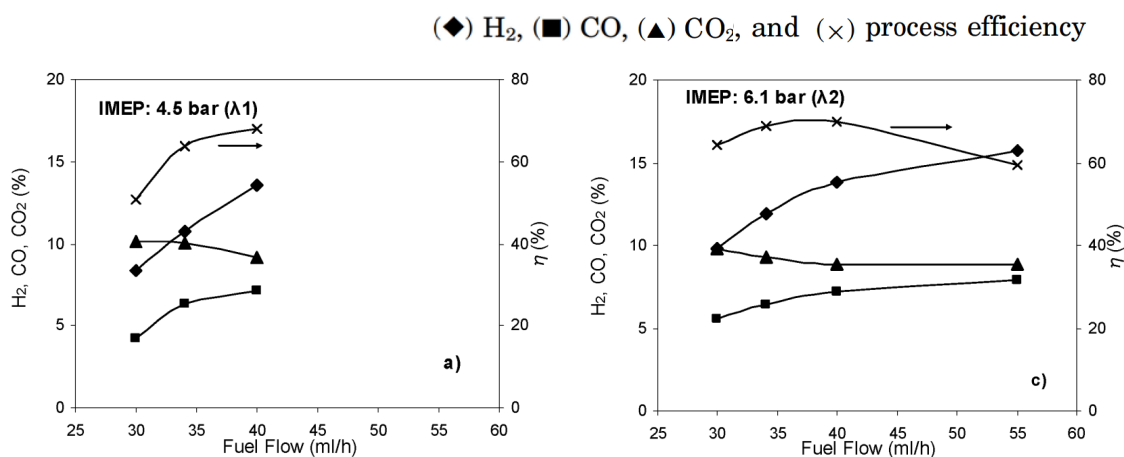


Fig.1.13 Reactor product gas composition (vol.%) and process efficiency (left: low load (IMEP: 4.5 bar), right: medium load (IMEP: 6.1 bar))⁽⁶⁹⁾

そして、リアクター試験の結果をもとに行われたエンジン試験はディーゼルエンジンの課題である NO_x と smoke の同時低減を主な目的としており、改質燃料を模擬した気体燃料をエンジンに導入して評価を行っている。EGR ガスの一部 (24 vol.%) を気体燃料に置換してエンジンに導入した際の NO_x と smoke の排出特性を図 1.14 に示す。なお、この試験において用いられた気体燃料は H_2 と CO ではなく、水性ガスシフト反応によって CO は全て H_2 になるものと仮定し、 H_2 のみをエンジンに導入している。低負荷では気体燃料の導入量増加に伴って、 NO_x と smoke は同時低減する様子が見られる。一方、負荷の高い条件では気体燃料を含む EGR ガスの割合が高くなると、過早着火が生じて急峻な燃焼となり、

NO_x 排出量の増加を招くことから、NO_x と smoke の同時低減を実現するためには燃料噴射時期の遅角化が必要であるとしている。この試験では H₂ のみを改質燃料として考慮しているが、実際の改質燃料は H₂ 以外にも複数の成分を含有することが推測される。各成分の燃焼特性は異なるため、改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響を正確に評価するのであれば、実際の改質燃料組成を考慮した上で評価すべきである。

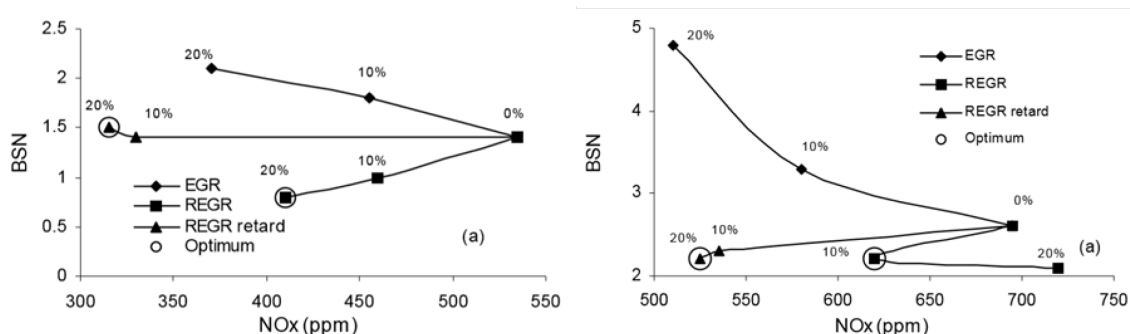


Fig.1.14 Effects of reformed EGR (REGR, vol.%) with and without retarded injection timing on NO_x-smoke trade-off (left: low load (IMEP: 4.5 bar), right: medium load (IMEP: 6.1 bar))⁽⁶⁷⁾

Christodoulou らは、Tsolakis らと同様に NO_x と smoke の同時低減を目的として、排出ガスを利用した燃料改質に着目し、改質燃料を模擬した気体燃料を吸気に導入してエンジンの各種性能に及ぼす影響を実機試験で調査している⁽⁷⁴⁾⁻⁽⁷⁶⁾。Christodoulou らの研究では改質ガスに含まれる可燃成分を代表して H₂ と CO を、不燃成分として N₂ を供給している点が Tsolakis らの研究とは異なっている。図 1.15 に示す排出ガス特性から、低負荷では模擬ガスの導入量増加に伴って、NO_x と smoke の同時低減を実現しているが、高負荷では smoke が増加する結果となっている。高負荷条件では空気過剰率が 1.0 に近くなり、軽油の燃焼に必要な O₂ が十分でないことが smoke 増加の主な要因であるが、CO の導入によって、式 (1.4) の反応が促進され、soot の酸化に寄与する OH の消費とともに soot の表面成長を促進する H が生成されることも要因として挙げている。



負荷の高い条件における NOx と smoke の排出傾向は Christodoulou らと Tsolakis らの研究では異なっている。その要因として、運転条件の違いも挙げられるが、改質燃料を模擬したガス組成の違いが考えられる。つまり、改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響を正確に評価するためには、改質器で生成されるガスの組成を正しく考慮することが必要と言える。

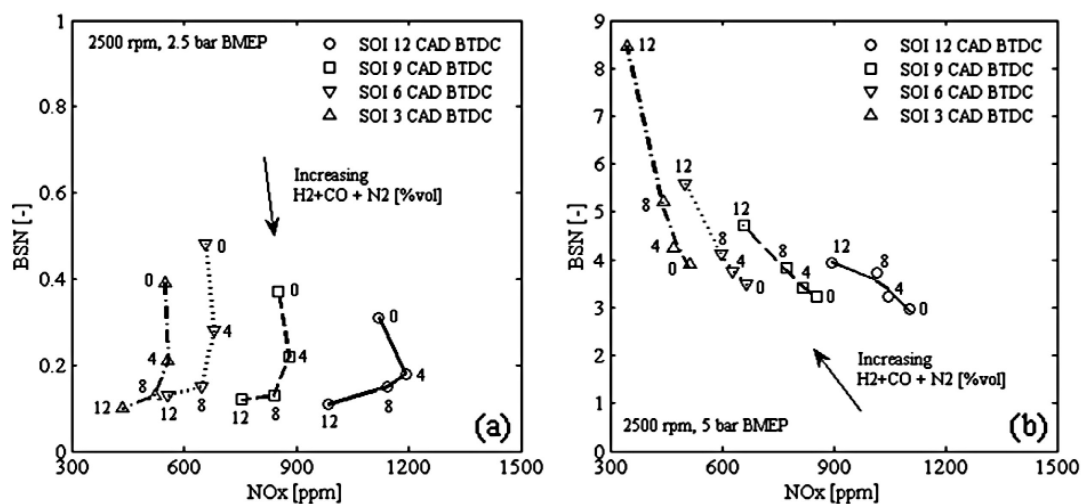
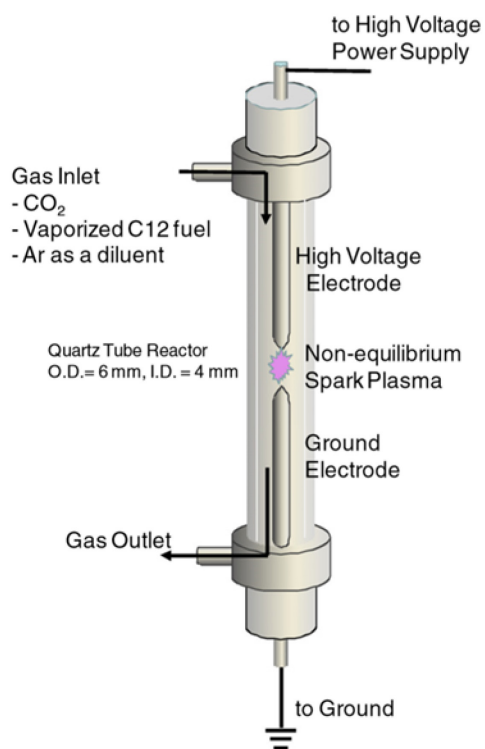
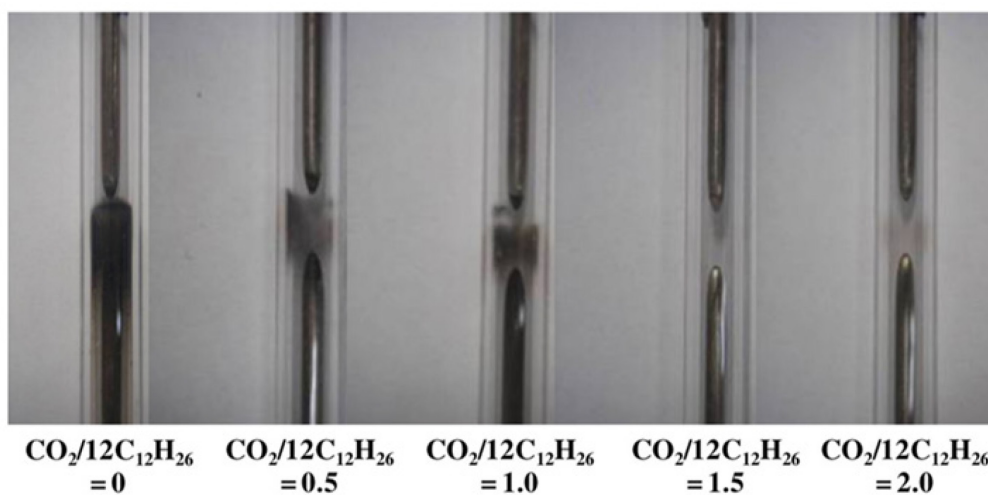


Fig.1.15 Effects of syngas + N₂ on NOx-smoke trade-off (left: low load, right: medium load) ⁽⁷⁶⁾

関根らは軽油を模擬したノルマルドデカンの改質に非平衡プラズマを適用した研究を報告している⁽⁷⁷⁾。ノルマルドデカンの炭酸ガス改質（ドライリフォーミング）は大きな吸熱反応であり、発熱量の増加が見込まれるが、その反応は高い温度を必要とするだけでなく、触媒を利用した場合、カーボンの堆積が課題となりうることから、非平衡プラズマの適用を試みている。図 1.16 に示す装置において、CO₂とノルマルドデカンを供給した試験の結果、523 K といった低温条件であっても、H₂とCOを主成分とする改質ガスを生成し、発熱量は40%程度増加する結果が得られている。ただし、プラズマにおいて消費される電力が多く、その対策が必要である。また、実際の排出ガスはCO₂だけでなく、多くの成分が含まれるため、その影響を検証することが求められる。なお、カーボンの堆積に関して、試験開始から30分後のリアクターを撮影した写真を図 1.17 に示す。燃料に対するCO₂の比率を高めることでカーボンの堆積は抑制されているが、試験時間が短く、十分な検証はなされていない。

Fig.1.16 Schematic representation of the reaction apparatus ⁽⁷⁷⁾Fig.1.17 Photograph of the carbon deposit in the reactor after 30 min of reaction ⁽⁷⁷⁾

(b) ガソリンの燃料改質（排気エネルギーを利用した燃料改質）

燃料改質にガソリンを適用した研究例は軽油に比べて多い。その理由として、ガソリンエンジンは三元触媒による排出ガス浄化のために理論空燃比で運転されるケースが大半であり、排出ガス中に含まれる O_2 が少ないことに加えて、排気温度が高いことが挙げられる。それらは燃料改質を効率的に行うために必要な条件である。

芦田らは EGR 配管の途中に触媒が担持された改質器と改質用の燃料インジェクタを配置した燃料改質システムを検討している⁽⁷⁸⁾⁻⁽⁸⁰⁾。実機試験に先立ち行われた数値計算では燃料改質によって生成される H_2 をエンジンに導入することで着火遅れが長期化するとともに、燃焼速度の向上効果が得られることを示している。そして、燃料改質システムを設置した試験用単気筒エンジンにおける試験では図 1.18 に示すように、改質燃料を導入することでノッキング限界は 6 deg. 拡大され、図示燃料消費率（ISFC : indicated specific fuel consumption）は 1.6% 改善する結果が得られており、改質燃料に含まれる H_2 がノッキング抑制に有用であることを実証している。また、図 1.19 に示す別条件の試験では燃焼速度が速い H_2 の燃焼特性によって、EGR 限界は拡大しており、改質燃料は燃費改善に向けた更なる高 EGR 化の実現につながるとしている。ただし、報告されている実機試験では改質器の上流にヒータを設置して EGR ガスの温度を制御しているが、消費電力に関する言及はなく、エンジンシステム全体での効率は明らかでない。

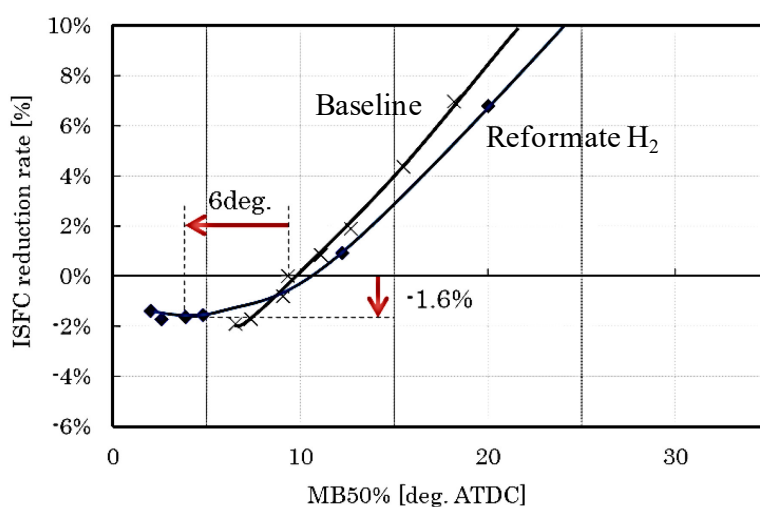


Fig.1.18 Effect of reformat H_2 additive on ISFC ⁽⁷⁸⁾

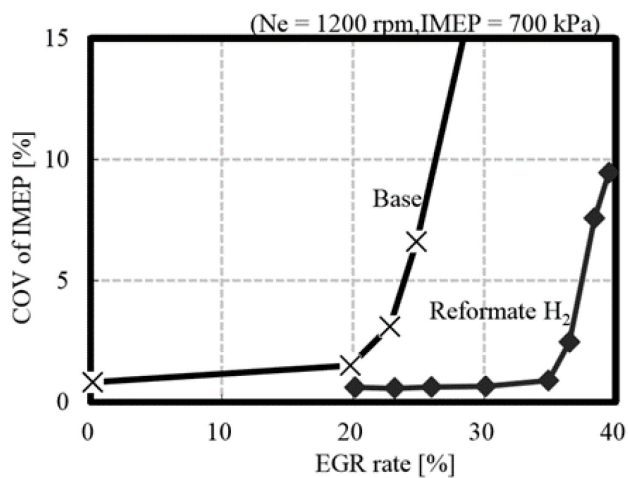


Fig.1.19 Effect of reformate H₂ additive on EGR combustion ⁽⁷⁹⁾

嶋根らは **Dedicated-Reforming** と呼称する燃料改質を適用したエンジンシステムを提案し、その有用性を数値計算で検証している⁽⁸¹⁾。 **Dedicated-Reforming** は図 1.20 に示すように、多気筒エンジンの 1 気筒を EGR 専用の気筒とし、その気筒の排出ガスに燃料を供給して生成された改質ガスを残りの気筒に導入するシステムである。燃料改質において、より多くの排気エネルギーを回収するとともに、高濃度の H₂ を生成させるため、EGR 専用の気筒は理論空燃比で運転し、残りの気筒では高い熱効率を得るために希薄燃焼を採用している。改質器への燃料供給割合と正味熱効率の関係を示した図 1.21 より、 **Dedicated-Reforming** では従来のガソリンエンジンにおける希薄燃焼時の熱効率を上回っており、高効率化の可能性を示している。使用した計算モデルは改質ガス中の H₂ による燃焼速度の向上効果のみを考慮しており、H₂ の自着火抑制効果や CO をはじめとする他成分の影響は考慮していない。そのため、改質ガスに含まれる各成分の影響を考慮した上で、熱効率向上効果を検証することが望まれる。

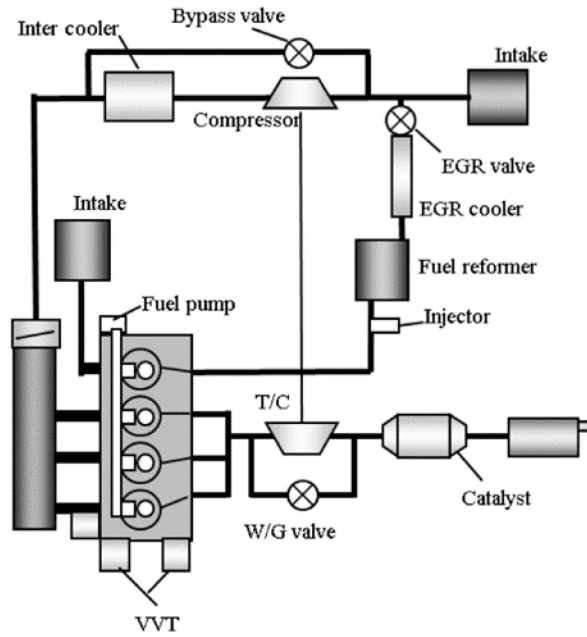


Fig.1.20 Schematic representation of Dedicated-Reforming engine system ⁽⁸¹⁾

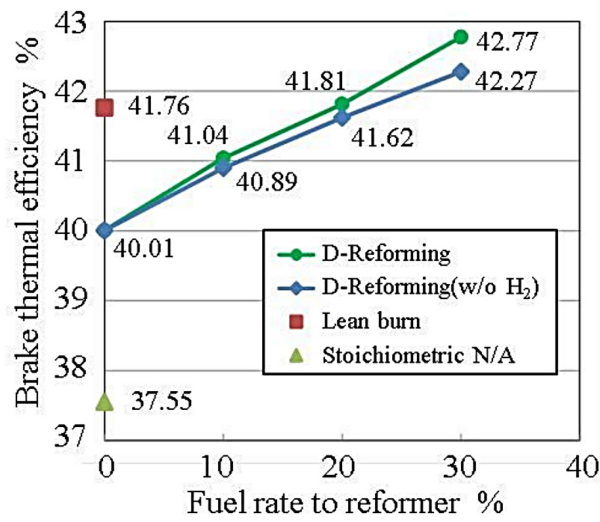


Fig.1.21 Comparison of brake thermal efficiency ⁽⁸¹⁾

(c) その他燃料の燃料改質（排気エネルギーを利用した燃料改質）

軽油とガソリン以外の燃料ではメタノール（ CH_3OH ）やエタノール（ $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ ）、ジメチルエーテル（DME : dimethyl ether, CH_3OCH_3 ）などを用いた燃料改質の研究が報告されている。

メタノールの改質に関する研究は古くから取り組まれており、廣田らはメタノール用改質器の検討とともに、改質器を搭載した火花点火エンジンによる実機試験を行っている⁽⁸²⁾・⁽⁸⁴⁾。燃料改質における排気エネルギーの回収だけでなく、 H_2 と CO が主成分となる改質ガスの導入によりエンジンの高圧縮比化や高い空気過剰率での運転を可能とし、正味熱効率を大幅に向上することを確認している。

首藤らは排気エネルギーを利用したメタノールの改質によって高い自己着火特性を有するDMEと自己着火性の低い H_2 および CO を生成し、HCCI燃焼を制御するシステムを提案している⁽⁵²⁾⁽⁸⁵⁾・⁽⁸⁸⁾。メタノールの熱分解反応を想定した模擬ガス（ $2\text{H}_2+\text{CO}$ ）とDMEを用いた実機試験の結果を図1.22に示す。燃料をDMEのみとした場合、当量比の増加に伴って着火時期が早期化し急峻な燃焼となるため、運転領域が限定されるが、模擬ガスの導入により運転領域は拡大することが分かる。また、図1.23には燃料改質における排気エネルギーの回収を考慮した熱勘定を示しており、メタノールから H_2 および CO を生成する熱分解反応とDMEを生成する脱水反応はともに吸熱反応であることから、エンジンシステム全体の総合効率は大幅に向上する可能性があるとしている。ただし、理想的な燃料改質を仮定した試算であることに留意が必要である。さらに、首藤らは上述したメタノール以外にも、DMEの改質によって H_2 および CO を生成する手法を検討している⁽⁵²⁾⁽⁸⁹⁾。吸熱反応であるDMEの水蒸気改質反応によって、総合効率は向上するが、排気エネルギーの回収効果を考慮すると、燃料改質にはDMEよりもメタノールを用いたほうが効率向上に有効であると述べている。

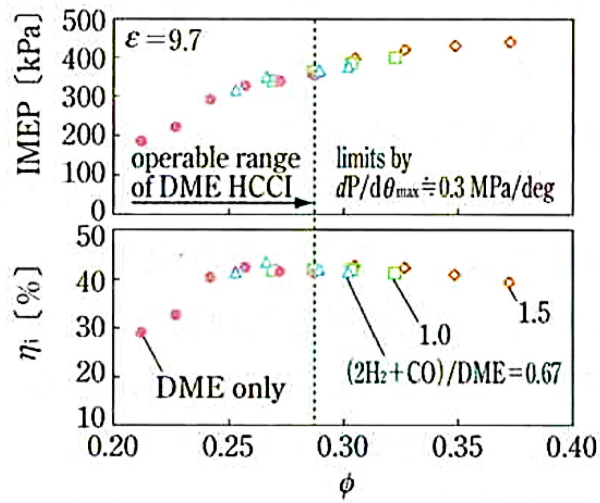


Fig.1.22 IMEP and indicated thermal efficiency of HCCI combustion engine system fueled with DME and methanol-reformed gas ⁽⁵²⁾

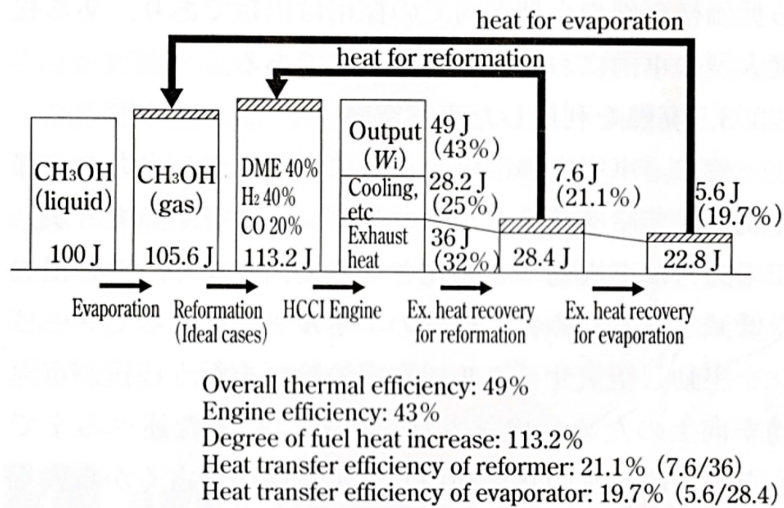


Fig.1.23 Typical heat balance in a HCCI combustion engine system fueled with DME and methanol-reformed gas ⁽⁵²⁾

次に、エタノールを燃料改質に用いた研究を取り上げる。長野らはリアクター試験を通じて、エタノールの水蒸気改質にはセリアをベースとした CZA ($\text{CeO}_2\text{-ZrO}_2\text{-Al}_2\text{O}_3$) を担体とし、ロジウム (Rh) を担持した触媒がエタノール分解率や水素生成量、発熱量増加率の面で有効であることを示している⁽⁹⁰⁾⁽⁹¹⁾。また、担体に CaZrO_2 を採用した触媒をガソリンエンジンの EGR 経路に設置し、EGR ガスにエタノールを供給した実機試験では改質ガスに含まれる H_2 によって火炎伝播速度が向上し、EGR 限界が拡大した結果、4.6%の燃費改善を実現している⁽⁹¹⁾。改質ガスの自着火抑制効果に関しては言及されていないが、その効果を活用して、エンジンを高圧縮比化することで更なる燃費改善が見込まれる。長野らの研究では EGR ガスにエタノールを噴射して改質を行うシステムが用いられているが、白川らは図 1.24 に示す熱交換器型の改質器をエンジンの排気管に設置して含水エタノールの改質に取り組んだ結果を報告している⁽⁹²⁾⁽⁹³⁾。改質ガス中の H_2 によって、リーン限界の拡大とエンジンの高圧縮比化が可能になるとともに、排気エネルギーの回収効果が加わることで、改質器を含めたエンジンシステム全体の総合効率は 48.5%と高い値を示している。ただし、システム構成の面では EGR ガスに燃料を噴射する改質システムと比較して、構成部品は多くなることが課題と言える。

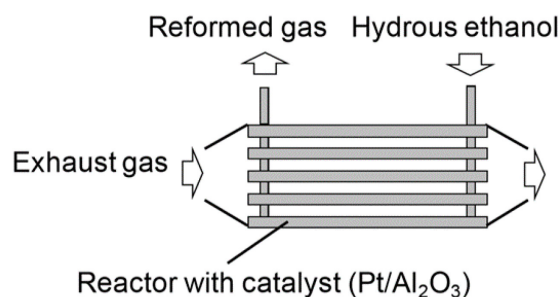
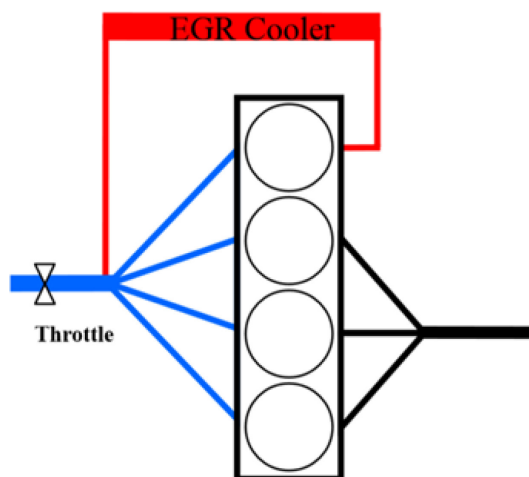


Fig.1.24 Schematic representation of hydrous ethanol reformer⁽⁹³⁾

(d) 排気エネルギーを利用しない燃料改質

その他の燃料改質手法として、エンジン筒内での改質が挙げられる。その中でも近年、注目されている手法が Alger らによって提案された Dedicated EGR である⁽⁹⁴⁾。図 1.25 に示すようなシステムレイアウトを採用する Dedicated EGR は多気筒エンジンにおける特定の気筒を燃料改質専用の気筒とし、その気筒では理論空燃比よりもリッチな空燃比で運転することで H_2 や CO などを含む改質ガスを生成する。そして、その気筒の排出ガスを全量、EGR として、吸気管に還流するシステムである。Alger らはガソリンエンジンに Dedicated EGR を適用した実機試験の結果を報告している⁽⁹⁴⁾⁻⁽⁹⁹⁾。低負荷において、燃料改質専用気筒の当量比を変化させた際の結果を図 1.26 に示す。Dedicated EGR によってエンジンに導入される H_2 は燃焼速度を向上させる効果があるため、25%の高 EGR 条件下においても、安定した燃焼が可能であり、10%の燃費改善が得られている。また、高負荷においては H_2 や CO の自着火抑制効果によって燃費が改善しており、広い運転領域で高い効率が得られる可能性を示している。Dedicated EGR に関してはガソリンエンジン以外にも、天然ガスを燃料とする火花点火エンジン⁽¹⁰⁰⁾⁽¹⁰¹⁾や軽油の圧縮着火エンジン⁽¹⁰²⁾⁻⁽¹⁰⁴⁾に適用した研究が報告されている。いずれの研究も高効率化の可能性を示しているが、リッチ条件下で生成される soot が実用上の課題になることが予想され、その検討が必要と言える。

Fig.1.25 Schematic representation of Dedicated EGR engine ⁽⁹⁴⁾

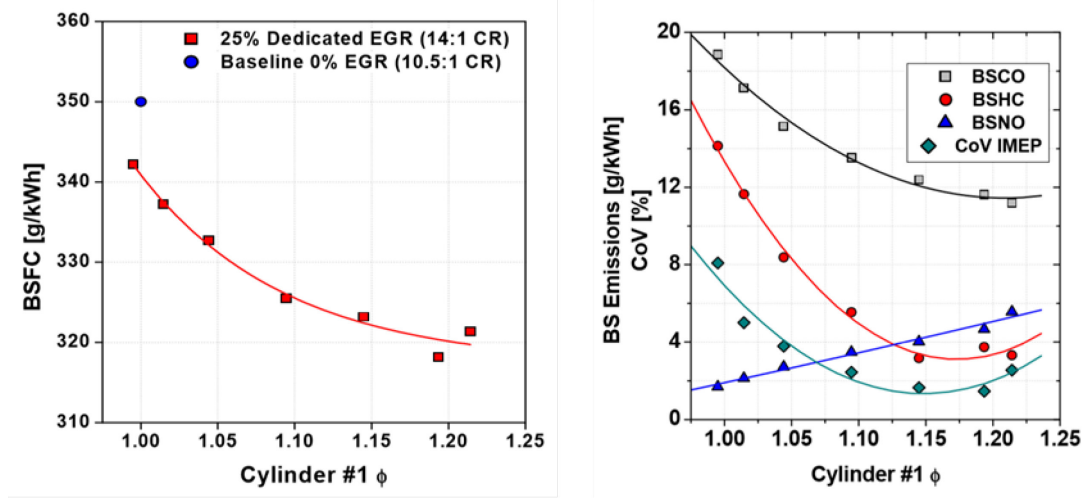


Fig.1.26 Effect of equivalence ratio in Dedicated EGR cylinder on BSFC (brake specific fuel consumption), BS emissions, and CoV (coefficient of variation) of IMEP ⁽⁹⁴⁾

Dedicated EGR 以外では負のバルブオーバーラップを利用した燃料改質がある。HCCI 燃焼では高温な既燃ガスを多く残留させるために図 1.27 に示すような負のバルブオーバーラップを適用する手法が提案されているが、その負のバルブオーバーラップ期間中に燃料を筒内に噴射して改質し、HCCI 燃焼に及ぼす影響を調査した研究が報告されている⁽¹⁰⁵⁾ ⁽¹⁰⁷⁾。それらの研究では燃料改質によって着火時期が変化する特性を利用することで、運転領域の拡大や効率改善を実現している。

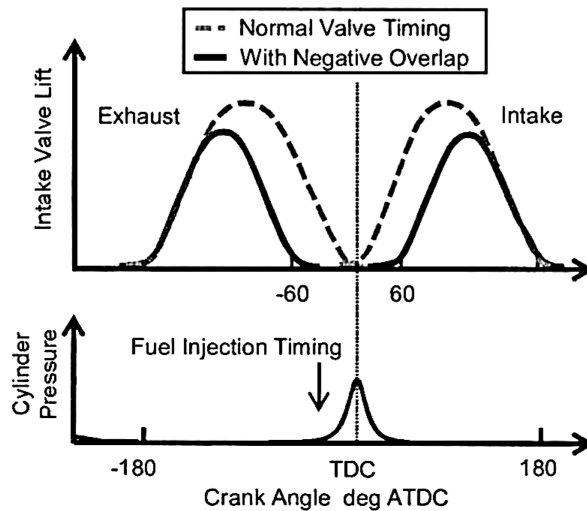


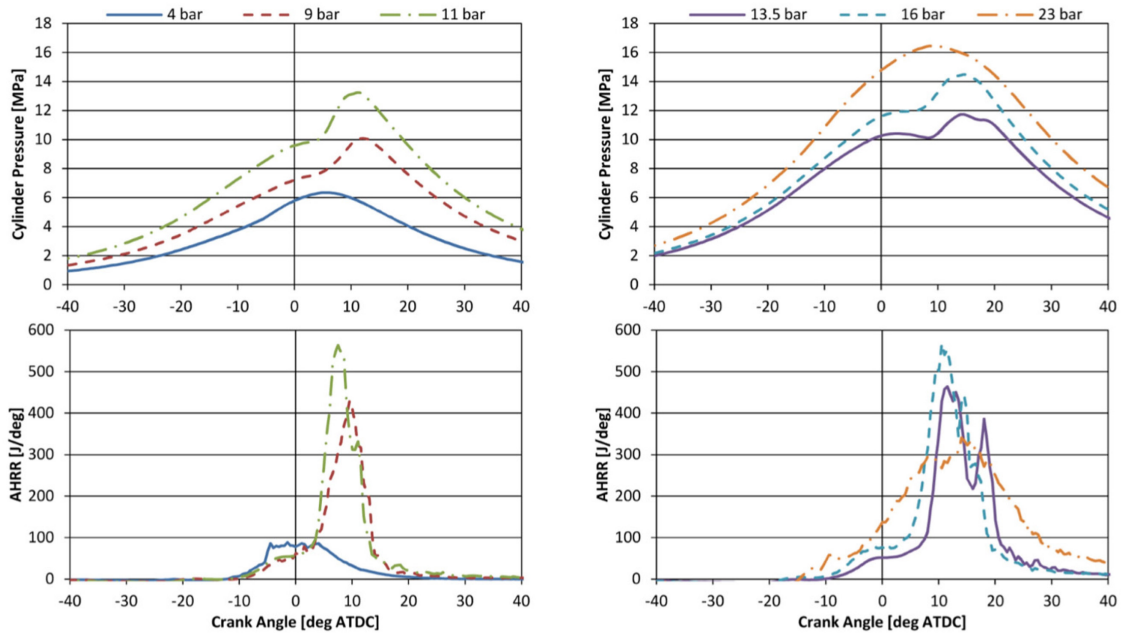
Fig.1.27 Valve timing of negative valve overlap ⁽¹⁰⁷⁾

1.2.2 気体燃料と軽油を併用したエンジン燃焼に関する先行研究

気体燃料と軽油を併用したエンジン燃焼に関する研究は、HCCI 燃焼に代表される予混合圧縮着火燃焼を対象にした研究と予混合した気体燃料を少量の軽油で着火するデュアルフューエルエンジンの燃焼研究に大別される。ここではそれぞれの代表的な研究例を紹介する。

(a) 予混合圧縮着火燃焼

予混合圧縮着火燃焼における着火過程は化学反応に依存するため、着火時期の制御が難しいといった課題がある。その課題に対し、近年では着火特性が異なる二種類の燃料を適用して着火時期を制御する手法が検討されている⁽³⁹⁾⁻⁽⁴³⁾。この手法は Inagaki らによって提案され、その報告では着火特性が異なるガソリンと軽油の供給比率で予混合圧縮着火燃焼の着火時期制御が可能であることを示している⁽³⁹⁾。そして、Reitz らは Inagaki らの研究を参考にして、二元燃料を適用した予混合圧縮着火燃焼の研究を精力的に行っており⁽⁴¹⁾⁽⁴²⁾⁽¹⁰⁸⁾⁻⁽¹¹⁸⁾、RCCI (reactivity controlled compression ignition) 燃焼と称した燃焼方式はエンジン研究者に広く知られるようになった。これまでに報告されている RCCI 燃焼の研究では様々な燃料種が用いられており、ここでは気体燃料である天然ガスと軽油を用いた研究例を取り上げる。Nieman らは重量車用エンジンの代表的な運転点を対象に三次元シミュレーションを利用して各種運転パラメータの最適化を実施しており、その結果を図 1.28 に示す⁽⁴²⁾。図示平均有効圧力 (IMEP : indicated mean effective pressure) が 9 bar から 13.5 bar までの中負荷領域においては EGR を導入することなく、NOx と soot の同時低減を実現するとともに、高い効率が得られている。一方、IMEP が 4 bar の低負荷では着火性の低いメタン (CH₄) が燃焼に至らず、未燃燃料の排出が大幅に増加し、効率の低下を招いていることから、その改善が必要である。



Design Parameter	4 bar	9 bar	11 bar	13.5 bar	16 bar	23 bar
Engine Speed [rpm]	800	1300	1370	1460	1550	1800
Total Fuel Mass [mg]	40	89	109	133	158	228
Methane [%]	73%	85%	87%	90%	87%	85%
Diesel SOI 1 [deg ATDC]	-52.9	-87.3	-87.2	-79.5	-81.1	-92.7
Diesel SOI 2 [deg ATDC]	-22.5	-38.3	-39.4	-39.6	-39.7	-20.4
Diesel in 1st Inj. [%]	52%	40%	39%	55%	49%	70%
Diesel Inj. Press. [bar]	1300	954	465	822	594	742
EGR [%]	5%	0%	0%	0%	32%	48%

Results	4 bar	9 bar	11 bar	13.5 bar	16 bar	23 bar
Soot [g/ikW-hr]	0.004	0.002	0.002	0.002	0.003	0.079
NOx [g/ikW-hr]	0.24	0.25	0.08	0.07	0.15	0.08
CO [g/ikW-hr]	10.8	0.2	0.9	0.8	0.5	6.0
UHC [g/ikW-hr]	10.5	0.5	2.2	2.4	1.5	9.4
η_{gross} [%]	45.1%	50.4%	50.6%	48.9%	49.2%	44.1%
PPRR [bar/deg]	2.7	5.1	8.1	4.4	5.7	5.0
Ring. Intens. [MW/m ²]	0.2	1.5	2.8	1.0	1.8	1.5

Fig.1.28 Optimization results for heavy-duty methane/diesel RCCI combustion ⁽⁴²⁾

天然ガス以外では H₂ を PCCI 燃焼に適用した研究が Park らにより報告されている⁽⁴³⁾. 実機試験では H₂ の供給割合増加に伴って軽油に起因する低温酸化反応が抑制され、燃焼位相は遅角化することを示し、H₂ の供給によって燃焼位相の制御は可能であると述べている. そして、H₂ を供給した際の排出ガス性能は低い NO_x 排出濃度を維持しつつ、smoke や HC、CO の大幅な低減が可能であることを示しているが、排出ガス中の H₂ は計測しておらず、熱効率に影響しうる気体燃料の未燃排出量に関しては明らかにされていない.

