

ガソリン HCCI 着火時期制御の研究

Study of Ignition Timing Control of Gasoline HCCI Engine

北 村 徹*

Toru KITAMURA

高 梨 淳 一*

Junichi TAKANASHI

篠 原 俊 成*

Toshinari SHINOHARA

浦 田 泰 弘*

Yasuhiro URATA

要 旨

均質圧縮自己着火(HCCI)燃焼は、火炎伝播燃焼と異なりスパークプラグの点火によらず着火する燃焼であり、着火には多くのパラメータが存在し、最適な着火時期に制御することが大きな技術課題の一つである。そこで、内部EGR量と吸入空気量を決定する排気と吸気行程の部分および、化学反応により熱発生が生じる圧縮行程の部分から構成される HCCI 着火時期シミュレーションモデルを構築し、性能試験結果と一致することを確認した。またこの着火時期シミュレーションモデルを基本に制御アルゴリズムを構築し、電磁バルブを備えた4気筒エンジンに適用し、HCCI燃焼で要求トルクに応じた着火時期に制御できることを確認した。

ABSTRACT

Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion is a method of combustion in which ignition occurs without being dependent on the ignition of a spark plug, unlike flame spread combustion. There are many parameters involved in ignition, and it is a challenge to control the ignition timing to an optimum value. Accordingly, a two-part HCCI ignition timing simulation model was constructed, with one part corresponding to the exhaust and intake strokes that determine the internal EGR and air intake amount, and the other part corresponding to the compression stroke during heat release by a chemical reaction. The results obtained using this model agreed with the performance test results. From the ignition timing simulation model, a control algorithm was developed and applied to a 4-cylinder engine fitted with an electromagnetic valve train, and the ability to control the ignition timing to the value corresponding to the demand torque in HCCI combustion was confirmed.

1. まえがき

近年、地球環境問題への関心が高まり、自動車業界においても CO₂ 削減が、急務の課題である。HCCI 燃焼は均質希薄混合気を多点火させ、短い燃焼期間により高い等容率が得られ、ポンピングロスが少なく、正味熱効率の改善を可能にしている。また、低温燃焼により、窒素酸化物(NO_x)を数 ppm レベルに抑えられるという特徴も合わせ持つ^{(1)・(5)}ことなどから、現在盛んに研究がおこなわれている。

HCCI 燃焼はスパークプラグの点火を起源とする火炎伝播燃焼と異なる自己着火燃焼である。この自己着火開始条件には多くのパラメータが存在し、要求トルクに対して効果が最大となる最適な着火時期に制御することが技術課題であった。

2. 研究のねらい

本研究は、HCCI燃焼における各行程の役割に着目し、単気筒エンジンでの HCCI 性能試験での検証により、着火時期制御のパラメータを明確にした着火時期シミュレーションモデルを構築する。またこれに基づく制御アルゴリズムにより、要求トルクに応じた着火時期に制御することを目指す。

3. 着火時期シミュレーション

HCCI 燃焼の着火時期シミュレーションモデルの構成を Fig. 1 に示す。モデルは、排気と吸気行程、圧縮行程と膨張行程の三つより構成した。排気と吸気行程は、吸排気動弁系

*四輪開発センター

Table 1 Specifications of single cylinder research engine

Bore × stroke (mm)	80 × 80
Displacement (cm ³)	402
Compression ratio	15
Valve diameter (mm) × number of valves	Intake 27.5 × 2 Exhaust 24.5 × 2
Fuel system	Port injection

で内部EGR量と吸入空気量を操作し、シリンダ内のガスの温度と充填量を決定し、圧縮行程は、噴射燃料量を合わせたシリンダ内混合気の圧縮と化学反応による温度上昇(着火)を表現し、熱炎の開始を意味する着火時期が決定され、膨張行程は、着火時期から始まる熱炎によって発生される仕事および排気温度が算出される。次にモデルの決定方法について述べる。吸気加熱 HCCI 性能試験から着火時期を求める圧縮行程のモデルを決定した。シリンダ内のガス温度と充填量を求める排気と吸気行程のモデルは、内部EGRによる HCCI 性能試験と、先に決定した圧縮行程のモデルを用いて決定した。

