DME 吸気添加による水素直接噴射式ディーゼル機関に関する研究*

伊牟田 毅^{*1}, 鷹取 賢^{*2}, 畑 隆一^{*3}
辻村 拓^{*4}, 徳永佳郎^{*5}, 千田二郎^{*6}

Study on Hydrogen Fueled DI Diesel Engine with DME Intake Addition

Takeshi IMUTA, Satoshi TAKATORI, Ryuichi HATA,
Taku TUJIMURA, Yoshiro TOKUNAGA and Jiro SENDA^{*7}^{*7} Department of Mechanical Engineering, Doshisha University,
1-3 Miyakodani, Tatara, Kyotanabe-shi, Kyoto, 610-0321 Japan

Hydrogen has been expected as a promising alternative fuel for automotive engine applications in these days. As most suitable engine application of hydrogen, the authors propose direct injection (DI) diesel engines, which have higher thermal efficiency and lower wall heat losses due to its combustion located in the center of combustion chamber with air insulation layer. However, in the case of a diesel engine fueled with hydrogen, its higher auto-ignition temperature gives a very unstable operation. Therefore, the authors propose the methodology for raising the ambient gas temperature by adding a small quantity of Dimethyl ether (DME) to intake air. In addition, the intermediate products formed through the reactions of DME have possibilities of making auto-ignition of hydrogen jet easier and more stable. The authors have attempts to figure out the characteristics of combustion, engine performance and emission behavior in the hydrogen fueled DI diesel engine with DME intake addition. It was obtained that high performance, stable operations and low emission in engine experiments.

Key Words: Diesel Engine, Alternative Energy, Gas Fuel, Direct Injection, Hydrogen, Dimethyl Ether (DME)

1. 緒 言

水素は、2次エネルギーではあるが組成中に炭素原子を含まずその使用段階において未燃炭化水素(THC)、一酸化炭素(CO)および二酸化炭素(CO₂)の排出がない非常にクリーンな燃料である。そのため、内燃機関用の代替燃料として高効率かつゼロエミッションを実現し得る点で期待されている。

水素を燃料とした内燃機関については、数多くの研究が続けられてきたが、その多くが火花点火機関を対象としている⁽¹⁾⁽²⁾。他の燃料に比べて消炎距離の短い水素は、エンジン筒内および壁面近傍で熱損失が大きくなる⁽³⁾。水素の燃焼熱を有効に利用するには、燃焼室内に空気の断熱層を保持しながら、燃焼室中心部で燃焼が完結可能な直接噴射式ディーゼル機関が望ましい。しかしながら、水素を燃料とした直接噴射式ディーゼル機関に関する研究は少なく、いま

だその運転・排気特性は解明されていない。

我々の一連の研究では、以前から水素直接噴射式ディーゼル機関の実用化を目指し、水素の噴射特性から、混合気形成、自着火、燃焼過程に至る一貫した研究を行ない、その知見を得てきた⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾。その中で、高い自着火性を有するジメチルエーテル(DME)を吸入空気に少量添加する独自の水素自着火手法を提案する。本手法では、圧縮行程中に生じるDMEの発熱反応を通して形成される高温高圧場に水素を噴射し、水素自身の自着火を促す。またDMEの反応により生成される活性ラジカルが水素噴流の自着火を促進する効果を、基礎実験および反応動力学計算を通して確認している⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

本研究では、DMEによる自着火補助燃料手法を直接噴射式ディーゼル機関に実際に適用し、水素を燃料とするエンジン燃焼実験を試みた。その際の水素噴流の燃焼特性および運転・排気特性の把握を行なう。DME添加量および水素の噴射時期を変化させた際の運転・排気特性について検討した。結果本機関では、クリーンな排気および安定かつ高効率な燃焼を同時に得ることが可能であった。また未燃水素とNOx排出に関するトレードオフの関係が示された。

* 原稿受付 2009年3月30日。

^{*1} 正員, 同志社大学大学院工学研究科機械工学専攻(〒610-0321 京田辺市多々羅都谷1-3)。^{*2} 学生員, 同志社大学大学院工学研究科機械工学専攻。^{*3} 同志社大学大学院工学研究科機械工学専攻。^{*4} 正員, (独)産業技術総合研究所(〒305-8564 つくば市並木1-2-1)。^{*5} 正員, 川崎重工業(株)(〒673-8666 明石市川崎町1-1)。^{*6} 正員, フェロー, 同志社大学理工学部。

