

HCCI の着火制御性向上技術

Advanced Ignition Control Technology for HCCI Combustion

甲 村 公 典*
Kiminori KOMURA

高 沢 正 信*
Masanobu TAKAZAWA

森 田 照 義*
Teruyoshi MORITA

要 旨

高い熱効率を実現できる予混合圧縮着火燃焼を実用化するために、直噴の噴霧に火花点火することにより着火をアシストする、火種 HCCI 燃焼を考案した。この手法により予混合圧縮着火の課題である着火制御性を向上させることが可能となり、着火燃焼範囲を従来に比べ最大3倍まで拡大することができた。

また、火種 HCCI 燃焼の燃費性能を検証し、クールド EGR 燃焼技術に対して定常燃費で 16% の燃費向上、JC08 モード燃費シミュレーションで 4.5% の燃費向上が確認できた。

ABSTRACT

Spark-Assisted HCCI combustion, which assists ignition by igniting direct injection spray with a spark, has been proposed to help enable the practical realization of homogeneous charge compression ignition combustion, thereby achieving high thermal efficiency. This method increases the controllability of ignition, an issue of homogeneous charge compression ignition, and expands the range of ignition combustion by a maximum of three times compared to the conventional method.

The fuel efficiency of Spark-Assisted HCCI was verified, with results indicating a decrease of 16% in steady-state fuel consumption against cooled EGR combustion technology and a JC08 mode fuel efficiency simulation showing an increase of 4.5% in fuel efficiency.

1. はじめに

近年、地球環境問題については高い関心が払われており、自動車業界においても地球温暖化や石油枯渇抑制の観点から、さらなる CO₂ 排出削減技術が求められている。エンジンの熱効率を向上させることで CO₂ 削減に貢献できることから、熱効率改善への研究が、企業や大学などの幅広い分野の研究機関で継続的に進められている^{(1), (2)}。均質予混合圧縮着火 (Homogeneous-Charge Compression Ignition: HCCI) 燃焼は、均質混合気を自着火させることで、希薄な混合気を安定して燃焼させることができる。したがって、高い理論熱効率と、低い窒素酸化物 (NO_x) 排出量を両立することが可能であり、将来のエンジン燃焼方式として期待されている⁽³⁾⁻⁽⁶⁾。

*四輪 R&D センター

Fig. 1 に Honda でこれまでおこなった HCCI への主な取り組み内容を示す。1999 年頃に、フル電磁バルブエンジンを用いて、負のオーバーラップ (Negative valve Overlap: NOL) を作ることで排気再循環 (Exhaust Gas Recirculation: EGR) をおこない、圧縮温度を高めて HCCI を実現する方式で基礎研究を開始した。この研究により、低負荷領域での高効率、低 NO_x 排出を確認した。また、他気筒から排気ブローダウン圧力を利用して EGR を導入する他気筒 EGR 過給に取り組み、運転領域を中負荷領域まで拡大することができた。Fig. 2 に NOL で運転した時の HCCI 運転域と他気筒 EGR 過給で HCCI 運転範囲を拡大した事例を示す。さらにはアルコール燃料とのデュアル燃料による燃焼制御性向上など、さまざまな取り組みをおこなってきた⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾。

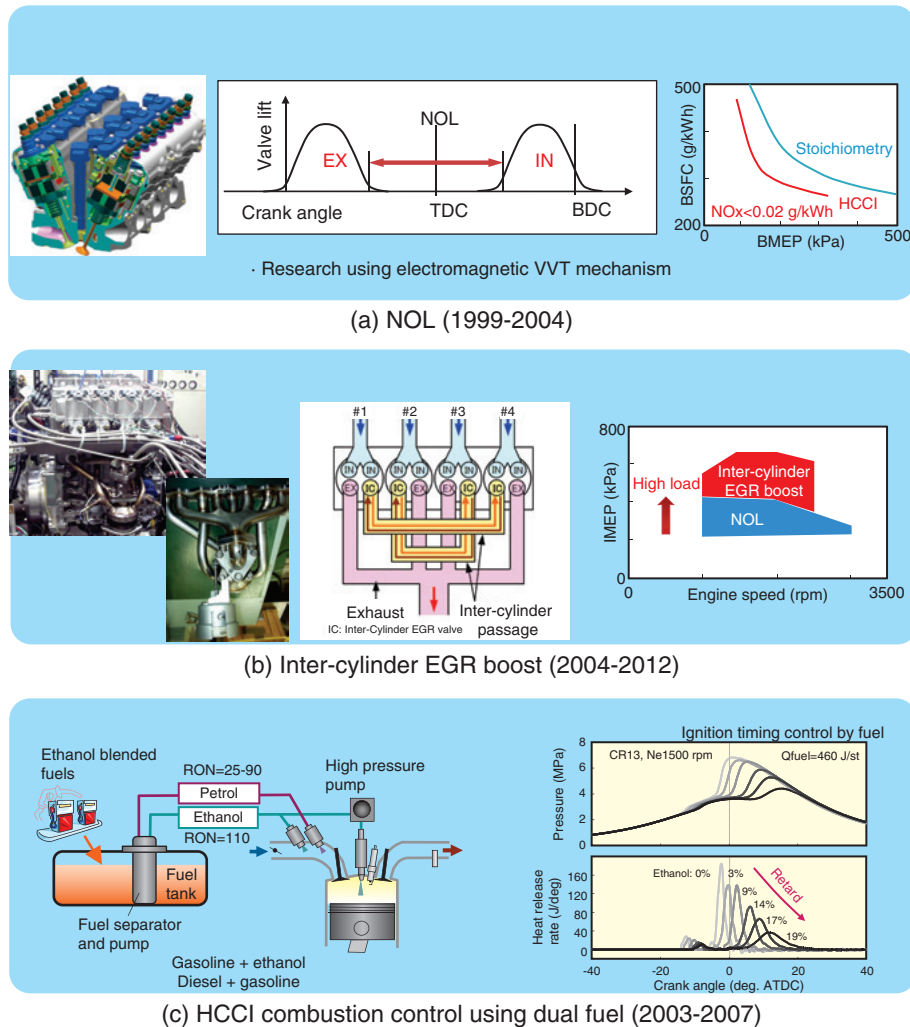
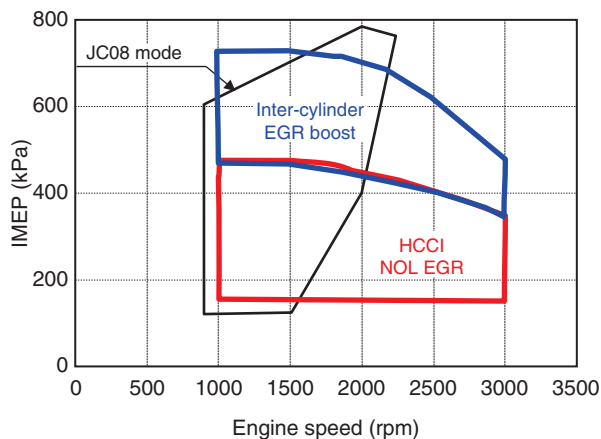