(b) デュアルフューエルエンジン

実用化されている天然ガスエンジンの多くは火花点火燃焼を採用しているが、天然ガス予混合気の火炎伝播速度やノッキングの発生によって高効率化は制約される。そこで、予混合した天然ガスを少量の軽油で着火するデュアルフューエルエンジンの研究が行われている^{(119)・(126)}。佐藤らは天然ガスを主燃料としたデュアルフューエルエンジンの燃焼特性を実機試験で調査した結果を報告している⁽¹¹⁹⁾。その結果を示した図 1.29 より、高負荷条件ではディーゼルエンジンと同等の熱効率を維持しつつ、smoke の大幅な低減を可能にしているが、低負荷では天然ガスの未燃排出が大幅に増加し、熱効率の悪化につながることを明らかにしている。

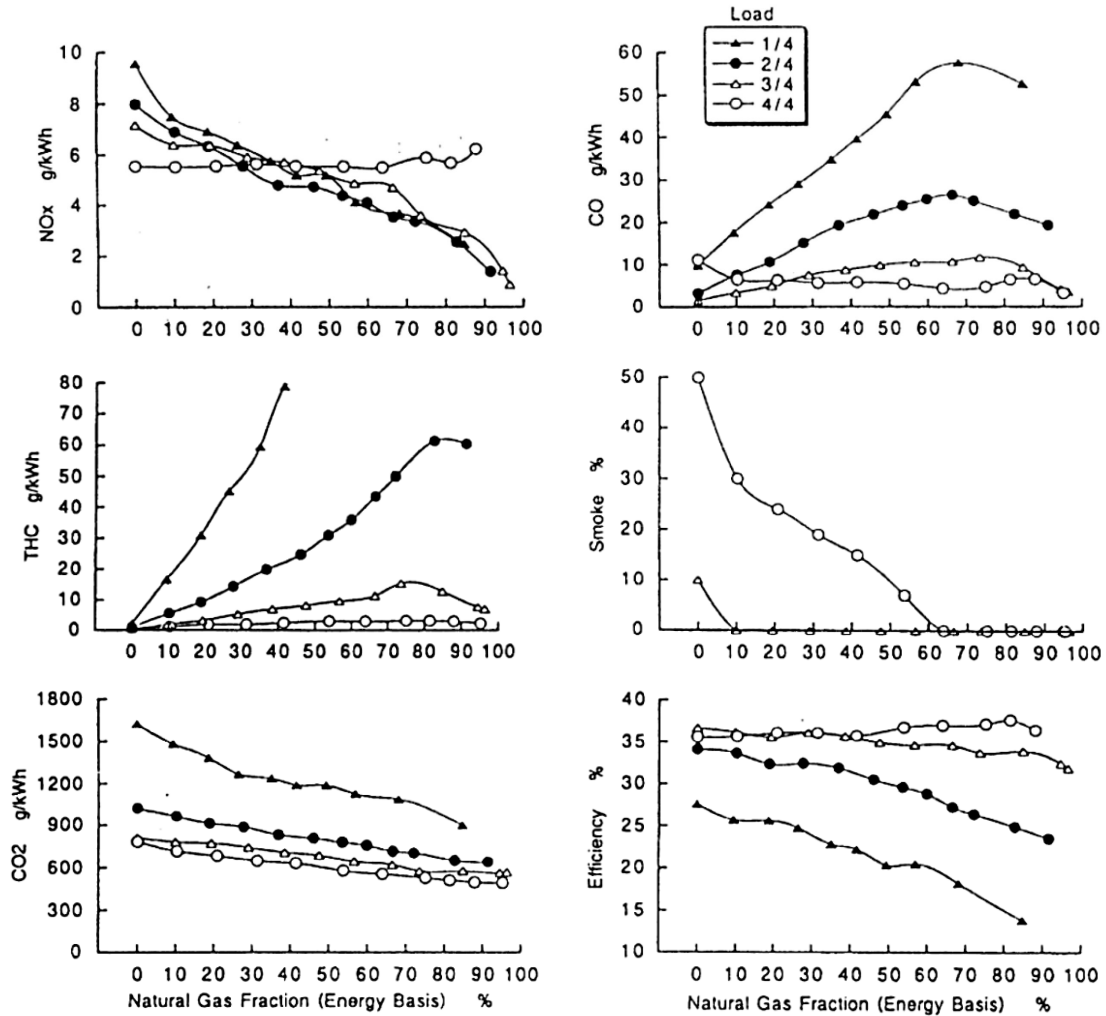


Fig.1.29 Effects of natural gas fraction on exhaust emissions and efficiency ⁽¹¹⁹⁾

低負荷における天然ガスの未燃排出対策としては、吸気絞りや吸気加熱などが有効であるとされている⁽¹¹⁹⁾⁻⁽¹²²⁾⁽¹²⁵⁾。また、近年ではコモンレール式燃料噴射システムを活用し、軽油の噴射制御によって低負荷の性能改善に取り組んだ研究例もある⁽¹²³⁾⁽¹²⁴⁾⁽¹²⁶⁾。喜久里らは軽油の噴射時期を広い範囲で変更させた際の燃焼特性を調査しており、実機試験における筒内圧力と熱発生率の履歴を図 1.30 に示す⁽¹²⁶⁾。噴射時期が -22 deg.ATDC の条件では軽油の着火に起因する急峻な熱発生が生じた後に、天然ガス予混合気の火炎伝播による緩やかな熱発生が続いているが、その条件から噴射時期を進角した場合、軽油による初期燃焼が抑制されるとともに天然ガス予混合気の燃焼速度は向上する傾向が確認され、軽油の噴射時期によって燃焼形態は大きく変化することを示している。実機試験の結果から、軽油がエンジン筒内で適切な分布となるよう噴射制御することで、低負荷条件においてもディーゼルエンジンの熱効率を上回る可能性があるかと述べている。しかしながら、依然として天然ガスの未燃排出は多く、その排出を大幅に低減出来れば、熱効率は大きく向上する可能性があると言える。

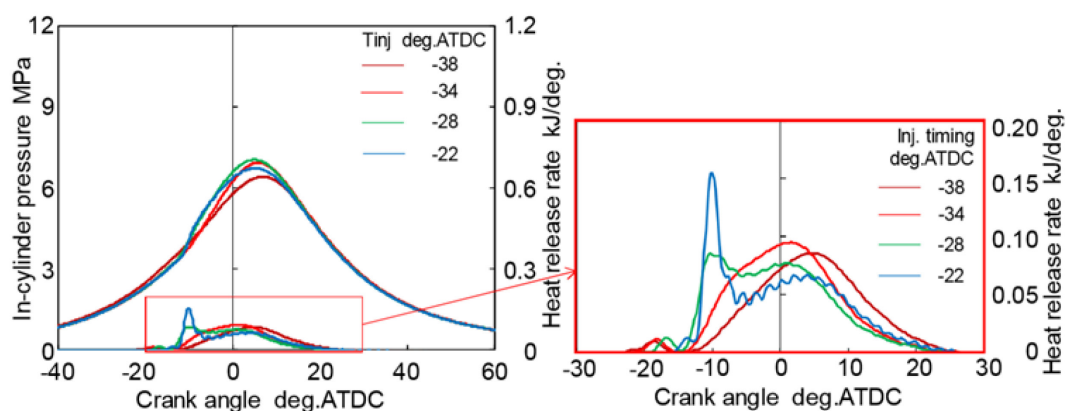


Fig.1.30 Cylinder pressure and R.H.R. histories under different injection timing ⁽¹²⁶⁾

軽油の噴射制御は低負荷の性能改善に寄与するといった結果から、燃焼室形状も大きく影響することが推測される。そこで、姜らは軽油の噴射制御と燃焼室形状が低負荷条件の性能に及ぼす影響を調査した結果を報告している⁽¹²⁴⁾。実機試験では図 1.31 に示すような燃焼室のくぼみ口径と深さを調整した三種類の燃焼室を使用しており、単段噴射における結果を図 1.32 に示す。軽油の噴射時期を進角した場合、くぼみ口径が大きいほど、天然ガス

の未燃排出は減少し、熱効率は改善する結果が得られている。ただし、姜らの研究では、くぼみ口径と深さの変更にとどまっていることから、様々な燃焼室形状を考慮し最適化を図ることで更なる性能改善が見込まれる。

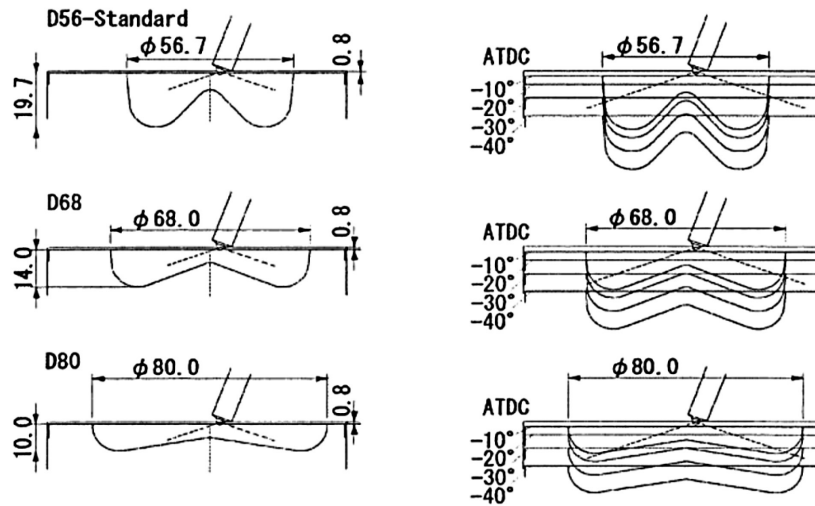


Fig.1.31 Comparison of combustion chamber and spray direction (124)

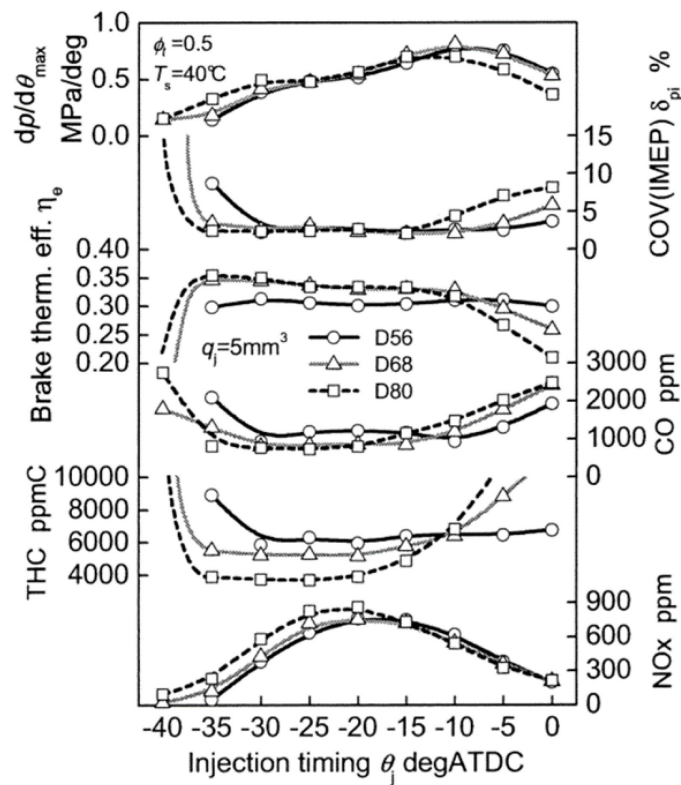


Fig.1.32 Effects of piston bowl diameter on emissions and performance (124)

上述した天然ガス以外にも H_2 をデュアルフューエルエンジンに適用した研究が行われている⁽¹²⁷⁾⁻⁽¹³⁴⁾。鈴木らは H_2 を主燃料とするデュアルフューエルエンジンにおいて、部分負荷条件の性能改善に取り組んだ結果を報告している⁽¹³²⁾⁽¹³³⁾。図 1.33 に示す実機試験の結果から、 H_2 の供給によって、 CO_2 と smoke 排出の大幅な低減が可能であることを示している。また、 NO_x に関しては燃焼速度の速い H_2 の供給によって活発な燃焼となり、増加を招くが、軽油の噴射制御と EGR を適用することで NO_x 排出は減少し、 NO_x と smoke の同時低減を実現している。しかしながら、 H_2 の未燃排出が多く、熱効率は軽油のみで運転した条件と比較して悪化しており、軽油の噴射制御や EGR 以外の対策が必要であることを示唆している。

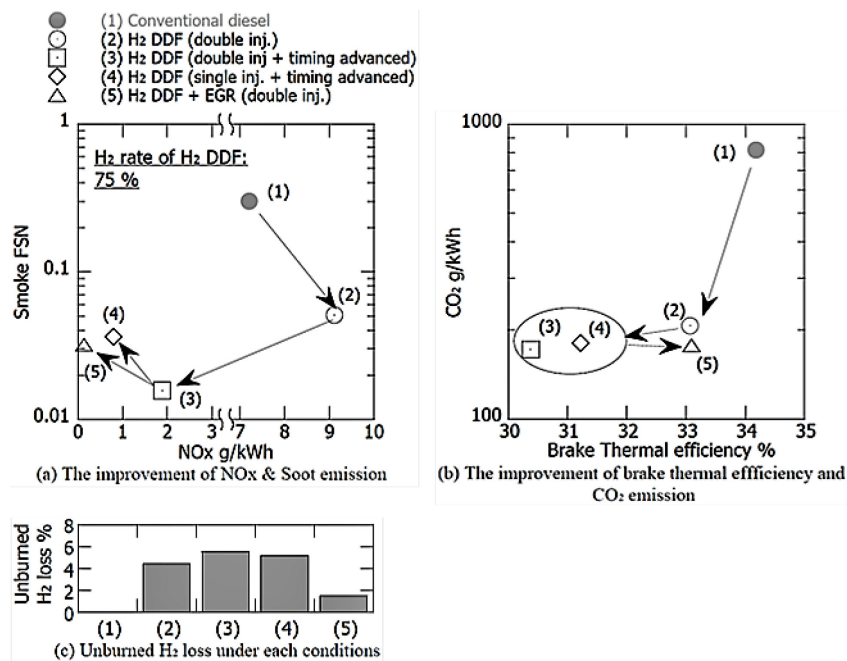


Fig.1.33 Effects of the combustion control on brake thermal efficiency, emissions, and unburned hydrogen loss ⁽¹³²⁾⁽¹³³⁾

本論文で研究対象とする排気エネルギーを利用した燃料改質の適用を想定した可燃性ガス予混合型圧縮着火エンジンに関して、以上で取り上げた代表的な先行研究を通じて明らかとなった課題や不明点等を以下にまとめる。

- 排気エネルギーを利用して軽油の改質に取り組んだ研究例は限られている。また、燃料改質に関する研究と改質燃料をエンジン燃焼に適用した研究が別々に行われているため、エンジンシステム全体としての評価がされておらず、そのポテンシャルや課題が明確になっていない。
- 軽油などの炭化水素燃料を改質した場合、生成される改質燃料は H_2 や CO 、 CH_4 が主な成分であり、これまでも H_2 と軽油もしくは CH_4 と軽油を圧縮着火燃焼に適用した研究は多く行われている。しかしながら、 CO に着目した報告例は少なく、 CO が軽油の圧縮着火燃焼に与える影響は明らかでない。
- H_2 などの気体燃料と軽油を燃料に適用した場合、エンジンの低負荷運転領域において気体燃料の未燃排出が増加し、熱効率の低下を招く。気体燃料の未燃排出低減には軽油の筒内分布が重要であるため、軽油の噴射を制御した研究が多く見られるが、混合気形成に影響する筒内流動に着目したアプローチとして燃焼室形状から未燃排出の低減に取り組んだ研究例は少なく、その検討は十分にされていない。

上記の課題等を踏まえて、次節では本研究の目的について述べる。

1.3 研究目的

将来にわたって内燃機関の高効率化が厳しく要求される。本研究では高効率化を実現するための方策として、排気エネルギー回収と燃焼改善の両面から熱効率向上の可能性を秘めている排気エネルギーを利用した燃料改質に着目し、圧縮着火エンジンへの適用を想定した以下の3つの研究課題に取り組む。研究課題を通じて、燃料改質を適用した可燃性ガス予混合型高効率圧縮着火エンジンの実現に有用な知見の獲得を研究目的とする。

(1) 燃料改質を適用した圧縮着火エンジンに関する基礎検討

前節で述べたように排気エネルギーを利用した燃料改質に軽油を適用した研究報告は限られているだけでなく、燃料改質に関する研究と改質燃料をエンジン燃焼に適用した研究が別々に行われている。そのため、エンジンシステム全体としての評価がされておらず、そのポテンシャルや課題が明確になっていない。そこで、本研究ではディーゼルエンジンのEGRガスに燃料である軽油を噴射して改質を図るシステムを想定した数値計算を行い、システムの成立可能性を検討するとともに、熱効率向上に向けた指針を示す。

(2) 改質燃料中のCO成分が予混合圧縮着火燃焼に及ぼす影響

炭化水素燃料の改質では主に H_2 や CO 、 CH_4 が生成される。これまでの先行研究において、 H_2 と軽油もしくは CH_4 と軽油を燃料として圧縮着火燃焼に適用した報告は多いが、 CO に着目した研究例は少なく、その影響は明らかでない。そこで、本研究では着火に至る過程が化学反応に依存し、燃料の自着火特性が大きく影響する予混合圧縮着火燃焼に CO と軽油を燃料として適用した実機試験と数値計算を行う。実機試験と数値計算を通じて、 CO 導入時の燃焼特性を把握すると同時に、その燃焼で高効率を得るための要件を明らかにすることを狙いとする。

(3) 燃焼室形状の最適化による気体燃料の未燃排出低減

気体燃料と軽油による圧縮着火燃焼の課題として、低負荷では気体燃料の未燃排出が増加し、熱効率の低下を招くことが挙げられる。その課題に対して、筒内流動に関わる燃焼室形状の面から取り組んだ研究報告は少ない。そこで、本研究では最適化手法と連成した数値計算によって、燃焼室形状が未燃排出に及ぼす影響を解析するとともに、未燃排出の低減そして熱効率の向上につながる燃焼室形状を明確化する。

1.4 本論文の構成

本論文は以下に示す通り、5つの章で構成される。

第1章では、はじめに、自動車用内燃機関に関する背景として排出ガス規制の動向やパワートレインの将来予測、燃費改善技術について取り上げ、本研究で排気エネルギーを利用した燃料改質に着目し、燃料改質の適用を想定した可燃性ガス予混合型の圧縮着火エンジンを研究対象とした動機を述べる。そして、代表的な先行研究ならびにその課題や不明点を説明した上で、本研究の目的を明示する。

第2章の燃料改質を適用した圧縮着火エンジンに関する基礎検討では、ディーゼルエンジンのEGRガスに軽油を噴射して改質を図るシステムを想定した数値計算を行う。はじめに、化学平衡計算を実施してEGRガスを利用した燃料改質の特性を明らかにする。さらに、改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響を検討するため、詳細な素反応過程を考慮した数値熱流体シミュレーションを行う。それらの計算結果から、燃料改質を適用した圧縮着火エンジンの成立可能性やそのシステムにおいて高効率化を実現するための要件について述べる。

第3章においては改質燃料に含まれるCOに着目し、まずは予混合CO成分が軽油の圧縮着火燃焼に及ぼす影響を明らかにするため、COと軽油の二元燃料による予混合圧縮着火燃焼のエンジン実験を行う。そして、エンジン実験で得られた知見をもとに三次元燃焼シミュレーションを行い、予混合圧縮着火燃焼の特徴である低いNO_x排出特性を損なうことなく、高い熱効率を実現するための要件を検討する。

第4章は気体燃料と軽油の圧縮着火燃焼で課題となる気体燃料の未燃排出に起因した熱効率の低下に対して、未燃排出低減に有効な燃焼室形状を明らかにするため、数値熱流体計算と最適化手法である遺伝的アルゴリズム（GA：genetic algorithm）を連成した燃焼室形状の自動最適化プログラムを構築し、燃焼室形状の最適化を行う。その結果から、燃焼室形状が未燃排出に及ぼす影響を解析するとともに、未燃排出の低減そして熱効率の向上につながる燃焼室形状について論ずる。

第5章の結論では、本研究の成果を総括し、燃料改質を適用した可燃性ガス予混合型圧縮着火エンジンに関する研究の将来展望や実用化の可能性について述べる。

第2章

燃料改質を適用した圧縮着火エンジンに関する 基礎検討

2.1 まえがき

内燃機関の高効率化を実現するための方策として本研究で着目する排気エネルギーを利用した燃料改質は排気エネルギーの回収と燃焼改善の両面から熱効率向上の可能性を秘めている。これまでに報告されている先行研究は多くが火花点火エンジンを対象としており、軽油を燃料とする圧縮着火エンジンを対象にした研究例は限られている。また、燃料改質に関する研究と改質燃料をエンジン燃焼に適用した研究が別々に行われており、エンジンシステム全体としての評価がされていない。そのため、燃料改質を適用した圧縮着火エンジンのポテンシャルや課題は明確になっていない。

そこで、本章においてはディーゼルエンジンの EGR ガスに燃料を噴射して改質を図るシステムを想定した数値計算を行う。具体的には、まず化学平衡計算を実施して EGR ガスを利用した燃料改質の特性を明らかにする。そして、改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響を検討するため、詳細な素反応過程を考慮した数値熱流体シミュレーションを行う。それらの計算結果から、燃料改質を適用した圧縮着火エンジンの成立可能性やそのシステムにおいて高効率化を実現するための要件について検討する。なお、本章の数値計算は燃料改質システムが搭載されていないディーゼルエンジンの実機試験データを参考に実施しており、そのデータは戦略的イノベーション創造プログラム (SIP) の革新的燃焼技術において提供を受けたものである。

2.2 数値計算方法

2.2.1 燃料改質に関する化学平衡計算

ディーゼルエンジンにおける EGR ガスを利用した燃料改質の特性を把握するため、汎用化学反応解析ソフト⁽¹³⁵⁾を用いて化学平衡計算を実施した。本計算で考慮した化学種は後述の三次元エンジン燃焼シミュレーションで使用する化学反応スキーム⁽¹³⁶⁾に含まれる化学種と同一であり、その化学種数は 74 である。そして、計算条件は温度一定かつ圧力一定とし、計算時の温度と圧力には 2.3 節で示す実機試験データの排気温度（タービン入口温度）と排気圧力（タービン入口圧力）を適用した。また、実機試験で計測された各排出ガス成分の排出濃度から推定した EGR ガスの組成は全ての計算において同一とし、燃料成分としてノルマルヘプタン（ nC_7H_{16} ）を加えた組成を計算開始時の初期ガス組成とした。なお、本計算においては EGR ガスに噴射する燃料の蒸発潜熱や EGR 配管表面からの放熱といった温度低下につながる要素を考慮しておらず、計算条件とした温度（タービン入口温度）では改質性能を過大に見積もることになる。ただし、高い増熱率を獲得するために 2.4 節で提案する手法では EGR ガスを分流し改質器に導入する流量を低下させるとともに、改質器に導入されない EGR ガスは改質器の周囲を通過する構造を想定している。そのため、改質器内のガスは周囲を通過する EGR ガスから熱を奪うと考えられ、本計算では上述の温度低下を考慮しないことを許容した。

燃料改質特性を評価するにあたり、排気エネルギー回収の指標となる増熱率 η_r (LHV increase) を式 (2.1) で定義した。これは EGR ガスに噴射した燃料の低位発熱量と改質燃料に含まれる可燃成分の低位発熱量の総和を比率で表したものである。なお、本研究では改質燃料に含まれる可燃成分を代表して 5 種の化学種 (H_2 , CO , CH_4 , C_2H_6 , soot を模擬した $C(S)$) から増熱率を算出した。

$$\eta_r = \left(\frac{\sum_{i=1}^{K_1} (\Delta H_{r,298,i}^\circ \cdot n_{i,r})}{\Delta H_{r,298,f}^\circ \cdot n_{f,r}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (2.1)$$

ここで、 $\Delta H_{r,298,f}^\circ$ は燃料の低位発熱量 kJ/mol 、 $\Delta H_{r,298,i}^\circ$ は改質燃料中の可燃成分である化学種 i の低位発熱量 kJ/mol 、 $n_{f,r}$ は EGR ガスへ噴射する燃料量 mol/s 、 $n_{i,r}$ は改質燃料中の可燃成分である化学種 i のモル流量 mol/s 、 K_1 は改質燃料に含まれる可燃成分として考慮した化学種数 (5 種) である。

2.2.2 三次元エンジン燃焼シミュレーション

EGR ガスを利用した燃料改質によって生成された改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響を検討するため、オープンソース型の汎用数値熱流体計算コード⁽¹³⁷⁾をベースに変更を加えたものを用いて三次元エンジン燃焼シミュレーションを行った。ベースコードはレイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式 (RANS : Reynolds averaged Navier-Stokes equation) 型の乱流モデルを適用しており、支配方程式を時間平均的に解く。したがって、乱流による時間変動成分の考慮は出来ないが、本研究のように平均的な現象を解析する目的であれば、計算負荷も低く有用な手法である。本研究で使用する計算コードは早稲田大学草鹿研究室で各種変更が行われている。特に大きな変更点は混合気の着火・燃焼過程において詳細な素反応過程を考慮した化学反応計算⁽¹³⁸⁾を行う点であり、燃焼特性や排出ガス性能の高精度な再現、予測を可能にしている。その他組み込まれたサブモデル等は表 2.1 の通りである。

エンジン筒内に噴射される燃料噴霧の微粒化に関わるモデルについて、一次分裂と呼ばれる液柱の分裂過程に Kelvin-Helmholtz の不安定性を、二次分裂と呼ばれる液滴の分裂過程に Rayleigh-Taylor の不安定性を考慮した KH-RT モデルを適用している⁽¹³⁹⁾⁻⁽¹⁴²⁾。また、計算格子のサイズによる影響を低減するため、Nordin らが提案した液滴の衝突合体モデルと流速補間法を導入している⁽¹⁴²⁾⁽¹⁴³⁾。そして、計算負荷の高い詳細化学反応計算には陽解法ソルバーの ERENA⁽¹⁴⁴⁾を適用し、化学反応計算に要する時間の短縮を図っている。さらに、化学反応計算において反応物質の乱流混合による影響を考慮するため、V. I. Golovitchev らの Partially Stirred Reactor モデル⁽¹⁴⁵⁾を採用している。なお、soot の生成、酸化過程の予測に関しては現象論に基づき構築されたモデルを適用している⁽¹⁴⁶⁾⁽¹⁴⁷⁾。

Table 2.1 Sub models used in CFD code

Turbulence	RNG k-ε model ⁽¹⁴⁸⁾
Spray breakup	KH-RT model ⁽¹³⁹⁾⁻⁽¹⁴²⁾
Particle collision	Nordin model ⁽¹⁴²⁾⁽¹⁴³⁾
Gas-parcel relative velocity	Velocity interpolation method ⁽¹⁴²⁾⁽¹⁴³⁾
ODE solver for chemical kinetics	ERENA ⁽¹⁴⁴⁾
Chemistry and turbulence interaction	Partially Stirred Reactor model ⁽¹⁴⁵⁾
Soot model	Waseda phenomenological model ⁽¹⁴⁶⁾⁽¹⁴⁷⁾

2章の三次元エンジン燃焼シミュレーションでは計算時間を考慮して図 2.1 に示すセクターメッシュを計算格子に用いた。その格子数は下死点 (BDC) で 13174, 上死点 (TDC) で 4074 である。また, 化学反応スキームには V. I. Golovitchev らのディーゼルサロゲートメカニズム (化学種数 74, 素反応数 320) ⁽¹³⁶⁾ を使用し, 燃料はノルマルヘプタンとして与えた。初期ガス組成はエンジンに導入される新気に化学平衡計算から得られた改質燃料を加えた組成とし, 基準となる燃料改質を行っていない条件では新気に EGR ガスを加えた組成を設定した。また, 吸入空気量は燃料改質の条件によらず全ての計算において実機試験と同量を適用した。そして, システム全体に供給する発熱量が一定となるように, エンジン筒内への噴射量は EGR ガスへ噴射した燃料分を減量して設定した。なお, 計算開始時の初期圧力は実機試験の筒内圧力を参考に, 全ての計算で同一の値を適用し, 初期温度に関しては上述の初期ガス量が得られる温度を状態方程式から算出して設定した。

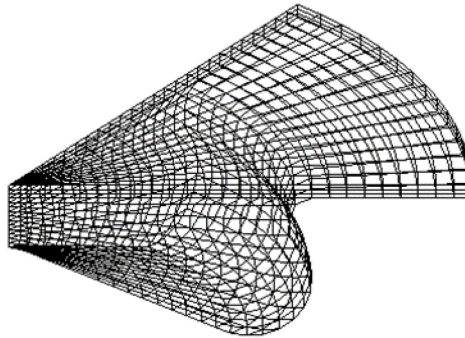


Fig.2.1 Overview of computational grid (4074 cells at TDC, 13174 cells at BDC)

ここではエンジンの熱効率だけでなく, 燃料改質における低位発熱量の変化も考慮して評価することを考え, 改質器を含めたエンジンシステム全体の総合効率 η_t を以下の式 (2.2) で定義した。なお, Q はエンジン筒内に噴射される燃料の投入熱量と改質燃料に含まれる可燃成分の発熱量の和, すなわちエンジンに供給される発熱量の総和であり, 式 (2.3) より算出する。

$$\begin{aligned}\eta_t &= \frac{W_i}{Q \cdot \frac{60 \cdot 2}{N_e \cdot N_{cyl}} \cdot 1000} \cdot \frac{Q}{\Delta H_{r,298,f}^\circ \cdot n_{f,t}} \cdot 100 \\ &= \frac{W_i}{\Delta H_{r,298,f}^\circ \cdot n_{f,t} \cdot \frac{60 \cdot 2}{N_e \cdot N_{cyl}} \cdot 1000} \cdot 100\end{aligned}\quad (2.2)$$

$$Q = \Delta H_{r,298,f}^\circ \cdot n_{f,t} \cdot (1 - r_{f,r}) + \frac{\eta_r}{100} \cdot \Delta H_{r,298,f}^\circ \cdot n_{f,t} \cdot r_{f,r}\quad (2.3)$$

ここで, W_i は図示仕事 (グロス) J, N_e はエンジン回転数 rpm, N_{cyl} はエンジンの気筒数, $\Delta H_{r,298,f}^\circ$ は燃料の低位発熱量 kJ/mol, $n_{f,t}$ はエンジンシステム全体での燃料消費量 mol/s, $r_{f,r}$ はエンジンシステム全体の燃料消費量に対する EGR ガスへ噴射した燃料量の比率, η_r は増熱率である.

2.3 計算条件

2 章においては, 燃料改質システムが搭載されていないディーゼルエンジンの実機試験データをもとに燃料改質を想定した数値シミュレーションを行った. 計算対象としたディーゼルエンジンの諸元を表 2.2 に示す. 総排気量 2.199 L の直列 4 気筒乗用車用ディーゼルエンジンである. また, 計算対象とするエンジンの運転条件には高い熱効率が得られる中速, 高負荷条件を選定した. 運転条件を表 2.3 に示す. なお, この条件における EGR 率は 10% である.

Table 2.2 Engine specifications

Engine type	Inline 4-cylinder 4-stroke diesel engine
Total displacement L	2.199
Bore × Stroke mm	85 × 96.9
Compression ratio	16.3
Swirl ratio	1.62
Number of valves	4 (Intake: 2, Exhaust: 2)
Valve train type	Double over head camshaft
Fuel injection system	Direct injection with common rail
Air intake system	Turbocharger and intercooler
EGR system	Hot or cooled EGR

Table 2.3 Baseline conditions (Experimental data)

Engine speed rpm	2250
IMEP kPa	1442
Intake air mass mg/(cyc.・cyl.)	899.7
EGR ratio %	10.0
Exhaust (turbine inlet) pressure kPa.gage	91.3
Exhaust (turbine inlet) temperature °C	553
Exhaust CO ppm	64
Exhaust THC ppmC	48
Exhaust NOx ppm	798
Exhaust CO ₂ vol.%	9.7
Exhaust O ₂ vol.%	7.5
Injection pressure MPa	160
Total injection quantity [※] mg/(cyc.・cyl.)	40.0
Pilot injection quantity [※] mg/(cyc.・cyl.)	1.4
Pre injection quantity [※] mg/(cyc.・cyl.)	1.5
Main injection quantity [※] mg/(cyc.・cyl.)	37.1
Pilot injection timing [※] deg.ATDC	-29.7
Pre injection timing [※] deg.ATDC	-18.7
Main injection timing [※] deg.ATDC	-5.6

※ Indicated value

2.4 EGR ガスを利用した燃料改質の特性

はじめに、ディーゼルエンジンの EGR ガスを利用した燃料改質に関する基本特性を把握するため、EGR ガス中に噴射する燃料量をパラメータに計算を行った。図 2.2 に増熱率、図 2.3 に計算開始時と平衡後のエンタルピー差、そして図 2.4 に平衡後の主な改質燃料成分のモル分率を示す。なお、本研究において、EGR ガスへ噴射する燃料量は基準とした実機試験におけるエンジン筒内への燃料噴射量（4 気筒合計）に対する比率で表しており、例えば、EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 1 の場合、実機試験の燃料噴射量と同量を EGR ガスへ噴射することを意味する。ここでは燃料改質の基本特性を把握することが目的であるため、実機試験の燃料噴射量よりも多い燃料を EGR ガスへ噴射した条件（EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 1 以上）においても計算を行った。

図 2.2 より、EGR ガスへ噴射する燃料量が少ない条件では増熱率が低く、負の値を示していることが分かる。実機試験におけるエンジン筒内への燃料噴射量と同量を EGR ガスへ噴射した場合であっても、増熱率は-4%であり低位発熱量は増加していない。この要因として、リーンな空燃比で運転されるディーゼルエンジンでは排出ガス中に O_2 が含まれることが挙げられる。燃料量が少ない条件では燃料が O_2 と反応し、燃焼（発熱）するため、排気エネルギーを利用した化学的な排熱回収に至らない。図 2.3 に示したエンタルピー差より、燃料量が少ない条件では平衡後のエンタルピーが計算開始時に比べて低く、エンタルピー差は負の値を示している点からも発熱反応が生じていることを示唆している。EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 5.4 を超えると、増熱率は正の値が得られているが、より多くの燃料を噴射しても増熱率は大きく向上していない。ここで、図 2.4 に示す平衡後の改質燃料成分に着目すると、可燃成分である H_2 、 CH_4 、 CO 、soot を模擬した $C(S)^{(149)}$ が生成されており、特に EGR ガスへ噴射する燃料量の多い条件では H_2 、 CH_4 、 $C(S)$ の生成量が多いことが分かる。それら三成分のモル分率は EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が高くなるにつれて、それぞれ一定の値に収束する様子が見て取れる。つまり、改質燃料の組成に大きな変化がなくなることで、増熱率も大きく向上することなく概ね一定の値を示したと考えられる。以上の結果から、EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 1 以下となる現実的な燃料噴射量で高い増熱率を得るためには、EGR ガスを一部分流するなどして、EGR ガスの流量が少ない条件下で改質を図るようなシステムの検討が必要である。また、EGR ガスへ噴射する燃料量が多いほど、過濃な混合気となるために $C(S)$ の生成量が多くなっており、EGR 配管への堆積による不具合などが予想され、実用上の課題となりうることが示唆された。

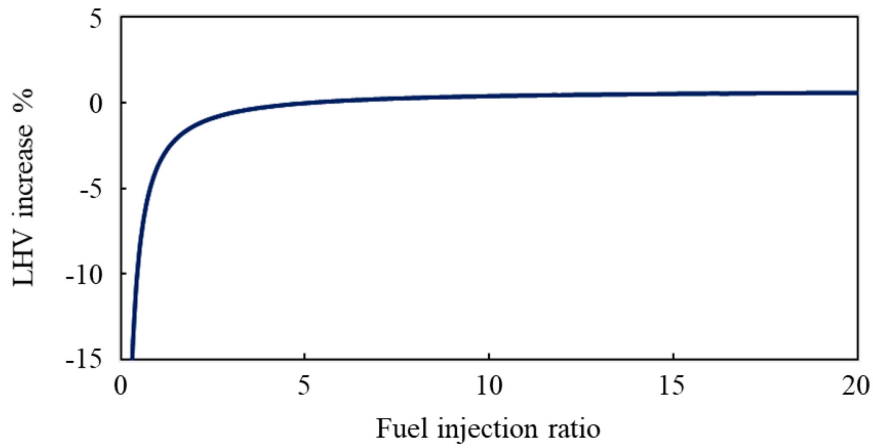


Fig.2.2 Effect of fuel injection ratio on LHV increase
(Temperature: 553°C, Pressure: 91.3 kPa.gage)

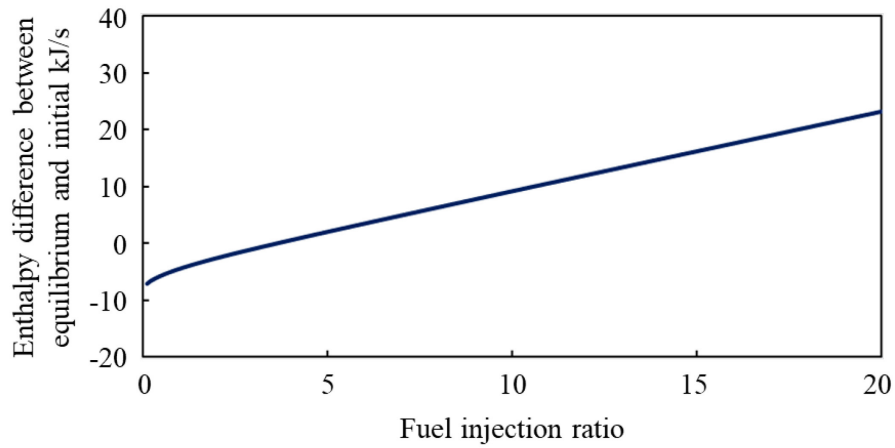


Fig.2.3 Effect of fuel injection ratio on enthalpy difference between equilibrium and initial (Temperature: 553°C, Pressure: 91.3 kPa.gage)

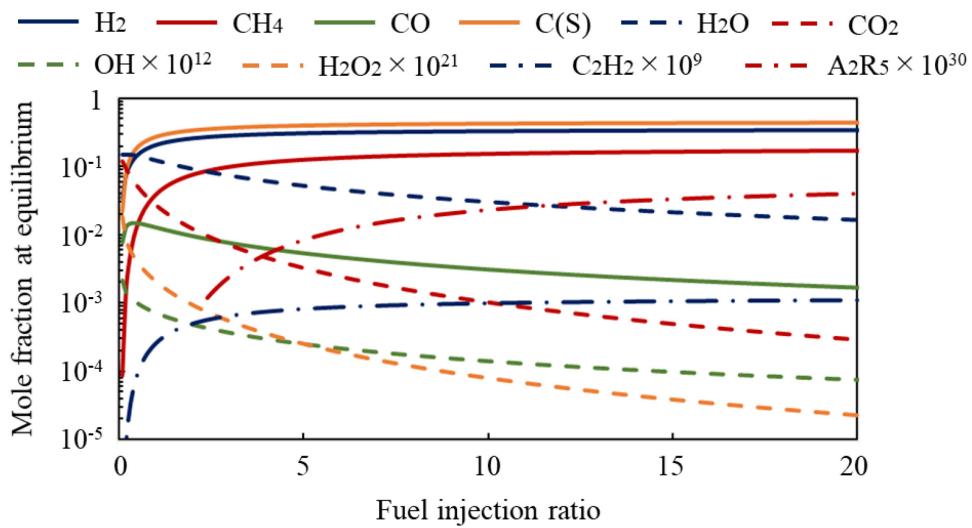


Fig.2.4 Effect of fuel injection ratio on reformate fuel composition at equilibrium state
(Temperature: 553°C, Pressure: 91.3 kPa.gage)

続いて、雰囲気温度が増熱率に及ぼす影響を確認した。ここでは、計算時の温度が 400°C と 700°C の条件において化学平衡計算を行い、基準となる実機試験の排気温度 (553°C) を適用した計算結果と比較した。なお、計算開始時の初期ガス組成は全ての条件で同一とし、温度のみを変更した。各温度における増熱率を図 2.5 に示す。また、計算開始時と平衡後のエンタルピー差を図 2.6 に示す。

いずれの温度においても、EGR ガスへ噴射する燃料量が少ない条件では発熱反応によって低い増熱率を示しているが、温度が高いほど、少ない燃料噴射量で発熱反応から吸熱反応に移行しており、高い増熱率が得られやすいことが分かる。つまり、より高い増熱率を得るためには高温な EGR ガスが必要とされる。しかしながら、今回の検討では EGR ガスに噴射する燃料の蒸発潜熱や EGR 配管表面からの放熱といった温度低下につながる要素を考慮していないことから、高い増熱率を実際に得ることは難しいと言える。そのため、ディーゼルエンジンの EGR ガスを利用した燃料改質では、O₂ を含有する EGR ガスが低温であっても高い増熱率が得られるような改質触媒の研究開発や非平衡プラズマを燃料改質に適用する関根らの研究⁽⁷⁷⁾のように新たな技術の研究開発が求められる。

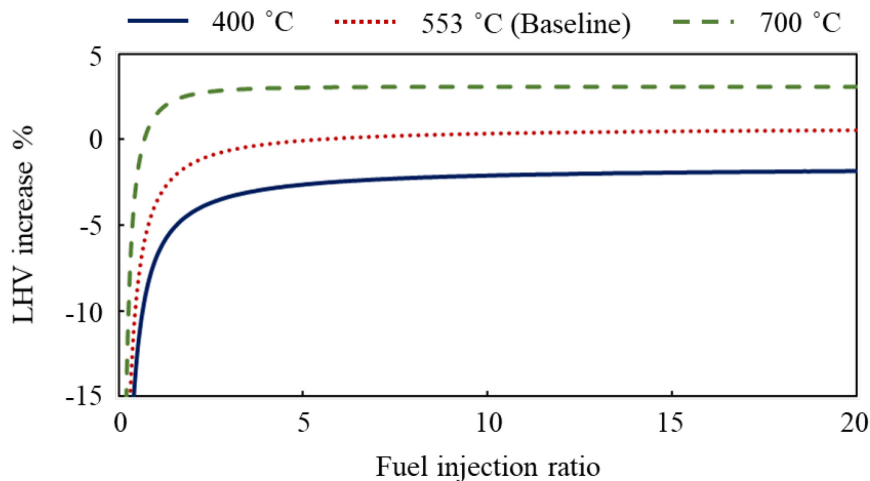


Fig.2.5 Effect of temperature on LHV increase (Pressure: 91.3 kPa.gage)