吸気温度と燃料噴射量に対する HCCI 燃焼特性の確認に用いた単気筒エンジンの諸元を Table 1 に示す。なお、吸気加熱による HCCI 燃焼テストが可能のように、3 kw の吸気ヒータを吸気ポート上流に備えている。

3.1. 吸気加熱 HCCI 燃焼

吸気加熱方式による HCCI 燃焼は、排気エネルギーで充填ガスを加熱しない、したがって、吸気条件のみを考慮すれば、圧縮行程の HCCI 燃焼モデルの同定が可能である。

3.1.1. 吸気加熱による性能試験結果

エンジン回転数1000rpm, 吸気温度 200℃の運転条件で、図示平均有効圧力(IMEP)を 76kPa から 327kPa まで変化させたときのクランク角に対する熱発生率をFig. 2に示す。燃料噴射量を増量すると、熱発生率が大きくなると同時に、着火時期が早くなり、発生トルクも大きくなることがわか

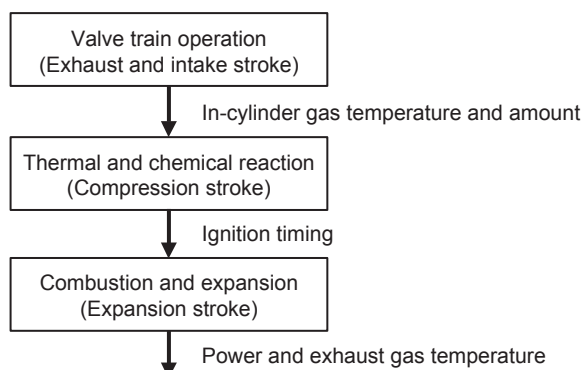


Fig. 1 Ignition timing simulation model

る。また、吸気温度と燃料噴射量に対する図示燃料消費率 (ISFC)と NOx 排出量の特性を Fig. 3 に示す。IMEP に対して ISFC が最小となる吸気温度が存在し、ISFC が最小となるポイントと NOx 排出量が最小となるポイントは一致する。したがって、着火時期制御を考える場合、要求トルクに応じて、最適なシリンダ内ガス温度に制御することにより、熱効率を最大にし、同時に NOx 排出量を最小にすることができる。

3.1.2. HCCI 燃焼モデル

HCCI燃焼モデルは、均質な混合気の化学反応と考え、反応速度は、アレニウスの法則に従い、式(1)で示すことができる。

$$\frac{dN}{dt} = A[F][O]e^{-E^*/RT} \quad (1)$$

E^* : 活性化エネルギー, A : 頻度因子, $[F]$: 炭素および水素 mol 数, $[O]$: 酸素 mol 数, R : 気体定数, T : 混合気温度

