

博 士 論 文

ディーゼルエンジンにおける燃焼期間中の スワールと冷却損失との関係解析

金沢大学大学院 自然科学研究科
機械科学専攻

学籍番号	1624032010
氏名	渡辺 裕樹
主任指導教員	西島 義明
提出年月日	2019 年 1 月 4 日

目次

1 章 序論

- 1.1. 研究背景
- 1.2. ディーゼルエンジンの効率向上
- 1.3. 冷却損失に関する従来の研究
- 1.4. 本研究の目的

2 章 燃焼期間終了時のスワール比 Sw^* 制御と冷却損失との関係

- 2.1. はじめに
- 2.2. スワール比 Sw の定義
- 2.3. 噴射終了時のスワール比 Sw^* の定義
- 2.4. 本研究での実施事項
- 2.5. 噴射終了時のスワール比 Sw^* の変換量推算

3 章 噴射終了時のスワール比 Sw^* と冷却損失との関係

- 3.1. はじめに
- 3.2. 実験装置
 - 3.2.1. 単気筒直噴ディーゼルエンジン
 - 3.2.2. エンジン実機での噴射終了時のスワール比 Sw^* の変更方法
 - 3.2.3. 燃料噴射システムの制御手法
 - 3.2.4. 冷却損失の算出方法
- 3.3. 噴射終了時のスワール比 Sw^* と冷却損失との関係解析
 - 3.3.1. 冷噴射前のスワール比 Sw を同一とし、
噴射終了後のスワール比 Sw^* を変化させた場合の冷却損失
 - 3.3.2. 噴射前のスワール比 Sw と噴射後のスワール比 Sw^* を
変化させた場合
- 3.4. まとめ

4 章 噴射終了時のスワール比 Sw^* による冷却損失変化の要因解析

- 4.1. はじめに
- 4.2. 筒内可視化による流動状態の解析
 - 4.2.1. 筒内可視化手法
 - 4.2.2. 筒内可視化による流動状態の解析
- 4.3. C F D による流動状態の解析

- 4.3.1. 計算手法
- 4.3.2. CFD による筒内流動の解析
- 4.4. まとめ

5 章 結論

Appendix

関連公表論文

謝辞

変数表

A : 伝熱面積 [m^2]

a_{inj} : ノズルの総噴口断面積 [m^2]

$a_{inj,i}$: i 番目の噴口の断面積 [m^2]

C_{inj} : ノズルの流量係数 [-]

$Cv_{ex,i}$: 排気ガス中の化学種ごとの定容比熱 [$J/kg \cdot K$]

$Cv_{in,i}$: 吸入ガス中の化学種ごとの定容比熱 [$J/kg \cdot K$]

D : ボア [m]

H : ストローク [m]

h : 熱伝達率 [$W/m^2 K$]

I_{air} : シリンダー内のガスの慣性モーメント [$kg \cdot m^2$]

LHV_{fuel} : 燃料の低位発熱量 [J/kg]

L_{sw} : スワールの角運動量 [$N \cdot m \cdot s$]

L_{inj} : 燃料噴射による角運動量 [$N \cdot m \cdot s$]

L_{end} : 燃料噴射終了時の角運動量 [$N \cdot m \cdot s$]

l : 代表長さ [m]

m_{air} : 1 シリンダー当たりの吸入空気質量 [kg]

m_{inj} : インジェクタの総燃料噴射量 [kg/s]

$m_{inj,i}$: i 番目の噴口の燃料噴射量 [kg]

Ne : エンジン回転速度 [rpm]

N_{inj} : インジェクタの噴口数 [-]

Nu : ヌセルト数 [-]

$n_{ex,i}$: 排気ガス中の化学種ごとの内部エネルギー [J]

$n_{in,i}$: 吸入ガス中の化学種ごとの内部エネルギー [J]

P_{air} : 吸入空気の圧力 [Pa]

P_{cr} : 燃料噴射圧力 [Pa]

ΔP_{cr} : 燃料噴射装置内とシリンダ内圧との圧力差 [Pa]

Pr : プラントル数 [-]

Q : 伝熱量 [W]

Q_{CL} : 冷却損失量 [W]

Q_{in} : 投入熱量 [W]

Q_{EL} : 排気損失量 [W]

Q_{unburn} : 未燃損失量 [W]

q : 計測値の合計 [-]

r : 燃焼室中心から燃料噴射弁までの距離 [m]

Re : レイノルズ数 [-]

Sw : スワール比 [-]

Sw^* : 噴射終了時のスワール比 [-]

T_{air} : 吸入空気の温度 [K]

T_g : バルクガス温度 [K]

T_w : 壁面温度 [K]

t : 時間 [sec]

V : ガスの速度 [m/s]

V_{inj} : 燃料の噴射速度 [m/s]

W : 図示仕事 [W]

x_i : 各項目の計測値 [-]

ν : 動粘性係数 [Pa · s]

ρ_{air} : 吸入空気の密度 [kg/m³]

ρ_{fuel} : 燃料の密度 [kg/m³]

$\theta_{inj,i}$: i 番目の噴口の噴射方向 [rad]

σ_q : 合計値の分散[-]

σ_{xi} : 各計測値の分散[-]

ω_{sw} : スワールの角速度[rad/s]

ω_{Ne} : クランク軸角速度[rad/s]

ω_{end} : 噴射終了時のスワール流の角速度[rad/s]

1 章 序論

1.1. 研究背景

1908 年にフォード・モータ社が開発・製造したフォード・モデル T が米国において発売された。それまで富裕層の所有物であった自動車が大量生産と低価格化により広く普及する社会を向かえてから 1 世紀以上が経過した。世界全体の自動車販売台数は 2015 年度に約 9 千万台に到達し、新興国(中国, インド, ASEAN 諸国を含む)のさらなる需要増加により 2020 年度以降には約 1 億台を突破すると予測されている⁽¹⁾。自動車の保有は人々に移動の自由や物流の高度化による生活水準の向上をもたらす半面, 排出ガス中の有毒成分による大気汚染や二酸化炭素(Carbon di-oxide, 以下 CO₂)など温室効果ガスの排出量増加による地球温暖化といった様々な環境問題をもたらした。

特に 2015 年に起草されたパリ協定において条約締結国に CO₂削減目標達成に向けた国内対策が義務化され, 自動車の CO₂排出に対して厳しい目が向けられている。図 1. 1 に国際エネルギー機関(International Energy Agency, 以下 IEA)がまとめたエネルギー消費者ごとの CO₂排出量の内訳を示す⁽²⁾。乗用車の CO₂排出量は 19%, トラック等を使用する物流業者の排出量が 9%であり, 両者の排出量の合計は全体の 28%に達する。図 1. 2 に各国の燃費・CO₂排出量規制の動向を示す。欧州連合(European Union, 以下 EU)は走行 1km 当たりの CO₂排出量を 2015 年に 130g/km, 2020 年に 95g/Km まで規制を強化する予定である。日本も 1999 年施行の改正省エネ法に基づき 2011 年に 2020 年以降の CO₂排出量目標(CO₂排出量: 114g/km)の取りまとめを行った。米国は 2012 年 10 月に成立した法案において 2025 年度までに乗用車と小型トラックの平均燃費を目標値(CO₂排出量: 112g/km)以下とする規制が導入された⁽³⁾。その他中国やインドなどの新興国も先進国と同様の規制を将来施行する方針を打ち出しており, CO₂排出量への規制は世界的な潮流となっている。そのため, 自動車産業の使命として CO₂排出量への規制に対応し地球環境保護に貢献する商品を開発することが求められている。

i) 電気自動車による CO₂ 排出量低減

CO₂排出量規制への対応方法として電気自動車(Electric Vehicle, 以下 EV)がある。乗用車とトラックに代表される商用車それぞれにおいて EV 化に向けた検討が行われている。日本の乗用車が走行する条件において EV, ハイブリッド自動車(Hybrid Vehicle, 以下

HV)と、プラグインハイブリッド(Plug-in Hybrid Vehicle, 以下 PHV)の1台あたりでの燃料採掘から走行時(Well-to-Well)での CO₂ 排出量を比較した報告が報告されている。当該報告では内燃機関を搭載する従来の乗用車と比較し EV の CO₂ 排出量は少ないと分析している⁽⁴⁾。ただし、EV の優位性は発電所の CO₂ 排出係数によるところが大きい。CO₂ 排出量の大きい石炭火力発電への依存割合は日本が 30%弱、発電端効率は 44.7%(燃料の低位発熱量基準)である。一方、米国は石炭火力発電への依存割合が 40%弱と日本より高く、効率も 40%程度と低いため PHV の CO₂ 排出量が EV とほぼ同等となることが指摘されている⁽⁵⁾。その他諸国においても、フランスなど一部の国を除き、石炭火力のシェアが 30%まで低下する 2040 年まで EV と PHV の CO₂ 排出量は同程度になると予測されている。特に、中国などの新興国は石炭火力発電の割合が 80%弱と極めて高いことや、石炭火力以外での発電量を電力需要の増加分を上回って確保していくことの困難さから EV による CO₂ 低減効果は先進国と比較し小さいと見込まれる。

乗用車の EV 化は電源となる発電所の CO₂ 排出量低減と同時に進める必要があることから、インフラ整備を含めた対策が必要となり時間がかかると予測されている。図 1.3 に IEA が試算した 2050 年までの乗用車の動力源構成の予測結果を示す⁽⁶⁾。HV や PHV といった内燃機関を搭載したシステムは 2050 年においても販売量の 6 割強を占めると予想される。

一方、図 1.1 の IEA の試算において CO₂ 排出量の 9%を占める商用車の EV 開発は乗用車に対して遅れている。乗用型 EV が 2010 年に世界で初めて量産発売(日産自動車 リーフ ZE0)されたのに対して、商社車では 2019 年度より三菱ふそうトラック・バスが EV 小型トラック eCanter を量産化する予定である⁽⁷⁾。eCanter の航続距離は、9 時間(交流 230V)の充電により 100km 以上とリーフ ZE0 と同程度である。商用車の EV 開発が遅れている要因はバッテリーの出力密度とエネルギー密度への要求値が、小型トラックでも乗用車の 2 倍以上と高いためである。現状の有機液体電解質を使用したリチウムイオン電池では達成が困難とみられ、次世代の全固体電池の実用化を待たなければならない状況である⁽⁸⁾。そのため、商用車は 2050 年までは内燃機関を搭載した車両が主力となる見込みである⁽⁹⁾。

EV 化による CO₂ 排出量低減には発電所の高効率化と CO₂ フリーなエネルギーソースの活用が必要である。発電所の高効率化やエネルギーソースの転換には時間がかかることや物流を担う商用車での EV 開発が遅れていることから、2040 年代まで内燃機関を搭載し

た自動車の販売台数が過半数を占めると予想されている。そのため、自動車の主要動力源であるパワートレイン(内燃機関と動力伝達装置の総称)の効率向上が欠かせない。

ii) パワートレインの高効率化による CO₂ 排出量低減

自動車のパワートレインには、使用する燃料と着火方式が異なる 2 方式の内燃機関が使用されている。ガソリンエンジンに代表されるスパークプラグにより着火するタイプの火花点火機関(Sperke Ignition, 以下 SI)と、ディーゼルエンジンに代表される燃料を圧縮した高温・高圧のガスにより自着火させる圧縮点火機関(Compression Ignition, 以下 CI)である⁽¹⁰⁾。ディーゼルエンジンはガソリンエンジンと比較し異常燃焼によるエンジン破損の恐れが小さく、燃焼室を高圧縮比に設計できる。自動車用ガソリンエンジンの熱効率が 30%程度といわれるのに対して、ディーゼルは 40%を超える高効率なエンジンを実現している。また、高圧燃料噴射システムの採用により 2000 年代以降のディーゼルエンジンは、排出ガス中の有毒成分を低減することにも成功した。

このように CO₂ 排出量低減のポテンシャルが高いディーゼルエンジンの特性を活かすには HV と組み合わせることが最も望ましい。ダイムラー社から市販されたディーゼル HV(S300 BlueTEC HYBRID)は、CO₂排出を E V と同等の量 115g/km まで低減したことが報告されている⁽¹¹⁾。更なる CO₂ 排出量の低減のため、ディーゼル PHV の開発を行うこともあわせて発表されている。これらディーゼル H V の課題はシステムコストが高いことが挙げられる。システムコストの低減のためエンジンの効率を高めることでモータやバッテリーなどの電気デバイスのコスト抑制し、EV よりも低い CO₂ 排出量の実現可能との技術戦略も唱えられている⁽¹²⁾。エンジンの高効率化による E V よりも低い CO₂ 排出量の実現には、エンジン効率を現状比 20%向上(熱効率換算で 50%以上)が必要と予測されている。

そのため、パワートレインの高効率化を目指した産学連携プロジェクトが各国において立ち上げられている。日本は内閣府が統括する戦略的イノベーション創造プログラム(SIP)の革新的燃焼技術を 2014 年度より開始している。乗用車用内燃機関の最大熱効率が 50%まで向上(現状比 15~25%増)するを実証することを目標としている⁽¹³⁾。米国はエネルギー省(United States Department of Energy,以下 DOE)が主導し、商用ディーゼルエンジンの熱効率が最大 50%まで向上することを実証する研究プログラム(Super Truck)が実施されている⁽¹⁴⁾。

地球温暖化を抑制し持続可能な社会を維持するため、自動車産業には各国の厳しい CO₂ 排出量規制をクリアすることが求められている。CO₂ 排出量規制のクリアには E V 化だけでなく、燃費が良く CO₂ 排出量の少ないディーゼルエンジンの更なる熱効率向上が欠かせない。2025 年以降の CO₂ 排出量規制のクリアすることを狙いとし、ディーゼルエンジンの熱効率 50%を超えることを目標とした研究プログラムが実施されている。

1.2. ディーゼルエンジンの効率向上

i).ディーゼルエンジンの開発史

ディーゼルエンジンを含む熱機関の開発史は、効率向上の歴史とも言える。内燃機関は 1860 年のフランス人 Jean-Joseph Étienne Lenoir による初の実用エンジンの実現から効率向上への飽くなき探求がなされてきた。1862 年にフランス人の Beau de Rocha による内燃機関の性能向上に関する論文が出版され、内燃機関の高効率化には理論的に導出した以下の項目が重要であることが示された⁽¹⁵⁾。

1. 気筒容積あたりの冷却面積は出来る限り小さいこと
2. 膨張は出来る限り早いこと
3. 膨張は出来る限り大きいこと
4. 膨張の始まる前、気筒内圧は出来る限り高いこと

上記 4 項目は、吸気、圧縮、膨張、排気の 4 つの行程で 1 サイクルを構成する 4 ストロークエンジンの基本的な動作原理と高効率化への阻害要因を記述している。当該論文から 14 年後、1876 年にドイツ人 Nikolaus August Otto による 4 ストロークエンジンが完成した。熱効率は従来のエンジンから 2 倍となり 14%まで向上した⁽¹⁶⁾。Otto のエンジンは、SI(火花点火)方式であるが現在とは構造が若干異なり点火装置は移動焰点火装置、吸気弁は蒸気機関から流用したスライド弁であった。当時の移動焰点火装置は、回転するスリットがパイロットバーナーからの熱を伝え着火する形式であった。Otto のエンジンの開発成功から 17 年後、1893 年にドイツ人の Rudolf Christian Karl Diesel により CI(圧縮点火)方式に関する論文が発表された。本論文によりディーゼルエンジンの理論的基礎が築かれる⁽¹⁷⁾。圧縮による高温により燃料の着火が可能なのは当時から知られていたが、そのような高圧を得ることは困難だと予測され開発への取り組みはほとんどなかった。1897 年に Diesel はミューヘン工科大学にて作成したエンジンの公式性能テストを行った。当時としてはあらゆる熱機関としての頂点の熱効率である 26.2%という記録を実現

(18)する。ディーゼルエンジンの発明当初は発電用として利用され、20 世紀初頭に船用エンジンとして活用が始まる。自動車用としての実用化には長い時間を要した。

自動車への搭載には高い圧力に耐えられる頑丈なエンジンブロックを軽量化するとともに、燃料噴射装置に工夫が必要であった。初期のディーゼルエンジンは燃料を微粒化して噴射する「空気噴射方式」を採用した。Diesel は燃料に微粉炭を用いることも想定していたため、燃料を圧縮空気とともに送りこむことが求められたためである。1910 年にイギリスのピッカース社が無気噴射装置⁽¹⁹⁾を発明し現在の燃料噴射装置の基礎となる。1927 年にドイツのボッシュが燃焼噴射装置の製造を開始した。ディーゼルエンジンを搭載した自動車は、1926 年にドイツのユンカーズ社が製作したトラックである。1936 年にドイツのメルセデスがディーゼルエンジンを搭載した乗用車の製造を開始した。自動車への採用からこれまで、ディーゼルエンジンは副室式から直接噴射式へ、過給機、インタークーラ、EGR の採用、ジャーク式からコモンレール噴射系の採用と熱効率、比出力の高さをさらに向上させるべく進化を続けてきた。電子制御と組み合わせた精細な制御とともに蓄圧式による高圧噴射を日本のデンソーが完成させるのは 1992 年である⁽²⁰⁾。図 1.4 に 1980 年以降の乗用車ディーゼルエンジンの熱効率の推移を示す。1996 年のコモンレールシステムの採用により熱効率は向上し、2018 年時点での乗用エンジンの最高効率は 44%⁽²¹⁾である。同様にコモンレールシステムを採用した大型商用エンジンの正味熱効率は 43.5%⁽²²⁾である。自動車よりもサイズが大きい船用エンジンではあるが 2 ストロークエンジンは正味熱効率 55%を記録⁽²³⁾、船用 4 ストローク・ディーゼルは正味熱効率 50.5%に到達している⁽²⁴⁾。

さまざまな用途に使われてきたディーゼルエンジンは、熱効率の良さと比出力の大きさを更に向上させるためさまざまな改良が行われてきた。ただし、今後進む CO₂ 排出規制に対応するには自動車用の動力として更なる進化が必要となる。そのため、最新のディーゼルエンジンにおいて実施されている効率向上策の現状と課題を明らかにする。

ii).ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの比較

日本の乗用自動車として一般的なガソリンエンジンと本研究で対象とするディーゼルエンジンを比較することで、エンジンの効率に影響を及ぼす燃焼制御の両エンジンでの違いと課題について把握する。

ディーゼルエンジンは燃焼室内に空気だけを吸入して圧縮し、高温になった空気中に噴

射した燃料が空気と混合しながら自己着火することで燃焼を制御している。つまり、燃料噴射の開始時期が燃料の着火時期を制御している。これは、乗用車のエンジンとしてより身近なガソリンエンジンが吸気から圧縮行程中に燃料を予め混合しておき、スパークプラグからの火花により着火させるのとは異なる形態である。そのため、ディーゼルエンジンでは燃料噴射装置が噴射時期、噴射量を適正に制御するとともに、燃料と空気との混合を促進することが燃焼を改善し排気中の有毒成分を低減するうえで重要となる。この、燃料と空気の混合には高圧燃料が持つ運動エネルギーを利用すること、燃焼室形状の工夫や吸入行程時に空気に与えた旋回や縦渦などの気流が用いられてきた。ただし、高圧噴射は燃焼を改善し排気中の有毒成分を低減する代わりに冷却損失が増加することが指摘されており⁽²⁵⁾、気流を活用する場合も冷却損失やポンプ損失の増加が確認されている⁽²⁶⁾。

iii).ディーゼルエンジンの熱効率改善の着眼

ここでは、ディーゼルエンジンの損失量を分析し、熱効率向上の着眼点を得ることを目的とする。図 1.4 に示した熱効率の改善傾向は 2000 年以降に鈍化している。図 1.4 下部に示す Euro の文字がついた数字は E U の排気中の有毒成分規制の段階を示し、数字が大きくなるほど規制が強化されている。この有毒物質規制をクリアするため、自動車メーカー各社は燃焼改善による有毒成分低減を試みているが、背反として各種損失が増加し熱効率改善を困難にしていることが課題である。

図 1.5.に乗用ディーゼルエンジンにおける最大熱効率点での各種損失と対策方針の概念図を示す。投入エネルギーに対する軸出力の割合を示す正味熱効率を向上するには、排気損失(Exhaust loss)、冷却損失(Cooling loss)、機械損失(Mechanical friction)と、ポンプ損失(Pumping loss)を合わせた熱損失を低減することが必要となる。最大効率点において損失量は排気、冷却、機械、ポンプの順で大きいことが分かる。従来のエンジン開発においては排気損失低減に注力した対策が行われてきた。

同様に、図 1.6 に商用車向けエンジンを対象として実路で使用するエンジンの運転領域での、投入した燃料に対するエンジンのエネルギーフローを計算した結果を示す⁽²⁷⁾。計算対象としたディーゼル機関は排気量 3L、直列 4 気筒直接噴射式であり、コモンレール燃料噴射装置、インタークーラー付き可変容量ターボチャージャー、水冷 E G R を備える。運転条件は J E 05 モード(専ら乗用の用に供する乗車定員 9 人以下のものを除く車両総重量が 3.5t を超えるものを対象とした排出ガスの評価方法⁽²⁸⁾)であり、最大効率点から停止中

のアイドル状態までを含んでいる。計算は空間の概念を持たない 0 次元モデルを用いている。最大効率点以外を含んだ条件においても、燃料のエネルギーは軸出力の他に、排気エネルギー(排気損失)、ピストン、ヘッド、ライナーへの冷却損失、フリクション(機械損失)の順で大きいことが報告されている。ただし、排気損失が持つ熱や圧力などのエネルギーはターボや触媒の温度上昇に消費され最終的には冷却損失より小さい 6%程度まで低下することも報告されている。

このように、従来は排燃焼から排気弁が開く膨張行程において仕事に変換できない熱エネルギーである排気損失の低減を目指した対策が行われてきたが、同時にターボの高効率化や搭載する触媒数が増えたことによる熱容量増加が行われたため排気損失の低減余地は少なくなっている。また、燃焼による高圧のガスが機械要素を押し付けた摩擦により発生する機械損失は潤滑油や機構要素の工夫により低減が試みられてきたが、機械の信頼性との兼ね合いが大きいとため大幅な改善が見込みにくい。

一方、エンジン筒内の燃焼ガスが流動し壁面と熱伝達を行うことにより発生する冷却損失は、エンジンを断熱化する困難さから対策が進んでこなかった。冷却損失は排気損失よりも損失量としては少ないが、投入エネルギーの 21%を消費しており 1 割から 2 割程度の低減でも熱効率が大きく向上することが見込める。そのため本研究では冷却損失の低減に着眼した。これまでも冷却損失に関しては、エンジン実機を用いて機関回転数、負荷、燃料噴射条件や、雰囲気条件などのパラメータを操作し冷却損失に及ぼす影響が調査されてきた。次節よりディーゼルエンジンの冷却損失に関する研究事例についてまとめる。

1.3. 冷却損失に関する従来の研究

冷却損失は、機効率、部品の信頼性、排出ガス中の有毒物質などに関連することから⁽²⁹⁾、古くから研究が行われてきた。1970 年代まではエンジンの信頼性を確保するための熱集中に関する研究が行われ、1980 年代においてはエンジンの構造材料をセラミックにした遮熱エンジン、1990 年代からは燃焼温度を低下させる低温燃焼技術が盛んに試みられた。しかし、冷却損失の低減技術で実用化されたものは少ない。この要因として、冷却損失に関するエンジン筒内の流動や温度、壁面温度といったパラメータが運転条件やエンジンごとに異なり現象の整理を困難にしたことが考えられる。そのため、対策技術が目論見どおりの効果を上げにくい状況がある。本節ではディーゼルエンジンにおける冷却損失の発生要因の考え方を示し、従来の研究事例をまとめることで本研究での低減手段の検討を行う。

冷却損失の基本的な現象は、燃焼ガスなどの高温の気体が壁面と接触することにより生じる熱伝達現象と考えられている。図 1.7 に 2000 年以降に製造されたディーゼルエンジンの機構と燃料噴射装置を示す。1.2 節にて述べたようにディーゼルエンジンはガソリンエンジンと異なり燃料噴射装置が燃焼の制御を行っている。燃料と空気の混合は高圧燃料がエンジン筒内に噴射された時の空気の取り込み(エントレイメント)により行われる。ディーゼルエンジンには燃料を高圧にして圧送するためのポンプ、燃料を蓄圧するためのコモンレール、電子制御の燃料添加弁(以下、インジェクタと記す)が搭載される。インジェクタは任意のタイミングにおいて規定の燃料量を筒内に噴射し、空気と混合させながら着火させることでエンジンの出力を得る。

図 1.8 にディーゼルエンジンの燃焼と冷却損失の発生要因の概念図を示す。図 1.8 は高圧噴射による燃料噴霧の運動量とともに、空気のエントレインを補助する筒内の気流が壁面の熱伝達に与える影響を表している。燃料噴射弁や燃料噴霧の周囲に形成される気流と筒内の気流が合成され複雑な流動場となること、ガス温度はエンジン筒内全体で不均一になり特に燃料噴霧周囲の温度が高くなることが分かる。このような流動と温度場の不均一がディーゼルエンジンにおける冷却損失の解析を困難にしている一因と考える。

次に、筒内のガスと壁面との熱流束の計算に用いられるニュートンの冷却則を次式に示す。

$$dq = A \cdot h \cdot (T_g - T_w) \cdot d\tau \dots (1.1)$$

上記式のうち q は熱量[W]、 A は伝熱面積[m²]、 h は熱伝達率[W/m²K]、 T_g はガス温度[K]、 T_w は壁面温度[K]、 τ は伝熱時間[s]である。熱伝達率 h は熱伝達と熱伝導との比を表す無次元量であるヌセルト数 Nu を用いて式(1.2)、(1.3)で表される。

$$h = \frac{Nu \lambda}{L} \dots (1.2)$$

$$Nu \propto Re^{0.8} \times Pr^{\frac{1}{3}} \dots (1.3)$$

上記式のうち λ は流体の熱伝導率[W/mK]、 L は代表長さ[m]、 Re は流体の慣性力と粘性力との比で定義されるレイノルズ数、 Pr は流体の動粘度と温度拡散率の比で定義されるプラント数を表す。レイノルズ数 Re は次式で表される。

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \dots (1.4)$$

上記式のうち D はエンジンのシリンダ直径[m]、 ν は動粘性係数[m²/s]、 V はガス流速[m/s]を示す。エンジンにおいては熱伝達率 h と高温ガス T_g 、壁面温度 T_w が相互に影響

しつつ、冷却損失量を決定していると考えられている。

過去の研究においては、壁面温度 T_g の増加を主眼にした遮熱エンジン、ガス温度 T_w の低下を狙った低温燃焼、伝熱面積 A や熱伝達 h に関する運転条件や燃焼室の形状、筒内流動の強さなどの設計指標と冷却損失との関係をエンジン実機にて明らかにすることが行われてきた。また、冷却損失の基礎的な現象解析に主眼を置いた容器を用いて計測手法の開発も並行して実施されてきた。以下に、ディーゼルエンジンの冷却損失に関する研究事例を示す。

a. 遮熱エンジンの研究事例

冷却損失の積極的な低減を目的とした技術開発は 1970 年代後半に kamo⁽³⁰⁾らがエンジンの断熱化を提唱したことが始まりと考えられる⁽³¹⁾。当時はエネルギー安全保障の観点から省燃費化に寄与する技術が求められ、セラミックを用いた断熱エンジンの開発が行われた。当時はエンジン構造材の全てをセラミックに置き換えることが試みられたが、金属材料に対して高温になる壁面が吸気を加熱し、吸気効率の低下による出力減少や窒素酸化物(Nitrogen oxide, 以下 NOx)の増加を招くことがわかり⁽³²⁾実用化には至っていない。

セラミック素材が持つ背反事項を解決するため、2000 年代以降は壁面温度の急激な変化(以下、壁温スウィング)に着眼した低熱伝導・低熱容量材を用いた遮熱技術の研究が行われてきた。壁温スウィングにより吸気加熱が懸念される吸気行程中は壁面温度を低くし、燃焼行程中に燃焼ガスから壁面に流入する熱流束により壁面温度が高くなり冷却損失の低減効果が見込める⁽³³⁾。遮熱膜は燃焼室内壁に厚さ数 $100\mu\text{m}$ 以下の空隙を持つ膜状の低熱伝導材料を成型することで形成され、筒内の高温ガスからの熱が流入する短期間のみ表面温度を高くすることを実現している⁽³⁴⁾。ただし、小島、西脇⁽³⁵⁾らによれば、壁面温度の上昇により壁面近傍に存在する火炎の消炎距離が短縮し、熱伝達率が增大することが指摘されている。この熱伝達率の増加は、壁面温度の増加による冷却損失の低減効果を減することになる。長田ら⁽³⁶⁾はピストン表面に存在する火炎の消炎距離を画像解析により計測しジルコニアを用いた遮熱膜において火炎の消炎距離が小さくなることを報告している。

燃焼室内壁の温度を制御することにより冷却損失低減を狙った技術開発においては、壁面温度の最適値決定の困難さや構造材料としての信頼性などの課題が有るため実用

化に至った技術は少ない。冷却損失低減手法として燃焼温度の低減や、ガスと壁面との熱伝達率を低減する手法が研究されてきた。

b. 低温・均質予混合燃焼の研究

遮熱エンジンの研究が進展した 1980 年代後半より低 NO_x ・スモークと圧縮上死点 (Top Dead Center, 以下 TDC) 近傍において短期間で燃焼を完結することによる熱効率向上を目指した低温燃焼技術の研究が盛んに行われてきた。低温燃焼の考え方は均質圧縮自着火 (Homogeneous Charge Compression Ignition, 以下 HCCI), 予混合圧縮自着火 (Premixed Charge Compression Ignition, 以下 PCCI), 反応制御圧縮自着火燃焼 (Rectivity Controlled Compression Ignition, 以下 RCCI) を内包している⁽³⁷⁾。近年, 研究が行われている RCCI では大量の排気再循環 (Exhaust Gas Recirculation, 以下 EGR) により燃焼温度を低下させ, 冷却損失の低減効果が大きくなることが報告されている⁽³⁸⁾。均質予混合燃焼でありながら火花点火でなく自己着火させることにより高効率と低エミッションの達成が可能なのは Schweitzer ら⁽³⁹⁾などにより古くから報告されていた。Ashley と飯田⁽⁴⁰⁾はエンジンの燃焼方式を分類し, この中で均一予混合気を圧縮自着火させる燃焼方式を HCCI と定義した。ガソリンエンジンベースの HCCI⁽⁴¹⁾が基本的には完全均質混合気で燃焼させるのに対し, ディーゼルエンジンベースの HCCI は完全な均質混合気とはならず燃料噴射終了後に予混合期間を経て混合気に一定の濃度分布が存在する状態にて着火させることが一般的である。燃料を噴射しながら燃焼させる従来の拡散燃焼型に対し, この燃焼方式は PCCI と呼ばれ混合器の希薄化, 燃焼温度の低温化, 燃焼期間の短縮が可能など複数の機能を同時に変更が可能な燃焼方式である。

