

排気ブローダウン過給システムを用いた
ガソリン予混合圧縮自己着火エンジンの研究

A Study of a Gasoline Homogeneous Charge Compression Ignition Engine
Using Exhaust Blowdown Supercharge System

2014年1月

千葉大学大学院工学研究科
人工システム科学専攻 機械系コース

後藤 俊介

(千葉大学審査学位論文)

排気ブローダウン過給システムを用いた
ガソリン予混合圧縮自己着火エンジンの研究

A Study of a Gasoline Homogeneous Charge Compression Ignition Engine
Using Exhaust Blowdown Supercharge System

2014年1月

千葉大学大学院工学研究科
人工システム科学専攻 機械系コース

後藤 俊介

目次

| | |
|---|----|
| ABSTRACT..... | 1 |
| 第1章 序論..... | 3 |
| 1.1 研究の背景..... | 3 |
| 1.2 内燃機関の現状と課題..... | 4 |
| 1.3 予混合圧縮自己着火エンジンの研究動向..... | 8 |
| 1.3.1 予混合圧縮自己着火運転の実現..... | 8 |
| 1.3.2 ガソリン予混合圧縮自己着火エンジンの実用化へ向けた課題..... | 10 |
| 1.4 研究の目的..... | 15 |
| 1.5 論文の概要..... | 16 |
| 参考文献..... | 18 |
| 第2章 ブローダウン過給システムによる予混合圧縮自己着火運転..... | 22 |
| 2.1 はじめに..... | 22 |
| 2.2 ブローダウン過給システム..... | 22 |
| 2.3 試験装置及び計測システム..... | 24 |
| 2.4 ブローダウン過給 HCCI エンジンの基本性能..... | 27 |
| 2.4.1 BDSC システムによる EGR 過給効果..... | 27 |
| 2.4.2 予混合圧縮自己着火エンジンの基本特性..... | 29 |
| 2.4.3 ブローダウン過給システムによる運転負荷範囲拡大..... | 31 |
| 2.5 まとめ..... | 33 |
| 参考文献..... | 33 |
| 第3章 筒内混合気の温度及び燃料濃度分布の成層化が予混合圧縮自己着火燃焼に与える影響..... | 34 |
| 3.1 はじめに..... | 34 |
| 3.2 筒内温度成層化が HCCI 運転性能に与える影響..... | 34 |
| 3.2.1 筒内温度成層化の実現手法..... | 34 |
| 3.2.2 実験装置及び実験方法..... | 36 |
| 3.2.3 燃焼室形状の検討..... | 37 |
| 3.2.4 温度成層化による高負荷 HCCI 運転限界の拡大..... | 41 |
| 3.2.5 温度成層化による低負荷 HCCI 運転時の燃焼安定性向上..... | 46 |
| 3.3 筒内燃料濃度分布制御による HCCI 運転負荷範囲の拡大..... | 48 |
| 3.3.1 筒内燃料濃度分布の成層化の目的と数値解析..... | 48 |
| 3.3.2 実験装置及び実験方法..... | 50 |
| 3.3.3 燃料濃度分布が高負荷 HCCI 運転に与える影響..... | 53 |

| | | |
|--------------------|---|------------|
| 3. 3. 4 | 燃料濃度分布が低負荷 HCCI 運転に与える影響 | 62 |
| 3. 4 | まとめ | 66 |
| | 参考文献 | 67 |
| 第 4 章 | 圧縮比がブローダウン過給 HCCI エンジン性能に与える影響 | 68 |
| 4. 1 | はじめに | 68 |
| 4. 2 | 実験装置及び条件 | 68 |
| 4. 3 | 圧縮比が高負荷 HCCI 運転に与える影響 | 69 |
| 4. 3. 1 | 圧力上昇率に与える影響 | 69 |
| 4. 3. 2 | ブローダウン過給効果に与える影響 | 70 |
| 4. 3. 3 | 高負荷限界に及ぼす影響 | 73 |
| 4. 3. 4 | 高圧縮比化による熱効率向上効果(高負荷) | 74 |
| 4. 4 | 圧縮比が低負荷 HCCI 運転に与える影響 | 75 |
| 4. 4. 1 | 低負荷限界に及ぼす影響 | 75 |
| 4. 4. 2 | 高圧縮比化による熱効率向上効果(低負荷) | 77 |
| 4. 5 | ブローダウン過給 HCCI エンジンの性能評価 | 78 |
| 4. 5. 1 | 実験装置及び方法 | 78 |
| 4. 5. 2 | ブローダウン過給 HCCI エンジン性能 | 78 |
| 4. 6 | まとめ | 82 |
| | 参考文献 | 83 |
| 第 5 章 | 外部過給を用いたブローダウン過給 HCCI エンジンの性能 | 84 |
| 5. 1 | はじめに | 84 |
| 5. 2 | 実験装置及び条件 | 84 |
| 5. 3 | 過給による高負荷限界拡大 | 85 |
| 5. 4 | 外部過給 BDSC-HCCI エンジンの性能 | 89 |
| 5. 5 | 高過給条件が HCCI 燃焼に与える影響 | 91 |
| 5. 6 | まとめ | 94 |
| | 参考文献 | 95 |
| 第 6 章 | 結論 | 96 |
| | Nomenclature | 98 |
| | 謝辞 | 100 |
| Appendix A: | Cooled EGR が HCCI 燃焼の圧力上昇率に与える影響 | 101 |

| | |
|--|-----|
| Appendix B: 着火安定性向上による HCCI 運転負荷領域拡大 | 108 |
| Appendix C: 自己着火時期の気筒間差低減..... | 114 |
| Appendix D: 燃料性状が HCCI 燃焼成立範囲と運転性能に及ぼす影響 | 120 |
| Appendix E: 位相可変機能を備えた連続可変動弁機構を用いたガソリン機関の熱効率向上 | 123 |

ABSTRACT

Internal Combustion(IC) engines are strongly demanded to improve thermal efficiency and reduce damage to the environment. Nowadays, two kinds of engine, Spark Ignition (SI) engine and Diesel engine have become popular and widespread. However it is difficult to improve thermal efficiency and reduce exhaust gas emissions at the same time. Gasoline homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines have a possibility to achieve both high thermal efficiency and low exhaust emissions. Therefore, HCCI combustion is investigated extensively for practical use. HCCI operation may be an alternative to the throttled SI engine so that engine thermal efficiency increases drastically. However, to realize the HCCI operation in a production engine, several issues remain to be addressed. One of the most difficult technical challenges is to extend the limitation of operational load range. This thesis focuses on an operational range extension (high and low load) of a gasoline HCCI engine.

In high load operation, it is necessary to increase the power while maintaining conditions such as low pressure-rise-rate ($dp/d\theta_{max}$) and NO_x emission. Whereas, in low load operation, improvement of combustion stability is required. In order to solve these problems, supercharge, EGR dilution, thermal stratification, direct injection, spark assisting, and many other effective techniques were examined by numerous researchers

The objective of this research is to evaluate the effectiveness of the original blowdown Supercharge (BDSC) system and several techniques on the operational HCCI range. Firstly, the impact of thermal stratification was investigated. Thermal stratification becomes a key technique through this study. In order to generate strong thermal stratification in the cylinder, EGR guide is used to control mixing between the intake air-fuel mixture and the high temperature EGR gas recharged through the exhaust port. Using the proposed BDSC with EGR guide system, HCCI high load limit was successfully extended. The other techniques, Direct Injection, Supercharge, and Spark Assisting, was carried out.

The second section describes the effect of thermal and fuel concentration stratification on the performance of HCCI engine. As a first part, the performance of the BDSC system was investigated. The experimental results showed that the HCCI operation at 523 kPa in IMEP_{net} with very low NO_x emissions could be realized using the BDSC system. Next, in order to generate a strong thermal stratification inside the cylinder, mixing between the fresh air-fuel mixture and high temperature EGR gas is reduced by using "EGR guide". The EGR guides consist of a half-circular part attached on the edge of the exhaust port and the piston head. The geometry of the EGR guides is optimized by using 3-D numerical simulations. As a results, in-cylinder thermal stratification avoid an increase in the rate of in-cylinder pressure rise as well as an increase in the NO_x emission due to the relatively slow heat release and low combustion temperature. The high load HCCI operational limit was

successfully extended. HCCI operation at 580 kPa in IMEPnet was achieved. Additionally, the effect of in-cylinder fuel distribution on HCCI operational range was investigated from both experimental and numerical method. The numerical results showed that a spatially uniform fuel distribution decreases the pressure rise rate with a strong thermal stratification. The experimental results showed that the HCCI operational robustness at the high load HCCI operation was successfully improved. However, high load HCCI operational limit was hardly extended. To improve ignition stability at low load operation, locally high fuel concentration area was generated. COV of IMEP was slightly improved.

The third section describes the effect of compression ratio on both the HCCI operational range and thermal efficiency. Two different compression ratios of 12 and 14 were tested by replacing the piston. The experimental results showed that the HCCI operational limit and the fuel consumption at the low load operation were successfully improved by increasing compression ratio. On the other hand, high load operational limit was hardly affected by compression ratio. Also, it was found that the BDSC HCCI engine with higher compression ratio improves thermal efficiency of the whole HCCI operation range.

The fourth section describes the evaluation of the performance of an external boosted HCCI gasoline engine with BDSC system. The intake pressure and temperature were varied as experimental parameters. The highest load in this study was 935 kPa in IMEPgross at the condition of 200 kPa in intake pressure and 32 °C in intake temperature. The maximum load of externally boosted BDSC HCCI engine can be achieved comparable to the full load of conventional naturally aspirated SI engine.

第1章 序論

1. 1 研究の背景

人間活動によって排出される温室効果ガスの大気中濃度が急激に増加しており、この増加が自然の温室効果を増加させ自然の生態系及び人類に悪影響を及ぼすおそれがある。人為的に排出される全世界の温室効果ガスの地球温暖化係数(GWP: Global Warming Potential)⁽¹⁾を比較すると、温室効果の約60%が化石燃料の燃焼によって排出される二酸化炭素(CO₂)による影響であり、その他の内訳は森林伐採や破壊、気候変動による植物の減少によるCO₂吸収量の低下による17%、農業活動や排水処理、化石燃料の燃焼等により発生するメタンと一酸化窒素(N₂O)がそれぞれ14%、8%である。これら温室効果ガスのうち化石燃料の燃焼による年間CO₂排出量は、1970年から2010年までの期間で116%増加しており、温室効果ガス増加の主な原因である。2012年の化石燃料の燃焼による年間CO₂排出量は31.6Gtである。IPCC第4次評価報告書⁽¹⁾では、このままのCO₂排出量削減の対策に取り組まなかった場合には、今後100年間で地球の表面における平均温度が3℃以上上昇し、地球の気候や生態系及びそれに依存する人間環境に対して様々な深刻な影響を及ぼす可能性が高いことを示している。この報告書をうけて2009年12月に開催された国連気候変動枠組条約第15回締約国会議(COP15)での「コペンハーゲン合意」では、温室効果ガス増加に伴う地球温暖化による気候システム及び人類への深刻な影響を回避するための目標として、地球表面の平均温度の上昇を産業革命以前に比較して2℃以下にとどめるとした。地球表面の平均温度の上昇が2℃を超えないためには、温室効果ガス濃度をCO₂換算で455ppmから490ppmの範囲で安定させる必要がある。温室効果ガスが地球の平均気温に与える影響については、climate-carbon cycle feedback models を使用して予測しているが、特に雲の生成や海洋による熱の取り込み、炭素循環等に関するモデルの確実性によって予測される気温に幅が生じる。国際条約においては、50%の確率で地球の平均気温の上昇が2℃を超えないCO₂換算の濃度である450ppmを目標として採用している。IEAは、温室効果ガスを450ppmにとどめるには、世界の一次エネルギー供給により発生するCO₂排出量が2020年前に約32.5Gtでピークを迎え、2035年には21.6Gtまで削減するシナリオ(the 450 Scenario)を示している⁽²⁾。このシナリオ450を実現するために、一時エネルギー供給に占める化石燃料の割合を現在の81%から2035年には61%まで低減する必要性を示している。この温室効果ガス削減には、各国のエネルギー政策や分野毎に対する法規制、そして新たな技術開発が組み合わさることで、初めて達成できるとしている。CO₂排出量削減への貢献が最も大きいのは、2035年においても引き続き主要なエネルギー源である化石燃料のエネルギー変換効率(熱効率)の改善と電子機械の消費電力削減といった省エネルギー技術であり、省エネルギーを実現する技術開発が望まれている。世界の全CO₂排出量に占める運輸部門からの排

出量の割合は2010年において約22%⁽²⁾であり、発電と暖房の割合41%に次いで2番目の排出量となっている。運輸部門に占める自動車分野の排出量割合は73%であり、自動車用パワーソースのそのほとんどが化石燃料を燃料とした内燃機関である。シナリオ450を実現するためには2030年までに自動車の燃費を30~50%削減が望まれており、内燃機関をパワーソースとしたガソリン・ディーゼル自動車の更なる燃料消費率向上が必要とされる。

また、著しい成長がみられる新興国のエネルギー需要の拡大や、世界的な原油枯渇の懸念により、燃料の原料である原油の価格は1995年頃から上昇している。前述したシナリオ450で、原油の需要が2012年頃をピークに減少した場合においても、原油価格はほぼ現状と変わらない価格を維持するとIEAは予測している⁽³⁾。このため、経済性の観点からも、自動車燃費の向上が望まれると予測できる。

一方、化石燃料を内燃機関で燃やす際には、温室効果ガスの一つであるCO₂が排出されるとともに、その他の有害なガス成分も排出される。内燃機関から排出される有害成分の例としては人体の代謝機能に悪影響を及ぼす一酸化炭素CO、中枢神経機能や呼吸器系に悪影響を及ぼし、酸性雨や光化学スモッグの原因となる窒素酸化物NO_xや未燃炭化水素HC、発ガン性のある粒子状物質PMなどがあり、これらのガス排出も燃費性能向上と両立して低減していく必要がある。

以上のような地球環境問題及び資源節約に対する世界規模での関心の高まりから、更なる効率向上と環境負荷低減が強く求められている

1.2 内燃機関の現状と課題

今後数十年間においても、化石燃料を燃料とした内燃機関が自動車用パワーソースの主たる動力であると考えられ、更なる自動車の燃料消費率向上が必要とされている。グローバル燃料消費イニシアチブ(GFEI: Global Fuel Economy Initiative)⁽⁴⁾の調べによれば、全世界の乗用車の平均燃料消費率は2005年においては8.07 litre/100km、2008年では7.67 litre/100kmであり、年率-1.7%で燃料消費率が向上している。この燃料消費率向上の内訳としてはOECD諸国が年率-2.1%の向上で非OECD諸国が年率+0.3%となっている。この違いの要因の一つとして、自動車の大きさが挙げられる。この2005年から2008年の3年間において、OECD諸国の自動車の大きさは平均的に小型化しているが、非OECD諸国では反対に大型化している。そして自動車技術に関しても、OECD諸国の自動車の方が、燃料消費率向上のための最新技術が搭載されることも大きな要因である。図1.1は過去1990年から20年間のOECD諸国における乗用車の燃料消費率の推移を示している⁽⁵⁾。全体の乗用車の燃料消費率の傾向としては改善されているが、OECD諸国内でも乗用車の燃料消費率は国/地域によって大きく異なることが分かる。自動車の燃料消費率は各国/地域における自動車の使用環境や、税金や燃料消費率・排出規制など政策によって違いが発生する。自動車用の内燃機関において燃焼や潤滑などの共通要素の技術革新は、波及効果が大きいいため期待が大きい。前述したシナリオ450を実現するためには、2030年にかけて年率-2.7%の燃料消費率向上が必要とさ

れることから、地球全体の CO2 排出削減を達成するために、先進国において更なる燃費の向上はもちろん、先進国以外の国においても自動車の燃料消費率の向上に取り組まなければならない。

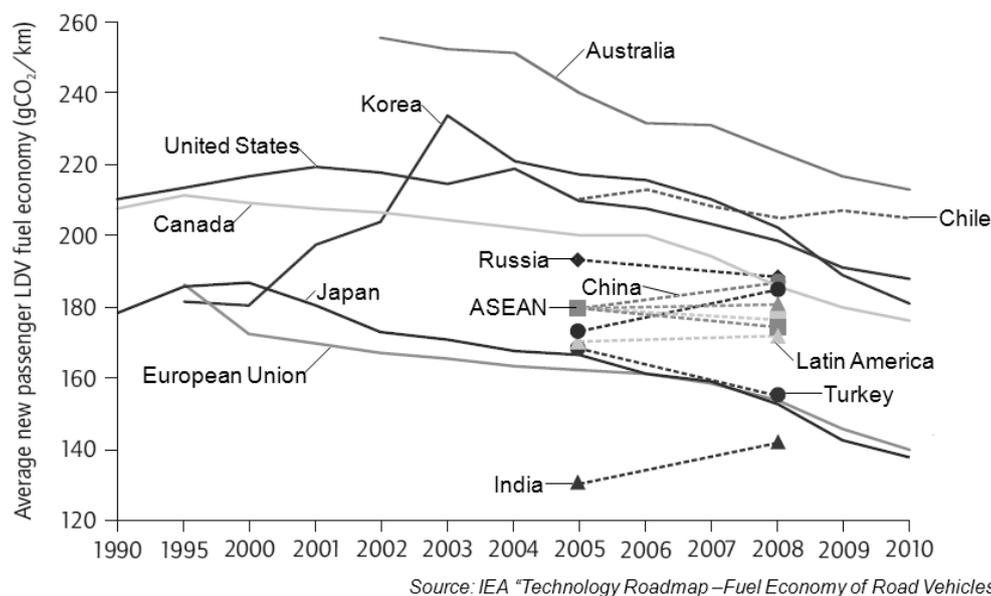


Figure 1.1 Average new passenger LDV tested fuel economy by country/region, 1990-2011

現在自動車用の内燃機関として4ストロークレシプロエンジンが広く用いられており、火花点火(SI)エンジンとディーゼルエンジンに大別される。この2種類の大きな違いは、燃焼・膨張ストローク(行程)にある。それぞれのエンジンについての特徴と課題についてまとめていく。

a) 火花点火エンジン(Spark Ignition Engine)

火花点火(SI: Spark Ignition)エンジンは、可燃混合気中を電気火花により点火し、火炎伝播燃焼により化学エネルギーを熱エネルギーに変化させ仕事として取り出している。SIエンジンの燃焼・膨張ストロークの理想サイクルがオットーサイクル(Otto cycle)である。オットーサイクルの効率向上には圧縮比 ϵ を増やす、又は比熱比 κ を増やすことである。しかし圧縮比を高めた場合には圧力振動を伴うノッキング燃焼により、熱損失増大や重大なエンジン損傷を招くため、現状での圧縮比は10~12程度に抑えられている。また比熱比を大きくするためには、燃料と作動ガスの質量比であるG/Fを大きくすることである。つまり燃料に対してガス質量をより増やすことで比熱比を大きくとることが出来る。しかしSIエンジンは火炎伝播による燃焼のために混合気の火炎伝播の下限界があり、これによりG/F増大の限界が決定される。その他に、4ストローク中の燃焼・膨張行程を除いた仕事を取り出さない吸気・排気行程での負の仕事量の低減することでも、エンジンの効率向上を図ることができる。上述したように火炎伝播限界により、負荷(燃料量)を制御する際に同時に吸入空気量も制御する必要がある。これにより生じる負の仕事分(ポンピングロス)によりエンジンか

ら取り出せる仕事量が減少し、負荷が低いほどこの損失は大きくなる。また、実際の SI エンジンにおいては理想的な等容燃焼とはならず、ある程度緩慢な燃焼となるために時間損失が発生し理論熱効率より熱効率が低下する。

SI エンジンからの有害排ガスは CO や HC, NO_x があるが、燃料と酸素を化学量論混合比で運転することで、三元触媒により比較的容易にこれら有害ガスを 99%以上浄化することができる。

b) ディーゼルエンジン(Diesel Engine)

現在の自動車用ディーゼル機関では、燃焼の主な部分は定容過程をし、燃焼のあと燃えが定圧過程をたどり、サバテサイクルで表わされる。サバテサイクルの理論熱効率は次式(1.2)で表わされる。

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \left[\frac{\rho^{\kappa\lambda-1}}{(\lambda-1)+\kappa\lambda(\rho-1)} \right] = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} * A \quad (1.1)$$

ここで $\rho = \frac{v_c}{v_b}$ は等圧膨張比(縮切比), $\lambda = \frac{p_b}{p_c}$ は定容燃焼過程時の圧力比(圧力上昇比)を表わす。

(1.1)式より分かるように、サバテサイクルの理論熱効率はオットーサイクルの理論熱効率の2項目に A を乗じた型となっている。式 A 中の比熱比 κ と、縮切比 ρ , 圧力上昇比 λ はいずれもその値は常に 1 以上であることから、常に $A \geq 1$ である。つまりサバテサイクルはオットーサイクルと圧縮比と比熱比が同じ場合には、オットーサイクルの熱効率を上回ることがないことを示している。サイクルに熱を与える際に定圧燃焼の割合が増えるにつれて効率が低下することがわかる。しかし、ディーゼルエンジンは拡散的燃焼であることから、オットーサイクルであるような圧縮比や比熱比による制限は無い。またオットーサイクルでは部分負荷時にポンプ損失が発生するために、その結果ディーゼルエンジンの正味熱効率は SI エンジンに比べ、15~20%程度高くなっている。

拡散燃焼方式は熱効率面ではメリットが多い燃焼方式であるが、エンジンから排出される有害な排ガスの処理に課題がある。ディーゼルエンジンでは、全運転負荷領域にわたってほとんど空気過剰で燃焼しているために、排気中の CO は比較的少ないが、拡散燃焼に起因した局所的に燃料濃度が高い領域から NO_x や微粒子(PM: Particulate Matter), 炭化水素が排出される。SI エンジンのように三元触媒で一括浄化が出来ず、単成分ごとに後処理が必要となる。ディーゼルエンジンは排気浄化のために高度な燃料噴射系システムと排気の後処理装置が必要となるため、複雑で高価になってしまうのが実情である。

c) 予混合圧縮自己着火燃焼/エンジン

冒頭に述べたように自動車用内燃機関には、徹底したクリーンな排出と燃料消費率向上の両立が求められている。SI エンジン(火炎伝播燃焼)では、クリーンな排気を維持したまま効率を向上させることが課題であり、ディーゼルエンジン(拡散燃焼)は熱効率を維持したまま排気の浄化を進めることが課題となっている。この2種類のエンジン(燃焼)の長所を両立

する技術の一つとして、予混合圧縮自己着火 HCCI: Homogeneous Charge Compression Ignition)燃焼がある。HCCI 燃焼は、燃料と空気を良く混合(予混合)させた均一な混合気を、圧縮による温度上昇によって燃料を自己着火させる燃焼を指す。すなわち、ディーゼルエンジンが持つ圧縮自己着火と、ガソリンエンジンがもつ均一予混合という特徴を併せ持つ燃焼方式のため、ディーゼル並みの燃料消費率とガソリン並みのきれいな排ガスを両立できる技術である。HCCI 燃焼の特徴は以下のようである。

- 均一希薄混合気での燃焼が可能 混合気が希薄であることから燃焼最高温度が低くなり、NO_x 生成や熱解離が抑制され、熱損失の低減も期待できる。また混合気の比熱比が大きくなり、サイクル熱効率が向上する。そして均一希薄予混合気であることからスス生成が抑制される。またガソリンエンジンに比較してポンピング損失の低減が期待できる。
- 同時多点着火による急速な燃焼 燃焼室内の混合気が同時的に自己着火し、バルク燃焼する。火炎伝播限界以下で急速燃焼するため、燃焼期間が短く等容度が高い。
- 圧縮比による制約が無い SI エンジンにおいてはノッキングによって圧縮比が制約されているが、HCCI 燃焼では燃焼室全体が同時に燃焼するため、SI エンジンで起きるようなノッキングは発生しづらく、基本的に圧縮比の制約がない。このためエンジンの高圧縮比化が可能である。また冷却水温度を高水温化し、冷却損失やフリクシヨンの低減など、副次的なメリットがある。

以上のように HCCI 燃焼は多くのメリットがある燃焼方式であることが分かる。一方デメリットとして、燃焼最高温度が低いために、未燃成分 HC、CO の排出が従来燃焼に比べて多い傾向がある。また混合気の希釈率が低下するエンジン高負荷条件においては、燃焼が過度に急峻となりノッキングを伴う燃焼となり、このような運転条件は避ける必要がある。HCCI 燃焼を用いたエンジンを以降 HCCI エンジンと称する。

1. 3 予混合圧縮自己着火エンジンの研究動向

1. 3. 1 予混合圧縮自己着火運転の実現

本研究では、従来のガソリンエンジンの燃料消費率向上を実現する手段として、ガソリン HCCI エンジンについて着目した。高い燃料消費率性能と NO_x, PM 排出量の大幅な削減の両立が可能なガソリン HCCI エンジンの実用化を目指し、その研究が世界中で行われている。以下よりこれまでに行われてきた具体的な研究から HCCI エンジン実用化への課題を示していく。

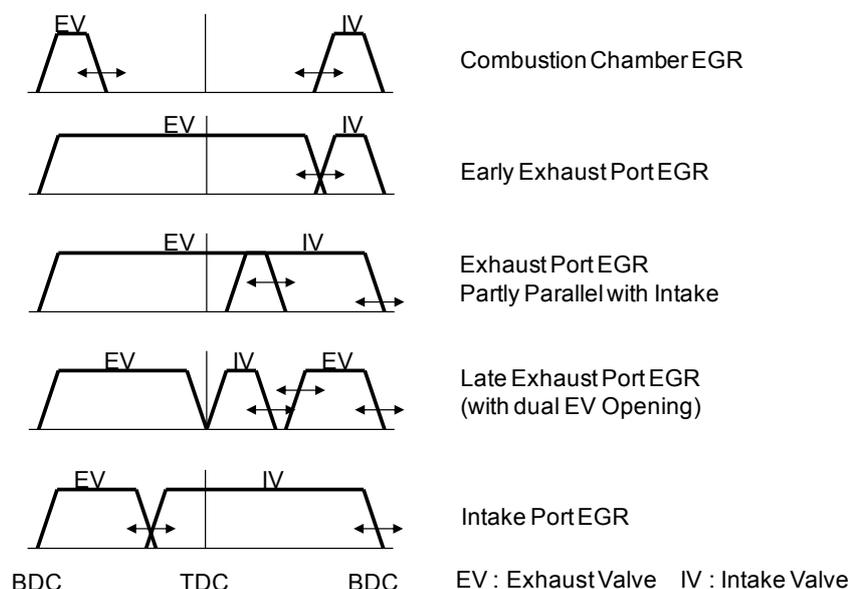
HCCI エンジン研究は、1979 年の大西らによって行われた 2 ストロークエンジンにおける低負荷運転の燃料消費率と未燃炭化水素の低減を目的とした研究に端を発する⁽⁶⁾⁽⁷⁾。大西らはキャブレターを用いた 2 ストロークエンジンの問題点の一つである”run on”現象に着目し、多量の残留ガスとピストンの熱によって混合気が自己着火する現象を ATAC (Active Thermo-Atmosphere Combustion) 燃焼と呼んだ。またシュリーレン撮影法により筒内の可視化を行い、燃焼形態が従来の火花点火とは異なり、筒内の多点で燃焼している様子を観察した。4 ストロークエンジンを使った研究では、Najt と Foster らが可変圧縮比エンジンと吸気加熱を用いて希薄予混合気の圧縮着火運転を実現している⁽⁸⁾。エンジンの圧縮比を高めることで、自己着火に必要な吸入空気の温度を低減することができるとしている。また予混合圧縮着火燃焼時には熱発生率が急峻になると報告している。Thring は 4 ストロークエンジンを用いて予混合圧縮自着火運転を実現し、ディーゼルエンジンと同等の燃料消費率を実現できることを示した⁽⁹⁾。Thring によって初めて”HCCI”という呼称が提案された。Thring は、HCCI エンジンを実用化する際の課題について述べている。HCCI 燃焼に至るために、混合気に大きな熱量を加えて温度を高める必要があり、その熱量を供給できる有効な手段を検討する必要がある。また HCCI 燃焼を適用できるエンジン負荷範囲の拡大や、HCCI 運転と従来火花点火運転間の運転モード切り替えの技術の確立が必要であるとしている。その他にも HCCI 燃焼の理解のために、HCCI 燃焼の基本的な性質や燃料性状の違いによる影響についても研究が必要であるとしている。この研究で挙げられた課題は、現在の HCCI 研究においても重要な課題である。

青山らはディーゼルエンジンをベースとして燃料にガソリンを用いた研究を通し、高圧縮比と希薄ガソリン混合気によって高熱効率と低 NO_x 排出を両立することを実証し、この燃焼を PCCI (Premixed-Charge Compression Ignition) と呼んでいる⁽¹⁰⁾。予混合圧縮着火燃焼は、広い意味で燃料と空気を良く混合(予混合)させた均一な混合気を、圧縮による温度上昇によって自己着火させる燃焼を指すことから、HCCI 燃焼の適用は火花点火式ガソリンエンジンだけでなく、軽油を用いるディーゼルエンジンにおいても適応する試みがされている。今現在では、ガソリンエンジンを改造し燃料にガソリンを用いる HCCI 燃焼と、ディーゼルエンジンを改造して燃料に軽油を用いる HCCI 燃焼の 2 つの手法に分けることができる。後者の軽油を用いた HCCI 燃焼は高負荷運転時には従来の拡散燃焼をし、低負荷運転時の NO_x

及びPMの排出量低減を目的にHCCI燃焼を用いている。通常のディーゼルエンジンでの燃料噴射時期と異なり、上死点よりも早期に燃料噴射し着火遅れを十分に保って空気との混合を促進することで予混合化を図っている。軽油のような高着火性燃料を早期噴射して、且つ着火遅れを十分に保つためには、排気を冷却して吸気に還流するクールドEGR(Exhaust Gas Recirculation)により酸素濃度を低下させて予混合燃焼を実現している。ディーゼルHCCI燃焼では、予混合化を図るが決して完全な均一予混合には至っていないため、PCCI燃焼と呼び違いを表現している。

ガソリン燃料の着火温度は約300℃で、軽油の250℃に比べると高い。そのため上死点で混合気温度をガソリンの着火温度まで高めるためには、①圧縮比を上げる、②圧縮初期温度を上げる、③圧縮初期圧力を上げる、④混合気の比熱比を上げることが必要である。吸入空気をヒーターにより加熱して混合気の温度を高める場合、全エンジン出力に占めるヒーターの消費電力が大きくなるために、HCCI燃焼による熱効率向上の効果を打ち消してしまうため実用的ではない。また高圧縮比化によって混合気の温度を自着火温度まで高めるためには、圧縮比を非常に大きく高める必要があり、火花点火運転を併用する場合には多くの弊害が発生する。こうした方法の中で、EGRガスにより圧縮初期温度を高める方法が実用的である。既燃ガスを用いたHCCIエンジンの実用化例として、石橋らが開発したAR燃焼(Activated Radical Combustion)が挙げられる⁽¹¹⁾。AR燃焼2ストロークエンジンでは、2ストロークエンジンのデメリットであった残留ガスの多さに着目し、残留ガスを適切に制御することでHCCI運転を実現している。4ストロークエンジンにおいては、HCCI燃焼を適用して実用化した例は未だに無いのが現状である。典型的な圧縮比のガソリンエンジンを用いてHCCI運転を実現する実用的な手法として、Willandらは排気弁閉時期を進角させて大量の残留ガスを筒内に閉じ込める方式を提案している⁽¹²⁾。排気バルブを上死点よりも前に閉じて筒内に排気ガスを残留させ、そこに新気と燃料を吸入することでHCCI燃焼可能な高温混合気が形成される。吸排気バルブタイミングは上死点に関して対称なタイミングをとり、吸排気上死点で吸排気両方のバルブが閉じている期間を可変とすることで筒内の残留ガスを調整し混合気温度を制御する。また、閉じ込めた残留ガス中へ筒内直接燃料噴射(DI: Direct Injection)することによって圧縮端における混合気温度を変化させて、HCCI燃焼時期の制御が可能であることを示している。この排気バルブ閉時期を進角して残留ガスを筒内に閉じ込める方式は、この後のHCCI運転を実現する方法として多くの研究者が採用しており、負のオーバーラップ(NVO: Negative Valve Overlap)方式と呼ばれている。このNVO方式以外にもHCCI運転を実現する様々な方法が提案されており、その多くはバルブタイミングを工夫したものである。Woltersらは電磁バルブを搭載した実験用エンジンを用いて、様々な手法の違いがHCCIエンジン性能に与える影響について調べている⁽¹³⁾。以下の図1.2にWoltersらの研究で提案されたHCCI運転を実現する手法のバルブタイミングを示す。バルブタイミングによるEGR導入方法を大別すると、排気バルブを早めに閉じて筒内にEGRガスを残す方法と、一度吸/排気ポートに排出された既燃ガスを再導入する方法に分けられる。彼らはNVOと排気再吸入(図中Late Exhaust Port EGR)の2つの手法について

エンジン性能を比較しており、その結果 NVO では筒内温度混合気の温度を高く保つことができるため低負荷運転限界が広く、排気再吸入では混合気成層の効果によって燃焼が緩慢化し高負荷限界が高いことを示している。現在の HCCI 研究において、HCCI 運転を実現する方法としては NVO 方式が広く用いられている。HCCI 運転を可能とする代表的な NVO 方式と排気再吸入方式を比較した場合、ガソリン SI エンジンで熱効率が悪化する低負荷領域において、NVO 方式を採用した HCCI 運転の方が低負荷限界が広いと、燃料消費率の低減効果が大いだとされていることが考えられる。また残留ガス量の制御を、これまでに広く普及している技術であるカム位相の連続可変機構によって実現できることが考えられる。排気再吸入方式では、排気バルブを 1 サイクル中に 2 回開ける必要がある、このバルブ動作を実現できる実用的な動弁系の提案がなされていないことも要因として考えられる。



Source: P. Wolters et. al., "Controlled Auto Ignition Combustion Process with an Electromechanical Valve Train"

Figure 1.2 Exhaust Gas Recirculation Methods⁽¹³⁾

1. 3. 2 ガソリン予混合圧縮自己着火エンジンの実用化へ向けた課題

HCCI 運転は高熱効率且つ NOx 排出量の劇的な削減が両立出来る燃焼方式であることから、実用化に対する期待が高い技術である。しかし HCCI 燃焼を適応したエンジンと従来燃焼を適応したエンジンを比較すると、燃焼開始を支配する要因が大きく異なっている。従来の SI エンジンでは点火時期が燃焼開始のトリガであり、またディーゼルエンジンでは燃料噴射時期により燃焼開始時期を制御出来る。しかしながら HCCI エンジンでは、その着火(燃焼開始)時期が燃料と酸化剤の化学反応に依存している。化学反応速度は一般的に燃料の種類や、混合気の温度、圧力、当量比といった複数の要因によって決定される。そのため従来のエンジンとは異なり、自己着火燃焼の基本から取り組む必要がある。ガソリン HCCI エンジンの実用化に向けた研究課題は、(1)HCCI 運転範囲の拡大、(2)HCCI 運転時の着火時期制御及び燃焼制御システムの研究、(3)SI-HCCI 運転モードの切り替え技術の確立などに分類することができる。

(1) HCCI 運転範囲の拡大

自動車の燃料消費率を低減するためには、高熱効率な HCCI 運転を広いエンジン運転範囲で実現することが望まれる。エンジン負荷について着目すると、負荷を高くしていく場合には、混合気の燃料濃度が高くなっていくために急峻なエネルギー放出量が増大する。この時に適切な自己着火時期と圧力上昇の制御が行われないと、急峻なエネルギー放出に伴う強い圧力上昇及び振動によりエンジン騒音が増大していく。この圧力波はノッキング燃焼に類似しており、過大な圧力上昇や圧力振動はエンジンの重大な損傷を招く。一方エンジン負荷を低くしていく場合では、筒内温度及び圧力の低下に伴い着火遅れ時間が長期化し、燃焼の不安定化や未燃生成物排出量が増大していきエンジン失火へとつながる。エンジン速度については、自己着火時期と圧力上昇が同じ混合気条件であっても、エンジン速度が変化した場合で燃焼が過早となったり不安定化したりすることになる。自己着火時期と圧力上昇の適切な制御が、HCCI エンジンの運転可能範囲を決定するといえる。HCCI エンジンの実用化には、HCCI 運転をいかに広い範囲で高効率を維持したまま実現できるかが重要な鍵となる。

一般的な HCCI 実現方法である NVO を用いた場合、負荷の上限は図示平均有効圧(IMEP) 400 kPa 程度であることが報告されている⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾。HCCI 運転負荷上限は急峻な圧力上昇(圧力上昇率)及び NOx 排出量の増大によって制限される。自然吸気 SI エンジンの全負荷運転時にはおおよそ IMEP 1000 kPa 程度かそれ以上の運転条件であることから、実際エンジン負荷の 30~40%までの限られた運転範囲となっている。図 1.3 に NVO を用いた HCCI 運転範囲⁽¹⁴⁾を示す。図の横軸はエンジン回転数、縦軸は正味平均有効圧(BMEP)を示している。図中のプロットは乗用車の代表的な使用を模した JC08 モードの時間頻度値の一例を示している。JC08 モードではエンジン回転数は 700 rpm から 3000 rpm の範囲で、エンジン負荷は BMEP 0 kPa から 700 kPa 弱の範囲を使用することが分かる。JC08 モードの使用範囲に比べ、従来技術による HCCI 運転範囲はその半分程度となっている。HCCI 運転上限負荷では燃焼による圧力上昇率と最高温度を低減する手法が望まれ、HCCI 運転下限負荷では混合気温度の低下に伴う着火遅れ時間を短縮する手法が望まれる。HCCI 運転範囲の更なる拡大のために、外部過給や Cooled EGR、混合気の成層化、筒内直接噴射、スパークアシスト HCCI、圧縮比の可変、複合燃料の使用など様々な手法が提案されている。これ以降に、HCCI 運転負荷範囲拡大に取り組んだこれまでの研究について示していく。

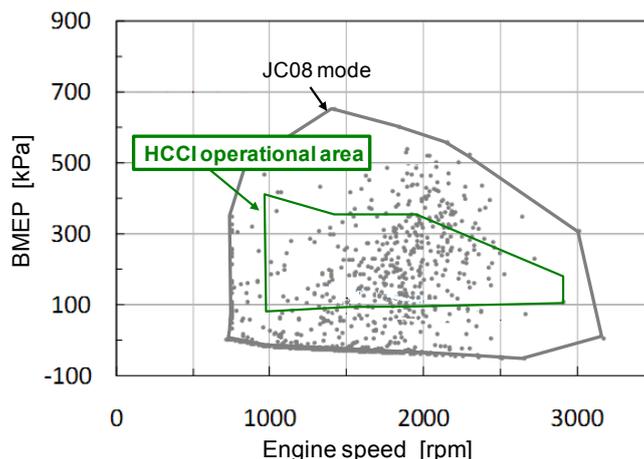


Figure 1.3 Time frequency of JC08 mode and conventional HCCI operational area

HCCI 運転上限負荷では燃焼に伴う高い圧力上昇率及び最高燃焼温度を低減することが重要であり、その最も有効的な手段の一つが混合気の希釈量を増やして熱容量を大きくすることである⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。燃料量に対する筒内作動ガス量の割合が大きい(燃料濃度が薄い)ほど燃焼による温度上昇率は低減するため、高負荷限界を高めることができる。Hyvönenらは、機械式スーパーチャージャを用いた過給 HCCI 運転性能を実験的に計測し、その結果を用いてターボチャージャによる過給 HCCI 運転時の燃料消費率性能について考察を行っている⁽¹⁸⁾。彼らは研究結果のなかで、スーパーチャージャとターボチャージャのどちらの過給方法を用いた場合においても、自然吸気(NA: Naturally Aspirated)HCCI 運転に比べ運転範囲を拡大することを示している。Scaringeらは、HCCI 運転時の着火遅れ時間を混合気の酸素濃度と燃料濃度、上死点前 10 °CA における圧力と温度の 4 つの変数の関数で表現し、圧力上昇率最大値は混合気の燃料濃度と着火遅れ時間の積に比例することを示している⁽¹⁹⁾。Dec らは吸気の圧力と温度が HCCI 高負荷限界及び HCCI 燃焼特性に与える影響について機械式スーパーチャージャを用いた単気筒エンジンを使い調査している⁽²⁰⁾。彼らは過給と Cooled EGR の組み合わせによって高負荷限界を飛躍的に拡大することができ、また高過給条件下では自己着火反応が促進されるために熱発生形状が変化してくることを発見している⁽²⁰⁾⁽²¹⁾。高過給条件下においては低温酸化による熱発生(LTHR: Low Temperature Heat Release)と高温熱発生(HTHR: High Temperature Heat Release)の間に僅かな熱発生が確認され、彼らはこの熱発生を ITHR (Intermediate-Temperature Heat Release)と呼んでいる。以上のように、HCCI 高負荷運転限界の拡大のためには過給技術が非常に有効であることがわかる。しかしながら HCCI 燃焼では排気温度が従来燃焼を用いた場合に比べ低いために排気エネルギーが低く、ターボチャージャの容量選定や効率的な過給システムの構築が課題である⁽¹⁴⁾。Johansson らは、NVO に DI とターボ過給を併せることで、HCCI 運転限界負荷を拡大出来ることを示している⁽²²⁾。彼らは実際に可変容量式(VGT)ターボチャージャと多気筒エンジンを使った過給 HCCI エンジンの性能を広いエンジン回転数に渡って計測し、エンジン回転数 2000rpm、吸気圧力 180 kPa(abs.)の条件において負荷限界は約 500 kPa であった。エンジン回転数が 1000 rpm から 3000 rpm の広い範囲に渡って、エンジン負荷を NA 運転に比べ約 100 kPa 拡

大できることを実証した。Andreらは機械式スーパーチャージャとディーゼルエンジン用のターボチャージャを併用する過給システムを提案し、過給 HCCI エンジンのポテンシャルを調査している⁽²³⁾。その結果 正味平均有効圧(BMEP) 650 kPa の負荷まで HCCI 運転できることを実証した。以上の研究により、筒内作動ガス量を増やし熱量を増加させること HCCI 運転負荷限界を効果的に拡大できることが報告されている。

その他に自然吸気条件において圧力上昇率の低減には、燃焼位相の遅角化と、熱発生の緩慢化が有効である。燃焼位相を遅角化することで、圧力上昇率を大きく低減出来るが、許容範囲以上の遅角化はサイクル毎の着火時期ばらつきが増大し燃焼安定性が低下する⁽²⁴⁾。一方で、熱発生を緩慢化する手段として、混合気の温度分布の成層化が効果的であることが示されている⁽²⁴⁾⁻⁽²⁶⁾。Sjöbergらは、筒内の温度成層化が熱発生率及び圧力上昇率に与える影響について数値的と実験的に調査している⁽²⁵⁾。シリンダ内の混合気に温度幅が 20 K から 30 K の温度分布を形成することで、圧力上昇率が低減し高負荷限界が IMEPg 524 kPa から 695 kPa へ拡大出来ることを急速圧縮装置(RCM: Rapid Compression Machine)を使って示している。しかしながら、実機において積極的に筒内の混合気温度の成層化を実現する実用的な手法が提案されていないのが現状である。また温度成層化以外にも燃料濃度の成層化によって急峻な熱発生を緩慢化する研究が行われている⁽²⁷⁾⁻⁽²⁹⁾。筒内に不均質な燃料濃度を形成するためには筒内直接噴射が有効な手段である。筒内直噴による不均質混合気とスパークプラグによる点火を併せた手法についても研究が行われている⁽³⁰⁾⁽³¹⁾。スパークプラグ近傍に DI により燃料を供給し点火による火炎伝播によって火種を形成することで、点火時期によって自己着火時期を制御することができる。また、NVO と筒内直接噴射を併せて用いることにより非常に低い負荷まで HCCI 運転可能となることが報告されている⁽¹²⁾。これは NVO の吸排気上死点において直接筒内に燃料を噴射することで燃料が一部改質され、この時の熱発生によって混合気温度を高める手法である⁽³²⁾⁽³³⁾。

HCCI 低負荷運転時の燃焼安定性向上及び熱効率向上に高圧縮比化が有効である⁽³⁴⁾⁽³⁵⁾。しかしながら高圧縮比化は圧力上昇率の増加するために、高負荷運転時には圧縮比を下げた方が有利となることから、運転負荷に応じて圧縮比を可変とする研究が行われている⁽³⁶⁾⁽³⁷⁾。HCCI 運転にとって最適な圧縮比を調査することも課題として挙げられる。また、運転負荷範囲に応じて自着火特性の異なる燃料を供給することで、広い負荷範囲において HCCI 運転を実現する試みがなされている。Stanglmaierらは自己着火し難い天然ガスと、自着火し易いナフサ燃料の 2 種類の燃料を用い、低負荷領域での燃費と高負荷限界の高さを両立している⁽³⁸⁾。このように着火特性が大きく異なる燃料を併用する研究は、ガソリンエンジンに HCCI 燃焼を適用する研究だけでなく、ディーゼルエンジンの予混合燃焼としても盛んに行われている。自己着火性の低い燃料を投入した混合気に自己着火性の高い燃料を筒内噴射して燃焼させ、任意の着火時期を得ることでこれまでの HCCI 燃焼に比べ高負荷運転が実現でき、また着火時期制御が容易となるメリットもある。HCCI 燃焼と PCCI 燃焼の中間的な燃焼であるこのようなコンセプトの燃焼を RCCI(Reactivity Controlled Compression Ignition)燃焼呼び、現在も盛んに研究されている⁽³⁹⁾。柴田らは、これまで燃料指標として用いてきたガソリンの自己着火指標であるオクタン価や軽油の着火指標であ

るセタン価といった燃料油種毎に依存したこれら指標を用いずに、自己着火現象という統一概念として取り扱い、HCCI 運転に適した燃料設計を試みている⁽⁴⁰⁾。この他にも、ガソリンや軽油といった既存の燃料だけでなく、ジメチルエーテル(DME)、メタノール、メタンなどの代替燃料を使った HCCI 運転の研究や燃料成分に関する研究も盛んに行われている⁽⁴¹⁾⁽⁴²⁾。

(2) HCCI 運転時の着火時期制御及び燃焼制御システムの研究

従来エンジンでは、SI エンジンの点火やディーゼルエンジンの燃料噴射の時期を制御することで燃焼開始時期を任意に設定することができる。HCCI エンジンでは燃焼開始の時期は筒内混合気の温度や圧力、当量比、希釈量等の複数要因によって支配される。中でも自着火時期を決定づける重要な指標である混合気温度は、直接センサ等によって計測することが難しく、温度を他の物理量から予測する必要がある。また着火時期が適切に制御されないと、高負荷では急峻な圧力上昇によってエンジンが損傷したり、低負荷では失火を招くことから、HCCI 燃焼の制御方法の確立が望まれている。燃焼制御システムの研究として現在二つに大別される。

一つは毎サイクルの混合気の着火遅れ時間の予測や、燃焼位相のフィードバック制御を使い、空気量や燃料量、EGR 率などの物理量を制御することで燃焼制御する方法である。Andre らは HCCI 運転中の燃焼の位相や IMEP, 吸気圧力などを毎サイクルサンプリングし、目標の燃焼位相や負荷となるように次サイクルの燃料量や直噴噴射時期、バルブタイミングをフィードバック制御するシステムを提案している⁽²³⁾。また NVO を用いた HCCI 運転の場合は、吸排気上死点付近で筒内直接噴射する量を制御することで圧縮端での筒内温度を変化させて、着火時期を制御する手法⁽⁴³⁾⁽⁴⁴⁾ や、直接噴射時期によって混合気の成層度を変化させ、着火時期を制御する手法⁽⁴⁵⁾が提案されている。さらに HCCI エンジンにおいては筒内混合気の状態量以外にも、エンジン冷却水温やシリンダライナー温度によって圧縮端での混合気温度が変化し自着火時期が大きく変化するため、HCCI エンジン全体の熱マネージメントが必須であると報告されている⁽⁴⁶⁾⁻⁽⁴⁸⁾。

二つ目は従来のガソリンエンジンの点火やディーゼルエンジンの燃料噴射を使って直接的に着火時期を制御する方法である。一般的に HCCI エンジンの混合気は非常に希薄な条件であるため、希薄な混合気に点火した場合は点火遅れが長く、また火炎伝播速度が非常に遅くなるため効果的ではない。そこで点火の効果を得るために、筒内直噴を使って混合気燃料濃度分布を成層化してプラグ近傍をリッチにする手法⁽³⁰⁾⁽³¹⁾ や、外部 EGR を併用することで混合気を量論混合比とする手法⁽⁴⁹⁾などが提案されている。

燃焼制御システムの研究は、そのほとんどが NVO を用いた HCCI エンジンを対象としており、この他に有力な HCCI 実現方法である排気再吸入方式での研究例は少ない。

(3) SI-HCCI 運転モードの切り替え技術の確立

HCCI エンジンの実用化を目指した際には HCCI 運転と SI 運転の切り替え手法又は制御の確立も重要な課題の一つである。HCCI 運転が困難となるコールドスタート時や全負荷時、

高回転運転時では、SI 運転する必要がある。しかし、SI 運転と HCCI 運転では、バルブタイミングや混合気状態に大きな違いがあるため、より簡潔でスムーズな運転モードの切り替え技術が望まれている。Wolters らは電磁バルブを使って高速でバルブタイミングを変化させ、1 サイクルで燃焼モードを切り替えた研究結果を発表している⁽¹³⁾。Fuerhapter らは油圧式可変動弁系を使って燃焼モードの切り替える 4 気筒エンジンの研究結果を発表している⁽⁵⁰⁾。以上の研究からわかるように燃焼モードの切り替えをスムーズに行うためには、動弁系に対する要求が高くなる。油圧式可変動弁系は一部海外で実用化している例があるが、電磁バルブは実用化に至っていない。これらの高度な可変機構を伴う動弁系を量産エンジンに適用することは、コストと信頼性の問題から現時点では難しいと考えられる。Nier らは、現在広く普及している連続カム位相可変機構とリフト可変機構を用いて燃焼モード切り替えに取り組んでいる⁽⁵¹⁾。SI 運転から HCCI 運転へ切り替える場合は、SI 運転時の高温な既燃ガスと壁温によって、切り替え直後の HCCI 着火時期が過度に進角し、エンジン騒音が増大する。一方 HCCI 運転から SI 運転へ切り替える場合、切り替え直後の SI 運転が希薄な混合気条件となり失火に至る。このように可変動弁に対する要求を下げた場合には、克服すべき課題が多いことが分かる。また、燃焼モード切り替えに関する研究は、そのほとんどが NVO を用いた HCCI エンジンにおいて行われており、排気再吸入方式での研究が望まれる。

1. 4 研究の目的

乗用車用ガソリンエンジンの熱効率改善は喫緊の課題である。ディーゼルエンジンに匹敵する高い燃料消費率性能と NO_x, PM 排出量の大幅な削減の両立が可能である HCCI 燃焼を用いたエンジンの実用化に対する期待は高い。HCCI 燃焼を用い実用エンジンとして成立させるには、高熱効率を維持したまま広い運転範囲で HCCI 運転を実現することが最も重要であると考えられる。特に高負荷運転領域はノッキング燃焼と NO_x 排出量の増大によって制約され、従来技術では常用的に使用される上限負荷の半分以下となり、自動車の走行燃料消費率の改善効果は限られていた。従来の HCCI 高負荷限界拡大に関する研究を概観すると、高負荷限界拡大には過給機を用いた混合気質量の増加と、排気再吸入方式、筒内混合気の温度や燃料濃度の成層化が有効的である。過給機を用いた研究例は多くあるものの、一方で排気再吸入式や筒内混合気成層を、実用エンジンを用いて実現して HCCI エンジン性能を調査している例は極めて少ないのが現状であり、これら手法が HCCI エンジンの性能に与える影響についての研究が望まれる。そこで HCCI 運転を実現する手段として、排気のプロローダウン圧力波を利用して大量の内部 EGR による過給を過給機無しで実現する「排気プロローダウン過給システム(BDSC: Blow Down Super Charge)」(以下 BDSC)を提案し、このシステムを用いて実用化に際する課題の解決に取り組むこととする。プロローダウン過給システムは、図 1.3 の排気再吸入方式に分類できる。BDSC システムの特徴としては、新気を充填した後の EGR 再吸入時に、排気バルブ開時期を他気筒の排気プロローダウン圧力波と同期させて、

大気圧よりも高い圧力で前サイクルの既燃ガスを効率良く再導入できる。このシステムにより、従来の NVO の手法に比べ新気を吸気した後に既燃ガスをブローダウン圧力波によって過給導入するため、新気の充填効率を大きく損なうことなく EGR を導入できる。よって従来技術に比べ作動ガス量を増やすことができるため、HCCI 負荷範囲を拡大出来ると考えられる。本研究ではこのシステムに併せ、筒内混合気の温度及び燃料濃度の成層化を実現して、HCCI エンジン性能に与える影響についても取り組んでいる。

以上より、本論文では以下に示す7つの項目について調査することを目的とする。

- (1) HCCI 燃焼を実現する独自のシステムとしてブローダウン過給システムを提案し、本システムの実用化への可能性と課題について定量的に明らかにする。
- (2) ブローダウン過給システムは、他気筒からの排気ブローダウン圧力波を利用して高温の EGR ガスを筒内に高圧で再導入することを狙った方式であり、本システムによる HCCI 運転負荷範囲の拡大効果について調査する。
- (3) 再導入 EGR ガスを筒内に偏在化させることで筒内温度分布の成層化促進を図り、温度成層化が HCCI 運転時の熱発生率及びエンジン負荷範囲に及ぼす影響について調査する。
- (4) ブローダウン過給 HCCI エンジンに筒内直接噴射を適用し、燃料濃度分布が HCCI 運転に及ぼす影響について調査する。
- (5) エンジンの圧縮比を変化させ、圧縮比の違いが HCCI 運転負荷範囲、熱効率及び HCCI 燃焼特性に与える影響について調査する。
- (6) ブローダウン過給システムを搭載した多気筒エンジンを用いて、ブローダウン過給 HCCI エンジンの熱効率及び負荷範囲を定量的に明らかにする。
- (7) 高負荷 HCCI 運転限界の拡大に有効な手法の一つである外部過給を BDSC システムに適用し、過給 BDSC エンジンの有効性及び性能評価、課題抽出をする。

本研究では排気再吸入式や筒内温度分布の成層化を実用的な手法を用いて実現し、これら手法の有効性及び課題についての知見を得ることを目的としている。さらに多気筒エンジンの性能計測の精度にも力を入れて取り組んでおり、「HCCI エンジン」の実用化のための手助けとなることを期待する。

1. 5 論文の概要

本論文は5章で構成される。各章の概要を以下に述べる。

第1章 序論

本研究では高熱効率とクリーンな排気を両立する技術である予混合気自己着火(HCCI)燃焼に着目し、これまでの研究動向を示していく中で、HCCI エンジンの可能性や実用化に向けた課題について整理している。ガソリン HCCI エンジンの実用化に向けた課題として

HCCI 運転範囲の拡大, HCCI 運転時の着火時期制御及び燃焼制御システムの研究, SI-HCCI 運転モードの切り替え技術の確立が挙げられ, 本研究ではこれら課題に包括的に取り組み, 本研究で新たに提案したブローダウン過給 HCCI エンジンの実用化の可能性と課題について定量的に明らかにすることを目標とする.