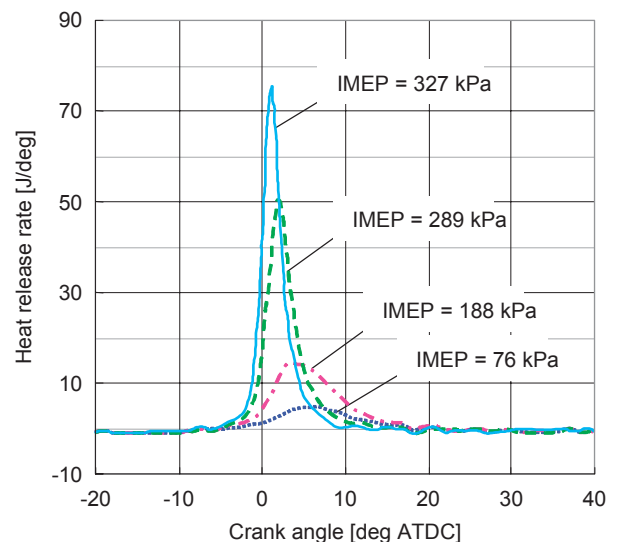


Fig. 2 Tendency of heat release pattern according to IMEP

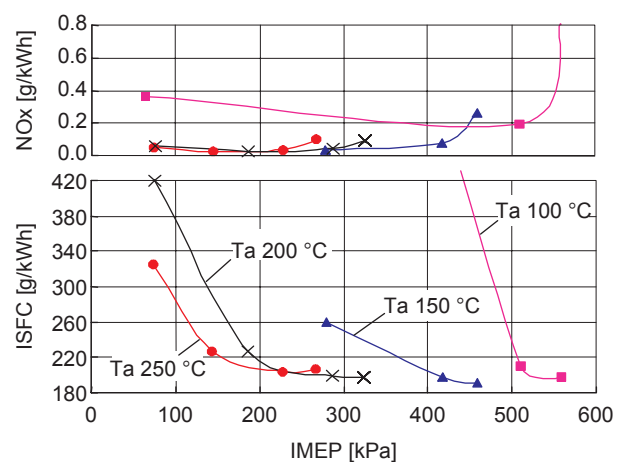


Fig. 3 ISFC and NOx characteristic of air intake heating HCCI

[F], [O]については、反応ごとに減少していく。混合気温度については、次のように考える。一回あたりの反応熱を q_0 、冷却損失を dQ_c とすると、温度変化 dT は、式(2)のように表される。

$$dT = \frac{q_0 dN - dQ_c}{C_v N_i} - (\kappa - 1) \frac{T}{V} dV \quad (2)$$

C_v :定積比熱, N_i :シリンダ内ガス量, V :シリンダ容積, κ :比熱比

式(1), 式(2)よりエンジンにおける HCCI 燃焼を制御するパラメータは、燃料噴射量, 吸入空気量, シリンダ内ガス温度である。燃焼モデルは、燃料噴射量から燃焼に寄与する炭化水素 mol 数と、吸入空気量から酸素分子 mol 数と、燃焼には寄与しないで温度上昇するだけの窒素分子 mol 数を初期条件とし、圧縮と化学反応によりシリンダ内ガス温度を算出するものである。そのモデルの出力である着火時期が、性能試験と一致するよう反応速度と反応熱のパラメータを同定した。着火時期の定義は、熱発生率の立ち上がりが明確となる 2 J/degCA 以上となるときのクランク角度とした。

3.1.3. 性能試験との比較

Fig. 4 に着火時期シミュレーションで得られる熱発生率の結果を示す。なお計算条件は前述の性能試験条件(エンジン回転数 1000rpm, 吸入温度 200℃)である。燃料量を増加させると、着火時期が早くなり、発生トルクが大きくなる傾向がシミュレーションでも再現できている。また吸入温度を変化させた場合の着火時期シミュレーション結果と性能試験結果の比較を Fig. 5 に示す。実機 HCCI 燃焼の着火時期と比較して±5 degCA の精度であることが確認できた。