初期に提案された PCCI 方式は早期噴射によって希薄予混合気を形成させるため, 低圧雰囲気場での噴霧微粒化とライナーへの燃料付着の抑制が必要であり, 武田ら⁽⁴²⁾の PREDIC (Premixed Lean Diesel Combustion) や, 柳原ら⁽⁴³⁾の UNIBUS (Uniform Bulky Combustion System) などのコンセプトが提案されている。両コンセプトにおいて燃料噴射時期は - 60 degree ATDC と従来よりも早期に設定され, 希薄混合気の形成により排ガス中の NO_x と粒子状物質 (Particulate Matter, 以下 PM) の同時低減を実現している。江見⁽⁴⁴⁾は, PREDIC 燃焼の壁面瞬時温度を計測し, 従来燃焼よりも壁面温度が低く冷却損失が 1 から 2 割程度低下する条件があることを報告している。ただし, 燃料の着火時期を制御するのは困難であり, TDC よりもかなり前に着火することで熱効率の悪化を招

いている。橋詰⁽⁴⁵⁾らは着火時期の制御による運転領域の拡大と NO_x の大幅低減を狙い予混合燃焼，拡散燃焼を独立に最適化するコンセプトの二段燃焼 MULDIC (Multiple Stage Diesel Combustion)を提案している。MULDIC により従来のディーゼル燃焼と同等の燃費で NO_x，スモークを 1/2 以下に低減可能なことを報告している。島崎⁽⁴⁶⁾らはノズル諸元の改良と排気再循環(Exhaust Gas Recirculation,以下 EGR)の組み合わせ，村田⁽⁴⁷⁾らは吸気バルブの早閉じ/遅閉じによるミラーサイクル(Miller cycle)と EGR を組み合わせた PCCI コンセプトを提唱し，有効圧縮比の低下と EGR の組み合わせにより着火遅れを稼ぎ予混合燃焼の成立領域を確保している。ただし，これらの燃焼コンセプトは EGR の使用を前提としており過渡運転時における応答性が十分でないことや，EGR により吸気中の酸素濃度が低下し燃焼が完結しないため未燃損失の増加することなどの背反が報告⁽⁴⁸⁾されている。

従来の研究結果から低温燃焼は軽負荷での効果は大きい⁽⁴⁹⁾明らかになったが，高負荷においては着火時期の制御性や完全に燃焼が完結しないために炭化水素(Hydrocarbon, 以下 HC)と一酸化炭素(Carbon monoxide, 以下 CO)が増加することが課題⁽⁵⁰⁾となり実用化されていない。

c. 機関性能の予測・改善に用いることを目指した冷却損失量の予測モデルの研究

構造材料の断熱化や低温度燃焼の技術的な困難さが認識され，冷却損失の低減が可能な運転パラメータや機関形状の最適化が行われた。その過程において，冷却損失の発生量を予測するモデル化は，機関性能や部品の信頼性を設計前に把握し設計ミスによる手戻り行程を無くすることが可能になるとされ重要とされてきた⁽⁵¹⁾。ディーゼルエンジンの燃焼室内の平均熱伝達の推算式は Eichelberg⁽⁵²⁾，Waschini⁽⁵³⁾⁽⁵⁴⁾，Annand⁽⁵⁵⁾らによって提案されている。提案式のうち，幾つかのモデルでは熱放射(輻射)や燃焼または筒内流動(スワール流)による効果を補正項として扱っているが，基本的に乱流熱伝達の相似則に基づくモデル化を行っている。乱流熱伝達において重要となるレイノズル数は，平均流速をピストン平均速度，代表長さにシリンダボア径として計算することが多い。多くの研究者がこれらの推算式の修正と開発を行ってきたが，各推算式が予測する冷却損失量は大きく異なり式の選定に恣意的な要素が残る。また，予測するエンジンの使用条件が予測式の範囲が外れた場合，実験値との乖離が大きくなることなどが多くの研究者に指摘され⁽⁵⁶⁾予測精度の高いモデルの登場が望まれている。

予測精度の高い推算式を開発するためには、冷却損失に対し影響を与える因子を抽出し、個々の因子が与える影響を明らかにすることが重要である。

d. 運転パラメータや機関形状が冷却損失に及ぼす影響の研究

予測モデルに頼らず運転パラメータや機関形状が冷却損失に及ぼす影響を、エンジンでの計測結果から明らかにする研究が行われている。

冷却損失は壁面の遮熱化よりも、燃焼室形状や筒内の気流などの要素に大きく影響を受けることを木村らが⁽⁵⁷⁾指摘しており、酸素濃度やスワールが熱流れに及ぼす影響を調査している⁽⁵⁸⁾⁽⁵⁹⁾。榎本ら⁽⁶⁰⁾は、NO_x低減手段として一般的なEGRが冷却損失に及ぼす影響を薄膜型熱電対を用いて調査し、EGR率の増加とともに熱流束のピーク値が低下することを示している。江見らは、薄膜型熱電対を燃焼室壁面99か所に設置しサイクル中の壁面瞬時温度を筒内全体で計測⁽⁶¹⁾し、着火時期や機関回転数を変化させたの熱伝達率がEichelbergやWoschniなどの経験式と一致しないこと⁽⁶²⁾を報告している。

荒戸⁽⁶³⁾らは、冷却損失の低減と図示効率が両立する燃焼室形状を数値流体力学(Computational Fluid Dynamics, 以下CFD)と多目的最適化ツールを用いて探索を行い、浅皿型燃焼室において噴射初期の噴霧の一部を燃焼室中心部に衝突させ、噴霧主要部を破棄面に沿わせて発達させることで良好な燃焼維持しつつ冷却損失を低減することが重要であることを実機試験にて確認している。喜久里ら⁽⁶⁴⁾も、同様にCFDと遺伝的アルゴリズムを用いて燃焼室形状と噴霧特性の最適化を行い、噴射方向角度(コーン角)を広くすることによりリエントラント型ピストンの上下面に分割することで冷却損失が低減できることを報告している。ただし、これらの評価結果は、最適化アルゴリズムの制約条件や想定するエンジン諸元により結果が異なることが予想されエンジン設計全般に適用することが難しい。

以上の研究を始め、エンジン実機を用いた計測により機関回転数、負荷、筒内ガス流動や燃料噴射条件等のパラメータが、壁面の局所熱流束や冷却損失の総量に影響を及ぼすことが明らかにされてきた。ただし、エンジン実機にて任意のパラメータを変更した場合、燃焼状態、壁面熱伝達率、壁面温度や、吸入ガス温度の変化などが複合した状態で計測され、要因の切り分けには困難を要する。さらに、計測装置の設置には特別な工夫を要するために実験事例も少なく、冷却損失に影響する因子が何かについては十分な考察がなされていない。

e. 冷却損失の基礎的なメカニズム解析を目指した熱流束現象の研究

神本ら⁽⁶⁵⁾、Wolf⁽⁶⁶⁾らは、計測領域や計測方法の適用自由度が高い高温高压の定容容器を用いた衝突噴霧火炎が壁面熱伝達特性に及ぼす影響を調査している。当該研究により、衝突噴霧火炎の壁面熱流束の大きさは、噴霧火炎の壁面衝突速度や、燃料噴霧の着火時期、衝突時の火炎温度に強く依存することが示されている。ただし、該研究は体積変化が無い静止雰囲気中に噴射された噴霧・火炎の壁面熱伝達だけを取り扱っているため、エンジン実機に存在するスワールやピストン移動により誘起されるスキッシュ・逆スキッシュ流の影響は考慮できていない。

スワール比が高い条件では、冷却損失が増加し熱効率が低下することが課題である。内燃機関の筒内ガスと壁面との熱伝達率のモデルを提案した Woschini は、熱伝達率がスワール流速の 0.8 乗に比例して増加すると予測している。窪山ら⁽⁶⁷⁾は急速圧縮装置 (Rapid Compression Machine, 以下 RCM と記載)を用いてスワール流と冷却損失との関係が調査している。当該研究により、燃焼期間中の壁面での冷却損失量はスワール比によらずほとんど変化がないが、スワール比が増加すると燃焼期間外の冷却損失が増加しサイクルあたりの冷却損失が増加することが示されている。

一方、木村ら⁽⁶⁸⁾、Gerpen⁽⁶⁹⁾らは、燃料運着条件、およびスワールが冷却損失に及ぼす影響を調査し高スワール比は局所熱流束及び筒内全体での冷却損失が低減することを報告している。ただし、これらの計測にはエンジン実機だけを用いており、筒内流動を計測や噴霧火炎の挙動を観察することが行われず、現象として整理された知見とはいえない状況がある。

f. 従来研究のまとめ

このように、従来の研究においては、壁面温度 T_w と燃焼温度 T_g の温度差低減に着眼した研究が行われたが、部品の信頼性や燃焼の制御性悪化といった観点から実用化された技術は少ない。一方、熱伝達率 h や伝熱面積 A に着眼した解析では限定的ながら冷却損失低減につながる条件や燃焼室形状が見いだされている。ただし、熱伝達率 h に影響するスワールの強度が冷却損失に与える影響については、統一的な見解が得られておらず未解明な現象の一つである。そのため、本研究ではスワール流の強度と冷却損失の関係に着眼した研究を行うこととする。

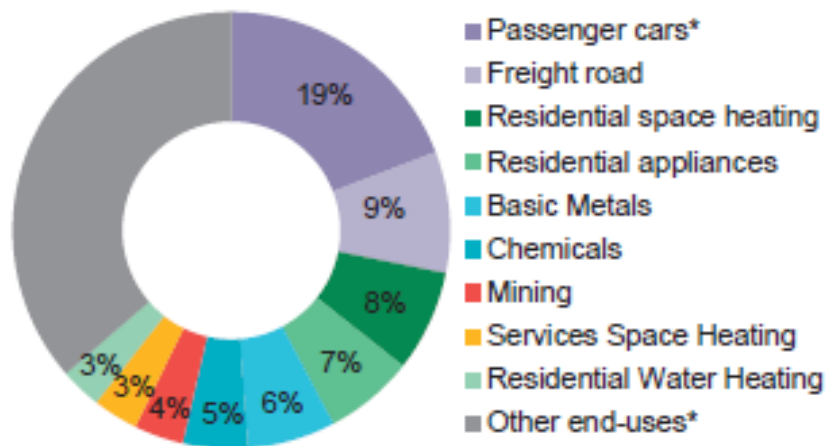
1.4. 本研究の目的

本研究はディーゼルエンジンの熱効率向上を目的とする．熱効率向上の目標値は将来のCO₂ 排出規制の強化に対応するためには第一段階として熱効率 45%とする．そのため、エンジンの冷却損失低減に着眼した．これまで、冷却損失の研究が行われてきたが、その中で未解明な現象としてスワール流と冷却損失との関係を調査する．

従来、スワール流は主にバルブ閉弁時でのスワール流にて冷却損失の関係を整理しており、燃焼前や燃焼開始後など時間的な概念をもってスワール強度を定義し冷却損失との関係に着眼して整理した事例は少ない．特に、冷却損失への影響が大きいと言及されている噴射終了後のスワール流の強度と冷却損失との関係を明らかにすることが重要であると考ええる．

2 章において従来のスワール流と本研究にて定義する噴射終了後のスワール流との違いについて考察を行う．3 章において噴射終了後のスワール流を燃料噴射により変更する手法を構築し、直噴式ディーゼル単気筒エンジンにて評価した結果を示す．4 章において可視化エンジンとCFDを用いて噴射終了後のスワール流の変更により冷却損失の低減が行われているのかを確認する．

スワール流の強度を制御する方法として燃料噴射の持つ運動量を利用する方法が有ると考える．図 1.9 にスワール流と燃料噴射が持つ運動量モーメントを比較した結果を示す．スワール流の持つ運動量モーメントは、回転数 1000rpm、スワール比 0.9、過給圧力 70kPa gage、ボア径 ϕ 135mm、ストローク 140mm、排気量 2.0L のエンジンを想定し算出した．燃料噴射が持つ運動量は、燃料噴射圧力 200MPa、噴孔径 ϕ 0.177 \times 6(噴孔流量 1100CC/min)、噴射量 60mm³(エンジン中負荷相当)の条件を想定した．スワール流が持つ運動量と燃料噴射が持つ運動量はほぼ同等である．本条件であれば燃料噴射が持つ運動量を用いてスワール流の強度を任意に変更可能であると考ええる．



* Passenger cars includes cars, sport utility vehicles and personal trucks;
other end-uses includes the remaining part of emissions beyond the top-ten.

Fig. 1.1 Top ten CO₂ emitting end-uses in IEA, 2014⁽²⁾

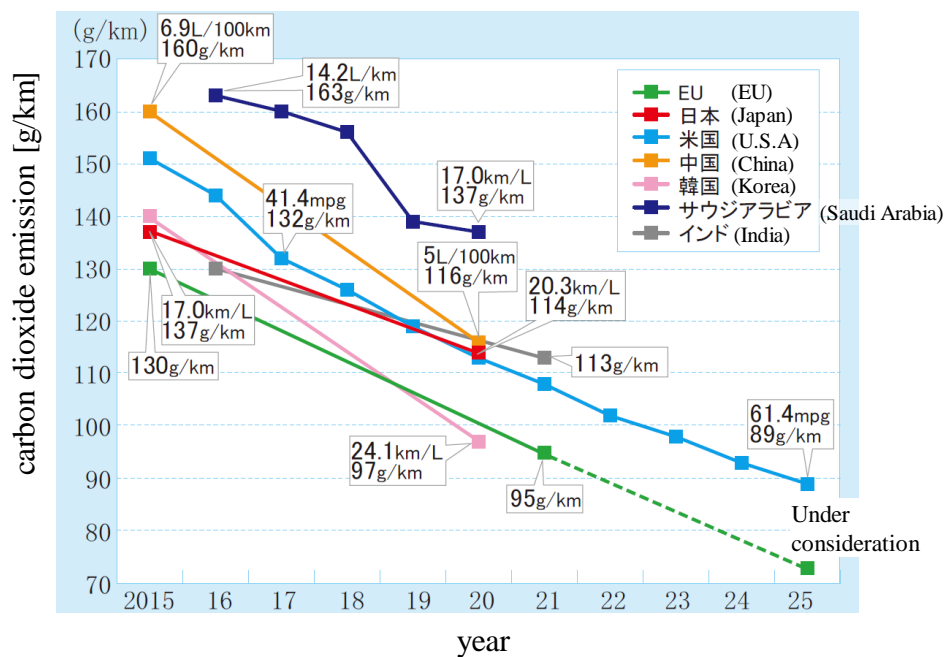


Fig. 1.2 Trends in fuel efficiency regulations around the world⁽³⁾

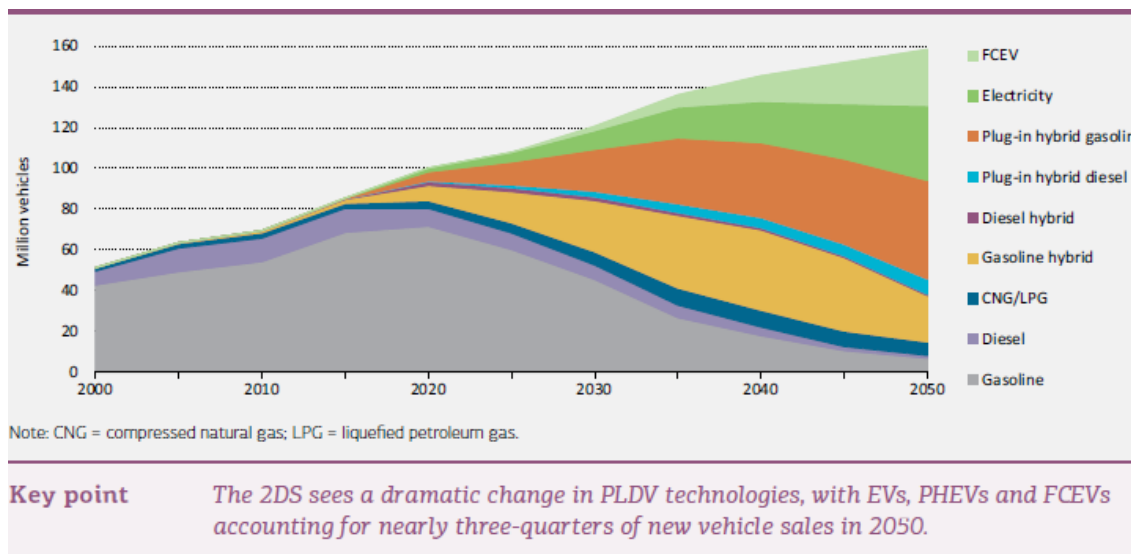


Fig. 1.3 Global portfolio of technologies for passenger light-duty vehicle in the 2 degree scenario⁽⁶⁾

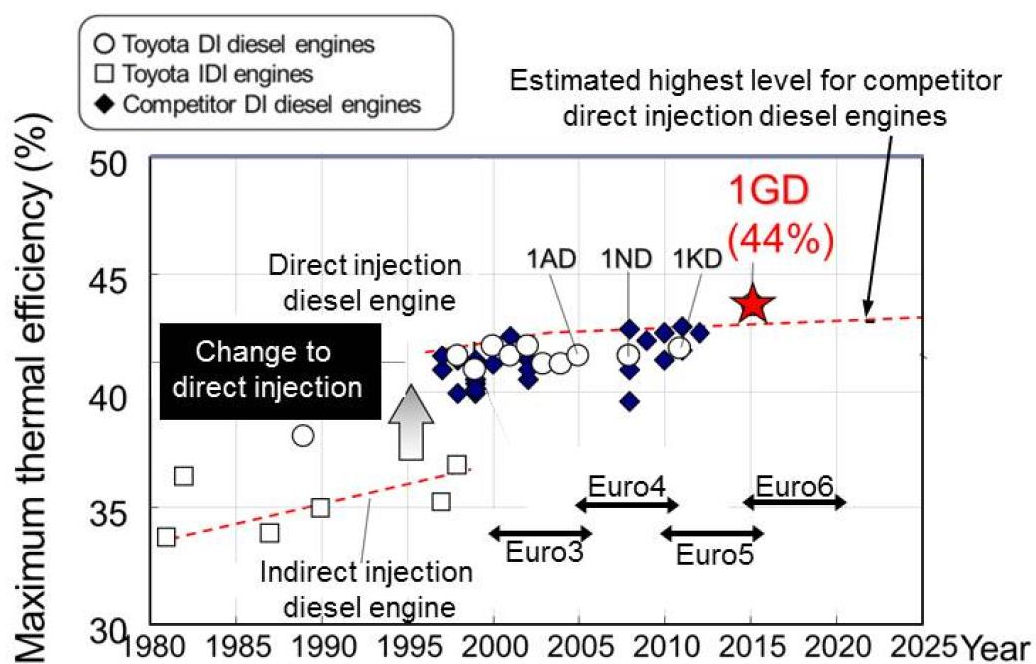


Fig. 1.4 history of maximum thermal efficiency

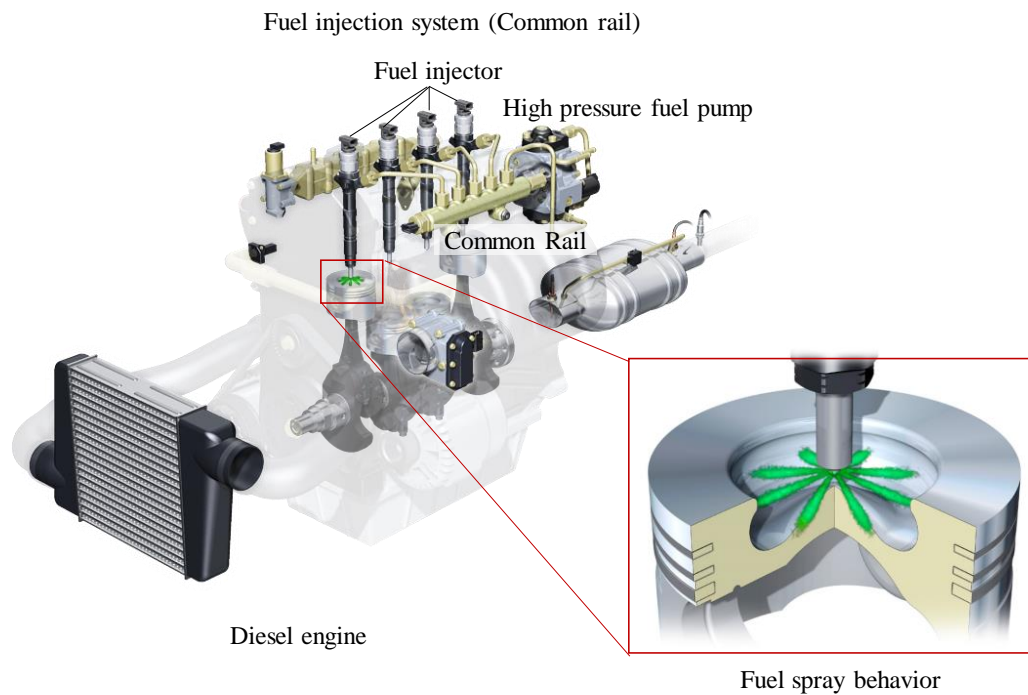


Fig. 1.7 Diesel engine system and fuel spray behavior in the combustion chamber

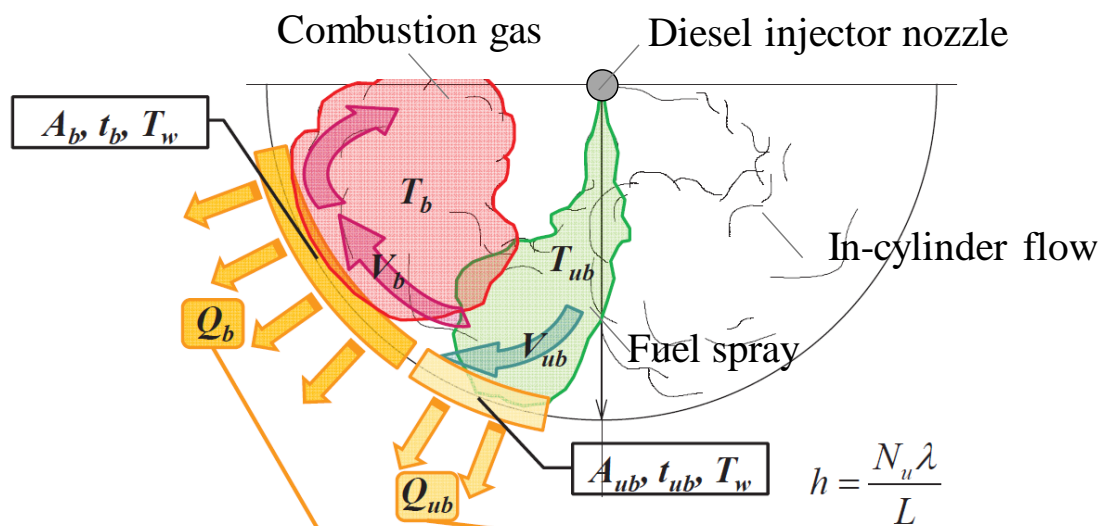


Fig. 1.8 Concept diagram explaining the phenomenon of cooling loss

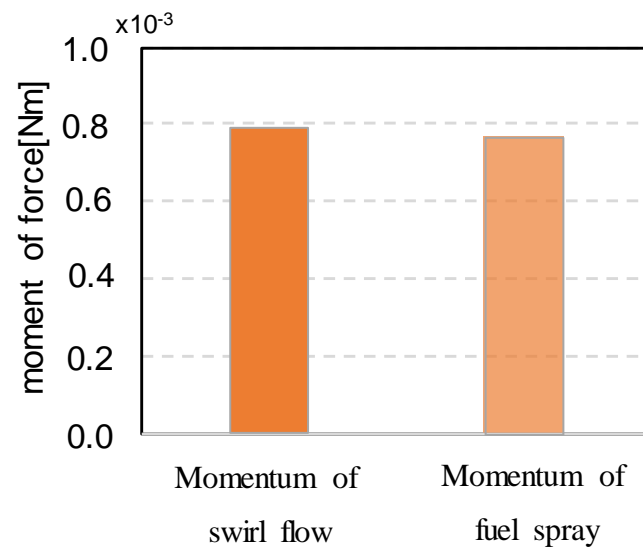


Fig.1.9 Comparison of momentum of air flow and spray

参考文献 1 章

- (1) 田中八智代, グローバル自動車市場と技術の新潮流,
https://www.jbic.go.jp/wpcontent/uploads/topics_ja/2016/03/46993/topics_2016_0309_02.pdf, 参照日 2017/6/21
- (2) International Energy Agency (IEA), Energy efficiency indicators highlights 2017,
<http://admin.indiaenvironmentportal.org.in/reports-documents/energy-efficiency-indicators-highlights-2017>, 参照日 2017/12/27
- (3) 西野浩介, 世界で強化される自動車燃費規制とその影響,
https://www.mitsui.com/mgssi/ja/report/detail/1221218_10674.html,
参照日 2017/6/22,
- (4) 経済産業省, E V・P H V 普及に向けた経済産業省の取組について, 経済産業省 HP,
http://www.cev-pc.or.jp/pdf/event/event_evex_2015/evex2015_meti.pdf,
参照日 2018/5/20,
- (5) 新村光一, 環境課題に対応する電動車開発とリチウムイオンバッテリー技術,NEDO TSC Foresight, <http://www.nedo.go.jp/content/100765866.pdf>,
参照日 2018/5/20,
- (6) International Energy Agency (IEA), Energy Technology Perspectives 2015 - Mobilising Innovation to Accelerate Climate Action,
<http://www.iea.org/etp/etp2015/>, 参照日 2017/12/27
- (7) 三菱ふそうトラック・バス株式会社, 世界初の量産電気小型トラック「eCanter」,
<https://www.mitsubishi-fuso.com/content/fuso/jp/truck/ecanter/lp.html>, 参照日 2018/12/27
- (8) 経済産業省 産業構造審議会, 超長期エネルギー技術ビジョンロードマップ -運輸分野ロードマップ解説-, http://www.iae.or.jp/wp/wp-content/uploads/2014/09/ene_vision_2100/06_unyuRM.pdf, 参照日 2016/2/3
- (9) 国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO), 先進・革新蓄電池材料評価技術開発(第2期)基本計画(案),
<https://www.nedo.go.jp/content/100873562.pdf>, 参照日 2018/11/25
- (10) 長尾不二夫, 内燃機関講義,養賢堂, P.9-11 (1969)
- (11) Jochen Strenkert, Christoph Schildhauer, Markus Richter, The New Diesel Plug-in Hybrid from Mercedes-Benz, MTZ Motortechnische Zeitschrift vol.79 No.4, P.46-51, (2018)
- (12) 人見 光夫, 内燃機関の将来展望, 第21回内燃機関講演論文集,P.1-23 (2010)
- (13) 内閣府, 研究開発計画第1期11課題,<https://www8.cao.go.jp/cstp/////gaiyo/sip/sipkenkyukaihatu11kadai.pdf>,

参照日 2018/4/4

- (14) Roland Gravel, Freight Mobility and SuperTruck -Transportation and Mobility Emerging Trends and Promising Technologies-, <https://www.iea.org/media/workshops/2016/egrdtransportssystemsofthefuture/4SuperTruckBriefingOct2016IEAMtgRmG.pdf>, 参照日 2018/4/3
- (15) 田中秀治,自動車エンジンの技術史 黎明期の内燃機関から最新省エネ・エンジンまでロータリーエンジンの開発史, http://www.mems.mech.tohoku.ac.jp/automobile_engine_history.pdf, 参照日 2017/12/27
- (16) 富塚清, 内燃機関の歴史, 三栄書房, ISBN 4879040150, P.34, (1984)
- (17) ガズー編集部, ディーゼルエンジン - もう一つの内燃機関 (1893 年), https://gazoo.com/article/car_history/150220_1.html, 参照日 2018/4/27
- (18) ルドルフ・ディーゼル著 山岡茂樹訳・解説, ディーゼルエンジンはいかにして生み出されたか, 山海堂, P.110 (1993)
- (19) 小川英之, ディーゼルこそが, 地球を救う, ダイヤモンド社, P.35-49, (2004)
- (20) 松本修一, コモンレールシステム用インジェクタにおける高圧燃料噴射機構に関する研究, 金沢大学大学院自然科学研究科システム創生科学専攻 博士後期課程博士論文, (2015)
- (21) 山本崇, 笈川直彦, 戸田忠司, 濱村芳彦, 新型 2.8L 直列 4 気筒ディーゼルエンジン (ESTEC GD) の開発, 自動車技術会大会学術講演会講演予稿集, No. 20155295, (2015)
- (22) 山口卓也, 青柳友三, 長田英朗, 島田一昭, 内田登, 高過給ディーゼルのコンバインドサイクルによる燃費改善の研究ーランキンサイクルによる排熱回生についてー, 自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集, No.20125683, (2012)
- (23) 田山径二郎, 船用大型 2 サイクル低速ディーゼル機関の技術系統化調査, 国立科学博物館 技術の傾向化調査報告, 第 8 集, (2007)
- (24) Wärtsilä 31, Wärtsilä 31 is recognised by Guinness World Records as the world's most efficient 4-stroke diesel engine, https://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/ms-engine/brochure-o-e-w31.pdf?sfvrsn=22f3f345_13, 参照日 2016/12/27
- (25) 巽 健, 前田 篤志, 宮田 哲次, 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ー噴射圧力が熱流束に及ぼす影響ー, 自動車技術会論文集, 47 巻 6 号, P. 1291-1296, (2016)
- (26) 嶋田泰三, 環境対応型ディーゼルエンジンの 性能向上に関する研究 - Core, 自動車技術会論文集, 明治大学博士論文, (2014)
- (27) 三田拓朗, 荒戸景太, 港明彦, 島崎直基, ディーゼルエンジンのエクセルギ解析 ト

