

CO₂ ガス溶解燃料の
ディーゼル噴霧燃焼特性に関する研究

2019 年 11 月

向山 智之

目次

第1章 緒論	1
1.1. 研究の背景	1
1.2. 本研究の位置付けと目的	5
1.3. 本論文の構成	6
参考文献	8
第2章 本研究に関連する従来研究	11
2.1. 二成分系燃料による噴霧および燃焼制御手法	11
2.1.1. 気体溶解燃料による噴霧制御	11
2.1.2. 気体溶解燃料による燃焼制御	13
2.1.3. 液化 CO ₂ 混合燃料による噴霧燃焼制御	14
2.1.4. 低沸点および高沸点混合燃料による噴霧燃焼制御	18
2.2. マイクロバブル混入燃料	19
2.3. 水エマルジョン燃料	20
参考文献	20
第3章 気体溶解燃料による噴霧および燃焼の制御手法	24
3.1. 気体溶解燃料の気液平衡	24
3.1.1. 正則溶液理論に基づく気液平衡推算	24
3.1.2. Peng-Robinson 状態方程式に基づく気液平衡推算	27
3.2. 二相領域と相変化	29
3.2.1. 二成分系溶液の飽和蒸気圧曲線	29
3.2.2. 二成分系溶液の二相領域および燃料噴射に伴う相変化	31
3.3. 気体溶解燃料による噴霧および燃焼の制御手法	33
3.3.1. エンジンシステム上における気体溶解燃料コンセプト	33
3.3.2. CO ₂ ガス溶解燃料における相当 EGR 率	34
3.3.3. ディーゼル機関におけるサイクル論解析	35
参考文献	39

第4章 気体溶解燃料の溶解度計測	41
4.1. 実験装置および方法	41
4.1.1. 加圧溶解装置	41
4.1.2. 燃料噴射装置	42
4.1.3. 実機関対応燃料噴射装置	42
4.2. 加圧溶解法により作成された気体溶解燃料の溶解度計測	43
4.3. 筒内に投入された燃料の溶解度計測	45
4.4. 長管法による燃料噴射率計測	48
4.5. まとめ	49
参考文献	50
第5章 気体溶解燃料の噴霧特性	51
5.1. 実験装置および方法	51
5.1.1. 非蒸発場におけるシャドウグラフ撮影	51
5.1.2. 蒸発場におけるシャドウグラフ法	53
5.1.3. 超高解像度撮影法	55
5.2. 非蒸発場におけるシャドウグラフ法による撮影結果	59
5.3. 蒸発場におけるシャドウグラフ法による撮影結果	68
5.4. 超高解像度撮影法による撮影結果	71
5.5. まとめ	72
参考文献	73
第6章 気体溶解燃料の燃焼特性	74
6.1. 実験装置および方法	74
6.1.1. 定容燃焼容器	74
6.1.2. 輝炎直接撮影	75
6.1.3. 画像二色法	76
6.1.4. 急速圧縮膨張装置	78
6.1.5. 化学種自発光計測および輝炎の同時撮影	78
6.2. 定容燃焼容器による輝炎および画像二色法解析	80

6.3. 急速圧縮膨張装置による燃焼特性	83
6.3.1. 燃焼特性	83
6.3.2. 燃焼反応領域および輝炎領域	87
6.4. まとめ	91
参考文献	92
第7章 気体溶解燃料の実機関への適用	94
7.1. 実験装置および方法	94
7.1.1. 単気筒ディーゼル機関	94
7.1.2. 排ガス計測システム	96
7.2. 解析手法	98
7.2.1. 熱発生率の算出方法	98
7.2.2. 燃焼特性の解析	99
7.2.3. カーボンバランス法による燃焼消費量の算出	99
7.2.4. 熱勘定	100
7.3. CO ₂ ガス溶解燃料が燃焼特性および排気特性に及ぼす影響	102
7.3.1. 実験条件	102
7.3.2. 燃焼特性	104
7.3.3. 排気特性	106
7.3.4. 熱勘定	108
7.3.5. 燃料噴射圧力による NO _x 排出量の変化	110
7.4. 溶解圧力による CO ₂ ガス溶解燃料の影響	111
7.4.1. 実験条件	111
7.4.2. CO ₂ ガス析出過程の変化が燃焼および排気特性に与える影響	113
7.5. ノズル諸元変更による CO ₂ ガス溶解燃料の影響	115
7.5.1. 実験条件	115
7.5.2. 燃焼特性	116
7.5.3. 排気特性	118
7.5.4. 熱勘定	119
7.6. まとめ	120

参考文献	121
第8章 結論	123
8.1. 気体溶解燃料による噴霧燃焼制御	123
8.1.1. CO ₂ ガス溶解燃料における燃料特性	123
8.1.2. CO ₂ ガス溶解燃料における噴霧・燃焼特性	123
8.2. 今後の展望	125
参考文献	127
主な使用記号	128
本論文に関する公開論文と研究発表	131
論文	131
研究発表	133
その他	137
謝辞	138

第1章 緒論

1.1. 研究の背景

自動車社会の発達により，自動車は交通や物流の分野において非常に重要な役割を果たしており，我々の生活にとって必要不可欠な存在となっている．しかしながら，自動車はエネルギー資源の枯渇化や大気汚染などの問題を進行させる要因となる．また，近年，電気自動車や水素燃料電池自動車の需要が高まっているものの，図 1-1 に示すようにハイブリットを含む内燃機関を搭載した自動車が今後もその多くを占めると予測されている⁽¹⁻¹⁾．これは国際エネルギー機関（IEA：International Energy Agency）により報告されている今後の乗用車の保有台数予測であり，自動車に搭載される動力源別に3つの予測がされている．これらはパリ協定に基づいたシナリオである RTS（Reference Technology Scenario）を基準として，平均気温の上昇を2°C未満に抑えることを目標とした2DS（2°C Scenario），2°Cを十分に下回ることを目標としたB2DS（Beyond 2°C Scenario）がある⁽¹⁻²⁾．例えば2DSに着目した場合，30年後の2050年において，ハイブリッドを含む内燃機関を搭載した乗用車は半数近くを占めると予想されており，今後も内燃機関のさらなる環境負荷低減および熱効率向上は急務であり，ガソリン機関と比較し熱効率の高いディーゼル機関が注目されている．

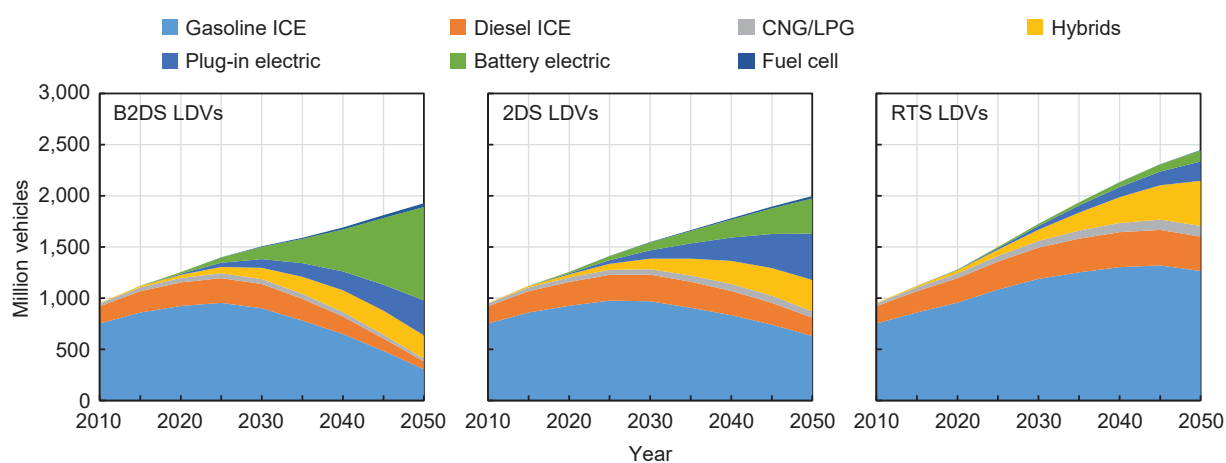


Fig. 1-1 Global technology penetrations in LDV stock by scenario, 2010-2050⁽¹⁻¹⁾

また，トラックなどの重量車における今後の保有台数予測を図 1-2 に示す．これより，重量車の場合，乗用車と比較して内燃機関を搭載する車両の割合は非常に高いものとなっている．また，重量車においてはガソリン機関よりもディーゼル機関が適していることから，ディー

ゼル機関の割合が非常に高い。そのため、ディーゼル機関における高効率化および低エミッション化は現在においても非常に重要な課題である。

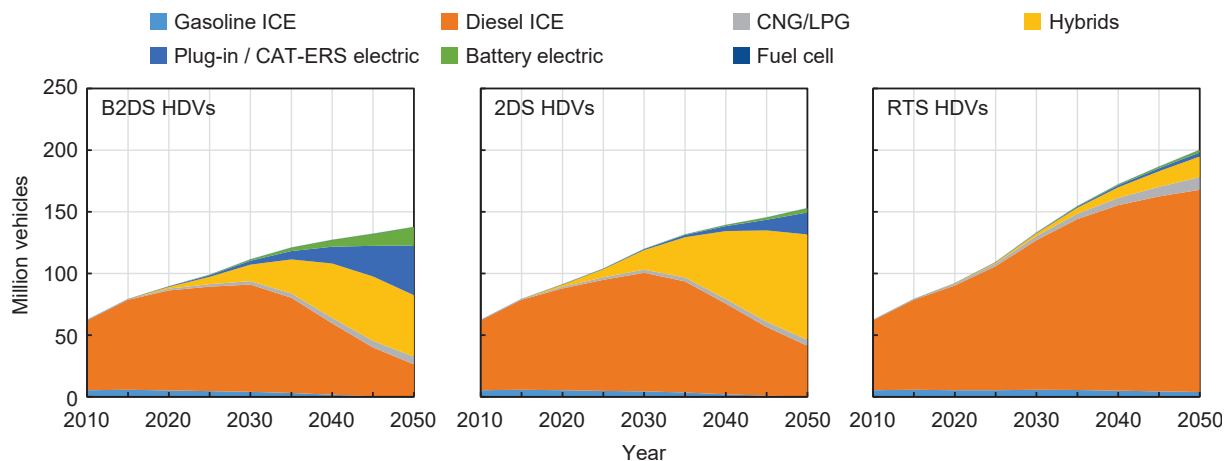


Fig. 1-2 Global technology penetrations in HDV stock by scenario, 2010-2050 ⁽¹⁻¹⁾

また、内燃機関であるディーゼルエンジンには世界各国に厳しい排気規制が掛けられており、今後もより規制が強化されることが予想されている。図 1-3 に日本、アメリカおよび欧州における排ガス規制の変遷を示す。また、これらの排ガスを計測する手法としても、市街地や郊外、高速道路などを想定とした WLTC モード (Worldwide-harmonized Light vehicles Test Cycle) が取り入れられている。近年では台上試験に加えて、実際の公道にて試験を行なう

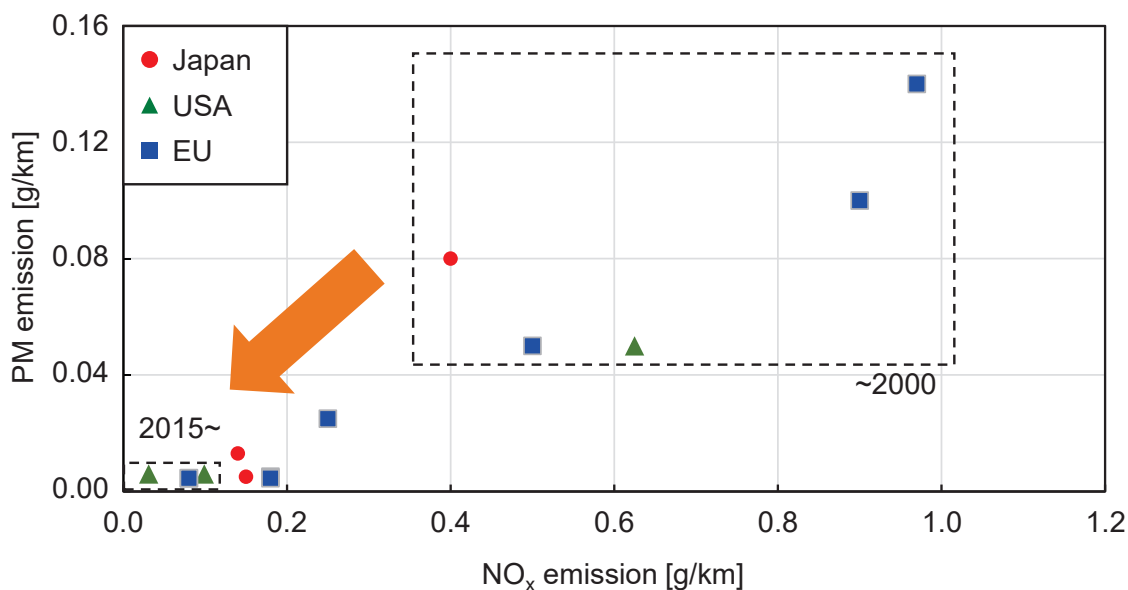


Fig. 1-3 Changes in emissions regulations around the world

路上走行試験（RDE : Real Driving Emissions）が認証時に追加されるなど、試験方法に対しても見直されている⁽¹⁻³⁾。RDE 規制では車載型排出ガス計測システム（PEMS : Portable Emissions Measurement System）を搭載することにより、路上走行時の計測を行なう。また、従来の PM は重量計測のみであったが、PM の粒子数計測である PN 規制も追加されたことにより、PM/PN の同時低減が必要となる⁽¹⁻⁴⁾。以上より、ディーゼルエンジンにおいて、今後もさらなる NO_x および PM の同時低減が必要不可欠である。

ディーゼル機関はガソリン機関の予混合吸気・火花点火方式とは異なり、高温・高圧の圧縮空気中へ燃料を直接噴射し自己着火させる直接噴射・圧縮着火方式をとる。そのため、燃焼室内に噴射された燃料は十分に拡散せず、燃焼室内に形成される混合気濃度は希薄領域から過濃領域まで幅広い分布を有する。そのため、図 1-4 の当量比と温度の関係図 (ϕ -T マップ) に示すように、化学量論比付近の高温領域において窒素酸化物（NO_x : Nitrogen Oxide）、燃料過濃領域において粒子状物質（PM : Particulate Matter）がそれぞれ排出される⁽¹⁻⁵⁾。ディーゼル機関はこのような NO_x および Soot（PM）の生成領域から遠ざけるように制御することで、排ガスの清浄化を実現する必要がある。

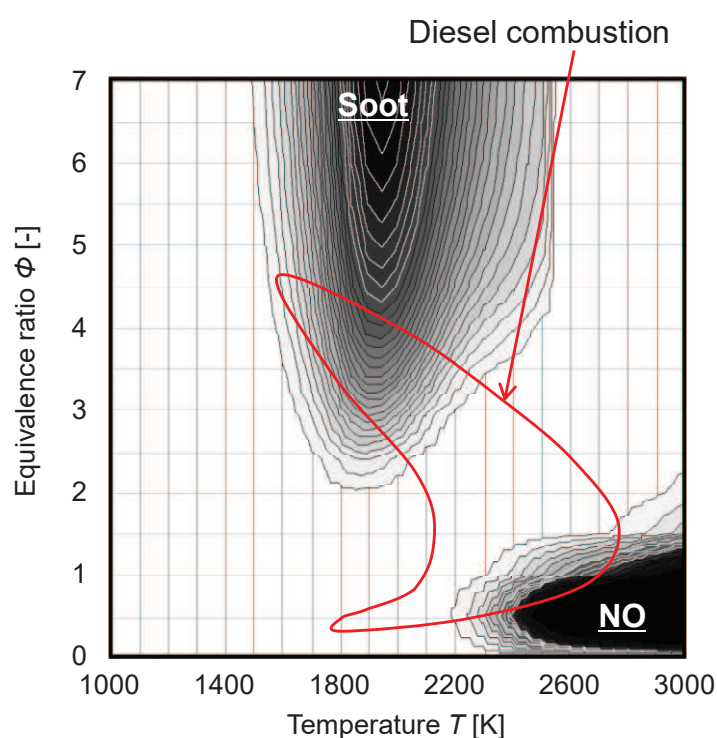


Fig. 1-4 Equivalence ratio – Temperature map

従来、排ガス再循環システム (EGR : Exhaust Gas Recirculation) により燃焼温度を低下させ、NO_x 排出量の低減が行なわれてきた。EGR は NO_x 対策として非常に有効な手段であるが、EGR 率が 30%を超えると、Smoke が急激に増加するといった問題を抱えている⁽¹⁻⁶⁾。そのため、高 EGR 率での運転には高過給を併用することにより、新気量および EGR 流量を同時に増加させ、Smoke の悪化を防ぐ手法が用いられている^{(1-7), (1-8)}。しかしながら、高過給を行なうことにより筒内密度が増加するため、通常の燃料噴射圧力においては噴霧の貫徹力が小さく、雰囲気密度の増加に伴い、燃料噴射圧力の高圧化が要求される⁽¹⁻⁹⁾。一方、PM の低減手法としては、コモンレールシステムを用いた超高压噴射が挙げられる。燃料を高圧噴射することにより、噴霧液滴径をより微細化させることができるため、PM の生成を抑制することができる。しかしながら、超高压噴射を用いた場合、混合気形成過程が促進されることにより、急峻な燃焼となり、燃焼温度が高温となるため、NO_x の排出量増加に繋がる。このように、従来の燃焼制御手法ではトレードオフの関係にある NO_x および PM を同時低減することは困難である。

そこで、近年では、燃焼後の排出過程においてこれらを捕集・除去することにより、無害化する後処理技術の開発が進んでいる。NO_x については、尿素 SCR (選択還元型 : Selective Catalytic Reduction) システムにより、NO_x を尿素由来のアンモニアにより還元することで無害な窒素と水に変換する^{(1-10) ~ (1-12)}。また、PM についても DPF (Diesel Particulate Filter) により捕集し、酸化・燃焼させることにより高い割合で PM の除去を行なうことができる^{(1-13), (1-14)}。しかしながら、これらの後処理装置は触媒に貴金属の使用することやフィルタの昇温のために余分な燃料を供給する必要があるため、コストの増加・燃費の悪化にも少なからず影響を与える。また、今後のさらなる規制の強化が予想されるため、これらの後処理技術の改良だけでなく、燃焼室筒内における燃焼の改善により、有害物質の生成段階におけるさらなる低エミッション化を図る必要がある。

ディーゼル燃焼は拡散燃焼主体の燃焼形態であることから、燃焼の改善には混合気の形成過程が重要となる。そのため、燃料噴霧を微粒化させ、早期に希薄で均一な混合気を形成させることが必要となる⁽¹⁻¹⁵⁾。現在では燃料噴射圧力の超高压化により、燃料噴霧の微粒化および混合気の形成を促進する手法が用いられている。しかし、超高压噴射は投入エネルギーに対して得られる噴霧の微粒化効果が少なく、燃料噴射圧力 200 MPa を超えると微粒化の促進が限界となり、これ以上の高圧化は微粒化に対してあまり影響を与えないと考えられる⁽¹⁻¹⁶⁾。しかしながら、上記で述べたように超高压化は高過給高 EGR 率などの条件下で非常に有用な

手段であり、最新の電子制御式インジェクタと組み合わせることにより、微小噴射や噴射回数さらなる多段化を行なうことができる⁽¹⁻¹⁷⁾。しかし、燃料噴射圧力の高圧化は燃焼室壁面からの熱損失の増加や最大筒内圧力の増加による機械損失の増加にも繋がるといった報告もされている⁽¹⁻¹⁸⁾。そのため、燃料噴射の超高压化に依らない物理的な観点から燃料噴霧の微粒化および混合気形成の促進が必要となる。

1.2. 本研究の位置付けと目的

前節の背景を基に、後処理装置に依らないディーゼルエンジンにおける排ガスの清浄化および熱効率の向上を目的とする。本研究では燃料の噴射条件や噴孔諸元などとは異なる手法として、燃料自体の性状を変化させることによる燃焼の改善に着目した。従来、燃料に着目した研究としては、水を添加したエマルジョン燃料⁽¹⁻¹⁹⁾や異なる炭化水素系燃料を混合した二成分混合燃料⁽¹⁻²⁰⁾、⁽¹⁻²¹⁾に関する研究などがある。エマルジョン燃料は燃料中に含まれる水が急速に加熱されることにより、微小爆発（Micro explosion）を起こし、混合気の形成を促進させることができる。加えて、気化する際の潜熱および温度上昇の際の顕熱により、周囲の温度を低下させることにより、NO_x生成量を低減する効果がある。しかしながら、エマルジョン燃料は燃料作成後、時間の経過に伴い分離することがあるため、燃料の長期保管に問題がある。

また、二成分混合燃料は、高蒸発性を有する低沸点成分と高自着火性を有する高沸点成分の混合割合を任意に変化させることにより、燃焼制御を可能とする手法である。そのため、燃料の種類や混合割合を変化させることにより、様々な機関に対して最適な燃焼形態を実現することが可能である。特に小型ディーゼル機関においては熱損失の低減を目的とし、低沸点成分の効果により扁平な噴霧火炎を形成することにより、壁面熱損失を低減することができる⁽¹⁻²²⁾。しかしながら、自動車に適用する場合、複数の燃料を搭載する必要があることやインフラ整備の観点から解決すべき問題がある。

そのため、本研究においては通常の軽油のみを搭載し、ディーゼル燃焼を制御するために気体溶解燃料に着目した。気体溶解燃料とは、燃料中に気体を混入および溶解させ、燃料噴射時の気体析出効果により噴霧の微粒化を促進する手法である⁽¹⁻²³⁾～⁽¹⁻²⁶⁾。また、噴霧の分散効果が大きくなるため、混合気形成過程が促進され、燃焼を改善することができる。燃料中に溶解させる気体により溶解度は大きく変わるため、気体溶解燃料の効果は溶解気体に大きく依存する。そのため、本研究においては、容易に入手することができる気体の内、最も

溶解度の高い気体（二酸化炭素）を選定した。

本研究では CO_2 ガス溶解燃料の噴霧特性に関して、定容容器を用いて、実機関を想定した雰囲気場における噴霧特性を解析した。さらに、着火特性および燃焼特性を評価するため、定容燃焼容器および急速圧縮膨張装置を用いて、熱発生率や火炎特性を調査した。最後に、単気筒ディーゼル機関を用いて、 CO_2 ガス溶解燃料を用いた際の出力特性および排ガス特性を測定し、噴霧特性から燃焼特性に至るまで関係を明らかにした。

1.3. 本論文の構成

本論文は、以下の8章で構成されている。

第1章では、100年に一度の変革期と言われる内燃機関を取り巻く社会事情に加え、現在のディーゼル機関の研究動向および本研究の位置付けと目的を論じる。

第2章では、本研究に関連する従来研究として、過去に行なわれた気体溶解燃料、 CO_2 液化混合燃料および二成分混合燃料に関する研究を紹介する。また、同様にマイクロバブルやナノバブルといった微細気泡を燃料中に混入することにより、燃焼の改善を行なった研究例などについて要約する。

第3章では、燃料に対する気体の溶解度を正則溶液理論により算出することで、各気体における溶解圧力と溶解度の関係を解析した。溶解させる気体については外部から取り込むことを想定し、大気中や排ガス中に多く含まれている気体である窒素、酸素および二酸化炭素に着目した。その中で、燃料に対する溶解度が最も大きいことから、本研究では二酸化炭素を溶解ガスに選定した。また、昇温時における気体の溶解度については、Peng-Robinson 状態方程式を用いることにより推算した。さらに、燃料中に気体を加圧溶解させた際における飽和蒸気圧曲線の変化や燃料噴射に伴う相変化について解説する。最後に、本研究における気体溶解燃料による噴霧および燃焼の制御手法についても解説し、 CO_2 ガス溶解燃料をディーゼル機関に適用した場合における EGR 率や理論熱効率の向上について、サイクル論の視点から解析を行なった。

第4章では、気体溶解燃料の作成装置および作成手法について説明する。気体溶解燃料においては燃料の昇圧ポンプ前段にて高圧となるため、従来とは異なる燃料昇圧システムを含む燃料噴射装置を採用した。また、作成された気体溶解燃料における溶解度を計測することにより、第3章で算出した理論値との比較を行なった。なお、溶解度は気体溶解燃料の作成時およびインジェクタから噴射された時の二つの計測ポイントにて計測することにより、実

際に筒内に投入される量の推定を行なった。また、燃料噴射率を計測することにより、気体溶解燃料における燃料噴射率の低下および噴射指令値と噴射遅れおよび実噴射期間における関係を把握した。

第5章では、気体溶解燃料が噴霧先端到達距離や噴霧角といった噴霧特性に与える影響を調査した。溶解圧力が増加することにより噴霧の分散性が向上し、混合気の希薄化が確認された。また、蒸発場におけるシャドウグラフ撮影において、噴霧先端到達距離を噴霧幅で除したアスペクト比を算出することで、気体溶解燃料により扁平な噴霧が形成されることが確認できた。超高解像度撮影法の結果により、CO₂ ガス溶解燃料においては溶解圧力の増加に伴い、噴霧の微粒化が進行し、噴霧全体として比較的均一な粒径分布となった。

第6章では、定容燃焼容器を用いて気体溶解燃料の燃焼実験を行なうことで、燃焼特性および火炎特性に与える影響を調査した。その結果、輝炎の発生位置が噴霧下流に移行し、輝度が低下していることから、すす生成量が低減したと推測される。また、輝炎の撮影結果に対して、画像二色法解析を用いることで、火炎温度および相対すす濃度の解析を行なった。火炎温度の低下により NO_x の生成量が低減し、相対すす濃度の低下よりすすの生成量が低減することが示唆された。次に、実機関に近い環境を再現した急速圧縮膨張装置により、化学種自発光計測および輝炎の同時撮影を行ない、熱発生率や着火遅れなどの燃焼解析を行なった。これより、CO₂ ガス溶解燃料を用いることにより、拡散燃焼期間における燃焼を活性化させることがわかった。また、OH ラジカルおよび輝炎の積算輝度値を時間積分した結果、OH ラジカルの発光は溶解圧力の増加に伴い増加する一方、輝炎の発光は低下する傾向が示された。よって、気体溶解燃料は輝炎の生じない不輝炎領域を拡大させ、すすの生成を低減させる効果があると推測された。

第7章では、気体溶解燃料を単気筒ディーゼル機関に適用することにより、実機関における燃焼特性および排気特性を調査した。第6章で述べた通り、実機関においても拡散燃焼が活性化され、燃料噴射終了後の後燃え期間が短縮された。また、排気特性においても、第3章で述べた研究コンセプトの狙い通り、Smoke の排出量を最大 70%程度低減することが示された。しかしながら、NO_x の排出量についてわずかな増減は見られるものの、想定していたような低減効果は見られなかった。これは噴霧内部 EGR の効果による NO_x 生成量の減少と燃焼の活性化により筒内温度が上昇したことによる NO_x 生成量の増加が相殺しあったためであると考えられる。また、通常的外部 EGR を導入することにより、噴霧内部 EGR (気体溶解燃料)、外部 EGR および複合システムにおける実験を行なった。一般に外部 EGR を導入するこ

とにより、燃焼温度が低下するため NO_x 排出量は抑制されるが、Smoke などの未燃物質は悪化することが知られている。しかしながら、複合システムにおいては NO_x および Smoke を同時低減可能であることが示された。また、外部 EGR のみを使用した場合と比較して、 NO_x の低減効果は大きくなる傾向が見られた。また、溶解圧力 (CO_2 ガスの溶解度)、燃料噴射圧力、噴孔諸元 (l_n/d_n) といったパラメータの変更が、 CO_2 ガス溶解燃料における燃焼・排気特性に与える影響を把握した。

第8章では、本論文の研究結果をまとめ、今後の展望について所見を示した。

以上が本論文の構成である。

参考文献

- (1-1) International Energy Agency, “Energy technology perspectives 2017”, pp.223-227, 240-252 (2017)
- (1-2) 国立研究開発法人科学技術振興機構研究開発戦略センター, “研究開発の俯瞰報告書 環境・エネルギー分野 (2019年)”, pp.9-17 (2019)
- (1-3) 大聖泰弘, “次世代自動車技術に関する将来展望～2030年から2050年を見据えて～”, デンソーテクニカルレビュー, Vol.22, pp.3-8 (2017)
- (1-4) 森雄一, “自動車における排出ガス規制動向と計測技術について”, 日本燃焼学会誌, Vol.58, No.184, pp.65-72 (2016)
- (1-5) Takeyuki Kamimoto and Myurng-hoan Bae, “High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines”, SAE Paper 880423 (1988)
- (1-6) 青柳友三, 長田英朗, 三沢昌弘, 広沢友章, 小高松男, 後藤雄一, “単気筒エンジンによる超高過給ディーゼル燃焼の研究 (第2報) —高過給下の広域多量 EGR が NO_x と PM に与える効果—”, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.5, pp.59-64 (2005)
- (1-7) 青柳友三, 国島英史, 浅海靖男, 栗飯原善昭, 小高松男, 後藤雄一, “単気筒エンジンによる超高過給ディーゼル燃焼の研究 (第1報) —過給圧力を変化させた場合の燃焼特性—”, 自動車技術会論文集, Vol.35, No.3, pp.35-40 (2004)
- (1-8) 長田英朗, 青柳友三, 三沢昌弘, 島田一昭, 後藤雄一, 鈴木央一, “超高過給と広域多量 EGR を伴うディーゼル燃焼と排気の単気筒試験機関を用いた研究 (EGR 率が 50%を超える場合の NO_x と微粒子の排出挙動)”, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.75, No.755, pp.1552-1557 (2009)

- (1-9) 古野志健男, 友田晃利, “ディーゼルエンジン燃焼の課題と今後”, 日本燃焼学会誌, Vol.51, No.155, pp.23-30 (2009)
- (1-10) 赤川久, “大型車用ディーゼルエンジンの排出ガス低減技術”, 自動車技術, Vol.56, No.12, pp.105-109 (2002)
- (1-11) 正木信彦, 平田公信, 赤川久, “大型商用車用 SCR システムの開発”, 自動車技術, Vol.59, No.4, pp.128-132 (2005)
- (1-12) 広田信也, 田中俊明, 藤村俊夫, 杉山辰優, “排気後処理: NO_x, PM 同時低減に関する後処理技術”, 自動車技術, Vol.59, No.4, pp.83-86 (2005)
- (1-13) Yukihito Ichikawa, Isao Hattori and Yoshiyuki Kasai, “The Regeneration Efficiency Improvement of the Reverse Pulse Air Regenerating DPF System”, SAE Paper 960127 (1996)
- (1-14) 五十嵐龍起, “排気後処理: PM に関する後処理技術”, 自動車技術, Vol.59, No.4, pp.87-92 (2005)
- (1-15) 島崎直基, 西村輝一, “上死点近傍燃料噴射による予混合ディーゼル燃焼コンセプト”, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.3, pp.31-36 (2005)
- (1-16) 西田恵哉, 落合裕晶, 新井雅隆, 廣安博之, “超高压噴射時のディーゼル噴霧の特性”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.63, No.605, pp.344-349 (1997)
- (1-17) 小島昭和, 内山賢, 増田誠, 伊達健治, 堀内康弘, Olaf E. Hermann, Hermann J. Laumen, “ディーゼル噴射系の進化—超高压噴射が拓く世界—”, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.6, pp.1269-1274 (2012)
- (1-18) 内田登, “超高压燃料噴射は燃焼改善にどこまで有効なのか”, 日本機械学会 2014 年度年次大会講演論文集, W071003, pp.1-5 (2014)
- (1-19) 塚原実, 村山正, 宮本登, 吉本康文, “ディーゼル機関に水・エマルジョン燃焼法を適用した場合の燃焼促進効果に及ぼす燃焼室形状の影響”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.48, No.426, pp.381-388 (1982)
- (1-20) 千田二郎, 川野大輔, 堀田勇, 川上和也, 藤本元, “低エミッション・燃焼制御のための燃料設計コンセプト”, 自動車技術会論文集, Vol.31, No.2, pp.11-16 (2000)
- (1-21) 川野大輔, 島田敦史, 畦地直樹, 千田二郎, 藤本元, “低エミッション・燃焼制御のための燃料設計コンセプト (第 3 報) —減圧沸騰が混合燃料の噴霧特性に与える影響—”, 自動車技術会論文集, Vol.34, No.4, pp.107-112 (2003)
- (1-22) 巽健, 前田篤志, 中田将徳, 小橋好充, 桑原一成, 松村恵理子, 千田二郎, “ディー

- ゼル噴霧火炎における壁面熱損失に関する研究（第3報）－燃料加熱が熱流束に及ぼす影響－”，自動車技術会論文集，Vol.49，No.2，pp.138-143（2018）
- (1-23) A. S. P. Solomon, L-D. Chen and G. M. Faeth, “Investigation of Spray Characteristics for Flashing Injection of Fuels Containing Dissolved Air and Superheated Fuels”, NASA Contractor Report 3563 (1982)
- (1-24) Kanji Ohashi, Yoshitada Uchiyama and Kazuo Kontani, “Reduction of Diesel Exhaust Smoke by Air-Mixed Fuel Injection”, SAE paper 900638 (1990)
- (1-25) Huang Zhen, Shao Yiming, Seiichi Shiga, Hisao Nakamura, Takao Karasawa and Tamotsu Nagasaka, “The Atomization Behavior of Fuel Containing Dissolved Gas”, 1st ILASS-Japan Symposium, pp.195-200 (1992)
- (1-26) 千田二郎，柴田一朗，段智久，藤本元，“ガス溶解燃料を用いたディーゼル噴霧の特性”，第1回微粒化シンポジウム，pp.207-213（1992）

第2章 本研究に関連する従来研究

本研究以前に Solomon ら⁽²⁻¹⁾をはじめとした多くの研究者から、燃料に気体を混入させることにより、燃料自身の物理的および化学的特性を変化させ、燃焼を改善する手法が報告されている。また、千田ら⁽²⁻²⁾は気体の混入・溶解のみならず、異なる燃料同士を混合することにより、噴霧特性および燃焼特性を任意に制御する燃料設計手法を提案している。本章では、これらの研究について解説する。

2.1. 二成分系燃料による噴霧および燃焼制御手法

2.1.1. 気体溶解燃料による噴霧制御

従来、気体溶解燃料について多くの研究者により、様々な実験が行なわれてきた。Solomon ら⁽²⁻¹⁾は、燃料に空気を混入することにより、噴霧特性に与える影響を調査した。また、Huang ら⁽²⁻³⁾,⁽²⁻⁴⁾,⁽²⁻⁵⁾は、燃料に対する二酸化炭素の溶解度やノズルのパラメータである噴孔長と噴孔径の比 l_n/d_n によって、ノズル内の流れや噴霧角に与える影響を調査している。図 2-1 に CO_2 の溶解度を変更した場合の噴霧の撮影結果および噴霧円錐角を示す。この画像より、溶解度の増加に伴い噴孔直下における噴霧円錐角が大幅に増加していることがわかる。また、通常の燃料や溶解度の低い条件においては、噴射圧力に伴い噴霧円錐角が次第に増加するが、高い溶解度の条件においては噴射圧力に関わらず、ほぼ一定の値をとる。図 2-2 に L/D (l_n/d_n)

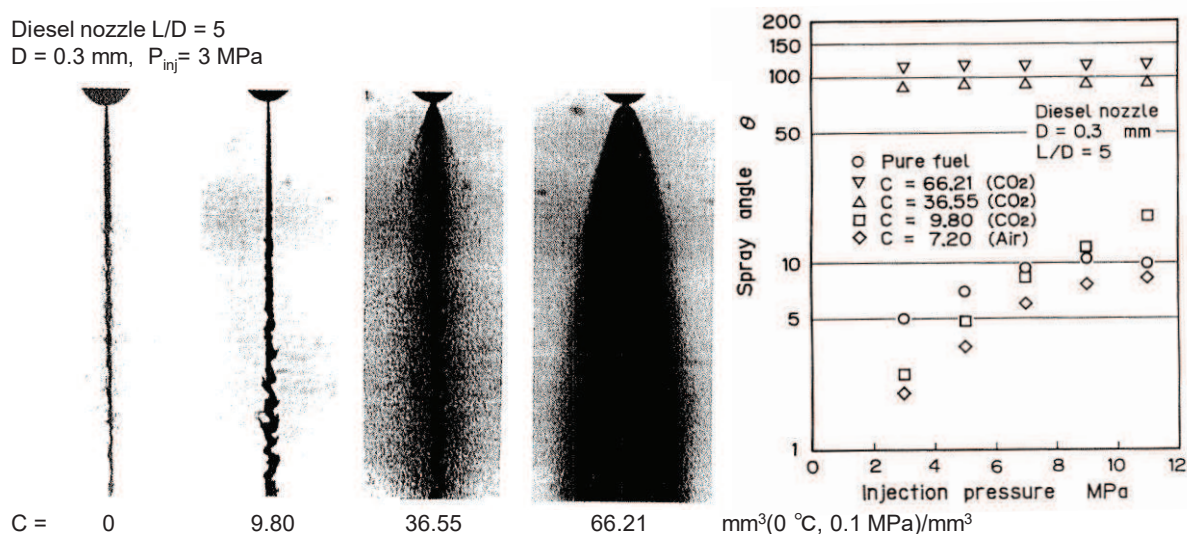


Fig. 2-1 Effect of gas concentration on spray pattern⁽²⁻⁴⁾

を変化させ場合の実験結果を示す。これより、 L/D の増加に伴い噴霧円錐角が増大し、溶解燃料において $L/D = 10$ 以上では最大値をとり、ほぼ一定となる。これは溶解燃料において、ノズル内部の減圧領域で CO_2 が析出し、噴流がノズル内壁面より離れた後、リアタッチするかどうかによる影響が大きいと考えられている。そのため、 L/D が大きい場合はリアタッチすることにより、噴流がノズル内壁面を沿うため、噴霧円錐角が増大する。これより、気体溶解燃料においては、 L/D の大きいノズルを使用することにより、その効果を十分に活用することができるため、本研究においては試作可能なレベルにおいて、 L/D の大きいノズルを使用することとした。また、Chen ら^{(2-6), (2-7)} も同様に溶解度を変更した場合における噴霧円錐角を調査しており、溶解度に応じて増加する傾向を確認しているが、その傾向は Huang らのものと比較すると小さいことがわかる。これは Chen らが溶解気体に空気をを用いているため、液体に対する溶解度が CO_2 に比べて、非常に小さいためと考えられる。千田ら⁽²⁻⁸⁾ も溶解気体に窒素を使用しているため、噴霧特性の改善効果が見られるものの影響度は小さくなっている。そのため、燃料に溶解させる気体の種別は、気体溶解燃料において非常に重要なパラメータの一つである。

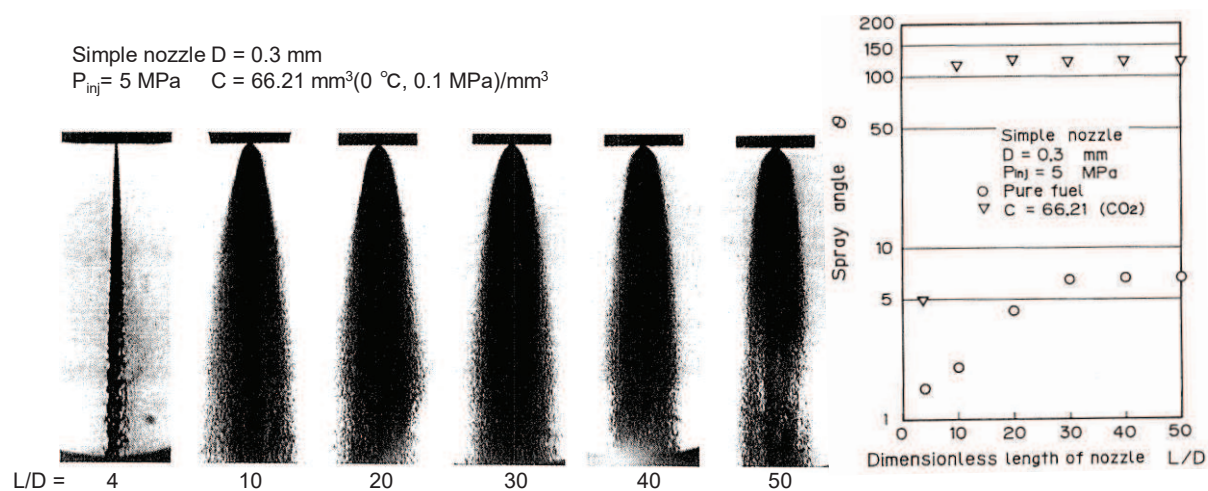


Fig. 2-2 Effect of L/D ratio on spray pattern⁽²⁻⁴⁾

また、近年では、Karacem ら⁽²⁻⁹⁾ は詳細な噴霧特性として、局所的なザウタ平均粒径を調査している。その結果、 CO_2 を軽油に溶解させることにより、微粒化が進行し粒数頻度分布のばらつきが小さくなる、つまり、より均一な液滴分布を持つことを示している。Qiao ら⁽²⁻¹⁰⁾ は模擬排ガスを溶解した軽油を用いて、噴霧特性の時間変化に着目した研究を行っており、これまでと同様に噴霧特性の改善が確認している。

2.1.2. 気体溶解燃料による燃焼制御

Merkisz ら⁽²⁻¹¹⁾は酸素を軽油に溶解させ、単気筒ディーゼルエンジンにより排気性能実験を行なっている。その結果、COやHCといった未燃物質は酸素の溶解度の増加により減少しているものの、燃焼温度の上昇によりNO_xの排出量が増加するといったデメリットを伴うものであった。また、Xiao ら⁽²⁻¹²⁾は二酸化炭素を軽油に溶解させた場合の火炎の詳細な計測を行なっている。図2-3に火炎の撮影結果に対して、二色法解析を用いた解析結果を示す。これより、CO₂の溶解度が増加することにより、火炎の到達距離が短くなり、平均火炎温度の低下が確認できる。

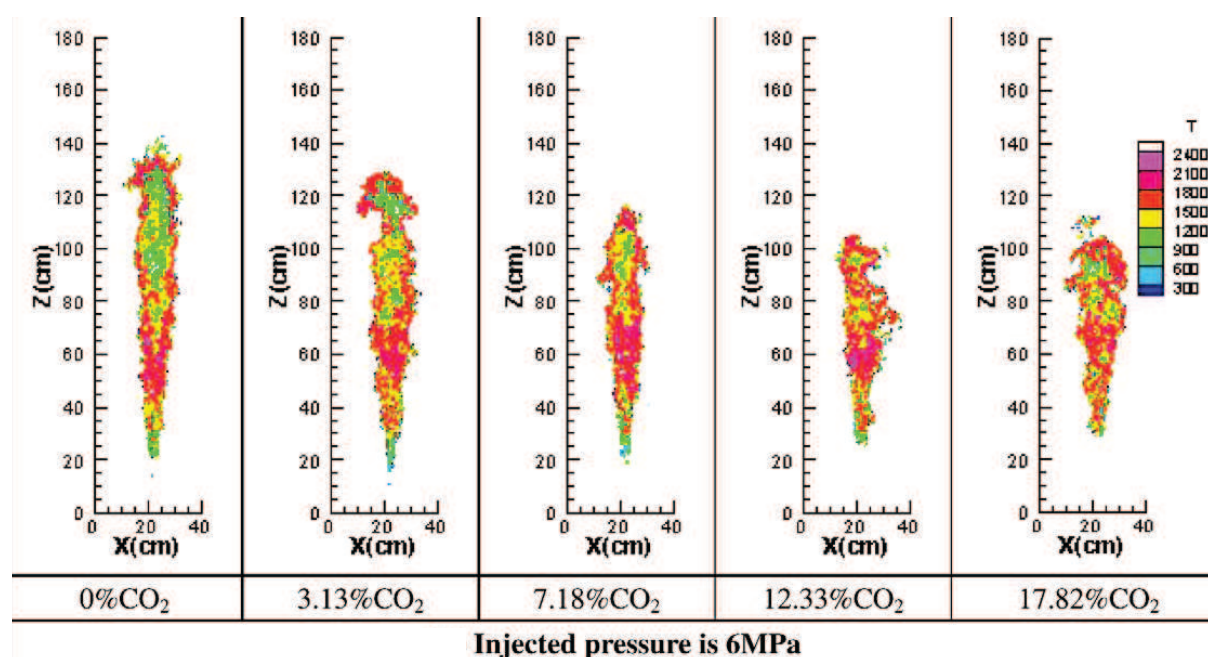


Fig. 2-3 Temperature distributing of jet flame⁽²⁻¹²⁾

以上のように、多くの研究者らがこれまで気体溶解燃料について、数多くの研究を行っており、噴霧特性や燃焼特性の改善が報告されている。しかしながら、実際にこれらの気体溶解燃料をディーゼルエンジンに適用し、熱発生率などの燃焼特性から排気特性まで一貫して実験・解析が行なわれている研究例はあまりない。また、従来の研究は燃料噴射圧力が現在のディーゼルエンジンと比較してかけ離れていることから、現在の燃料噴射圧力を考慮し、これまでの研究よりも燃料噴射圧力が高い条件において、気体溶解燃料の影響を調査する。そのため、本研究においては、基礎的な噴霧実験から単気筒ディーゼルエンジンにおける燃焼実験まで一貫して行なうことで、気体溶解燃料のディーゼルエンジンに対する有意性を調査する。

2.1.3. 液化 CO₂ 混合燃料による噴霧燃焼制御^{(2-13) ~ (2-17)}

前項では燃料に気体を混入および溶解させることにより燃料の改質を行ない、噴霧および燃焼を制御する手法であったことに対し、本項では CO₂ ガスを高圧環境下にて液化し、この液化 CO₂ を燃料に液-液混合させる手法について解説する。

千田らは軽油の主成分の一つである n-トリデカンに液化 CO₂ を混合させることにより、次の三つの効果を紹介している。

一つ目として、燃料噴射に伴う減圧による CO₂ ガスの析出あるいは CO₂ の部分的減圧沸騰による蒸気化に起因する噴霧の微粒化と蒸気化の促進である。これにより、噴霧の広域分散および低ペネトレーション化を実現し、比較的均一かつ希薄な混合気を形成する。そのため、火炎温度の低下が予測されるため、NO_x 排出量の低減および壁面熱損失の低減が期待できる。また、希薄・均一燃焼により PM の低減、燃焼期間の短縮による熱効率の向上も同時に期待できる。

二つ目として、析出した CO₂ ガスが燃焼に寄与する効果である。これは EGR と同じく、噴霧内部に CO₂ ガスを含むため、燃焼温度および酸素濃度の低下が期待できる。また、CO₂ は高温場において熱解離反応 (CO₂ → CO + 1/2O₂) を起こすことにより、熱解離による吸熱により火炎温度を低下させる⁽²⁻¹⁸⁾。これらの相乗効果により、CO₂ の析出が NO_x の低減に与える影響は大きいと考えられる。また、燃焼過程において発生するすすは再燃焼させることにより、排ガスとしての排出を回避することが可能である。すすを炭素分子の集合体とすると、以下の炭素の反応式 (2-1) ~ (2-4) によりすすは再燃焼すると考えられる。



式 (2-4) は Boudouard 反応と呼ばれ、CO₂ によるすすの酸化を表している⁽²⁻¹⁹⁾。また、前述の CO₂ の熱解離により生じる O によっても、すすは再燃焼される。

最後に三つ目として、液化 CO₂ 混合燃料は前述のように、噴霧の微粒化および分散性が向上するため、燃料噴射圧力を過剰に高める必要がなく、低圧噴射で問題ないと考えられる。そのため、燃料ポンプによる機械損失を抑えることにより、熱効率の向上を図ることができる。

以上のコンセプトのもと、液化 CO₂ 混合燃料を用いて噴霧から燃焼に至るまで、研究が行

なわれた．図2-4に液化CO₂混合燃料における燃料中のCO₂の体積分率 V_{CO_2} を変化させた場合におけるシート光による散乱孔撮影結果を示す⁽²⁻¹³⁾．雰囲気圧力 $P_a=0.1$ MPaにおいては，通常燃料以外の条件において，噴射直後に噴霧の急速な拡大が確認でき，噴霧円錐角がCO₂体積分率の増加に伴い大きくなるのがわかる．これは燃料噴射の過程において，混合燃料における飽和液体曲線に達したためであると考えられる．一方， $P_a=1.5$ MPaの条件においては，噴孔近傍における変化はあまり見られない．しかし，下流域においては散乱高強度がCO₂の体積分率に伴い弱くなり，その位置が噴孔に近づいていることがわかる．

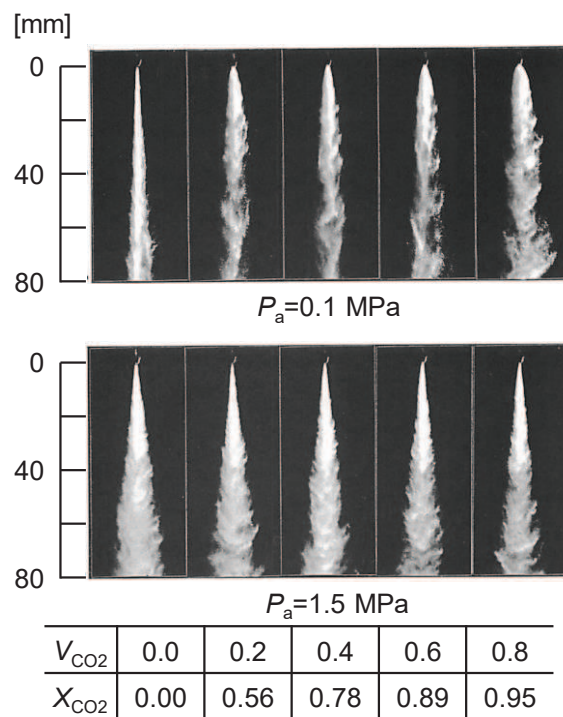
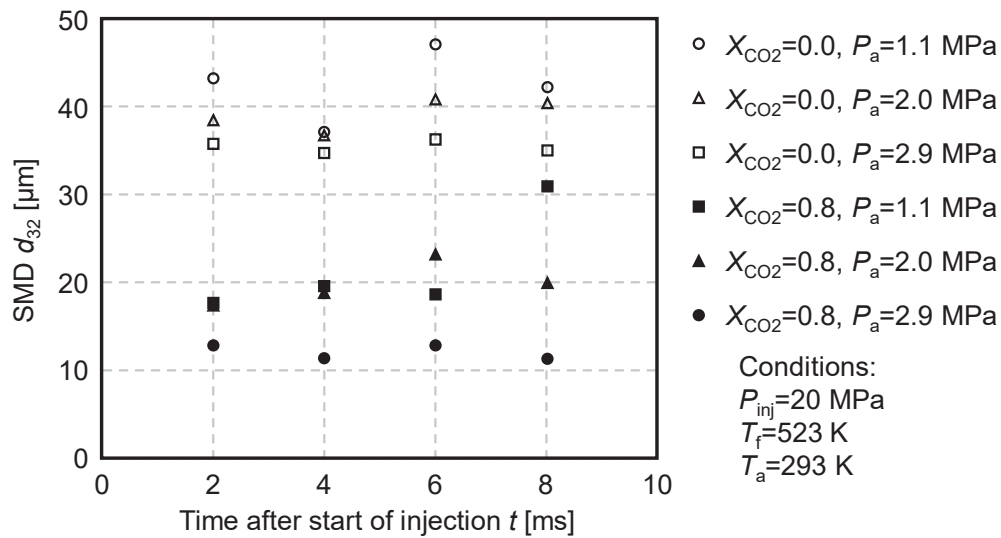
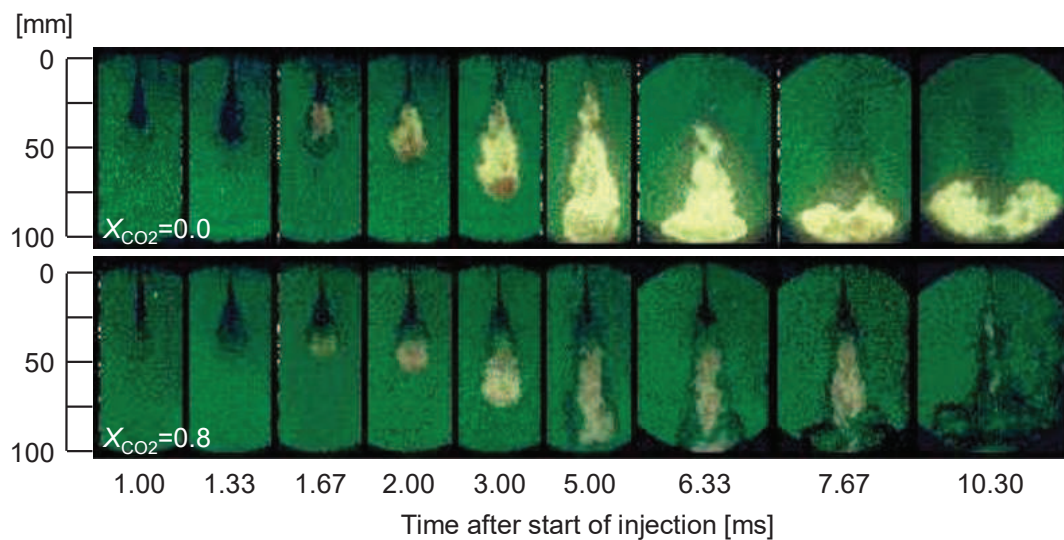


Fig. 2-4 Change in spray pattern with volume fraction of CO₂ ⁽²⁻¹³⁾

図2-5にCO₂のモル分率 X_{CO_2} および雰囲気圧力 P_a を変化させた場合における平均粒径 d_{32} の時間変化を示す⁽²⁻¹⁵⁾．通常燃料である $X_{CO_2}=0.0$ において， d_{32} はおよそ30~40 μ m付近で推移していることに対して， $X_{CO_2}=0.8$ においてはほぼすべての条件においては，20 μ m以下にまで微粒化が進行していることがわかる．以上のように，減圧沸騰が生じる条件においては，大幅な微粒化改善効果が確認できる．

Fig. 2-5 Distribution of mean droplet diameter ⁽²⁻¹⁵⁾

次に急速圧縮膨張装置（RCEM：Rapid Compression and Expansion Machine）を用いた、液化CO₂混合燃料の燃焼実験について紹介する。図2-6にRCEMを用いて、噴霧燃焼過程をシャドウグラフ法により撮影した結果を示す⁽²⁻¹⁶⁾。これより、 $X_{CO_2}=0.8$ において、噴射初期における噴霧先端部にて希薄化していることがわかる。また、着火後においても $X_{CO_2}=0.0$ と比較し、火炎の輝度値が低く、火炎の発生面積の減少が観察される。図2-7に各クランク角度における筒内平均温度、筒内圧力、熱発生率、累積熱発生量および各 X_{CO_2} におけるNOおよびすす

Fig. 2-6 Temporal change in spray and flame shape under each mole fraction of CO₂ ⁽²⁻¹⁶⁾

の排出量を示す。熱発生率より、着火遅れ期間の短縮が見られるものの、予混合的燃焼期間におけるピーク値に大きな違いはない。また、液化 CO_2 混合燃料を用いた場合、拡散燃焼期間において燃焼が促進されており、これにより累積熱発生量の増加、つまり燃焼効率の増加が確認できる。また、排気計測の結果より、 NO およびすすが大幅に低減されていることから、噴霧内部 EGR の効果および CO_2 の析出および減圧沸騰による微粒化促進の効果によって、 NO とすすのトレードオフの関係を打破していることがわかる。