第2章 ブローダウン過給システムによる予混合圧縮自己着火運転

HCCI 運転を実現するための独自のシステムである排気ブローダウン過給システムの狙いやシステム構成について述べている. ブローダウン過給システムは, 他気筒からの排気ブローダウン圧力波を利用して排気ポート内にある高温 EGR を高圧で筒内に再導入することで, 過給効果と EGR 導入を実現している. このシステムを実装したエンジンを用いた実験を通し, システムの優位性について考察している.

第3章 筒内混合気の温度及び燃料濃度分布の成層化が HCCI 運転性能に与える影響

第3章では, ガソリン HCCI エンジンの実用化に向けた課題の一つである HCCI 運転範囲の拡大を目標に, 筒内混合気の温度及び燃料濃度分布の成層化が HCCI 運転負荷範囲や燃焼特性に及ぼす影響について, 計算と実験の両方から調査している.

はじめに, HCCI 高負荷限界を拡大するために筒内の温度成層化促進について着目している. 筒内温度成層化を実現するために, 高温の再導入 EGR ガスの流入方向を制御し筒内に偏在化させる EGR ガイドとガイドピストンを考案し, その効果について実機エンジンを用いて調査している. 筒内温度成層化により高負荷 HCCI 運転時の圧力上昇率を低減し, 運転負荷限界が拡大することを示している.

更なる HCCI 運転負荷範囲の拡大を目的に, ブローダウン過給 HCCI エンジンに筒内直接噴射を適用し, 燃料濃度分布が HCCI 運転に与える影響について, 計算と実験の両面から考察している.

第4章 圧縮比がブローダウン過給 HCCI エンジンに与える影響

エンジン圧縮比は, HCCI エンジンの運転負荷範囲及び熱効率に大きな影響を与えることから, ブローダウン過給 HCCI エンジンにとって最適な圧縮比について調査する必要がある. 第3章では, 低負荷から高負荷まで広い運転範囲で, 高効率を維持したまま HCCI 運転を実現することを目的に, 圧縮比の違いが HCCI 運転負荷範囲, 熱効率及び HCCI 燃焼特性に与える影響について調査している. 圧縮比は 12 と 14 の2種類を用いて, 圧縮比が高負荷 HCCI 運転時における圧力上昇率及び高負荷限界, HCCI エンジン性能に与える影響について実験的に調べている. 圧縮比を 12 から 14 へ高圧縮比化することにより, 排気性能や運転可能範囲を損なうことなく, 熱効率を向上できることを示している.

以上の結果を踏まえ, ブローダウン過給システムを搭載した多気筒エンジンを用いて, ブローダウン過給 HCCI エンジンの熱効率及び負荷範囲を定量的に明らかにしている. エンジン回転数 1500rpm, 圧縮比 12 の条件では, スロットル SI に比べ最大で 22% 正味熱効率が向上した. HCCI 高負荷運転限界においては正味熱効率が 17% 向上し, この時正味熱効

率は 36.9%であった。運転負荷範囲は BMEP 70 kPa から BMEP 530 kPa となった。圧縮比 14 では圧縮比 12 に比べ更に 6%以上正味熱効率が向上した。高負荷限界においてはスロットル SI に対し 24%正味熱効率が向上し、正味熱効率は 38.8%となった。運転負荷範囲は BMEP 50 kPa から BMEP 510 kPa となった。

第5章 外部過給を用いたブローダウン過給 HCCI エンジンの性能

第5章では、ブローダウン過給 HCCI エンジンに外部過給機を適用し、過給圧力が運転負荷限界拡大効果及び、HCCI 燃焼特性に与える影響について調査している。外部過給を併用したブローダウン過給エンジンの有効性及び性能評価、課題抽出を行っている。実験結果では、外部過給 BDSC-HCCI エンジンの高負荷限界は従来の自然吸気 SI エンジンの全負荷に匹敵する。また同一負荷で比較した場合には正味熱効率は 12 %以上向上し、正味熱効率は最大 38.1 %に達している。また、高過給条件下において BDSC システムの使用有無で HCCI 燃焼を比較した結果、BDSC システムを用いた HCCI 燃焼の方が、使わなかった場合に比べて圧力上昇率が大きく低減し燃焼が緩慢化し、同一吸気圧力条件においても、BDSC システムの方が高負荷限界を高めることができることを示している。

第6章 結論

第6章では、第2章から第5章までの実験結果について総括を行い、本論文で得られた知見から得られる結論について述べる。

参考文献

- (1) IPCC, 2007: “Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Core Writing Team, Pachauri, R.k and Reisinger, A.]. IPCC, Geneva, Switzerland,
- (2) IEA, 2012, “CO₂ EMISSIONS FROM FUEL COMBUSTION 2012 EDITION”.
- (3) IEA, 2011, “WORLD ENERGY OUTLOOK 2011”.
- (4) GFEI (Global Fuel Economy Initiative), <http://www.globalfueleconomy.org/Pages/Homepage.aspx>
- (5) IEA, 2010, “Technology Roadmap –Fuel Economy of Road Vehicles–”.
- (6) S. Onishi, S. H. Jo, K. Shoda, P. D. Jo and S. Kato, “Active Thermo Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines”, SAE Paper No.790501, (1979).
- (7) M. Noguchi, Y. Tanaka, T. Takano and Y. Takeuchi, “A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion” SAE Paper No. 790840, (1979).
- (8) P. M. Najt and D.E. Foster, “Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion” SAE Paper No.830264, (1983).

- (9) R. H. Thirng, “Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines” SAE Paper No.892068, (1989).
- (10) T. Aoyama, Y. Hattori, J. Mizuta and Y. Sato, “An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine”, SAE Paper No.960081, (1996).
- (11) Y. Ishibashi and M. Asai, “Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion”, SAE Paper No.960742, (1996).
- (12) J. Willand, R. G. Nieberding, G. Vent and C. Enderle, “The Knocking Syndrome – Its Cure and Its Potential”, SAE Paper No.982483, (1998).
- (13) P. Wolters, W. Salber, J. Geiger, M. Duesmann and J. Dilthey, “Controlled Auto Ignition Combustion Process with an Electromechanical Valve Train”, SAE Paper No.2003-01-0032, (2003).
- (14) Y. Urata, et al., “A Study of Gasoline-fuelled HCCI Engine Equipped with an Electromagnetic Valve Train”, SAE International Spring Fuels & Lubricants No.2004-01-1898, (2004).
- (15) Y. Dongbo, et al., “Limitation of Charge Stratification for High Load Extension of HCCI Combustion in a GDI Engine with NVO”, SAE Paper No.2009-01-1343, (2009).
- (16) M. Christensen, B. Johansson, P. Amnéus and F. Mauss, “Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition”, SAE Paper No.980787, (1998),
- (17) J. O. Olsson, P. Tunestål, J. Ulfvik and B. Johansson, “The Effect of Cooled EGR on Emissions and Performance of Turbocharged HCCI Engine”, SAE Paper No.2003-01-0743, (2003).
- (18) J. Hyvönen, G. Haraldsson and B. Johansson, “Supercharging HCCI to extend the operating range in a Multi-Cylinder VCR-HCCI engine”, SAE Paper No.2003-01-3214, (2003).
- (19) R. Scaringe, C. B. Wildman and W. Cheng, “On the High Load Limit of Boosted Gasoline HCCI Engine Operating in NVO Mode”, SAE Paper No. 2010-01-0162, (2010).
- (20) J. E. Dec and Y. Yang, “Boosted HCCI for High Power without Engine Knock and with Ultra-Low NO_x Emissions – using Conventional Gasoline”, SAE Paper No. 2010-01-1086, (2010).
- (21) M. Mehl, W. Pitz, M. Sarathy, Y. Yang and J. Dec, “Detailed Kinetic Modeling of Conventional Gasoline at Highly Boosted Conditions and the Associated Intermediate Temperature Heat Release”, SAE Paper No. 2012-01-1109, (2012).
- (22) T. Johansson, B. Johansson, P. Tunestål and H. Aulin, “HCCI Operating Range in a Turbo-charged Multi Cylinder Engine with VVT and Spray-Guided DI”, SAE Paper No. 2009-01-0494, (2009).
- (23) A. Kulzer, T. Nier and R. Karrelmeyer, “A Thermodynamic Study on Boosted HCCI: Experimental Results”, SAE Paper No. 2011-01-0905, (2011).
- (24) M. Sjöberg, J. E. Dec, A. Babajimopoulos and D. Assanis, “Comparing Enhanced Natural Thermal Stratification Against Retarded Combustion Phasing for Smoothing of HCCI Heat-Release Rates”, SAE Paper No. 2004-01-2994, (2004).
- (25) M. Sjöberg, J. E. Dec and N. P. Cernansky, “Potential of Thermal Stratification and Combustion Retard for Reducing Pressure-Rise Rates in HCCI Engines, Based on Multi-Zone Modeling and Experiments”, SAE Paper No. 2005-01-0113, (2005).

- (26) K. Kumano and N. Iida, “Analysis of the Effect of Charge Inhomogeneity on HCCI Combustion by Chemiluminescence Measurement”, SAE Paper No.2004-01-1902, (2004).
- (27) 内木武虎, 飯田訓正, ”化学発光計測を用いた不均質給気が HCCI 燃焼過程に及ぼす影響”, 第 21 回内燃機関シンポジウム講演論文集 A4-3, (2010).
- (28) 都留史嗣, 尾崎恭平, 鄭棟元, 飯田訓正, ”HCCI 燃焼における燃料濃度の不均質性が局所の発光強度履歴に及ぼす影響”, 第 23 回内燃機関シンポジウム講演論文集 B2-03, (2012).
- (29) 伊藤星太, 鄭棟元, 池田宏樹, 飯田訓正, ”HCCI 機関における燃焼時の圧力上昇率低減手法としての相乗吸気の効果”, 2013 年度自動車技術会春季大会 学術講演会前刷集 No. 428-20135334, (2013.)
- (30) T. Urushihara, K. Yamaguchi, K. Yashizawa and T. Itoh, “A Study of a Gasoline-fueled Compression Ignition Engine ~ Expansion of HCCI Operation Range Using SI Combustion Ignition ~”, SAE Paper No. 2005-01-0180, (2005).
- (31) H. Yun, N. Wermuth and P. Najt, “Extending the High Load Operating Limit of a Naturally-Aspirated Gasoline HCCI Combustion Engine”, SAE Paper No. 2010-01-0847, (2010).
- (32) T. Urushihara, K. Hiraya, A. Kakuhou and T. Itoh, “Expansion of HCCI Operating Region by the Combination of Direct Fuel Injection, Negative Valve Overlap and Internal Fuel Reformation” SAE Paper No. 2003-01-0749, (2003).
- (33) R. P. Fitzgerald and R. Steeper, “Thermal and Chemical Effects of NVO Fuel Injection on HCCI Combustion”, SAE Paper No. 2010-01-0164, (2004).
- (34) M. Christensen, A. Hultqvist and B. Johansson, “Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio”, SAE Paper No. 1999-01-3679, (1999).
- (35) T. Urushihara, K. Hiraya, A. Kakuhou and T. Itoh, “PARAMETRIC STUDY OF GASOLINE HCCI WITH VARIOUS COMPRESSION RATIOS, INTAKE PRESSURES AND TEMPERATURES”, A New Generation of Engine Processes for the Future, pp.77-84, (2001).
- (36) J. O. Olsson, P. Tunestål, B. Johansson, S. Fiveland, R. Agama, M. Willi and D. Assanis, “Compression Ratio Influence on Maximum Load of a Natural Gas Fueled HCCI Engine”, SAE Paper No. 2002-01-0111, (2002).
- (37) J Hyvönen, G. Haraldsson and B. Johansson, “Operating range in a Multi Cylinder HCCI engine using Variable Compression Ratio”, SAE Paper No. 2003-01-1829, (2003).
- (38) R. H. Stanglmaier, T. W. Ryan III and J. S. Souder, “HCCI Operation of a Dual-Fuel Natural Gas Engine for Improved Fuel Efficiency and Ultra-Low NOx Emissions at Low to Moderate Engine Loads”, SAE Paper No. 2001-01-1897, (2001).
- (39) J. Kaddatz, M. Andrie, R. Reitz and S. Kokjohn, “Light-Duty Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion Using a Cetane Improver”, SAE Paper No. 2012-01-1110, (2012).
- (40) G. Shibata, K. Oyama, T. Urushihara and T. Nakano, “Correlation of Low Temperature Heat Release With Fuel Composition and HCCI Engine Combustion”, SAE Paper No. 2005-01-0138,

(2005).

(41) 光法高史, 養祖隆, 藤川竜也, 田中重行, 草鹿仁, ”各種炭化水素が HCCI 燃焼に及ぼす影響”, 第 21 回内燃機関シンポジウム講演論文集 pp.75-80, (2011).

(42) 木村優介, 江口貴啓, 松澤聡, 金野満, ”HCCI 運転限界に及ぼす燃料の酸化特性の影響”, 第 22 回内燃機関シンポジウム No. 20117051, (2011).

(43) H. Yun, J. M. Kang, M. F. Chang and P. Najt, “Improvement on Cylinder-to-Cylinder Variation Using a Cylinder Balancing Control Strategy in Gasoline HCCI Engines”, SAE Paper No. 2010-01-0848, (2010).

(44) E. Hellström, A. Stefanopoulou, J. Vavra, A. Babajimopoulos, D. Assanis, L. Jiang and H. Yilmaz, “Understanding the Dynamic Evolution of Cyclic Variability at the Operating Limits of HCCI Engines with Negative Valve Overlap”, SAE Paper No. 2012-01-1106, (2012).

(45) 金子誠, 森川弘二, 伊藤仁, 最首陽平, ”予混合圧縮着火ガソリン機関の研究 (第二報)” 自動車技術会論文集, No. 20024179, (2002).

(46) C. Wilhelmsson, A. Vressner, P. Tunestål, B. Johansson, G. Särner and M. Aldén, “Combustion Chamber Wall Temperature Measurement and Modeling During Transient HCCI Operation”, SAE Paper No. 2005-01-3731, (2005).

(47) K. Chang, A. Babajimopoulos, G. A. Lavoie, Z. S. Filipi and D. N. Assanis, “Analysis of Load and Speed Transitions in an HCCI Engine Using 1-D Cycle simulation and Thermal Networks”, SAE Paper No. 2006-01-1087, (2006).

(48) K. Chang, G. A. Lavoie, A. Babajimopoulos, Z. S. Filipi and D. N. Assanis, “Control of a Multi-Cylinder HCCI Engine During Transient Operation by Modulating Residual Gas Fraction to Compensate for Wall Temperature Effects”, SAE Paper No. 2007-01-0204, (2007).

(49) A. Cairns and H. Blaxill, “The Effects of Combined Internal and External Exhaust Gas Recirculation on Gasoline Controlled Auto-Ignition”, SAE Paper No. 2005-01-0133, (2005).

(50) A. Fuerhapter, E. Unger, W. F. Piock and G. K. Fraidl, “The new AVL CSI Engine – HCCI Operation on a Multi Cylinder Gasoline Engine”, SAE Paper No. 2004-01-0551, (2004).

(51) T. Nier, A. Kulzer and R. Karrelmeyer, “Analysis of the Combustion Mode Switch Between SI and Gasoline HCCI”, SAE Paper No. 2012-01-1105, (2012).

第2章 ブローダウン過給システムによる予混合圧縮自己着火運転

2.1 はじめに

ガソリン予混合圧縮自己着火エンジンは、ディーゼルエンジンに匹敵する低い燃料消費率と NOx, PM 排出量の大幅な削減の両立が可能であるため、実用化を目指した研究が広く行われている。HCCI 燃焼は火炎伝播燃焼の希薄可燃限界よりも希薄な混合気での燃焼を可能とし、且つ燃焼室内の混合気が同時的に自己着火しバルク燃焼するため燃焼期間が短いことから、HCCI 燃焼をエンジンに適用することで高熱効率を実現できる。実用化に際して重要な課題の一つが、HCCI 運転負荷範囲の高負荷限界を常用負荷範囲まで拡大することである。HCCI 運転時の自己着火時期及び燃焼速度は、筒内混合気の燃料濃度や温度、圧力、不活性物質濃度等に依存する化学反応によって決定される。希薄条件下において燃料濃度を増加するに伴い混合気の反応速度が速まる。急峻な HCCI 燃焼による圧力上昇から生じる圧力波はエンジン騒音を引き起こし、過度な圧力上昇率はノッキング現象を伴いエンジン損傷を招くことが報告されている⁽¹⁾。また、混合気の燃料濃度の増加に伴い燃焼温度も高まり、燃焼最高温度が 1800 K~2000 K 以上になると燃焼ガスの熱乖離反応や NOx 生成量が急激に増加する。従って、HCCI 燃焼を実用エンジンに適用できる高負荷限界は、筒内の作動ガス量に大きく依存している。本章ではガソリン HCCI エンジンの高負荷 HCCI 運転限界の拡大を目標に、他気筒からの排気ブローダウン圧力波を利用して、新気を充填した後に既燃ガスをシリンダ内に高圧で再導入するブローダウン過給(BDSC)システム提案し、従来よりも作動ガス量を増大させて高い負荷で HCCI 運転を実現することを試みる。

2.2 ブローダウン過給システム

排気ブローダウン圧力波を利用して大量の既燃ガスによる過給を外部過給機無しで実現できるブローダウン過給システムを提案する。排気ブローダウン過給(BDSC)システムの概要図を図 2.1 に示す。本システムは、共同研究者の畑村氏により提案、設計された⁽²⁾⁽³⁾。図 2.1(左)のように本研究には直列 4 気筒エンジンを使用し、1 番気筒と 4 番気筒、2 番気筒と 3 番気筒の排気管が連結した排気系を採用している。直列 4 気筒エンジンは燃焼の順序が 1-3-4-2 気筒であり、1 番気筒と 4 番気筒、または 2 番気筒と 3 番気筒がそれぞれ 360 °CA の位相差を持つ。図 2.1(右)は 4 番気筒と 1 番気筒のそれぞれのバルブタイミングに着目して表わしている。図に示すように、それぞれの気筒において通常の吸排気のバルブ開閉に加えて、吸気行程後期から圧縮行程初期にかけて排気バルブを再開することが本システム最大の特徴である。本システムは前章で紹介した HCCI 運転の実現手法の排気再吸入方式

に分類することができるが、大きく異なる点がEGR再吸入用の排気バルブ開閉時期にある。1番気筒において膨張行程後に排気バルブが開いた瞬間に、筒内の高温高压な燃焼ガスが勢いよく排気ポートへ排出される。これはブローダウン圧力波と呼ばれ、このブローダウン圧力波が連結された排気管内を伝播し4番気筒の排気ポートへ到達した時期に合わせ、4番気筒の排気バルブを再開し既燃ガスを筒内に再導入する。BDSCシステムではこのブローダウン圧力波を利用することで、前サイクルの既燃ガスを効率的に筒内に再導入することができる。また排気管内の平均圧力を排気管下流に設置した排気スロットルにより調整することで、再導入される既燃ガスの量をコントロールすることが出来る。図2.2に使用している排気管を示す。この排気管の形状については、1次元吸排気シミュレーション(GT-Power)によるシミュレーション結果により決定している。

このシステムでは、NVO方式によるHCCI運転とは異なり、新気を吸気した後にEGRをブローダウン圧力波によって過給導入するため、新気の充填効率を損なうことなくEGRを導入出来る。つまりNVOに比べ作動ガス量を増やすことで、圧力上昇率やNO_x排出量の低減を図り、HCCI運転限界拡大を狙ったシステムである。また本システムの利点として、バルブタイミングがNVOのそれに比べ、よりSI運転時のバルブタイミングに近いことが挙げられる。

HCCI燃焼は燃焼開始のトリガが化学反応に依存していることから、HCCI運転負荷を変化させるには同時に新気とEGR量を最適に制御する必要がある。BDSCシステムでは目標負荷に応じて吸気リフトとEGR導入リフトを変化させたカムを使用した(図2.3参照)。目標負荷が高いほど吸気リフトが大きく、EGRリフトが小さい。各カムの吸排気弁の開閉時期とリフト量は、適切な時期に着火して、且つ燃焼温度が最も低くなるよう、GT-Powerと最適化ソフト(mode-FRONTIER)により最適化している⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。

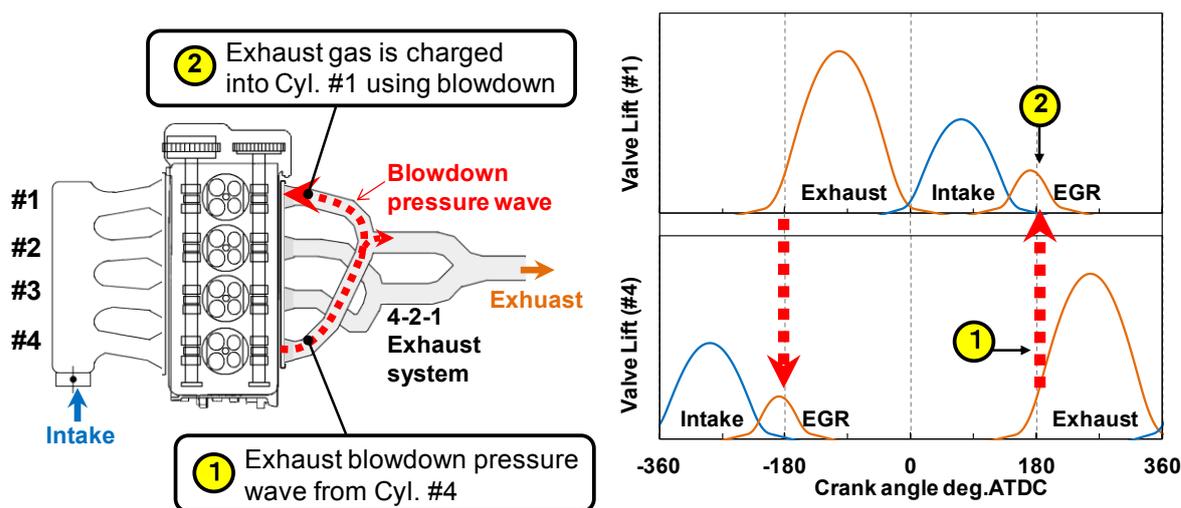


Figure 2.1 Blow-down SuperCharge system



Figure2.2 Exhaust manifold for BDSC-HCCI engine

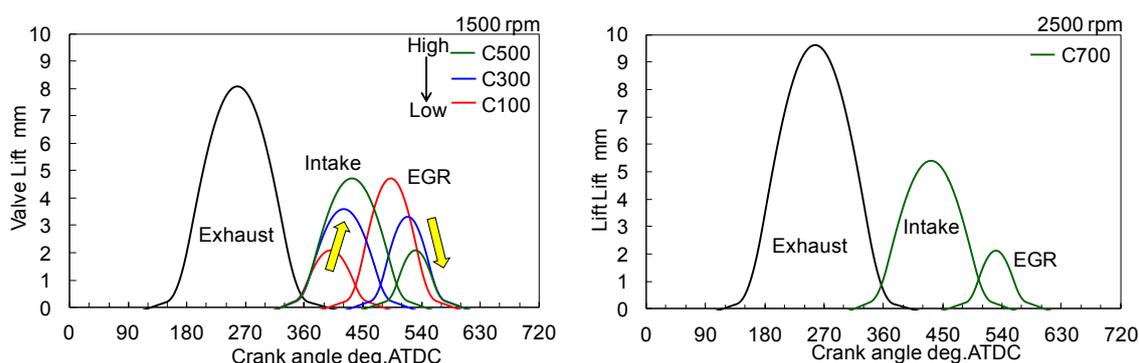


Figure2.3 Valve lift timing for BDSC system,
left: 1500rpm and right: 2500 rpm

2. 3 試験装置及び計測システム

(1) 試験エンジン

実験には直列4気筒ガソリン機関を用いた. 表 2.1 にエンジンの緒元と主な実験条件をまとめる. また計測システムの構成図を図 2.4 に示す. 試験エンジン回転数は 1500rpm と 2500rpm の 2 条件を実験した. 燃料の供給はポート噴射により行い, この時の燃料噴射時期は噴射終了時期(EOI)10deg.BTDC 一定とした. バルブ駆動には固定のカムシャフトを用いて行い, カムシャフトを交換することでバルブタイミングを変化させた. 各バルブタイミングを表 2.2 にまとめる. また EGR 再吸入用の排気バルブ開閉(EGR)は ON/OFF 制御でき, 従来 SI 運転と HCCI 運転の切り替えを可能にしている. 本研究では, 1 番, 4 番の 2 気筒のみを使用して実験を行った. 2 番, 3 番気筒についてはバルブ駆動を停止してある. 筒内の圧力はピエゾ式圧力変換器(Kistler6052c, 6117)により計測した. 4 番気筒の吸気ポート入口部と排気ポート出口部にピエゾレジスタティブ圧力変換器(Kistler4005A)を取り付け, 吸排気の圧力脈動を測定した. また, 排気管にスロットルバルブを設置し, スロットル角度によって排気の平均圧力を制御した.

排気成分の計測に関しては, フーリエ変換赤外分光 (FTIR) 装置 (HORIBA MEXA-6000FT) と加熱型水素炎イオン化検出 (HFID) 装置 (HORIBA MEXA-1170HFID) に

より計測した。THCの排出量は、すべての場合でメタン換算での濃度として計測した。ススの計測を光透過度測定装置(HORIBA MEXA-130S)により行った。

なお、各実験項目の中で異なるエンジン諸元や実験条件を用いた場合は、適宜各章内で示すこととする。

Table 2.1 Engine specifications and test conditions

| | | | |
|------------------------|--------------------|---------------------------|-------------------|
| Engine type | Inline 4 cylinder | Coolant water temperature | 358K / 378K ± 2K |
| Bore x Stroke | 86mm x 86mm | Engine speed | 1500 / 2500 rpm |
| Connecting rod length | 139mm | Fuel | Gasoline (91 RON) |
| Displacement | 499.6cc/cyl. | Fuel supply | Port Injection |
| Compression ratio | 11.4 / 11.6 / 11.7 | Fuel injection pressure | 350kPa (gauge) |
| Intake air temperature | 298K ± 1K | Valve actuation | Fixed cam shaft |
| Intake air humidity | 50% ± 2% | | |

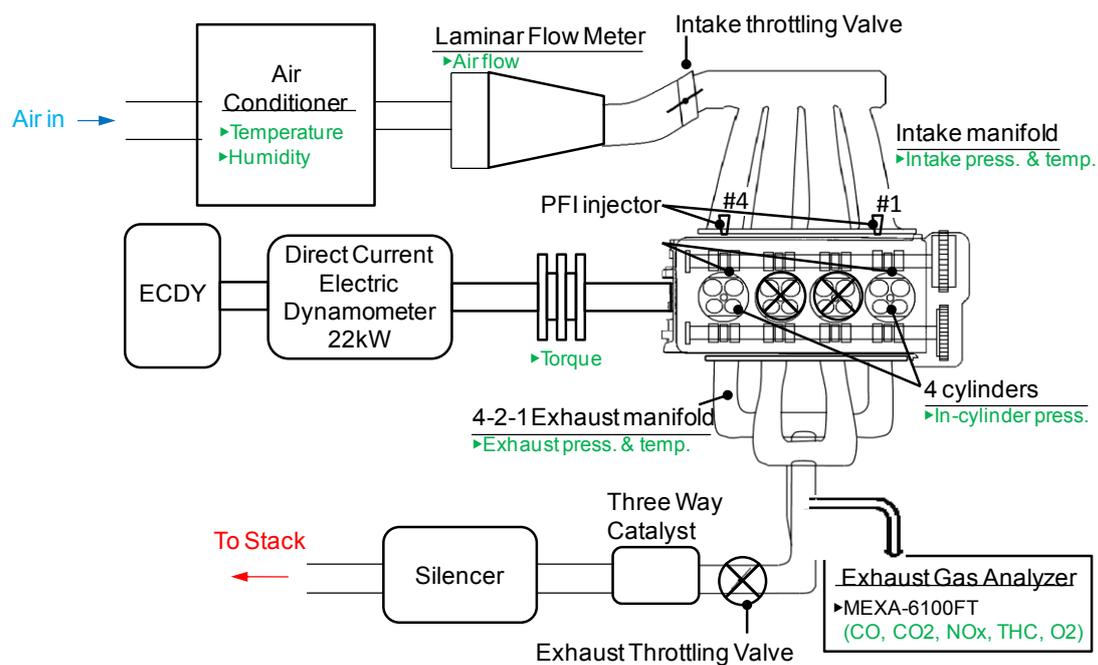


Figure2.4 Experimental set up and measurement system

Table 2.2 Valve lift timing for BDSC system

| | C100 (low load) | C300(middle load) | C500(high load) |
|---------|-----------------|-------------------|-----------------|
| IVO | 341 | 341 | 341 |
| IVC | 462 | 501 | 525 |
| EVO | 141 | 141 | 141 |
| EVC | 373 | 373 | 373 |
| EGR -VO | 421 | 460 | 484 |
| EGR-VC | 566 | 578 | 578 |

(2) データ解析

本章では4気筒中1気筒(4番気筒)に着目して考察を加えることとする。筒内圧力はピエゾ式圧力変換器(Kistler6052c)により 1° CA 毎にサンプリングした。得られた筒内圧力計測値は、吸気行程で同時に計測した吸気圧力と一致するように絶対圧力調整した。しかし、高温によるセンサの温度ドリフトを考慮し、1次元吸排気モデルである GT-Power で作成した TPA(Three Pressure Analysis)モデルにより細かな圧力シフトを筒内圧力、排気圧力に対して行った。クランク軸の角度は、光量検出型のクランク角エンコーダ(小野測器,PP-932)により検出した。クランク角とピストンの位置を詳細に決定する(特にピストン上死点)ことは、エンジンの圧力解析にとって非常に重要であるため、本研究では 1500rpm 時にモータリング圧力+ 0.92° CA を上死点とした。以上より得られた筒内圧力データより、図示平均有効圧(IMEP)や熱発生量、燃焼質量割合を解析し、エンジンの性能や燃焼状態を考察した。

また本研究での HCCI 運転成立条件を以下のように定義する。

- ・筒内圧力上昇率最大値($dP/d\theta_{max}$) ≤ 400 kPa/deg.CA
- ・図示平均有効圧(IMEP)の変動率(COV of IMEP) $\leq 5\%$
- ・NO_x 排出量(ISNO_x) ≤ 0.1 g/kWh

高負荷 HCCI 運転条件におけるエンジン騒音もしくはノッキング強度を表わす指標として筒内圧力上昇率の最大値を用い、最大圧力上昇率が 400 kPa/deg.CA 以下での運転を HCCI 運転成立条件の一つとして定義した。燃焼安定性を表わす指標として筒内圧力より得られた図示平均有効圧の変動率を用いて評価した。図示平均有効圧の変動率上限は 5%以内と設定した。また高負荷 HCCI 運転時の NO_x の排出量は単位出力あたり 0.1 g/kWh 以下となる条件を HCCI 運転成立条件として定義した。

2. 4 ブローダウン過給 HCCI エンジンの基本性能

2. 4. 1 BDSC システムによる EGR 過給効果

ブローダウン過給システムは従来の NVO 方式に比べ新気をより多く吸気し作動ガス量を増やすことが出来ると考えられる。図 2.5 は BDSC システムによる HCCI 運転時の 4 番気筒の筒内圧力及び吸排気管内の圧力履歴を示している。横軸はクランク角を示しており、圧縮上死点を 0 としてそれよりも遅角側を“+”にとって表現している。カムは高負荷を狙った C500 カムを使用し、エンジン速度 1500 rpm の条件における結果である。比較のために、EGR 導入を行わない火花点火運転(SI(w/o EGR))の圧力履歴も同時に示す。本システムの特徴である 360 °CA 位相が異なる対気筒(この場合 1 番気筒)の排気ブローダウン圧力波により吸気下死点で排気管内圧力が上昇している。この時期に合わせて排気バルブを開けることで HCCI 運転に必要な既燃ガスを筒内に再導入している。図 2.5 より、対気筒のブローダウン圧力波に併せて排気バルブを吸気行程に開けることで筒内圧力が EGR バルブ閉時期においては 160kPa 程度まで上昇しており、EGR 導入をしない場合に比べ筒内作動ガスが過給されていることが分かる。排気の平均圧力を、排気スロットルを絞ることで 130 kPa まで高めていることから、残りの 30 kPa 程度が排気ブローダウンによる EGR 過給効果となる。特殊な排気管形状を採用することで、ブローダウン圧力波の振幅を大きくしている。この過給効果を見積もると、下死点において筒内圧力が 150 kPa である場合と同等の効果であることから、従来方法に比べ作動ガス量を大幅に増加できることが示された。図 2.6 に TPA により筒内の混合気温度及び混合気質量の履歴を予測した結果を示す。図 2.5 と同様に、比較のため EGR を再導入しない火花点火運転時の結果についても併せて示す。ブローダウン EGR 過給により、SI 運転に比べ筒内混合気平均温度がおおよそ 100 K 程度上昇している。これにより圧縮上死点にはおおよそ 1000 K 程度となり、ガソリン混合気の自己着火温度に達している。また混合気質量も SI 運転に比べ 20 %増加している。混合気の質量増加によって熱容量が増大し、高負荷 HCCI 運転時の圧力上昇率を低減できると考えられる。

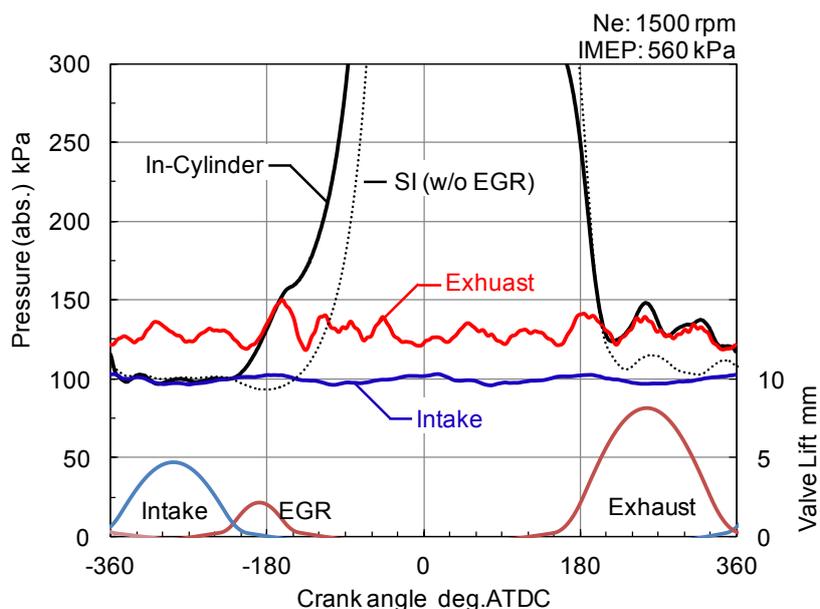


Figure 2.5 Cylinder pressure, Exhaust pressure, Intake pressure and valve lift of BDSC HCCI operation

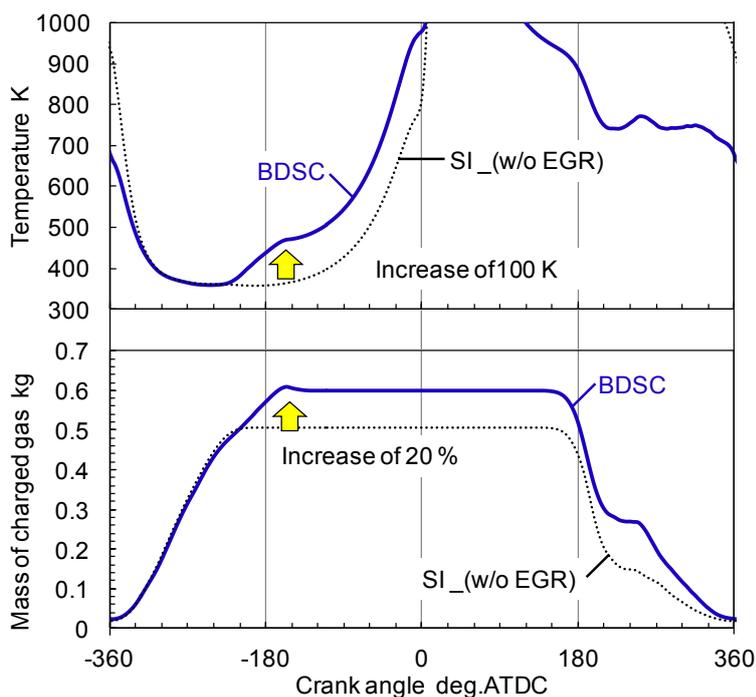


Figure 2.6 Calculated in-cylinder temperature and mass of charged gas

図 2.6 の運転条件では、排気管内の平均圧力を高めて HCCI 運転を行っている。ブローダウン過給システムにおいて平均排気圧力を高めることで、高めない場合に比べ作動ガスを増加することができる。図 2.7 は、平均排気圧力が総作動ガス質量に与える影響について示している。横軸は新気の吸気質量を示し、縦軸はそれぞれ総作動ガス質量とポンプ損失平均有効圧(PMEP: Pumping loss Mean Effective Pressure)を示している。また比較の

ため、EGR 導入を行わない火花点火運転時における結果についても同時に示す。まず上図の総作動ガス質量の結果について着目する。火花点火運転とブローダウン過給 HCCI 運転の総作動ガス質量は、EGR ガスの再導入によって大きく両者に大きな差がある。ブローダウン過給 HCCI 運転の Pex 125 kPa と Pex 130 kPa の結果を比較すると、平均排気圧力が高い Pex 130 kPa の方が総作動ガス質量は多い。ブローダウン過給システムでは、排気平均圧力を高めることで作動ガス質量を増加することができ、この時吸入空気量に与える影響は小さいことが分かる。一方、平均排気圧力を高めることによって排気行程中の筒内圧力が高くなり、サイクルにおけるポンプ損失が増加する。筒内の総作動ガス質量を高めれば高めるほど、投入できる燃料量を増加することができるが、平均排気圧力の上昇に伴うポンプ損失の増加によって、サイクルが生み出す仕事量は減少するため、総作動ガス質量と熱効率がバランスする運転条件が存在することとなる。また平均排気圧力を高めることによって再導入される高温の EGR ガス量が増加することで筒内混合気温度が上昇するため、燃焼が過度に進角し圧力上昇率が增大する。HCCI 運転においては、新気吸入空気量と投入燃料量、再導入 EGR ガスの 3 つのパラメータによって HCCI 燃焼が決定づけられる。

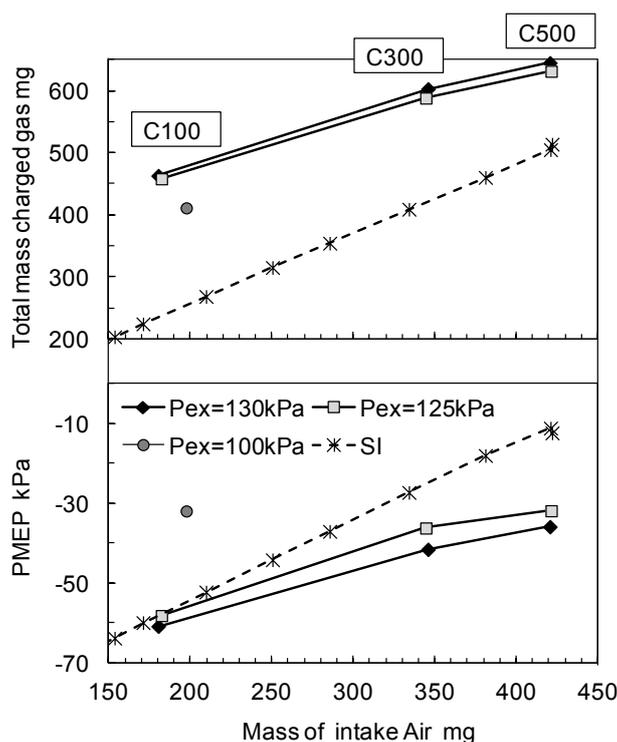


Figure 2.7 Effect of increasing exhaust pressure on total charged gas and PMEP (1500rpm)

2. 4. 2 予混合圧縮自己着火エンジンの基本特性

次にブローダウン過給 HCCI エンジンにおける基本的な HCCI 燃焼の特性についてまとめる。図 2.8 と図 2.9 に、バルブタイミング(C300)で排気管の平均圧力(Pex 130 kPa)一定とし投入燃料量を 12.5 mg から 14.3 mg の範囲で変化させた場合(a)と、投入燃料

(13.4mg/cycle)を一定とし排気管の平均圧力を P_{ex} 124 kPa から 130 kPa まで変化させて再導入 EGR ガス量を調節した場合(b)のそれぞれについて、HCCI 燃焼の熱発生率と燃焼質量割合 50%時のクランク角度(CA50), 最大圧力上昇率($dP/d\theta_{max}$), IMEP の変動率(COV of IMEP)に与える影響を示す. CA50 は燃焼の中心を表わすことから, HCCI 燃焼位相を表わす指標として用いることとする. 燃料量を変化させた場合, 燃料量を増やすとともに熱発生と燃焼の位相(CA50)が進角し, その結果最大圧力上昇率が増加する. 反対に燃料量を減らすことで燃焼の変動(Cov of IMEP)が増大していく. HCCI 燃焼はその自着火時期が混合気の化学反応に依存していることから, 燃料量を増加することで混合気中の燃料濃度が高まり, 反応速度が速まったことに起因している. 燃焼の位相が遅角していく場合, ピストンの下降によりシリンダ容積が減少しておくことで圧力上昇率が低減し, また混合気温度も低下するため燃焼の変動が大きくなる. 一方排気管の平均圧力を変化させた場合でも同様に, 排気圧を高めるに伴い燃焼が進角し, 反対に排気圧の低減に伴い燃焼の変動が増大する. 平均排気圧を高め EGR 導入量を増加した場合, 筒内混合気質量が増加して熱容量は増えるが, その効果以上に筒内温度の上昇による燃焼位相の進角によって圧力上昇率が増大している. HCCI 燃焼を取り扱う場合, HCCI 燃焼の位相がクランク角のどの位置にあるかによって, 燃焼の特性が大きく変化する.

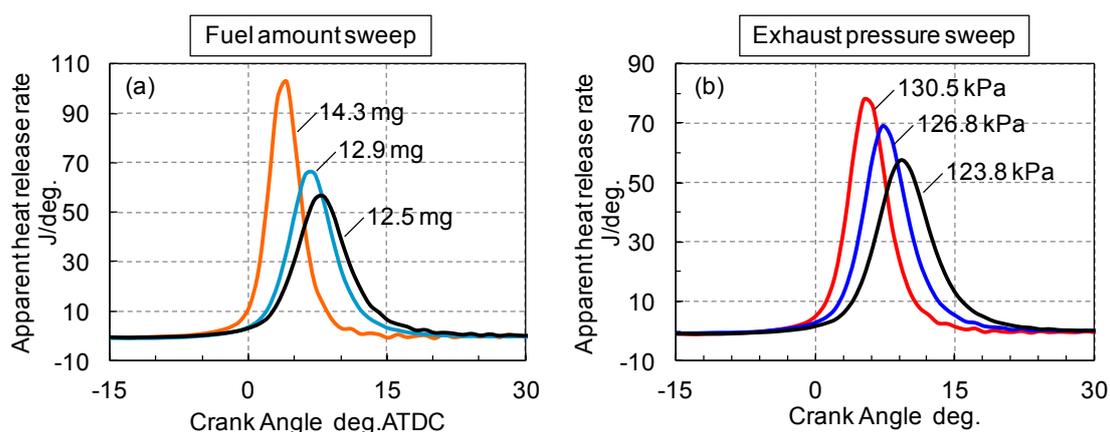


Figure2.8 Effect of fuel amount or exhaust pressure on heat release rate

(a) fueling rate sweep and (b) Exhaust pressure sweep

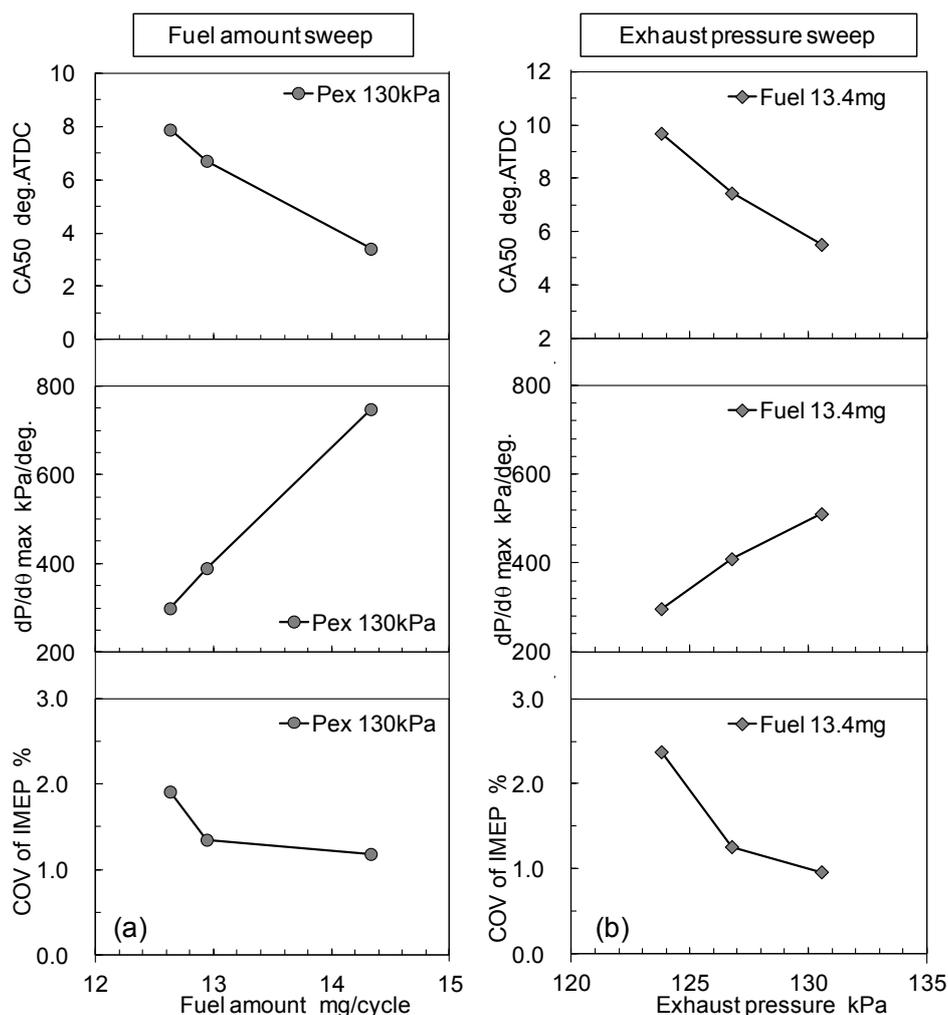


Figure 2.9 CA50, Effect of fuel amount or exhaust pressure on $dP/d\theta_{max}$ and Cov of IMEP at different (a) fueling rate and (b) Exhaust pressure

2. 4. 3 ブローダウン過給システムによる運転負荷範囲拡大

HCCI 運転の高負荷限界を拡大するためには、作動ガス量を増やし熱容量を増加させることが有効であり、ブローダウン過給システムによる作動ガス量の増加効果についてこれまで調査してきた。本節ではブローダウン過給システムによる高負荷 HCCI 運転限界の拡大効果について調査する。結果を図 2.10 に示す。実験では燃料投入量を一定で排気管内の平均圧力を変化させて圧力上昇率と IMEP の変動率及び失火点を求めた。上述したように BDSC システムでは、排気管内の平均圧力を増加すると再導入 EGR ガス量が増加し、筒内の混合気温度が上昇する。燃料投入量を一定とした場合、排気管圧力が高いほど着火時期が早期化し、それに伴い圧力上昇率が增大する。一方で、排気圧力を低下すると着火が遅角化し IMEP の変動率が增大する。つまり図 2.10 において $dP/d\theta_{max}$ が 400kPa/deg.CA となる排気圧力と IMEP の変動率が 5 % となる排気圧力で囲まれた範囲で HCCI 運転の成立条件を満たすことになる。この操作を燃料量をパラメータに繰り返すことで、圧力上昇率限界線と燃焼変動限界線で囲まれた HCCI 運転成立範囲が得られる。そして HCCI 運転

成立範囲の圧力上昇率限界線と失火限界線の交点が高負荷運転限界となる。図中左下の領域は燃焼変動限界及び失火となる領域で、右上の領域はノッキング燃焼による運転不可能領域を示している。C500カムを用いた場合の高負荷 HCCI 運転限界は、IMEP 470 kPa であった。

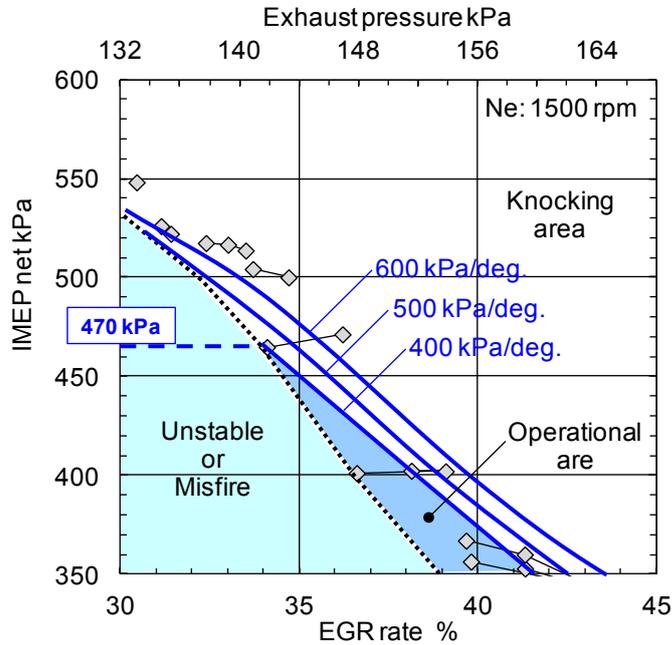


Figure 2.10 Operational high load limit of BDSC-HCCI engine, load versus burned mass fraction, (1500rpm,C500)

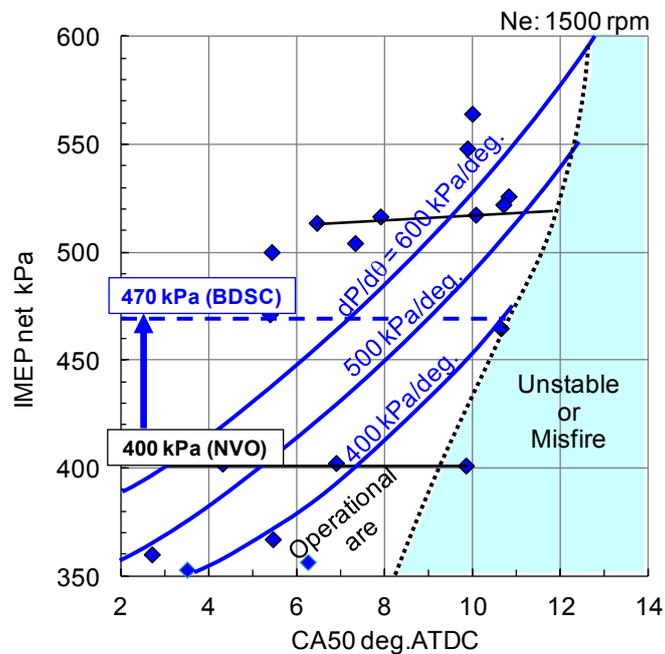


Figure 2.11 Operational high load region of BDSC-HCCI engine, load versus CA50, (1500rpm,C500)

図2.11は図2.10の横軸を燃焼の位相であるCA50に取り直した結果を示している。HCCI燃焼時を特徴づけるためには、燃焼位相CA50による整理が有効である。従来のNVOによるHCCI運転での高負荷運転限界はおよそ400 kPa⁽⁶⁾とされていることから、ブローダウン過給システムによってHCCI高負荷運転限界を18%拡大することができた。

2.5 まとめ

本章では、BDSCシステムの基本的な性能を明らかにすることを目的とし、実験的にHCCI運転性能を調査した。得られた知見を以下にまとめる。

- (1) 対向気筒から発生する排気ブローダウン圧力波に合わせて排気バルブを開けることで、前サイクルの既燃ガスを高圧で導入出来たことを確認した。しかし、今回使用したバルブタイミングではブローダウン圧力波のみのEGR導入ではHCCI運転を実現することが出来ず、排気管の圧力を高めることで再導入EGR量を増やし運転を実現した。しかし、BDSCシステムにおける排気圧力の増加は、排気行程時のポンプ損失の増加につながる。HCCI運転の利点の一つであるリーン燃焼によるポンプ損失低減の効果を相殺してしまうため、排気絞りをいかに低減するかがHCCIエンジン実用化の大きな課題の一つである。
- (2) C500カムを使用して高負荷HCCI限界を計測した結果、IMEP=523kPaでのHCCI運転を実現した。これまでNVOによるHCCI運転では実現出来なかった高負荷運転を実現することが出来た。

参考文献

- (1) J. A. Eng, "Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion", SAE Paper No. 2002-01-2859, (2002).
- (2) K. Hatamura, A Study on HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition) Gasoline Engine Supercharged by Exhaust Blow Down Pressure, JSAE 2005, 20054865
- (3) K. Hatamura, A Study on HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) Gasoline Engine Supercharged by Exhaust Blow Down Pressure, SAE Technical paper, No.2007-01-1873, 2007.
- (4) T. Kuboyama, Y. Moriyoshi, K. Hatamura, T. Yamada, J. Takanashi, "An Experimental Study of a Gasoline HCCI Engine Using the Blow-Down Super Charge System", SAE Paper No.2009-01-0496, (2009).
- (5) Y. Urata, et al., "A Study of Gasoline-fuelled HCCI Engine Equipped with an Electromagnetic Valve Train", SAE International Spring Fuels & Lubricants No.2004-01-1898, (2004).