- ータルエンジンシミュレーションシステムの構築と検討, 日本機械学会・自動車技術会内燃機関シンポジウム講演論文集 Vol.23, P.31-36, (2012)
- (28) 国土交通省, 道路運送車両の保安基準の細目を定める告示
<http://www.mlit.go.jp/common/001184849.pdf>, 参照日 2018/12/27
- (29) Gary Borman, Kazuie Nishiwaki, Internal-combustion engine heat transfer, Progress in Energy and Combustion Science Vol. 13, Issue 1, P.1-46, (1987)
- (30) Kamo, R. and Bryzik, W., Adiabatic Turbocompound Engine Performance Prediction, SAE Technical Paper 780068, (1978)
- (31) 長田英朗, 内田登, 大型車ディーゼル機関における筒内熱損失の影響因子解析 (省エネに貢献する熱マネジメント技術), 自動車技術, Vol.71 No.10, p32-38, (2017)
- (32) 河村英男, セラミックスエンジンの開発の軌跡と展望, IATSS Review, Vol.16, No.3, (1990)
- (33) Kawaguchi, A., Iguma, H., Yamashita, H., Takada, N. et al., Thermo-Swing Wall Insulation Technology; - A Novel Heat Loss Reduction Approach on Engine Combustion Chamber -, SAE Technical Paper 2016-01-2333, (2016)
- (34) 原田 雄司, 田中 達也, 中尾 裕典, 服平 次男, 青木 理, 山下 洋幸, 高応答遮熱壁面が急速圧縮膨張場の壁面熱伝達に及ぼす影響, 日本機械学会論文集, 84 巻 858 号, p17-00458, (2016)
- (35) 小島 隆史, 萩原 岳史, 西脇 一字, 発熱反応温度境界層における熱伝達率の壁面温度依存性, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.58 No.553, p. 2812-2818 (1992)
- (36) 長田 英朗, 内田 登, ディーゼルエンジンにおける壁面衝突火炎の拡大観察による熱損失解析, 自動車技術会論文集 Vol.48 No.1 p.47-52, (2017)
- (37) Amin Paykani, Amir-Hasan Kakaee, Poura Rahn timer and Rolf D Reitz, Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines, International Journal of Engine Research, Vol.17 No.5, p481-524 (2016)
- (38) Terry L Hendricks¹, Derek A Splitter^{2, 3}, Experimental investigation of piston heat transfer under conventional diesel and reactivity-controlled compression ignition combustion regimes, International Journal of Engine Research, Vol.15 issue 6, P. 684-705 (2014)
- (39) Schweitzer, P. and Grunder, L., Hybrid Engines, SAE Paper, No.630512 (1963)
- (40) Ashley, S., 飯田 訓正, 開発の進む低公害 HCCI エンジン, 日経サイエンス, Vol.31, No.9, p.90-96 (2001)
- (41) 青木 太郎, 服部 義昭, 水田 準一, 佐藤 康夫, ガソリン予混合圧縮点火エンジンの研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.951, p309-312, (1995)
- (42) 武田好央, 中込恵一, 新村, 早期燃料噴射による希薄予混合燃焼の排出特性, 日本

- 機械学会論文集, B 編 No.62-599, p.348-354 (1996)
- (43) 江見雅彦, 希薄予混合ディーゼル燃焼における燃焼室壁面への直接熱損失, 首都大学東京 生産機械工学専攻 平成 13 年度収支論文, (2001)
 - (44) 柳原 弘道, 新しい混合気形成法によるディーゼルの NO_x ・煤同時低減, 日本機械学会論文集, B 編 No.63-606, p.368-373 (1997)
 - (45) 橋詰 剛ほか, 多段噴射による予混合圧縮着火機関の運転領域拡大, 日本機械学会論文集 B 編 66 巻, 641 号, P286-293, (2000)
 - (46) 島崎 直基, 西村 輝一, 上死点近傍燃料噴射による予混合ディーゼル燃焼コンセプト--燃料の着火性や蒸発性の影響, 自動車技術会論文集, Vol.37 No.2, p.37-42 (2006)
 - (47) 村田豊ほか, 可変バルブタイミングによる予混合ディーゼル燃焼の中速中負荷域への適用, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.6, p.73-78 (2005)
 - (48) 稲垣 和久ほか, 2 燃料成層自着火による高効率 PCCI 燃焼(第 1 報): EGR レス PCCI 制御の実験的研究, 自動車技術会論文集 Vol.37, No.3, p.135-140, (2006)
 - (49) Tsurushima, T., et al., The Effect of Knock on Heat Loss in Homogeneous Charge Compression Ignition Engines, SAE Technical Paper 2002-01-0108, (2002)
 - (50) S.kimura, et al, Effect of Chombustion Chamber Insulation on the Heat Rejection on Thermal Efficiency of Diesel Engines, SAE Paper No.920543 (1992)
 - (51) 藤本昌彦ほか, 高圧縮比化と冷却損失低減による内燃機関の高効率化, マツダ技報 30 号 p.214-218, (2012)
 - (52) Eichelberg, G., Some New Investigation on Old Combustion Engine Problems, Engineering, pp. 463-446, 547-560, (1939)
 - (53) Woschni, G., A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Technical Paper, No. 670931, (1967)
 - (54) Woschni, G., Woschni, G., Die berechnung der wandverluste und der thermischen belastung der bauteile von dieselmotoren, MTZ, vol. 31, No. 12, p.491-499, (1970)
 - (55) Woschni, Annand, J., D., Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines, Pfoc. Inst. Mech. Eng., Vol. 177, No.36, (1963)
 - (56) 岡本 毅ほか, 物理現象に基づく 0 次元熱効率計算モデルの提案, 第 25 回内燃機関シンポジウム No.78, (2014)
 - (57) 木村 修二, 松井 幸雄, 小池 正生, 榎本 良輝, 直噴ディーゼル機関の燃焼室内熱損失のメカニズムに関する研究: 第 1 報, 燃焼室内局所熱流れの特性, 日本機械学会論文集 B 編 63 巻 613 号 p.3187-3193 (1997)
 - (58) 小川弘志ほか, 瞬時熱流束解析による DI ディーゼル機関の熱流れと燃焼特性の解明, 自動車技術会学術講演会前刷集, 84-99 号 p.17-20 (1999)

- (59) 永野洋, 榎本良輝ほか, DI ディーゼル機関における EGR 作用時の熱負荷 第 1 報: 燃焼室壁面定常温度および吸気瞬間温度の計測, 自動車技術会学術講演会前刷集, 963 号, p.1-4, (1996)
- (60) 滝沢孝一, 榎本良輝ほか, DI ディーゼル機関における EGR 作用時の熱負荷 第 2 報 ピストン頂面における瞬時熱流束, 自動車技術会学術講演会前刷集, 974 号, p.157-160, (1997)
- (61) 青木 勇太, 江見 雅彦, 島野 健仁郎, 榎本 良輝, 自然吸気 DI ディーゼル機関の燃焼室壁面における熱伝達率に関する研究, 自動車技術会論文集 46 巻 2 号 p. 271-276, (2010)
- (62) Yoshiteru Enomoto, Yuta Aoki, Masahiko Emi, Shuji Kimura, Heat transfer coefficient on the combustion chamber wall surfaces in a naturally aspirated direct-injection diesel engine, International Journal of Engine Research Vol.15 issue.5, p.606-625, (2013)
- (63) 荒戸 景太, 高嶋 輝之, 燃焼室形状最適化による熱損失低減に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, 自動車技術会 41 巻 2 号 p.365-370, (2015)
- (64) 島元 大輔, 李 金澤, 齊藤 康将, 喜久里 陽, 周 ベイニ, 山口 恭平, 草鹿 仁;大聖 泰弘, ディーゼル機関の噴霧特性と燃焼室形状の最適化による熱損失低減に関する研究, 自動車技術会学術講演会 前刷集(秋季) No.20156132, (2015)
- (65) Kamimoto, T., et al, Convective Heat Transfer of an Impinging Diesel Flame in a Rapid Compression Machine, SAE Technical Paper 821035, (1982)
- (66) Wolf, R., et al, Heat Transfer Characteristics of Impinging Diesel Sprays, SAE Technical Paper 890439, (1989)
- (67) 窪山達也ほか, 直接噴射式ディーゼル機関の壁面熱損失に関する研究, 東京工業大学 学 学位論文 - 博士, <http://tdl.libra.titech.ac.jp/hkshi/recordID/dissertation.bib/TT00007862> (2007) 参照日 2015/10/22,
- (68) Shuji KIMURA, et al, Study of Heat Rejection Mechanism of a Direct-injection Diesel Engine : 2nd Report, Effects of Combustion Control Item on Heat Flux, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B, Volume 63 Issue 613 p.3194-3199, (1997)
- (69) Van Gerpen, et al, The Effects of Swirl and Injection Parameters on Diesel Combustion and Heat Transfer, SAE Technical Paper 850265, (1985)

2 章 噴射期間終了時のスワール比 Sw^* 制御と冷却損失との関係

2.1. はじめに

エンジンにおける冷却損失の基本現象は、燃焼ガスなどの高温の気体が壁面と接触により生じる熱伝達現象である。筒内に燃料を直接噴射する直噴式ディーゼルエンジンは燃焼と空気との x 混合に高圧噴射による燃料噴霧の運動量や筒内の気流を用いるため、噴霧による流動や気流に乗った燃焼ガスが壁面に衝突し冷却損失に影響を与える。ディーゼルエンジンの燃料噴射圧力は燃焼期間の短縮や燃料と空気との混合良化を目的として 2010 年以降には 200MPa から 250MPa へと高められており⁽¹⁾、噴霧が持つ運動量も増加している。巽と仙田らは噴射圧 200MPa まで昇圧可能なコモンレールシステムと定容燃焼容器を用いて噴射圧力⁽²⁾、パイロット噴射⁽³⁾や噴口径⁽⁴⁾が壁面熱流束に与える影響を報告している。

一方、筒内流動が燃焼課程から排気組成に至るまで大きな影響を及ぼすこと⁽⁵⁾も知られており、自動車用ディーゼルエンジンにおいて一般的に使用されている。ただし、筒内流動の増加は冷却損失を悪化させ燃費を低下させることも指摘され、近年では高圧噴射による混合の良化を用いることで筒内流動を抑えることが提案されている。

このように筒内流動により燃料噴霧と空気との混合を良化させる手法は、燃焼室壁面での熱伝達量増加とトレードオフとなるため、これまでも盛んに計測が行われてきた。これまでも、エンジン実機を用いた計測においては高スワール比を用いたよ混合燃焼コンセプトにおいて冷却損失が低減することが報告されている。一方、急速圧縮膨張装置(Rapid Compression and Expansion Machine, 以下 RCEM)を用いた拡散火炎ベースの計測において、高スワール比により燃焼期間中の冷却損失量に違いが無いことも報告されるなど統一的な見解が得られていない。また、RCEMにおける壁面の温度変化を計測した事例では、燃料噴射前の圧縮行程中のスワール強度よりも燃焼噴射後の燃焼行程中でのスワール強度のほうが、冷却損失に与える影響が大きいことも示唆されているが、実エンジンを用いて実証した事例は少ない。

このように異なる燃焼方式(予混合、拡散燃焼)や実験装置を用いてスワールと冷却損失との関係を調査した事例や、噴射終了後の燃焼行程でのスワール強度が冷却損失に影響を与えることが報告されているが、同一の燃焼形態においてスワール流強度の時間的な変化を確認した事例は少ない。特にエンジン実機で行う場合、スワール流を強度を変化させることが困難であり、エンジンの圧縮行程や燃焼行程事に強度を変えて冷却損失を計測した事例は少なくこれらの現象を解明することにより燃料と空気との混合を高めつつ冷却損失を低減することが可能になると考える。

本章では従来使われてきたスワール比 Sw の考え方を整理し、本研究で注目した燃料噴射後のスワール Sw^* の定義と研究目的を述べる。

2.2. スワール比 Sw の定義

4 ストロークエンジンは燃焼に必要な酸素を筒内に導入するため、吸気管(Intake manifold, 以下インテークマニホールド)より空気を吸入する。この工程は吸気行程と呼ばれ、筒内に導入される空気はインテークマニホールドから吸気弁を通して筒内に導入される。この過程において流動が付与され、回転軸方向の違いによりスワールとタンブルと区別される。図 2.1 にスワール流とタンブル流の違いを示す。スワールはシリンダー内でピストンが往復運動する軸(長軸)を中心とした旋回流であり、タンブルは長軸と直行する軸周りに回転する旋回流である。実際のエンジンにおいては、スワールとタンブルが合成された気流が生成される。この回転軸方向の違いによりスワールは圧縮上死点においても存在し得るが、タンブルは燃焼室とエンジンヘッドとの僅かな隙間でしか旋回できないためスワールより気流を維持することが困難になる。燃料噴射により燃焼が開始する直噴ディーゼルエンジンでは、スワール流を用いて燃焼をスムーズに進行させることが行われる。スワールとタンブルの気流強度はインテークマニホールドの形状と組み合わせにより決定される。インテークマニホールドの形状は、通過する気流の運動方向によりヘリカルポート(Helical port)とタンジェンタルポート(Tangential Port)に分けられる。図 2.2 にヘリカルポートとタンジェンタルポートの形状を示す。ヘリカルポートは通過する気流に旋回方向の運動量を与えることを目的に設計され、タンジェンタルポートはピストンの方向(図中の奥行方向)に向けて流入する形状である。

スワールの回転角速度とクランク軸角速度との比はスワール比と呼ばれ、エンジン回転数に対する気流強度の目安を示す無次元数である。スワール比の定義式を以下に記す。

$$Sw = \frac{\omega_{Sw}}{\omega_{Ne}} \cdots (2.1)$$

クランク軸角速度 ω_{Ne} は以下の式より導出する。

$$\omega_{Ne} = \frac{60}{2\pi \cdot Ne} \cdots (2.2)$$

スワールの回転各速度を計測する方法は流体速度を計測する方法や、角運動量を計測する手法などが有る。エンジン筒内ではスワールとタンブルが合成された流動を持ち 2 次元平面内の速度分布を多点で精度良く計測することの困難さから、角運動量を直接計測することが一般的である。

スワール流の角運動量は以下の式から定義する。

$$L_{sw} = \frac{\pi}{32} \rho_{air} \cdot H \cdot \omega_{sw} \cdot D^4 \dots (2.3)$$

上記式における吸入空気の密度は以下の式(2.4)にて算出される。

$$\rho_{air} = 1.293 \times \frac{273.15}{T_{air}} \times \frac{P_{air}}{101.3} \dots (2.4)$$

角運動量は旋回流（スワール）をハニカム構造のマトリックス円板で受け、回転トルクとして計測する方式が用いられる。

スワール流の運動量はバルブ閉弁後は一定値とみなされることが多い。図 2.3 に従来エンジンにおける、燃料噴射とスワール流との関係を示す。筒内に噴射された燃料噴霧の運動方向はスワール流の運動方向と直交しており、燃料噴霧がスワールに流されることによる空気利用率が増加を狙っている。スワール流の持つ運動量は燃料噴射により変わることがないため、燃料噴射終了の前後でスワールの角速度に違いがないとされてきた。空気利用率の増加による燃焼改善効果は燃料噴射開始から燃焼終了する期間までのごく短い期間のみ有効である。燃焼終了後のスワールは高温ガスを流動させ壁面への熱流速が増加することにより冷却損失の悪化要因として考えられてきた。

燃焼を良化し排出ガス中のスモーク等の有毒成分を低減し、更に冷却損失の低減も両立するためには燃焼期間中のみスワールが存在し燃焼終了後には減衰していることが望ましい。ただし、従来のエンジンでは理想とするスワールの状態を作ることが出来ないこと、スワールが燃焼前後で変わることが冷却損失に対して与える影響について調査した事例も少なくため技術開発が行われてこなかった。本研究では、スワールの状態を燃料噴射前後で変更し、燃料噴射後のスワールが冷却損失に与える影響を調査することを狙いとする。そのため、従来の噴射前のスワール比 Sw と噴射終了後のスワール比 Sw^* を切り分け、噴射終了後の Sw^* と冷却損失との関係を調査する。次節より射終了後のスワール比 Sw^* の定義を行う。

2.3. 噴射終了時のスワール比 Sw^* の定義

図 2.4 に本研究で使用する噴射終了時のスワール比 Sw^* と従来のスワール比 Sw の概念を示す。本研究で用いる噴射終了時のスワール比 Sw^* は、燃料噴射により変化

することが特徴である。

本研究ではスワール流を燃焼期間中と期間外において変更する一つの方法として、燃焼室の外側(ボアに近い場所)が燃料噴射することを検討した。図 2.5 に本研究で用いた燃料噴射の方向とスワール流との関係を示す。本研究ではスワールが持つ運動量を、燃料噴霧の運動量を用いて増加/減少させた。燃料噴霧の角運動量を以下の式(2.5)により定義した。

$$L_{inj} = r \sum_{i=1}^{N_{inj}} m_{inj,i} \cdot V_{inj} \cdot \sin\theta_{inj,i} \cdots (2.5)$$

上記式(4)における i 番目の噴孔の噴射量は以下の式(2.6)を用いて算出した。

$$m_{inj,i} = m_{inj} \cdot \frac{a_{inj,i}}{a_{inj}} \cdots (2.6)$$

式(4)における燃料の噴射速度は以下の式(2.7)を用いて算出した。

$$V_{inj} = C_{inj} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{cr}}{\rho_{fuel}}} \cdots (2.7)$$

式(1)のスワール流の運動方向に対して燃料を対向した方向に噴射したと仮定した場合、燃料噴射終了後での運動量は以下の式(2.8)により定義される。

$$L_{end} = L_{Sw} - L_{inj} \cdots (2.8)$$

噴射終了時のスワール角速度 ω_{end} は、式(2.8)を式(2.3)に代入し整理することで以下となる

$$\omega_{end} = \frac{32}{\pi \cdot \rho_{air} \cdot H \cdot D^4} P_{end} \cdots (2.9)$$

式(2.1)に用いたスワール比の定義から、噴射終了時のスワール比 Sw^* を以下に定義する。

$$Sw^* = \frac{\omega_{end}}{\omega_{Ne}} = \frac{60}{2\pi \cdot Ne} \cdot \omega_{end} \cdots (2.10)$$

本研究では噴射終了後のスワール比 Sw^* を用いて冷却損失との関係を調査する。

2.4. 本研究での実施事項

本研究では燃焼期間中のスワール強度と冷却損失との関係を調査する。

以下に本研究での実施項目を示す。

- 1). エンジン実機を用いた噴射終了後のスワール比 Sw^* と冷却損失との関係解析
- 2). 可視化エンジン及びCFDを用いた噴射終了後のスワール比 Sw^* が冷却損失に与える影響の解析

2.5. 燃料噴射による噴射終了時のスワール比 Sw^* の変化量推算

前章の式(2.10)を使用し、バルブ閉弁時のスワール比 Sw と噴射終了時のスワール比 Sw^* の関係を調査した。

図 2.6 に噴射終了後のスワール比 Sw^* を変更するために検討した噴射系の配置を示す。図 2.7 に計算結果を示す。スワールと同一方向に燃料噴射を行う噴孔配置(以下スワール順方向と記載)では、燃料噴射により噴射終了時スワール比 Sw^* が増速することが分かった。スワールと反対方向に燃料噴射を行う噴孔配置(以後スワール対向と記載)では噴射終了時スワール比 Sw^* が低下することが確認できた。本検討から吸気バルブ閉弁後のスワール Sw と燃料噴射の運動量を組み合わせることにより燃料噴射終了時のスワール比 Sw^* を変更できる可能性があることが分かった。

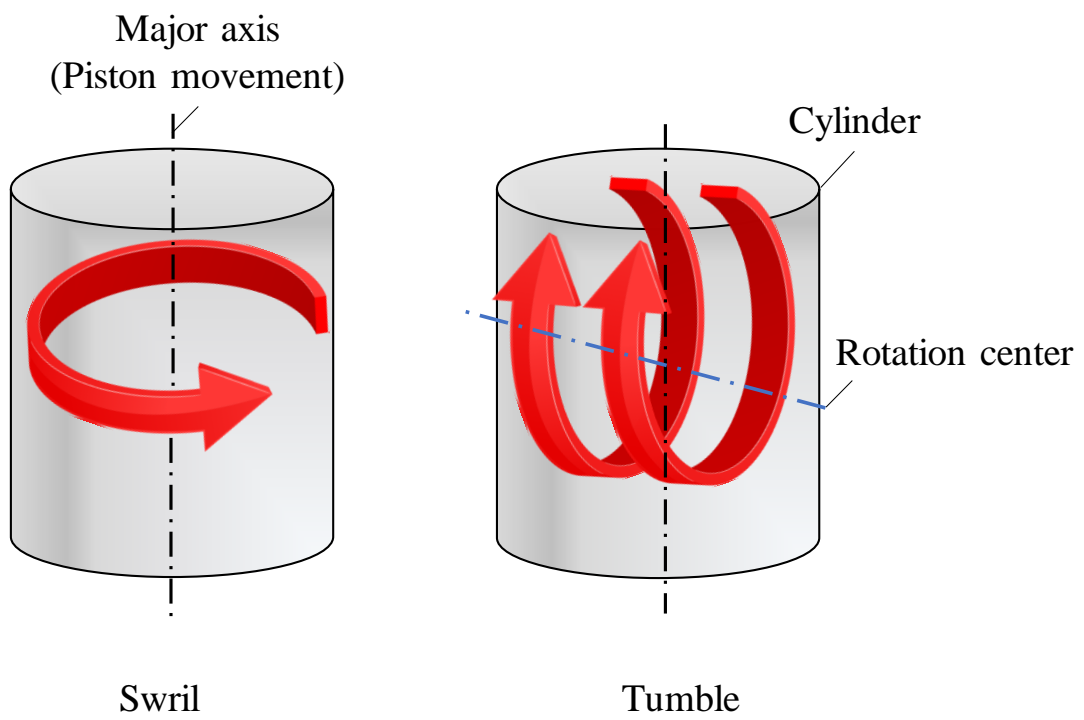


Fig.2.1 The swirl flow and tumble flow
that are raised in the cylinder by passing through the intake valve

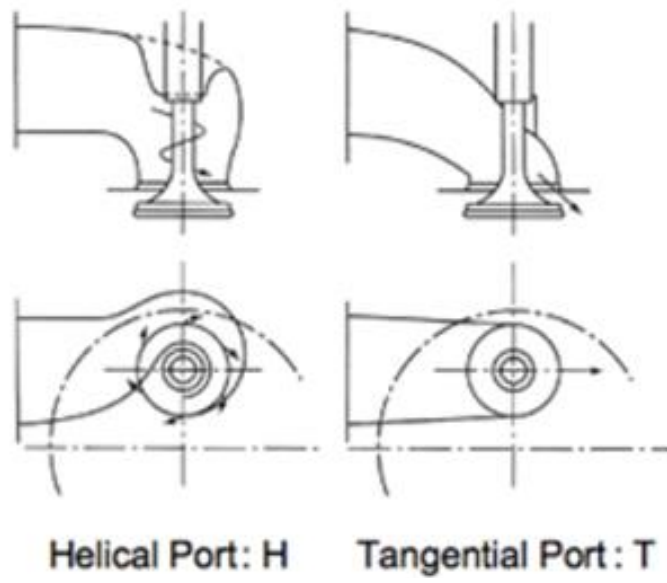


Fig.2.2 Helical and tangential port shape

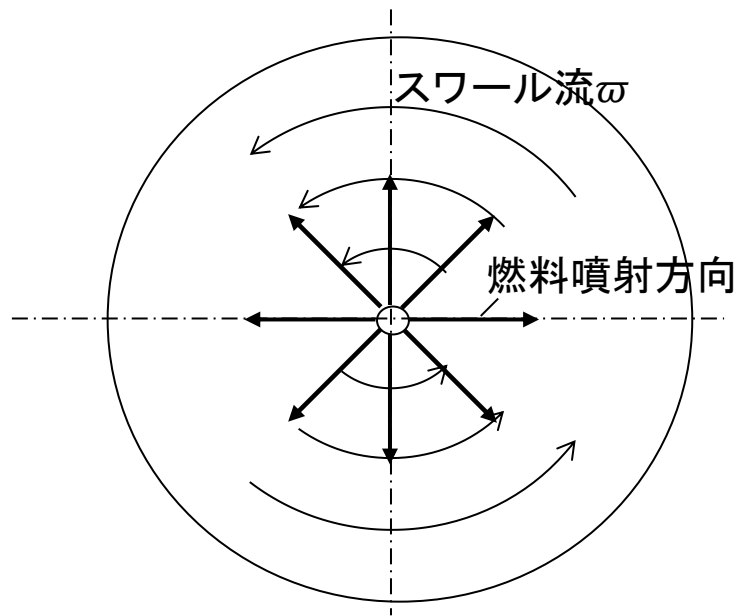


Fig.2.3 Relationship between swirl flow and fuel injection

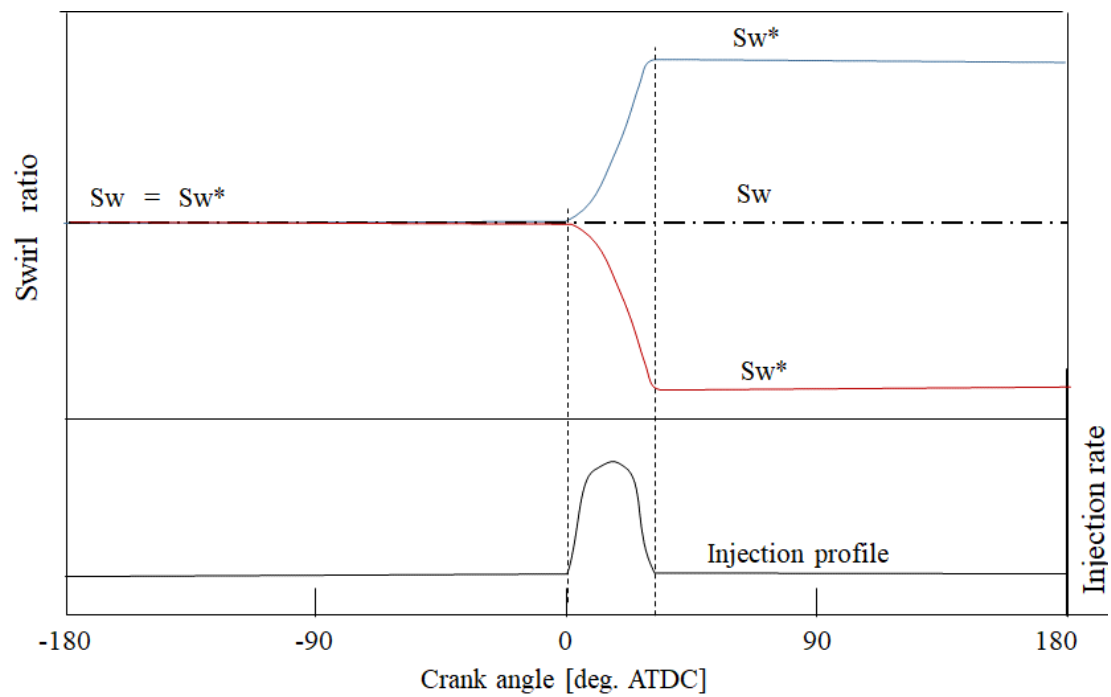


Fig.2.4 Conceptual diagram of the difference between the swirl ratio Sw^* after completion of injection and the conventional swirl ratio Sw

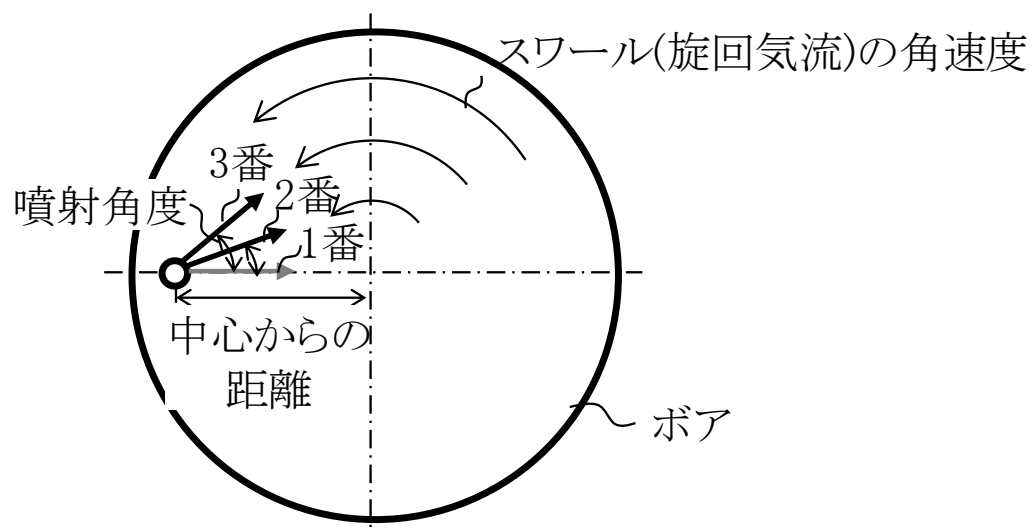
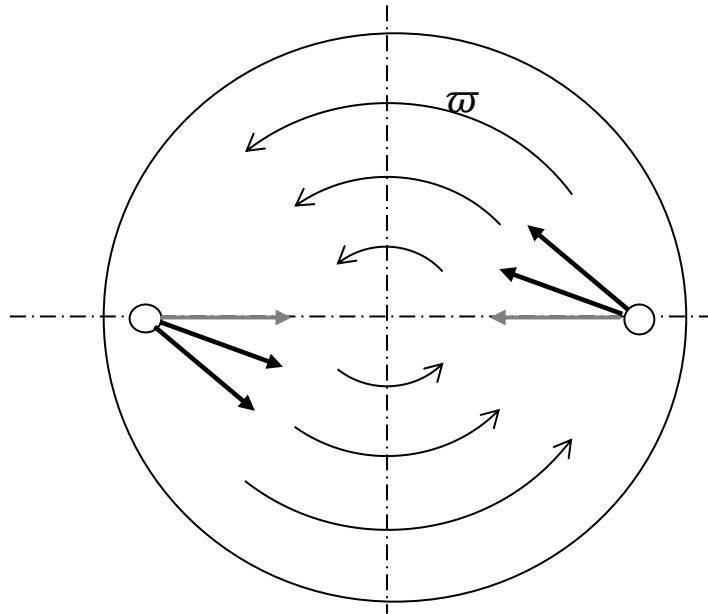


Fig.2.5 Definition of swirl changing means

Forward direction for swirl



Opposite direction for swirl

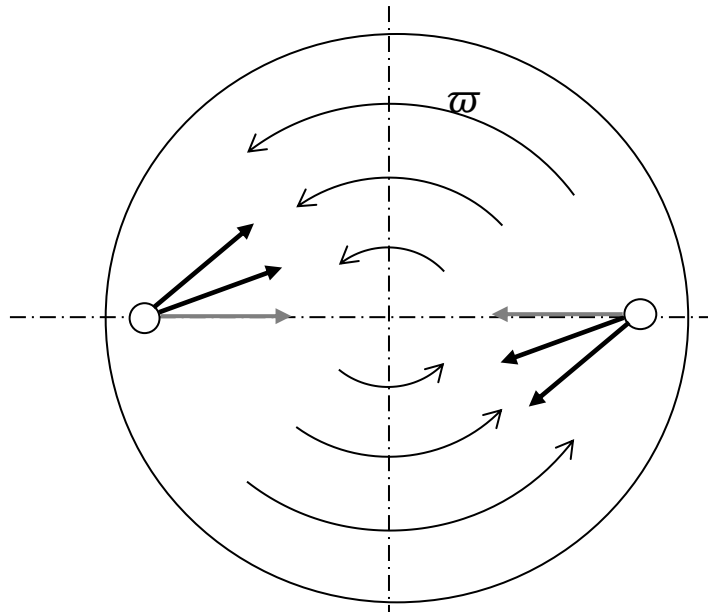


Fig 2.6 Placement of injection system when changing swirl

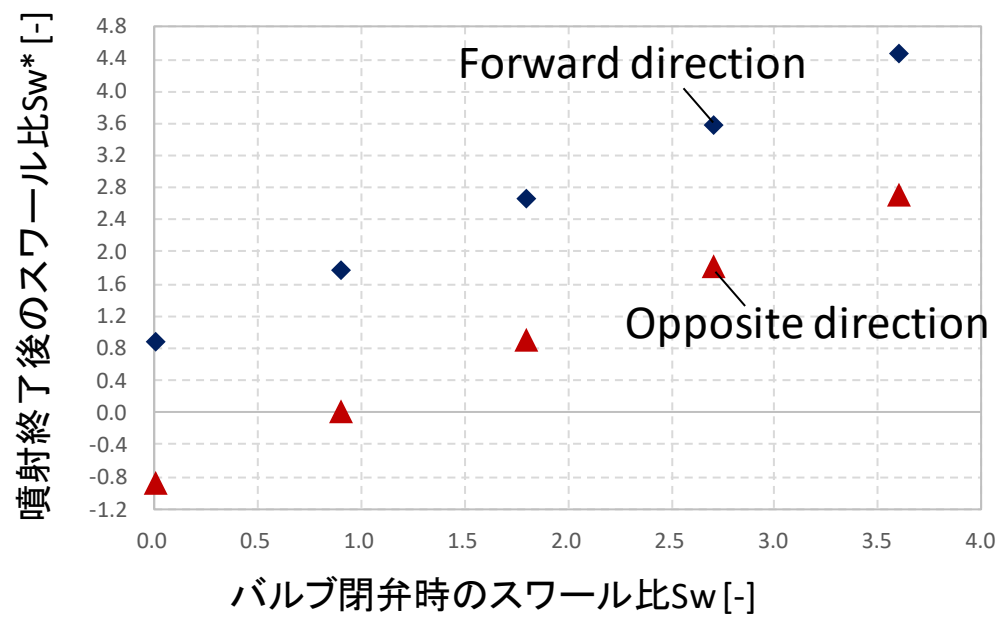


Fig.2.7 Relationship between the swirl ratio before the end of injection and the swirl ratio after the end of injection