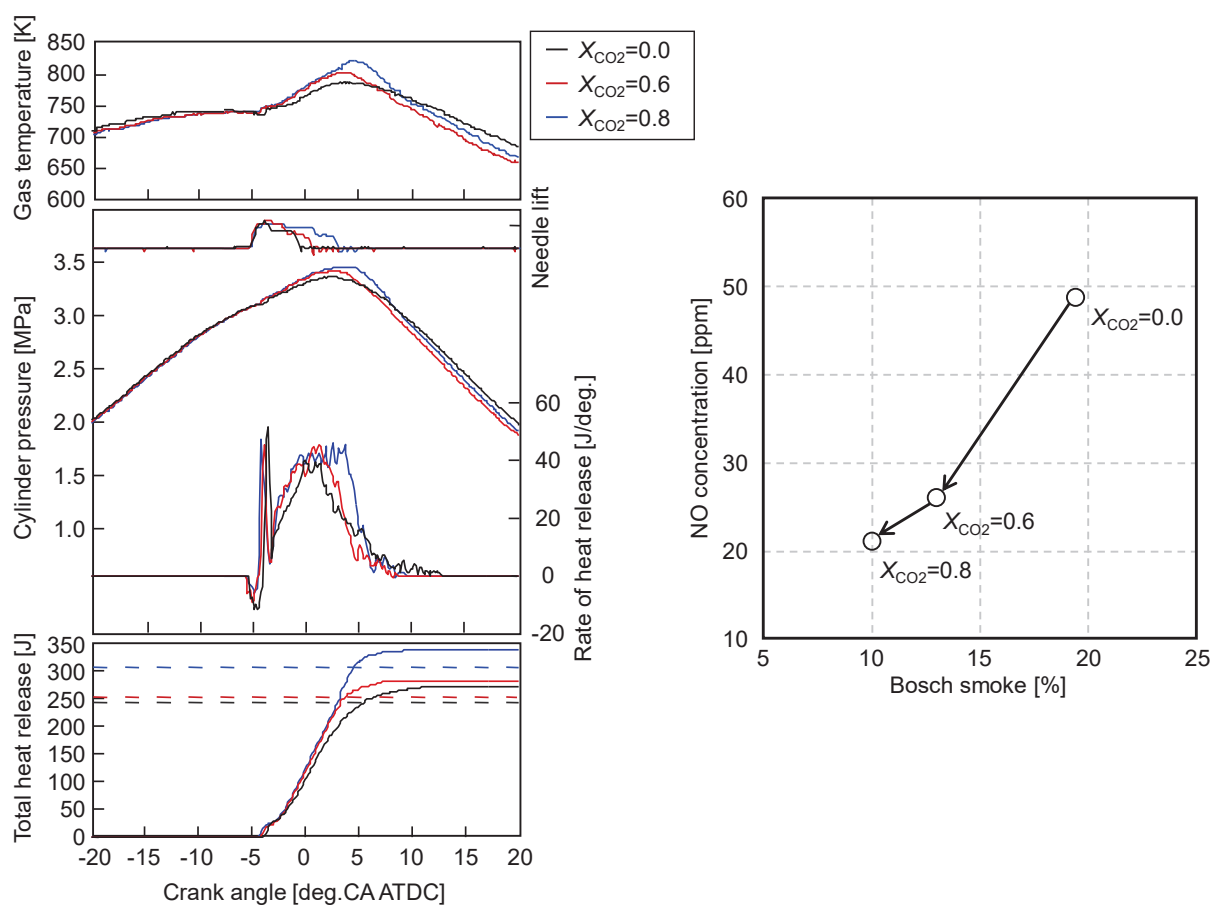


Fig. 2-7 Combustion characteristics and exhaust emissions ⁽²⁻¹⁶⁾

以上のように、液化 CO_2 混合燃料において、燃料の物理的・化学的特性を大きく変えることにより、排気性能のブレークスルーを実現した。また、本手法は燃料に高压下で液化した CO_2 を混合するため、ディーゼルエンジンのみならず、ガソリンエンジンに対しても適用することが可能であり、蒸発性の高いガソリン燃料に対してもさらなる微粒化の促進などを図ることが期待できる。

2.1.4. 低沸点および高沸点混合燃料による噴霧燃焼制御

2.1.1.項から2.1.3.項では液体燃料に対して、燃料ではない気体を混入・溶解させることにより、燃料の改質を図ったものであったが、千田らはこれを二種の液体燃料により実現する具体的手法を提案している⁽²⁻²⁰⁾。現在、市販されている燃料には、ガソリン、灯油および軽油などがあり、図2-8に示すようにそれぞれの燃料に含まれる成分の炭素数は異なり、炭素数が増加に伴い、着火性が向上し、蒸発性が低下する。つまり、炭化水素系燃料における着火性および蒸発性は、含有炭素数に対してトレードオフの関係にある。また、図2-9にn-ペンタン ($n-C_5H_{12}$) およびn-トリデカン ($n-C_{13}H_{28}$) の混合燃料において、n-ペンタンのモル分率 $X_{C_5H_{12}}$ を変化させた際における急速圧縮膨張装置を用いて計測した着火遅れ期間を示す⁽²⁻²¹⁾。また、各モル分率における蒸発性に類似する直鎖系炭化水素燃料の着火遅れ期間を併記している。これより、直鎖系炭化水素燃料においては炭素数が増加するに伴い、着火遅れ期間が

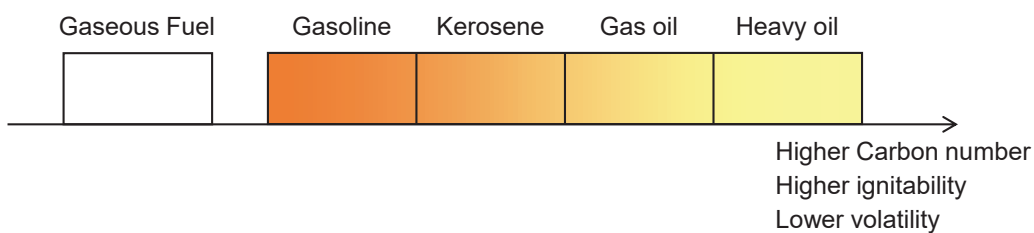


Fig. 2-8 Fuel component and each boiling point

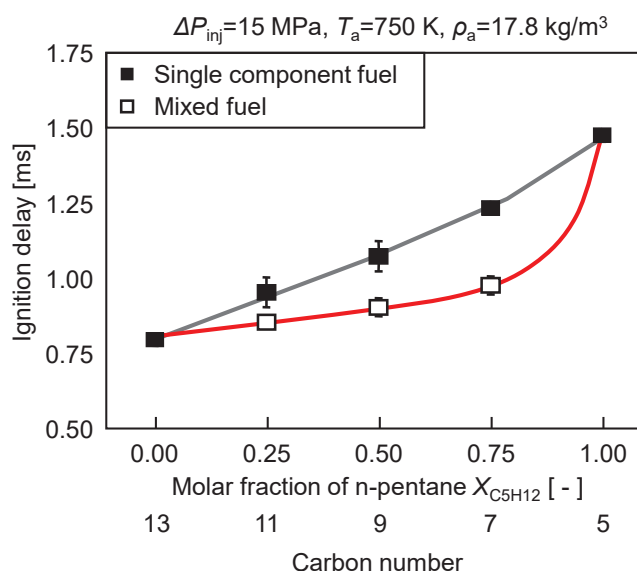


Fig. 2-9 Ignition delay of single component fuel and mixed fuel with Rapid Compression and Expansion

Machine

短くなり、着火性が向上することがわかる。また、混合燃料において、着火性はモル分率に対して線形に変化せず、n-トリデカンを加えることで着火性が大きく向上する。

また、低沸点成分を含有することにより、燃料噴射時における減圧により、減圧沸騰噴霧を実現することにより、噴霧の微粒化を促進することが可能である。そのため、混合燃料において、高自着火性を有する軽油系成分と高蒸発性を有するガソリン系成分を任意の割合で混合することにより、様々な特性を有する燃料を作成することが可能である。図 2-9 では二つの単成分燃料を用いた実験であったが、実際には低沸点成分としてガソリンなどを、高沸点成分として軽油などを用いることにより、同様の効果を再現することができれば、より実現可能な手法であると考えられる。

近年では、上記と同様な燃焼制御手法の研究が行なわれている。Reitz らは RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) という手法を提案している⁽²⁻²²⁾。これはポート噴射および筒内直接噴射に 2 インジェクタ方式を採用し、ポート噴射によりガソリン系燃料を供給し、筒内直接噴射により軽油系燃料を供給する。これにより、燃焼過程を制御することで、高効率・低エミッションを実現する。

2.2. マイクロバブル混入燃料

マイクロバブルとは直径が数 μm ~100 μm 程度の微小な気泡の総称である。マイクロバブルには様々な特性が存在するが、内燃機関に適用した場合に関連する特性としては以下のようなものがある^{(2-23) ~ (2-25)}。

- ・液中における上昇速度が極めて遅いことにより、液中での滞留時間が長い。
- ・気泡同士の合体がほとんど生じず、分散性に優れる。
- ・ボイド率が同じ場合、通常の気泡と比較し、単位体積あたりの表面積が大きいことにより、溶解性が高い。

また、マイクロバブルより微小な気泡として、ナノバブル（直径：数 nm~数百 nm）が存在する。

以上の特性を有するマイクロバブルを燃料に混入させることにより、燃料中の含有酸素量の増加、粘性・表面張力の低下および噴霧液滴の微粒化促進などの物理的・化学的側面から燃焼改善に寄与する効果が期待できる。中武ら⁽²⁻²⁶⁾ はディーゼル機関に対して、エジェクタ方式を用いることにより、軽油中にマイクロバブルを混入させ燃焼実験を行なった。その結果、未燃炭化水素や一酸化炭素を低減することができ、Smoke についても高負荷運転時にお

いて低減することができた。しかしながら、NO_xの低減効果はあまりなく、燃焼が改善したことにより、排出量が増加する結果となった。

2.3. 水エマルジョン燃料

エマルジョンとは水と油のように、混じり合わない物質に対して乳化剤を用いることにより乳化させた状態にあるもののことである。液体燃料においても界面活性剤を用いることにより、燃料と水をエマルジョン化させた水エマルジョン燃料が存在する。また、水エマルジョン燃料には、燃料中に水が粒子群となって分散する W/O エマルジョン (water-in-oil emulsion) と水中に燃料が粒子群となって分散する O/W エマルジョン (oil-in-water emulsion) があり、これらは用いる界面活性剤により決定される。水エマルジョン燃料においても、物理的・化学的効果が存在し、それらを以下に記す^{(2-27), (2-28)}。

- ・高温場に噴射されることにより、燃料中の水分子が急速に昇温され蒸発することにより、噴霧の高分散化および微粒化の促進 (マイクロ爆発: Microexplosion)⁽²⁻²⁹⁾
- ・単位熱量あたりの噴霧運動量増加による空気導入量の増加および乱流混合の促進⁽²⁻³⁰⁾
- ・燃料過濃な燃料領域において OH ラジカルが生成し、すすの前駆物質を酸化
- ・高温化で遊離炭素と水から水性ガスを生成し、ガス燃焼を促進⁽²⁻³¹⁾

ディーゼル機関に対して水エマルジョン燃料を適用した研究例は多く、燃焼室形状との組み合わせ⁽²⁻³²⁾ や水粒子径の微小化⁽²⁻³³⁾ など様々な視点から行なわれている。結果として、NO_x と PM の同時低減が報告されており、燃料消費率の低減効果も確認されている。一方、水エマルジョン燃料は燃料噴射系に対する腐食などの耐久性や燃料の品質、長期保管における変質などの課題解決が必要である。

参考文献

- (2-1) A. S. P. Solomon, L-D. Chen and G. M. Faeth, “Investigation of Spray Characteristics for Flashing Injection of Fuels Containing Dissolved Air and Superheated Fuels”, NASA Contractor Report 3563 (1982)
- (2-2) 千田二郎, 藤本元, “燃料設計手法による噴霧・燃焼過程の制御”, 自動車技術, Vol.54, No.5, pp.69-75 (2000)
- (2-3) Huang Zhen, Shao Yiming, Seiichi Shiga, Hisao Nakamura and Takao Karasawa, “The Orifice Flow Pattern, Pressure Characteristics, and Their Effects on the Atomization of Fuel

- Containing Dissolved Gas”, *Atomization and Sprays*, Vol.4, pp.123-133 (1994)
- (2-4) Huang Zhen, Shao Yiming, Seiichi Shiga, Hisao Nakamura, Takao Karasawa and Tamotsu Nagasaka, “Atomization Behavior of Fuel Containing Dissolved Gas”, *Atomization and Sprays*, Vol.4, pp.253-262 (1994)
- (2-5) Huang Zhen, Shao Yiming, Seiichi Shiga and Hisao Nakamura, “Controlling Mechanism and Resulting Spray Characteristics of Injection of Fuel Containing Dissolved Gas”, *Journal of Thermal Science*, Vol.3, No.3, pp.191-199 (1994)
- (2-6) S. Kevin Chen and Arthur H. Lefebvre, “Discharge Coefficients for Plain-Orifice Effervescent Atomizers”, *Atomization and Sprays*, Vol.4, pp.275-290 (1994)
- (2-7) S. Kevin Chen and Arthur H. Lefebvre, “Spray Cone Angles of Effervescent Atomizers”, *Atomization and Sprays*, Vol.4, pp.291-301 (1994)
- (2-8) 千田二郎, 柴田一郎, 段智久, 藤本元, “ガス溶解燃料を用いたディーゼル噴霧の特性 (第1報, 窒素溶解燃料噴霧の特性)”, *日本機械学会論文集 (B編)*, Vol.63, No.613, pp.3173-3178 (1997)
- (2-9) M. Karacem and E. Sher, “Spray characteristics of diesel fuel containing dissolved CO₂”, *Atomization and Sprays*, Vol.21, pp.883-892 (2011)
- (2-10) Dehao Ju, Xiaoxu Jia, Zhong Huang, Xinqi Qiao, Jin Xiao and Zhen Huang, “Comparison of atomization characteristics of model exhaust gas dissolved diesel and gasoline”, *Fuel*, Vol.182, pp.928-934 (2016)
- (2-11) J. Merkisz, M. Bajerlein and W. Kozak, “Dissolving oxygen in diesel fuel as a way to make road transport more environmentally friendly”, *WIT Transactions on The Built Environment*, Vol.101, pp.325-334 (2008)
- (2-12) Jin Xiao, Zhen Huang, Xinqi Qiao and Yuchun Hou, “The effect of CO₂ dissolved in a diesel fuel on the jet flame characteristics”, *Fuel*, Vol.87, pp.395-404 (2008)
- (2-13) 千田二郎, 柴田一郎, 藤本元, “ガス溶解燃料を用いたディーゼル噴霧の特性 (第2報, 液化 CO₂ 混合燃料噴霧の特性)” *日本機械学会論文集 (B編)*, Vol.63, No.613, pp.3179-3186 (1997)
- (2-14) Jiro Senda, Koji Hashimoto, Yoshiharu Ifuku and Hajime Fujimoto, “CO₂ Mixed Fuel Combustion System for Reduction of NO and Soot Emission in Diesel Engine”, *SAE paper* 970319 (1997)

- (2-15) 千田二郎, 浅井崇胤, 川口文悟, 藤本元, “ガス溶解燃料を用いたディーゼル噴霧の特性 (第3報, 液化 CO₂ 混合燃料噴霧の微粒化特性と蒸気生成量の予測)”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.65, No.632, pp.1459-1466 (1999)
- (2-16) 千田二郎, 横山哲也, 池田護, 伊福義治, 藤本元, “液化 CO₂ 溶解燃料によるディーゼル機関のすす, NO_x の同時低減”, 自動車技術会論文集, Vol.30, No.1, pp.15-20 (1999)
- (2-17) Jiro Senda, Mamoru Ikeda, Masaaki Yamamoto, Bungo Kawaguchi and Hajime Fujimoto, “Low Emission Diesel Combustion System by Use of Reformulated Fuel with Liquefied CO₂ and n-Tridecane”, SAE paper 1999-01-1136 (1999)
- (2-18) 飯田訓正, 渡辺啓, 大橋秀樹, “雰囲気条件が火炎中のすすの生成・消滅に及ぼす影響 (急速圧縮装置によるディーゼル噴霧火炎の観察)”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.59, No.561, pp.1746-1752 (1993)
- (2-19) 池上詢, 三輪恵, 佐々木達郎, “ディーゼル機関の排気煙ならびに窒素酸化物の生成に関する実験的考察”, 日本機械学会講演論文集, No.730-17, pp.237-240 (1973)
- (2-20) 千田二郎, 川野大輔, 堀田勇, 川上和也, 藤本元, “低エミッション・燃焼制御のための燃料設計コンセプト”, 自動車技術会論文集, Vol.31, No.2, pp.11-16 (2000)
- (2-21) 和田好充, 千田二郎, “混合燃料の物理・化学的性質がディーゼル噴霧ならびに予混合圧縮着火燃焼の着火特性に及ぼす影響”, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.43, No.1, pp.46-51 (2008)
- (2-22) Splitter, D., Hanson, R, Kokjohn, S., Reitz, R., “Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Heavy-Duty Engine Operation at Mid-and High-Loads with Conventional and Alternative Fuels”, SAE paper 2011-01-0363 (2011)
- (2-23) 柘植秀樹, “マイクロバブル・ナノバブルの基礎”, 日本海水学会誌, Vol.64, No.1, pp.4-10 (2010)
- (2-24) 高木周, “マイクロバブルの基礎と最近の進展”, オレオサイエンス, Vol.10, No.9, pp.317-322 (2010)
- (2-25) 芹澤昭示, “マイクロ/ナノバブルの基礎”, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.46, No.6, pp.56-61 (2011)
- (2-26) 中武靖仁, 渡邊孝司, 江口俊彦, “エジェクタ式マイクロバブル混入燃料によるディーゼル機関の燃焼改善”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.73, No.735, pp.2368-2374

(2007)

- (2-27) 岩間彬, 斎藤猛男, 青柳鐘一郎, 石田博樹, 木村元雄, 羽室康正, “エマルジョン燃料滴の燃焼 (I)”, 燃料協会誌, Vol.57, No.611, pp.197-209 (1978)
- (2-28) 段智久, “エマルジョン燃料の基本特性とその燃焼における効果”, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.51, No.3, pp.49-56 (2016)
- (2-29) 岩間彬, 青柳鐘一郎, 相波哲朗, 本間幸吉, 木村元雄, “航空安全のためのゲル化ジェット燃料”, 東京大学宇宙航空研究所報告, Vol.7, No.2 (B), pp.580-603 (1971)
- (2-30) 中川洋, 森俊一, 遠藤浩之, “乳化燃料のディーゼル燃焼特性に関する研究”, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.61, No.590, pp.3554-3560 (1995)
- (2-31) 中川洋, 立石又二, “乳化燃料のディーゼル機関における燃焼”, 日本機械学会誌, Vol.81, No.720, pp.1201-1207 (1978)
- (2-32) 塚原実, 村山正, 宮本登, 吉本康文, “ディーゼル機関に水・エマルジョン燃焼法を適用した場合の燃焼促進効果に及ぼす燃焼室形状の影響”, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.48, No.426, pp.381-388 (1982)
- (2-33) 渡邊孝司, 田村逸人, “多孔質ガラス膜を用いた微粒化単分散エマルジョン燃料によるディーゼル機関の燃焼”, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.74, No.740, pp.986-991 (2008)

第3章 気体溶解燃料による噴霧および燃焼の制御手法

本章では、燃料に対する気体の溶解度を正則溶液理論により算出することで、各気体における溶解圧力と溶解度の関係を把握する。溶解させる気体については外部から取り込むことを想定し、大気中や排ガス中に多く含まれている気体である窒素、酸素および二酸化炭素に着目した。その中で、燃料に対する溶解度が最も大きいことから、本研究では二酸化炭素を溶解ガスに選定した。また、昇温時における気体の溶解度については、Peng-Robinson 状態方程式を用いることにより推算する。さらに、燃料中に気体を加圧溶解させた際における飽和蒸気圧曲線の変化や燃料噴射に伴う相変化について解説する。最後に、本研究における気体溶解燃料による噴霧および燃焼の制御手法についても解説し、CO₂ ガス溶解燃料をディーゼル機関に適用した場合における EGR 率や理論熱効率の向上について、サイクル論の視点から解析を行ない、理論熱効率の検討を行なう。

3.1. 気体溶解燃料の気液平衡

3.1.1. 正則溶液理論に基づく気液平衡推算

正則溶液は化学的相互作用、会合、双極子相互作用などのない溶液の総称である。正則溶液理論によれば、溶解度式は次式 (3-1) で与えられる⁽³⁻¹⁾。

$$RT \cdot \ln \frac{f_2}{f_2^\circ} \approx RT \cdot \ln X_2 + V_2 \cdot \phi_1^2 \cdot (\delta_1 - \delta_2)^2 \quad (3-1)$$

なお、 R は気体定数、 T は温度、 f は溶液と平衡な気相のフガシティ、 f° は純粋な液体状態にあるフガシティを示している。フガシティとは実在気体の系の化学平衡を行なう際に、圧力の代わりに用いる状態量である。また、 X はモル分率、 V はモル容積、 ϕ は体積分率、 δ は溶解パラメータであり、添え字 1 は溶媒、添え字 2 は溶質を示している。ここで、圧力が低い条件では $f_2 = P_2$ と考えることができ、さらに液体中での気体の溶解状態は希薄溶液と考えられるため、 $\phi_1 = 1$ とすると式 (3-1) は式 (3-2) のように変換できる。

$$P_2 = f_2^\circ \cdot X_2 \cdot \exp \frac{V_2 \cdot (\delta_1 - \delta_2)^2}{R \cdot T} \quad (3-2)$$

ここで、 f_2° および $\exp\{V_2(\delta_1 - \delta_2)^2/RT\}$ は定数であるため、以下の式 (3-3) および式 (3-4) が得られる。

$$P_2 = H \cdot X_2 \quad (3-3)$$

$$H = f_2^\circ \cdot \exp \frac{V_2 \cdot (\delta_1 - \delta_2)^2}{R \cdot T} \quad (3-4)$$

H はHenry定数と呼ばれ、式(3-3)はHenryの法則を示す。これより溶解圧力に比例して、気体の溶解量が増加することがわかる。以上の式を用いることで液体に対する気体の溶解度を求めることが可能である。

本研究では大気中およびエンジンの排ガス中に含まれており、かつ気体溶解燃料の作成に十分な量が確保できることを前提に、窒素、酸素および二酸化炭素について、燃料に対する溶解度を調査した。また、燃料には軽油の模擬燃料として代表的な成分の一つである n-トリデカン (n-C₁₃H₂₈ : tridecane) とした。標準状態 (25 deg.C=298.15 K, 0.1 MPa) における各成分のフガシティ、モル容積および溶解パラメータの値は表 3-1 の通りである⁽³⁻¹⁾。なお、フガシティの算出に用いた各気体の臨界温度および臨界圧力は文献値⁽³⁻²⁾を参照した。式(3-3)および表 3-1 より、各気体の燃料に対する溶解度を算出した結果を図 3-1 に示す。これより、n-トリデカンに対する各気体の溶解度は溶解圧力に比例していることがわかり、二酸化炭素の溶解度がもっとも大きいことがわかる。よって、二酸化炭素を用いて気体溶解燃料を作成した場合、燃料噴射時に伴う減圧による気体の析出量が最も多いため、析出効果が顕著に現れると考えられる。

Table 3-1 Fugacity, volume and solution parameter of fuel and each gas

	Fugacity f_2° [MPa]	Volume V_2 [cm ³]	Solution parameter δ [(J/cm ³) ^{0.5}]
n-C ₁₃ H ₂₈	-	-	7.8
N ₂	23.08	32.4	2.58
O ₂	27.7	33	4
CO ₂	5.18	55	6

しかしながら、本研究では溶解圧力を最大 4.0 MPa まで想定しており、このような高い圧力状態において $f_2 = P_2$ と仮定すると誤差が大きくなるため、フガシティと圧力の関係を補正する必要がある⁽³⁻¹⁾。フガシティと圧力の関係は式(3-5)により表される。

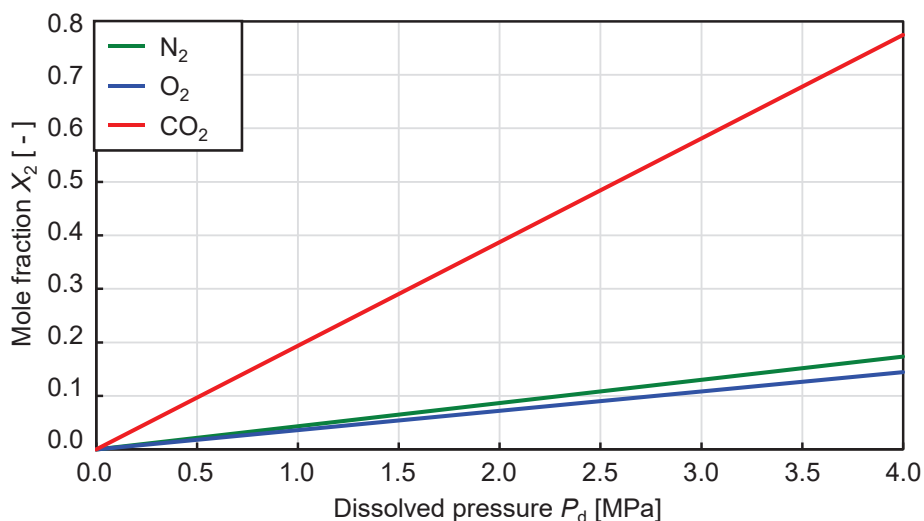


Fig. 3-1 Solubility line of each gas for n-C₁₃H₂₈ using Regular Solution Theory

$$\left(\frac{\partial \ln f}{\partial P}\right)_T = \frac{V}{RT} \quad (3-5)$$

よって、フガシティと圧力の比は式 (3-6) となり、

$$\frac{\partial \ln(f/P)}{\partial P} = \frac{\partial \ln f}{\partial P} - \frac{\partial \ln P}{\partial P} = \frac{V}{RT} - \frac{1}{P} \quad (3-6)$$

圧力 0 より P までにおいて積分すれば、式 (3-7) となる。

$$\ln \frac{f}{P} = \int_0^P \left(\frac{V}{RT} - \frac{1}{P} \right) dP \quad (3-7)$$

Berthelot⁽³⁻³⁾ の状態方程式 (3-8) を式 (3-7) に代入し、積分することにより、

$$PV = RT + \frac{9RPT_c}{128P_c} \left(1 - 6 \frac{T_c^2}{T^2} \right) \quad (3-8)$$

式 (3-9) が得られる。

$$\ln \frac{f}{P} = \frac{9T_c P}{128TP_c} \left(1 - 6 \frac{T_c^2}{T^2} \right) \quad (3-9)$$

これより、各圧力においてフガシティを補正することで求めた溶解度を図 3-2 に示す。二酸化炭素のモル分率が 0.2 を超えたあたりから、補正の有無によるデータの乖離が生じ始めていることがわかる。一方、窒素および酸素について、補正による溶解度の変化はほとんど見られない。これは前述の仮定 ($f_2=P_2$) に加えて、Henry の法則が希薄領域にしか適用すること

ができないことに起因すると考えられる。しかしながら、補正した結果においても二酸化炭素の溶解度は窒素や酸素と比較して非常に大きいため、溶解気体の析出効果は十分に期待できる。そのため、本研究では溶解気体として二酸化炭素を選定した。

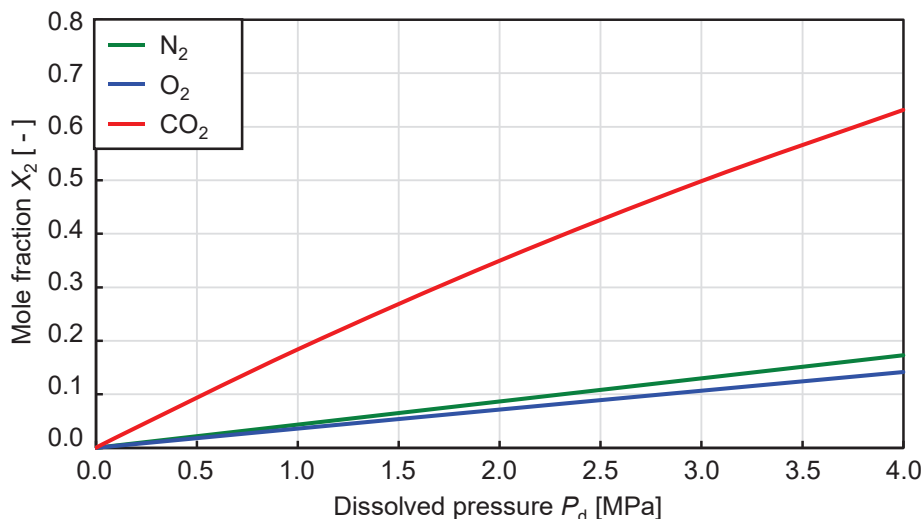


Fig. 3-2 Solubility line of each gas for n-C₁₃H₂₈ using Regular Solution Theory

3.1.2. Peng-Robinson 状態方程式に基づく気液平衡推算

3.1.1.項における推算結果はすべて 298 K における溶解度であったが、実際にディーゼル機関に供給される燃料温度はエンジンからの熱伝達により室温以上に昇温される。また、一般に液体に対する気体の溶解度は温度の増加に伴い減少することが知られており、エンジン筒内に噴射される直前において燃料温度が 353 K 程度であるため、溶解燃料中から気体が析出することが考えられる。一方、インジェクタに供給される燃料は非常に高圧（最大 300 MPa 程度）であるため、気体の溶解度もそれに伴い大きくなる。よって、燃料は高温・高圧な状態となるため、前述の正則溶液理論によりインジェクタ内における気体の溶解度を求めることは困難である。

そこで、本研究ではプロセスシミュレータ VMGSim version9.5 (Virtual Materials Group Inc.) を用いて、各温度・圧力における気体の溶解度を求めた。本シミュレータでは気体の状態方程式に異種分子間相互作用を考慮した Peng-Robinson の状態方程式^{(3-4) ~ (3-6)}を用いる。Peng-Robinson 状態方程式は次式 (3-10) で表される。

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (3-10)$$

式 (3-10) を圧縮係数 z について書き換えると、式 (3-11) となる。

$$z^3 - (1-B)z^2 + (A-3B^2-2B)z - (AB-B^2-B^3) = 0 \quad (3-11)$$

$$A = \frac{aP}{R^2T^2} \quad (3-12)$$

$$B = \frac{bP}{RT} \quad (3-13)$$

$$z = \frac{Pv}{RT} \quad (3-14)$$

式 (3-10) の定数 a および b は、次式のように臨界点の条件にて求めることができる⁽³⁻⁷⁾。

$$a = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij} \quad (3-15)$$

$$a_{ij} = (1 - K_{ij}) \sqrt{a_i a_j} \quad (3-16)$$

$$a_i = 0.45724 \frac{R^2 T_{cri}^2}{P_{cri}} \alpha_i \quad (3-17)$$

$$\alpha_i = \left\{ 1 + m_i \left(1 - T_{cr}^{1/2} \right) \right\}^2 \quad (3-18)$$

$$m_i = 0.37464 + 1.54226 \omega_i - 0.26992 \omega_i^2 \quad (3-19)$$

$$b = \sum_i x_i b_i \quad (3-20)$$

$$b_i = 0.07780 \frac{RT_{cri}}{P_{cri}} \quad (3-21)$$

なお、式 (3-16) の K_{ij} は二成分間における溶解の起こりやすさを決定する相互作用パラメータである。本計算においては、VMGSim 内に格納されている文献値⁽³⁻⁸⁾ を用いた。以上より、気液平衡計算に用いる各成分のフガシテイ f_i は、Peng-Robinson 状態方程式 (3-10) より次式 (3-22) のように求めることができる。

$$\ln \frac{f_i}{x_i P} = \frac{b_i}{b} (z-1) - \ln(z-B) - \frac{A}{2\sqrt{2}B} \cdot \left(\frac{2\sum_k x_k a_{ki}}{a} - \frac{b_i}{b} \right) \cdot \ln \left(\frac{z + (1+\sqrt{2})B}{z + (1-\sqrt{2})B} \right) \quad (3-22)$$

上式を用いてフガシティを求めることにより、気液平衡計算を行なう。まず、本シミュレーションにおける計算結果を検証するため、図 3-2 と同一条件において計算を行なった。その結果を図 3-3 に示す。正則溶液理論における算出結果と比較した場合、各気体の溶解度は異なるものの、溶解度は概ね一致するため、以降は VMGSim を用いた溶解度を適用した。

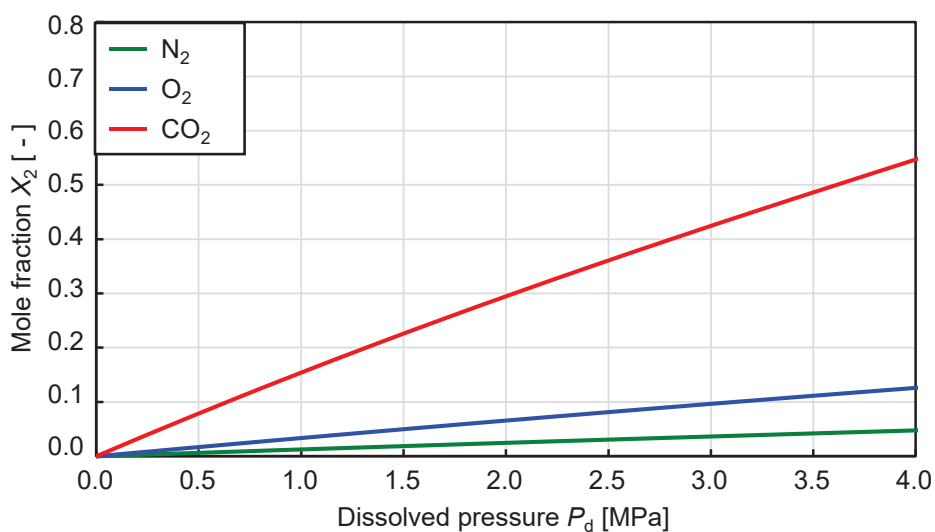


Fig. 3-3 Solubility line of each gas for n-C₁₃H₂₈ using VMGSim

3.2. 二相領域と相変化

3.2.1. 二成分系溶液の飽和蒸気圧曲線

単一成分で構成される物質の場合、図 3-4 で示すように温度および圧力がそれぞれ臨界温度および臨界圧力よりも低い状態において、その飽和蒸気圧曲線の上部は液相状態、下部は気相状態となり、気液二相が平衡状態で存在する場合は必ず飽和蒸気圧曲線上に位置する。図 3-4 において、インジェクタのノズル内における温度・圧力の状態からエンジン筒内の状態減圧する過程を想定した場合、その過程において相変化を伴う物質は水やアンモニアなどである。

一方、純粋な単一成分の燃料に異成分の期待が溶解する場合、分子レベルで気体を取り込む状態、つまり分子レベルでの混合状態と等しいため、その物性を考える際は二成分系溶液に関する化学熱力学的な知識が必要となる。図 3-5 に飽和蒸気圧の異なる二種類の液体を混

合した溶液系における圧力-温度線図 (P-T 線図) を示す。ここに示されるように、二成分系さらには多成分系溶液においては、飽和蒸気圧曲線はある幅を持った二相領域を有し、臨界点は各々の成分の臨界温度、臨界圧力およびモル分率などに依存する⁽³⁻⁹⁾。また、この二相領域の上部および下部の境界線はそれぞれ飽和液体曲線 (Dew point curve), 飽和蒸気曲線 (Bubble point curve) と呼ばれ、この二本の曲線は臨界点において合致する。

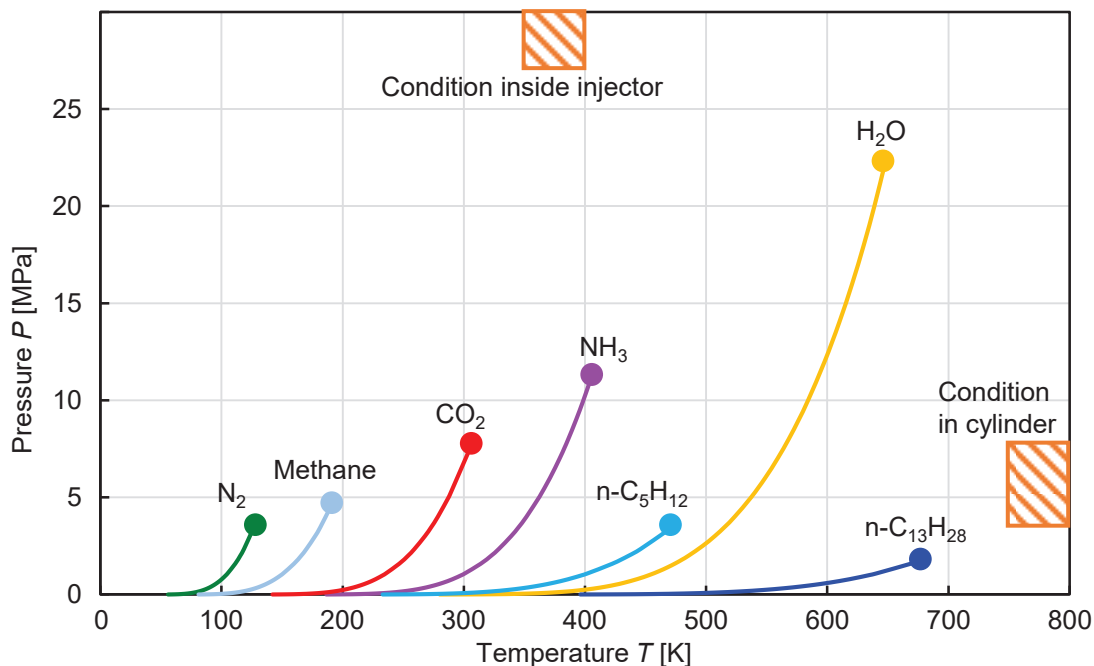


Fig. 3-4 Saturated vapor pressure curve of pure substance

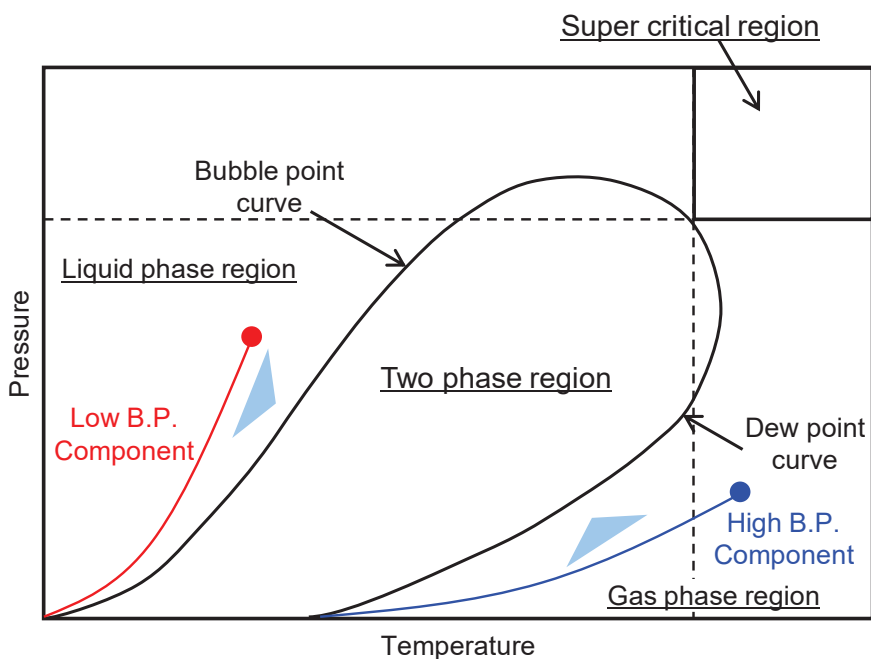


Fig. 3-5 Pressure-Temperature diagram of mixed fuel

以上の理論は、液体同士を混合させた二成分系溶液のみならず、気体・固体も溶液中では液体的な分子状態で存在するため、気-液、固-液の溶液についても適応される。実際の内燃機関に利用される液体燃料は多成分系溶液であるため、この概念はその諸物性を考慮する上で非常に重要である。本研究では *n*-トリデカンに二酸化炭素を溶解させた燃料について、エンジン筒内における相変化を検討する。

3.2.2. 二成分系溶液の二相領域および燃料噴射に伴う相変化

飽和蒸気圧の低い成分①と高い成分②を混合した二成分系溶液において、成分②のモル分率 X_2 を変化させた場合の臨界点および二相領域に推移を図 3-6 に示す。二相領域はモル分率 X_2 が大きいほど、成分②の単体における飽和蒸気圧曲線側にシフトし、その臨界点も放物線を描くように推移する。また、この図中において燃料噴射（減圧）による系の変化（状態 A ⇒ 状態 B）を考える。例えば、 $X_2=0.6$ の溶液を圧力 P_A から P_B まで減圧する場合を考えると、減圧の圧力 P_B において系は液相と気相の二相が共存する状態となる。

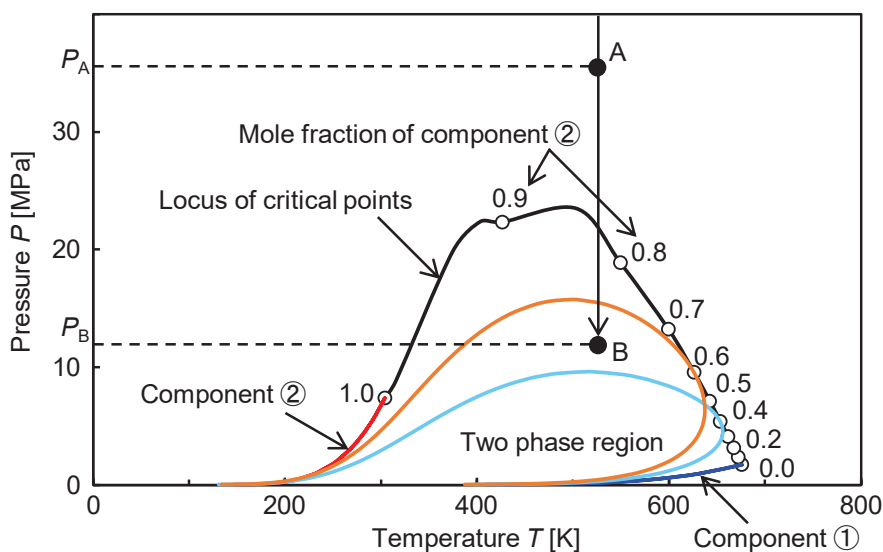


Fig. 3-6 Two phase region for two components solution

ここで、液体燃料の蒸発には蒸発潜熱が必要であるが、噴射後の相変化は瞬間的に起こり、また雰囲気気体の熱容量は非常に小さく、しかも液滴内部には雰囲気からの熱伝達がほとんど行なわれないと考えられるため、蒸発潜熱は系内部（液滴）のみから与えられるものと仮定する。すなわち、系の温度は蒸発に伴い降下することになる。なお、微小な気泡の内部圧力が気液界面の表面張力により大きく影響されること、および液滴の温度降下に伴う粘性の

増大については考慮していない。燃料噴射時の燃料温度 T_f 、噴射により圧力がノズル内圧力 P_{inj} から雰囲気圧力 P_a まで変化するときの状態変化により、図 3-7 に示すように三つの相変化が考えられる。ここで、燃料温度 T_f 、雰囲気圧力 P_a の点が P-T 線図上の二相領域より上部にある場合、相変化は起こらないため、省略した。

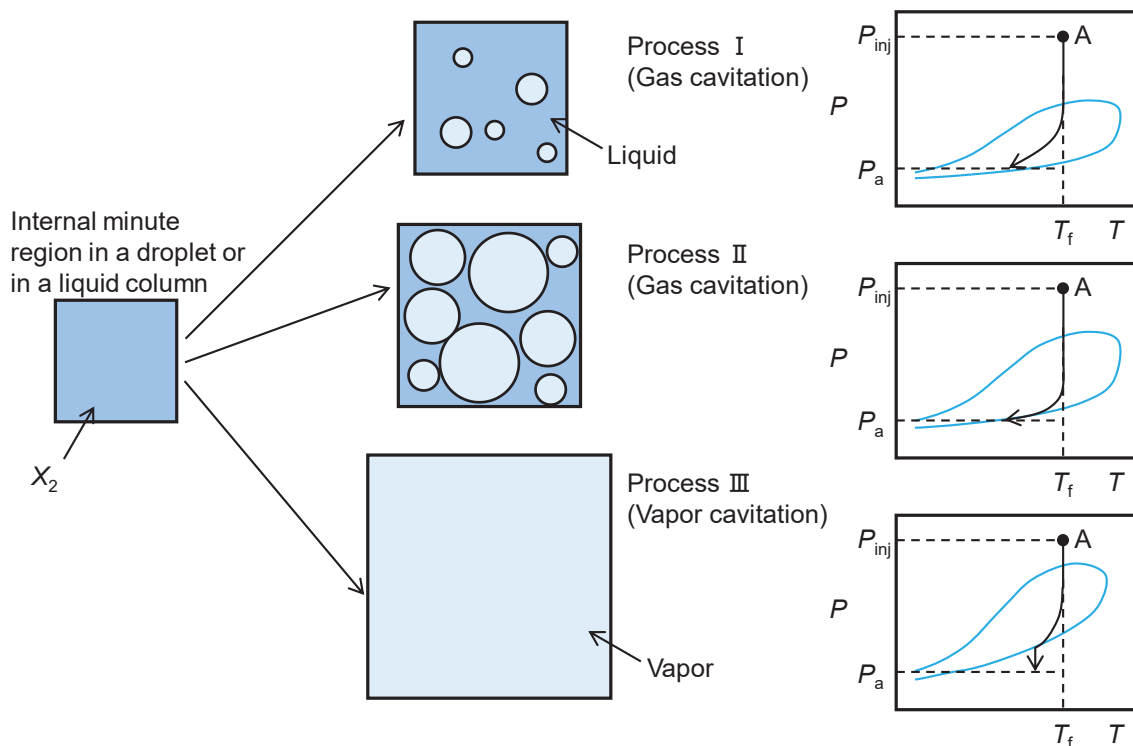


Fig. 3-7 Illustration on phase change following an injection

Process I : 燃料温度 T_f 、雰囲気圧力 P_a の点が二相領域内部に位置する二成分系燃料の場合、燃料噴射に伴い圧力が降下し、その圧力が二相領域に入った時点で気相が生じ、それに伴い系の温度は低下しながら圧力が P_a まで降下した状態で相変化は終了する。本研究の CO_2 溶解燃料の場合などがこれに当たり、ガスキャビテーション現象として考えられる。

Process II : 燃料温度 T_f 、雰囲気圧力 P_a の点が二相領域の下部に位置するが、あまり飽和蒸気圧曲線と離れていない場合を考える。燃料噴射に伴い圧力は降下し、二相領域に入った時点で気相が生じる。ここで蒸発潜熱により系の温度は下がり変化は左に曲がりながら進行し、ついには飽和蒸気圧曲線まで達する。しかし、残存している液相をすべて蒸発させるために、さらに変化は飽和蒸気圧曲線上を左下がりに行進し、圧力が P_a になったところで平衡となる。この時点でも液相は残っており、飽和蒸気圧曲線上で平衡となる。この変化もガスキャビテーション現象に当たる。

Process III : 燃料温度 T_i , 雰囲気圧力 P_a の点が二相領域の下部に位置し, かつ飽和蒸気圧曲線と十分に離れている場合を考える. 飽和蒸気圧曲線に達するまでの変化は Process II の場合と同様であるが, その時点での圧力は Process II に比べ大きく, さらに T_a が臨界温度に近いいため蒸発潜熱も小さい. そのため, 系内部の液相がすべて蒸発した段階でも圧力は P_a まで低下せず, その後は P_a まで燃料蒸気がほとんど等温的に変化する. ここでは系内部が完全に気相となるため, 蒸気キャビテーション (flash boiling) と考えられる.

以上より, 同一の二成分系燃料を用いた場合, P_a が低いほど, さらに T_a が高いほど燃料の沸騰現象が活発になることがわかる. また, 気体溶解燃料の場合では, 気体のモル分率が高いほど同様であることがわかる.

3.3. 気体溶解燃料による噴霧および燃焼の制御手法

3.3.1. エンジンシステム上における気体溶解燃料コンセプト

本研究の目的は高圧噴射に依らないディーゼル燃焼の改善およびそれに伴う熱効率の向上と低エミッション化の両立である. 3.1.節および3.2.節において解説した気体溶解燃料をエンジンシステム上に適用したコンセプト図を図 3-8 に示す. エンジンシステム上で実用化するため, EGR ガスを燃料タンクにバブリングすることで EGR ガス溶解燃料を作成し, 燃焼室筒内に溶解燃料を噴射するシステムを提案する. EGR ガス溶解燃料には以下の四つの効果をもたらすことができる.