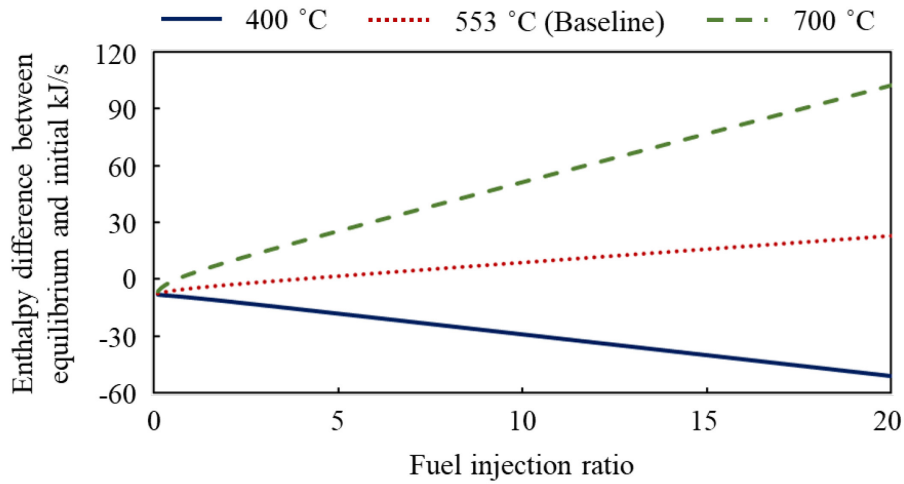


Fig.2.6 Effect of temperature on enthalpy difference between equilibrium and initial (Pressure: 91.3 kPa.gage)

これまでの計算結果を踏まえて、ここでは図 2.7 に示すような EGR ガスを一部分流し、流量が少ない条件下で燃料の改質を図るシステムを想定した化学平衡計算を行った。なお、本計算では EGR ガスに噴射する燃料量の比率が 1 以下の範囲を対象とした。

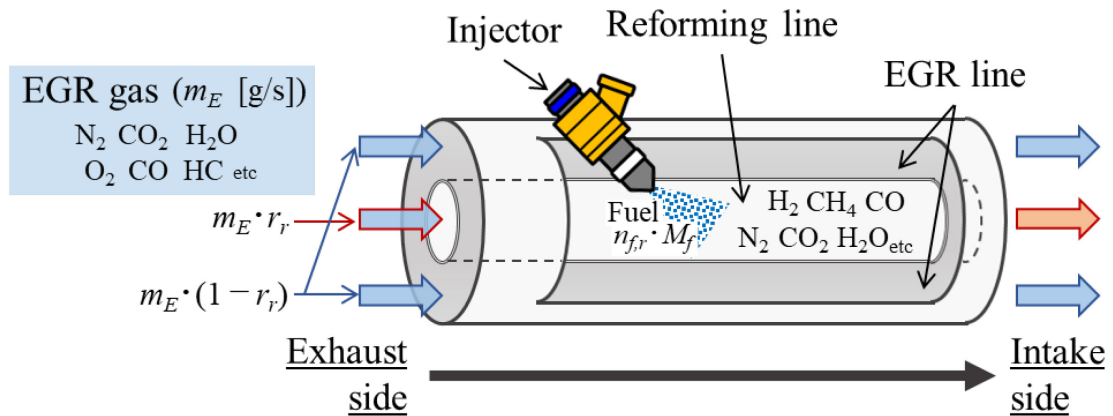


Fig.2.7 Schematic illustration of fuel reforming system with divided EGR gas

EGR ガスに噴射する燃料量の比率と EGR ガスの分流割合に対する増熱率のマップを図 2.8 に示す。また、改質燃料中の主な可燃成分である H_2 , CH_4 , CO , $C(S)$ のモル分率マップを図 2.9 に示す。図 2.9 に関して、ここでは EGR ガスを分流して改質器で生成された改質燃料と改質器に導入されない EGR ガスが再び合流することを想定し、合流後のモル分率を示している。なお、合流に際して化学反応は生じないと仮定した。

まず、増熱率に着目すると、EGR ガスを分流し、流量が少ない条件下で改質を図ることで少ない燃料噴射量であっても高い増熱率が得られやすいことが分かる。これは改質器に導入される EGR ガスの流量が少なくなることで、含まれる O_2 も減少するためであり、少ない燃料噴射量で発熱反応から吸熱反応への移行が可能であることを示している。

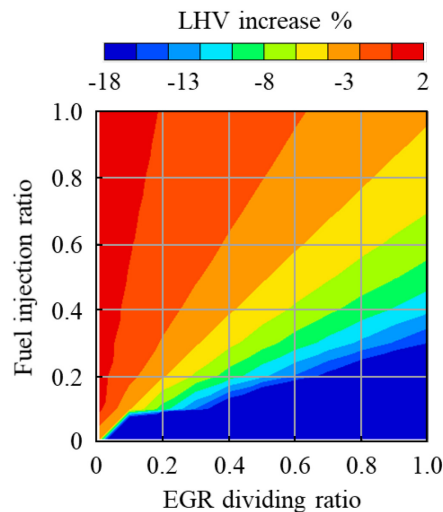


Fig.2.8 LHV increase contour as a function of fuel injection ratio and EGR dividing ratio (Temperature: 553°C, Pressure: 91.3 kPa.gage)

次に、改質燃料成分について述べる。改質器への分流割合を減らし、改質器に導入される EGR ガスの流量を減少させることで $C(S)$ の増加が予想されたが、 $C(S)$ の生成に分流割合が及ぼす影響は小さく、燃料噴射量の影響が大きいことが見て取れる。先で述べたように soot の増加は実用上の課題となりうることから、高い増熱率を得るために改質器への燃料噴射量を増やす場合には soot の生成を抑制可能な改質触媒等が必要とある。そのため、現状では EGR ガスに噴射する燃料量の比率を低くして $C(S)$ の生成抑制を図りながら、分流割合

を小さく設定することで高い増熱率を得るような設定が有効であると言える。そこで、EGR ガスに噴射する燃料量の比率と EGR ガスの分流割合がともに 0.4 以下の領域に着目すると、 H_2 は CH_4 や CO に比べてモル分率の変化が大きいことが分かる。一般的に H_2 は燃焼速度が速い特性を有するため、わずかな生成量の違いがエンジン燃焼に影響を及ぼす可能性が示唆された。

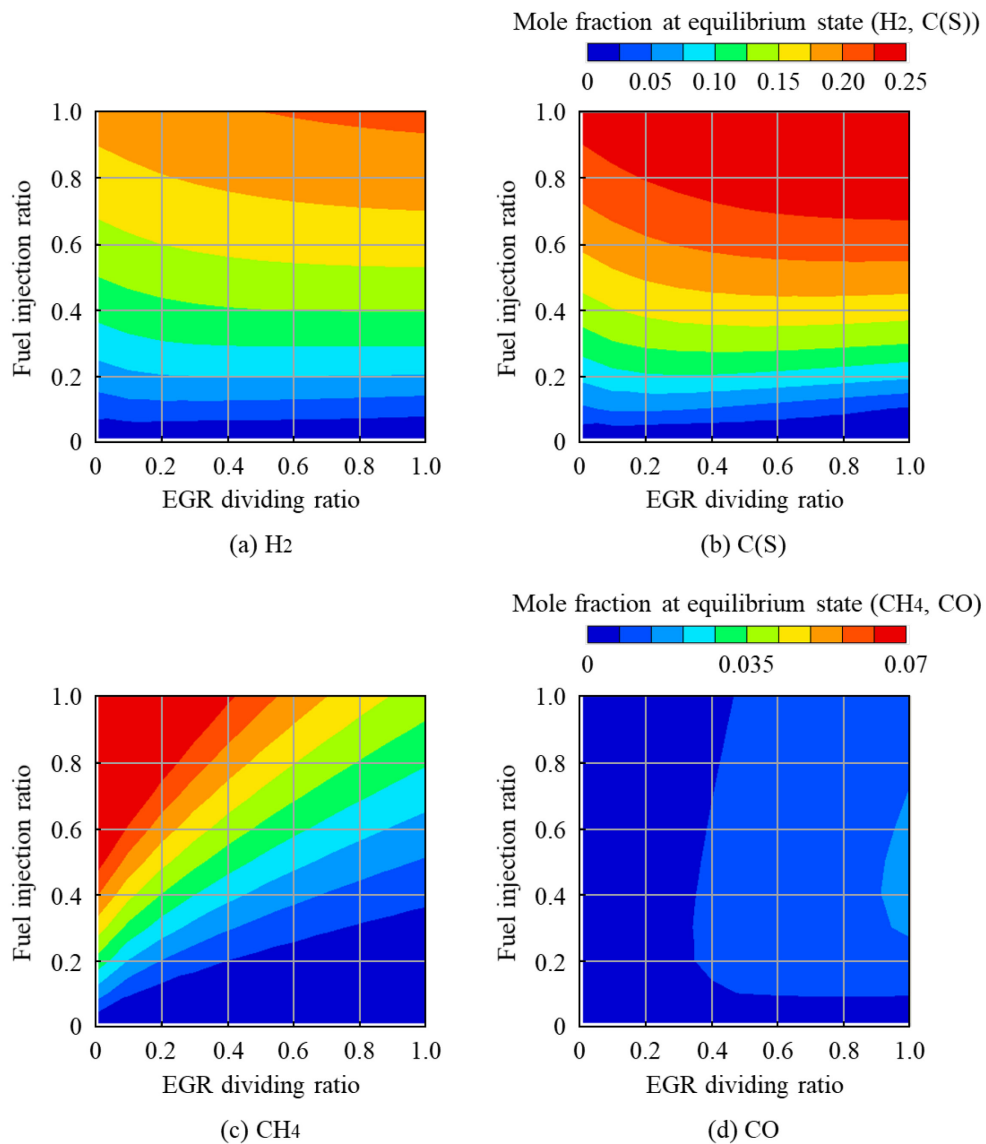


Fig.2.9 Mole fraction contours as a function of fuel injection ratio and EGR dividing ratio (Temperature: 553°C, Pressure: 91.3 kPa.gage)

これまでに述べた化学平衡計算の結果から、EGR ガスを利用した燃料改質では soot の生成抑制と増熱率の向上が重要なポイントとなる。その方策を検討するため、汎用化学反応解析ソフト⁽¹⁵⁰⁾を用いて詳細化学反応計算を実施した。使用した化学反応スキームは V. I. Golovitchev らのディーゼルサロゲートメカニズム⁽¹³⁶⁾に C(S)の生成と酸化反応を追加したもの（化学種数 74, 素反応数 325）である。ただし、詳細化学反応計算においてモル分率が収束する長時間経過した後の CH₄および C(S)のモル分率は化学平衡計算の結果と乖離することが確認され、また、温度が高い条件ほど、両者の乖離は小さくなる傾向が見られた。そのため、本計算では CH₄および C(S)に関与する反応の中でも感度の高い反応を対象に活性化エネルギーを調整し、化学平衡計算の結果を再現するようにしている。そして、計算条件は化学平衡計算と同様、温度一定かつ圧力一定とし、計算時の温度と圧力には実機試験データを適用した。ここでは EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 0.2, EGR ガスの分流割合が 1 の条件を対象にして、主な可燃成分（H₂, CH₄, CO, C(S)）のモル分率に関する時間変化を取り上げる。計算開始直後のモル分率を図 2.10 に示す。図 2.10 には平衡状態における各成分のモル分率も合わせて記載した。また、ここでは気相の反応を計算しており、触媒反応を利用した場合と反応時間は異なる点に留意が必要である。EGR ガスを利用した燃料改質の課題として挙げられた C(S)に着目すると、計算開始直後は H₂や CH₄, CO と比較して生成量が少なく、時間の経過に伴って増加する様子が見られる。つまり、C(S)の生成量が十分に少ない段階で反応を停止させることが出来れば、soot の生成抑制につながることを示唆している。

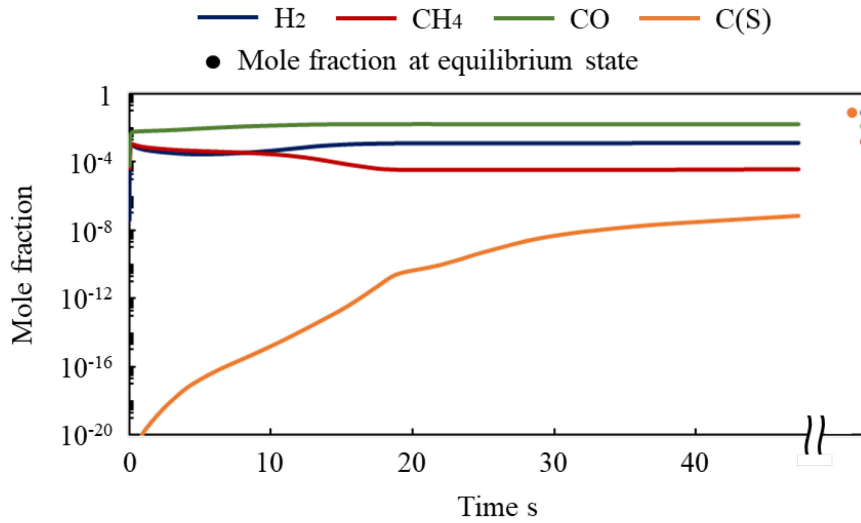
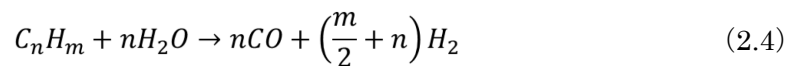


Fig.2.10 Mole fraction histories of reformate fuel components
(Temperature: 553°C, Pressure: 91.3 kPa.gage)

次に、高い増熱率を獲得するための方策について、改質反応の面から考察する。式 (2.4) に示す炭化水素の水蒸気改質反応は吸熱反応であるため、その反応にエンジンの排熱を利用して化学的に排熱を回収することが出来る。しかしながら、水蒸気改質に続いて生じる式 (2.5) の水性ガスシフト反応は発熱反応である。そのため、触媒等を利用して水性ガスシフト反応を抑制すれば、水蒸気改質反応によって増加した改質燃料の低位発熱量は減少することなく、増熱率は向上すると考えられる。なお、自動車用内燃機関ではないが、ガスタービンの発電システムを対象に改質反応に含まれる発熱反応の抑制を検討した研究が報告されている。ガスタービンの発電システムでは日立造船等のグループが実施した NEDO (New Energy and Industrial Technology Development Organization) のプロジェクト「メタノール改質型発電トータルシステム実証試験」⁽¹⁵¹⁾⁽¹⁵²⁾に代表されるように、排熱を利用した燃料改質が古くから研究されている。廃熱回収を阻害する発熱反応の抑制を検討した研究として、中垣らは DME を燃料とした場合の改質触媒を検討しており、発熱反応である水性ガスシフト反応と CH₄ を生成するメタネーション反応を抑制して改質ガス中に多くの CO を生成し増熱率の向上を可能にする改質触媒を開発している⁽¹⁵³⁾。



そこで、上記の詳細化学反応計算の結果を用いて増熱率の向上効果を試算した。なお、同一条件（EGR ガスへ噴射する燃料量の比率：0.2，EGR ガスの分流割合：1）を対象にした化学平衡計算の結果より算出した増熱率は低く、74.9%であった。ここでは高い増熱率の獲得と soot の生成抑制を両立することを考え、C(S)の生成量が少ない計算開始 20 秒後に全ての反応は停止し、その後は水蒸気改質反応のみが理想的に進行すると仮定した。水蒸気改質反応で消費される炭化水素成分に関しては計算開始 20 秒の時点で生成量が多い CH_4 、 C_2H_2 、 C_2H_4 、 C_2H_6 、 C_3H_6 の 5 成分を選択した。上記の仮定のもと算出した増熱率は化学平衡計算で求めた増熱率（74.9%）を大幅に上回る 90.1%となった。

以上より、EGR ガスを利用した燃料改質においては改質器へ燃料供給した後、soot の生成量が少ない段階で反応を停止させるとともに水性ガスシフト反応の抑制を可能にする改質触媒等が開発されることで、soot の生成抑制と増熱率の向上を両立する可能性がある。また、上記が実現された場合、改質燃料中の主な可燃成分は H_2 と CO になる。第1章で述べたように H_2 と軽油を燃料として圧縮着火燃焼に適用した研究はこれまでも多く行われているが、 CO を燃料に用いた研究例は少なく、 CO が軽油の圧縮着火燃焼に与える影響は明確でない。そこで、第3章においては CO 導入時の燃焼特性を明らかにする。なお、EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 0.2 の条件を対象にした上記の試算において、燃料改質で生成される CO 成分の発熱量が改質器を含めたエンジンシステム全体で消費する燃料の発熱量に対して占める割合は 7.3%であった。第3章では CO の供給割合を幅広く変更しているが、改質器へ噴射する燃料の増量によって、 CO の発熱量割合を上記の試算よりも高くすることは可能と推測される。

2.5 改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響

本節では EGR ガスを利用した燃料改質によって生成された改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響を検討するため、三次元エンジン燃焼シミュレーションを行った。

はじめに、改質燃料を導入したエンジン燃焼の基本特性を明らかにするため、2.4 節において示した EGR ガスの分流を想定した燃料改質の化学平衡計算結果を用いて、改質燃料を導入した際のエンジン燃焼をシミュレーションした。本計算は EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 0.1 から 0.8 の範囲、EGR ガスの分流割合が 0.1 から 1 の範囲を対象とした。なお、計算対象とした範囲に関して、本計算では改質器を含めたエンジンシステム全体に供給する熱量が一定となるようエンジン筒内へのメイン噴射量は EGR ガスへ噴射した燃料分を減量しており、実エンジンで制御が困難な微量となることを避けるため、EGR ガスへ噴射する燃料量の比率は 0.8 を上限とした。また、2.4 節は燃料改質に関する基本特性の把握が目的であったため、EGR ガスの分流割合が 0.1 以下の低流量条件においても計算を実施した。しかしながら、エンジンアウトの排出ガスより取り出した EGR ガスをさらに分流して改質器へ導入するシステムを想定しており、分流割合が 0.1 以下となる条件では改質器へ導入する流量が極めて少なくそのような流量を実際に制御することは困難と考え、EGR ガスの分流割合は 0.1 を下限とした。各計算条件における当量比の一覧を表 2.4 に示す。ここでは燃料改質によって生成される改質燃料成分も考慮し、改質燃料とエンジン筒内へ噴射する燃料を完全燃焼させるために必要な O_2 量と実際にエンジン筒内へ導入される O_2 量の比率を当量比 ϕ_t と定義した。当量比の算出において考慮した改質燃料成分は 2.2.1 項で述べた増熱率 η_r と同様、改質燃料中の可燃成分を代表して 5 種の化学種 (H_2 , CO , CH_4 , C_2H_6 , $C(S)$) とした。当量比 ϕ_t の算出式を以下の式 (2.6) に示す。

$$\phi_t = \frac{\sum_{i=1}^{K_2} (v_{i,th} \cdot n_{i,e})}{n_{O_2,e}} \quad (2.6)$$

ここで、 $v_{i,th}$ は化学種 i が 1 mol 完全燃焼するために必要な O_2 の物質質量 mol, $n_{i,e}$ はエンジン筒内へ導入もしくは噴射される化学種 i のモル流量 mol/s, $n_{O_2,e}$ はエンジン筒内へ導入される O_2 のモル流量 mol/s, K_2 はエンジン筒内へ噴射する燃料および改質燃料中の可燃成分として考慮した化学種数 (6 種) である。

Table 2.4 Equivalence ratio for each condition

No.	EGR dividing ratio	Fuel injection ratio	Equivalence ratio ϕ_t
1*	0.0	0.0	0.661
2	0.1	0.1	0.660
3	0.1	0.2	0.660
4	0.1	0.5	0.660
5	0.1	0.8	0.661
6	0.2	0.1	0.659
7	0.2	0.2	0.659
8	0.2	0.5	0.659
9	0.2	0.8	0.659
10	0.5	0.1	0.654
11	0.5	0.2	0.655
12	0.5	0.5	0.655
13	0.5	0.8	0.655
14	0.8	0.1	0.650
15	0.8	0.2	0.650
16	0.8	0.5	0.651
17	0.8	0.8	0.651
18	1.0	0.1	0.648
19	1.0	0.2	0.648
20	1.0	0.5	0.648
21	1.0	0.8	0.648

* w/o reforming

2.2.2 項で述べたように、本計算では改質器を含めたエンジンシステム全体に供給する熱量が一定となるようエンジン筒内へのメイン噴射量は EGR ガスへ噴射した燃料分を減量して設定した。また、ここでは基本特性の把握が目的であるため、メイン噴射量以外の燃料噴射パラメータに関しては、実機試験データを参考に決定した表 2.5 に示すパラメータを全ての条件に適用した。

Table 2.5 Fuel injection parameters

	Inj. timing deg.ATDC	Inj. quantity mg/(cyc.·cyl.)
Pilot	-20	1.4
Pre	-11	1.5
Main	-2	37.1 ($r_{f,r}=0$: w/o reforming) 33.1 ($r_{f,r}=0.1$) 29.1 ($r_{f,r}=0.2$) 17.1 ($r_{f,r}=0.5$) 5.1 ($r_{f,r}=0.8$)

※ $r_{f,r}$: Fuel injection ratio

(The ratio of inj. quantity for reforming system to total inj. quantity)

EGR ガスへ噴射する燃料量の比率と EGR ガスの分流割合に対する IMEP (グロス) および総合効率のマップを図 2.11 に示す。なお、図 2.11 において、EGR ガスの分流割合によらず EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 0 となる計算結果には燃料改質を行っていない基準条件の結果を記載した。

図 2.11 より、EGR ガスへ噴射する燃料量の増加に伴い、IMEP は大きく低下することが分かる。また、EGR ガスの分流割合の影響に関しては、EGR ガスへの噴射量が多い条件で分流割合を減少させた際に IMEP が増加しているが、噴射量が少ない条件においては EGR ガスの分流割合を変化させても IMEP に大きな差異は見られない。つまり、IMEP に対しては分流割合よりも EGR ガスへ噴射する燃料量の感度が高いと言える。総合効率も IMEP と同様の傾向を示しており、基準条件を超える効率が得られていない。その要因を解析する

ために筒内圧力と熱発生率の履歴を確認した。同一の分流割合 (0.2) で EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が異なる (0.1, 0.5, 0.8) 三条件と基準条件の履歴を比較したものを図 2.12 に示す。図 2.12 から EGR ガスへ噴射する燃料量の増加に伴って、パイロットおよびプレ噴射での熱発生量が増加し、燃焼重心位置は進角する様子が見て取れる。これは改質燃料の供給量増加, すなわち予混合燃料の増加に起因すると考えられる。EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が高い条件では過早着火が生じており、燃焼重心位置の過度な進角が IMEP 低下の一因となっていることが推測される。そのため、高い IMEP の実現にはエンジン筒内へ噴射する燃料の噴射パラメータを条件に応じて適正化する必要がある。

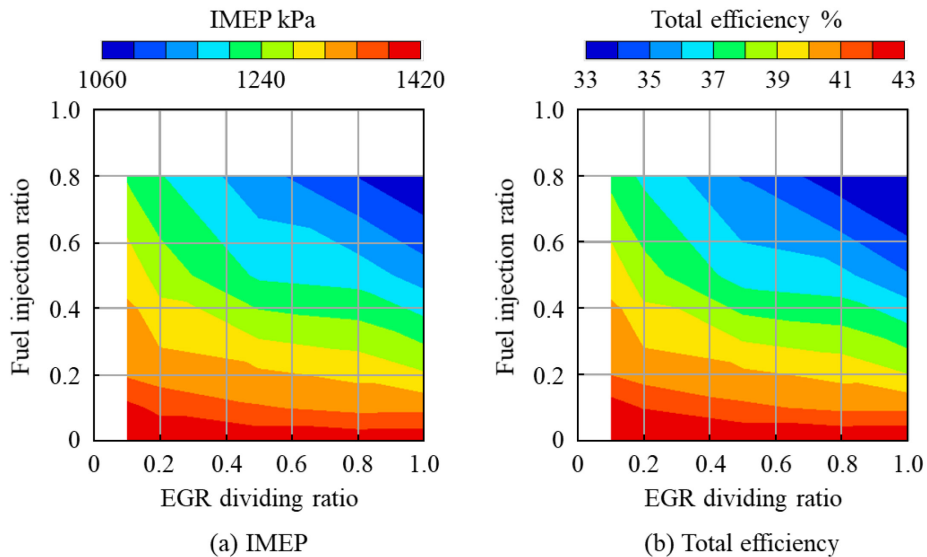


Fig.2.11 Predicted IMEP and total efficiency contours as a function of fuel injection ratio and EGR dividing ratio (Engine speed: 2250 rpm, IMEP (Baseline, w/o reforming): 1410 kPa)

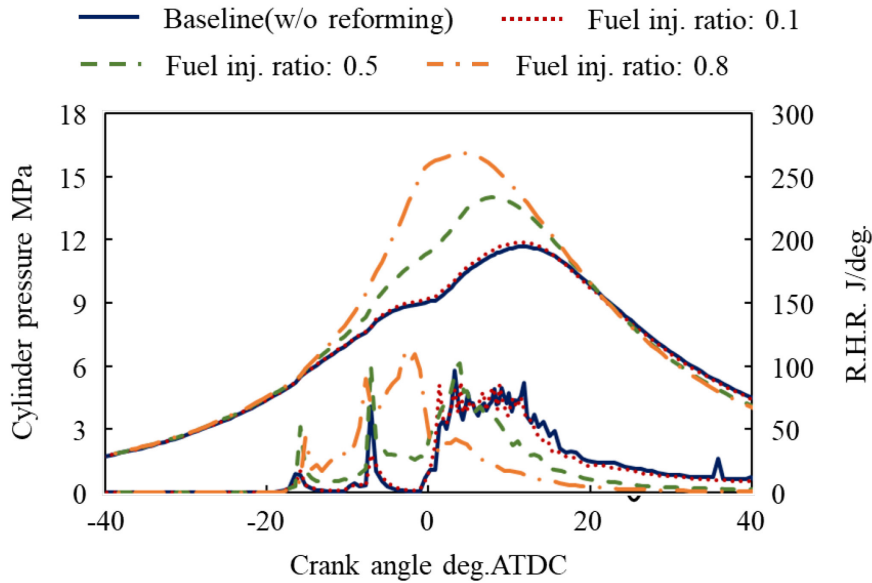


Fig.2.12 Predicted cylinder pressure and R.H.R. histories for the case with fuel reforming (Engine speed: 2250 rpm, IMEP (Baseline, w/o reforming): 1410 kPa, EGR dividing ratio: 0.2)

ここで、図 2.13 に示す排出ガス特性を確認した。まず、NO_x 排出に関して、EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が高い条件では過早着火によって燃焼温度の高い急峻な燃焼となるため、増加傾向を示しているが、広い領域で少ない排出量となっていることが分かる。次に、soot に着目すると、EGR ガスへ噴射する燃料量の増加に伴い、排出量の増加が見られる。エンジン筒内における soot の質量履歴を示した図 2.14 から、噴射量の比率が高い条件では急峻な燃焼によって soot の酸化が促進されるが、改質燃料に含まれる soot 量が多いため、酸化しきれず計算終了時の soot 排出量は大幅に増加していることが分かる。また、CO₂ と soot の排出には相関が見られ、soot の増加に伴い CO₂ は減少する傾向を示している。つまり、soot の排出増加による燃焼効率の悪化が IMEP 低下の一因であると考えられる。なお、soot と同様に改質燃料に多く含まれる H₂ に関しては、EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 0.2 付近で排出量のピークを迎え、さらに噴射量の比率を高くした場合には大幅に減少しており、soot とは異なる傾向を示している。壁面近傍のスキッシュエリアに存在する気体燃料は未燃排出につながりやすいことが一般的に知られているが、H₂ は可燃範囲が広いいため、EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が高くなり急峻な燃焼になることで、スキッシュエリアに存在する H₂ も燃焼し、未燃排出の減少につながったと考えられる。以上の結果

から、IMEP の低下につながる改質燃料の未燃排出を低減するためには活発な燃焼を適度にさせることが有効であると言える。

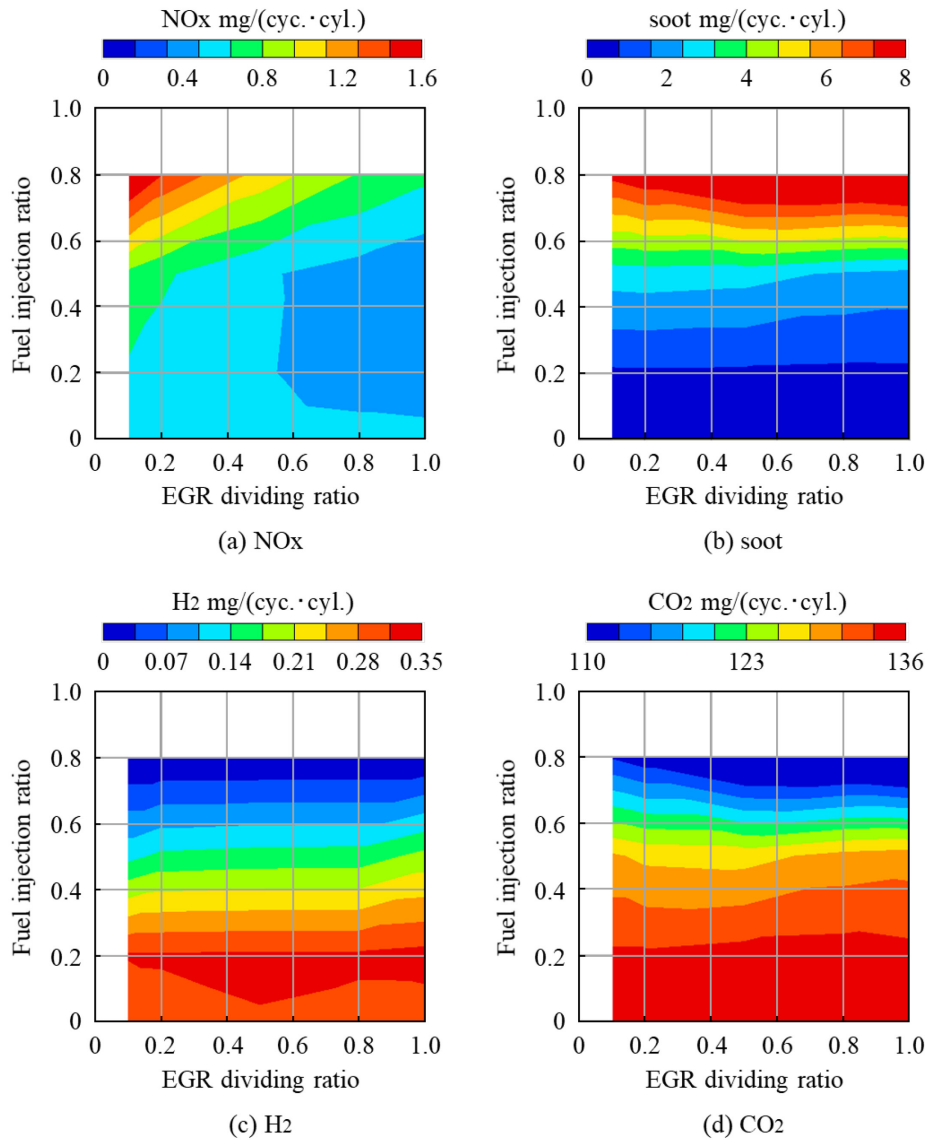


Fig.2.13 Predicted exhaust emissions contours as a function of fuel injection ratio and EGR dividing ratio (Engine speed: 2250 rpm, IMEP (Baseline, w/o reforming): 1410 kPa, EGR dividing ratio: 0.2)

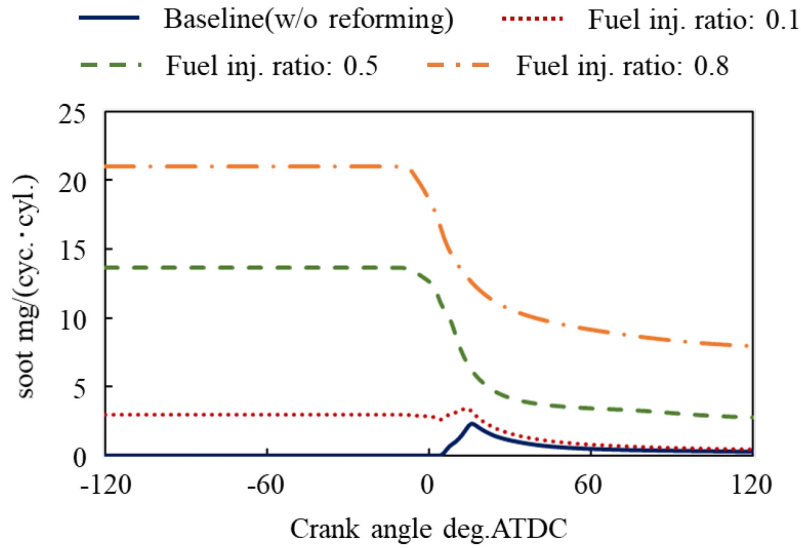


Fig.2.14 Predicted in-cylinder soot histories for the case with fuel reforming
(Engine speed: 2250 rpm, IMEP (Baseline, w/o reforming): 1410 kPa,
EGR dividing ratio: 0.2)

ここまでの結果から、燃料改質を適用した圧縮着火エンジンの高効率化を実現するためには燃料改質における高い増熱率の獲得と C(S)の生成抑制，エンジン燃焼における過早着火の抑制と改質燃料の未燃排出低減が必要であることが明らかとなった。そこで、EGR ガスへ噴射する燃料量の比率が 0.1，EGR ガスの分流割合が 0.1 の条件を対象に，エンジン筒内へ噴射する燃料の噴射パラメータを適正化し，高効率化の可能性を検討した。ここでは，燃料噴射回数を 3 回から 2 回に変更し，エンジン筒内へ噴射する燃料も一部予混合化を図るため，パイロット噴射は熱発生が生じない範囲の噴射量で早期噴射し，メイン噴射による上死点近傍での活発な燃焼を狙った。適正化した燃料噴射パラメータを表 2.6 に示す。

Table 2.6 Fuel injection parameters for high thermal efficiency
(Fuel injection ratio: 0.1, EGR dividing ratio: 0.1)

	Inj. timing deg.ATDC	Inj. quantity mg/(cyc. · cyl.)
Pilot	-40	1.4
Pre	w/o	w/o
Main	-5.5	34.6

適正化した燃料噴射パラメータにおける筒内圧力と熱発生率の履歴を図 2.15 に、エンジン筒内における soot の質量履歴を図 2.16 に、IMEP と総合効率、最大圧力上昇率、排出ガス特性を図 2.17 に示す。それぞれにおいて、燃料噴射パラメータを変更する前の条件および燃料改質を行っていない基準条件の計算結果と比較した。

燃料改質によって生成された改質燃料を導入するエンジン燃焼では、上死点近傍における燃焼を促進することで、燃料改質を行っていない基準条件を超える高い IMEP が得られ、総合効率は 1.3%point 向上する結果となった。また、改質燃料に多く含まれる soot や H₂ に着目すると、燃料噴射パラメータを適正化した条件では基準条件と同程度の排出量を示しており、改質燃料の導入による未燃排出増加が抑制されている。特に soot は上死点近傍における活発な燃焼により酸化が促進されて未燃排出は減少する様子を図 2.16 の質量履歴で確認することが出来る。改質燃料の未燃排出低減は、高い IMEP が得られた要因の一つであると言える。しかしながら、上死点近傍での活発な燃焼は、最大圧力上昇率や NO_x 排出量の増加を招いており、高効率化との両立が課題となる。

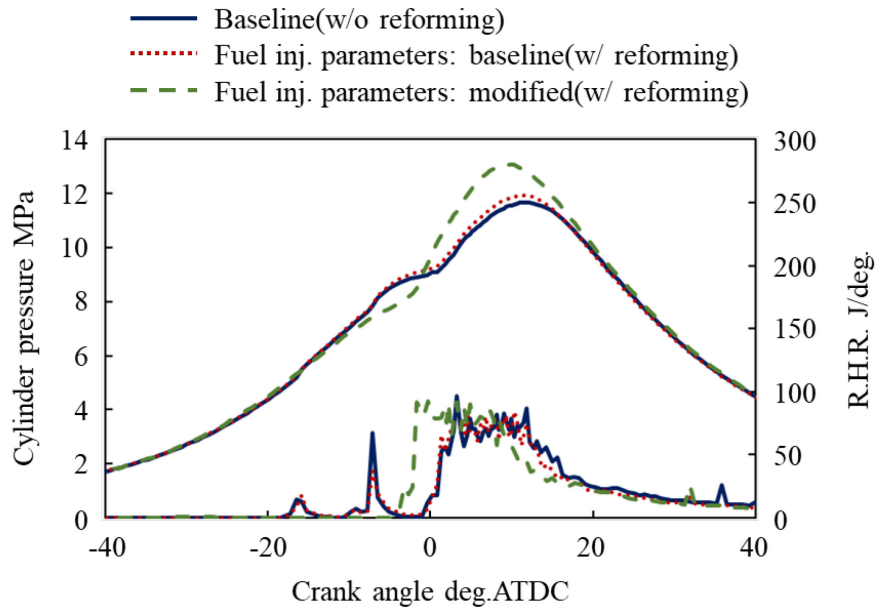


Fig.2.15 Predicted cylinder pressure and R.H.R. histories for the case with modified fuel injection parameters
 (Engine speed: 2250 rpm, IMEP (Baseline, w/o reforming): 1410 kPa, Fuel injection ratio: 0.1, EGR dividing ratio: 0.1)

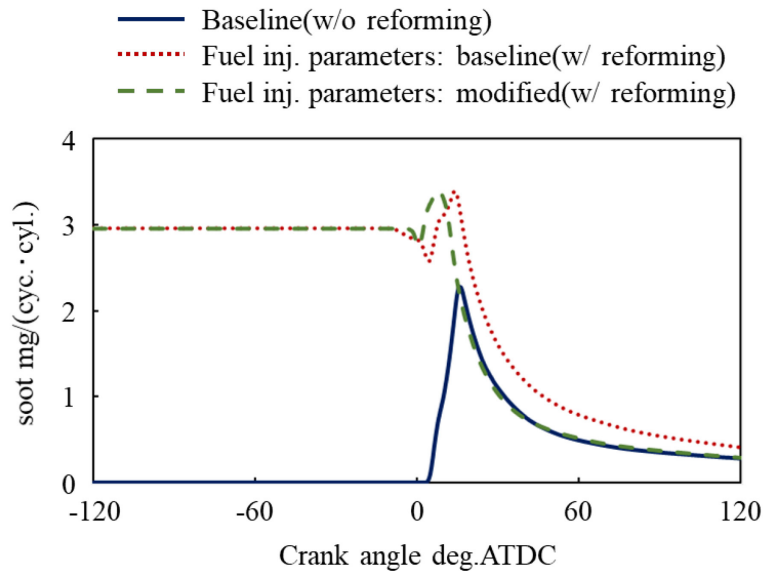


Fig.2.16 Predicted in-cylinder soot histories for the case with modified fuel injection parameters
 (Engine speed: 2250 rpm, IMEP (Baseline, w/o reforming): 1410 kPa, Fuel injection ratio: 0.1, EGR dividing ratio: 0.1)