参考文献 2 章

- (1) 鈴木啓介, 松本修一, 内海康隆, 宮川信一郎, 第 4 世代コモンレールシステム, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.66-13, p.1-4, (2013)
- (2) 巽 健, 前田 篤志, 宮田 哲次, 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 – 噴射圧力が熱流束に及ぼす影響 –, 自動車技術会論文集 Vol.47 No.6, p. 1291-1296, (2016)
- (3) 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 2 報) – パイロット噴射が熱流束に及ぼす影響 –, 自動車技術会論文集 Vol.48 No.5, p. 969-974, (2017)
- (4) 巽 健, 前田 篤志, 中田 将徳, 小橋 好充, 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 4 報) – 噴孔径が熱流束に及ぼす影響 –, 自動車技術会論文集 Vol.49 No.2, p. 144-149, (2018)
- (5) 田辺 征一, 岩田 博, 柏田 幸男, 吸気孔形状が 4 サイクル機関吸入スワール特性におよぼす影響, 掲載誌 日本機械学会論文集. B 編 Vol.50 No.457, P.2255-2263, (1984)
- (6) 鶴島理史ほか, 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 68 巻 647 号 P2935-2942, (2002)
- (7) Tsurushima, T., et al., "The Effect of Knock on Heat Loss in Homogeneous Charge Compression Ignition Engines," SAE Technical Paper 2002-01-0108, (2002)

3 章 噴射終了時のスワール比 Sw^* 制御と冷却損失との関係

-実機評価-

3.1. はじめに

本章では高過給が前提となる最新のディーゼルエンジンを想定した単気筒直噴式 4 サイクルディーゼルエンジンを用いて、前章にて定義した噴射終了後のスワール比 Sw^* と冷却損失との関係を調査する。評価に使用するエンジンには、最新のディーゼルエンジンを想定した過給直噴エンジンを選定した。第 1 章で述べたように近年のディーゼルエンジンには、 CO_2 と大気汚染物質の同時低減が求められている。ディーゼルエンジンの CO_2 や排気中の有毒成分 PM の低減手法として過給圧力⁽¹⁾と燃料噴射圧力の高圧化⁽²⁾があげられる。そのため、高過給圧(200kPa gage 以上)と 200MPa 以上の高圧噴射が可能なコモンレールシステムを採用したエンジンを使用した。

3.2. 実験装置

本節では 3.2.1 項において実験に使用した単気筒エンジンの諸元、3.2.2 項は噴射終了後のスワール比 Sw^* の変更方法、3.2.3 項は燃料噴射の制御方法について述べる。冷却損失の計測方法と精度の検証は 3.2.4 項にて述べる。

3.2.1. 単気筒直噴ディーゼルエンジン

エンジン実機における噴射終了時のスワール比 Sw^* と冷却損失の計測には、単気筒直噴式 4 サイクルディーゼルエンジン⁽³⁾ (以下、単気筒エンジンと記す)を用いた。ただし、参考文献⁽³⁾のエンジンに対して筒内圧力の計測センサー、燃料流量計、排気ガス分析計、燃料、エンジンオイル、シリンダーヘッド・ピストン形状、及びエンジン制御システムを変更している。表 3.1 に単気筒エンジンの主要諸元を示す。図 3.1 に実験装置概略図を示す。図 3.2 に実験装置の設置状況を示す。

エンジンの吸気・排気を行うバルブの駆動には油圧システム(STURMAN INDUSTRIES 製 3rd Generation HVA System)を用いた。吸気バルブの開弁時期(Intake Valve Open, 以下 IVO と記す)は燃焼時の TDC を基準(0 degree ATDC)として IVO:-370 degree ATDC, 閉弁時期(Intake Valve Close, 以下 IVC と記す)は, IVC:-175 degree ATDC に設定した。排気バルブの開弁時期(Exhaust Valve Open,

以下 EVO と記す)は EVO:160 degree ATD, 閉弁時期(Exhaust Valve Close, 以下 EVC と記す)は EVC:370 degree ATDC)に設定した。

2.2.1 項にて述べたスワール比 Sw を変更するため, 吸入ガスの旋回方向の気流強度(以下, スワール流と記す)を任意に変更可能な吸気マニホールドとポートを使用した。図 3.3 に本試験に用いたシリンダヘッドの吸気・排気マニホールドの形状を示す。吸気マニホールド(図中青色)は 2.2.1 項で述べたスワール流が生成されにくいタンジェンタルポート(Tangential port)とスワール流が生成されやすいヘリカルポート(Helical port)を組み合わせた形状である。スワール流の強度はタンジェンタルポートとヘリカルポートに流れる吸入ガスの流量を, 吸気マニホールドに接続するポート内のバルブ開閉により変更される。図 3.4 にポートの形状を示す。タンジェンタルポートとヘリカルポートそれぞれに接続する流路を 4 分割し, 取り付けしたシャットバルブの開閉により流量を変更する構造である。図 3.5 に各シャットバルブの開閉状況(動作モード)とスワール比 Sw との関係を示す。スワール Sw の計測には, シリンダ内の流れをハニカム構造のマトリックス円板に衝突させ回転トルクから換算する形式のインパルス・スワールメータ(司測研製 型番:ISM-2B)を使用した。ポートのシャットバルブ開閉によりスワール比は最小 0.49 から 1.99 まで任意に調整可能なことを確認した。

燃料は JIS2 号-低硫黄軽油(JXTG エネルギー製)を使用した。表 3.2 に燃料性状を示す。燃料の着火性を表すセタン価は 57, 低位発熱量 LHV は 43000kJ/kg, 硫黄分は 0.0008vol%以下である。エンジンオイルには日本自動車技術会規格(Japanese Automotive Standards Organization, 以下 JASO と記す)に準拠した DH-2 オイル x x(HINO 純正, ブルーリボン エンジンオイル epro エキストラ 10W-30)を使用した。

3.2.2. エンジン実機での噴射終了時のスワール比 Sw^* の変更方法

2.3 節にて述べた噴射終了時のスワール比 Sw^* の変更方法として, 燃焼室中央に燃料噴射装置(以下, インジェクタと記す)を 1 本, キャビティの外縁にインジェクタを 2 本搭載する構成とした燃料噴射システムを用いた。図 3.6 に本実験装置で用いた燃料噴射装置と制御システムの概略図を示す。燃料の圧送と噴射システムには, 噴射圧力 200MPa 以上の高圧噴射に対応可能なデンソー製の第四世代コモンレール

システムを用いた。インジェクタは市販自動車用（株式会社 DENSO 製, ISUZU 純正部品 品番 98194677-0)のソレノイドタイプインジェクタを使用した。図 3.7 にインジェクタの外観図を示す。ただし、ノズルの噴口数、噴口径、燃料の噴射方向は変更している。表 3.3 にインジェクタの噴口諸元を示す。全てのインジェクタは一つのコモンレールに接続されており、各インジェクタの噴射圧力は同一である。

噴射終了時のスワール比 Sw^* は、キャビティ外縁のインジェクタからの燃料噴射により変化する。図 3.8 にエンジンヘッドでのインジェクタ搭載概念図とエンジンにおける搭載状況を示す。シリンダの中心には、近年のエンジンで主流となっているトロイダル型燃焼室に使用されているインジェクタと同一諸元としたインジェクタ(以下、センサイインジェクタと記す)を搭載した。キャビティ外縁の 2 本のインジェクタ(以下サイドインジェクタと記す)を搭載した。図 3.8 にピストン概形とインジェクタの燃料噴射方向を示す。

図 3.9 にピストン形状を示す。ピストンキャビティ(ピストン中央部の窪んだ形状の部分)の容積は、単気筒エンジンにて用いられているピストンと同等の幾何圧縮比 18.0 となるよう深さと半径を設定した。

図 3.6 に噴射信号のタイミングチャートを示す。燃料室中央のインジェクタはエンジン回転に同期したエンジン制御ユニット(Engine Control Unit, 以下 ECU)の信号を使用した。サイドインジェクタの噴射時期と噴射信号長さ(燃料噴射量の制御用)の変更には、ファンクションジェネレータ(エネエフ回路設計ブロック製, WF1956)を用いた。

3.2.3. エンジン制御システム

本節では単気筒エンジンにおいて主に燃料噴射システム(コモンレールシステム)の制御に用いた装置について述べる。初めに燃料噴射のタイミング制御手法と制御装置の構成を示す。次に、エンジン性能に影響を及ぼす噴射開始の指令値と実噴射時期との差について説明する。

燃料噴射システムの重要な制御要素として燃料噴射時期などのタイミング制御がある。単気筒エンジンで使用したコモンレールシステムでは制御ユニットから燃料添加弁に噴射開始が指令され、燃料添加弁が筒内に噴射した燃料と空気が混合し着火する。燃料がエンジンの回転角度(以下、クランク角度 θ)に対していつ着火する

かは、筒内ガスが行った仕事量の指標である図示平均有効圧力やPMなどの排気中の有毒成分に影響を及ぼす。そのため、単気筒エンジンでは噴射開始の指令値と実噴射時期の差はクランク角度1度以内を実現可能な装置構成を目標とした。

指令値と実噴射時期の差1度以内を実現するには、制御ユニットをクランク角度と同期させる必要がある。クランク角度との同期方法としてエンジン制御ユニットECUを用いる方法と、高速な処理速度が可能な専用基板を用いて制御する方法がある。専用基盤を用いて制御する方法では、高分解能なロータリーエンコーダ(回転角度の分解能 0.5 度 AVL 365C⁽⁴⁾)、特殊基盤を用いた高速演算装置(入出力速度 10MHz NI DCM-2316⁽⁵⁾)とソフトウェアを用いることにより指令信号の分解能を 0.5 度以上することが可能である。ただし、安定して運転するにはエンジン始動時から停止時に至るまでの各ステップでの動作を定める必要がある。特に始動時はエンジンが常温であり摺動部品に負荷がかかりやすいため、徐々にエンジンを暖気することが望ましい。特殊基盤を用いる手法では始動時、停止に対応した制御を作成したうえでインプットする必要がある。

ECUを用いた手法では、市販自動車に搭載されているロータリーエンコーダや各種センサの入力値と制御パラメータを任意に変更できるようにしたソフトウェアを用いて制御する。本手法は市販自動車の制御ロジックが使用できるため、始動から停止まで安定した運転が可能である。本実験にはECUを用いた手法を採用した。

ECUのハードウェア及びソフトウェアはコモンレール式ディーゼルエンジンに対応した市販ユニット(DENSO製, HINO 純正部品 品番 89560-4710A)を使用した。ソフトウェアの一部は、コモンレールシステムの制御パラメータうち燃料噴射圧力、噴射回数、噴射時期及び噴射量を任意に設定が出来るよう変更した。ECUの制御パラメータのモニタ及び変更は、エミュレータとエミュレータ制御ソフトウェアを用いて行う。エミュレータはECU内のRAM(Random Access Memory)領域にアクセスする装置であり、エミュレータを介してPCと接続されたECUは制御ソフトウェアからの指令によりRAM値の読み取りと書き込みが可能となる。本実験ではECUエミュレータにDENSO製 品名 RDS-ACE ver6.3, 制御ソフトウェアにDENSO製 品名 Maister ver3.7を用いた。

1気筒しかない単気筒エンジンでは多数の気筒があるエンジン(以下、多気筒エンジンと記す)よりもトルクの変化が大きく、図 3.10 に示すように回転が変動しやすい。市販自動車のロータリーエンコーダのパルス間隔は計測用⁽⁴⁾とは異なり数度か

ら数十度であり、燃料噴射のじきはパルス間のクランク角度を補完処理し決定する。単気筒エンジンでは補完処理により算出した噴射時期と実際のクランク角度との差が回転変動により大きくなる。図 3.11 にパルス間を補完処理するためのアルゴリズムを示す。ECU は割り込み処理のタイミングにおいてエンジンの回転各速度の算出を行う。回転角速度の計算式を以下に示す

$$\omega_{Ne} = (\theta_i - \theta_{i-1}) / (T_i - T_{i-1}) \cdots (3.1)$$

ここで、 θ_i は割り込み処理直前のロータリーエンコーダのパルス信号角度、 θ_{i-1} はそれより 1 つ前の信号角度、 T_i はパルス信号入力時の時間、 T_{i-1} は一つ前のパルス信号入力時の時間である。この回転角速度が一定で変化しないと仮定し、回転角速度計算時から現在時刻までの経過時間 Δt を用いて現在のクランク角度 θ_n を補完計算している。以下に現在のクランク角度 θ_n の補完式を示す。

$$\theta_n = \Delta\theta + \theta_i \cdots (3.2)$$

$$\Delta\theta = \Delta t \times \omega_{Ne} \cdots (3.3)$$

本試験に用いた ECU では、回転角速度 ω_{Ne} の計算インターバルはクランク角度 30 度毎である。図 3.12 に本計算式を用いて算出した噴射時期と実際のエンジンとの比較を示す。式 3.2 で使用する回転角速度 ω_{Ne} は一定値を使用するため、エンジンの回転速度の変化により噴射信号とエンジン回転時期との差が生じる。

そのため、噴射指令値と実噴射時期との差がどの程度発生するか見積もった。図 3.10 においてクランク角度の平均速度は 1000rpm であるが、クランク角度 0 度付近では回転数がサイクル毎に 960rpm から 990rpm まで変化している。回転角速度 ω_{Ne} の計算インターバル 30deg と回転速度の変化幅(最小 960rpm, 最大 990rpm)を用いて、ECU の予測する噴射時期と実際のクランク角度の差を見積もると最大で 0.96 度になると見積もれる。単気筒エンジンにおいて ECU を用いて制御をした場合、噴射指令値と実噴射時期との差はクランク角度 1 度以内になることが分かった。

ECU の噴射指令値と実噴射時期との差が燃焼に与える影響を確認する。図 3.13 に 50 サイクル分(吸気、圧縮、燃焼、排気を 1 サイクルと規定)の噴射時期及び最大筒内圧力をクランク角度 1 度刻みにて分類した。燃料噴射は図 3.14 に噴射時期と着火時期との関係を示す。本試験条件において噴射指令時期は -3.25 度に設定、一方実噴射時期(injection timing)は -4 から -3 度となり目標としたクランク角度 1 度以内となっていることを確認した。

図 3.15 に着火時期と最大筒内圧力との関係を示す。本条件においては実噴射時期が早いほうが最大筒内圧力も大きくなった。図 3.16 に最大筒内圧力と図示仕事(IMEP)との関係を示す。最大筒内圧力と図示仕事には比例関係であった。

噴射時期のずれによりエンジンの仕事量の変化幅が増加するため、仕事量や損失量の算出の際には噴射時期ごとに分類した結果を示す。

3.2.4. 冷却損失の算出方法

冷却損失 Q_{CL} は圧縮行程の開始から膨張行程の終了までをガス交換のない閉じたサイクルと仮定しエネルギー保存則が成り立つものとして計算した⁽⁶⁾。本項では冷却損失の算出方法を述べ、各測定器の測定精度から冷却損失の算出精度を見積もる。

冷却損失 Q_{CL} を投入熱量 Q_{in} からグロスの図示仕事 W 、未燃損失 Q_{unburn} 、排気損失 Q_{EL} を差し引いた残りとして定義し、式(3.4)より算出した。

$$Q_{CL} = Q_{in} - W - Q_{EL} - Q_{unburn} \quad [kW] \cdots (3.4)$$

$$Q_{CL} = (Q_{in} - W - Q_{EL} - Q_{unburn}) / Q_{in} \times 100 \quad [\%] \cdots (3.4')$$

投入熱量 Q_{in} は以下の式を用いて計算した

$$Q_{in} = m_{inj} \times LHV_{fuel} \cdots (3.5)$$

ここで、 m_{inj} は燃料噴射量を表し燃料流量の計測値を使用した。燃料流量の計測には、燃料配管途中に設置したコリオリ式の燃料質量流量計(エイヴィエル ジャパン株式会社製 AVL735S)を用いた。図 3.3 に使用した燃料質量流量計の外観図を示す。 LHV_{fuel} は燃料の低位発熱量を表し、3.2.1 節で述べた燃焼性状の計測結果を用いた。

グロスの図示仕事 W は以下の式を用いて算出した。

$$W = \oint P dV \cdots (3.6)$$

ここで、 P はエンジンの筒内圧力、 dV は容積変化率を表す。グロスの図示仕事 W の算出に使用する筒内圧力の計測には、ピエゾ式の相対圧力センサ(キスラー製 type 6043A) とアンプ(キスラー製 type 5011B) を用いた。容積変化率 dV はエンジンのクランク角度、エンジンのボア径(シリンダ直径)、コンロッド長から求まる容積 V を微分することにより算出した。エンジンのクランク角度は、クランク軸に取り付けたロータリーエンコーダ(小野測器製 クランク角度測定システム 検出器 CP-

5110B, アンプ CA-6000B)を用いて計測した.

図示出力 W およびエンジンの燃焼状態を表す熱発生率, 筒内温度は, シリンダヘッドに取り付けられた相対圧力センサとロータリーエンコーダの情報を燃焼解析装置(小野測器製 DS-3284)を用いて積分処理することにより算出した.

排気損失 Q_{EL} は吸気と排気のエンタルピの差として, 次式(3.7)より算出した.

$$Q_{EL} = U_{ex} - U_{in} \cdots (3.7)$$

排気と吸気のエンタルピは, 式(3.8), (3.9)を用いて算出した

$$U_{ex} = \sum(n_{ex,i} \cdot u_{ex,i}) = \sum\left(n_{ex,i} \cdot \int_{298.15K}^{T_{ex}} C_{v_{ex,i}} \cdot dT\right) \cdots (3.8)$$

$$U_{in} = \sum(n_{in,i} \cdot u_{in,i}) = \sum\left(n_{in,i} \cdot \int_{298.15K}^{T_{in}} C_{v_{in,i}} \cdot dT\right) \cdots (3.9)$$

上式において, n_i は排気及び吸気中の化学種ごとのモル数, u_i は化学種ごとの内部エネルギー, T_{ex} は排気温度, T_{in} は吸気温度, C_{v_i} は化学種ごとの定容比熱を表す. 排気・吸気中の化学種のうち考慮した成分は窒素(N_2), 酸素(O_2), 二酸化炭素(CO_2), 一酸化炭素(CO), 水(H_2O), 一酸化窒素(NO)と炭化水素(HC)の7種である. 各化学種の定容比熱 C_v は 300K から 5000K の区間において JANAF の7係数多項式⁽⁷⁾を用いて算出した近似値を使用した.

吸気エンタルピの算出に用いる排気温度 T_{ex} は排気バルブから 170mm の位置, 吸気温度 T_{in} は吸気バルブから 180mm の位置において $\phi 3.2$ の K 型熱電対(アズワン製 FK200)を用いて計測した. 吸排気中の化学種のモル数は, 吸気管の途中に設置したコリオリ式流量計(横川電機(株)製 コリオリ流量計 ROTAMASS 3)を用いてガスの体積流量を計測し, ガス分析計を用いて計測した吸気ガス及び排気ガス成分の体積分率を掛け合わせることで求めた.

未燃損 Q_{unburn} は排気ガス中の全炭化水素 THC と一酸化炭素 CO のモル数に低位発熱量をかけて算出した⁽⁸⁾.

$$Q_{unburn} = Q_{un_{HC}} + Q_{un_{CO}} \cdots (3.10)$$

未燃損失 Q_{unburn} , と排気損失 Q_{EL} の算出に使用する排気・吸気中の化学種の計測には排気ガス分析計を使用した. 計測した成分は, NO , CO , 全炭化水素(Total

Hydrocarbon,以下 THC), CO₂, O₂である. 排気ガス分析計は HORIBA 製 MEXA-ONE を用いた.

式(3.4)から算出した冷却損失は, 筒内圧力を計測するセンサーや吸排気ガス質量などによる計測誤差が生じる. 冷却損失の算出精度を各センサの計測精度から推定する. 求めたい数値が計測結果の線形結合により導かれる場合, 各項が独立し分散にも線形表現が適用可能であり, 求めたい数値の分散は次式(3.11)で表すことが出来る.

$$q = x_1 + x_2 + \cdots + x_n \cdots (3.11)$$

ここで, q は計測対象の分散を示す. x_i は各項の分散を示す.

上記式が成立する場合, 計測対象の標準偏差は以下の式(3.12)より求まる.

$$\sigma_q = \sqrt{\sigma_w^2 + \sigma_Q^2 + \sigma_{ex}^2 + \sigma_U^2} \cdots (3.12)$$

ここで, σ_q は全体の標準偏差, σ_{xi} は各項の標準偏差を示す.

図 3.17 に各項の標準偏差と冷却損失のばらつきを推算した結果を示す. 各項目での標準偏差は, 実験開始時に行うキャリブレーションでの繰返し精度, キャリブレーションが困難な筒内圧センサはカタログスペックの誤打値を 1σ 相当と仮定し使用した. 式(3.12)を用いた計算した結果, 冷却損失の測定精度は標準偏差 $\sigma=0.47$ Pt(%と表示における変化量 $\Delta\%$ を以下,Pt-ポイントと記す)と見積もれる. ただし, 上記見積もりはカタログスペックを基にした予測が含まれているため, 実験結果を統計処理しデータに有意差が存在するか確認する.

3.3.噴射終了時のスワール比 Sw^* と冷却損失との関係解析

本節では噴射終了後のスワール比 Sw^* と冷却損失との関係を調査するため, 以下の2条件において評価を行った.

3.3.1 噴射前のスワール比 Sw を同一とし, 噴射終了後のスワール比 Sw^* を変化させた場合の冷却損失

3.3.2 噴射前の従来 Sw と噴射終了後のスワール比 Sw^* を変化させた場合の冷却損失

単気筒エンジンでの評価条件を表 3.5 に示す．それぞれでの実験結果を示した後，結果の考察を行う．

3.3.1. 冷噴射前のスワール比 S_w を同一とし，噴射終了後のスワール比 S_w^* を変化させた場合の冷却損失

本項では第 2 章，図 2.4 において示したように，噴射終了後のスワール比 S_w^* を燃料噴射の運動量により変更し冷却損失との関係を調査する．噴射終了後のスワール比 S_w^* の変更には 3.2.2 項にて述べた燃料噴射システムを用いた．

図 3.18 に単気筒エンジンの筒内圧力，温度，熱発生率，及び燃料噴射信号を示す．図 3.18 中噴射信号におけるクランク角度 -20 度から 0 度のパルス信号(黒色の信号)は，3.2.2 項にて述べたセンタインジェクタの噴射信号を示す．センタインジェクタからの燃料噴射は燃焼により筒内温度を増加させ，サイドインジェクタの着火を安定させる目的にて実施した．センタインジェクタからの燃料噴射は，2 章にて述べた図 2.3 で示した燃焼室中心からの燃料噴射となりスワール比 S_w に影響を及ぼさない．図 3.18 中噴射信号におけるクランク角度 0 度から 20 度間のパルス信号(灰色の信号)は，サイドインジェクタからの信号を示す．サイドインジェクタの燃料噴射はセンタインジェクタの燃焼により筒内温度が 1400K 以上になる時刻以降に燃焼噴射を行うようタイミングを調整した．スワール流の回転と同一方向に燃料噴射を行うサイドインジェクタを Forward(図中，青色)，スワール流と逆方向に燃料噴射を行うサイドインジェクタを Opposite(図中，赤色)にて示す．Forward と Opposite の筒内圧力は同一である．熱発生率はクランク角度 -5 度から 2 度までのセンタインジェクタの燃焼は同一，クランク角度 2 度から 30 度までのサイドインジェクタの燃焼において Opposite の熱発生率のピーク(クランク角度 8 度付近)において，Forward に対して僅かに増加した．ただし筒内温度にはほぼ違いがみられず，温度，圧力の条件は両者でほぼ同一と考えられる．

次に，ECU が推定する噴射時期と実クランク角度との間に差を確認する．試験に用いた制御システムは 3.2.3 項と同一であり，ECU が推定する噴射時期と実クランク角度との間に差が生じる．図 3.18，最下段にクランク角度 -20 度から 0 度までを

拡大した時の噴射信号を示す。ECU に指令した噴射時期は-7.75 度であるが、回転変動により差が生じている。そのため、3.2.2 項と同様、噴射信号の時期により-8 度 ($-8 \text{ 度} \leq \theta < -7 \text{ 度}$)と-7 度 ($-7 \text{ 度} \leq \theta < -6 \text{ 度}$)に分類して比較した。

図 3.19 に噴射信号の時期-8 度における Forward と Opposite での冷却損失を比較した結果を示す。初めに冷却損失の算出精度について検討する。冷却損失は 3.2.4 項の式(3.4')から算出した百分率で示す。図 3.19-最下段に算出した冷却損失(百分率)の頻度分布を示す。Forward のデータ数は 187 個、Opposite は 166 個である。両者の平均値は 2.9Pt 離れており、頻度分布は重なりあわないことを確認した。Forward の標準偏差は 0.41Pt、Opposite の標準偏差は 0.28 Pt である。本実験結果は 2.3.4 項で見積もった冷却損失の標準偏差 0.47Pt に対して同等以下であった。図 3.19-最下段左側の統計データ(平均値、標準偏差、データ個数,)を用いて、両者に統計的な有意に差が存在するか t 検定⁽⁹⁾を持ちいて確認した。図 3.19-最下段左側にデータの歪度、及び尖度を示すが Forward, Opposite とともに正規分布とみなせる 1.5 以下であり、母集団が正規分布であることを仮定する t 検定が適用可能なことを確認した。図 3.19-最下段右側に t 検定の結果を示す。T 検定値は 74.5、帰無仮説を「両者に有意に差がない」(危険率 0.05)と仮定しにて計算した P 値は 4.52×10^{-202} である。P 値は帰無仮説を誤って信じる確率であり、P 値が危険率 0.05 に対して十分に小さいことは帰無仮説が誤っていることを示す⁽⁹⁾。よって、Forward と Opposite の冷却損失算出結果は**有意に異なることを確認した**。同様に、図 3.20 に噴射信号の時期-7 度における Forward と Opposite での冷却損失を比較した結果を示す。噴射信号の時期-7 度のデータも P 値は 1.81×10^{-128} となり、両者が**有意に異なることを確認した**。

図 3.19 上段に噴射前のスワール比 Sw と冷却損失の関係を示す。2 章にて述べた従来の指標である噴射開始前のスワール比 Sw は両者で同一($Sw=0.9$)であるが、Opposite の冷却損失は Forward に対して 2.9Pt の小さくなった。図 3.18 に示したように筒内圧力、温度履歴が同一であるにも関わらず、冷却損失が小さくなったことは 2 章にて述べた噴射終了後のスワール比 Sw*が影響を及ぼしている可能性がある。図 3.19 下段に噴射後のスワール比 Sw*と冷却損失の関係を示す。噴射後のスワ

ール比 Sw^* は 2 章の式(2.10)を用いて計算した。冷却損失が Forward に対して低下した Opposite の噴射後のスワール比 Sw^* は 0 付近, Forward の噴射後のスワール比 Sw^* は 1.8 となった。冷却損失が増加する要因として、噴射終了後のスワール気流強さが影響していることが考えられる。そのため、次に燃料噴射の運動量を変更せず噴射前のスワール比 Sw を変更した場合の冷却損失を調査する。

3.3.2. 噴射前のスワール比 Sw と噴射後のスワール比 Sw^* を変化させた場合

本項では第 2 章、図 2.7 において示した噴射終了前のスワール Sw を燃料噴射による運動量を一定として変化させた場合の冷却損失との関係を調査する。この条件においては噴射終了前のスワール比 Sw に比例し噴射終了後のスワール Sw^* が増加している。噴射終了後のスワール比 Sw^* の変更には前項(3.3.1)と同様の燃料噴射システムを用いた。燃料噴射方向はスワール流と対向(Opposite)のみを使用した。

センタインジェクタ、及びサイドインジェクタからの燃料噴射は 3.3.1 項と同様に実施した。また、試験に用いた制御システムは 3.3.1 項と同一であり、冷却損失の算出結果は噴射信号の時期により -8 度($-8 \text{ 度} \leq \theta < -7 \text{ 度}$)と -7 度($-7 \text{ 度} \leq \theta < -6 \text{ 度}$)に分類して比較した。

図 3.21 に噴射信号の時期 -8 度における冷却損失を比較した結果を示す。3.3.1 項と同様、各点での冷却損失が有意に異なると判断出来るかについて検討する。冷却損失は 3.2.4 項の式(3.4')から算出した百分率で示す。図 3.21 の各データでの頻度分布を示す。3.3.1 項と同一の条件である噴射開始前のスワール比 $Sw=0.9$ に対して $Sw=0.4$ 及び $Sw=1.8$ の頻度分布は重なりあわないことを確認した。一方、 $Sw=1.3$ の頻度分布は $Sw=0.9$ と重なっている。そのため、3.3.1 項と同様に統計データを用いて、両者に統計的な有意に差が存在するか t 検定を用いて確認する。表 3.5 に各噴射開始前のスワール Sw での統計データを示す。各点での歪度、及び尖度は正規分布とみなせる 1.5 以下であり、母集団が正規分布であることを仮定する t 検定が適用可能なことを確認した。また、2.3.4 項で見積もった冷却損失の標準偏差 $0.47Pt$ に対して、各点での標準偏差は同等以下であった。表 3.6 に T 検定の結果を示す。t 検は、帰無仮説を「両者に有意に差がない」(危険率 0.05)と仮定し、スワール比