Fig. 1 Research on HCCI at Honda



しかしながら、これらの研究はコンセプトエンジンレベルであり、いまだ実用化には至っていないのが現状である。実用化に至らない大きな要因の一つとして、安定した燃焼を継続させるための着火時期制御の難しさが挙げられる。そこで我々は確実な着火時期制御をおこなう手法として、火種HCCI燃焼 (Spark Assisted HCCI: SA-HCCI) を立案し、NOL領域で燃焼コンセプトの実証と必要なハードウェアの開発をおこなった。

2. SA-HCCI の燃焼コンセプト

2.1. HCCI の利点

HCCI とは、高圧縮比化と Fig. 1 に示したような手法で内部 EGR を導入することで筒内の混合気温度を圧縮上死点近傍で約 1000 K に上昇させ、燃焼室内全体の混合気が反応して自着火する均質予混合燃焼である。自着火で燃焼を開始することで、プラグ点火で燃焼を開始する Spark Ignition (SI) 燃焼では燃焼安定性の確保が困難な、空燃比 (A/F25) 以上の領域での希薄燃焼 (リーン燃焼) が可能となる。

自着火により、SI 以上のリーン燃焼が可能な HCCI は、理論熱効率が高く、ポンプ損失と時間損失が小さくなる。また、燃焼温度が低いため、熱損失が小さく NO_x 排出量が少ない。このような利点により、ストイキ SI に対して 20% 程度燃費向上が期待でき、また同時に低エミッション (EM) との両立が可能な燃焼方式といえる。

Fig. 3 に同じエンジンで SI と NOL で内部 EGR を導入した HCCI をおこなった時の P-V 線図を示す。HCCI はポンプ損失や時間損失が小さくできていることがわかる。

しかしながら、HCCIはいまだに実用化に至らない複数の課題がある。

2.2. HCCIの課題

HCCIの大きな課題として以下の3点が挙げられる。

- (1) 運転領域が狭い
- (2) 燃焼の着火制御が難しい
- (3) リーン雰囲気中で排気ガス浄化性能が低い

課題(1)の運転領域に関して、Fig. 2に示すように他気筒EGRでHCCI運転範囲を拡大した事例では、JC08モードはおおむねカバーできているものの、モード外の高負荷、高回転域ではHCCI運転ができない。したがってHCCIのみでは必要なエンジン運転範囲のすべてをカバーできていないのが現状である。

課題(2)の燃焼の着火制御に関しては、さまざまな環境下で使われる自動車にとっては重要な課題となる。

Fig. 4にHCCIの圧縮行程から自着火までの熱発生履歴を混合気の酸化反応過程も含めて模式的に示す。

HCCIは混合気が600 K程度から冷炎の発生する低温酸化反応が開始し、ホルムアルデヒドの蓄積とCO、OHラジカルの増殖により青炎が発生し、最終的にCOからCO₂