3.2. 内部 EGR における着火時期モデルの構築

内部 EGR を用いた HCCI 燃焼でのエンジン制御パラメータと着火時期モデルパラメータの関係を Fig. 6 に示す。燃

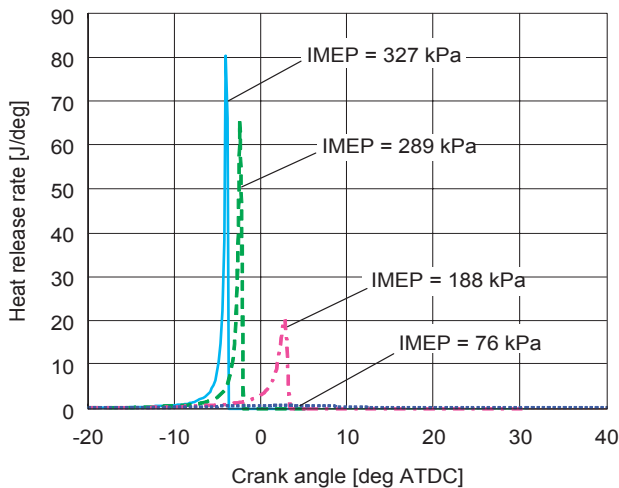


Fig. 4 Simulation result of heat release pattern

料噴射量を G_{fuel} , 吸入空気量を G_{air} , シリンダ内ガス温度を T_{gas} とする。内部 EGR を利用する場合は燃焼ガスがシリンダ内に残るので、燃焼ガスに含まれる二酸化炭素分子 mol 数, 酸素分子 mol 数, 水蒸気 mol 数を考慮する必要がある。また排気に含まれる酸素分子 mol 数も着火時期に寄与するため、排ガス分析計で計測した。二酸化炭素, 水蒸気は不活性ガスとして扱った。

吸入空気と内部 EGR を合わせたシリンダ内ガス温度 T_{gas} の求め方の概要を Fig. 7 に示す。吸気温度 T_a と排気温度

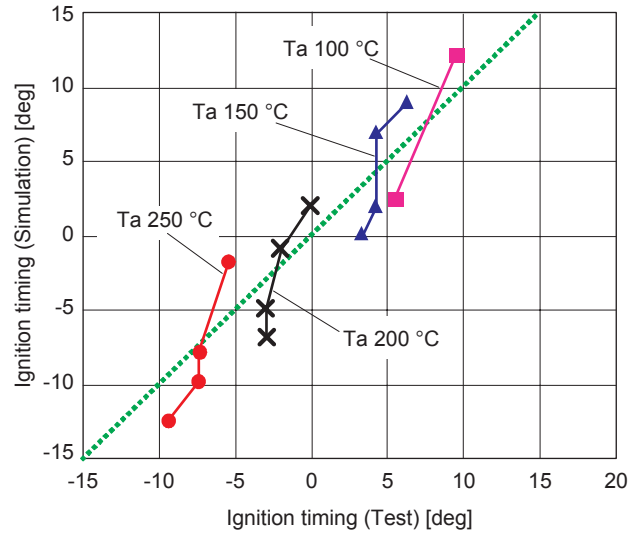


Fig. 5 Comparison of ignition timing simulation and test result

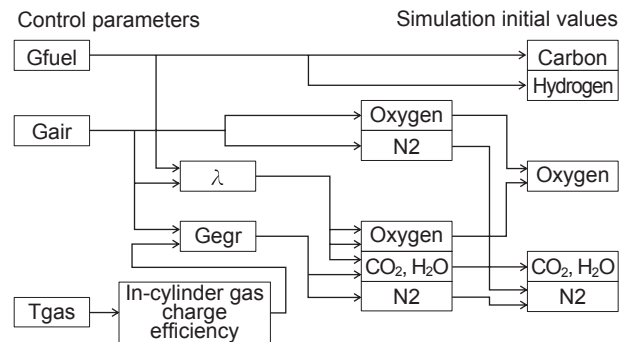


Fig. 6 Relationship between control parameters and ignition timing simulation parameters

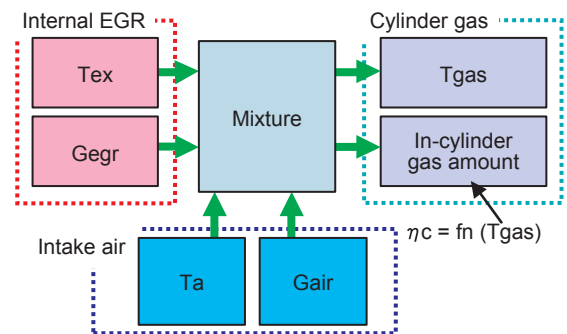


Fig. 7 Conceptual diagram of cylinder gas temperature and amount calculation

T_{ex} を吸入空気量 G_{air} と内部 EGR 量 G_{egr} で内分して、シリンダ内ガス温度として燃焼モデルの初期値として与えることとした。シリンダ内ガス温度の算出を式(3)に示す。

$$T_{gas} = \frac{(T_{ex} G_{egr} + T_a G_{air})}{G_{egr} + G_{air}} \quad (3)$$

3.3. 内部 EGR 性能試験との比較

前述の単気筒エンジンでバルブタイミングとリフトを変更し、内部EGR量が40%になる条件で性能試験をおこなった。運転条件は、エンジン回転数 1000rpm, IMEP 300kPa とし、吸気温度の変化に対する確認をおこなった。