Sw=0.9 との比較を行った。結果、各点での P 値は帰無仮説を誤って信じる確率(危険率 0.05)に対して十分に小さく、冷却損失算出結果は**有意に異なることを確認した**。同様に、図 3.23 に噴射信号の時期-7 度における冷却損失を比較した結果を示す。表 3.7 に噴射信号の時期-7 度での統計量を示す。噴射信号の時期-7 度の頻度分布も噴射信号の時期-8 度と同様に正規分布とみなせることを尖度、歪度が 1.5 以下であることを確認した。表 3.8 に噴射信号の時期-7 度での t 検定結果を示す。t 検定の結果から、冷却損失の算出結果が**有意に異なることを確認した**。

図 3.21 の噴射時期クランク角度 - 8degree における噴射前のスワール比 Sw と冷却損失の関係から、スワールと対向して燃焼噴射を行う Opposite では噴射開始前のスワールが増加することで冷却損失が増加する。これは従来のセンタインジェクタだけの噴射系においても指摘されている、旋回気流の強度が増加が筒内ガスから壁面への熱伝達量を増加させた影響と考える⁽¹⁰⁾。一方、噴射開始前のスワール比 Sw=0.9 以下である Sw=0.4 では冷却損失が増加する傾向がみられた。噴射開始前のスワール比 Sw=0.4 においては噴射開始前の筒内の旋回気流強度は Sw=0.9 よりも小さく熱伝達量が小さいと考えられる。図 3.22 に冷却損失を噴終了後のスワール比 Sw*で整理した結果を示す。噴射後のスワール比 Sw*は 3.3.1 項と同様に式(2.10)を用いて計算した。本図においてスワールと対応して燃料噴射を行う Opposite の噴射前のスワール Sw=0.9 と対応するデータは、噴射終了後のスワール Sw*=-0.05 である。冷却損失は噴射終了後のスワール Sw*=-0.05 において最小値となった。燃料噴射とスワール回転方向が一致している Forwad を含め、噴射終了後のスワール比 Sw*の増加に比例し冷却損失も増加している。一方、噴射終了後のスワール Sw*がマイナスになる場合においても冷却損失が増加した。

噴射終了後のスワール比 Sw*と冷却損失との関係を考察する。以下に噴射終了後のスワール比 Sw*ごとでの筒内の気流と冷却との関係を検討した結果を示す。

a.) 噴射終了後のスワール比 Sw*が 0 近傍に位置する場合

噴射終了後のスワール比 Sw*=0 では筒内の旋回気流(スワール流)が持つ運動量と燃料噴射が持つ運動量が釣りあい、スワール流が減衰し流動が無くなる。また噴射された燃料も運動量を失うために燃焼による高温ガスを伴う燃料噴

霧は貫徹力を失い筒内にて停滞していると推察する。そのため、燃焼ガスと壁面との相対速度が低下することで熱伝達が低下したと考える。

気流と燃料噴射の運動量が釣り合う場所において淀んだのち広がりながら壁面に接触していると推察する。

b.) 噴射終了後のスワール比 Sw^* がプラス方向に増加する場合

i). スワール流の旋回と同一方向に燃料噴射を行う Forward の場合

燃料噴射が持つ運動量によりスワール流が加速され、燃焼による高温ガスの流伴った燃料噴霧の流動が大きいまま火炎が壁面に接触する。

ii). スワール流の旋回と対向して燃料噴射を行う Opposite の場合

この場合、噴射前のスワール Sw が持つ運動量が燃料噴射の運動量よりも大きく、筒内に残留する気流に高温ガスが流されながら壁面に接触することにより熱伝達量が増加していると考ええる。また、燃料噴霧と気流との相対速度が大きくなるため、せん断力の増加により燃料噴霧が Forward よりも広がることも壁面での熱伝達量を増加させる一因と推察する。

c.) 噴射終了後のスワール比 Sw^* がマイナス方向になる場合

噴射終了後のスワール比 Sw^* が 0 よりも小さい条件においては、スワール流が持つ運動量に燃料噴射が打ち勝ち、高温ガスを伴った燃料噴霧が壁面に接触することで熱伝達量が増加したと考える。また、スワール流と対応して燃料噴射を行う Opposite は b.) と同様に気流とのせん断力により広がった状態にて壁面に接触していると推察する。

噴射終了後のスワール比 Sw^* と冷却損失との関係を考察し、燃料噴霧が運動量を持接触する、気流も燃料噴霧も停滞する、燃料噴霧の移動速度と気流の速度が釣り合った場所にて淀んだのち広がりながら気流に押し流されてることが考えられる。このことを確認するため、次章において筒内の火炎挙動の観察を行う。

Table 3.1 Engine specifications

Item	Specification
Engine type	DI single cylinder 4stroke diesel engine
Bore×Stroke	φ135mm×140mm
Displacement	2003.9cm ³
Piston type	Steel Piston
Valve actuation	Camless Hydraulic VVA
Geometrical compression ratio	18.0:1

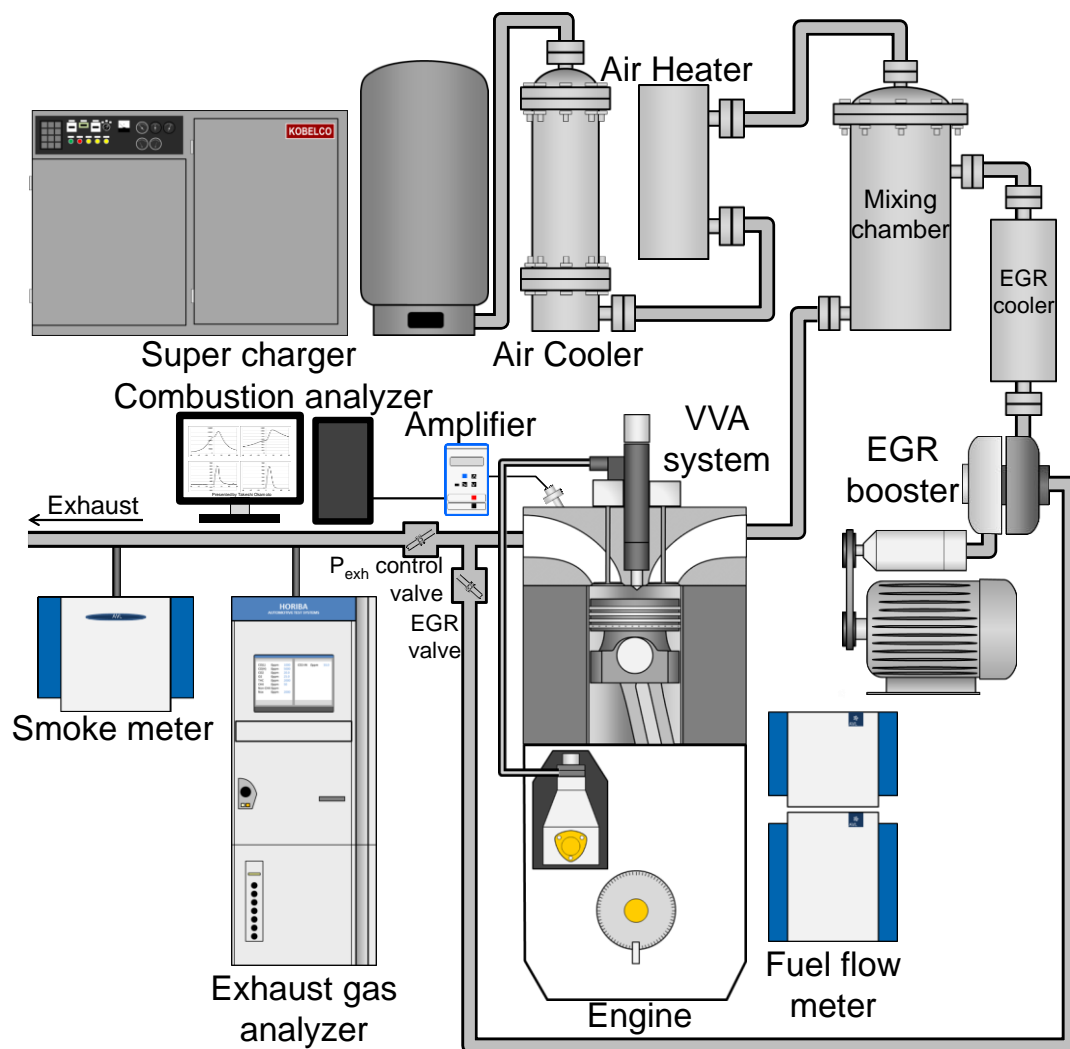
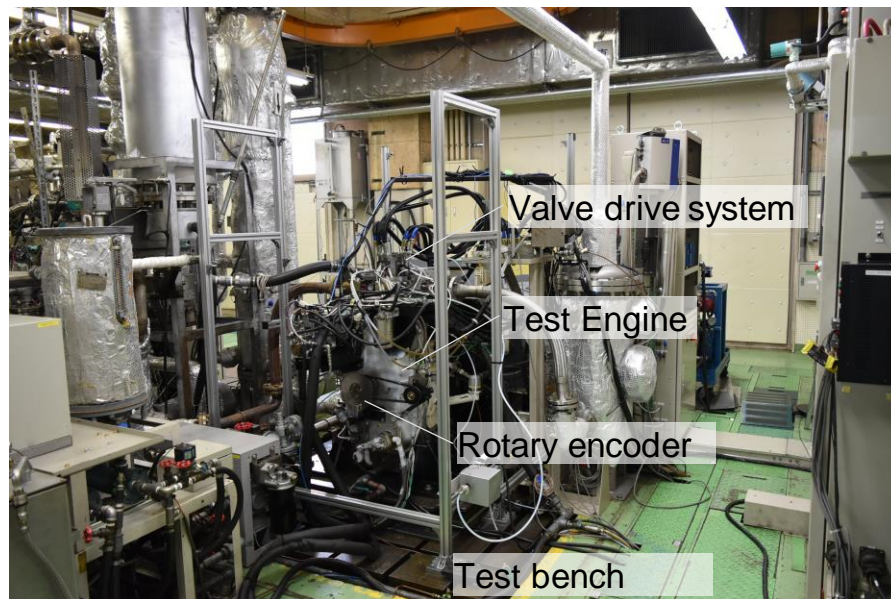
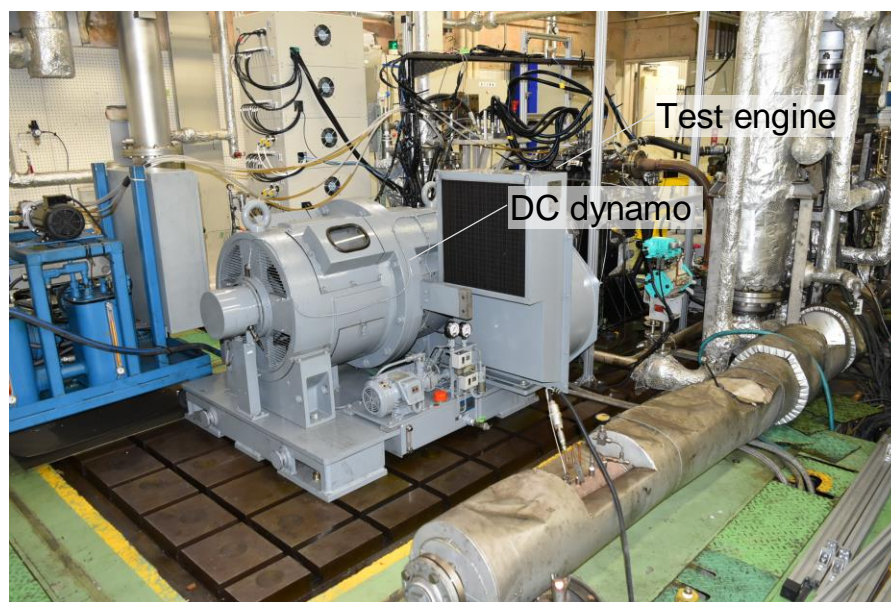


Fig.3.1 Schematic experimental apparatus



(a) Front side



(b) Rear side

Fig.3.2 Test bench layout

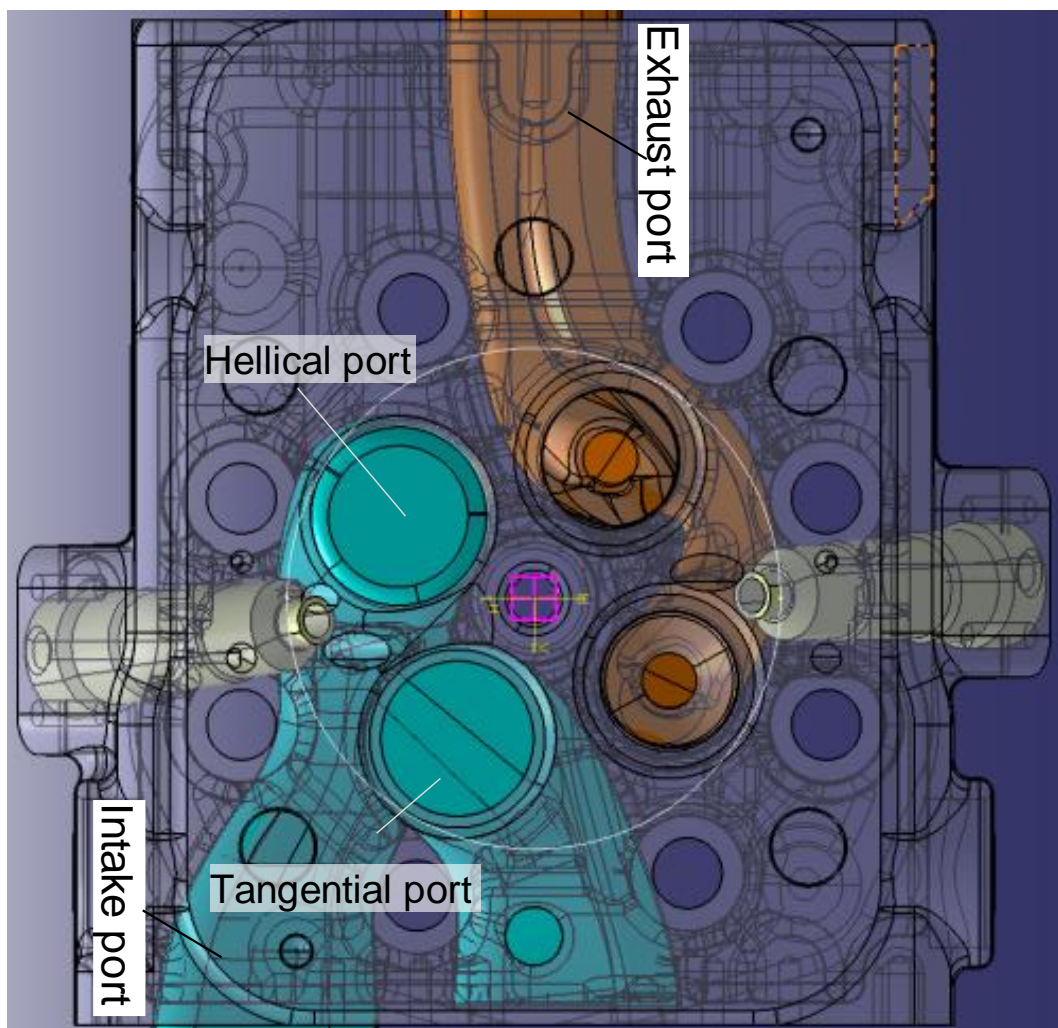
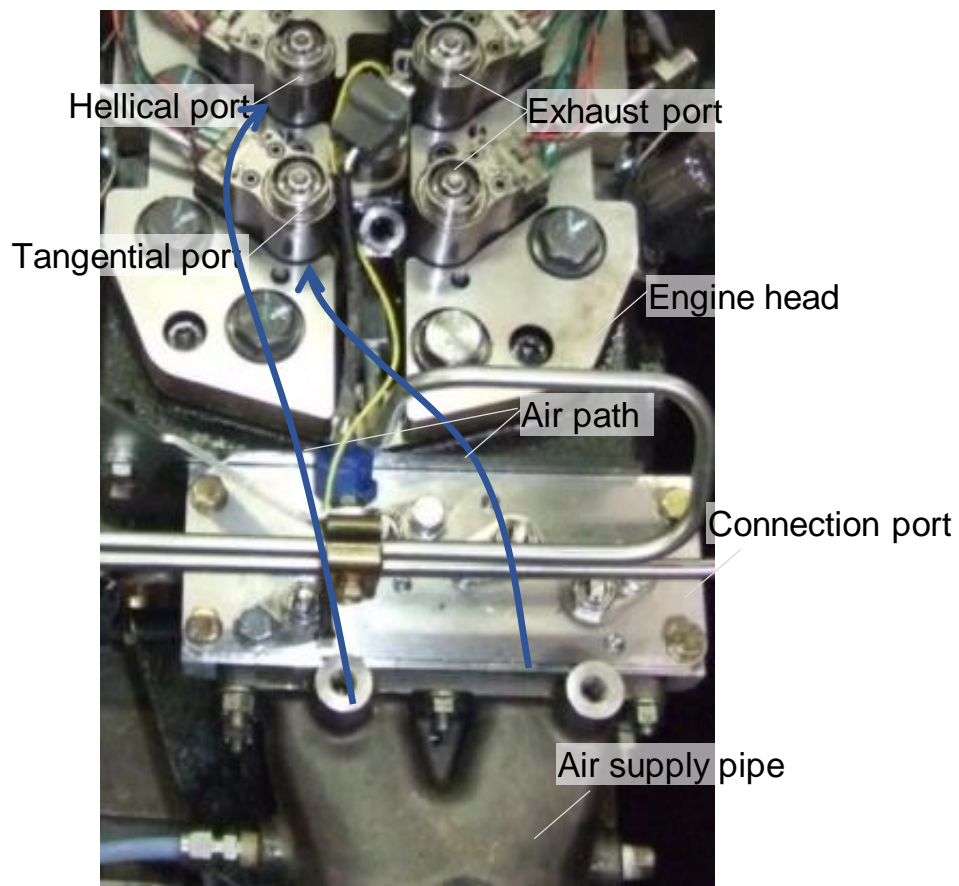
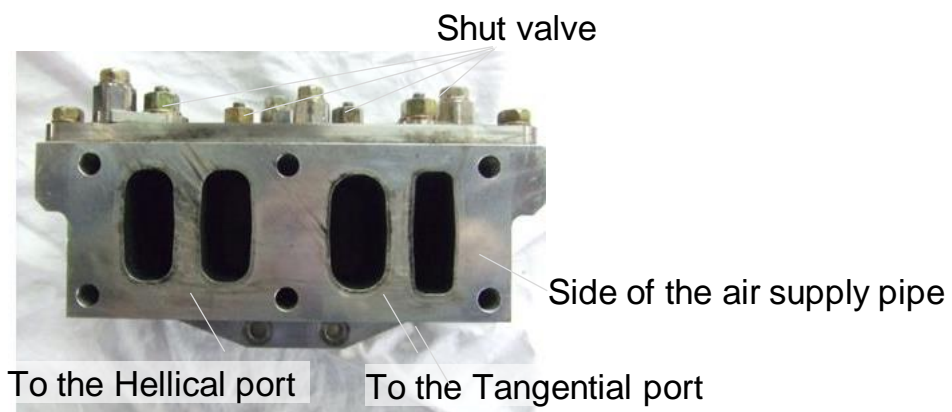


Fig.3.3 3D model diagram of intake / exhaust path shape (bottom view)

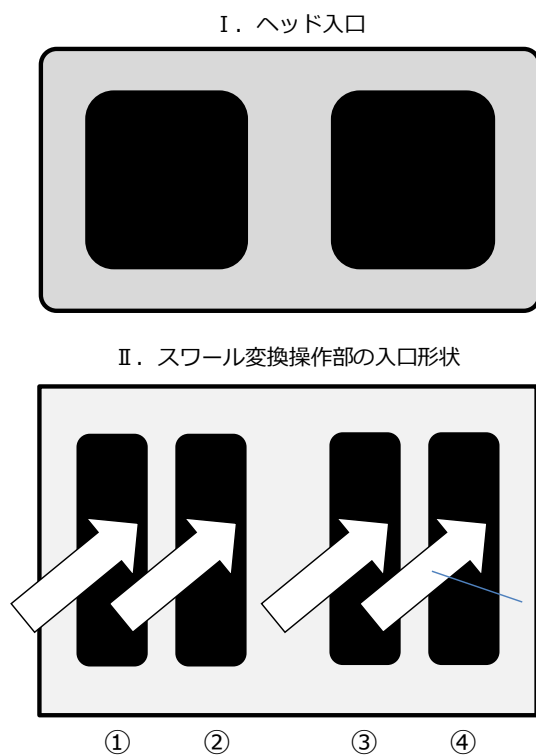


(a) Top view



(b) Side view

Fig.3.4 Schematic diagram of the intake manifold and port



ヘッド+可変スワールポート(MA261339 VALVE ASSY INLET)						
動作Mode	スワール変換操作部の入り口番号				スワール比	流量係数
	①	②	③	④	swirl	cms
1	open	open	open	open	1.074	0.384
2	close	open	open	open	1.076	0.353
3	close	close	open	open	1.844	0.196
4	close	close	close	open	1.996	0.158
5	open	open	close	close	0.205	0.083
6	open	open	open	close	1.177	0.367
7	close	open	close	open	1.319	0.312
8	open	close	close	close	0.498	0.176
9	open	close	open	close	0.843	0.340

Fig.3.5 Relationship between valve operation and swirl ratio of intake manifold

Table 3.2 Fuel properties

(Inspection performer : JX TG エネルギー株式会社)

Category		Properties
Density 15°C	kg/m ³	829.7
Kinematic viscosity 30°C	mm ³ /s	3.828
Catane Index (JIS K2280-4)		57
Gross Calorific Value (Higher Heating Value, HHV)	kJ/kg	45860
Lower Heating Value, LHV	kJ/kg	43000
Elements	mass %	Carbon : 86.3
		Hydrogen : 13.6
		Nitorogen : < 0.1
Sulfer	mass %	0.0008
Componets	Vol %	Staturates : 77.5
		Aromaticcs : 22.5

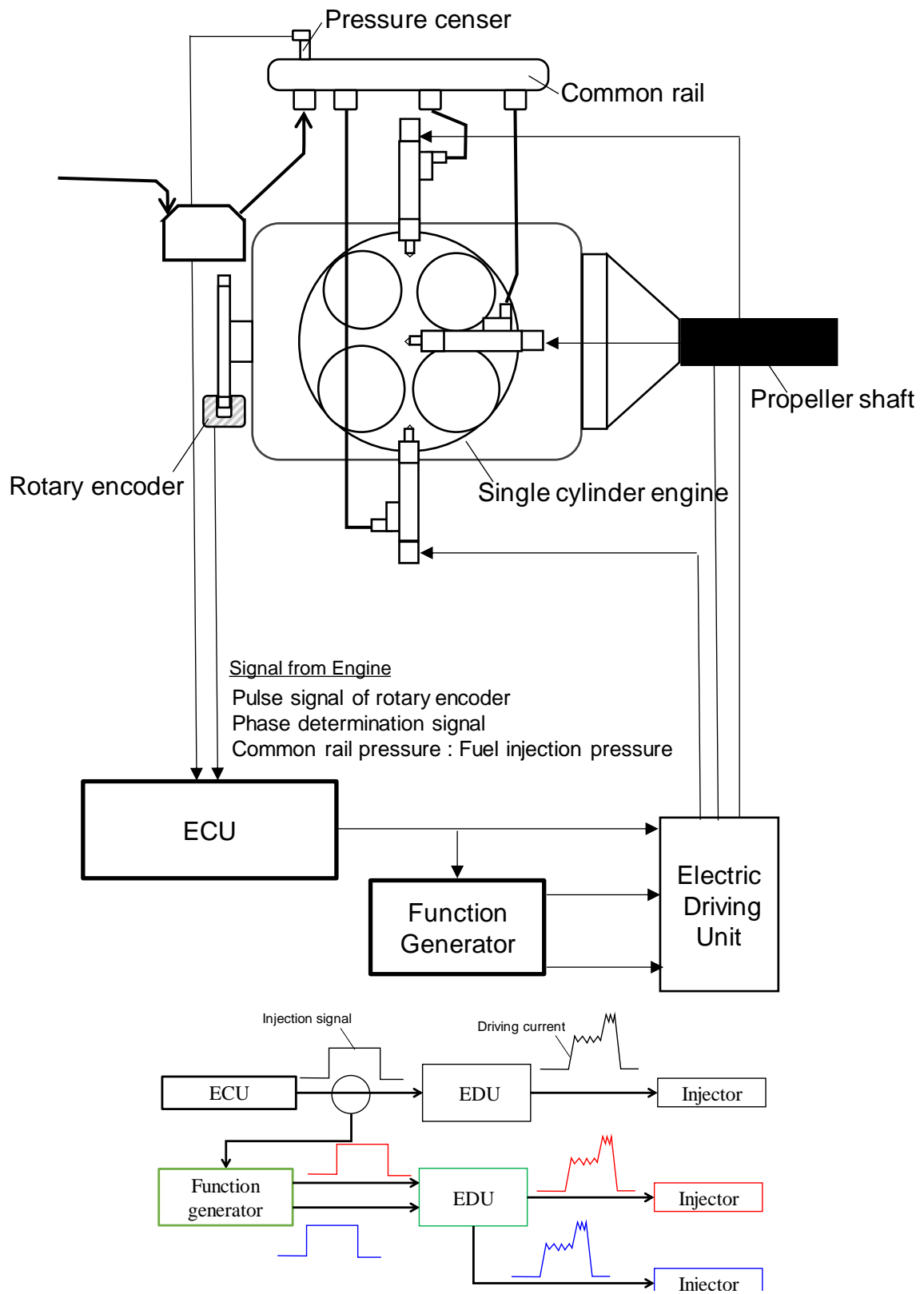


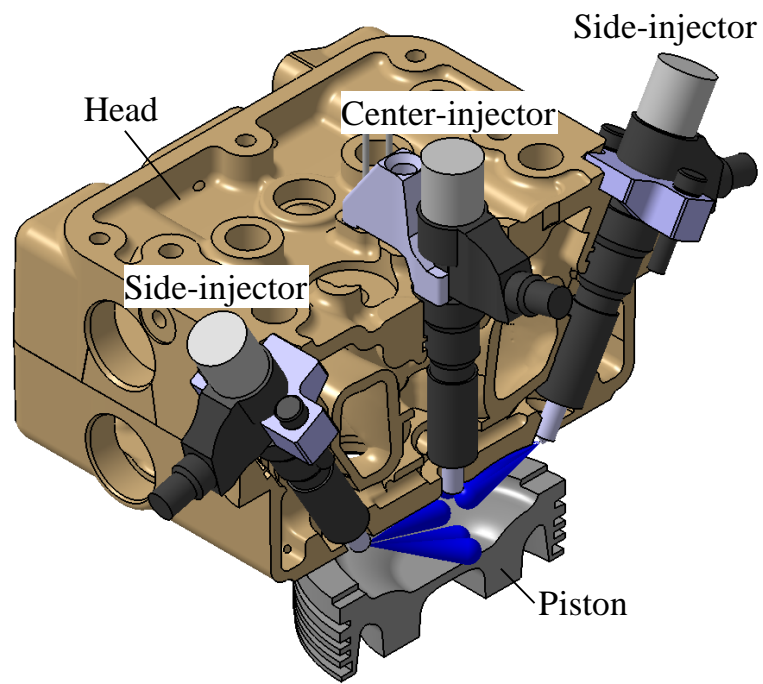
Fig.3.6 Fuel injection and control system



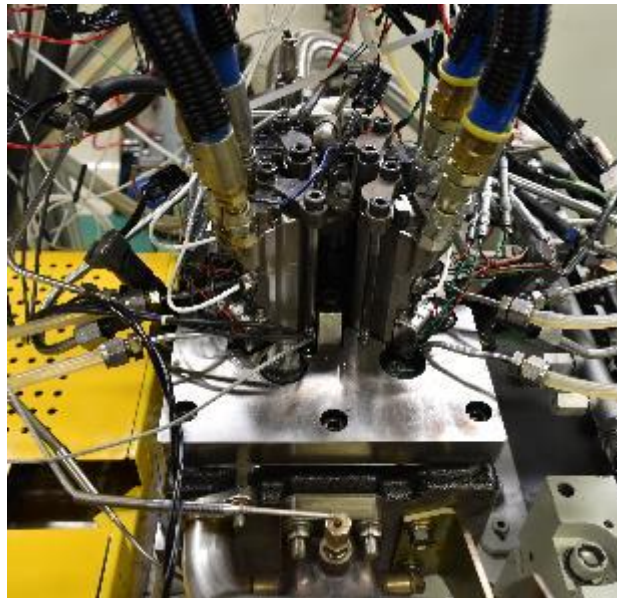
Fig.3.7 G4S injector shape

Table 3.3 Specifications of injector

Item	Specification
Fuel injection system	Common rail system DENSO Generation 4th Solenoid type injector (Max injection pressure 220MPa)
Nozzle	Center: $\phi 0.177 \times 9$ hole Side : $\phi 0.177 \times 3$ hole $\times 2$ injector

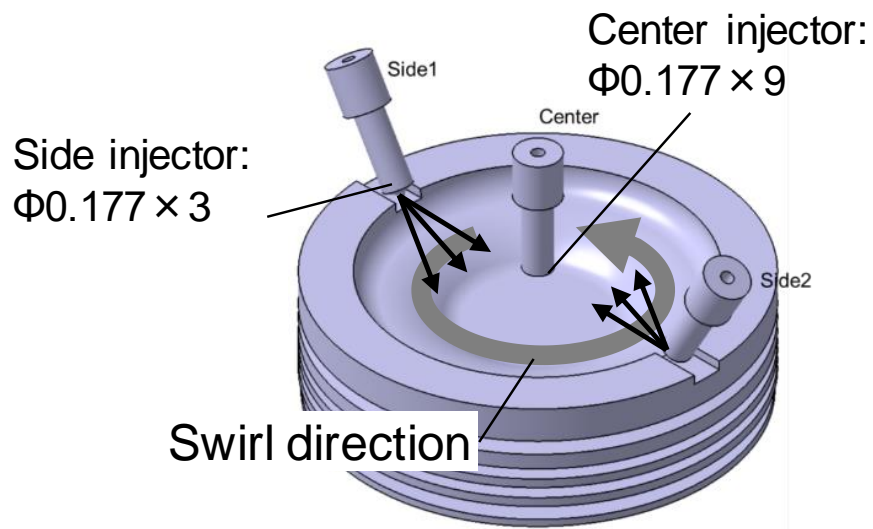


(a) Conceptual diagram on 3D model



(b) Installation status on actual engines

Fig.3.8 Injector layout of the cylinder head, and spray direction of side jectors