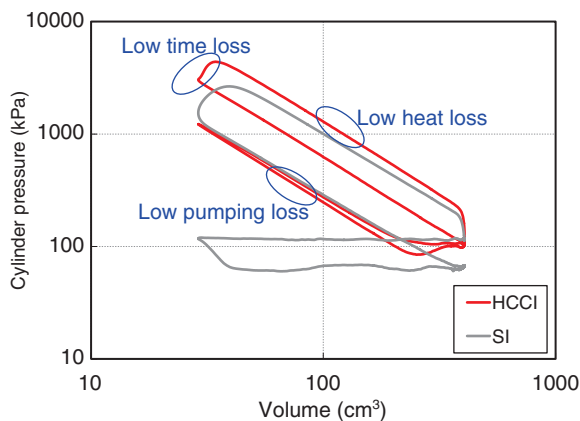


Fig. 3 Comparison of cylinder pressure

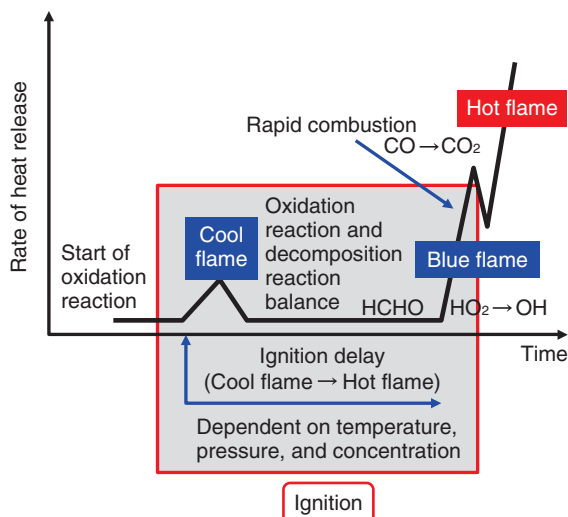


Fig. 4 Oxidation reaction process for HCCI

を発生する熱炎に至る。点火プラグによって急峻に反応が進み熱炎を発生するSI燃焼では、プラグの点火タイミングによって容易に着火時期が制御できる。しかし、HCCIは圧縮行程中の温度、圧力の変化によって酸化反応過程が変化することから、着火時期をコントロールすることが難しい。さまざまな環境下で安定した燃焼を保障するためには、この着火時期を確実にコントロールし、失火やトルクの変動、排気ガスの増加を確実に防ぐ必要がある。

課題(3)の後処理に関しては、ストイキSIに対してHCCIは排気ガスのエキゾーストマニホールド出口温度が低く、図示平均有効圧(IMEP)400 kPa条件でSIが500℃に対してHCCIは320℃程度となる。さらに希薄燃焼であるため、従来の三元触媒(TWC)でEM規制をクリアすることは難しい。したがって、新たな後処理システムが不可欠である。

これらの課題の中で、特に課題(2)の着火制御性が確保できなければ自動車用のエンジンとして成立しない。本稿ではこの着火制御性について主眼をおき、報告する。

2.3. SA-HCCIの燃焼コンセプト

先に述べたように、HCCIの課題の一つである安定した着火時期を保障するために、微小な直噴燃料にスパークプラグで点火することで発生する微小な燃焼(火種: Trigger flame)で自着火をアシストする方法を試みた。Fig. 5に従来のHCCIとSA-HCCIとの筒内の昇温方法および熱発生履歴の違いを示す。通常のHCCIは多くの場合、内部EGRと圧縮による温度上昇によって希薄な均質混合気の自着火

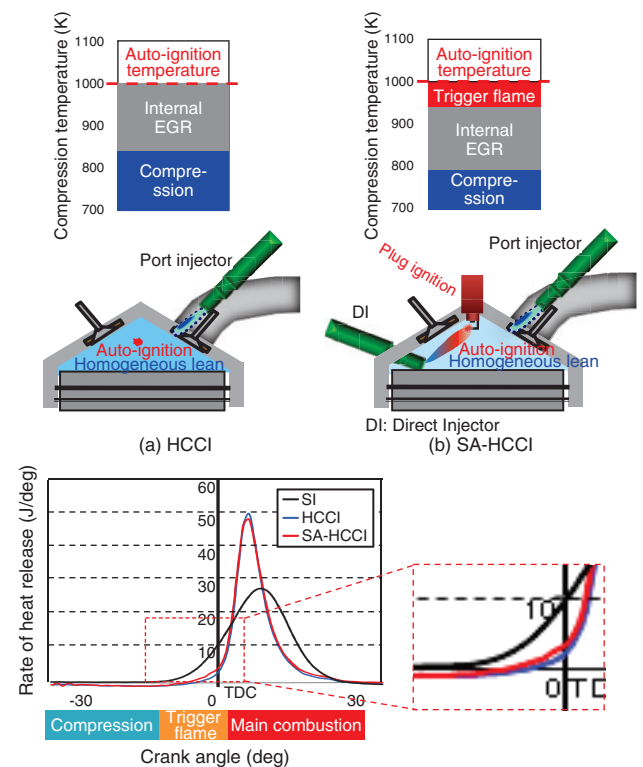


Fig. 5 SA-HCCI

を誘発する。一方、SA-HCCIは圧縮行程中に少量の燃料を点火プラグに向かって直接噴射し、プラグ点火によって火炎伝播をおこない、その温度上昇をきっかけにして自着火を誘発する。SA-HCCIの熱発生履歴を見ると、通常のHCCIに対して自着火前に火種が発熱している様子がわかる。SIや従来のHCCI同様に熱効率を向上させるための燃焼重心位置は上死点后10 deg付近となるため、上死点后2 deg付近で自着火が発生するような熱発生履歴が目指す燃焼となる。