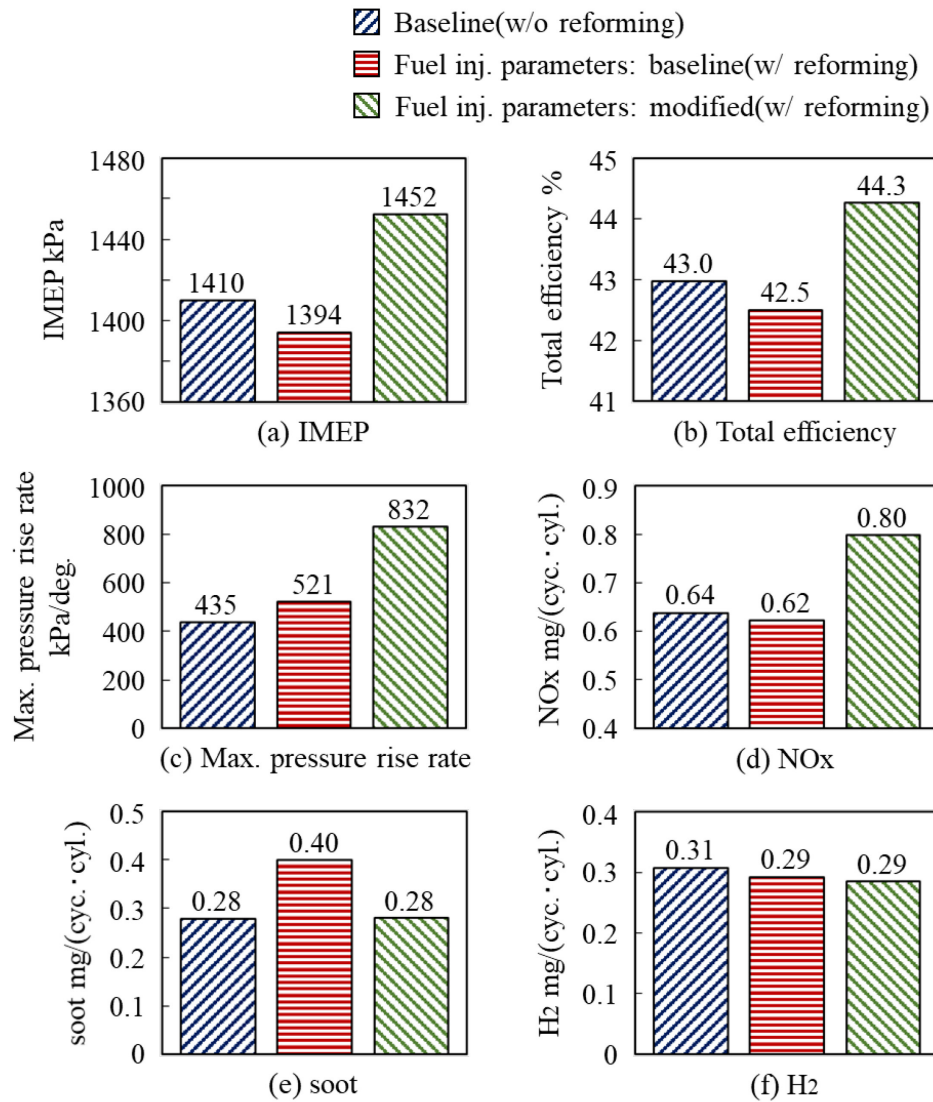


Fig.2.17 Predicted IMEP, total efficiency, max. pressure rise rate, and exhaust emissions for the case with modified fuel injection parameters (Engine speed: 2250 rpm, IMEP (Baseline, w/o reforming): 1410 kPa, Fuel injection ratio: 0.1, EGR dividing ratio: 0.1)

2.6 まとめ

乗用車用ディーゼルエンジンに EGR ガスを利用した燃料改質システムの適用を想定した数値シミュレーションを行い、燃料改質を適用した圧縮着火エンジンの成立可能性や高効率化を実現するための要件を検討した結果、以下の知見を得た。

- (1) ディーゼルエンジンの EGR ガスは O_2 を含むため、燃料改質に供給する燃料量が少ない条件では燃料が O_2 と反応して燃焼し、排気エネルギーを利用した化学的な排熱回収に至らない。燃料改質に供給する燃料量が基準とした実機試験の燃料噴射量以下となる現実的な条件下で増熱率を向上させるためには EGR ガスを分流し、改質器へ流入する EGR ガス量を低下させる手法が有効である。
- (2) 燃料改質に供給する燃料量が多いほど、過濃な混合気となるため soot が多く生成され、実用上の課題となりうる。また、高い増熱率を得るためには高温な EGR ガスを必要とする。それらの課題に対しては、改質器へ燃料供給した後、soot の生成量が少ない段階で反応を停止させるとともに発熱反応である水性ガスシフト反応を抑制することで、soot の生成抑制と増熱率の向上を両立する可能性がある。今後、soot の生成抑制と高い増熱率を可能にする改質触媒や新技術の研究開発が求められる。
- (3) Soot を大量に含む改質燃料をエンジンに導入した場合、エンジン燃焼において soot を酸化しきれず、未燃排出が増加して効率の低下を招く。そのため、高効率化を実現する上で燃料改質における soot の生成抑制が必要である。
- (4) 改質燃料を導入したエンジン燃焼において、エンジン筒内へ噴射する燃料の噴射パラメータを適正化し、上死点近傍で活発な燃焼をさせることで、改質燃料の未燃排出が低減し、改質器を含めたエンジンシステム全体の総合効率は燃料改質を行っていない基準条件に対して 1.3%point 向上する。しかし、燃焼の活発化による最大圧力上昇率の増大や燃焼温度の上昇による NO_x 排出量の増加が課題となる。

第 3 章

改質燃料中の CO 成分が予混合圧縮着火燃焼 に及ぼす影響

3.1 まえがき

排気エネルギーを利用して軽油を改質した場合、生成される可燃性ガスは主に H_2 や CO 、 CH_4 であることが第 2 章の計算結果や先行研究を通じて確認されている。また、第 2 章では燃料改質における soot の生成抑制と増熱率の向上を両立する方策を検討したが、その方策が実現された場合、改質燃料に含まれる主な可燃成分は H_2 と CO になることが示唆された。これまでに取り組まれたエンジン燃焼の研究において、 H_2 と軽油もしくは CH_4 と軽油を燃料として圧縮着火燃焼に適用した報告は多く見られるが、 CO に着目した研究例は少なく、 CO が軽油の圧縮着火燃焼に与える影響は明らかになっていない。

そこで、本章では着火に至る過程が化学反応に依存し、燃料の自着火特性が大きく影響する予混合圧縮着火燃焼に CO と軽油を燃料として適用した実機試験と数値計算を行う。具体的には、まず CO と軽油の二元燃料による予混合圧縮着火燃焼のエンジン実験を実施して CO 導入時の燃焼特性を明らかにする。そして、エンジン実験で得られた知見をもとに三次元エンジン燃焼シミュレーションを行い、予混合圧縮着火燃焼の特徴である低い NO_x 排出特性を損なうことなく、本研究の目的である高効率化を実現するための要件を検討する。

3.2 実験装置および実験方法

3.2.1 実験装置

本章の実機試験で使用したエンジンの諸元を表 3.1 に、実験装置の概略図を図 3.1 に示す。供試エンジンは排気量 0.51 L の試験用単気筒ディーゼルエンジン (AVL: SCRE5402) であり、外部過給システムや低圧 EGR システム、可変バルブ機構を備えている。モータ駆動の機械式過給器 (IHI: S76AA1) を使用する本実験においては排気管途中に設置したバルブを調整し、排気圧力を吸気圧力と等しくすることでターボ過給を模擬している。また、可変バルブ機構ではカムによるバルブ動作に加えて、4 つのバルブをそれぞれ任意の時期に任意のリフト量で追加的に動作させることが可能であり、実機試験において有効圧縮比を変更する際に使用した。燃料供給に関して、気体燃料である CO はマスフローコントローラ (堀場エステック: SEC-Z552MGXC) を用いて流量を制御した上でサージタンク前の吸気管に供給し、軽油はコモンレール式燃料噴射システム (BOSCH: CP3) によりエンジン筒内へ直接噴射した。なお、軽油の燃料消費量はマスビューレット式流量検出器 (小野測器: FX-202P) で測定した。また、吸入空気量の測定には層流形空気流量計 (司測研: LFE-25B, P7D) を使用した。そして、燃焼解析に必要な筒内圧力はピエゾ式圧力センサ (AVL: GM12D) を用いて計測した。各排出ガス成分の計測には排出ガス分析計 (堀場製作所: MEXA-1600DEGR) を使用し、soot の排出特性はスモークメータ (司測研: GSM-10) を用いてスモーク汚染度を計測した。

Table 3.1 Engine specifications

Engine type	Single cylinder 4-stroke diesel engine
Total displacement L	0.5107
Bore × Stroke mm	85 × 90
Compression ratio	18.5
Swirl ratio	1.86
Number of valves	4 (Intake: 2, Exhaust: 2)
Valve train type	Double over head camshaft with variable valve mechanism
Fuel injection system	Direct injection with common rail
Air intake system	Supercharger and intercooler
EGR system	Cooled EGR

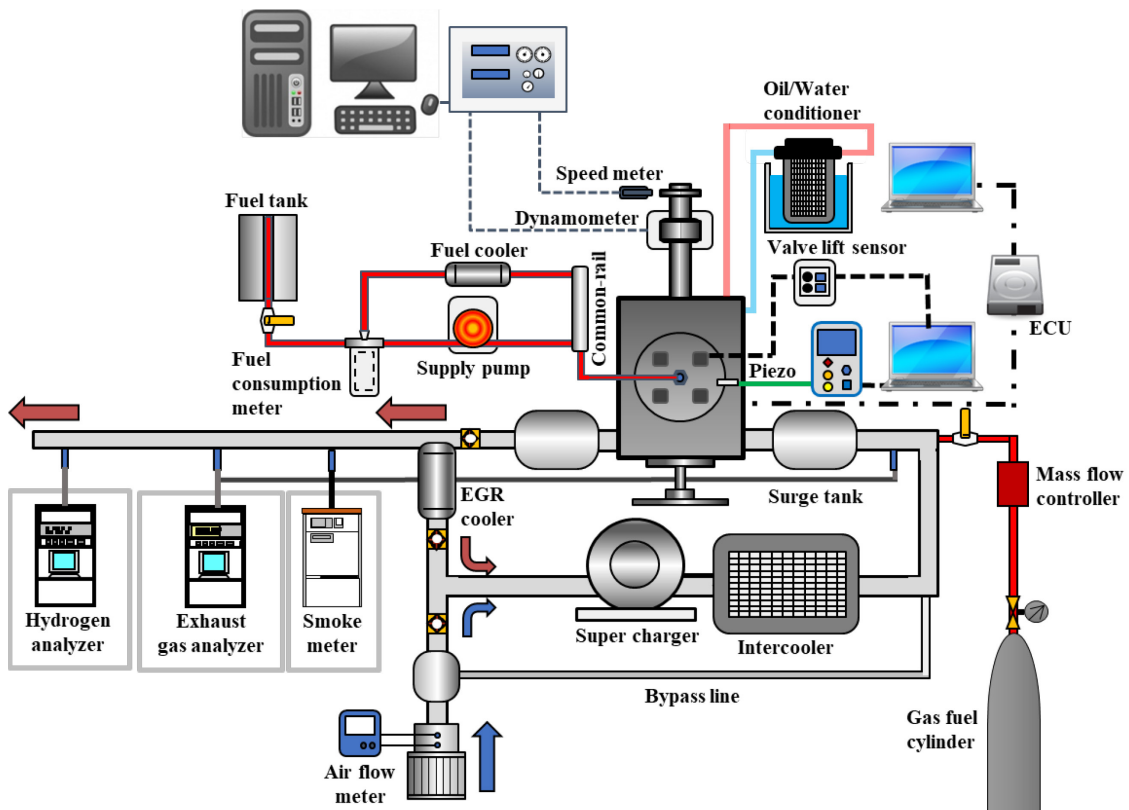


Fig.3.1 Schematic representation of the experimental setup

3.2.2 実験方法および実験条件

都市走行において使用頻度の高いエンジン回転数 1500 rpm の低負荷を評価対象とした。実験条件の一覧を表 3.2 に示す。CO と軽油の二元燃料を適用した予混合圧縮着火燃焼の基本特性試験では、はじめに CO の供給割合を変化させ、燃焼特性に及ぼす影響を評価した。次に、CO の導入は燃焼位相を変化させるため、EGR 率や有効圧縮比を変更し、軽油のみの基準条件と同一の燃焼重心とした上で燃焼特性を比較した。全ての試験において、CO と軽油の供給熱量の和である総供給熱量が一定となるように、軽油の噴射量は CO の供給割合に応じて調整している。CO の燃料としての性質⁽¹⁵⁴⁾は表 3.3 に示す通りであり、軽油に関してはセタン価 58 の JIS2 号軽油を使用した。また、CO は含酸素燃料であることから、表 3.2 には燃料 (軽油および CO) 中の酸素含有割合 (質量割合) も合わせて記載している。そして、本実験では有効圧縮比を 12.5 から 14.5 の範囲で変更しており、有効圧縮比を 12.5, 14.5, 17.8 に設定した際のバルブリフトカーブを比較して図 3.2 に示す。図中の青線は有効圧縮比が 17.8 となる可変バルブ機構を使用しない基準のバルブリフトカーブであり、赤線と緑線は可変バルブ機構を使用して有効圧縮比をそれぞれ 14.5, 12.5 とした際のバルブリフトカーブを示している。なお、気体燃料の未燃排出に影響する吸気温度に関しては全ての試験で吸気加熱を実施せず、吸気管内の温度を 32°C とした。

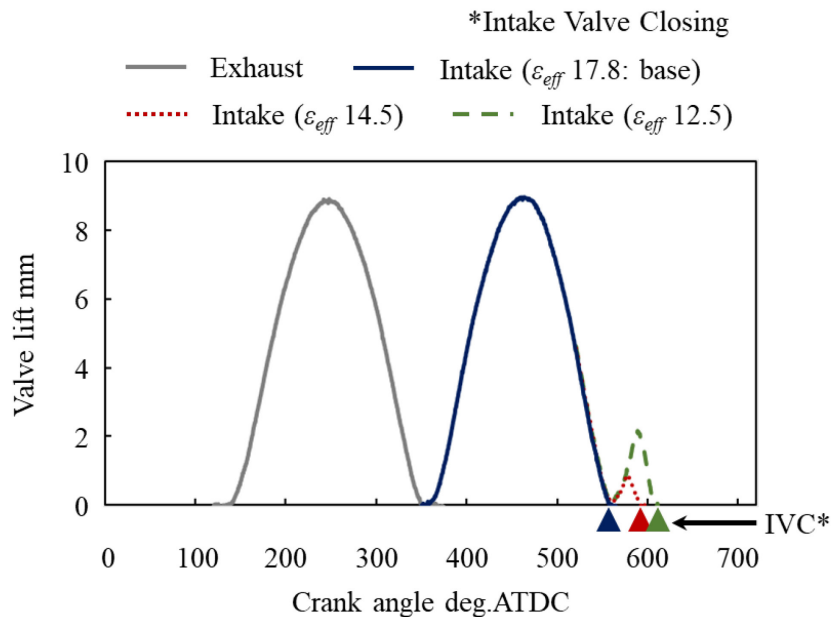


Fig.3.2 Valve lift curves for various effective compression ratios (ϵ_{eff})

Table 3.2 Experimental conditions

Engine speed rpm		1500
Boost pressure kPa.gage		4
Intake temperature °C		32
EGR ratio %		54 ^{*1, 3}
		54~39 (CO 0~80%) ^{*2}
Intake O ₂ vol.%		12.7~13.4 (CO 0~80%) ^{*1}
		12.7~16.8 (CO 0~80%) ^{*2}
		12.7~14.3 (CO 0~60%) ^{*3}
Total input energy J/cycle		450
Light gas oil	Number of injections	1
	Injection pressure MPa	85
	Injection timing ^{*4} deg.ATDC	-15
Input energy ratio of CO %		0~80
Oxygen content of fuels mass%		0~54.0 (CO 0~80%)
Excess air ratio		1.5~1.7 (CO 0~80%) ^{*1}
		1.5~2.2 (CO 0~80%) ^{*2}
		1.5~1.9 (CO 0~60%) ^{*3}
Effective compression ratio		12.5 ^{*1, 2}
		12.5~14.5 (CO 0~60%) ^{*3}

^{*1} Engine tests for investigating basic characteristics

^{*2} Engine tests under constant CA50 (constant effective compression ratio)

^{*3} Engine tests under constant CA50 (constant EGR ratio)

^{*4} Indicated value

Table 3.3 CO properties ⁽¹⁵⁴⁾

Lower heating value MJ/m ³	11.579
Specific gravity (25°C, Air=1.0)	0.9666
Wobbe index (25°C) MJ/m ³	11.78
Combustion potential	61.0

3.3 三次元エンジン燃焼シミュレーションの計算方法および計算条件

前章と同様に、汎用数値熱流体計算コード⁽¹³⁷⁾をベースに各種変更を加えたものを使用した。詳細については2.2.2項を参照されたい。そして、本計算では図3.3に示すセクターメッシュを計算格子に使用した。その格子数は下死点（BDC）で13824、上死点（TDC）で5120である。

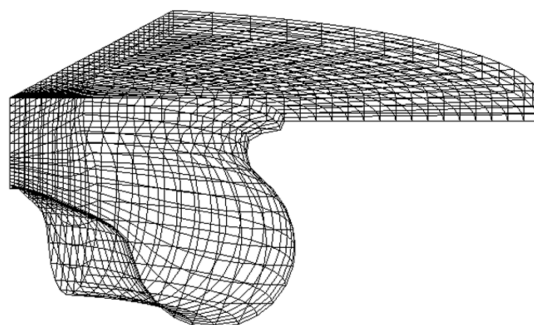


Fig.3.3 Overview of computational grid (5120 cells at TDC, 13824 cells at BDC)

COを導入したディーゼル予混合圧縮着火燃焼で高効率化を実現する要件を検討するため、COの供給割合が20%の条件を対象に三次元エンジン燃焼シミュレーションを行った。その計算条件を表3.4に示す。条件の選定理由に関しては3.5節で詳細を述べるが、実機試験で得られた知見をもとに本計算では有効圧縮比とEGR率を変更した。また、比較対象として、ここでは軽油のみの基準条件においても計算を実施した。なお、軽油の噴射パラメータやEGRガスを含む初期ガス組成は実機試験データを参考に設定し、軽油の噴射回数や噴射圧力、噴射時期に関しては条件によらず一定とした。

Table 3.4 Calculation conditions

Engine speed rpm		1500
EGR ratio %		54, 58.5
Total input energy J/cycle		450
Light gas oil	Number of injections	1
	Injection pressure MPa	85
	Injection timing deg.ATDC	-12
Input energy ratio of CO %		0, 20
Effective compression ratio		12.5, 17.8

3.4 COと軽油の二元燃料を適用した予混合圧縮着火燃焼の基本特性試験

本節では予混合CO成分が軽油の圧縮着火燃焼に及ぼす影響を明らかにするため、単気筒エンジンにおいて実機試験を実施した。

はじめに、COの供給割合を変化させ、COと軽油の二元燃料を適用した予混合圧縮着火燃焼の基本特性を調査した。ここでは、COと軽油の供給熱量の和である総供給熱量を軽油のみの基準条件と同一とし、COの供給割合を総供給熱量の0から80%の範囲で変化させた。その際、過給圧力およびEGR率、有効圧縮比に加え軽油の噴射回数や噴射圧力、噴射時期は軽油のみの基準条件と同一とした。

COの供給割合を変化させた際の筒内圧力と熱発生率の履歴を図3.4に、筒内平均温度の履歴を図3.5に示す。COの供給割合増加に伴って、最大筒内圧力は低下し、緩慢な燃焼になることが分かる。また、上死点近傍の熱発生率を拡大した図3.6より、COの供給割合が高いほど、低温酸化反応による熱発生量が減少し、熱炎反応の開始がわずかに遅れる傾向が認められる。これはCOの供給割合増加に伴って、軽油の噴射量が減少し、軽油に起因する低温酸化反応の熱発生量が減少することが主な要因として挙げられる。他の要因として、低温酸化反応に寄与するOHラジカルを消費する反応がCOにはあり、ノルマルヘプタンの低温酸化反応を抑制する報告例⁽¹⁵⁵⁾があることから、その影響も考えられる。そこで、汎用化学反応解析ソフト⁽¹⁵⁰⁾を用いて詳細化学反応計算を実施し、式(3.1)に示すCOとOHラジカルの反応による影響を確認した。



計算条件は圧力一定(2 MPa)とし、初期温度を600 Kに設定した。また、初期ガス組成に関してはEGRを考慮せず新気にノルマルヘプタンとCOを燃料として加えた組成とした。COの供給割合が0%、20%、40%における熱発生率の履歴を図3.7に示す。また、低温酸化反応中のOHラジカルに関するモル分率の履歴を図3.8に、COとOHラジカルの反応におけるCOの生成速度(負の値の場合は消費)履歴を図3.9に示す。COの供給割合が0%の条件においても、ノルマルヘプタンに起因するCO生成があるため、低温酸化反応中にCOとOHラジカルの反応が生じており、その反応によるCOの消費が見られる。次に、COの供給割合が20%の条件に着目すると、COとOHラジカルの反応におけるCOの消費速度のピーク値はCOの供給割合が0%の条件よりも高くなる結果を示している。COの

供給割合が20%の条件ではノルマルヘプタンの供給割合が低くなり、ノルマルヘプタン起因のCO生成は減少するが、燃料としてCOが多く供給されることで反応を促進したと考えられる。そして、COの供給割合が40%の条件ではCOとOHラジカルの反応におけるCOの消費速度のピーク値が再び低くなる。COの供給割合が40%になると、COは大量に供給される一方、ノルマルヘプタンに起因して生成されるOHラジカルが減少するため、COとOHラジカルの反応におけるCOの消費速度は低下したと推測される。なお、COの供給割合が40%以上の条件では供給割合の増加に伴って、COとOHラジカルの反応におけるCOの消費速度は低下する傾向が確認された。上述の計算結果から、COの供給割合が低い条件では軽油噴射量の減少に加えて、COによるOHラジカルの消費も低温酸化反応抑制の要因となりうることが示唆され、また、COの供給割合が高い条件においては、COによるOHラジカルの消費が低温酸化反応に及ぼす影響は小さくなり、軽油噴射量の減少が低温酸化反応抑制の主要因になると考えられる。

以上より、COは着火性の低い燃料であることが確認されるとともに、軽油の自着火を抑制する効果を有している可能性が示唆された。

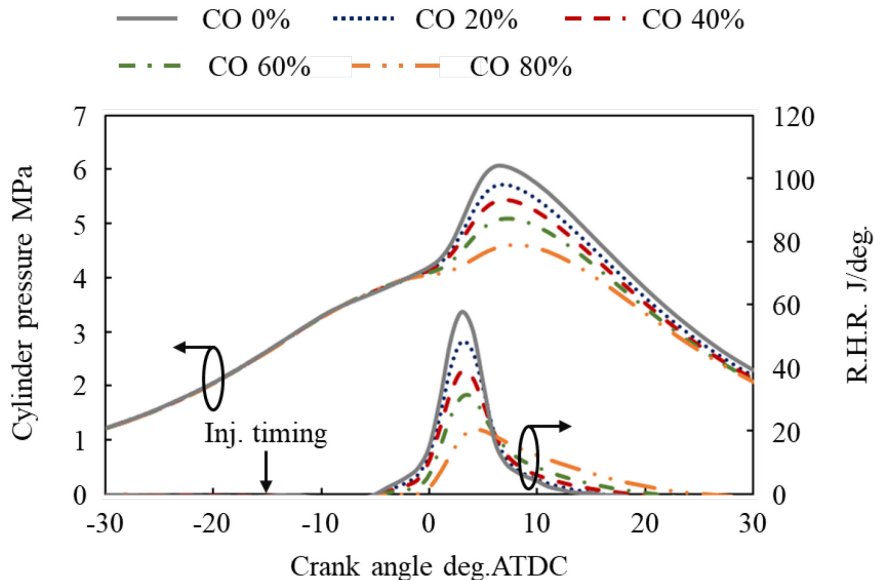


Fig.3.4 Cylinder pressure and R.H.R. histories over a CO ratio sweep
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle,
EGR ratio: 54%, Effective compression ratio: 12.5)

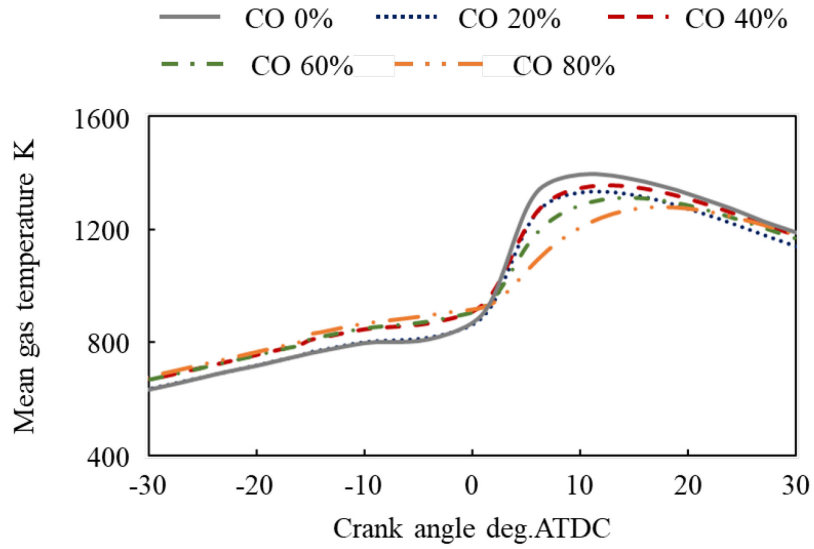


Fig.3.5 Mean gas temperature histories over a CO ratio sweep
 (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle,
 EGR ratio: 54%, Effective compression ratio: 12.5)

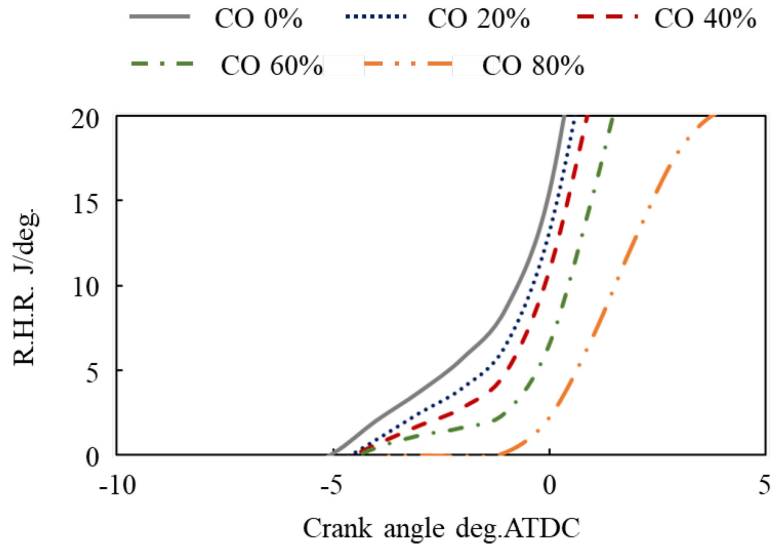


Fig.3.6 R.H.R. histories around TDC over a CO ratio sweep
 (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle,
 EGR ratio: 54%, Effective compression ratio: 12.5)

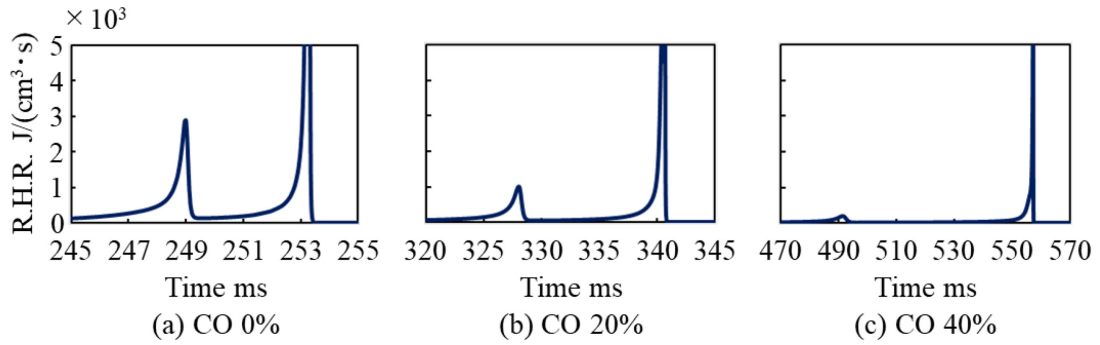


Fig.3.7 Comparison of R.H.R. histories (calculation results)
 (Pressure(constant): 2 MPa, Initial temperature: 600 K)

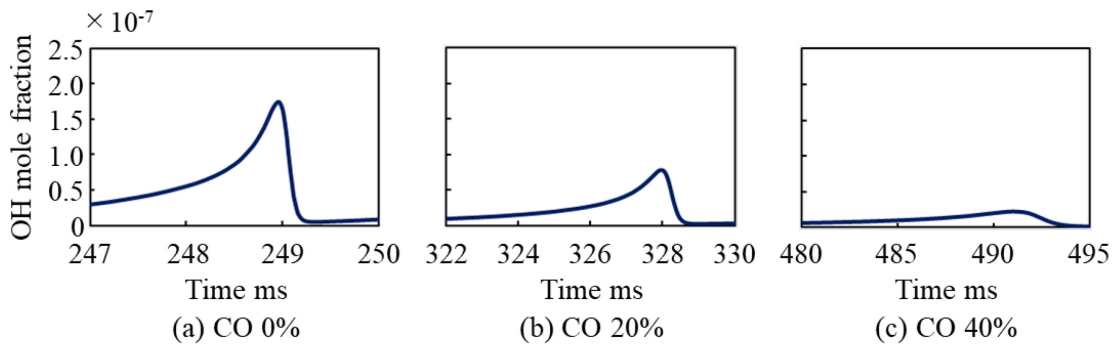


Fig.3.8 Comparison of OH mole fraction histories (calculation results)
 (Pressure(constant): 2 MPa, Initial temperature: 600 K)

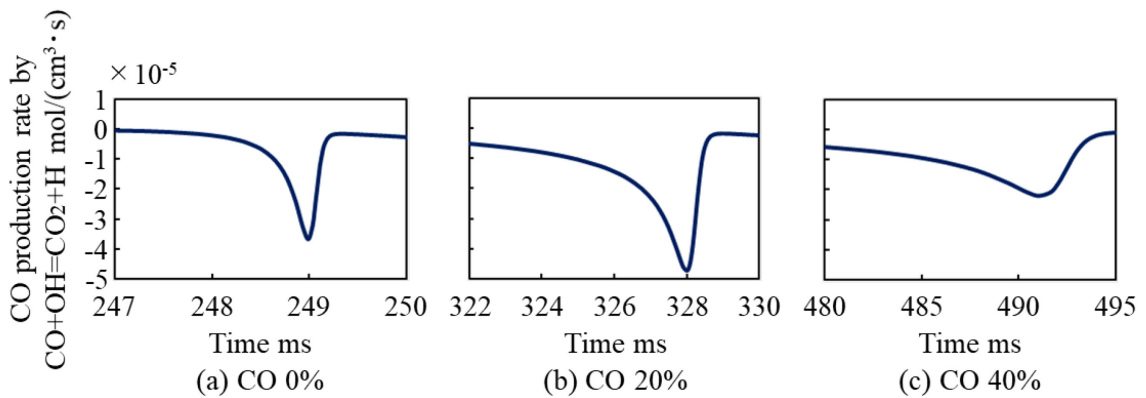


Fig.3.9 Comparison of CO production rate by $\text{CO}+\text{OH}=\text{CO}_2+\text{H}$ (calculation results)
 (Pressure(constant): 2 MPa, Initial temperature: 600 K)

COの供給割合がIMEP(グロス), 図示熱効率, 最大圧力上昇率, 燃焼重心位置(CA50), 等容度, 吸入空気量, 気体燃料の当量比, 排出ガス特性に及ぼす影響を図3.10に示す. なお, 等容度に関しては, 見かけの熱発生の積算値を系に供給した熱量とみなして等容度を算出している. 図3.10より, COの供給割合増加に伴う燃焼の緩慢化は最大圧力上昇率の低下からも見て取れる. さらに, 緩慢な燃焼となることで燃焼期間が長期化し, 燃焼重心位置の遅角化や等容度の低下につながっている. また, COの供給割合が高くなるにつれてIMEPや図示熱効率は低下しており, 等容度の低下がその一因であると言える. ここで, 排出ガス特性に着目すると, COの供給により緩慢な燃焼となり燃焼温度が低下するため, NO_xは若干の減少傾向が見られる. また, スモークに関して, 本エンジン実験では気体燃料であるCOを吸気管に導入しているため, その供給量の増加は吸入空気量の減少につながり, スモーク悪化の可能性も考えられたが, 気体燃料の供給に伴う軽油噴射量の減少に加え, COは含酸素燃料であることや予混合燃料割合の増加によって局所過濃領域が減少する影響が大きく, スモークは減少傾向を示し, COの供給割合が40%を超えると検出レベル以下であった. 含酸素燃料使用時のスモーク特性に関して, 小川らは含酸素物質の種類によらず, 燃料中の酸素含有割合が38 mass%以上の場合, 理論空燃比条件であっても完全無煙となることを報告している⁽¹⁵⁶⁾. 本実験において燃料中の酸素含有割合が38 mass%を超えるCOの供給割合は31.8%以上であり, COの供給割合が40%を超えるとスモークは検出レベル以下であったことから, 小川らの報告と同様の傾向であり, COを燃料に用いた場合であっても小川らが示した指標を適用可能であるといえる. そして, CO排出については, 今回の実験における気体燃料の当量比は最大でも0.4と非常に希薄であることに加え, 緩慢な燃焼となることで燃焼室内の広い領域でCOを酸化させるために必要な温度に至らず, 未燃のCOが多量に排出される結果となった. なお, COの供給割合が20%の条件において計測されたCO排出量は燃料として供給したCOの約30%に相当する量であった. このようなCOの排出増加は燃焼効率の低下を意味しており, 図示熱効率が悪化した要因と考えられる. そこで, CO成分に関する未燃損失と等容度の低下による図示熱効率の損失を比較して図3.11に示す. 等容度の低下による図示熱効率の損失に関しては, 図示熱効率を等容度で除した値を熱供給が上死点のみで行われた場合の熱効率とみなし, その熱効率から実際の図示熱効率を減じた値を図示熱効率の損失とした. 図3.11より, CO供給時の図示熱効率に対しては等容度の低下に比べて, COの未燃排出増加の影響が大きいことが分かる. つまり, 図示熱効率悪化の主な要因は気体燃料として供給したCOの未燃排出であると言える.

以上の結果から、COと軽油の二元燃料による予混合圧縮着火燃焼ではCOの供給割合増加に伴って燃焼位相は遅角化することが明らかとなった。この特性を活用し、運転条件に応じてCOの供給割合を適正化することで燃焼位相の制御が可能となり、予混合圧縮着火燃焼の課題とされる運転領域の拡大につながる可能性がある。しかし、COの未燃排出増加に伴う図示熱効率の悪化が課題であり、未燃排出の低減が求められる。また、排出ガス規制の観点から、有害なCOは酸化触媒(DOC: diesel oxidation catalyst)での浄化が必須となる。DOCにおけるCOの浄化反応は発熱反応であることから、DOCの後段に配置される排気後処理触媒の浄化率向上が見込まれるだけでなく、熱電素子を設置した場合には排気エネルギーの回収により、エンジンシステム全体での効率が向上する可能性もある。

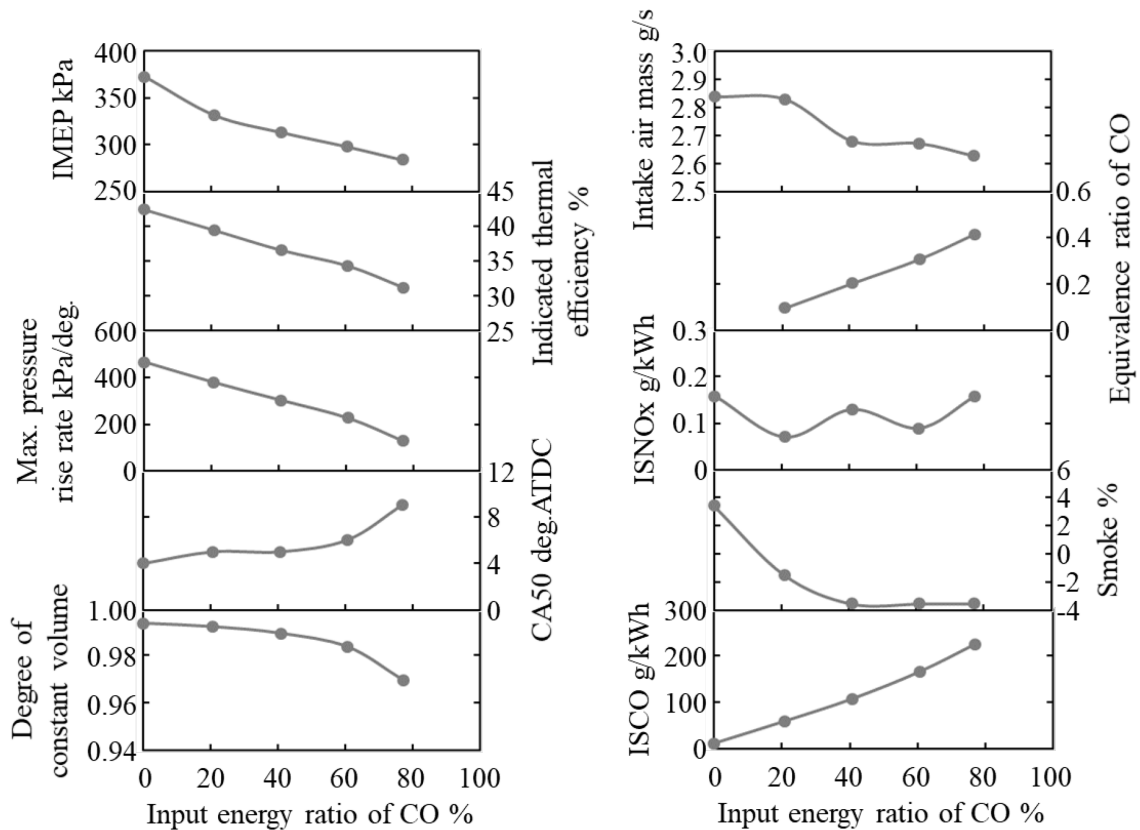


Fig.3.10 Engine performance, combustion characteristics, and exhaust emissions over a CO ratio sweep (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle, EGR ratio: 54%, Effective compression ratio: 12.5)

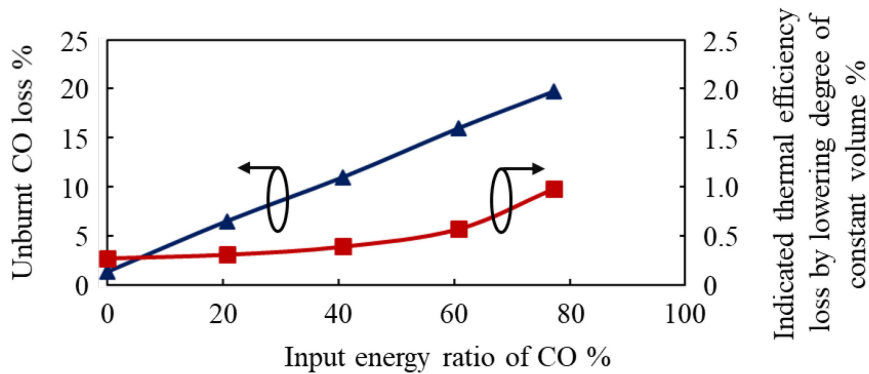


Fig.3.11 Unburnt CO loss and indicated thermal efficiency loss by lowering degree of constant volume (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle, EGR ratio: 54%, Effective compression ratio: 12.5)

上述の基本特性試験では CO の供給割合増加に伴って、燃焼重心位置は遅角化する傾向が認められた。そこで、CO の供給割合を変化させると同時に、EGR 率と有効圧縮比をそれぞれ個別に変更し、燃焼重心位置を軽油のみの基準条件と同一とした場合の燃焼特性を比較した。その際、過給圧力に加えて軽油の噴射回数や噴射圧力、噴射時期は軽油のみの基準条件と同一とした。

EGR 率のみを変更し燃焼重心位置を基準条件と同一とした際に、それぞれの CO 供給割合において設定した EGR 率を表 3.5 に、また、有効圧縮比のみを変更した際に各 CO 供給割合において設定した有効圧縮比を表 3.6 に示す。なお、CO の供給割合が 80% の条件では有効圧縮比を最も高めた場合であっても、基準条件と同一の燃焼重心位置が実現しなかったため、結果は記載していない。表 3.5 と表 3.6 より、CO を導入することで同一の燃焼重心位置を基準条件よりも低い EGR 率や高い有効圧縮比で実現可能であることが分かる。

Table 3.5 EGR ratio of various CO ratio under constant CA50
(Effective compression ratio: 12.5)

Input energy ratio of CO %	EGR ratio %
0	54
20	50
40	49
60	47
80	39

Table 3.6 Effective compression ratio of various CO ratio
under constant CA50 (EGR ratio: 54%)

Input energy ratio of CO %	Effective compression ratio
0	12.5
20	12.8
40	13.1
60	14.5
80	-