(a) Top View



(b) Front view

Fig.3.9 Piston cavity design and nozzle specification of the Multiple-injectors

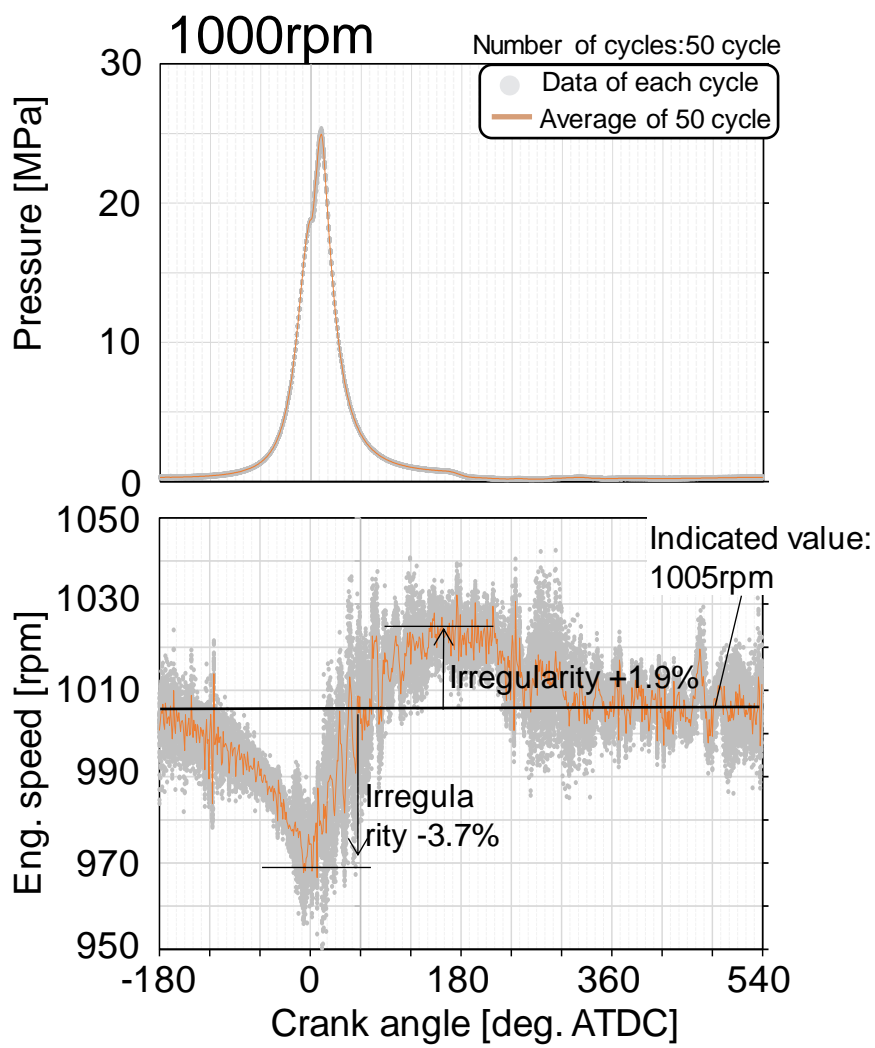


Fig.3.10 In-cylinder pressure and rotation fluctuation of engine

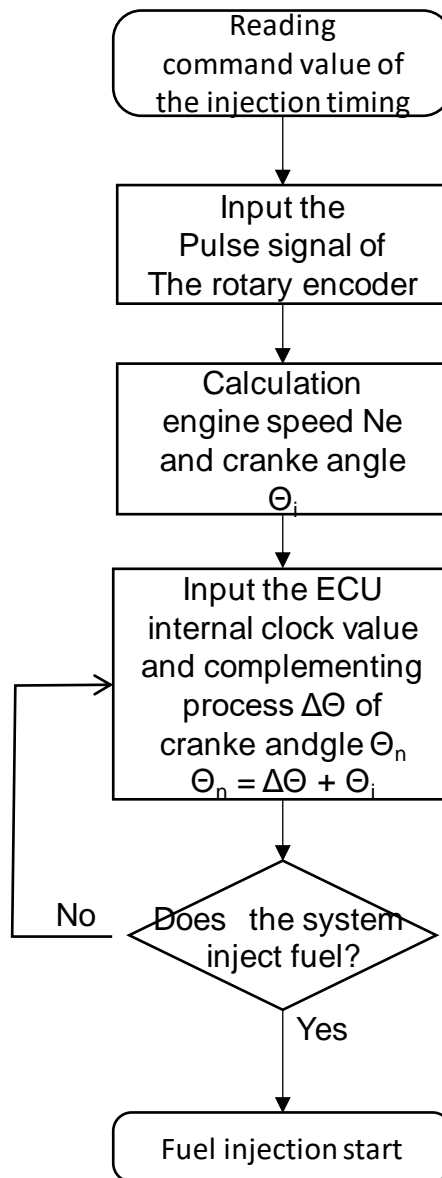


Fig.3.11 Controlling flow chart of the injection timing

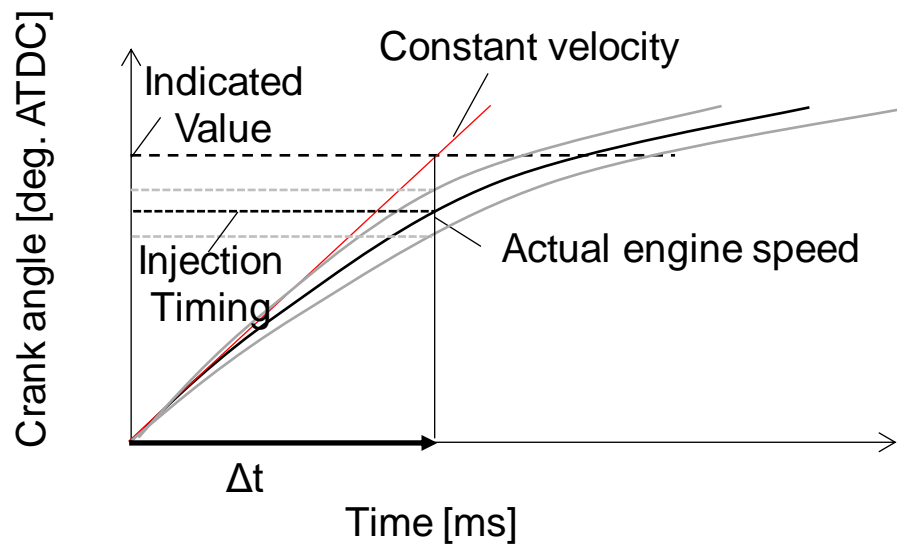


Fig.3.12 Relationship between predicted value of speed and actual engine speed

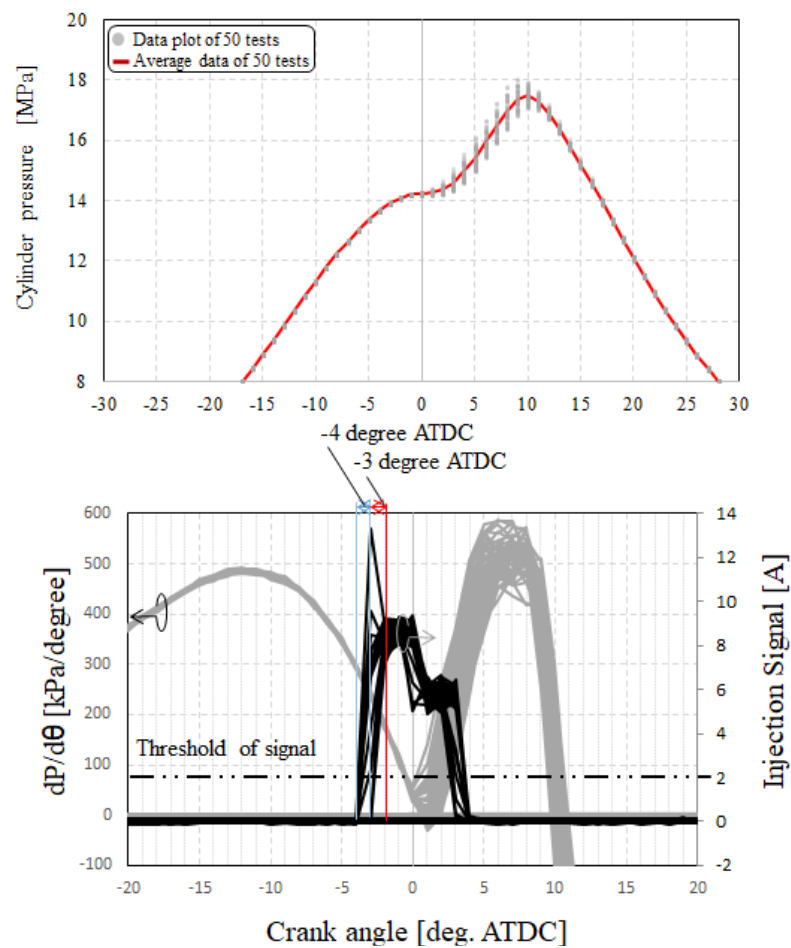


Fig.3.13 Influence of the injection timing on cylinder pressure in the single cylinder engine

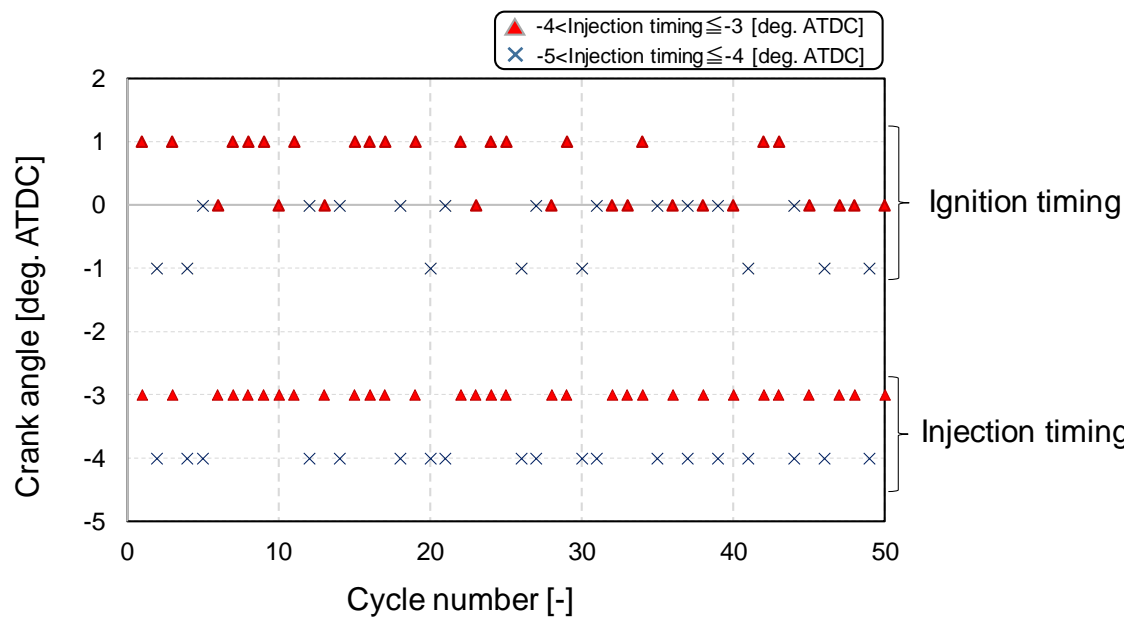


Fig.3.14 Relationship between injection timing and ignition timing

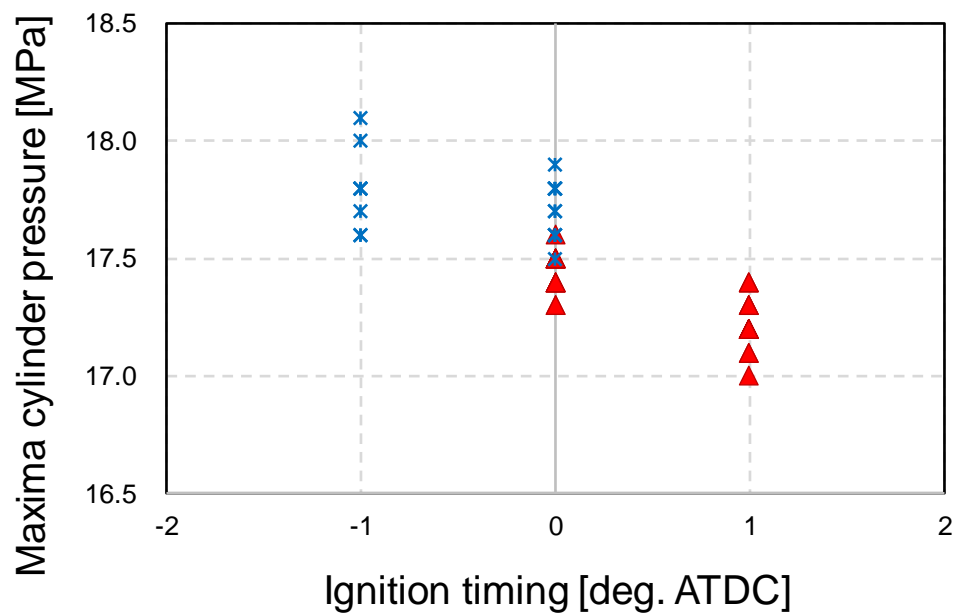


Fig.3.15 Relationship between ignition timing and maximum in-cylinder pressure

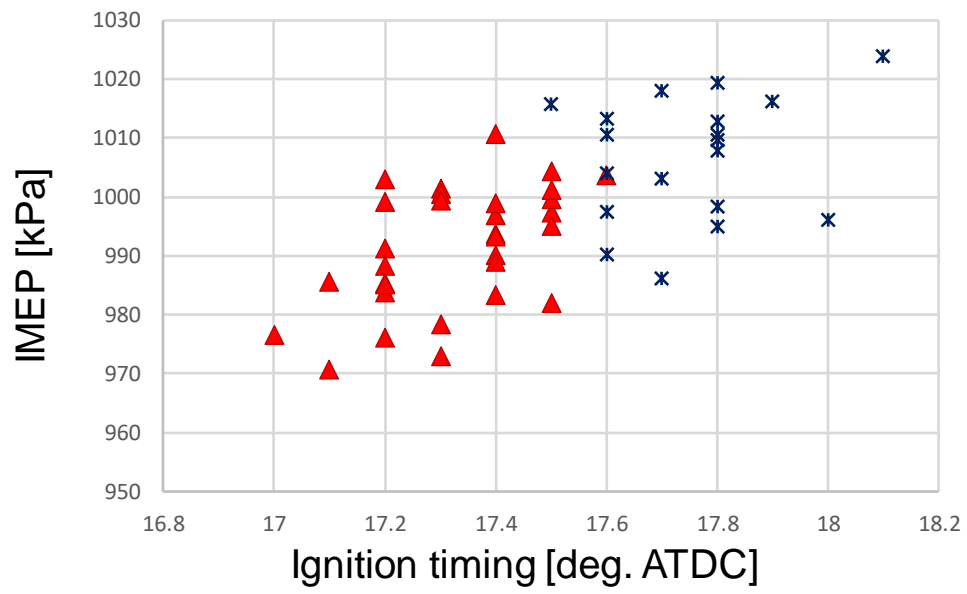


Fig.3.16 Relationship between ignition timing and indicated mean effect pressure(IMEP)

誤差量の見積もり

冷却損失のばらつき (0.47Pt)

$$Q_{CL}/Q_{in} = (1 - W/Q_{in} - Q_{EL}/Q_{in} - Q_{unbern}/Q_{in}) * 100 [\%]$$

図示仕事のばらつき (0.41Pt)

$$W = \oint P dV$$

圧力Pに対するセンサの誤差 ± 0.44Pt

容積推定計算の誤差 ± 0.05Pt

投入熱量のばらつき (0.1Pt)

$$Q_{in}$$

投入熱量の計測誤差 ± 0.21Pt

排気損失のばらつき (0.2Pt)

$$Q_{EL} = U_{ex} - U_{in}$$

排気温度の計測誤差 ± 0.01Pt

排気ガス量の計測誤差 ± 0.2Pt

未燃損失のばらつき (0.02Pt)

$$Q_{EL} = U_{ex} - U_{in}$$

排気ガス成分の計測誤差 ± 0.003Pt

排気ガス量の計測誤差 ± 0.02Pt

Fig.3.17 Relationship between ignition timing and work shown

Table 3.4 Test conditions

Item	Condition
Engine speed	1000 rpm
Injection quantity	120mm ³ /cycle at 40% load
Injection pressure	200MPa
EGR ratio	0%
Intake pressure	170kPa abs (Air excess ratio λ=2.5)
Intake air temperature	325.15K

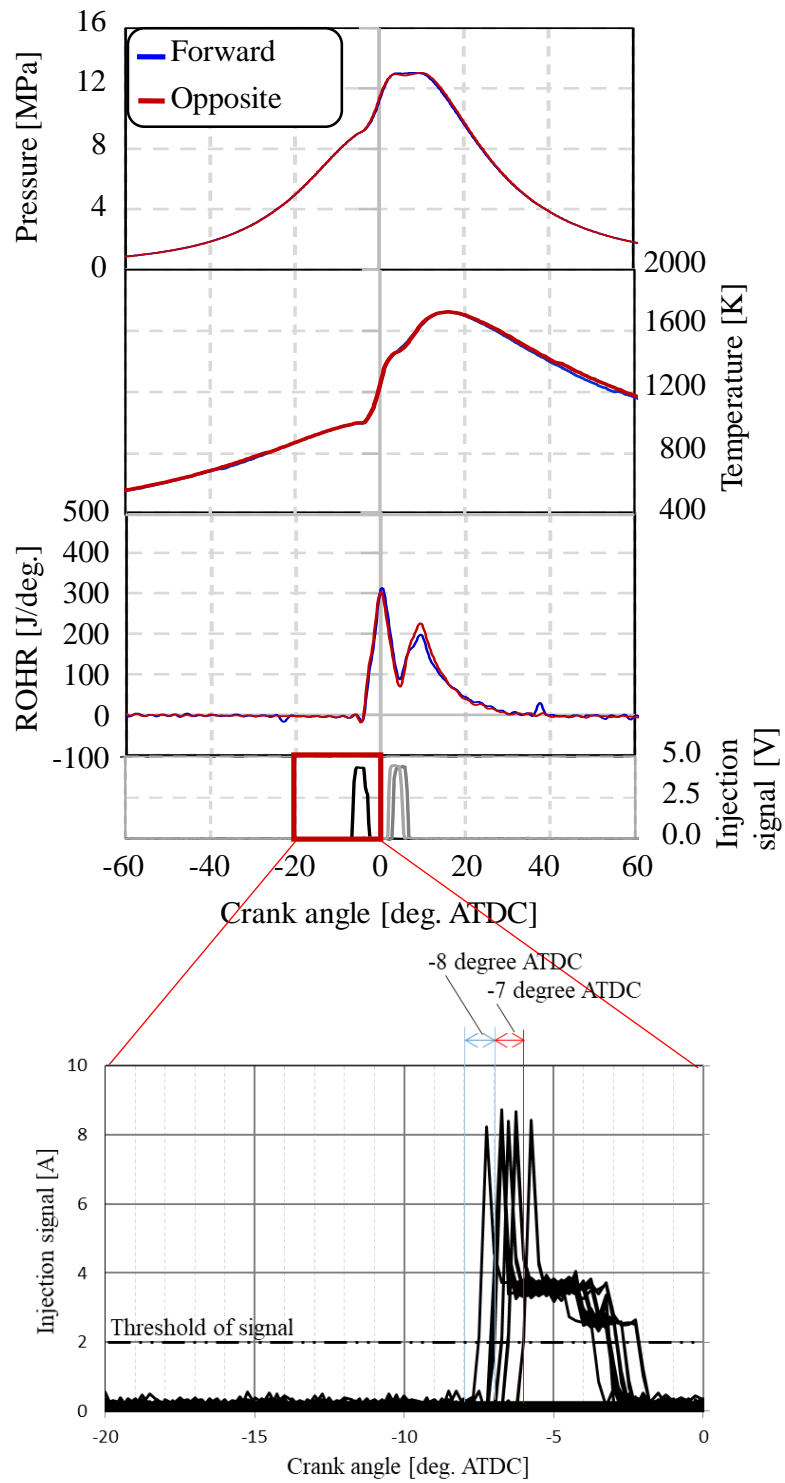
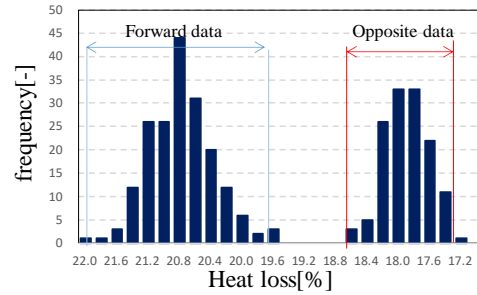
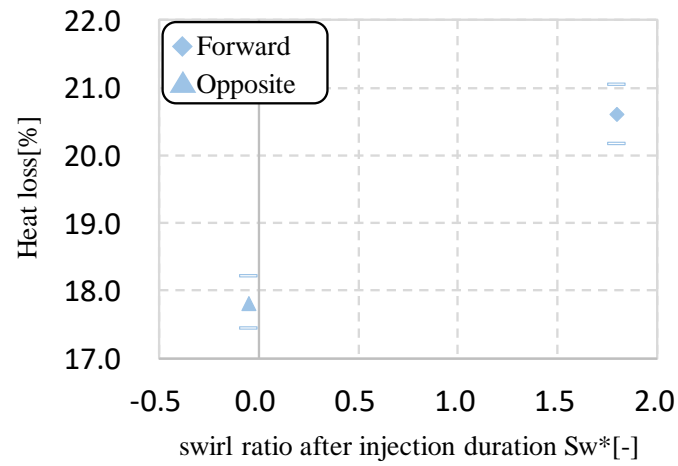
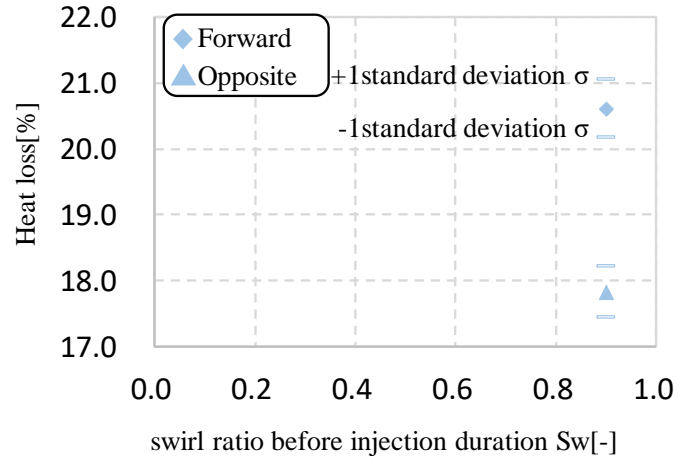
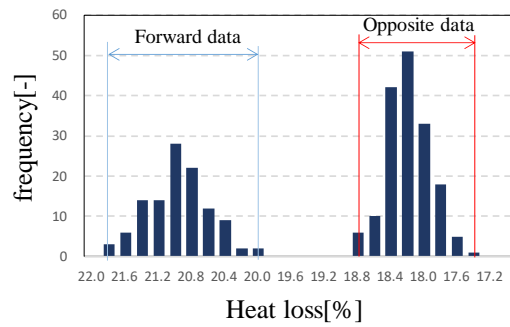
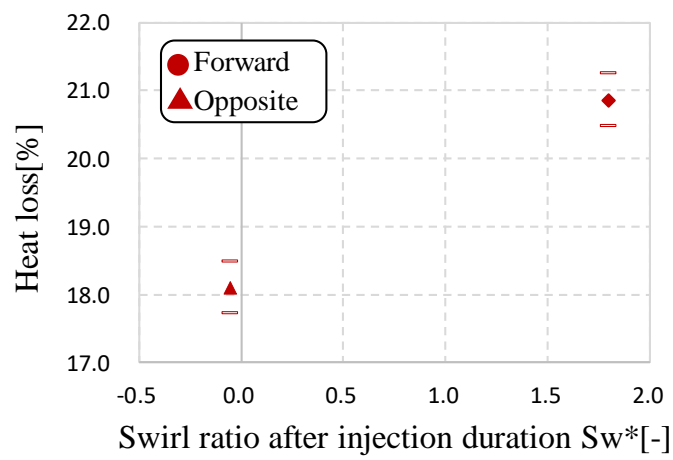
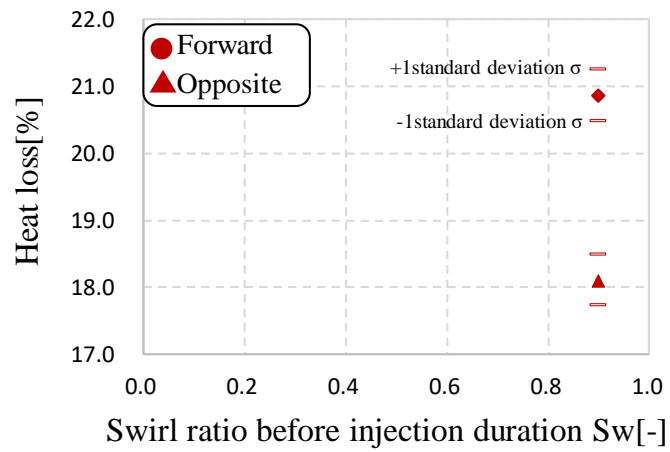


Fig.3.18 Profiles of pressure in cylinder, rate of heat release, and injection signal



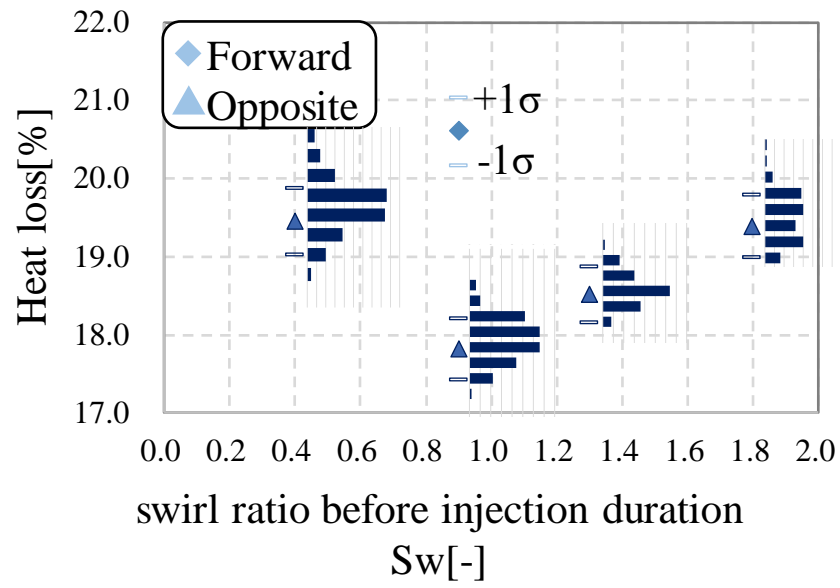
Heat loss[%] Q_{CL}/Q_{in}	Forward	Opposite	t-test (Forward – Opposite)	
Average	20.68%	17.78%	degree of freedom	319
Standard deviation	0.41Pt	0.29t	t	74.5
Data number	187	166	P-Value ($\alpha=0.05$)	4.52×10^{-202}
kurtosis	0.41	-0.16		
skewness	-0.20	0.02		
95% confidence interval	$\pm 0.059Pt$	$\pm 0.049Pt$		

Fig.3.19 Comparison of cooling loss of the Sw^* at the end of injection direction
(injection timing -8 degree)



	Forward	Opposite	t-test (Forward – Opposite)	
Average	20.87%	18.09%	degree of freedom	181
Standard deviation	0.390Pt	0.345t	t	65.6
Data number	113	166	P-Value ($\alpha=0.05$)	1.81×10^{-128}
kurtosis	0.15	-0.48		
skewness	0.60	-0.12		
95% confidence interval	0.071Pt	0.042Pt		

Fig.3.20 Comparison of cooling loss of the Sw * at the end of injection direction



(injection timing -7 degree)

Fig.3.21 Comparison of cooling loss of the Swirl ratio before injection direction

(injection timing -8 degree)

Table 3.5 Statistics of data (injection timing -8 degree)

Heat loss[%] Q_{CL}/Q_{in}	swirl ratio before injection duration Sw			
	0.4	0.9 (Base)	1.3	1.8
Average	19.45%	17.78%	18.51%	19.38%
Standard deviation	0.36Pt	0.29t	0.28Pt	0.32Pt
Data number	142	134	78	89
kurtosis	0.27	-0.16	0.14	-0.47
skewness	0.12	0.02	-0.32	0.15
95% confidence interval	$\pm 0.058Pt$	$\pm 0.049Pt$	$\pm 0.047Pt$	$\pm 0.063Pt$

Table 3.6 T-test of data (injection timing -8 degree)

t-test	swirl ratio before injection duration Sw			
	0.4vs0.9		1.3vs0.9	1.8vs0.9
degree of freedom	269		199	184
t	-44		-21	-40
P-Value ($\alpha=0.05$)	1.5×10^{-125}		7.8×10^{-52}	7.4×10^{-92}

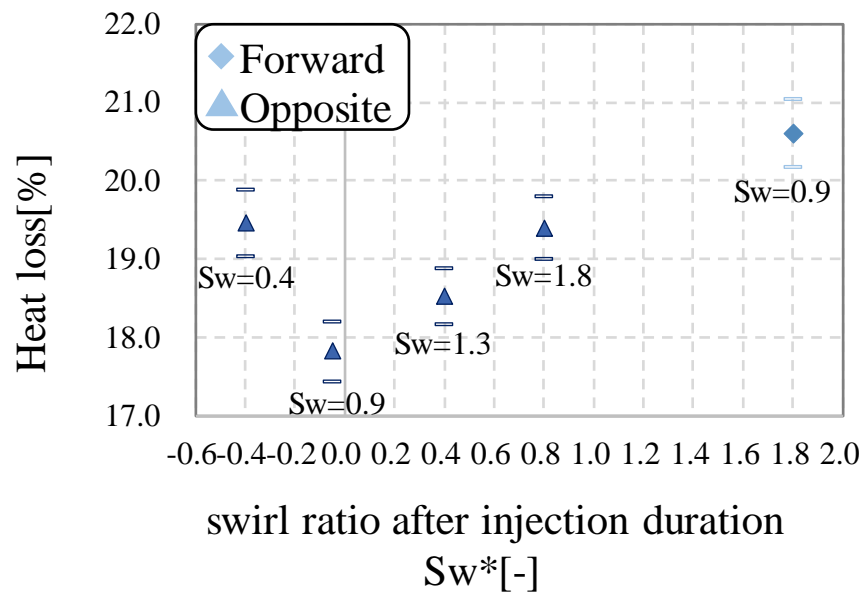


Fig.3.22 Comparison of cooling loss of the Swirl ratio after injection direction
(injection timing -8 degree)