第3章 筒内混合気の温度及び燃料濃度分布の成層化が予混合圧縮自己着火燃焼に与える影響

3. 1 はじめに

高負荷 HCCI 運転における高い圧力上昇及び最高燃焼温度を低減する方法として、上記で述べた混合気の希釈量を増やすこと以外に、筒内の温度及び燃料濃度の成層化が有効であることが報告されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。筒内に温度や燃料濃度の分布が形成されることで、筒内混合気の微小領域毎の自己着火時期や反応速度が変化し微小領域毎の熱発生に時差が生じる。この熱発生の時差によって筒内混合気全体の熱発生率が緩慢化し、圧力上昇率及び最高燃焼温度が低減される。特に温度分布の成層化が圧力上昇率低減に効果的であることが報告されていたが、筒内に温度分布を形成する実用的な手段が提案されてこなかった。本章の前半では、この筒内の温度分布の成層化に着目し、既燃ガスを筒内に再導入する際の流入挙動を積極的に変化させ、既燃ガスの筒内偏在化によって温度分布形成を試みている。

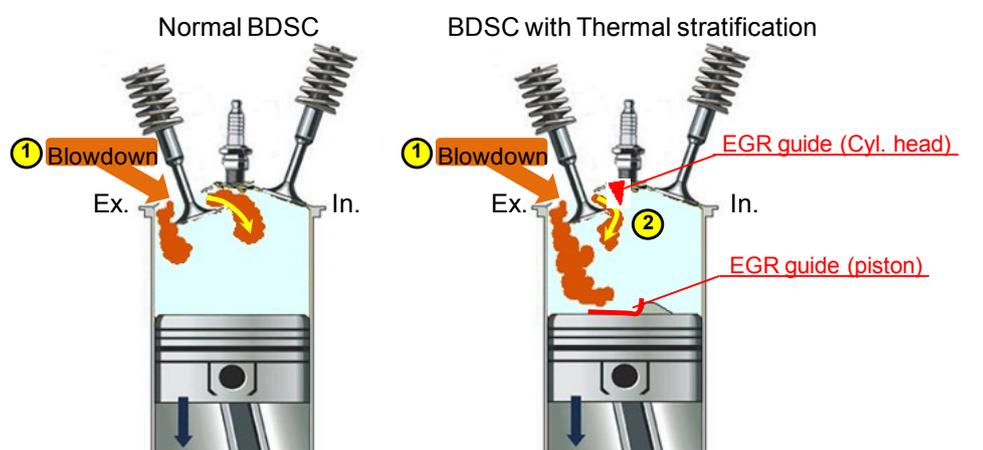
さらに本章後半では、ブローダウン過給 HCCI エンジンに筒内直接噴射を適用し、燃料濃度分布が HCCI 運転に与える影響について、計算と実験の両面から考察する。

3. 2 筒内温度成層化が HCCI 運転性能に与える影響

3. 2. 1 筒内温度成層化の実現手法

更なる高負荷 HCCI 運転を実現するためには、低 NO_x 排出量を維持したまま圧力上昇率を低減する必要がある。圧力上昇率を低減する手法の一つとして筒内温度分布の成層化が有効であることが数値シミュレーションや急速圧縮装置を用いた実験により示されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。しかしながら、これまで実機において積極的に筒内の混合気温度の成層化を実現する実用的な手法が提案されてこなかった。畑村らは BDSC システムにおいて再導入される高温の EGR の流入方向を EGR ガイドによって規定し、筒内温度分布の成層化を実現する機構を提案した⁽⁴⁾⁽⁵⁾。図 3.1 に EGR ガイドを用いた筒内温度成層化の概要について示す。左図は BDSC システムにおける EGR 再導入時のシリンダの様子内の描画を示している。高温の EGR ガスが排気バルブから再導入され、筒内の温度を高めている。ここで右図の描画で示すように、2 種類のガイドによって再導入される高温の EGR の流入時に新気との混合を抑制し、EGR ガスを燃焼室内の排気側に偏在させて温度分布を形成する。このような EGR の流動を実現するために、以前の研究において、2 種類の EGR ガイドを設置する位置や形状について 3D-流体計算(CFD: Computational fluid dynamics)を用いて最適化して

いる⁶⁾。図 3.2 に、シミュレーションによって最適化した 2 種類の EGR ガイドについて示す。左図の排気バルブ周縁に設置された EGR ガイドは、EGR が再導入する際に、燃焼室中央側の排気バルブから流入する EGR ガスが対流によって吸気側へ抜けることを抑制している。排気バルブの燃焼室中央側の半周に壁があることで、再導入 EGR ガスが排気側のシリンダ壁方向に巻いていく流れを形成する。また排気側のシリンダライナーに沿って流入する EGR がピストンヘッドまで到達したときに、吸気側へ流れるのを抑制するために、右図で示すようなピストントップ形状にも EGR ガイドを取り付けている。即ち、この 2 種類の EGR ガイドの効果によって、排気管内と筒内の圧力差によって流入する高温な既燃ガスの対流による吸気側への輸送を抑え、燃焼室内の排気側に高温の EGR ガスが偏って存在することで、筒内に大きな温度分布が形成される。図 3.3 に、EGR ガイド有無による筒内温度分布の違いについての 3D-CFD 計算結果を示す。シリンダ内の混合気を、高温から低温まで等質量で 5 分割し、最も温度が低い領域を除いた 4 領域の温度差は約 60 K 程度である。



- ① Recharging EGR gas using blowdown pressure wave
- ② Mixing between the fresh air- fuel mixture and high temperature EGR gas is controlled by using two kind of EGR guides.

Figure 3.1 Outline of thermal stratification

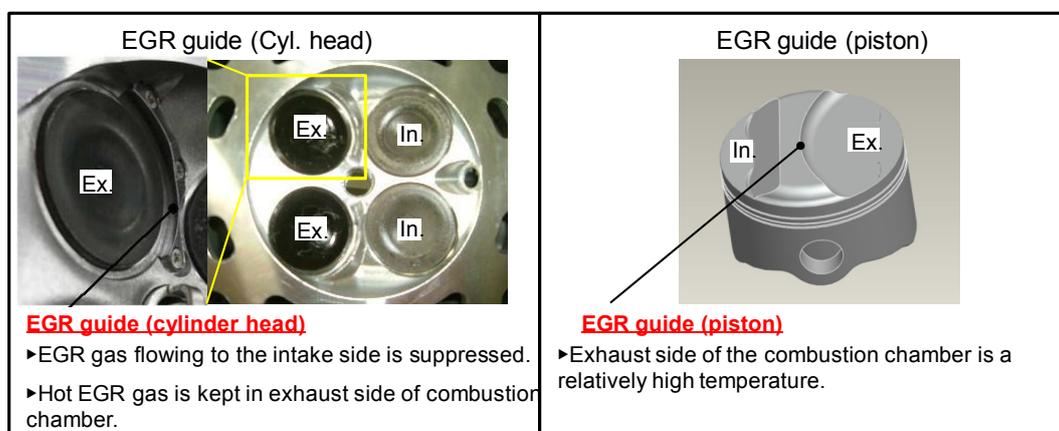


Figure 3.2 EGR guide geometry,

left: EGR guide on the exhaust port, right: EGR guide piston

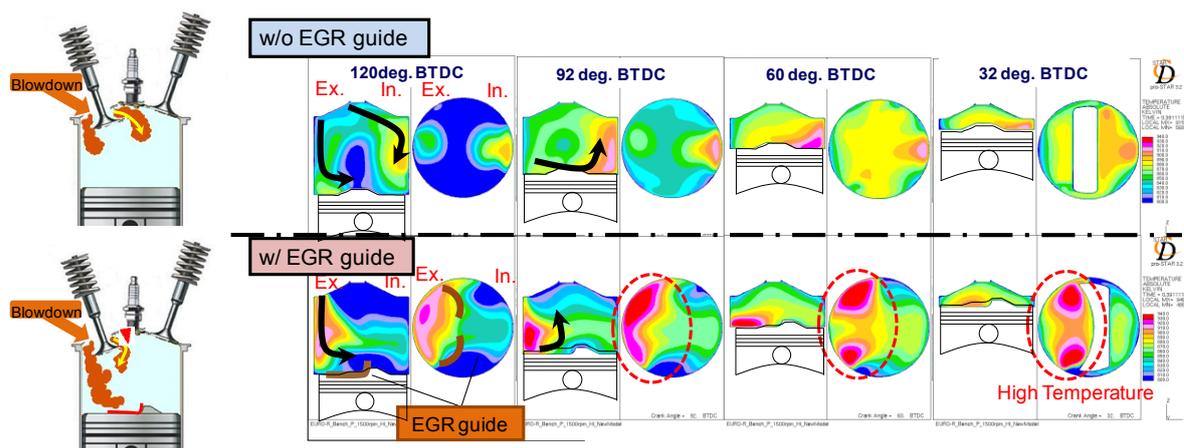


Figure 3.3 Comparison of spatial distribution of in-cylinder temperature

図 3.4 は、筒内混合気の温度分布による圧力上昇率低減効果の数値計算結果を示している。混合気の温度差を 20 K (± 10 K) 設けても、温度均一に比べ 2 % と圧力上昇率はほとんど低下しないが、40 K とした場合には 33% 低減できるとしている。図 3.3 の 3D 流動計算の結果では温度差は約 60 K であることから、圧力上昇率を大きく低減できる可能性がある。次節では、3D 流動計算によって最適化した 2 種類の EGR ガイドを取り付けた実機エンジンによる HCCI 運転を行い、筒内温度成層化が HCCI 燃焼の圧力上昇率に与える影響について調査する。

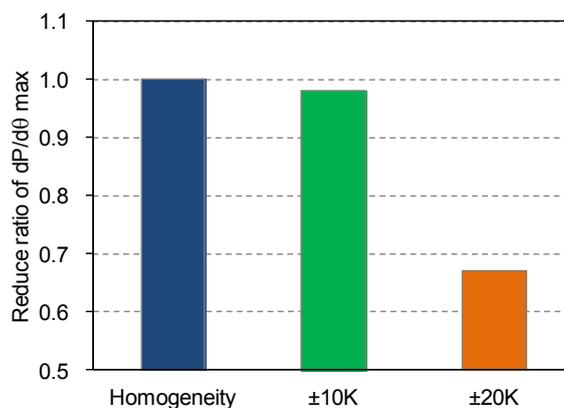


Figure 3.4 reduced ratio of mean pressure rise rate for homogeneity

3. 2. 2 実験装置及び実験方法

実験には、前節で用いたエンジンと同じ直列 4 気筒ガソリンエンジンを用いた。エンジン回転数は 1500 rpm と 2500 rpm とした。表 3.1 に主なエンジン諸元と実験条件を示す。計測システムについては前章の図 2.4 と同様である。実験では 1 番、4 番の 2 気筒のみを使用して行った。2 番、3 番機構についてはバルブ駆動を停止してある。実験結果で示す指圧データは 4 番気筒の結果である。また、排気管にスロットルバルブを設置し、スロットル開

度によって排気の平均圧力を制御した。筒内ガス温度については、1次元吸排気シミュレーション(GT-Power)を用いて求めた。排気成分の計測に関しては、フーリエ変換赤外分光 (FTIR)装置(HORIBA MEXA-6000FT)と加熱型水素炎イオン化検出(HFID)装置(HORIBA MEXA-1170HFID)により計測した。実験で使用したバルブリフトタイミングは、吸気リフト量が異なる2種類のC100とC500を用いた。

Table 3.1 Engine specifications and test conditions

| | |
|---------------------------------|--------------------|
| Engine type | Inline 4 cylinders |
| Bore × Stroke | 86mm × 86mm |
| Compression ratio | 11.7 |
| Intake air temperature | 25 °C ±1 |
| Intake air humidity | 50 % ±2 |
| Engine speed | 1500 rpm 2500rpm |
| Fuel | Gasoline (RON90) |
| Fuel supply | Port injection |
| Fuel injection pressure (gauge) | 350 kPa |

3. 2. 3 燃焼室形状の検討

再導入既燃ガスの流動を制御する EGR ガイド及びガイドピストンの形状によって、筒内温度成層度は大きく影響する。本節以降では 3D 流動計算によって最適化した EGR ガイド及びガイドピストンの形状を基に、ガイド形状が HCCI 運転時の圧力上昇率に与える影響について実機エンジンを用いて調査する。本研究では排気バルブ周縁の EGR ガイド高さ、ピストンヘッドのガイド形状について調査している。実験に用いたエンジンの諸元や実験条件は前節と同様である。

(1)EGR ガイドの高さによる影響

EGR ガイドの高さが高負荷 HCCI 運転時の圧力上昇率に与える影響について調べる。図 3.5 は排気バルブ付近の筒内燃焼室断面図及び EGR ガイドを示している。排気バルブ周縁のシリンダ中心側に設置された EGR ガイドは、再導入既燃ガスの流入方向をシリンダ内側へ偏向する役割があり、ガイドの高さは流入方向を決定づける重要な形状パラメータである。実験では、図 3.4 中の左図に示すように、EGR ガイド高さを 0, 3, 4 mm と変化させて、HCCI 運転時の圧力上昇率に与える影響について調べた。EGR ガイドは燃焼室にネジで固定し、ガイド交換することでガイド高さを変更した。

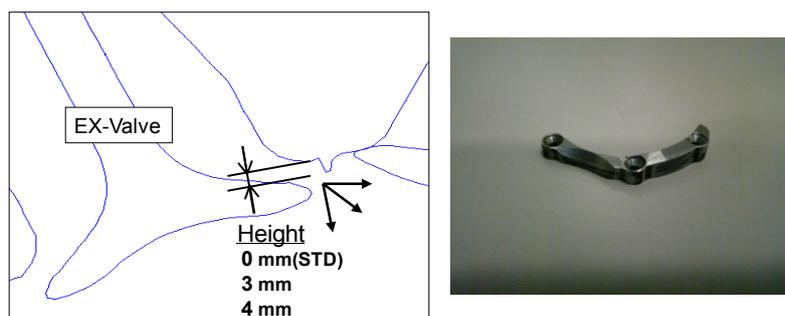


Figure 3.5 Sectional view of exhaust valve (left), and EGR guide (right)

図 3.6 は EGR ガイド高さが HCCI 運転時の圧力上昇率に与える影響について示している。図 3.6(a)及び(b)は投入燃料量がそれぞれ 15.7 mg/cycle と 17.3 mg/cycle 一定での結果である。図 3.6(a)では、EGR ガイド高さを 0 mm から 3 mm とすることで、圧力上昇率が約 100 kPa/deg.低減している。EGR ガイド高さを 4 mm すると、3 mm の場合に比べて僅かに増加している。図 3.6(b)では、EGR ガイド高さが 0mm と 3mm で圧力上昇率は約 100 kPa/deg.低減し、3 mm と 4 mm では同程度となった。実験における EGR 再導入時の排気バルブリフトは約 2.1 mm であることから、EGR ガイド高さ 3 mm と 4 mm で流れ場に大きな差が無くなったと考えられる。以上より、本研究で用いる EGR ガイドの高さは 3mm を採用することとした。

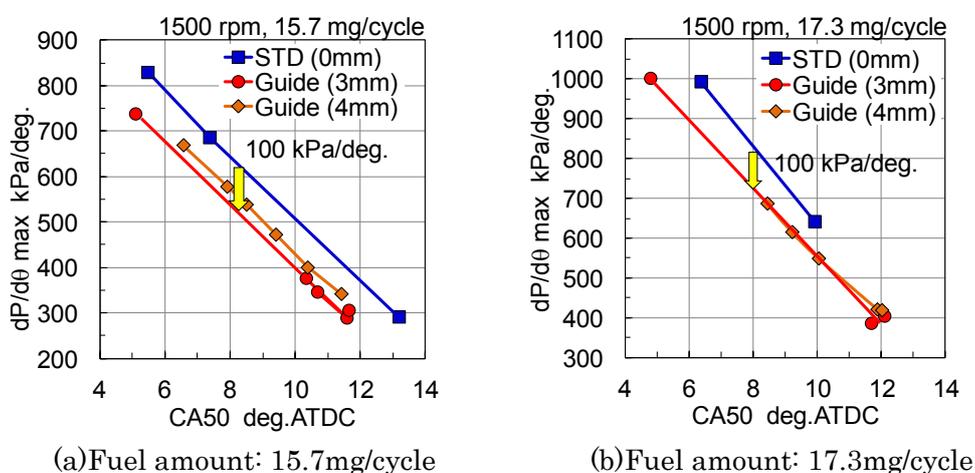


Figure 3.6 Effect of EGR guide height on maximum pressure rise rate ($dP/d\theta_{max}$)

図 3.7 は EGR ガイドによる筒内温度分布の成層化が HCCI 運転時の圧力上昇率と Cov of IMEP, ISNO_x, CA10-CA90 に与える影響について示している。EGR ガイドの高さは 3mm を用いている。CA10-CA90 は燃焼質量割合が 10 %と 90 %になるクランク角度の区間で、燃焼期間を表わす指標として用いる。実験では投入燃料が 15 mg または 13 mg 一定のもと、排気圧力を増減することで燃焼の位相を変化させた。図 3.7 より、同一燃焼位相(CA50)において EGR ガイド有無により圧力上昇率が低減できていることがわかる。圧力上昇率は最大で 100 kPa 以上の低減が確認された。燃焼期間に着目すると、おおよそ 1 deg.燃焼期間

が長期化しており、温度成層化の狙い通りに HCCI 燃焼時の熱発生が緩慢化している。また EGR ガイドを取り付けた方が、取り付けない場合に比べて IMEP の変動率が抑制されていることが分かる。CA50 が 6 deg.ATDC より進角側では両者に有意な差は無いが、それよりも遅角側においては、ガイドを取り付けた方が低い結果となった。燃焼期間(CA10-90)は、平均的に約 1deg 長くなっているにもかかわらず、燃焼安定性が改善したことは、温度成層化により意図的に高温領域を筒内に作ることで、自着火がより確実に起こるようになったためと考えられる。NO_x 排出量は EGR ガイド無しの燃料投入量 15.2mg の条件で多く排出されている。EGR ガイドによる筒内温度成層化の促進によって、HCCI 燃焼時の熱発生が緩慢化したことで圧力上昇率が低減し、また燃焼安定性が向上していることがわかったが、事前研究で想定された圧力上昇率の低減効果には達しなかった。これは 3D 流動計算の結果と実機エンジンにおける筒内温度分布の違いによるものと考えられるが、今後 3D 流動計算と実機エンジンによる実験結果を突き合わせていくことで、筒内温度分布を形成するより良い燃焼室形状の検討が望まれる。

これまで筒内温度分布の成層化は HCCI 燃焼の緩慢化に有効的とされながらも実機エンジンによる検討がなされてこなかったが、本研究によって効果を確認することができた。EGR ガイドを取り付けた後の HCCI 運転時において、エンジンから発生する騒音が著者の聴覚的にも低減されていることを確認することができた。

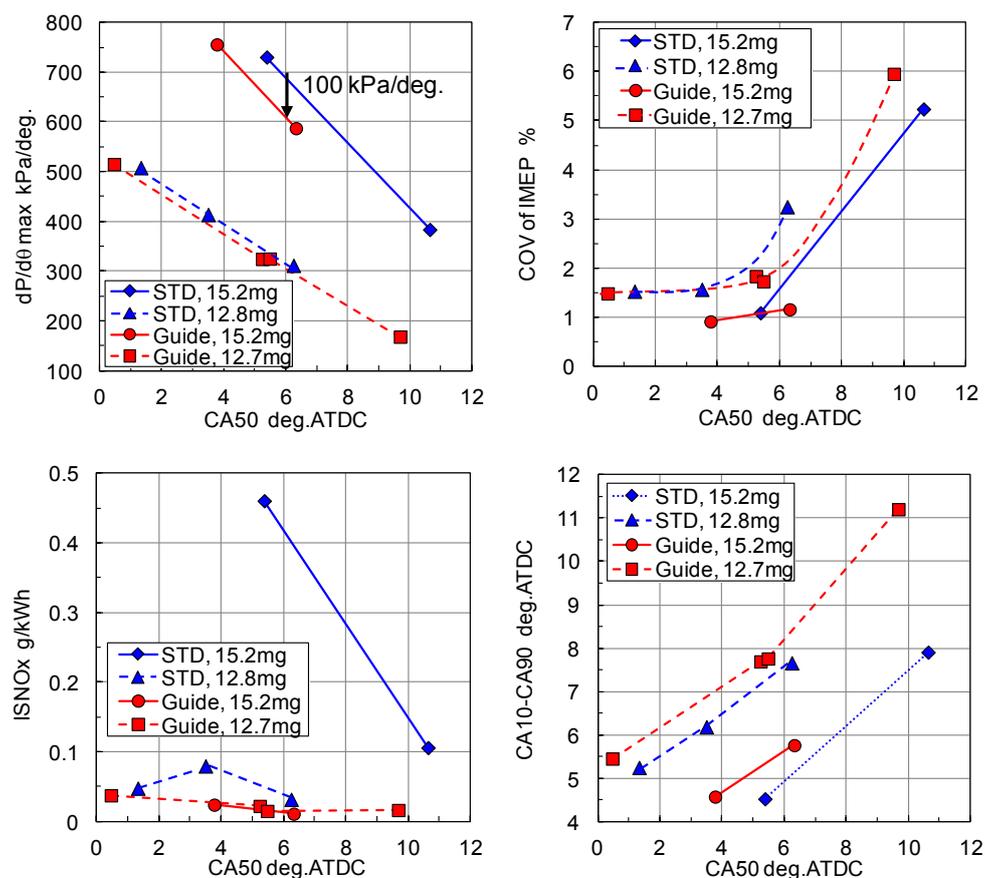


Figure 3.7 Effect of thermal stratification on $dP/d\theta_{max}$, CA10-90, ISNO_x and COV of IMEP, (EGR guide height: 3mm)

(2)ガイドピストンの形状による影響

ガイドピストンの形状が、高負荷 HCCI 運転時の圧力上昇率に与える影響について調べる。図 3.8 は実験で用いたピストントップ形状が異なる 2 種類のピストンを示している。Type 2 は Type 1 に比べ①②ガイド壁を排気側へ移動させ、③ガイド壁高さを 0.8mm 高くしている。また、ガイド壁を高くしてことによってプラグとの距離が不足し SI 運転時の火炎核成長を阻害するため、④プラグを中心に直径 10mm の球形の窪みを設けた。Type 2 は再導入される EGR ガスのうちシリンダ壁を沿って流れる EGR ガスの巻き込みを促進する狙いがある。

ピストントップ形状の違いが筒内温度分布に及ぼす影響について 3D 流動解析を用いて調べた結果、Type2 の方が筒内温度分布の成層度を強化できる結果となった。計算結果を基にピストントップ形状が異なる 2 種類のピストンを製作し実機を用いて実験を行った。なお 2 種類のピストンで圧縮比が同程度となるようにピストントップ形状は決定している。

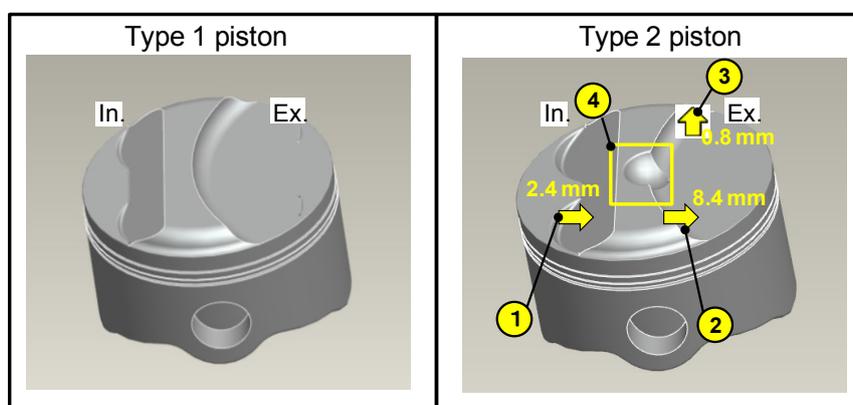


Figure 3.8 Two type of test EGR guide pistons

図 3.9 はピストントップ形状が HCCI 運転時の圧力上昇率と CA10-CA90, Cov of IMEP, CA50 の標準偏差に与える影響について示している。まず圧力上昇率に着目すると、ピストントップ形状が Type 1 の方が Type 2 に比べ僅かに増加している。最大でその差が 20kPa/deg.程度であることから、実験に用いた 2 種類のピストントップ形状の違いが筒内温度分布に与える影響は小さいといえる。燃焼期間は Type1 の方が Type 2 に比べ僅かに長期化している。一方、燃焼安定性への影響について着目すると、IMEP の変動率は Type 2 の方が僅かに低減し、CA50 の標準偏差は Type 1 の方が 0.5deg.程度小さい結果となった。負荷限界を制限する圧力上昇率に着目すると Type1 の方が Type2 に比べ僅かに低減しており、高負荷限界拡大に有効なガイドピストンの形状は Type1 であると考えられる。しかしながら高負荷限界を制限するもう一つの燃焼安定性について着目すると Type2 の方が良好な結果を得られていることから、高負荷限界に与える影響について更なる実験が必要である。

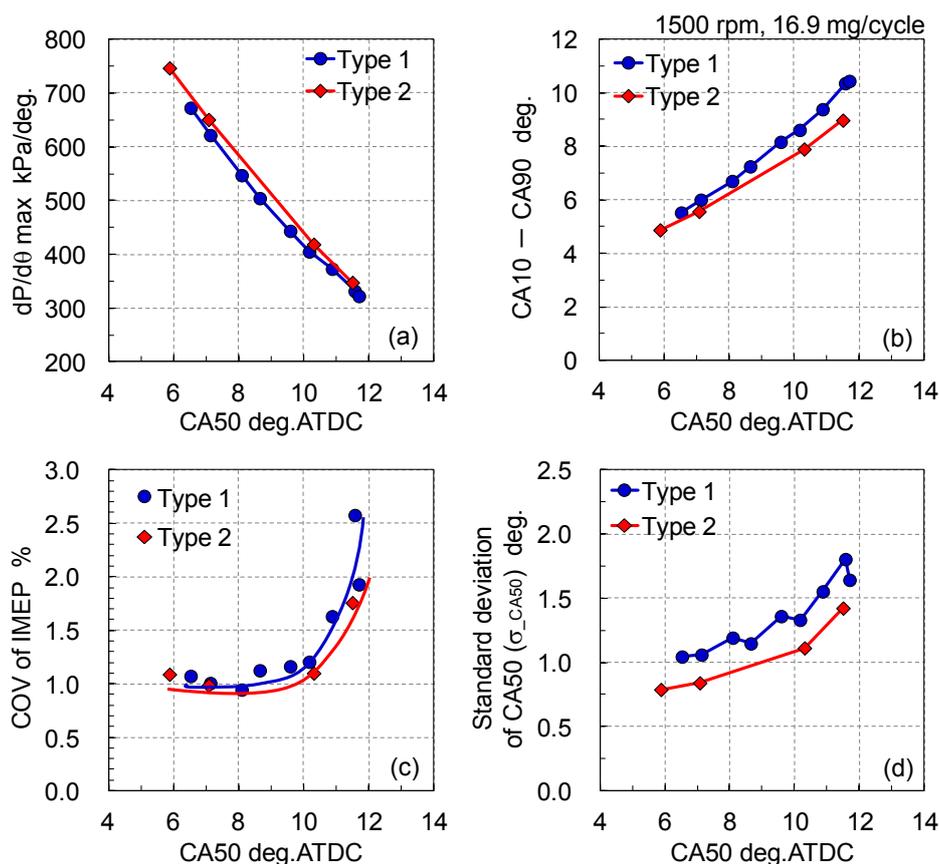


Figure 3.9 Effect of piston shape on (a)maximum pressure rise rate, (b)combustion duration, (c)COV of IMEP and (d)Standard deviation of CA50.

3. 2. 4 温度成層化による高負荷 HCCI 運転限界の拡大

筒内温度成層化による HCCI 高負荷運転限界の拡大効果について調査する。図 3.10 に EGR ガイドを用いた温度成層化促進による高負荷限界の拡大効果を示す。実験に用いた EGR ガイド高さは 3 mm とし、ピストントップ形状は Type2 とした。高負荷限界の Type1 との比較は後に示す。実験は、エンジン回転数 1500rpm で C500 カムを用い、図 2.11 と同様に燃料噴射量一定のもと、圧力上昇率が 400 kPa/deg.CA から IMEP の変動率が 5 % または失火に至る範囲で、排気圧力を変化させて計測した。図 3.10 より高負荷運転限界は 590kPa へ拡大したことが分かる。同一 CA50 で見た時に EGR ガイド有りの方が温度成層化による圧力上昇率低減効果によって、より高い負荷での運転が可能となっている。EGR ガイドによる筒内温度成層化によって高負荷限界が 120kPa と大きく拡大することができた。また EGR ガイドを用いることにより IMEP-CA50 マップ上の HCCI 運転範囲面積も拡大している。EGR ガイドによって温度成層化を促進した場合、失火を伴うことなく CA50 をより遅角化出来ることが分かる。燃焼位相を遅角化させることでも圧力上昇率は低減することから、温度成層化による運転限界拡大は、燃焼速度の長期化による圧力上昇率低減効果だけでなく着火時期の更なる遅角化(失火限界の拡大)によってもたらされたといえる。

HCCI 燃焼の位相(CA50)は筒内の温度条件によって強く影響され、燃焼の位相により筒内の圧力上昇率は大きく変化する。EGR ガイドによる温度成層化促進と失火限界拡大により燃焼位相の許容範囲、つまり要求される筒内の着火前温度の許容範囲が拡大しており、よりロバスト性がある HCCI 燃焼を得ることが出来ている。

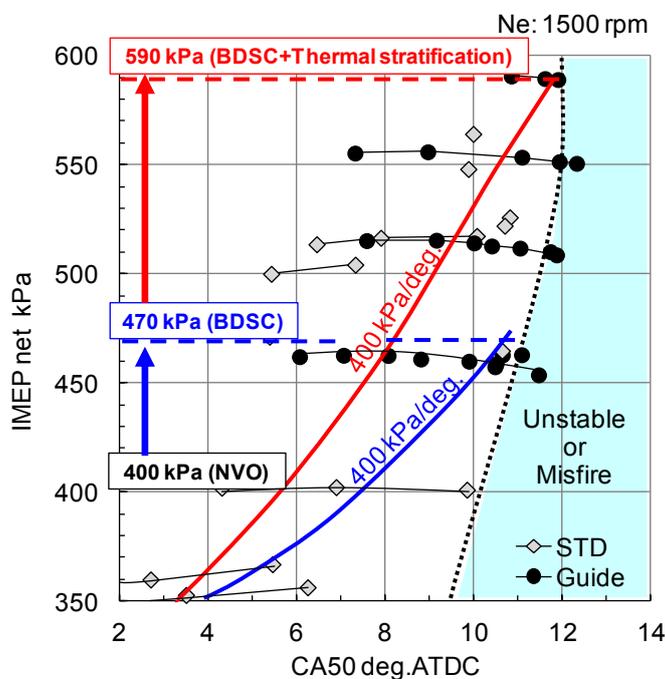


Figure 3.10 Comparison of HCCI operational region (1500rpm, C500),
Blue area: without EGR guide, Red area: with EGR guide

図 3.11 は、図 3.10 のそれぞれの運転範囲を横軸に既燃ガス割合、縦軸を当量比のグラフ上に表現し直した結果である。図中の青線で囲まれた範囲が EGR ガイドを用いていない場合の HCCI 運転範囲で、赤線で囲まれた範囲が EGR ガイドを用いて温度成層化を促進した場合の HCCI 運転範囲を示している。それぞれの HCCI 運転範囲の左側、すなわち既燃ガス割合が少ない側が失火または IMEP の変動率が 5% となる燃焼安定性限界を表わし、HCCI 運転範囲の右側、すなわち既燃ガス割合の少ない側が圧力上昇率 400 kPa/deg.CA となるノッキング限界を表わしている。EGR ガイドによって筒内温度分布の成層化を促進することで、同一当量比で比較すると HCCI 運転範囲が既燃ガス割合の少ない領域へシフトしていることがわかる。既燃ガス割合はおよそ 5 ポイント少なくなっている。成層化によって混合気内に高温領域を作り出すことで、自己着火に必要な熱源である既燃ガス量が減少していることから、この結果からも筒内温度成層化が実現できていることが示唆される。

図 3.12 は図 3.11 の横軸を既燃ガス割合から上死点前 100 deg.BTDC における混合気平均温度に表現し直した結果である。既燃ガス割合が 5% 減少したことによって、筒内混合気平均温度が 10 K から 20 K 程度低くなっている。

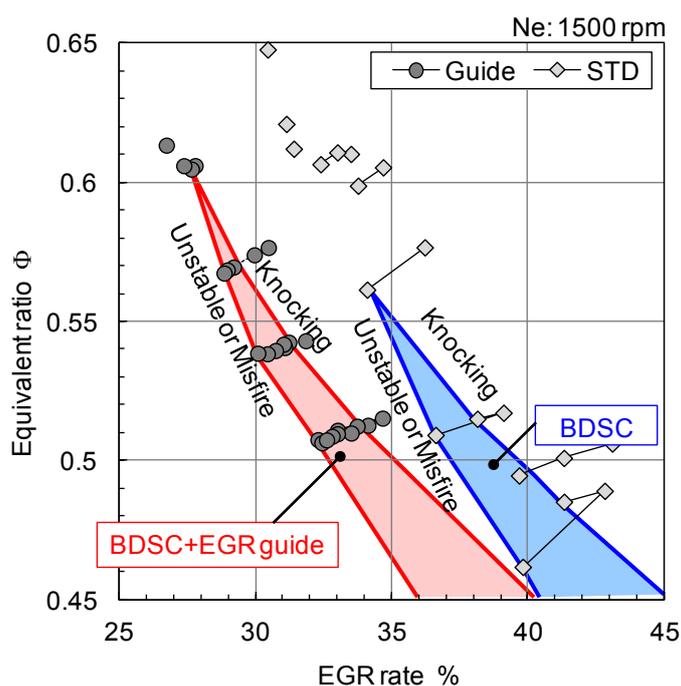


Figure 3.11 Comparison of HCCI operational region, equivalent ratio versus burned mass fraction, (1500rpm, C500), Blue area: without EGR guide, Red area: with EGR guide

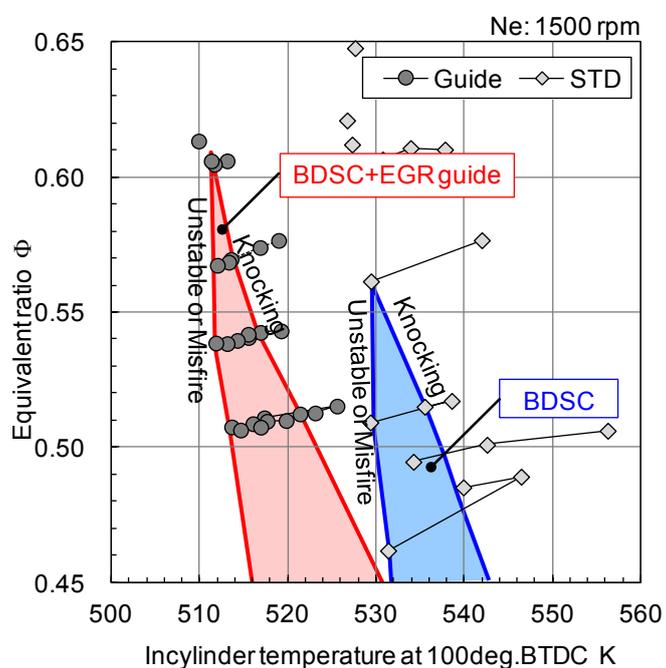


Figure 3.12 Comparison of HCCI operational region, equivalent ratio versus in-cylinder temperature at 100 deg.BTDC, (1500rpm, C500), Blue area: without EGR guide, Red area: with EGR guide

次に、図 3.13 に前節で示した 2 種類のピストントップ形状での高負荷限界を比較した結果を示す。図中の点線で囲まれた範囲が Type1 の結果を示し、実線で囲まれた範囲が Type2 の結果を示している。結果では Type 1 の高負荷限界が IMEP 583kPa, Type 2 は IMEP 590 kPa となり、高負荷限界は Type 2 の方が高い結果となった。図 3.9 で示したように、同 CA50 で圧力上昇率 400 kPa/deg.となる負荷は Type 1 の方が約 10kPa 高いが、Type 2 の方がより燃焼の安定性を維持したまま CA50 を約 1 °CA 遅角できる。従って Type 2 の方が高負荷限界は約 10 kPa 高い結果となった。以上より、本研究で用いる EGR ガイドピストンは Type 2 を採用することとした。

Type 2 のピストンは SI 運転時に、点火による火炎核形成を阻害しないようにガイド壁にプラグを中心とした直径 10mm の球形の窪みを設けている。ピストントップ形状の異なるピストンを用いて SI 運転を比較した結果、窪みを設けた Type 2 の方が燃焼期間が短縮化し、時間損失が低減している。Type 2 の方が SI 運転時においても有意な結果となった。

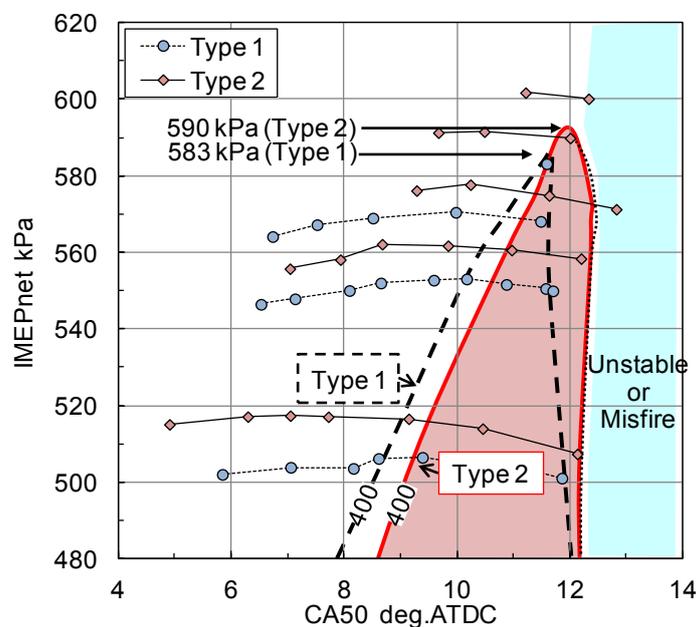


Figure 3.13 Comparison of high load limit with two different shapes of piston top, Type 1 and Type 2

続いてエンジン回転数 2500rpm で C700 カムを使用した場合の、EGR 有無での高負荷限界の比較を図 3.14 に示す。バルブタイミングは C700 を使用した。EGR ガイドを用いない場合の高負荷限界は IMEP 410 kPa で、EGR ガイドを用いることで IMEP470 kPa まで拡大することができた。

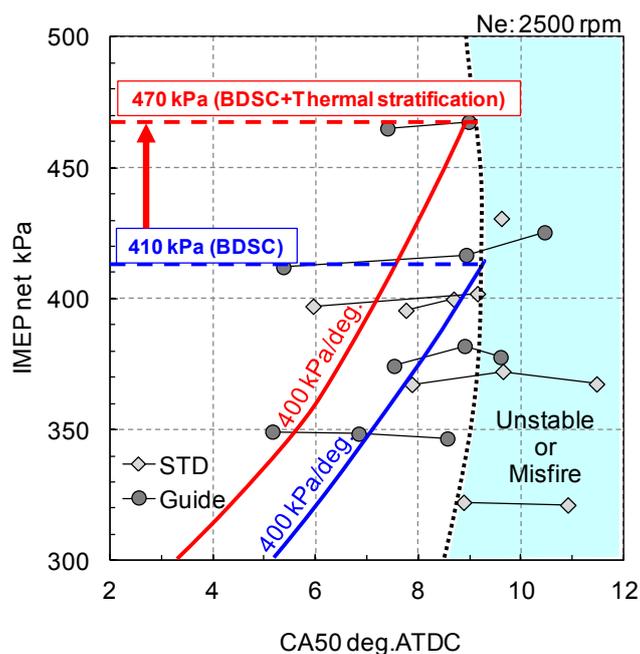


Figure 3.14 Comparison of HCCI operational region, load versus CA50, (2500rpm, C700)

図 3.15 は、図 3.14 のそれぞれの運転範囲を横軸に排気圧力、縦軸を負荷のグラフ上に表現し直した結果である。1500 rpm の回転数における結果と同様に、2500 rpm でも筒内温度成層化が促進され、高温領域における自己着火が促進された結果、より低い既燃ガス量でも HCCI 運転が成立するようになったものと考えられる。

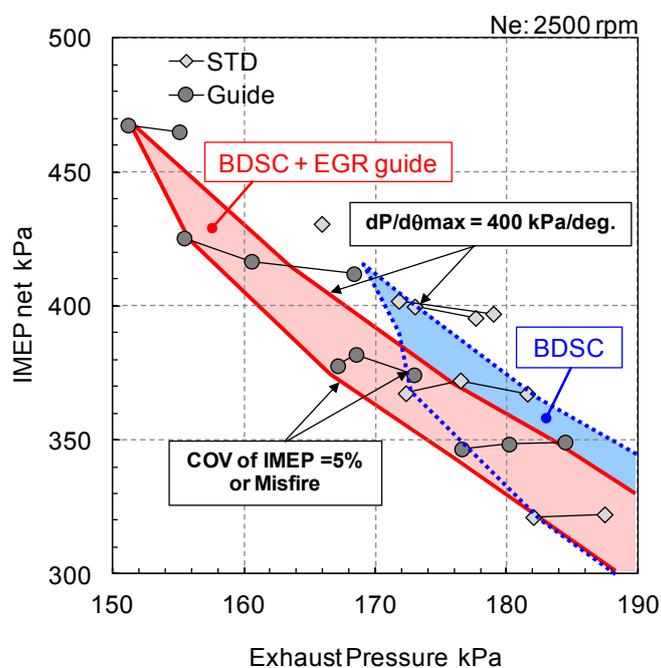


Figure 3.15 Comparison of HCCI operational region, load versus exhaust pressure, (2500rpm, C700)

3. 2. 5 温度成層化による低負荷 HCCI 運転時の燃焼安定性向上

EGE ガイドによる筒内温度成層化の促進が低負荷 HCCI 運転に与える影響について調べる。EGR ガイドにより新気との混合を抑制したために、局所的な高温領域によって自己着火が促進され、低負荷運転時の着火安定性を向上出来ると予測される。図 3.16 に EGR ガイド有無での HCCI 運転時の性能の比較結果を示す。使用したバルブタイミングは低負荷運転を想定した C100 カムを用いた。横軸には IMEP をとり、縦軸には IMEP の変動率、既燃ガス割合、正味燃料消費率(ISFC), ISCO, ISHC 及び ISNO_x を示している。IMEP の変動率に着目すると、EGR ガイドを用いない条件では、IMEP 260 kPa より以下では 5% 以上となり燃焼変動の限度値を上回るが、EGR ガイドを用いた場合では IMEP 220 kPa 以下の負荷でも 5% を越えておらず、EGR ガイドによって低負荷限界が拡大する結果となった。またこの時の既燃ガス割合は 10% 以上少なくなっており、温度成層化の促進による筒内の高温領域において自己着火が促進された結果であると推測される。同時に燃料消費率も最大で 4% 向上した。次に排気性能について着目する。CO 排出量は EGR ガイドを用いることによって最大 40% 程度低減し、HC 及び NO_x 排出量は増加する結果となった。この結果から、これら 3 種類の排気特性はそれぞれ異なる要因によって決定づけられることが分かる。低負荷 HCCI 運転時の未燃成分排出の要因及び低減手法についての調査は、今後の課題である。

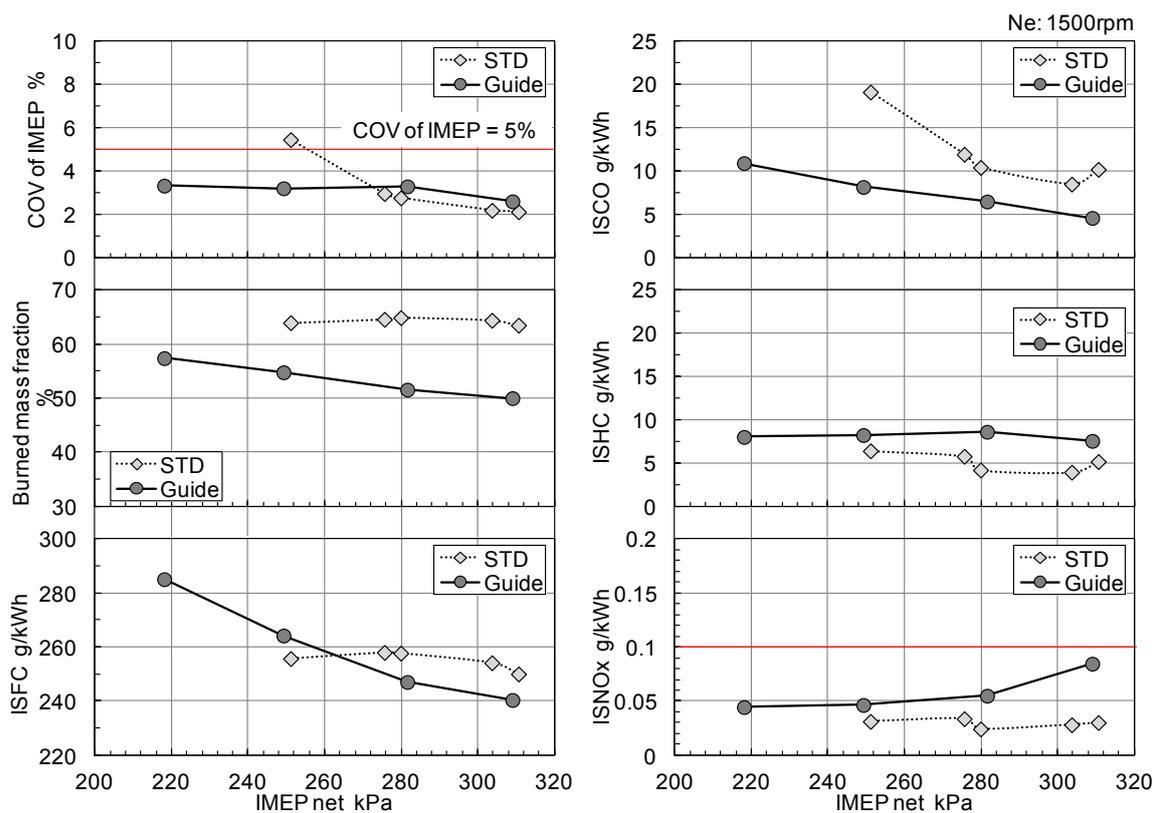


Figure 3.16 Comparison of COV of IMEP, burned mass fraction, ISFC, ISCO, ISHC and ISNO_x between with EGR guide and without EGR guide

図 3.17 は EGR ガイド有無での HCCI 運転時の上死点前 100deg.における筒内混合気温度と CA50 の比較を示している。両者に有意な差がないことから、同一の混合気温度及び燃焼位相でも、筒内温度成層化の促進によって燃焼変動が減少し、HCCI 燃焼のロバスト性を向上する結果となった。

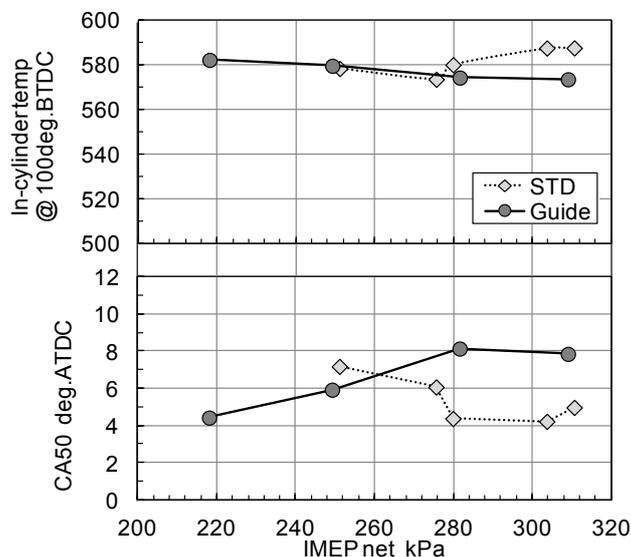


Figure 3.17 Comparison of in-cylinder temperature at 100 deg,BTDC and CA50 between with EGR guide and without EGR guide

3. 3 筒内燃料濃度分布制御による HCCI 運転負荷範囲の拡大

3. 3. 1 筒内燃料濃度分布の成層化の目的と数値解析

前節で示してきたように、筒内の温度成層化による HCCI 燃焼のロバスト性の向上や、高負荷時の圧力上昇率の低減、そして高負荷 HCCI 運転限界の拡大効果を実証してきた。しかしながら、実用的に使用される負荷範囲を網羅するには至っておらず、更なる運転範囲拡大が必要である。混合気の条件を筒内で分布を持たせることによって HCCI 燃焼特性が大きく影響されることから、混合気の化学反応に大きな影響を与える要因の一つである燃料濃度分布に着目した。本節では筒内の燃料濃度分布に着目して HCCI 運転負荷範囲の拡大を試みる。

ポート噴射を用いた BDSC システムによる HCCI 運転では、温度成層化と同時に燃料濃度分布も形成される。図 3.18 に、BDSC システムにおける筒内温度分布、G/F 分布の計算結果をそれぞれ示す。EGR ガイドによって混合が抑制された EGR ガスが排気バルブ周辺に偏在し高温になっている。しかし G/F 分布はこの高温領域で燃料希薄となるため、温度成層化による圧力上昇率低減効果が弱められると予測される。

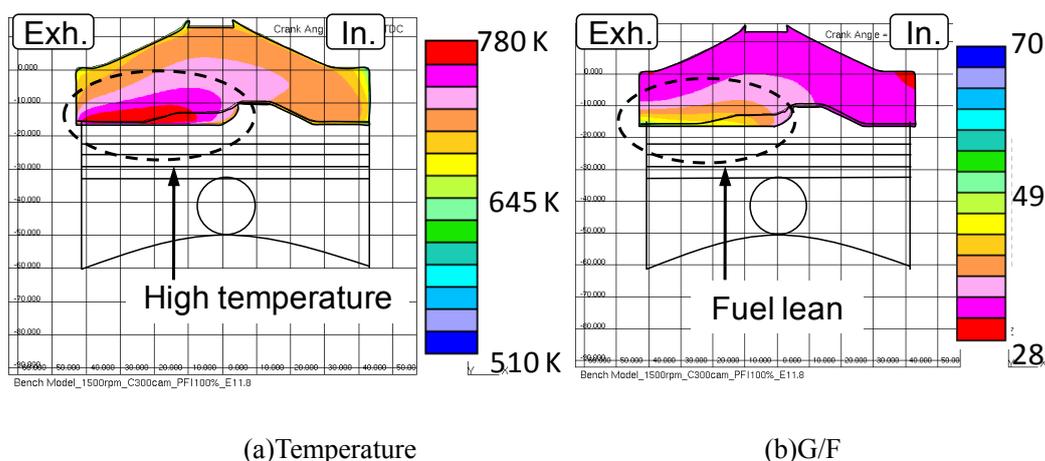


Figure 3.18 Spatial distributions of in-cylinder temperature and G/F with the BDSC system (at -11 deg.ATDC, IMEP=450kPa)

そこで化学反応計算により、燃料濃度分布が HCCI 運転時の圧力上昇率に与える影響について調べた。Sjöberg ら⁽¹⁾⁽²⁾は、シリンダ内の混合気を高温から低温まで等質量で 5 分割し、その各領域の平均温度を用いて化学反応計算することによって、圧力上昇率が実験値とほぼ合うとしている。本研究では、燃料濃度分布が筒内圧力上昇率に与える影響を定性的に検証することを主眼に、Sjöberg らの手法にならい、筒内の混合気を等質量の複数領域に分けて各領域内の化学反応計算を行う多領域燃焼モデルを用いた。分割された各領域は温度と化学種濃度が均一とした 0 次元モデルである。各領域の圧力は等しいが、領域間の熱と物質の移動は考慮していない。

解析ではポート噴射により形成された均一な予混合気を充填した後に BDSC システムにより EGR ガスを再導入し温度成層化を促進した場合(Case1)と, BDSC システムにより形成された筒内温度分布を維持しながら Case1 の平均 G/F になるよう理想的に燃料濃度分布を均一化した場合(Case2)について解析を行った. ここではシリンダ内の混合気を温度と燃料濃度に準じて等質量の 25 領域に分割した. 温度と燃料濃度分布は実測した吸・排気ポートにおける圧力脈動を境界条件として計算した 3 次元筒内流動解析結果から与えた. これにより求められた上死点前 20deg.CA 時の温度に対する A/F と G/F の関係を図 3.19 に示す. Case1 では各領域における A/F はほぼ一定であるが, G/F は EGR ガスが少ない低温領域ほど小さく(燃料が多く), EGR ガスが多い高温領域ほど大きい(燃料が少ない). これに対し Case2 では, A/F は低温領域で相対的に薄い分布を持つが G/F 分布は均一である.