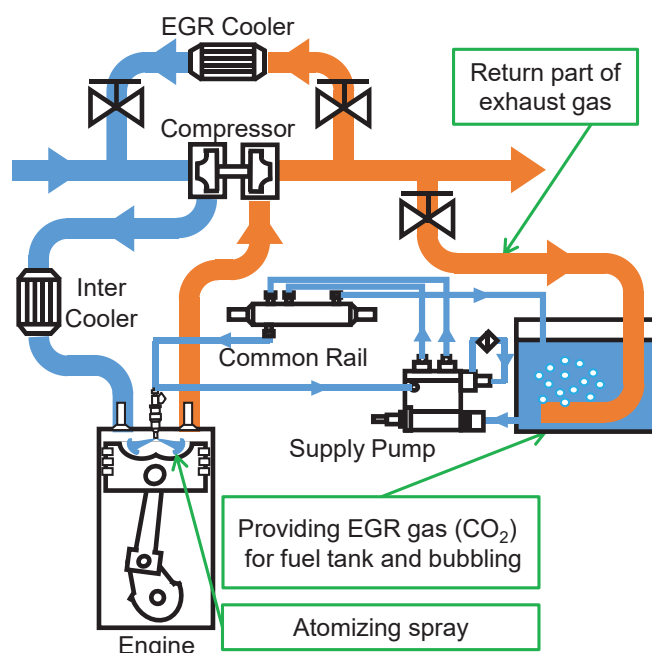


Fig. 3-8 Concept of EGR gas dissolved fuel injection system

一つ目は溶解気体の析出効果である。燃料噴射時の減圧に伴い、燃料中に溶解していたガス成分の過飽和分が析出することで、噴霧の微粒化が促進され微粒化効率が向上すると考えられる。

二つ目は高分散噴霧および高分散混合気の形成により、コンパクト火炎を形成することで燃焼室壁面への衝突を低減することができ、壁面熱損失の低減が期待される。

三つ目は希薄かつ均一な混合気の燃焼による PM (粒子状物質: Particulate Matter) 排出量の低減効果である。溶解気体の析出効果により燃料噴霧の微粒化が促進され、噴霧が急速に蒸発し希薄で均一な燃焼となるため、PM の排出量低減が期待される。

四つ目は EGR ガスが燃焼に直接寄与することによる NO_x 排出量の低減効果 (噴霧内 EGR 効果) である。通常の EGR システムでは燃焼室全体に EGR ガスが存在するのに対し、EGR ガス溶解燃料では噴霧中のみ EGR ガスが存在するため、同等の EGR 率において従来の EGR に比べ、さらなる NO_x 排出量の低減が期待できる。また、外部 EGR と異なり、燃料噴射時に EGR ガスが析出することで燃料噴射以降に CO₂ 濃度が増加するため、圧縮終了時の温度低下を防ぐことができる。そのため、サイクル熱効率を低下させることなく、NO_x の排出量を低減させることが可能である。

3.3.2. CO₂ ガス溶解燃料における相当 EGR 率

前項において解説した噴霧内部 EGR 効果について、CO₂ ガス溶解燃料における CO₂ の投入量より EGR 率に換算する。EGR 率は式 (3-23) により、定義される。

$$EGR\ ratio = \frac{CO_{2,IN} - CO_{2,air}}{CO_{2,EX} - CO_{2,air}} \times 100 \quad (3-23)$$

ここで、CO₂ は各状態における CO₂ 濃度[%]を示しており、添え字 air は大気中を、添え字 IN は吸気中を、添え字 EX は排気中をそれぞれ示している。

表 3-2 に示す条件にて、燃料中の CO₂ ガス溶解度 X_{CO_2} を変更することにより、EGR 率を算出した。その結果を図 3-9 に示す。なお、燃料には本研究で用いる n-トリデカンを想定し、大気中における CO₂ 濃度を 400 ppm、排ガス中における CO₂ 濃度を非溶解燃料である通常燃料時に 5% と仮定した。また、4 章にて後述するように、本研究で用いる加圧溶解法では、CO₂ ガス溶解度 $X_{CO_2}=0.487$ mol/mol が最大であるため、燃料噴射量および CO₂ ガス溶解度より、吸気の CO₂ 濃度を求めることにより、EGR 率を算出した。その結果、CO₂ ガス溶解燃料を EGR 率に換算すると最大で約 8% となる。そのため、溶解圧力 $P_d=4.0$ MPa の CO₂ ガス溶解燃料

($X_{CO_2}=0.487$ mol/mol) の場合、 NO_x の低減効果はおよそ 20% であると考えられる^{(3-10), (3-11)}。

また、この EGR 率はエンジン筒内において析出した CO_2 ガスが均一に分散していると仮定した場合であるため、燃焼反応領域、つまりは混合気の形成領域にのみ CO_2 ガスが存在するとした場合、実際の燃焼に寄与する EGR 率はより高くなると考えられる。

Table 3-2 Calculation condition

Displacement	V [cm ³]	638
Charging efficiency	η_c [-]	0.95
Excess air ratio	λ [-]	2.5
Stoichiometric air	$(A/F)_{st}$ [-]	14.96
Air density	ρ_{air} [kg/m ³]	1.186

At $P_{air}=0.1013$ MPa, $T_{air}=298$ K

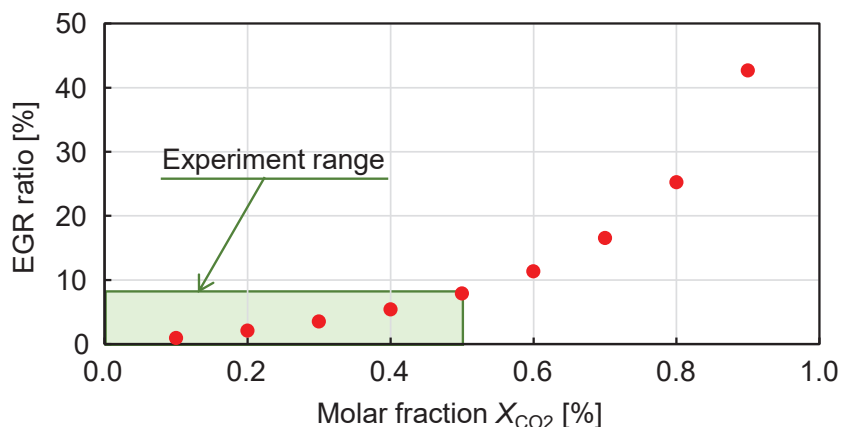


Fig. 3-9 EGR ratio for various molar fraction of CO_2

3.3.3. ディーゼル機関におけるサイクル論解析

本項では 3.3.1. 項における四つ目の効果について、サイクル論⁽³⁻¹²⁾ の視点から解説する。通常の外部 EGR においては、 CO_2 を含む排ガスを EGR クーラにて冷却後、吸気管に戻すことにより、吸気の一部を EGR ガスに変更する。排ガスには三原子分子である CO_2 が多く含まれているため、EGR が無い場合と比較し、比熱比 κ が低下する。本研究で対象とするような自動車用などの小型ディーゼルエンジンは中高速ディーゼルエンジンであるため、理想サイクルは図 3-10 に示すようなサバテサイクルとなる。サバテサイクルにおける理論熱効率は式(3-24) により表される⁽³⁻¹³⁾。

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\alpha\sigma^{\kappa} - 1}{[\alpha - 1 + \kappa\alpha(\sigma - 1)]} \quad (3-24)$$

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (3-25)$$

$$\alpha = \frac{P_3}{P_2} \quad (3-26)$$

$$\sigma = \frac{V_4}{V_3} \quad (3-27)$$

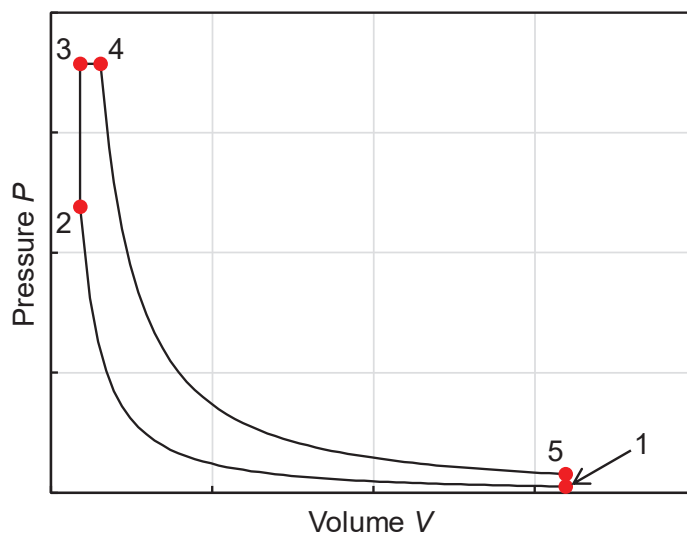


Fig. 3-10 Pressure-Volume diagram of Sabathe cycle

サバテサイクルにおいては、状態1から状態2までが断熱変化、状態2から状態3までが等積変化、状態3から状態4までが等圧変化、状態4から状態5までが断熱変化となる。それぞれの変化における圧縮比 ε 、圧力上昇比 ρ 、締切比 σ はそれぞれ式 (3-25)、式 (3-26) および式 (3-27) にて表される。例えば、 $\varepsilon=17.7$ 、 $\rho=1.5$ 、 $\sigma=1.7$ とし、 κ を変化させた場合の理論熱効率の推移を図3-11に示す。この結果から、比熱比 κ は理論熱効率に大きく影響することがわかり、いかに比熱比を下げないでエンジンを運転するかが重要となる。

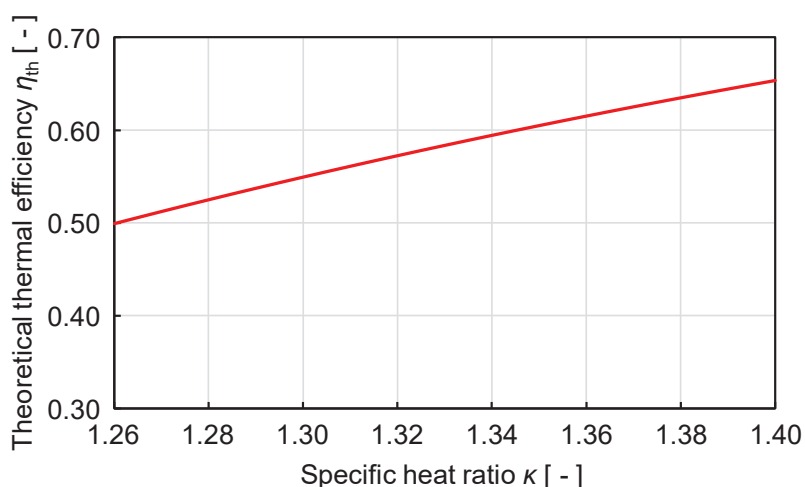


Fig. 3-11 Relationship between specific heat ratio and theoretical thermal efficiency

通常，大気中に含まれる窒素や酸素の比熱比は約 1.4，二酸化炭素の比熱比は約 1.29 であり，内燃機関における比熱比は 1.34 程度と考えられる．そのため，EGR を用いた場合，吸気に二酸化炭素が含まれることにより，比熱比は低下し，熱効率の低下が懸念される．しかしながら，排気性能を考慮した場合，EGR を用いなければ，燃焼温度の上昇により NO_x の排出量が増加するため，EGR は現在のディーゼル機関において非常に重要な措置となる．

CO_2 ガス溶解燃料による EGR 効果は，前述の通り，燃料噴射時に燃料とともに CO_2 ガスを供給するため，断熱圧縮時において筒内に EGR としての CO_2 ガスは存在しない．そのため，断熱圧縮時における比熱比の低下を防ぐことが可能である．このことについて，同様にサバテサイクルと仮定し，理論熱効率の検討を行なった．①通常燃料，②外部 EGR および③ CO_2 ガス溶解燃料の三条件における P-V 線図および比熱比のクランク角度履歴をそれぞれ図 3-12 および図 3-13 に示す．なお，外部 EGR および CO_2 ガス溶解燃料においては，前項同様， CO_2 の投入量が同じとなるよう設定した．また，比熱比は筒内温度や筒内ガスを構成する気体の組成によって変化するため，本検討においては 7.2.1.項にて後述する温度および組成を考慮した比熱比を用いた．

図 3-12 より， CO_2 ガス溶解燃料を用いた場合，通常時とほぼ同じ筒内履歴となっていることがわかる．また，この P-V 線図より，熱効率 η を算出した結果，①通常時では $\eta=51.0\%$ ，②外部 EGR 時では $\eta=48.7\%$ ，③ CO_2 ガス溶解燃料時では $\eta=50.8\%$ となった．EGR を用いた場合における熱効率の低下は，図 3-13 からわかるように，比熱比の低下による影響が大きいと考えられる．また，実際にはこの低下分に加えて，未燃損失などの燃焼の悪化による低下

があるため、EGRは NO_x の改善とPMおよび燃費の悪化といったトレードオフの関係を有している^{(3-14), (3-15)}。一方、 CO_2 ガス溶解燃料においては、燃料が供給されるまでの間(=TDC以前)における比熱比の変化は通常時と同じである。その後、燃料噴射とともに CO_2 ガスが供給されることにより、わずかに比熱比が低下するが、その変化量はEGRと比較してもほとんど無視できるほどである。そのため、通常時と比較した理論熱効率は、0.2 pt.の低下で抑えることができる。

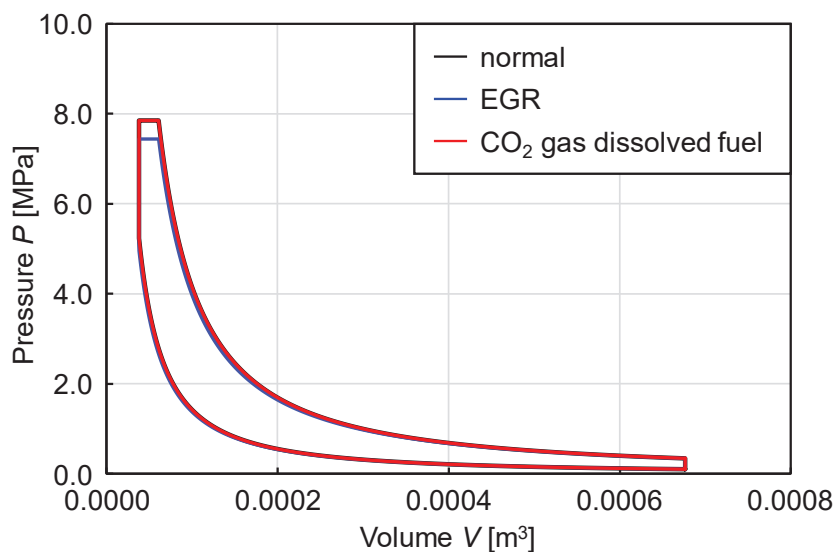


Fig. 3-12 Pressure-Volume diagram of normal condition, external EGR and CO_2 gas dissolved fuel

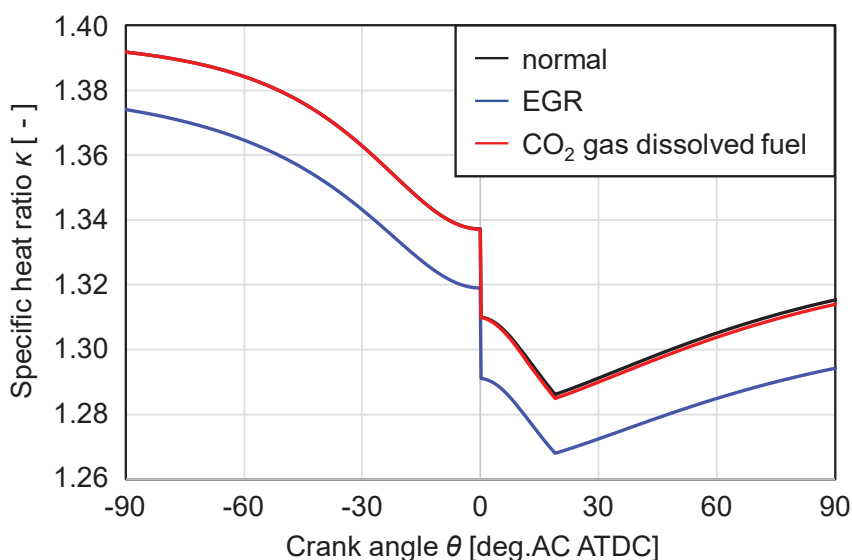


Fig. 3-13 Specific heat ratio at each crank angle

以上のように、CO₂ ガス溶解燃料は比熱比に与える影響が大きく、断熱圧縮における温度低下を防ぐことにより、理論熱効率を維持することが可能である。ただし、理論熱効率においては、冷却損失や機械損失などの各種損失が考慮されていないことに留意する必要がある。

参考文献

- (3-1) 篠田耕三, “溶液と溶解度 (第3版)”, 丸善, pp.73-91 (1991)
- (3-2) 国立天文台編, “理科年表 2019 (気体の臨界定数)”, 丸善 (2018)
- (3-3) M. Daniel Berthelot, “Sur les Thermometres a Gaz et sur la Reduction de leurs Indications a Lechelle Absolue des Temperatures”, Travaux et Memoires du Bureau International des Poids et Mesures, Vol.7, pp.1-113 (1907)
- (3-4) Ding-Yu Peng, Donald B. Robinson, “A New Two-Constant Equation of State”, Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, Vol. 15, No.1, pp.59-64 (1976)
- (3-5) 新井努, 西海英雄, “Peng-Robinson 状態方程式の異種分子間相互作用パラメータの相関”, 法政大学工学部研究情報, Vol.23, pp.1-20 (1987)
- (3-6) 加藤完司, 長浜邦雄, 平田光穂, “Peng-Robinson 状態方程式の一般化された相互作用パラメーターによる沸点圧力の推算”, 石油技術協会誌, Vol.47, No.3, pp.151-157 (1982)
- (3-7) 大江修造, “設計者のための物性定数推算法”, 日刊工業新聞社, pp.152-154 (1985)
- (3-8) M. D. Deo, R. Nutakki, F. M. Orr Jr., “Schmidt-Wenzel and Peng-Robinson Equations of State for CO₂-Hydrocarbon Mixtures: Binary Interaction Parameters and Volume Translation Factors”, SPE Paper 18796 (1989)
- (3-9) 小島和夫, “科学技術者のための熱力学 (改訂版)”, 培風館, pp.182-185 (1996)
- (3-10) 石井素, “自動車における NO_x 低減技術”, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.48, No.6, pp.5-10 (2013)
- (3-11) 長田英朗, 内田登, 青柳友三, 島田一昭, “単気筒ディーゼルエンジンを用いた高 EGR 率と燃料マルチ噴射による燃料消費率と排出ガスの改善”, 第 23 回内燃機関シンポジウム, No.A2-01, pp.1-10 (2012)
- (3-12) 松井幸雄, “エンジン解析: サイクル論から眺めたディーゼル機関”, 自動車技術, Vol.59, No.4, pp.11-17 (2005)
- (3-13) 岐美格, 奥野純平, 牧野州秀, “工業熱力学 改訂・SI 版”, 森北出版, pp.183-184 (1987)
- (3-14) 長田英朗, 青柳友三, 藤野竜介, 島田一昭, 後藤雄一, 鈴木央一, “単気筒エンジン

による高過給・広域多量 EGR のディーゼル燃焼（第1報）－燃焼室形状を変化させた場合－”，自動車技術会論文集，Vol.39，No.1，pp.77-82（2008）

- (3-15) 古東文哉，“船用機関における EGR（排ガス再循環）による NO_x 低減技術”，日本マリンエンジニアリング学会誌，Vol.46，No.6，pp.6-11（2011）

第4章 気体溶解燃料の溶解度計測

本章では、気体溶解燃料の作成装置および作成手法について説明する。作成された気体溶解燃料について溶解度の計測を行なうことにより、第3章で算出した理論値との比較を行なうとともに、以降の解析に反映する。また、燃料噴射率計測を行なうことにより、通常燃料および気体溶解燃料における噴射率の関係を把握する。

4.1. 実験装置および方法

4.1.1. 加圧溶解装置

本研究では前章で説明した通り、加圧溶解法を用いて気体を燃料中に溶解させることで、溶解燃料の作成を行なった。図4-1に加圧溶解装置の概略図を示す。この装置は、高压容器（最高使用圧力：5 MPa、容積：1,500 cm³）内を一定圧力に保ちながら、容器内の燃料中に気体をバブリングし溶解させる構造となっている。バブリングは高压容器底面に設置した多孔円盤（φ0.5 mm×100）を通して気体を供給することにより行なった。燃料にはn-トリデカン（n-C₁₃H₂₈ : tridecane）を、溶解気体には二酸化炭素（CO₂ : Carbon dioxide）を用いた。なお、高压容器内の溶解圧力 P_d はリリーフバルブの開度により調整し、バブリングするCO₂の流量を600 cm³/min（293 K, 0.1 MPa）とした条件下で15分間加圧溶解を行なった。

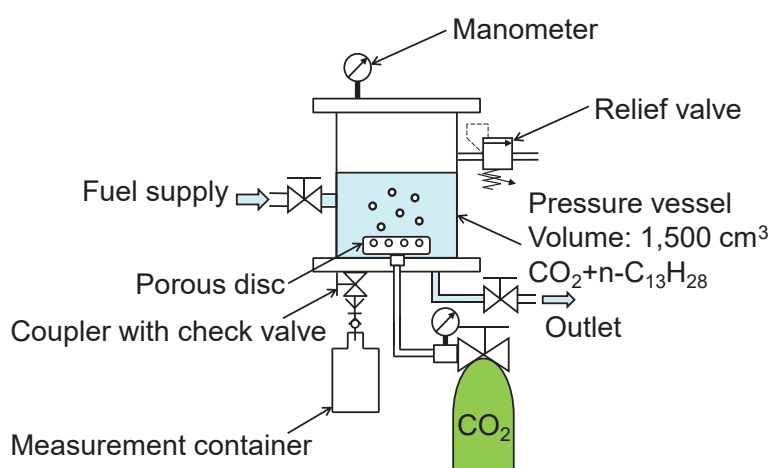


Fig. 4-1 CO₂ gas dissolved fuel system

4.1.2. 燃料噴射装置

溶解燃料をポンプにより任意の燃料噴射圧力 P_{inj} まで加圧する際、ポンプ内での減圧領域においてキャビテーションが発生し、溶解気体の析出が予想される。これにより、正確な噴霧挙動が観察されないことが予想される。そこで、本研究では図 4-2 に示すようなアキュムレータを備えた蓄圧式の噴射系を用いた。まず、手押しポンプにより配管内を通常燃料にて燃料噴射圧力まで加圧し、アキュムレータの弁を閉じた。次に溶解装置下流側およびリーク部のバルブを開き、配管内の通常燃料を溶解圧力のまま準静的に溶解燃料に置換した。その後、アキュムレータの弁を開けることにより、溶解燃料を燃料噴射圧力まで加圧し噴射を行った。

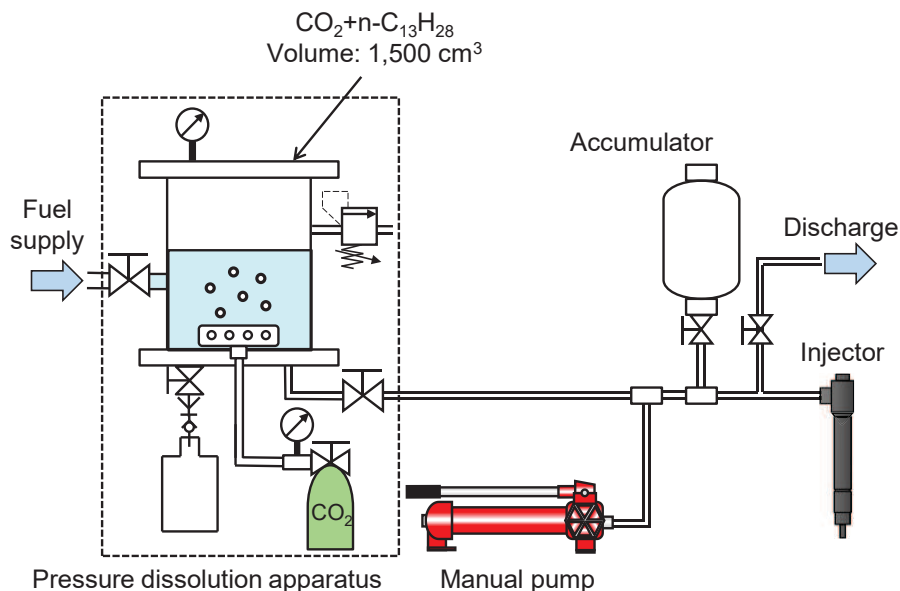


Fig. 4-2 CO₂ gas dissolved fuel injection system

4.1.3. 実機関対応燃料噴射装置

前項で示した燃料噴射装置は噴霧や火炎の計測のような単一噴射実験に用いていたが、実機関においては長時間かつ連続噴射を行なう必要がある。一般に、実機関での実験にはサプライポンプを用いることにより燃料の昇圧を行なうが、サプライポンプの供給側は高圧燃料に対応していないため、気体溶解燃料の昇圧に用いることができない。そのため、本研究においては、ポンプの供給側が高圧に対応するエア駆動型リキッドポンプ（Haskel : 29723-110 Liquid Pump）を採用した。図 4-3 に本研究で用いた燃料噴射装置の概略図を示す。また、燃

料噴射時における配管内部での減圧および圧力変動による溶解気体の析出を抑制するため、コモンレールを用いた蓄圧式を採用した^(4.1)。レール圧はコモンレール内蔵の圧力センサにより計測した。なお、レール圧力は常に溶解圧力以上であるため、燃料配管等における溶解気体の析出はないものとした。EDU からインジェクタへの駆動信号は電流プローブ（HIOKI : 9277, CT9555-10）により、計測を行なった。

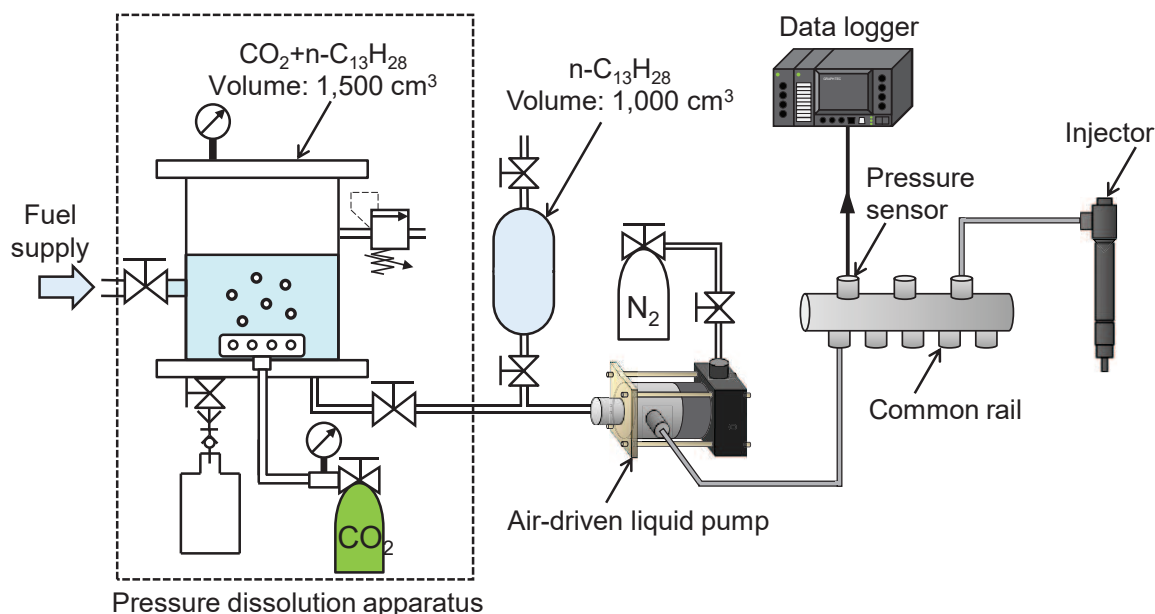


Fig. 4-3 CO₂ gas dissolved fuel injection system for actual engine

4.2. 加圧溶解法により作成された気体溶解燃料の溶解度計測

本実験では、過去に千田らが N₂ ガス溶解燃料の溶解度を調査した方法と同様に、質量を測定することにより気体溶解度を算出した^(4.2)。図 4-4 に溶解度測定の手順および算出方法を示す。まず、加圧溶解装置下部に取り付けた溶解度測定容器内に溶解燃料を抽出することにより、溶解気体が減圧に伴い析出し、容器内の圧力は増大する。その後、測定容器のバルブを準静的に開放することで、容器内の圧力を大気圧に戻すことにより、燃料中から析出した溶解気体を大気中に放出する。以上の各過程における質量を以下のように定義する。

- (a) 溶解度測定容器の質量 A [g]
- (b) 測定容器+燃料+溶解気体の質量 B [g]
- (c) 測定容器+燃料の質量 C [g]

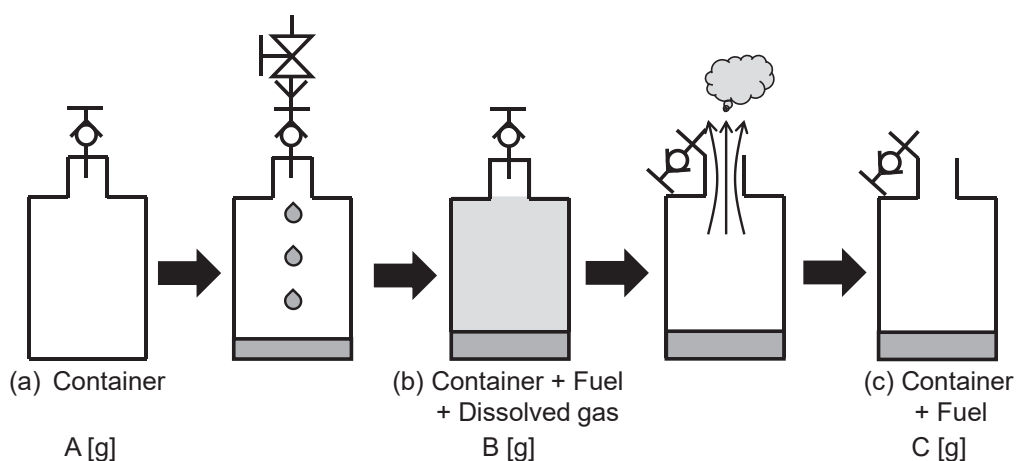
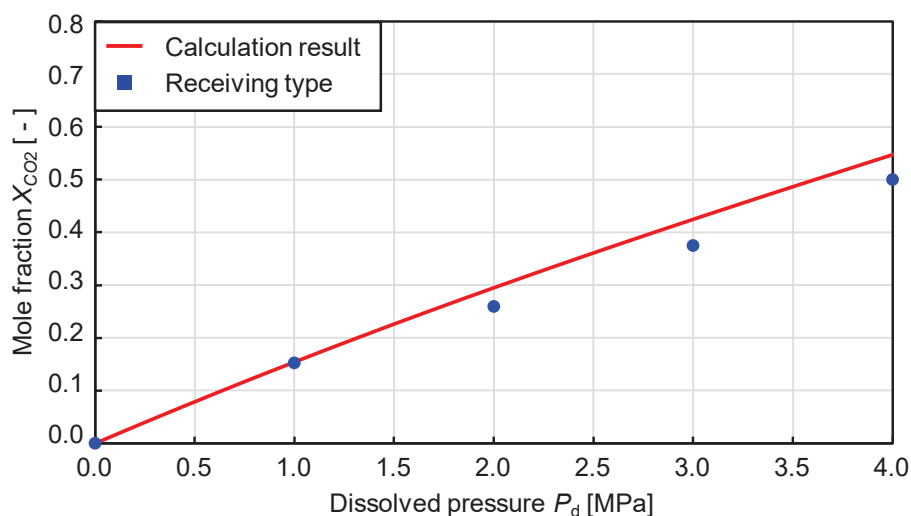


Fig. 4-4 Measuring method of gas solubility

以上より、燃料の質量 m_f [g] および溶解気体の質量 m_g [g] が求められ、溶解度 X_g は式 (4-1) より算出される。なお、 M_f は燃料のモル質量 [g/mol]、 M_g は気体のモル質量 [g/mol] を表す。

$$X_g = \frac{m_g / M_g}{m_f / M_f + m_g / M_g} \quad (4-1)$$

加圧溶解装置を用いて n-トリデカンに CO₂ ガスを溶解させ、上記の受け止め法により溶解圧力と溶解度の関係を調査した。その結果を図 4-5 に示す。実験結果と計算結果はほぼ一致しており、飽和溶液の作成および溶解度測定が高精度に行なわれたことが確認できる。ただし、溶解圧力の増加に伴い、実験結果と計算結果の差が大きくなったことから、完全な飽和状態には達しなかったことが考えられる。これは本研究で用いた加圧溶解装置がバブリングのみによる気液の混合であったため、溶解装置内で均一にならなかった可能性がある。染谷

Fig. 4-5 Solubility line of CO₂ gas for n-C₁₃H₂₈

ら⁽⁴³⁾はCO₂ガスの水に対する溶解度計測を行なっているが、本研究とは異なり攪拌機を用いて、18時間以上の間、温度および圧力を一定に保つことにより平衡状態とし、実験を行なった。しかしながら、工学上、18時間もの時間を要して燃料を作成することは困難である。また、本実験結果からその差を考慮した場合においても、CO₂ガスの燃料に対する溶解度が高いことから、燃料噴射に伴う減圧による気体の析出効果が十分に期待できる。

4.3. 筒内に投入された燃料の溶解度計測

前節において、作成したCO₂ガス溶解燃料における溶解度の計測を行なった結果、実験値と計算結果はほぼ一致する結果となった。しかしながら、この値は加圧溶解装置より抽出した溶解燃料における溶解度の測定であったため、実際にインジェクタから燃焼室筒内へ噴射される燃料噴霧内に同量のCO₂ガスが含まれるかは不明である。本研究で用いたインジェクタ(DENSO:G3P)は燃料を噴射した際にリーク部より、燃料がフィードバックする構造になっているため⁽⁴⁴⁾、リーク部から過剰にCO₂が流出する可能性が考えられる。そのため、本実験では実機実験を想定し、実際に噴射された燃料噴霧内に存在するCO₂濃度の計測を行なった。なお、リーク部からのフィードバックする燃料は通常、燃料タンクに還流するが、本研究では溶解燃料を取り扱うため、一度減圧し溶解気体が析出した燃料は使用しないこととした。

本実験で用いたCO₂濃度計測用密閉容器の概略図を図4-6に示す。測定容器には容積1,511.6

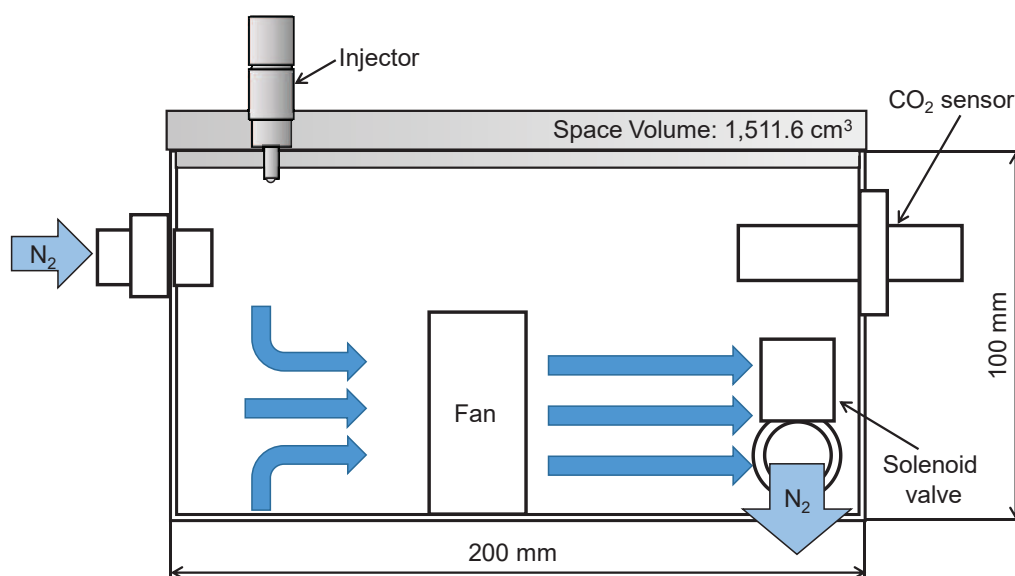


Fig. 4-6 Measuring method of gas solubility

cm³ のアクリル製容器を使用した。燃料噴霧から析出した CO₂ を均一に分散させるため、容器内部には攪拌機を設置した。また、CO₂ の濃度計測には非分散型赤外吸収法 (NDIR : Non-Dispersive InfraRed) を用いた CO₂ 濃度センサ (VAISALA : GMP252) を使用した。実験手順として、まず密閉容器内に N₂ ガスを供給することにより、測定容器内における CO₂ の濃度を 10 ppm 程度まで除去した。その後、インジェクタより CO₂ ガス溶解燃料を噴射し、攪拌機により容器内の濃度を均一とした後、CO₂ 濃度の計測を行なった。

表 4-1 に実験条件を示す。本実験では各溶解圧力において、燃料噴射後の容器内 CO₂ 濃度が約 5,000 ppm となるよう燃料噴射量の調整を行なった。これは本実験で用いた CO₂ 濃度センサの精度を考慮し、高精度 (±2.0%) に計測可能な領域である 5,000 ppm を目標値としたためである。溶解度の推定には 3.1.2 項で用いたプロセスシミュレータ VMGSim を使用した。なお、 $P_d=0.0$ MPa においては、大気中における CO₂ 濃度の溶解による影響を把握するため、実験を行なった。また、供試ノズルには噴孔径 d_n が 0.20 mm ($l_n/d_n=4.0$) の 4 噴孔ホールノズル (DENSO : G3P インジェクタ) を用いた。なお、本実験では 10 回の実験結果を平均した。

Table 4-1 Experimental condition for measuring gas solubility

Test fuel		n-C ₁₃ H ₂₈
Ambient gas		N ₂
Ambient temperature	T_a [K]	293
Ambient pressure	P_a [MPa]	0.1
Dissolved pressure	P_d [MPa]	0.0, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0
Injection pressure	P_{inj} [MPa]	60
Nozzle hole diameter	d_n [mm]	0.20
Nozzle hole length	l_n [mm]	0.80
Number of holes	[-]	4

受け止め法および NDIR による測定結果および計算結果を図 4-7 に示す。NDIR による測定結果においても、溶解圧力に比例して溶解度が増加していることがわかる。また、 $P_d=0.0$ MPa において、 $X_{CO_2}=0.007$ mol/mol と微小であるが噴霧内より CO₂ の析出が検出された。これは大気圧 $P_d=0.1$ MPa における溶解度には満たないが、燃料が空気と接することにより、界面から溶解しやすい二酸化炭素が燃料中に溶け込んだためであると考えられる。また、 $P_d=1.0$ MPa 以上の溶解燃料において、NDIR による計測結果は受け止め法と比較し、わずかに減少する傾向を示した。これは前述の通り、リーク部より CO₂ が過剰に流出したことにより、筒内に投

入される CO₂ が減少したと考えられる。

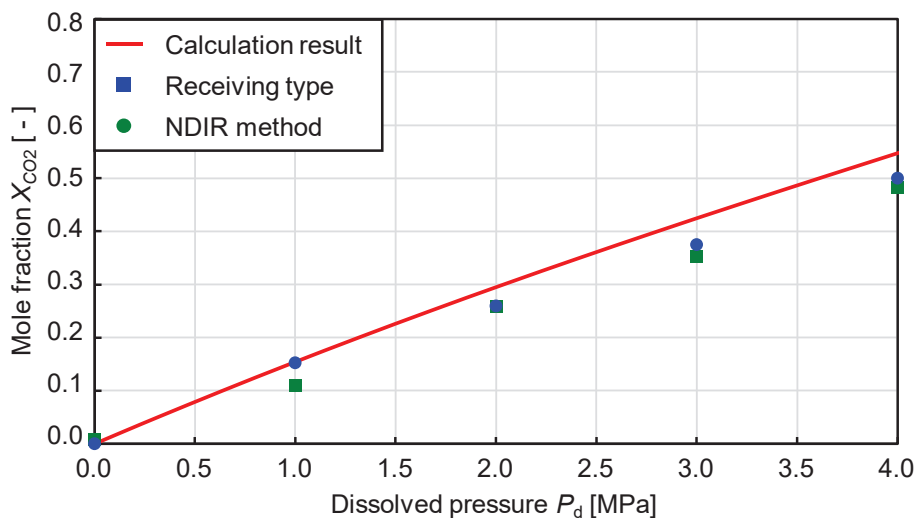


Fig. 4-7 Solubility line of CO₂ gas for n-C₁₃H₂₈

以上より、CO₂ ガス溶解燃料における CO₂ 濃度を理論値、加圧溶解装置、筒内への投入量の三段階において、評価した。本論文では以降の溶解度に、筒内への投入量を用いて考察を行なう。最後に、三段階における CO₂ 濃度のモル分率および質量パーセント濃度の計測結果を表 4-2 に示す。

Table 4-2 Mole fraction and mass percent concentration of CO₂ gas dissolved fuel

P_d [MPa]	Calculation result		Receiving type		NDIR method	
	X_{CO_2} [-]	M_{CO_2} [wt%]	X_{CO_2} [-]	M_{CO_2} [wt%]	X_{CO_2} [-]	M_{CO_2} [wt%]
0.0	0.000	0.0	0.000	0.0	0.007	0.2
1.0	0.154	4.2	0.153	4.1	0.110	2.9
2.0	0.295	9.1	0.259	7.7	0.257	7.6
3.0	0.425	15.0	0.375	12.5	0.353	11.5
4.0	0.547	22.4	0.500	19.3	0.482	18.2

4.4. 長管法による燃料噴射率計測

CO₂ ガス溶解燃料における噴射率の変化および実噴射期間を計測するため、噴射率計測を行なった。本実験では、図 4-8 に示すような Bosch 式燃料噴射率計を用いた。これは Bosch の長管法と呼ばれ、長管を伴った容器に燃料を満たし、その燃料を加圧した状態において、容器内に燃料を噴射することにより、容器内の圧力変化から噴射率を算出する定容積内変化法を用いた噴射率計である^{(4.5), (4.6)}。インジェクタから噴射された燃料は、長管を通り背圧制御用のレギュレータにて背圧を調整した後、排出される。本実験で用いた噴射率計には約 7 m の長管が接続されており、噴射した燃料による圧力波が長管端部で反射し、噴射期間内に反射した圧力波が圧力センサまで到達しない場合、計測に影響を与えることはない。本研究では各溶解圧力において作成した燃料にて、計測条件における高压化の音速を計算した結果、反射波の到達時間は約 7ms~10ms となった。燃料噴射期間はこの到達時間よりも短く、比較的長い噴射期間においても 2~3ms 程度であるため、本計測における反射波の影響は除外することができる。容器および長管内は実機関における実験雰囲気場を想定し、5.0 MPa で加圧を行なった。インジェクタに与える噴射指令値を 0.3 ms から 1.5 ms まで 0.1 ms 間隔に変化させることにより、燃料噴射圧力 $P_{inj}=40, 60$ および 80 MPa における噴射遅れおよび噴射指令値と実噴射期間の関係を計測した。

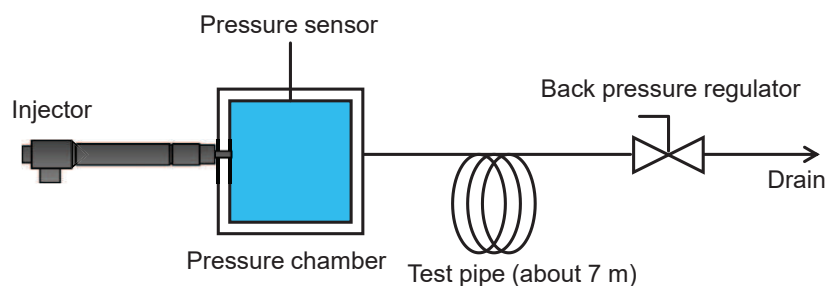


Fig. 4-8 Experimental setup for fuel injection rate

図 4-9 に燃料噴射圧力 $P_{inj}=60$ MPa における噴射指令値 0.7 ms での噴射率計測結果を示す。なお、CO₂ ガス溶解燃料においては、CO₂ ガスの溶解度を除外した燃料のみにおける噴射率である。これより、溶解圧力の増加に伴い、噴射率が低下していることがわかる。これは通常燃料と比較し、CO₂ ガス溶解燃料においては燃料密度が低下したことにより、単位時間あたりに噴孔より噴射される燃料量が減少したと考えられる。3.1.2.項における Peng-Robinson 状態方程式より、各溶解圧力における燃料密度を算出した結果を図 4-10 に示す。これより、溶

解圧力 $P_d=4.0$ MPa における燃料密度は通常燃料の燃料密度と比較し、約 0.83 倍となることがわかる。そのため、 CO_2 ガス溶解燃料を用いた場合、通常燃料と同等の燃料を噴射するためには、燃料噴射期間が長期化することに留意する必要がある。

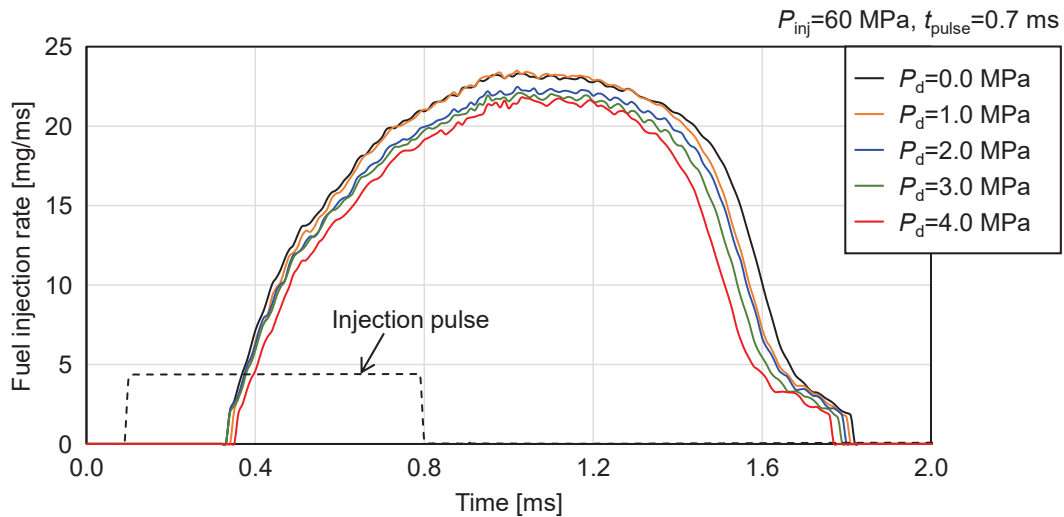


Fig. 4-9 Measurement results of fuel injection rate

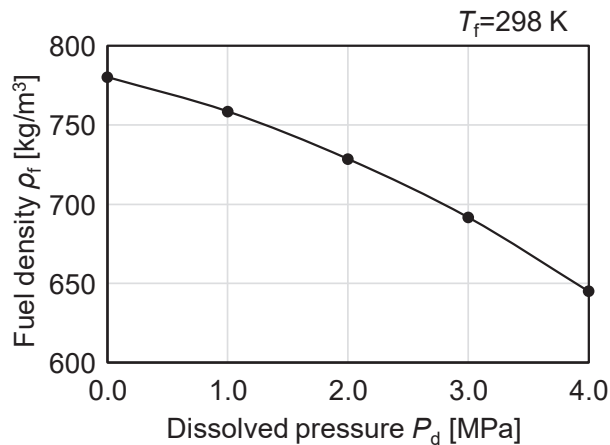


Fig. 4-10 Fuel density in CO_2 gas dissolved fuel

4.5. まとめ

本章では加圧溶解法を用いることにより、 CO_2 ガス溶解燃料を作成し、作成された燃料の溶解度計測を行なった。また、燃料噴射率計測により、溶解燃料による噴射率特性を評価した。以上の結果、得られた知見を以下に示す。

- ・加圧溶解法により，理論値に匹敵する高濃度の CO₂ ガス溶解燃料が作成可能である．
- ・筒内に供給される CO₂ ガス供給量は，作成された溶解燃料から最大 10%程度減少する．
- ・CO₂ ガス溶解燃料における燃料噴射率は，燃料密度が低下することにより，通常燃料と比較し低下する．

また，本章では溶解燃料における噴射系についても検討を行ない，容器実験などに用いる単発噴射用昇圧システムおよび実機実験に用いる連続噴射用昇圧システムを構築した．これにより，実機実験において，溶解燃料を用いた場合，1 時間程度の燃料供給が可能となる．

参考文献

- (4-1) 伊藤昇平，岩永貴史，“ECD-U2 システムによる噴射率制御の研究”，デンソーテクニカルレビュー，Vol.1，No.1，pp.20-25（1996）
- (4-2) 千田二郎，柴田一郎，段智久，藤本元，“ガス溶解燃料を用いたディーゼル噴霧の特性（第1報，窒素溶解燃料噴霧の特性）”，日本機械学会論文集（B編），Vol.63，No.613，pp.277-284（1997）
- (4-3) 染谷聡，坂東茂，西尾匡弘，“CO₂ の水への溶解度に対する圧力の影響（ガス析出法による CO₂ 溶解度計測）”，日本機械学会論文集（B編），Vol.71，No.704，pp.1155-1160（2005）
- (4-4) Shuichi Matsumoto, Koichi Yamada and Kenji Date, “Concepts and Evolution of Injector for Common Rail System”, SAE technical paper 2012-01-1753, pp.1-14 (2012)
- (4-5) Wilhelm Bosch, “Der einspritzgesetz-indikator, ein neues messgerät zur direkten bestimmung des einspritzgesetzes von einzeleinspritzurgen”, MTZ, Vol.25, No.7 (1964)
- (4-6) 高原万寿雄，飯塚和夫，師田忍，鈴木善雄，“燃料噴射系の研究（第2報，高速ディーゼル機関の噴射率に関する実験的研究）”，福井大学工学部研究報告，Vol.14，No.2，pp.125-134（1966）

第5章 気体溶解燃料の噴霧特性

本章では、気体溶解燃料が噴霧先端到達距離や噴霧角といった噴霧特性に与える影響を調査する。シャドウグラフ法により非蒸発場および蒸発場における噴霧の巨視的特性を把握し、微視的特性に対しては超高解像度撮影法を用いる。

5.1. 実験装置および方法

5.1.1. 非蒸発場におけるシャドウグラフ撮影

非蒸発場において巨視的な噴霧特性の評価を行なうため、シャドウグラフ法を用いた。また、噴霧全体の撮影に加え、噴霧根元部における拡がり角（噴霧円錐角）を評価するため、ノズル近傍について拡大撮影を行なった。

図 5-1 にノズル近傍の拡大シャドウグラフ撮影における撮影光学系の概略図を示す。本実験における撮影光学系は光源、定容容器、モノクロ高速ビデオカメラにより構成さ

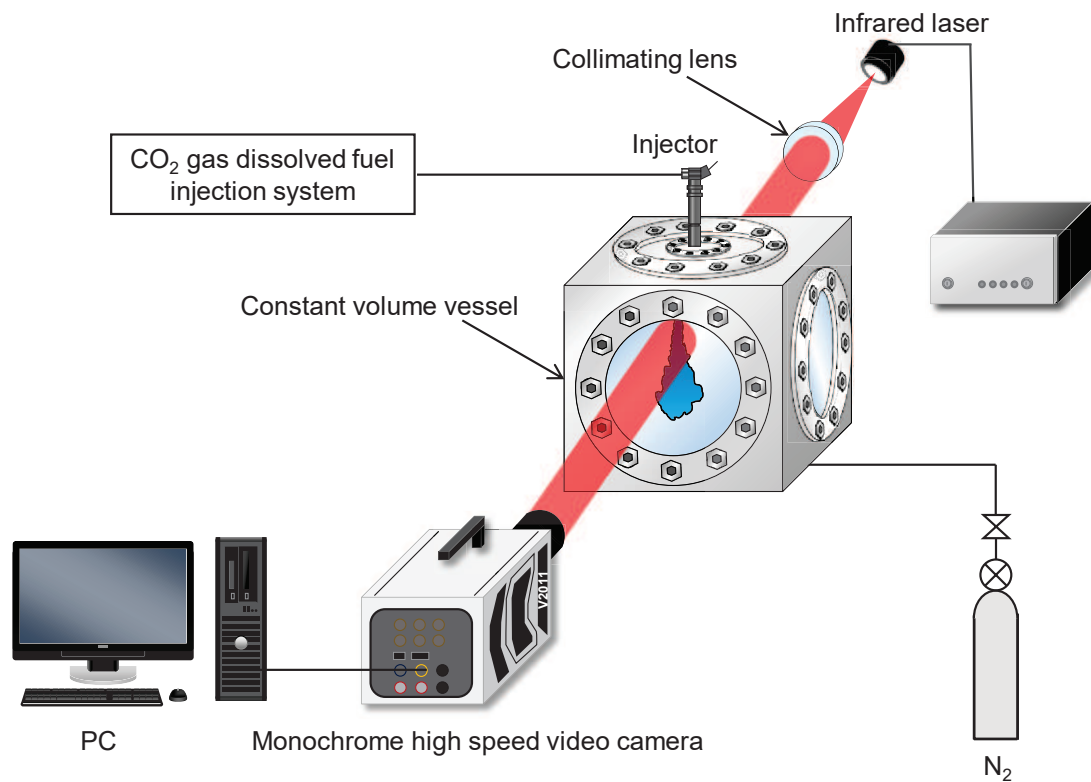


Fig. 5-1 Optical setup for nozzle vicinity enlargement shadowgraph photography

れる。光源には可視化用レーザ照明（Cavitar Ltd. : CAVILUX Smart, 波長 $\lambda_L=640$ nm, 出力 : 400 W) を用いた。レーザ光はコリメートレンズにより平行光となり, 噴霧に照射されカメラ上にて結像される。撮影にはモノクロ高速ビデオカメラ (Photron : SA-Z) を用いた。なお, 撮影速度は 100,000 fps, 解像度は 256 pixel \times 544 pixel (12.7 $\mu\text{m}/\text{pixel}$) とした。

図 5-2 に噴霧全体のシャドウグラフ撮影における撮影光学系の概略図を示す。本実験における撮影光学系は, ノズル近傍拡大シャドウグラフ撮影と同様である。レーザより出射された光はピンホール ($\phi=1.0$ mm) を通過することにより点光源となり, 片凸レンズ ($f=1,200$ mm) によって平行光となり噴霧に照射される。その後, 再び片凸レンズ ($f=1,200$ mm) を通過し集光され, カメラ上に結像される。光源およびカメラには上記の拡大シャドウグラフ撮影と同様のものを用いた。なお, 撮影速度は 50,000 fps, 解像度は 384 pixel \times 888 pixel (77.2 $\mu\text{m}/\text{pixel}$) とした。

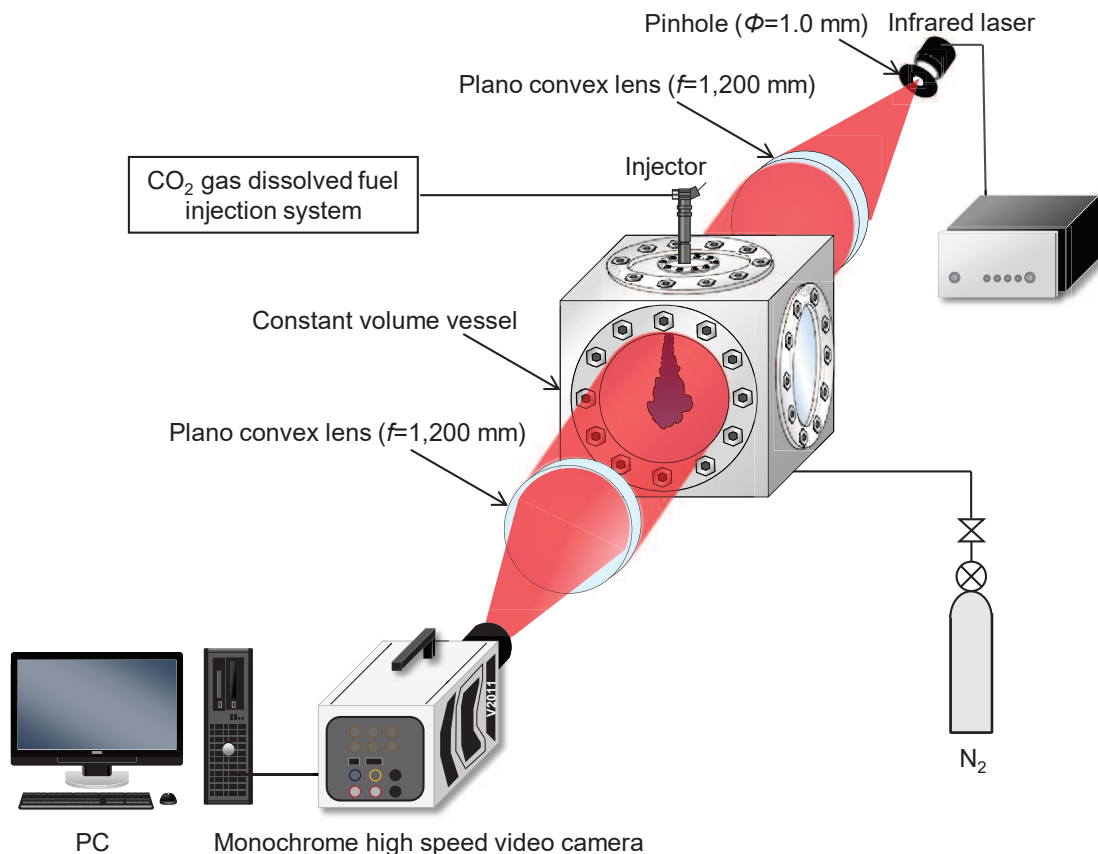


Fig. 5-2 Optical setup for entire spray area shadowgraph photography

表 5-1 にノズル近傍の拡大シャドウグラフ撮影および噴霧全体のシャドウグラフ撮影における実験条件を示す。供試燃料には n-トリデカン ($n\text{-C}_{13}\text{H}_{28}$) を用いた。燃料噴射圧力 P_{inj} は 40, 60 および 80 MPa とした。また, CO_2 ガスの溶解度による影響を把握するため, CO_2 ガス溶解燃料の溶解圧力 P_d を基準条件である $P_{inj}=60$ MPa の条件のみ, 0.0, 1.0, 2.0, 3.0 および 4.0 MPa と変化させた。 $P_{inj}=40$ および 80 MPa の条件においては, 0.0 および 4.0 MPa のみとし, 実験を行なった。なお, 非溶解燃料である通常燃料は便宜的に $P_d=0.0$ MPa とした。雰囲気条件は, 大気圧場に加え, 圧縮比 17.7 のディーゼル機関における上死点 (0 deg.CA ATDC) の筒内密度を想定し, 雰囲気密度 ρ_a を 20.9 kg/m^3 , 雰囲気圧力 P_a を 1.85 MPa とした。なお, 雰囲気温度 T_a は 298 K とした。また, 燃料噴射量 m_f は 7 章にて後述する実機実験における $\text{IMEP}_g=0.9$ MPa の運転条件を想定し, 2.63 mg とした。なお, 燃料噴射量 m_f は溶解している CO_2 ガスを除いた n-トリデカン単体分とした。噴射期間 t_{inj} は上記の燃料噴射量となるよう設定し, 燃料温度 T_f は 298 K とした。また, 燃料の減圧過程および溶解気泡の析出・成長過程は時間に依存する現象であるため, ノズルの噴孔長を長くすることにより, 溶解燃料の影響を受けやすくなると考えられる。そのため, 本研究においては製作可能な範囲でできる限り長い噴孔長のノズルを使用した。よって, 供試ノズルには噴孔長 l_n が 0.8 mm, 噴孔径 d_n が 0.123 mm ($l_n/d_n=6.5$) の単孔ホールノズル (DENSO : G3P インジェクタ) を用いた。

Table 5-1 Experimental condition in the non-evaporation field

Test fuel		$n\text{-C}_{13}\text{H}_{28}$
Ambient gas		N_2
Ambient temperature	T_a [K]	298
Ambient density	ρ_a [kg/m^3]	1.18, 20.9
Ambient pressure	P_a [MPa]	0.10, 1.85
Dissolved pressure	P_d [MPa]	0.0, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0
Injection pressure	P_{inj} [MPa]	40, 60, 80
Injection fuel amount	m_f [mg]	2.63
Nozzle hole diameter	d_n [mm]	0.123
Nozzle hole length	l_n [mm]	0.80

5.1.2. 蒸発場におけるシャドウグラフ撮影

図 5-3 に蒸発場におけるシャドウグラフ撮影光学系の概略図を示す。光源には Ar^+ イオンレーザー (Spectra-Physics : Stabilite2017, $\lambda=488 \text{ nm}$) を用いた。光源からの光はピンホールにより絞られ, 凹レンズ ($f=-40 \text{ mm}$) により拡大され, 両凸レンズ ($f=300 \text{ mm}$) により平行光とな

り、定容燃焼容器内に入射される。容器内を通過した光はシュリーレンミラー ($f=1,500\text{ mm}$) により集光され、カラーハイスピードビデオカメラ (Photron: FASTCAM SA1.1) へ導かれる。なお、カメラに取り込まれる光の強度を調整するため、カメラ前方に ND フィルタを設置した。また、カラーハイスピードビデオカメラの撮影速度は $15,000\text{ fps}$ とした。実験条件を表 5-2 に示す。本実験では圧縮比 17.7 のディーゼル機関における -20.0 deg.CA ATDC における筒内温度、筒内圧力を基準条件とし、雰囲気密度の影響を把握するため、基準条件から $-5.0\sim+5.0\text{ deg.CA}$ 変化させた雰囲気密度とした。なお、噴霧の観察を行なうため、非燃焼場 ($X_{O_2}=0.0\%$) となるよう予混合ガスの割合を調整した。