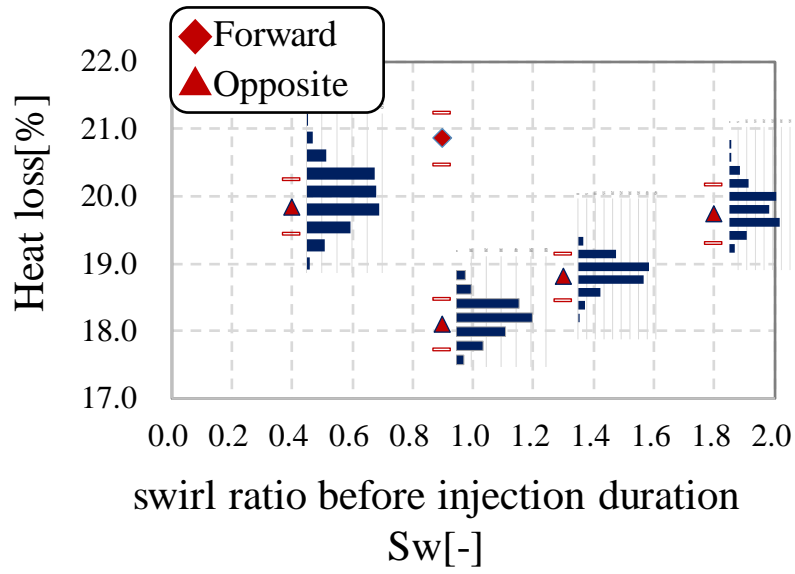


Fig.3.23 Comparison of cooling loss of the Swirl ratio before injection direction
(injection timing -7 degree)

Table 3.7 Statistics of data (injection timing -7 degree)

Heat loss[%] Q_{CL}/Q_{in}	swirl ratio before injection duration Sw			
	0.4	0.9 (Base)	1.3	1.8
Average	19.81%	18.08%	18.81%	19.73%
Standard deviation	0.34Pt	0.26t	0.21Pt	0.29Pt
Data number	158	166	122	111
kurtosis	-0.18	-0.05	0.22	-0.09
skewness	-0.03	-0.13	-0.31	0.28
95% confidence interval	$\pm 0.054Pt$	$\pm 0.040Pt$	$\pm 0.039Pt$	$\pm 0.056Pt$

Table 3.8 T-test of data (injection timing -7 degree)

t-test	swirl ratio before injection duration Sw			
	0.4vs0.9		1.3vs0.9	1.8vs0.9
degree of freedom	296		282	218
t	-50		-25	-46
P-Value ($\alpha=0.05$)	2.5×10^{-147}		6.5×10^{-75}	7.4×10^{-116}

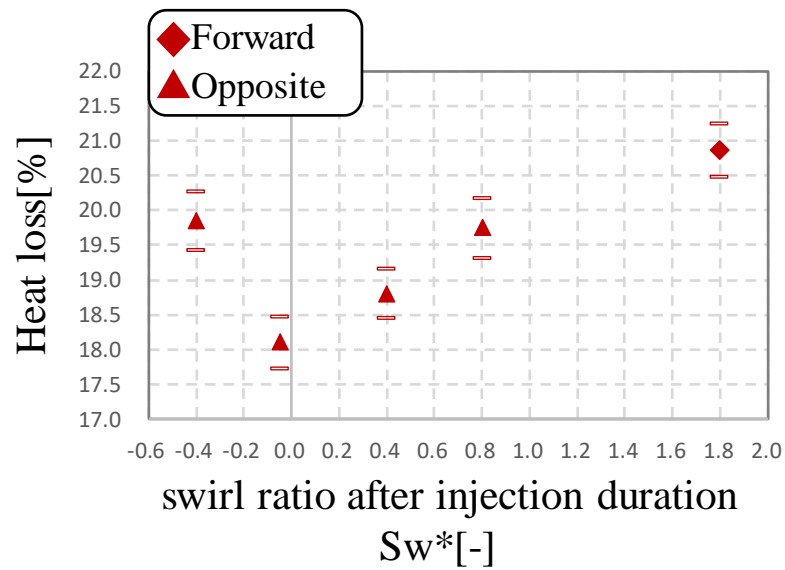


Fig.3.24 Comparison of cooling loss of the Swirl ratio after injection direction
(injection timing -7 degree)

参考文献 3 章

- (1) 足立 隆幸, 小林 雅行, 村山 哲也, 青柳 友三, 鈴木 央一, 後藤 雄一, 高過給・広域多量 EGR の多気筒ディーゼルエンジンにおけるハイプレッシャーループおよびロープレッシャーループ EGR の効果, 自動車技術会論文集, Vol.43 No.6, p. 1269-1274 (2012)
- (2) 小島 昭和, 内山 賢, 増田 誠, 伊達 健治, 堀内 康弘, ハーマン オラフ E., ラウメン ヘルマン J., ディーゼル噴射系の進化ー超高压噴射が拓く世界ー, 自動車技術会論文集, Vol.40 No.4, p. 1047-1052 (2009)
- (3) 山口卓也, 高過給ディーゼル機関における予混合圧縮着火燃焼の研究, 大分大学大学院工学研究科 博士後期課程 博士論文, 甲第 129 号, p.21-24, (2010)
<http://opac2.lib.oita-u.ac.jp/webopac/TD00000106>, 参照日 2018/5/2
- (4) AVL PRODUCT DESCRIPTION, SENSORS AND SIGNAL CONDITIONING / SENSORS 365C ANGLE ENCODER SET,
<https://www.avl.com/documents/10138/885965/angle-encoder-365C-PS-2010-ENG+neu.pdf> 参照日 2018/10/24,
- (5) NATIONAL INSTRUMENTS SPECIFICATIONS, SPECIFICATIONS NI DCM-2316 Embedded Direct Injector Control and Measurement (DCM) Device with Real-Time Processor and Reconfigurable FPGA,
<http://www.ni.com/pdf/manuals/376600a.pdf> 参照日 2018/10/24,
- (6) 鶴島理史ほか, 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 68 巻 647 号 P2935-2942, (2002)
- (7) MJ.Zucrow, J.D.Hoffman, Gas Dynamics, II, Flow of Nonequilibrium Chemical Reacting Gas Mixtures, Wiley; 99 edition, P. 43, ISBN-13: 978-0471018063, (1977),
- (8) Tsurushima, T., et al., The Effect of Knock on Heat Loss in Homogeneous Charge Compression Ignition Engines, SAE Technical Paper 2002-01-0108, (2002)
- (9) 東京大学教養学部統計学教室, 統計学入門 (基礎統計学 I), 東京大学出版会 (1991)
- (10) 窪山達也ほか, 直接噴射式ディーゼル機関の壁面熱損失に関する研究, 東京工業大学学位論文 - 博士,
<http://tdl.libra.titech.ac.jp/hkshi/recordID/dissertation.bib/TT00007862> (2007) 参照日 2015/10/22,

4 章 噴射終了時のスワール比 Sw^* による冷却損失の減少要因解析

4.1. はじめに

本章では 3 章にて検討した燃焼期間終了時のスワール比 Sw^* による冷却損失の減少要因である気流の減衰，燃料噴霧の挙動変化が実際に筒内にて発生しているかを確認するため可視化観察と C F D 計算を実施する．

エンジン筒内の燃焼 x 観察には，燃焼室下方より光学アクセスが可能な可視化エンジン⁽¹⁾を用いた．ただし，参考文献⁽¹⁾とはピストンボア径($\phi 135$ mm)，ストローク長(140 mm)，燃焼室の形状，可視化窓，バランス機構，及び燃料噴射システムが異なっている．可視化エンジンを用いて燃料噴霧の燃焼時に発生する輝炎挙動を観察し，筒内の流動状態について考察する．また，輝炎が捉えられない(燃料噴霧が存在しない非燃焼領域)での流動や壁面での熱伝達率等を検討には C F D (computational fluid dynamics)を使用した．

4.2. 筒内可視化による流動状態の解析

4.2.1 筒内可視化手法

図 4.1 に下方可視化装置の外観図を示す．下方可視化装置は，延長シリンダ，延長ピストン，可視化用サファイア，ピストントップおよび固定鏡から成っている．延長ピストンは供試エンジンのピストン上面に取り付けられ，ピストン上部には鋳鉄製ピストンと同じ形状となるように設計した観察視野 $\phi 86$ mm の可視化窓(京セラ製 サファイアガラス)が取り付けられている．可視化窓の曲面により光が屈折し画像が歪むため，レイトレイシング法を用いて補正を行った．キャビティ内の燃焼は，延長シリンダ下方に固定された反射鏡を介して撮影した．画像の取得には高速度カメラ(フォトロン製 FASTCAM SA-Z)を用いている．撮影速度は回転数 1000rpm において 0.1 クランク角度ごとに観察できるよう 60,000fps とし，露光時間は $1.0 \mu s$ に設定した．使用レンズ(Nikon AF-S NIKKOR 105mm f/1.4E ED)の焦点距離は 105 mm である．

噴射システムは 3 章と同様である．実験条件は 3.1.1 と同様であり，噴射前のスワール比 $Sw=0.9$ としスワールと順報告に噴射する Forward ノズルと，スワールと対応して燃料噴射を行う Opposite ノズルを使用した．図 4.2 に可視化撮影時の熱発生率及び筒内圧力を示す．可視化エンジンの熱発生率は 3 章の鉄製エンジンでの試験結果

を概ね再現している。

4.2.2 筒内可視化による流動状態の解析

本項では可視化エンジンを用いて観察した輝炎の移動量から角速度を算出する。

図 4.3 にスワールと同一方向に燃料噴射を行う Forward と気流と対向し燃料噴射を行う Opposite での火炎画像を示す。図中の白枠が可視化窓の範囲を示す。図中オレンジ色の領域が、燃焼したガスに含まれる煤や炭化物が発光している輝炎と呼ばれる領域である。クランク角度 0 度での輝炎は筒内の温度を上げ着火を安定させるセンターインジェクタの燃料が燃焼し発生している。センターインジェクタの輝炎が可視化窓の外縁部に到達したクランク角度 5 度以降にスワールに影響を与えるサイドインジェクタの輝炎が侵入する。Forward の輝炎は運動量を失わず、可視化窓にて観察可能な燃焼室中心部分の領域を移動しクランク角度 30 度に消失する。一方、Opposite の輝炎は Forward よりも輝炎の横幅を広げながら侵入しクランク角度 20 度付近で危険が停滞する様子が観察された。Opposite の条件は 3 章において冷却損失が最も小さくなった噴射終了後のスワール比 $Sw^* = -0.05$ である。冷却損失が最小となる要因として予測した気流と火炎が運動量を停滞する現象が定性的に確認できた。可視化画像から輝炎の移動速度を算出し、移動速度の推移を確認する。

図 4.4 に移動速度の算出方法を示す。可視化画像から輝炎のエッジ部の検出を行い、エッジ部の先端が移動する角度を輝炎先端の角速度と定義した。エッジ部は、 3×3 サイズのメディアンフィルタを適用したエッジ検出手法により算出した⁽²⁾。エッジ部の先端は可視化窓中心から時計方向を正とした時に最大の角度となる場所を先端とした。図 4.5 に輝炎先端の角速度を算出した結果を示す。Opposite の輝炎先端の各速度は Forward に対して小さく、クランク角度 20 度において移動が停止していることが分かった。

燃焼ガス中の煤が可視光域の光を放射し輝炎として捉えられる温度は一般的に 1600 K から 2500 K 程度であると考えられている。冷却損失が最小となった噴射終了後のスワール比 $Sw^* = -0.05$ (Opposite) では、燃焼により発生した高温ガスが停滞することを確認した。一方、冷却損失が最大となった噴射終了後のスワール比 $Sw^* = 1.8$ (Forward) では、高温ガスの運動量が大きく輝炎が観察可能なクランク角度 30 度までには減衰しないことを確認した。

本計測では可視化窓の制約により燃焼室中央部分のみ観察であること、高温ガスと煤とが存在する輝炎領域のみの観察である。そのため、燃焼ガスと比較し低温になる非燃焼ガスや燃焼室外縁部での現象の把握にはCFDを用いる必要がある。

4.3. CFDによる流動状態の解析

4.3.1 計算手法

図 4.6 に計算に使用したモデルを示す。モデルでは単気筒エンジンのピストン、ヘッド、ライナ、バルブ形状とインジェクタを再現している。表 4.1 に計算に使用したモデルを示す。CFD 計算には市販 CFD ソフト (Convergent Science 社製 CONVERGETM)を用いた。計算には、乱流計算に RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations) $k-\epsilon$ high Reynolds モデル、燃料液滴の分裂挙動は KH-RT(Kelvin-Helmholtz and Rayleigh-Taylor)モデル、燃焼計算には CTC(Characteristic Time Scale Combustion) 総括反応モデル、燃焼室壁面と筒内ガスとの熱流束計算には Amsden⁽³⁾ モデルを使用した。計算メッシュに直交格子であり、壁面第 1 層目から第 2 層目までを 0.25mm 格子にて計算した。

表 4.2 に計算条件を示す。計算条件は 3.3.1 と同様である。噴射開始前のスワール比 $Sw=0.9$ 、燃料噴射の方向はスワール流の回転と同一方向に噴射する Forward と Opposite を用いた。

4.3.2 CFD による筒内流動の解析

図 4.7 に燃料噴霧内の等量比分布と熱発生率を計算した結果を示す。クランク角度 10degree(燃料噴射が終了直前)において、図 4.7 左側の等量比分布内の赤色の領域(インジェクタからの燃料噴霧を表す)が燃焼室中央部分に侵入している。これは、4.2.2 節の可視化結果と同様の傾向である。図 4.7 右側に冷却損失を考慮しない熱発生率を示す。熱発生率は可視化エンジンや 3 章の実エンジンの結果と同様に Opposite の熱発生率が Forward に対してクランク角度 10 度において増加する傾向を示しており、エンジン試験結果を再現していると考ええる。

図 4.7 の等量比分布において、Opposite の等量比分布(図中、緑色から赤にかけた領域)は Forward よりも横に広がっている。これは、気流と燃料噴霧との相対速度が大きくなることにより周囲に燃料が分散するためと考える。Opposite は燃料が分散す

ることにより空気との混合が良化し、燃焼が活発になることで熱発生率が増加したと考える。

図 4.8 にスワール比の挙動を示す。スワール比はエンジン上部から見て時計回りを正とし運動量の旋回方向成分を筒内全域で積分し算出した。噴射開始前のスワール Sw は Forward, Opposite で同じであるが、灰色の噴射終了後のスワール比 Sw^* は 2 章にて述べたように Forward は加速され、Opposite は低下していることを確認した。また燃料噴射直後(クランク角度 10 度)での噴射終了後のスワール比 Sw^* は Forward が $Sw^*=1.78$, Opposite が $Sw^*=-0.13$ である。2 章での噴射終了後のスワール比 Sw^* の検討や 4.2.2 項の可視化結果と同様の現象が起きることを確認した。このことから、可視化領域外や非燃焼領域においても Opposite のスワール流は低下していることを確認した。壁面での熱流束計算モデルを用いて、気流強度の低下が冷却損失に与える影響を検討する。

図 4.9 に単気筒エンジン各部の局所熱伝達率を表面全域で平均した結果を示す。局所熱伝達率 h の算出には、下記(4.1)式を用いた。

$$h = \frac{q}{(T_{i=1} - T_{wall})} \cdots (4.1)$$

(4.1) 式内の記号 q は Amsden モデルを用いて計算した熱流束、 $T_{i=1}$ は壁面から第 1 層目の流体温度、 T_{wall} は壁面温度である。冷却損失が低減したヘッドやライナにおいて、Opposite の熱伝達率は、ヘッド及びライナーにおいてクランク角 12 度(燃料噴射終了後)以降に Forward よりも減少した。Opposite のスワール流の強度及び燃料噴霧の移動量が低下したことにより、熱伝達率が低下したと考える。一方、ピストンにおいては噴射期間中のクランク角 4 度より Opposite の熱伝達率は減少する。インジェクタはピストン方向へ燃料噴射を行うため、火炎と壁面が接触するまでの時間が短い影響が表れたと考える。Opposite は噴射終了後のスワール比 Sw^* が低下することにより熱伝達率が低下している可能性があることが分かった。この熱伝達率の低下により燃焼室のどの部位での冷却損失が低下したかを調査する。

図 4.10 に筒内全体での冷却損失を吸気バルブの閉弁から排気バルブの開弁時までを積算した冷却損失の算出結果を示す。Opposite のトータルの冷却損失は Forward に対して減少しておりエンジン試験結果と同様の傾向が再現している。各部での冷却損失を比較した場合、Opposite はヘッドやライナでの冷却損失が Forward に対して

低下した。一方、ピストンでの冷却損失は増加しており熱伝達率が低下とは逆の傾向を示す。ピストンは燃焼により発生した高温ガスがインジェクタからの燃料噴射が生じる気流にのって最初に接触する部位である。他の部位よりも Opposite の燃焼が活発になったことによる火炎温度の増加や燃料噴霧の横幅が大きくなったことによる火炎の接触面積の増加などの影響を受けやすいと推察する。そのため、熱伝達率の減少よりも火炎温度の上昇や接触面積、接触時間が増加することで冷却損失が Forward に対して増えたと考える。

CFD による検討結果から可視化領域外や非燃焼領域においても燃焼噴射により噴射終了後のスワール Sw^* が変化することを確認した。噴射終了後のスワール Sw^* の変化はエンジン全域で熱伝達率を変化させる効果があり、噴射終了後のスワール Sw^* が増加する場合は熱伝達率も増加し、噴射終了後のスワール Sw^* が減少する場合は熱伝達率も低下している可能性があることが分かった。吸気バルブ閉弁から排気バルブ開弁までの閉じたサイクル内での熱流束を積算した冷却損失はエンジン全域では噴射終了後のスワール Sw^* の増加/減少と同一傾向にて変化することが分かった。ただし、ヘッド、ライナでは熱伝達率の減少/増加に正比例して変化するが、ピストンでは熱伝達率に比例しない可能性があることも分かった。ピストンは燃焼により発生する高温ガスが最初に接触する場所であり、熱伝達率以外の火炎温度や接触面積、接触時間等の影響が大きいと推察される。

4.4. まとめ

1. 筒内の火炎挙動を可視化エンジンを用いて観察し、Forward の輝炎は運動量を失わず、可視化窓にて観察可能な燃焼室中心部分の領域を移動しクランク角度 30 度に消失する。一方、Opposite の輝炎は Forward よりも輝炎の横幅を広げながら侵入しクランク角度 20 度付近で危険が停滞する様子を確認した。
2. 火炎先端の移動速度を算出した結果、冷却損失が最小となる噴射終了後のスワール比 $Sw^* = -0.05$ (Opposite) の輝炎先端の各速度は冷却損失が最大となった噴射終了後のスワール比 $Sw^* = 1.8$ (Forward) に対して小さく、クランク角度 20 度において移動が停止していることを確認した。
3. CFD を用いた筒内流動計算結果から可視化領域外や非燃焼領域においても噴射

終了後のスワール比 $Sw^*=-0.05$ (Opposite)のスワール流は低下し、噴射終了後のスワール比 $Sw^*=1.8$ (Forward)が増加していることを確認した。

4. CFD を用いてエンジン各部位での熱伝達率の平均値を算出し、噴射終了後のスワール比 $Sw^*=-0.05$ (Opposite)の熱伝達率は、ヘッド及びライナーにおいてクランク角 12 度(燃料噴射終了後)以降に噴射終了後のスワール比 $Sw^*=1.8$ (Forward)よりも減少した。ピストンにおいては噴射期間中のクランク角 4 度より Opposite の熱伝達率が減少する。
5. CFD を用いて計算した筒内全体での冷却損失を吸気バルブの閉弁から排気バルブの開弁時までを積算した冷却損失の算出結果から、エンジン全域では噴射終了後のスワール Sw^* の増加/減少と同一傾向にて変化することが分かった。ただし、ヘッド、ライナでは熱伝達率の減少/増加に正比例して変化するが、ピストンでは熱伝達率に比例しない可能性があることも分かった。

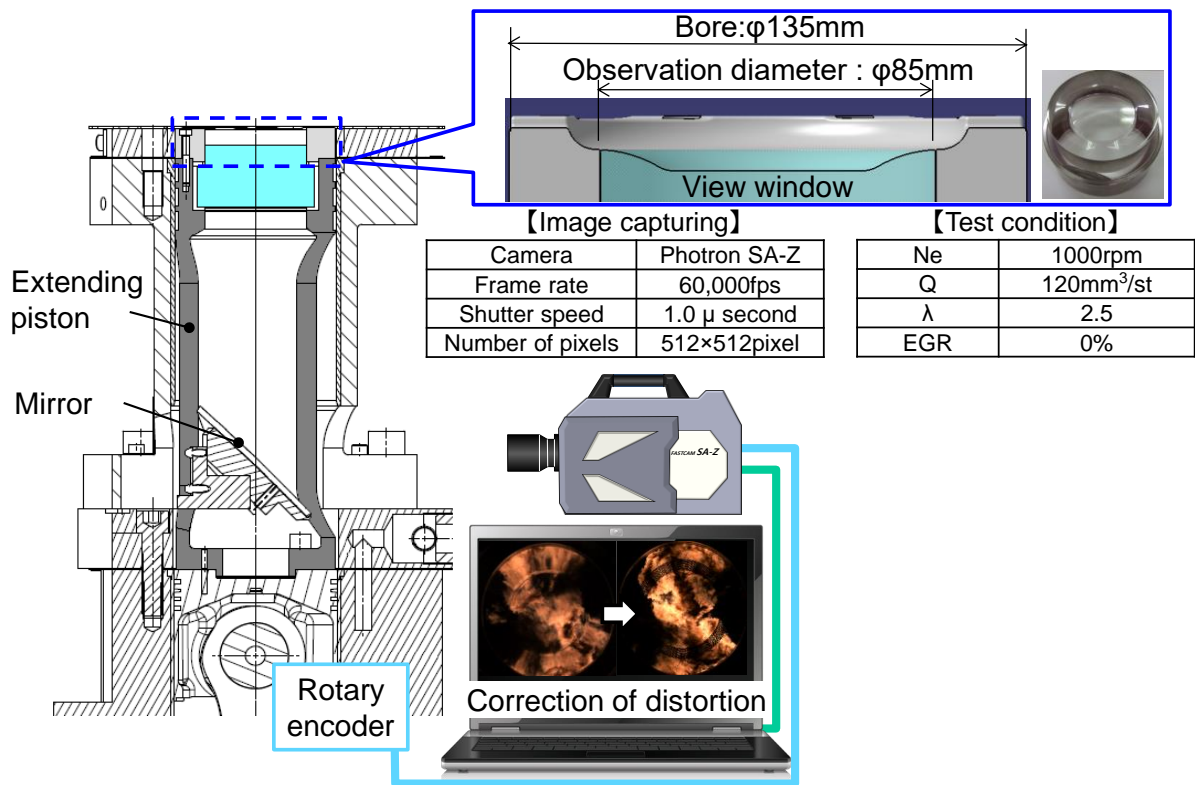


Fig. 4.1 Experimental setup of bottom view combustion visualization system

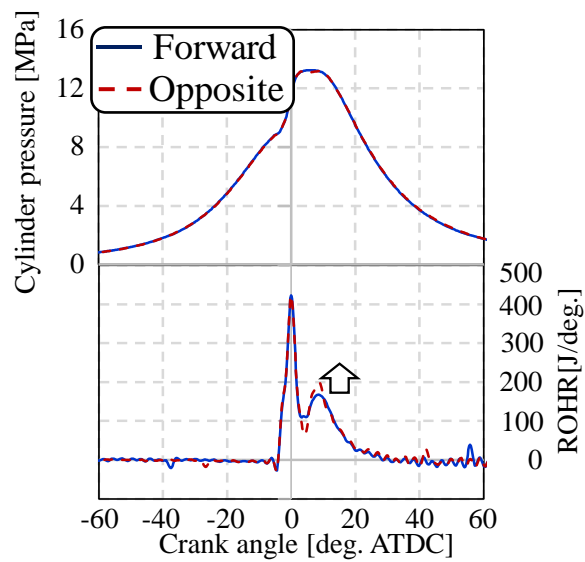


Fig. 4.2 Experimental results of combustion characteristics

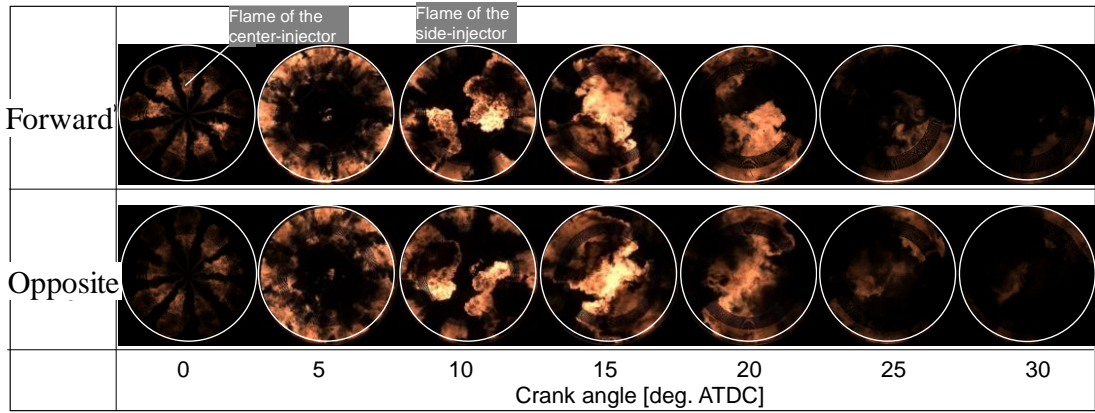
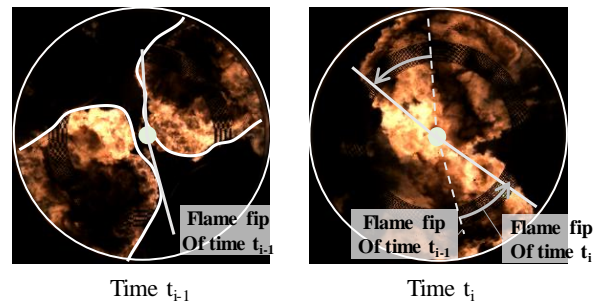


Fig. 4.3 In-cylinder flame observation by bottom view system

analysis method



Angular velocity of the flame tip

$$\omega_{tip\ of\ frame} = \frac{\theta_{i-1} - \theta_i}{\Delta t}$$

Fig. 4.4 Analysis method of angular velocity of the flame tip

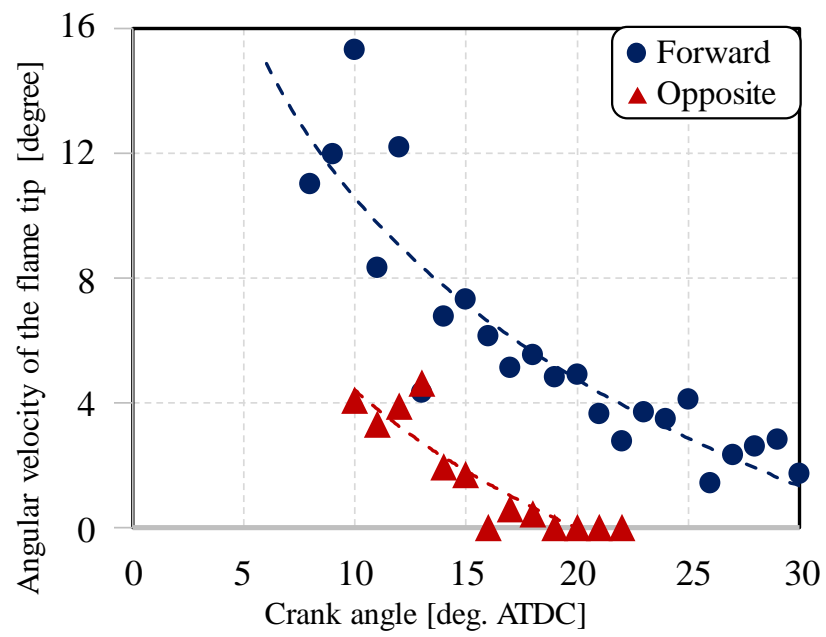


Fig. 4.5 angular velocity of the flame tip

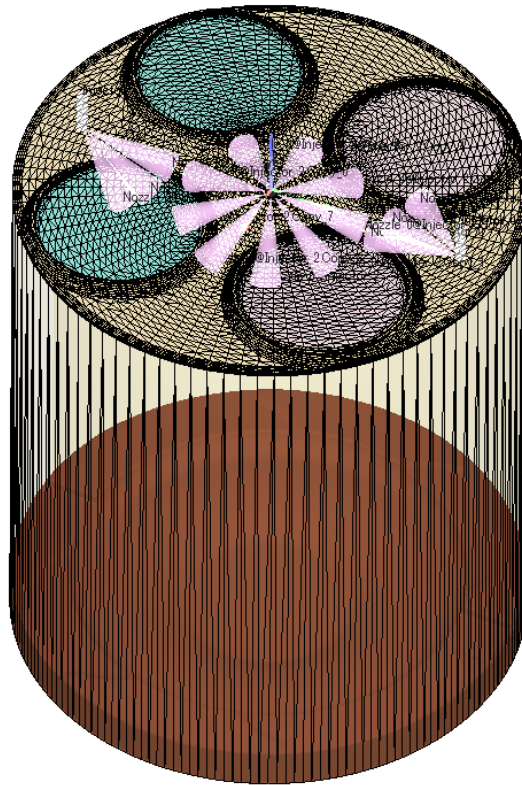


Fig.4.6 Calculation model of the single cylinder engine

Table 4.1 CFD calculation model

Item	Specification
Turbulence model	k-ε high Reynolds
Spray model	KH-RT
Combustion model	CTC
Heat transfer	O'Rourke and Amsden

Engine speed	1000 rpm
Total fuel injection quantity	120 mm ³ /str./cyl.
Injection Pressure	200 MPa
Excess air ratio	2.5
EGR rate	0%
Intake boost pressure	170 kPa [abs.]
Intake air temperature	323.15 K

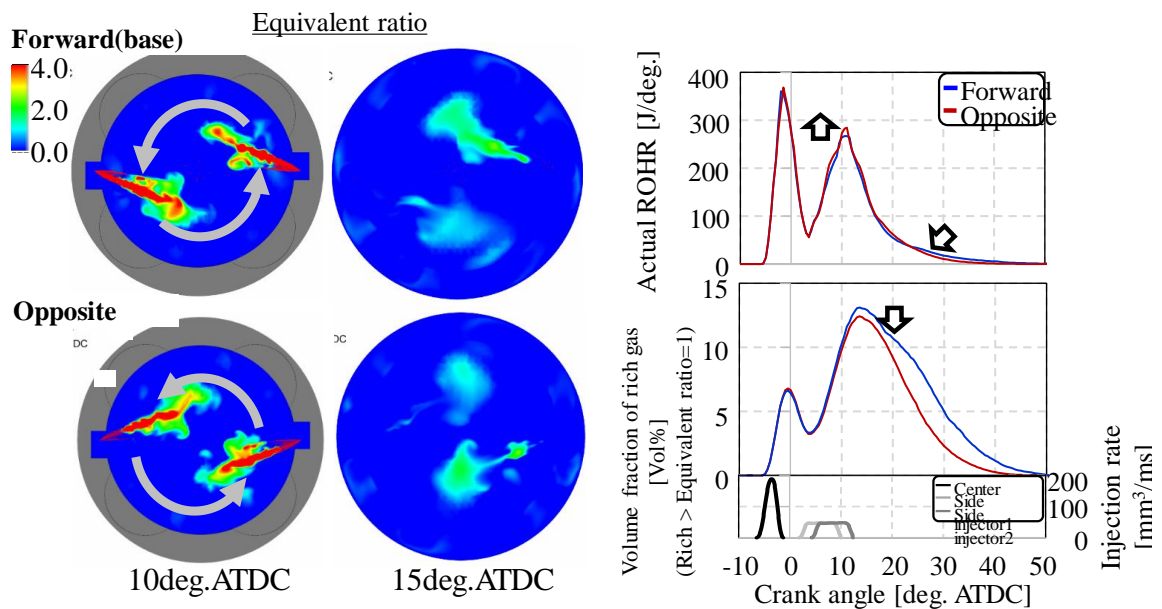


Table 4.2 Calculation condition

Fig.4.7 Equivalence ratio map , actual rate of heat release of the CFD
(same condition as Fig.4.3)