一方、火種部分はプラグ点火による火炎伝播燃焼をおこなうため、火種噴射はストイキ付近に設定する必要がある。したがって、火種部分の燃焼温度が高くなり部分的にNO_xが発生してしまう。Fig. 6にHCCIとSA-HCCIの着火過程をシャドウグラフで可視化した結果を示す。SA-HCCIが直噴の火炎伝播にアシストされて自着火が誘発されている様子が見られる。

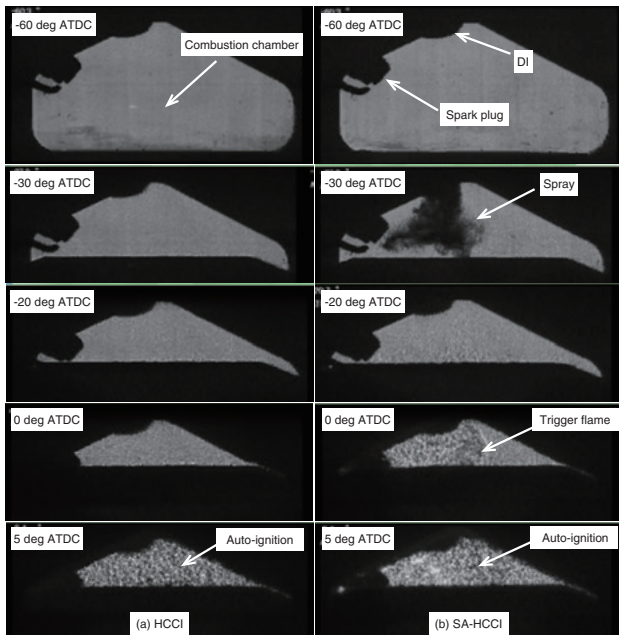


Fig. 6 Visualization of combustion chamber by shadowgraph method

3. SA-HCCIに必要な技術

3.1. 火種の設定

SA-HCCIは火種の設定が重要となる。火種は以下の観点で設定する必要がある。

- (1) 火種として必要な熱量
- (2) プラグに到達するための噴霧到達距離（ペネトレーション）
- (3) NO_x 排出量の制約

以下にそれぞれの詳細を述べる。

3.1.1. 火種として必要な熱量

火種は、混合気を熱炎に突入させるための熱量を確保す

る必要がある。

必要な熱量は目標とする熱発生履歴から逆算し、上死点后2 deg付近で自着火温度を迎えられるように火炎伝播速度を考慮し設定する。Fig. 7にエンジン回転数(Ne)1500 rpm, IMEP350 kPaの時の筒内温度履歴を示す。混合気の着火に必要なガス温度は1070 K程度であり、内部EGRとピストンの圧縮による温度上昇ではこれに満たない。そのため直噴混合気の燃焼による発熱により50 K程度上昇させてから目標の着火温度に制御する。1シリンダあたり375 cm³を前提とすると、50 K上昇に必要な火種の発熱量は1シリンダあたり約10 Jとなる。

3.1.2. プラグに到達するためのペネトレーション

火種となる成層混合気はプラグで点火するため、DIの噴霧はプラグに到達しなければならない。火種の燃料流量が少なすぎると噴霧のペネトレーションが不足し、プラグとDIの距離によっては噴霧がプラグに届かなくなってしまう。

Fig. 8にDIとプラグ間の距離と着火可能な直噴発熱量の関係を実験的に調べた結果を示す。

DIとプラグの距離によって、着火を保障するための火種の発熱量(DI噴霧の流量)が決まる。ただし、火種の発熱

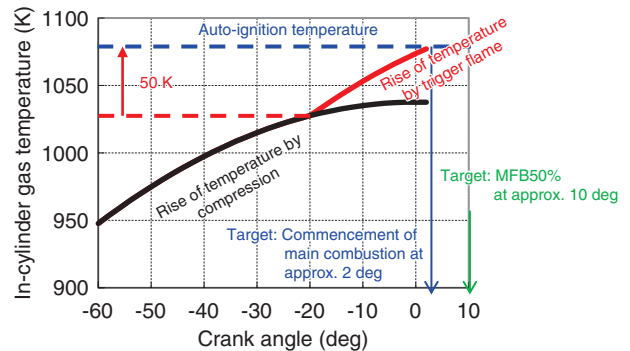


Fig. 7 Temperature rise process for SA-HCCI

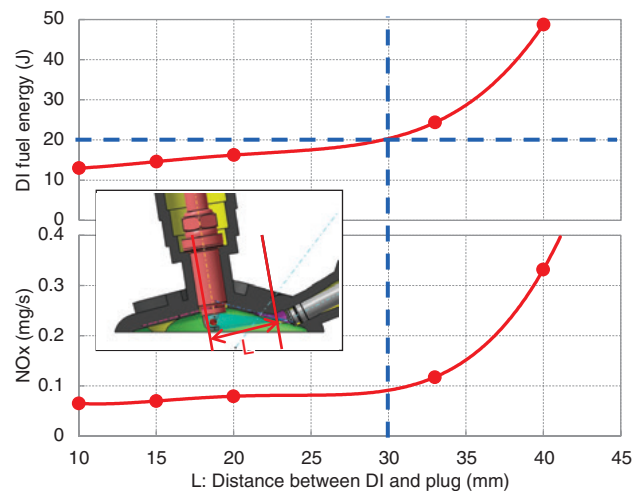


Fig. 8 Relationship between DI flow and DI penetration

量が増加すると火種部分からの NO_x の排出も同時に増加する。DI とプラグの距離を 30 mm に設定すると、ペネトレーション確保のための火種の発熱量は 1 シリンダあたり 20 J となる。

