

水素のエンジン内燃焼

Combustion in Hydrogen Engines

塩路昌宏*

Masahiro Shioji

1. はじめに

水素エンジンは、HCならびにCO₂の排出がないうえ熱効率の大幅な向上を期待でき、将来の内燃機関用代替燃料として可能性がある。水素エンジンの燃焼と性能については、既に1920年代に本格的実験が開始されており、それ以来種々の形式、制御方法、運転条件などにおける研究が行われている。

表1は水素の燃焼特性を炭化水素燃料と比較して示したものであり、とくに水素の可燃範囲が広いことがわかる。そのため、超希薄燃焼の実施が可能となり、低負荷での熱効率が向上するうえ、低い火炎温度によってNO_x排出量を大幅に低減できる。さらに、最小火花点火エネルギーが低く燃焼速度が高いことから、点火が安定して燃焼変動が小さくなり、燃焼期間が短縮されるために熱効率向上が期待できる。しかし、燃焼温度が高いこともあって、高負荷では過早着火および逆火が発生しやすく、出力および運転条件は著しく制約される。ここでは、まず著者らの行った実験結果¹⁾²⁾に基づいて予混合吸気水素エンジンの特性ならびに問題点を示し、さらに他の燃焼方式の可能性およ

び特徴について述べる。

2. 予混合吸気水素エンジンの特性

2.1 燃焼と機関性能

水素は燃焼速度が極めて高いため、点火時期 θ_i を上死点後まで遅らせても急激な燃焼となる。図-1に、ほぼ等しい正味平均有効圧 p_e となる条件で水素および天然ガス燃料NG(メタン88%, エタン6%, プロパン4%, ブタン2%)の燃焼経過を比較した結果を示す。実験に用いられた機関は、無過給水冷四サイクル単筒試験機関(シリンダ径102mm, 行程106mm, 圧縮比11.5:1)で、吸気絞り全開(WOT), 機関回転数1200rpm, MBT点火時期での運転である。図中の熱発生率 \dot{q} は実測シリンダ内圧力 p のクランク角経過から計算し、そのさい燃焼室内ガスを均一と考えて半理想気体の状態式から平均ガス温度 T を求めている。また、見掛けの発生熱量 q は \dot{q} を積分したものであり、これにAnnandの式により推定した熱損失を加えて全発生熱量 q_T を求め、それぞれ供給燃料の発熱量 q_H に対する割合で示されている。水素燃料の方が天然ガス燃料に比べて点火時期 θ_i が30°CA以上遅いにも拘わ

表1 水素および炭化水素燃料の燃焼特性

	Hydrogen H ₂	Methane CH ₄	Propane C ₃ H ₈	Gasoline C _{7.5} H _{13.5}	Gas-oil C ₁₆ H ₃₀
Spontaneous Ignition Temp. °C	530~ 580	645	510	480~ 550	350~ 400
Minimum Ignition Energy mJ	0.02	0.28	0.25	0.25	
Flammability Limits vol%	4~75	5~15	2.2~ 9.5	1.3~ 7.1	
Maximum Burning Velocity cm/s	270	38	40	30	
Lower Calorific Value kcal/g	28.8	12.0	11.2	10.8	10.3
Stoich. Mixture Ratio vol%	29.6	9.5	4	1.7	

* 京都大学大学院エネルギー科学研究科
エネルギー変換科学専攻教授
〒606-8501 京都市左京区吉田本町

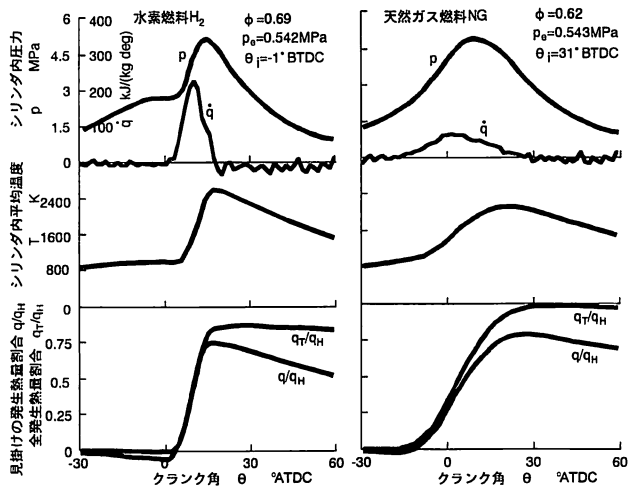


図-1 水素および天然ガスエンジンの燃焼経過

らず、熱発生が急激に起こり、温度がかなり高くなって熱損失が増大する。さらに、水素燃料では q_r/q_H が1より小さい値で一定となっており、急激な燃焼に伴う燃焼室壁への過熱が生じて、Annandの式には含まれない熱損失が作用し、その分熱効率が低下すると考えられる。このような過熱はガソリンエンジンのノック時に通常認められるもので、水素燃料の急速燃焼特性に起因する。