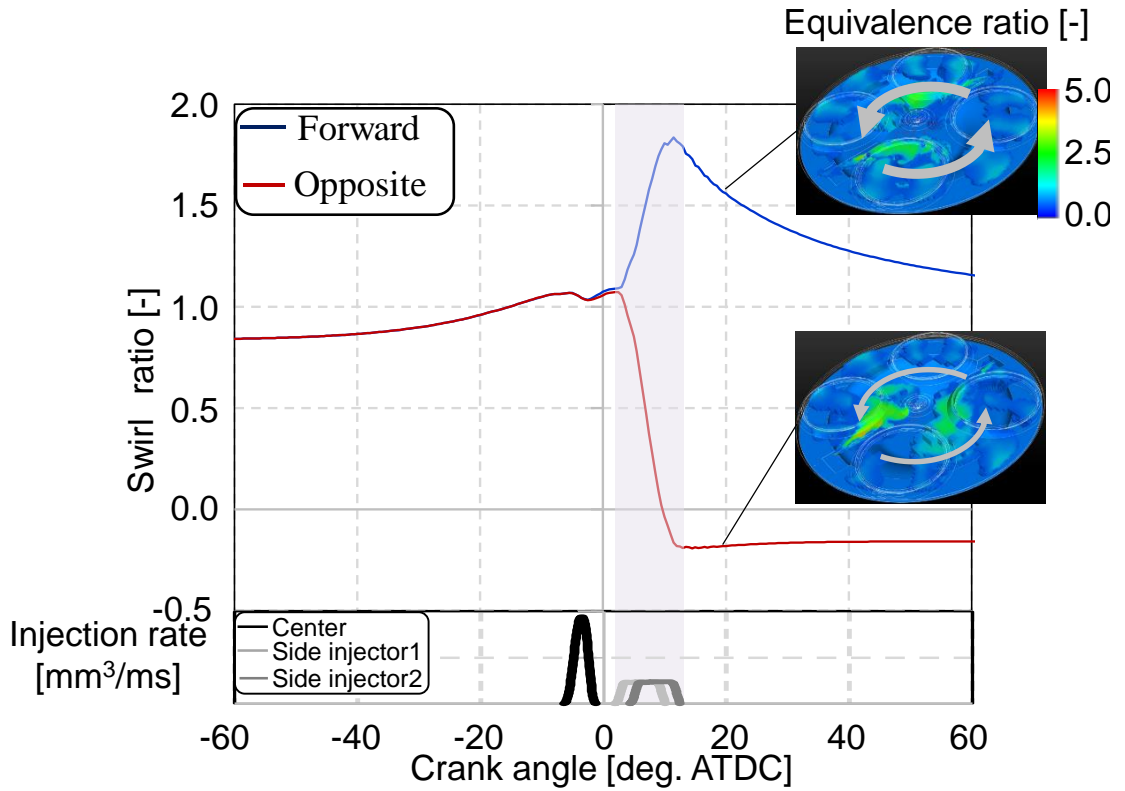


Fig.4.8 Swirl ratio of each nozzle in the CFD (same condition as Fig.4.3)

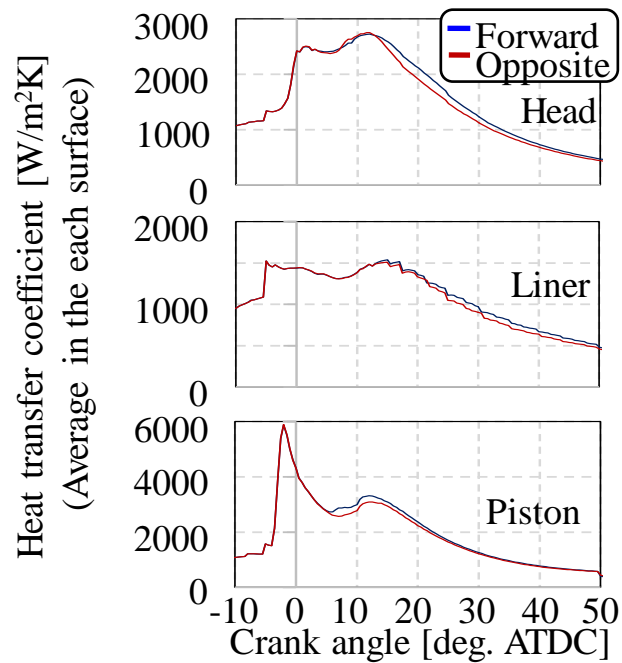


Fig.4.9 Simulated heat transfer coefficient at single cylinder engine
(same condition as Fig.4.3)

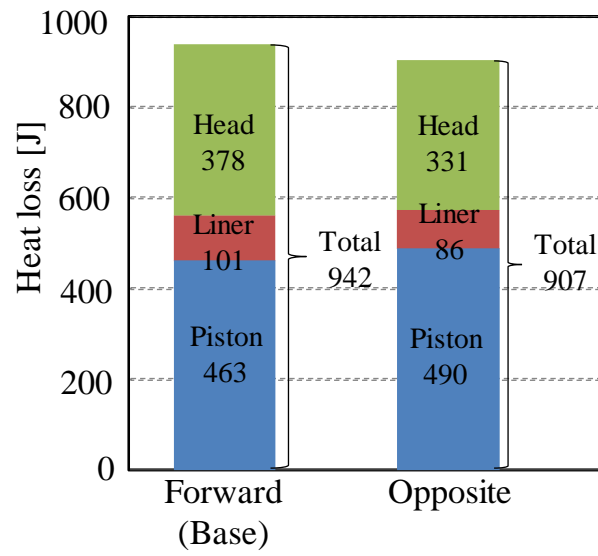


Fig.4.10 Simulated heat loss at single cylinder engine
(same condition as Fig.4.3)

参考文献 4 章

- (1) 冬 頭 孝 之, 筒内可視化によるディーゼル燃焼シミュレーションの検証,
日本マリンエンジニアリング学会誌, 第 48 巻 第 5 号, p.70-75 (2013)
- (2) Pratt, William K. Digital Image Processing. 4th Ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, P.277,(2007)
- (3) Amsden, A. A., KIVA-3V: A Block Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves, Los Alamos National Laboratory Report No. LA-13313-MS (1997)

5 章 結論

本研究では「冷却損失の低減によるディーゼルエンジンの熱効率向上」を目的に掲げ、2018 年現在の自動車用ディーゼルエンジンの最高効率 44%を上回る熱効率 45%以上を目標とした。ディーゼルエンジンの効率向上には各種損失の低減が重要である。本研究では冷却損失の低減に着眼し、冷却損失の発生要因である筒内ガスと壁面との熱伝達の抑制手法を検討した。調査結果を総括すると以下のとおりである。

1. 噴射開始前のスワール比 Sw は同一($Sw=0.9$)であるが、ワール流の回転と対応して燃料噴射を行う Opposite の冷却損失はスワール流の回転と同一方向に燃料噴射を行う Forwatd に対して 2.9Pt の小さくなった。
2. 燃料噴射が持つ運動量を加味した噴射終了後のスワール比 Sw^* と冷却損失を整理した場合、噴射終了後のスワール比 Sw^* が増加する Forwatd の冷却損失は増加し、噴射終了後のスワール比 Sw^* が減少する Opposite の冷却損失は減少した。
3. 燃料噴射が持つ運動量を一定としうえて噴射終了後のスワール比 Sw^* を変化させた場合、冷却損失は噴射終了後のスワール $Sw^*=0$ 付近において最小値となった。
4. 噴射終了後のスワール Sw^* が燃料噴射が持つ運動量を一定としうえて噴射終了後のスワール比 Sw^* を変化させた場合、冷却損失は噴射終了後のスワール $Sw^*=0$ 付近において最小値となった。この条件においては気流、燃料噴霧ともに運動量を失い、燃焼による高温ガスは筒内に滞留していると考えられる。
5. 噴射終了後のスワール比 Sw^* がプラス方向に増加する場合は、燃料噴霧がスワール流を加速して壁面に接触することで熱伝達量が増加している場合と、気流に押し流された燃料噴霧が壁面に接触し熱伝達量が考えられる。
6. 噴射終了後のスワール比 Sw^* がマイナス方向に増加する場合は、燃料噴霧がスワール流に打ち勝ちながら壁面に接触することで熱伝達量が増加していると考えられる。

える．また，この場合，気流と燃料噴霧との相対速度が増加することにより火炎が比尖りながら壁面に接触していると考えられる．

7. 可視化エンジンにより筒内の火炎挙動を観察し，Forward の輝炎は運動量を失わず，可視化窓にて観察可能な燃焼室中心部分の領域を移動しクランク角度 30 度に消失する．一方，Opposite の輝炎は Forward よりも輝炎の横幅を広げながら侵入しクランク角度 20 度付近で危険が停滞する様子を確認した．
8. 火炎先端の移動速度を算出した結果，冷却損失が最小となる噴射終了後のスワール比 $Sw^* = -0.05$ (Opposite) の輝炎先端の各速度は冷却損失が最大となった噴射終了後のスワール比 $Sw^* = 1.8$ (Forward) に対して小さく，クランク角度 20 度において移動が停止していることを確認した．
9. C F D を用いた筒内流動計算結果から可視化領域外や非燃焼領域においても噴射終了後のスワール比 $Sw^* = -0.05$ (Opposite) のスワール流は低下し，噴射終了後のスワール比 $Sw^* = 1.8$ (Forward) が増加していることを確認した．
10. C F D を用いてエンジン各部位での熱伝達率の平均値を算出し，噴射終了後のスワール比 $Sw^* = -0.05$ (Opposite) の熱伝達率は，ヘッド及びライナーにおいてクランク角 12 度(燃料噴射終了後)以降に噴射終了後のスワール比 $Sw^* = 1.8$ (Forward) よりも減少した．ピストンにおいては噴射期間中のクランク角 4 度より Opposite の熱伝達率が減少する．
11. C F D を用いて計算した筒内全体での冷却損失を吸気バルブの閉弁から排気バルブの開弁時までを積算した冷却損失の算出結果から，エンジン全域では噴射終了後のスワール Sw^* の増加/減少と同一傾向にて変化することが分かった．ただし，ヘッド，ライナでは熱伝達率の減少/増加に正比例して変化するが，ピストンでは熱伝達率に比例しない可能性があることも分かった．

噴射終了後のスワール比変更による熱効率の向上

本研究において検討した噴射終了後のスワール比変更による熱効率の向上量を単気筒エンジンにおいて確認する。表 5.1 に熱効率の向上を比較したエンジン条件を示す。ディーゼルエンジンの機械損失やポンプ損失が最小となるエンジン高負荷(設計最大トルクの 80%以上)において最高効率の評価を行った。単気筒エンジンの諸元は 3 章と同様である。図 5.2 に比較する噴射系のレイアウトを示す。従来のディーゼル燃焼は市販自動車に用いられるコモンレールシステムと同様に、燃焼室中心から噴射するインジェクタを使用した。

本研究で用いた噴射系の狙いの一つとして従来の噴射系では実現が困難なエンジン高負荷条件でのサバテサイクルの実現がある⁽¹⁾。岡本ら⁽²⁾が 0 次元熱効率計算モデルを用いて正味熱効率を最大化させるには定容燃焼と定圧燃焼を独立に組み合わせたサバテサイクルが有効であると報告している。これは、従来の噴射系が超高压噴射(200MPa 以上)により上死点近傍で燃焼を完結(等容度を高める)させることによる熱効率の向上を検討してきたが、上死点近傍での燃焼量を増やすことにより筒内圧力が設計最大圧力($\leq 26\text{MPa}$)を超える懸念が出てきたことからサバテサイクルの優位性に着眼した結果である。この最適なサバテサイクルをエンジン実機において実現するには、定容燃焼と定圧燃焼で異なる熱発生率形状が要求されるため、通常のコモンレールシステムによる噴射量と噴射時期の制御だけでは実現が困難である。本研究のスワール比の変更に用いた噴射系は一気筒に 3 本のインジェクタを持ち、従来と比較し燃料噴射の時期と量の制御範囲が広がるためサバテサイクルと噴射終了後のスワール Sw^* の変更を組み合わせた燃焼による熱効率の向上量を確認する。

表図 5.2 に高負荷での従来の噴射系(燃焼室中央に 1 本のインジェクタが設置されたシステム)と本研究において使用した噴射終了後のスワール比 Sw^* を変更するための噴射系での筒内圧力、温度、熱発生率を比較した結果を示す。本研究で用いた噴射系は従来の噴射系と比較し、等圧燃焼と等容燃焼が組み合わされたサバテサイクルに近い筒内圧力履歴となった。

図 5.3 に投入熱量に対する熱効率と各種損失の割合を計算したエネルギーバランスを示す。噴射終了後のスワール比 Sw^* が 0 付近になる 3 章で検討した噴射系は従来

のディーゼル燃焼と比較し、冷却損失が 3.5Pt 低減し正味熱効率が目標とした 45% 以上となることを確認した。ただし、排気損失は従来と比較し 2.5Pt 増加した。これは、冷却損失の低減により筒内の熱エネルギーが増加するが、排気バルブの開弁時までに使用できないためである。そのため、冷却損失を低減分の約 3 割しか仕事に変換できていない。更なる効率向上には増加した排気エネルギーを回収するため排気バルブの開弁時期を遅くするミラーサイクルや排気エネルギーの解析技術を適用する必要が有る。

このように、本研究で用いた噴射終了後のスワール比 Sw^* を変更する噴射系をも用いることにより、熱効率が現状での世界トップレベルの 45% まで向上することを確認した。

Table 5.1 Test conditions

Item	Condition
Engine speed	1000 rpm
Injection quantity	240mm ³ /cycle at 90% load
Injection pressure	200MPa
EGR ratio	0%
Intake pressure	230kPa abs (Air excess ratio $\lambda=2.5$)
Intake air temperature	325.15K

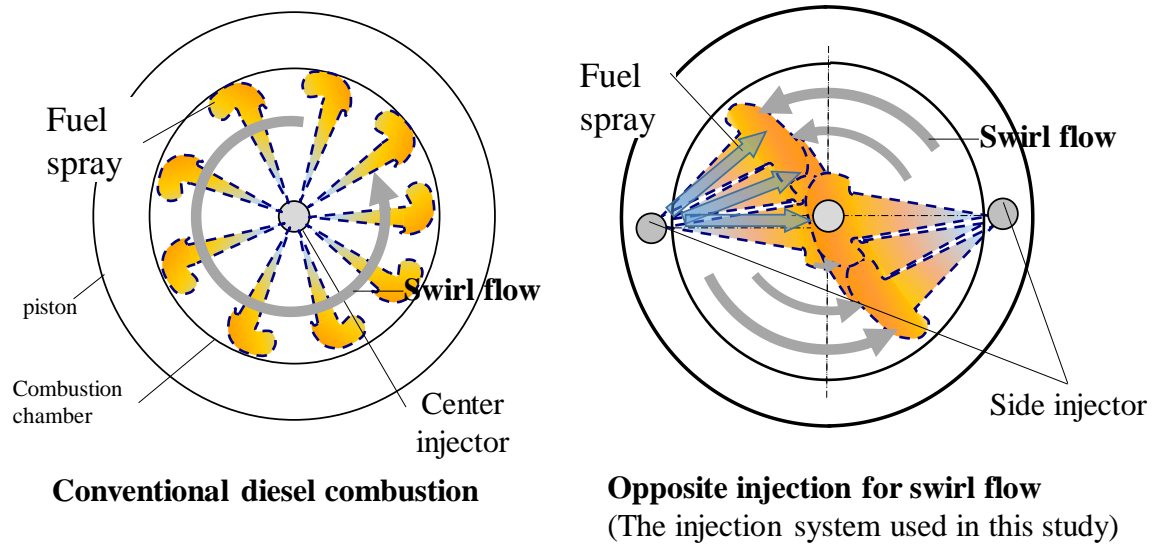


Fig.5.2 Compare the injection system layout of the conventional diesel and opposite injection for the swirl flow that the injection system used in this study.

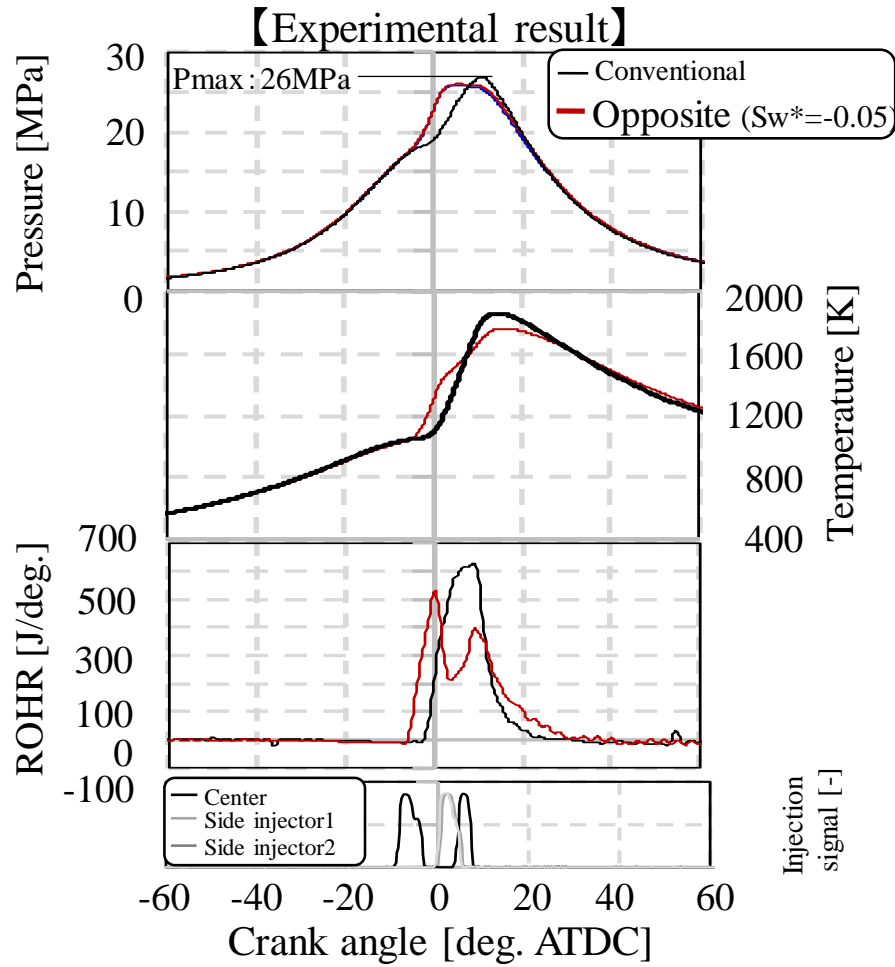


Fig.5.2 Profiles of pressure in cylinder, rate of heat release, and injection signal

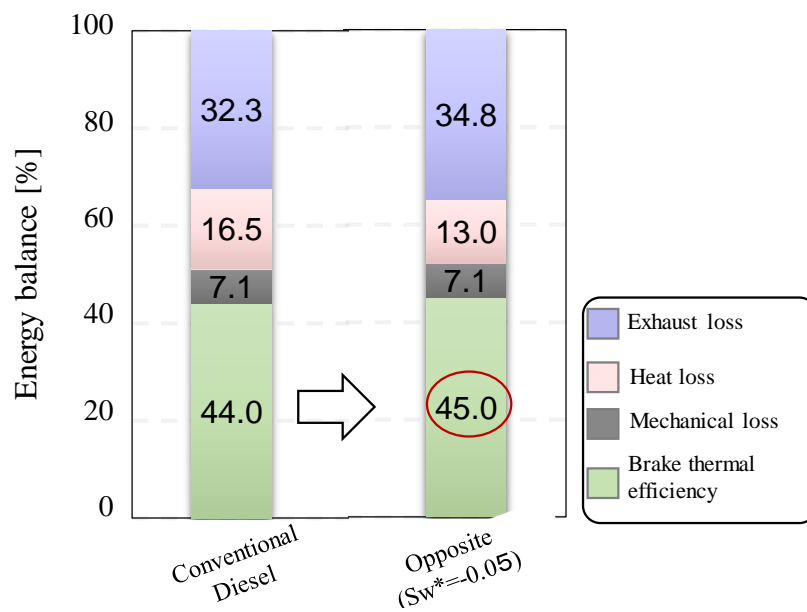


Fig.5.3 Influence of sSw^* on energy balance in the single cylinder engine

ディーゼルエンジンはコモンレールシステムの登場など燃焼噴射システムの高度化・高精度化により、スワール比に頼らずとも燃料と空気の混合を良化し排出ガス中の有害成分規制に対応してきた。しかし、今後も高まる規制強化に対応するには、最新エンジンにおいてもスワール比は 1.0～2.0 程度に設定せざるおえないため完全には無くせない状況である。エンジンの更なる高効率化と排出ガス中の有毒物質の低減には気流の効果を有効活用した上で背反する冷却損失の低減を達成する必要がある。本研究で得られた知見から冷却損失の影響因子であるスワール流は、燃料噴射による運動量の増加/減少を加味する必要があることが分かった。

さらに本研究で得られた知見をエンジンが最大熱効率となる高負荷条件で評価した結果、従来のディーゼルエンジンと比較し最大で正味熱効率が 1.0Pt(44.0%→45.0%)改善した。本研究の知見を現在開発中のエンジンに適用した場合、ディーゼルエンジンの CO₂ 排出量を 2.0%低減する可能性がある。しかしながら、今後も厳しさを増していくと予想される地球環境の保全に向けて、エネルギー変換機関には変換効率の継続的な改善が期待されている。特に化石燃料から動力や電気を出力する内燃機関は、汎用性高く稼働台数が多いことから効率改善が地球温暖化の抑制に果たす役割は大きい。そのため、内燃機関の燃料を改善する燃料噴射装置の制御自由度・精度向上や、エンジン機構の抜本的な改良により高効率燃焼の実現など従前の課題を解決することが求められている。

参考文献 5 章

- (1) 渡辺裕樹, 岡本毅, 内田登, 西島義明, ディーゼルエンジンの筒内火炎挙動解析に基づく熱発生率制御と排気特性の改善, 自動車技術会論文集, Vol.48 No.2, P.233-239,
- (2) 岡本毅ほか, マルチインジェクタ搭載大型ディーゼルエンジンにおける熱発生率制御の可能性およびエネルギー損失低減に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.1, pp.53-58 (2017),

Appendix

メディアンフィルタ

A1-1 概要

画像の特定の領域から対象の画素の中央値で画素を置き換えていくフィルタを中央値フィルタ(メディアンフィルタ/Median フィルタと呼ぶ.エッジがぼけないことが特徴⁽¹⁾).

A1-2 メディアンフィルタの処理方法

メディアンフィルタはノイズ除去等に用いられる有名なフィルタの一つである. 処理は、画像内の特定領域(以下 A1.1 の 2 次元行列では 9 個の画素に注目)においてその領域内で中央値(対象の画素値をソートしたときのちょうど真ん中の大きさの値)に領域真ん中の画素値を置き換えていく. A1.1 に示す 2 次元行列では、中央の 18 は明らかに真ん中より値が大きくノイズと思われるが、この値を(1,2,2,5,5,6,7,8,18)の真ん中 5 で置き換える処理になります。元々の値である 18 は一切に使わずに値を決める方法になる。

$$\begin{bmatrix} 5 & 2 & 8 \\ 1 & 18 & 6 \\ 2 & 7 & 5 \end{bmatrix} \dots (A1.1)$$

参考文献 A1

- (1) Pratt, William K. Digital Image Processing. 4th Ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, P.277,(2007)

関連公表論文

学術論文

- (1) 渡辺裕樹, 岡本毅, 内田登, 西島義明, ディーゼルエンジンの筒内火炎挙動解析に基づく熱発生率制御と排気特性の改善, 自動車技術会論文集, Vol.48 No.2, P.233-239, (2017)
- (2) 渡辺裕樹, 内田登, 西島義明, 高効率ディーゼルエンジンの実現に向けた熱発生率プロファイル制御の研究, 自動車技術会論文集, Vol.49 No.2, P.217-223, (2018)
- (3) Hiroki Watanabe, Masataka Nishikori, Tomohiro Hayashi, Masayuki Suzuki, Nobuhisa Kakehashi, and Masato Ikemoto, Visualization analysis of relationship between vortex flow and cavitation behavior in diesel nozzle, International of Engine Research, 2015, volume 16 Issue 1, P.5-12 (2014)
- (4) Noboru Uchida, Takeshi Okamoto and Hiroki Watanabe, A New Concept of Actively Controlled Rate of Diesel Combustion (ACCORDIC) for Improving Brake Thermal Efficiency of Diesel Engines – PART1: Verification of the Concept, International Journal of Engine Research, Volume 19 issue 4, P.474-487, (2018)

国内学会講演 論文

- (5) 渡辺裕樹, 岡本毅, 内田登, 西島義明, ディーゼルエンジンの筒内火炎挙動解析に基づく熱発生率制御と排気特性の改善, 自動車技術会論文集, Vol.48 No.2, P.233-239, (2017)
- (6) 小野澤 康弘, 福長 聡, 長田 英朗, 渡辺 裕樹, 岡本 毅, 内田 登, ディーゼルエンジンの高圧縮比に伴う壁面熱損失の変化要因に関する考察, 日本機械学会・自動車技術会共催 第27回内燃機関シンポジウム 論文集, No.27, P.1-7, (2016)
- (7) 小野澤 康弘, 福長 聡, 長田 英朗, 渡辺 裕樹, 岡本 毅, 内田 登, ディーゼルエンジンの高圧縮比に伴う壁面熱損失の変化要因に関する考察, 日本機械学

会・自動車技術会共催 第 27 回内燃機関シンポジウム 論文集, No.27, P.1-7, (2016)

- (8) 塩谷 健二, 長田 英朗, 渡辺 裕樹, 小野澤 康弘, 内田 登, 簡易二領域モデルに基づく熱効率改善のための熱発生率およびそれに伴う筒内比熱比の在り方に関する一考察, 2017 年春季大会 学術講演会 講演予稿集, No.92-17, P.2423-2429, (2017)

国際学会講演 論文

- (9) Hiroki Watanabe, Noboru Uchida, Modified Combustion Concept with a Multiple-Injector Diesel Engine for Achieving Further Brake Thermal Efficiency Improvement, SAE WORLD CONGRESS 2018, (2018)
- (10) Hiroki Watanabe, Masataka Nishikori, Tomohiro Hayashi, Masayuki Suzuki, Nobuhisa Kakehashi, and Masato Ikemoto, Visualization analysis of relationship between vortex flow and cavitation behavior in diesel nozzle, THIESEL 2014 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines, (2014)
- (11) Hideaki Osada, Hiroki Watanabe, Yasuhiro Onozawa, Kenji Enya and Noboru Uchida, “Experimental Analysis of Heat-Loss with Different Piston Wall Surface Conditions in a Heavy-Duty Diesel Engine”, The Ninth International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems, B204, (2017)
- (12) Yoshio Zama and Shota Watanabe, Hiroki Watanabe and Noboru Uchida, “Experimental Investigation on Flow Structure of an Impingement Evaporated Diesel Spray near a Wall”, The Ninth International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems, B105, (2017)
- (13) Noboru Uchida and Hiroki Watanabe, “ACCORDIC (ACtively COntrolled Rate of Diesel Combustion) Up-date: Simultaneous Improvements in Brake Thermal Efficiency and Heat Loss in a Heavy-duty Diesel Engine with

Multiple Fuel Injectors”, THIESEL 2018 Conference on Thermo- and Fluid
Dynamic Processes in Direct Injection Engines, (2018)

謝辞

本研究は金沢大学と株式会社デンソーとの協力で平成 24 年 4 月に創設された連携講座である金沢大学大学院 自然科学研究科 機械科学専攻内先進自動車工学講座において実施したものである。実験及び結果の解析にあたっては、2015 年度より株式会社デンソーより出向した株式会社新エィシーイーの設備・施設を使用させて頂いた。

本論文の作成にあたり、構成の御指導、御査読と御助言を賜りました愛知工業大学工学部機械学科 西島義明教授（金沢大学大学院 自然科学研究科 客員教授）、金沢大学大学院 自然科学研究科 榎本啓士准教授、株式会社デンソー パワトレインシステム開発部 松井良彦担当課長（金沢大学大学院 自然科学研究科 客員准教授）に心より感謝申し上げます。このような機会と支援を与えて頂いた株式会社 SOKEN 鳥谷尾哲也取締役、研究 1 部 中瀬善博部長に感謝いたします。

本研究のデータ取得において自由な設備使用や、議論の場を提供頂いた株式会社新エィシーイー内田登研究部長に深く感謝致します。株式会社モデレック 宮本武司様には株式会社新エィシーイーやボッシュ株式会社での豊富な業務経験を背景とした適切なご助言を頂けたことに感謝の意を表します。また、エンジン開発の将来動向から研究テーマの選定に至るまで有益な議論を行うことができた株式会社新エィシーイー研究員 長田氏、小野沢氏、塩谷氏に感謝を致します。特に、長田氏には実験装置の使用方法から技術的な課題解決方法などの相談に乗って頂くことで、円滑な実験遂行が可能になりました。ここに、深く感謝の意を表します。エンジン実験の実施や評価装置の製作にあたっては、株式会社新エィシーイー 実験補助員に多大なご協力を頂いた。本論文に掲載するエンジン試験結果を取得頂いた実験補助員の篠崎氏、梅津氏、中村氏に感謝致します。特に、梅津氏には実験装置の試作から、装置設定に至るまで対応頂いた。氏のご尽力により貴重な試験結果を習得することが可能になったことに深く感謝する次第です。

研究成果をまとめるにあたり貴重な助言を頂いた株式会社新エィシーイー出資会社の技術員諸氏に感謝を致します。自動車メーカーで研究開発活動に携わる技術員一同からのご指摘は研究内容の深堀をする機会となるとともに、研究成果の応用方法を検討するうえで大変参考となりました。最後に、本研究を遂行するにあたり支えとなった友人、家族に感謝致します。すべての方々のお名前を記すことはできませんが、研究の遂行から論運の作成に至るまで多くの方々のご支援を頂きました。ここに感謝の意を示します。

2019 年 1 月 渡辺 裕樹