E-mail: jsenda@mail.doshisha.ac.jp

2. DME 吸気添加による水素噴流の自着火手法

直接噴射式ディーゼル機関における燃焼では、ピストンの圧縮により高温高圧となった雰囲気場へ燃料が噴射されることで、燃料が空気との混合気形成過程を経て自発的に着火し燃焼を開始する。水素は自着火温度が他の燃料に比べて非常に高く、ディーゼル機関において自着火を得るのが容易ではない。池上らによるグロープラグを用いた副室式水素ディーゼル機関の報告によると、自着火温度の高い水素の燃料特性に起因する不安定な運転が指摘されている⁽⁹⁾。WE-NET(World Energy Network: 水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術研究開発)では水素直接噴射式ディーゼル機関において通常以上の圧縮比を適用させて運転が試みられた⁽¹⁰⁾。ただし、過度の圧縮比上昇は機械損失および冷却損失の増大を招くため、近年のディーゼル機関では避けられる傾向にある。

そこで本研究では通常の圧縮以上の筒内温度を得る手法として、吸入空気にDMEを少量添加する自着火補助燃料手法を提案する。図1に当該自着火燃料手法の概念図を示す。DMEは燃料の組成にエーテル結合を有することからセタン価が高く、自着火温度が低いいため、ディーゼル機関において容易に自着火可能である。また室温大気圧において気体であるDMEは吸入空気への混合が容易である。

以上の燃料特性から、DMEを吸入空気添加到し、圧縮行程中に生じる酸化反応を利用して、筒内の温度上昇を得る。反応により形成される高温高圧場へ水素を直接噴射することで、水素の自着火および燃焼を可能とする。過去の研究において、温度上昇に加えDMEの酸化反応過程に生成される活性ラジカルが水素噴流の自着火過程の化学反応を促進する知見を得ている^{(7),(8)}。

Fig.1 The concept of hydrogen jet auto-ignition with DME intake addition

3. 実験装置および実験手法

3.1 実験装置および実験条件

本実験で使用した実験装置の概略図を図2に、およびエンジン緒元と燃焼室形状を図3に示す。供試機関には、横型水冷式4サイクル単気筒無過給ディーゼルエンジン(YANMAR, NF19-SK1)を改造して用いた。ボア×ストロークは $\phi 110 \text{ mm} \times 106 \text{ mm}$ 、排気量は 1007 cm^3 、圧縮比は16.3、ピストンの燃焼室形状はトロイダル型とした。シリンダヘッドに埋設された圧力センサ(KISLER, 6125B)より得られる信号は、チャージアンプ(KISLER, type6011)を介して増幅され、ロータリエンコーダの信号を基準に 0.25 deg./pulse の分解能でCPUに取り込まれる。吸気管前方に設けられたエアコンディショナによって温度および湿度が調整された吸入空気は、上流部に設置されたラミナフローメータ(山田製作所, LEM-9)、および脈動を打ち消すためのサージタンクを経て吸気管を流れる。サージタンク下流の吸気管には特殊ミニシエル型ヒータ(日本ヒータ, 200 V 2.5 kW)が設けてあり、吸気温度の調整が可能である。さらにヒータ下流のエルボ配

Fig.2 Schematic diagram of test engine and measurement systems

Engine type	DI Diesel, single cylinder, water cooled, 4 stroke cycle, 2 valves
Bore x Stroke [mm]	$\phi 110 \times 106$
Displacement [cm ³]	1007
Compression ratio [-]	16.3 : 1
Combustion chamber	Toroidal
Fuel injection system	Hydraulic oil driving gas injector
Nozzle configuration	$\phi 0.25 \text{ mm} \times 8 \text{ holes angle} - 140 \text{ deg.}$

Fig.3 Schematic diagram of combustion chamber and engine specification

管角部には、2 枚の空隙率の異なる攪拌板が設備され、取り付け配管より添加する気体の DME の均一予混合化を促進させる⁽¹¹⁾。添加する DME の流量はマスフローコントローラ(堀場エステック, SEC-7340)により調整した。