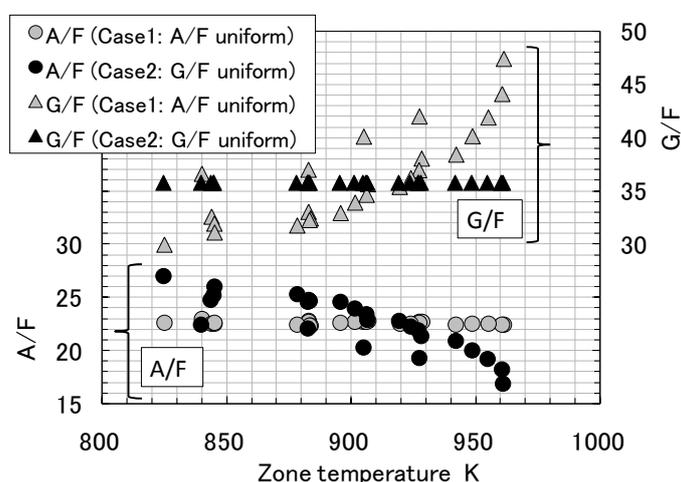


Figure 3.19 Effect of fuel distribution on A/F and G/F at each temperature zone

図 3.20 に, 多領域燃焼モデルにより計算した筒内圧力と熱発生率を示す. A/F 均一である Case1 に比べ, G/F 均一とした Case2 の方が初期の圧力上昇率が大きく, 相対的な圧力上昇率が低減している. 圧力上昇率最大値で比較すると, Case1 が 468 kPa/deg.であるのに対し Case2 では 342 kPa/deg.となり, 27 %低減されている. Case2 では高温領域における燃料濃度が Case1 に比べ相対的に濃くなり自己着火が早期化する. 一方で低温領域では着火が遅くなる. つまり燃焼期間が長くなり, 且つ熱発生率の最大値は減少するととて HCCI 燃焼が緩慢化されることが予測される.

以上の検討結果から, BDSC システムを用いた HCCI 機関において, EGR ガスの偏在化による筒内温度成層化に併せて, 燃料濃度(G/F)分布を均一化することで圧力上昇率を低減し, 高負荷運転限界をさらに拡大できる可能性がある. 以上を踏まえて, 燃料濃度分布が HCCI 運転領域に与える影響について実機を用いて調査する.

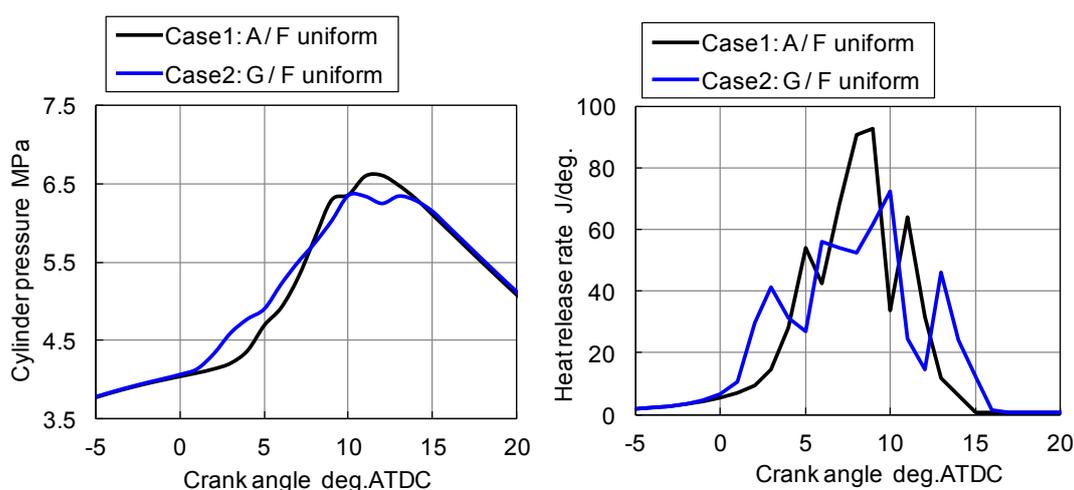


Figure 3.20 Effect of fuel distribution on in-cylinder pressure rise rate and Heat release rate of BDSC-HCCI engine

3. 3. 2 実験装置及び実験方法

(1) 供試機関及び実験条件

実験には、前節で用いた機関と同じ直列 4 気筒ガソリンエンジンを用いた。燃料供給をポート噴射と筒内直接噴射が併用できるようにシリンダヘッドに改造を加えている。筒内直噴とポート噴射間の噴射燃料質量比及び、筒内直接噴射時期を変化させて筒内の燃料濃度分布を変化させた。筒内直噴インジェクタは、噴孔径 $\phi 0.115\text{mm}$ の 3 噴孔で、吸気ポート下部にシリンダ水平面から 35 度の角度で設置した。直噴インジェクタの噴霧特性については次節の直噴インジェクタの噴霧特性で詳述する。筒内直噴の噴射時期は吸気、圧縮行程及び排気行程に渡って変化させた。吸気ポート噴射の噴射終了時期(EOI)は吸気上死点前の -370deg.ATDC で一定とした。エンジン回転数は 1500rpm 一定とした。表 3.2 に主なエンジン諸元と実験条件を示す。

図 3.21 に実験装置の概要を示す。本研究では 1 番、4 番の 2 気筒のみを使用して実験を行った。2 番、3 番機構についてはバルブ駆動を停止してある。実験結果で示す指圧データは 4 番気筒の結果である。また、排気管にスロットルバルブを設置し、スロットル開度によって排気の平均圧力を制御した。筒内ガス温度については、1 次元吸排気シミュレーション(GT-Power)を用いて求めた。排気成分の計測に関しては、フーリエ変換赤外分光(FTIR)装置(HORIBA MEXA-6000FT)と加熱型水素炎イオン化検出(HFID)装置(HORIBA MEXA-1170HFID)により計測した。

実験で使用したバルブリフトタイミングは、吸気リフト量が異なる 2 種類の C100 と C500 を用いた。本節におけるクランク角度は圧縮上死点を基準 0deg.CA として、圧縮上死点後(遅角側)を“+”として表現している。

Table 3.2 Engine specifications and test conditions

| | |
|---|---|
| Engine type | Inline 4 cylinders |
| Bore × Stroke | 86mm × 86mm |
| Compression ratio | 11.7 |
| Intake air temperature | 25 °C ±1 |
| Intake air humidity | 50 % ±2 |
| Coolant water temperature (T_{water}) | 85, 105 °C |
| Engine speed | 1500 rpm |
| Fuel | Gasoline (RON90) |
| Fuel supply | Port / Direct injection |
| Fuel injection pressure (gauge) | Port inj. : 350 kPa Direct inj. : 10 MPa |
| PFI injection timing | -370 deg.ATDC |
| DI injection timing | -500 ~ -60 deg.ATDC |

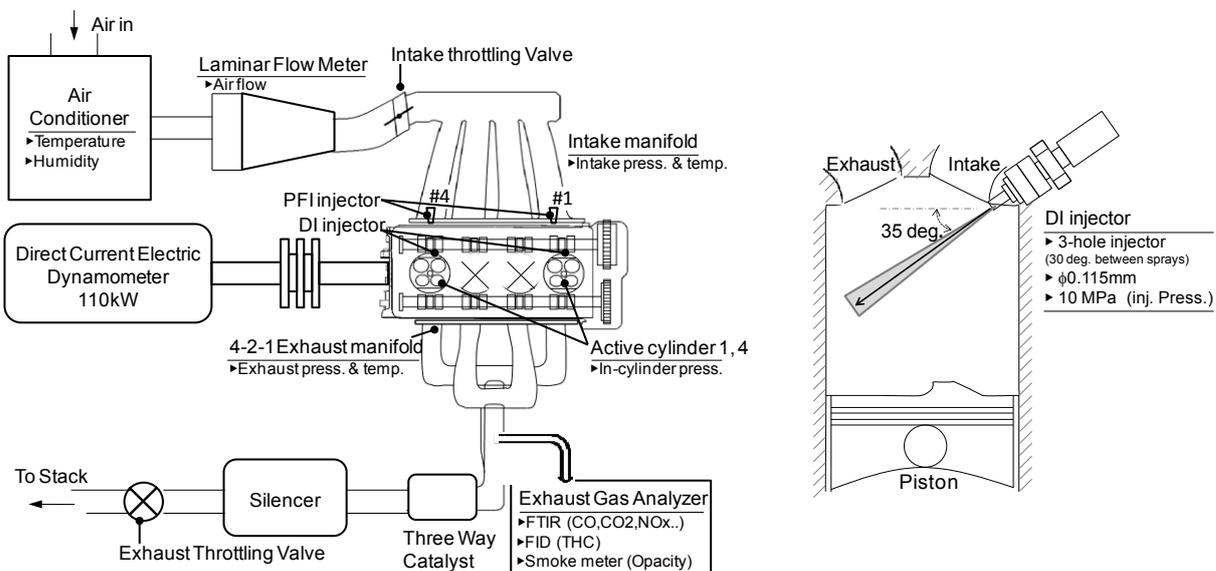


Figure 3.21 Experimental setup and measurement system

(2) 直噴インジェクタの噴霧特性

本研究で使用する直噴インジェクタの噴霧特性を明らかにするために光学計測を行った。図 3.22 は本実験で使用するインジェクタの自由噴霧の散乱光画像(左)と、ノズル噴孔から噴射方向(z 方向)へ 50mm 及び 80mm における x-y 平面での燃料噴霧の粒径分布及び累積分布(右)を示している。粒径分布には改良型レーザ干渉画像法(ILIDS: Interferometric Laser Imaging for Droplet Sizing)を用いた⁽⁷⁾⁽⁸⁾。撮影領域は 10mm×10mm とした。この時の燃料噴射圧力は 10 MPa, 使用燃料は n-heptane, また雰囲気圧力は大気圧とした。噴孔から 50mm の計測領域におけるザウター平均粒径は 20.8 μm, 80mm では 18.2 μm であった。

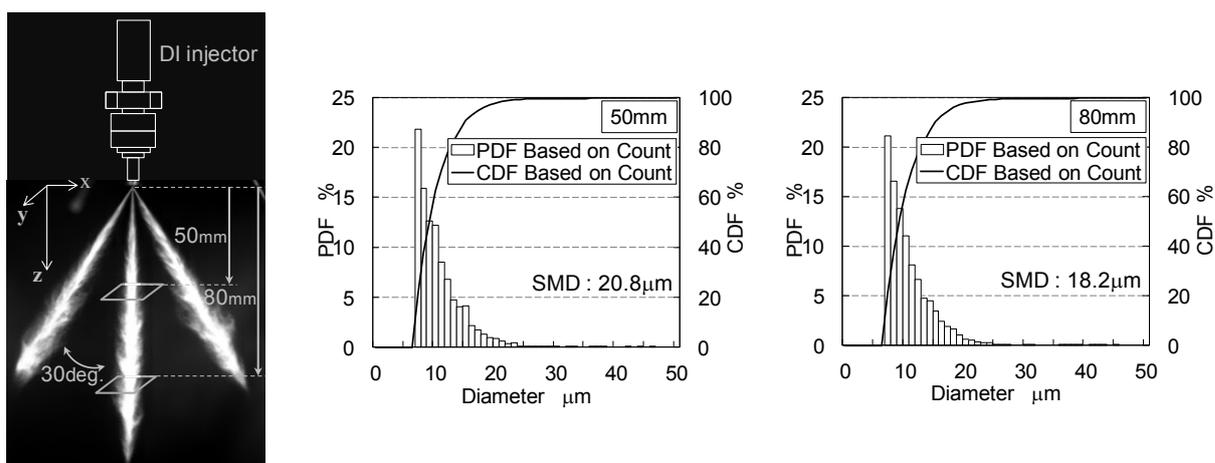


Figure 3.22 Image of free spray and measurement regions (two x-y regions) (left), and drop-size distributions at 50mm and 80mm from nozzle (right)

図 3.23 は、自由噴霧の先端到達距離の推移を示している。図より左右の噴霧は同様な値を示し、中央の噴霧が他の噴霧に比べ僅かに大きな値を示した。また各噴霧の噴霧角はおおよそ 10 度であった。

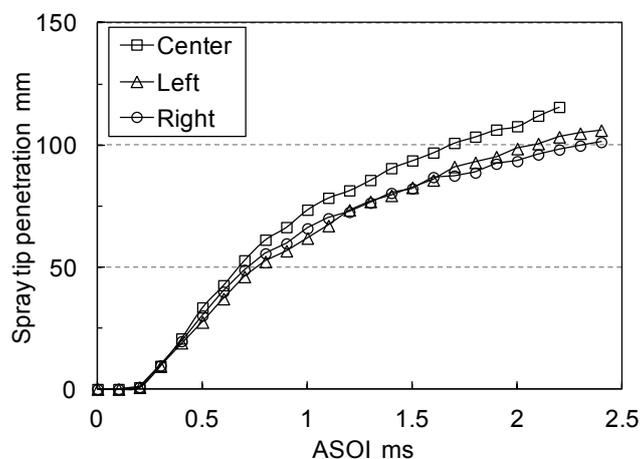


Figure 3.23 Spray tip penetration of free jet spray

3. 3. 3 燃料濃度分布が高負荷 HCCI 運転に与える影響

(1) 筒内直接噴射時期と筒内直接噴射割合の影響

圧力上昇率を低減するために、燃料直接噴射の噴射時期を変化させ筒内の G/F 分布均一化を図った。図 3.24 に、DI 噴射時期及び DI の占める割合が高負荷 HCCI 運転時の燃焼特性に及ぼす影響を示す。横軸に DI 噴射終了時期(EOI)をとり、縦軸にはそれぞれ最大圧力上昇率 ($dP/d\theta_{max}$)、CA50、未燃炭化水素排出量 (ISHC)、NO_x 排出量 (ISNO_x)、上死点前 20deg.CA における混合気の平均温度 (Temp. 20)、図示熱効率を示す。燃料総噴射量(=PI+DI)を 15.3 mg/cycle (IMEP 500 kPa 相当)一定とし、燃料総噴射量に占める筒内直接噴射の割合が 20, 50, 80 %のそれぞれにおいて、燃料の筒内直接噴射時期を変化させた。排気管の平均圧力はスロットルを使い 135 kPa 一定とした。使用したバルブリフトタイミングは高負荷用の C500 カムを使用した。

図中の破線はポート噴射のみ(PFI : 100%, DI : 0%)の場合の結果を表わしている。DI 噴射時期は吸気、圧縮行程及び排気行程に渡って変化させた。まず噴射時期に着目する。以下に各噴射時期での狙いをまとめる。

- 吸気行程噴射... ・混合時間が十分であるため、燃料が均一化された予混合新気(A/F)での効果
- 圧縮行程噴射... ・燃料噴射時期で筒内の燃料分布が変化
 - ・燃料濃度の成層化の効果
 - ・局所的に燃料の濃い領域を形成することで、燃焼安定性の向上
- 排気行程噴射... ・燃料を高温 EGR ガス中に噴射出来る
 - ・均一な EGR と燃料の混合気を、ブローダウン圧力波により次サイクルで再導入
 - ・均一 G/F の効果が期待できる。

上死点付近での DI 噴射を除くと、最大圧力上昇率が PFI : 100 %の場合より低減されている。DI : 20 %、噴射時期-100 deg.ATDC において、圧力上昇率が PFI: 100 %に比べ 45 %低減されている。これには二つの要因が考えられる。一つは燃料濃度分布が変化したこと、二つ目は直噴燃料による吸熱効果によって混合気温度が低下し燃焼位相が遅角化したことである。GT-Power による数値計算結果では、Temp.20 が PFI : 100 %に比べ 80 °C 程度低下している。噴射時期を上死点に近づけると最大圧力上昇率が増加している。上死点付近で直噴した場合、直噴燃料がピストンに衝突し、燃料濃度が局所的に濃い領域が形成され燃焼温度が高まり、その結果として NO_x 排出量が増加したと考えられる。次に排気行程噴射時の結果について着目する。噴射時期を進角させるにつれて、排気行程中に噴射した燃料が再導入されずに排気される量が増え、その結果として図示熱効率が低下していると考えられる。DI : 20 %とし噴射時期を-400 deg.ATDC よりも遅角側とした条件では、HC 排出量を増加させることなく最大圧力上昇率を低減することができている。吸気—圧縮行程噴射時と同様に混合気ガス温度(Temp.20)は 80 °C 程度低下するが、排気行程噴射時の CA50 が圧縮

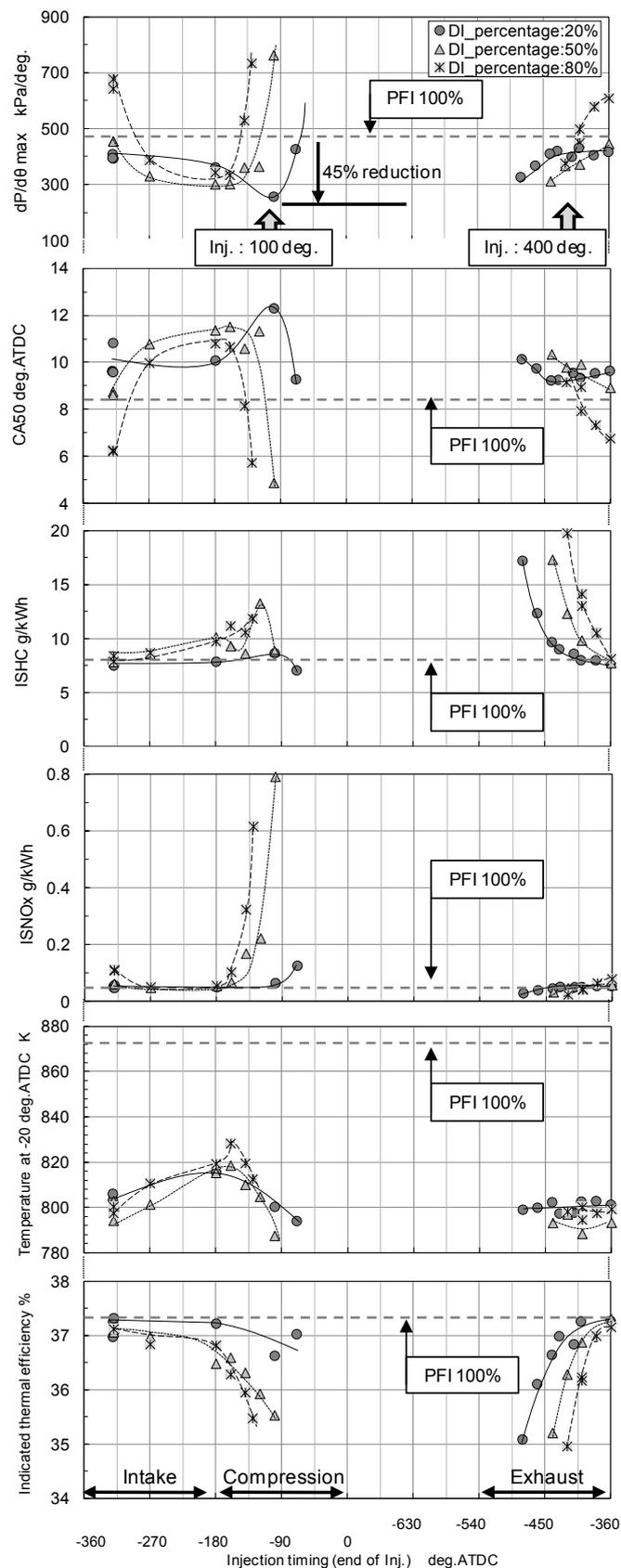


Figure 3.24 Effect of direct injection timing on $dP/d\theta_{max}$, CA50, ISHC, ISNOx and Temperature at -20 deg.ATDC (at IMEP \approx 500 kPa)

行程噴射時ほど遅角しない。一方、各噴射時期条件での燃焼変動(COV of IMEP)は、ポート噴射のみ: 1.35%, 圧縮行程噴射(DI: 20%, -100 deg.ATDC): 3.9%, 排気行程噴射(DI: 20%, -400 deg.ATDC): 1.48%となり、結果に差異が生じた。

次に直噴割合に着目する。噴射時期が上死点付近では、直噴割合の増加に伴い圧力上昇率が増加している。また排気行程噴射では直噴割合の増加に伴いHC排出量が増加している。それ以外の噴射時期では、直噴割合による影響は小さい。圧力上昇率が低減した圧縮行程噴射(-100 deg.ATDC)と排気行程噴射(-400 deg.ATDC)について、より詳細に調査した。図 3.25 に、各噴射時期における DI 割合が HCCI 運転性能に与える影響について示す。まず圧縮行程噴射に着目する。直噴割合を増加するに伴い CA50 が進角し、圧力上昇率が増加している。直噴割合が高いほど局所的に燃料濃度が高い領域が形成されることが一因として推測される。一方排気行程噴射に着目すると、DI 割合を変化させても、 $dP/d\theta_{max}$, CA50, COV of IMEP に有意な差が見られない。しかし、DI 割合を増加するに伴い未燃炭化水素排出量が増加している。噴射終了時期を固定し、DI 割合を増加するに伴い噴射開始時期が早期化したため、噴射開始初期に噴射された燃料が筒内に再導入されることなく排出されたことが原因として考えられる。図 3.24 で示した PFI: 100%は、混合気の平均 A/F が 27, また G/F が 42 である。理想的に直噴燃料を再導入 EGR ガスに全て投入できたとすると、混合気全体で燃料濃度が均一となる DI 割合は約 36%に相当する。しかし図 3.25 より、どちらの噴射時期に関してもおおよそ DI: 20%が最適であることがわかる。

筒内に直接噴射した燃料の加熱と蒸発により、筒内の混合気温度が低下する。この結果、燃料濃度分布とともに燃焼位相(CA50)が変化し、圧力上昇率に影響を与えている。ここで、筒内直接噴射化による圧力上昇率低減効果を明らかにするため、CA50 と最大圧力上昇率の関係を調べた。図 3.26(a)には DI 割合を 20%一定、筒内直接噴射時期を変化させた場合、図 3.26(b)に総噴射量一定のもと、DI 割合を 20, 50, 80%とし、噴射時期を吸気行程、圧縮行程、排気行程で変化させた場合を示す。図 3.26(a)には比較のため PFI: 100%の場合の結果も示している。図 3.26 より、最大圧力上昇率は CA50 に強く影響を受け、筒内噴射時期や割合にほとんど依らないことがわかる。

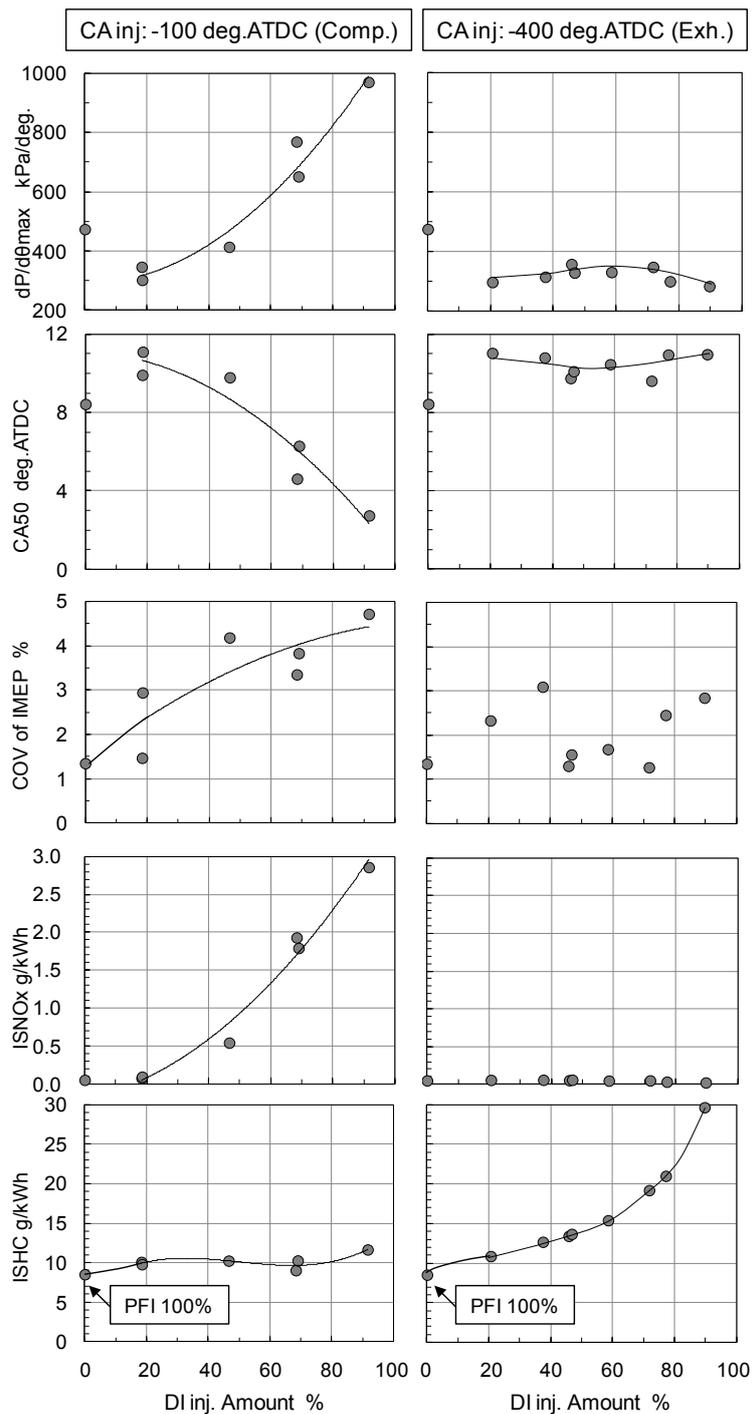


Figure 3.25 Effect of DI injection amount

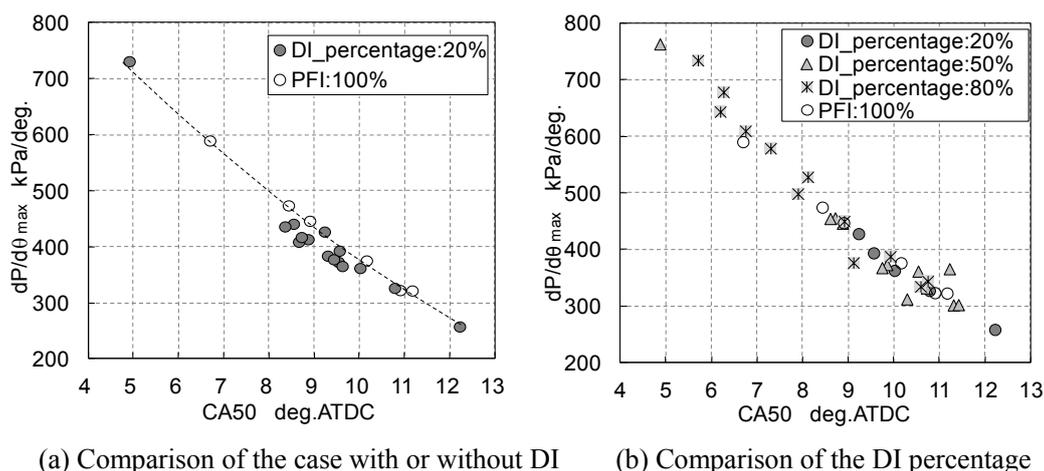


Figure 3.26 $dP/d\theta_{max}$ versus CA_{50}

(2) 筒内直接噴射が高負荷限界に与える影響

本節では、噴射燃料の一部を筒内直接噴射化することによる HCCI 運転の高負荷限界拡大効果について調査する。以下では直噴割合 20%とし、 $dP/d\theta_{max}$ の低減効果が得られた圧縮行程噴射(-100 deg.ATDC)と排気行程噴射(-400 deg.ATDC)の 2 通りの噴射時期に着目した。

まず圧縮行程噴射時の結果を図 3.27 に示す。燃料量と排気管内の圧力を調整することで HCCI 運転領域及び高負荷限界を得た。図 3.27 は縦軸を Net IMEP、横軸を排気管内の平均圧力 P_{ex} 、または EGR 率をとったマップ上に、DI : 20%圧縮行程噴射(-100 deg.ATDC)とポート噴射のみ(PFI : 100%)それぞれの HCCI 運転成立範囲を示している。高負荷限界は、ポート噴射のみの場合で Net IMEP 590 kPa であるのに対し、DI : 20%圧縮行程噴射では Net IMEP 520 kPa と 70 kPa 低くなった。これは NO_x 排出量の増加と燃焼変動増大に起因している。 NO_x 排出量制限を考慮しない場合、Net IMEP 550 kPa(図 3.27, 点線領域)となる。それよりも高い負荷では燃焼変動の制限を超える運転となった(COV of IMEP > 5%)。HCCI 燃焼の着火時期は混合気の化学反応に依存することから、混合気形成のサイクル変動が燃焼変動に与える影響は大きい。また燃料が十分に混合していない場合、HCCI 運転の利点の一つである低 NO_x 排出特性が失われる。この場合、高温の EGR ガス中を目標けて噴射した直噴燃料が十分に混合されなかったことが、 NO_x 排出量と燃焼変動増加の原因であると予測出来る。運転領域については、図 3.24 の筒内温度(Temp.20)からもわかるように、直噴燃料の吸熱によって低下した筒内混合気温度を補うためにより高い EGR 率が必要となった結果、排気圧力が高い領域に移動したと考えられる。直噴の併用によって運転領域が変化することから、着火時期のサイクル毎の制御が可能となり、これにより HCCI 運転の排気圧力に対するロバスト性を向上することができる。

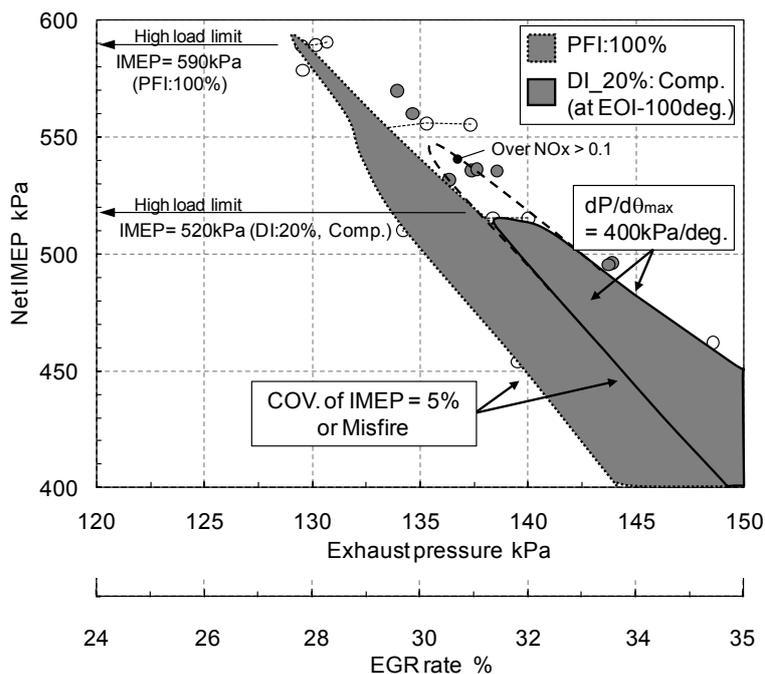


Figure 3.27 Comparison of HCCI operational area (EOI -100 deg.ATDC, 80 °C in T_{water})

しかし、排気管内圧力の上昇はポンプ損失が増大することから、熱効率悪化を招く。そこで混合気温度を高めることを目的として、エンジン冷却水の温度(T_{water})をこれまでの85 °C から 105°C に上げて実験を行った。結果を図 3.28 に示す。図 3.27 中の PFI : 100%及び DI : 20 %圧縮行程噴射の運転領域は、どちらも冷却水温 105 °C での結果である。高負荷限界は、ポート噴射のみの場合で Net IMEP 565 kPa, DI : 20 %圧縮行程噴射では冷却水温 85 °C 時と同様に Net IMEP 520 kPa であった。PFI : 100 %では NOx 排出量が制限値以上の条件があったために、冷却水温 85 °C 時よりも高負荷限界が下がった。DI : 20 %圧縮行程噴射の高負荷限界は冷却水温を変えても同様の値であったが、運転領域が排気圧力の低い領域へ移動したためポンプ損失が低減し、図示熱効率は 38 %から 38.8 %へ向上している。

次に排気行程噴射について着目する。PFI : 100 %と DI : 20 %排気行程噴射時(-400 deg.ATDC)の運転領域を図 3.29 に示す。両者はどちらも冷却水温 105 °C での実験結果である。DI : 20 %排気行程噴射での高負荷限界は Net IMEP 560 kPa であり、PFI : 100 %時と同程度であった。これは圧縮行程噴射時よりも高負荷限界が高い結果であった。高負荷運転限界における図示熱効率は 38.2%であり、PFI : 100 %に比べ 0.6 ポイント低下した。運転範囲は圧縮行程噴射と同様に PFI : 100 %に比べ排気圧力が高い領域へ移動した。

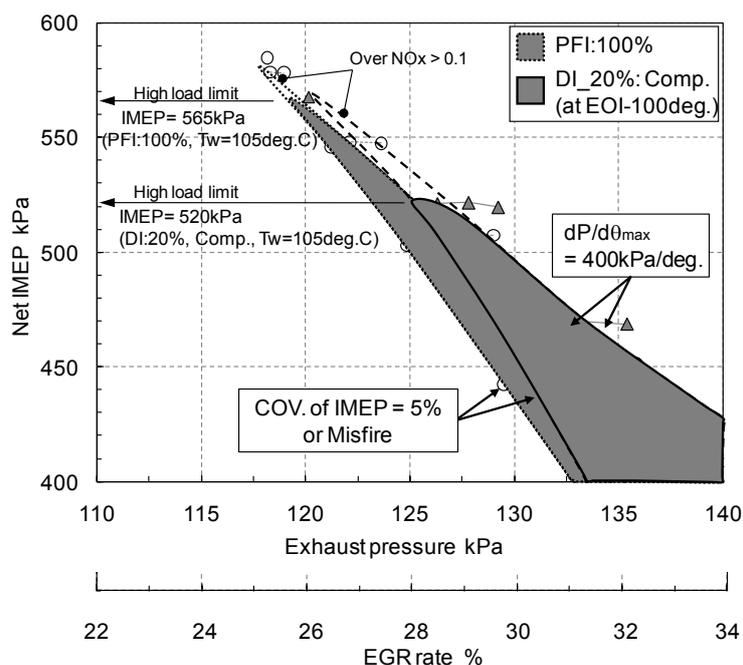


Figure 3.28 Comparison of HCCI operational area (EOI -100 deg. ATDC, 105 °C in T_{water})

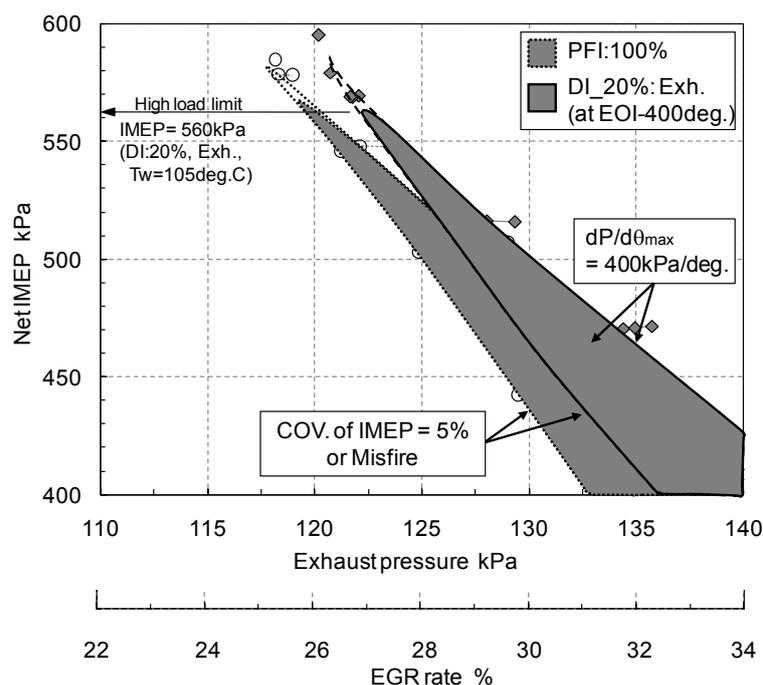
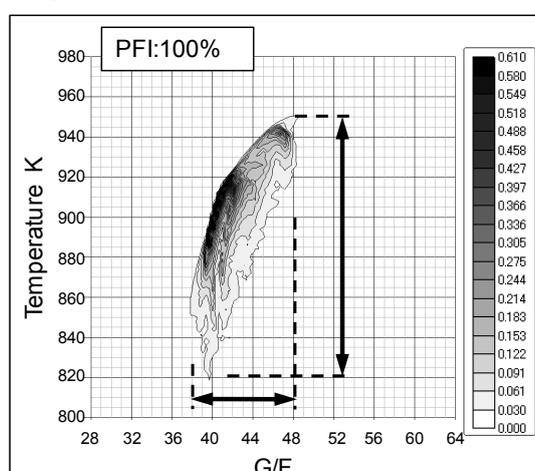


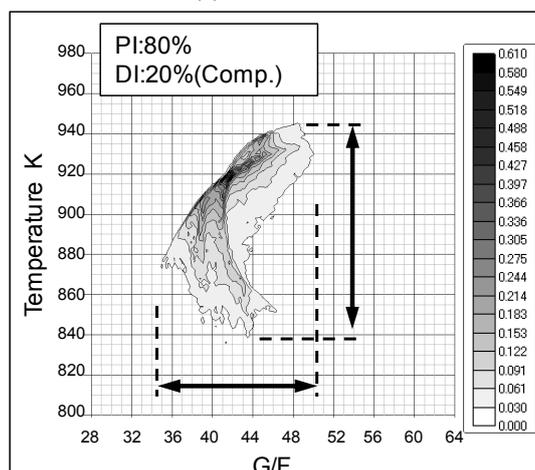
Figure 3.29 Comparison of HCCI operational area (EOI -400deg. ATDC, 105 °C in T_{water})

以上で示した図 3.28, 図 3.29 の結果をより詳細に理解するため, 3次元流動解析を行った. 計算には格子数約 1,300,000 のエンジンモデルと, STAR-CD(v3.26)を使用して行った. 吸排気ポートの流入, 流出に関しては, 吸排気ポート端面に圧力境界を設置し, 圧力は実験値を使用した. ガス温度は GT-Power により予測した. 実験の運転条件は Net IMEP 520 kPa, EGR 率 34.8%, 平均 G/F 43 である. 図 3.30 は横軸に G/F, 縦軸に混合気温度をとり, ポー

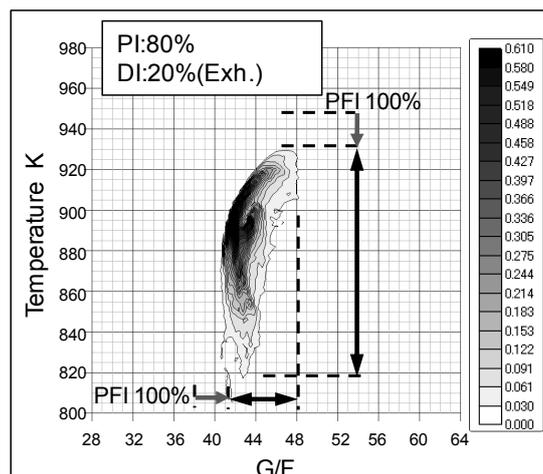
ト噴射(a)と圧縮行程噴射(DI: 20%, -100 deg.ATDC)(b), 排気行程噴射(DI: 20%, -400 deg.ATDC)(c)のそれぞれの場合について圧縮上死点前 20 deg.CA 時における筒内ガスの燃料質量分率分布を表わしている. 3条件の計算に使用した後侮条件及び燃料投入総量は同一であり, DI割合及びDI噴射時期のみ異なっている. まずG/Fに着目すると, PFI: 100%での燃料濃度分布範囲に比べ, 圧縮行程噴射ではG/Fが濃い側に広がり, 排気行程噴射ではG/Fが均一化している. つまり, 排気行程噴射は燃料濃度分布 G/F を均一化させることができるといえる. しかし初めに予測した圧力上昇率低減効果が得られず, その理由として直噴に伴う温度分布の変化が推測される. 縦軸の温度分布に着目すると, 排気行程噴射はPFI: 100%に比べ高温領域が減少している. 再導入されたEGRガス中に燃料を投入することによりEGRガス温度が低下し, これまでPFI: 100%時に形成されていた温度成層の温度差が減少したため, 期待された効果が無かったと考えられる.



(a) PFI: 100 %



(b) DI: 20 %, DI timing: -100 deg.ATDC



(c) DI: 20 %, DI timing: -400 deg.ATDC

Figure 3.30 Distribution of fuel mass fraction for each case at -20 deg.ATDC

(3) 多段筒内直接噴射が運転範囲に与える影響

前節で排気行程によって燃料濃度分布を均一化できることが分かった。本節では、排気行程噴射についてさらに検討する。燃料の約 20 %を排気行程中に直噴することで燃料濃度分布を均一化するが、同時に混合気の温度差が減少すると予測される。そこで、直噴燃料を新気にも噴射して温度を低下させ、温度差を拡げることができないのではないかと考えた。図 3.31 は、これまで燃料を排気行程中に直噴で 20 %、残り 80 %をポート噴射で投入していたのに対し、ポート噴射の代わりに吸気行程直噴に置き換えた場合の燃料濃度分布を表わしている(吸気行程 ; -220 deg.ATDC, 排気行程 ; -400 deg.ATDC)。図 3.31 では、直噴の多段化による低温領域の増加は確認できず、また燃料濃度分布が拡大している。

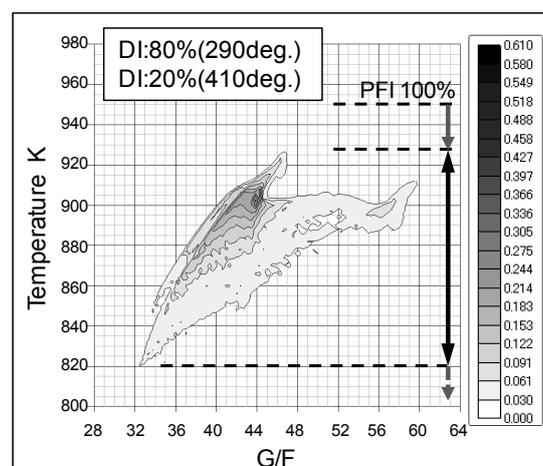


Figure 3.31 Fuel distribution of DI split injection

図 3.32 に直接噴射の多段化が HCCI 運転領域に与える影響を示す。最初の噴射を-400 deg.ATDC とし、次の噴射を-220 deg.ATDC とした。高負荷限界は PFI : 100 %よりも低い結果となった。この原因として本研究で使用した直噴インジェクタが最適化されていないために、混合気の形成が上手く行われなかったことが考えられる。

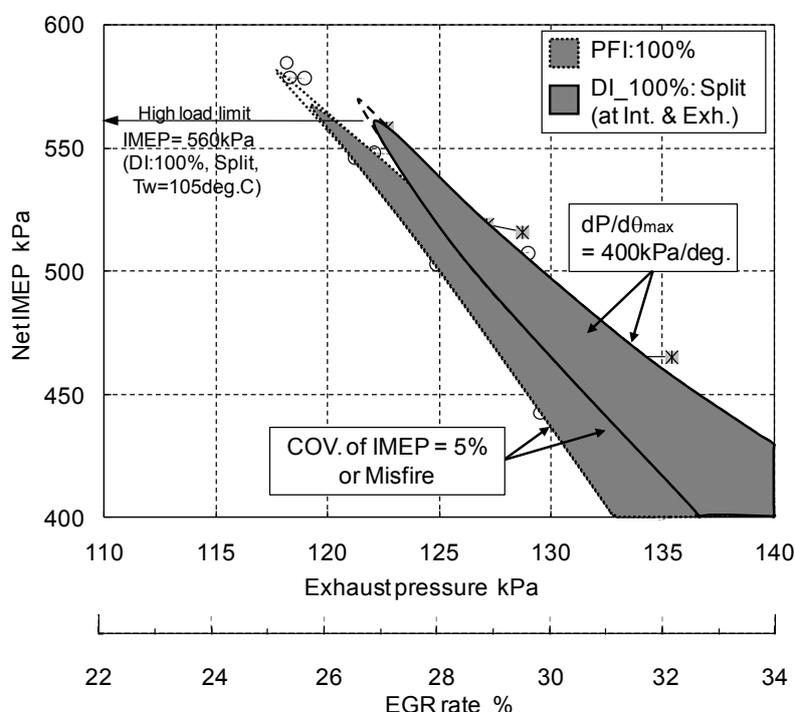


Figure 3.32 Comparison of HCCI operational area

3. 3. 4 燃料濃度分布が低負荷 HCCI 運転に与える影響

(1) 筒内直接噴射時期の影響

HCCI 低負荷領域の拡大及び着火安定性の向上を目的として、燃料濃度分布が HCCI 運転に与える影響について調査した。DI 噴射時期が低負荷 HCCI 運転時の燃焼安定性に及ぼす影響を調査した。結果を図 3.33 に示す。横軸は DI 噴射時期(EOI)を表わし、縦軸はそれぞれ CA50, 燃焼期間, COV of IMEP, ISNO_x, ISHC 及び ISCO を表わす。また各図中の破線は PFI 100 %時の結果を表わしている。実験は全投入燃料量(PFI+DI)を 6.6 mg(Net IMEP ≒ 130 kPa)一定で、直噴の割合を 25%とした。バルブタイミングは図 2.3 に示した低負荷用を使用した。実験条件として IMEP の変動率が 5%よりも大きい条件で行ったのは、直噴による燃焼安定性の変化をより分かりやすくするためである。HCCI 低負荷限界の拡大には、燃焼安定性の向上が必要である。本研究では、燃焼安定性を COV of IMEP で評価した。図 3.33 の COV of IMEP について着目すると、吸気行程から圧縮行程-60 deg.ATDCの間では大きな変化は見られない。CO や HC 排出量も変化はない。噴射時期-60 deg.ATDC 付近で CA50 が吸気行程噴射に比べ約 0.5 deg.進角し、COV of IMEP を 1.5 %低下することができた。これは局所的な燃料高濃度領域の形成が、自着火を促進した結果であるといえる。一方、排気行程噴射では EGR 率が高負荷運転時に比べ高いため、HC 排出量が増加することなく直噴時

期をより進角させることができている. 排気行程噴射においても CA50 が吸気行程噴射に比べ僅かに進角した.