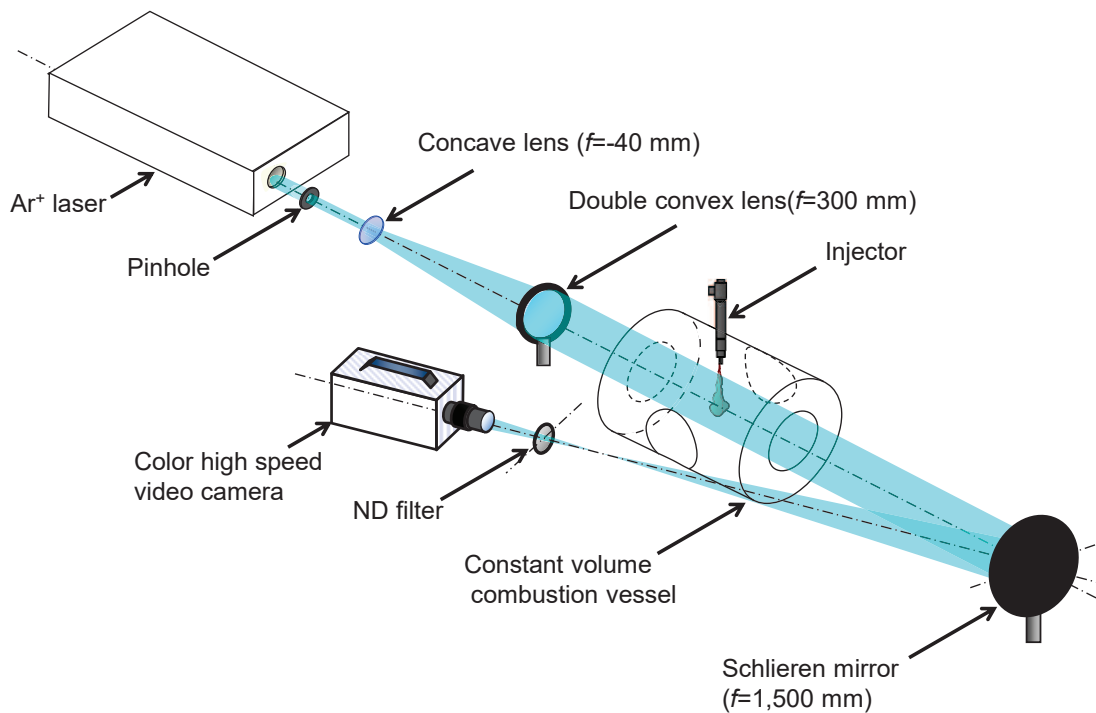


Fig. 5-3 Optical setup for shadowgraph photography

Table 5-2 Experimental condition in the evaporation field

Test fuel		n-C ₁₃ H ₂₈
O ₂ concentration	X _{O₂} [mol%]	0.0
Ambient temperature	T _a [K]	787
Ambient density	ρ _a [kg/m ³]	8.1, 10.6, 13.6
Ambient pressure	P _a [MPa]	1.90, 2.47, 3.18
Dissolved pressure	P _d [MPa]	0.0, 4.0
Injection pressure	P _{inj} [MPa]	35
Injection fuel amount	m _f [mg]	4.0
Nozzle hole diameter	d _n [mm]	0.15
Nozzle hole length	l _n [mm]	0.90

5.1.3. 超高解像度撮影法

図 5-4 に本実験で用いたレンズ系の概略図および光路図を示す。超高解像度レンズ系は形状の異なる複数のレンズにより構成されており、被写体を透過したレーザー光を 8 inch×10 inch の大判フィルム上に拡大結像させる。レンズシステムの筒内にはレンズ外縁部を通過する収差の影響が大きい光を除去するために、虹彩絞りが設置されている。本レンズシステムは光学設計によって収差の影響を最小限に抑えた上、各レンズに全波長対応のレンズコーティングが施されている。また、アクロマートレンズを内蔵しており、波長の違いに起因する色収差を低減することが可能である。

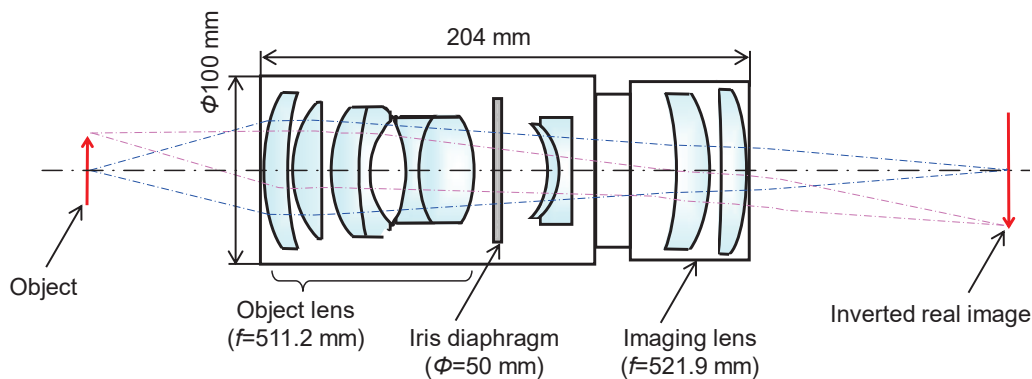


Fig. 5-4 Schematic diagram of specialized lens system

図 5-5 に本撮影法で用いた撮影光学系の概略図を示す。光源には、Nd: YAG レーザ (Spectra Physics : PRO200, 発光半値幅 : 8 ns/pulse) の第二高調波 ($\lambda=532$ nm) を用いた。レーザー光は干渉縞を低減するスペックル低減装置 (ナノフォトン: レーザースペックルキラー SK-11, $\phi=10$ mm) に入射される。スペックル低減装置より出射されたレーザー光は、平凸レンズ ($f=200$ mm), 両凸レンズ ($f=300$ mm) および平凸レンズ ($f=1,000$ mm) の順に通過し集光されながら噴霧に照射される。定容容器内に噴射された噴霧を透過したレーザー光は超高解像度レンズ系により捉えられ、受光面上に拡大結像される。本撮影系では受光面に 8 inch×10 inch の大判フィルム (富士フィルム : NEOPAN 100 ACROS, 線解像度 : $R_l=200$ 本/mm) を用いた。なお、本光学系の空間分解能は解像力チャート (エドモンドオプティクス : 1951USAF ターゲット) を用いて検定した結果、 $9.8 \mu\text{m}$ であった。

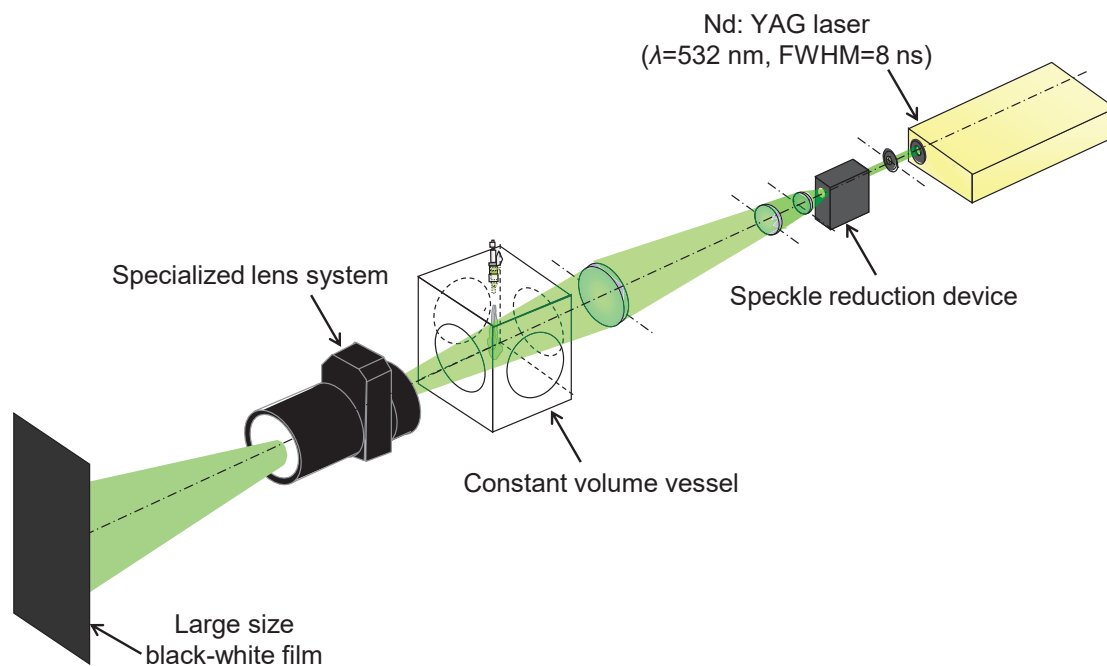


Fig. 5-5 Schematic diagram of transmitted light photography

次に、本撮影手法における画像解析法について解説する。過去の研究⁽⁵⁻¹⁾において開発した画像解析アルゴリズムのフローチャートを図5-6に示す。本画像解析法では、8 inch×10 inchの大判フィルム対応のフィルムスキャナ (EPSON : GT-X970) により、噴霧の拡大写真を解像度 $R_s=6400$ dpi, 8 bit のモノクロ画像として PC に取り込む。この時、入力画像の分解能は 1 pixel あたり $3.97 \mu\text{m}$ である。本実験では超高解像度レンズ系により液滴を 2.7 倍で撮影するため、デジタル画像の分解能は実寸法で $1.47 \mu\text{m}$ となる。取り込んだ噴霧画像は、解析時における処理速度向上のため 1 mm 各の領域に分割される。PC に 1 枚ずつ読み込まれた画像 (1 mm×1 mm) は、二値化処理により画像中の閾値以上の輝度を有する画素と分離され抽出される。二値化処理における連結成分は、四近傍ラベリング処理⁽⁵⁻²⁾により番号が割り振られ、個々の粒子像として識別される。それぞれの粒子像は、その面積や周囲長が算出されることで、像の重心座標、円相当直径、相対分散度等の特徴量が計算される。計測データは次節に記す被写体深度外における液滴の除去や空間分解能を考慮した補正が行なわれ、出力される。

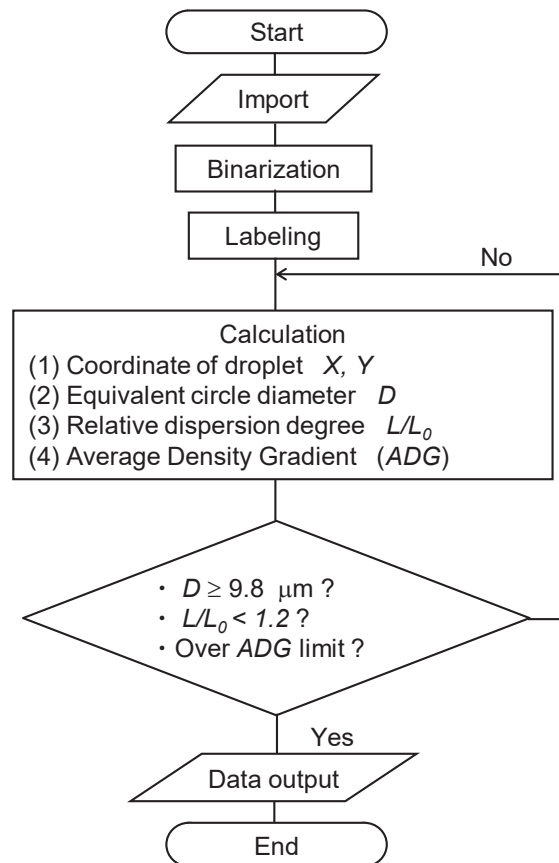


Fig. 5-6 Flow chart of image processing

本画像解析法では液滴の評価項目として、液滴像の (1) 重心座標, (2) 円相当直径, (3) 相対分散度および (4) 液滴像外周の平均輝度勾配 (ADG: Average Density Gradient) を算出する。円相当直径 D は以下の式 (5-1) より算出した。

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (5-1)$$

ここで、 A は液滴像面積である。また、相対分散度 L/L_0 は等周不等式 $S^2 \geq 4\pi A$ (真円の場合、等号成立) を用いて、次式 (5-2) より、

$$\frac{L}{L_0} = \frac{S^2 / A}{4\pi} \quad (5-2)$$

とした。上式中の S : 周囲長, L : 分散度, L_0 : 真円の分散度である⁽⁵⁻³⁾。液滴像は L/L_0 の増加に伴い細長い、または凹凸を有する形状となる。無限に小さい点光源の像も、特殊レンズシステムの空間分解能である $5.0 \mu\text{m}$ まで拡がるため、空間分解能未満の液滴はその形状を評価することができない。そこで本研究では、撮影系の空間分解能未満の液滴を計測対象か

ら除外した。また、 $L/L_0 \geq 1.2$ の液滴像は液滴像の重なり、または背景ノイズとみなし計測対象から除外した。

噴霧画像において、被写体深度外にあるぼやけた液滴像は個々の液滴を判別する上でノイズとなり解析の妨げとなる。また、大粒径の液滴に成る程被写体深度が増加して検査体積が増加し粒度分布に偏りが生じる。そのため、粒径毎に被写体深度を補正する必要がある。そこで、本解析プログラムでは液滴像外縁部の平均輝度勾配を用いて被写体深度内の液滴を判別した。粒子像外縁における平均輝度勾配の閾値は粒径の異なるガラスビーズ（粒径：10, 20, 40, 60, 100 μm ）を用いて検定を行なった。粒径の異なる5種類のガラスビーズから得られる粒子像の平均輝度勾配と焦点面からの距離との関係を求めた。図 5-7 にガラスビーズ検定から得られる粒径と被写体深度の関係を示す。また、この関係より被写体深度内の各粒子像外縁における平均輝度勾配の最小値を算出した。また、実線は最小二乗法により求めた近似曲線に対する近似式 (5-3) を以下に示す。

$$ADG = -3.0 \times 10^{-5} D^2 + 4.1 \times 10^{-3} D + 0.8131 \quad (5-3)$$

また、粒径が大きくなるに伴い被写体深度は増加するため、被写体深度が一定となるよう補正を行なう必要がある。

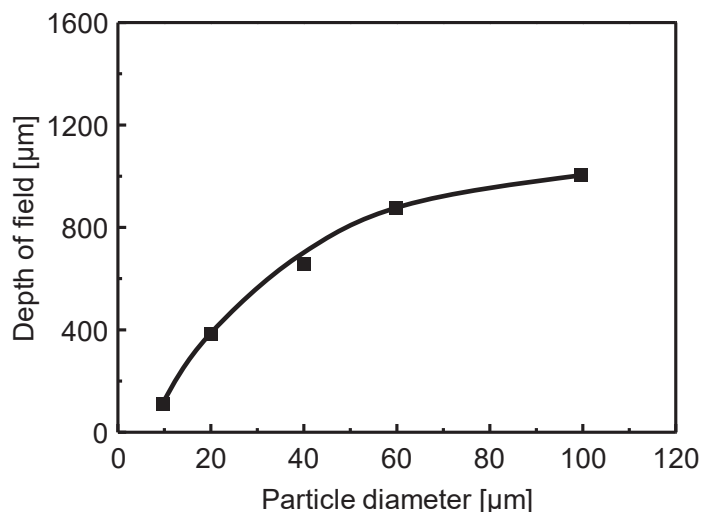


Fig. 5-7 Correlation between depth of field and particle diameter

表 5-3 に本実験の実験条件を示す。供試燃料には n-トリデカンを用い、燃料噴射圧力を 35 MPa 一定とした。CO₂ ガスの溶解度が噴霧の微粒化特性に与える影響がを把握するため、溶解圧力 $P_d=0.0\sim 4.0$ MPa と変化させ、実験を行なった。

Table 5-3 Experimental condition of super high spatial resolution photography

Test fuel		n-C ₁₃ H ₂₈
Ambient gas		N ₂
Ambient temperature	T_a [K]	298
Ambient density	ρ_a [kg/m ³]	1.18
Ambient pressure	P_a [MPa]	0.1
Dissolved pressure	P_d [MPa]	0.0, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0
Injection pressure	P_{inj} [MPa]	35
Injection fuel amount	m_f [mg]	4.0
Nozzle hole diameter	d_n [mm]	0.15
Nozzle hole length	l_n [mm]	0.90

5.2. 非蒸発場におけるシャドウグラフ法による撮影結果

図 5-8 に、本研究における噴霧円錐角 θ_c および噴霧角 θ の定義を示す。本実験においては、噴孔径 0.123 mm のインジェクタを用いているため、噴霧円錐角はノズル先端より約 6.2 mm ($=50d_n$)、噴霧角はノズル先端より約 24.6 mm ($=200d_n$) の箇所にて計測を行なった。なお、噴霧円錐角は佐藤ら⁽⁵⁻⁴⁾ や石川ら⁽⁵⁻⁵⁾ の計測結果を参考に決定した。また、噴霧角の計測箇所は本研究で用いる単気筒ディーゼルエンジンにおけるキャビティ径 (50.6 mm) より算出したものであり、キャビティ衝突想定時における長さと同程度となるよう設定した。

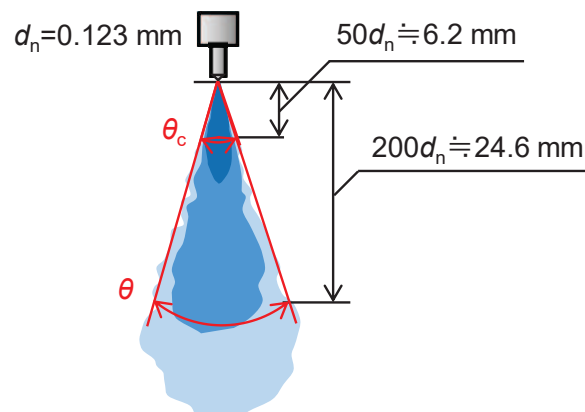


Fig. 5-8 Definition of spray characteristics (spray cone angle, spray angle)

図 5-9 に、雰囲気気密度 $\rho_a=1.18 \text{ kg/m}^3$ における通常燃料および溶解圧力 $P_d=4.0 \text{ MPa}$ の CO_2 ガス溶解燃料の自由噴霧の撮影画像を示す。それぞれ左の画像がノズル近傍の拡大撮影、右の画像が噴霧の全体撮影による撮影画像である。なお、撮影画像は $t/t_{inj}=0.5$ の時点のものである。ここで、 t/t_{inj} とは燃料噴射開始からの期間 t を実噴射期間 t_{inj} で除して正規化した値のことである。図 5-9 より、いずれの燃料噴射圧力においても、 CO_2 ガス溶解燃料噴霧は通常燃料噴霧と比較し、ノズルから噴射された後、急速に噴霧幅が増大していることがわかる。そのため、噴霧下流においても噴霧の半径方向への拡散が促進され、混合気の形成が進行していることがわかる。

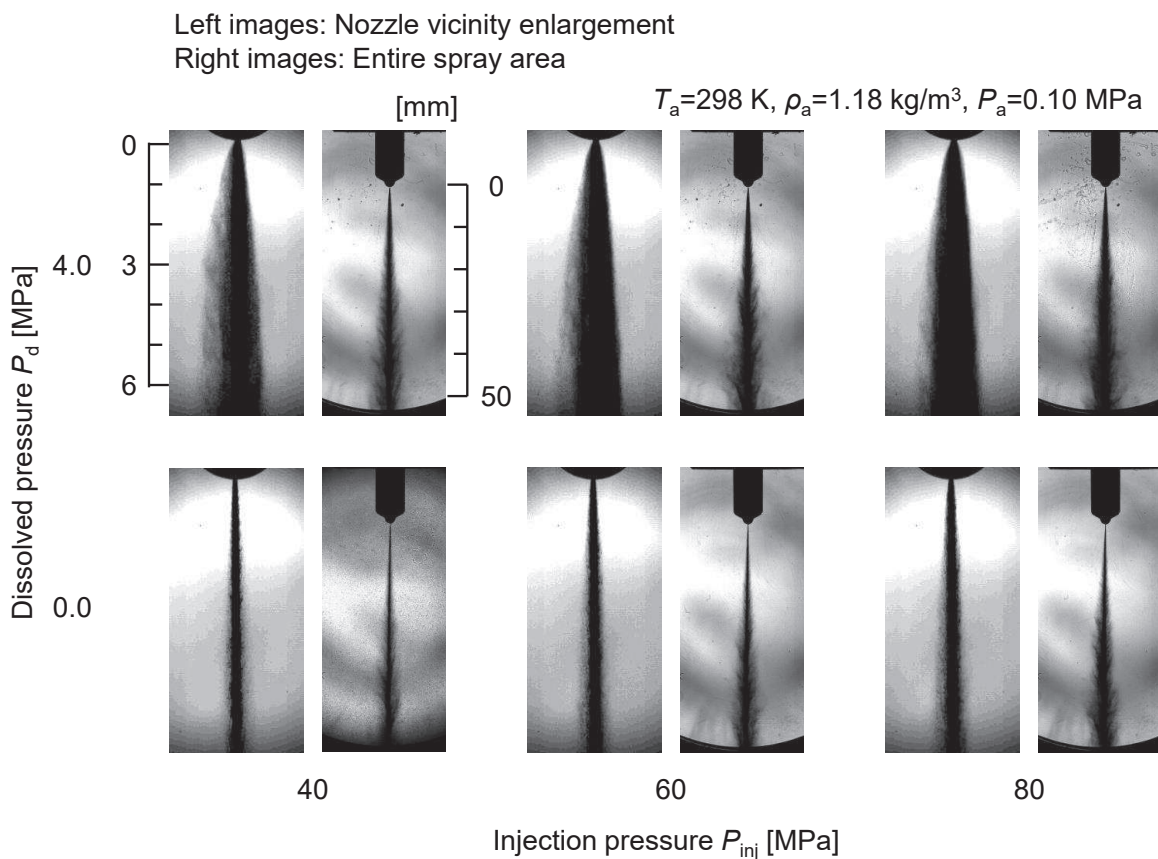


Fig. 5-9 Shadowgraph images at atmospheric pressure

以下、図 5-9 に示した自由噴霧の撮影画像より種々の噴霧特性について定量的な評価を行なう。図 5-10 および図 5-11 に燃料噴射圧力 $P_{inj}=60 \text{ MPa}$ における、溶解圧力 P_d を変化させた場合の噴霧円錐角 θ_c および噴霧角 θ を示す。なお、噴霧円錐角 θ_c はノズル近傍の拡大撮影、噴霧角 θ は噴霧全体撮影の画像解析結果を用いた。また、これらの結果は 5 回ずつ計測した内、最も平均的なものの解析結果である。これらより、溶解圧力の増大に伴い、噴霧円錐角、

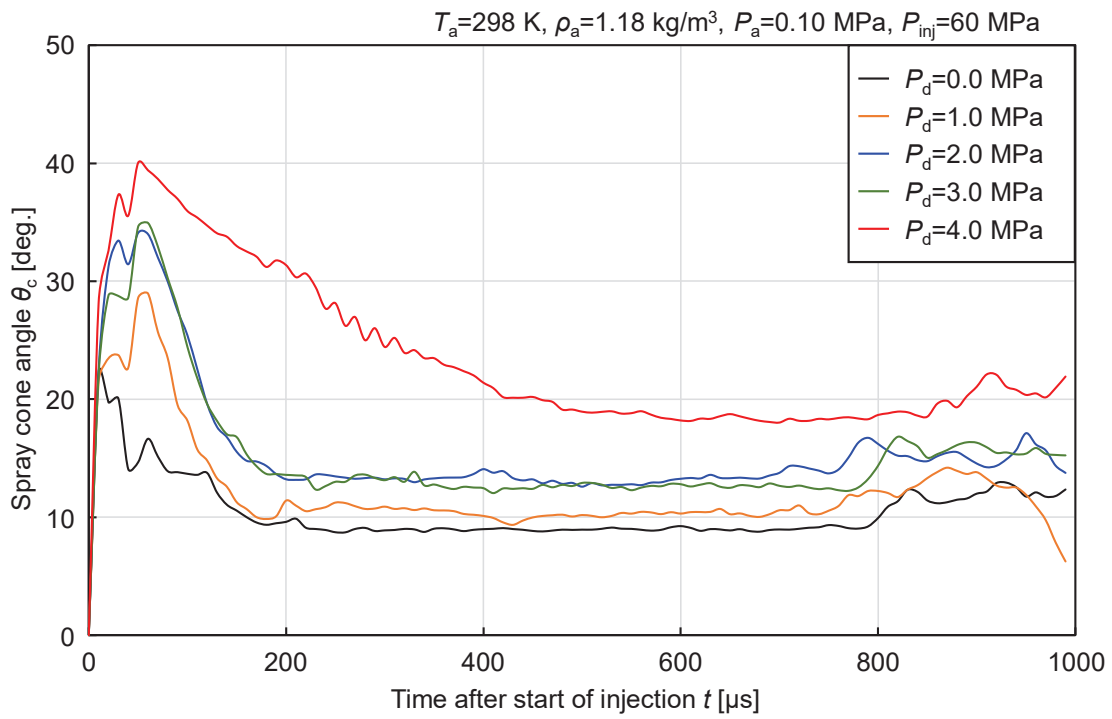


Fig. 5-10 Spray cone angle at atmospheric pressure

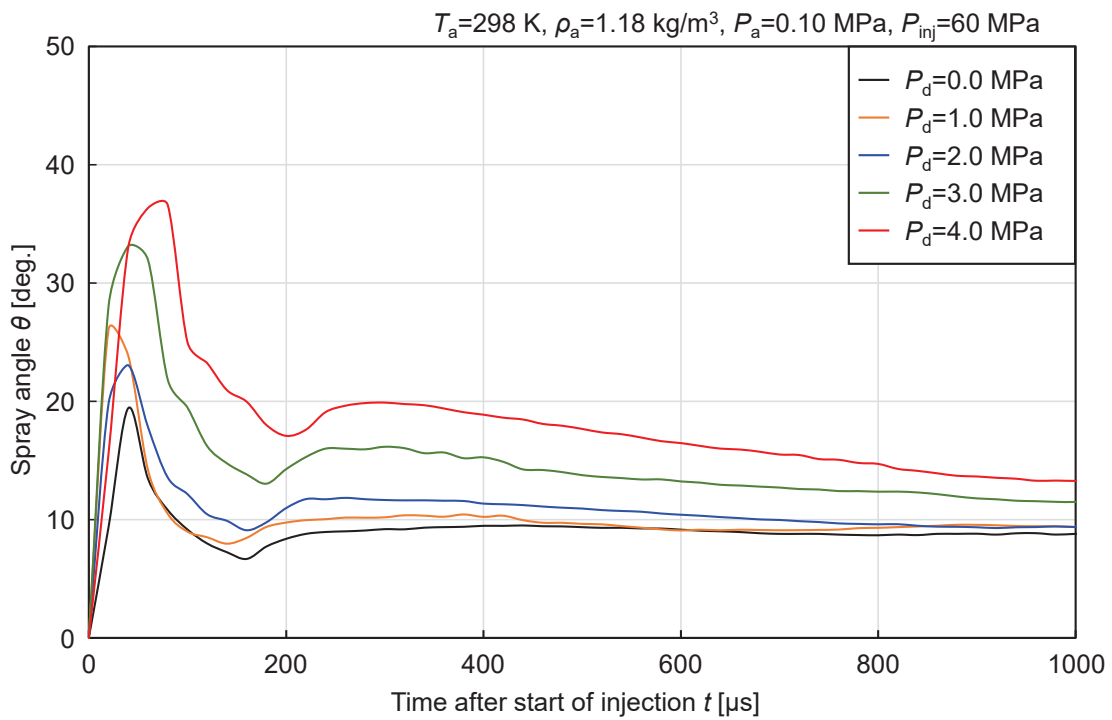


Fig. 5-11 Spray angle at atmospheric pressure

噴霧角ともに増大する傾向が見られた。これは溶解圧力の増加に伴い、燃料噴射時の減圧により析出する CO_2 が増加し、溶解ガス気泡核の崩壊に伴う噴霧の分散効果が促進されたためであると考えられる。また、 $P_d=4.0 \text{ MPa}$ の溶解燃料噴霧では他条件の燃料噴霧に比べ、噴霧円錐角が噴射開始直後から突出して高く、他条件で減少が始まる $t=70 \mu\text{s}$ 以降も安定して高い値を維持できることがわかった。しかし、噴霧角では他の溶解圧力と同様に、 $t=70 \mu\text{s}$ を境に急激に減少する傾向がみられた。これは、単位時間当たりの CO_2 析出量が、噴霧根元部では噴射時の減圧度（溶解圧力と雰囲気圧力の差圧）に大きく依存する一方、混合部ではいずれの溶解圧力でも同程度であるためと考えられる。

図 5-12 に、 $t/t_{inj}=0.5$ における溶解圧力 P_d および燃料噴射圧力 P_{inj} を変化させた場合の噴霧円錐角 θ_c および噴霧角 θ を示す。図 5-12 より、いずれの燃料噴射圧力においても、溶解圧力の増加に伴い、噴霧円錐角および噴霧角が増大していることがわかる。また、各燃料噴射圧力について、溶解圧力を 0.0 MPa から 4.0 MPa に変化させた際の角度増加を平均すると、 $\theta_c=9.8 \text{ deg.}$ 、 $\theta=5.0 \text{ deg.}$ となった。このことから、前述したように燃料噴射直後のノズル近傍では、すぐさま溶解ガスの析出がおこるため、噴霧円錐角は噴霧角に比べ減圧度の影響を大きく受けやすいことがわかる。また、燃料噴射圧力ごとに比較した場合、低燃料噴射圧力の方が、通常燃料噴霧に対する溶解燃料噴霧の噴霧円錐角の増大量は大きくなった。これは燃料噴射圧力が低い場合、噴霧根元部における噴流の平均速度が小さいため、噴霧根元部における CO_2 ガス析出割合が大きくなったためと考えられる。また、一般に燃料噴射圧力が増加するに伴い、噴霧角は増大するため⁽⁵⁻⁶⁾、⁽⁵⁻⁷⁾、高燃料噴射圧力の場合においては燃料噴射圧力により噴

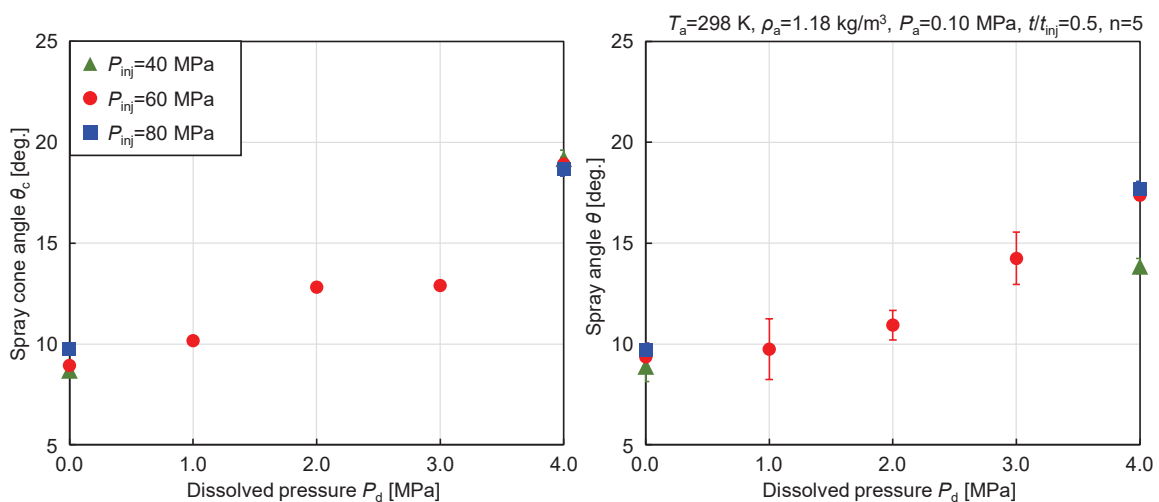


Fig. 5-12 Spray cone angle for various injection pressure at atmospheric pressure

霧角が増大することにより、CO₂ ガス析出による噴霧角増大の効果は小さくなったと考えられる。そのため、低燃料噴射圧力では燃料噴射圧力自体による噴霧分散効果が小さく、溶解ガス析出による分散効果の影響を顕著に受けたためと考えられる。一方、噴霧角においては逆の傾向を示し、 $P_{inj}=40$ MPa で溶解圧力の増大に伴う角度増加が最小となった。これは、噴霧内の平均流速が小さい場合、噴霧角の測定地点に到達する前に単位時間あたりの CO₂ 析出量が低下し、噴霧半径方向の拡大効果が得られなかったためと考えられる

図 5-13 に、雰囲気気密度 $\rho_a=20.9$ kg/m³ における通常燃料および溶解圧力 $P_d=4.0$ MPa の CO₂ ガス溶解燃料の自由噴霧の撮影画像を示す。それぞれ左の画像がノズル近傍の拡大撮影、右の画像が噴霧の全体撮影による画像である。なお、撮影画像は $t/t_{inj}=0.5$ の時点のものである。図 5-9 の撮影画像と比較し、通常燃料において、噴霧が半径方向に広がっていることが確認できる。これは雰囲気気密度の上昇により、噴霧と周囲気体との間に生じるせん断力が増大したためである。一方、溶解燃料において、噴霧全体の撮影画像では噴霧先端到達距離が抑制され、半径方向への拡がりがわずかに増加しているように見える。しかしながら、拡大画像

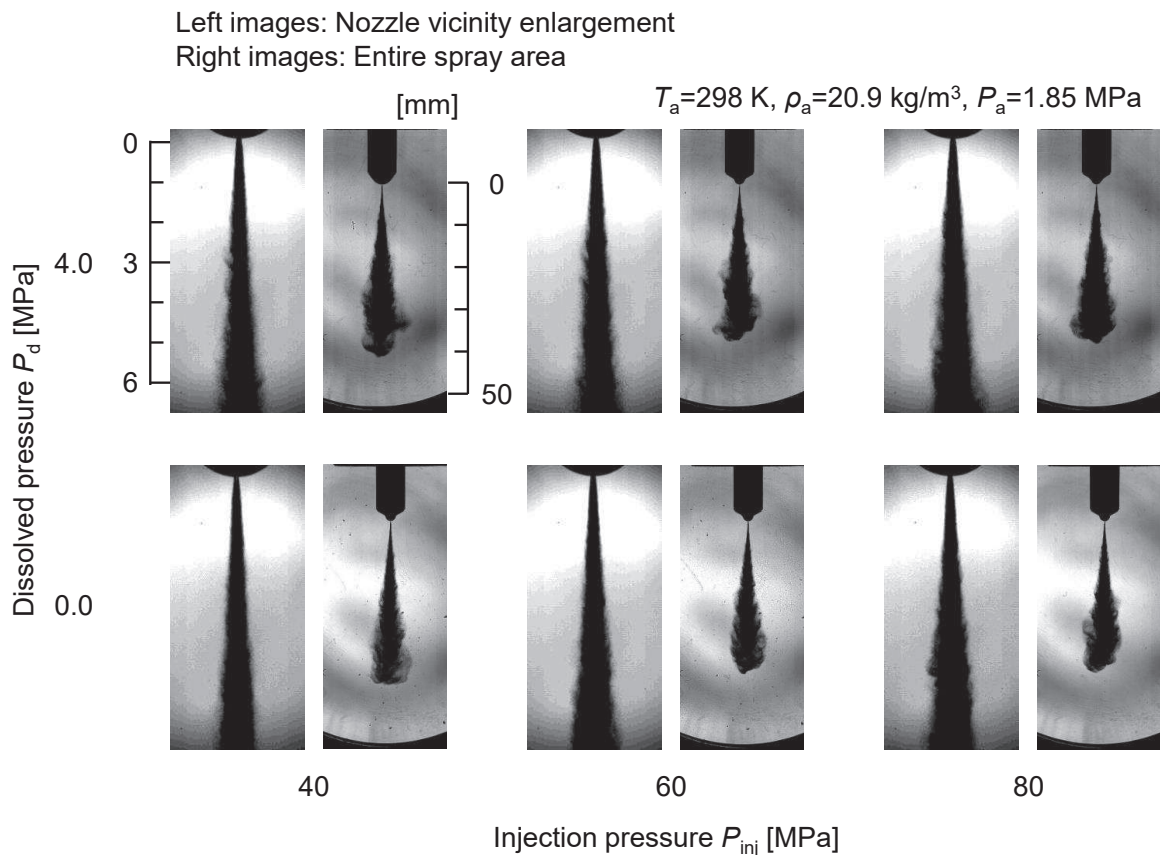


Fig. 5-13 Shadowgraph images at pressurized pressure

を確認すると、噴孔直下において噴霧の拡がりは抑制されていることがわかる。これは雰囲気圧力が増加したことにより、減圧度が減少し、CO₂ ガスの析出が抑制されたためであると考えられる。そのため、高密度場によるせん断力増加による拡散よりも、減圧度低下による影響を大きく受けたと推測される。以下、図 5-13 に示した自由噴霧の撮影画像より得られた解析結果について考察を行なう。

実機想定密度場における噴霧の概形を把握するため、図 5-14 に各燃料噴射圧力 P_{inj} における噴霧全体の撮影画像から得られたノズル先端からの噴霧軸方向距離 X 各点の噴霧幅 W を示す。なお、このグラフは $t/t_{inj}=0.5$ における解析結果である。図 5-14 より、通常燃料と溶解燃料の噴霧幅を噴霧軸方向の各点で比較すると、 $P_{inj}=40$ MPa では $x=15\sim 25$ mm 付近において、 $P_{inj}=60$ MPa では $x=20\sim 30$ mm 付近において、 $P_{inj}=80$ MPa では $x=30\sim 40$ mm 付近において噴霧幅の増大が確認できる。つまり、燃料噴射圧力の増加に伴い、溶解燃料噴霧における噴霧幅増大部位が噴霧下流に推移していると考えられる。これは大気圧場での実験でも述べたように、燃料噴射圧力の上昇に伴い噴霧の速度が増大するため、CO₂ 析出時間遅れ期間における

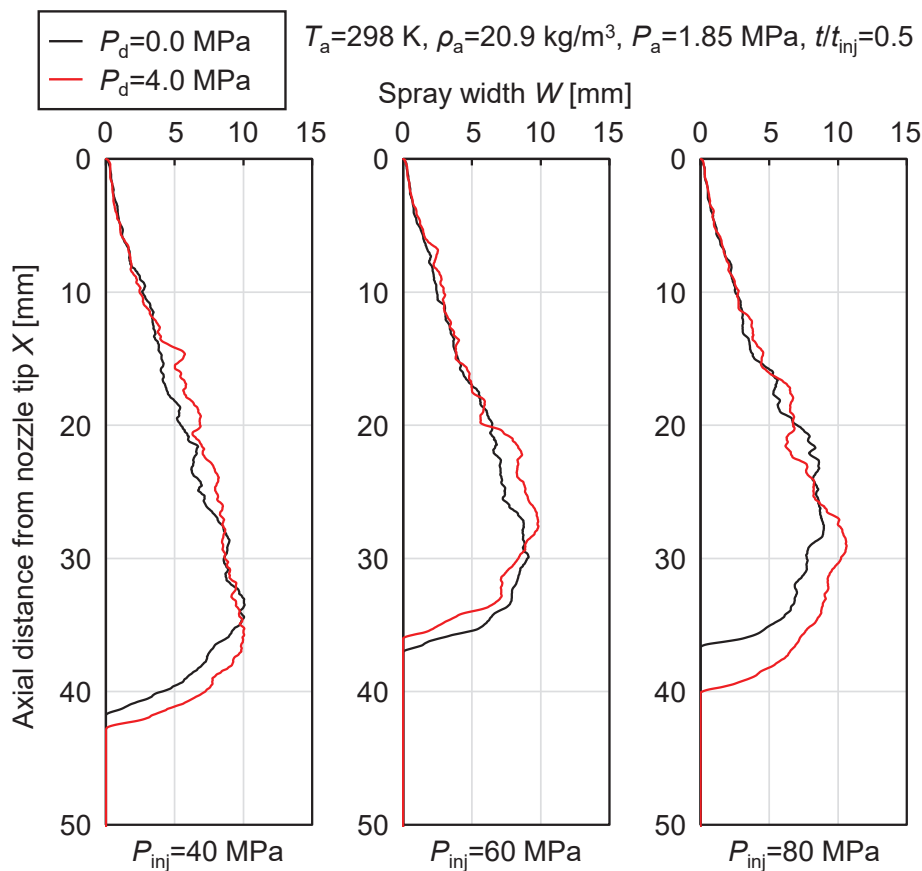


Fig. 5-14 Spray width per axial distance from nozzle tip

CO₂を含む噴霧液滴の到達距離が増大し、CO₂ガス析出位置が噴霧下流に押し流されたためであると考えられる。また、 $P_{inj}=80$ MPaのグラフから、高噴射圧力下ではCO₂析出による分散効果が噴霧先端到達距離にも影響を与えることが予想される。

図 5-15 および図 5-16 に、燃料噴射圧力 $P_{inj}=60$ MPa における溶解圧力 P_d を変化させた場合の噴霧円錐角 θ_c および噴霧角 θ の時間履歴を示す。なお、噴霧円錐角 θ_c はノズル近傍の拡大撮影、噴霧角 θ は噴霧の全体撮影の画像解析結果を用いた。これらより溶解圧力の増大に伴い、噴霧円錐角、噴霧角ともに増大する傾向が見られたが、 $\rho_a=1.18$ kg/m³ の場合と比較すると、溶解圧力による噴霧円錐角および噴霧角の変化量は大幅に減少した。これは雰囲気圧力の増加により減圧度が低下し、溶解ガスの析出が抑制されたためであると考えられる。 $P_d=1.0$ MPa の溶解燃料に着目すると、噴霧円錐角において他の溶解圧力の結果と比較し低い値となっており、通常燃料とほぼ同じ値であることがわかる。これは実機想定密度場における雰囲気圧力 P_a が 1.85 MPa であることから、溶解燃料において $P_d=1.0$ MPa のみ減圧度が負の値となるため、CO₂ガスの析出がほとんど起こらなかったためと考えられる。したがって、前述した通り噴霧円錐角は減圧度に大きく影響されるといえる。一方、噴霧角においては、 $P_d=1.0$ MPa の溶解燃料においても他の溶解圧力との差異は見られず、同程度の値を取ることがわ

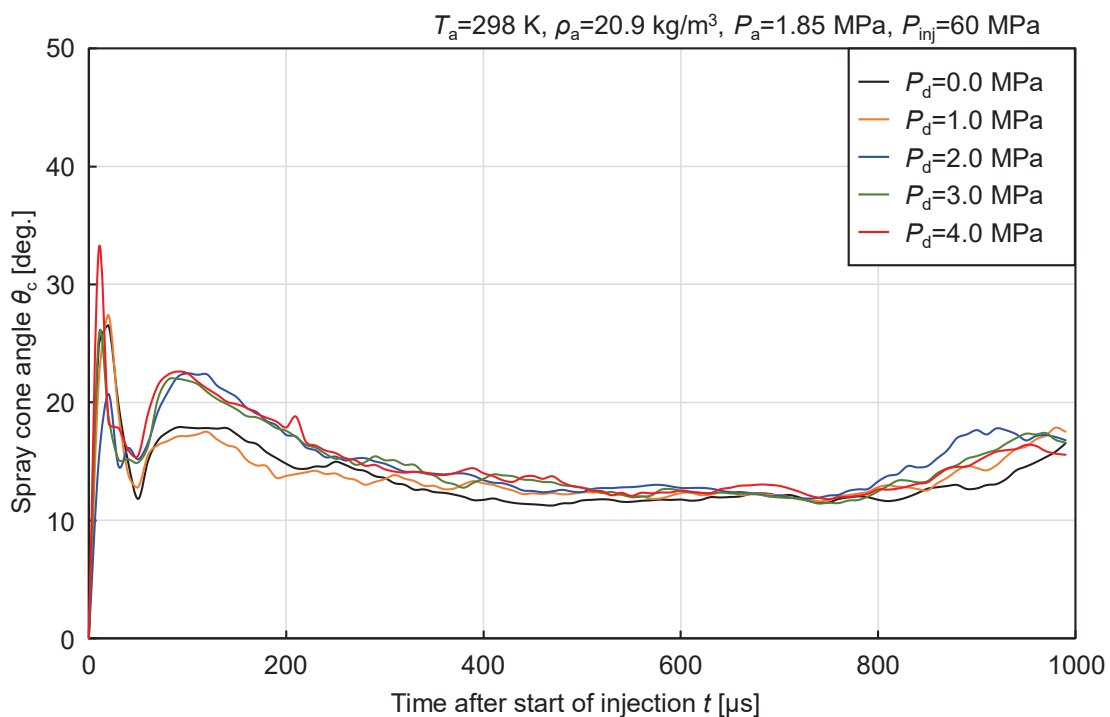


Fig. 5-15 Spray cone angle at pressurized pressure

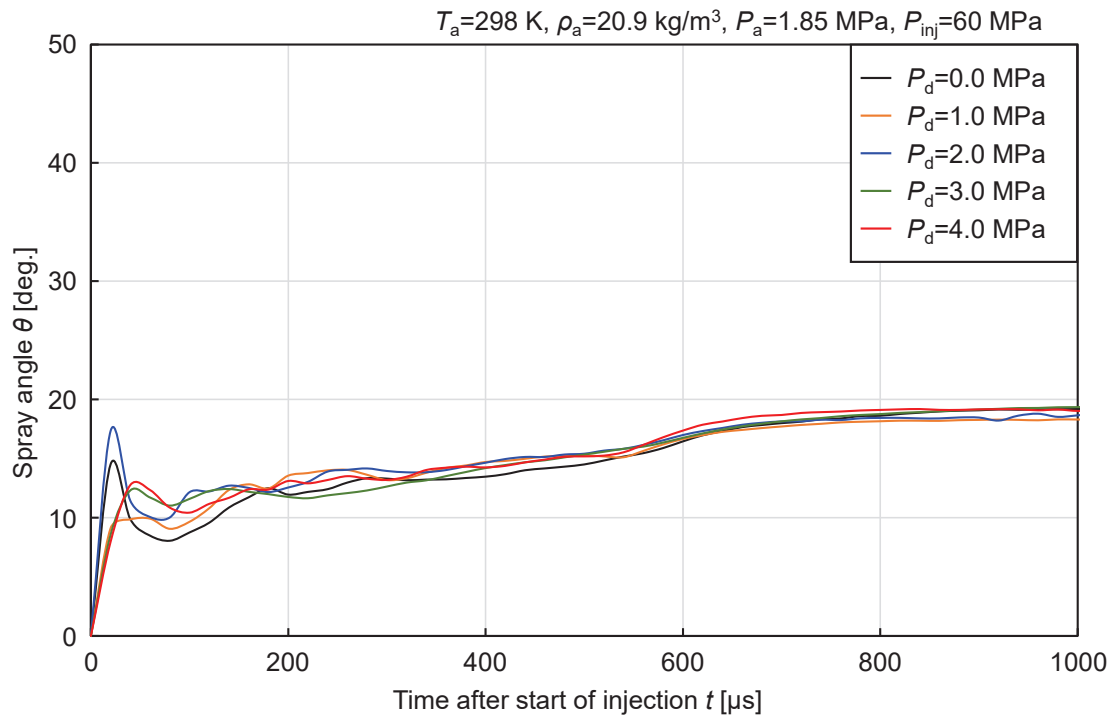


Fig. 5-16 Spray angle at pressurized pressure

かる。これは減圧度がない場合においても、噴霧液滴の分裂が進行し蒸発が進む過程で、燃料液滴中に内包される CO_2 ガスが噴霧混合部で徐々に析出するためであると考えられる。

図 5-17 に $t/t_{inj}=0.5$ における溶解圧力 P_d および燃料噴射圧力 P_{inj} を変化させた場合の噴霧円錐角 θ_c および噴霧角 θ を示す。大気圧場の場合と同様に、各燃料噴射圧力について溶解圧力を 0.0 MPa から 4.0 MPa に変化させた際の角度増加量を平均すると、 $\theta_c=0.8\text{ deg.}$ 、 $\theta=1.2\text{ deg.}$ と

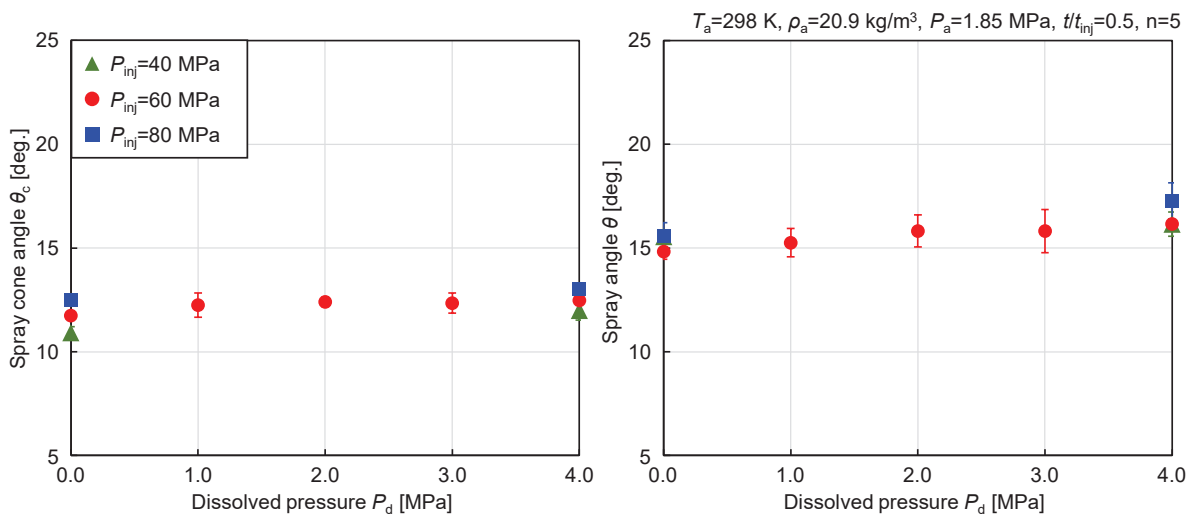


Fig. 5-17 Spray cone angle and spray angle for various injection pressure at pressurized pressure

なり、減圧度の低下により噴霧円錐角増大の効果が減少したことがわかる。また、各燃料噴射圧力における角度の増加においては大気密度場と同じ傾向を示し、燃料噴射圧力の増大に伴い噴霧円錐角においては減少し、噴霧角においては増大することがわかった。

図 5-18 に $t/t_{inj}=0.5$ における溶解圧力 P_d および燃料噴射圧力 P_{inj} を変化させた場合の噴霧先端到達距離を示す。これより、いずれの燃料噴射圧力においても溶解圧力の増大に伴い、噴霧先端到達距離は増大することがわかった。また、燃料噴射圧力 $P_{inj}=80$ MPa において、噴霧先端到達距離の増加量が最大となった。これは前述の通り、 $P_{inj}=80$ MPa では CO_2 を溶解した燃料が溶解ガス析出時間遅れ内に噴霧先端の滞留部に到達し、先端部において溶解ガスが析出することにより、噴霧が膨張したと考えられる。

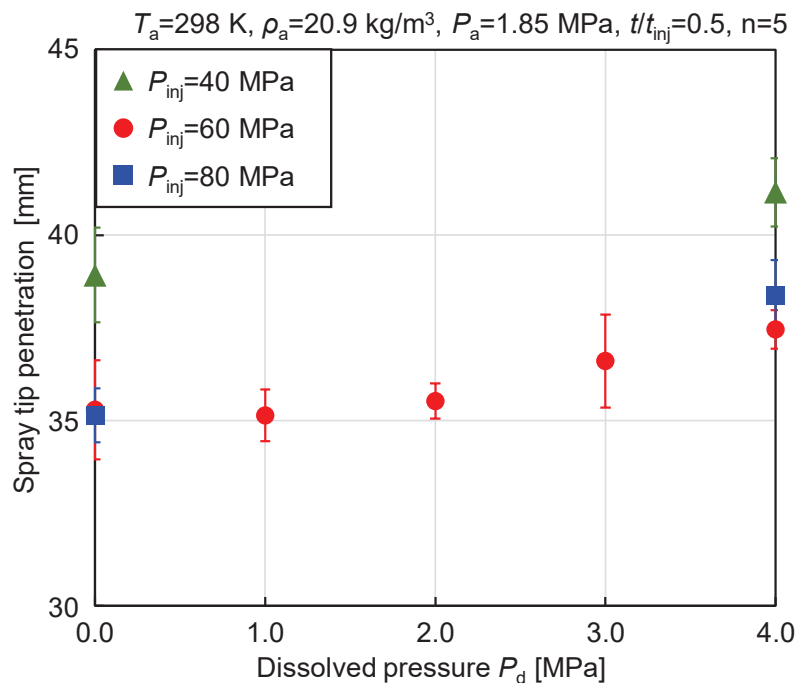


Fig. 5-18 Spray tip penetration for various injection pressure at pressurized pressure

図 5-19 に $t/t_{inj}=0.5$ における溶解圧力 P_d および燃料噴射圧力 P_{inj} を変化させた場合の噴霧体積 V を示す。噴霧体積 V はノズル先端から噴霧軸方向の各位置における噴霧幅を直径とする薄い円柱を、噴霧先端到達距離まで積分することで算出した。いずれの燃料噴射圧力においても、 CO_2 ガス溶解燃料では通常燃料と比較し、噴霧体積は増大する傾向を示した。また、燃料噴射圧力が高いほど、通常燃料に対する噴霧体積の増加量が大きくなることがわかる。これは高燃料噴射圧力において溶解ガスの析出領域が噴霧先端に到達することにより、噴霧先端到達距離を増大させることに加え、噴霧全体を円錐と仮定した場合、ノズル先端からの軸

方向距離が長い位置ほど、噴霧幅の変化が噴霧体積に与える影響が大きいためであると考えられる。

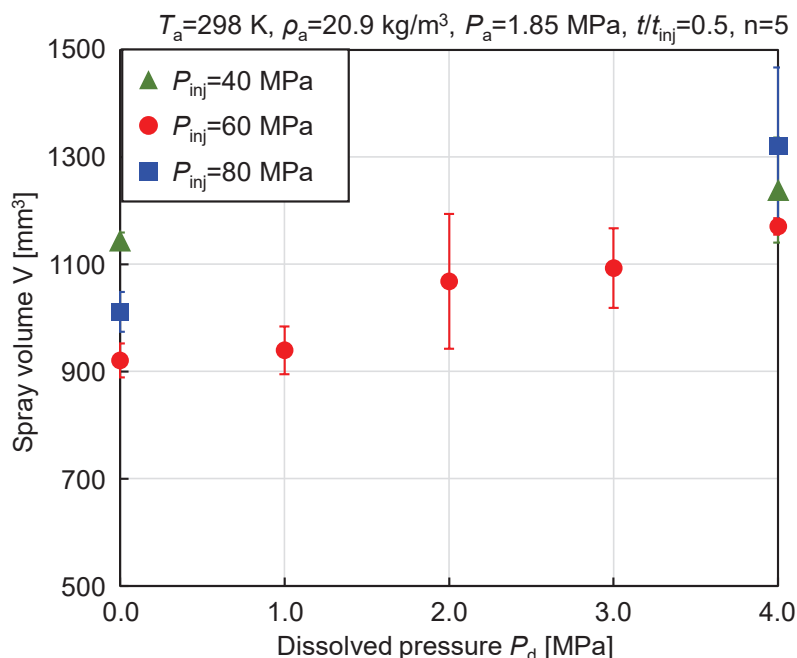


Fig. 5-19 Spray volume for various injection pressure at pressurized pressure

5.3. 蒸発場におけるシャドウグラフ法による撮影結果

CO₂ ガスの溶解が噴霧特性に与える影響を把握するため、蒸発場における自由噴霧のシャドウグラフ撮影を行なった。図 5-20 にシャドウグラフ撮影により得られた蒸発場における $t/t_{inj}=0.7$ の噴霧画像を示す。図 5-20 より噴霧の蒸気相に着目すると、いずれの雰囲気密度においても通常燃料と比較して CO₂ ガス溶解燃料の蒸気相は広域に分散していることがわかる。このことから CO₂ ガス析出による燃料液滴の微粒化促進効果によって、液滴の蒸発が促進され、混合気の分散に大きく影響を与えたと考えられる。