実験用インジェクタには、噴射時期と噴射期間の設定が容易な電子制御油圧作動方式を採用した。油圧ポンプにより 12 MPa まで昇圧された作動油(新日本石油, スーパーマルパス DX, 32)が高速応答電磁弁へ導かれる。針弁のシール機構へは与圧式増圧器により、水素の噴射圧力と同等まで加圧されたシール油(同: 作動油)が導かれる。インジェクタノズルには孔径 0.25 mm の噴孔が、噴射角 140 deg. で 8 つ配置されたものを用いた。燃料の水素は、水素タンク(岩谷瓦斯, イワタニ移動式水素ステーション, 圧力 40 MPa, 容量 240 m³)から専用のレギュレータにより噴射圧である 12 MPa まで減圧され、水素用耐防爆サーマルマスフローメータ(東京計装, H-EP-TF-5330), エア駆動式非常遮断弁(Swegelok, 131-SR)を介して、インジェクタまで導かれる。なお流量計により異常流量が検知された際は遮断弁が作動し流路が閉ざされる仕組みである。また圧力調整弁を設け配管内が設計圧力以上となることを防いだ。上記のように高圧水素使用に関する安全面は綿密に考慮している。

エンジン排気成分のうち CO, CO₂, 窒素酸化物(NO_x), および THC は、191 °C に保持されたホットホースを通じて排ガス分析計(堀場製作所, MEXA-1500D)へ導入されるエンジン排気より分析される。未燃水素は、排気管からサンプリングしたエンジン排気を前処理装置(島津製作所, CFP-8000)を介し水分を除去した後、TCD(Thermal Conductivity Detector)型ガスクロマトグラフへ導入され分析される。排気サージタンク下流には AVL 式スモークメータ(AVL, 415S)が設けられておりすす濃度計測が可能であるが、いずれの実験条件においても、すす濃度は零、もしくは限りなく零に近かった。なお、吸気管、排気管に取り付けた熱電対により吸気温度および排気温度がそれぞれ計測される。

3.2 解析理論

3.2.1 熱発生率計算

水素は気体燃料であり、混合気形成の際に吸熱を伴わない。そこでノイズと区別するため、本実験での着火開始時期は水素噴射後に熱発生率が 10 J/deg. を超えた点と定めた。本実験では壁面からの熱損失を考慮しない、みかけの熱発生率 $\dot{Q}$ [J/deg.] を式(1)から求めた。ここで P

[MPa] は筒内圧力、 V [m³] は行程体積、 κ [-] は比熱比(添加する DME は微量とし空気の比熱比 1.34 を用いた)、および θ [deg.] はクランク角度である。

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\kappa - 1} \left(V \frac{dP}{d\theta} + \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (1)$$

3.2.2 筒内温度計算

本研究における筒内温度 T [K] はエンタルピーバランス法⁽¹²⁾を一部簡略化した手法により算出した。筒内ガスの初期温度 T_0 は吸気バルブが閉じ、予混合気の圧縮が始まる時点での筒内温度であり、新気流量 V_f , 行程体積 V_h , 吸気温度 T_{in} , 排気温度 T_{out} を用い式(2)から求めた。各クランク角における筒内温度 T は式(3)のように理想気体の状態方程式を用いて求めた。

$$T_0 = T_{in} \times \frac{V_f}{V_h} + T_{out} \times \left(1 - \frac{V_f}{V_h} \right) \quad (2)$$

$$T_{i+1} = \frac{P_{i+1} V_{i+1}}{P_i V_i} \times T_i \quad (3)$$

3.2.3 運転・排気特性評価

また、図示平均有効圧力 P_{IMEP} の 90 サイクル分の標準偏差 U_{IMEP} を算術平均 $\bar{P}_{IMEP}$ で除した値を変動係数 $C.O.V._{IMEP}$ とし、式(4)より運転の安定性を評価した。

$$C.O.V._{IMEP} = \frac{U_{IMEP}}{\bar{P}_{IMEP}} \quad (4)$$

投入水素量 V_{H_2} に対して未燃水素量 V_{UH_2} を差し引いた量を燃焼水素量と定め、 V_{H_2} に対する燃焼水素量の割合を燃焼効率 η_c [%] と定義し、式(5)より求めた。

$$\eta_c = \left(\frac{V_{H_2} - V_{UH_2}}{V_{H_2}} \right) \times 100 = \left(1 - \frac{V_{UH_2}}{V_{H_2}} \right) \times 100 \quad (5)$$