燃焼重心位置を一定に保ちながら CO の供給割合を変更した際の図示熱効率、等容度、吸入空気量、排出ガス特性を図 3.12 に示す。CO の供給割合増加に伴って図示熱効率は低下し、CO 排出は大幅に増加する傾向を示しており、上述の基本特性試験と大きな差異は見られない。燃焼重心位置を同一にすることで、等容度は軽油のみの基準条件と概ね同等の値を示していることから、図示熱効率低下の主な要因が未燃 CO の多量排出であることが分かる。ここで、同一の CO 供給割合に着目すると、有効圧縮比を高めた際の図示熱効率は EGR を減量した際の効率に比べて、高い値を示している。また、未燃 CO の排出もわずかに減少していることから、有効圧縮比を高めたほうが活発な燃焼になっているものと推察される。つまり、気体燃料の未燃排出に起因した熱効率低下の改善には有効圧縮比を高めることが効果的な手段の一つであると言える。しかしながら、着火性の低い気体燃料の導入は着火時

期を遅角化する一方、有効圧縮比を高めることは着火時期の進角を意味する。そのため、予混合圧縮着火燃焼の領域を高負荷側へ拡大する目的で気体燃料を導入する場合、気体燃料の未燃排出を低減するために有効圧縮比を高める手段の適用は難しく、気体燃料を筒内に直接噴射し濃度分布を成層化するなどの異なる手段を検討する必要がある。

次に、NO_xとスモークの排出特性に着目する。NO_xに関して、上述の基本特性試験ではCOの導入によって緩慢な燃焼となり、燃焼温度が低下するため減少傾向を示していたが、燃焼重心位置を軽油のみの基準条件と同一にしたことで燃焼重心位置が進角し、基準条件と同等レベルの排出となっている。ただし、COの供給割合が80%の条件では燃焼重心位置を大きく進角させる必要があり、大幅に低いEGR率となるため、NO_xは増加する結果となった。また、スモークは基本特性試験と同様、COの供給割合増加に伴い減少しているが、同一のCO供給割合においては、有効圧縮比を高めた条件のほうが高い値を示していることが分かる。EGR率を変更した場合と有効圧縮比を変更した場合の吸入空気量に差異はなく、さらにCOの供給割合が20%の条件における筒内圧力と熱発生率の履歴を比較した図3.13より着火遅れ期間に違いは見られないことから、有効圧縮比の変更により筒内流動が変化し、混合気の濃度分布に違いが生じた結果、スモークの増加につながったものと推察される。

以上の結果より、着火性の低いCOを燃料に導入することで、同一の燃焼重心位置を低いEGR率や高い圧縮比で実現可能であることが示され、予混合圧縮着火燃焼を実現するためにこれまで取り組まれてきた大量EGRや低圧縮比化に代わる手法となりうる。これは高効率化を実現する上で必要な理論熱効率の向上につながる。しかしながら、気体燃料の未燃排出に起因した図示熱効率の悪化が本条件においても主な課題として挙げられた。

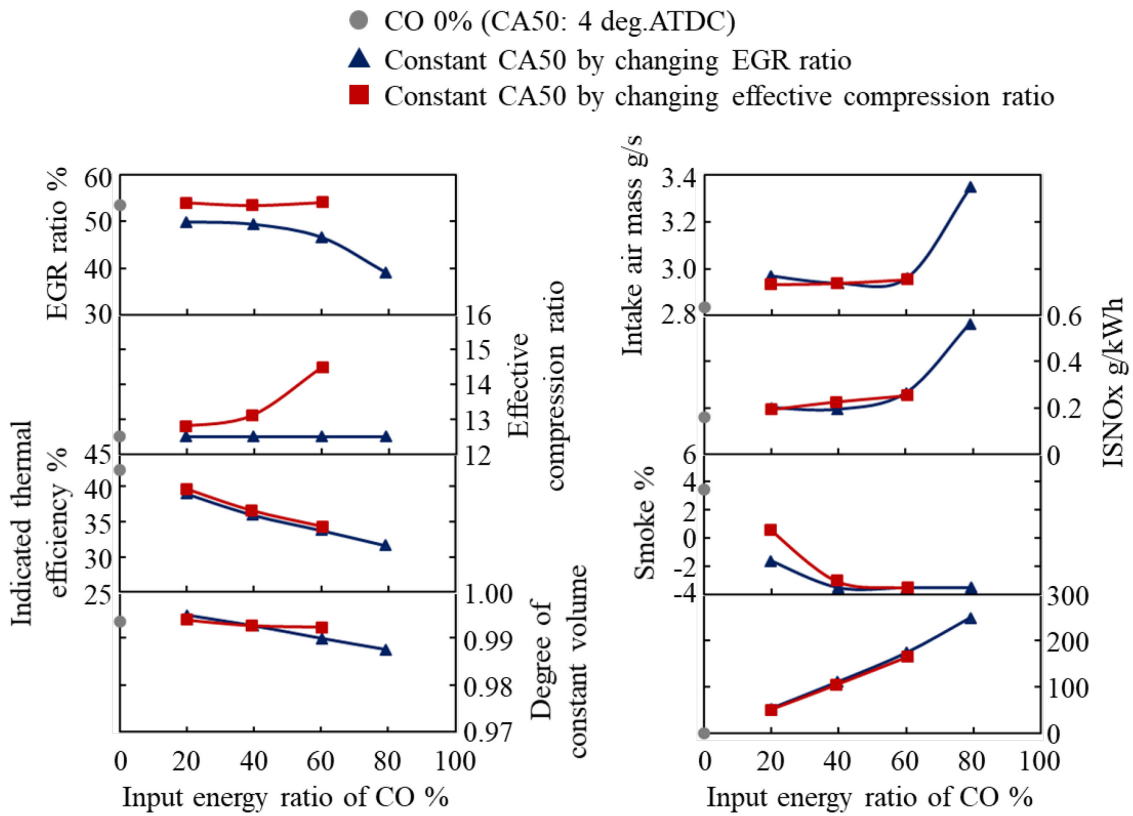


Fig.3.12 EGR ratio, effective compression ratio, engine performance, combustion characteristics, and exhaust emissions under constant CA50 (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

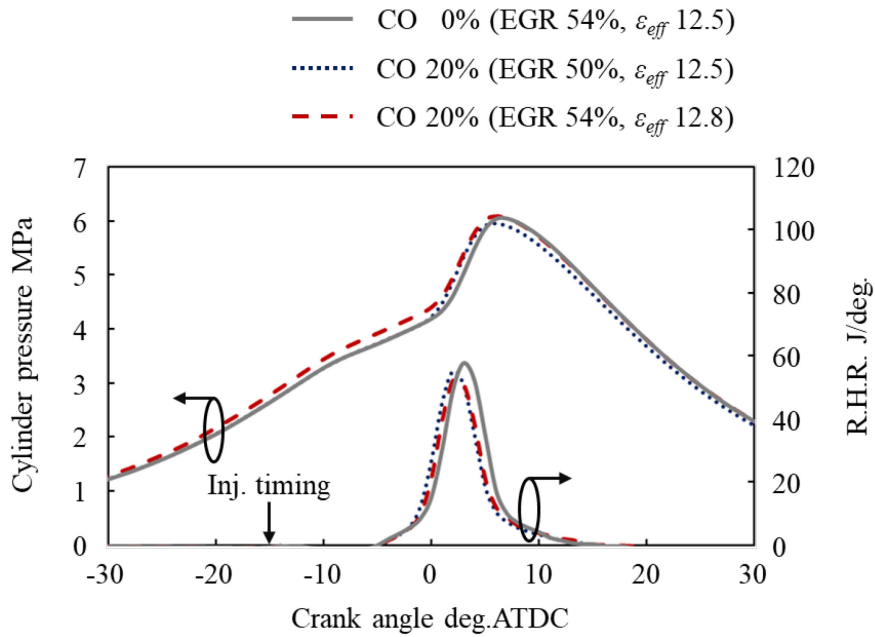


Fig.3.13 Cylinder pressure and R.H.R. histories under constant CA50 (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

3.5 COを導入したディーゼル予混合圧縮着火燃焼の高効率化に向けた数値解析

3.4節の実機試験結果から、COと軽油の二元燃料を適用した予混合圧縮着火燃焼の主な課題は、未燃COの多量排出による熱効率の低下であることが明らかとなった。そこで、本節においては予混合圧縮着火燃焼の特徴である低いNO_x排出特性を損なうことなく、未燃のCO排出を低減し高効率化を実現する要件を検討するため、三次元エンジン燃焼シミュレーションを実施した。

気体燃料の未燃排出に影響する因子として、軽油の燃料噴射（噴射時期、噴射圧力、噴射回数）、吸気（吸気圧力、吸気温度、空気過剰率、EGR率）、圧縮比、燃焼室形状が挙げられるが、本節では実機試験で得られた知見をもとに有効圧縮比とEGR率の変更を行った。ここではCOの供給割合が20%の条件を対象とし、表3.7に示す条件でシミュレーションを実施した。条件1は軽油のみの基準条件であり、条件2は条件1からCOの供給割合のみを変更し、COを20%供給した条件である。そして、3.4節の実験結果では有効圧縮比を高めた際に未燃のCO排出がわずかに減少し、図示熱効率に改善が見られたことから、条件3はCOを20%供給するとともに有効圧縮比を大幅に高めた条件とした。解析の対象としたエンジンにおいて設定可能な有効圧縮比の最大値は17.8であることから、条件3では有効圧縮比を17.8に設定した。条件3のように有効圧縮比を高めた場合、着火時期の早期化やNO_xの増加につながるが、3.4節の実験結果ではCOの供給によりスモークが軽油のみの基準条件よりも減少したことを考慮し、条件3からEGR量を増加させて着火時期を基準条件に合わせた条件を条件4とした。

Table 3.7 Calculation conditions

Case No.	1	2	3	4
Input energy ratio of CO %	0	20	20	20
Effective compression ratio	12.5	12.5	17.8	17.8
EGR ratio %	54	54	54	58.5
Excess air ratio	1.4	1.6	1.8	1.7

表 3.7 の条件を対象にした数値計算の結果に関して、筒内圧力と熱発生率の履歴を図 3.14 に、筒内平均温度の履歴を図 3.15 に、エンジン筒内における CO の質量履歴を図 3.16 に示す。また、各条件の図示熱効率や最大圧力上昇率、排出ガス特性を比較して図 3.17 に示す。

はじめに、有効圧縮比と EGR 率が同一であり、CO の供給割合が異なる条件 1 と条件 2 の結果を確認する。筒内圧力と熱発生率の履歴から、CO の導入に伴って、最大筒内圧力は低下するとともに燃焼位相が遅角化し、燃焼は緩慢化する様子が見られる。その際、未燃の CO 排出が増加し、図示熱効率は悪化する結果を示しており、実機試験の傾向が再現されていると言える。ここで、気体燃料として供給した CO とエンジン筒内へ噴射したノルマルヘプタンに起因して生成される CO の質量を比較して図 3.18 に示す。なお、ノルマルヘプタン起因の CO 生成量に関しては、図 3.16 に示す CO の質量履歴におけるピーク値から気体燃料および EGR に含まれる CO の質量を減じた値としている。エンジン筒内では CO の生成と酸化が同時に生じることから、図 3.18 に示すノルマルヘプタン起因の CO 生成量は真の値ではなく、みかけの値であることに留意が必要である。図 3.18 より、CO を 20%供給した条件では、ノルマルヘプタン起因の CO 生成量に比べて気体燃料の CO 供給量は 2 倍程度多いことが分かる。つまり、気体燃料として CO を供給した際の CO 排出量に対しては、気体燃料の未燃排出が大きく影響することを示唆している。

次に、条件 2 から有効圧縮比を変更して大幅に高い値を設定した条件 3 に着目する。圧縮行程中の筒内圧力履歴は有効圧縮比の低い条件 1 と条件 2 に比べて高くなっているが、筒内平均温度の履歴に大きな違いは見られない。これは表 3.7 に示した空気過剰率から分かるように、有効圧縮比を高く設定するほど、吸入空気量は増加することが要因として挙げられる。このように圧縮行程中の筒内平均温度には大きな差が生じていないが、筒内圧力は高くなるため、軽油の着火遅れ期間は短くなり、早期に着火して上死点近傍で活発な燃焼となっていることが分かる。ここで、エンジン筒内における CO の質量変化を示した図 3.16 を確認すると、条件 3 は他の条件よりも主燃焼から後燃えにかけて CO の酸化が促進されている様子が見られる。主燃料である軽油の燃焼が活発化することで燃焼室内の温度が高くなり、CO の酸化が促進されたと考えられる。その結果、CO の未燃排出は条件 2 に比べて減少し、図示熱効率の大幅な向上につながっている。しかしながら、上死点近傍での活発な燃焼は NO_x 排出量の増加や最大圧力上昇率の増大を招いており、課題となる。

続いては有効圧縮比を高めると同時に EGR 量を増加させて着火時期を基準となる条件 1 に合わせた条件 4 の結果を取り上げる。条件 4 では高 EGR 化によって燃焼温度の上昇が抑

制されており、熱発生率がピーク値を示した後の筒内平均温度履歴は 4 条件の中で最も低い値を示している。そのため、条件 4 では後燃えにおける CO の質量変化が緩やかになっており、CO の酸化量は少ない様子が見て取れる。一方で、条件 4 は条件 2 と比較して、熱発生率の立ち上がり速度が速く、等容度の高い燃焼になっており、主燃焼における CO の酸化が促進されている。この主燃焼における CO の酸化促進が大きく影響して、最終的な CO 排出量は条件 2 に比べて減少し図示熱効率も改善する結果が得られている。ここで、主燃焼において CO の酸化が促進されている要因を詳細に解析する。エンジン筒内へ噴射するノルマルヘプタンの壁面付着量を総噴射量で除した値の履歴を示した図 3.19 より、有効圧縮比が高い条件 3 と条件 4 では壁面付着量が大幅に減少していることが分かる。これは雰囲気圧力が高く、噴霧の貫徹力が低下するためである。壁面に付着した燃料の周辺には過濃な混合気が形成されるため、CO が多く生成されるが、CO の筒内分布を示した図 3.20 から、有効圧縮比が高い条件 3 と条件 4 においては燃料の壁面付着に起因した CO の生成量が少ない様子が見て取れる。また、CO に関する質量変化率の筒内分布を示した図 3.21 を確認すると、条件 3 と条件 4 では主に燃焼室ボウル部のシリンダー壁面側において CO が生成されているが、壁面付着量の多い条件 1 と条件 2 では燃焼室ボウル部のシリンダー壁面側だけでなく、底部やボア中心側においても CO の生成が認められる。そして、エンジン筒内への燃料噴射開始以降に蒸発したノルマルヘプタンの量を総噴射量で除した値の履歴を示した図 3.22 より、条件 3 と条件 4 では壁面付着量の減少によって、主燃焼の開始までに蒸発するノルマルヘプタンの量は増加していることが分かる。蒸発量の増加により、ノルマルヘプタンは燃焼室キャビティ内に広く分散し、主燃焼が生じる領域が広がるため、予混合燃料である CO の酸化が促進されたと考えられる。主燃焼における CO の酸化促進は図 3.20 に示した CO の筒内分布および図 3.21 の CO に関する質量変化率の筒内分布からも確認することが出来る。

そして、軽油のみの基準条件（条件 1）と条件 4 を比較すると、CO 排出量は燃料として CO を供給している条件 4 のほうが多いが、図示熱効率は向上する結果を示している。図示熱効率の向上要因を確認するため、図 3.23 に示した熱発生の積算履歴に着目すると、条件 1 と条件 4 では積算熱発生量の最終的な値に差異は見られないが、条件 1 は後燃えによる熱発生量が多いことが分かる。つまり、条件 4 のほうが等容度の高い燃焼になっており、図示熱効率は向上したと考えられる。なお、有効圧縮比を高めた条件 3 で課題とされた NOx や最大圧力上昇率に関して、条件 4 では EGR を増量することで基準となる条件 1 と同等の

結果が得られた。

以上より、COを導入したディーゼル予混合圧縮着火燃焼では有効圧縮比を高めると同時に高EGR化を図る手段を適用することで、低いNO_x排出特性を損なうことなく、未燃のCO排出を低減し図示熱効率は向上する計算結果が得られ、本研究の目的である高効率化に有効な手段と考えられる。ただし、今回の計算結果における未燃のCO排出量は依然として多く、その低減を図ることで熱効率の更なる向上が見込まれる。そこで、気体燃料の未燃排出に影響する因子として挙げた軽油の燃料噴射、吸気、圧縮比、燃焼室形状の中から、第4章では燃焼室形状に着目して未燃排出低減の可能性を検討する。

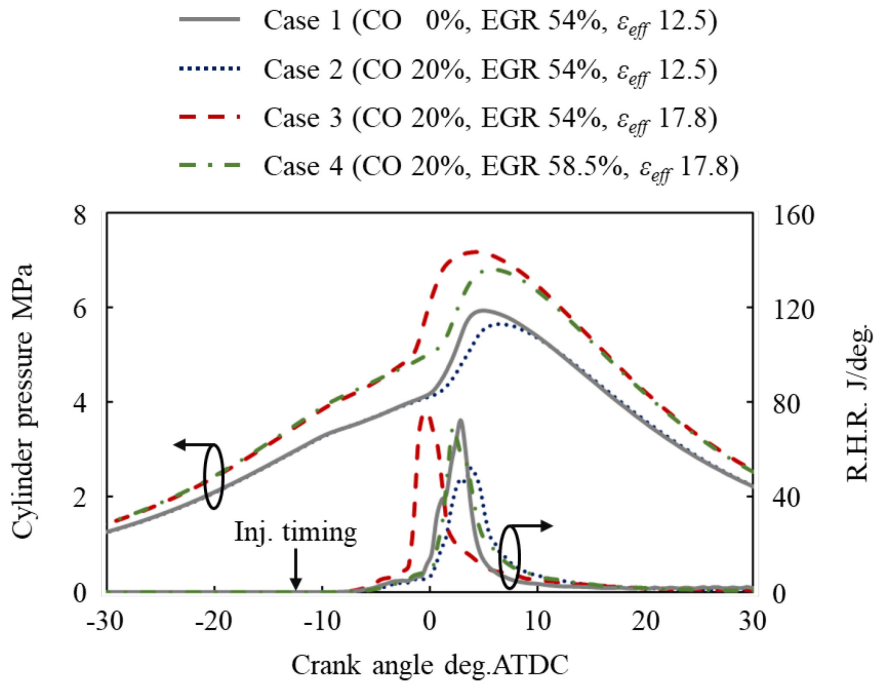


Fig.3.14 Predicted cylinder pressure and R.H.R. histories of all conditions
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

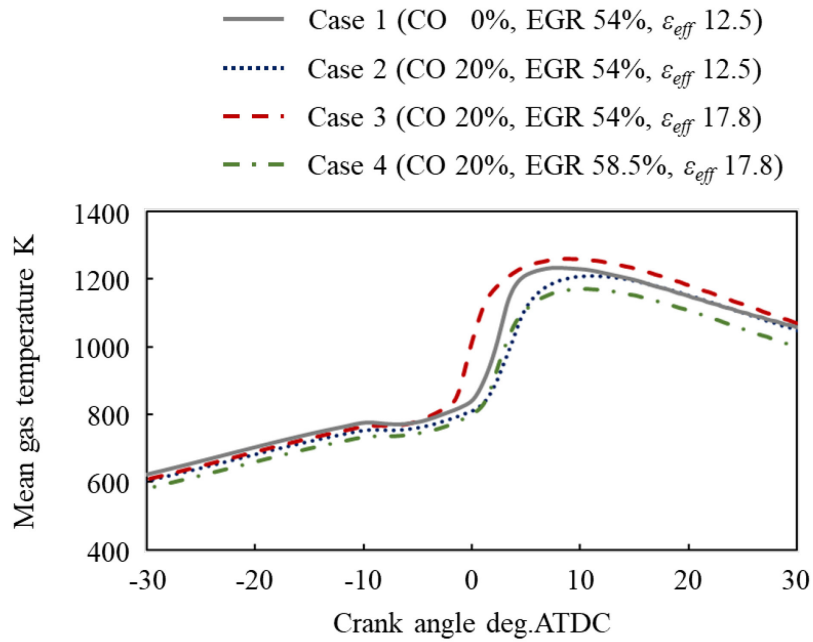


Fig.3.15 Predicted mean gas temperature histories of all conditions
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

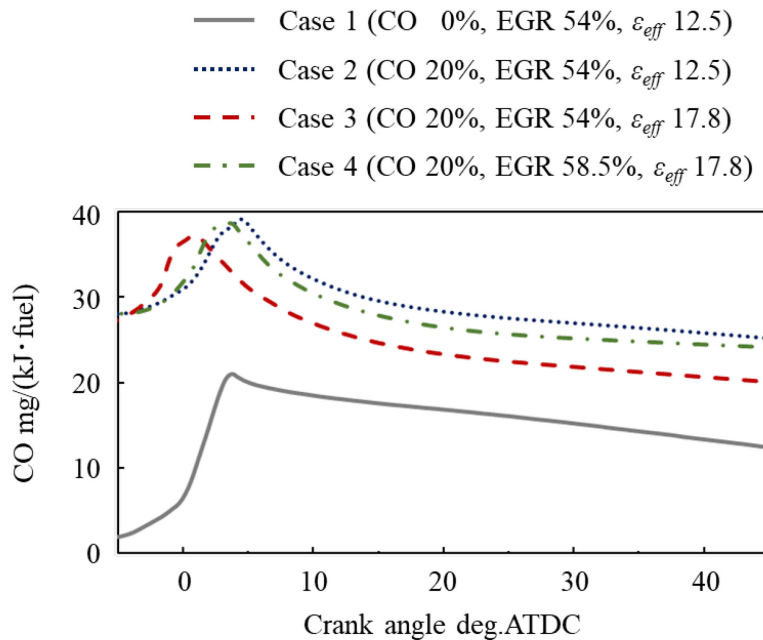


Fig.3.16 Predicted in-cylinder CO histories of all conditions
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

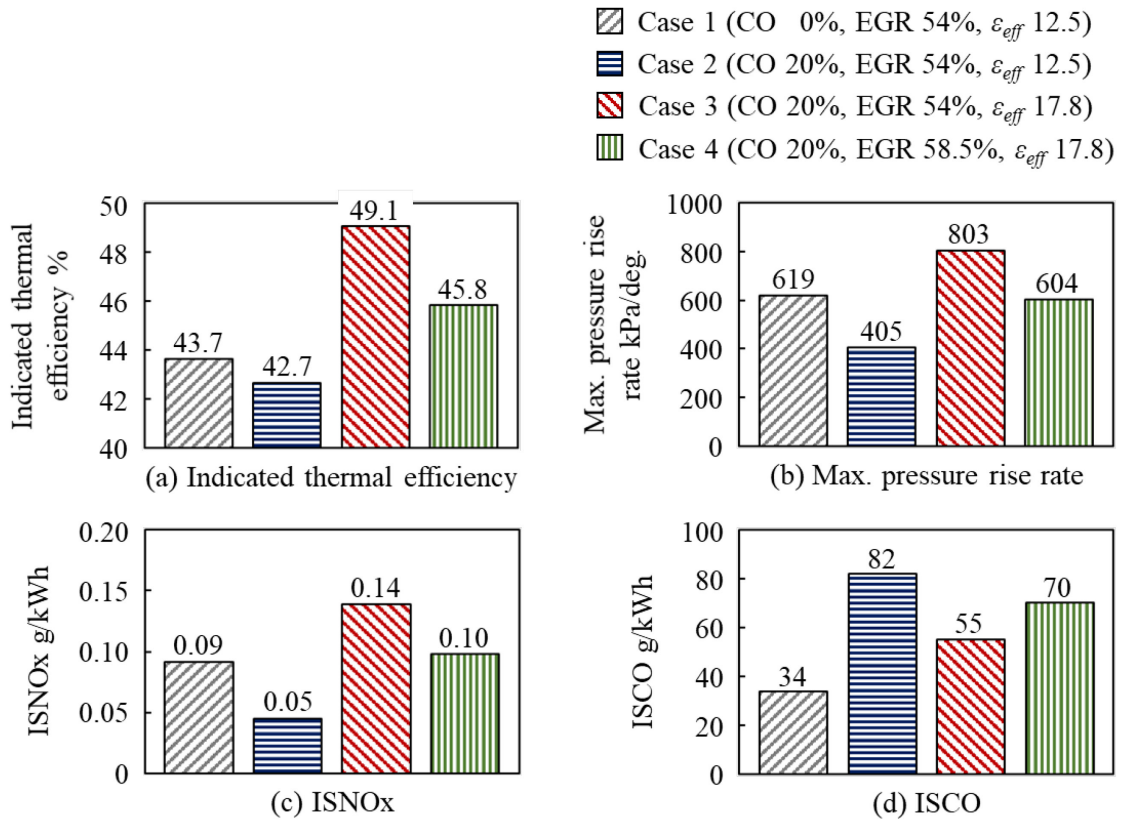


Fig.3.17 Predicted indicated thermal efficiency, max. pressure rise rate, and exhaust emissions of all conditions (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

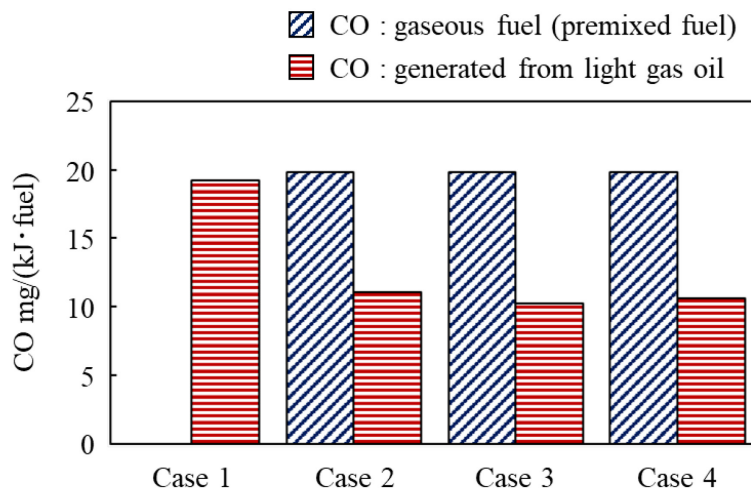


Fig.3.18 Comparison between CO as gaseous fuel and CO generated from light gas oil (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

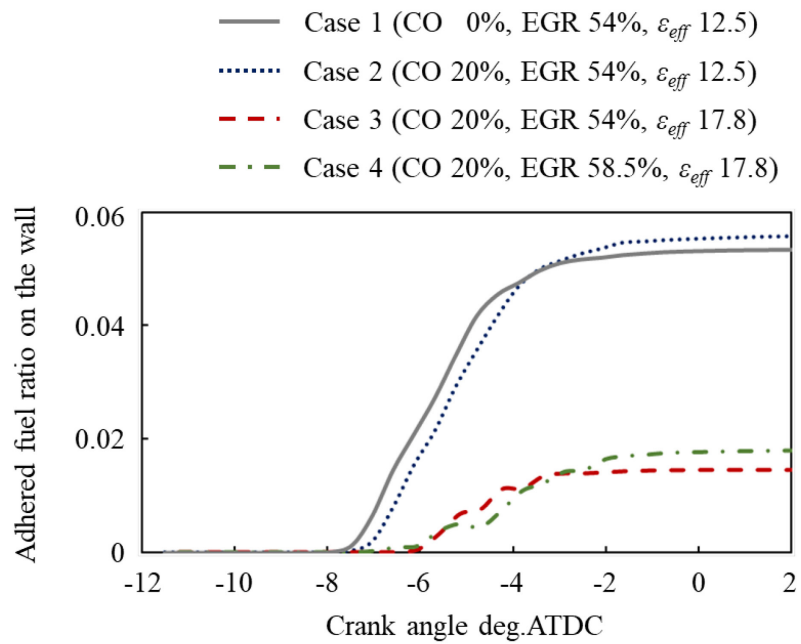


Fig.3.19 Predicted adhered fuel (n-heptane) ratio histories of all conditions (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

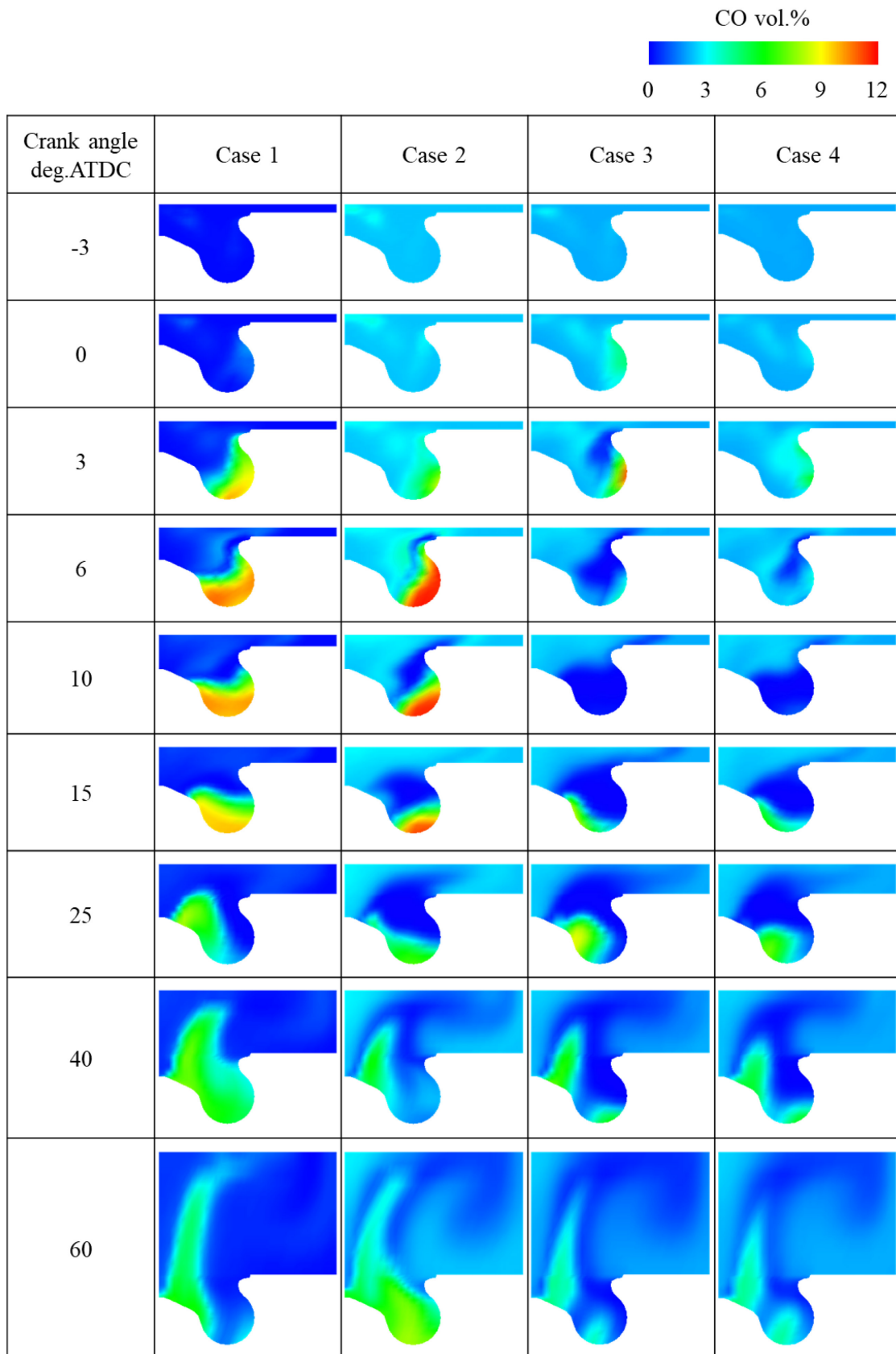


Fig.3.20 Predicted CO distributions of all conditions

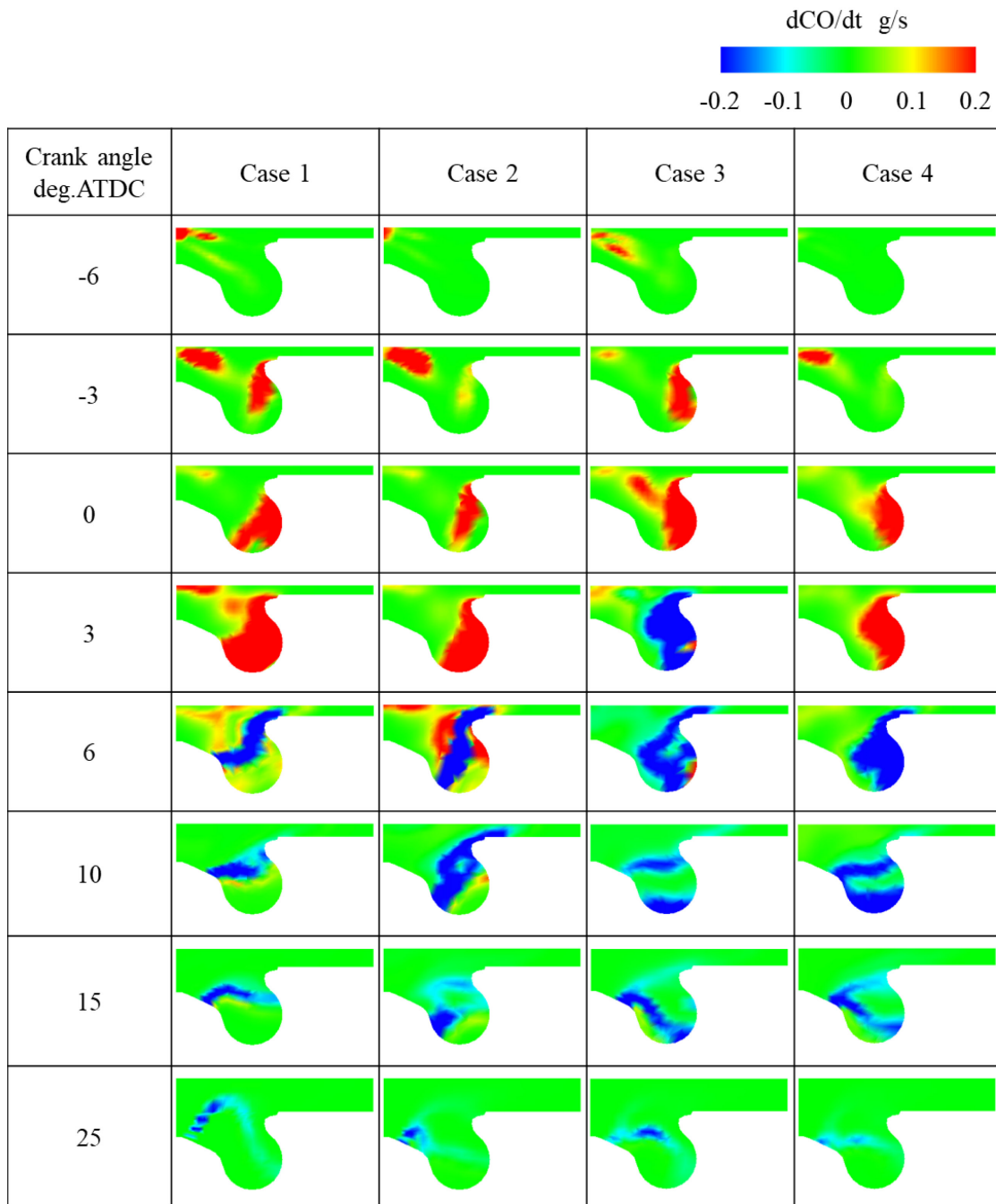


Fig.3.21 Predicted CO formation and oxidation rate distributions of all conditions (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

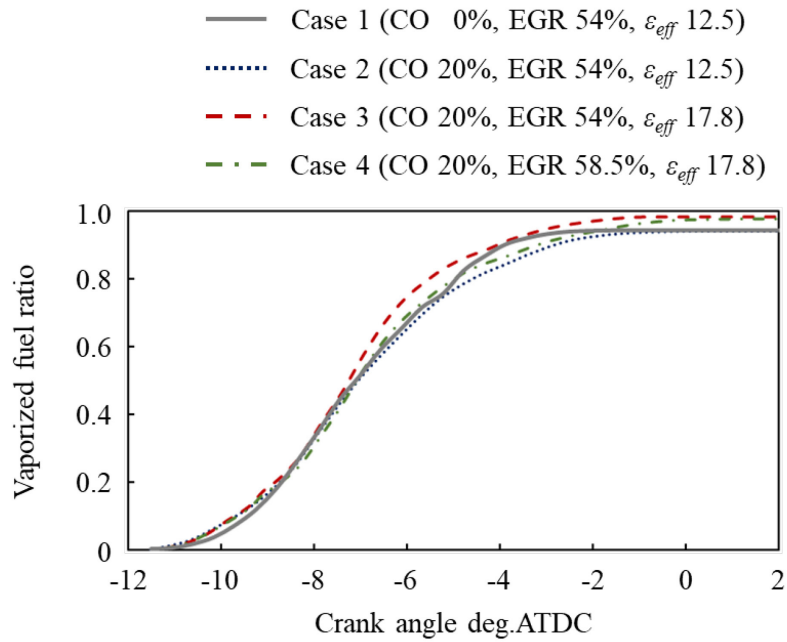


Fig.3.22 Predicted vaporized fuel (n-heptane) ratio histories of all conditions
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

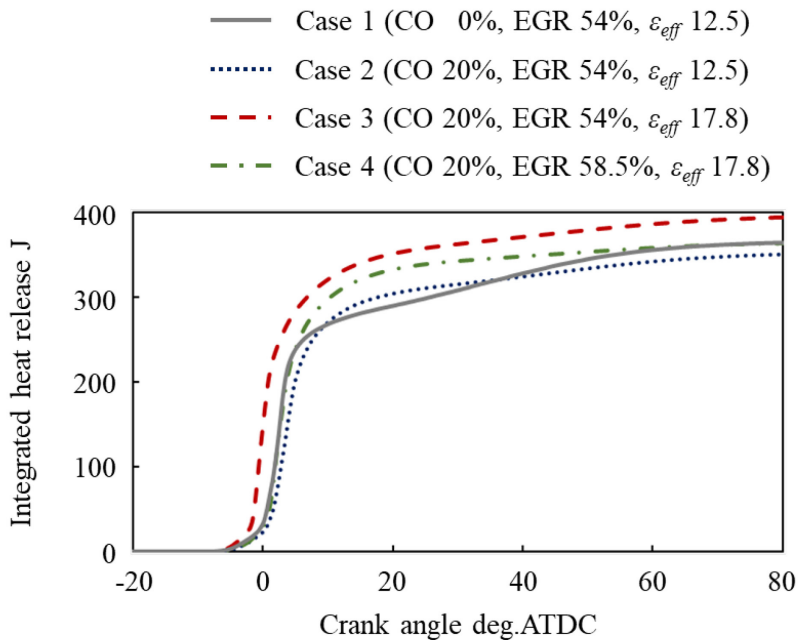


Fig.3.23 Predicted integrated heat release histories of all conditions
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

3.6 まとめ

炭化水素燃料の改質で生成されるCOに着目し、CO予混合気と軽油噴射による予混合圧縮着火燃焼を対象にした実機試験と数値シミュレーションを行い、CO導入時の燃焼特性を把握するとともに、高い熱効率を実現するための要件を検討した結果、以下の知見を得た。

- (1) COの供給割合が高いほど、低温酸化反応による熱発生量が減少するとともに熱炎反応の開始時期はわずかに遅角する傾向が確認され、COは燃料としての着火性が低い。
- (2) 大量EGRの導入と同時に有効圧縮比を低く設定した条件においてはCOの供給割合増加に伴って緩慢な燃焼となり、燃焼位相は遅角化する。その際、COの未燃排出が増加し、図示熱効率の悪化を招く。
- (3) COの供給割合増加に伴って燃焼位相は遅角化する特性を活用し、運転条件に応じて、COの供給割合を適正化することで燃焼位相の制御が可能となり、予混合圧縮着火燃焼の課題とされる運転領域の拡大につながる。
- (4) COを供給した場合、同一の燃焼重心位置を低いEGR率や高い圧縮比で実現することが可能であり、予混合圧縮着火燃焼を実現するためにこれまで取り組まれてきた大量EGRや低圧縮比化に代わる手法となりうる。これは高効率化を実現する上で必要な理論熱効率の向上につながる。
- (5) COを導入したディーゼル予混合圧縮着火燃焼では有効圧縮比を高めると同時に高EGR化を図る手段を適用することで、予混合圧縮着火燃焼の特徴である低いNO_x排出特性を損なうことなく、未燃のCO排出を低減し図示熱効率は向上する計算結果が得られ、高効率化に有効な手段と考えられる。ただし、本計算結果においても未燃のCO排出量は依然として多く、その低減を図ることで熱効率の更なる向上を実現する可能性がある。