図 5-21 に図 5-20 の噴霧画像より得られた蒸気相および液相到達距離の時間履歴を示す。これより、いずれの雰囲気密度においても CO₂ ガス溶解燃料の気相到達距離は通常燃料と比較してわずかに増大していることがわかる。これは CO₂ ガスの析出効果により噴霧の微粒化が促進され、早期に蒸発したためであると考えられる。一方、液相到達距離については、通常燃料と比較し CO₂ ガス溶解燃料の方が増大する傾向を示した。これは噴霧の液相中に含まれる気泡が減圧とともに膨張したためであると考えられる。また、液相の消滅時間においても CO₂ ガス溶解燃料は消滅する時間が早くなる傾向を示した。これは膨張によって液相の密

度が低下し、液相の蒸発速度が早くなったためと考えられる。

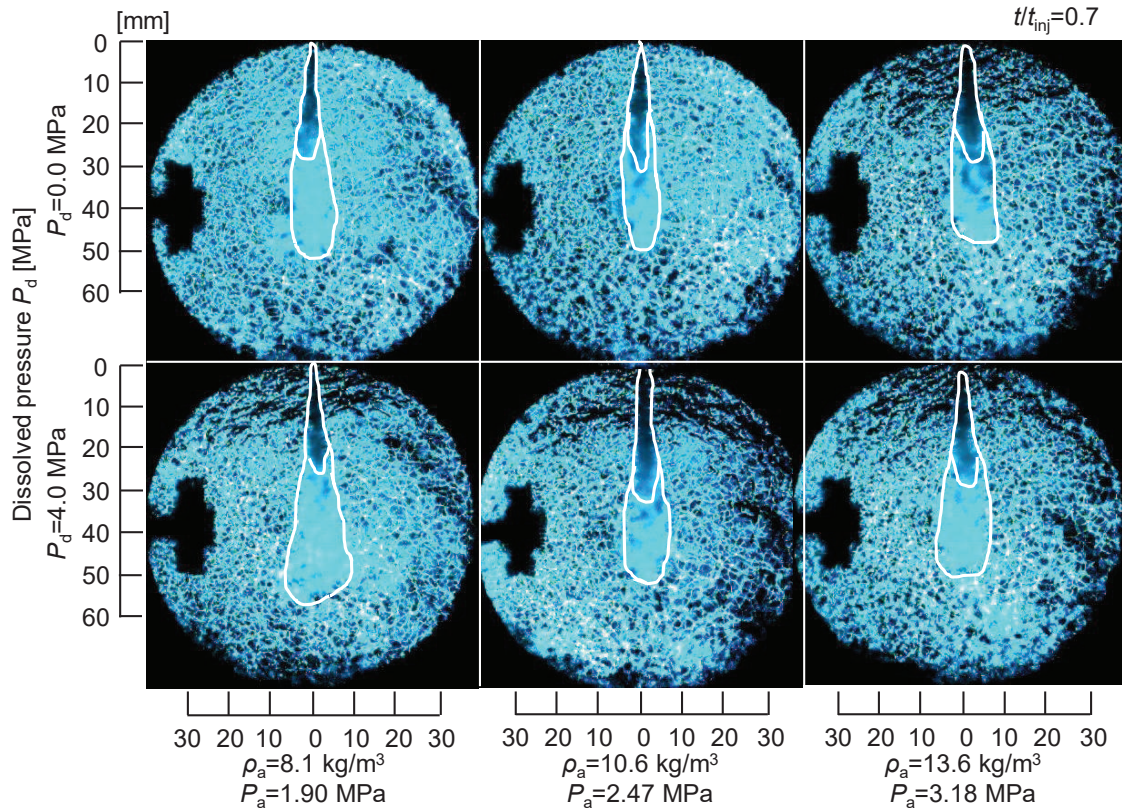


Fig. 5-20 Experimental setup of constant volume combustion vessel

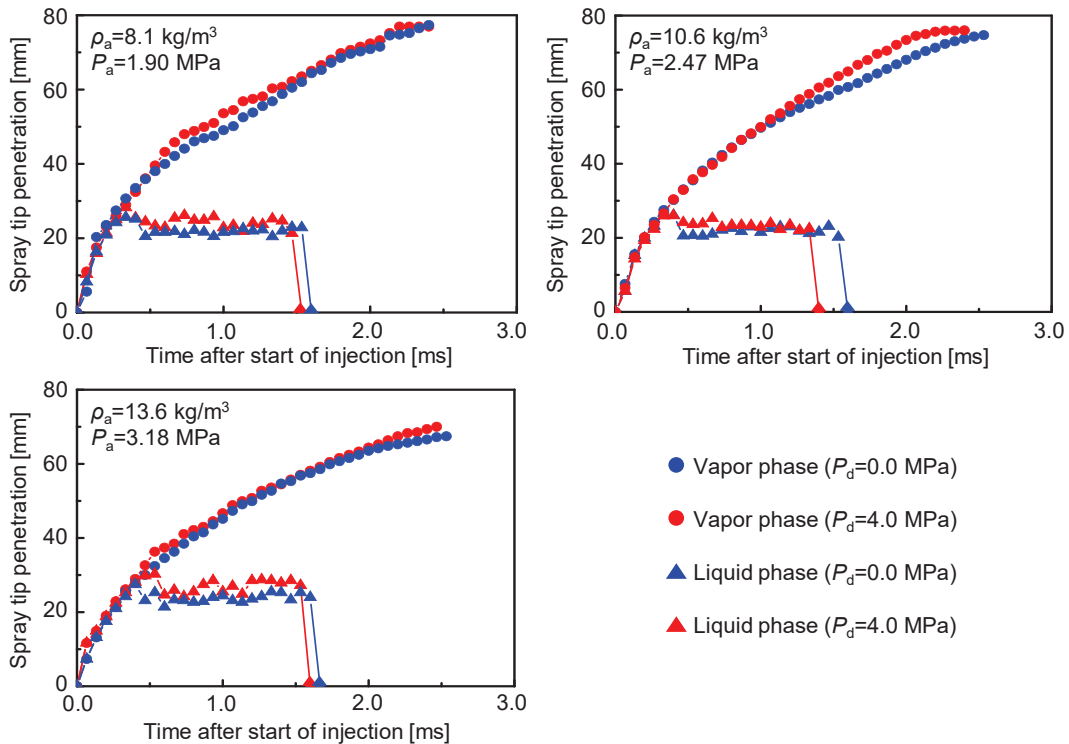


Fig. 5-21 Temporal change in spray tip penetration of vapor phase and liquid phase

図 5-22 に $P_d=4.0$ MPa における雰囲気密度 ρ_a を変化させた際の蒸気相および液相到達距離の時間履歴を示す。これより、蒸気相到達距離は雰囲気密度が増加するに伴い減少する傾向を示した。これは雰囲気密度の増加により減圧度が小さくなり、 CO_2 ガスの析出が抑えられたためと考えられる。また、液相到達距離は雰囲気密度が増加するに伴い増大する傾向を示した。これは雰囲気密度の増加により、液相の蒸発が抑制され、液滴の運動量が保持されたためと考えられる。液相の消滅時間について、 $\rho_a=10.6 \text{ kg/m}^3$ において最も早く、 $\rho_a=13.6 \text{ kg/m}^3$ において最も遅くなった。これは雰囲気密度の増加により液相の密度が増大する一方で、噴霧と周囲気体との間に働くせん断力も増加するため、噴霧の微粒化が促進される。そのため、この二つの相反する効果により、液滴消滅時間と雰囲気密度の関係に極値を持ったと考えられる。

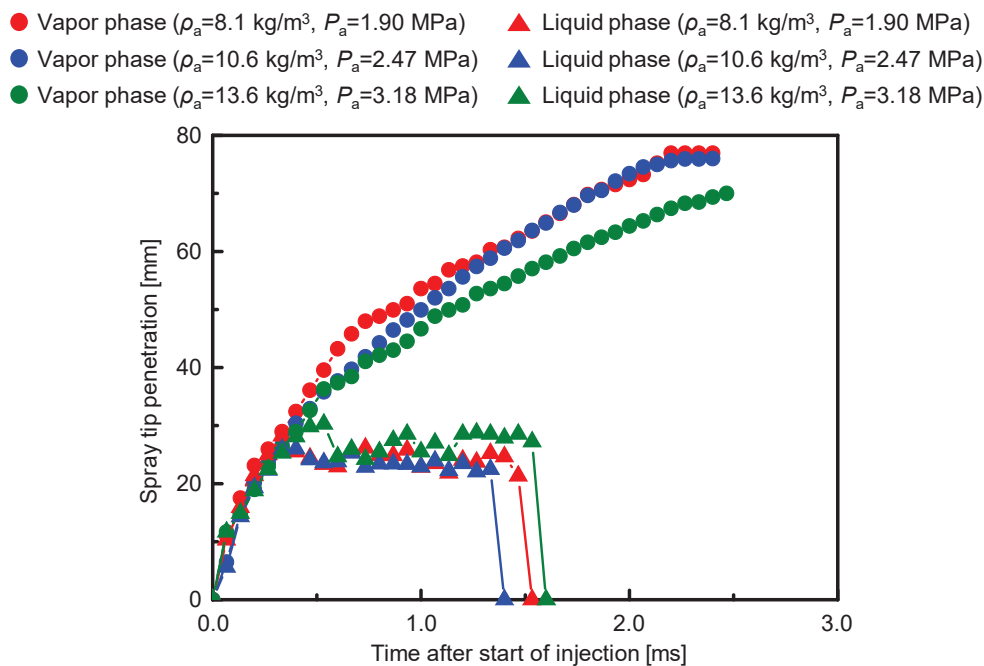


Fig. 5-22 Temporal change in spray tip penetration of vapor phase and liquid phase

図 5-23 に蒸気相のアスペクト比 Y/X の時間履歴を示す。なお、アスペクト比とは噴霧軸方向の最大長さ Y を半径方向の最大長さ X で除した値である。そのため、アスペクト比は噴霧の蒸気相が長く細いほど大きく、短く太いほど小さな値を示す。いずれの雰囲気密度においても通常燃料と比較し、 CO_2 ガス溶解燃料は噴射後、早期にアスペクト比が小さくなる傾向を示した。これは前項で述べたように、 CO_2 ガスの析出効果より噴霧の分散が促進されたことにより、扁平な噴霧を形成したためであると考えられる。このことから、 CO_2 ガスの析出効

果は噴霧を比較的早期に広域拡散できることがわかる。

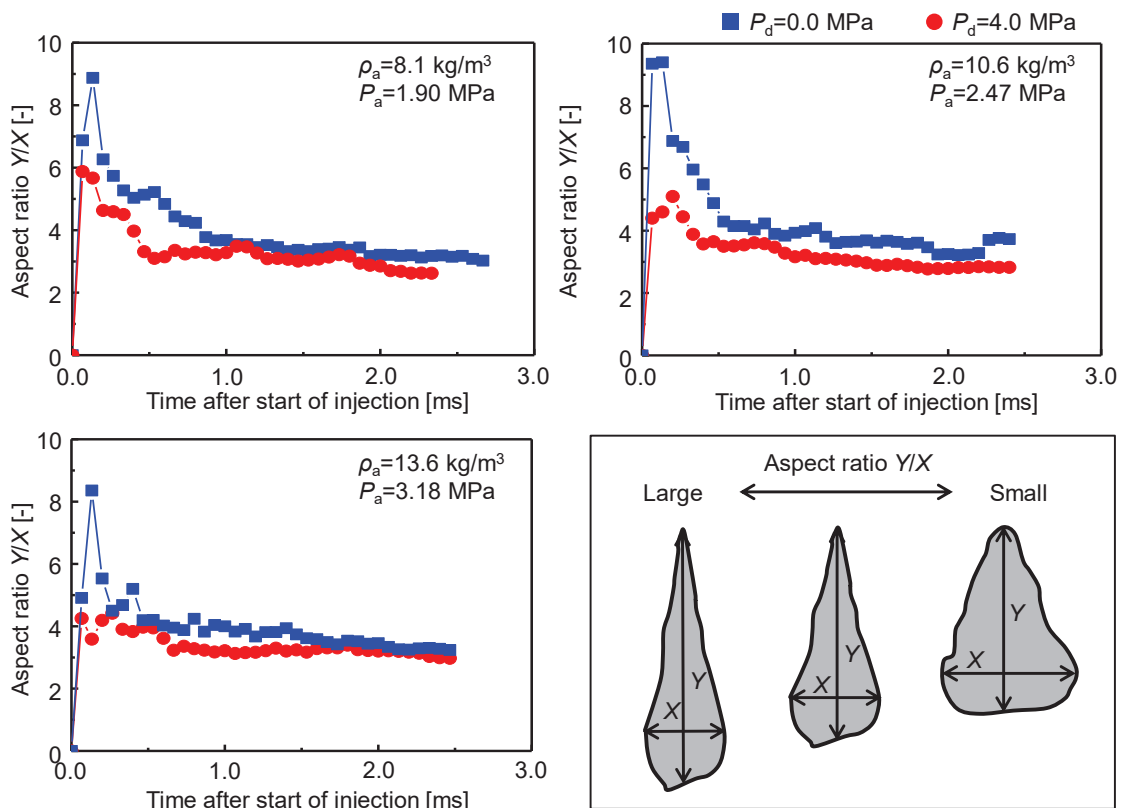


Fig. 5-23 Aspect ratio of vapor phase of spray for various dissolved pressures

5.4. 超高解像度撮影法による撮影結果

超高解像度撮影法により撮影した画像を液滴系毎にクラス分けし、個々の液滴重心位置にプロットした液滴の空間分布図を図 5-24 に示す。この図より、溶解圧力 $P_d=0.0$ MPa の粒径分布は、噴霧中心部において液滴が存在しているにも関わらず、空白領域となっていることがわかる。本撮影手法では、液滴および背景とのコントラストが低い箇所、つまりは噴霧液中部やその周囲における液滴数密度の高い場所において、二値化処理により液滴の分離ができないため、ノイズとともに除去されたと考えられる。

また、この空白領域は溶解圧力 $P_d=2.0$ MPa 以下では噴霧中心部に大きく存在するが、溶解圧力 $P_d=3.0$ MPa 以上においては空白領域が減少し、液滴の検出数が増加していることがわかる。これは CO_2 ガス析出の効果により噴霧の微粒化および分散が促進されたことにより、液滴数密度の高い箇所が減少したためであると考えられる。さらに、溶解圧力が増加するに伴い、 $20\text{-}30\ \mu\text{m}$ と $30\ \mu\text{m}$ 以上のような大粒径の液滴が減少し、噴霧全体として比較的均一な粒径分布と変化していることが確認できる。しかしながら、溶解圧力 $P_d=1.0$ MPa において、通

常燃料時 ($P_d=0.0$ MPa) と比較して大粒径の液滴が噴霧下流域に多く存在することがわかる。これは CO_2 ガス溶解量が少ない条件において、微細な気泡群を含む気泡流となったことにより、見かけの粘性係数が増加し⁽⁵⁻⁸⁾、噴霧の微粒化に対して負の効果を与えたためであると考えられる。

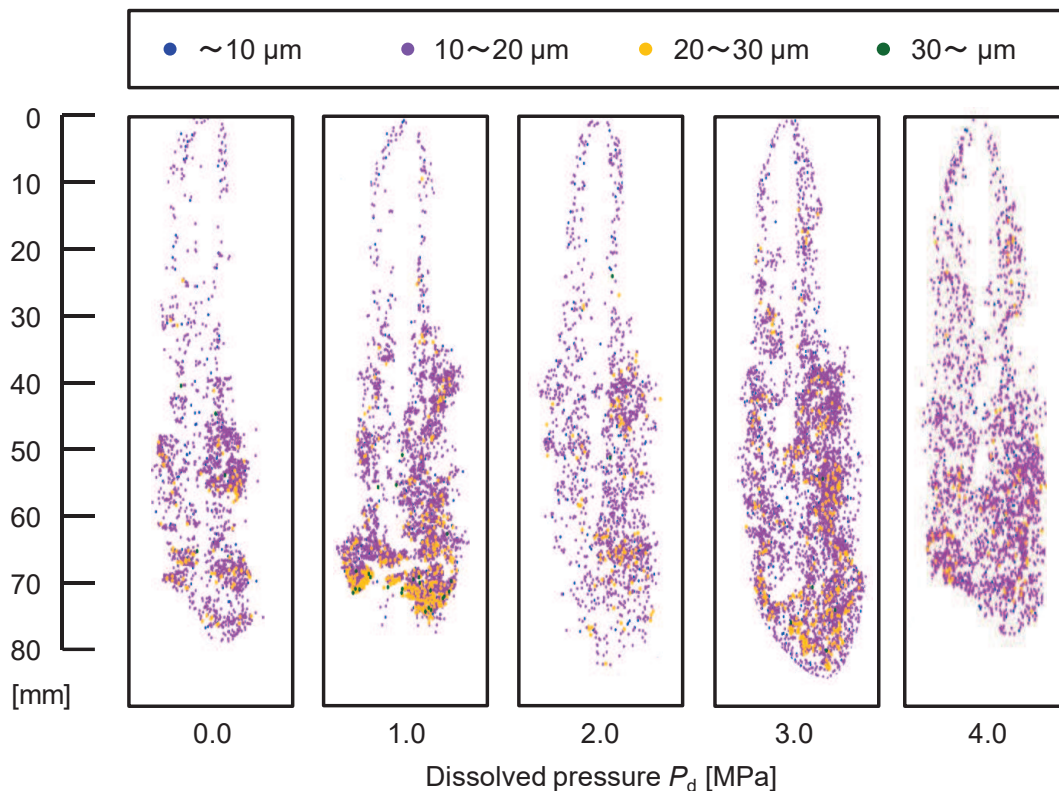


Fig. 5-24 Spatial distribution of droplets diameter

5.5. まとめ

本章では CO_2 ガス溶解燃料における噴霧特性を評価するため、非蒸発場および蒸発場においてシャドウグラフ撮影を行なった。また、これらの巨視的特性に対して、噴霧粒径などの微視的特性を把握するため、超高解像度撮影法を用いた。以上により得られた知見を、以下に示す。

- ・大気圧において、減圧度が大きいことにより、ノズル近傍より気体が析出し、噴霧円錐角が大幅に増加する。しかしながら、ある溶解圧力において変化量が小さくなる点が存在することから、噴霧内部に含まれる多数の気泡により粘性が低下し、噴霧円錐角および噴霧角に対して負の効果が存在する。
- ・噴霧先端到達距離は微粒化の促進により負の影響を受けると考えられたが、溶解気体の

析出およびその気体の膨張により、通常燃料時と比較してあまり変化しない。また、半径方向への拡がりが大きくなることにより、噴霧体積が増加し、希薄な混合気を作成することが可能である。

- ・粒径分布において、溶解圧力の低い場合、噴霧の分散性が悪く噴霧液滴が過密となるが、高い溶解圧力においては微粒化および高分散により噴霧全体に微小液滴が存在する。

参考文献

- (5-1) 鎌田修次, 勝田圭一, 堀司, 千田二郎, 藤本元, “高解像度撮影法によるディーゼル噴霧構造の可視化”, 微粒化, Vol.17, No.58, pp.59-66 (2008)
- (5-2) 昌達慶仁, “詳解 画像処理プログラミング”, ソフトバンククリエイティブ, pp.415-420 (2008)
- (5-3) MOHAMMADI, A., 阿部誠, 三輪恵, “ディーゼル噴霧の液滴群の挙動と周囲気体の導入過程に関する研究”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.64, No.625, pp.3106-3112 (1998)
- (5-4) 佐藤豪, 国吉光, 藤本元, “ディーゼル噴霧の性状に関する研究—第1報単一噴霧の形状について—”, 日本船用機械学会誌, Vol.13, No.5, pp.39-45 (1978)
- (5-5) 石川直也, 辻村欽司, “ディーゼル噴霧におけるノズル近傍での拡がり角に関する研究”, 微粒化, Vol.8, No.22, pp.51-58 (1999)
- (5-6) 和栗雄太郎, 藤井勝, 網谷竜夫, 恒屋礼二郎, “ディーゼル機関燃料噴霧の到達距離に関する研究”, 日本機械学会論文集 (第2部), Vol.25, No.156, pp.820-826 (1959)
- (5-7) 広安博之, 新井雅隆, “ディーゼル噴霧の到達距離と噴霧角”, 自動車技術会論文集, Vol.21, No.5, pp.5-11 (1980)
- (5-8) 日向滋, 大木守松, “気液二相流のみかけ粘性係数とボイド比の関係について”, 日本機械学会論文集, Vol.37, No.93, pp.97-104 (1971)

第6章 気体溶解燃料の燃焼特性

本章では、定容燃焼容器を用いて気体溶解燃料の燃焼実験を行なうことにより、燃焼特性および火炎特性に与える影響を調査する。輝炎の直接撮影により輝炎を撮影することにより、 CO_2 ガスの析出による火炎構造への影響を把握する。また、輝炎の撮影結果に対して画像二色法解析を適用することにより、火炎温度および相対す濃度の解析を行なう。次に、実機に近い環境を再現した急速圧縮膨張装置により、化学種自発光計測および輝炎の同時撮影を行ない、流動場における CO_2 ガス溶解燃料が火炎構造に与える影響を調査する。また、熱発生率や着火遅れ期間などの燃焼特性についても考察を行なう。

6.1. 実験装置および方法

6.1.1. 定容燃焼容器

本実験では高温・高圧のディーゼル霧囲気場を模擬できる定容燃焼容器を用いて、燃料噴霧の燃焼特性および火炎特性の把握を行なった。図 6-1 に実験装置の概略図を示す。本実験では、高温・高圧場を模擬する方法として、可燃混合気を用いた予混合燃焼方式を採用した。本手法は、定容燃焼容器内に可燃混合気を充填し燃焼させることにより、燃焼容器内を高温・

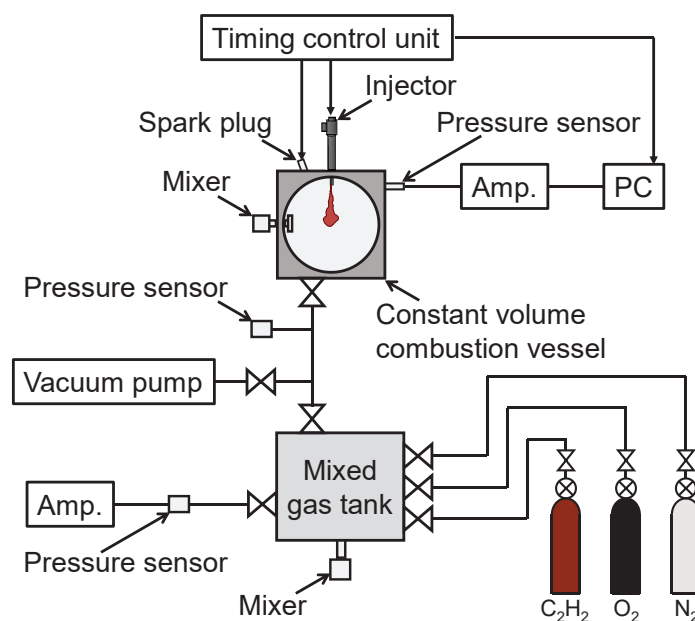


Fig. 6-1 Experimental setup of constant volume combustion vessel

高圧の状態にし、その際の残留ガスを雰囲気気体として用いる。本手法は Oren らによって検討が行なわれ⁽⁶⁻¹⁾、Siebers らの実験にも採用されている^{(6-2) ~ (6-4)}。

本実験における実験装置は定容燃焼容器、可燃混合気を作成する混合容器、燃料噴射装置および制御装置により構成される。図 6-2 に燃焼容器内における圧力履歴を示す。まず、混合容器内においてアセチレン、酸素および窒素を組成とする可燃混合気を作成し、定容燃焼容器内に充填した。その後、スパークプラグを用いて可燃混合気を点火・燃焼させ雰囲気場を高温・高圧にし、放熱により雰囲気圧力が任意の圧力まで低下した際に燃料を噴射した。なお、定容燃焼容器には雰囲気場を均一にするため、攪拌機を設置した。また、定容燃焼容器の圧力測定には圧力センサ (KISTLER : 6125C) を用い、チャージアンプ (KISTLER : 5011B) を介してデータロガー (GRAPHTEC : GL900) により取得し、圧力データを PC に取り込んだ。なお、データロガーのサンプリング間隔は $10 \mu\text{s}$ とした。

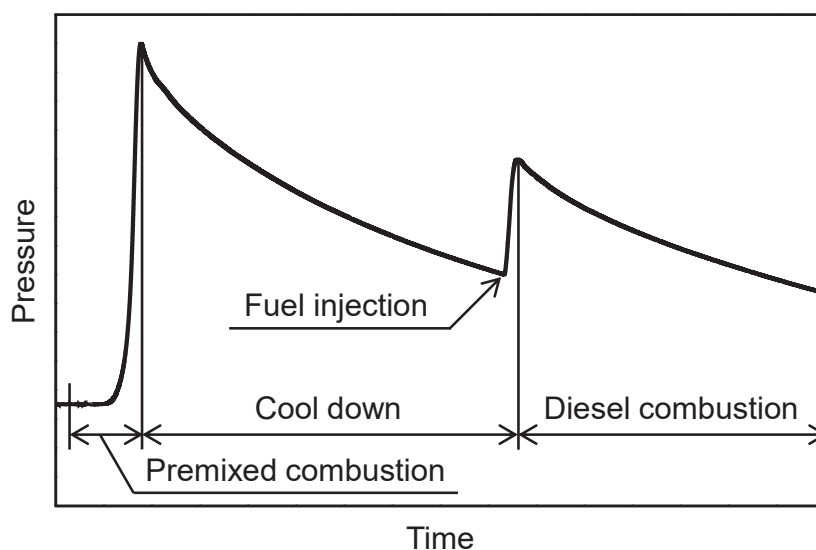


Fig. 6-2 Time history of pressure in combustion chamber

6.1.2. 輝炎直接撮影

図 6-3 に輝炎直接撮影の光学系の概略図を示す。カラーハイスピードビデオカメラ (Vision Research : Phantom V2511C) を用いて輝炎の撮影を行なった。また、二色法解析における温度計測上の誤差を低減するため、UV/IR カットフィルタを使用し波長 650 nm 以上および 400 nm 以下の発光を除外した。なお、撮影速度は $62,015 \text{ fps}$ とし、露光時間は $1 \mu\text{s}$ とした。

実験条件を表 6-1 に示す。本実験では CO_2 ガスの溶解量が燃料噴霧の燃焼特性および火炎特性に与える影響を把握するため、供試燃料には通常燃料および溶解圧力 $P_d=2.0, 4.0$ MPa の CO_2 ガス溶解燃料を用いた。雰囲気条件は圧縮比 17.7 のディーゼル機関における -10 deg.CA ATDC の筒内温度、筒内圧力を想定し、雰囲気温度、雰囲気圧力をそれぞれ 733 K, 3.44 MPa とした。供試ノズルには噴孔長 $l_n=0.86$ mm, 噴孔径 $d_n=0.133$ mm ($l_n/d_n=6.5$) の単孔ホールノズル (DENSO : G3P インジェクタ) を用いた。

Table 6-1 Experimental condition

Test fuel		n-C ₁₃ H ₂₈
O ₂ concentration	X_{O_2} [mol%]	21.0
Ambient temperature	T_a [K]	733
Ambient pressure	P_a [MPa]	3.44
Dissolved pressure	P_d [MPa]	0.0, 2.0, 4.0
Injection pressure	P_{inj} [MPa]	35
Injection heat quantity	Q_{inj} [J/cycle]	342
Injection fuel amount	m_f [mg]	8.0
Nozzle hole diameter	d_n [mm]	0.133
Nozzle hole length	l_n [mm]	0.86

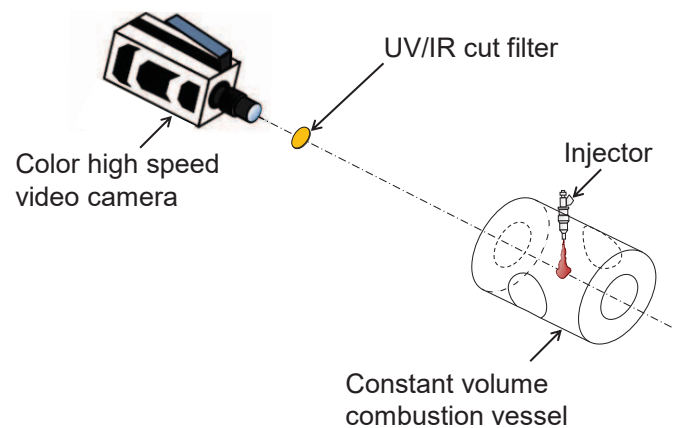


Fig. 6-3 Optical setup for luminous flame photography

6.1.3. 画像二色法

二色法は物体からの異なる二波長における放射輝度を計測することで、物体の表面温度と相対すす濃度 (KL) を非接触で算出する方法である^{(6-5) ~ (6-7)}。計測した放射輝度の二波長における比を取ることで未知数 KL を消去できるため、輝炎の波長放射率による補正を実施せ

ずに真温度に近い温度計測が可能である。輝炎発光，つまり火炎中のすす粒子による熱放射からの単色輻射輝度 $I(\lambda, T)$ [-] は Planck の式を用いて式 (6-1) のように表される。

$$I_b(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5} \left\{ \frac{1}{\exp(C_2/\lambda T)} - 1 \right\} \quad (6-1)$$

ここで， $I_b(\lambda, T)$ は波長 λ ，温度 T における黒体の単色輻射輝度， C_1 は第1プランク定数で 3.7418×10^{-16} [W·m²]， C_2 は第2プランク定数で 1.4388×10^{-2} [m·K] である。可視域の波長範囲で， $T < 3,000$ K 以下では Wien の式が適用でき，式 (6-2) で表される。

$$I(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5} \left\{ \frac{1}{\exp(C_2/\lambda T)} \right\} \quad (6-2)$$

ここで，火炎の単色放射率を ε_λ とすると，式 (6-3) により火炎の単色輻射強度が得られる。

$$I(\lambda, T) = \varepsilon_\lambda I_b(\lambda, T) = \varepsilon_\lambda \frac{C_1}{\lambda^5} \left\{ \frac{1}{\exp(C_2/\lambda T)} \right\} \quad (6-3)$$

この $I(\lambda, T)$ に対応する輝度温度を T_b とすると次の関係式 (6-4) が成り立つ。(輝度温度の定義)

$$I(\lambda, T) = I(\lambda, T_b) = \frac{C_1}{\lambda^5} \left\{ \frac{1}{\exp(C_2/\lambda T_b)} \right\} \quad (6-4)$$

すす粒子群の単色輻射率 ε_λ に対して Hottel-Broughton の式⁽⁶⁻⁸⁾ が成り立つものと仮定すると式 (6-5) が成り立つ。

$$\varepsilon_\lambda(\lambda, T) = 1 - \exp\left(-\frac{KL}{\lambda^\beta}\right) \quad (6-5)$$

ここで， K は吸収係数 [1/mm]， L は火炎の光学的長さ [mm] を示している。また， β はすす粒子径やすすの複素屈折率の関数 [-] を示しており，本実験では 1.39 とする⁽⁶⁻⁸⁾。以上の式を KL について解くと式 (6-6) となる。

$$KL = -\lambda^\beta \left[1 - \exp\left\{-\frac{C_2}{\lambda} \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T}\right)\right\} \right] \quad (6-6)$$

2 波長 λ_1, λ_2 [μm] について輝度温度 T_{b1}, T_{b2} [K] を測定し，上式に代入して2つの式を KL について等置すれば次式 (6-7) が得られる。

$$\left[1 - \exp\left\{-\frac{C_2}{\lambda_1} \left(\frac{1}{T_{b1}} - \frac{1}{T}\right)\right\} \right]^{\lambda_1^{\beta_1}} = \left[1 - \exp\left\{-\frac{C_2}{\lambda_2} \left(\frac{1}{T_{b2}} - \frac{1}{T}\right)\right\} \right]^{\lambda_2^{\beta_2}} \quad (6-7)$$

これを T について解き、火炎の温度を求める。本実験では二色温度計測システム（Mitsui Photonics : Thermera-HS）を使用し、輝炎画像から火炎温度を算出した。

6.1.4. 急速圧縮膨張装置

本実験ではディーゼル機関における 1 回の圧縮膨張行程が模擬できる急速圧縮膨張装置（RCEM : Rapid Compression and Expansion Machine）を用いた。表 6-2 に RCEM の主要諸元を示す。また、本実験ではシリンダライナ壁面温度をウォータジャケットに温水を供給することにより、353 K 一定に保った。筒内圧力の測定には圧力センサ（KISTLER : 7061B）を用い、チャージアンプ（KISTLER : 5011B）を介した後、PC に取り込んだ。データの分解能はロータリエンコーダ（分解能 : 0.5 deg.CA/pulse）からの信号を 4 倍波回路により分解能 0.125 deg.CA/pulse として PC に取り込んだ。

Table 6-2 Specifications of Rapid Compression and Expansion Machine

Fuel injection system		Direct injection
Bore × Stroke	[mm]	100 × 450
Compression ratio	[-]	16.0
Equivalent crank speed	N_e [rpm]	200
Intake gas temperature	T_a [K]	353

6.1.5. 化学種自発光計測および輝炎の同時撮影

本実験では CO_2 ガス溶解燃料が燃焼の活性化に与える影響を評価するため、化学種自発光計測および輝炎の同時撮影を行なった。化学種自発光計測および輝炎撮影に用いた光学系の概略図を図 6-4 に示す。筒内から発した光はダイクロイックミラーにより反射光及び透過光に分光される。なお、ダイクロイックミラーの分光特性は図 6-5 の通りである。化学種自発光計測では反射光を高速ゲート I.I.ユニット（浜松ホトニクス : C10880-03C）を取り付けたモノクロハイスピードビデオカメラ（Vision Research : Phantom V2011M）を用いて撮影した。なお、化学種自発光計測では高温酸化反応における中間生成物である OH ラジカルを撮影するため、透過中心波長 309 nm、半値幅 8.92 nm のバンドパスフィルタを取り付けた。また、輝炎撮影では透過光をカラーハイスピードビデオカメラ（Vision Research : Phantom V2011C）により撮影した。両カメラの撮影速度は 40,000 fps とした。

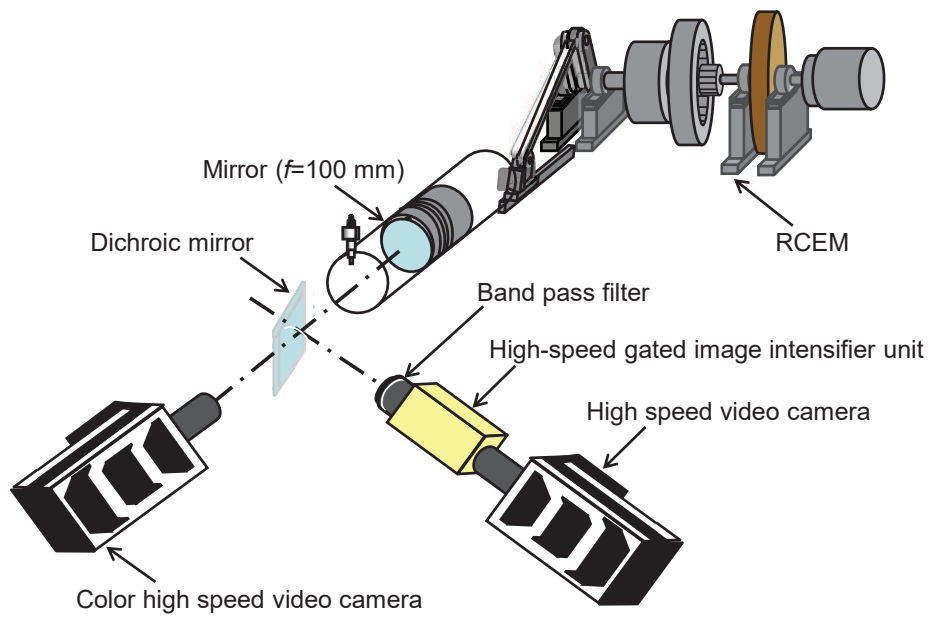


Fig. 6-4 Optical setup for chemiluminescence and luminous flame photography

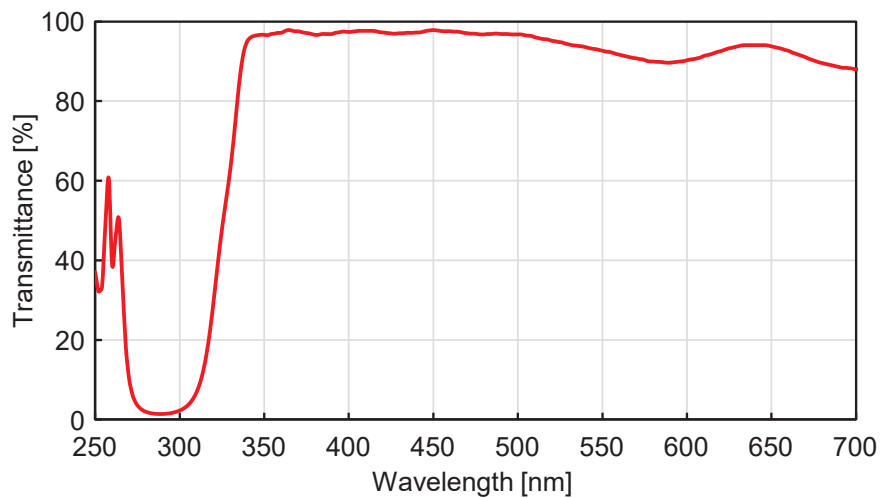


Fig. 6-5 Spectral characteristics of dichroic mirror

実験条件を表 6-3 に示す。本実験では CO_2 ガスの溶解量が混合気の形成および燃焼過程に与える影響を評価するため、供試燃料には通常燃料および溶解圧力 $P_d=1.0\sim 4.0$ MPa の CO_2 ガス溶解燃料を用いた。燃料噴射時期 θ_{inj} は -5.0 および -20.0 deg.CA ATDC とした。供試ノズルには噴孔長 $l_n=0.90$ mm, 噴孔径 d_n が 0.15 mm ($l_n/d_n=6.0$) の単孔ホールノズル (DENSO : G3P インジェクタ) を用いた。

Table 6-3 Experimental condition

Test fuel		n-C ₁₃ H ₂₈
Injection timing	θ_{inj} [deg.CAATDC]	-20.0, -5.0
Ambient pressure at injection	P_a [MPa]	2.1, 3.5
Dissolved pressure	P_d [MPa]	0.0, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0
Injection pressure	P_{inj} [MPa]	35
Injection heat quantity	Q_{inj} [J/cycle]	342
Injection fuel amount	m_f [mg]	8.0
Nozzle hole diameter	d_n [mm]	0.15
Nozzle hole length	l_n [mm]	0.90

6.2. 定容燃焼容器による輝炎および画像二色法解析

図 6-6 に溶解圧力 P_d を変化させた際の輝炎画像を示す。溶解圧力の増加に伴い、輝炎の発生位置は噴霧下流部に移動していることが確認された。これは析出した CO_2 ガスが噴霧先端方向に燃料噴霧を膨張させ、噴霧上流部において燃料密度が低下したためであると考えられる。また、溶解圧力の増加に伴い輝炎の発光強度が小さくなっていることがわかる。輝炎の発光は炭素粒子が火炎面から熱を受けることで発生するため、PM の生成に深く関係していることが知られている⁽⁶⁻⁹⁾。そのため、 CO_2 ガスの析出効果は PM 生成量を低減する可能性が

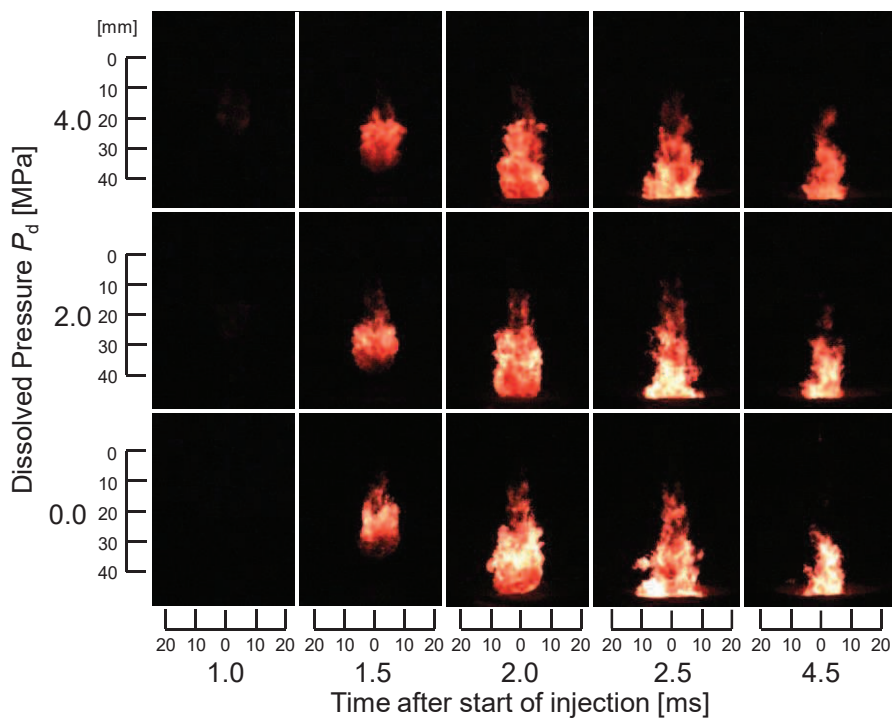


Fig. 6-6 Images of luminous flames

あると考えられる。

次に、輝炎撮影結果の画像二色法解析により得られた火炎温度の分布画像を図6-7に示す。通常燃料の場合、火炎全体において高温領域が存在するが、溶解燃料においては溶解圧力の増加に伴い高温な火炎領域が縮小する傾向を示している。これは噴霧内部に含まれる CO_2 ガスが熱容量を増大させ、燃焼温度の上昇傾向を抑制したためであると考えられる。また、高温領域において CO_2 の熱解離反応⁽⁶⁻⁹⁾が生じることで、燃焼温度が低下したと推察される。

図6-8に画像二色法による相対すす濃度 KL の分布画像を示す。溶解圧力の増加に伴い、相対すす濃度の分布領域は縮小する傾向を示した。これは CO_2 ガスの析出効果により、噴霧の微粒化が促進され希薄な混合気の燃焼となることに加えて、 CO_2 の熱解離により生じた O ラジカルが PM を再燃焼させ⁽⁶⁻¹⁰⁾、 PM 生成量が低減されたためであると考えられる。

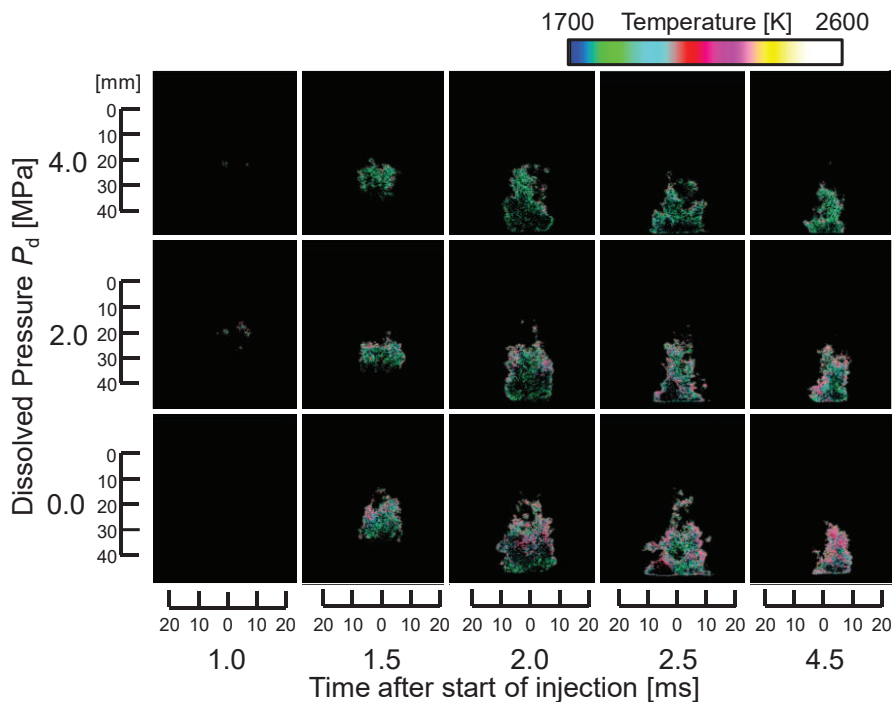


Fig. 6-7 Images of flame temperature

図6-9に画像二色法より得られた平均火炎温度の時間平均を示す。ここで火炎温度は各座標の火炎温度 T_{fi} とその面積 A_i を乗じた値の総和 $\sum T_{fi} \cdot A_i$ を火炎面積 $\sum A_i$ で除した値とした。これより溶解圧力の増加に伴い平均火炎温度は低下する傾向を示し、溶解圧力 $P_d=4.0$ MPa の条件においては通常燃料と比較し約 50 deg. 低下した。ディーゼル機関において、EGR 率を 8% としたとき火炎温度は約 50 deg. 低下し、 NO_x の排出量は約 20% 低減することが報告されている。そのため、溶解圧力 $P_d=4.0$ MPa においては、EGR 率 8% 程度に相当する火炎温度低下の

効果が得られたと考えられる。3.3.2.項において、溶解圧力 $P_d=4.0$ MPa における EGR 率は 8% 程度と推測されていたが、火炎温度の低下は想定以上であったことから、噴霧内部 EGR の効果が得られたと考えられる。

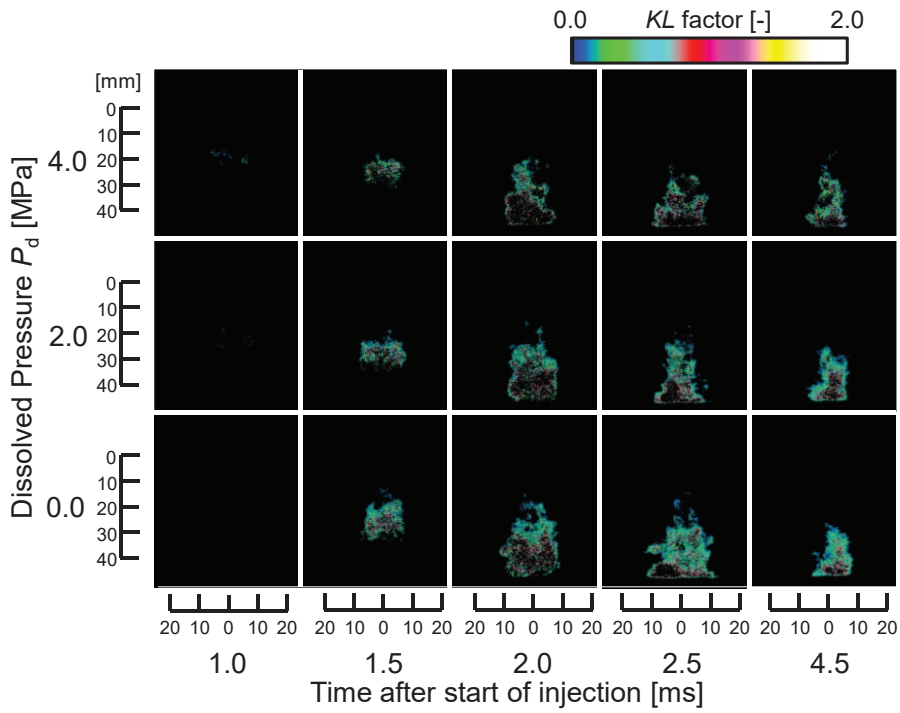


Fig. 6-8 Images of flame temperature

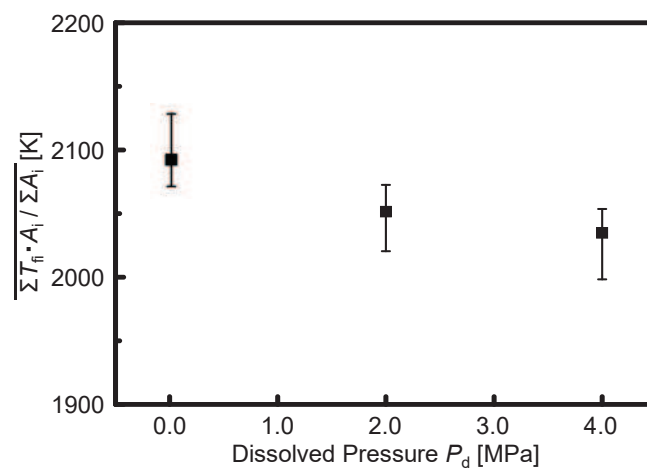


Fig. 6-9 Time averaged flame temperature

図 6-10 に画像二色法より得られた積算 KL 値の時間平均を示す。ここで積算 KL 値は各座標の相対すす濃度 KL_i とその面積 A_i を乗じた値の総和 $\sum KL_i \cdot A_i$ とした。従来の EGR システムでは酸素濃度の低下に伴い、PM 排出量の増加が報告されている。しかし、図 6-10 より溶解圧力の増加に伴い積算 KL 値は減少する傾向を示し、溶解圧力 $P_d=4.0$ MPa の条件においては通常燃料と比較し約 15%低下した。これは析出した CO_2 ガスが噴霧の微粒化を促進させ希薄・均一な混合気の燃焼となり、PM の排出量を低減させたためであると考えられる。これより、 CO_2 ガス溶解燃料は定性的に NO_x および PM の同時低減が可能であると考えられる。

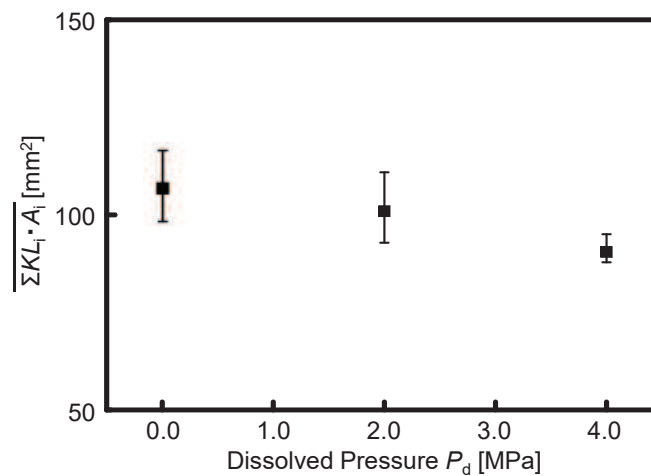


Fig. 6-10 Time averaged cumulative KL factor

6.3. 急速圧縮膨張装置による燃焼特性

6.3.1. 燃焼特性

図 6-11 に各燃料噴射時期 θ_{inj} における溶解圧力 P_d を変化させた際の熱発生率および筒内温度のクランク角度履歴を示す。なお、熱発生率の算出手法については、7.2.1 項にて後述する。燃料噴射時期 $\theta_{inj}=-5.0$ deg.CA ATDC の条件においては、溶解圧力の上昇に伴い拡散燃焼期間における熱発生率の最大値が増加する傾向を示した。これは CO_2 ガスの析出効果により、希薄・均一な混合気の燃焼となり、さらに析出した CO_2 の熱解離により生成された酸素成分 O ラジカルが PM を再燃焼させ、燃焼が活性化したためであると考えられる。

また、燃料噴射時期 $\theta_{inj}=-20.0$ deg.CA ATDC の条件においては、予混合的燃焼と拡散燃焼の明確な区別は難しいが、溶解圧力の上昇に伴い予混合的燃焼期間における熱発生率の最大値は減少し、拡散燃焼期間における熱発生率が増加する傾向を示した。これは予混合的燃焼期

間においては析出した CO_2 ガスにより熱容量が増大し、さらに CO_2 ガスの熱乖離により周囲より熱が吸収されたためであると考えられる。一方、拡散燃焼期間においては、溶解気体の析出による微粒化の促進と、酸素ラジカルによる PM の再燃焼により燃焼が活性化されたと考えられる。

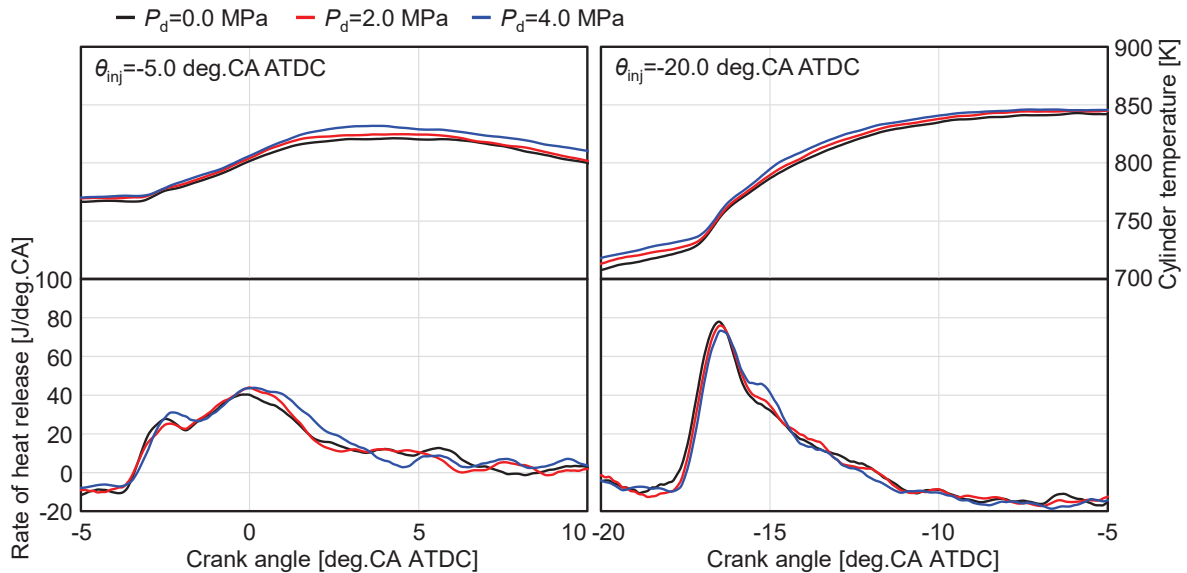


Fig. 6-11 Rate of heat release and cylinder temperature

燃焼特性の解析では図 6-12 に示すように着火遅れ期間、予混合的燃焼割合および燃焼期間を定義した。着火遅れ期間 τ_{ig} は燃料噴射開始から熱発生率の値が負から正に転じるまでの期間とした。予混合的燃焼期間は燃焼開始から予混合的燃焼における熱発生率の最大値を過ぎ、熱発生率が減少から増加に転じた時期までと定義した。予混合的燃焼期間における累積熱発生量 Q_{pre} を全体の累積熱発生量 Q_{total} で除したものを予混合的燃焼割合と定義した。燃焼期間は燃焼開始から累積熱発生量の 90% となるまでの期間とした。なお、本実験では 10 回の実験結果をアンサンブル平均した値を用いた。