4. 実験結果および考察

4.1 水素噴流のコンパクト燃焼

本研究における実験条件を表 1 に記す。本節では、水素の壁面冷却損失を低減するため、水素の噴射開始時期 t_{inj} を上死点近傍に設定し、燃焼室中心のコンパクトな燃焼を実現する。DME の添加当量比 ϕ_{DME} を調整し、筒内温度を変化させた条件での燃焼・排気特性を調べた。水素の当量比は 0.28, t_{inj} は -5 deg. ATDC および吸気温度 T_{in} は 393 K でそれぞれ一定とした。エンジン回転数は全ての条件において 1000 rpm 一定である。

Table 1 Engine experimental conditions

Parameter	Unit	Compact combustion	PCCI combustion
Injection timing t_{inj}	[deg. ATDC]	-5	-55, -50, -45, -40
Injection pressure p_{inj}	[MPa]	12	12
Equivalence ratio of Hydrogen ϕ_{H_2}	[-]	0.28	0.28
Equivalence ratio of DME ϕ_{DME}	[-]	0.01 - 0.07	0.07, 0.06, 0.05, 0.04
Engine speed	[rpm]	1000	1000
Intake air temperature T_{in}	[K]	393	353

4・1・1 水素噴流のコンパクト燃焼における燃焼特性

図4に ϕ_{DME} を0.01~0.07と変化させた際の筒内温度履歴、熱発生率履歴、およびインジェクタリフト波形を示す。熱発生履歴において-40、および-20 deg.ATDC 付近に見られる小さなピークがそれぞれDME の低温酸化反応と高温酸化反応による熱発生である。 ϕ_{DME} の微少な調整により熱発生を変化させ水素噴射時の筒内温度を1110~1210 Kの範囲内で制御した。

$\phi_{DME} = 0.07$ においては筒内が高温であるため、水素の着火遅れ期間は短く、水素の拡散的燃焼が生じることが燃焼形態より明らかである。その他の ϕ_{DME} 条件でも、噴射期間中における水素噴流の燃焼であるが、 ϕ_{DME} の低下に伴ない熱発生の立ち上がりがゆるやかになる。これに伴ない、予混合的燃焼が支配的になり熱発生のピークが高く急峻な熱発生となる。急激燃焼を伴うとされる水素ではあるが、予混合的燃焼が支配的であっても運転中ディーゼルノックのような激しい燃焼は生じなかった。また、全ての条件においても噴射終了後まもなく熱発生は見られなくなり、噴射終了後の後燃えがほぼないことが確認できる。

上記よりディーゼル機関における水素噴流燃焼では、DME の添加量調整により様々な燃焼形態を実現できる可能性が示された。したがって、水素噴流燃焼では、ノッキングによる負荷制限を回避し、運転負荷を拡大し得ることが示唆された。ただし、水素噴流の燃焼はノズルからの水素噴射率に大きく起因する。本実験で用いたインジェクタではエンジン回転数1000 rpmにおいて、当量比0.28となる水素投入に実噴射期間が15 deg.程度必要であった。さらなる熱量をエンジンに投入する場合は、サイクル中に占める噴射期間の割合が大きくなり等容度が低下する

Fig.4 Effect of additional DME equivalence ratio on temporal apparent heat release rate and in-cylinder temperature for compact combustion of hydrogen jet