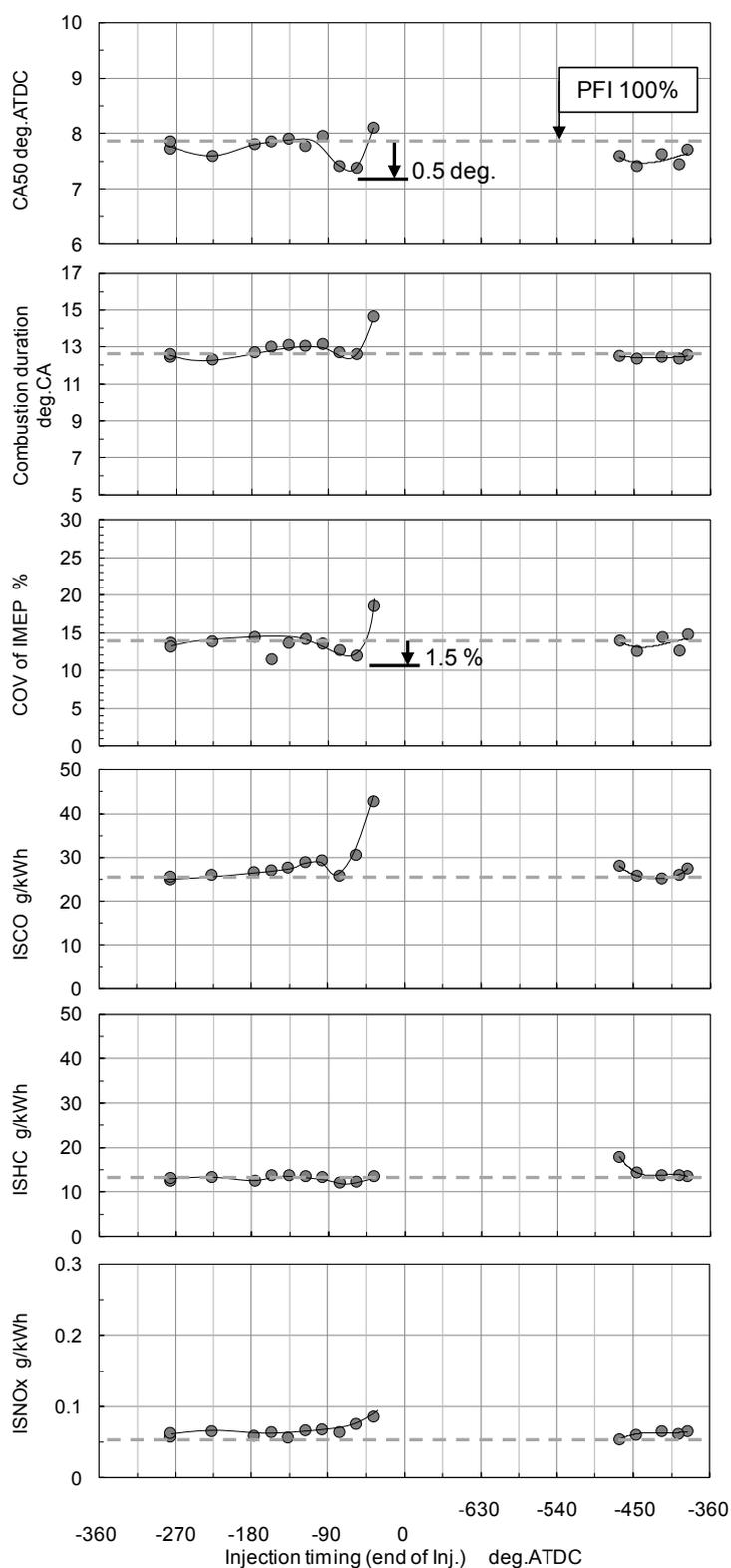


Figure 3.33 Effect of injection timing on CA50, combustion duration, ISCO, ISHC and ISNOx

(2) 筒内直接噴射割合の影響

全投入燃料量の直接噴射量が占める割合が低負荷 HCCI 運転性能に与える影響を調べるために、直噴割合をパラメータとし噴射時期を変化させた。結果を図 3.34 に示す。圧縮行程噴射の場合、DI 割合が高いほど CA50 が遅角し、COV of IMEP が増加している。筒内に直接噴射される燃料量が多いほど、筒内の混合気温度が低下するためと考えられる。噴射時期を -60 ~ -50 deg.ATDC とすると、DI : 50 %, 70 % の場合で CA50 が進角する傾向が見られる。このとき NO_x 排出量が増加しており、DI : 25 % 条件と同様に、燃料濃度が高い領域が形成され、燃焼温度が上昇していることが推察できる。排気行程噴射の場合、DI 割合を増加しても着火時期や燃焼期間、排気性能に大差は無かった。

以上より、直噴を併用した低負荷 HCCI 運転で、燃焼安定性の向上を目的に高温ガス中に局所的な燃料高濃度領域を形成した場合、低直噴割合では僅かな燃焼安定性の向上が認められた。しかし過度に直噴割合を増加した場合、ガス温度が低下し燃焼安定性が悪化し NO_x 排出量が急増する。

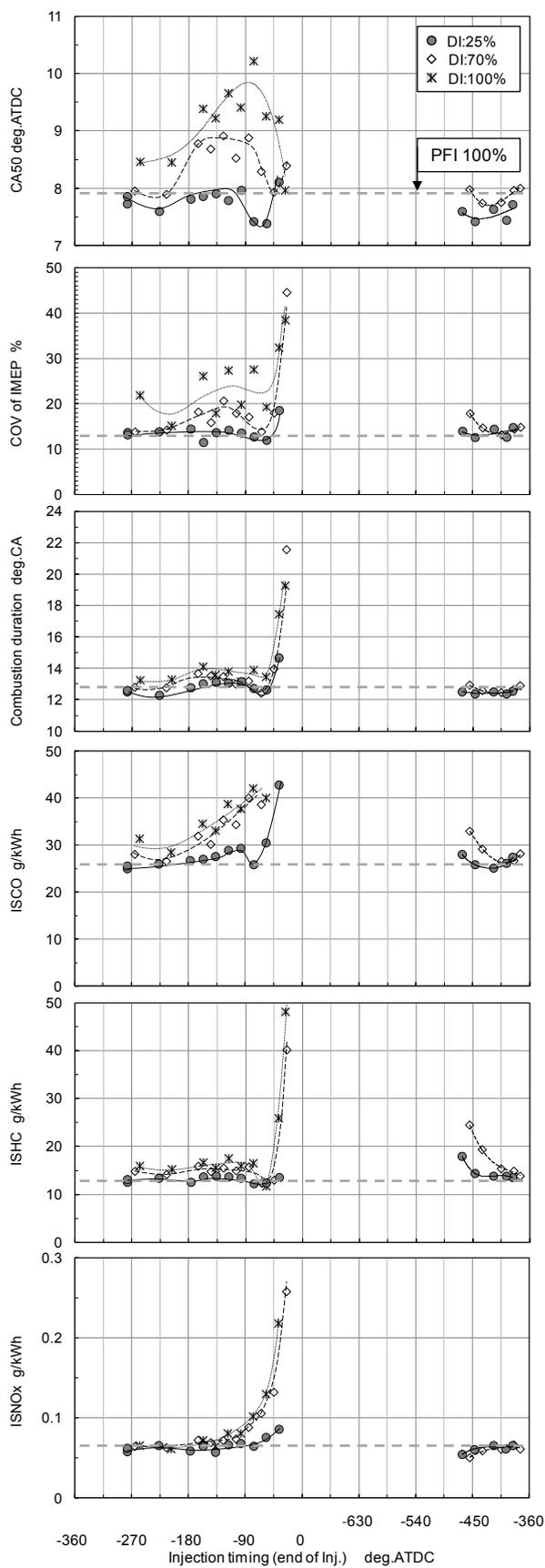


Figure 3.34 Effect of DI injection percentages on CA50, combustion duration, ISCO, ISHC and ISNOx (DI percentage: 25, 70, 100 %)

3.4 まとめ

筒内温度成層化が HCCI 運転性能に与える影響

3.2章では、更なる高負荷 HCCI 運転を実現するために、BDSC システムに EGR ガイドを併せて用いることにより筒内の温度成層の促進を図った。得られた知見を以下にまとめる。

- (1) EGR ガイドを用いた筒内温度成層が高負荷 HCCI 運転時の圧力上昇率に与える影響について調査した。結果より EGR ガイドにより圧力上昇率が最大で 10%程度低減された。これは、燃焼期間が平均的に約 1deg.長期化し、燃焼が緩慢になったことに起因している。また、EGR ガイドを取り付けることで、高負荷 HCCI 運転時の燃焼変動が抑制された。
- (2) EGR により高負荷 HCCI 運転限界がエンジン回転数 1500rpm 時で IMEP=523kPa から 580kPa, 2500rpm 時で IMEP=430kPa から 470kPa へ拡大した。また EGR ガイドによる温度成層化促進により HCCI 燃焼のロバスト性が向上した。
- (3) EGR ガイドにより筒内の温度成層化を促進が、低負荷 HCCI 運転に与える影響について調査した。その結果、EGR ガイドを取り付けることで低負荷運転時の着火安定性が向上した。EGR ガイドによって既燃ガスと新気の混合を抑制することにより、混合気温度が高い領域では燃料濃度が薄く、温度が低い領域ほど燃料が多く存在するようになり、結果的に着火性の悪い混合気が形成されたことが原因の一つとして推測出来る。高温領域に燃料が多く存在させることが HCCI 低負荷限界の拡大に効果的であるといえる。

筒内燃料濃度分布が HCCI 運転性能に与える影響

3.3章では、投入燃料の一部を筒内直噴化することによって、燃料濃度分布が HCCI 運転性能に与える影響を数値計算と実験の両面から調査した。得られた知見を以下に示す。

- (1) 筒内直噴により全投入燃料量の 20%を圧縮行程(-100 deg.ATDC)に噴射した時、最大圧力上昇率がポート噴射のみに比べ 45%低減した。また、排気行程において-400 deg.ATDC よりも遅角側で投入燃料の一部を直接噴射することで、HC 排出を増加させることなく最大圧力上昇率が低減した。
- (2) 筒内の燃料濃度分布の違いが HCCI 高負荷運転限界及び、運転領域に与える影響を調べた。投入燃料の 20%を排気行程に直接噴射することで、高負荷運転限界に影響を与えることなく、排気圧力が高い領域に運転範囲が移動する。このことは、直噴を併用することで HCCI 燃焼の EGR 率に対するロバスト性を向上させることを示す。
- (3) 3次元数値解析により EGR ガスの偏在に伴い成層化された燃料濃度分布 G/F を、排気行程噴射を用いることで均一化できることを示した。
- (4) 筒内直接噴射された燃料による吸熱の効果に着目し、直噴を吸気行程と排気行程に分割して燃料投入することで温度成層化を強化することを狙い、運転範囲の変化につい

て調べた。しかし直噴インジェクタの混合気形成が上手く行われなかったために、高負荷限界を拡大するには至らなかった。

- (5) 低負荷 HCCI 運転で、燃焼安定性の向上を目的に高温ガス中に局所的な燃料高濃度領域を形成した場合、低直噴割合では僅かな燃焼安定性の向上が認められた。直噴割合を増加した場合、直噴燃料の吸熱量が増加し筒内温度が低下する結果、燃焼安定性が低下し NOx 排出量も急増する結果となった。

参考文献

- (1) M. Sjöberg, J. E. Dec, A. Babajimopoulos and D. Assanis, “Comparing Enhanced Natural Thermal Stratification Against Retarded Combustion Phasing for Smoothing of HCCI Heat-Release Rates”, SAE Paper No. 2004-01-2994, (2004).
- (2) M. Sjöberg, J. E. Dec and N. P. Cernansky, “Potential of Thermal Stratification and Combustion Retard for Reducing Pressure-Rise Rates in HCCI Engines, Based on Multi-Zone Modeling and Experiments”, SAE Paper No. 2005-01-0113, (2005).
- (3) K. Kumano and N. Iida, “Analysis of the Effect of Charge Inhomogeneity on HCCI Combustion by Chemiluminescence Measurement”, SAE Paper No.2004-01-1902, (2004).
- (4) K. Hatamura, A Study on HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition) Gasoline Engine Supercharged by Exhaust Blow Down Pressure, JSAE 2005, 20054865
- (5) K. Hatamura, A Study on HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) Gasoline Engine Supercharged by Exhaust Blow Down Pressure, SAE Technical paper, No.2007-01-1873, 2007.
- (6) A. Morita et al. “A Study on HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) Gasoline Engine Supercharged by Exhaust Blow Down Pressure (Third Report), Review of Automotive Engineering No.29 pp.61-64, (2008).
- (7)Hesselbacker k. H. et. al., “Experimental investigation of Gaussian beam effects on the accuracy of a droplet sizing method”, Appl. Opt., 30, 33, pp. 4930-4935, (1991).
- (8)T. Kawaguchi et. al., “ Interferometric Measurement of Size and Velocity Distributions of Spherical Particles in Spray Flow (in Japanese)”, Transactions of the JSME, Series B, Vol. 68 No. 01-0376, pp. 141-148, (2002).

第4章 圧縮比がブローダウン過給 HCCI エンジン性能に与える影響

4.1 はじめに

これまでの研究により、排気ブローダウン過給システムによって HCCI 運転の高負荷限界を拡大できることを実証してきた。一方で本システムでは排気を一度排気ポートへ排出するため、低負荷ほど従来の内部残留ガスを用いる NVO 方式に比べ自着火に必要な熱源を得にくく、燃焼安定性及び熱効率が低下している。低負荷運転時の燃焼安定性及び熱効率向上に高圧縮比化が有効である⁽¹⁾。但し高圧縮比化は圧力上昇率が増加するため、高負荷運転限界に対して不利と予測される⁽²⁾⁽³⁾。HCCI 運転にとって最適な圧縮比を調査する必要がある。

本研究では BDSC システムを用いて、低負荷から高負荷まで広い運転領域で、高熱効率を維持したまま HCCI 運転を実現することを目的とし、BDSC-HCCI エンジンにおける圧縮比の違いが、HCCI 運転負荷範囲、熱効率及び HCCI 燃焼特性に与える影響について調べた。

4.2 実験装置及び条件

実験に用いたエンジンの主な諸元を表 4.1 に示す。圧縮比(以下、CR と称す)は 11.7 と 14.1 の 2 種類を準備した。圧縮比はピストンピン中心からピストントップ面までの高さ、ピストントップ形状を変更することで変化させた。機関回転数はすべての実験において 1500

Table 4.1 Basic engine specifications and experimental conditions

| | |
|---------------------------|--------------------|
| Engine type | Inline 4 cylinders |
| Bore × Stroke | 86mm × 86 mm |
| Compression ratio | 11.7, 14.1 |
| Intake air temperature | 25 °C |
| Intake air humidity | 50 % |
| Coolant water temperature | 85 °C |
| Engine speed | 1500 rpm |
| Fuel | Gasoline (RON91) |
| Fuel supply | Port Injection |

rpm とした。供試燃料はレギュラーガソリン(RON91)を使用した。実験では、2番, 3番気筒の吸排気バルブを停止させ, 1番, 4番の2気筒のみを使用して試験を行った。実験では、目標負荷に応じてカムシャフトを交換することでバルブタイミングを変更した。

4.3 圧縮比が高負荷 HCCI 運転に与える影響

4.3.1 圧力上昇率に与える影響

圧縮比が高負荷 HCCI 運転時の圧力上昇率に与える影響について調べた。圧縮比を高めることによって上死点付近での筒内容積が現象するため、圧力上昇率が高くなると考えられる。図 4.1 に圧縮比が HCCI 運転時における圧力上昇率最大値に与える影響を示す。同時に各条件の A/F, G/F 及び EGR 率を併せて示す。図 4.1(a)と(b)は、それぞれ燃料量一定と G/F 一定とした場合の比較を示す。実験には高負荷カム (High load) を使用し、排気圧力を調節することで燃焼位相 CA50 を変化させた。図 4.1(a)の投入燃料量が同一の場合、圧縮比を 11.7 から 14.1 へ高めることで圧力上昇率が約 120kPa/deg.CA 増加している。また高圧縮比化により同等の燃焼位相を実現する EGR 率が 24%, G/F が 8%減少している。圧縮比を高めると、自着火に必要な既燃ガス量が減少し EGR 率が低減される結果、G/F が小さくなる。G/F の減少は圧力上昇率増加を招くことから、図 4.1(a)の圧力上昇率の差は上死点容積と G/F の減少による複合的な結果である。この時の両者の負荷は CR11.7 が IMEPnet = 510kPa, CR14.1 が IMEPnet = 570kPa である。一方、図 4.1(a) の G/F 一定の結果に着目すると、両者の圧力上昇率の差が大きく縮まっている。両者の差は 25 から 50kPa/deg.CA となった。この時の両者の負荷は CR11.7 が IMEPnet = 510kPa, CR14.1 が IMEPnet = 520kPa であり、おおよそ同一の負荷条件となっている。図 4.1(a), (b)の比較から、高圧縮比化によって圧力上昇率が増加する原因は G/F の減少による影響が大きいことが分かる。以上より、高圧縮比化に伴う圧力上昇率の増加により、高負荷限界が低下すると予測される。しかしながら高圧縮比化によって同時に理論熱効率が向上し、同一投入燃料における仕事が増加すると考えられる。高負荷限界に与える影響については 4.3.3 節で詳述する。

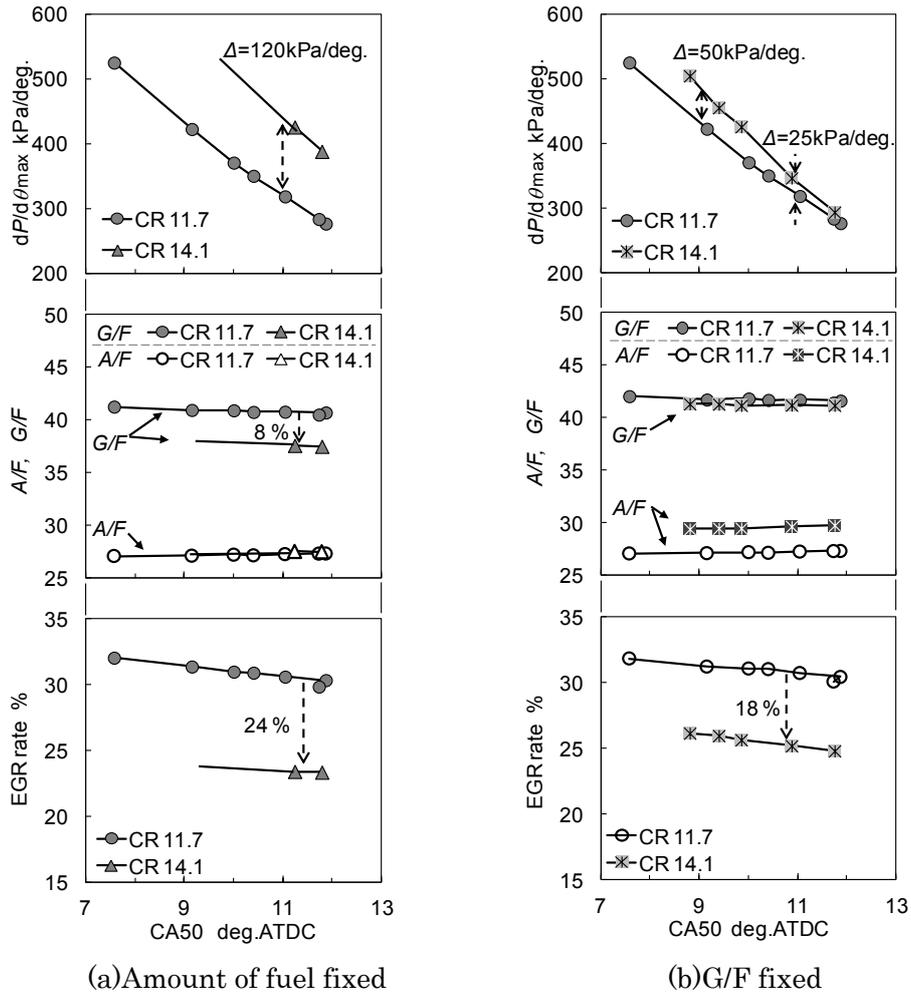


Figure 4.1 Effect of compression ratio on peak pressure rise rate

4. 3. 2 ブローダウン過給効果に与える影響

圧縮比を高めることで HCCI 燃焼を成立させるために必要な EGR 率が低下し、作動ガス量が減少する結果ブローダウン圧力波が縮小することが考えられる。本システムにおいてブローダウン圧力波の大きさは本システムにおいてブローダウン圧力波の大きさは、熱効率及び高負荷限界に大きな影響を与える。ブローダウン圧力波の振幅が縮小すると、ブローダウン圧力波によって再導入される EGR 量が減少する。ブローダウン圧力波の縮小に起因して減少した再導入 EGR 量を補うためには、排気絞りによって排気管内の平均圧力を高める必要がある。しかし排気圧力の増加は、ポンプ損失の増加により熱効率を低下させ、また残留ガス量の増加に伴い新気充填量が減少し、高負荷限界が低下することが考えられる。

表 4.2 に圧縮比が異なる HCCI 運転条件の比較を示す。表 4.2 で示す 2 条件は、高負荷カム (High load) を使用して、投入燃料量を一定とし燃焼時期 CA50 が同一となるように EGR 率を調節した。この時の EGR 率、G/F 及び作動ガス総量は、高圧縮比化に伴いそれぞれ 24%、8%、7%減少している。この 2 条件の比較から、高圧縮比化による作動ガス量の低下が、ブローダウン過給効果に与える影響について検証する。

Table 4.2 Experimental conditions in different compression ratio

| | | Case 1 | Case 2 |
|-------------------|------------|-------------|-------------|
| Compression ratio | - | 11.7 | 14.1 |
| Fuel amount | [mg/cycle] | 15.7 | 15.8 |
| CA50 | [deg.ATDC] | 11.0 | 11.2 |
| EGR rate | [mass%] | 30.7 | 23.4 |
| <i>A/F</i> | - | 27.3 | 27.5 |
| <i>G/F</i> | - | 40.7 | 37.6 |
| Total gas amount | [mg] | 639 | 594 |
| Exhaust pressure | [kPa] | 136 | 114 |
| IMEP net | [kPa] | 510 | 570 |

図 4.2 に表 4.2 の 2 条件における筒内圧力、排気管圧力及び排気バルブを通過するガスの質量流量履歴の比較を示す。図 4.2 の筒内圧力は第 4 気筒の圧力履歴を示し、排気圧力は第 4 気筒の排気ポート出口における計測結果である。排気バルブを通過するガスの質量流量は 1 次元吸排気シミュレーション (GT-Power) により求めた。質量流量は正が筒内から排気ポートへの排出を表わし、負が排気ポートから筒内への再流入を表わす。圧縮比を 11.7 から 14.1 へ高めることで排気バルブ開時期 (180deg.ATDC 付近) における第 4 気筒の筒内圧力は約 30 kPa 低く、これに伴い第 4 気筒の排気ブローダウン圧力波の振幅も 11% 減少している。ブローダウン圧力波の振幅は排気の平均圧力とピーク圧力の差と定義した。排気バルブを通過する排ガスの最大質量流量は 2.4% 減少している。対向気筒である第 1 気筒からのブローダウン圧力波の振幅も 16% 減少している (-180deg.ATDC 付近)。ブローダウン圧力波による既燃ガスの再導入時における排気バルブ通過流量に着目すると、2 つの極値を持つことがわかる。前半は、ブローダウン圧力波が到達するよりも前であることから、筒内と排気平均圧力の差圧による再導入である。その後ブローダウン圧力波が到達し、再び排気バルブ通過流量が増加する。この時の通過流量の最大値は 2 条件ともほぼ同じ値である。ブローダウン圧力波のピーク圧力と筒内圧力の差圧は Case 1 が 8kPa, Case 2 が 7kPa と同程度であった。ブローダウン圧力波のピーク圧力と、この時の筒内圧力の差圧の違いが小さかったためにバルブ通過流量が同程度となった。以上より、高圧縮比化によりブローダウン圧力波の振幅は縮小しブローダウン過給効果は僅かに減少したが、圧力波の縮小に伴った再導入既燃ガス量の減少に比べ、着火に必要な既燃ガス量の減少幅の方が大きいことがわかる。

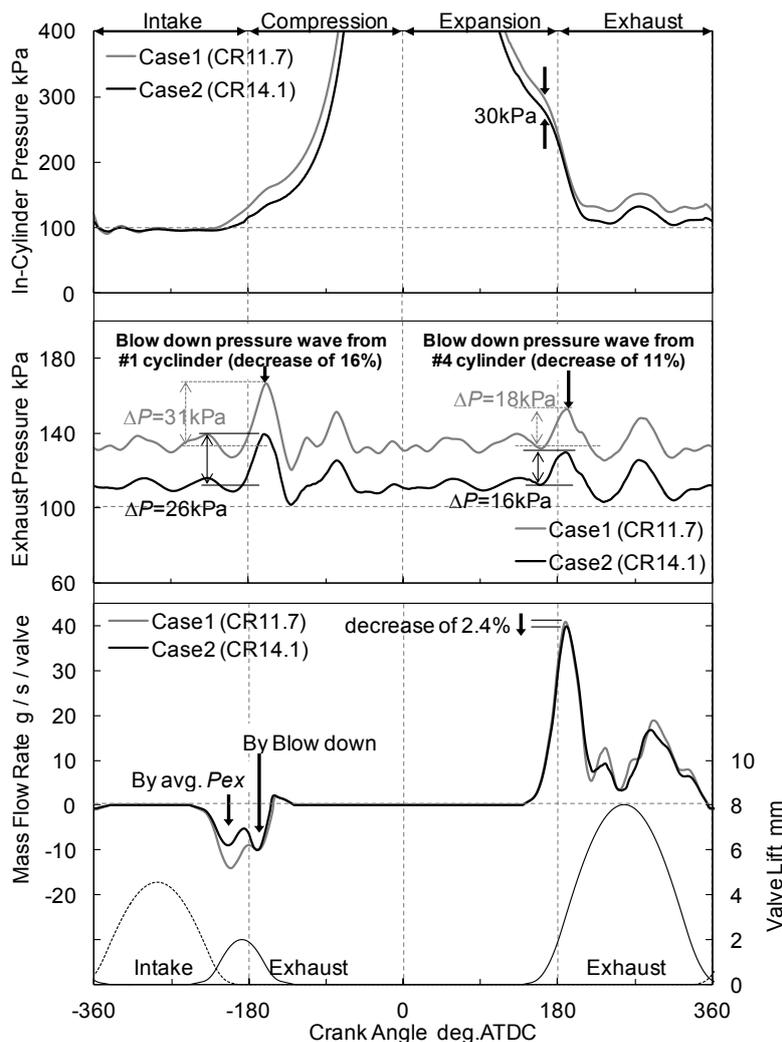


Figure 4.2 In-Cylinder pressure, exhaust pressure and mass flow rate through exhaust valves (comparison between Case 1 and Case 2)

本研究でのバルブタイミングは圧縮比によらず同一としたが、高圧縮比化に伴って減少した作動ガスを増加させるために、吸気バルブの閉時期をさらに遅角化し新気量を増やすことが考えられる。そして遅角化した吸気バルブ閉時期に併せて EGR 再導入時期と排気バルブ開時期を遅角化することで、作動ガスを増加させることが可能である。これにより高圧縮比化によって縮小したブローダウン圧力波の振幅を増大できる。CR11.7 でも同様の方法で作動ガスを増加させることはできるが、同時に排気平均圧力が高まりポンプ損失が増加するため、これ以上高負荷限界は拡大しないことがこれまでの研究で確認されている。しかし CR14.1 の条件において、排気平均圧力の増加によってポンプ損失が増大する効果と、作動ガスの増加によって高負荷限界が拡大する効果のバランスを最適化することで、高負荷限界を拡大できる可能性がある。今後の課題として CR14.1 の条件に最適化したバルブタイミングの設計が必要である。

4. 3. 3 高負荷限界に及ぼす影響

圧縮比が HCCI 高負荷限界に与える影響を調べた。結果を図 4.3 に示す。燃料量と EGR 率を調節することで HCCI 運転領域及び高負荷限界を求めた。バルブタイミングには、高負荷カムを (High load) を使用した。縦軸に IMEP net, 横軸に EGR 率をとったマップ上に、CR11.7 と CR14.1 それぞれの HCCI 運転成立範囲を示している。EGR 率の調節は、排気の平均圧力調整によって行った。燃料噴射量を一定とした場合、EGR 率が高いほど着火が進角化し、これに伴い圧力上昇率が增大する。一方、EGR 率が低下すると着火が遅角化し、IMEP の変動率増大や失火を招く。この操作を燃料量をパラメータに繰り返すことで、圧力上昇率限界線 ($dP/d\theta_{max} = 400\text{kPa/deg.}$) と燃焼変動限界線 (COV of IMEP = 5% or Misfire) で囲まれた HCCI 運転成立範囲が得られる。図中の実験条件における燃焼変動限界は、全て失火による限界であった。まず HCCI 運転範囲の違いに着目する。図 4.3 から分かるように、運転負荷に対する EGR 率が大きく異なり、CR14.1 の運転範囲は CR11.7 に比べ EGR 率が約 4 ポイント減少している。高圧縮比化によって圧縮による混合気の温度上昇が増大するため、圧縮初めの混合気温度を低くできる。その結果同じ着火時期を得るための再導入 EGR 量が減少した。

次に高負荷限界に着目する。HCCI 運転範囲の圧力上昇率限界線と失火限界線の交点が高負荷運転限界となる。CR14.1 の高負荷限界は IMEPnet=570kPa であり、CR11.7 の IMEPnet=590kPa に比べ 20kPa 減少している。高圧縮比化による圧力上昇率増大の不利に対して、熱効率向上効果が高負荷限界の低下幅を小さくしたといえる。

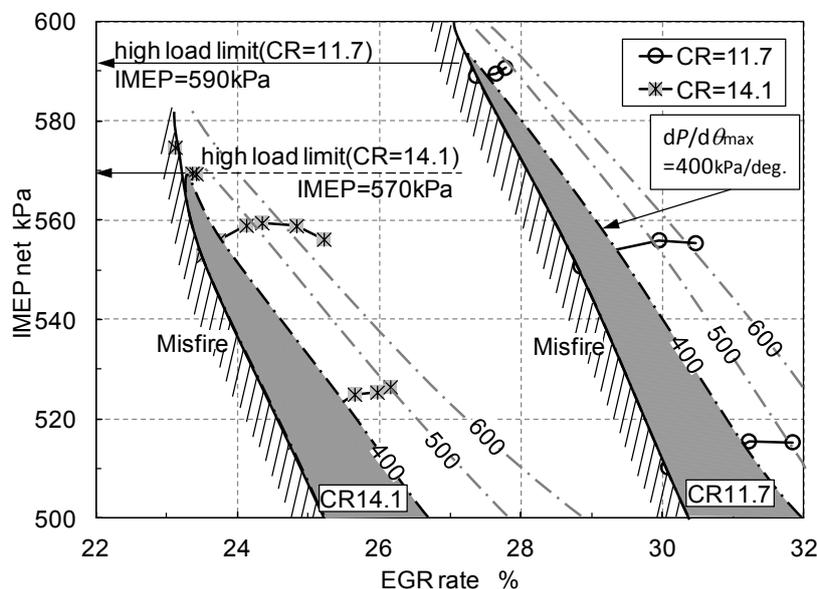


Figure 4.3 Comparison of operational high load region and high load limit between CR11.7 and CR14.1

4. 3. 4 高圧縮比化による熱効率向上効果(高負荷)

高負荷 HCCI 運転時の図示熱効率の改善理由を調べるために熱収支を解析した. 結果を図 4.4 に示す. 図示熱効率のポンプ損失は測定した筒内圧力から計算した. 比熱比は 1 次元吸排気シミュレーションより得られた筒内圧力ガス組成及び温度の関数として求め, この比熱比の履歴を使用した見かけの熱発生率を上死点前 100 deg.から上死点后 100 deg.までの区間で積分し熱発生量とした. この熱発生量と, 燃焼効率を考慮した投入熱量の差から冷却損失を算出した. 燃焼効率は排気中の未燃成分の排出量と, 投入燃料量の熱量比より求めた. 図示熱効率差からポンプ損失と冷却損失, 未燃損失を引いて, 残った効率差を圧縮比増加による効率向上分とした. ここで図示効率差に占める冷却損失及び未燃損失の割合を求める際には, 冷却損失及び未燃損失の差分にサイクル効率を乗ずることでそれぞれ求めた. 解析対象の CR11.7 及び CR14.1 の HCCI 運転は, 投入燃料量と燃焼時期 CA50 が同じである. 図 4.4 は燃料量が 16 mg/cycle で, 燃焼時期が CA50 11.0 deg.ATDC である.

図示効率は CR11.7 が 37.2%, CR14.1 が 41.0%であり図示熱効率の差は 3.8 ポイントある. この内訳は, 圧縮比増加による熱効率向上が 1.9 ポイント, ポンプ損失の減少によって 1.4 ポイント, 冷却損失の減少によって 0.5 ポイントという結果であった. 高負荷運転時についても, 圧縮比増加により理論熱効率ほどの熱効率向上は得られないが, ポンプ損失や冷却損失が低減することによって熱効率は大きく向上した.

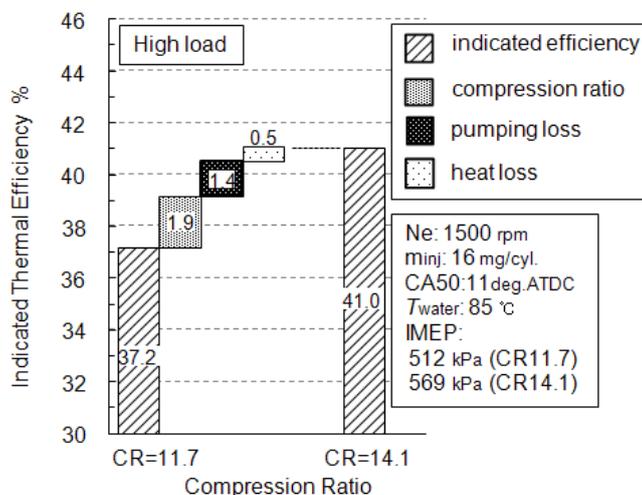


Figure 4.4 Heat balance analysis of factors contributing to improve thermal efficiency (high load)

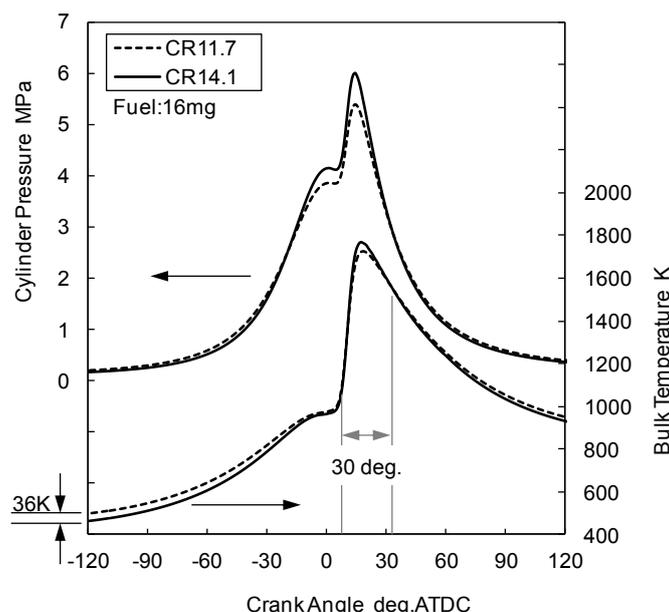


Fig.4.5 Cylinder pressure and calculated bulk gas temperature

図 4.5 は図 4.4 の筒内圧力と平均ガス温度の比較である。同じ燃焼時期を得るための圧縮開始温度は、CR14.1 の方が低くできることが分かる。圧縮上死点前 120deg.BTDC の平均混合気温度の差は 36K であった。最高筒内圧力は CR14.1 の方が 0.7MPa 程度高く、燃焼最高温度も 50K 程度高い。しかしながら上死点後の約 30deg.の期間以外で、混合気温度は CR14.1 の方が低くなっている。HCCI 運転では混合気を自己着火させるため、SI 運転に比べ圧縮行程における冷却損失が大きくなる⁽⁴⁾。CR14.1 の方が燃焼期間中の冷却損失は僅かに大きくなるが、圧縮及び膨張行程において冷却損失が低減するために、全冷却損失量が低減したと考えられる。

4. 4 圧縮比が低負荷 HCCI 運転に与える影響

4. 4. 1 低負荷限界に及ぼす影響

圧縮比の違いが低負荷 HCCI 運転範囲及び熱効率に与える影響について調査した。図 4.6 は横軸を IEMPnet、縦軸を正味燃料消費率とし、CR11.7 と CR14.1 による HCCI 運転による結果を示している。使用したカムは低負荷運転を想定した C100 カムである。CR11.7 の低負荷限界は IMEPnet 220 kPa、CR14.1 は IMEPnet 130 kPa であり、高圧縮比化によって 90 kPa 拡大している。また正味燃料消費率について着目すると、圧縮比を高めることで燃料消費率が 7%程度低減する結果となった。燃料消費率の低減に寄与した要因については次節で詳しく解析する。

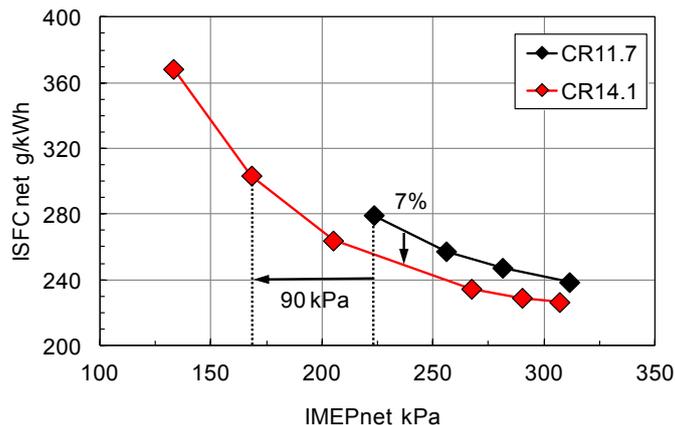


Figure 4.6 Effect of compression ratio on ISFC

図 4.7 に低負荷 HCCI 運転時における圧縮比が排気性能に与える影響について示す。CO 排出量は圧縮比が高い CR14.1 の方が多く、NO_x 排出量は CR14.1 の方が少ない結果となった。HC 排出量は両者に有意な差は無いといえる。高圧縮比化によって圧縮前の下死点における混合気温度を低減することができるため、既燃ガスの再導入量を少なくできる。その結果、混合気の A/F は圧縮比が高い方が大きくなる。CR14.1 の低負荷限界である IMEP 130 kPa における既燃ガス割合は 60% を超えており、G/F は 70 以上と非常に希釈された混合気条件である。従来の火花点火運転の希薄/希釈可燃限界から大きく離れた条件でも HCCI 運転が実現できた。

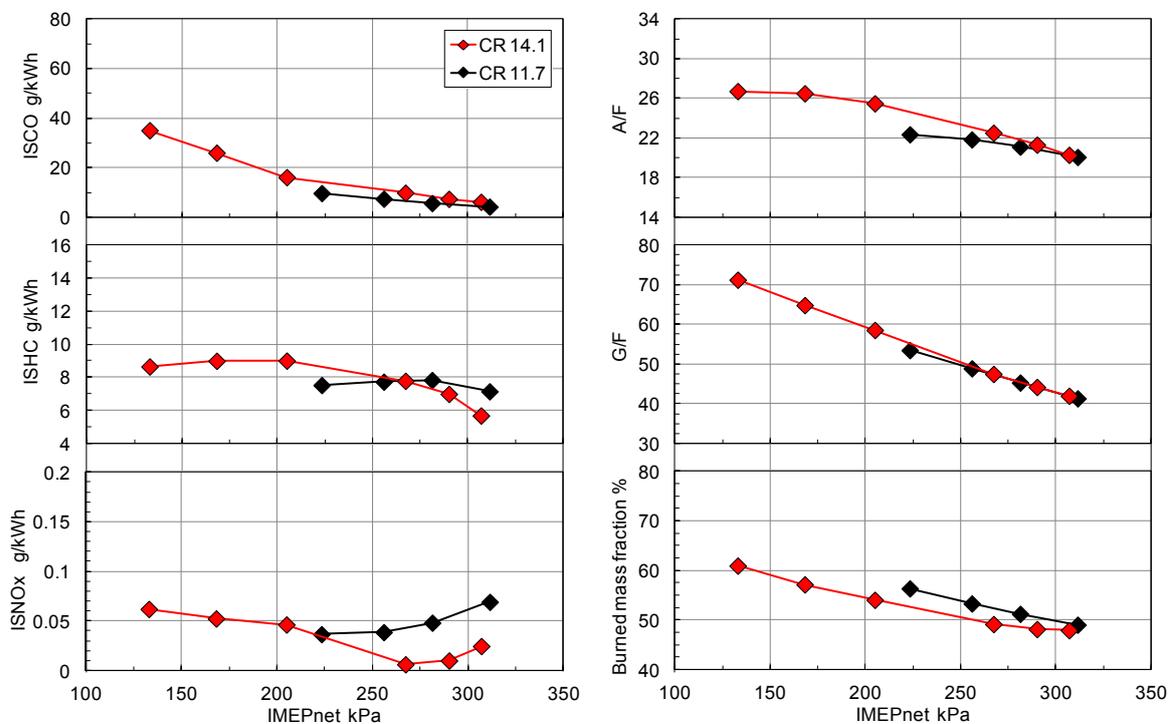


Figure 4.7 Effect of compression ratio on ISCO, ISHC, ISNO_x, A/F, G/F and burned mass fraction

4. 4. 2 高圧縮比化による熱効率向上効果(低負荷)

低負荷 HCCI 運転時の図示熱効率の改善理由を調べるために熱収支を解析した。結果を図 4.8 に示す。解析方法については 4.3.4 節と同様である。燃料量が 9.1mg/cycle で、燃焼時期が CA50 6.3 deg.ATDC である。

図示効率は CR11.7 が 31.0%，CR14.1 が 35.6%であり図示熱効率の差は 4.6 ポイントである。この内訳は、圧縮比増加による熱効率向上が 1.7 ポイント、ポンプ損失の減少によって 2.3 ポイント、冷却損失の低減分が 0.6 ポイントという結果であった。未燃損失については両者で有意な差が無かった。圧縮比を 11.7 から 14.1 へ高めることでオットーサイクルの理論熱効率は 2.9 ポイント向上する。しかしながら低負荷 HCCI 運転条件では、圧縮比増加による熱効率向上は 1.7 ポイントと小さく、ポンプ損失や冷却損失が低減することで最終的に高い熱効率の向上が得られた。

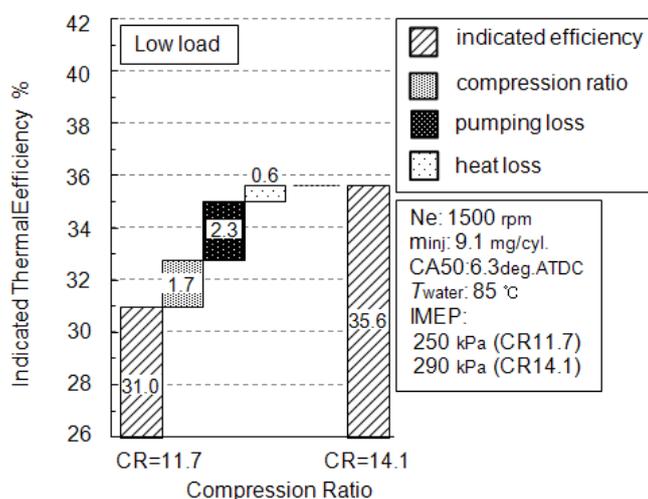


Figure 4.8 Heat balance analysis of factors contributing to improve thermal efficiency (low load)

4. 5 ブローダウン過給 HCCI エンジンの性能評価

4. 5. 1 実験装置及び方法

BDSC-HCCI機関の諸元と実験条件を表 4.3 に示す。実験には直列 4 気筒の排気量 1997cc のガソリンエンジンを使用した。エンジンの圧縮比は前節の結果を参考に 12.0 と 13.7 の 2 条件を用いた。エンジン回転数は 1500rpm と 2500rpm の 2 条件とした。冷却水温はすべての条件で 105 °C 一定に制御し、燃料はレギュラーガソリンを使用しポート噴射により供給した。吸入空気は温湿度制御装置により温度 25 °C、湿度 50 %一定に制御した。

Table 4.3 Engine specifications and experimental conditions

| | | | |
|--------------------|--------------------|-----------------|------------------|
| Engine Type | Inline 4 cylinders | Engine Speed | 1500, 2500rpm |
| Displacement | 1997 cc | Coolant Temp. | 105 °C |
| Bore × Stroke | 81 × 96.9 mm | Intake Temp. | 25 °C |
| Connection Rod | 152.7 mm | Intake Humidity | 50 % |
| Fuel Supply | Port Injection | Fuel | Gasoline (RON91) |
| Injection Pressure | 350 kPa (gauge) | Oil Viscosity | 5W-30 |
| Compression Ratio | 12.0, 13.7 | | |

4. 5. 2 ブローダウン過給 HCCI エンジン性能

図 4.9 にエンジン回転数 1500rpm における BDSC-HCCI エンジンの正味熱効率を示す。圧縮比が 12.0 と 13.7 の 2 条件の結果を示す。また比較のため圧縮比 12.0 でのスロットル SI 及びノンスロットル SI(付録 C 参照)の燃費性能も併せて示す。まず圧縮比 12.0 の BDSC-HCCI エンジンの結果について着目すると、スロットル SI に比べ最大で 22%正味熱効率が向上している。HCCI 高負荷運転限界においては正味熱効率が 17%向上しており、この時正味熱効率は 36.9%であった。運転負荷範囲は BMEP 70 kPa から BMEP 530 kPa となった。次に圧縮比 13.7 の結果について着目する。圧縮比を 12.0 から 13.7 へ高めることでさらに 6%以上正味熱効率が向上している。高負荷限界においてはスロットル SI に対し 24%正味熱効率が向上しており、正味熱効率は 38.8%と非常に高い性能を実現している。運転負荷範囲は BMEP 50 kPa から BMEP 510 kPa となり、圧縮比 12.0 よりも 20 kPa 減少している。

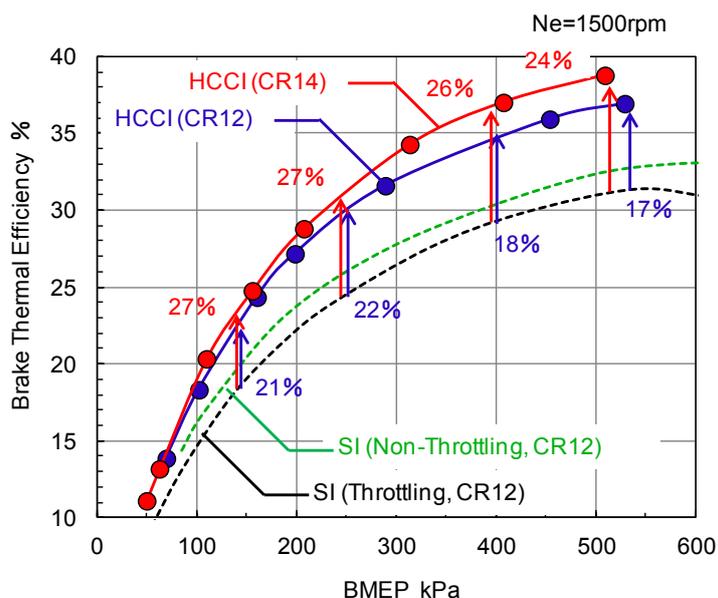


Figure 4.9 Brake thermal efficiency of BDSC-HCCI engine (1500rpm)

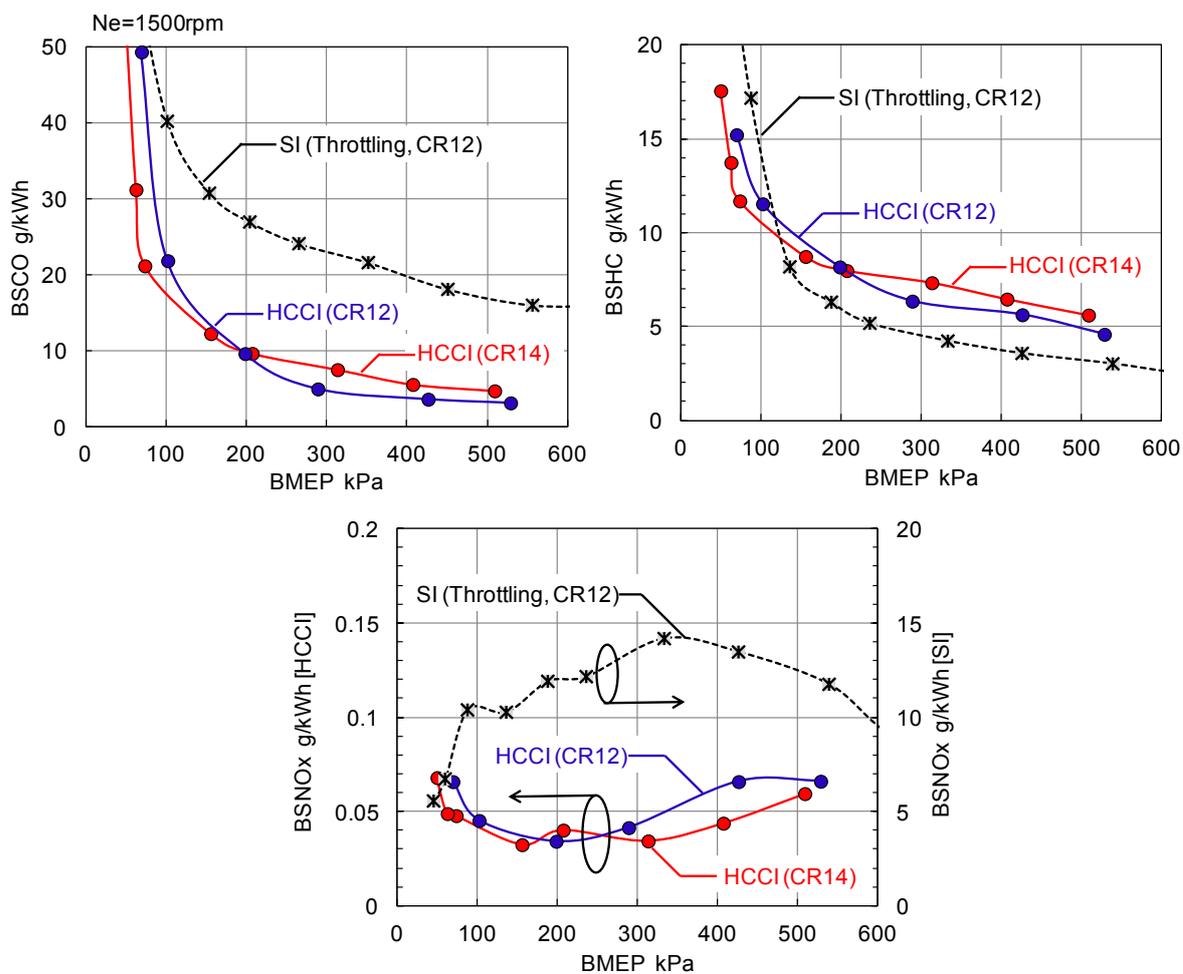


Figure 4.10 Emissions of BDSC-HCCI engine (1500rpm)