図 6-13 に各燃料噴射時期における溶解圧力を変化させた際の着火遅れ期間を示す。燃料噴射時期 $\theta_{inj} = -5.0 \text{ deg.CA ATDC}$ の条件においては、着火遅れ期間 τ_{ig} は通常燃料と比較し CO_2 ガス溶解燃料を用いた条件で短縮された。一般に、着火遅れ期間は、物理的着火遅れ期間 τ_{ph} と化学的着火遅れ期間 τ_{ch} との和であると考えられる⁽⁶⁻⁹⁾。物理的着火遅れ期間とは、燃料が微粒化することにより蒸発し、空気と可燃混合気を形成するまでに要する時間のことであり、蒸発速度と密接な関係にある。一方、化学的着火遅れ期間とは混合気を形成してから、化学反応が進行して燃焼が生じるまでに要する時間のことであり、反応速度と密接な関

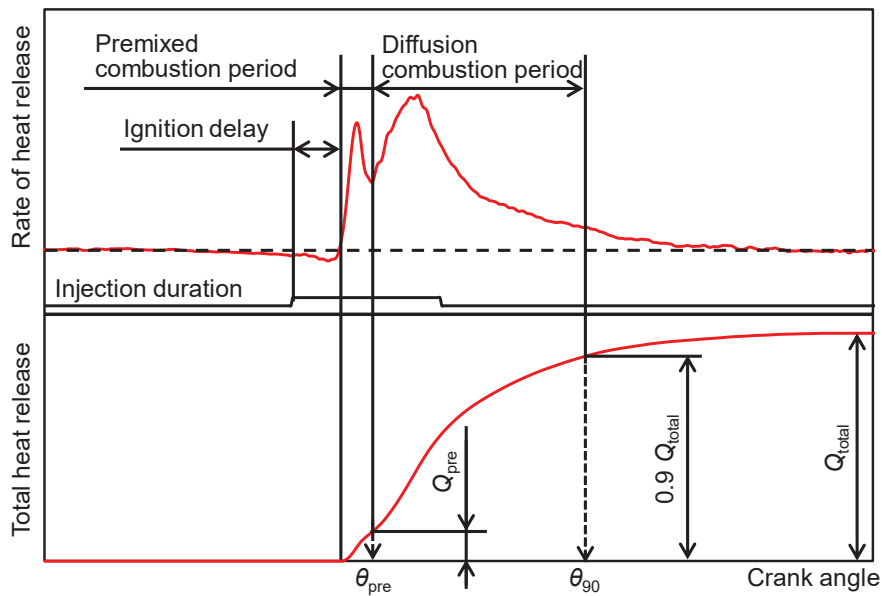


Fig. 6-12 Rate of heat release and cylinder temperature

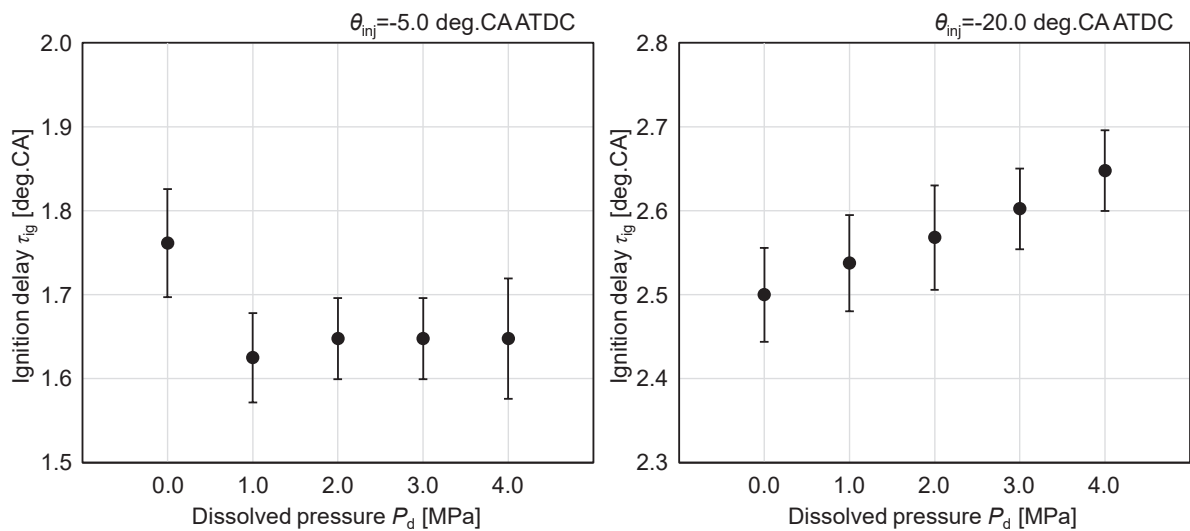


Fig. 6-13 Ignition delay

係にある。CO₂ガスの析出効果は、燃料噴霧の微粒化を促進させ蒸発速度を速くする。そのため、通常燃料の条件と比較して、CO₂ガス溶解燃料の条件で着火遅れ期間が短縮化した理由としては、物理的着火遅れ期間が短縮されたためであると考えられる。

また、雰囲気組成中のCO₂ガスは化学的着火遅れ期間に影響を与えないという知見があり⁽⁶⁻¹¹⁾、溶解圧力の上昇に伴い微粒化が促進されるため、着火遅れ期間は短縮されると推測された。しかしながら、図6-13に示すように溶解圧力の上昇に伴う着火遅れ期間の変化に有意

な差は見られなかった。これは CO_2 ガスが噴霧内部に存在することにより熱容量が増大し、雰囲気温度が溶解圧力の上昇に伴い低下したため、反応速度が低下することにより、化学的着火遅れ期間が長期化したためであると考えられる。

一方、燃料噴射時期 $\theta_{inj}=-20.0 \text{ deg. CAATDC}$ の条件においては、溶解圧力の上昇に伴い着火遅れ期間が長期化する傾向を示した。これは燃料を早期に噴射したことにより着火遅れ期間が長くなり、通常燃料の条件においても希薄な混合気を形成するための時間が十分にあったため、 CO_2 ガス析出による物理的着火遅れ短縮の効果がほとんど現れなかったと考えられる。さらに、析出した CO_2 ガスが雰囲気温度を低下させることにより、化学的着火遅れ期間が長期化したため、溶解圧力の増加に伴い着火遅れ期間が長期化したと推測される。

図 6-14 に各燃料噴射時期における溶解圧力を変化させた際の予混合的燃焼割合を示す。予混合的燃焼割合は着火遅れと NO_x の生成量に関係しており、着火遅れ期間が長くなると予混合的燃焼割合は大きくなり、 NO_x の生成量も増加する⁽⁶⁻¹²⁾。燃料噴射時期 $\theta_{inj}=-5.0 \text{ deg. CAATDC}$ の条件において、予混合的燃焼割合は低い溶解圧力 ($P_d=1.0 \text{ MPa}$ および 2.0 MPa) において小さい値を示した。溶解燃料は通常燃料と比較し、着火遅れ期間が短くなっていることから、着火時における混合気形成量が少なくなるため、燃焼初期にあたる予混合的燃焼割合が低下したと考えられる。しかしながら、溶解圧力の上昇に伴い、予混合的燃焼割合が増加する傾向を示した。これは溶解圧力が増加するに従い、噴霧体積が増加することにより⁽⁶⁻¹³⁾、着火時における混合気形成量が増加したためであると考えられる。また、燃料噴射時期 $\theta_{inj}=-20.0 \text{ deg. CAATDC}$ の条件においては、溶解圧力の上昇に伴い予混合的燃焼割合は増加した。これ

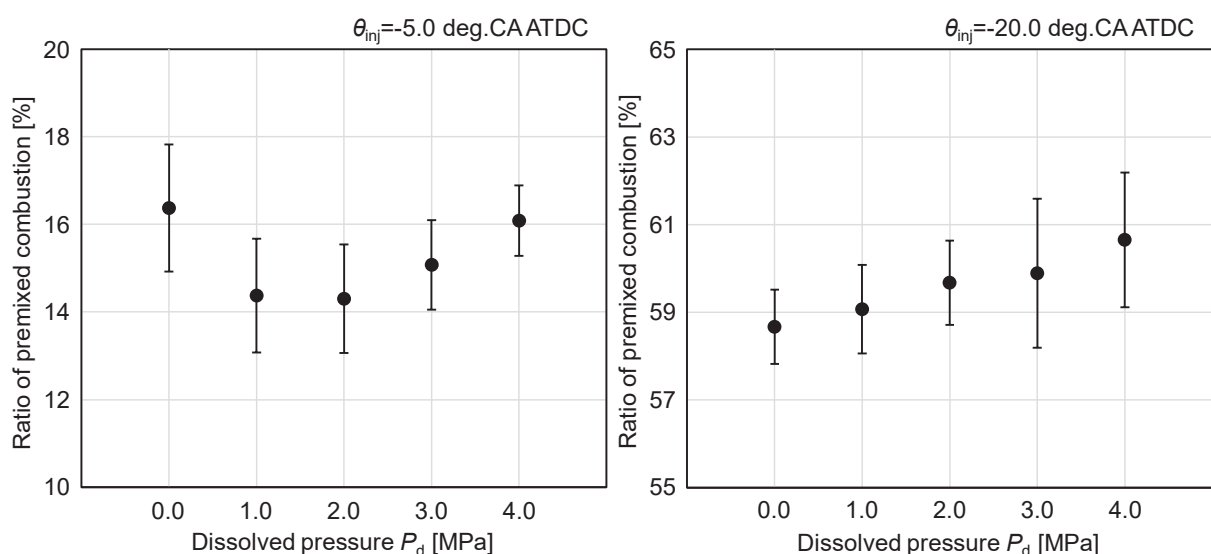


Fig. 6-14 Ratio of premixed combustion

は前述の通り、着火遅れ期間の増加により混合気形成量が増加したため、急峻な燃焼となったためであると考えられる。

図 6-15 に各燃料噴射時期における溶解圧力を変化させた際の燃焼期間を示す。いずれの燃料噴射時期においても溶解圧力の増加に伴い、燃焼期間が短縮化する傾向を示した。しかしながら、溶解圧力に伴う傾きは異なり、燃料噴射時期 $\theta_{inj}=-5.0$ deg.CA ATDC の条件においては溶解圧力により大きく短縮していることがわかる。これは溶解燃料において後燃え現象が活性化されることにより、後半における燃焼が活性化されたためであると考えられる。また、燃料噴射時期 $\theta_{inj}=-20.0$ deg.CA ATDC の条件においては、前述の通り燃焼の大部分が予混合的燃焼によるものであったため、後燃えの活性化による短縮があまり見られなかったと推測される。

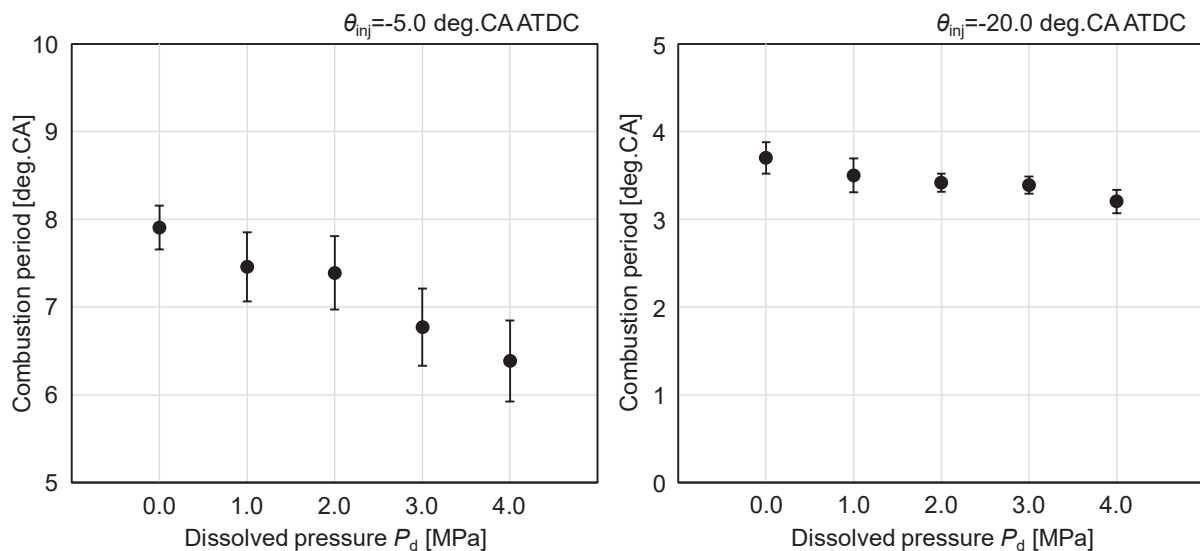


Fig. 6-15 Combustion period

6.3.2. 燃焼反応領域および輝炎領域

図 6-16 および図 6-17 に各燃料噴射時期における溶解圧力 P_d を変化させた際の OH ラジカルおよび輝炎の撮影画像を示す。なお、OH ラジカルは高温酸化反応時の中間生成物であるため、燃焼反応の検出に用いられている⁽⁶⁻¹⁴⁾。溶解圧力が増加するに伴い、OH ラジカルおよび輝炎が半径方向に広がっており、先端到達距離が抑制されていることがわかる。また、OH ラジカルの発光強度が増加し、輝炎の発光領域および発光強度が減少する傾向を示していることがわかる。そのため、溶解燃料を用いることで、輝炎の減少、つまり、すすの生成量を低減し、燃焼が活性化されたと考えられる。特に燃料噴射時期 $\theta_{inj}=-20.0$ deg.CA ATDC における溶

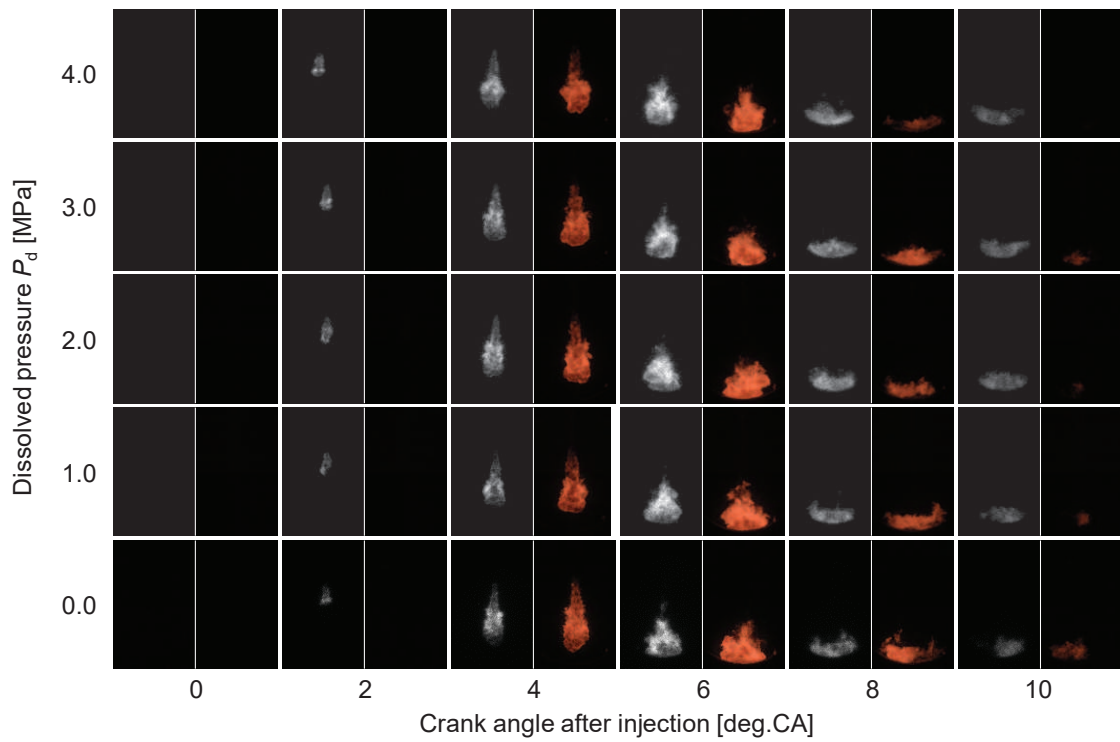


Fig. 6-16 Images of OH radicals and luminous flames in $\theta_{inj}=-5.0$ deg.CA ATDC

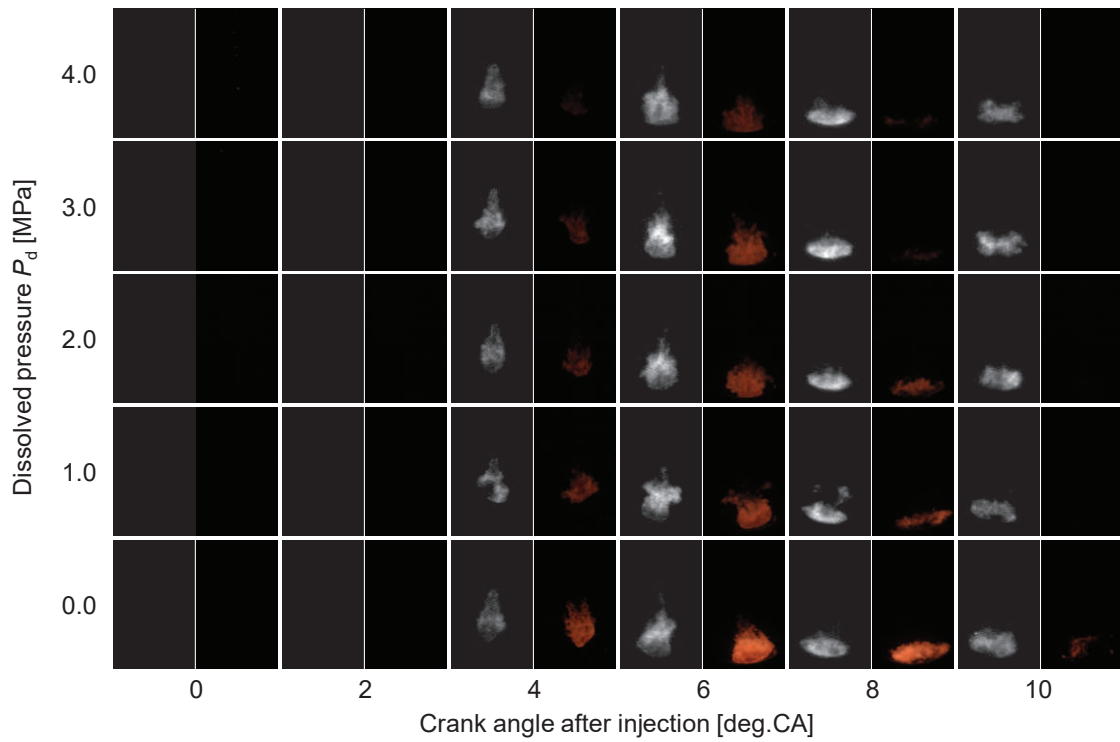


Fig. 6-17 Images of OH radicals and luminous flames in $\theta_{inj}=-20.0$ deg.CA ATDC

解圧力 $P_d=4.0$ MPa の条件においては、以上の効果が顕著に現れており、ほとんど輝炎を伴わない燃焼となったことがわかる。このことについて定量的に評価するために、撮影画像から OH ラジカルおよび輝炎のアスペクト比、発光領域面積および積算輝度値を算出した。

図 6-18 に各燃料噴射時期における OH ラジカルおよび輝炎のアスペクト比 Y/X の時間履歴を示す。なお、アスペクト比はそれぞれの先端到達距離 Y を半径方向最大長さ X で除したものと定義する。4.0~5.0 deg.CA 付近に着目すると、溶解圧力が増加するに伴い、OH ラジカルおよび輝炎のアスペクト比が小さくなる傾向を示した。これは CO_2 ガスの析出効果により、燃料噴霧の分散性が向上したためであると考えられる。そのため、 CO_2 ガス溶解燃料においては扁平な噴霧火炎を形成し、噴霧火炎の壁面衝突が減少することで壁面への熱損失を低減させる効果が期待できる。

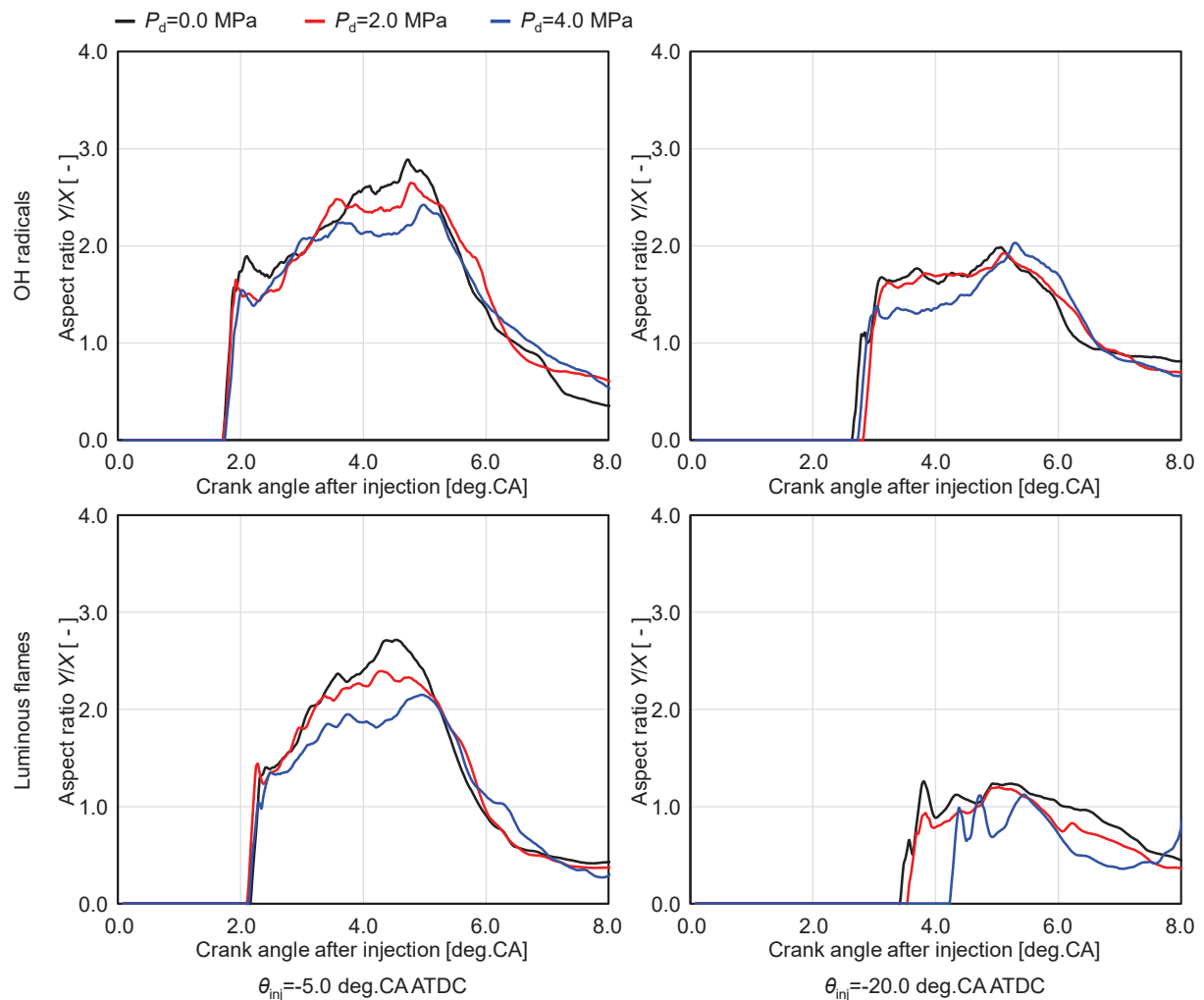


Fig. 6-18 Aspect ratio of OH radicals and luminous flames

図 6-19 に各燃料噴射時期における OH ラジカルおよび輝炎の発光領域面積の時間積分値を示す。いずれの燃料噴射時期においても、溶解圧力の変化による OH ラジカルの発光領域面積に有意な差は見られない。しかしながら、輝炎の発光領域面積については溶解圧力の増加に伴い大きく減少した。これは CO_2 ガス析出の微粒化効果により周囲気体との混合が促進されたことにより、燃焼が活性化したためであると考えられる。そのため、溶解燃料においては、輝炎の発光領域外における OH ラジカルの発光領域（以下、不輝炎領域とする）が増加していることがわかる。特に、燃料噴射時期 $\theta_{inj}=-20.0 \text{ deg.CAATDC}$ の条件においては溶解燃料の効果に加えて、早期噴射により混合気形成に十分な時間があったため、不輝炎領域が大きく増加した。

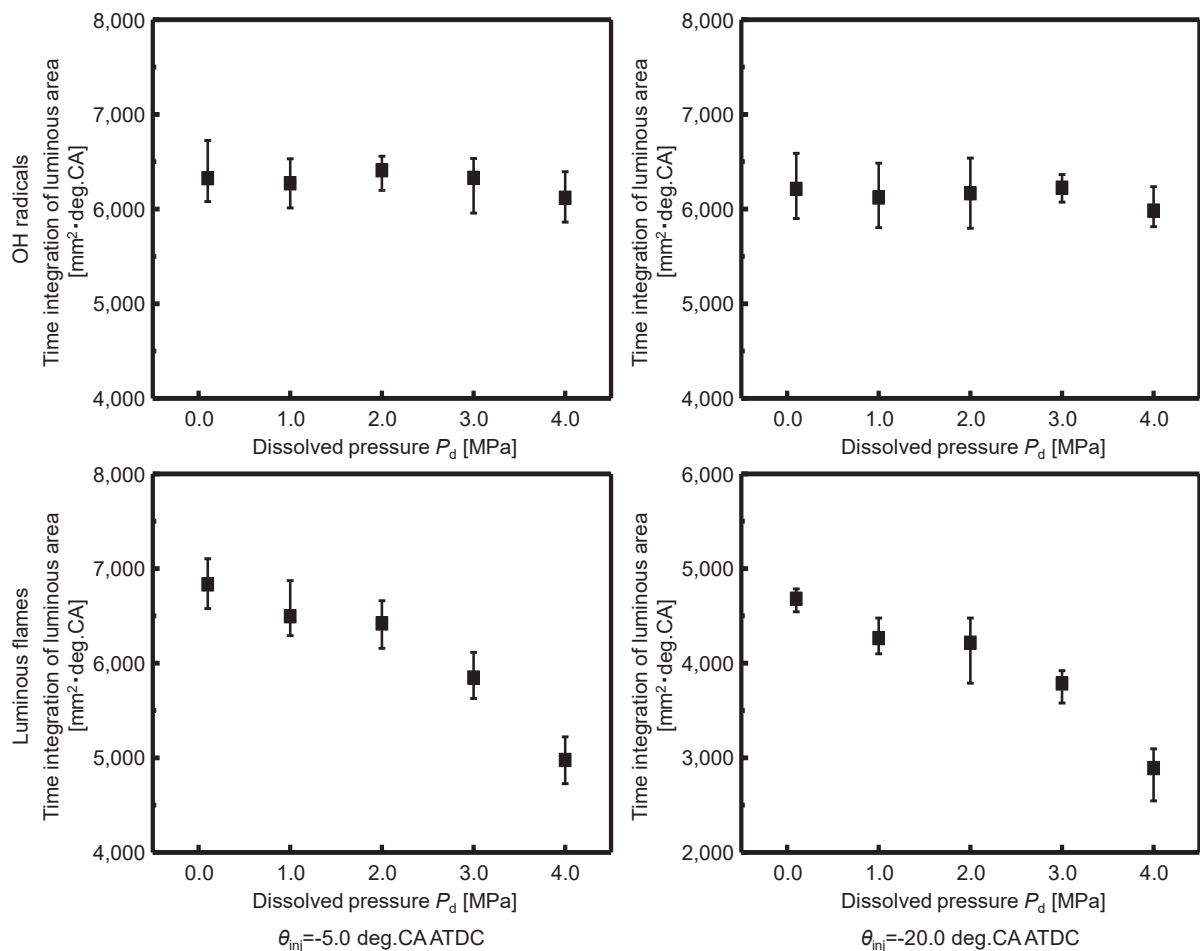


Fig. 6-19 Luminous area of OH radicals and luminous flames

図 6-20 に各燃料噴射時期における OH ラジカルおよび輝炎の積算輝度値の時間積分値を示す。ここで積算輝度値とは各地点における輝度値 I_i にその面積 A_i を乗じた値の総和 $\sum I_i \cdot A_i$ と

した。いずれの燃料噴射時期においても、溶解圧力の上昇に伴い OH ラジカルの積算輝度値は増加する傾向を示したが、輝炎の積算輝度値は減少する傾向を示した。また、輝炎の発光はすすの生成に関係していることから、CO₂ ガスの析出効果は輝炎の生じていない不輝炎領域を増加させ、すすの生成を低減させる効果があると考えられる。

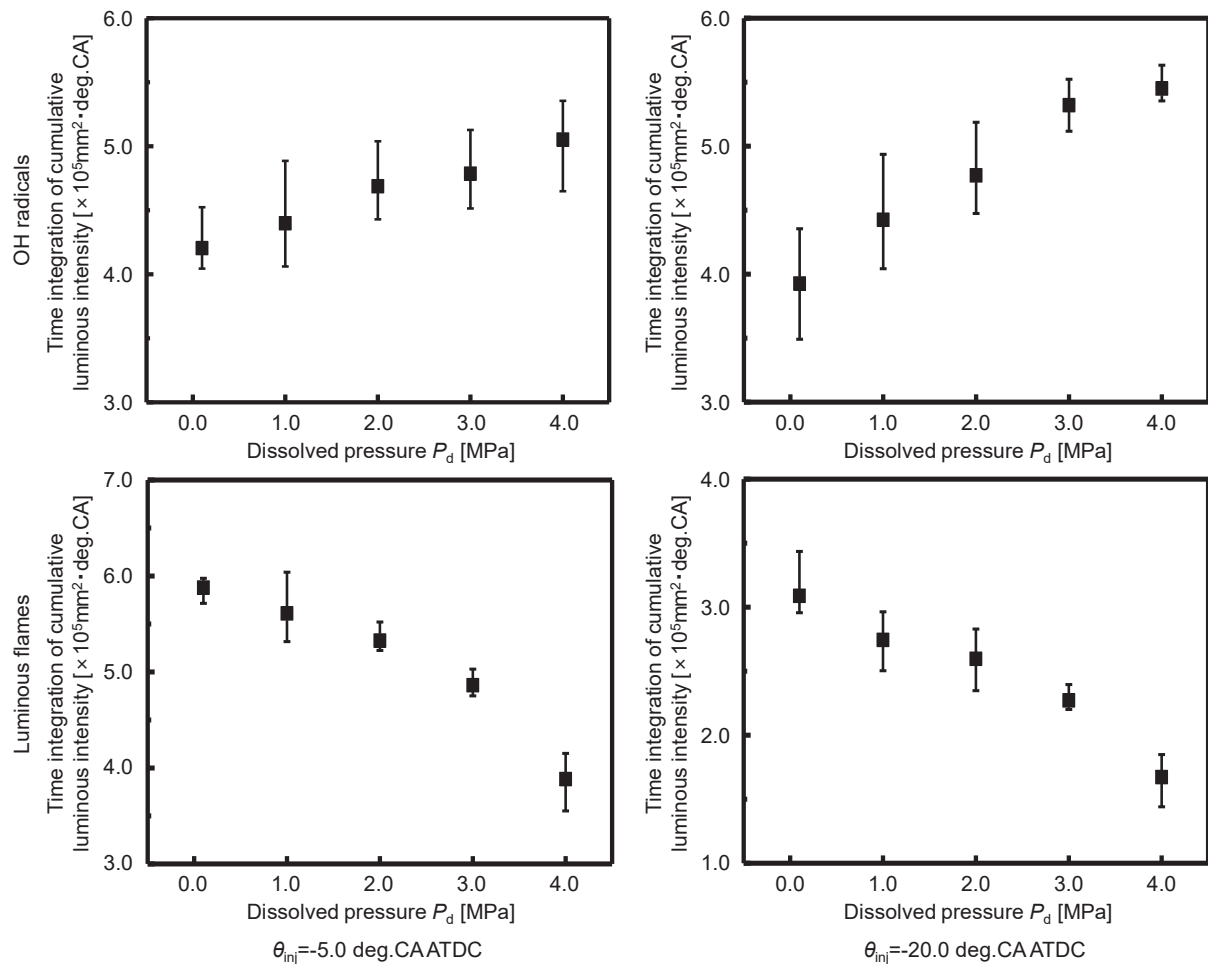


Fig. 6-20 Cumulative luminescence intensity of OH radicals and luminous flames

6.4. まとめ

本章では CO₂ ガス溶解燃料における燃焼特性を把握するため、定容燃焼容器および急速圧縮膨張装置を用いて、輝炎などを撮影し画像二色法解析を行なうことにより、火炎温度・相対すす濃度の解析を行なった。以上により得られた知見を以下に示す。

- ・定容燃焼容器における輝炎直接撮影より、溶解圧力の増加に伴い輝炎の輝度値が低下する。また、画像二色法解析の結果においても KL 値が低下していたことから、すすの生成を抑制することが可能である。

- ・画像二色法解析による算出結果から、火炎温度の低下が確認でき、CO₂ガス溶解度から算出した相当 EGR 率以上の温度低下から、噴霧内部 EGR の効果があると考えられる。
- ・RCEM において燃料噴射時期を変更することにより、溶解燃料における気体の析出が着火特性に対して、正および負の両方に影響を与えることがわかる。早期噴射のような着火まで比較的時間を要する場合は、析出した CO₂ ガスにより雰囲気温度を低下させるため、負の影響を及ぼし、TDC 近傍噴射のように雰囲気温度が高い条件においては、より混合気を早期に作成することができるため、正の影響を及ぼす。
- ・RCEM における輝炎においても定容燃焼容器と同様、輝度値の低下が確認できるが、OH ラジカルの発光が強くなっていることがわかる。そのため、不輝炎領域が拡大し、燃焼の活性化が観測される。画像二色法においては、すすからの輻射、つまりは輝炎からの輻射波長を用いて解析を行なうため、火炎温度の低下と推測される。しかし、OH ラジカルの発光輝度値が大きくなっていることから、燃焼場における温度低下は画像二色法による推算以下の可能性がある。

以上のように、CO₂ ガス溶解燃料を用いることで燃焼が活性化され、すすの生成が低減される。NO_x について、燃焼温度の正確な予測が困難であるが、画像二色法の解析結果によると低減の可能性が示唆される。

参考文献

- (6-1) Daniel C. Oren, Syed Wahiduzzaman and Colin R. Ferguson, “A Diesel Combustion Bomb: Proof of Concept”, SAE technical paper 841358 (1984)
- (6-2) Dennis L. Siebers, “Ignition Delay Characteristics of Alternative Diesel Fuels: Implications on Cetane Number”, SAE technical paper 852102 (1985)
- (6-3) Dennis L. Siebers and Brian Higgins, “Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions”, SAE technical paper 2001-01-0530 (2001)
- (6-4) Lyle M. Pickett and Dennis L. Siebers, “Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure”, Combustion and Flame, Vol.138, Issues 1-2, pp.114-135, (2004)
- (6-5) O. A. Uyehara, P. S. Myers, K. M. Watson and L. A. Wilson, “Flame-Temperature Measurements in Internal-Combustion Engines”, Transactions of the A.S.M.E., Vol.68, No.1, pp.17-30 (1946)

- (6-6) 小林清志, 荒木信幸, 牧野敦, “燃焼工学”, 理工学社, p.56 (1988)
- (6-7) 松井幸雄, 神本武征, 松岡信, 小栗彰, “ディーゼル機関の火炎温度の測定に関する研究”, 日本機械学会論文集, Vol.44, No.377, pp.228-238 (1978)
- (6-8) H. C. Hottel and F. P. Broughton, “F.P. determination of true temperature and total radiation from luminous gas flames”, *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol.4, No.2, pp.166-175 (1932)
- (6-9) 小林清志, 荒木信幸, 牧野敦, “燃焼工学”, 理工学社, pp.37, 54-56, 96-98 (1988)
- (6-10) 山口喬, “入門化学熱力学”, 培風館, p.210 (1981)
- (6-11) 小堀繁治, “EGR がディーゼル噴霧の着火・燃焼に及ぼす影響”, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.828, pp.1-11 (2015)
- (6-12) 高木正英, “ディーゼル燃料の着火性と多段噴射による着火性改善手法”, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.48, No.3, pp.82-87 (2013)
- (6-13) 吉田裕平, 西上諒太, 川端裕二, 表洪志, 松村恵理子, 千田二郎, “ディーゼルエンジンの熱効率および排気性能向上に向けた噴霧内 EGR に関する研究—CO₂ ガス溶解燃料がディーゼル噴霧の噴霧特性に与える影響—”, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.3, pp.691-696 (2016)
- (6-14) 水谷幸夫, “燃焼工学”, 森北出版, p.276 (1994)

第7章 気体溶解燃料の実機関への適用

本章では、CO₂ガス溶解燃料を単気筒ディーゼル機関に適用することにより、実機関における燃焼特性および排気特性を調査する。また、CO₂ガス溶解燃料による噴霧内部 EGR 効果と外部 EGR を比較し、溶解燃料の効果を把握する。溶解圧力 (CO₂ガスの溶解度)、燃料噴射圧力および噴孔パラメータの一つである l_n/d_n を変更することにより、CO₂ガス溶解燃料の特性の変化を実機関において評価する。

7.1. 実験装置および方法

7.1.1. 単気筒ディーゼル機関

本実験では4.1.3項に示したコモンレール噴射系を導入した横型・水冷・4サイクル・単気筒直接噴射式ディーゼル機関 (YANMAR:NFD-13ME, ボア×ストローク: $\phi 92 \text{ mm} \times 96 \text{ mm}$, キャビティ径: $\phi 50.6 \text{ mm}$, 排気量: 638 cm^3 , 圧縮比: 17.7) を用いた。図7-1に供試機関および周辺装置の概略図, 図7-2にピストン形状, 表7-1に供試機関の諸元を示す。吸入空気流量は層流型空気流量計 (司測研:LFE-25B) を用い, サージタンク (容積: 200 L) により脈

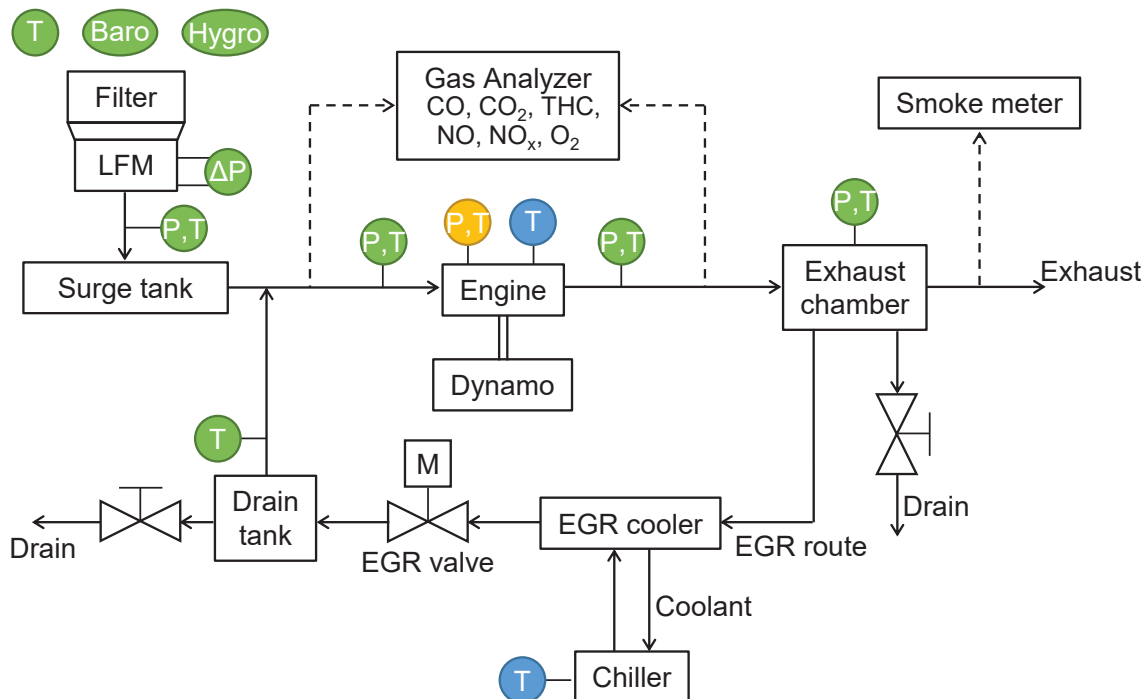


Fig. 7-1 Experimental setup of diesel engine

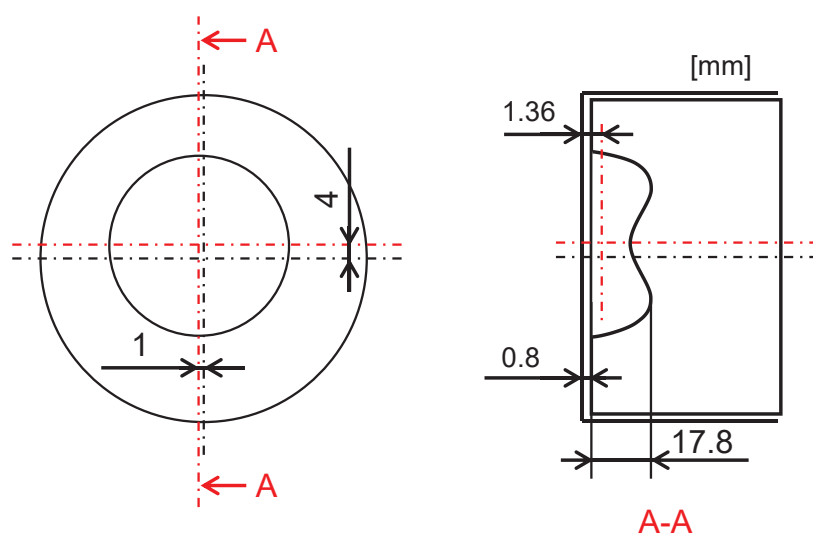


Fig. 7-2 Piston configuration

Table 7-1 Specification of diesel engine

Engine type	DI Diesel, single cylinder, Water cooled, 4 stroke cycle, 2 valves	
Bore × Stroke	[mm]	92 × 96
Displacement	[cm ³]	638
Cavity diameter	[mm]	50.6
Swirl ratio	[-]	2.13
Compression ratio	[-]	17.7
Combustion chamber shape		Toroidal

動を低減することにより計測した。負荷および機関回転数の計測には直流電気動力計（石戸電機：TBDD-107，20 kW）を用いた。筒内圧力の計測にはピエゾ式圧力センサ（KISTLER：6125C）を用い、チャージアンプ（KISTLER：5011B）を介し計測を行なった。なお、本実験では連続した50サイクル分の筒内圧力履歴をアンサンブル平均した。なお、筒内圧力、レーン圧およびEDU駆動信号はデータロガー（GRAPHTEC：GL7000，GL7-HSV）により取得しPCに取り込んだ。これらの計測はロータリエンコーダ（OMRON：E6C3-CWZ5GH-3600P/R，0.1 deg.CA/pulse）をカムシャフトに取り付けることにより，0.2 deg.CA 毎に行なわれた。

排ガスは排気チャンバ（容積：32.4 L）を經由して，一部はEGR経路に供給され，残りは大気中に放出された。なお，排気チャンバは排ガスの脈動を低減するため，排気経路に設置

した。EGR ガスは EGR クーラにより温調後、EGR バルブの開度により流量が調整され、機関上流側に還流された。また、EGR 率は式 (7-1) のように定義し、大気中における CO_2 濃度 $CO_{2,air}$ は、4.3.節で用いた CO_2 濃度センサにより計測した。

$$EGR\ ratio = \frac{CO_{2,IN} - CO_{2,air}}{CO_{2,EX} - CO_{2,air}} \times 100 \quad (7-1)$$

7.1.2. 排ガス計測システム

排ガスの計測には排ガス分析装置 (HORIBA : MEXA-1700DEGR) を用いて、排気チャンバ上流側における NO_x , THC, CO, CO_2 , O_2 の濃度を計測した。また、排気チャンバ下流側において、スモークメータ (AVL : 415SE) を用いて、Smoke の濃度を計測した。以下に各排ガス成分に対する測定原理を示す。

(i) NO_x ^{(7-1), (7-2)}

化学発光法 (CLD 法 : Chemical Luminescence Detector) により測定した。CLD 法は NO に対して感度が非常に高く、他成分からの干渉影響を受けにくいいため、エンジン排ガスの $NO \cdot NO_x$ 測定法として用いられている。NO を含んだサンプルガスをオゾン (O_3) と反応器内において混合することにより、NO が酸化され NO_2 に変化する。このとき、 NO_2 の一部 (約 10%) が励起状態の NO_2 (NO_2^*) となり、これが基底状態に戻る時に発する光を検出することにより NO 濃度を計測することができる。



また、排気中に含まれる NO_x は NO だけでなく NO_2 も含むが、 NO_2 は化学発光を起こさないため、 NO_x コンバータにより NO に還元後、測定を行なう。

(ii) THC (全炭化水素) ^{(7-1), (7-2), (7-3)}

水素炎イオン化検出法 (FID 法 : Flame Ionized Detector) により測定した。FID 法は水素炎中で HC がイオン化される現象を利用したものであり、ほぼ全ての HC に感度を持つ。ノズルより水素とサンプルガスの混合ガスを供給することで水素炎を形成し、その高温領域内で HC が熱乖離することによりイオンを生成する。



ここで、 CH^* は CH ラジカル、 O^* は O ラジカルを表す。生成されたイオンは、電極を経

て電流として検出され、イオンの生成量は炭素数にほぼ比例するため、THC の測定を行なうことができる。

(iii) CO および CO₂ ^{(7-1), (7-2)}

非分散赤外吸収法（NDIR 法：Non Dispersive Infrared）により測定した。NDIR 法はガス固有の波長領域の赤外光を吸収する性質を利用したものである。CO は 4.7 μm, CO₂ は 4.3 μm 付近の赤外光を吸収する。分析計にはサンプルガスを流す試料セルと赤外光を吸収しないガスを封入した比較セルがある。それぞれに赤外線を照射すると、試料セルを通過した赤外光は減衰するため、この減衰した赤外光の光量 I と比較セルを通過した赤外光の光量 I_0 を測定する。これらの値と Lambert-Beer の法則 ⁽⁷⁻⁴⁾ より、サンプルガスの濃度を求めることができる。

$$A(\lambda) = -\log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right) = \varepsilon(\lambda) \cdot C \cdot L \quad (7-5)$$

ここで、 A は吸光度、 ε はモル吸光係数、 C は濃度、 L はセルの光路長の濃度を表す。

(iv) O₂ ⁽⁷⁻¹⁾

磁気圧法（MPD 法：Magnetic Pressure Detection）により測定した。MPD 法は酸素が他のガスよりも強い常磁性を有することを利用したものである。酸素は磁化率が高いため、磁界中に酸素が存在すると磁極に引き付けられ、その付近の圧力が上昇する。その圧力上昇は式 (7-6) のように表される。

$$P = 1/2 H^2 \cdot \chi \cdot C \quad (7-6)$$

ここで、 P は圧力、 H は磁界の強さ、 χ は磁性体 (=酸素) の磁化率、 C は磁性体 (=酸素) の濃度を表す。サンプルガスに含まれる酸素濃度に比例して、圧力が上昇するため、この圧力上昇をコンデンサマイクロホンにより検知することで酸素濃度を測定することができる。

(v) Smoke ⁽⁷⁻²⁾

Smoke の計測方法には一般に希釈トンネル法、光散乱法、光透過法などがあるが、本実験では反射式スモークメータを用いた。これはフィルタ上に採取した黒煙に光源からの光を照射し、その反射光を計測することにより反射率を算出し Smoke を計測する方法

である。なお、スモークメータはガスの吸引だけでなく、排気管への吐き出しも行なうため、他の計測に影響を与えないよう、排気チャンバ後の最下流において計測を行なった。

7.2. 解析手法

7.2.1. 熱発生率の算出方法

熱発生率については、ガス組成や筒内温度変化による比熱比 κ の変化を考慮し、式 (7-7) より算出した。

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\kappa-1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{\kappa}{\kappa-1} p \frac{dV}{d\theta} - \frac{pV}{(\kappa-1)^2} \frac{d\kappa}{d\theta} \quad (7-7)$$

作動ガスの比熱比は式 (7-8) ~ (7-11) および表 7-2 より算出した^{(7-4), (7-5)}。なお、NO および C₃H₈ の定圧比熱のみ式 (7-9) より算出し、その他の定圧比熱については式 (7-8) より算出した。

$$C_{pi} = (A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + e \cdot T^4) \cdot R \quad (7-8)$$

$$C_{pi} = (A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + e \cdot T^{-2}) \cdot R \quad (7-9)$$

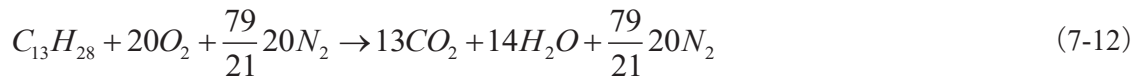
$$C_p = (m_1 \cdot C_{p1} + m_2 \cdot C_{p2} + m_3 \cdot C_{p3} + \dots) / m_{all} \quad (7-10)$$

$$\kappa = C_p / (C_p - 8.3143) \quad (7-11)$$

Table 7-2 Coefficients of specific heat equation

Gas	Temp. [K]	A	B	C	D	e
N ₂	1000-5000	2.896	1.516E-03	-5.724E-07	9.981E-11	-6.522E-15
	300-1000	3.675	-1.208E-03	2.324E-06	-6.322E-10	-2.258E-13
O ₂	1000-5000	3.622	7.362E-04	-1.965E-07	3.620E-11	-2.895E-15
	300-1000	3.626	-1.878E-03	7.056E-06	-6.764E-09	2.156E-12
H ₂ O	1000-5000	2.717	2.945E-03	-8.022E-07	1.023E-10	-4.847E-15
	300-1000	4.070	-1.108E-03	4.152E-06	-2.964E-09	8.070E-13
CO	1000-5000	2.984	1.489E-03	-5.790E-07	1.037E-10	-6.935E-15
	300-1000	3.710	-1.619E-03	3.692E-06	-2.032E-09	2.395E-13
CO ₂	1000-5000	4.461	3.098E-03	-1.239E-06	2.274E-10	-1.553E-14
	300-1000	2.401	8.735E-03	-6.607E-06	2.002E-09	6.327E-16
NO	298-2000	3.387	6.290E-04	0.000	0.000	1.400E+03
C ₃ H ₈	298-1500	1.213	2.879E-02	-8.824E-06	0.000	0.000

なお、筒内におけるガスの組成は時々刻々と変化するため、詳細な組成を特定するためには多数の素反応式を解く必要がある。しかしながら、それらを考慮することは非常に困難であるため、本研究においては式 (7-12) に示すように、実験で用いた単成分燃料 (n-トリデカン) の総括反応式と仮定し計算を行なった。



7.2.2. 燃焼特性の解析

本研究では図 7-3 に示すように、燃焼特性を定義した。着火遅れ期間 τ_{ig} は燃料噴射開始から熱発生率の値が負から正に転じるまでの期間とした。また、熱発生率を積分することにより累積熱発生量 Q_{total} の 90% に達するクランク角度を θ_{90} とし、燃料噴射終了後から θ_{90} までの期間を後燃え期間 τ_{late} と定義した。燃焼期間 θ_{10-90} は累積熱発生量の 10% に達したクランク角度 θ_{10} から累積熱発生量の 90% に達したクランク角度 θ_{90} までの期間とした。

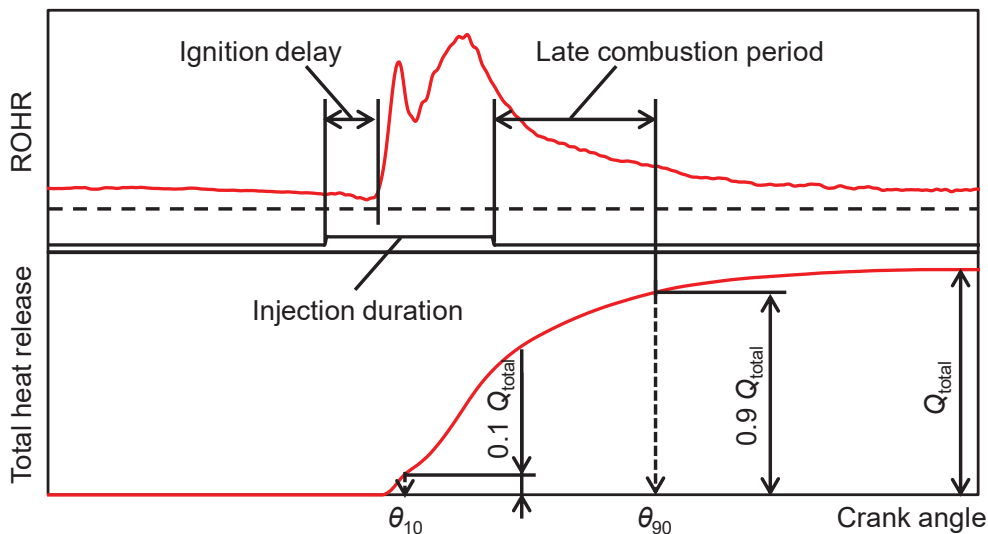


Fig. 7-3 Definition of combustion characteristics

7.2.3. カーボンバランス法による燃料消費量の算出

カーボンバランス法は、エンジンに投入される炭素質量と排出される炭素質量が同じであるという理論に基づいて、燃焼消費量を算出する手法である。投入される炭素質量には燃料由来および吸入空気由来のものがあるが、本研究においては CO_2 ガスを燃料に溶解させてい

るため、溶解 CO₂ の炭素質量も考慮する必要がある。また、排出される炭素質量については、排ガス分析装置によって計測される成分 (THC, CO, CO₂) より換算することにより求めた。排気流量 q_{ex} の計算方法を式 (7-13) に示す⁽⁷⁻⁶⁾。

$$q_{ex} = q_{in} \cdot \left\{ 1 + \left(\frac{m}{4} + \frac{n}{2} \right) \cdot \frac{24.055}{12.011 + 1.00794m + 15.9994n} \cdot \frac{1}{A/F} \right\} \quad (7-13)$$

なお、 m および n はそれぞれ燃料 (C_xH_yO_z) における炭素に対する水素の原子数比 (y/x) および炭素に対する酸素の原子数比 (z/x) である。また、CO₂ ガス溶解燃料を用いた場合、式 (7-13) に溶解燃料中における CO₂ の投入量を加えた式 (7-14) により、排気流量の計算を行なった。

$$q_{ex,CO_2} = q_{in} \cdot \left\{ 1 + \left(\frac{m}{4} + \frac{n}{2} \right) \cdot \frac{24.055}{12.011 + 1.00794m + 15.9994n} \cdot \frac{1}{A/F} \right\} + q_{CO_2} \quad (7-14)$$

次に、カーボンバランス法による燃焼消費量の計算方法を式 (7-15) に示す⁽⁷⁻⁷⁾。

$$F_{CB(t)} = \frac{1}{R_{CWF}} \times \left(\frac{M_C}{\alpha_{exh} \times M_H + M_C} \times THC_{MASS}(t) + \frac{M_C}{M_{CO}} \times CO_{MASS}(t) + \frac{M_C}{M_{CO_2}} \times CO_{2MASS}(t) \right) \quad (7-15)$$

$$R_{CWF} = \frac{M_C}{m \times M_H + n \times M_O + M_C} \quad (7-16)$$

また、式 (7-13) および式 (7-14) にある空燃比 A/F は吸気流量および燃料流量から算出するため、燃料消費量が未知である場合求めることができない。また、式 (7-15) に含まれる各成分の排出量は排ガス分析計により計測した濃度および排気流量を用いるため、排気流量が未知である場合求めることができない。そのため、本研究においてはこれらの式を用いて反復計算を行なうことにより、各値の収束値をそれぞれの計算結果とした。