3.1.3. NO_x 排出量の制約

火種の発熱を多くすれば着火制御性も高くなるが NO_x 排出量が増加し、リーンバーンの利点が失われる。

Fig. 9 に火種の発熱量と NO_x 排出量の関係を示す。

NO_x の排出量をどこまで許容するかはエンジン体格や EM 規制によって変わる。エンジンの排気量を 1.5 L と想定し、目標としたポスト新長期排ガス規制の 75% 低減レベル (☆☆☆☆) を達成するためには、目安として NO_x 排出量の上限値を 0.12 mg/s 程度に抑える必要がある。したがって火種発熱量の上限値は Ne1500 rpm, IMEP350 kPa の条件で 1 シリンダあたり 25 J となる。

3.1.4. 火種の設定まとめ

Fig. 10 に適用した火種の設定方法について筒内ガスを基準に示す。

あらかじめ供給された均質希薄混合気を自着火させて熱炎に突入させるための熱量として 10 J を最低限確保し、さらに DI 噴霧をプラグに到達させるための流量分として 20 J を追加する。そこから NO_x 排出量の上限値の 25 J までの 20 J から 25 J が火種の設定値となる。また、火種として必要な 10 J 以上の残りの熱量は余裕温度となり環境条件のばらつきや制御量のばらつきを吸収する熱量ともなる。

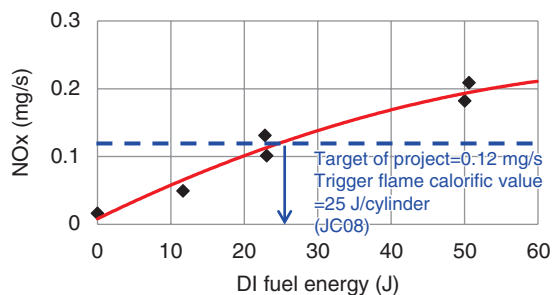


Fig. 9 Relationship between DI fuel energy and NO_x

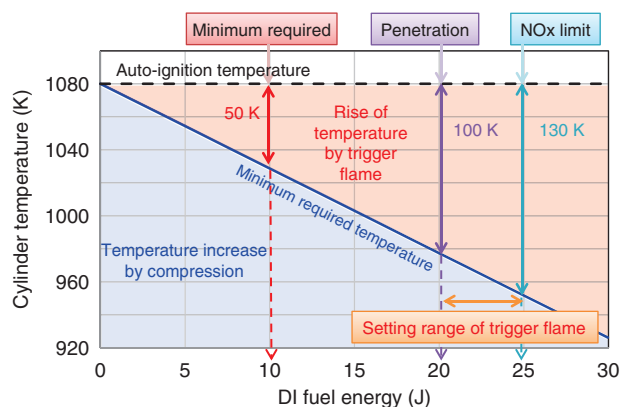


Fig. 10 Method of setting trigger flame

3.2. SA-HCCI のシステム構成

SA-HCCI コンセプトを実用化するために必要なシステム構成を Fig. 11 に示す。

図中 (1) の内部 EGR コントロールにはインテーク (IN), エキゾースト (EX) のバルブタイミングを変化させるための可変動弁系が必要となる。Fig. 12 に示すように、IN, EX カムに備えられた Valve Timing Control (VTC) により NOL を変えることで、負荷に応じた適切な内部 EGR 量をコントロールする。

図中 (2) の火種のコントロールには、火種を作るための小流量 DI と、負荷をコントロールするためのポートインジェクタの 2 系統の噴射系が必要となる。これは、火種用 DI が小流量で正確な流量規定が必要であり、負荷全域にわたる燃料量をカバーするダイナミックレンジをまかなえないことと、プラグ方向に指向性高く噴射するため、多くの燃料を噴くと燃焼が不安定になる恐れがあるためである。

図中 (3) のフィードバック燃焼制御では、筒内圧センサが必要となる。筒内圧センサの計測値により混合気の状態を推定し、運転条件より算出された内部 EGR 量や火種に必要な発熱量および噴射時期をパラメータとして着火時期制御を精度よくおこなう。我々は直噴インジェクタ内蔵の筒内圧センサ⁽¹⁰⁾の導入を前提とした。