ことが考えられる。したがって、水素ディーゼル機関の性能向上には、燃料噴射率の向上を目的としたインジェクタ開発が求められる。

4・1・2 水素噴流のコンパクト燃焼における運転・排気特性

図5に各 ϕ_{DME} における図示平均有効圧力の変動係数 $C.O.V._{IMEP}$ 、NOx 排出濃度、燃焼効率 η_c および図示熱効率 η_i をそれぞれ示す。 $C.O.V._{IMEP}$ は各 ϕ_{DME} においておよそ2 %以下であり、非常に安定した燃焼が得られたことを示す。DME 添加による水素着火燃焼手法が単なる筒内温度上昇のみではなく、DME 酸化反応による燃焼室内の局所的なホットスポットの形成を促し、同時に活性ラジカルを水素の燃焼反応へ供給する効果が強く現れたと考えられる。 $\phi_{DME}=0.07\sim0.02$ の範囲で ϕ_{DME} の低下に伴ない、変動係数はさほど悪化しないが、 ϕ_{DME} が0.01の条件では失火状態となった。これは、一度水素噴流が燃焼を生じれば安定した運転が得られることを示唆するが、逆に燃焼には十分な雰囲気温度と活性ラジカル^{(7),(8)}が必要となることを示す。

NOx 排出濃度では、各 ϕ_{DME} 条件において極めて高い値を示す。高いNOx 排出は、前節に示したように全て噴射期間中の燃焼であるため、水素噴流の局所的に燃料濃度が高い燃焼が高温を伴うことに起因すると考えられる。

一方で未燃水素をほぼ生じない、極めて高い燃焼効率が得られた。水素噴流の燃焼において広い可燃範囲を有する水素は、噴流中に存在する広い当量比範囲によらず、未燃を大きく低減できることがうかがえる。

図示熱効率は50 %付近と高い値を示し、効率の良い運転が得られた。水素噴流の燃焼では、水素混合気の形状を保持したまま燃焼するため、燃焼室壁面と火炎との間に空気の断熱層が存在し、熱損失を低減できたと考えられる。通常のディーゼル機関では燃料である軽油の後燃えが生じるが、後燃えがほとんど見られない水素噴流燃焼の場合、急速な燃焼が等容度の高い燃焼を実現し、高い熱効率を導いたこ

Fig.5 Effect of additional DME equivalence ratio on $C.O.V._{IMEP}$, NOx, η_c , and η_i for compact combustion of hydrogen jet

とが推測できる。すなわち、ディーゼル燃焼のように空気の断熱層を保持した燃焼でありながらも、オートサイクルに近づくことが要因となり水素噴流燃焼の熱効率を高めたと考えられる。

$\phi_{\text{DME}} = 0.05 \sim 0.07$ でわずかに熱効率の低下が認められ、これに関して2つの理由が考えられる。図6に水素噴射圧力 p_{inj} と筒内圧力 P との差 ΔP を、噴射圧 12 MPa の水素の臨界圧力 P_c とともに示す。DME の酸化反応および圧縮、自着火によって最も筒内圧力の高くなる上死点付近において、 ΔP が 6.3 MPa の P_c を下回る。この場合、水素の噴射率が低下し筒内への燃料投入量が低下することが考えられる。 ΔP が最も早期に P_c を下回り、同時に ΔP が最小になる $\phi_{\text{DME}} = 0.07$ でこの影響が最大となるため、熱効率低下の要因となったことが推察される。ただし、上記の現象を検証するには高い時間分解能を有する流量計が必要であるが、本実験で用いたものはこれを満足しなかった。2つ目としては、着火遅れ期間が極めて短いため、上死点前に熱発生が立ち上がり効率良く仕事へと変換されず、等容度の低下を招いたと考えられる。

4.2 早期噴射による PCCI 燃焼 4.1 節では ϕ_{DME} の調整により水素の燃焼形態を制御し、運転条件に最適な運転が得られる可能性が示されたが、一方で高い NOx 排出量が問題である。燃焼改善として本節では、装置の変更を伴わず噴射時期を変更するのみで運転を行なえる PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) 燃焼を試みた。水素の噴射時期を早期化させると同時に ϕ_{DME} を変化させることにより、水素の自着火開始時期を上死点調整し、水素混合気の不均一さが燃焼形態・排気特性に及ぼす影響を把握した。実験条件は、吸気温度 T_{in} を 353 K に変更した。なお、本節の実験条件は表1に記した。