次にエンジン回転数 1500rpm における BDSC-HCCI エンジンの排気性能について図 4.10 に示す。CO 排出量は圧縮比 12.0 と 13.7 の両者とも SI 運転に比べ、低負荷を除けば 1/3 程度低減している。圧縮比の違いについては、圧縮比が高い 13.7 の方が低負荷側では少なく、高負荷側では多い結果となった。HC 排出量は SI 運転に比べ同程度か僅かに多い結果となった。圧縮比による排出量の違いは、CO 排出量の傾向と同様に圧縮比が高い方が低負荷側で少なく、高負荷側で僅かに多い結果となった。NO_x 排出量は圧縮比 12.0 と 13.7 の両者とも SI 運転に比べ 1/100 以下の排出量となった。圧縮比による排出量の違いは有意な差が無かった。

図 4.11 はエンジン回転数 2500 rpm における BDSC-HCCI エンジンの正味熱効率を示している。圧縮比が 12.0 と 13.7 の 2 条件の結果を示す。また比較のため圧縮比 12 でのスロットル SI の燃費性能も併せて示す。まず圧縮比 12.0 の BDSC-HCCI エンジンの結果について着目すると、スロットル SI に比べ最大で 14 % 正味熱効率が向上している。HCCI 高負荷運転限界においては正味熱効率が 13 % 向上しており、この時正味熱効率は 36.3 % であった。エンジン回転数が 1500rpm から 2500rpm へ速くなると SI 運転の熱効率が向上するために、熱効率の改善幅が減少したと考えられる。運転負荷範囲は BMEP 30 kPa から BMEP 490 kPa となった。次に圧縮比 13.7 の結果について着目する。圧縮比を 12.0 から 13.7 へ高めることで 1500rpm と同様にさらに 6% 以上正味熱効率が向上した。高負荷限界においてはスロットル SI に対し 19 % 正味熱効率が向上しており、正味熱効率は 38.2 % と非常に高い性能を得ることが出来た。運転負荷範囲は BMEP 0kPa から BMEP 480 kPa となった。

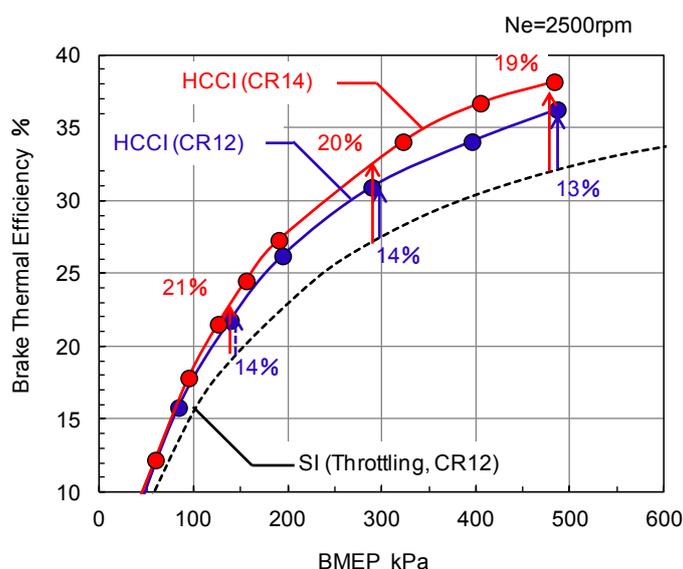


Figure 4.11 Brake thermal efficiency of BDSC-HCCI engine (2500rpm)

エンジン回転数 2500rpm における BDSC-HCCI エンジンの排気性能について図 4.12 に示す。CO 排出量は 1500rpm と同様に圧縮比 12.0 と 13.7 の両者とも SI 運転に比べ、低負荷を除けば 1/3 程度低減している。圧縮比の違いについては、圧縮が高い 13.7 の方が低負荷側では少なく、高負荷側では多い結果となった。HC 排出量は SI 運転に比べ同程度であった。回転数が 1500rpm から 2500rpm へ速くなったことで HCCI 運転における HC 排出量が少なくなった。圧縮比による排出量の違いは、CO 排出量の傾向と同様に圧縮比が高い方が低負荷側で少なく、高負荷側で僅かに多い結果となった。NO_x 排出量は圧縮比 12.0 と 13.7 の両者とも SI 運転に比べ 1/100 以下の排出量となった。圧縮比が低い 12.0 の方が排出量は多い結果となった。

以上より、図 4.13 にブローダウン過給システムを搭載した実機性能の HCCI 運転負荷を示す。結果より高い熱効率の HCCI 運転を広い範囲で実現できることを示した。2, 3 章で検討した EGR ガイドの形状やピストン形状、排気マニホールド形状を改善することによって、BDSC-HCCI エンジンの性能が向上していることから、これら形状の検討を更に加えることでより性能を高めることが出来ると予測される。また吸排気のパルブタイミングについても改良の余地があると考えられる。バルブタイミングの最適化によっても BDSC-HCCI エンジンの性能を向上出来ると考えられるため、今後の課題とする。

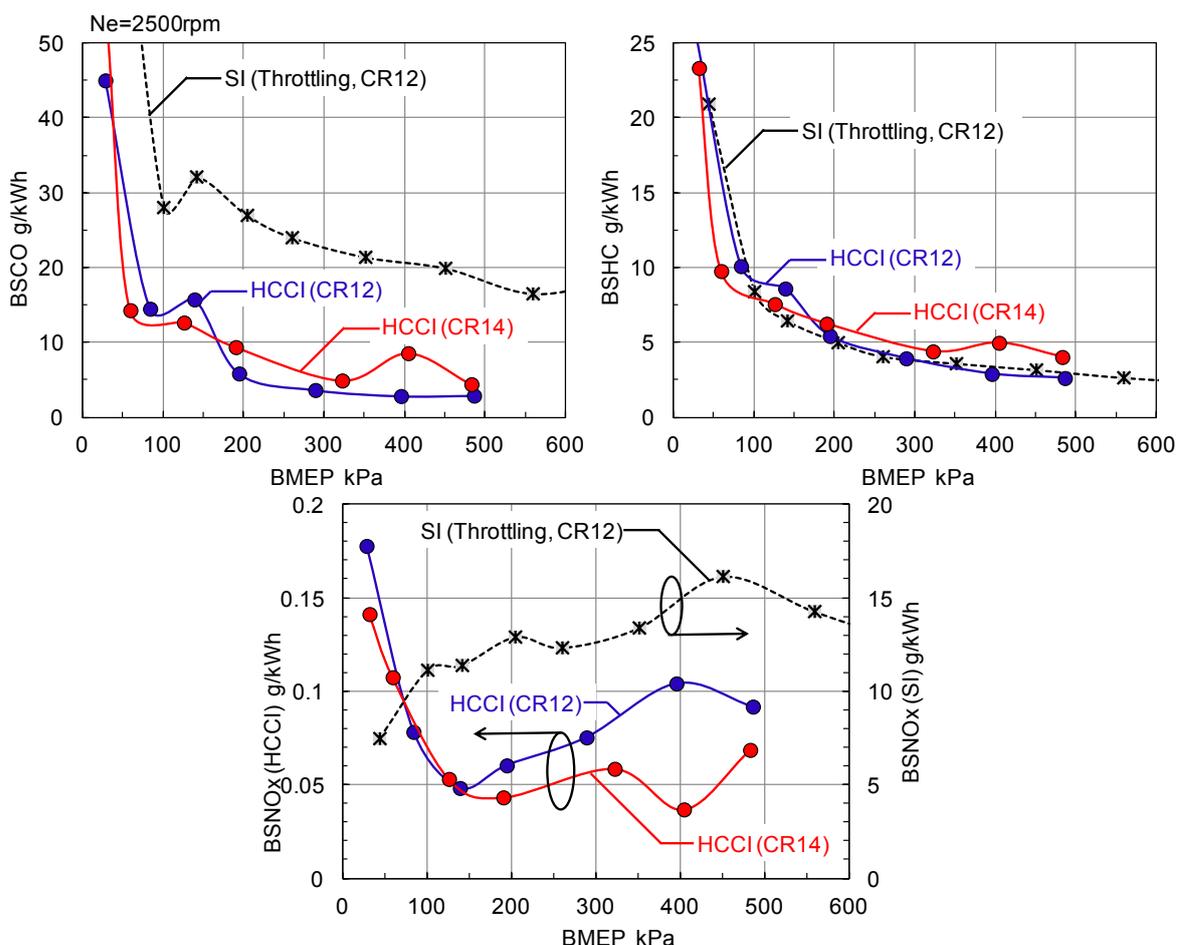


Figure 4.12 Emissions of BDSC-HCCI engine (2500rpm)

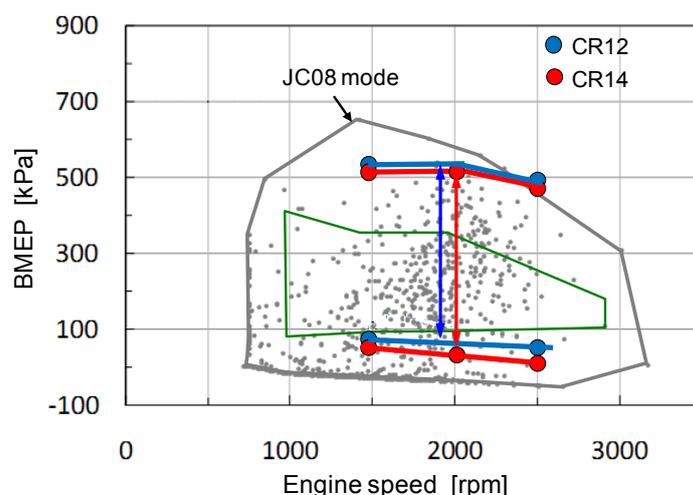


Figure 4.13 Operational are of the BDSC-HCCI engine compared with the conventional HCCI and the JC08 mode

4. 6 まとめ

ブローダウン過給システムを用いたガソリン HCCI エンジンの運転負荷範囲及びエンジン性能に与える圧縮比の影響を調べた結果、以下の知見を得た。

- (1) 圧縮比の違いが高負荷 HCCI 運転時における圧力上昇率に与える影響を調べた。同一投入燃料量での比較より、高圧縮比化により自着火に必要な既燃ガス量が減少し、EGR 率が低減され G/F が小さくなる。そのため圧力上昇率は上死点容積の減少と、 G/F の減少によって増加する。同一 G/F で比較すると、高圧縮比化に伴う圧力上昇率の増加幅が小さくなった。圧縮比の違いによって上死点容積が減少する効果に比べ G/F が減少する効果の方が、圧力上昇率に与える影響が大きい。
- (2) 高圧縮比化によるブローダウン圧力波の縮小に伴い、再導入既燃ガス量が減少するが、同時に着火に必要な既燃ガス量も大きく減少する。このため、圧縮比を高めることで HCCI 燃焼を成立させるために必要な平均排気圧力を下げることができ、ポンプ損失を低減することができる。
- (3) 圧縮比を 11.7 から 14.1 へ高めることにより、圧縮比増加による熱効率向上代は理論効率の向上代を下回るが、ポンプ損失と冷却損失の低減により、図示熱効率は大幅に向上した。

ブローダウン過給システムを搭載した HCCI エンジンの基本性能について実験的に調査した。実験では圧縮比を 12.0 及び 13.7 と変化させた。結果を以下にまとめる。

- (1) エンジン回転数 1500rpm、圧縮比 12.0 の条件では、スロットル SI に比べ最大で 22% 正味熱効率が向上した。HCCI 高負荷運転限界においては正味熱効率が 17% 向上し、

この時正味熱効率は 36.9%であった。運転負荷範囲は BMEP 70 kPa から BMEP 530 kPa となった。圧縮比 13.7 では圧縮比 12.0 に比べ更に 6%以上正味熱効率が向上した。高負荷限界においてはスロットル SI に対し 24%正味熱効率が向上し、正味熱効率は 38.8%となった。運転負荷範囲は BMEP 50 kPa から BMEP 510 kPa となった。

- (2) エンジン回転数 2500rpm, 圧縮比 12.0 の条件では, スロットル SI に比べ最大で 14 % 正味熱効率が向上した。HCCI 高負荷運転限界においては正味熱効率が 13 % 向上し, この時正味熱効率は 36.3 % であった。運転負荷範囲は BMEP 30 kPa から BMEP 490 kPa となった。圧縮比 13.7 では圧縮比 12.0 に比べ更に 6%以上正味熱効率が向上した。高負荷限界においてはスロットル SI に対し 19 % 正味熱効率が向上し, 正味熱効率は 38.2 % となった。運転負荷範囲は BMEP 0kPa から BMEP 480 kPa となった。

参考文献

- (1) M. Christensen, A. Hultqvist and B. Johansson, “Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio”, SAE Paper No. 1999-01-3679, (1999).
- (2) J. O. Olsson, P. Tunestål, B. Johansson, S. Fiveland, R. Agama, M. Willi and D. Assanis, “Compression Ratio Influence on Maximum Load of a Natural Gas Fueled HCCI Engine”, SAE Paper No. 2002-01-0111, (2002).
- (3) Y. Urata, et al., “A Study of Gasoline-fuelled HCCI Engine Equipped with an Electromagnetic Valve Train”, SAE International Spring Fuels & Lubricants No.2004-01-1898, (2004).
- (4) T. Kuboyama, Y. Moriyoshi, T. Yamada, K. Hatamura, J. Takanashi and Y. Urata, “A Heat Balance Analysis of the HCCI Combustion Using Blowdown Supercharge system”, COMODIA 2012, No. OS1-2, (2012).
- (5) H. Yun, J. M. Kang, M. F. Chang and P. Najt, “Improvement on Cylinder-to-Cylinder Variation Using a Cylinder Balancing Control Strategy in Gasoline HCCI Engines”, SAE Paper No. 2010-01-0848, (2010).

第5章 外部過給を用いたブローダウン過給 HCCI エンジンの性能

5.1 はじめに

高い圧力上昇率によって制限される高負荷 HCCI 運転限界を拡大する手法として過給が有効である⁽¹⁾⁽⁶⁾。混合気量が増加することで混合気の熱容量が増え、燃焼による温度と圧力の上昇が低減するため、より高い負荷での運転が可能となる。過給による吸入空気量増分に対して燃料を多く投入出来る。

本章の目的は、高負荷 HCCI 運転限界の拡大に有効な手法の一つである過給を BDSC システムに適応し、過給 BDSC エンジンの有効性や性能評価、課題抽出をすることである。

5.2 実験装置及び条件

実験に用いたエンジンの主な諸元と実験条件を表 5.1 に示す。また計測システムを図 5.1 に示す。エンジンの圧縮比は 12.0 である。燃料は市販のレギュラーガソリン(RON90)を使用した。燃料の噴射圧力波全ての条件で 350 kPa(ゲージ圧)とした。本実験では外部のインダクションモータによって駆動した機械式スーパーチャージャによって過給圧力を変化させた。吸気圧力は駆動するインダクションモータの回転数を調節することで制御できる。吸気温度は水冷式のインタークーラによって制御した。エンジン上流に設けた三方弁の流量比率を調整することで任意の吸気温度に制御できる。周囲の空気の温度と相対湿度はそれぞれ 25 °C 及び 50 %一定とした。排気管内の平均圧力は排気スロットルバルブによって制御した。

実験では 4 気筒で HCCI 運転し、4 気筒全ての筒内圧力をピエゾ式筒内圧力変換器(Kistler 6052c, 6117b)によって計測した。各気筒の CA50 及び gross IMEP をモニタし、各気筒の燃焼位相及び負荷を各気筒の燃料量を調整することでバランスさせた。ピエゾレジスティブ絶対圧力変換器(Kistler 4005A)を吸排気マニホールドに取り付け、吸排気の圧力脈動を測定した。排気エミッションは、CO, CO₂, THC, NO_x 及び O₂ の濃度を排気分析器(HORIBA MEXA-7100FX)により計測した。

Table 5.1 Engine specifications and test conditions

| | |
|---|--------------------|
| Engine type | Inline 4 cylinders |
| Bore × Stroke | 86 mm × 86 mm |
| Compression ratio | 12.0 |
| Supercharger | Lysholm compressor |
| Fuel | Gasoline (RON91) |
| Fuel supply | Port injection |
| Engine speed | 1500 rpm |
| Coolant water temperature (T_{water}) | 105 °C |
| Intake pressure (abs.) | 100 – 200 kPa |
| Intake air temperature | 32 -105 °C ±1 |

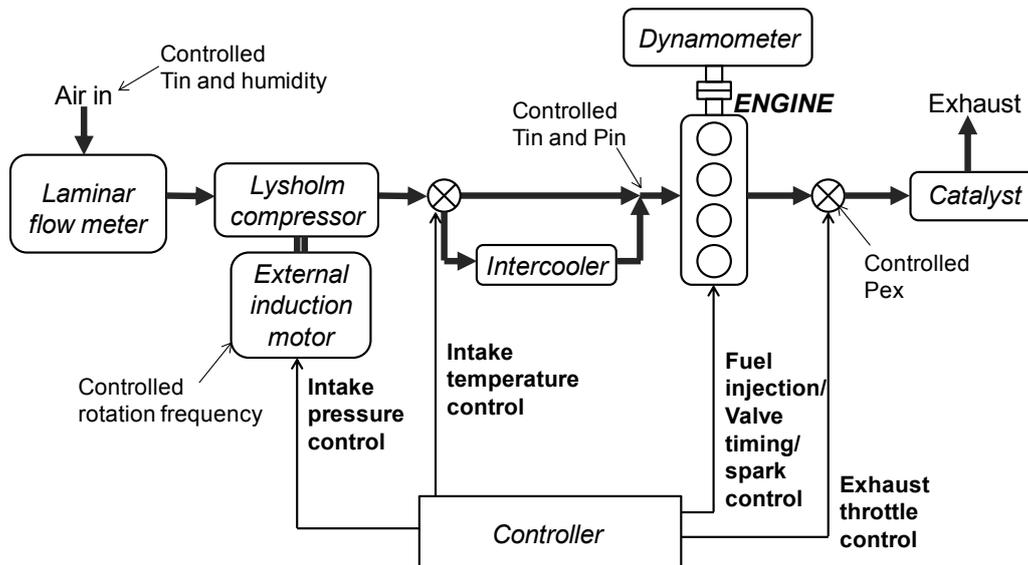


Figure 5.1 Measurement setup for boosted operation

5.3 過給による高負荷限界拡大

本章では、HCCI 運転成立条件を以下のように定義した。

- Ringing Intensity (RI) $\leq 2 \text{ MW/m}^2$ or $dP/d\theta \text{ max} \leq 400 \text{ kPa/deg.CA}$
- Peak Cylinder pressure (PCP) $\leq 9 \text{ MPa}$
- COV of IMEP $\leq 5\%$
- ISNO_x $\leq 0.1 \text{ g/kWh}$

高負荷 HCCI 運転時のエンジンノッキング騒音を制限するために、これまで最大圧力上昇率に加え Ringing Intensity(RI)⁽⁶⁾を追加した。RI の 2 MPa は自然吸気条件、エンジン回転数

1500 rpm の HCCI 運転時における最大圧力上昇率 400 kPa/deg.CA と一致する値である。またエンジンのコンロッド座屈応力より筒内最大圧力を 9 MPa 以下と規定した。

図 5.2 は吸気圧力及び吸気温度が高負荷運転限界に与える影響について示している。横軸は吸気絶対圧力を示し、縦軸は IMEP_{gross} を示している。吸気圧力の増加に伴い高負荷限界はほぼ線形に増加している。吸気圧力 200 kPa, 吸気温度 32 °C の条件において、高負荷限界は 935 kPa に達している。また、吸気温度の上昇に伴い高負荷限界は減少している。HCCI 高負荷限界は筒内の混合気質量に強く依存している。

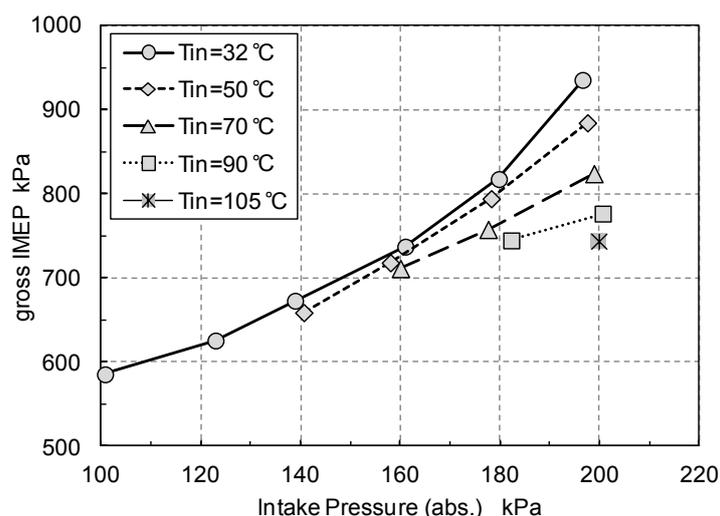


Figure 5.2 Maximum gross IMEP for various intake pressure and temperature

図 5.3 は、吸気温度 32 °C 一定で吸気圧力変化させた時の、各吸気圧力における高負荷限界時の筒内圧力及び筒内平均温度履歴を示している。上死点付近の筒内圧力は吸気圧力の増加に伴い増加しているが、一方で筒内平均温度は低下している。図 5.4 に各高負荷条件における最大圧力上昇率、CA50、PCP、EGR 率、A/F 及び G/F を示している。図 5.4 における A/F 及び G/F の図のみ、吸気温度が 32 °C と 70 °C の二条件の結果を示している。また吸気圧力 180 kPa を境にエンジンノッキング騒音限界の基準を変更している。吸気圧力 180 kPa 以下の条件では最大圧力上昇率を 400 kPa/deg.以下とし、それ以上の吸気圧力条件では RI が 2 MW/m² 以下とした。高負荷 HCCI 運転時には、過度な圧力上昇率を避けるために CA50 を可能な限り遅角している。しかし過度な燃焼位相の遅角は燃焼の変動及び失火を招く。遅角可能な CA50 は吸気圧や吸気温度にほとんど影響を受けていないことがわかる。吸気圧力 200 kPa, 吸気温度 32 °C の条件では、PCP がおよそ制限の 9 MPa に達している。高負荷限界は吸気圧力 200 kPa まではほぼ線形に拡大しているが、更に高負荷限界を拡大するためには PCP を低減する手法が必要となる。吸気圧力及び吸気温度が高まるにつれて、適切な自己着火時期を得るのに必要な EGR 量が減少しているために EGR 率が減少している。A/F と G/F に着目すると、吸気圧力が高まるにつれて A/F と G/F 両者の差が減少し、吸気圧力 200 kPa において吸気温度が 70 °C 以上の条件では両者がほぼ同じ値となっている。吸気圧力及び吸気温度の増加に伴い、自己着火に必要な EGR 率が減少する一方で、過度な圧力

上昇率を低減するために高い希釈率が必要となり，結果として A/F 及び G/F の差が減少する．従って，吸気圧力 200 kPa 以上，吸気温度 70 °C よりも高い条件では，新気混合気の圧縮のみで HCCI 燃焼に至ることをしめしている．

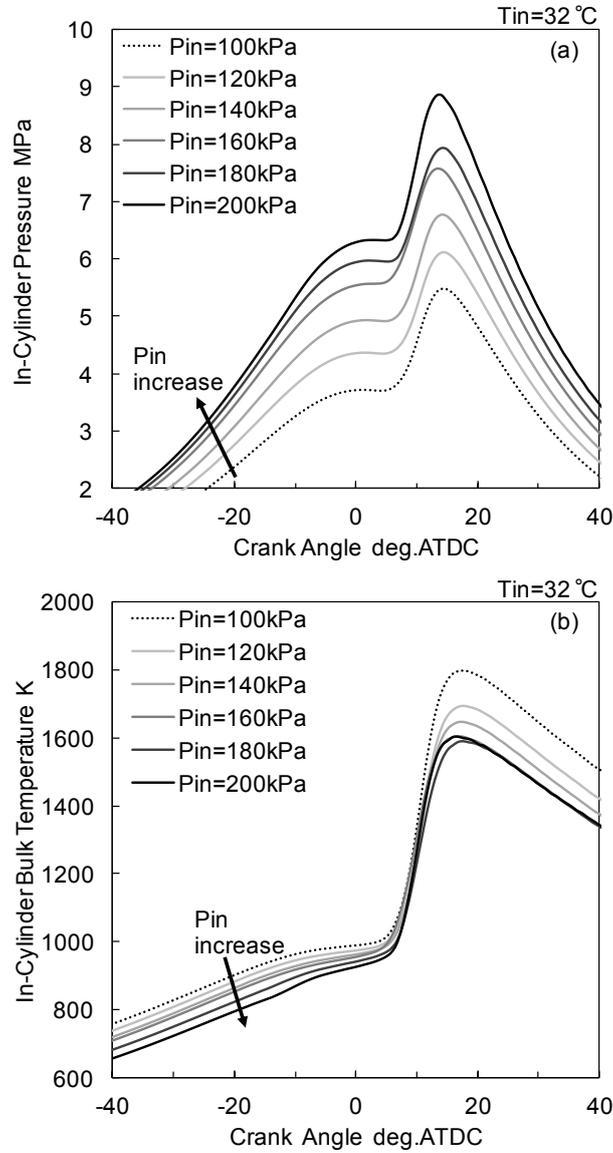


Figure 5.3 In-cylinder pressure and bulk temperature for the maximum gross IMEP points in Fig. 7.2, (32°C in T_{in})

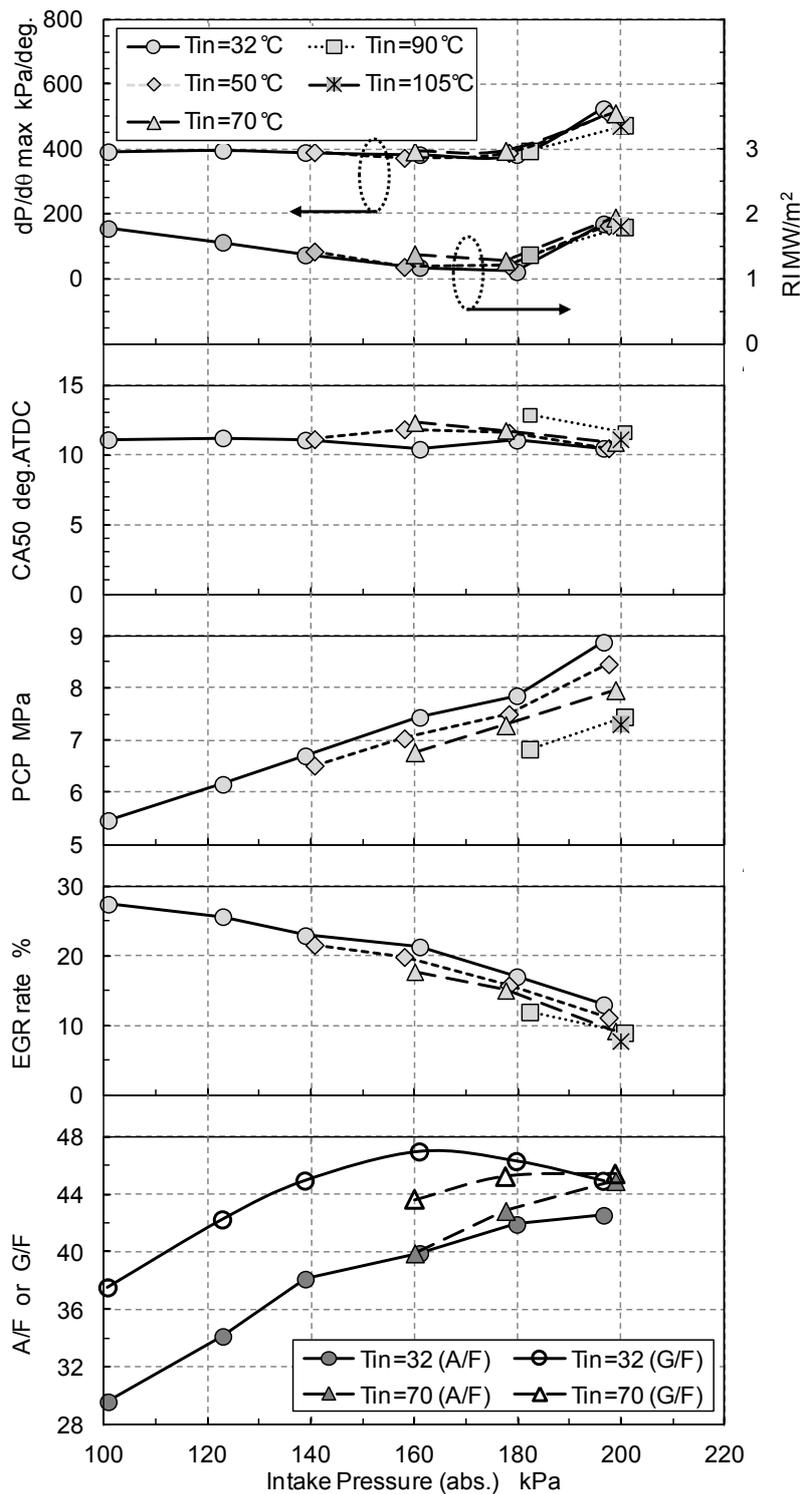


Figure 5.4 $dP/d\theta$ max, CA50, RI, PCP, EGR rate, A/F and G/F for the maximum gross IMEP points in Fig.7.2

5. 4 外部過給 BDSC-HCCI エンジンの性能

図 5.5 に自然吸気と過給の BDSC-HCCI エンジンの正味熱効率を示す. 比較のために, 同エンジンでの従来 SI 運転の結果も併せて示す. またそれぞれの運転における吸気圧力を縦軸(右側)に示す. 図中の過給 HCCI 運転において機械式過給器の駆動に必要な仕事は含んでいない. しかしながら, ターボチャージャ使用を想定して排気管圧力を吸気圧力よりも高くなるように設定した. ポンプ損失が 40 kPa となるように排気圧力を設定した. ポンプ損失 40 kPa は, 自然吸気 HCCI 運転条件における高負荷限界時のポンプ損失と同じである. ターボチャージャで吸気圧力 200 kPa を実現することができれば, BDSC-HCCI エンジンの高負荷限界は自然吸気 SI エンジンの全負荷に相当することがわかる. さらに, BDSC-HCCI エンジンの正味熱効率は, 従来 SI 運転に比べ 12 %以上向上している.

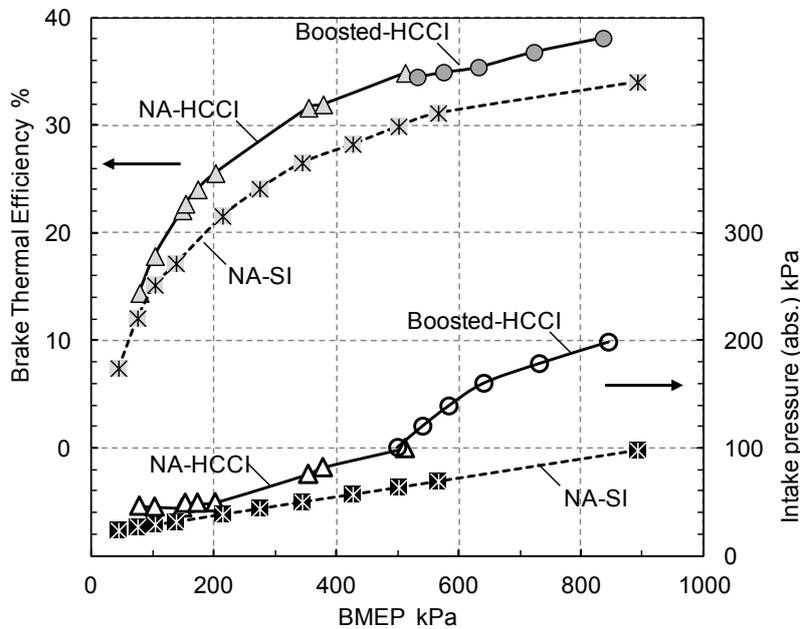


Figure 5.5 BSFC and intake pressure of boosted HCCI operation compared with the NA-HCCI and the SI

実際にターボチャージャを用いた BDSC-HCCI エンジンの可能性を評価するために, 各過給条件におけるターボチャージャの総合効率を見積もった. 見積には実測した吸排気温度や作動ガス流量を用いた. 吸気圧力 200 kPa での HCCI 運転を実現するために必要なターボチャージャの総合効率は 53%である. この時のコンプレッサの断熱効率は 70%, タービン効率は 75 %とした. 吸気圧力 160 kPa の条件に関しては, ターボチャージャの総合効率は 43 %であり, この時のコンプレッサの断熱効率は 70 %, タービン効率は 62 %である. 吸気圧力 200 kPa でのターボチャージャの総合効率 53 %を実現するのは難しいと考えられる. しかしながら, 吸気圧力 180 kPa 以下, すなわち BMEP700kPa までの負荷は十分に実現可能

であると考えられる。今後の課題として、ターボチャージャの適切な容量を見積もることが必要である。

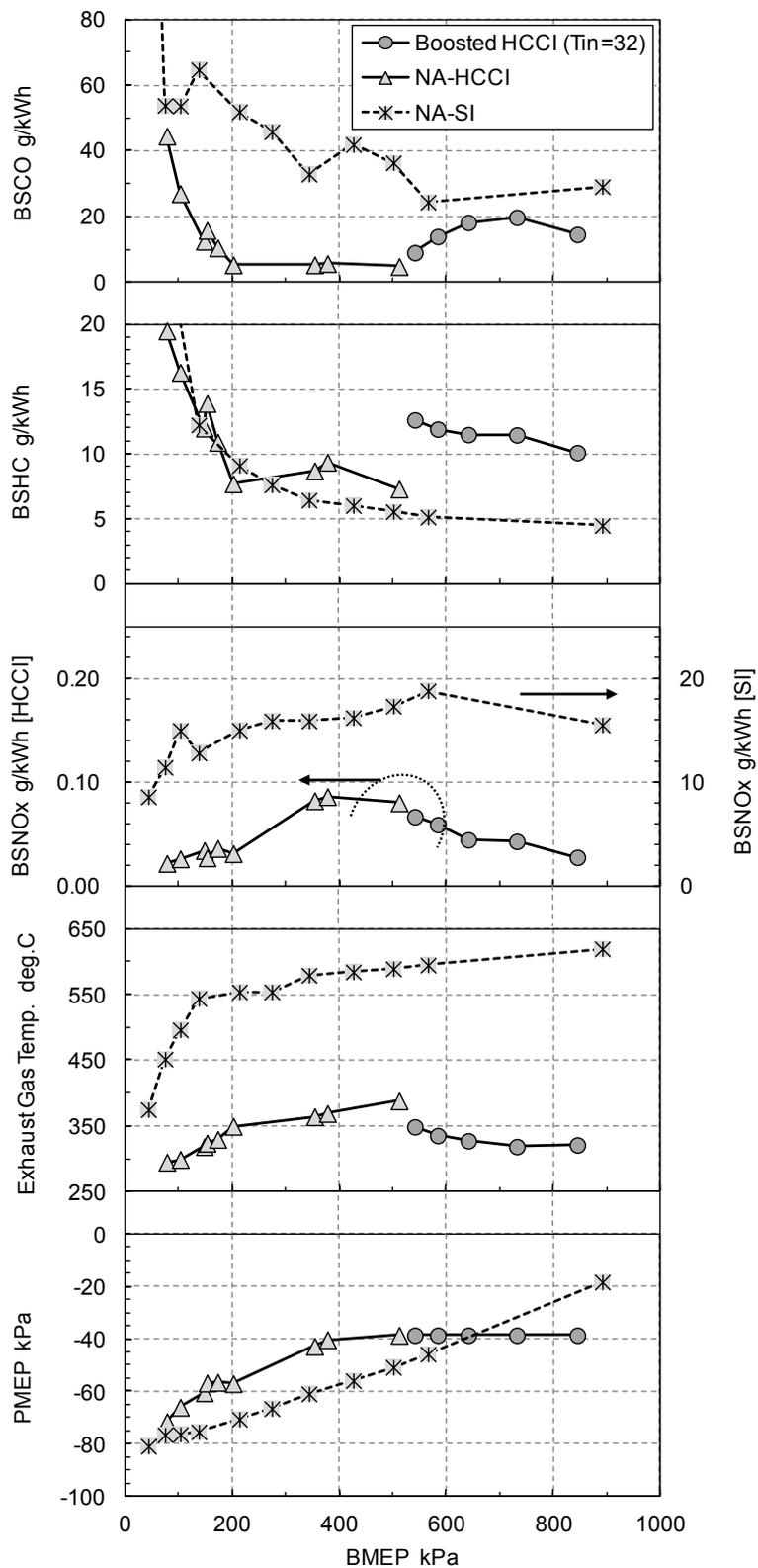


Figure 5.6 BSCO, BSHC, BSNO_x, Tex and PMEP of boosted HCCI operation compared with the NA-HCCI and the SI

図 5.6 は図 5.5 で示したプロットの触媒前の CO 排出量, THC 排出量, NO_x 排出量及び排気温度とポンプ損失を示している. CO 排出量は負荷の増加に伴い増加している. BMEP 700 kPa 以上では CO 排出量の増加傾向が減少している. NA-HCCI 及び boosted HCCI の CO 排出量は, NA-SI 運転の排出量に比べ少ない. boosted HCCI の THC 排出量は NA-HCCI 及び NA-SI に比べ多い. これは過給実験に用いたバルブリフトタイミングが最適でなかったために, EGR 再導入時に再開した排気バルブから新気混合気が吹き抜けてしまったためと考えられる. NO_x 排出量は HCCI 運転の全ての条件で, NA-SI に比べ 1/100 以下であった. boosted HCCI の NO_x 排出量は負荷の増加に伴い減少している. 吸気圧力の増加に伴って G/F が増加しており, この結果として燃焼最高温度が低くなり排出量が大きく低減したと考えられる. 排気温度は NA-HCCI と boosted HCCI 両者とも 300 °C から 400 °C の間と非常に低い. 本実験では, 従来 SI エンジンを使い, エンジン強度の限界まで実験を行った. その結果, HCCI 運転の利点である高熱効率を維持したまま HCCI 高負荷限界を大きく拡大できた. 今後の課題として, 広いエンジン負荷及び回転数に渡って高い過給効率を得られる過給システムを考案することであると考える.

5. 5 高過給条件が HCCI 燃焼に与える影響

前節の図 5.4 で示したように, 吸気圧力 200 kPa の条件において A/F と G/F の差が非常に小さくなることが分かった. 吸気圧力の増加に伴い EGR 率が減少しており, BDSC システム及び EGR ガスによる筒内の温度成層化の効果が減少していくと推測される. 本節では, 過給運転時における BDSC システム及び温度成層化の効果について詳しく調査する. BDSC システムの効果を調査するために, 表 5.2 に示す 2 条件の比較を行った. Case 1 は BDSC システムによる EGR 再導入を行わずに HCCI 運転している条件と, Case 2 は BDSC システムを用いて僅かに EGR を導入している場合を示している. 両者は吸気圧力, G/F, CA50 が同程度の条件である. BDSC システムによる HCCI 運転である Case 2 の G/F 及び CA50 が Case 1 と同じになるように, 吸気温度と投入燃料量を調整した. Case 2 の最大圧力上昇率は Case 1 に比べ 23 % 低減し, RI も 6.5 から 3.0 へ大きく低減している. また, Case 2 の PCP は Case 1 よりも低く抑えられている.

図 5.7 は吸気温度が最大圧力上昇率, EGR 率, PCP, 筒内最高温度 T_{max}, CO 及び HC の排出量に与える影響について示している. 表 5.2 の 2 条件は図中に示した Case 1, Case 2 と同じである. 最大圧力上昇率は吸気温度 70 °C から 90 °C の間では変化が無いが, それより低い条件では吸気温度の低下に伴いさらに減少している. 吸気温度の低下に伴う筒内温度を補うために EGR 率は増加している. 吸気温度の低下に伴い, CO 濃度は増加し THC 濃度は減少している.

Table 5.2 Comparison for without BDSC and with BDSC HCCI operation

| | | Case 1 (w/o BDSC) | Case 2 (w/ BDSC) |
|--------------------|----------------------|----------------------|---------------------|
| Intake temperature | [°C] | 107 | 90 |
| Intake pressure | [kPa] | 204 | 201 |
| G/F | - | 44.7 | 44.5 |
| CA50 | [deg.ATDC] | 10.0 | 10.2 |
| Exhaust pressure | [kPa] | 200 | 192 |
| Fuel amount | [mg/cycle] | 21.1 | 21.7 |
| dP/dθ max | [kPa/deg.] | 867 | 665 |
| RI | [MW/m ²] | 6.5 | 3.0 |
| Net IMEP | [kPa] | 767 | 778 |
| EGR rate | [%] | 4.6 | 9.3 |
| PCP | [MPa] | 8.31 | 8.16 |

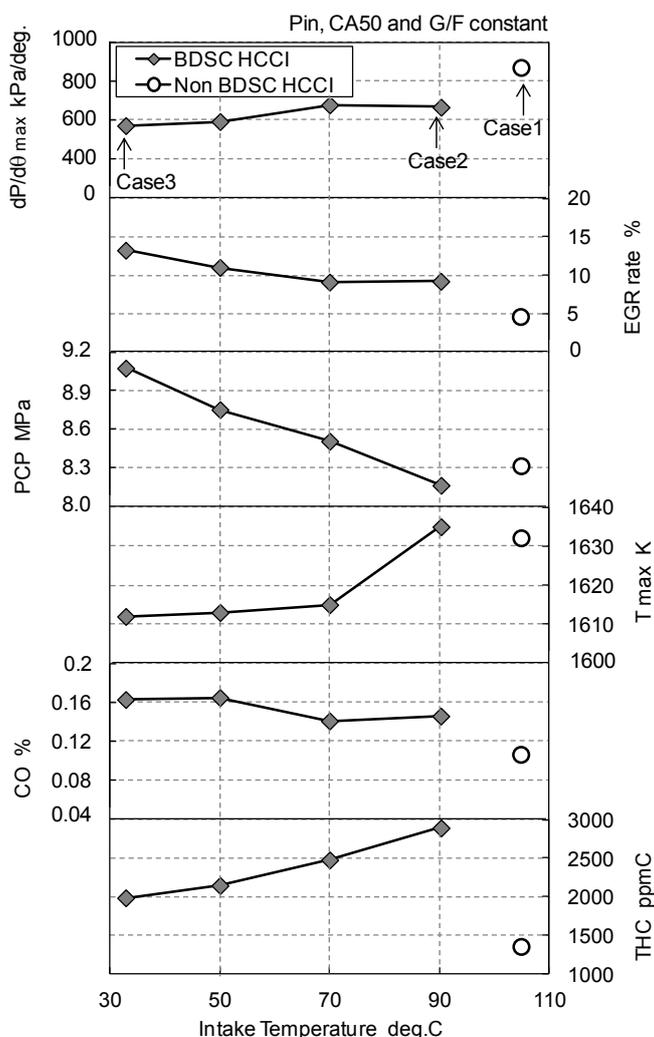


Figure 5.7 Effect of intake temperature on dP/dθmax, EGR rate, PCP, Tmax, CO and THC (at 200 kPa in Pin)

図 5.8 は図 5.7 中に示した 3 条件(Case 1, Case 2, Case3)の熱発生率の比較を示している。全ての熱発生率は 4 番気筒の指圧から計算しており、それぞれ投入燃料量によって正規化している。まず Case 1 と Case 2 を比較すると、BDSC システムを用いた Case 2 の方が、熱発生率最大値が低減して燃焼期間が長期化しており、燃焼が緩慢化していることがわかる。高過給によって必要な EGR 率は低減しているものの、BDSC システムによって形成された温度成層化による利点を確認された。Case 3 では上死点前 -15 deg.ATDC から-5 deg.ATDC の期間で僅かな熱発生が確認された。

図 5.9 に 3 条件における筒内平均温度及び計測圧力を示す。EGR の再導入によって、Case 2 と Case 3 の筒内圧力は Case 1 よりも高くなっている。3 条件での筒内圧力の差は、再導入される EGR ガスの量に起因しており、EGR 量が一番多い Case 3 の筒内圧力が 3 条件の中で最も高い結果となっている。再導入される EGR ガスの量は排気管内の平均圧力を変化させることで調整している。燃焼開始前の筒内温度を比べると、Case3 が他の 2 条件に比べ低い。主燃焼前の僅かな熱発生によって筒内温度が上昇している。以上で示した結果より、同一過給圧力においても、BDSC を用いた HCCI 運転は BDSC システムを用いない HCCI 運転に比べて、高負荷限界を拡大することができる。

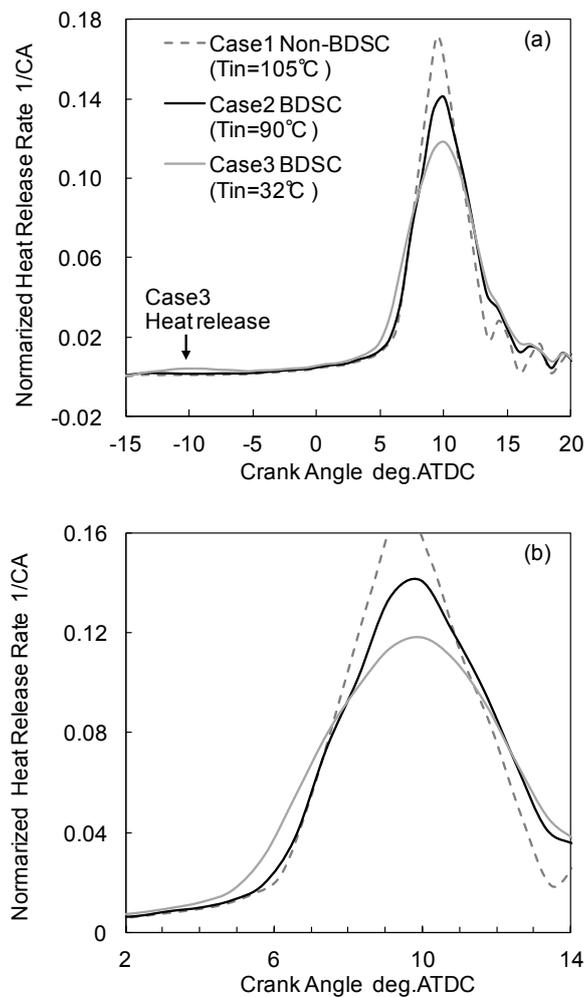


Figure 5.8 The normalized HRR of the three different intake temperature (32 °C, 90 °C, 105 °C in T_{in}), (a) shows the full HRR plots, and (b) shows the extended view

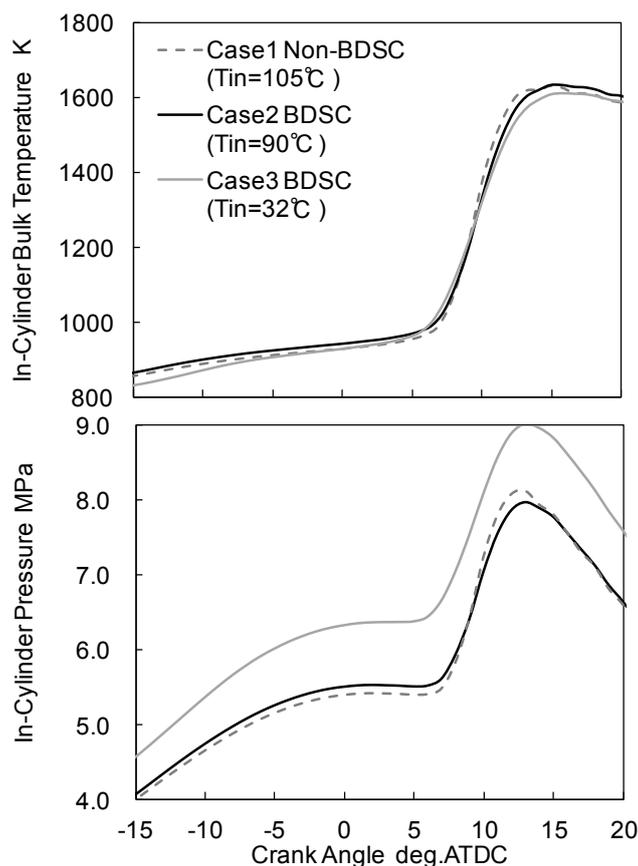


Figure 5.9 In-cylinder bulk temperature and in-cylinder pressures of the three different intake temperature, (32 °C, 90 °C, 105 °C in T_{in})

5.6 まとめ

BDSC-HCCI 機関に外部過給機を適用し、過給圧力が運転負荷限界拡大効果及び、HCCI 燃焼特性に与える影響について調査した結果、以下の知見を得た。

- (1) 吸気圧力の増加に伴い、高負荷限界はほぼ線形に拡大した。吸気圧力 200 kPa, 吸気温度 32 °C の条件において高負荷限界が gross IMPE 935 kPa に達した。高負荷限界は筒内の混合気質量に大きく依存する。さらに高い負荷での HCCI 運転の実現を目指した場合、筒内最大圧力によって制限される。
- (2) 過給 BDSC-HCCI エンジンの高負荷限界は従来の自然吸気 SI エンジンの全負荷に匹敵する。また同一負荷で比較した場合には正味熱効率は 12 % 以上向上し、正味熱効率は最大 38.1 % に達した。
- (3) 吸気圧力 200 kPa で吸気温度が 70 °C よりも高い過給条件では、A/F と G/F が同程度となり、高温の EGR ガスを導入することなく新気混合気の圧縮のみで HCCI 燃焼に至る。
- (4) 高過給条件下において BDSC システムの使用有無で HCCI 燃焼を比較した結果、BDSC システムを用いた HCCI 燃焼の方が、使わなかった場合に比べて圧力上昇率が大きく

低減し燃焼が緩慢化している。同一吸気圧力条件においても、BDSC システムの方が高負荷限界を高めることができる。

参考文献

- (1) J. Hyvönen, G. Haraldsson and B. Johansson, “Supercharging HCCI to extend the operating range in a Multi-Cylinder VCR-HCCI engine”, SAE Paper No.2003-01-3214, (2003).
- (2) J. E. Dec and Y. Yang, “Boosted HCCI for High Power without Engine Knock and with Ultra-Low NOx Emissions – using Conventional Gasoline”, SAE Paper No. 2010-01-1086, (2010).
- (3) M. Mehl, W. Pitz, M. Sarathy, Y. Yang and J. Dec, “Detailed Kinetic Modeling of Conventional Gasoline at Highly Boosted Conditions and the Associated Intermediate Temperature Heat Release”, SAE Paper No. 2012-01-1109, (2012).
- (4) T. Johansson, B. Johansson, P. Tunestål and H. Aulin, “HCCI Operating Range in a Turbo-charged Multi Cylinder Engine with VVT and Spray-Guided DI”, SAE Paper No. 2009-01-0494, (2009).
- (5) A. Kulzer, T. Nier and R. Karrelmeyer, “A Thermodynamic Study on Boosted HCCI: Experimental Results”, SAE Paper No. 2011-01-0905, (2011).
- (6) J. A. Eng, “Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion”, SAE Paper No. 2002-01-2859, (2002).