第 4 章

燃焼室形状の最適化による気体燃料の未燃排出低減

4.1 まえがき

気体燃料と軽油噴射による圧縮着火燃焼では主にエンジンの低負荷運転領域において、気体燃料の未燃排出が多く、熱効率の低下を招くといった課題が先行研究で指摘されており、気体燃料として CO を用いた第 3 章においても同様の課題が確認された。第 3 章では気体燃料の未燃排出に影響する因子である有効圧縮比と EGR 率を変更し、未燃排出低減を試みた。その結果、有効圧縮比と高めると同時に高 EGR 化を図ることで、低い NO_x 排出特性を維持しつつ、気体燃料の未燃排出を低減し図示熱効率は向上する計算結果が得られた。しかしながら、気体燃料として供給した CO の未燃排出は依然として多いことから、その低減によって熱効率は更に向上する可能性がある。この課題に対して、これまでの先行研究ではコモンレール式燃料噴射システムを利用し、軽油の噴射を制御する取り組みが多く見られる一方、未燃排出に影響する因子の一つである燃焼室形状に着目した研究例は少なく、その検討は十分にされていない。また、気体燃料と軽油を併用したエンジン燃焼において、気体燃料の未燃排出低減に有効な燃焼室形状は軽油のみを燃料とするディーゼルエンジン用に設計された燃焼室形状とは異なる可能性もある。

そこで、本章においては燃焼室形状に着目し、最適化手法と連成した数値計算を行う。具体的な研究手法として、まずは数値熱流体計算と最適化手法である遺伝的アルゴリズム (GA) を連成した燃焼室形状の自動最適化プログラムを構築する。そして、気体燃料成分の排出量を目的関数に設定し、燃焼室形状の自動最適化を実施する。その結果から、燃焼室形状が未燃排出に及ぼす影響を解析するとともに、未燃排出の低減そして熱効率の向上につながる燃焼室形状を明確化する。

4.2 三次元数値計算コードと最適化手法の連成

圧縮着火機関の代表的な燃焼室形状としてはリエントラント型やトロイダル型、浅皿型などが挙げられる。燃焼室形状の設計においては燃焼室に関する寸法値のわずかな変更により、燃焼特性などが大きく変化するため、各種寸法値を細かく変更し、評価することが求められる。しかしながら、その作業には膨大な時間を要する。そこで、本研究では最適化手法と数値熱流体計算を連成し、燃焼室形状の変更と評価を自動的に繰り返すことで、短い時間でより最適な寸法値を決定する自動最適化プログラムを構築した。その詳細を以下で述べる。

4.2.1 燃焼室形状の自動最適化プログラム

本研究で構築した燃焼室形状の自動最適化プログラムは、燃焼室の主要な寸法パラメータを決定する GA オペレータ、GA で決定したパラメータをもとに数値熱流体計算で使用する計算格子を作成するメッシュジェネレータ、エンジン燃焼計算を実施する CFD (computational fluid dynamics)、計算結果を目的関数で評価するデータアナライザの 4 つのブロックで構成されている。各ブロックをリンクし、一連の操作を繰り返すことで、燃焼室形状の自動最適化を可能にしている。本プログラムのフローチャートを図 4.1 に示す。

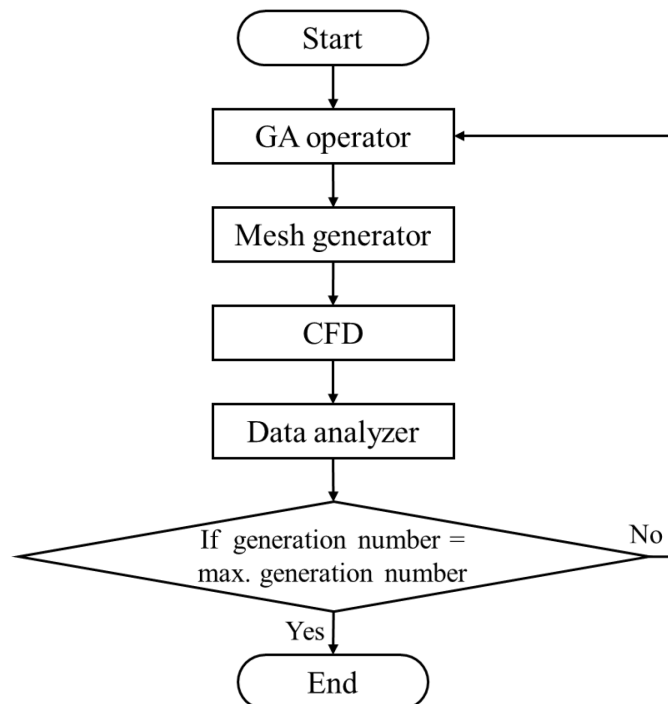


Fig.4.1 Flowchart of optimization program for combustion chamber geometry

4.2.2 遺伝的アルゴリズム

GA オペレータはデータアナライザで算出される各個体の評価値を受けて、GA により新しい個体群を生成する役割を担う。GA に関しては現在までに様々なアルゴリズムが提案されており、一般的なアルゴリズムとして Goldberg らによる Simple-GA⁽¹⁵⁷⁾が挙げられる。Simple-GA では最適化を行う各種パラメータを二進法によるバイナリ形式で表現し、選択、交叉、突然変異といった遺伝的操作を連続的に繰り返すことで目的の近似解を探索する。Simple-GA では比較的簡単な操作により問題の解を得ることが可能であるが、一世代あたりの個体数や突然変異率をはじめとした各種パラメータの設定が解の収束スピードに大きな影響を与えるため、素早い収束にはそれらのパラメータを適切に設定することが要求される。また、Simple-GA では一世代あたり約 30 から 200 といった膨大な数の個体数が必要とされるため、個体の評価に数値熱流体計算のような計算コストが高いものを用いる場合、収束解が得られるまでに膨大な時間を要することになる。そこで、本研究では複雑な条件設定や多くの個体数を必要としない、Micro-GA^{(158) (159) (160)}を使用した。Micro-GA は Simple-GA に改良を加えたものであり、基本的な操作を以下に示す。また、燃焼室形状の自動最適化プログラムにおける GA オペレータのフローチャートを図 4.2 に示す。

- ① 個体数 5 の集団をランダムに生成する。もしくは 4 つの個体をランダムに、残りの個体は前回の探索において最も良好な結果を示した個体を採用し、個体数 5 の集団を生成する。
- ② 全ての個体を評価し、最も良好な個体は次の世代へ引き継ぐ。この操作により、優秀な個体の消滅防ぐ（エリート保存）。
- ③ ②において選別された個体も含めてトーナメント選択を実行し、交叉を行う個体対を選定する。
- ④ ③において選定された個体対において、一様交叉を実行する。この際、突然変異は考慮しない。
- ⑤ 収束判定を実行する。全個体の遺伝子をそれぞれ比較し、任意の収束率を満たした場合は操作①へ戻り、新しい集団を生成する。一方、収束率を満たさない場合は②へ戻る。以降、同様の操作を繰り返す。

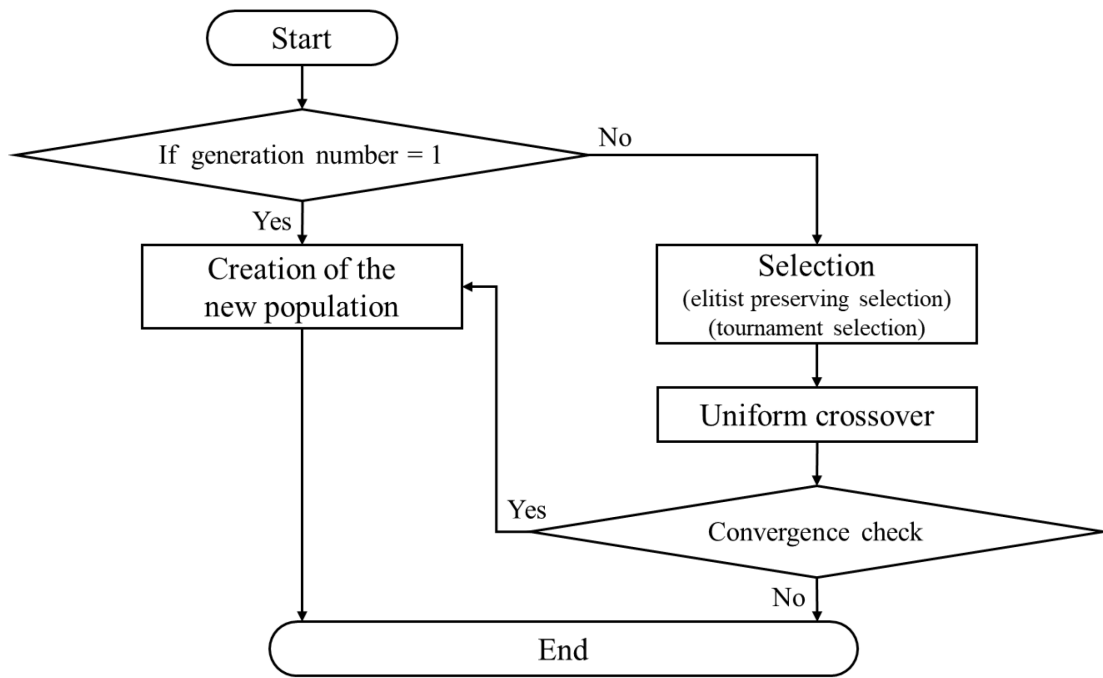


Fig.4.2 Flowchart of GA operator

4.2.3 計算格子の自動作成

GA によって決定される燃烧室形状の寸法は具体的な数値ではなく三種類の無次元数で表現しており、メッシュジェネレータにて無次元数から実際の寸法値を求める必要がある。ここでは目標の圧縮比となるよう無次元数に応じた実際の寸法値を二分法で算出した。なお、三種類の無次元数は D_2/D_1 , H_2/H_1 , D_1/H_1 であり、燃烧室において D_1 , D_2 , H_1 , H_2 に対応する箇所は図 4.3 に示す通りである。これらの無次元数には表 4.1 に示す範囲を規定しており、この範囲内の値を GA が決定する。また、二分法を用いて実際の寸法値を算出するにあたり、 D_1 についても取りうる値の範囲を規定している。これらの範囲に関しては様々な燃烧室形状が検討されるように設定した。その他にも、燃烧室形状を最適化するにあたり、燃烧室形状と同時に圧縮比も変更した場合、両者の影響を受けて燃烧特性などが変化し、燃烧室形状に着目した考察が難しくなることから、ここでは同一の圧縮比 ($\epsilon=18.5$) を条件とした。さらに、燃烧室形状の最適化では GA で決定されるパラメータ以外にもピストンボウル部の曲率半径など、様々なパラメータを検討する必要があるが、最適化計算に要する時間的コストを考慮し、それらのパラメータに関しては基準の燃烧室で採用されている値を適用した。そして、燃烧室に関する各寸法値から数値熱流体計算で使用する計算格子を作成す

るにあたり，計算格子作成ソフトで必要となる入力ファイルを自動で作成するプログラムを構築し適用することで計算格子の自動作成を可能にしている．燃焼室形状の自動最適化プログラムにおけるメッシュジェネレータのフローチャートを図 4.4 に示す．

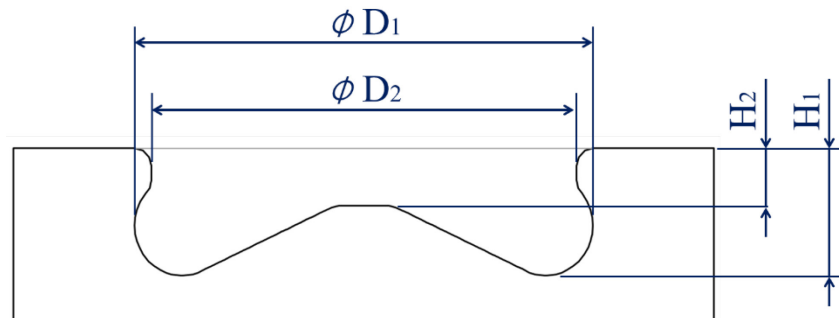


Fig.4.3 Parameters of combustion chamber

Table 4.1 Optimization parameters

Parameter	Range	Baseline value
D_2/D_1	0.7 ~ 1.0	0.830
H_2/H_1	0.3 ~ 1.0	0.327
D_1/H_1	2.5 ~ 3.1	2.726
D_1 mm	38.0 ~ 52.0	45.8

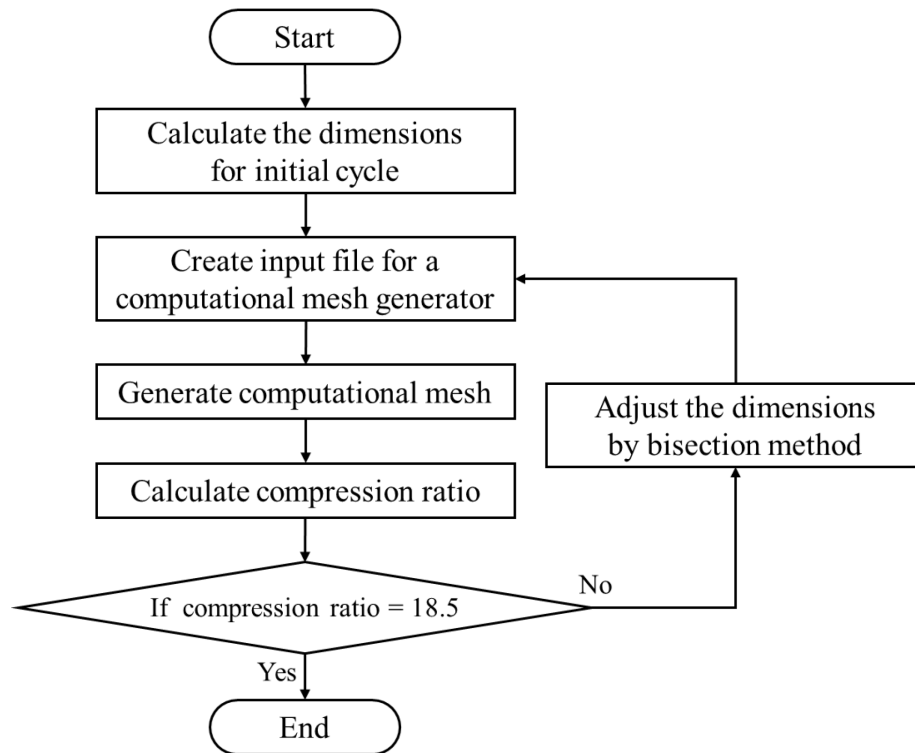


Fig.4.4 Flowchart of mesh generator

4.2.4 三次元エンジン燃焼シミュレーション

各燃焼室形状の性能を評価する三次元エンジン燃焼シミュレーションに用いた計算コードは 2 章および 3 章で使用したものと同一である。また、化学反応スキームに関しても 2 章および 3 章と同様、V. I. Golovitchev らのディーゼルサロゲートメカニズムを使用した。

4.2.5 目的関数

気体燃料の未燃排出低減を狙いとする本章の最適化計算における目的関数 f は気体燃料成分の排出量に着目し、式 (4.1) で定義した。

$$f = \frac{m_f(\theta)}{m_{f,b}(\theta)} \quad (4.1)$$

ここで、 θ は評価対象のクランク角度であり、計算終了時 (128.5 deg.ATDC) とした。また、 $m_f(\theta)$ は θ において筒内に存在する気体燃料成分の質量 g 、 $m_{f,b}(\theta)$ は基準の燃焼室で計算した際の θ における気体燃料成分の質量 g である。

4.3 計算条件

燃焼室形状の最適化計算は 3 章で用いたエンジンを対象に実施した。エンジン諸元を表 4.2 に改めて示す。4.2.3 項で述べたように本計算では圧縮比の変更は行わず、基準の燃焼室と同一の圧縮比において最適な燃焼室形状を探索した。そして、性能の評価は 3 章と同様に気体燃料として CO を導入したディーゼル予混合圧縮着火燃焼を対象とし、エンジン運転条件に関しても 3 章の数値計算と同じく、エンジン回転数 1500 rpm の低負荷において、CO の供給割合が総供給熱量の 20% となる条件で評価を行った。その計算条件を表 4.3 に示す。3 章では基準条件から有効圧縮比と EGR 率を変更し計算を行っているが、ここでは基準条件で計算を実施した。なお、各燃焼室形状の性能評価において、温度や圧力、初期ガス組成などの初期条件は全て同一とした。

Table 4.2 Engine specifications

Engine type	Single cylinder 4-stroke diesel engine
Total displacement L	0.5107
Bore × Stroke mm	85 × 90
Compression ratio	18.5
Swirl ratio	1.86

Table 4.3 Calculation conditions

Engine speed rpm		1500
EGR ratio %		54
Total input energy J/cycle		450
Light gas oil	Number of injections	1
	Injection pressure MPa	85
	Injection timing deg.ATDC	-12
Input energy ratio of CO %		20
Excess air ratio		1.6
Effective compression ratio		12.5

4.4 燃焼室形状の自動最適化による気体燃料の未燃排出低減効果と熱効率への影響

構築した燃焼室形状の自動最適化プログラムを用いて、気体燃料の未燃排出低減を可能にする燃焼室形状の探索を行った結果について以下で述べる。

Micro-GA を用いた最適化計算における適応度と CO 排出量の推移を図 4.5 に示す。適応度とは各個体において算出される目的関数の値であり、図 4.5 では各世代で最も低い値、すなわち気体燃料成分の排出量が最も少ない燃焼室形状の適応度を示している。また、CO 排出量に関しても、各世代で排出量が最も少ない燃焼室形状の値を図 4.5 に示しており、0 世代目には基準燃焼室の CO 排出量を記載した。55 世代まで最適化計算を実施した結果、最終的に最も優れた燃焼室形状では適応度が 0.49 となり、気体燃料である CO の排出量は基準の燃焼室と比較して半減する可能性が示唆された。ただし、燃焼室形状の自動最適化プログラムで作成した計算格子と 3.3 節で示した基準となる燃焼室形状の計算格子では格子サイズにわずかな差異が確認され、その影響を無視することは出来ない。そのため、後述する最適化燃焼室を対象にした燃焼解析では基準の燃焼室と格子サイズが同程度の計算格子を手動で作成し、燃焼シミュレーションに適用した結果を用いて解析を行った。なお、今回の最適化計算で使用した計算機の CPU は 32 コアの AMD Operon Processor 6378 であり、エンジン燃焼計算においては 45 スレッドを使用している。その計算時間に関して、一つの燃焼室形状を評価するために要する時間は約 5 時間であり、55 世代まで実施した最適化計算の総計算時間は約 1420 時間であった。

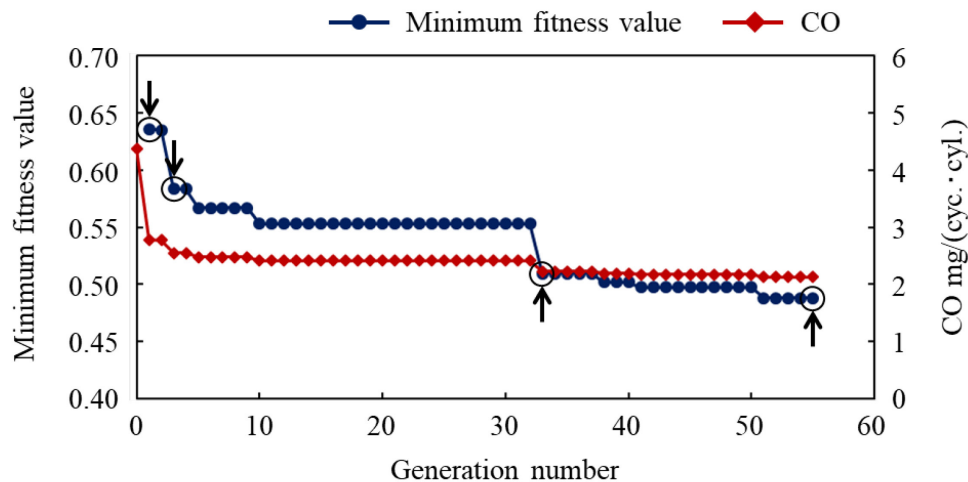


Fig.4.5 Minimum fitness value and CO emission histories during optimization

次に、最適化計算で得られた燃焼室形状を取り上げる。最適化過程における燃焼室形状を基準燃焼室の形状と比較して図 4.6 に示す。ここでは図 4.5 に矢印で示した世代、すなわち適応度が大きく変化した 1 世代目、3 世代目、33 世代目と最適化燃焼室に着目した。また、各燃焼室の寸法値を表 4.4 にまとめて記載した。そして、図 4.7 には基準燃焼室と最適化燃焼室に関する燃焼室全体の形状や軽油噴霧との位置関係を示す。GA による最適化計算では計算開始直後の若い世代から、基準燃焼室に比べてキャビティの開口部が絞られているとともに、燃焼室底部の中央に存在する突起部の高さは大幅に低い形状が得られている。最終的な形状ではキャビティの開口部がさらに絞られ、突起部の高さも低くなり、基準燃焼室とは大きく異なる燃焼室形状になっていることが分かる。

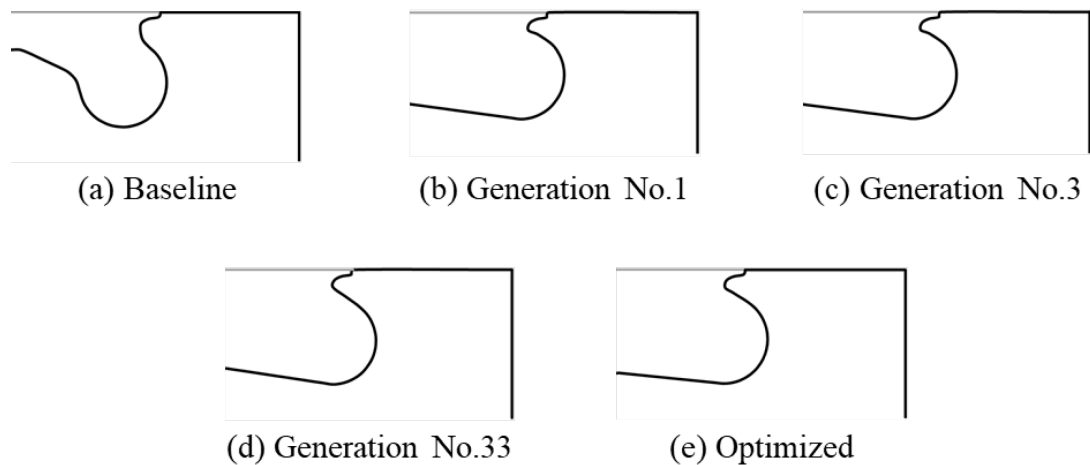
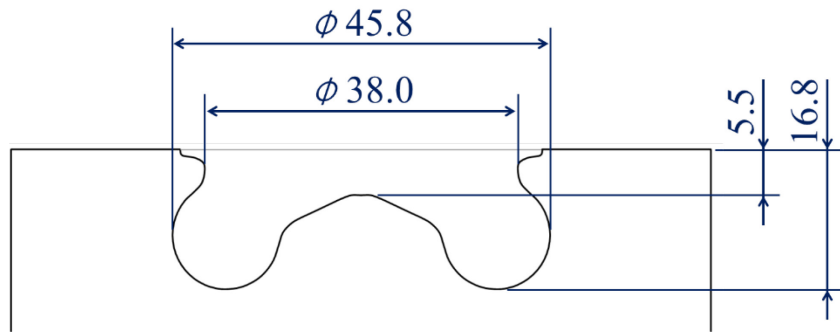


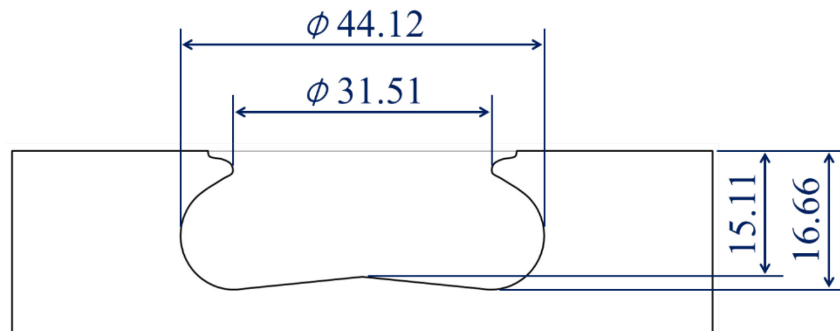
Fig.4.6 Comparison of combustion chamber shapes

Table 4.4 Comparison of combustion chamber parameters

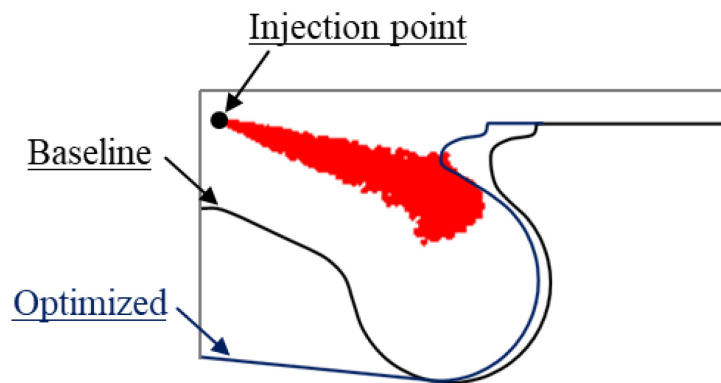
Parameter	Baseline	Generation No.1	Generation No.3	Generation No.33	Optimized
D ₁ mm	45.8	45.55	45.55	44.56	44.12
D ₂ mm	38.0	34.94	34.94	31.82	31.51
H ₁ mm	16.8	15.70	15.68	17.10	16.66
H ₂ mm	5.5	13.50	13.56	14.71	15.11



(a) Baseline combustion chamber



(b) Optimized combustion chamber



(c) Relation with diesel spray (Crank angle: -8 deg.ATDC)

Fig.4.7 Comparison of baseline and optimized combustion chamber

ここからは三次元エンジン燃焼シミュレーションにより、燃焼室形状が気体燃料の未燃排出に及ぼす影響を解析した結果について述べる。最適化燃焼室に関して、本解析に用いた計算格子を図 4.8 に示す。その格子数は基準燃焼室と同様、下死点 (BDC) で 13824、上死点 (TDC) で 5120 である。

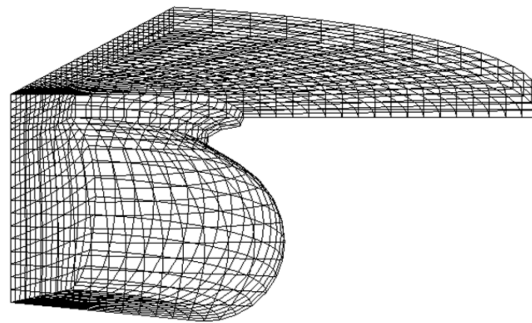


Fig.4.8 Overview of computational grid
(optimized combustion chamber / 5120 cells at TDC, 13824 cells at BDC)

はじめに、基準燃焼室と最適化燃焼室の筒内圧力と熱発生率を比較した図 4.9 に着目する。最適化燃焼室では着火後の圧力上昇が緩やかになるとともに最大筒内圧力は低下する様子が確認出来る。また、燃焼後半における熱発生率は基準燃焼室に比べて高い値を示す期間が長いことが分かる。そこで、図 4.10 に示す熱発生量の積算履歴を確認した。熱炎反応が開始する上死点近傍から約 10 deg.ATDC までの期間において、最適化燃焼室では基準燃焼室に比べて上死点直後の熱発生量が少なく、積算の熱発生量は緩やかに増加する様子が見られる。そして、10 deg.ATDC から 30 deg.ATDC 付近までの期間においては、基準燃焼室で生じる熱発生量が急激に減少する一方、最適化燃焼室ではその減少が緩やかであり、基準燃焼室よりも多くの熱発生が生じている。結果として、10 deg.ATDC から 30 deg.ATDC の期間における熱発生量の違いがサイクル全体で得られる総熱発生量に大きく影響し、最適化燃焼室では総熱発生量が約 12%増加した。

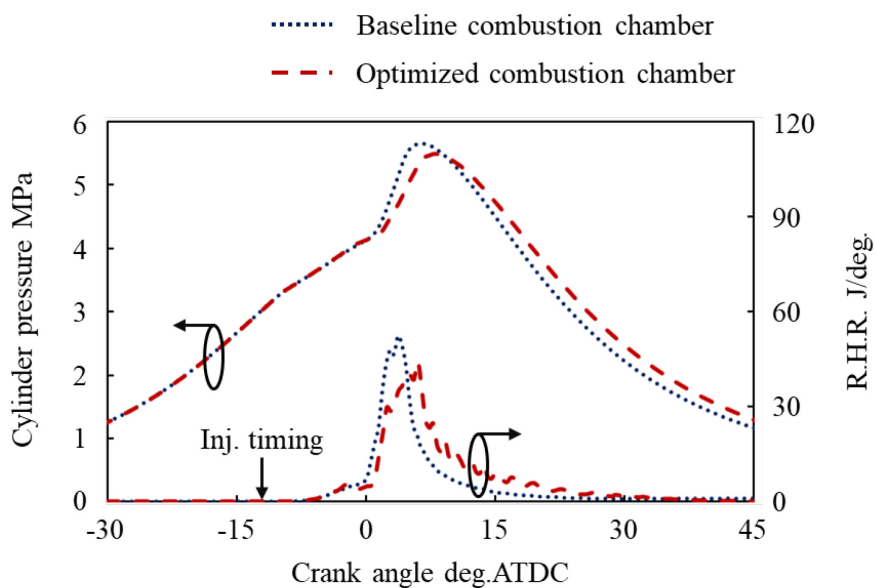


Fig.4.9 Predicted cylinder pressure and R.H.R. histories of each combustion chamber
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle,
Input energy ratio of CO: 20%)

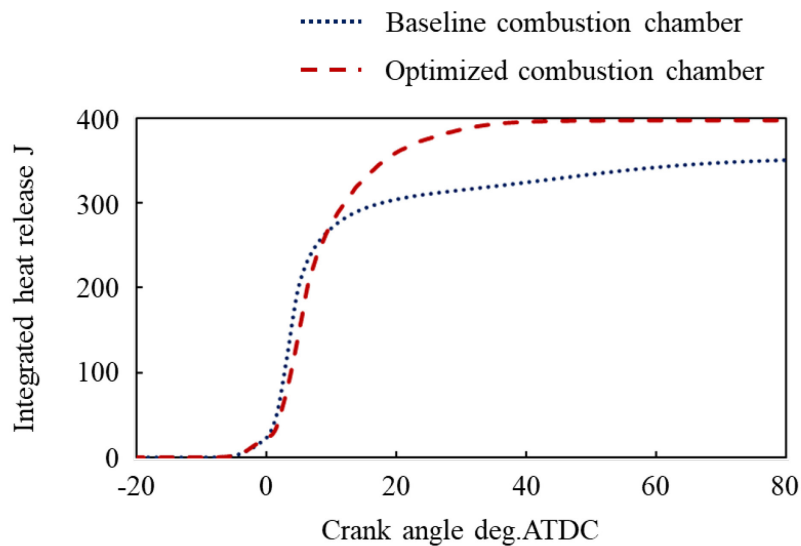


Fig.4.10 Predicted integrated heat release histories of each combustion chamber
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle,
Input energy ratio of CO: 20%)

続いて、基準燃焼室と最適化燃焼室で熱発生履歴に差異が生じた要因を考察する。まず、熱炎反応の開始により熱発生率が急激に立ち上がる上死点直後に着目する。図 4.11 と図 4.12 はエンジン筒内へ噴射するノルマルヘプタンの壁面付着量と蒸発したノルマルヘプタンの量を総噴射量で除した値の履歴をそれぞれ示している。最適化燃焼室では壁面付着量が増加しており、 -6 deg.ATDC 付近からは明らかに蒸発が遅れる様子が確認出来る。基準燃焼室に比べてキャビティの開口部が絞られている最適化燃焼室は図 4.6 で示したように、ノルマルヘプタンの噴射位置からキャビティ内壁面までの距離が短いため、壁面付着量は増加したと考えられる。そして、壁面付着量の増加はノルマルヘプタンの蒸発を妨げ、可燃混合気の形成を遅らせるため、最適化燃焼室では上死点直後の熱発生量が少なく、積算の熱発生量は緩やかな増加を示したと推察される。次に、積算熱発生量の差が大きく拡大する 10 deg.ATDC 以降を取り上げる。図 4.13 に示した噴霧軸断面における筒内の温度分布より、基準燃焼室では主にキャビティ内部で燃焼が進行する一方、最適化燃焼室ではキャビティ内部で着火した後、スキッシュエリアに存在する混合気も燃焼に至っており、燃焼室内の広い領域で燃焼が進行する様子が見られる。燃焼室のキャビティ開口部を絞り、開口部面積を小さくした場合、圧縮行程中にスキッシュエリアからボア中心に向かうスキッシュ流や膨張行程においてシリンダー壁面へ向かう逆スキッシュ流は強化されることが一般的に知られている⁽¹⁶¹⁾。ここで、筒内のガス流速と乱流運動エネルギーに着目し、図 4.14 に示す範囲を拡大して表示した図 4.15 から、最適化燃焼室では膨張行程においてスキッシュエリアをシリンダー壁面へ向かう流速が高く、また、乱流運動エネルギーはボア中心からスキッシュエリアにかけて高い値を示していることが分かる。つまり、最適化燃焼室では逆スキッシュ流が強化され、高温の既燃ガスがスキッシュエリアへ流入しやすくなり、スキッシュエリアに予混合燃料として存在する CO の酸化促進につながったものと推察される。そこで、CO の筒内分布を示した図 4.16 および CO に関する質量変化率の筒内分布を示した図 4.17 を確認したところ、最適化燃焼室ではキャビティ内部だけでなく、スキッシュエリアの CO も酸化し減少する様子が認められる。そして、エンジン筒内に存在する CO の質量履歴を示した図 4.18 から、最適化燃焼室では 10 deg.ATDC から 30 deg.ATDC にかけて CO が大幅に減少しており、また、その期間は図 4.10 の積算熱発生量が基準燃焼室に比べて大きく増加する期間と一致する。以上より、最適化燃焼室では逆スキッシュ流が強化され、スキッシュエリアに予混合燃料として存在する CO の酸化が促進された結果、サイクル全体で得られる総熱発生量は大幅に増加したと考えられる。

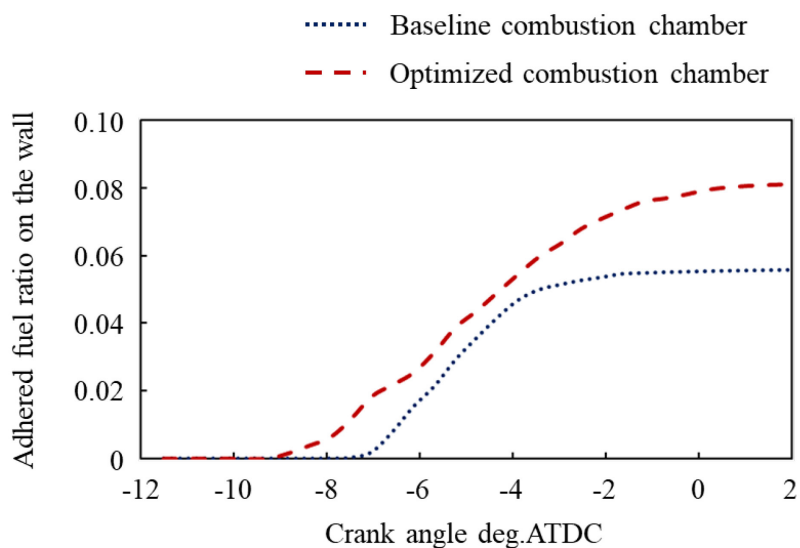


Fig.4.11 Predicted adhered fuel (n-heptane) ratio histories of each combustion chamber (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle, Input energy ratio of CO: 20%)

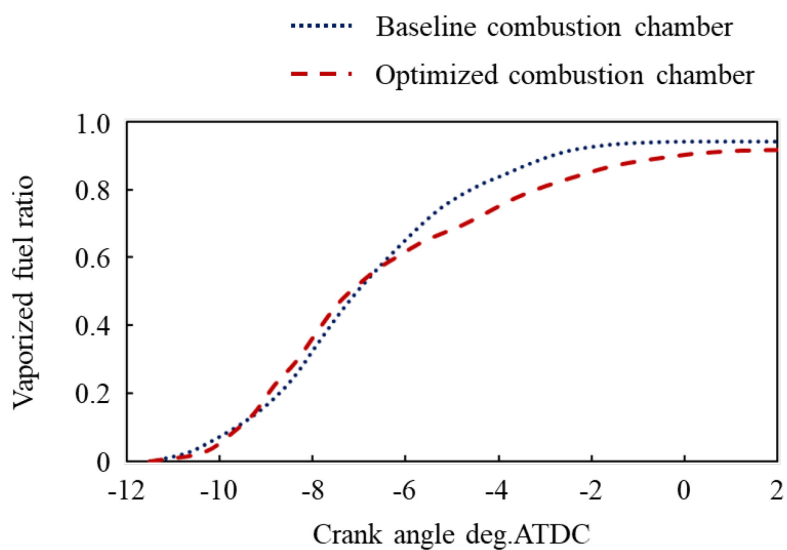


Fig.4.12 Predicted vaporized fuel (n-heptane) ratio histories of each combustion chamber (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle, Input energy ratio of CO: 20%)

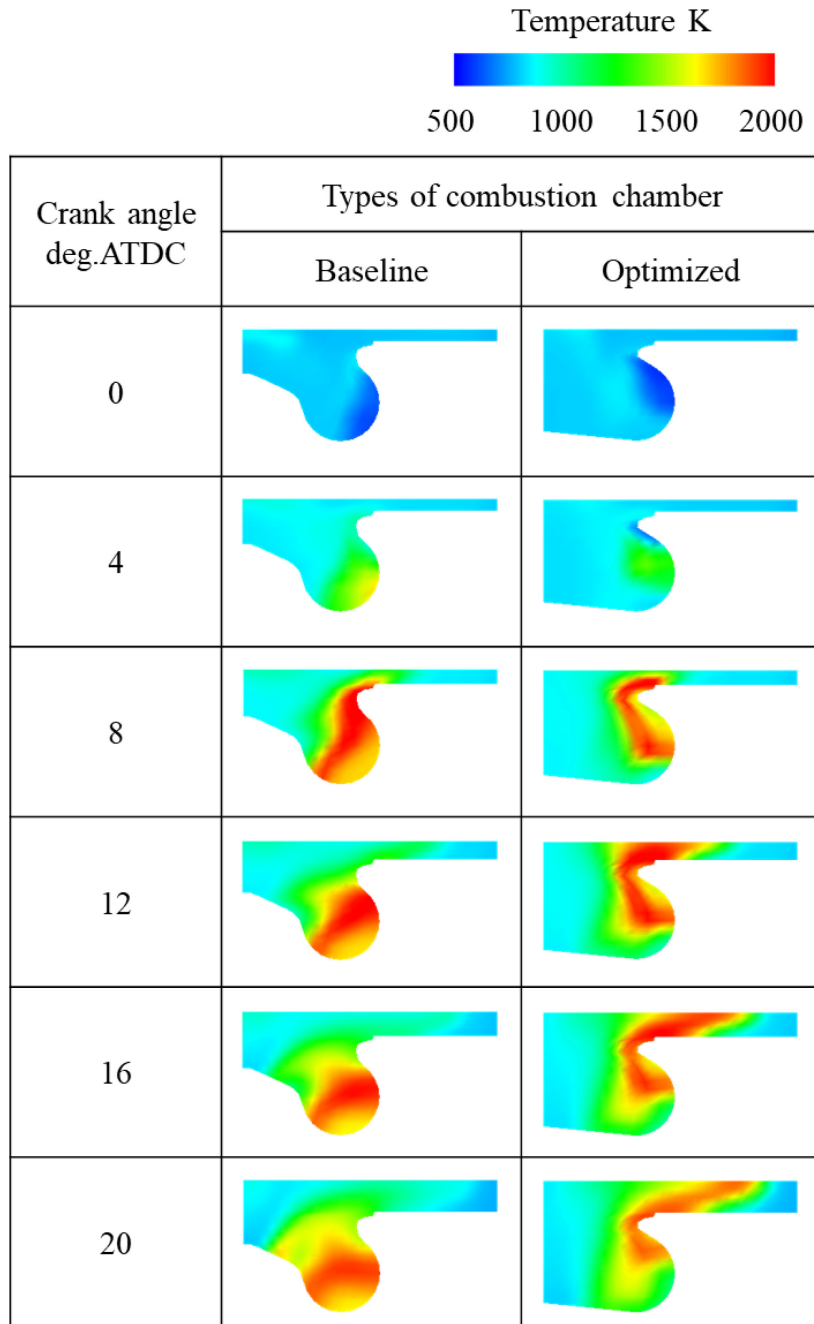


Fig.4.13 Predicted temperature distributions of each combustion chamber
 (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle,
 Input energy ratio of CO: 20%)