内部EGRを含む状態においても、性能試験とシミュレーションでの着火時期は Fig. 8 に示すように、 $\pm 3\text{degCA}$ 以下で一致している。

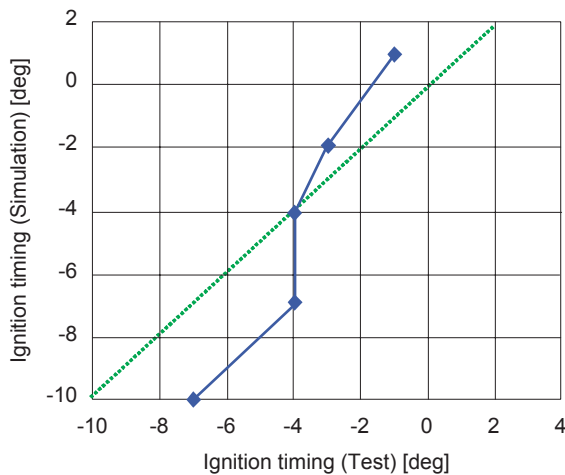


Fig. 8 Comparison of internal EGR HCCI ignition timing simulation and test results

4. 着火時期制御アルゴリズム

前述した着火時期シミュレーションのモデルを用いて、HCCI燃焼の着火時期制御アルゴリズムを構築した。制御アルゴリズムのブロック線図を Fig. 9 に示す。HCCI 着火時期制御の基本は、要求トルクから燃料噴射量と吸入空気量を算出すると同時に、目標シリンダ内ガス温度を算出し、その温度になるように内部EGR量を決定することである。そして、決定された必要吸入空気量と内部EGR量が得られるよう吸気バルブおよび排気バルブの閉弁タイミングが制御される。

4.1. 目標シリンダ内ガス温度算出

Fig. 3 で前述したように、要求トルクに対して着火時期が最適になるシリンダ内ガス温度が存在することを示した。ある要求トルクに必要な目標シリンダ内ガス温度は、アレニウスの法則より、反応速度を上げる必要のある高回転時は、シリンダ内ガス温度を高くする必要があり、炭素および

水素 mol 数が高くなる高負荷時は、反応速度を一定に保つために、シリンダ内ガス温度を低くする必要がある。Fig. 10 にエンジン回転数のパラメータとして、負荷に対する目標シリンダ内ガス温度を示す。

4.2. シリンダ内トータルガス充填量の算出方法

シリンダ内トータルガス充填量の算出方法を以下に述べる。吸気バルブ閉弁時期でのピストン位置でシリンダ容積は計測可能である。シリンダ内の圧力はインテークマニホールド圧力と等しく、シリンダ内ガス温度は、目標シリンダ内ガス温度とすると、気体の状態方程式より、吸入空気と内部 EGR を合わせたトータルガス充填量が決定される。

したがって、目標シリンダ内ガス充填量 E_{tg} は、式(4)のように、目標シリンダ内ガス温度 T_{tgas} から算出できる。

$$E_{tg} = \frac{\text{Constant}}{T_{tgas}} \quad (4)$$

4.3. 排気温度推定

排気温度のサイクルごとの計測による内部 EGR 温度算出では演算処理時間が長く、燃焼制御に用いることができない。そのため本研究では、排気温度推定をおこなった。HCCI 燃焼の場合、圧縮開始時のシリンダ内ガス温度が高く、排気温度は火花点火の燃焼と比較して低いため、シリンダ内ガス温度が排気温度に影響を与える。したがって、壁面