4.2.1 水素噴流の PCCI 燃焼による燃焼特性

図7に t_{inj} を -40, -45, -50 および -55 deg. ATDC と変化させ、同時に ϕ_{DME} を 0.04, 0.05, 0.06 および 0.07 と変化させた際の筒内温度履歴、熱発生率履歴、およびイ

Fig.6 Relation of Hydrogen critical pressure and Differential Pressure ΔP between injection pressure p_{inj} and in-cylinder pressure P

ンジェクタリフト波形を示す。これらの水素噴射時期は DME の酸化反応発現より早期であるため、エンジン筒内への水素噴射に伴ない DME が希薄化される。このように、 t_{inj} の早期化に伴ない DME の反応性が低下するため、 ϕ_{DME} を高く設定して水素の自着火開始時期を上死点調整した。また図4の熱発生履歴において見られた DME の高温酸化反応に相当する熱発生が、本節の結果では確認できない。これは DME の低温酸化反応により生じた H_2O_2 の熱解離反応が、水素の燃焼と DME の高温酸化反応を促進させて結果的にひとつの熱発生となることが理由に考えられる。すなわち、図7に見られる低温酸化反応後の熱発生は DME の高温酸化反応と水素の熱発生が重なり合ったものであるが、以降便宜上これを水素の熱発生と呼ぶ。

各条件の DME の低温酸化反応は、早期化した水素の噴射時期と同時期に発現することが確認できる。首藤らは水素と DME 混合ガスの予混合圧縮着火機関において、DME の反応が水素によって抑制され、低温酸化反応の発現が遅角する現象を、反応論を交えて説明している⁽¹³⁾。しかしながら、本節の結果では噴射によって水素が DME の低温酸化反応に加わり、その発現が進角することから、首藤らの結果と逆の現象が生じる。この現象には水素噴流による物理的、化学的影響が予測される。物理的影響としては、水素噴射により噴流近傍に生じる圧力波が促す局所的な圧力上昇により、DME が酸化反応を生じることが考えられる。また化学的影響としては、水素噴流内部にエントレインされる雰囲気中の DME 活性ラジカルが急激に水素に消費され、発熱を生じている可能性がある。

t_{inj} の早期化に伴なって、水素の熱発生のピークが低く、ピーク時期もわずかながら遅角化する。噴射時期の早期化に伴ない混合気形成期間が長期化するため、局所的に希薄化する混合気により水素の酸化反応が緩

Fig.7 Effect of hydrogen injection timing on temporal apparent heat release rate and in-cylinder temperature for PCCI combustion (adjusting combustion timing near the TDC)

慢になったといえる。

PCCI 燃焼の制御には従来より吸気温度を調整する手法が採用されるが、吸気密度の低下に伴う体積効率的低下により PCCI 燃焼の課題である出力不足を加速させる。これに対して本手法を用いた水素の PCCI 燃焼では、水素の早期噴射による希薄化が進行する際においても、DME の添加量を調整することで着火開始時期を制御できる可能性が示された。

4・2・2 水素噴流の PCCI 燃焼による運転・排気特性 図 8 に t_{inj} および ϕ_{DME} を変化させた条件での $C.O.V_{IMEP}$, NO_x 排出濃度, η_c および η_i をそれぞれ示す。PCCI 燃焼による運転では、一般に希薄化が進行するほど燃焼が化学反応のみに支配され不安定な燃焼になりがちである。本節の結果においても噴射時期の早期化に伴ない変動係数は増加する傾向を示したが、各条件において約 2 % と十分に小さな値を示した。水素のみの酸化反応に加え、安東らが提唱している炭化水素における H_2O_2 ループ⁽¹⁴⁾ が少量ながらも発熱反応として寄与することを素反応計算により確認している⁽¹⁵⁾。これにより水素の着火反応経路が増加する効果となり、安定して水素の自着火反応が進行したと考えられる。燃焼が化学反応のみに依存する PCCI 燃焼においても、本手法による自着火安定効果を確認できた。