以上のように、水素は他のガス燃料と比較して極めて特異な燃焼特性を示すため、機関性能も大きく異なる。図-2は前述の試験条件で、正味熱効率 η_e 、点火時期 θ_i および排気中 NO_x 濃度を種々の当量比 ϕ に対して測定された結果であり、燃料特性の比較のため天然ガスNG、液化石油ガスLPG（プロパン37.6%、ブタン62.4%）およびプロパン燃料の場合を併せて示す。水素燃料は希薄燃焼に適し、 $\phi \approx 0.2$ の超希薄混合気でも絞り全開で安定な運転が実現できるが、逆に $\phi > 0.8$ で逆火が発生し運転不能となる。また、水素は燃焼速度が高く、MBT点火時期 θ_i は 10° CA以上遅くなり、 $\phi = 0.75$ では上死点後 3° でトルクが最大となる。通常、正味熱効率 η_e は燃焼が早く等容量が増すほど増加し、炭化水素燃料では燃料中の炭素数が多いLPG燃料が最も θ_i が遅く熱効率も高い。しかし、水素は燃焼期間が短いにも拘わらず η_e が高いとはいえ、大きい ϕ ではメタンに比べても η_e が低くなる。これは、前述の急激燃焼に伴う熱損失の増加に起因すると考えられる。 NO_x 濃度は火炎温度とともに高くなるが、 θ_i が遅いのでMBT点火では水素燃料でもさ

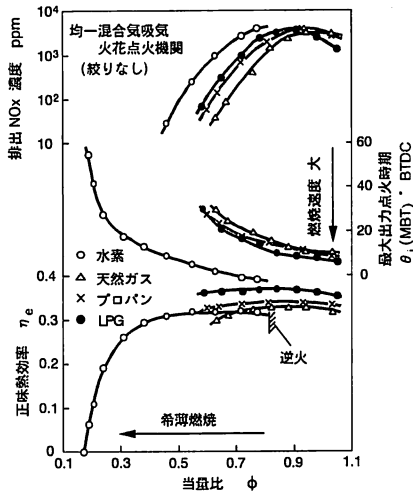


図-2 水素および各種ガス燃料エンジンの性能・排気 NO_x 特性

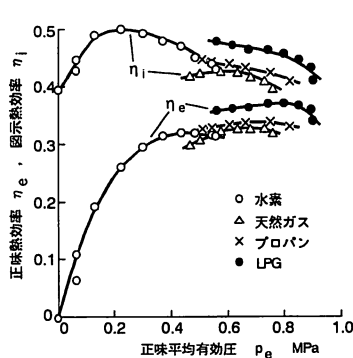


図-3 水素および各種ガス燃料エンジンの出力性能

ほど増加しない。さらに、混合気の希薄化によって NO_x 濃度は急減し、 $\phi < 0.5$ では NO_x 濃度は 10ppm 以下となる。

また、水素は単位体積当りの発熱量が低いため、等しい吸気量では正味出力が極めて低下する。図-3は、図-2の結果に摩擦仕事を加えて計算された図示熱効率 η_i を、 η_e と併せて正味平均有効圧 p_e に対して示す。図によると、水素は他のガス燃料に比べて約40%最大出力が低下するが、希薄運転が可能のため摩擦仕事の割合が大きくなる低負荷では η_i が高く、 η_e も比較的高い値を維持できる。

2.2 逆火の発生

つぎに、予混合吸気水素エンジンの最大の問題である逆火の発生状況を示す。図-4(a)は、前述の実験において $\phi = 0.8$ 、TDC点火の条件で得られたシリンダ内圧力 p の連続サイクル波形であり、正常な燃焼から