7.2.4. 熱勘定の解析方法

ヒートバランスの推定にあたって、実験データから正味仕事、ポンプ損失、排気損失等を算出するが、冷却損失を直接求めることはできない⁽⁷⁻⁸⁾。冷却損失の推定方法は複数存在するが、本報では実験データから得られる図示仕事、正味仕事、ポンプ損失、機械損失、排気損失を算出し、熱力学第一法則により冷却損失を推定する。以下にヒートバランス法による各種仕事および損失の算出方法を示す。

エンジン筒内への投入エネルギーについては、式 (7-17) により算出した。

$$Q_f = m_f \cdot LHV \quad (7-17)$$

図示仕事は、式 (7-18) により算出した。

$$W_i = \int P \cdot dV = \int P \cdot \frac{dV}{d\theta} h \quad (7-18)$$

正味仕事は、式 (7-19) により算出した。

$$W_e = 2 \cdot 2\pi \cdot T_e \quad (7-19)$$

機械損失は、式 (7-20) により算出した。

$$Q_{mec} = W_i - W_e \quad (7-20)$$

排気損失は、式 (7-21) に示すように、吸気および排気のエンタルピ差で表される。

$$Q_{ex} = H_{ex} - H_{in} \quad (7-21)$$

$$H_{ex} = U_{ex} + pV_{ex} = \sum_n \left(n_n \cdot \int_{T_{air}}^{T_{ex}} C_{v_n} \cdot dT \right) + P_{ex} \cdot \frac{q_{ex}}{2/60Ne} \quad (7-22)$$

$$H_{in} = U_{in} + pV_{in} = \sum_n \left(n_n \cdot \int_{T_{air}}^{T_{in}} C_{v_n} \cdot dT \right) + P_{in} \cdot \frac{q_{in}}{2/60Ne} \quad (7-23)$$

ここで、排気損失を計算するにあたり、最も重要となる計測値は式 (7-22) に含まれる排気温度 T_{ex} である。そのため、実験の際は排気温度が安定になった後、各種測定を開始するようにした。また、本研究では排気温度の測定に使用した熱電対は K 型のシース径 $\phi 3.2 \text{ mm}$ のものであり、正確な温度測定に対して課題がある。そのため、文献⁽⁷⁻⁸⁾の温度補正式 (7-24) を用いることで、実際の排気温度の計算を行なった。

$$T_{ex0} = 1.1127T_{ex3.2} - 49.684 \quad (7-24)$$

未燃損失は、排ガス成分中の未燃成分に代表される CO、THC および Smoke の排出量をもとにカーボンバランス法を用いて計算した。未燃損失は、式 (7-25) のように燃焼効率 η_u を用いて表される。

$$Q_{unb} = \frac{(100 - \eta_u)}{100} \cdot Q_f \quad (7-25)$$

また、燃焼効率は式 (7-26) のように各未燃物質の熱量により算出することができる。

$$\eta_u = \left(1 - \frac{Q_{CO,THC}}{LHV} - \frac{Q_{Smoke}}{Q_{fuel}} \right) \cdot 100 \quad (7-26)$$

ここで、エンジン排ガス分析装置では乾き燃焼ガスにおける排ガス成分の体積割合を測定するため、CO（低位発熱量：12.63 MJ/m³）および THC（低位発熱量：35.79 MJ/m³）に適用した場合、式（7-27）より未燃熱量を算出した。なお、THC の成分はメタンと仮定した。

$$Q_{CO,THC} = \frac{T_{air}}{273.15} \cdot \frac{1013.25}{P_{air}} \cdot V_d \cdot \frac{1}{100} (12.63 CO_{OUT} + 35.79 THC_{OUT}) \cdot 10^3 \quad (7-27)$$

$$V_d = (\lambda - 0.21) \cdot A_0 + \left(1.87 + 0.93 \cdot \frac{CO_{OUT}}{CO_{OUT} + CO2_{OUT}} \right) \cdot M_{Cf} + 0.8M_{Nf} + 0.7M_{Sf} \quad (7-28)$$

$$\lambda = \frac{A/F}{A_{00}} \quad (7-29)$$

$$A_0 = 8.89c + 26.5h + 3.33(s - o) \quad (7-30)$$

$$A_{00} = 11.48c + 34.2h + 4.31(s - o) \quad (7-31)$$

$$Q_{smoke} = Smoke_{OUT} \cdot \frac{q_{ex,CO_2}}{60 \cdot Ne/2} \cdot LHV \quad (7-32)$$

以上の式（7-25）～（7-32）より、未燃損失を算出した。

冷却損失は、上記で計算した各種エネルギーを用いて式（7-33）により算出した。

$$Q_{cool} = Q_f - W_e - Q_{mec} - Q_{ex} - Q_{unb} \quad (7-33)$$

なお、本研究では熱勘定解析により求めた冷却損失を熱損失として定義し、取り扱うことにする。

7.3. CO₂ ガス溶解燃料が燃焼特性および排気特性に及ぼす影響

7.3.1. 実験条件

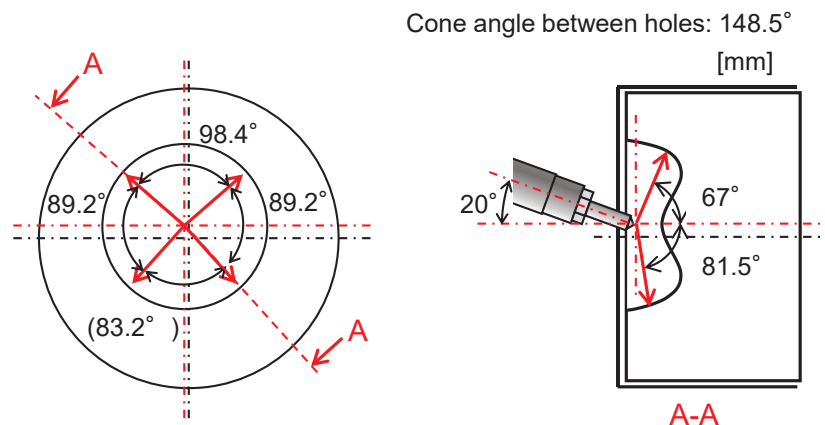
実験条件は表 7-3 に示す。本実験では単気筒ディーゼル機関の各負荷における CO₂ ガス溶解燃料の影響を把握するため、圧縮膨張行程における図示平均有効圧力（IMEP_g：Gross Indicated Mean Effective Pressure）をそれぞれ 0.3、0.6 および 0.9 MPa とし、実験を行なった。供試燃料には通常燃料として n-トリデカンを、溶解燃料として P_d=4.0 MPa において CO₂ を溶解させた燃料を用いた。なお、非溶解燃料である通常燃料は便宜的に P_d=0.0 MPa とした。全条件において、機関回転数 Ne は 1,500 rpm、燃料噴射時期 θ_{inj} は 0.0 deg.CA ATDC 固定とし、

燃料噴射量は各 $IMEP_g$ となるよう燃料噴射期間 t_{inj} により調整した。EGR を用いた場合、EGR 率は CO_2 ガス溶解燃料における CO_2 ガス投入量と同等となるよう調整した。なお、吸気中における酸素濃度は、EGR なしの条件において約 20.8%，EGR ありの条件において約 20.0% であった。また、溶解燃料における燃料噴射圧力の影響を把握するため、燃料噴射圧力を 40、60 および 80 MPa と変化させ実験を行なった。

供試ノズルには噴孔径 $d_n=0.20$ mm および噴孔長 $l_n=0.80$ mm ($l_n/d_n=4.0$) の 4 噴孔ホールノズル (DENSO : G3P インジェクタ) を用いた。エンジン筒内における燃料噴射方向を図 7-4 に示す通りであり、インジェクタはピストンの軸方向に対して、 20° 傾けて設置されている。また、噴霧がピストンキャビティから外れるクランク角度は 21 deg.AC ATDC であり、本実験における最も噴射期間の長い条件 ($IMEP_g=0.9$ MPa における溶解燃料使用時) においても、噴射が終了しているため、燃焼の大部分はピストンキャビティ内で行なわれていると考えられる。

Table 7-3 Experimental condition

Test fuel		n-C ₁₃ H ₂₈
Engine speed	N_e [rpm]	1,500
IMEP _g	[MPa]	0.3, 0.6, 0.9
EGR ratio	[%]	0.0 7.5 – 8.2
Dissolved pressure	P_d [MPa]	0.0, 4.0
Injection pressure	P_{inj} [MPa]	40, 60, 80 60
Injection timing	θ_{inj} [deg.CA ATDC]	0.0
Nozzle hole diameter	d_n [mm]	0.20
Nozzle hole length	l_n [mm]	0.80
Number of holes	n_h [-]	4

Fig. 7-4 Fuel injection direction in cylinder (Number of holes: $n_h=4$)

7.3.2. 燃焼特性

図 7-5 に燃料噴射圧力 $P_{inj}=60$ MPa の各 $IMEP_g$ における $P_d=0.0$ MPa (通常燃料) および $P_d=4.0$ MPa (溶解燃料) の熱発生率, 筒内温度および累積熱発生量のクランク角度履歴を示す. また, グラフ下部に示す噴射期間は, 噴射率計測により得られた噴射指令値と噴射遅れおよび実噴射期間の関係より求めたものである. $IMEP_g=0.6$ および 0.9 MPa において, 溶解燃料は通常燃料と比較すると, 予混合燃焼時における熱発生率のピーク値が減少し, 拡散燃焼時における熱発生率が増加していることがわかる. 熱発生率のピーク値の低下は, 燃料に CO_2 ガスを溶解させたことにより燃料密度が低下し, 燃料噴射率が低下したことで, 着火時における混合気形成量が低下したためであると考えられる. 同時に, 噴霧内に存在する CO_2 ガスにより, 外部 EGR と同様の効果が得られ, 燃焼が抑制されたと推測される. また, 拡散燃焼時にお

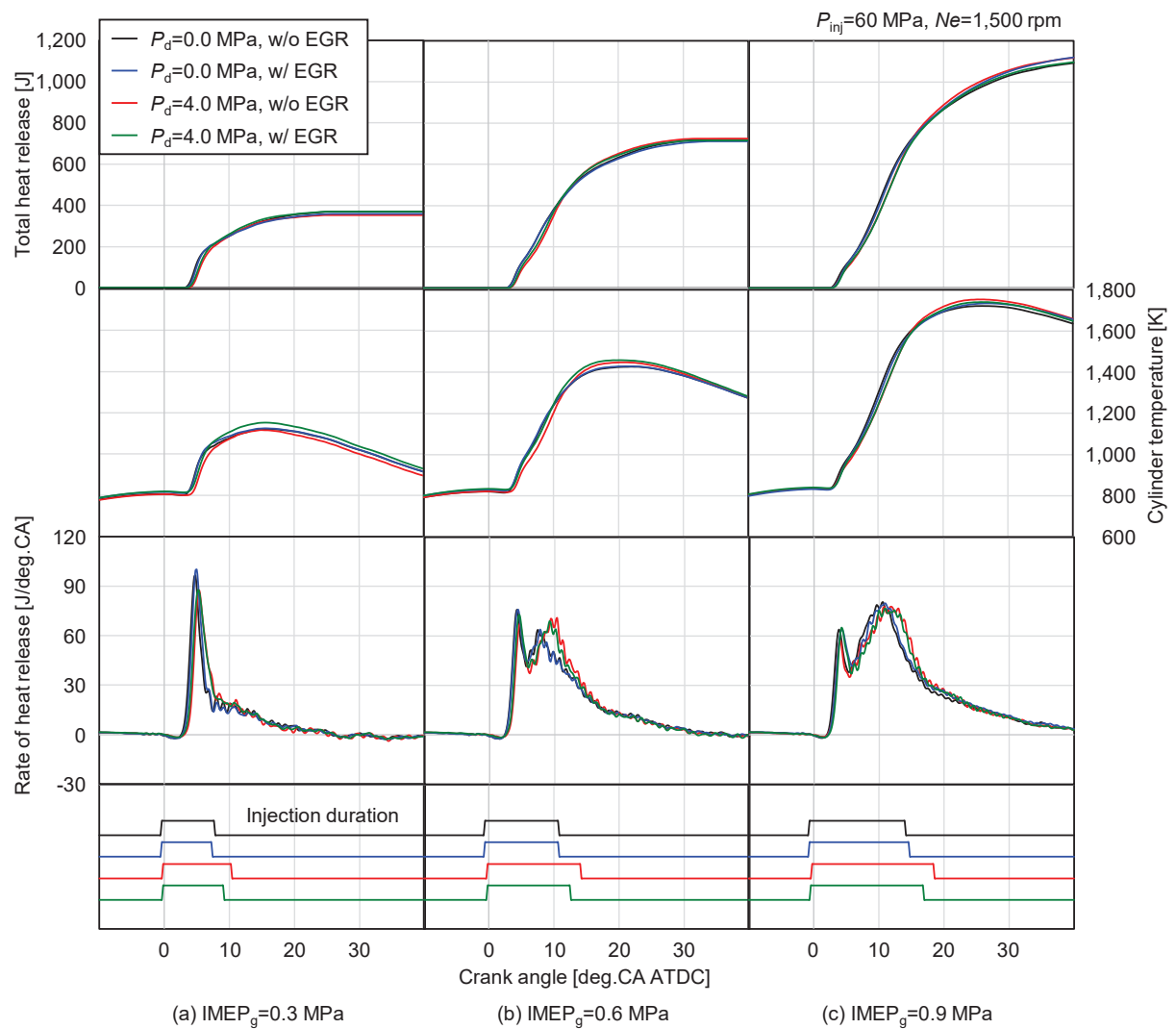


Fig. 7-5 Rate of heat release, cylinder temperature and total heat release

る熱発生率のピーク値増加については、溶解燃料中の気体析出により噴霧の微粒化が促進され、高分散混合気の形成が行なわれたためであると考えられる。加えて、噴射期間の長期化により、拡散燃焼時における燃料噴射量が増加することで、拡散燃焼割合が増加したためである。

図 7-6 に図 7-5 より算出した着火遅れ期間 τ_{ig} および後燃え期間 τ_{late} を示す。それぞれの標準偏差をエラーバーで示す。一般に着火遅れ期間は温度上昇や蒸発に要する物理的着火遅れ期間 τ_{ph} および化学反応に起因する化学的着火遅れ期間 τ_{ch} の和で表すことができる⁽⁷⁻⁹⁾。そのため、溶解燃料を用いることにより、 CO_2 ガス析出効果による噴霧の微粒化および蒸発が促進されるため、早期に混合気を形成し物理的着火遅れ期間は通常燃料よりも短縮されることが考えられる。一方、化学的着火遅れ期間は CO_2 ガスの析出により筒内温度および酸素濃度が低下するため、長期化すると推測される。 $IMEP_g=0.3$ MPa の条件においては、噴射期間が短く噴射率が定常状態に達することがないため、燃料リッチな領域があまり形成されず、量論混合気が速やかに形成されることが考えられる。そのため、溶解燃料を用いることによる物理的着火遅れ期間の短縮よりも、化学的着火遅れ期間の長期化に与える影響が大きくなったことより、通常燃料と比較し溶解燃料における着火遅れ期間が長くなったと考えられる。

また、 $IMEP_g=0.9$ MPa の条件においては、雰囲気温度が低負荷時と比較して高くなることにより、 CO_2 の析出および成長過程が促進されることが考えられる。そのため、溶解燃料を用いることにより、早期に量論混合気が形成されたため、溶解燃料における物理的着火遅れ期間が短くなったと考えられる。しかし、EGR を含む条件においては、EGR ガスにより雰囲気温度の上昇が抑制され、上記の物理的着火遅れ期間に与える影響が小さくなったと考えられる。そのため、EGR ありの条件と比較し、EGR なしの条件における着火遅れ期間が短くなったと推測される。また、 $IMEP_g$ の増加に伴い、一様に着火遅れ期間が短縮していることがわかる。これはピストンやシリンダライナなどが前のサイクルにおいて昇温されたことにより、吸入した空気に熱エネルギーを供給し圧縮時の筒内温度を増大させたことにより、着火遅れ期間が短くなったと考えられる。

図 7-6 より、溶解燃料を用いることにより、後燃え期間 τ_{late} が短縮化していることがわかる。これは CO_2 ガスの析出により、希薄・均一な混合気形成が促進され、燃料の過濃領域が減少したため、早期に後燃え現象が終了したためと考えられる。また、外部 EGR を用いた場合、 $IMEP_g=0.9$ MPa においてのみ、後燃え期間の長期化が見られた。これは外部 EGR により酸素濃度が低下したため、燃焼が緩慢になったと考えられる。しかしながら、溶解燃料を併

用することにより、酸素濃度が低い条件においても、噴霧体積が増加することにより火炎面である噴霧の表面積が増加し、燃焼が促進されていることがわかる。

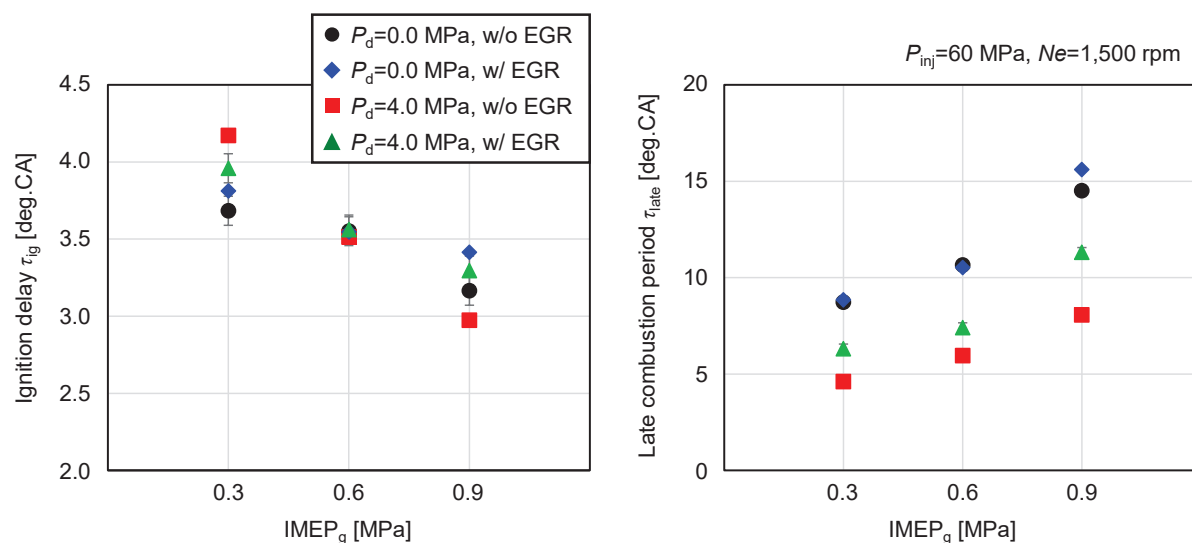
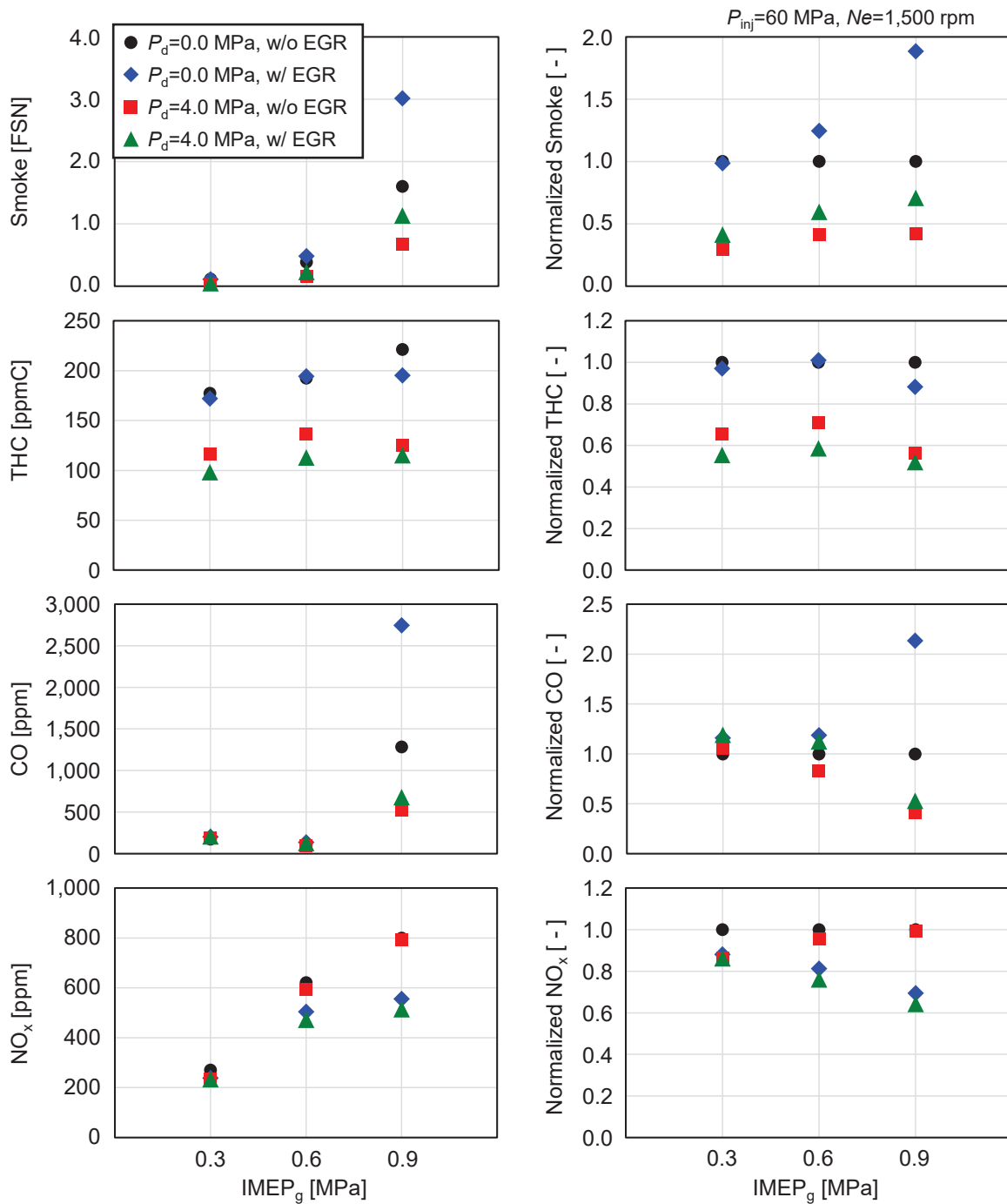


Fig. 7-6 Ignition delay and late combustion period

7.3.3. 排気特性

図 7-7 に燃料噴射圧力 $P_{inj}=60$ MPa の各 IMEP_g において排出される Smoke, THC, CO および NO_x の濃度を示す。また、それらの値が各 IMEP_g における通常燃料 (EGR なし) 時と比較し、どの程度変化しているかを示すため、通常燃料における各成分の排出濃度で正規化したものを併記する。

溶解燃料と通常燃料を比較すると、いずれの負荷においても Smoke の排出量が大幅に低減していることがわかる。これは CO₂ ガス析出効果による噴霧の微粒化・分散が促進されたことにより、希薄・均一な噴霧が形成できたためである。また、未燃物質である THC についても同様に、CO₂ ガス析出効果により、すべての条件において減少していることがわかる。CO については IMEP_g=0.3 および 0.6 MPa 時における変化は少ないが、IMEP_g=0.9 MPa においては溶解燃料を用いることで、排出量が大幅に低減していることがわかる。CO は空気との混合が不十分な酸素の不足した条件で生成されるため、負荷の高い条件では噴霧内当量比が高くなり生成されやすくなる。しかし、溶解燃料を用いた場合、前述の CO₂ ガス析出効果により希薄・均一な混合気が形成されたため、CO が減少したと考えられる。また、外部 EGR を用いた場合、高 IMEP_g においては、Smoke などの未燃物質が増加した。これは燃料噴射量の増加に加えて、外部 EGR により、酸素が不足しやすく、噴霧内当量比が増加したためであると考えられる。

Fig. 7-7 Concentrations of Smoke, THC, CO and NO_x and normalized emission amount

一方、NO_xについては噴霧内部 EGR 効果により減少すると推測されていたが、排出量にはほとんど変化は見られなかった。 $P_d=4.0$ MPa は EGR 率に換算すると、約 8%となる。そのため、NO_x低減に関する効果は十分にあると考えられる。さらに、溶解燃料においては外部 EGR と比較して、噴霧内部に対して選択的に CO₂ ガスを供給することができるため、NO_x低減効果

はより大きいと考えられる。しかしながら、図 7-5 からわかるように、溶解燃料を用いた場合、拡散燃焼が活性化されたことにより、筒内温度が上昇し NO_x が増加することが考えられる。IMEP_g=0.3 および 0.6 MPa の条件において NO_x の排出量にほとんど変化は見られなかったが、これは噴霧内部 EGR の効果による NO_x 生成量の低減効果が、温度上昇に伴う NO_x 生成量の増加を相殺したためと推測される。しかしながら、IMEP_g=0.9 MPa の条件では噴霧内部 EGR 効果による NO_x 生成量の抑制以上に、燃焼が活性化されたため筒内温度が上昇し、 NO_x の排出量が増加したと考えられる。以上より、従来の外部 EGR は NO_x 低減に対して非常に効果的であるが、噴霧内部 EGR による NO_x 低減効果は燃焼の促進により相殺されるため、 NO_x 低減に対する効果はあまり見られなかった。

しかし、外部 EGR は現在の NO_x 対策として非常に有効な装置であるが、未燃物質の増大に繋がる側面を持つ。そのため、この未燃物質を CO_2 ガス溶解燃料による燃焼改善により、低減することができると推測される。その結果は図 7-7 に示す通りであり、複合システム (CO_2 ガス溶解燃料および外部 EGR の併用システム) を用いることにより Smoke や THC を大幅に低減することが可能であった。また、 NO_x 排出量に着目すると、複合システムでは外部 EGR より低減効果が大きいことがわかる。これは CO_2 ガスの析出により噴霧の分散性が向上することで、外部 EGR を用いた場合と比較し、多くの EGR ガスを噴霧に内包することができたためであると考えられる。そのため、燃焼温度が低下することにより NO_x を低減したと考えられる。以上より、 CO_2 ガス溶解燃料および外部 EGR を併用することにより、Smoke や THC などの未燃物質を低減することができ、 NO_x に対しても外部 EGR 以上の低減効果があることがわかった。

7.3.4. 熱勘定

図 7-8 にヒートバランス法により算出した熱勘定の解析結果を示す。IMEP_g=0.6 MPa に着目すると、通常燃料と比較して、EGR を用いると -1.4 pt.、溶解燃料を用いると +1.9 pt. と正味熱効率が変化することがわかる。これは前述の通り、 CO_2 ガス溶解燃料を用いた場合、噴霧の微粒化、分散性の向上などにより燃焼が促進され、図 7-9 に示すように燃焼期間が短縮されたことにより、火炎と壁面との干渉を抑制し冷却損失の低減に繋がったと考えられる。また、一般に、冷却損失と排気損失はトレードオフの関係にあるため、本実験においても冷却損失を低減したが、一部排気損失の悪化にも影響を与えていることがわかる。次に、複合システムについてみると、EGR および溶解燃料による正味熱効率の変化を足し合わせると、+0.3 pt.

となるが、実際には+2.2 pt.となっている。これはEGRにより燃焼の悪化を、溶解燃料による高分散噴霧において空気を噴霧内に取り込むことにより、相殺したためであると考えられる。EGR率が約8%の条件においては、吸気中に約20.0%もの酸素が存在し、溶解燃料を用いることにより、噴霧体積が1.2倍程度となるため、通常燃料時よりも希薄燃焼が実現できたことがわかる。

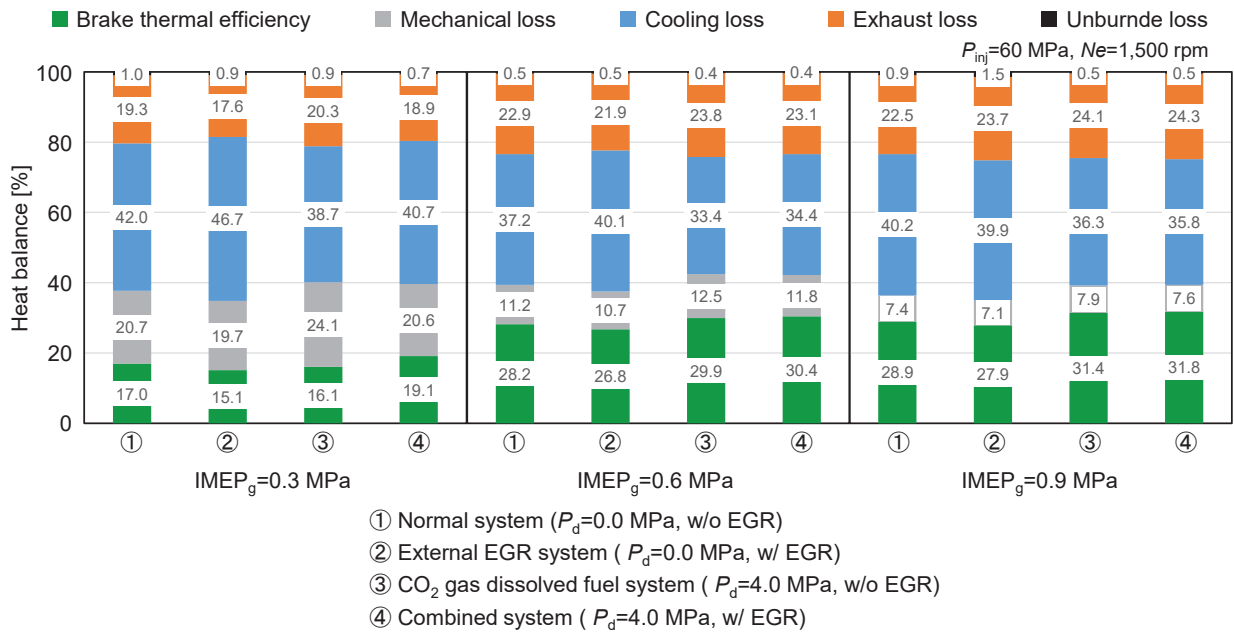


Fig. 7-8 Comparison of heat balance for each systems

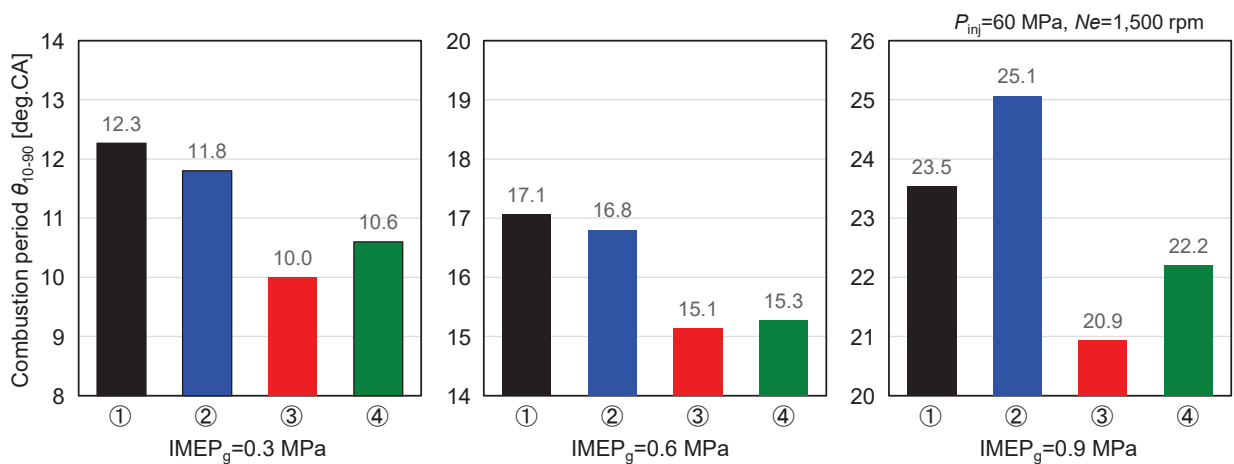


Fig. 7-9 Combustion period

すべての条件においては溶解燃料を用いることにより、機械損失が増加していることがわかる。図 7-5 に示した熱発生率を確認すると、予混合的燃焼においてあまり変化は見られな

いが、拡散燃焼期間における熱発生率に着目すると、溶解燃料を使用することにより熱発生率の振れ幅が拡大していることがわかる。溶解燃料においては噴霧前方での空気導入以外にも、噴霧液滴中より CO_2 ガスが析出することによる半径方向への拡がりが存在する。そのため、半径方向においても析出部では空気を取り込むことにより、量論混合気が生成され燃焼することが考えられる。このような析出は噴霧中において不規則に発生するため、熱発生率が振動したと考えられる。よって、筒内圧力の振動が大きくなることにより、機械損失の悪化した。なお、燃焼の安定性を表す COV には、溶解燃料による大きな変化は見られなかった。

7.3.5. 燃料噴射圧力による NO_x 排出量の変化

次に、燃料噴射圧力 P_{inj} を 40, 60 および 80 MPa と変化させ実験を行なうことにより、燃料噴射圧力の変化による溶解燃料の影響を把握した。7.3.2.項で述べたように、燃料噴射圧力 $P_{inj}=40$ および 80 MPa においても、溶解燃料を用いることにより予混合的燃焼時の熱発生率のピーク値が減少し、拡散燃焼時における熱発生率が増加した。また、着火遅れ期間や後燃え期間といった燃焼特性についても同様の傾向を示した。しかしながら、排気特性である NO_x の排出量についてのみ、7.3.3.項と異なる傾向を示したため、本項では NO_x の生成について考察を行なう。

図 7-10 に燃料噴射圧力を変更した際における NO_x 排出量の測定結果を示す。また、各条件において通常燃料の NO_x 排出濃度で正規化したものを併記する。これより、 $P_{inj}=80$ MPa の場合は $P_{inj}=60$ MPa の場合と同様、 $\text{IMEP}_g=0.9$ MPa において溶解燃料を用いることにより、 NO_x の排出量が増加したことがわかる。また、 $\text{IMEP}_g=0.6$ MPa の場合においては、 $P_{inj}=60$ MPa の場合と異なり、溶解燃料を用いた際にわずかに NO_x の排出量が増加したことがわかる。これより、燃料噴射圧力が増加するに従い、高 IMEP_g における NO_x 排出量は増加することがわかる。これは IMEP_g の増加により燃料噴射量が増加し、筒内温度が上昇したことにより窒素と酸素の結合が促進されたためである。また、燃料噴射圧力の増加により早期に混合気形成が促進され、急峻な燃焼が生じたため、燃焼温度が上昇したと考えられる。

溶解燃料を用いた場合、 $\text{IMEP}_g=0.3$ MPa においては全ての燃料噴射圧力における NO_x 排出量が低減したことがわかる。しかしながら、 $\text{IMEP}_g=0.9$ MPa においては燃料噴射圧力が高くなるにつれて、溶解燃料を用いることにより NO_x 排出量は増加傾向に転じた。噴霧内部 EGR 効果による NO_x の抑制と気体析出による燃焼の活性化の均衡に起因するものと考えられる。また、燃料噴射圧力の違いにより、ノズル内部および噴霧における CO_2 ガスの析出過程が変

化することにより、噴霧内における CO_2 濃度分布に偏りが生じたと推測される。そのため、噴霧内部 EGR 効果が部分的にのみ現れることにより、 $P_{\text{inj}}=80 \text{ MPa}$ において NO_x 低減効果があまり現れなかったと考えられる。

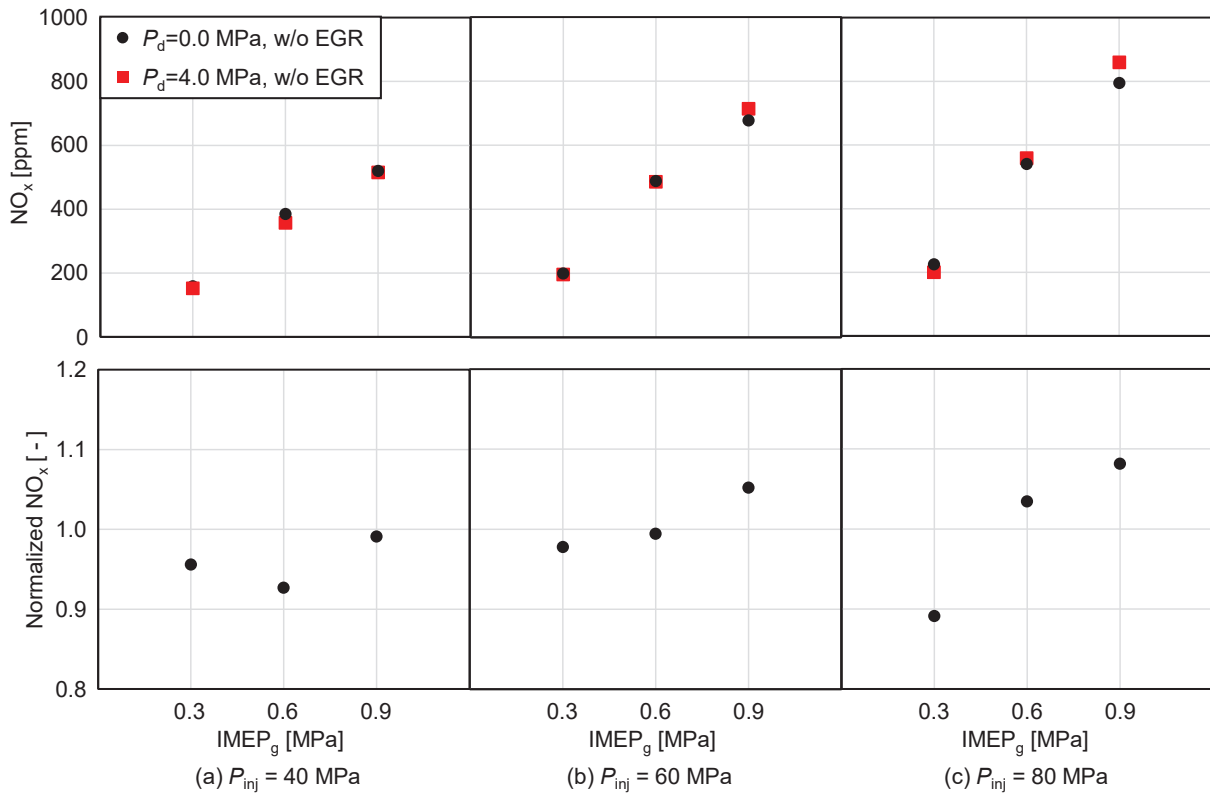


Fig. 7-10 Concentration of NO_x emission and normalized emission amount

7.4. 溶解圧力による CO_2 ガス溶解燃料の影響

前節では実機関に溶解燃料を適用することによる影響を把握し、EGR との比較を行なった。本節では溶解圧力、つまりは溶解燃料における CO_2 濃度による気体析出効果や噴霧内部 EGR の効果を調査する。

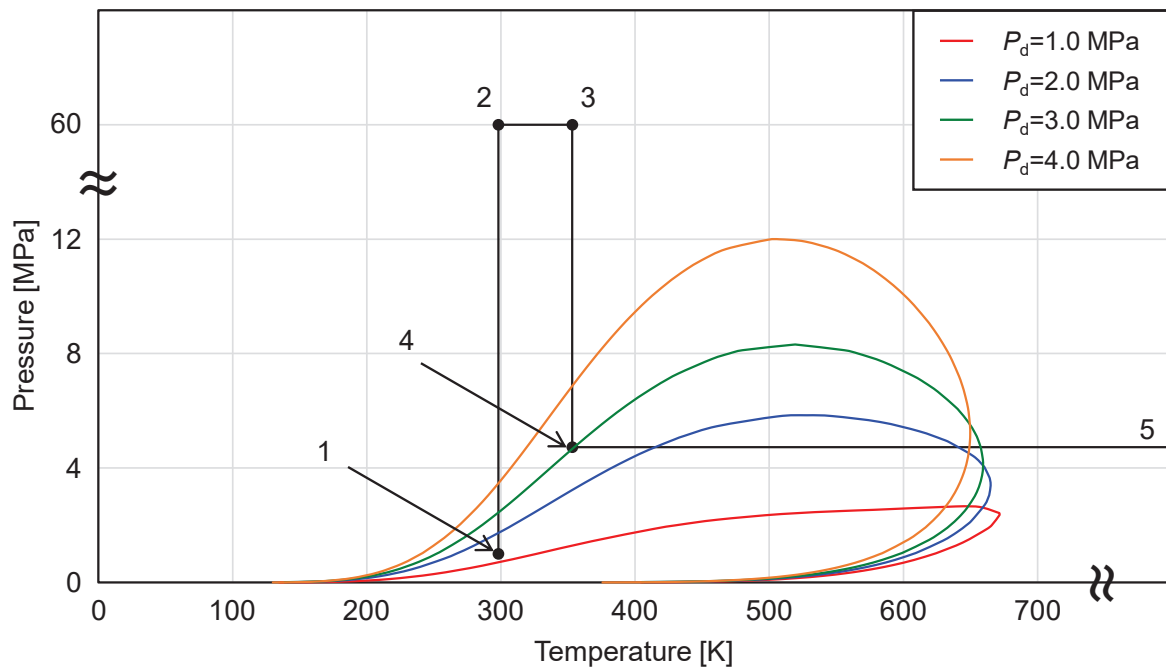
7.4.1. 実験条件

実験条件は表 7-4 に示す。溶解度による影響を把握するため、溶解圧力 P_d を 0.0, 1.0, 2.0, 3.0 および 4.0 MPa と変化させ、実験を行なった。なお、本実験において、溶解燃料由来の CO_2 ガスによる影響を把握するため、EGR は用いなかった。また、これらの溶解圧力における二相領域および燃料の昇圧から噴射に至る過程の状態図を図 7-11 に示す。なお、本実験においては油温および冷却水温がおよそ 80 deg.C ($=353 \text{ K}$) であることから、噴射される燃料温度を 353 K と仮定した。図 7-11 における番号は各状態を表しており、状態 1 は加圧溶解装置内、

状態2は昇圧後のコモンレール内、状態3はインジェクタ内の噴射直前、状態4は燃料噴射時、状態5は筒内における昇温を表している。なお、各過程は直線にて表しているが、実際には蒸発による温度降下やピストンの移動による雰囲気気場の変化があることに留意する。また、二相領域に入った時点から、気泡の析出とともに温度が低下しながら、雰囲気気圧まで低下する。

Table 7-4 Experimental condition

Test fuel		n-C ₁₃ H ₂₈
Engine speed	<i>N_e</i> [rpm]	1,500
IMEP _g	[MPa]	0.3, 0.6, 0.9
EGR ratio	[%]	0.0
Dissolved pressure	<i>P_d</i> [MPa]	0.0, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0
Injection pressure	<i>P_{inj}</i> [MPa]	60
Injection timing	θ_{inj} [deg.CA ATDC]	0.0
Nozzle hole diameter	<i>d_n</i> [mm]	0.20
Nozzle hole length	<i>l_n</i> [mm]	0.80
Number of holes	<i>n_h</i> [-]	4

Fig. 7-11 Pressure-Temperature diagram of CO₂ gas dissolved fuel

この状態図より、溶解燃料を筒内に噴射した際、 $P_d=4.0$ MPa の条件でのみ噴射時の減圧により気泡の析出が生じる。また、 $P_d=2.0$ MPa および 3.0 MPa の条件においても、噴射後、燃料の昇温もしくは筒内圧力の低下とともに気泡の析出が生じることが考えられる。しかしながら、 $P_d=1.0$ MPa においてはほとんど気泡の析出は起こらないと考えられる。以上の状態変化を基に、実験結果の考察を行なう。

7.4.2. CO₂ ガス析出過程の変化が燃焼および排気特性に与える影響

図 7-12 に $IMEP_g=0.6$ MPa における熱発生率および筒内温度のクランク角度履歴を示す。これより、 $P_d=4.0$ MPa における予混合的燃焼が早期に終了し、拡散燃焼が活性化されていることがわかる。また、他の溶解圧力の条件においても通常燃料と比較し、拡散燃焼期間における熱発生率の増加が見受けられるが、 $P_d=1.0$ MPa における熱発生率は $P_d=2.0$ MPa および 3.0 MPa と比較しわずかに低下していることがわかる。これは図 7-11 で示したように、CO₂ の析出がほとんど起こらない条件であるためだと考えられる。

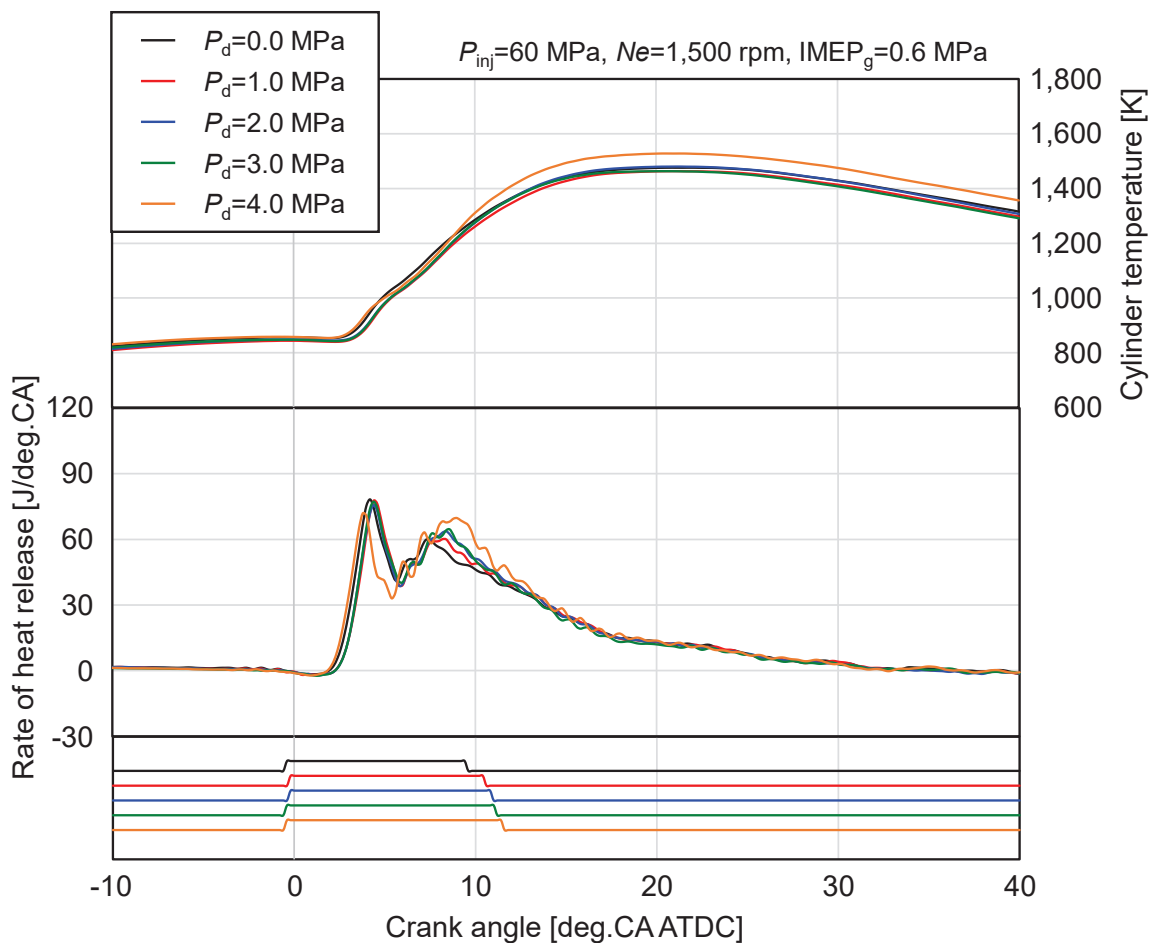


Fig. 7-12 Rate of heat release and cylinder temperature

図 7-13 に Smoke および NO_x の排出濃度を示す。これより、溶解圧力の増加に伴い Smoke が減少していることがわかる。状態図において、ほとんど気泡の析出は生じないと考えられたが、Smoke が減少していることから、混合気形成の促進など噴霧に改善の効果があつたと考えられる。そのため、ノズル内部における減圧領域などに飽和蒸気圧以下まで減圧し、気泡が析出しているのではないかと考えられる。また、噴霧は微小液滴により構成されており、粒径が小さくなることにより、その総断面積は増加する。液滴内部に気体が溶解しているとした場合、表面積が増加することにより、気泡が析出する（気体分子が界面を飛び出す）確率が増加すると考えられるため、微小液滴における気体の溶解度は低下する。よって、溶解圧力が低い状態においても、Smoke 低減の効果があつたと考えられる。

また、 NO_x については、溶解圧力の増大に伴い燃焼が促進されたことから、増加したと考えられる。しかしながら、 $P_d=3.0$ MPa において一度排出量が減少し、 $P_d=4.0$ MPa において再度排出量が増加している。図 7-12 における熱発生率を確認すると、 $P_d=2.0$ MPa および $P_d=3.0$ MPa においてはほとんど変化がないことがわかる。しかし、 $P_d=3.0$ MPa においては $P_d=2.0$ MPa と比較し、より多くの CO_2 を含むことから、噴霧内部 EGR の効果により NO_x が減少したのではないかと推測される。また、 $P_d=4.0$ MPa においては燃料噴射による減圧により、積極的に析出効果による混合気形成の促進が行なわれたため、噴霧内部 EGR の効果があまり現れなかったと考えられる。よって、燃料噴射時における雰囲気場が用いた燃料の状態図におけるどの領域に存在するかが非常に重要な点となる。

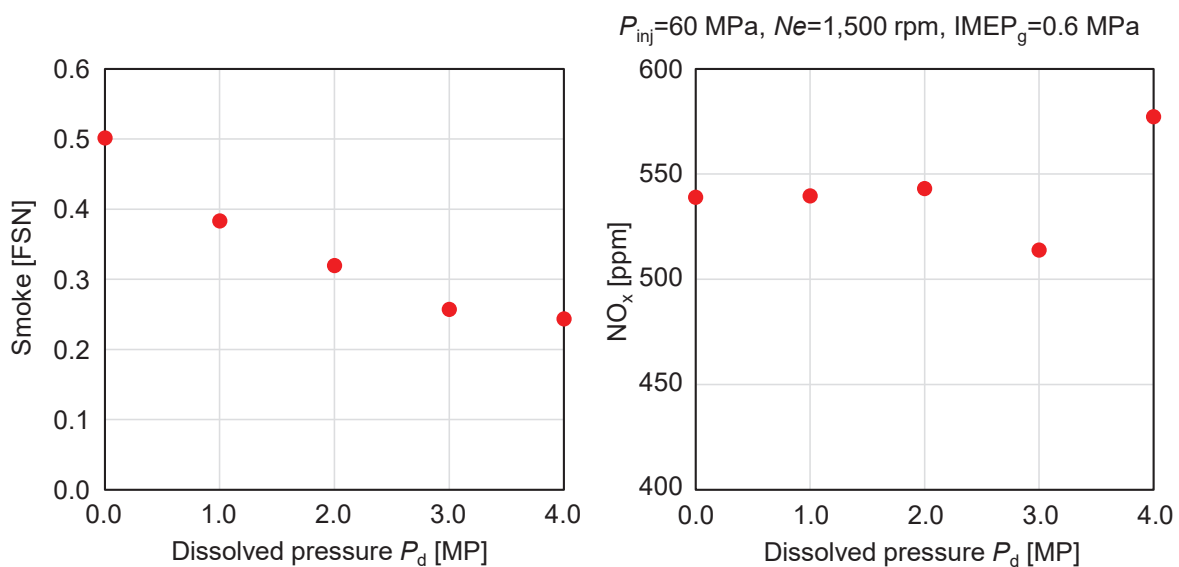


Fig. 7-13 Concentration of Smoke and NO_x

7.5. ノズル諸元変更による CO₂ ガス溶解燃料の影響

前節までの実験では、 $l_n/d_n=4.0$ の4噴孔インジェクタを用いていた。しかしながら、2章で紹介したように、気体溶解燃料はノズル内部を通過する際、縮流した噴流がノズル内壁にリアタッチするかによって噴霧特性が大きく変わり、その影響は燃焼にも大きな影響を及ぼすと考えられる。そのため、より l_n/d_n の大きいノズルを用いて、CO₂ ガス溶解燃料の特性を把握する必要があり、本節ではノズル諸元 (l_n/d_n) を変更し、CO₂ ガス溶解燃料の及ぼす影響を調査した。

7.5.1. 実験条件

実験条件は表 7-5 に示す。本実験ではノズル諸元 (l_n/d_n) の影響を調査するため、7.3節と同様の条件にて、実験を行なった。ノズル諸元の変更において、 l_n/d_n を大きくするためには、噴孔長 l_n を長くするか、噴孔径 d_n を小さくする必要がある。また、噴孔径を小さくした場合、ノズルの流量が低下し、噴射期間などに大きな影響を与える。そのため、本実験においては噴孔径を小さくした場合、噴孔数を多くすることによりノズル総断面積を維持し、流量低下の可能性をできる限り除外した。また、噴孔数を増やした場合、サック側におけるノズル入口が噴孔間で干渉する問題が生じるため、噴孔数においても上限が存在する。以上を考慮し、総噴孔断面積が同等となる噴孔径 $d_n=0.123$ mm および噴孔長 $l_n=0.80$ mm ($l_n/d_n=6.5$) の10噴孔ホールノズル (DENSO : G3P インジェクタ) を用いた。

Table 7-5 Experimental condition

Test fuel		n-C ₁₃ H ₂₈	
Engine speed	N_e [rpm]	1,500	
IMEP _g	[MPa]	0.3, 0.6, 0.9	
EGR ratio	[%]	0.0	7.5 – 8.2
Dissolved pressure	P_d [MPa]	0.0, 4.0	
Injection pressure	P_{inj} [MPa]	60	
Injection timing	θ_{inj} [deg.CA ATDC]	0.0	
Nozzle hole diameter	d_n [mm]	0.123	
Nozzle hole length	l_n [mm]	0.80	
Number of holes	n_h [-]	10	

エンジン筒内における燃料噴射方向を図 7-14 に示す。前述の 4 噴孔インジェクタと同様、ピストンの軸方向に対して 20° 傾けて設置されており、噴霧がピストンキャビティから外れるクランク角度は 21 deg.AC ATDC である。そのため、本実験における最も噴射期間の長い条件 ($\text{IMEP}_g=0.9 \text{ MPa}$ における溶解燃料使用時) においても、噴射が終了しているため、燃焼の大部分はピストンキャビティ内で行なわれていると考えられる。

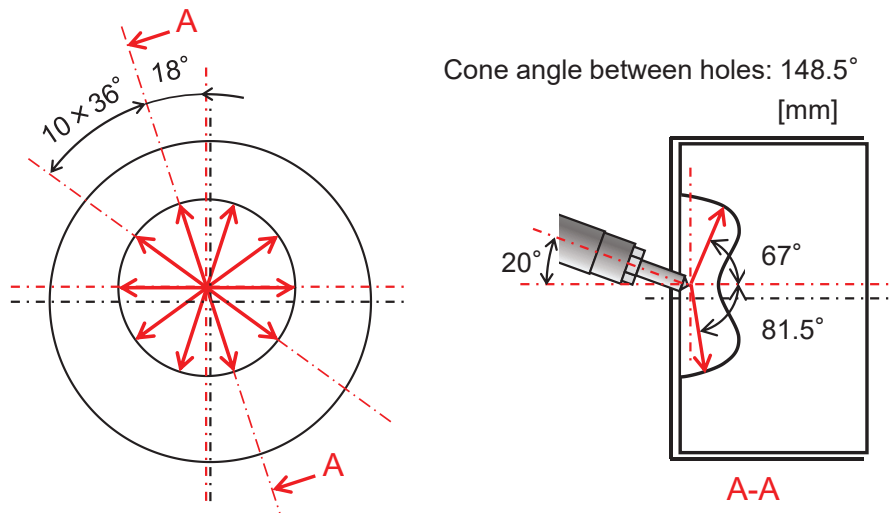


Fig. 7-14 Fuel injection direction in cylinder (Number of holes: $n_h=10$)