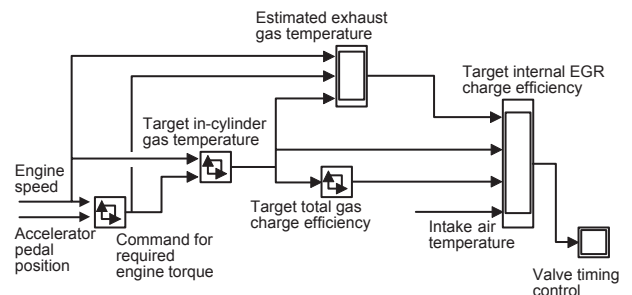


Fig. 9 Block diagram of ignition timing control for gasoline HCCI engine

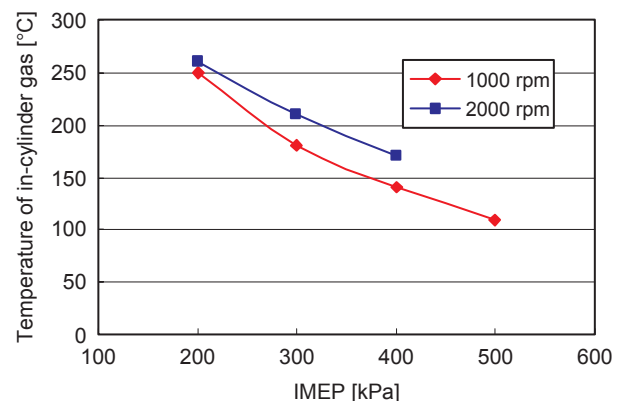


Fig. 10 Target temperature of in-cylinder gas for required torque

からの熱伝達による温度低下を考慮した排気温度推定ロジックを採用した。推定排気温度 T_{EX} の算出は、式(5)に示すように、基準エンジン回転数の排気温度 T_{EX0} 、シリンダ壁温 T_{EMPCYL} とエンジン行程周期 M_E により、おこなう。

$$T_{EX} = T_{EX0} - AhM_E \frac{T_{EX0} - T_{EMPCYL}}{N_t C_p} \quad (5)$$

h ：熱伝達率， A ：伝熱面積， N_t ：排ガス量， C_p ：定圧比熱

Fig. 11に吸気温度の異なる条件での排気温度推定の検証結果を示す。±8℃で推定できることを確認した。

4.4. 要求内部 EGR 量の算出方法

HCCI 燃焼の各運転条件に最適な要求内部 EGR 量 N_{egr} は、式(6)に示すように、要求シリンダ内ガス温度 T_{igas} 、シリンダ内トータルガス充填量 E_{ig} 、吸入吸気温度 T_a と推定排気温度 T_{EX} から算出する。

$$N_{egr} = E_{ig} \frac{T_{igas} - T_a}{T_{EX} - T_a} \quad (6)$$

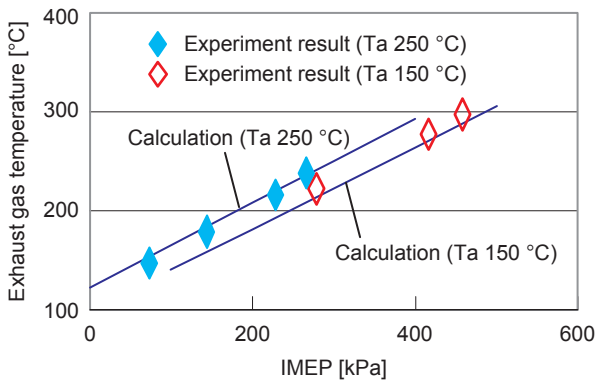


Fig. 11 Result of exhaust gas temperature estimation

5. 制御アルゴリズム検証

前述の HCCI 着火時期制御アルゴリズムを適用した電磁式自在バルブタイミング機構⁽⁶⁾付き 4 気筒 HCCI エンジンの概観を Fig. 12 に、その諸元を Table 2 に示す。