第6章 結論

ディーゼルエンジンに匹敵する高い燃費性能と NO_x, PM 排出量の大幅な削減の両立が可能である HCCI 燃焼を用いたエンジンの実用化に対する期待は高い。HCCI 燃焼を用い実用エンジンとして成立させるには、高熱効率を維持したまま広い運転範囲で HCCI 運転を実現することが最も重要であると考えられる。特に高負荷運転領域はノッキング燃焼と NO_x 排出量の増大によって制約され、従来技術では常用的に使用される上限負荷の半分以下となり、自動車の走行燃料消費率の改善効果は限られていた。そこで HCCI 運転を実現する手段として、排気ブローダウン圧力を利用して大量の内部 EGR による過給を過給機無しで実現する排気ブローダウン過給システムを提案し、実用化に際する課題の解決に取り組んだ。また本論文ではこのシステムに併せ、筒内混合気の温度及び燃料濃度の成層化を実現して、HCCI エンジン性能に与える影響についても調査を行った。本研究を通し、得られた知見を以下にまとめる。

(1) 筒内混合気の温度及び燃料濃度分布の成層化が HCCI 運転性能に与える影響

ガソリン HCCI エンジンの実用化に向けた課題の一つである HCCI 運転範囲の拡大を目標に、筒内混合気の温度及び燃料濃度分布の成層化が HCCI 運転負荷範囲や燃焼特性に与える影響について、計算と実験の両方から調査した。

はじめに、HCCI 運転を実現するための独自のシステムである排気ブローダウン過給システムによる HCCI 運転性能について調査した。C500 カムを使用して高負荷 HCCI 限界を計測した結果、IMEP=523kPa での HCCI 運転を実現し、これまで NVO による HCCI 運転では実現出来なかった高負荷運転を実現することが出来た。

次に、HCCI 高負荷限界を拡大するために筒内の温度成層化促進について着目した。筒内温度成層化を実現するために、高温の再導入 EGR ガスの流入方向を制御し筒内に偏在化させる EGR ガイドとガイドピストンを考案し、その効果について実機エンジンを用いて調査している。この EGR ガイドによる筒内温度成層化により、高負荷 HCCI 運転時の圧力上昇率を低減し運転負荷限界が拡大することを示している。高負荷 HCCI 運転限界が 580kPa まで拡大した。

更なる HCCI 運転負荷範囲の拡大を目的に、ブローダウン過給 HCCI エンジンに筒内直接噴射を搭載し、投入燃料の一部を筒内直噴化することによって、圧力上昇率低減、燃焼安定性の向上を試みた。燃料濃度分布が HCCI 運転に与える影響について、計算と実験の両面から考察した。燃料濃度分布が HCCI 運転に与える影響について調査するため、筒内直接噴射時期、全燃料投入量に対する直接噴射割合を変化させた。高負荷 HCCI 運転において、直接噴射を排気行程に行うことで、高負荷限界が低下することなく、既燃ガス割合に対するロバスト性を向上することができた。低負荷 HCCI 運転では、燃焼安定性の向上を目的

に高温ガス中に局所的な燃料高濃度領域を形成した場合、低直噴割合で僅かな燃焼安定性の向上が確認された。直噴の割合を増した場合、直噴燃料の吸熱量が増加し筒内温度が低下する結果燃焼安定性が悪化し、NO_x 排出量も急増する結果となった。

(2) 圧縮比がブローダウン過給 HCCI エンジンに与える影響

低負荷から高負荷まで広い運転範囲で、高効率を維持したまま HCCI 運転を実現することを目的に、圧縮比の違いが HCCI 運転負荷範囲、熱効率及び HCCI 燃焼特性に与える影響について調査している。圧縮比は 11.7 と 14.1 の 2 種類を用いて、圧縮比が高負荷 HCCI 運転時における圧力上昇率及び高負荷限界、HCCI エンジン性能に与える影響について実験的に調べている。圧縮比を 11.7 から 14.1 へ高圧縮比化することにより、排気性能や運転可能範囲を損なうことなく、熱効率を向上することができたことを示している。

以上の結果を踏まえ、ブローダウン過給システムを搭載した多気筒エンジンを用いて、ブローダウン過給 HCCI エンジンの熱効率及び負荷範囲を定量的に明らかにしている。エンジン回転数 1500rpm、圧縮比 12 の条件では、スロットル SI に比べ最大で 22% 正味熱効率が向上した。HCCI 高負荷運転限界においては正味熱効率が 17% 向上し、この時正味熱効率は 36.9% であった。運転負荷範囲は BMEP 70 kPa から BMEP 530 kPa となった。圧縮比 14 では圧縮比 12 に比べ更に 6% 以上正味熱効率が向上した。高負荷限界においてはスロットル SI に対し 24% 正味熱効率が向上し、正味熱効率は 38.8% となった。運転負荷範囲は BMEP 50 kPa から BMEP 510 kPa となった。

(3) 外部過給を用いたブローダウン過給 HCCI エンジンの性能

外部過給による高負荷 HCCI 運転限界拡大効果を実験的に調査した。吸気圧力の増加に伴い、高負荷限界はほぼ線形に拡大した。吸気圧力 200 kPa、吸気温度 32 °C の条件において高負荷限界が gross IMPE 935 kPa に達した。高負荷限界は筒内の混合気質量に大きく依存する。さらに高い負荷での HCCI 運転の実現を目指した場合、筒内最大圧力によって制限された。過給 BDSC-HCCI エンジンの高負荷限界は BMEP 840 kPa に達し、従来の自然吸気 SI エンジンの全負荷に匹敵する。また同一負荷で比較した場合には正味熱効率は従来 SI 運転に対し 12% 以上向上し、正味熱効率は最大 38.1% に達した。

本研究によりブローダウン過給システムを用いた HCCI エンジンの性能が明らかになり、実用化の可能性や課題を明確にすることができた。

Nomenclature

| | |
|-------------------------|---|
| ATDC | After Top Dead Center |
| BDSC | BlowDown SuperCharge |
| A/F | Air-Fuel mass ratio |
| BMEP | Brake Mean Effective Pressure |
| BSCO | Brake Specific Carbon Monoxide |
| BSHC | Brake Specific Hydro Carbon |
| BSNO_x | Brake Specific Nitrogen Oxide |
| CA | Crank Angle |
| CA50 | Crank Angle 50% burned |
| COV of | Coefficient of Variation of IMEP |
| IMEP | |
| DI | Direct Injection |
| dP/dθ | In-cylinder pressure rise rate |
| EGR | Exhaust Gas Recirculation |
| EVC | Exhaust Valve Close |
| EVO | Exhaust Valve Open |
| F | Fuel mass |
| G | Total gas amount |
| HCCI | Homogeneous Charge Compression Ignition |
| HRR | Heat Release Rate |
| grossIMEP | Indicated Mean Effective Pressure, gross |
| netIMEP | Indicated Mean Effective Pressure, net |
| ISNO_x | Indicated specific Nitrogen Oxide |
| IVC | Intake Valve Close |
| IVO | Intake Valve Open |
| K | Kelvin |
| NA | Naturally Aspirated |
| PCP | Peak Cylinder Pressure |
| P_{ex} | Exhaust pressure |
| P_{in} | Intake pressure |

| | |
|-----------------------|----------------------------|
| RON | Research Octane Number |
| RI | Ringling Intensity |
| SI | Spark Ignition |
| TDC | Top Dead Center |
| T_{in} | Intake temperature |
| VCR | Variable Compression Ratio |
| VGT | Variable Geometry Turbine |

謝辞

本研究は、著者が千葉大学大学院工学研究科に在学中に、本大学工学部機械工学科 森吉泰生教授のもとで行ったものです。同教授より御懇切丁寧な御指導と御教示をしていただきました。大きな研究プロジェクトの一旦を担う研究テーマを与えて頂き感謝しております。また研究室での日々の研究活動以外にも、国内学会や国際学会において研究成果発表を行う機会を与えて頂いたことは、自分の見識を広めるだけでなく、研究に対する取り組み方や姿勢を学ぶことができ、非常に有意義な研究生活を送ることができました。ここに謹んで感謝の意を表します。本大学工学部機械工学科 窪山達也准教授には、学部生時より研究を一から教えて頂きました。また研究の指導に留まらず、私生活に至るまで御指導、御助言を頂きました。ここに謹んで感謝の意を表します。

研究を進める上で、株式会社畑村エンジン研究事務所の畑村耕一氏、千葉大学の山田敏生客員教授、森川弘二 客員教授、岩下調 研究員、株式会社本田技術研究所の高梨淳一氏、浦田泰弘氏より多くの御指導と御助言を頂きました。ここに深く感謝いたします。

株式会社サステナブルエンジンリサーチセンターの鈴木正剛氏には、エンジン技術者のいろはに留まらず、研究者としての基礎を御指導していただきました。ここに深く感謝いたします。

森吉研究室で研究生活を送るにあたり、お世話になった先輩方、同期の皆さん、そして後輩のみなさんには深く感謝いたします。研究から私生活に至るまで多くの時間を共有し、有意義な研究生活を送ることができました熱流体エネルギー教育研究分野の学生諸氏に厚く御礼申し上げます。

最後に学生生活を経済的に、そして精神的に支えてくれた両親、家族に深く感謝いたします。

平成 26 年 2 月 後藤 俊介

Appendix A: Cooled EGR が HCCI 燃焼の圧力上昇率に与える影響

1. Cooled EGR 導入の狙い

本論文において、HCCI 運転高負荷限界を制限する燃焼時の圧力上昇率低減に、混合気の温度や燃料濃度分布の成層化が効果的であることを示してきた。BDSC システムによって筒内に形成された温度分布場に外部の Cooled EGR を導入して吸気の酸素濃度を低下させることで、熱発生率が緩慢化し圧力上昇率が低減できることが考えられる。

外部 Cooled EGR の導入が BDSC システムを用いた HCCI 運転に与える影響を調査するため、図 A-1 に示すように新気の一部を EGR ガスに置き換えて化学反応計算を行った。ここで外部の Cooled EGR 率 R_c を式(1)のように定義する。式(1)中の G_a は筒内に占める新気の質量で、 $G_{e,c}$ は筒内に占める外部 EGR の質量を示す。 $G_{e,h}$ は筒内に占める高温 EGR ガスの質量を示している。この Cooled EGR 割合 R_c が HCCI 燃焼時に圧力上昇率に与える影響について化学反応計算により調べた。計算では作動ガス総質量を一定として、 R_c を 0%($\phi=0.47$) から 0%($\phi=1.0$)まで変化させた。計算の詳細は既報⁽¹⁾を参照されたい。

$$R_c = G_{e,c} / (G'_a + G_{e,c}) \quad (1)$$

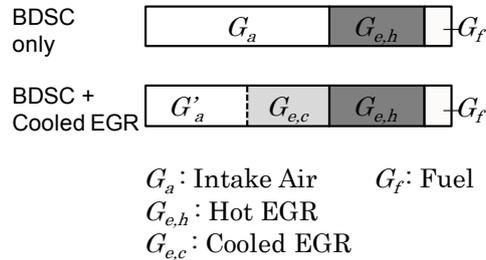


Figure A-1 Schematic of the dilution strategy using cooled EGR

図 A-2 に吸入空気の一部を EGR ガスに置き換えた場合に、 R_c が HCCI 燃焼時の圧力上昇率最大値 $dP/d\theta_{max}$ に与える影響を示している。全ての条件で燃焼位相 CA50 が上死点となるように初期温度と圧力を調整している。 R_c 率を高めると燃焼が緩慢になり、 $dP/d\theta_{max}$ が低下することがわかる。 R_c が 0%時の $dP/d\theta_{max}$ は 1028 kPa/deg.であるのに対し、 R_c が 52.2%時には 779 kPa/deg.となり、約 24%低減している。BDSC システムでは、筒内の温度分布を高温 EGR ガスの偏在化により形成するため、温度が高い領域では酸素濃度が相対的に低く、低温部では酸素濃度が高い不均一な酸素濃度分布となる。ここに Cooled EGR を吸気新規に混ぜて導入することで、筒内混合気の高温度領域(酸素濃度 低)における自己着火反応に与える影響は小さいが、一方の低温領域(酸素濃度 高)における自己着火反応に相対的に強く影響を与える。すなわち、Cooled EGR を導入した場合の反応抑制効果が温度領域によって異

なるため、各温度領域における熱発生の時期差が拡大することで燃焼が緩慢化し、その結果 $dP/d\theta_{\max}$ が大きく低減したと考えられる。

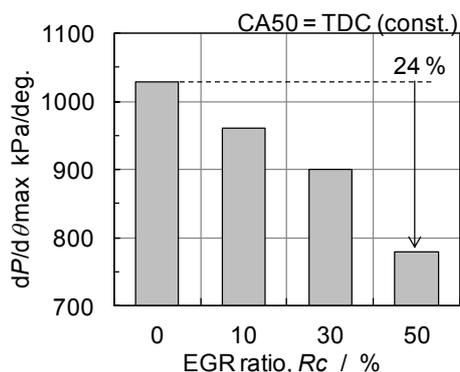


Figure A-2 Effect of cooled EGR on maximum pressure rise rate

2. 実験措置及び条件

実験に用いたエンジンの主な諸元と実験条件、実験装置概要図を表A-1及び図A-3に示す。エンジン回転数は全ての実験において 1500rpm とした。実験燃料は市販のレギュラーガソリン(91 RON)を使用した。外部 EGR は EGR クーラによって 40 °C から 120 °C の範囲で任意温度に調整し、またバルブ開度によって EGR 流量を制御した。エンジンの吸気温度は水冷式インタークーラを使用し、インタークーラ上流に設けた三方弁の分配比率によって調整した。外部 Cooled EGR 率は、エンジンの吸気及び排気中の CO_2 濃度を計測することで求めた。本研究を通して用いる Cooled EGR 率 R_c は、前節で示した式(1)によって定義する。

Table A-1 Engine specification and Experimental conditions

| | |
|---------------------------|----------------------|
| Engine type | Inline-4 cylinder |
| Bore×Stroke | 86mm×86mm |
| Displacement | 1998 cm ³ |
| Compression ratio | 12.0 |
| Engine speed | 1500rpm |
| Fuel | Gasoline (RON91) |
| Fuel injection | Port injection |
| Coolant water temperature | 105 °C |
| External Cooled EGR rate | 0 - 40% |
| Temperature of Cooled EGR | 40 - 120 °C |
| Intake Temperature | 32 - 70 °C |

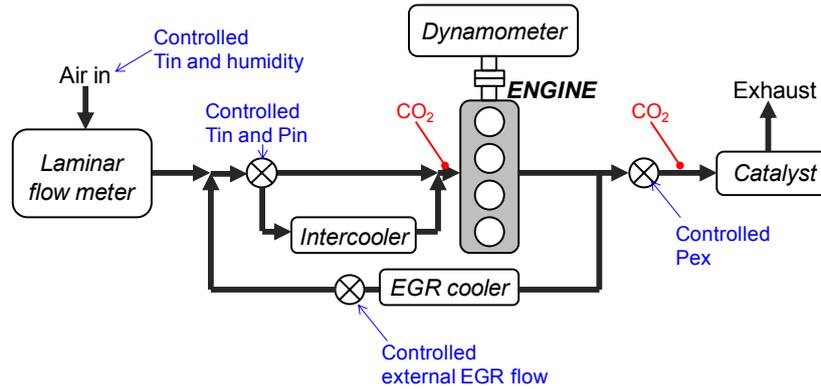


Figure A-3 Measurements set up for external cooled EGR experiments

3. Cooled EGR が圧力上昇率に与える影響

図 A-4 に Cooled EGR が HCCI 燃焼の圧力上昇率に与える影響を示す。図 A-4 では燃料投入量を 15.7 mg/cycle 、Cooled EGR ガス温度を 80°C 一定とし、Cooled EGR 割合 R_c を 0% から 40% まで変化させた。また排気スロットルによって平均排気圧力を変化させることで、高温 EGR 量 $G_{e,h}$ を増減させて、燃焼位相を変化させた。平均排気圧力を高めると、高温 EGR ガスの再導入量 $G_{e,h}$ が増加して混合気温度が高まるため、燃焼位相が早期化する。反対に平均排気圧力を低下させると、高温 EGR ガスの再導入量 $G_{e,h}$ が減少し、燃焼位相が遅角化する。HCCI 運転において燃焼による圧力上昇率は、燃焼位相に強く依存することから、同一燃焼位相(CA50)のもとで評価する必要がある。図より、 R_c を高めるに伴い、CA50 一定のもとで圧力上昇率を低減できていることがわかる。 $R_c = 40\%$ の圧力上昇率は、Cooled EGR を導入しない場合に比べ 20% 程度低下している。

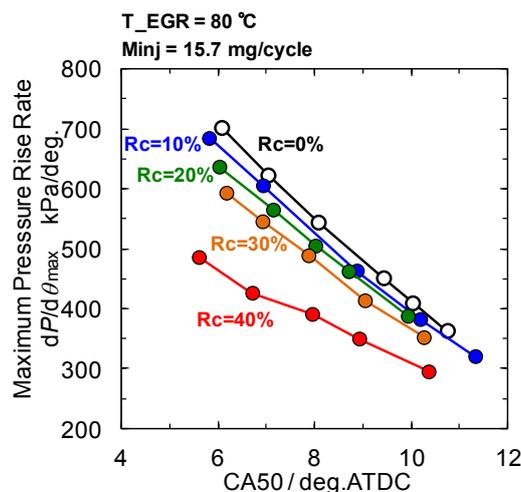


Figure A-4 Effect of cooled EGR ratio on maximum pressure rise rate

図 A-5 は CA50 が 9 deg.ATDC 一定とした時に、 R_c を変化させた場合の見かけの熱発生率比較を示している。 R_c が増えるに従い熱発生率の最大値が減少し、また燃焼期間が長期化しており、HCCI 燃焼が緩慢化していることがわかる。

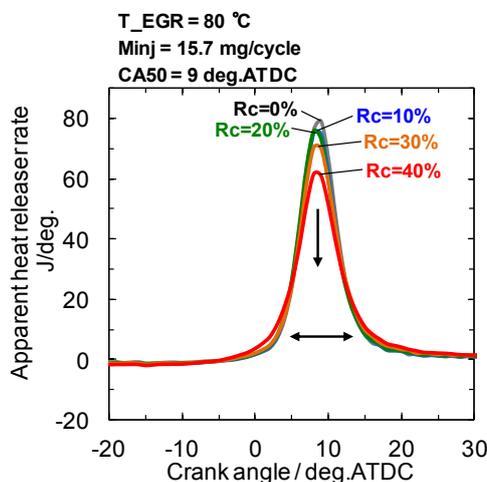


Figure A-5 Effect of cooled EGR ratio on heat release rate

4. Cooled EGR 温度の影響

Cooled EGR を吸気に導入することで HCCI 燃焼の圧力上昇率が低減した要因として、筒内の温度領域によって Cooled EGR の効果が異なることで熱発生が緩慢化したことに加えて、筒内の総作動ガス量や比熱比の変化による影響が含まれていると考えられる。図 A-6 は、Cooled EGR の温度を 40 °C, 80 °C, 120 °C と変化させた時の、 R_c が圧力上昇率と図示平均有効圧(IMEPnet), G/F (G : 筒内の作動ガス総質量, F : 燃料質量)に与える影響について示している。燃焼時期が圧力上昇率や熱効率に与える影響を排除するために、全てのプロットは CA50= 8 deg.ATDC における結果を示している。図より R_c が高いほど、または Cooled EGR 温度が低いほど圧力上昇率の低減効果が大きいことがわかる。また IMEPnet に着目すると、 R_c の増加に伴い IMEPnet が減少している。この原因としては、サイクル中のポンプ損失の増加と、比熱比の低下が考えられる。ポンプ損失は、Cooled EGR 導入に伴い自己着火に必要な混合気温度が上昇するため、平均排気圧力を高めて高温 EGR ガス量 $G_{e,h}$ を増加させたことに起因する。 R_c が 30% と 40% の間で圧力上昇率の低減率が大きくなっているが、同時に IMEPnet も大きく減少している。A/F がおよそ量論混合比となる R_c が 40% 以上の条件では、燃焼変動が急激に増大した。A/F が量論混合比付近の条件において発生する燃焼変動の増大の原因について調査は今後の課題とする。 G/F に着目すると、Cooled EGR 温度が 80 °C の条件においては、 R_c によらず G/F が同一であることから、 G/F による圧力上昇率への影響を排除した場合の結果であるといえる。Cooled EGR 温度が 120 °C の条件では、Cooled EGR の導入により吸気の温度が上昇することで充填効率が低下したため、 G/F が小

さくなっている。Cooled EGR 温度が 40 °C の条件では、 R_c の増加に伴い G/F も増加している。これは R_c の増加により酸素濃度が低下することで化学反応速度が低下し、同じ燃焼時期を実現するために要求される混合気温度が高くなるため、平均排気圧力を高めて高温 EGR 量 $G_{e,h}$ を増加させたことによる結果である。

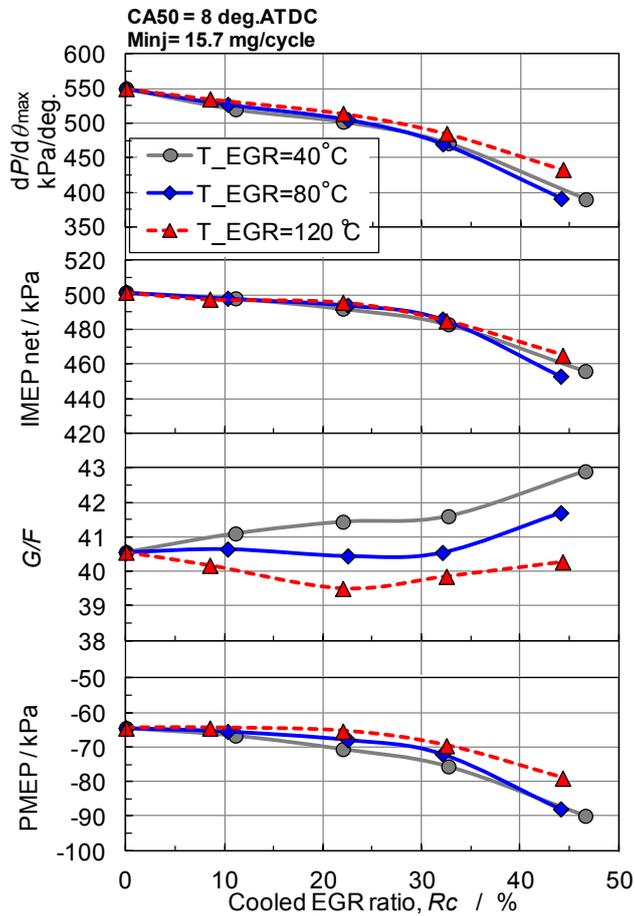


Figure A-6 Effect of temperature of cooled EGR on $dP/d\theta_{max}$, IMEPnet, G/F and PMEP

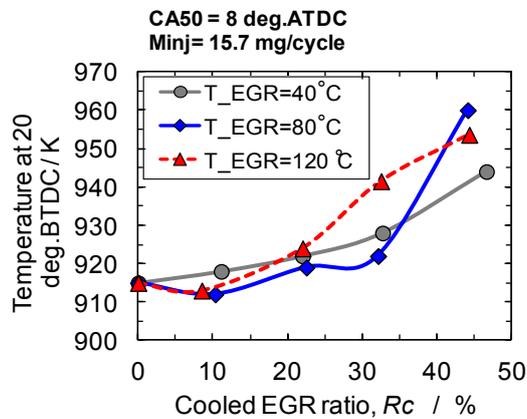


Figure A-7 Effect of cooled EGR ratio on In-cylinder bulk gas temperature at 20 deg.BTDC

以上より、Cooled EGR 導入による圧力上昇率の低減効果は、筒内の温度領域によって Cooled EGR の効果が異なることによる熱発生の緩慢化による影響であると考えられる。図 A-7 は、図 A-6 に示したプロットにおける上死点前 20 deg. の筒内混合気の平均温度を示している。Cooled EGR の温度によらず、 R_c が 10 % 増加するに伴い、混合気温度は 10 K 以下の増加率であった。これは、自己着火が最初に起こる高温領域で、Cooled EGR の影響が相対的に小さいことが要因として考えられる。

5. 高負荷限界に与える影響

図 A-8 に Cooled EGR による高負荷 HCCI 運転限界の拡大効果について示す。図 A-8 における R_c は、IMEPnet の減少幅と圧力上昇率の低減効果のバランスがとれている $R_c = 30\%$ を選んだ。図より、Cooled EGR 導入によって、高負荷 HCCI 運転限界が 30 kPa 拡大していることがわかる。また燃料消費率は同一負荷で比較した場合には約 2% 程度増加しているが、高負荷限界同士で比較した場合には同程度となった。排出ガス特性について着目すると、Cooled EGR を導入する事で CO と HC, NO_x すべての排出量が低減されている。CO 排出量は R_c に比べ 15%, HC 排出量は 20%, NO_x 排出量は 50% 低減している。

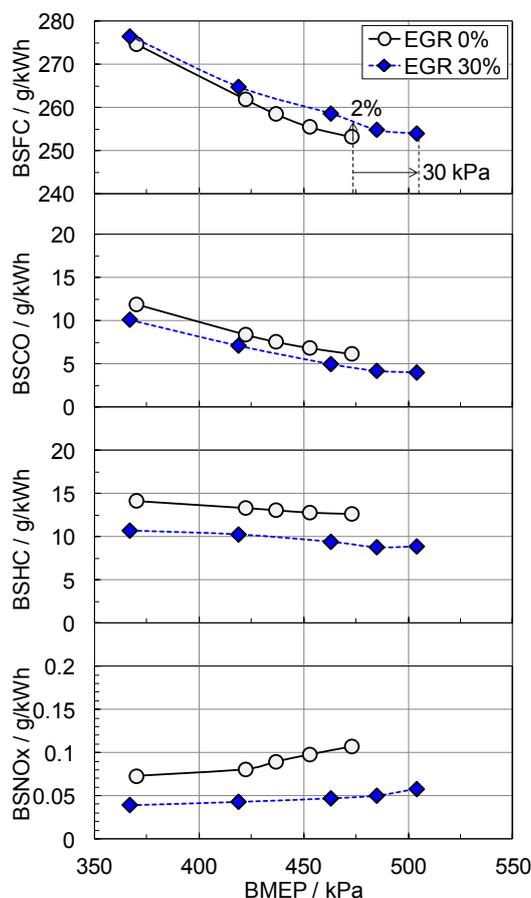


Figure A-8 BSFC, BSCO, BSHC and BSNO_x of HCCI operation with cooled EGR

6. 参考文献

- (1) 藤田恭平ほか: 数値解析によるガソリン予混合圧縮着火燃焼における最大圧力上昇率低下に関する研究, JSAE ICATYE, (2012)

Appendix B: 着火安定性向上による HCCI 運転負荷領域拡大

1. 点火アシスト HCCI 燃焼の目的

従来エンジンでは、点火(SI)や燃料噴射(Diesel)の時期を制御することで燃焼開始時期を任意に設定出来る。そこで HCCI エンジンでも同様に、燃焼開始時期を制御する機構の開発が強く望まれる。HCCI 燃焼の着火時期を制御する手法として、点火アシストが有効であると考えられる⁽¹⁾⁽²⁾。点火は混合気に直接熱エネルギーを与えるために、HCCI 燃焼開始のトリガになりえる。また点火によって、局所的に高い温度領域が混合気中に形成されるため、燃焼が緩慢化し、圧力上昇率の低減や、燃焼安定性を向上出来る可能性がある。

そこで本研究では、BDSC-HCCI 機関に点火アシストを適用し、以下の事項について調査することを目的とする。

<高負荷 HCCI 運転>

- ・点火アシストが HCCI 燃焼に与える影響について調査する。HCCI 着火時期制御の有効性や、熱発生、着火安定性に着目し、実機により実験的に検証する。
- ・点火アシストが HCCI 運転負荷範囲に与える影響について調べる。

<低負荷 HCCI 運転>

- ・点火アシストによる低負荷 HCCI 運転時の着火安定性向上について調べる。

2. 実験装置及び条件

実験に用いたエンジンの主な諸元と実験条件を表 5.1 に示す。燃料は市販のレギュラーガソリン(RON90)を使用した。本研究では 1 番, 4 番の 2 気筒のみを使用して実験を行った。2 番, 3 番機構についてはバルブ駆動を停止してある。実験結果で示す指圧データは 4 番気筒の結果である。また、排気管にスロットルバルブを設置し、スロットル開度によって排気の平均圧力を制御した。筒内ガス温度については、1 次元吸排気シミュレーション(GT-Power)を用いて求めた。排気成分の計測に関しては、フーリエ変換赤外分光(FTIR)装置(HORIBA MEXA-6000FT)と加熱型水素炎イオン化検出(HFID)装置(HORIBA MEXA-1170HFID)により計測した。

Table B-1 Engine specifications and test conditions

| | |
|---|--------------------|
| Engine type | Inline 4 cylinders |
| Bore × Stroke | 86mm × 86mm |
| Compression ratio | 11.7 |
| Coolant water temperature (T_{water}) | 85 °C |
| Engine speed | 1500 rpm |
| Fuel | Gasoline (RON91) |
| Fuel supply | Port injection |
| Plug gap | 1mm |

3. 点火アシストが高負荷 HCCI 運転に与える影響

3. 1 点火アシストによる HCCI 着火時期制御

図 B-1 に点火時期が HCCI 着火時期に与える影響について示す。図の左側のプロットは点火無しの結果を示している。図 B-1 からわかるように、 $G/F=46(A/F=29)$ の場合には点火を進角しても着火時期に変化は見られないが、 $G/F=35(A/F=24)$ の場合には、点火進角に伴い着火時期が進角している。燃料濃度が濃くなるにつれて、点火による HCCI 着火時期変化が大きくなっている。点火時期により HCCI 着火時期を制御出来ることから、点火アシストは特定の負荷(燃料濃度)では多気筒 HCCI エンジンにおける気筒間の着火時期ばらつきの抑制に対しても効果があると考えられる。

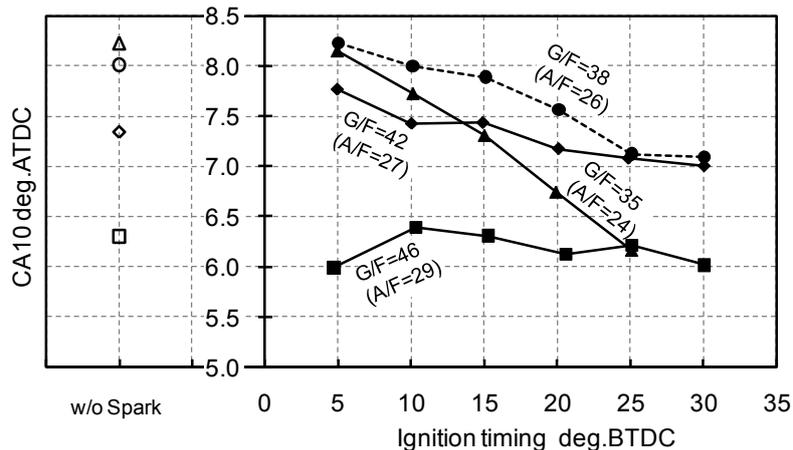


Figure B-1 Comparison of the effect of spark timing on CA10

3. 2 点火アシストが圧力上昇率と着火安定性に与える影響

図 B-2 に、点火時期が高負荷 HCCI 運転時における圧力上昇率と CA10 の変動に及ぼす影響を示す。ここで CA10 は着火時期を表わす指標として用いる。図 B-2 は投入燃料を一

定(17.8mg/cycle, IMEP≈580kPa)とし, 排気管圧力を調整することで CA50=9deg.となる点を補間した. この時に使用したプラグはピエゾ式圧力変換器と一体型の Kistler 6117B を使用した. プラグギャップは 1mm である. またバルブタイミングは C500 カムを使用した. 図 B-2 上図の圧力上昇率に示すように, 点火時期を進角させるに伴い, 圧力上昇率が低減する. 点火時期を 30deg.BTDC とした場合, 点火無しに比べ圧力上昇率が 11%低減した. この原因を調べるために, 点火有無での熱発生率の違いに着目した. 図 B-3 に, 高負荷 HCCI 運転時において, 点火を行わない場合と点火を 25deg.BTDC に行った場合の見かけの熱発生率の比較を示す. 両者の CA50 は同じである. 図 B-3 からわかるように, 点火をした場合, 熱発生初期において熱発生率が僅かに高くなっている. この結果より点火リストを適用すると熱発生が緩慢化し, 圧力上昇率の低減に繋がった.

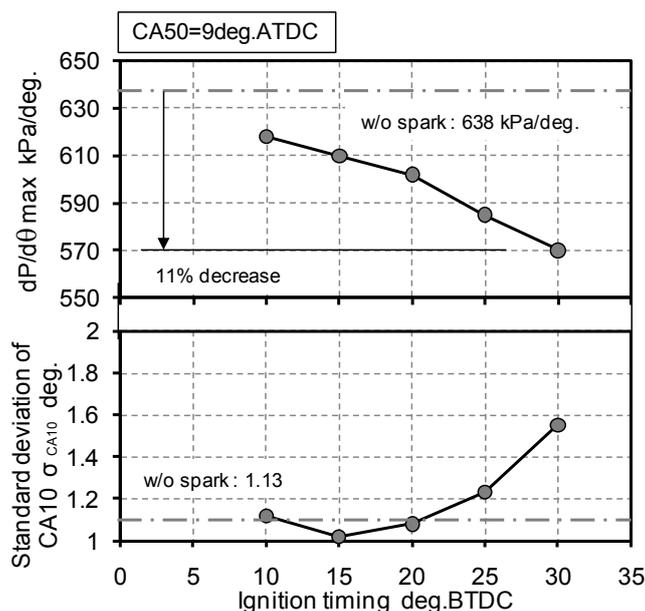


Figure B-2 Effect of ignition timing on $dP/d\theta_{max}$ and CA10

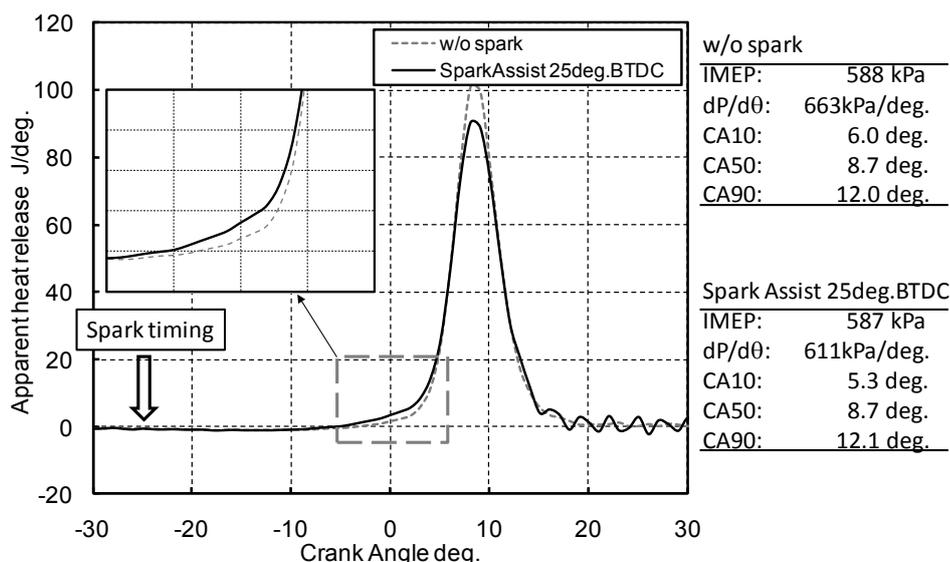


Figure B-3 Apparent heat release rate of two cases calculated by ensemble-averaged pressure data

次に、点火が HCCI 燃焼の安定性に与える影響について着目する。図 B-2 下は、着火時期 CA10 の標準偏差を示している。点火により毎サイクル同じ時期に熱エネルギーを投入するため、燃焼安定性が向上すると予想出来る。しかし実験結果では点火時期が 20deg.BTDC より進角させた場合、点火を行わない場合よりも CA10 の標準偏差が大きくなっている。この原因として、過度な点火進角による火炎核形成の変動増大が考えられる。

3. 3 点火アシストが高負荷 HCCI 運転範囲に与える影響

前章では点火アシストに高負荷 HCCI 運転時における圧力上昇率低減の効果があることが示された。そこで点火アシストが高負荷 HCCI 運転限界に与える影響について調べた。図 B-4 は点火無しと、25deg.BTDC で点火した場合の 2 つの条件における HCCI 運転範囲を示している。図中の点線で囲まれた範囲が点火無し、影付きの範囲が点火アシストによる HCCI 運転成立範囲を示している。運転負荷の下側境界線が、点火アシストを行うことで僅かに進角側に移動している。HCCI 高負荷運転限界は 3% 拡大し、IMEPent 600 kPa 弱での HCCI 運転が可能となっている。一方、燃焼変動限界線が点火アシストすることで、進角側へ移動しており、燃焼安定性が低下したことがわかる。

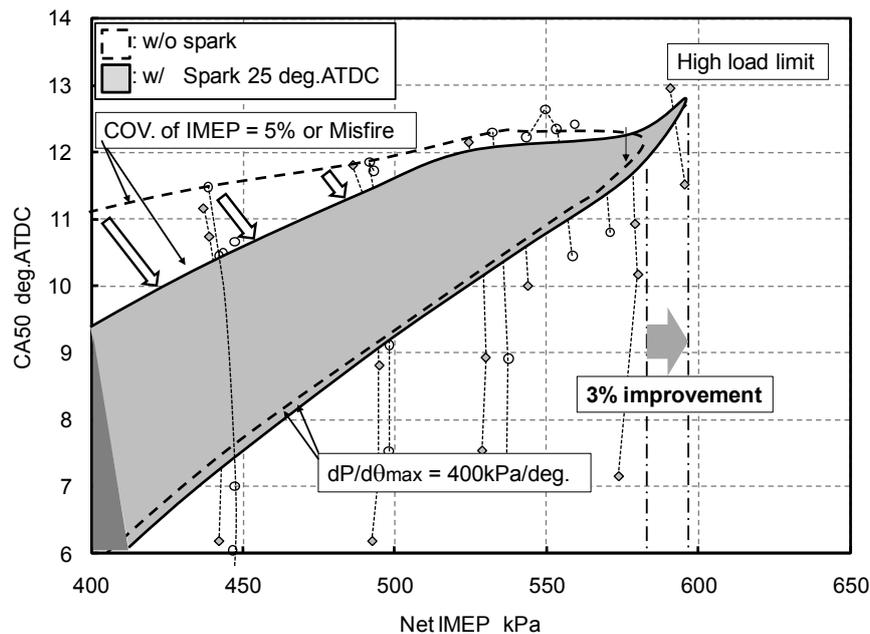


Figure B-4 Comparison of HCCI operational area between without spark and with spark assisting

図 B-5 は、図 B-4 の HCCI 運転負荷範囲内の、それぞれの負荷における燃費最良点を抽出し、その条件における燃費(ISFC)とポンプ損失(PMEP), 上死点前 100°Cにおける筒内温度(In-Cylinder Gas Temperature at 100deg.BTDC), NO_x の排出量(ISNO_x), IMEP の変動率(Cov of IMEP)を示している。通常、HCCI 運転可能な混合気条件を用意する為に、排気圧力を高めて、再導入既燃ガス量を増加させている。点火アシストは、混合気に外部

から熱エネルギーを加え燃焼を促進することから、点火アシストはポンプ損失低減に対しても効果があると考えられる。図 B-5 の PMEP より、IMEP 530 kPa より負荷が高い HCCI 運転条件で、PMEP がおおよそ 10%低減されている。このポンプ損失低減の結果、ISFC が僅かに向上している。すなわち、筒内の混合気温度を低くしても、点火によるエネルギーで HCCI 運転が可能となる。筒内混合気の温度シミュレーション結果によると、点火アシストによるエネルギーは混合気温度 10 °C 弱分に相当するといえる。しかし、BDSC システムでは、ポンプ損失の低減により作動ガス量が減少するために、相対的に G/F が小さくなる。点火アシストの効果が表れ始める IMEP=530kPa(本システムでは G/F=36 程度)より高い負荷(G/F が小さい)で NO_x 排出量が急激に増加し始めている。点火アシストによって負荷限界が拡大した IMEP 600 kPa での NO_x 排出量は 0.34 g/kWh となった。点火アシストの効果が表れる負荷領域(≈G/F)と NO_x 排出量が増大する G/F が重なる結果となった。今後点火アシスト効果を積極的に利用している場合、NO_x 排出量低減が重要な課題となる。また、図 B-5 の IMEP の変動率(Cov of IMEP)を比較すると、点火アシストにより燃焼変動が増大している。

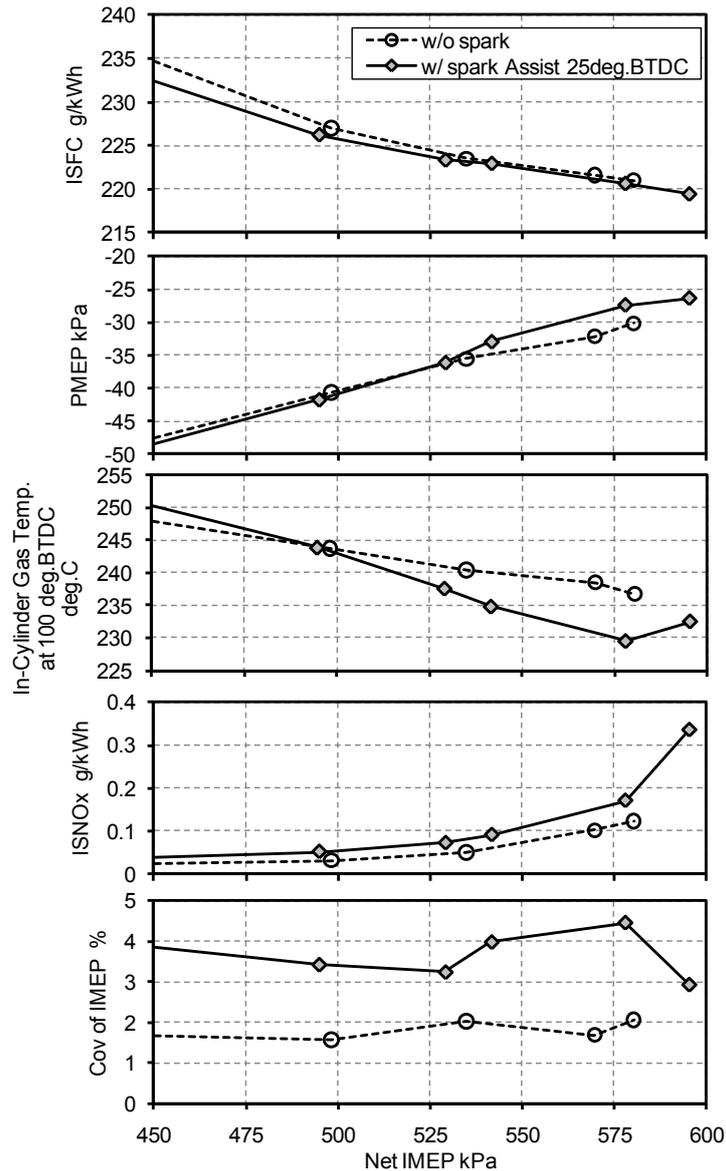


Figure B-5 Comparison of performance between conventional HCCI and spark assist HCCI operation

4. 参考文献

- (1) T. Urushihara, K. Yamaguchi, K. Yashizawa and T. Itoh, “A Study of a Gasoline-fueled Compression Ignition Engine ~ Expansion of HCCI Operation Range Using SI Combustion Ignition ~”, SAE Paper No. 2005-01-0180, (2005).
- (2) H. Yun, N. Wermuth and P. Najt, “Extending the High Load Operating Limit of a Naturally-Aspirated Gasoline HCCI Combustion Engine”, SAE Paper No. 2010-01-0847, (2010).

Appendix C: 自己着火時期の気筒間差低減

1. 自己着火時期制御の目的

自動車用パワーソースを想定した場合での性能評価及び課題抽出がなされていない。例えば他気筒運転時には新気充填効率、EGR 率、圧縮比、温度成層度の違いにより混合気の温度条件が気筒毎に異なる。HCCI 燃焼は混合気温度に強い影響されることから、燃焼特性や運転性能が各気筒で変化すると考えられる。個々の気筒で温度条件が異なることで、エンジン全体の運転負荷範囲が制限されることから⁽⁶⁾、気筒毎の制御の必要性は大きい。また、HCCI 燃焼を実現する手法として、前サイクルの既燃ガスを利用するのが一般的であることから、HCCI エンジンでは従来の火花点火エンジンやディーゼルエンジンに比べ、サイクル変動抑制が強く要求される。本研究で採用しているブローダウン過給システムは、2 気筒間でブローダウン過給を行うため、サイクル変動が HCCI 運転のロバスト性に与える影響はさらに大きいと考えられ、この制御が必要である。

そこで本節では以下の事項について調査することを目的とする。

- (1) BDSC システムを実装した 2L 4 気筒エンジンによる HCCI 運転範囲の実験結果を示し、気筒間の着火時期ばらつきの抑制法について検討する。
- (2) 気筒間ばらつきの有無が高負荷 HCCI 運転時に与える影響について明らかにする。

2. 実験装置と方法

実験には直列 4 気筒ポート噴射式ガソリンエンジンを用いた。表 C-1 に実験装置の諸元を示す。供試エンジンの圧縮比についてはそれぞれの気筒について実測した。気筒間差が生じる原因の一つである圧縮比は、各気筒がほぼ揃うように調整した。また各気筒へ投入する燃料量は、噴射信号のパルス幅を独立に調整できる。

Table C-1 Basic engine specifications and experimental conditions

| | |
|---------------------------|--------------------|
| Engine type | Inline 4 cylinders |
| Bore × Stroke | 86mm × 86 mm |
| Intake air temperature | 25 °C |
| Intake air humidity | 50 % |
| Coolant water temperature | 85 °C |
| Engine speed | 1500 rpm |
| Fuel | Gasoline (RON91) |
| Compression ratio | |
| #1 cylinder | 11.97 |
| #2 cylinder | 12.01 |
| #3 cylinder | 12.03 |
| #4 cylinder | 12.03 |

3. 多気筒 HCCI 運転の課題

4 気筒エンジンにブローダウン過給システムを実装し、高負荷 HCCI 運転実験を行った結果を図 A-1

に示す。なお実験で使用したカムは最も高負荷を想定した C500 を使用した。実験では燃料噴射量を一定で排気管内の平均圧力を変化させて、圧力上昇率と IMEP の変動率及び失火点を求めた。BDSC システムでは、排気管内の平均圧力を増加すると再導入 EGR ガス量が増加し、筒内の混合気温度が上昇する。燃料噴射量(IMEP)を一定とした場合、排気圧力が高いほど着火が早期化し、圧力上昇率が增大する。一方、排気圧力を低下すると着火が遅角化し IMEP の変動率が增大する。つまり図 C-1 において $dP/d\theta_{max}$ 400 kPa/deg.CA となる排気圧と Cov of IMEP 5 %となる排気圧力で囲まれた範囲で HCCI 運転の成立条件を満たす。ここで図中の圧力上昇率 400 kPa/deg.CA と Cov of IMEP 5 %の線は 4 気筒の平均値である。また図中の円は、4 気筒の圧力上昇率のばらつきを示している。図 C-1 より高負荷限界は約 520 kPa であることが分かる。一方、これまでに同システムを使った 2 気筒運転試験では高負荷限界が約 580 kPa であることから、多気筒運転により高負荷 HCCI 運転限界が制限されたことが分かる。この原因を調べるために、各気筒の着火時期に着目した。

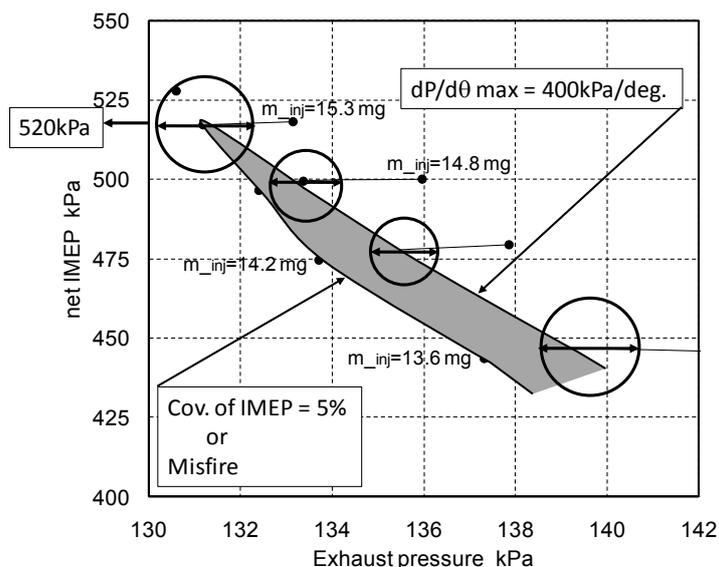


Figure C-1 Averaged HCCI operational range for 4 cylinders

図 C-2 に高負荷限界付近での全 4 気筒の熱発生率を示す. また, 表 A-2 に図 A-2 における各気筒の圧力上昇率最大値, 燃焼質量割合 50%時のクランク角度, IMEP の変動率を示す. 図 C-2 及び表 C-2 より, 各気筒の CA50 は異なり, 一番着火の早い 4 番気筒と一番遅い 3 番気筒の CA50 には約 3 度差がある. その結果, IMEP の変動率も相対的に大きくなる. この気筒間の着火時期ばらつきにより, 圧力上昇率は一番着火時期が早い気筒に, 燃焼変動及び失火限界は一番着火時期が遅い気筒によって決定されるために, 多気筒 HCCI 運転の成立負荷範囲は一つの気筒のみに着目した場合に比べて狭くなる. すなわち HCCI 燃焼を多気筒エンジンに適應するにあたっては, 着火時期の気筒間差を減ずることが重要である.