NO_x 排出濃度においては、 t_{inj} の早期化に伴ない大幅に低減する。図 7 の筒内温度履歴は各条件でほぼ異ならないため、 NO_x 排出濃度低減は希薄化の影響を強く受けたと考えられる。ただし、本節の結果において NO_x 排出量をほぼ零にするには、 t_{inj} を -55 deg.ATDC とかなり早期化する必要があった。これは、噴射終了時期からおおよそ 40 deg. の期間、すなわち 6.7 msec. の混合期間となり、水素噴流の混合気希薄化には長い期間を要することがわかる。密度の低い水素は動粘性係数が高く、エンジン筒内の高温場ではさらに粘性が上昇するため、希薄化に時間を要したと推察できる。

燃焼効率を図 5 に比べ低下する。 t_{inj} の早期化に伴

Fig.8 Effect of hydrogen injection timing on $C.O.V_{IMEP}$, NO_x , η_c , and η_i for PCCI combustion (adjusting combustion timing near the TDC)

ない、混合気が筒内に拡散して広く分布し、消炎距離の短い水素においても未燃水素が増加したと考えられる。未燃水素の排出量においては、Mauss らの水素 HCCI 運転の結果⁽¹⁶⁾が 3000~7000 ppm の範囲であり、本節の実験結果 3000~6000 ppm とおおよそ一致が確認できる。

図示熱効率はおよそ 47 % で一定であるが、図 5 に示される値に比べて低い。PCCI 燃焼では混合気形成期間に筒内に広く分布した水素が燃焼する。前述したように消炎距離の短い水素は冷却損失を増大させることが予測される。しかしながら、水素当量比の比較的小さな今回の条件では、図示熱効率の低下の要因は燃焼効率の低下であると推察される。熱量ベースで 5 % 程度ある未燃水素排出量は、換算すれば図示熱効率を 2 % 程度低下させることとなるため、未燃水素の影響が大きいことがうかがえる。

本着火手法を用いた PCCI 燃焼による運転において、変動係数や図示熱効率をさほど低下させることなく NO_x 排出量を大きく低減できることがわかった。

4・3 水素噴流の燃焼特性に関する総合的考察 様々な当量比および噴射時期の実験条件における未燃水素排出と NO_x 排出の関係を図 9 に示す。コンパクト燃焼の条件では、未燃水素が極めて少なく NO_x 排出が多く図の左上に位置する。一方その他の条件は、早期噴射による PCCI 燃焼の条件に相当し、噴射時期の早期化に伴ない NO_x 排出が低減し、かつ未燃水素が増加する傾向にある。したがって水素噴流の燃焼において、噴射時期の変化に関して未燃水素と NO_x にトレードオフの関係が成り立つことが考えられる。

コンパクト燃焼および PCCI 燃焼に関する特性について考察する。コンパクト燃焼では、拡散的燃焼に基づく局所当量比の高い領域で NO_x 生成が顕著となることが考えられる。PCCI 燃焼のように早期噴射を行えば、混合気の希薄化により NO_x 低減を可能とするが、希薄燃焼が可能な水素であっても燃焼室

Fig.9 Effect of several experimental conditions on the relation between unburnt hydrogen and NO_x emission

キャビティを外れた混合気では未燃が生じることが推察される。水素の PCCI 燃焼においては、ピストンへの燃料付着が生じない気体燃料の特性を活かし、早期噴射の際に噴流がキャビティ内に収まるようノズルの噴孔角を狭めることが有効だと考えられる。またコンパクト燃焼の際は、水素の可燃範囲の広い特性を活かし、EGR を用いた低酸素条件での燃焼が NOx 低減に有効であると考えられる。今後それぞれの手法が検討されたい。

5. 結 言

本報では DME による自着火補助燃料手法を直接噴射式ディーゼル機関に適用させ水素を燃料に運転を行ない、水素噴流の燃焼特性および運転・排気特性に関する知見を得た。以下に得られた知見を記す。

- (1) 直接噴射式ディーゼル機関における水素噴流燃焼では DME の添加量調整により様々な燃焼形態を実現できる。
- (2) DME による自着火補助燃料手法を用いた水素直接噴射式ディーゼル機関において、図示平均有効圧力の変動係数が 2 % 以下の非常に安定した運転が得られる。
- (3) 空気の断熱層を保持した水素噴流のコンパクト燃焼では 50 % を超える図示熱効率が得られる。
- (4) 水素の早期噴射による燃焼では、混合気の希薄化が進行しても DME の添加量を調整することで自着火開始時期を調整できる。
- (5) NOx 排出については水素混合気の均一希薄化の影響が大きく現れ、噴射時期の進角により NOx 排出濃度の大幅な低減が可能である。また水素の当量比 0.28 の条件では、運転の安定性や図示熱効率をさほど悪化させることはない。