5.1. 電磁バルブ制御

電磁バルブの作動概要を Fig. 13 に示す。内部 EGR を増加させる場合は、排気バルブ閉弁時期を進角するとともに、吸気バルブ開弁時期を遅角するように制御をおこなう。

5.2. 要求トルクステップ試験

エンジン回転数を 1500rpm 一定とし、要求トルク (BMEP) を 300kPa から 350kPa までステップ状に変化さ

Table 2 Specifications of research 4-cylinder engine

Bore × stroke (mm)	75 × 90
Displacement (cm ³)	1590
Compression ratio	15
Valve diameter (mm) × number of valves	Intake 30 × 2 (EMV) Exhaust 24 × 2 (EMV)
Fuel system	Port injection

せた場合の実トルク応答性を確認した。

各制御パラメータの動きを Fig. 14 に示す。図中 Cycle No.=4 の要求トルクの増加(a)に対して、吸排気バルブタイミングは、内部 EGR を減少させ(d)、シリンダ内温度を低下させる(b)ように動作する。またこのときのサイクルごとの筒内圧力波形とそのピーク時期を Fig. 15 に示す。要求トルクをステップ変化させた 5 サイクル目の筒内圧波形から、筒内圧ピーク値はステップ的に変化していることがわかる。また筒内圧力のピーク位置は、トルク変化の前後で常に効率の良い ATDC10deg 近傍のタイミングに制御できていることがわかる。