7.5.2. 燃焼特性

図 7-15 に燃料噴射圧力 $P_{inj}=60 \text{ MPa}$ の各 IMEP_g における熱発生率、筒内温度および累積熱発生量のクランク角度履歴を示す。また、グラフ下部に示す噴射期間は、噴射率計測により得られた噴射指令値と噴射遅れおよび実噴射期間の関係より求めたものである。4 噴孔インジェクタの場合と比較し、すべての条件においては予混合的燃焼期間における熱発生値のピーク値が増加していることがわかる。これは小噴孔径化に伴う噴霧角が増大、および高 l_n/d_n による析出効果により早期に希薄な可燃混合気を作成したためであると考えられる。また、拡散燃焼期間における熱発生率形状も異なり、4 噴孔インジェクタでは二次関数上の曲線を描いているが、10 噴孔インジェクタでは台形のような平坦な熱発生率となる。これは 4 噴孔インジェクタでは微粒化、分散、蒸発などの物理的過程にある程度の時間を有することから、燃焼が終了するまで噴霧が成長し、キャビティ近くの空気まで利用した燃焼であるかと考えられる。一方、10 噴孔インジェクタにおいて噴射した燃料が早期に燃焼することにより、キャビティ中心付近で燃焼し、その火炎面に後続の燃料を供給するため、このような熱発生率

になったと考えられる。

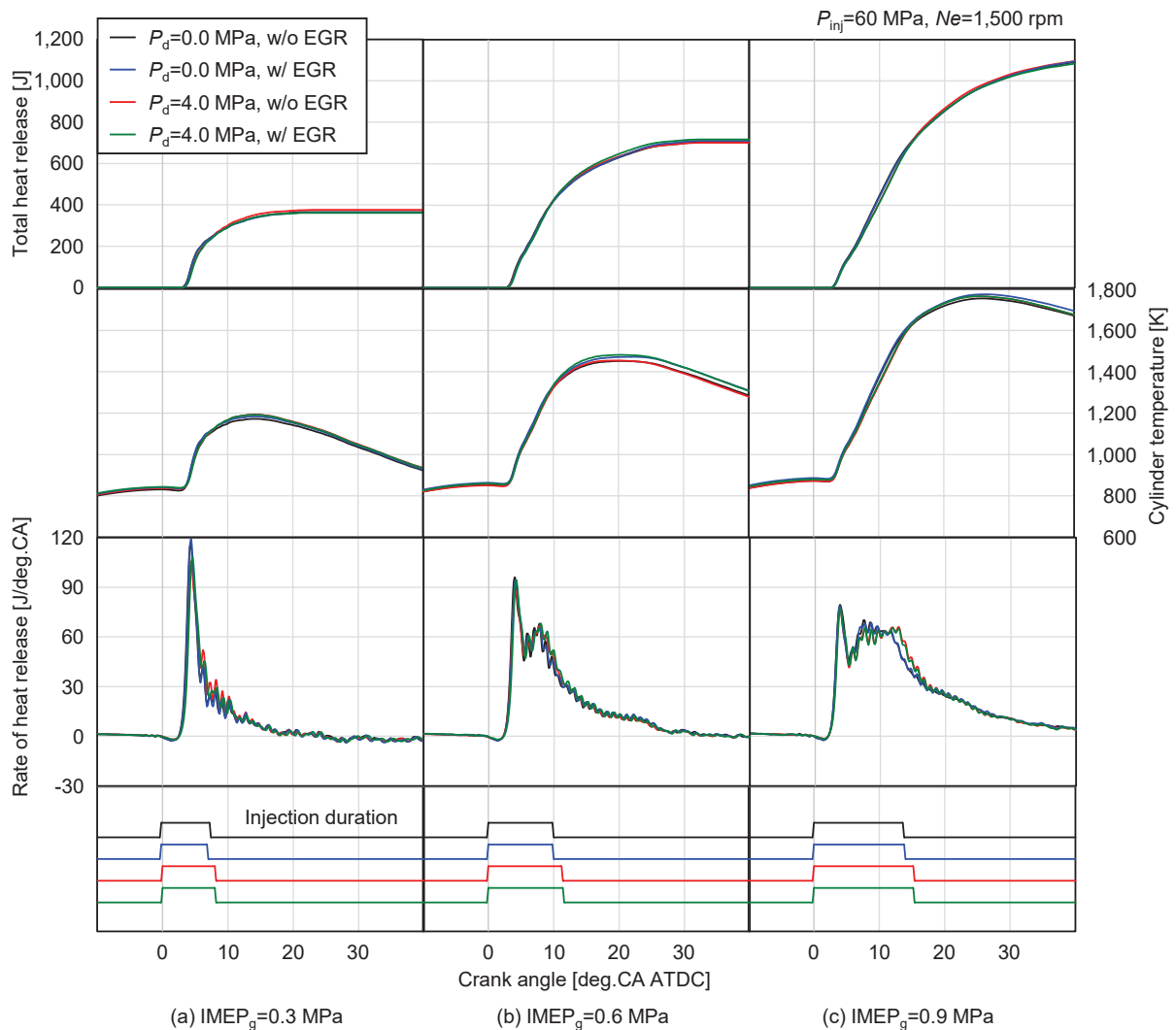


Fig. 7-15 Rate of heat release, cylinder temperature and total heat release

図 7-16 に図 7-15 より算出した着火遅れ期間 τ_{ig} および後燃え期間 τ_{late} を示す。これより、4 噴孔インジェクタと比較して、着火遅れ期間が大きく短縮化していることがわかる。また、後燃え期間について、 $IMEP_g=0.3$ MPa では改善が見られたものの、 $IMEP_g=0.9$ MPa では悪化する傾向があった。これは低負荷において、通常燃料を用いた場合、微小噴孔により混合が促進されたためであると考えられる。一方、高負荷において、溶解燃料を用いた場合、高 l_n/d_n のノズルにより噴射直後、気泡の析出効果により噴霧が分散するため、貫徹力が小さく既燃領域外の空気を取り込むために時間を要したためであると考えられる。加えて、多孔化により噴霧干渉の影響が大きくなったことから、空気導入が抑制され後燃え期間における燃焼が抑制されたと推測される。

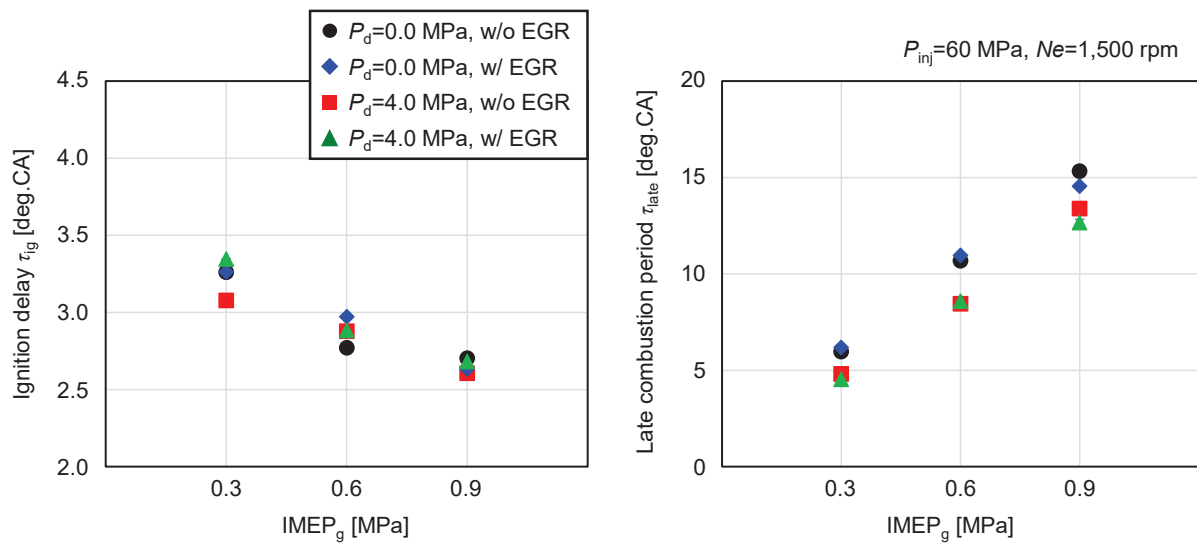


Fig. 7-16 Ignition delay and late combustion period

7.5.3. 排気特性

図 7-17 に燃料噴射圧力 $P_{inj}=60$ MPa の各 IMEP_g において排出される Smoke, THC, CO および NO_x の濃度および正規化した値を示す。10 噴孔インジェクタを用いた場合、IMEP_g=0.9 MPa における Smoke の排出量が増加していることがわかる。これは、前述のように、微細噴孔化により着火遅れ期間が短くなり、ノズル近傍で燃焼することにより既燃ガスがキャビティ中心付近に滞留し、周囲の新気を取り込むことができずリッチな燃焼となったためであると推察される。THC や CO については、概ね低減されることが確認できた。

NO_x についての各条件における傾向は 4 噴孔インジェクタの場合とおよそ同じ結果となった。しかしながら、10 噴孔のインジェクタを用いた場合、予混合的燃焼期間における熱発生率が急峻となり、ピーク値が高くなっていたことからわかるように、4 噴孔インジェクタを用いた場合と比較し、筒内温度は 20~80 K 程度高くなった。そのため、NO_x 排出量が増加すると推測されたが、排出量は全体として減少傾向にある。これは、キャビティ中心付近において、比較的リッチな燃焼となることにより、酸素濃度が低下したことにより、NO_x 生成量が減少したためであると考えられる。

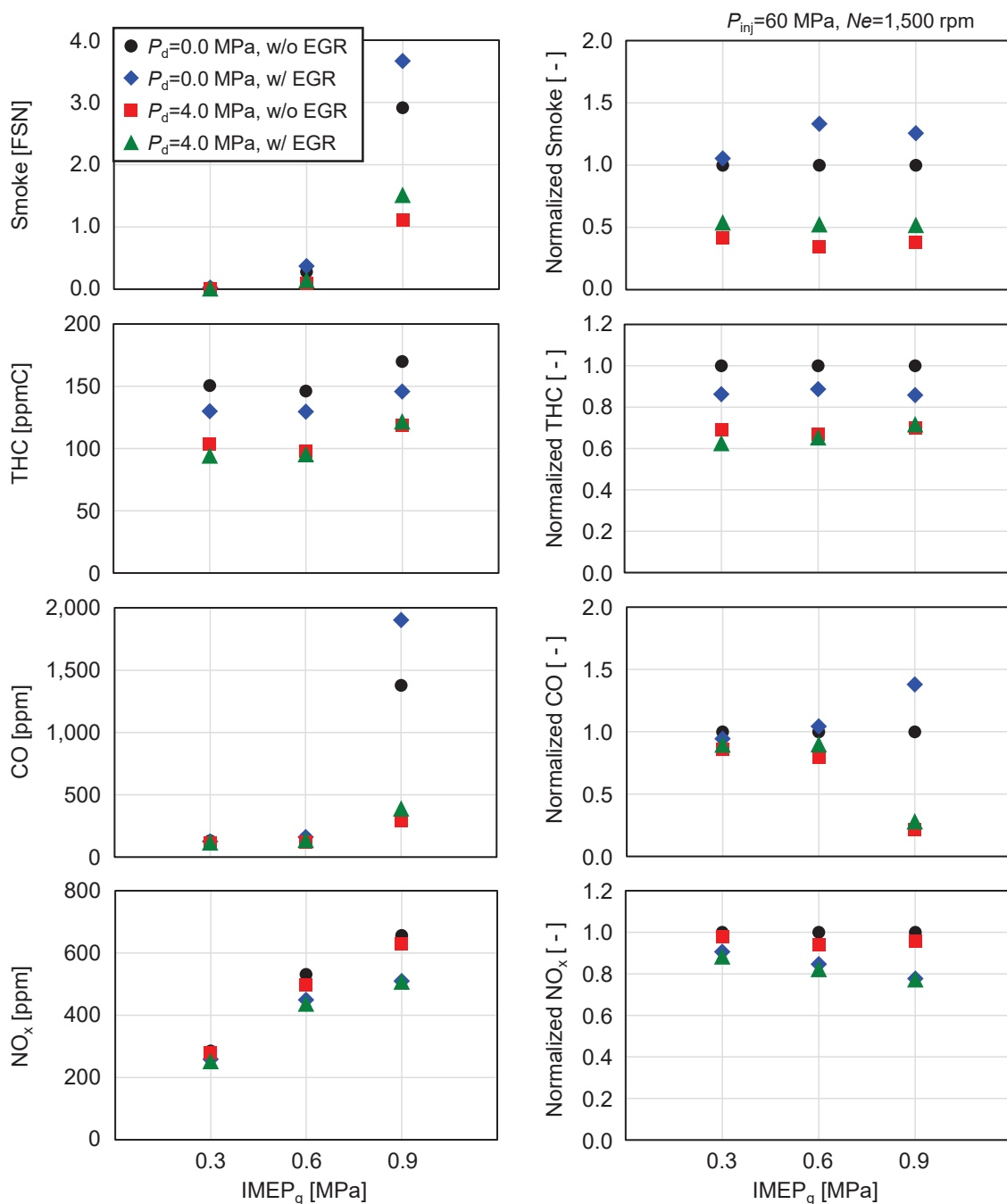


Fig. 7-17 Concentrations of Smoke, THC, CO and NO_x and normalized emission amount

7.5.4. 熱勘定

図 7-18 にヒートバランス法により算出した熱勘定の解析結果を示す。4 噴孔インジェクタの場合と同様に、IMEP_g=0.6 MPa に着目すると、通常燃料と比較して、EGR を用いると-1.7 pt.、溶解燃料を用いると+1.9 pt.と正味熱効率が変化することがわかる。また、複合システムにおいて、EGR および溶解燃料による正味熱効率の変化を足し合わせると、+0.2 pt.となるが、

実際には+1.2 pt.となっており、10 噴孔インジェクタの場合においても、外部 EGR と CO₂ ガス溶解燃料の相乗効果が確認できた。

また、各条件の正味熱効率に着目すると、IMEP_g=0.6 MPa において、4 噴孔インジェクタにおける通常燃料から溶解燃料に変更することにより+1.7 pt.、4 噴孔インジェクタにおける通常燃料から 10 噴孔インジェクタにおける通常燃料に変更することにより+2.8 pt.となることから、10 噴孔インジェクタにおける溶解燃料はそれらを足し合わせた+4.5 pt.となると考えられるが、実際には+4.7 pt.となっている。これは高 l_n/d_n ノズルにより、溶解燃料の析出効果が現れた影響であると考えられる。IMEP_g=0.3 および 0.9 MPa においても、同様にそれぞれの改善 pt.以上に正味熱効率の向上が確認された。よって、CO₂ ガス溶解燃料においては、ノズル諸元の一つである l_n/d_n は非常に重要なパラメータである。

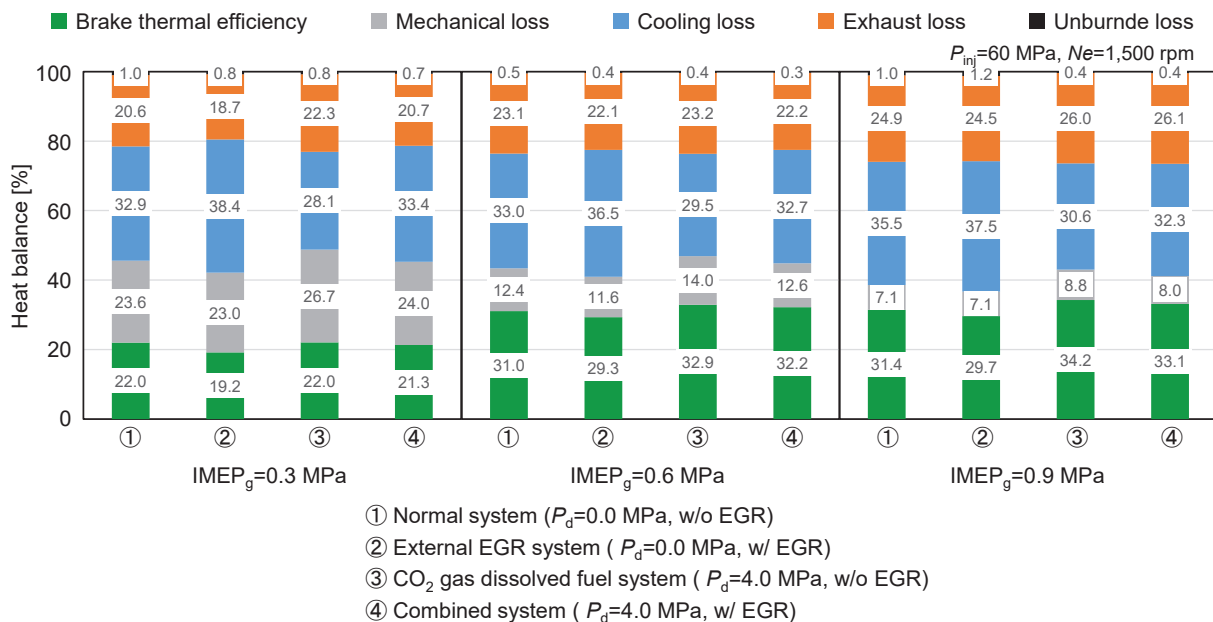


Fig. 7-18 Comparison of heat balance for each systems

7.6. まとめ

本章では CO₂ ガス溶解燃料を単気筒ディーゼル機関に適用し、燃焼特性、排気特性および熱効率について解析、考察を行なった。その結果、得られた知見を以下に示す。

- CO₂ ガス溶解燃料を実機関に適用した場合においても、通常燃料と同様安定してエンジンを駆動させることができる。
- 中高負荷領域において、予混合的燃焼期間における熱発生を抑制し、拡散燃焼を活性化させることにより、燃焼期間の短縮化が可能である。その影響により冷却損失が低減さ

れ、正味熱効率の向上する。また、分散性が向上することにより、リッチな領域を低減することができ、Smokeなどの未燃物質排出量を大幅に低減することができる。しかしながら、NO_xの低減については、噴霧内部 EGR 効果が燃焼の活性化により相殺され、あまり変化しない。

- 低負荷においては燃焼の大部分が予混合的燃焼に占められており、CO₂ ガス析出による燃焼の活性化はあまり見られない。しかしながら、液滴の微粒化が進行することにより、Smokeの生成は大幅に低減することが可能である。
- 燃料噴射圧力を変更することにより、高負荷・高燃料噴射圧力ほど NO_xが増加し、低負荷・低燃料噴射圧力ほど NO_xが低下することがわかる。これはノズル内を通過する際の減圧による影響と考えられる。
- 溶解圧力を変更することにより、燃料噴射時に伴う析出挙動が変化する。この析出挙動は噴霧火炎における CO₂ 濃度分布に影響を与えると考えられ、 $P_d=4.0$ MPa においては早期に析出することにより、噴霧先端部において噴霧内部 EGR の効果があまり得られないと考えられる。一方、 $P_d=3.0$ MPa においては、減圧による析出があまり生じず、噴霧液滴の分裂過程で気泡が析出することにより、CO₂ を噴霧全体に配置することができると推測される。
- 高 l_n/d_n を用いた場合、噴霧一つ運動量が低下することに加え、微細噴孔による微粒化・分散の促進効果により、着火遅れ期間が短くなり、キャビティ中心付近での燃焼主体となるため、Smokeが増加する。NO_xの排出量が低下していることから、CO₂ガス析出効果が増大すると考えられる。また、4 噴孔インジェクタと比較し、10 噴孔インジェクタを用いた場合、正味熱効率の増加量が大きくなる。

参考文献

- (7-1) 堀場製作所，“自動車排ガス測定装置 MEXA-1700 取扱説明書”，pp.70-76 (2016)
- (7-2) 河原林成行，“排ガス計測方法”，日本舶用学会誌，Vol.26, No.9, pp.480-484 (1991)
- (7-3) 江口正，西村隆雄，吉本進，“水素炎イオン化検出法による自動車排気ガス中の全炭化水素濃度測定装置の試作”，分析化学，Vol.18, No.2, pp.239-246 (1969)
- (7-4) J.B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill Inc., pp. 130-132 (1988)
- (7-5) 伊藤猛宏，“工業熱力学 (2)”，コロナ社，p.274 (1994)

- (7-6) JIS D 1030, “自動車-排気ガス中の一酸化炭素, 二酸化炭素, 全炭化水素及び窒素酸化物の測定方法-”, 日本工業規格 (1998)
- (7-7) 秋田将伸, 中村博司, 足立正之, “排ガス流量計とジルコニア空燃比計を用いた燃料消費率の瞬時計測”, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.1, pp.155-160 (2014)
- (7-8) 鶴島理史, 宮本武司, 榎本良輝, 浅海靖男, 青柳友三, “ヒートバランスによる壁面熱損失推定法と推定精度の評価”, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.68, No.674, pp.2935-2942 (2002)
- (7-9) 小林清志, 荒木信幸, 牧野敦, “燃焼工学”, 理工学社, pp.37, 54-56, 96-98 (1988)

第 8 章 結論

本章では、CO₂ ガス溶解燃料を用いた各種実験により得られた、噴霧特性、燃焼特性および排気特性について要約し、気体溶解燃料における今後の展望について所見を示す。

8.1. 気体溶解燃料による噴霧燃焼制御

8.1.1. CO₂ ガス溶解燃料における燃料特性

第 3 章では、燃料における各種気体の溶解度を正則溶液理論および Peng-Robison 状態方程式を用いることで、種々の温度・圧力における溶解度を推算した。また、気体溶解燃料における相変化過程について概説し、エンジンに適用した際における理論熱効率について試算することにより、本研究における利得を算出した。

第 4 章では、加圧溶解法による CO₂ ガス溶解燃料の作成手法を解説し、作成された燃料について、二つの手法により溶解度の計測を行なった。その結果、加圧溶解法により、理論値と同程度の濃度の溶解燃料を作成することができ、その大部分をインジェクタよりエンジン筒内に投入可能であることが確認された。また、通常の噴射系とは異なり、溶解燃料のような昇圧以前の状態において、意図しない高い背圧を有する燃料を連続的に昇圧可能な噴射系を開発した。

8.1.2. CO₂ ガス溶解燃料における噴霧・燃焼特性

第 5 章では、CO₂ ガス溶解燃料は溶解圧力の増加（≒減圧度の増加）に伴い、噴霧の分散効果が大きくなり、噴霧体積が増加し、噴霧全体における液滴が微粒化され比較的均一な粒径に移行することが確認できる。ただし、溶解圧力を変更した場合においても、噴霧角や噴霧体積などがほとんど増加しない、もしくは負の方向に変化する領域が存在し、溶解燃料におけるネガティブ効果が観測された。また、その溶解圧力の範囲は雰囲気条件により遷移すると考えらえる。

第 6 章では、輝炎の直接撮影を行なうことにより、輝炎の輝度値の低下を確認し、画像二色法解析を用いることにより、火炎温度および KL 値の低下から NO_x および PM の同時低減が示唆された。また、RCEM を用いた実験においても、輝炎の輝度値が低下していたが、高温酸化反応時に生成される OH ラジカルの輝度値が増加していることから、燃焼領域にお

る温度はあまり変化していない可能性がある。燃料噴射時期を変更することにより、燃料噴射時の雰囲気条件が異なり、早期に噴射した場合、着火遅れ期間に対して負の影響を与え、燃焼期間についてもあまり変化しないことがわかる。一方、TDC 近傍に噴射した場合には、微粒化および分散の促進により早期に可燃混合気を作成することができるため、着火遅れ期間を短縮し、燃焼期間についても短縮することができる。これにより、等容度の増加や冷却損失の低減などに繋がると考えられる。

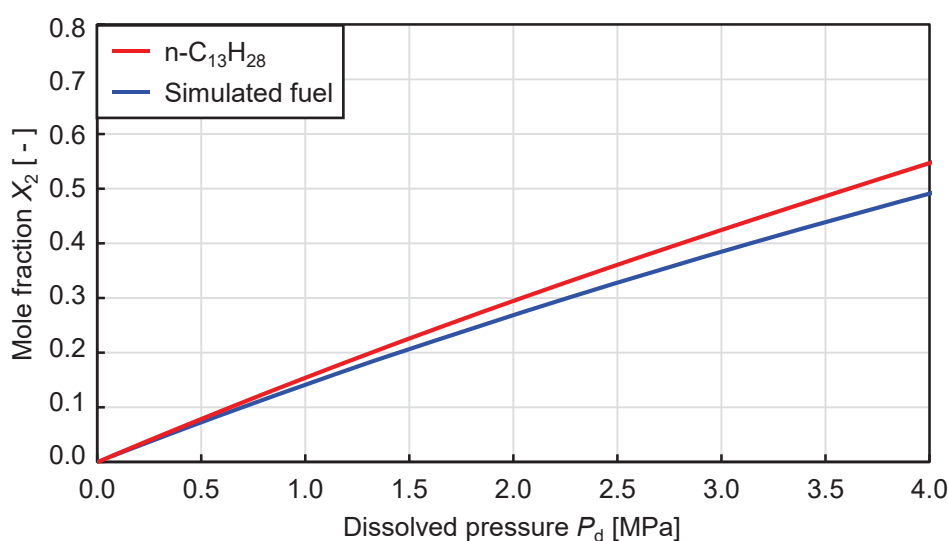
第7章では、単気筒ディーゼル機関に適用することにより、排気特性や熱効率の評価を行った。第6章の結果から推測されていたように、CO₂ガス溶解燃料を用いることでSmokeの排出量は50~70%程度大幅に削減することが可能である。しかしながら、噴霧内部EGRの効果によるNO_x低減効果はほとんど見られず、これは燃焼温度低下の効果よりも、燃焼の活性化が上回ったためであると考えられる。また、外部EGRを用いた場合、NO_xは減少するし、未燃物質は増加するといったトレードオフの関係が存在するが、溶解燃料を併用することにより、このトレードオフの関係を打破することができる。溶解圧力を変更することにより、燃料噴射時における減圧度が異なり、CO₂の析出過程が変化する。溶解圧力 $P_d=4.0$ MPaにおいては早期に析出することにより、ノズル近傍にCO₂が滞留し、噴霧先端部において噴霧内部EGRの効果あまり得られないと考えられる。一方、 $P_d=3.0$ MPaにおいては、減圧による析出があまり生じず、噴霧液滴の分裂過程で気泡が析出することにより、CO₂が噴霧に追従し全体に配置することができると推測される。また、正味熱効率に着目すると、CO₂ガス溶解燃料は溶解気体の析出による微粒化促進・分散性向上の効果があるため、中・高負荷領域のような燃料リッチな領域を回避することが可能であり、負荷の高い条件において、正味熱効率が1~3pt.程度増加する。一方、低負荷領域においては、元来、リーン燃焼であることから、CO₂ガス析出の効果はあまり見られず、析出したCO₂による温度低下による効果が顕著であり、正味熱効率の変化はほとんど見られない。また、4噴孔インジェクタと比較し、10噴孔インジェクタでは、 l_n/d_n が増加することから、気体溶解燃料の効果が大きくなり、正味熱効率の増加量が大きくなったと考えられる。

以上のように、CO₂ガス溶解燃料はディーゼル噴霧・燃焼特性に与える影響が大きく、Smokeに対する効果が非常に大きいことがわかる。また、冷却損失を低減することができ、その半分程度を正味仕事として回収することができる。しかしながら、燃焼の活性化により、NO_xの低減効果は低いが、外部EGRを併用することでNO_xおよびPMのトレードオフの関係を打破できるため、今後のディーゼル燃焼研究においても非常に重要であると考えられる。

8.2. 今後の展望

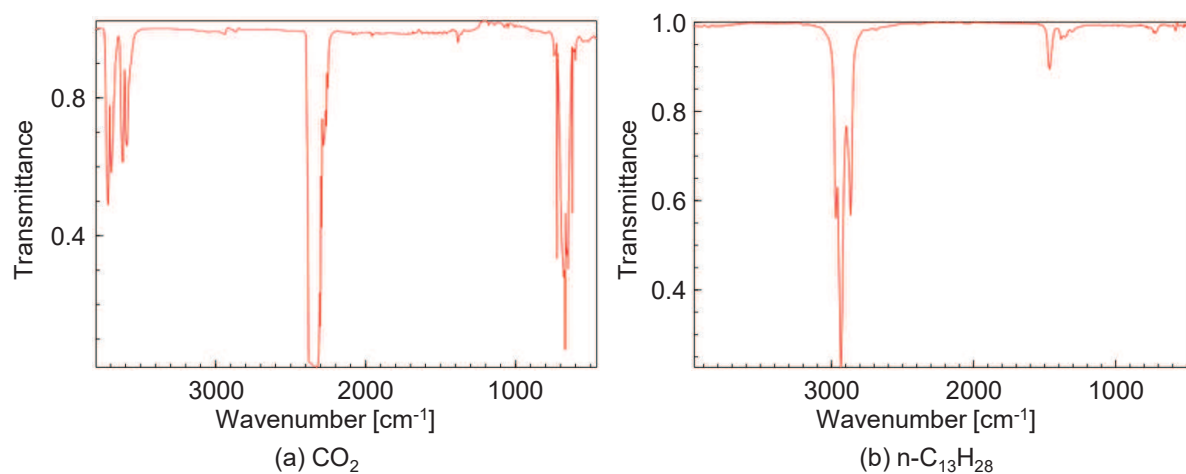
3.3.1.項において、エンジンシステム上における気体溶解燃料コンセプトについて、EGR ガスを燃料タンクにバブリングすると解説を行なったが、EGR ガスの溶解を行なう場合、冷却はもちろんであるが、溶解度の低い気体が EGR ガスの大部分を占めている。また、本論文においては溶解燃料作成時に、高圧ポンベより CO₂ を供給することにより、高圧ガスを用いることができたが、実際には EGR ガスを燃料中に加圧するためのコンプレッサが必要となる。そのため、溶解度の低いガスを多く含む場合、ポンプによる損失が増加するため、排ガス中より CO₂ のみを抽出することが望ましいと考えられる。近年、内燃機関とは異なるが、火力発電所などの大規模な CO₂ 発生源において、排ガスから CO₂ を回収し、地中などに還す技術開発が行なわれている⁽⁸⁻¹⁾。これは、二酸化炭素回収貯留 (CCS : Carbon dioxide Capture and Storage) と呼ばれる。排ガスからの CO₂ を回収する手法として、化学吸収法、物理吸収法、膜分離法、吸着法、深冷分離法の 5 種類が存在し、用途に応じて使い分けがされている⁽⁸⁻²⁾。Southwest Research の Randolph らは、ジルコン酸リチウムを吸着させたメンブレンフィルタを用いて膜分離法により、ガソリンエンジンの排ガス中から CO₂ を分離する手法を開発した⁽⁸⁻³⁾。この分離した CO₂ を EGR に用いることにより、通常の EGR と比較し、過給圧を低くすることができる。このような膜分離法を本研究に用いることにより、CO₂ ガスの自給が可能であると考えられる。

本論文において、CO₂ ガス溶解燃料を作成する際、燃料には単成分である n-トリデカンを用いていた。しかしながら、実際の軽油は非常に多くの成分により構成された多成分燃料であるため、CO₂ が本論文と比較しどの程度溶解するを求めることは困難である。そのため、数種類の炭化水素により、軽油の物理的特性である蒸発性を模擬した燃料を決定する必要がある。齋木らは JIS2 号軽油の蒸発過程を簡易的に模擬する軽油の代表成分として、n-C₁₀H₂₂, n-C₁₆H₃₄, n-C₂₀H₄₂ を選定し、それぞれモル分率 0.2, 0.7, 0.1 で混合したものの模擬燃料とした⁽⁸⁻⁴⁾。同様の成分にて、CO₂ ガスの溶解度曲線を 3.1.2.項における計算手法により算出した。模擬燃料および n-トリデカンに対する CO₂ の溶解度を図 8-1 に示す。これより、模擬燃料における溶解度は、n-トリデカンと比較しわずかに低いものの気体溶解燃料における析出効果は十分期待できるものと考えられる。そのため、JIS2 号軽油においても同程度溶解できるものとする、比較的容易に適用することができると考えられる。

Fig. 8-1 Solubility line of CO₂ gas for each fuel

単気筒ディーゼル機関の結果などからも CO₂ ガスの析出過程の解明は、本研究結果のさらなる解析に重要な点と考えられる。そのため、燃料噴射後、噴霧内における CO₂ 濃度分布を正確に計測することができれば、本実験結果をより詳細に解析することが可能である。過去に千田らは赤外吸収法により燃焼火炎場における化学種濃度の計測を行なっている⁽⁸⁻⁵⁾。CH₄ や CO などはある特定の波長帯において赤外線を吸収する特徴を有しているため、その吸収割合から Lambert-beer の法則を用いることにより、特定成分の濃度を算出することが可能である。図 8-1 に示すように、CO₂ においても 4.33 μm (2310cm⁻¹) 付近に吸収帯を有していることから、赤外吸収法を用いることにより、濃度の計測が可能と考えられる。また、n-トリデカンにおいても、赤外線の吸収帯を存在するが、上述の CO₂ の吸収帯とは大きく異なっており、この波長帯の赤外光を使用することにより、CO₂ の濃度を計測することができると考えられる。なお、各種物質の IR スペクトルは HITRAN online⁽⁸⁻⁶⁾ が有名であり、オンライン上で公開されている。ただし、本論文で用いた燃料 (n-トリデカン) は掲載されていなかったため、NIST Chemistry WebBook⁽⁸⁻⁷⁾ を参照した。

自動車を取り巻く環境は目覚ましい早さで変化しており、一部では内燃機関がないがしろにされようとなっている昨今、ディーゼル機関もまだまだ改良の余地があると考えられる。一朝一夕で解決することは困難であるが、本論文のような一風変わった手法についても、内燃機関のさらなる発展に微弱ながらも貢献できることを切に望む。

Fig. 8-2 IR spectrum of CO₂ and n-C₁₃H₂₈

参考文献

- (8-1) 秋元圭吾, “パリ協定下における CCS・CCU 技術の意義と課題”, 日本機械学会誌, Vol.122, No.1203, pp.6-11 (2019)
- (8-2) 飯嶋正樹, 中谷晋輔, “燃焼ガスからの CO₂ 回収技術”, 化学工学, Vol.77, No.5, pp.300-303 (2013)
- (8-3) Eric Randolph, Graham Conway, Jason Herrera, Terrence Alger, Nishant Thakral and Christopher Chadwell, “A Gas Separation Membrane Highly Selective to CO₂ in the Exhaust of Internal Combustion Engines”, SAE 2019-01-2265, pp.1-6 (2019)
- (8-4) 斎木優佑, 田畑弘隆, 松村恵理子, 北村高明, 植西徹, 渡邊哲也, “ディーゼルエンジン排気管内インジェクタから噴射される後処理用燃料噴霧の挙動 (第 5 報) ~多成分性を考慮した排気管内噴霧の数値解析”, 自動車技術会論文集, Vol.50, No.4, pp.999-1004 (2019)
- (8-5) 千田二郎, 中尾友行, 岡田周輔, 足立正之, 井上香, 藤本元, “赤外吸収法による燃焼火炎場の化学種濃度計測法に関する研究 (第 1 報, 赤外吸収スペクトルの温度依存性を考慮した大気圧定常火炎内化学種濃度分布の測定)”, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.63, No.611, pp.2523-2530 (1997)
- (8-6) HITRAN online, <https://hitran.org/home/> (参照日: 2019 年 11 月 22 日)
- (8-7) NIST Chemistry WebBook, <https://webbook.nist.gov/chemistry/> (参照日: 2019 年 11 月 22 日)

主な使用記号

記号

A/F	: 空燃比	[kg/kg _{fuel}]
A/F_{st}	: 理論空燃比	[kg/kg _{fuel}]
A_0	: 理論空気量	[m ³ N/kg _{fuel}]
A_{00}	: 理論空気量	[kg/kg _{fuel}]
CO_{2MASS}	: 時間 t における CO ₂ の瞬時排出量	[g/s]
CO_{MASS}	: 時間 t における CO の瞬時排出量	[g/s]
COV	: IMEP 変動率	[%]
$F_{CB}(t)$: 時間 t における瞬時燃料消費量	[g/s]
H	: エンタルピ	[J/cycle]
LHV	: 低位発熱量	[MJ/kg]
L_e	: 正味出力	[kW]
M	: 分子量	[g/mol]
N_e	: 機関回転数	[rpm]
P	: 圧力	[MPa]
P_d	: 溶解圧力	[MPa]
P_h	: 水蒸気分圧	[hPa]
P_{hsat}	: 飽和水蒸気分圧	[hPa]
P_{mi}	: 図示平均有効圧力 (IMEP _g)	[MPa]
$Q_{CO, THC}$: CO および THC による未燃熱量	[kJ/kg _{fuel}]
Q_{Smoke}	: Smoke による未燃熱量	[J/cycle]
Q_{cool}	: 冷却損失	[J/cycle]
Q_{ex}	: 排気損失	[J/cycle]
Q_f	: 投入熱量	[J/cycle]
Q_{mec}	: 摩擦損失	[J/cycle]
Q_{total}	: 累積熱発生量	[J/cycle]
Q_{unb}	: 未燃損失	[J/cycle]

R	: 一般ガス定数	[J/(mol · K)]
R_{CWF}	: 燃料の炭素質量割合	[-]
Rh	: 相対湿度	[%Rh]
S	: ストローク長	[m]
T	: 温度	[K]
THC_{MASS}	: 時間 t における THC の瞬時排出量	[g/s]
T_e	: トルク	[Nm]
T_w	: 壁面温度	[K]
U	: 内部エネルギー	[J/cycle]
W_e	: 正味仕事	[J/cycle]
W_i	: 図示仕事	[J/cycle]
W_o	: 微小オットーサイクルの仕事の積算値	[J/cycle]
c_p	: 定圧比熱	[J/(mol · K)]
c_v	: 定積比熱	[J/(mol · K)]
$dQ/d\theta$: 熱発生率	[J/deg.]
f	: フガシティ	[MPa]
h	: データ取得間隔	[deg.]
q	: 流量	[m ³ /h]
t_{inj}	: 燃料噴射期間	[ms]
ΔP_{air}	: 層流流量計差圧	[Pa]
α_{exh}	: 排ガス中の THC の平均水素炭素原子数比	[-]
ε	: 圧縮比	[-]
ε_{θ}	: 微小オットーサイクルの圧縮比	[-]
η_e	: 正味熱効率	[%]
η_{glh}	: 等容度	[%]
η_{th}	: オットーサイクルの理論熱効率	[-]
$\eta_{th\theta}$: 微小オットーサイクルの熱効率	[-]
η_u	: 燃焼効率	[%]
θ_{10-90}	: 燃焼期間	[deg.CA]
θ_{50}	: 燃焼重心	[deg.CA ATDC]

θ	: クランク角度	[deg.CA ATDC]
κ	: 比熱比	[-]
λ	: 空気過剰率	[-]
ρ	: 密度	[kg/m ³]
τ_{ig}	: 着火遅れ期間	[deg.]
τ_{late}	: 後燃え期間	[deg.]

添 字

C	: 炭素原子
CO	: CO
CO ₂	: CO ₂
H	: 水素原子
O	: 酸素原子
air	: 大気
cyl	: 筒内
ex	: 排気
f	: 燃料
ig	: 着火
in	: 吸気
inj	: 燃料噴射

本論文に関する公開論文と研究発表

論文

- (1) 向山智之, “直噴ガソリン噴霧の壁面衝突挙動に関する実験的研究”, 同志社大学修士論文 (2016/3)
- (2) 味岡将士, 向山智之, 宮田哲次, 桑原悠, 小橋好充, 桑原一成, 松村恵理子, 千田二郎, “二成分混合燃料を用いたディーゼル燃焼における着火および火炎構造に関する研究”, 自動車技術会論文集, Vol.46, No.2, pp.349-354 (2015/3)
- (3) Tomoyuki Mukayama, Yuhei Yoshida, Eriko Matsumura, “The Spray Feature of Direct Injection Gasoline Engine with Super High Spatial Resolution Photography”, SAE Technical Paper 2015-01-1892 (2015/9)
- (4) 向山智之, 吉田裕平, 松村恵理子, “直噴ガソリンエンジン用マルチホールノズルの噴霧解析”, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.5, pp.1067-1072 (2016/9)
- (5) Tomoyuki Mukayama, Hirotaka Tabata, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Verification of Breakup Model for Direct Injection Gasoline Spray”, ILASS (The Institute for Liquid Atomization and Spray Systems)-Asia 2016, Paper No.134, pp.1-9 (2016/11)
- (6) Kazunari Kuwahara, Yoshihiro Ueda, Yasuyuki Sakai, Tsukasa Hori, Tomoyuki Mukayama, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Empirical Approach to Small-Scale Reaction Mechanism for Regular Gasoline Surrogate Fuel”, The Ninth International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2017) (2017/7)
- (7) Annisa Bhikuning, Naoki Matsumoto, Tomoyuki Mukayama, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Analysis of Non-Evaporating Spray Characteristics from Jatropha Methyl Ester and Its Blends”, ILASS (The Institute for Liquid Atomization and Spray Systems)-Asia 2017, pp.1-4 (2017/10)

-
- (8) Tomoyuki Mukayama, Ryota Nishigami, Annisa Bhikuning, Go Asai, Masaki Kuribayashi, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Improvement of Spray and Combustion Process by Applying CO₂ Gas Dissolved Fuel”, SAE Technical Paper 2017-32-0046 (2017/11)
- (9) Tomoyuki Mukayama, “Decreasing School Dropout Rate in Lower Secondary Educational Level in Rural Cambodia”, Journal for Information, Study and Discussion of Global Resource Management, Doshisha University, Vol.4, pp.85-89 (2018/3)
- (10) Tomoyuki Mukayama, “Feasibility of the Project with Woodchip Power Generation, Journal for Information”, Study and Discussion of Global Resource Management, Doshisha University, Vol.4, pp.145-150 (2018/3)
- (11) Tomoyuki Mukayama, Jumpei Yamamoto, Masaki Kuribayashi, Go Asai, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Improvement of Combustion Characteristics and Emissions by Applying CO₂ Gas Dissolved Fuel in Diesel Engine”, SAE Technical Paper 2019-01-2274 (2019/8)
- (12) 向山智之, 朝井豪, 栗林真幹, 松村恵理子, 千田二郎, “CO₂ ガス溶解燃料を用いたディーゼル噴霧燃焼特性に関する研究”, ハリス理化学研究報告, Vol.60, No.3, pp.115-126 (2019/10)
- (13) 向山智之, 服部好孝, 朝井豪, 松村恵理子, 千田二郎, “ディーゼル機関における CO₂ ガス溶解燃料の燃焼・排気特性に関する研究”, ハリス理化学研究報告, Vol.60, No.3, pp.159-167 (2019/10)
- (14) Tomoyuki Mukayama, Yoshitaka Hattori, Masaki Kuribayashi, Go Asai, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Effects of Spray Internal EGR Using CO₂ Gas Dissolved Fuel on Combustion Characteristics and Emissions in Diesel Engine”, SAE Technical Paper 2019-32-0592 (2019/11)

- (15) 向山智之, 西上諒太, 吉田裕平, 朝井豪, 川端裕二, 表洪志, 湯崎啓一郎, 松村恵理子, 千田二郎, “ディーゼルエンジンの熱効率および排気性能向上に向けた噴霧内 EGR に関する研究 (第2報) –CO₂ ガス溶解燃料がディーゼル機関の燃焼特性に与える影響–”, 自動車技術会論文集, Vol.50, No.6, pp.1537-1542 (2019/11)
- (16) 向山智之, 西上諒太, 朝井豪, 川端裕二, 栗林真幹, 湯崎啓一郎, 松村恵理子, 千田二郎, “ディーゼルエンジンの熱効率および排気性能向上に向けた噴霧内 EGR に関する研究 (第3報) –二色法を用いた CO₂ ガス溶解燃料の燃焼特性解析–”, 自動車技術会論文集, Vol.51, No.1, pp.7-12 (2020/1)
- (17) 向山智之, 山本淳平, 栗林真幹, 朝井豪, 松村恵理子, 千田二郎, “ディーゼルエンジンの熱効率および排気性能向上に向けた噴霧内 EGR に関する研究 (第4報) –CO₂ ガス溶解燃料のディーゼル機関における燃焼特性–”, 自動車技術会論文集, Vol.51, No.1, pp.13-18 (2020/1)

研究発表

- (1) 宮田哲次, 向山智之, 桑原悠, 味岡将士, 小橋好充, 桑原一成, 松村恵理子, 千田二郎, “燃料設計手法に基づく二成分混合燃料の着火特性および火炎形状に関する研究”, 自動車技術会 2014 年春季大会 学術講演会前刷集, No.88-14, pp.25-28, パシフィコ横浜 (2014/5)
- (2) 向山智之, 松村恵理子, “超高解像度撮影法を用いた直噴ガソリンエンジンの噴霧計測”, 自動車技術会 2014 年秋季大会 学術講演会前刷集, No.95-14, pp.7-10, 仙台国際センター (2014/10)
- (3) 宮田哲次, 向山智之, 桑原悠, 小橋好充, 桑原一成, 松村恵理子, 千田二郎, “二成分混合燃料を用いたディーゼル噴霧火炎の人為的制御 (第2報, 霧囲気温度および霧囲気酸素濃度による影響)”, 第25回内燃機関シンポジウム 講演論文集, pp.114, 独立行政法人産業技術総合研究所つくばセンター (2014/11)

- (4) 向山智之, 松村恵理子, “直噴ガソリンエンジンにおける噴霧構造の評価”, 第 23 回微粒化シンポジウム 講演論文集, pp.195-198, 弘前大学 (2014/12)
- (5) 桑原悠, 宮田哲次, 向山智之, 小橋好充, 松村恵理子, 千田二郎, “燃料設計手法を用いたディーゼル噴霧における混合気形成過程に関する研究”, 第 23 回微粒化シンポジウム 講演論文集, pp.211-217, 弘前大学 (2014/12)
- (6) 向山智之, 吉田裕平, 松村恵理子, “直噴ガソリンエンジン用マルチホールノズルの噴霧解析”, 自動車技術会 2015 年春季大会 学術講演会講演予稿集, pp.52-57, パシフィコ横浜 (2015/5)
- (7) Tomoyuki Mukayama, Yuhei Yoshida, Eriko Matsumura, “The Spray Feature of Direct Injection Gasoline Engine with Super High Spatial Resolution Photography”, JSAE/SAE 2015 International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, JSAE 20159109 / SAE 2015-01-1892, pp.1-10, KYOTO TERRSA (2015/9)
- (8) 向山智之, 寺師尚人, 松村恵理子, “直噴ガソリン噴霧における壁面衝突挙動の実験的解析”, 自動車技術会 2015 年秋季大会 学術講演会講演予稿集, pp.1000-1003, 北九州国際会議場 (2015/10)
- (9) Tomoyuki Mukayama, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Analysis of Impinging Spray Characteristics in Direct Injection Gasoline Spray”, The 9th Joint Symposium between Doshisha University and Chonnam National University, pp.131-132, Chonnam National University in Korea (2015/11)
- (10) 松村恵理子, 向山智之, 千田二郎, “戦略的イノベーション創造プログラム (SIP) —革新的燃焼技術—研究概要の紹介”, 第 53 回同志社大学ハリス理化学研究所研究発表会, 同志社大学 (2015/12)

- (11) 向山智之, 寺師直人, 松村恵理子, 千田二郎, “直噴ガソリンエンジン用ホールノズルによる壁面衝突噴霧の挙動解析”, 日本機械学会関西支部第 91 期定時総会講演会 講演論文集, p.255, 大阪電気通信大学 (2016/3)
- (12) 向山智之, 寺師尚人, 松村恵理子, 千田二郎, “直噴ガソリンエンジン用マルチホールノズルにおける噴霧内部構造の解明”, 自動車技術会 2016 年春季大会 学術講演会講演予稿集, pp.771-775, パシフィコ横浜 (2016/5)
- (13) Tomoyuki Mukayama, Hirotaka Tabata, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Verification of Breakup Model for Direct Injection Gasoline Spray”, ILASS (The Institute for Liquid Atomization and Spray Systems)-Asia 2016, Paper No.134, pp.1-9, ITC Grand Chola in India (2016/11)
- (14) 向山智之, “CO₂ ガス溶解燃料がディーゼル噴霧・燃焼特性に与える影響”, 第 6 回ディーゼル機関部門委員会 話題提供, 自動車技術会 (2017/2)
- (15) 向山智之, 松村恵理子, “CO₂ ガス溶解燃料がディーゼル噴霧特性および燃焼特性に与える影響”, RC273: 先端計測と解析による燃焼技術高度化のための国際協力研究分科会第 6 回分科会 話題提供, 日本機械学会 (2017/5)
- (16) 向山智之, 西上諒太, 朝井豪, 川端裕二, 栗林真幹, 湯崎啓一郎, 松村恵理子, 千田二郎, “ディーゼルエンジンの熱効率および排気性能向上に向けた噴霧内 EGR に関する研究 (第三報) – 二色法を用いた CO₂ ガス溶解燃料の燃焼特性解析 –”, 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会講演予稿集, pp.12-16, パシフィコ横浜 (2017/5)
- (17) Kazunari Kuwahara, Yoshihiro Ueda, Yasuyuki Sakai, Tsukasa Hori, Tomoyuki Mukayama, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Empirical Approach to Small-Scale Reaction Mechanism for Regular Gasoline Surrogate Fuel”, The Ninth International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2017), pp.1-10, Okayama Convention Center (2017/7)

- (18) 市川創平, 向山智之, 松村恵理子, 千田二郎, “直噴ガソリン噴霧における自由噴霧特性の評価”, 日本機械学会 2017 年度年次大会 講演論文集, G0700203 pp.1-5, 埼玉大学 (2017/9)
- (19) Annisa Bhikuning, Naoki Matsumoto, Tomoyuki Mukayama, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Analysis of Non-Evaporating Spray Characteristics from Jatropha Methyl Ester and Its Blends”, ILASS (The Institute for Liquid Atomization and Spray Systems)-Asia 2017, pp.1-4, Seogwipo KAL Hotel in Korea (2017/10)
- (20) 松本直樹, 向山智之, 松村恵理子, 千田二郎, “噴霧内の粒径計測における超高解像度撮影法の有効性”, 可視化情報全国講演会, 室蘭工業大学 (2017/11)
- (21) Tomoyuki Mukayama, Ryota Nishigami, Annisa Bhikuning, Go Asai, Masaki Kuribayashi, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Improvement of Spray and Combustion Process by Applying CO₂ Gas Dissolved Fuel”, The 23rd Small Engine Technology Conference, JSAE 20179046 / SAE 2017-32-0046, pp.1-9, Jakarta Convention Center in Indonesia (2017/11)
- (22) 松本悠, 古谷正広, 向山智之, 松村恵理子, 千田二郎, 桑原一成, “燃料へのオゾン化塩素添加がエンジン燃焼におよぼす影響”, 第 55 回燃焼シンポジウム, 富山国際会議場 (2017/11)
- (23) 松村恵理子, 西浦宏亮, 溝渕直人, 向山智之, 千田二郎, “直噴ガソリンエンジン用ノズルにおける噴霧内部構造の解明”, 第 28 回内燃機関シンポジウム, 福岡リーセントホテル (2017/12)
- (24) 向山智之, 山本淳平, 栗林真幹, 朝井豪, 松村恵理子, 千田二郎, “ディーゼルエンジンの熱効率および排気性能向上に向けた噴霧内 EGR に関する研究 (第 4 報) -CO₂ ガス溶解燃料のディーゼル機関における燃焼特性-”, 第 29 回内燃機関シンポジウム, 同志社大学 (2018/11)

- (25) Tomoyuki Mukayama, Jumpei Yamamoto, Masaki Kuribayashi, Go Asai, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Improvement of Combustion Characteristics and Emissions by Applying CO₂ Gas Dissolved Fuel in Diesel Engine”, JSAE/SAE 2019 International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, JSAE 20199128 / SAE 2019-01-2274, pp.1-8, KYOTO TERRSA (2019/8)
- (26) Tomoyuki Mukayama, “Effects of Spray Internal EGR Using CO₂ Gas Dissolved Fuel on Combustion Characteristics and Emissions in Diesel Engine”, 4th International Symposium on Advanced Vehicle Technology, Kanagawa Institute of Technology (2019/9)
- (27) Tomoyuki Mukayama, Yoshitaka Hattori, Masaki Kuribayashi, Go Asai, Eriko Matsumura, Jiro Senda, “Effects of Spray Internal EGR Using CO₂ Gas Dissolved Fuel on Combustion Characteristics and Emissions in Diesel Engine”, The 25th Small Engine Technology Conference, JSAE 20199592 / SAE 2019-32-0592, pp.1-8, International Conference Center Hiroshima (2019/11)
- (28) 山本淳平, 向山智之, 千田二郎, 松村恵理子, 朝井豪, “ディーゼルエンジンの熱効率および排気性能向上に向けた噴霧内 EGR に関する研究—CO₂ ガス溶解燃料噴霧の噴霧特性評価—”, 第 28 回微粒化シンポジウム, 山口大学 (2019/12)

その他

- (1) 2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants International Meeting, Best Paper Award

謝辞

本研究を遂行するにあたり、終始御親切な御指導御助言を賜りました同志社大学 理工学部 千田二郎教授、松村恵理子教授に深く感謝申し上げます。同志社大学 藤本元名誉教授におかれましては、機会のあるごとに温かい御助言と御指導を賜り深く感謝いたします。また、本論文作成にあたり、多くの有益なご助言を賜りました京都大学 塩路昌宏名誉教授に心から感謝の意を表します。

本研究を進行に際し、多大なる御支援、御指導を頂きましたヤンマー株式会社 朝井豪氏、栗林真幹氏に対しまして心より感謝の意を表します。また、本研究はヤンマー株式会社の援助に依ったことを記し、謝意を表します。

研究活動におきましては桑原一成氏、川野大輔氏、小橋好充氏、松本雅至氏、植木毅氏をはじめとする多くの OB 諸氏に多大な御助言を賜りましたことを記し、心より感謝の意を表します。

研究室においては多くを語り、苦楽を共にした大学院同期生である浅川野人氏、福地翔一氏、花崎稔氏、稲垣良介氏、川島龍一郎氏、宮田哲次氏、中山亮氏、織田のどか氏、吉田裕平氏に対しまして心より御礼申し上げます。

本研究を実施するにあたり、日夜実験に協力頂いた西上諒太氏、松本直樹氏、山本淳平氏、服部好孝氏、天野直人氏、若井佑樹氏に対しまして厚く御礼申し上げます。また、現在も学内で研究されている噴霧・燃烧工学研究室の各位に対しまして心より感謝いたします。

最後に、本研究を進めるにあたり、何不自由のない環境を与えてくださった両親、兄に甚大なる感謝の意を表すとともに、私を理解し支えてくれた友人に対しまして心より感謝いたします。

2019年11月22日

同志社大学京田辺キャンパス光喜館 202 号室にて

向山 智之