謝 辞

本研究は文部科学省学術フロンティア推進事業「次世代ゼロエミッション・エネルギー変換システム」の支援を受けた。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) Furuhashi S., Trend of social requirements and technical development of hydrogen-fueled automobiles, JSME Rev.13, pp. 4-13(1991).
- (2) A.Wimmer, T. Wallner, J. Ringler, F. Gerbig, H2-Direct Injection A Highly Promising Combustion Concept, SAE Paper No.2005-01-0108.
- (3) Shudo T., Futakuchi T., Nakajima Y., Thermal Efficiency Analysis in a Hydrogen Premixed Spark Ignition Engine, JSME(B), Vol.66, No.644, pp. 1223-1228(2000).
- (4) Tsujimura T., Mikami S., Achiha N., Senda J., Fujimoto H.,

- A Study of Direct Injection Diesel Engine Fueled with Hydrogen, SAE Paper, No.2003-01-0761
- (5) Tsujimura T., Senda J., A research and development trend of the hydrogen diesel engine, An element technology trend of the clean diesel development, NTS inc., pp. 114-122(2008).
- (6) Tsujimura T., Nakatani S., Mikami S., Tokunaga Y., Senda J., Fujimoto H., Injection and combustion for gaseous fuel engine: characteristics of hydrogen auto-ignition phenomena, Proc. of 14th World Hydrogen Energy Conference, pp. 1-12(2002).
- (7) Mitsushima K., Hata R., Tsujimura T., Tokunaga Y., Senda J., Fujimoto H., Study on Characteristics of Auto-ignition and Combustion in Hydrogen Jet with a Rapid Compression and Expansion Machine, JSME(B), Vol.74, No.739, pp. 746-753(2008).
- (8) Hata R., Imuta T., Tsujimura T., Tokunaga Y., Senda J., Fujimoto H., A basic study on hydrogen powered diesel engine -Characteristics of auto-ignition and combustion in hydrogen jet with a rapid compression and expansion machine-, Proc. of JSAE, No.111-07, pp. 7-10(2007).
- (9) Ikegami M., Miwa K., Shioji M., Ezaki M., A Study on Hydrogen-Fueled Diesel Combustion, JSME(B), Vol.45, No.399, pp. 1766-1772(1979).
- (10) WE-NET project: <http://www.ena.or.jp/WE-NET/>.
- (11) Yamasaki Y., Iida N., Auto-ignition and Combustion Analysis of DME Air Homogeneous Charge Compression Ignition Engine by Chemiluminescence Measurement: The Influence of Charge Inhomogeneity on HCCI Combustion, JSME(B), Vol.70, No.697, pp. 2416-2424(2004).
- (12) Ikemoto M., Kojima Y., Iida N., Consideration of the Control Method Using EGR for the HCCI Engine Running on DME, JSME(B), Vol.71, No.709, pp. 2331-2338(2005).
- (13) Shudo T., Ono Y., Takahashi T., Influences of Hydrogen and Carbon Monoxide on HCCI Combustion of Dimethyl Ether, JSME(B), Vol.70, No.693, pp. 1375-1382(2004).
- (14) Kuwahara K., Ando H., Analysis of Hydrocarbon Low-Temperature Oxidation with Reaction-Network Reduction, Proc. of Thermal Engineering Conference, Vol.2005, pp. 349-350(2005).
- (15) Imuta T., Hata R., Tsujimura T., Tokunaga Y., Senda J., Fujimoto H., Combustion Method of Diesel Engine Fueled with Hydrogen for High Efficiency, Proc. of 7th COMODIA 2008, pp. 765-772(2008).
- (16) O. Stenlaas, M. Christensen, R. Egnell, B. Johansson, F. Mauss, Hydrogen as Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Fuel, SAE Paper No.2004-01-1976.