図中 (4) の後処理については、リーン燃焼の低排気温度に対応した HC 浄化触媒と、HCCI の燃焼範囲をより広く使うために、NO_x 浄化触媒が必要となる。

なお本稿では後処理および燃焼制御の詳細は割愛する。

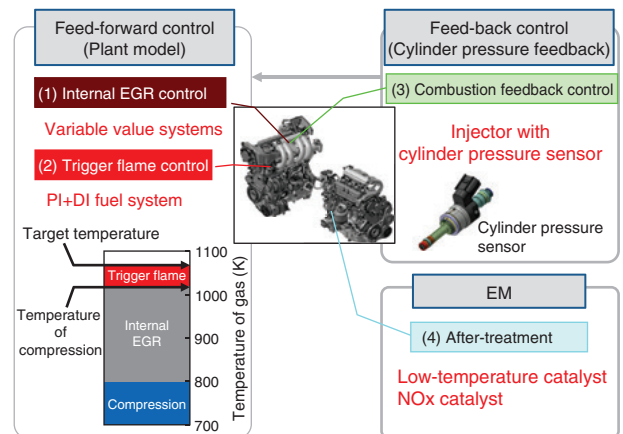


Fig. 11 SA-HCCI system configuration

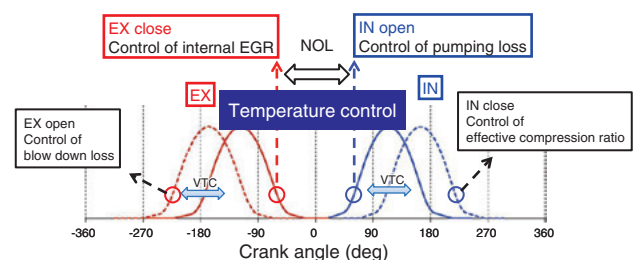


Fig. 12 Variable valve systems

Table 1 Engine specifications

Number of cylinders	4
Displacement [cm ³]	1500
Bore × Stroke [mm]	φ 73 × 89.4
Compression ratio	14
Valve train	IN EX VTEC and VTC
Gasoline	91RON

4. コンセプト検証結果

これまで述べてきた SA-HCCI を 4 気筒エンジンで検証をおこなった。検証に使用したエンジンの諸元を Table 1 に示す。

4.1. 着火制御性検証結果

Fig. 13 に Ne1500 rpm, IMEP420 kPa での着火制御性を HCCI と SA-HCCI で比較した検証結果を示す。検証は内部 EGR 量を変化させることで筒内温度を変化させたときの燃焼範囲で比較した。燃焼範囲は燃焼変動率が 4% 以下、燃焼音の指標である圧力上昇率 ($dP/d\theta$) が 400 kPa 以下と定義した。

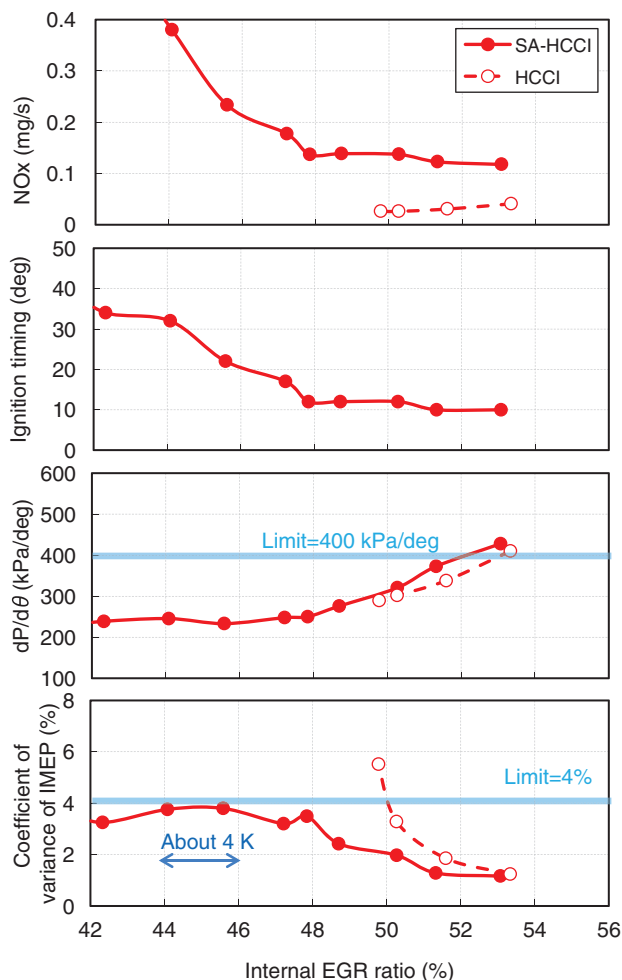


Fig. 13 Concept verification

通常の HCCI は上記の条件を満足する燃焼可能範囲が EGR 率で 50% から 53% 程度 (このとき筒内のガス温度差でおよそ 6 K 程度) の狭い範囲にある。それに対して SA-HCCI では EGR 率を減らして筒内温度を下げても、火種の点火時期を進角し、火種燃焼量を拡大していくことで、EGR 率で 10% 以上 (筒内温度で 20 K 以上) の範囲で燃焼が継続可能となる。一方、火種の燃焼量を増加することで NOx 排出量が増加していくことも見て取れる。SA-HCCI の様子は、Fig. 14 に示す熱発生率 dQ の波形にも表れており、HCCI に対して、自着火前に火種の燃焼が進行し、点火時期を進角することでその燃焼が拡大していく様子がわかる。