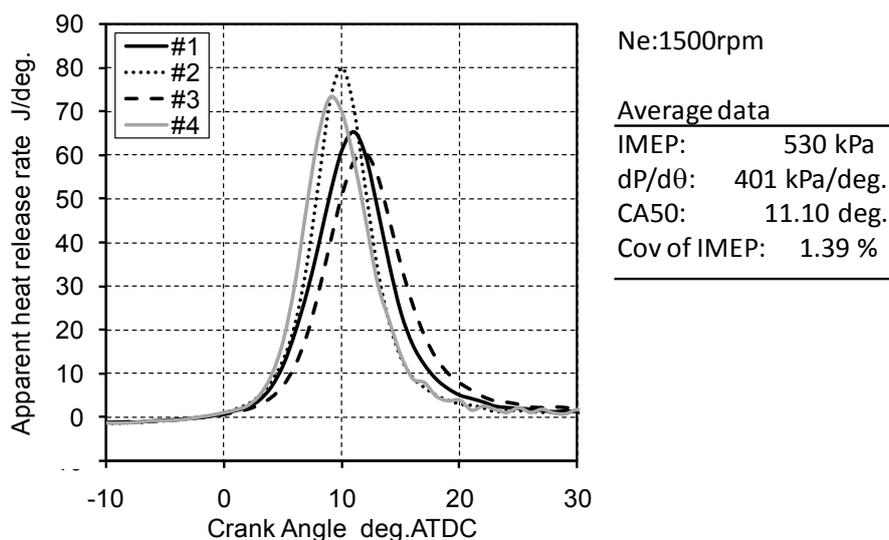


Figure C-2 Apparent heat release rate of each cylinder calculated by ensemble-averaged pressure data

Table C-2 Information on the details of Figure 7.11 operation

| Cylinder | dP/dq max [kPa/deg.] | CA50 [deg.ATDC] | COV of IMEP [%] |
|----------|----------------------|-----------------|-----------------|
| #1 | 359 | 11.5 | 1.4 |
| #2 | 493 | 10.4 | 1.0 |
| #3 | 330 | 12.4 | 2.0 |
| #4 | 423 | 9.8 | 1.2 |

4. 気筒間の着火時期制御

多気筒 HCCI エンジンにおける気筒間での着火時期の違いは、気筒毎の混合気温度の相違によるものと考えられる。この気筒間ばらつきを抑制する為に、本研究では 2 次エア噴射装置を考案した。この装置の概要を図 C-3 に示す。片方の排気マニホールド中にガスインジェクタによって空気を噴射し、EGR ガス温度を低下させることが出来るため、着火時期制御が可能であると考えられる。

まず二次エア噴射システムを実装したエンジンを用い、図 C-4 に 2 次エア供給量が CA50 に与える影響について示した。図 C-4 より、二次エア噴射量を増加させることで CA50 を広い範囲で遅角化出来ることがわかる。

次に二次エア噴射による HCCI 運転時での着火時期気筒間差抑制を試みた。この実験では現象を単純化するために 2 気筒のみ運転し試験を行った。実験結果を図 C-5 に示す。図 C-5 は、上図(a)に気筒間差制御無しの場合における二気筒の熱発生率を示し、下図(b)に着火時期の気筒間差を低減するために二次エア噴射を行った場合を示している。2 次エア供給が無い場合(a)、気筒間で着火時期が大きく異なっており、着火時期が相対的に早い 1 番気筒の排気ポートに二次エアを約 16 cc/cycle 噴射することで、1 番気筒の着火時期を遅角化させ 2 つの気筒の熱発生率を揃えることができた。また BDSC システムでは対の気筒からのブローダウン圧力波の大きさによって EGR 率が微妙に変化する。図 C-5 (a)における IMEP の変動率はそれぞれ 1 番気筒が 2.53%、2 番気筒が 1.09%であるのに対し、着火時期を揃えた(b)では、1 番気筒が 1.47%、4 番気筒が 1.07%となり、両気筒の変動率が減少している。特に着火が早い 1 番気筒は着火時期が遅くなったにも関わらず変動率が低減されている。両気筒で着火時期を合わせることで、エンジン全体のロバスト性が向上する。以上より、二次エア噴射により HCCI 運転時の着火時期を制御し、気筒間差を抑制出来ることが分かった。

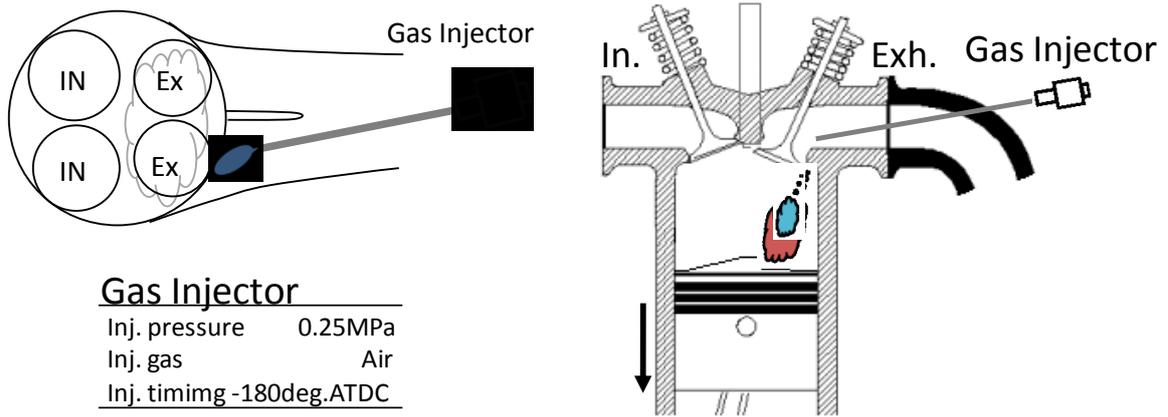


Figure C-3 Secondary air injection system

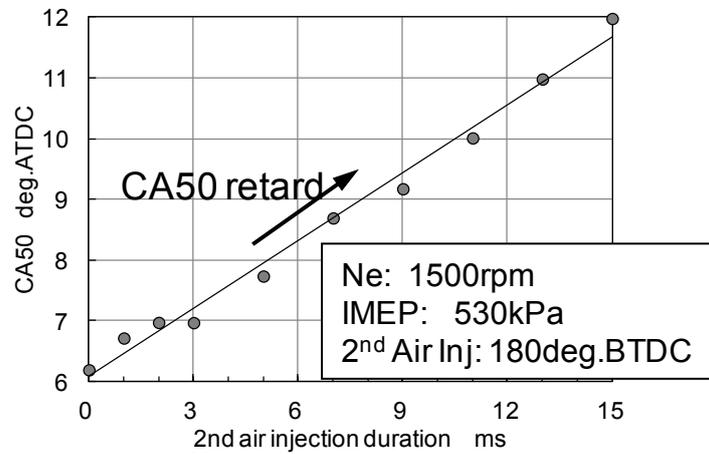


Figure C-4 Effect of secondary air injection duration on CA50

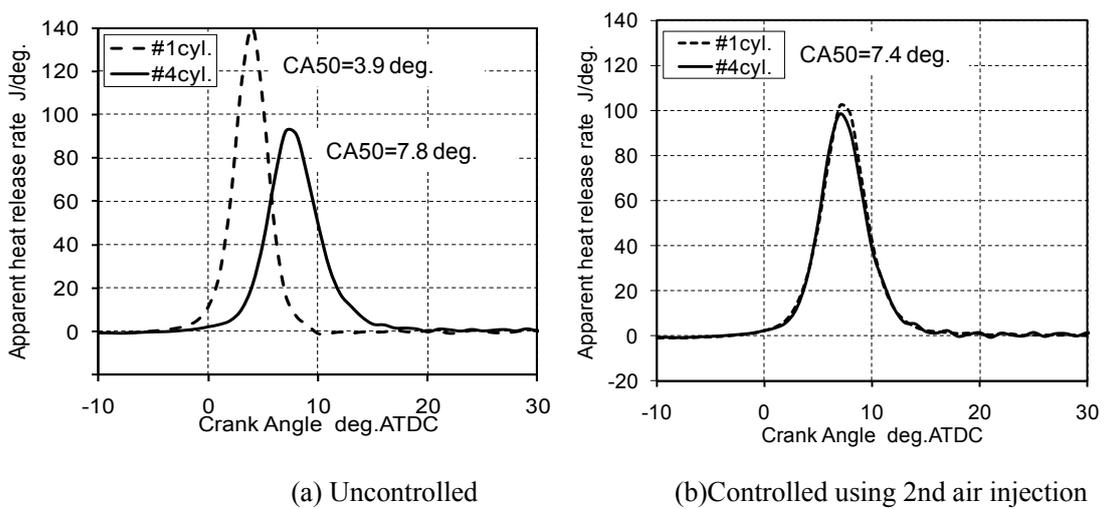


Figure C-5 Ignition timing control using 2nd air injection (530 kPa in IMEP)

5. 気筒間の着火時期制御が高負荷限界に与える影響

着火時期のばらつきによって HCCI 運転範囲が減少した多気筒 HCCI エンジンに、気筒毎の着火時期を制御出来る二次エアシステムを搭載し、気筒間の着火時期ばらつき抑制を試みた。着火時期制御が多気筒 HCCI 運転負荷範囲に与える影響について調べるため、図 C-1 と同様に噴射量を一定とし、排気管の平均圧力を変化させて、圧力上昇率と IMEP の変動率及び失火点を測定した。これより得られた HCCI 運転負荷範囲を図 C-6 に示す。図中の破線で囲まれた範囲は、気筒間の着火時期制御が無い場合の HCCI 運転負荷範囲(図 C-1 の範囲)を示し、影付きの負荷範囲は二次エア噴射を用いて各気筒の着火時期を均衡させた場合を示している。図 C-6 より、気筒間制御により高負荷 HCCI 運転範囲が 10 %程度向上し、高負荷限界値 IMEP 570 kPa は一つの気筒に着目した時の高負荷限界と概ね一致した。

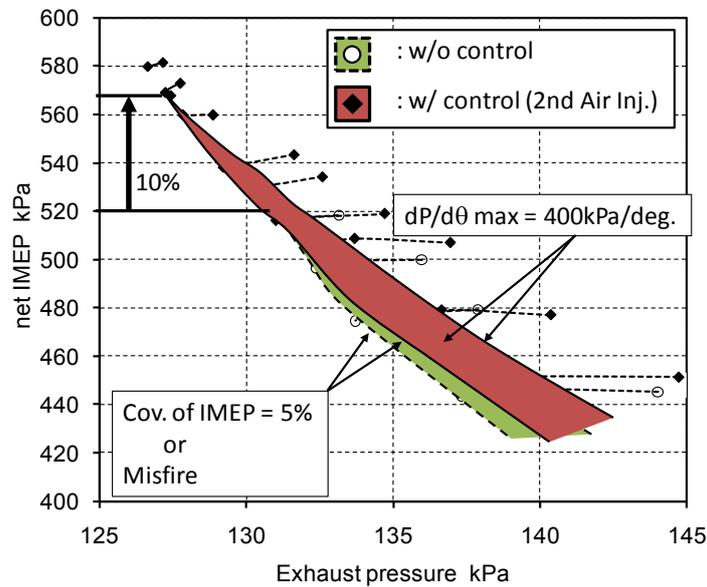


Figure C-6 Comparison of HCCI operation range

Dash line area: w/o cylinder balancing control

Solid line area: with cylinder balancing control

Appendix D: 燃料性状が HCCI 燃焼成立範囲と運転性能に及ぼす影響

1. 燃料性状による影響

本章では，市場の燃料性状ばらつきに起因した着火特性の違いが HCCI エンジンの燃費性能及び負荷範囲に与える影響を調査することを目的としている．本実験では着火特性を表わす指標の一つであるオクタン価に着目し，オクタン価が大きく異なる燃料を用いた HCCI 運転実験を行った．実験条件を表 D-1 に示す．試供燃料のオクタン価はそれぞれ RON90 と RON100 を用いた．エンジン回転数は 1500rpm で，圧縮比は 13.7 とした．

Table D-1 Experimental conditions

| | |
|---------------------|------------------------|
| Fuel | Gasoline RON90, 100 |
| Engine Speed | 1500 rpm |
| Compression Ratio | 13.7 |
| Coolant Temperature | 105 °C |

2. オクタン価が HCCI 運転性能に与える影響

図 D-1 に 2 種類の燃料による HCCI 運転時の正味燃料消費率を示す．図 D-1 右は左図の拡大した図である．比較のため圧縮比 12，RON90 でのスロットル SI 運転の結果も併せて示す．まず運転負荷範囲に着目する．オクタン価が 90 から 100 へ増加することで，低負荷限界は 17kPa 減少し，高負荷限界は 23kPa 減少した．オクタン価が増加するにつれて運転負荷範囲が減少する結果となった．次に燃料消費率に着目する．高負荷領域ほど燃料消費率の差は大きくなり，オクタン価が 90 から 100 へ増加することで約 5%燃料消費率が増加している．図 D-2 にポンプ損失の比較を示す．オクタン価の増加に伴い燃料の自着火温度が高くなり，同一着火時期を得るための EGR 率が増加したためにポンプ損失が増加した．

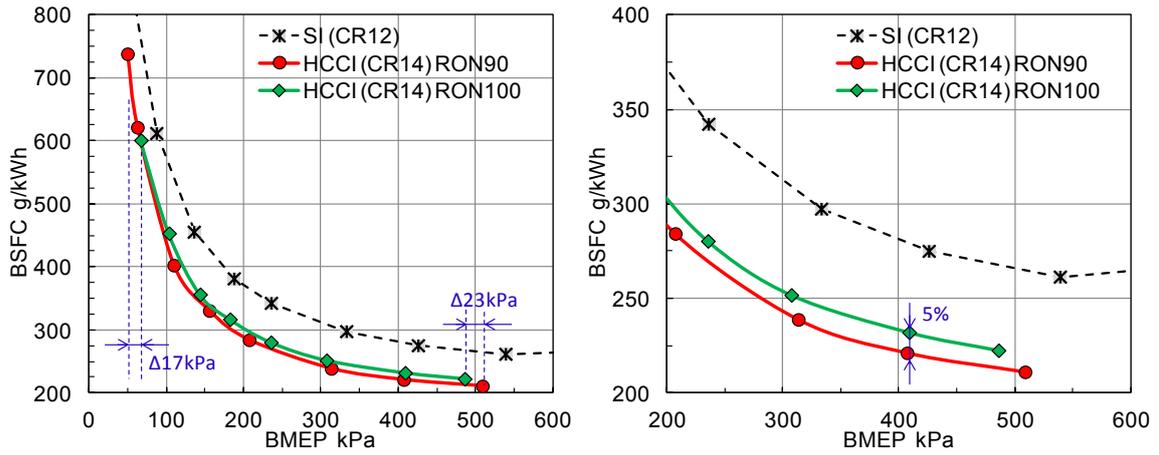


Figure D-1 Effect of RON of test fuel on HCCI operational range and BSFC of BDSC-HCC operations

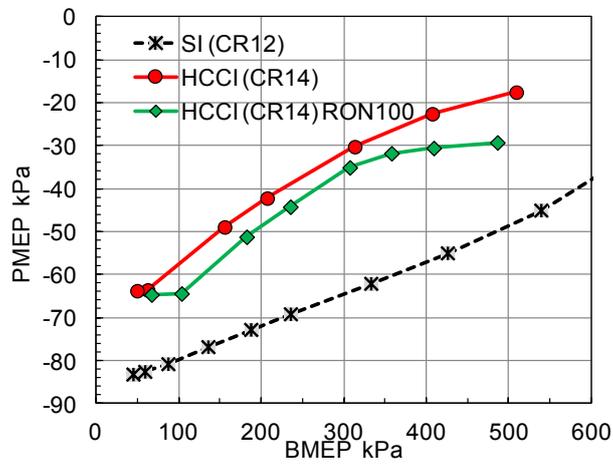


Figure D-2 Effect of RON of test fuel on PMEP of BDSC-HCCI operations

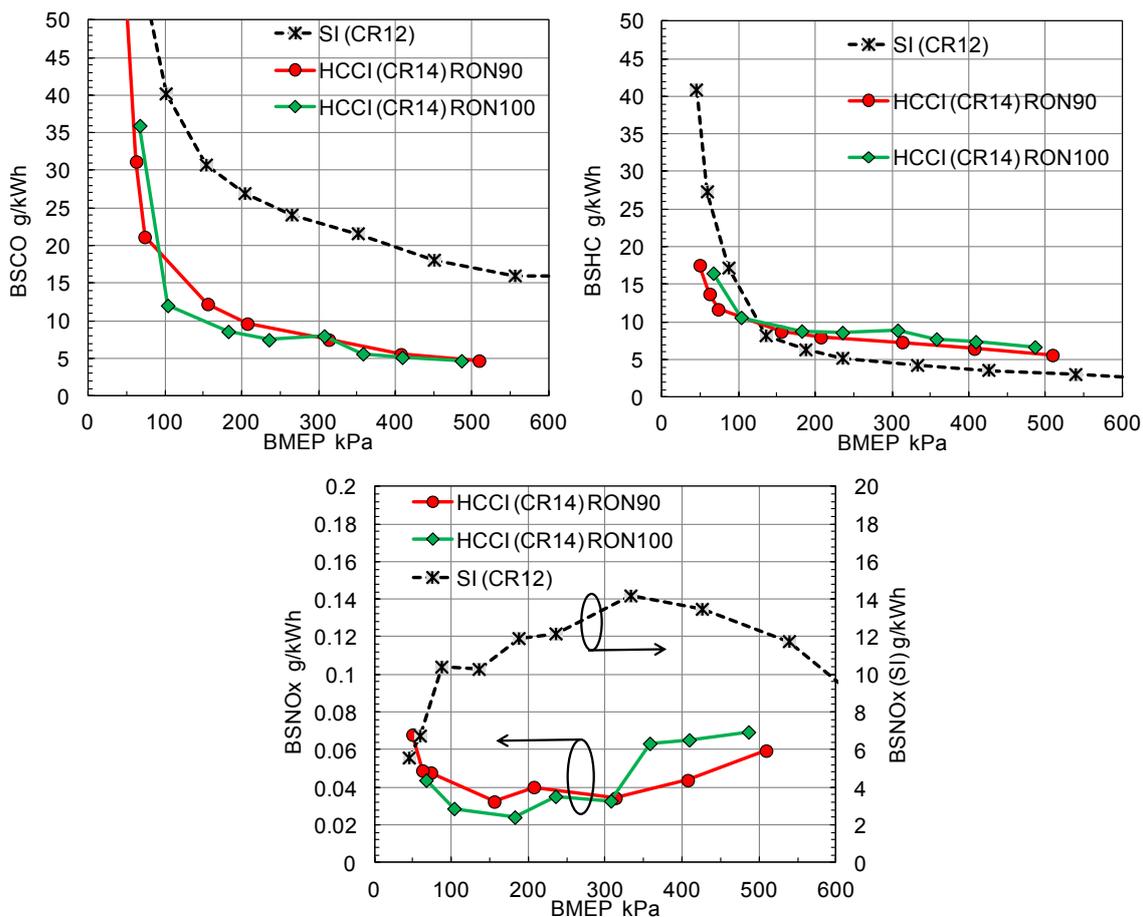


Figure D-3 Effect of RON of test fuel on exhaust emissions

図 D-3 はオクタン価が HCCI 運転時の排気性能に与える影響について示している。CO 排出量は、RON100 の方が RON90 に比べ僅かに少ない結果となった。HC 排出量は RON100 の方が僅かに多い結果となった。NO_x 排出量は高負荷では RON100 の方が多く、低負荷では少ない結果となった。

Appendix E: 位相可変機能を備えた連続可変動弁機構を用いたガソリン機関の熱効率向上

1. 連続可変動弁機構による熱効率向上と課題

HCCI 燃焼は筒内混合気の温度や圧力、当量比、希釈量等の複数要因によって影響を受けることから、エンジンの運転負荷や回転数に応じて筒内混合気をより緻密に制御する必要がある。筒内混合気の組成や温度に影響を与える最も重要な要素が吸排気バルブのリフト量や開角、開閉時期である。そこで本研究の第 4 章におけるエンジン性能計測では連続可変動弁(VVA: Variable Valve Actuation)機構を用いている。本付録では、共同研究者によって新しく開発された連続可変動弁機構による SI 運転の性能改善効果について実機調査した結果を示す。

VVA 機構は、自動車用ガソリンエンジンの熱効率を向上できる効果的な手法の一つとして、これまで多くの研究及び開発が行われてきた⁽¹⁾。ガソリンエンジンにおいて吸排気バルブのリフト量や開角、開閉時期を運転条件に併せて最適に変化させることにより、熱効率や排気性能、最高出力などのエンジン性能を大きく向上できる。これまでいくつかの連続可変バルブリフト/開角(VVLD: Variable Valve Lift/Duration)機構が実用化されてきたが、これら機構を搭載する車種は一部に限られており、十分に普及しているとは言い難い。この理由の一つに機構の複雑化に伴う高いコストが挙げられる。また、吸気バルブリフト量の連続可変により吸入空気量を調節しポンプ損失を大きく低減できるが、一方で低回転・極低負荷時には筒内流動の微弱化や有効圧縮比の低下によって燃焼安定性が低下する課題がある⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。VVLD 機構の普及には極低負荷時の燃焼安定性を維持すると同時に、機構の更なるコスト低減/簡素化を両立することが重要である。

共同研究者らによって新規に開発された連続可変動弁(VVPL: Variable Valve Phase/Lift)機構を搭載したガソリンエンジンを用い、機構の性能を実験的に調査することを目的とする。

2. 実験装置及び実験条件

2. 1 連続可変動弁機構

ノンスロットル SI 運転を実現するために本研究における VVPL 機構では、吸気弁の開弁時期(IVC)を負荷の減少に応じて下死点前に進角させながらリフト量と開角を縮小し、燃焼室の新気充填率を制御する。図 E-1 に VVPL 機構のバルブリフトカーブを示す。吸気リフ

Appendix E: 位相可変機能を備えた連続可変動弁機構を用いたガソリン機関の熱効率向上

ト量減少の際に、IVC を大きく進角すると同時に吸気開弁時期(IVO)を遅角して排気弁とのオーバーラップをなくす設定となっている。ノンスロットル運転によるポンプ損失低減効果と、極低負荷運転時の燃焼安定性確保を両立できるように、本機構では最大リフト時と最小リフト時の吸気弁の位相差を 35deg.CA と設定した。この吸気弁リフト量の減少に伴うリフト位相の進角は、カム位相可変(VCP: Variable Cam Phase)機構を用いることなく実現している。しかしながら、燃焼安定性に余裕がある運転条件においてはポンプ損失を最小化できないデメリットが生じる。その場合は VCP を排気カムに装着して排気カム位相を遅角することで、吸気弁とのオーバーラップ量を増やし、ポンプ損失を効果的に低減することができる。吸気弁と排気弁のオーバーラップを上死点以降にすることで内部 EGR を導入し更なる熱効率改善を図る。VVPL 機構の詳細については既報⁽⁵⁾⁽⁶⁾を参照されたい。

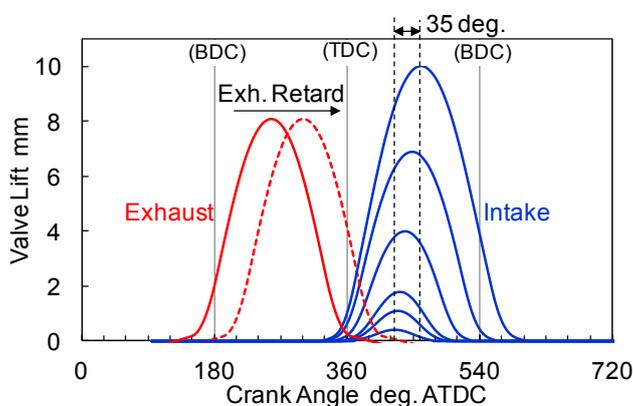


Figure E-1 VVPL valve lift curves

2. 2 実験条件

供試エンジンの諸元及び実験条件を表 E-1 に示す。実験には直列 4 気筒の排気量 1997cc のガソリンエンジンを使用した。圧縮比は 12.0、燃料はレギュラーガソリンを使用し、ポート噴射により供給した。このエンジンに VVPL 機構を搭載し実験を行った。運転時の空燃比 A/F は全運転負荷に渡って 14.7 とし、点火時期は MBT もしくはノック限界に設定した。エンジン回転数はアイドル相当の回転数 650rpm と、常用回転数の 1500rpm の 2 条件とした。吸入空気は温湿度制御装置により温度 25°C、湿度 50%一定に制御した。

実験では、筒内圧力をピエゾ式圧力変換器(Kistler 6052c, 6115B)で測定し、4 番気筒の吸排気マニホールド内の圧力脈動をピエゾレジスタティブ絶対圧力変換器(Kistler 4005A, 4049A)を用いて測定した。本研究で示す圧力履歴は、4 番気筒の定常運転 100 サイクルの平均値である。筒内のガス温度や作動ガス質量、残留ガス割合(RGF: Residual Gas Fraction)については、実験により得られた吸排気圧力を境界条件とした 1 次元吸排気シミュレーション(GT-Power)により求めた。排気成分は、CO と CO₂、THC、O₂、NO_x を排ガス分析器(HORIBA MEXA-7100F_x)により計測した。エンジントルクはフランジ型トルク計(GIF F1iS)によって計測した。

Table.E-1 Engine specifications and experimental conditions

| Engine specifications | |
|-------------------------|--------------------|
| Engine Type | Inline 4 cylinders |
| Displacement | 1997 cc |
| Bore × Stroke | 81 × 96.9mm |
| Connection Rod | 152.7 mm |
| Fuel Supply | Port Injection |
| Injection Pressure | 350 kPa (gauge) |
| Compression Ratio | 12.0 |
| Experimental conditions | |
| Engine Speed | 650, 1500 rpm |
| Coolant Temperature | 85 °C |
| Fuel | Gasoline (RON91) |

3. 結果及び考察

3. 1 低負荷運転時の燃焼安定性

VVPL 機構では吸気リフト量減少の際に、IVO を上死点よりも遅角することで、排気弁とのオーバーラップがなくなるために残留ガス割合が減少し、また IVC が下死点に近づくため有効圧縮比が増加する。さらに負のオーバーラップによって IVO 時における筒内圧力が低下するため、燃料と空気の混合及び筒内流動が促進され、極低負荷運転時の燃焼安定性が向上すると考えられる⁽⁷⁾⁽⁸⁾。低リフト時の IVO 遅角化が低負荷運転の燃焼安定性に与える影響について調査した。図 E-2 に実機実験における VVPL 機構を用いたノンスロットル SI 運転時の P-V 線図を示す。比較のため従来のスロットル運転時の結果も併せて図中に示す。両者ともエンジン回転数 1500 rpm、投入燃料量一定条件での比較である。図中の従来のスロットル絞りによる運転(図中の Baseline)の負荷は IMEPnet=290 kPa、VVPL 機構を用いたノンスロットル運転(図中の VVPL)の負荷は IMEPnet=310 kPa である。図中の IVO_0.1mm 及び IVC_0.1mm は、VVPL 機構を用いたノンスロットル運転時で吸気弁リフト量が 0.1 mm となる開閉タイミングを示している。IVO の遅角化により筒内が断熱膨張した後、新気が吸入されている様子が分かる。

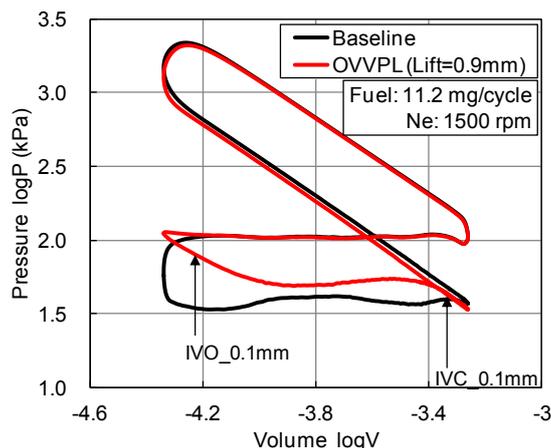


Figure E-2 Pressure-Volume for conventional throttled operation and VVPL operation

図 E-3 は、図 E-2 で示した 2 つの条件における吸気バルブを通過するガスの質量流量履歴をそれぞれ示している。吸気バルブを通過するガスの質量流量は 1 次元吸排気シミュレーション(GT-Power)により求めた。質量流量は正が吸気ポートから筒内への流入を表わし、負が筒内から吸気ポートへの排出を表わす。VVPL 機構による IVO 遅角によって、吸入空気の最大流量が大きく増加している。低リフト且つ、速い吸入空気流量により、筒内流動が強化されていると考えられる。また IVO を遅角し、排気バルブとのオーバーラップをなくしたことにより、既燃ガスが筒内から吸気ポートへ逆流するのを最小化でき、燃焼安定性の向上に寄与すると考えられる。

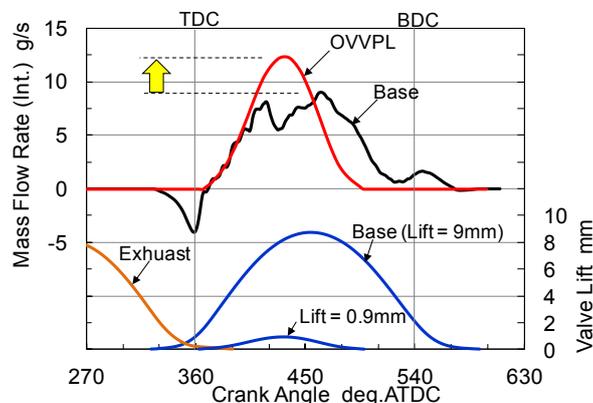


Figure E-3 Comparison of mass flow rate through intake valve between conventional throttled operation and VVPL operation

図 E-4 に、図 E-2 のスロットル運転(Case1)と VVPL 機構による nonsロットル運転 (Case2)に加え、VVPL 機構の吸気リフト位相が 12 deg.進角した nonsロットル運転 (Case3)の 3 条件における SI 運転結果の比較を示す。IVO 遅角化が低負荷運転時の燃焼安定性に与える影響について調べるために Case3 を併せて実験し、それぞれの IMEP の変動率(COV of IMEP) と燃焼期間(CA10-90)、残留ガス割合(RGF)、上死点前 30 deg.における筒内ガス平均温度、排気中の未燃炭化水素濃度(HC)及び一酸化炭素濃度(CO)を比較した。

Appendix E: 位相可変機能を備えた連続可変動弁機構を用いたガソリン機関の熱効率向上

それぞれの条件における点火時期は MBT とした。各条件の点火時期は Case1 が 28 deg.BTDC, Case2 が 22 deg.BTDC, Case3 が 28 deg.BTDC である。3 条件は投入燃料量等しい条件である。Case2 は Case1 に比べ、IMEP の変動率は 0.28 ポイント減少し、燃焼期間は 3.2deg.短縮している。Case2 の方が Case1 よりも燃焼安定性が向上した要因として、筒内流動強化に加え、残留ガス割合の減少が挙げられる。Case2 は Case1 に比べ残留ガス割合が 3.5 ポイントと大きく低減している。この残留ガス割合の低減と筒内流動の強化により、ノンスロットル SI 運転の課題である低負荷運転時の燃焼安定性を大きく改善している。一方、Case2 から吸気弁の中心位相を進角した Case3 では、Case2 に比べ燃焼変動率と燃焼期間は悪化している。燃焼期間については Case1 よりも僅かながら長期化している。残留ガス割合は両者でほとんど差がないが、圧縮端の筒内温度が低下し、筒内流動の減少によって燃焼安定性が悪化したと考えられ、VVPL 機構開発の狙い通りの結果が確認された。排気中の未燃成分について着目すると、Case2 は Case1 に比べ HC 濃度は減少し、CO 濃度は同程度であった。Case3 はその他の 2 条件に比べ高い結果となったが、これは燃焼最高温度が低かったためと考えられる。

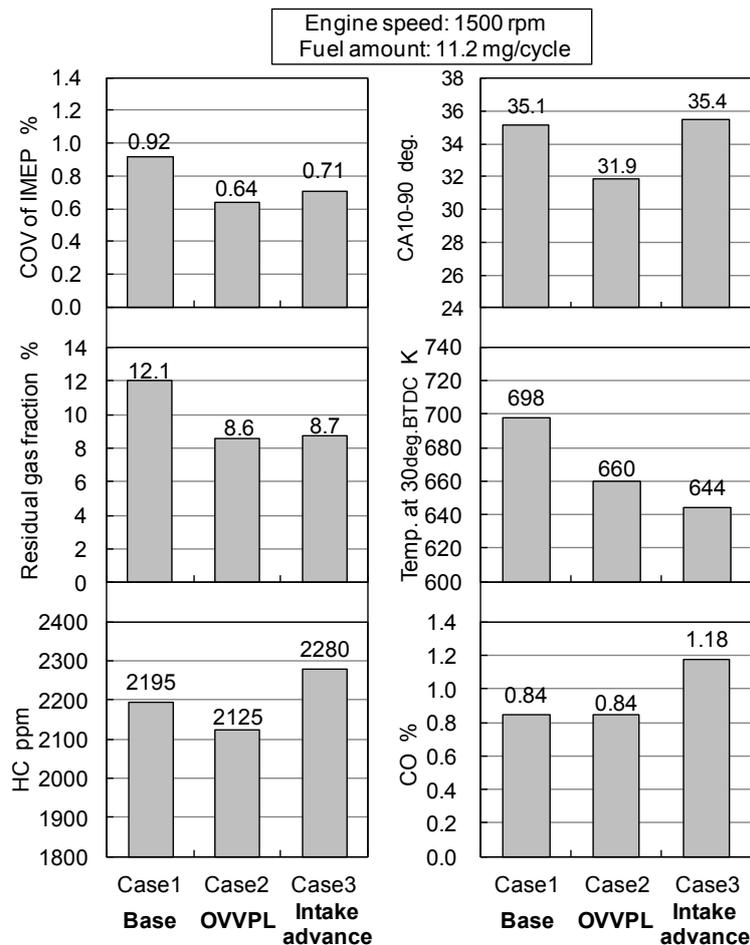


Figure E-4 Comparison for Conventional throttled operation (Base), VVPL and advance of the intake valve event.

次に、ノンスロットル SI 運転で燃焼安定性の確保が難しいアイドル運転条件において、VVPL 機構による燃焼促進効果について調査した。図 E-5 は、アイドル回転数における従来スロットル運転と VVPL 機構によるノンスロットル運転の見かけの熱発生率の比較を示している。比較している両者は IMEP が同一の条件である。VVPL 機構を用いたノンスロットル運転では、スロットル運転に比べ熱発生率が急峻となっている。ノンスロットル運転の方が点火時期は約 5 deg.遅いにも関わらず燃焼位相(CA50)は約 4 deg.早く、燃焼が促進されていることがわかる。

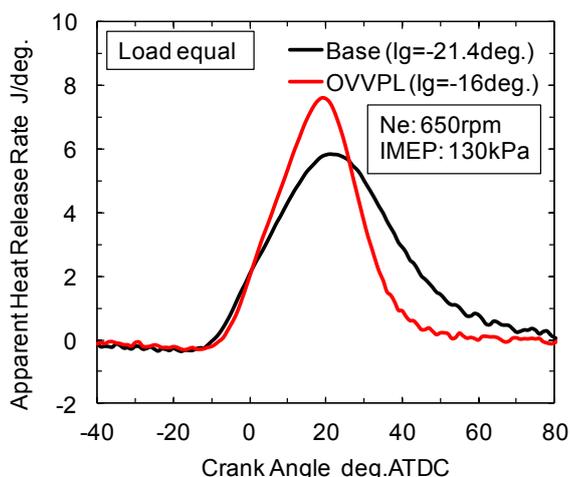


Figure E-5 Comparison of heat release rate between throttled (Base) and non-throttled (VVPL)

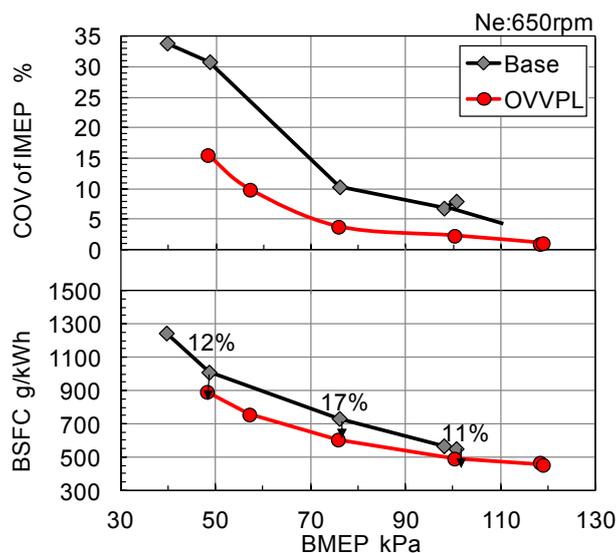


Figure E-6 Effect of VVPL system on COV of IMEP and BSFC during idle condition

図 E-6 は、アイドル回転数におけるスロットル運転(Base)と OVVPL 機構を用いたノンスロットル運転(OVVPL)の IMEP の変動率と正味燃料消費率の比較を示している。エンジン回転数は 650 rpm とし、完全暖機後の冷却水温 85 °C における実験結果である。IMEP の変動率は同一負荷で比較した場合大きく改善しており、変動率の上限を 5 %以内とした場合、低負荷限界は 40 kPa 拡大している。燃料消費率は最大で 17 %向上している。アイドル運転において燃焼安定性が改善することによって熱効率が向上するとともに、燃焼安定性を維持したまま点火時期を遅角し暖機性能を向上させることが出来る。

3. 2 ノンスロットル SI エンジンの性能

VVPL 機構を搭載したノンスロットル SI エンジンによる燃料消費率の改善効果について調査した。結果を図 E-7 に示す。ノンスロットル運転により正味燃料消費率が 4%から 7%改善した。PMEP はノンスロットル化により最大 12kPa 低減している。低負荷領域ではノンスロットル化によって燃焼を悪化させることなく燃料消費率を改善できた。またポンプ損失の低減効果が相対的に低下する高負荷領域でも、燃料消費率が低減している。VVPL 機構による燃料消費率向上効果について、(1)低中負荷と、(2)高負荷に分けて詳しく調査する。

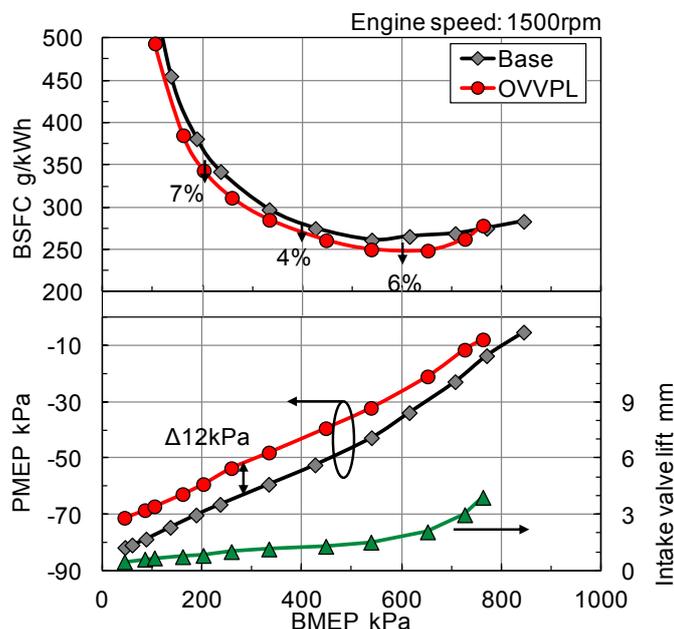


Figure E-7 Effect of VVPL on BSFC and PMEP

(1) 低中負荷

前章の図 E-4 で示したように、低負荷領域において VVPL 機構によるノンスロットル運転をすることで、従来のスロットル運転に対し燃焼安定性を向上できることがわかった。これは特に冷間始動時の暖機運転中に大きな効果を発揮する。暖機運転中に燃焼安定性を損

Appendix E: 位相可変機能を備えた連続可変動弁機構を用いたガソリン機関の熱効率向上

なうことなく点火遅角し、排気温度を高めることができるため、暖機運転時間の短縮が見込まれる。一方、燃焼安定性に余裕がある運転条件においては、図 E-1 に示すように排気カム位相を遅角することで、ポンプ損失の低減と内部 EGR の導入が可能であると考えられる。本節ではこの排気遅角による燃料消費率の改善効果についても併せて調査する。

図 E-8 は排気カムの位相を 44 deg.遅角した場合の BSFC 及び、PMEP、残留ガス割合 (RGF)、IMEP の変動率、燃焼期間を示している。IMEP 変動率の上限を 5 %とした場合、BMEP 150 kPa から 500 kPa までの負荷範囲で、ノンロットル運転(図中の OVVPL)に対し正味燃料消費率が更に低減している。低負荷領域において最大 13 %燃料消費率が低減した。PMEP は BMEP 100 kPa から 200 kPa の範囲内では更に約 10 kPa 低減している。VVPL 機構の IVO 遅角化によって筒内流動が強化され燃焼安定性が向上したため、多量の内部 EGR を導入できた。本付録では排気カムの遅角幅 44 deg.の条件のみ示したが、実際に使用する際は VCP 機構により排気弁位相を連続的に変化させて、熱効率が最良となるように排気弁位相の遅角幅を制御する。EGR 率は VCP によって制御できるため、外部 EGR よりも応答性の速い EGR 率の制御が可能となる。

図 E-9 にノンロットル運転条件と VVPL 機構を用いたノンロットル運転条件の FMEP を示す。図 E-9 の FMEP は IMEP と BMEP の差により求めた。VVPL 機構によるノンロットル運転では、運転負荷の低下に伴い FMEP が減少しており、最大で約 20 % 低減している。常用的に使用される運転条件においてフリクションが低減し、自動車の走行燃費を向上できる。

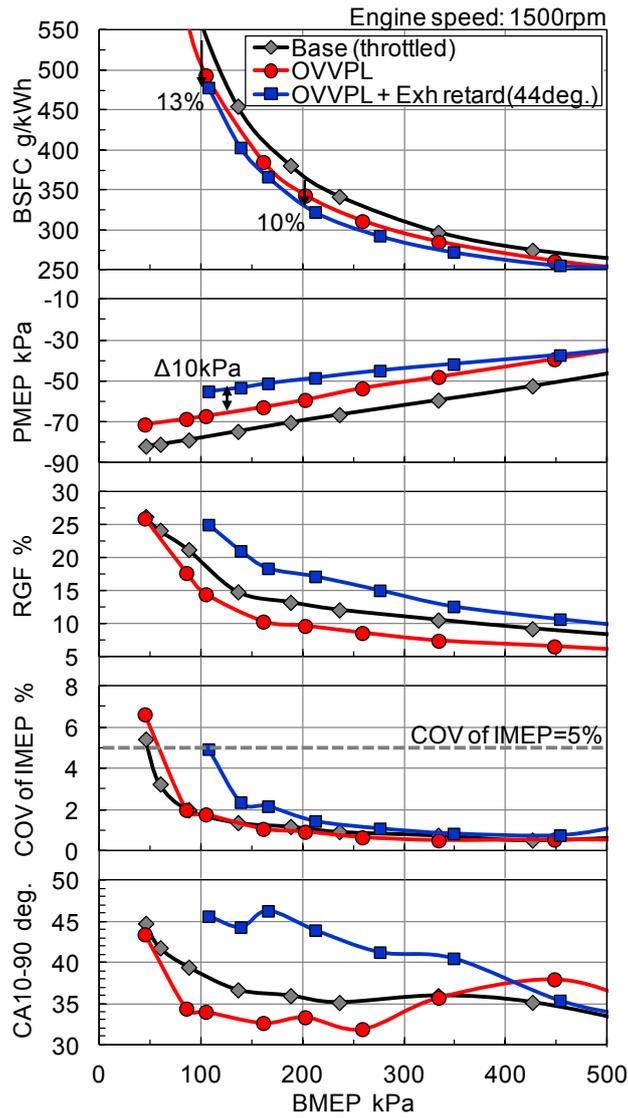


Figure E-8 Effect of exhaust retard on BSFC, PMEP, RGF, COV of IMEP and CA10-90

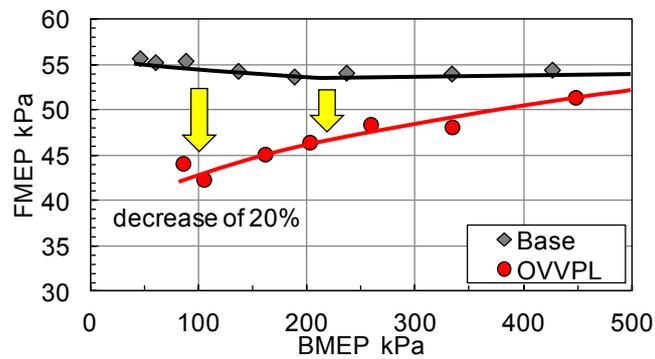


Figure E-9 Effect of reducing the friction by using VVPL system

(2) 高負荷

ポンプ損失の低減効果が相対的に低下する高負荷領域でも燃料消費率が低減しており、本節ではこの要因について詳しく調査する。図 E-10 にスロットル運転(Base)と VVPL 機構による nonsロットル運転時の点火時期と燃焼位相の中心(CA50)を示す。BMEP500kPa 以下の運転負荷では点火時期は MBT であるが、それ以上の負荷ではノック限界によって点火進角が制限されている。ノックによって制限される BMEP500kPa 以上の負荷では、OVVPL の方が Base に比べ点火時期を最大で 5deg.程度進角できている。OVVPL 機構による nonsロットル運転では、吸気弁の早閉じにより有効圧縮比が低下するため圧縮端での温度は低い。高負荷領域ではポンプ損失の低減に加え点火進角できたことによって熱効率が向上したと考えられる。

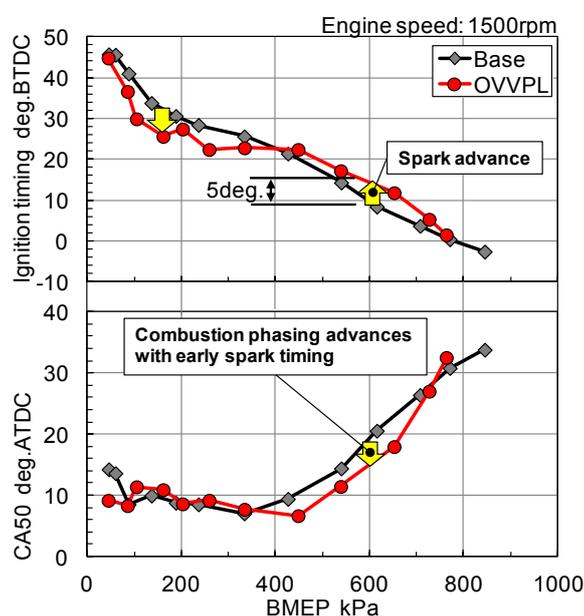


Figure E-10 Comparison of ignition timing and CA50

図 E-11 は、上死点前 20deg.における筒内の平均ガス温度の比較を示している。BMEP500kPa においては、両者の温度差は約 40K あり、吸気弁早閉じによる圧縮端温度低減の効果が確認できる。負荷が増加するにつれてスロットル運転の圧縮端温度が低下し、BMEP800kPa 以上では差が無くなる。VVPL 機構を用いて吸気リフト量を増加し、吸入空気量を増やした場合は、空気量によらず圧縮端温度が同程度となっている。

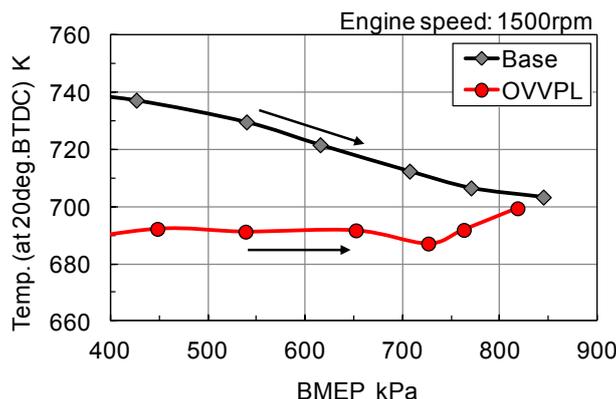


Figure E-11 Comparison of in-cylinder bulk temperature at 20deg.BTDC

VVPL 機構を用いたノンロットル SI エンジンの排気性能について結果を図 E-12 に示す. 前節 3.1 で示した排気弁位相を 44deg.遅角した条件の排気性能についても併せて示す. すべての排気成分の排出量は触媒前での計測結果である. CO 排出量はノンロットル運転の方が少ない. 排気弁位相の遅角によって低負荷領域で排出量が更に低減している. HC 排出量は Base と VVPL で両者に有意な差は無いが, 排気弁位相の遅角によって僅かに低減している. NO_x 排出量は低負荷でノンロットル運転の方が少なく, 中負荷から高負荷の範囲ではロットル運転の方が少ない. 排気弁位相の遅角による EGR 導入によって燃焼最高温度が低下し, ロットル運転に対し最大 30%排出量が低減している.

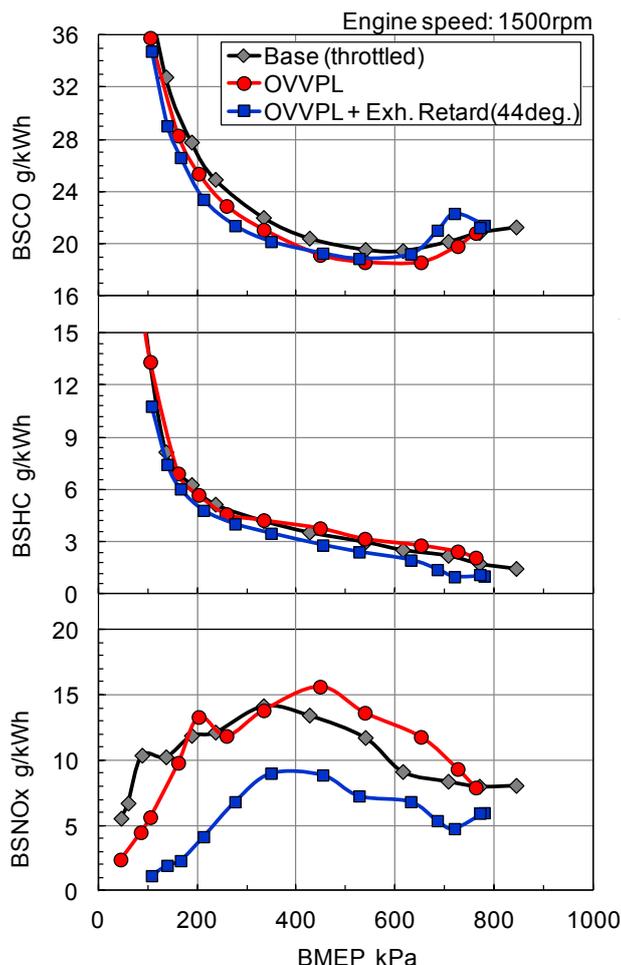


Figure E-12 BSCO, BSHC and BSNO_x of OVVPL non-throttled SI engine compared with conventional throttled SI engine

4. 参考文献

- (1) 畑村耕一：吸排気弁とその制御の進化による内燃機関の性能向上，自動車技術 Vol. 66, No.3, p.2-9 (2012)
- (2) Ronald J. Pierik and James F. Burkhard: Design and Development of a Mechanical Variable Valve Actuation System, SAE technical paper, 2000-01-1221 (2000)
- (3) Mark Sellnau and Eric Rask: Two-Step Variable Valve Actuation for Fuel Economy, Emissions, and Performance, SAE technical paper, 2003-01-0029, (2003)
- (4) 村上信明ほか：吸気弁連続可変リフトシステムの研究，三菱自動車テクニカルレビュー, No.22, P41-45, (2010)
- (5) 坊田純ほか：普及型エンジンを狙った連続可変(リフト&開角+位相)動弁機構の開発，自動車技術会学術講演発表前刷集, No69-12, P1-6, (2012)
- (6) Hatamura et al.: Development of continuously variable Phase and lift/duration

mechanism for widely available automobile engines, SAE technical paper, 2013-01-0591, (2013)

(7) B.E. Milton, M. Behnia, D.M. Ellerman: Fuel deposition and re-atomization from fuel/air flows through engine inlet valves, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22, P350-357, (2001)

(8) S.M. Begg et al.: Low intake valve lift in a port fuel-injected engine, *Energy* 34, P2042-2050, (2009)