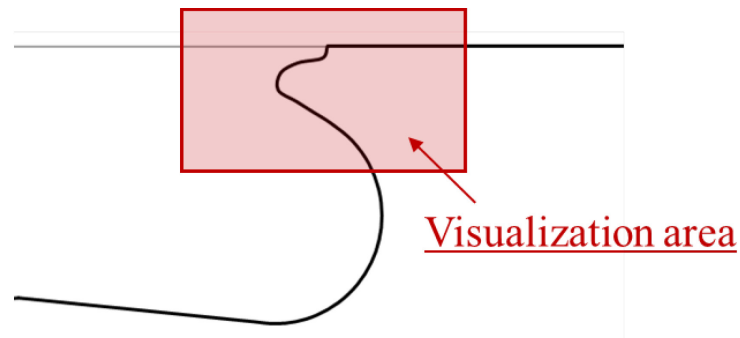


Fig.4.14 Visualization area for gas velocity and turbulence kinetic energy distributions

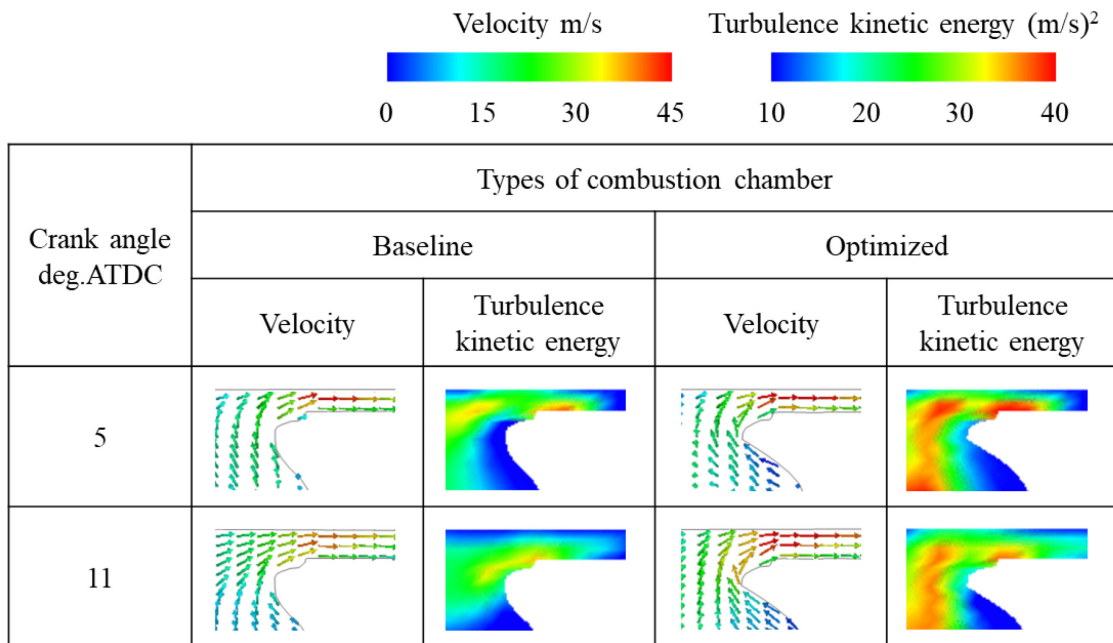


Fig.4.15 Predicted gas velocity and turbulence kinetic energy distributions of each combustion chamber (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle, Input energy ratio of CO: 20%)

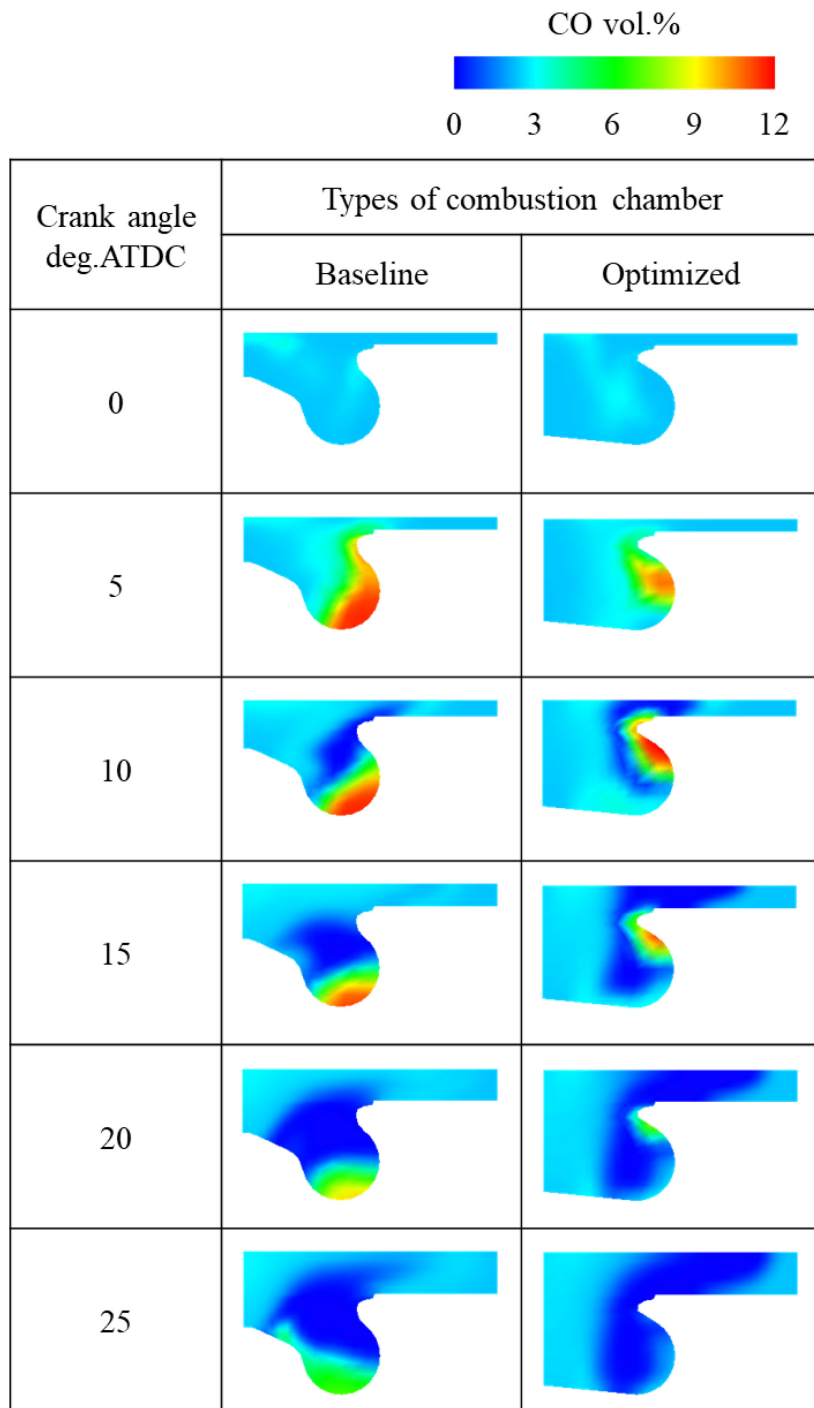


Fig.4.16 Predicted CO distributions of each combustion chamber
 (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle,
 Input energy ratio of CO: 20%)

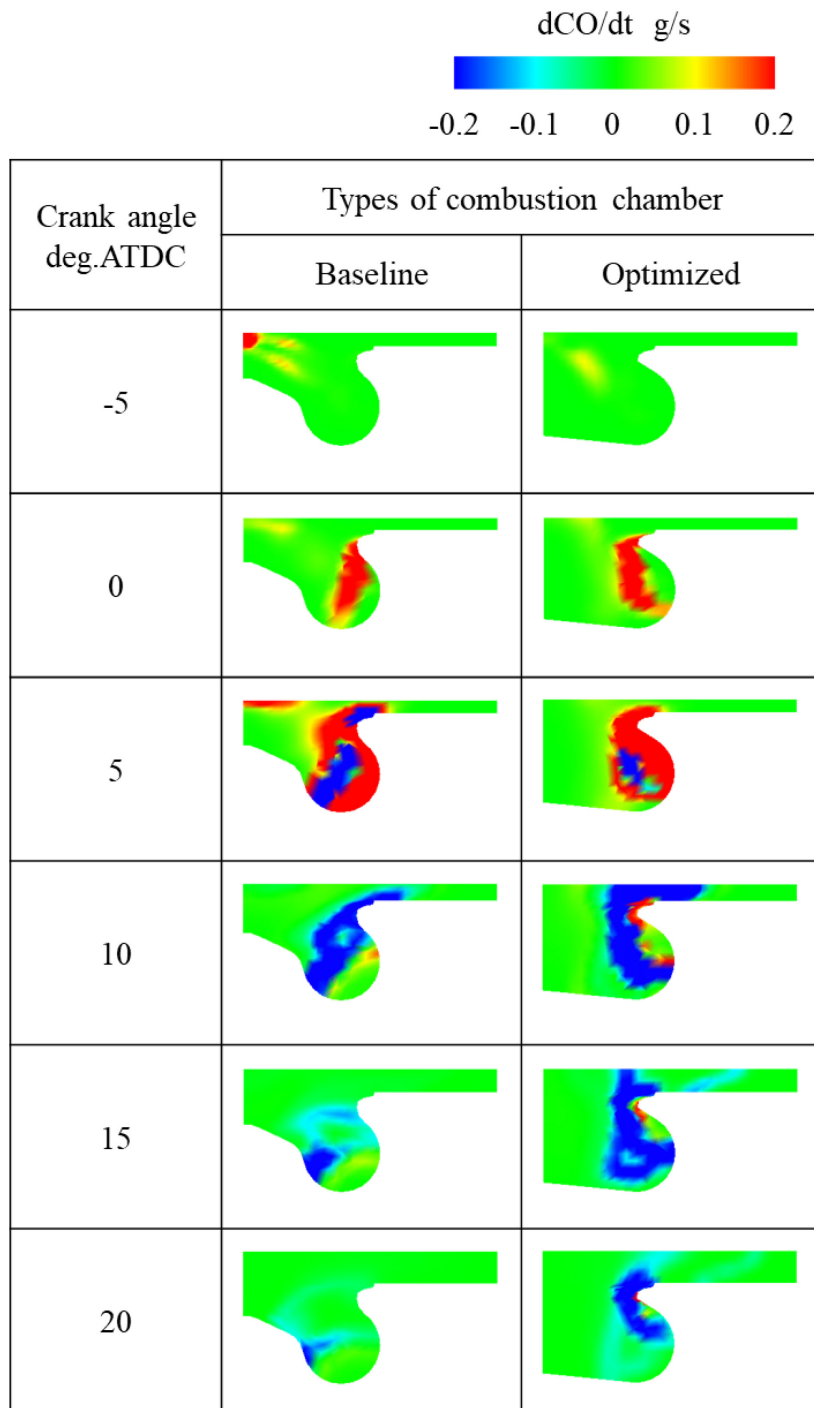


Fig.4.17 Predicted CO formation and oxidation rate distributions of each combustion chamber (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle, Input energy ratio of CO: 20%)

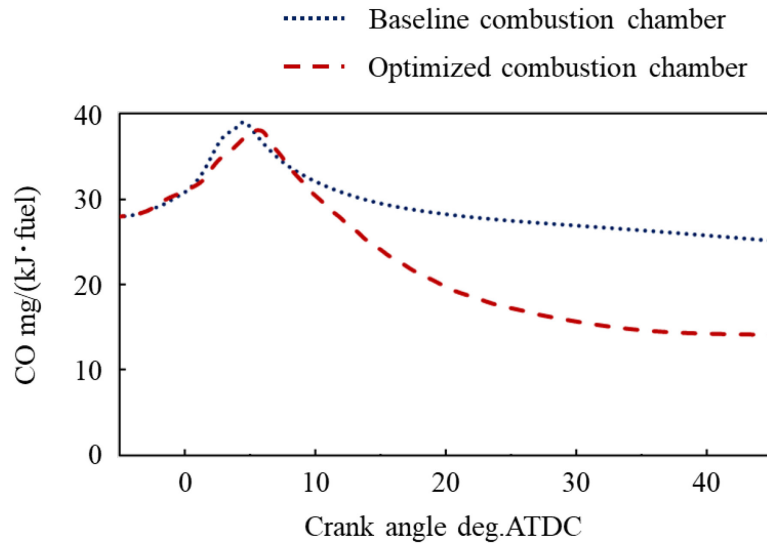


Fig.4.18 Predicted in-cylinder CO histories of each combustion chamber
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle,
Input energy ratio of CO: 20%)

上述の燃焼特性が確認された最適化燃焼室における図示熱効率, 最大圧力上昇率, 排出ガス特性を基準燃焼室の結果と比較して図 4.19 に示す. また, 図 4.20 には熱勘定の比較結果を示す. なお, 図 4.19 と図 4.20 には基準燃焼室で軽油 (ノルマルヘプタン) のみを燃料として供給した条件の結果も合わせて記載した. 最適化燃焼室における未燃の CO 排出量は, 同じく CO を 20% 供給した基準燃焼室の結果と比較して 44% 減少した. 熱効率向上を最終的な目的とする本研究において, 冷却損失の増加につながる燃焼室形状が有効であるとは当初予測していなかったが, 最適化燃焼室では筒内流動の強化による冷却損失の増加に比べて, 未燃損失の低減効果が大きいことが図 4.20 の熱勘定から見て取れる. その結果, 最適化燃焼室では軽油のみを供給した基準燃焼室の効率を大幅に上回る 49.3% の高効率を得られた. なお, 最適化燃焼室では軽油のみを供給した基準燃焼室と比較して CO 排出量が増加しているにもかかわらず, 図示熱効率は向上する結果を示している. その要因として, 軽油のみを供給した基準燃焼室では後燃えによる熱発生量が多いことが 3.5 節で確認されており, 等容度の違いが挙げられる. また, 拡散燃焼に比べて低温な燃焼となる予混合圧縮着火燃焼を対象としているため, 等容度が低い基準燃焼室では軽油のみの条件であっても未燃炭化水素の排出量が多く, 未燃損失は比較的高いことも要因と考えられる. 次に, 最大圧力上昇率と NO_x 排出量に着目する. 最適化燃焼室では基準燃焼室に比べて燃焼室内の広い

領域で燃焼が進行し、サイクル全体で得られる総熱発生量は増加することを先で述べたが、図 4.13 の温度分布を確認すると、スキッシュエリアにおける燃焼はボア中心からシリンダ一壁面に向かって徐々に進行しており、その燃焼形態は多点同時着火ではなく、火炎伝播に近い形態といえる。そのような燃焼形態は最大圧力上昇率の大幅な低減を可能にするとともに、燃焼温度は過度に上昇しないため、NO_x 排出量も低減する結果となった。

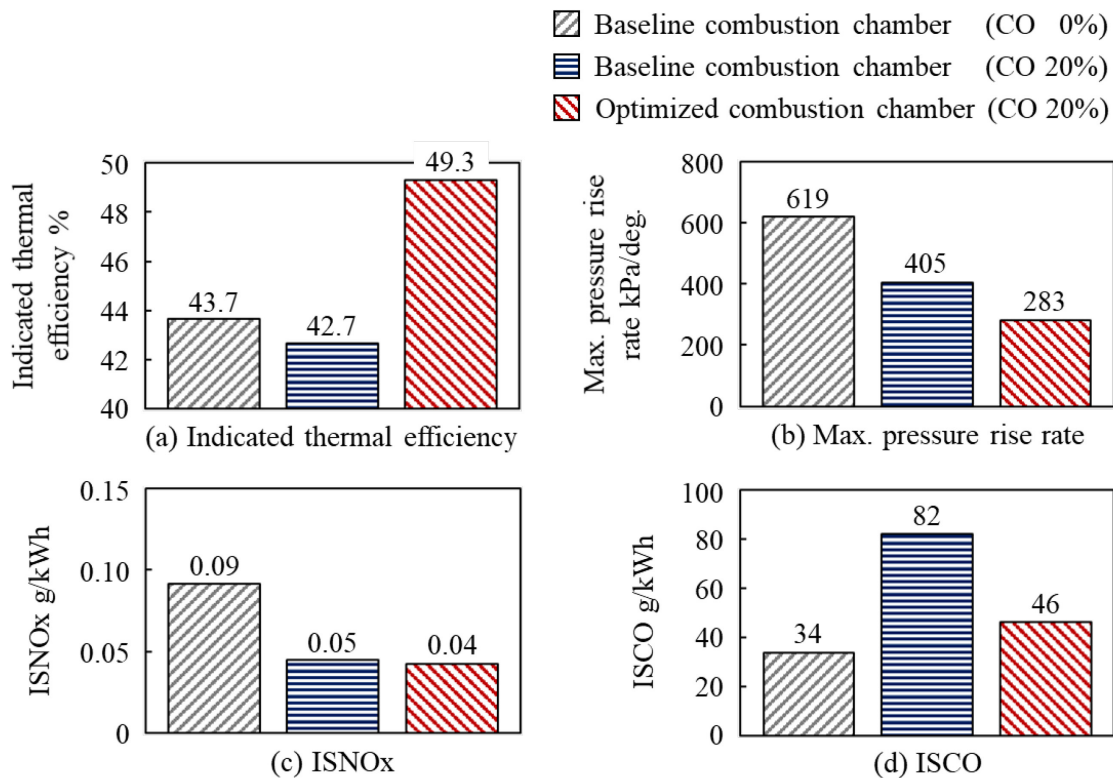


Fig.4.19 Predicted indicated thermal efficiency, max. pressure rise rate, and exhaust emissions of each combustion chamber (Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

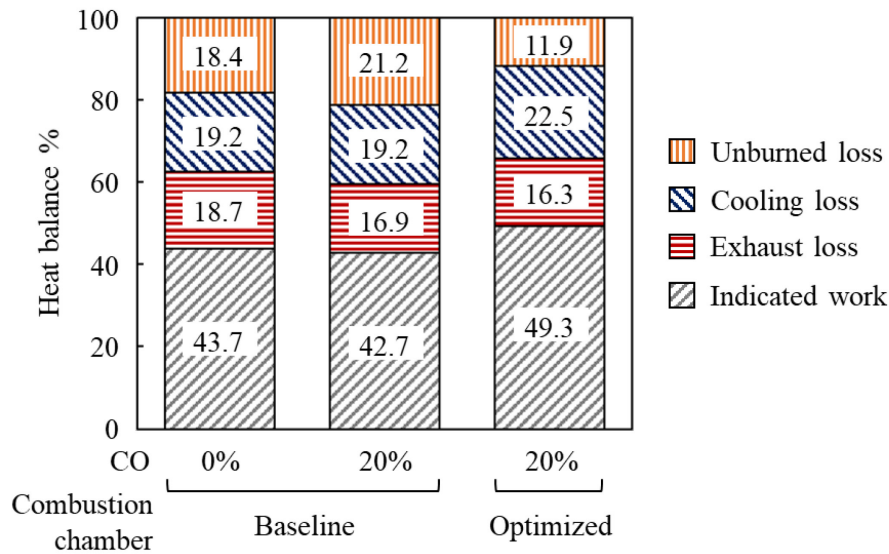


Fig.4.20 Predicted heat balance
(Engine speed: 1500 rpm, Total input energy: 450 J/cycle)

以上の結果から、最適化燃焼室では気体燃料の未燃排出低減と熱効率向上を実現し、本研究で構築した燃焼室形状の自動最適化プログラムは有用であることが示された。先で述べたように、熱効率向上を最終的な目的とする本研究において、冷却損失の増加につながる燃焼室形状が有効であるとは当初予測しておらず、先入観を持たない自動最適化プログラムを使用することで今回の最適化燃焼室を見出したと言える。ただし、図 4.16 に示した CO の筒内分布を確認すると、最適化燃焼室においてもボア中心付近に未燃の CO が残存していることが分かる。キャビティ開口部が絞られた燃焼室形状はスキッシュエリアに存在する気体燃料の酸化促進に有効である一方、その形状を同一の圧縮比で実現するためには燃焼室底部の中央に存在する突起部の高さを低くする必要があり、気体燃料が燃焼に至らず残存しやすいボア中心付近の容積増大につながる。そのため、燃焼室形状だけでなく、圧縮比も合わせて最適化することで、未燃排出の更なる低減を実現する可能性がある。また、今回は特定の一条件を対象に最適化を行っていることから、エンジン回転数や負荷、気体燃料の供給割合、気体燃料の種類などが異なる条件において今後、燃焼室形状の最適化を図った上で燃焼特性を検証する必要がある。特に、気体燃料の種類に関しては燃料種によって着火および燃焼特性が異なるため、最適化計算の目的関数に NO_x 排出量の項を追加するなどの修正を行い、最適化計算を再実施することが必要となりうる。

4.5 まとめ

気体燃料と軽油の圧縮着火燃焼で課題となる気体燃料の未燃排出に起因した熱効率の低下に対して、未燃排出低減に有効な燃焼室形状を明らかにするため、数値熱流体計算と最適化手法を連成した自動最適化プログラムを構築し、燃焼室形状の最適化計算を実施した結果、以下の知見を得た。

- (1) 自動最適化プログラムによって得られた未燃排出低減に有効な燃焼室形状はキャビティの開口部が絞られ、なおかつ燃焼室底部の中央に存在する突起部の高さが大幅に低くなる。
- (2) 最適化燃焼室では逆スキッシュ流が強化され、高温の既燃ガスがキャビティ内部からスキッシュエリアへ流入しやすく、スキッシュエリアに予混合燃料として存在する気体燃料の酸化が促進されてサイクル全体で得られる総熱発生量は増加する。
- (3) 最適化燃焼室においては気体燃料である CO の排出量が基準燃焼室に比べて 44%減少する。また、最適化燃焼室では筒内流動の強化により冷却損失が増加するが、未燃損失の低減効果が大きく、図示熱効率は向上し 49.3%の高効率を達成することが出来る。さらに、最適化燃焼室の燃焼形態は多点同時着火燃焼ではないため、最大圧力上昇率と NO_x 排出量も低減する。
- (4) キャビティ開口部が絞られた燃焼室形状を同一の圧縮比で実現するためには燃焼室底部の中央に存在する突起部の高さを低くする必要がある。気体燃料が燃焼に至らず残存しやすいボア中心付近の容積増大につながる。そのため、燃焼室形状と圧縮比を同時に最適化することで、未燃排出の更なる低減を実現する可能性がある。
- (5) 最適化燃焼室では気体燃料の未燃排出低減と熱効率向上を実現し、構築した燃焼室形状の自動最適化プログラムは有用である。ただし、今回は特定の一条件を対象に最適化を行っていることから、今後異なる条件において検証する必要がある。

第5章

結論

5.1 結論

自動車用パワートレインの多様化が加速する一方、2050年においても内燃機関を搭載した車両が依然、販売台数の半数以上を占めると予想されている。内燃機関を搭載した自動車から排出される有害な排出ガスに関しては RDE と呼ばれる実路走行試験の導入によって排出量の更なる低減が見込まれ、今後は低 CO₂ 排出やエネルギー消費の抑制、すなわち高効率化に対する要求が従来以上に厳しくなると考えられる。

高効率化を実現するためには理論熱効率の向上と各種損失の低減が求められる。排出ガス性能を考慮した上で、高い理論熱効率を得るために適当な内燃機関の燃焼方式を考えた場合、火花点火燃焼では熱効率の大幅な向上に希薄燃焼の採用が必須であり、その際には三元触媒による NO_x 浄化が困難となるため、新たな排出ガス低減技術が必要となる。一方、圧縮着火燃焼では排出ガス低減対策が確立されつつあり、高い理論熱効率を得るにあたって火花点火燃焼で生じるような大きな懸念事項はない。また、各種損失の低減に関して、冷却損失の低減で得られるエネルギーは全てが仕事に変換されず、排気損失の増加につながるものが既に知られている。その排気損失については、ターボチャージャによる過給や排気後処理触媒を有効に機能させるために一定量の排気エネルギーを確保する必要があるが、電動ターボチャージャ等の電動化技術の普及により利用可能な排気エネルギー量は増加すると予想される。したがって、熱効率の大幅な向上を実現するためには排気損失に該当するエネルギーを回収、利用することが重要となる。排気エネルギーを有効利用する方策の中でも、排気エネルギーを利用した燃料改質は排気エネルギー回収と燃焼改善の両面から熱効率向上の可能性を秘めている。

そこで、本研究では熱効率を向上するための方策として排気エネルギーを利用した燃料改質に着目し、燃料改質を適用した可燃性ガス予混合型高効率圧縮着火エンジンの実現に有用な知見の獲得を目的とした。はじめに、燃料改質を適用した圧縮着火エンジンに関する

基礎検討を数値計算で行い、EGR ガスを利用した燃料改質の特性や改質燃料を導入した際のエンジン燃焼特性を明らかにし、その特性から熱効率向上に向けた指針を得た。次に、炭化水素燃料の改質で生成される CO が軽油の圧縮着火燃焼に及ぼす影響はこれまで明確にされていないことから、CO 予混合気と軽油噴射による予混合圧縮着火燃焼のエンジン実験を実施し、その燃焼特性を明らかにした。さらに、数値計算では低い NO_x 排出特性を損なうことなく、高い熱効率を実現するための要件を検討し、高効率化の手段に関する指針を得た。最後に、気体燃料と軽油の圧縮着火燃焼で課題となる気体燃料の未燃排出に起因した熱効率の低下に対して、筒内流動に関わる燃焼室形状に着目した検討は十分にされていないことから、最適化手法と連成した数値計算を行い、気体燃料の未燃排出低減と熱効率向上に有効な燃焼室形状を示した。以下に、本研究を通じて得られた結論をまとめる。

はじめに、第2章の燃料改質を適用した圧縮着火エンジンに関する基礎検討では、ディーゼルエンジンの EGR ガスに軽油を噴射して改質を図るシステムを想定した数値計算を行った。まずは EGR ガスを利用した燃料改質の特性を明らかにするため、化学平衡計算を実施した。その結果、ディーゼルエンジンの EGR ガスは O₂ を含むため、燃料改質に供給する燃料量が少ない条件では燃料が O₂ と反応して燃焼し、排気エネルギーを利用した化学的な排熱回収に至らないことが示された。その課題への対応策として、EGR ガスを分流し、改質器へ流入する EGR ガス量を低下させる手法が有効であった。これは改質器に導入される EGR ガスの流量が少なくなることで含まれる O₂ も減少するためであり、少ない燃料量であっても発熱反応から吸熱反応への移行が可能になる。そして、燃料改質に供給する燃料量が多いほど、過濃な混合気となるため soot が多く生成され、実用上の課題となりうること、また、高い増熱率を得るためには高温な EGR ガスを必要とすることが確認された。それらの課題に対しては、改質器へ燃料供給した後、soot の生成量が少ない段階で反応を停止させるとともに発熱反応である水性ガスシフト反応を抑制することで、soot の生成抑制と増熱率の向上を両立する可能性がある。本検討を通じて、soot の生成抑制と高い増熱率を可能にする改質触媒や新技術の必要性が示唆された。

次に、EGR ガスを利用した燃料改質によって生成された改質燃料がエンジン燃焼に及ぼす影響を検討するため、詳細な素反応過程を考慮した数値熱流体計算コードによる三次元燃焼シミュレーションを行った。その結果より、soot を大量に含む改質燃料をエンジンに導入した場合、エンジン燃焼において soot を酸化しきれず、未燃排出が増加し効率の低下

を招くため、高効率化を実現する上で燃料改質における soot の生成抑制は必須であることが示された。そして、改質燃料の未燃排出増加だけでなく、予混合燃料の増加によって生じる過早着火も熱効率低下につながることを確認した。そこで、エンジン筒内へ噴射する燃料の噴射パラメータを適正化した結果、上死点近傍での活発な燃焼によって改質燃料の未燃排出が低減し、改質器を含めたエンジンシステム全体の総合効率は燃料改質を行っていない基準条件に対して 1.3%point 向上した。その際、燃焼の活発化による最大圧力上昇率の増大や燃焼温度の上昇による NO_x 排出量の増加が確認され、課題となる。

第2章の燃料改質に関する数値計算では、生成される可燃性ガスが主に H₂ や CO, CH₄ であること、また、燃料改質の課題に対する方策が実現した場合、改質燃料中の主な可燃成分は H₂ と CO になることを示した。そこで、第3章では炭化水素燃料の改質で生成される CO に着目し、予混合 CO 成分がエンジン燃焼に及ぼす影響を明らかにするため、着火に至る過程が化学反応に依存し、燃料の自着火特性が大きく影響する予混合圧縮着火燃焼に CO と軽油を燃料として適用した実機試験を行った。その結果、CO の供給割合が高いほど、低温酸化反応による熱発生量が減少するとともに熱炎反応の開始時期はわずかに遅角する傾向を示し、CO は着火性の低い燃料であることが確認された。また、大量 EGR の導入と同時に有効圧縮比を低く設定した条件においては CO の供給割合増加に伴って緩慢な燃焼となり、燃焼位相は遅角化する傾向を示した。その際、CO 排出量が増加し、気体燃料の未燃排出増加に起因する図示熱効率の悪化が見られた。実機試験で確認された CO の供給割合増加に伴い燃焼位相が遅角化する特性を活用し、運転条件に応じて、CO の供給割合を適正化することで燃焼位相の制御が可能となり、予混合圧縮着火燃焼の課題である運転領域の拡大につながると考えられる。さらに、CO を供給した場合、同一の燃焼重心位置を低い EGR 率や高い圧縮比で実現することが可能であり、予混合圧縮着火燃焼を実現するためにこれまで取り組まれてきた大量 EGR や低圧縮比化に代わる手法となりうることを明らかにした。これは高効率化を実現する上で必要な理論熱効率の向上につながる。

また、予混合圧縮着火燃焼の特徴である低い NO_x 排出特性を損なうことなく、未燃の CO 排出を低減し高い熱効率を実現するための要件を検討するため、三次元燃焼シミュレーションを実施した。実機試験で得られた知見をもとに有効圧縮比と EGR 率を変更したところ、CO を導入したディーゼル予混合圧縮着火燃焼では有効圧縮比を高めると同時に高 EGR 化を図る手段を適用することで、低い NO_x 排出特性を維持しながら CO の未燃排出を低減し図示熱効率は向上する計算結果が得られた。有効圧縮比を高く設定した場合、雰囲気圧力が

高くなり、軽油噴霧の貫徹力は低下するため、壁面付着量が減少し、主燃焼の開始までに蒸発する燃料量は増加する様子が確認された。その結果、軽油が燃焼室キャビティ内に広く分散し、主燃焼が生じる領域が広がるため、予混合燃料である CO の酸化促進につながったと考えられる。その際、高 EGR 化が燃焼温度の上昇を抑制するため、NO_x 排出量は増加することなく、低い NO_x 排出特性を示した。数値計算を通じて、有効圧縮比を高めると同時に高 EGR 化を図る手段が本研究の目的である高効率化に有効であることを明らかにした。ただし、この手段を適用した場合においても未燃の CO 排出量は依然として多く、その低減を図ることで熱効率の更なる向上を実現する可能性がある。

そこで、第4章では気体燃料の未燃排出に影響する因子の一つである燃焼室形状に着目し、未燃排出低減に有効な燃焼室形状を明らかにするため、数値熱流体計算と最適化手法である遺伝的アルゴリズム (GA) を連成した燃焼室形状の自動最適化プログラムを構築し、燃焼室形状の最適化を実施した。自動最適化プログラムによって得られた燃焼室形状はキャビティの開口部が絞られ、なおかつ燃焼室底部の中央に存在する突起部の高さが大幅に低い形状であった。最適化燃焼室の特性を解析した結果、逆スキッシュ流の強化が確認され、高温の既燃ガスがキャビティ内部からスキッシュエリアへ流入しやすく、スキッシュエリアに予混合燃料として存在する気体燃料の酸化が促進されることを明らかにした。気体燃料の酸化促進によって、サイクル全体で得られる総熱発生量は増加すること、また、未燃排出の低減効果が筒内流動の強化に起因する冷却損失の増加に比べて大きいことが確認された。このような特性を有する最適化燃焼室においては気体燃料である CO の排出量が基準燃焼室に比べて 44%減少するとともに、図示熱効率は向上し 49.3%の高効率が得られた。さらに、最適化燃焼室ではキャビティ内部で着火した後、スキッシュエリアに存在する混合気も燃焼に至る様子が確認され、燃焼形態が多点同時着火ではないため、最大圧力上昇率の大幅な低減を可能にするとともに、燃焼温度が過度に上昇しないことで NO_x 排出量も低減する結果を示した。最適化計算を通じて、気体燃料の未燃排出低減と熱効率向上を実現する燃焼室形状を明らかにし、本研究にて構築した燃焼室形状の自動最適化プログラムは有用であることが示された。熱効率向上を最終的な目的とする本研究において、冷却損失の増加につながる燃焼室形状が有効であるとは当初予測しておらず、先入観を持たない自動最適化プログラムを使用することで今回の最適化燃焼室を見出したと言える。ただし、最適化計算で得られたようなキャビティ開口部が絞られた燃焼室形状はスキッシュエリアに存在する気体燃料の酸化促進に有効である一方、その形状を同一の圧縮比で実現するためには燃

焼室底部の中央に存在する突起部の高さを低くする必要があり、気体燃料が燃焼に至らず残存しやすいボア中心付近の容積増大につながる。そのため、燃焼室形状だけでなく、圧縮比の値も合わせて最適化することで、未燃排出の更なる低減を実現する可能性がある。また、今回は特定の一条件を対象に最適化を行っていることから、今後異なる条件において検証する必要がある。

以上、排気エネルギーを利用した燃料改質の適用を想定した可燃性ガス予混合型圧縮着火エンジンに関する研究を通じて得られた知見や指針は今後、内燃機関の熱効率を向上するための新たな技術や方策を検討する際に有益なものになると考えられる。

5.2 今後の展望

今後、内燃機関の高効率化に対する要求は厳しさを増すことが予想される中、熱効率の大幅な向上を実現するための新たな技術として排気エネルギーを利用した燃料改質は排気エネルギー回収と燃焼改善の両面で大きな可能性を秘めている。しかしながら、現状では燃料改質および可燃性ガスを燃料に用いるエンジン燃焼のそれぞれにおいて、克服すべき課題が存在する。本節ではそれら課題を取り上げるとともに今後の研究の展望について述べる。

燃料改質に関しては第2章の計算結果より、化学的な排熱回収が不十分であることや soot の生成量が多いことが課題として挙げられる。本研究では EGR ガスに燃料を噴射して改質を図るシステムを想定したが、計算結果で確認された低位発熱量の増加量は雰囲気温度が高い条件であってもわずかであり、効率の改善に寄与するほどの排熱回収は出来ていない。また、改質器に供給する燃料量が多いほど、soot の生成量が増加しており、EGR 配管への堆積による不具合などが予想され実用上の課題となりうるだけでなく、エンジン燃焼における燃焼効率低下の要因となることが示唆された。これら課題の解決が燃料改質を適用した内燃機関の実用化に向けた重要なポイントと考えられ、改質器に用いる触媒の研究開発のみならず、燃料改質に非平衡プラズマを適用する関根らの研究⁽⁷⁾のように新たな技術の研究開発が必要となる。近年では大容量二次電池を動力用に搭載した HEV が普及していることから、その電力の活用がブレークスルーにつながる可能性もある。ただし、その場合には消費電力を上回る効率向上効果がエンジンシステムとして獲得できることが前提となる。その他の実用化に向けた課題として、エンジンの過渡運転、燃料性状、耐久性、車両への搭載性がある。自動車は主に速度変化を伴う過渡走行で使用されるため、内燃機関のみを動力

源とする従来の自動車においてはエンジン回転数と負荷が常に変動し、その変動幅も一定ではない。すなわち、排気温度や排出ガスの組成、排出ガス流量も常に変化するため、燃料改質には幅広い条件に瞬時に対応することが求められ、大きな課題となる。この課題の解決策として、シリーズハイブリッド車への適用が挙げられる。ハイブリッドシステムの一つであるシリーズ方式はエンジンを発電のみに使用し、定常状態で運転することが可能である。そのため、燃料改質はシリーズハイブリッド車への適用が有望と考えられる。また、燃料性状に関して、第2章の計算ではノルマルヘプタンを燃料としているが、実際の軽油は多成分燃料である。触媒を用いた燃料改質では改質に適当な温度や生成される改質燃料の組成は燃料成分によって異なることが推測され、多成分燃料への対応が求められる。そして、実使用を考えた場合、耐久性の確保が課題となりうる。星野らはガソリンエンジン用改質触媒の開発⁽⁸⁰⁾において、耐久試験後の触媒では H_2 生成能が低下することを指摘しており、耐久性に関する検討が必要と考えられる。さらに、車両への搭載性の面から、燃料改質システムは小型かつ簡素な構成であることが望ましく、その点を考慮した研究開発が求められる。

可燃性ガスと軽油を燃料とするエンジン燃焼に関して、炭化水素燃料の改質で生成される H_2 や CO 、 CH_4 は燃焼特性がそれぞれ異なるため、改質燃料の組成のわずかな違いによりエンジン燃焼は変化する可能性がある。そのため、単一の気体燃料と軽油を燃料に用いた検証により基本特性を把握した上で、多成分の気体燃料と軽油、さらに実際の改質燃料と軽油を用いた検証によって、その特性を理解する必要がある。そして、燃料改質を適用した際のエンジン燃焼を制御するためには、燃料改質で生成される燃料組成や改質燃料導入時のエンジン燃焼をリアルタイムで予測する高速演算モデルが求められる。そのモデルを用いて、改質器およびエンジン筒内へ噴射する燃料の噴射パラメータを制御することで、ロバスト性が確保された高効率燃焼の実現につながると考えられる。さらに、本研究では最適化手法と連成した数値計算により、気体燃料の未燃排出低減と熱効率向上に有効な燃焼室形状を明らかにしたが、燃焼室形状のみならず、燃料噴射パラメータをはじめとするエンジンの制御パラメータも合わせて最適化することで、更なる熱効率向上の可能性もある。一般的に、最適化するパラメータの数が増加するほど、収束解が得られるまでに要する時間は長期化するが、計算機の性能は年々向上しており、近い将来、計算時間の問題は解消されることが期待される。ここで、エンジンに供給する可燃性ガスの生成方法に言及する。本論文ではエンジンシステムの一部として燃料改質システムを搭載し可燃性ガスを生成することを想定しているが、外部で生成した可燃性ガスを補給し燃料とする場合、再生可能エネルギーを利

用して H_2 を生成する方法や近年、注目されている CO_2 を回収し有効利用する CCU (CO_2 capture and utilization) 技術によって CO と H_2 を生成する方法も将来的には考えられる。外部で生成した可燃性ガスを燃料タンクに補給した上でエンジンに供給することを考慮すると、自動車では搭載性などの面で課題を有するが、定置型発電機や船舶であれば自動車に比べて制約が少なく、可燃性ガス予混合型圧縮着火エンジンが適用される可能性がある。このように自動車以外への適用も考えられる可燃性ガスと軽油を燃料とするエンジン燃焼は今後も高効率化に向けた研究が求められる。その目標値に関して、内燃機関以外で H_2 を利用する燃料電池の発電効率は約 60% が現在の最高水準であり、コストの面で優位な内燃機関において 60% を超える熱効率が実現出来れば、内燃機関は淘汰されることなく利用されることが考えられ、熱効率 60% が近い将来の目標値となる。

以上のように、燃料改質を適用した可燃性ガス予混合型圧縮着火エンジンは実現に向けて克服すべき課題が多い一方、熱効率が大幅に向上する可能性を秘めている。今後は研究を継続して推進し、高効率エンジンシステムの実現、そして環境問題やエネルギー問題の解決に貢献していきたい。