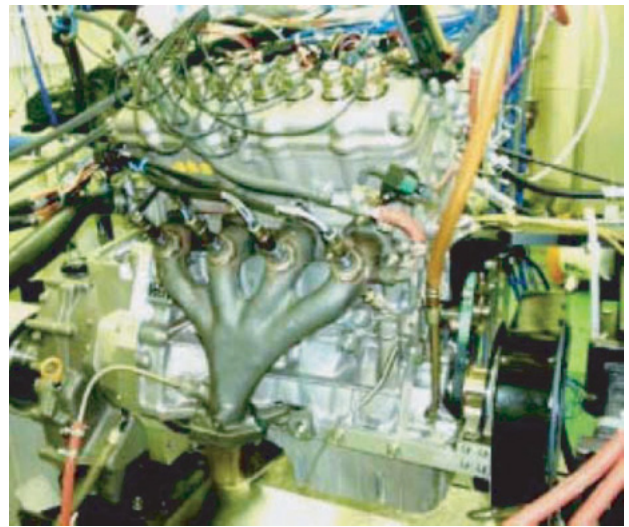


Fig. 12 Photograph of research 4-cylinder engine

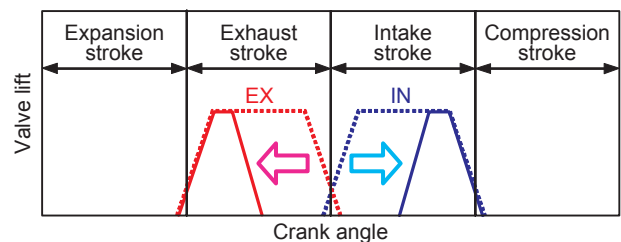


Fig. 13 Valve timing diagram of internal EGR HCCI condition

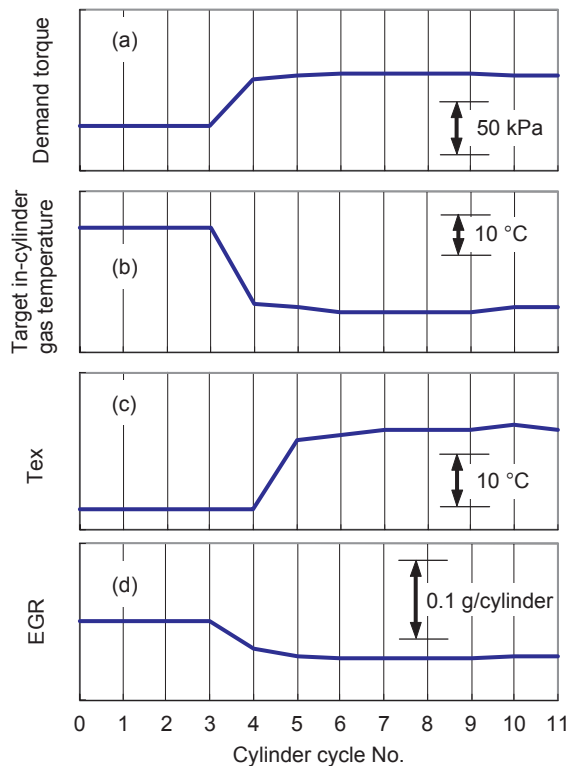


Fig. 14 Time chart of HCCI ignition timing control parameters of demand torque step

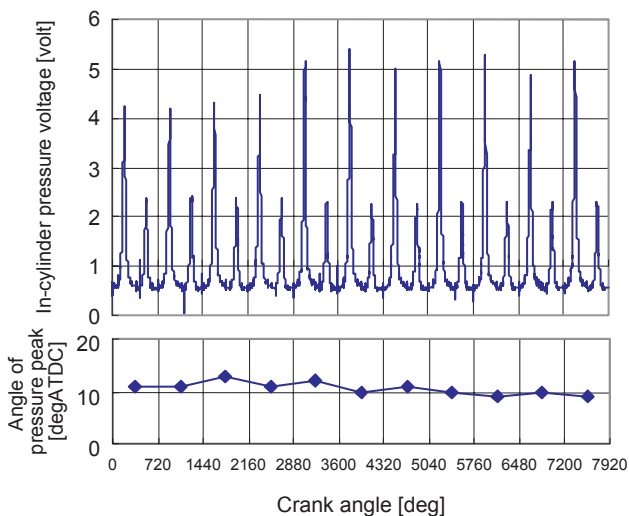


Fig. 15 Time chart of in-cylinder pressure and angle of pressure peak

6. まとめ

吸気バルブ閉弁時のシリンダ内ガス量および温度に着目したガソリン HCCI 着火時期制御アルゴリズムの研究をおこない以下の知見を得た。

- (1) HCCI 燃焼の着火時期シミュレーションモデルは、吸気加熱方式、内部 EGR 方式ともに性能試験との差が $\pm 5 \text{ deg}$ 以内の精度が得られた。
- (2) 上記 HCCI 燃焼の着火時期制御アルゴリズムを電磁式自在バルブタイミング機構が搭載された 4 気筒エンジ

ンに適用し、要求トルクステップの変化に対する追従性と着火時期の制御精度が高いことが確認できた。

参考文献

- (1) Aoyama, T., Hattori, Y., Mizuta, J., Sato, Y.: An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine, SAE Paper, 960081(1996)
- (2) Hirata, K., Hasegawa, K., Urushihara, T., Iiyama, A., Itoh, T.: A Study on Gasoline-Fueled Compression Ignition Engine — A Trial of Operation Region Expansion, SAE Paper, 2002-01-0416(2002)
- (3) Fuerhapter, A., Piock, W. F., Fraid, G. K.: CSI-Controlled Auto Ignition — the Best Solution for the Fuel Consumption — Versus Emission Trade-Off?, SAE Paper, 2003-01-0754(2003)
- (4) 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 World Congress, 2003-01-0753(2003)
- (5) 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)
- (6) Sugimoto, C., Sakai, H., Umemoto, A., Shimizu, Y., Ozawa, H.: Study of Variable Valve Timing System Using Electromagnetic Mechanism, International Spring Fuels & Lubricants, 2004-01-1869(2004)

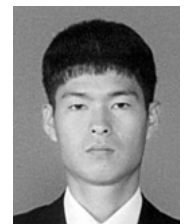
■ 著 者 ■



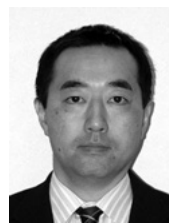
北村 徹



篠原 俊成



高梨 淳一



浦田 泰弘