同様の検証を負荷ごとにおこない、燃焼可能範囲を検証した結果を Fig. 15 に示す。SA-HCCI は HCCI に対していずれの負荷でも効果が確認できた。

以上のように、SA-HCCI は HCCI と比較して着火制御性を向上させることで、EGR 量に対する燃焼可能範囲を 2 倍から 3 倍に拡大することができた。

4.2. 定常燃費検証結果

Fig. 16 に SA-HCCI の Ne1500 rpm での燃費および NOx の計測結果を従来のストイキ SI 燃焼と比較して示す。

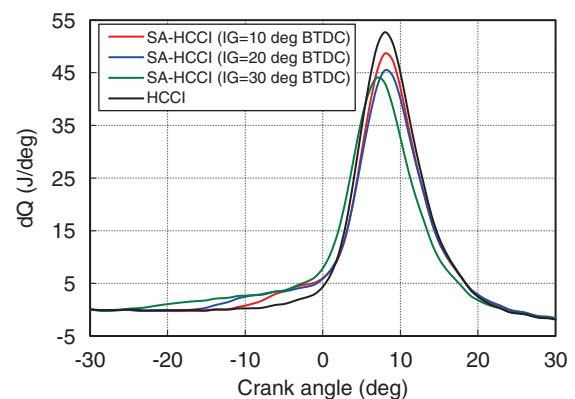


Fig. 14 Comparison of heat release rates

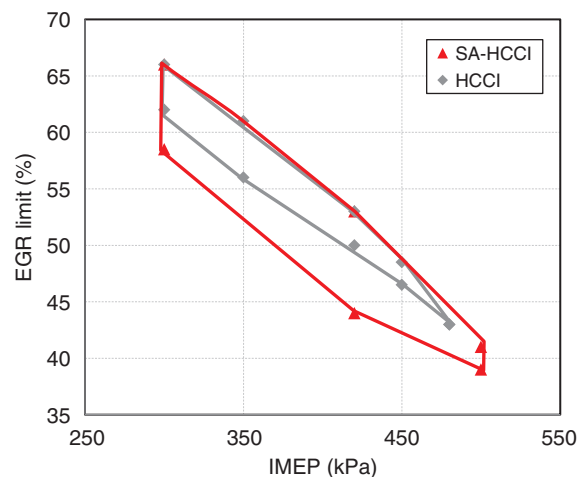


Fig. 15 Comparison of combustion range

Table 2 Engine specifications

	Stoichiometry	Atkinson cycle	Cooled EGR	SA-HCCI
Number of cylinders	4	4	4	4
Displacement [cm ³]	1.8	1.8	1.5	1.5
Compression ratio	11	13	13	14
EGR	None	Hot 15%	Cooled 25%	Internal 30-60%
Gasoline	91RON	91RON	91RON	91RON

比較した各技術の主な諸元を Table 2 に示す。SA-HCCI の運転範囲は商品性の指標から正味平均有効圧 (BMEP) 400 kPa が上限となり、そこで燃料消費率 (BSFC) が最も少なくなる。Fig. 17 に BMEP400 kPa のポイントで、SI 燃焼で最も燃費の良いクールド EGR 燃焼との燃費差と熱解析による内訳を示す。クールド EGR 燃焼に対しては、理論熱効率の向上 (リーン化や EGR 希釈による比熱比の増加や圧縮比拡大による)、熱損失の低減などが主な要因で、