参考文献

- (1) 国土交通省, 新車に対する排出ガス規制について,
<http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_tk10_000002.html>, (参照日 2019 年 1 月 4 日)
- (2) European Environment Agency, Air quality in Europe – 2017 report,
<<https://www.eea.europa.eu/publications/air-quality-in-europe-2017>>, (accessed on January 5, 2019)
- (3) Weiss, M., Bonnel, P., Hummel, R. and Steininger, N., A complementary emissions test for light-duty vehicles: Assessing the technical feasibility of candidate procedures, JRC SCIENTIFIC AND POLICY REPORTS, report EUR 25572 EN
- (4) 国土交通省, 排出ガス不正事案を受けたディーゼル乗用車等検査方法見直し検討会,
<http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_tk10_000035.html>, (参照日 2019 年 1 月 5 日)
- (5) 国土交通省, 自動車燃費目標基準について,
<http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_000005.html>, (参照日 2019 年 1 月 14 日)
- (6) 国土交通省, ガソリン乗用車の平均燃費値の推移,
<<http://www.mlit.go.jp/common/001226382.pdf>>, (参照日 2019 年 1 月 14 日)
- (7) 国立環境研究所, 日本の温室効果ガス排出量
<http://www-gio.nies.go.jp/aboutghg/data/data-updated_7gas_j.html>, (参照日 2019 年 1 月 15 日)
- (8) UNFCCC, Conference of the Parties (COP) 21,
<<https://unfccc.int/process-and-meetings/conferences/past-conferences/paris-climate-change-conference-november-2015/cop-21>>, (accessed on January 15, 2019)
- (9) 環境省, 地球温暖化対策計画,
<<https://www.env.go.jp/press/files/jp/102816.pdf>>, (参照日 2019 年 1 月 15 日)

-
- (10) IEA, Energy Technology Perspectives 2015,
<<https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/ETP2015.pdf>>,
(accessed on January 16, 2019)
- (11) 中野道王, 仲原彰治, 秋濱一弘, 久保修一, 4 気筒エンジンのノック発生時期及びノック限界トルクの予測, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol.31, No.2 (1996), pp.27-38
- (12) 松村恵理子, ガソリン燃料噴霧と燃焼, JSAE Engine Review, Vol.7, No.4 (2017), pp.3-6
- (13) 山下幸宏, ガソリンエンジン用燃料噴射装置の現状と将来, JSAE Engine Review, Vol.7, No.4 (2017), pp.7-10
- (14) 田岸龍太郎, 池谷健一郎, 高沢正信, 山田健人, ガソリンエンジンの正味熱効率 45%達成技術, Honda R&D Technical Review, Vol.27, No.2 (2015), pp.1-10
- (15) 神長隆史, 長津和弘, 養祖隆, 藤川竜也, 長野高皓, 山川正尚, ガソリン高圧噴射を用いた高圧縮比エンジンの燃焼技術 (第 2 報) - 単気筒エンジンによるコンセプト検証 -, 自動車技術会論文集, Vol.49, No.4 (2018), pp.751-757, 20184456
- (16) 富澤和廣, 松尾佳朋, 大槻健, 室谷満幸, 後藤剛, 上月正志, 新型デミオのエンジン技術, マツダ技報, No.29 (2011), pp.8-13
- (17) 吉田慎一郎, 伊藤行伸, 平井直樹, 高木大介, 土田博文, ダウンサイジング過給ガソリンエンジンへの Low pressure Cooled EGR システムの適用, 自動車技術, Vol.69, No.9 (2015), pp.37-42, 20154541
- (18) 木賀新一, 小島周二, 松岡一哉, 世界初量産可変圧縮技術を採用した新世代エンジン「VC-TURBO」, 自動車技術, Vol.72, No.9 (2018), pp.78-83, 20184544
- (19) 横森剛, 松田昌祥, 飯田訓正, 浦田泰弘, 横尾望, 中田浩一, 高効率ガソリンエンジンのためのスーパーリーンバーン研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.59-16 (2016), pp.1413-1418, 20165267
- (20) Jung, D., Sasaki, K., Sugata, K., Matsuda, M., Yokomori, T. and Iida, N., Combined Effects of Spark Discharge Pattern and Tumble Level on Cycle-to-Cycle Variations of Combustion at Lean Limits of SI Engine Operation, SAE Technical Paper, Paper No.2017-01-0677 (2017)
- (21) 岡本毅, 長田英朗, 福長聡, 島田一昭, 内田登, 0 次元熱効率計算モデルに基づく正味熱効率改善に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.88-14 (2014), pp.13-18,

20145270

- (22) Okamoto, T. and Uchida, N., New Concept for Overcoming the Trade-Off between Thermal Efficiency, Each Loss and Exhaust Emissions in a Heavy Duty Diesel Engine, SAE International Journal of Engines, Vol.9, No.2 (2016), pp.859-867, 2016-01-0729
- (23) 岡本毅, 内田登, マルチインジェクタ搭載大型ディーゼルエンジンにおける熱発生率制御の可能性およびエネルギー損失低減に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.1 (2017), pp.53-58, 20174053
- (24) 渡辺裕樹, 岡本毅, 内田登, 西島義明, ディーゼルエンジンの筒内火炎挙動解析に基づく熱発生率制御と排気特性の改善, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.2 (2017), pp.233-239, 20174188
- (25) 長谷川直広, 堀江亮介, 窪山達也, 森吉泰生, 嶋田泰三, 相澤哲哉, 逆デルタ型噴射が多気筒ディーゼル機関の燃焼に及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.123-17 (2017), pp.322-326, 20176058
- (26) 秋山忍, 遠山義明, 猿渡蒼周, 嶋田泰三, 野口与四郎, 相澤哲哉, ディーゼル機関熱効率向上のための直列2弁瞬時切替式 (TAIZAC) インジェクタ, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.61-18 (2018), pp.1-5, 20185278
- (27) 西川雄也, 植松孝喜, 丸山裕暉, 秋山忍, 猿渡蒼周, 嶋田泰三, 相澤哲哉, TAIZAC インジェクタを用いた段別・噴射中の噴射圧制御がディーゼル機関性能に与える影響, 第29回内燃機関シンポジウム講演予稿集, No.18-18 (2018), 講演 No.69
- (28) Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D. and Kato, S., Active Thermo -Atmosphere Combustion (ATDC)- A New Combustion Process for Internal Combustion Engines, SAE Technical Paper, Paper No.790501 (1979)
- (29) Najt, P. and Foster, D. E., Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion, SAE Technical Paper, Paper No.830264 (1983)
- (30) Thring, R. H., Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines, SAE Technical Paper, Paper No.892068 (1989)
- (31) Aoyama, T., Hattori, Y., Mizuta, J. and Sato, Y., An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine, SAE Technical Paper, Paper No.960081 (1996)

-
- (32) Willand, J., Nieberding, R. G., Vent, G. and Enderle, C., The Knocking Syndrome – Its Cure and Its Potential, SAE Technical Paper, Paper No.982483 (1998)
- (33) Urata, Y., Awasaka, M., Takanashi, J., Kakinuma, T., Hakozaki, T. and Umemoto, A., A Study of Gasoline-fuelled HCCI Engine Equipped with an Electromagnetic Valve Train, SAE Technical Paper, Paper No.2004-01-1898 (2004)
- (34) 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.1 (2003), pp.53-58, 20034049
- (35) Peng, Z., Zhao, H. and Ladommatos, N., Effects of Air/Fuel Ratios and EGR Rates on HCCI Combustion of n-heptane, a Diesel Type Fuel, SAE Technical Paper, Paper No. 2003-01-0747 (2003)
- (36) Okude, K., Mori, K., Shiino, S. and Moriya, T., Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NO_x and Soot in Diesel Engine, SAE Technical Paper, Paper No.2004-01-1907 (2004)
- (37) Kaminaga, T. and Kusaka, J., Improvement of Combustion and Exhaust Gas Emissions in a Passenger Car Diesel Engine by Modification of Combustion Chamber Design, SAE Technical Paper, Paper No.2006-01-3435 (2006)
- (38) Murata, Y., Kusaka, J., Daisho, Y., Kawano, D., Suzuki, H., Ishii, H. and Goto, Y., Miller-PCCI Combustion in an HSDI Diesel Engine with VVT, SAE International Journal of Engines, Vol.1, No.1 (2009), pp.444-456, 2008-01-0644
- (39) Inagaki, K., Fuyuto, T., Nishikawa, K., Nakakita, K. and Sakaka, I., Dual-Fuel PCI Combustion Controlled by In-Cylinder Stratification of Ignitability, SAE Technical Paper, Paper No.2006-01-0028 (2006)
- (40) 神尾純一, 黒谷忠司, 佐藤卓哉, 清弘幸彦, 橋本公太郎, 郡司貴浩, デュアルフューエル内燃機関の燃焼制御に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.55-07 (2007), pp.19-22, 20075215
- (41) Kokjohn, S., Hanson, R. M., Splitter, D. A. and Reitz, R. D., Experiments and Modeling of Dual-Fuel HCCI and PCCI Combustion Using In-Cylinder Fuel Blending, SAE International Journal of Engines, Vol.2, No.2 (2010), pp.24-39, 2009-01-2647
- (42) Nieman, D. E., Dempsey, A. B. and Reitz, R. D., Heavy-Duty RCCI Operation Using

- Natural Gas and Diesel, SAE International Journal of Engines, Vol.5, No.2 (2012), pp.270-285, 2012-01-0379
- (43) Park, H., Kim, J. and Bae, C., Effects of Hydrogen Ratio and EGR on Combustion and Emissions in a Hydrogen/Diesel Dual-Fuel PCCI Engine, SAE Technical Paper, Paper No.2015-01-1815 (2015)
- (44) 漆原友則, 松田健平, HCCI 燃焼-SI 燃焼の境界領域とその燃焼特性, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.07-08 (2008), pp.10-16, 20086103
- (45) マツダ, 次世代ガソリンエンジン SKYACTIV-X,
<<http://www2.mazda.com/ja/next-generation/technology/>>, (参照日 2019 年 1 月 21 日)
- (46) 鈴木孝幸, 辻田誠, 森康夫, 鈴木孝, ターボインタークーラ付 DI ディーゼルエンジンの断熱化に伴うエンジン特性の変化について, 自動車技術会論文集, Vol.40 (1989), pp.26-33, 896004
- (47) Kawamura, H., Sekiyama, S. and Sasaki, H., Observation of Combustion Process of Diesel Fuel Spray in High Temperature Air, SAE Technical Paper, Paper No.922207 (1992)
- (48) 河村英男, 松岡寛, 原真治, 遮熱率の大きい遮熱形セラミックエンジンの研究, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.59, No.568 (1993), pp.4059-4063, 93-0702
- (49) 小坂英雅, 脇坂佳史, 野村佳洋, 堀田義博, 小池誠, 中北清己, 川口暁生, 壁温スイング遮熱法によるエンジンの熱損失低減—数値計算による適切な遮熱膜特性の検討—, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.1 (2013), pp.39-44, 20134023
- (50) 脇坂佳史, 稲吉三七二, 福井健二, 小坂英雅, 堀田義博, 川口暁生, 壁温スイング遮熱法によるエンジンの熱損失低減 (第 2 報) —単筒エンジンによる遮熱効果の先行検討—, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.1 (2016), pp.39-45, 20164027
- (51) 川口暁生, 立野学, 山下英男, 猪熊洋希, 山下晃, 高田倫行, 山下親典, 小山石直人, 脇坂佳史, 壁温スイング遮熱法によるエンジンの熱損失低減 (第 3 報) —列型過給直噴ディーゼルエンジンへの適用—, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.1 (2016), pp.47-53, 20164028
- (52) 首藤登志夫, 車両効率向上のための熱マネジメント技術, 自動車技術, Vol.71, No.10 (2017), pp.6-11, 20174772

- (53) VOLVO, Diesel Turbo-compound Technology,
<http://www.nescaum.org/documents/improving-the-fuel-economy-of-heavy-duty-fleets-1/greszler_volvo_session3.pdf>, (accessed on January 23, 2019)
- (54) 鈴木孝幸, ディーゼルエンジンの徹底研究, グランプリ出版, (2012), pp.100-101
- (55) 山口卓也, 内田登, 長田英朗, 排熱回生システム付き高過給ディーゼルエンジンにおける冷却損失低減が熱効率改善ポテンシャルに及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.1 (2017), pp.13-19, 20174047
- (56) 五味智紀, 阿部誠, 石川直也, 阿部義幸, 車両プラントモデルを用いた小型商用車用ランキンシステムの検討, 自動車技術会論文集, Vol.46, No.3 (2015), pp.615-620, 20154412
- (57) 安藤芳之, 中村正明, 中島大, 下川清広, ランキンサイクル用発電機の研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.177-17 (2017), pp.1734-1738, 20176323
- (58) 茨木茂, 遠藤恒雄, 小島洋一, 高橋和也, 馬場剛志, 川尻正吾, ランキンサイクルを用いた車載用廃熱回生システムの研究, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.18-09 (2010), pp.6-11, 20104120
- (59) 佐藤正浩, 立野学, 川口暁生, 小野田尚人, 小川輝, 友田晃利, 小林日出夫, 真空沸騰冷却・廃熱回収ランキンシステムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.13-18 (2018), pp.1-6, 20185058
- (60) 古川卓俊, トラックエンジン用廃熱回収技術, JSAE Engine Review, Vol.6, No.1 (2016), pp.5-7
- (61) 篠原和彦, 熱電素子による自動車排気熱発電技術, Materia Japan, Vol.38, No.10 (1999), pp.768-771
- (62) 江原隆, アンドレアス・エダー, マティアス・リンデ, 廃熱回生-BMW Efficient Dynamics の将来へのステップ, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.18-09 (2010), pp.1-5, 20104119
- (63) 森正芳, 山上武, 織田信之, 服部真, 原口友秀, 空澤光将, 熱電素子を利用した自動車の廃熱回生技術の現状と将来展望, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.18-09 (2010), pp.21-26, 20104122
- (64) Meisner, G., P., Thermoelectric Generator Development for Automotive Waste Heat Recovery,

- <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer10_meisner.pdf>, (accessed on January 24, 2019)
- (65) Tsolakis, A., Megaritis, A. and Wyszynski, M. L., Low temperature exhaust gas fuel reforming of diesel fuel, *Fuel*, Vol.83, No.13 (2004), pp.1837-1845
- (66) Tsolakis, A. and Megaritis, A., Catalytic exhaust gas fuel reforming for diesel engines -effects of water addition on hydrogen production and fuel conversion efficiency, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.29, No.13 (2004), pp.1409-1419
- (67) Tsolakis, A. and Megaritis, A., Exhaust Gas Fuel Reforming for Diesel Engines - A Way to Reduce Smoke and NOX Emissions Simultaneously, *SAE Technical Paper*, Paper No.2004-01-1844 (2004)
- (68) Tsolakis, A. and Megaritis, A., Partially premixed charge compression ignition engine with on-board H₂ production by exhaust gas fuel reforming of diesel and biodiesel, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.30, No.7 (2005), pp.731-745
- (69) Tsolakis, A., Megaritis, A. and Golunski, S.E., Reaction Profiles during Exhaust-Assisted Reforming of Diesel Engine Fuels, *Energy & Fuels*, Vol.19, No.3 (2005), pp.744-752
- (70) Tsolakis, A., Megaritis, A., Yap, D. and Abu-Jrai, A., Combustion Characteristics and Exhaust Gas Emissions of a Diesel Engine Supplied with Reformed EGR, *SAE Technical Paper*, Paper No.2005-01-2087 (2005)
- (71) Tsolakis, A. and Golunski, S.E., Sensitivity of process efficiency to reaction routes in exhaust-gas reforming of diesel fuel, *Chemical Engineering Journal*, Vol.117, No.2 (2006), pp.131-136
- (72) Tsolakis, A., Abu-Jrai, A., Theinnoi, K., Wyszynski, M.L., Xu, H.M., Megaritis, A., Cracknell, R., Golunski, S.E. and Peucheret, S.M., Exhaust gas fuel reforming for IC Engines using diesel type fuels, *SAE Technical Paper*, Paper No.2007-01-2044 (2007)
- (73) Tsolakis, A., Megaritis, A. and Yap, D., Application of exhaust gas fuel reforming in diesel and homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines fuelled with

- biofuels, Energy, Vol.33, No.3 (2008), pp.462-470
- (74) Christodoulou, F. and Megaritis, A., Experimental investigation of the effects of separate hydrogen and nitrogen addition on the emissions and combustion of a diesel engine, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.38, No.24 (2013), pp.10126-10140
- (75) Christodoulou, F. and Megaritis, A., Experimental investigation of the effects of simultaneous hydrogen and nitrogen addition on the emissions and combustion of a diesel engine, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.39, No.6 (2014), pp.2692-2702
- (76) Christodoulou, F. and Megaritis, A., The effect of reformer gas mixture on the performance and emissions of an HSDI diesel engine, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.39, No.18 (2014), pp.9798-9808
- (77) Sekine, Y., Furukawa, N., Matsukata, M. and Kikuchi, E., Coke free dry reforming of model diesel fuel by pulsed spark-plasma at low temperature using exhaust gas recirculation (EGR) system, Journal of Physics D: Applied Physics, Vol.44, No.27 (2011), 274004
- (78) Ashida, K., Hoshino, M., Maeda, H., Araki, T., Hiraya, K. and Yasuoka, M., Study of Reformate Hydrogen-Added Combustion in a Gasoline Engine, SAE Technical Paper, Paper No.2015-01-1952 (2015)
- (79) 芦田耕一, 前田洋史, 新城崇, 星野真樹, 平谷康治, 安岡正之, 燃料改質器付きガソリンエンジン用水素添加高 EGR 燃焼の研究, 自動車技術会論文集, Vol.46, No.4 (2015), pp.743-748, 20154484
- (80) 星野真樹, 和泉隆夫, 赤間弘, 在間理行, 平谷康治, 芦田耕一, 新城崇, 前田洋史, 燃料改質ガソリンエンジン用 EGR 改質触媒の開発, 自動車技術会論文集, Vol.46, No.2 (2015), pp.265-270, 20154196
- (81) 嶋根直人, 決得倭人, 津野瀬まき, 喜久里陽, 吉村佳, 芦田耕一, 草鹿仁, 大聖泰弘, 数値シミュレーションを用いた火花点火ガソリンエンジンにおける燃料改質による高効率化に関する基礎検討, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.6 (2016), pp.1265-1270, 20164618
- (82) 廣田寿男, 稲垣徳一, 上野善衛, メタノール改質ガスエンジンの燃焼特性, 自動車技

- 術会論文集, No.20 (1980), pp.25-31, 806004
- (83) 廣田寿男, メタノール改質ガスエンジンの研究, 自動車技術, Vol.34, No.10 (1980), pp.998-1003, 805139
- (84) 廣田寿男, 増田剛司, 星野泰成, 自動車用メタノールリフォーマにおける触媒活性と熱交換性能の改善, 燃料協会誌, Vol.65, No.12 (1986), pp.1034-1042
- (85) 首藤登志夫, 小野義敬, DME およびメタノール熱分解ガスを用いた予混合圧縮着火燃焼に関する研究, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.68, No.668 (2002), pp.1260-1265, 01-1146
- (86) 首藤登志夫, 小野義敬, 高橋健洋, ジメチルエーテルの予混合圧縮着火に及ぼす水素および一酸化炭素の影響, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.70, No.693 (2004), pp.1375-1382, 03-0200
- (87) 首藤登志夫, メタノール改質ガスを用いた排熱回収式 HCCI 燃焼機関システムー水素による自着火の制御ー, 自動車技術, Vol.58, No.9 (2004), pp.87-92, 20044690
- (88) Shudo, T., Shima, Y. and Fujii, T., Production of dimethyl ether and hydrogen by methanol reforming for an HCCI engine system with waste heat recovery – Continuous control of fuel ignitability and utilization of exhaust gas heat, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.34, No.18 (2009), pp.7638-7647
- (89) 首藤登志夫, 小野義敬, 高橋健洋, DME 改質ガスによる DME 予混合圧縮着火燃焼機関の着火制御, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.70, No.696 (2004), pp.2205-2212, 03-1207
- (90) 長野進, 斎藤昭則, 山本征治, バイオエタノールの高効率利用法ーエタノール水の水蒸気改質ー, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.42-10 (2010), pp.1-4, 20105070
- (91) 長野進, 山崎清, 政所良行, 中田勇, 矢作秀夫, エタノール混合ガソリン水蒸気改質における改質触媒選定とエンジン EGR 改質による燃費改善, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.2 (2012), pp.325-330, 20124227
- (92) 白川雄三, 島田敦史, 石川敬郎, 低濃度含水エタノールを用いた燃料改質エンジンシステムによる熱効率向上と NO_x 低減, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.840 (2016), pp.1-12, 15-00573
- (93) 白川雄三, 島田敦史, 石川敬郎, 首藤登志夫, 低濃度含水エタノールを用いた燃料改質エンジンシステムの高効率化検討, 自動車技術会論文集, Vol.49, No.2 (2018),

- pp.247-252, 20184174
- (94) Alger, T. and Mangold, B., Dedicated EGR: A New Concept in High Efficiency Engines, SAE International Journal of Engines, Vol.2, No.1 (2009), pp.620-631, 2009-01-0694
- (95) Chadwell, C., Alger, T., Zuehl, J. and Gukelberger, R., A Demonstration of Dedicated EGR on a 2.0 L GDI Engine, SAE International Journal of Engines, Vol.7, No.1 (2014), pp.434-447, 2014-01-1190
- (96) Gukelberger, R., Gingrich, J., Alger, T., Almaraz, S. and Denton, B., LPL EGR and D-EGR® Engine Concept Comparison Part 1: Part Load Operation, SAE International Journal of Engines, Vol.8, No.2 (2015), pp.570-582, 2015-01-0783
- (97) Gukelberger, R., Gingrich, J., Alger, T. and Almaraz, S., LPL EGR and D-EGR® Engine Concept Comparison Part 2: High Load Operation, SAE International Journal of Engines, Vol.8, No.2 (2015), pp.547-556, 2015-01-0781
- (98) Alger, T., Walls, M., Chadwell, C., Joo, S., Denton, B., Kleinow, K. and Robertson, D., The Interaction between Fuel Anti-Knock Index and Reformation Ratio in an Engine Equipped with Dedicated EGR, SAE International Journal of Engines, Vol.9, No.2 (2016), pp.786-795, 2016-01-0712
- (99) Denton, B., Chadwell, C., Gukelberger, R. and Alger, T., Design and Implementation of a D-EGR® Mixer for Improved Dilution and Reformate Distribution, SAE International Journal of Engines, Vol.10, No.3 (2017), pp.892-897, 2017-01-0647
- (100)尾崎恭平, 佐古孝弘, 李世埭, 飯田訓正, “Dedicated EGR”による高効率天然ガス SI エンジンの可能性, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.5 (2014), pp.769-774, 20144645
- (101)Lee, S., Ozaki, K., Iida, N. and Sako, T., A Potentiality of Dedicated EGR in SI Engines Fueled by Natural Gas for Improving Thermal Efficiency and Reducing NOx Emission, SAE International Journal of Engines, Vol.8, No.1 (2015), pp.238-249, 2014-32-0108
- (102)朝井豪, 渡邊勇介, 石黒竣太郎, 柴田元, 小川英之, 小橋好充, 鈴木拓哉, ディーゼル燃料過濃予混合気のピストン圧縮改質, 自動車技術会論文集, Vol.49, No.1 (2018), pp.24-29, 20184028

- (103)石黒竣太郎, 朝井豪, 渡邊勇介, 柴田元, 小川英之, 小橋好充, 気筒内燃料改質ガスを用いたディーゼル混焼機関の研究 (第1報) -改質ガス生成プロセスの解明とガス組成制御法の検討-, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.147-18 (2018), pp.1-6, 20186205
- (104)朝井豪, 石黒竣太郎, 三本連太郎, 渡邊勇介, 柴田元, 小川英之, 小橋好充, 気筒内燃料改質ガスを用いたディーゼル混焼機関の研究 (第2報) -改質ガスの組成が出力気筒の燃焼に与える影響の解析-, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.147-18 (2018), pp.1-6, 20186206
- (105)平谷康治, 角方彰彦, 漆原友則, 伊東輝行, ガソリン圧縮自己着火エンジンの研究 -負のオーバーラップ期間中の燃料改質効果-, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.72-02 (2002), pp.1-6, 20025006
- (106)Urushihara, T., Hiraya, K., Kakuhou, A. and Itoh, T., Expansion of HCCI Operating Region by the Combination of Direct Fuel Injection, Negative Valve Overlap and Internal Fuel Reformation, SAE Technical Paper, Paper No.2003-01-0749 (2003)
- (107)葛岡浩平, 近藤卓, 工藤洋嗣, 千嶋啓之, 谷口弘芳, 橋本公太郎, 軽油・ガソリンの2燃料による高効率機関の研究, 第24回内燃機関シンポジウム講演予稿集, 20137074 (2013)
- (108)Splitter, D., Kokjohn, S., Rein, K., Hanson, R., Sanders, S. and Reitz, R. D., An Optical Investigation of Ignition Processes in Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion, SAE International Journal of Engines, Vol.3, No.1 (2010), pp.142-162, 2010-01-0345
- (109)Hanson, R. M., Kokjohn, S. L., Splitter, D. A. and Reitz, R. D., An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine, SAE International Journal of Engines, Vol.3, No.1 (2010), pp.700-716, 2010-01-0864
- (110)Splitter, D., Reitz, R. and Hanson, R., High Efficiency, Low Emissions RCCI Combustion by Use of a Fuel Additive, SAE International Journal of Fuels and Lubricants, Vol.3, No.2 (2010), pp.742-756, 2010-01-2167
- (111)Curran, S., Prikhodko, V., Cho, K., Sluder, C., Parks, J., Wagner, R., Kokjohn, S. and Reitz, R., In-Cylinder Fuel Blending of Gasoline/Diesel for Improved Efficiency

-
- and Lowest Possible Emissions on a Multi-Cylinder Light-Duty Diesel Engine, SAE Technical Paper, Paper No.2010-01-2206 (2010)
- (112) Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A. and Reitz, R. D., Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion, International Journal of Engine Research, Vol.12, No.3 (2011), pp.209-226
- (113) Splitter, D., Hanson, R., Kokjohn, S., Wissink, M. and Reitz, R. D., Injection Effects in Low Load RCCI Dual-Fuel Combustion, SAE Technical Paper, Paper No.2011-24-0047 (2011)
- (114) Kokjohn, S., Hanson, R., Splitter, D., Kaddatz, J. and Reitz, R., Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Light- and Heavy-Duty Engines, SAE International Journal of Engines, Vol.4, No.1 (2011), pp.360-374, 2011-01-0357
- (115) Blessinger, M., Stein, J. and Ghandhi, J., An Optical Investigation of Fuel Composition Effects in a Reactivity Controlled HSDI Engine, SAE International Journal of Engines, Vol.5, No.2 (2012), pp.516-525, 2012-01-0691
- (116) Splitter, D., Wissink, M., DeVescovo, D. and Reitz, R., RCCI Engine Operation Towards 60% Thermal Efficiency, SAE Technical Paper, Paper No.2013-01-0279 (2013)
- (117) Curran, S., Hanson, R., Wagner, R. and Reitz, R., Efficiency and Emissions Mapping of RCCI in a Light-Duty Diesel Engine, SAE Technical Paper, Paper No.2013-01-0289 (2013)
- (118) Lim, J. H., Walker, N. R., Kokjohn, S. and Reitz, R., High Speed Dual-Fuel RCCI Combustion for High Power Output, SAE Technical Paper, Paper No.2014-01-1320 (2014)
- (119) 佐藤利春, 斎藤孟, 大聖泰弘, デュアルフューエルガスディーゼル機関の燃焼, 自動車技術会論文集, Vol.26, No.3 (1995), pp.21-26, 9538096
- (120) 大聖泰弘, 八重尾享, 木原良治, 斎藤孟, 小関孝尚, 清水亨, デュアルフューエルエンジンの燃焼特性と低公害化ー第1報: 軽油着火による天然ガスの利用ー, 自動車技術会論文集, Vol.27, No.3 (1996), pp.23-28, 9635386

- (121) 中山茂樹, 岡本多加志, 草鹿仁, 大聖泰弘, 木原良治, 斎藤孟, 天然ガスデュアルフェュエルディーゼル機関の性能/排出ガ斯特性の改善, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.974 (1997), pp.141-144, 9739165
- (122) 塩路昌宏, 石山拓二, 池上詢, 三谷信一, 芝田裕晃, 天然ガスデュアルフェュエル機関の性能および排気特性, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.66, No.647 (2000), pp.1898-1904, 99-1431
- (123) Ishiyama, T., Kang, J., Ozawa, Y. and Sako, T., Improvement of Performance and Reduction of Exhaust Emissions by Pilot-Fuel-Injection Control in a Lean-Burning Natural-Gas Dual-Fuel Engine, SAE International Journal of Fuels and Lubricants, Vol.5, No.1 (2012), pp.243-253, 2011-01-1963
- (124) 姜正鎬, 小澤豊, 小縣拓馬, 石山拓二, 佐古孝弘, 噴射条件ならびに燃焼室形状が天然ガスデュアルフェュエル機関の性能および排気特性に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.2 (2012), pp.473-478, 20124251
- (125) 趙培龍, 加藤大樹, 小川英之, 柴田元, 天然ガスを主燃料とするデュアルフェュエル圧縮着火エンジンの燃焼および排気改善, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.47-14 (2014), pp.5-8, 20145172
- (126) 喜久里陽, 佐藤元大, 岩瀬正典, 堀越政寛, 草鹿仁, 大聖泰弘, パイロット軽油の分散促進による Dual Fuel 天然ガスエンジンの高効率化に関する研究, 第 26 回内燃機関シンポジウム講演予稿集, 20158082 (2015)
- (127) 近藤卓, 昼間勝, 馬見塚浩司, 引野清治, 水素添加ディーゼルエンジンの排気特性, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.942 (1994), pp.197-200, 9433597
- (128) 宮本亨, 長谷川浩和, 三上真人, 小嶋直哉, 椛島一, 浦田泰弘, 水素アシストディーゼル燃焼の研究 (第 1 報, 水素吸入がディーゼルエンジンの燃焼・排気特性に及ぼす影響), 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.76, No.772 (2010), pp.2272-2279, 10-0485
- (129) 宮本亨, 長谷川浩和, 三上真人, 小嶋直哉, 椛島一, 浦田泰弘, 水素アシストディーゼル燃焼の研究 (第二報, 水素吸入および大量 EGR による低温ディーゼル燃焼に関する研究), 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.77, No.775 (2011), pp.853-859, 2010-JBR-0140
- (130) Shin, B., Cho, Y., Han, D., Song, S. and Chun, K. M., Hydrogen effects on NOx emissions and brake thermal efficiency in a diesel engine under low-temperature

- and heavy-EGR condition, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.36, No.10 (2011), pp.6281-6291
- (131) Shin, B., Cho, Y., Han, D., Song, S. and Chun, K. M., Investigation of the effects of hydrogen on cylinder pressure in a split-injection diesel engine at heavy EGR, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.36, No.20 (2011), pp.13158-13170
- (132) 鈴木泰政, 辻村拓, 水素・ディーゼルデュアルフュエルエンジンの燃焼および排出ガス性能改善, 自動車技術会論文集, Vol.46, No.2 (2015), pp.245-251, 20154193
- (133) Suzuki, Y. and Tsujimura, T., The Combustion Improvements of Hydrogen / Diesel Dual Fuel Engine, SAE Technical Paper, Paper No.2015-01-1939 (2015)
- (134) Tsujimura, T. and Suzuki, Y., The utilization of hydrogen in hydrogen/diesel dual fuel engine, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.42, No.19 (2017), pp.14019-14029
- (135) Reynolds, W. C., The Element Potential Method for Chemical Equilibrium Analysis : Implementation in the Interactive Program STANJAN, Technical report (1986), Department of Mechanical Engineering, Stanford University
- (136) Golovitchev, V., Surrogate mechanism for diesel oil,
<<http://www.tfd.chalmers.se/~valeri/>>, (accessed on 24 March, 2015)
- (137) Torres, D. J. and Trujillo, M. F., KIVA-4: An unstructured ALE code for compressible gas flow with sprays, Journal of Computational Physics, Vol.219, No.2 (2006), pp.943-975
- (138) Kee, R. J., Rupley, F. M. and Miller, J. A., Chemkin-II: A Fortran Chemical Kinetics Package for the Analysis of Gas Phase Chemical Kinetics, Sandia Report, SAND89-8009B (1989)
- (139) Reitz, R. D., Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays, Atomisation and Spray Technology, Vol.3 (1987), pp.309-337
- (140) Patterson, M. and Reitz, R. D., Modeling the Effects of Fuel Spray Characteristics on Diesel Engine Combustion and Emission, SAE Technical Paper, Paper No.980131 (1998)
- (141) Beale, J. C. and Reitz, R. D., Modeling Spray Atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor Hybrid Model, Atomization and Sprays, Vol.9, No.6

- (1999), pp.623-650
- (142)堀江信彦, 草鹿仁, 西浦久泰, 大聖泰弘, ディーゼルエンジンにおける着火・燃焼過程の数値解析精度向上のための噴霧モデルの改良, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.1 (2006), pp.37-42, 20064110
- (143)Nordin, N., Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion, Doctoral Thesis, Chalmers University of Technology, 2001
- (144)Morii, Y., Terashima, H., Koshi, M., Shimizu, T. and Shima, E., ERENA: A fast and robust Jacobian-free integration method for ordinary differential equations of chemical kinetics, Journal of Computational Physics, Vol.322 (2016), pp.547-558
- (145)Tao, F., Golovitchev, V. and Chomiak, J., Self-Ignition and Early Combustion Process of n-Heptane Sprays Under Diluted Air Conditions: Numerical Studies Based on Detailed Chemistry, SAE Technical Paper, Paper No. 2000-01-2931 (2000)
- (146)森島彰紀, 草鹿仁, 大聖泰弘, ディーゼル燃焼における微粒子生成過程の解析—過濃予混合燃焼場における検討—, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.1 (2007), pp.151-156, 20074133
- (147)Kaminaga, T., Kusaka, J. and Ishii, Y., A three-dimensional numerical study on exhaust gas emissions from a medium-duty diesel engine using a phenomenological soot particle formation model combined with detailed chemistry, International Journal of Engine Research, Vol.9, No.4 (2008), pp.283-296
- (148)Han, Z. and Reitz, R. D., A RNG $k-\epsilon$ Model with Application to Diesel Combustion Modeling, Proceedings of the Eighth International Symposium on Transport Phenomena in Combustion, Paper No.11-A-2 (1995)
- (149)Frenklach, M. and Wang, H., Detailed Mechanism and Modeling of Soot Particle Formation, Soot Formation in Combustion, Springer-Verlag (1994), pp.165-192
- (150)ANSYS, Chemkin-Pro Theory Manual (Chemkin-pro 2019 R1),
<<https://ansyshelp.ansys.com/>> (only a permitted user can access), (accessed on August 26, 2019)
- (151)エネルギー総合工学研究所, 昭和 58 年度 石油火力発電所メタノール転換等実証試験 海外資源供給可能量調査(メタノール利用可能性調査) NEDO 委託研究成果報告書, メタノール改質型ガスタービンの概念設計, (1984)

-
- (152) NEDO, 平成 6 年度 石油火力発電所メタノール転換等実証試験 委託業務報告書, メタノール改質型発電トータルシステム実証試験, (1994)
- (153) 重田雄亮, 中垣隆雄, 渡辺悠太, DME を利用した中低温廃熱の化学再生触媒の実験的研究, 日本機械学会第 15 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, pp.57-58, B107 (2010)
- (154) 日本機械学会, 技術資料 流体の熱物性値集, p.404, (1983)
- (155) 三好明, 混合気形成過程の低温酸化反応の着火への影響, 自動車技術会論文集, Vol.46, No.6 (2015), pp.1025-1030, 20154683
- (156) Md. NURUN Nabi, 南昌宏, 小川英之, 宮本登, 高含酸素燃料による超低エミッション・高性能ディーゼル燃焼の実現と機構, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.66, No.642 (2000), pp.612-618, 99-0578
- (157) Goldberg, D. E., Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning, Addison-Wesley Publishing Company, (1989)
- (158) Krishnakumar, K., Micro-Genetic Algorithms for Stationary and Non-Stationary Function Optimization, Proceedings of Intelligent Control and Adaptive Systems, Vol.1196 (1989), pp.289-296
- (159) Carroll, D. L., GENETIC ALGORITHM,
<<http://www.cuaerospace.com/Technology/Genetic-Algorithm>>, (accessed on 1 April, 2019)
- (160) Senecal, P. K., Numerical Optimization Using the Gen4 Micro-Genetic Algorithm Code, ERC document, (2000)
- (161) 木戸口善行, 楊長林, 三輪恵, CFD による高スキッシュ燃焼室内高乱流ディーゼル燃焼の解析, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.65, No.636 (1999), pp.2921-2928, 98-1766

謝 辞

本論文を執筆するにあたり，早稲田大学 草鹿 仁教授には指導教員かつ主査として多大なるご指導とご鞭撻を頂きました。ここに深甚なる謝意を表します。また，副査を務めて頂いた早稲田大学 勝田 正文教授，中垣 隆雄教授，大聖 泰弘名誉教授にはご校閲とともに有益なご助言を頂きましたことを厚く御礼申し上げます。

博士後期課程に入学し本研究を進める中で，非常に多くの方からご助言と励ましのお言葉を頂きました。皆様に心から感謝申し上げます。

第2章は戦略的イノベーション創造プログラム（SIP）の「革新的燃焼技術」（管理法人：JST）において実施した内容をまとめたものであり，関係者の皆様にはご支援，ご協力頂きましたことを厚く御礼申し上げます。

第3章の実機試験は以前の勤務先である独立行政法人交通安全環境研究所（現 独立行政法人自動車技術総合機構）の実験設備で実施しました。石井 素様，鈴木 央一様，河合 英直様には学位取得に向けた研究活動への理解とともに設備の使用を承諾して頂きましたことを深く感謝致します。また，本実験は当時，早稲田大学大学院修士課程の学生であった永塚 勇斗さんに協力して頂きました。心より感謝申し上げます。そして，元同僚である水嶋 教文様（国立研究開発法人産業技術総合研究所），小澤 正弘様（スバルテクニカインターナショナル株式会社），川野 大輔教授（大阪産業大学），山田 裕之教授（東京電機大学），佐藤 進准教授（東京工業大学），小林 雅行様（一般財団法人環境優良車普及機構）からは多くの励ましのお言葉を頂きました。深く感謝致します。

第4章の最適化計算は卒業論文で取り組んだ研究を参考にしており，そのベースとなるプログラムを当時作成された神長 隆史様（マツダ株式会社）にも心より感謝申し上げます。

そして最後に，いつも温かく見守ってくれた家族に感謝の意を表します。

2020年1月

山口 恭平

早稲田大学 博士（工学） 学位申請 研究業績書

氏名 山口 恭平 印

(2020年 1月 現在)

種 類 別	題名、 発表・発行掲載誌名、 発表・発行年月、 連名者（申請者含む）
論 文 (査読付)	<p>○山口恭平, 草鹿仁, 気体燃料と軽油の二元燃料を適用した圧縮着火機関の燃焼室形状最適化による気体燃料の未燃排出低減, 自動車技術会論文集, Vol.51, No.1, pp.32-38, 20197015, 2020年1月</p> <p>○山口恭平, 永塚勇斗, 草鹿仁, 大聖泰弘, 鈴木央一, 予混合 CO 成分がディーゼル予混合圧縮着火燃焼に及ぼす影響, 日本機械学会論文集, Vol.84, No.867, DOI:10.1299/transjsme.18-00279, 2018年11月</p> <p>○山口恭平, 喜久里陽, 草鹿仁, 大聖泰弘, 燃料改質を適用した圧縮着火エンジンに関する数値解析, 自動車技術会論文集, Vol.49, No.2, pp.150-155, 20184158, 2018年3月</p>
論文・ 口頭発表	<p>○山口恭平, 草鹿仁, 気体燃料と軽油の二元燃料を適用した圧縮着火機関の燃焼室形状最適化による気体燃料の未燃排出低減, 自動車技術会 2019 年秋季大会学術講演会, JSAE20196099, 2019年10月</p> <p>○山口恭平, 永塚勇斗, 草鹿仁, 大聖泰弘, 鈴木央一, 雰囲気中 CO 成分がディーゼル予混合圧縮着火燃焼に及ぼす効果の実験的研究, 第 27 回内燃機関シンポジウム, 講演番号 91, 2016年12月</p> <p>○山口恭平, 喜久里陽, 草鹿仁, 大聖泰弘, 燃料改質による圧縮着火エンジンの高効率化に関する研究 -数値シミュレーションによる熱効率改善効果の検討-, 自動車技術会 2016 年秋季大会学術講演会, JSAE20166257, 2016年10月</p> <p>永塚勇斗, 佐田翼, 島元大輔, 齋藤康将, 大聖泰弘, 山口恭平, 鈴木央一, 石井素, 二元燃料による Hybrid 燃焼の基本特性, 自動車技術会関東支部学術研究講演会, 2016年3月</p>