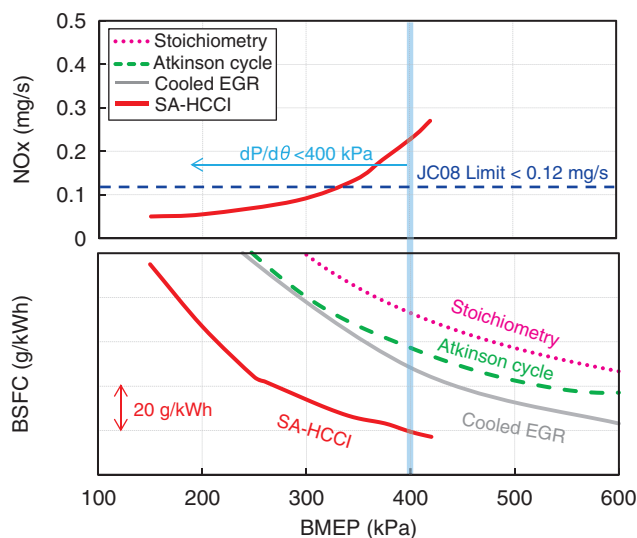


Fig. 16 Results for 4-cylinder engine

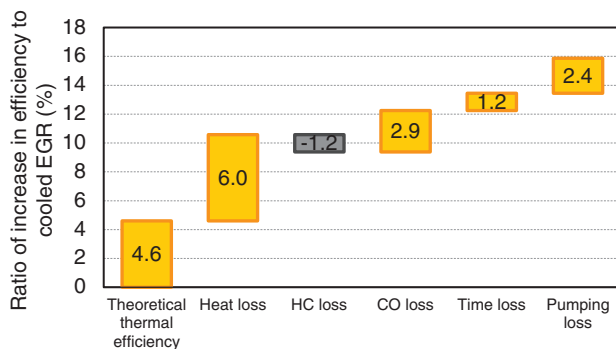


Fig. 17 Ratio of increase in efficiency to cooled EGR

Table 3 Specifications of simulated car

Car	FIT
Weight [kg]	968
Displacement [cm ³]	1500
Transmission	CVT

約 16% 燃費が向上する。今後圧力上昇率低減に取り組み運転負荷が拡大できればさらなる燃費向上が期待できる。

NO_x 排出量に関しては、300 kPa 以下の領域では低い値で推移するが、さらに負荷が上昇すると排出量が急激に増加する。これは、低負荷領域では主燃焼部分はガス温度が低い火種からしか NO_x が排出されないのに対して、負荷が上昇してくると主燃焼部分のガス温度も上昇し、そこから NO_x が発生するためである。現状最大負荷点の BMEP400 kPa までの運転を前提とすると、目安としたポスト新長期排ガス規制の 75% 低減レベル (☆☆☆☆) をクリア可能な排出量を超えてしまう。SA-HCCI の燃費向上効果を最大限に生かすために、リーン NO_x 触媒の使用も視野に入れて、BMEP400 kPa まで運転することを想定した。

4.3. JC08 モード燃費シミュレーション検証結果

現状得られている SA-HCCI の運転範囲と定常燃費性能結果をもとに、JC08 モード燃費をシミュレーションにて検証をおこなった。Table 3 にシミュレーションで使用した車両の主な諸元を示す。モード燃費はクールド EGR 燃焼のエンジンとクールド EGR 燃焼に SA-HCCI を付加したエンジンとの比較をおこなった。

Fig. 18 にシミュレーション結果を示す。燃費はクールド EGR 技術に対して SA-HCCI 運転を付加することで約 4.5% 向上する結果となった。

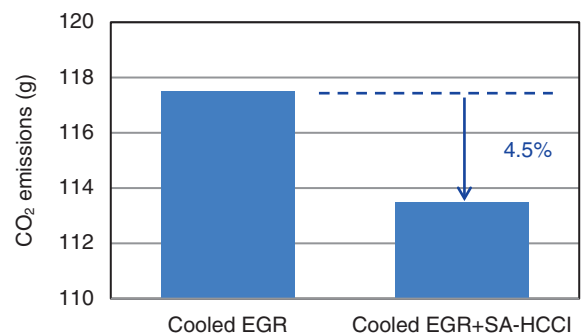


Fig. 18 Simulation results

5. まとめ

HCCI を実用化するために、着火制御性の向上を主眼に開発をおこない以下の知見を得た。

- (1) 着火制御性の向上をねらい、直噴燃焼で HCCI の着火をアシストする SA-HCCI を実証し、従来の HCCI に

対して2倍から3倍の燃焼範囲の拡大を実現できた。

Review, Vol.24, No1, p.52-56

- (2) SA-HCCI の燃費を検証し、クールド EGR 技術に対して定常燃費で約 16% 向上することがわかった。またシミュレーションにより JC08 モード燃費を検証した結果、約 4.5% 燃費が向上する見通しとなった。

参考文献

- (1) Wang, C., Daniel, R., Xu, H.: Research of the Atkinson Cycle in the Spark Ignition Engine, SAE Technical Paper, 2012-01-0390(2012)
- (2) Lecointe, B., Monnier, G.: Downsizing a Gasoline Engine Using Turbocharging with Direct Injection, SAE Technical Paper, 2003-01-0542(2003)
- (3) Aoyama, T., Hattori, Y., Mizuta, J., Sato, Y.: An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine, SAE Technical Paper, 960081 (1996)
- (4) Hiraya, K., Hasegawa, K., Urushihara, T., Iiyama, A., Itoh, T.: A Study on Gasoline-Fueled Compression Ignition Engine – A Trial of Operation Region Expansion, SAE Technical Paper, 2002-01-0416(2002)
- (5) Fuerhapter, A., Piock, W. F., Fraidl, G. K.: CSI-Controlled Auto Ignition – the Best Solution for the Fuel Consumption – Versus Emission Trade-Off?, SAE Technical Paper, 2003-01-0754(2003)
- (6) Koopmans, L., Strom, H., Lundgren, S., Backlund, O., Denbratt, I.: Demonstrating a SI-HCCI-SI Mode Change on a Volvo 5-Cylinder Electronic Valve Control Engine, SAE Technical Paper, 2003-01-0753(2003)
- (7) Urata, Y., Awasaka, M., Takanashi, J., Kimura, N.: Study on Gasoline HCCI Engine Equipped with Electromagnetic Variable Valve Timing System, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik(2004)
- (8) 窪山達也, 森吉泰生, 畑村耕一, 山田敏生, 高梨淳一, 藤井徳明, 浦田泰弘: 排気ブローダウン圧力波を利用して過給する HCCI ガソリンエンジンの研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.124-08, p.7-10 (2008)
- (9) 神尾純一, 黒谷忠司, 佐藤卓哉, 清弘幸彦, 橋本公太郎, 郡司貴浩: デュアルフューエル内燃機関の燃焼制御に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.55-07, p.19-22 (2007)
- (10) 山本裕司, 佐藤岳, 林貴之: 直噴インジェクター体型超小型筒内圧センサの開発, Honda R&D Technical

■ 著 者 ■



甲村 公典



高沢 正信



森田 照義