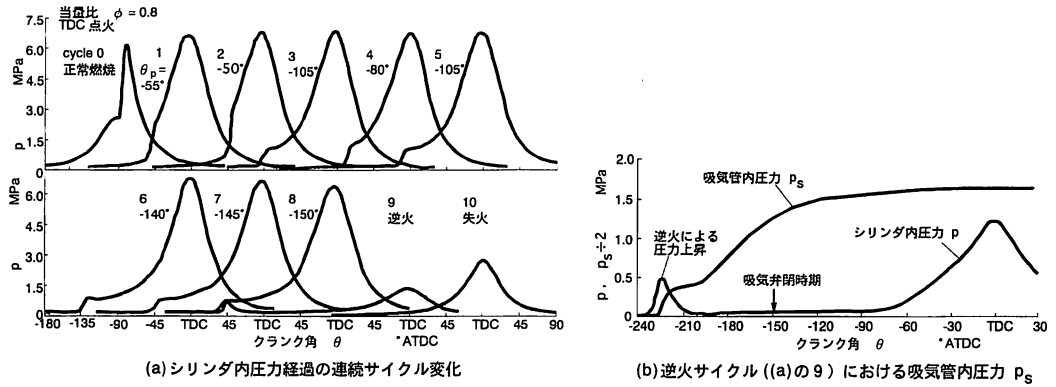


図-4 予混合吸気水素エンジンにおける逆火発生状況

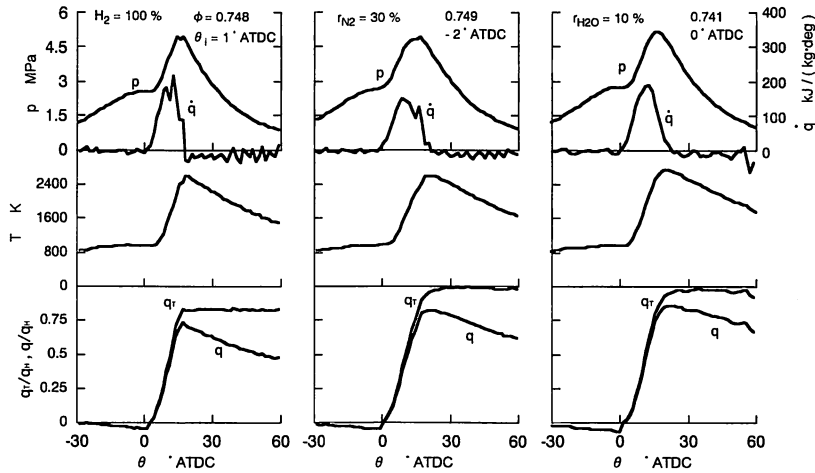


図-5 燃料の窒素希釈および吸気水添加による燃焼経過の変化

過早着火を生じたのち逆火に至る経過が示されている。図のように、点火前に過早着火が生じて圧力上昇が観察され、そのクランク角時期 θ_0 がしだいに早くなり、ついには吸気弁閉時期の -150° ATDCより早い時期に着火したときに逆火が発生する。図-4(b) はそのときの吸気管内圧力 p_s を p と重ねて図示したもので、吸気行程中にシリンダ内でまず燃焼が開始し、それにより吸気管内の混合気に火炎が伝播し、 p_s が急激に増大することがわかる。吸気管内では弁閉後も燃焼が持続し p_s は徐々に増加するが、シリンダ内には低密度の燃焼ガスが吸入され、そのため圧縮圧力は正常燃焼時の約半分となる。さらに、次のサイクルでも吸気管内の既燃ガスを吸入するので失火し、運転ができなくなる。

2.3 急速燃焼の制御

以上の実験によると、水素の急速燃焼特性は逆火を

発生するばかりでなく、熱効率の低下を招く要因であると考えられる。そこで、燃料の窒素希釈および吸気への水添加により燃焼速度を抑えた場合の、燃焼および機関性能の変化を示す。図-5は $\phi = 0.75$ の混合気濃度の条件で得られた燃焼経過の例であり、水素燃料のみの場合と比較する。モル比30%の窒素で燃料を希釈した場合 ($r_{N_2} = 30\%$) および燃料に対しモル比10%の水を吸気に添加した場合 ($r_{H_2O} = 10\%$) と、熱発生が緩やかとなって、水素のみの運転時よりMBT点火時期が早くなるにも拘わらず圧力および温度は低い。これらの緩やかな燃焼では q_r/q_q がほぼ1で一定となることから、急激燃焼に伴う燃焼室壁面への過熱損失が抑制され、その結果冷却損失が減少し熱効率が向上することが期待される。

図-6に種々の窒素割合 r_{N_2} について得られた機関性能を当量比 ϕ に対して示す。予想通り、 r_{N_2} を増すと

燃焼速度が低下してMBT点火時期は早くなり、正味熱効率 η_e は大きい ϕ で極大となって、その値も高くなる。さらに、水素燃料では、 $\phi=0.8$ より濃い混合気では逆火するのに対し、窒素希釈の場合には燃焼が緩慢となるため量論比以上の条件でも逆火しなくなる。また、同一の ϕ で比較すると、火炎温度の低下と燃焼速度の減少のため窒素希釈によって排気NOx濃度は大きく低減する。同様の効率の向上は吸気内水添加の場合にも認められる^{2) 3)}。

3. 水素エンジンの燃焼方式

3.1 各種燃焼方式とその特徴

以上のように、予混合吸気方式の水素エンジンは容易に運転できるのに対し、逆火・過早着火・ノックなどの異常燃焼の発生、低い出力、および高いNOx排出濃度が問題である。とくに、異常燃焼の要因解明と適切な制御を目的とし、逆火の着火源となる局所高温部の発生について古くから研究が進められており⁴⁾、点火せん電極⁵⁾、排気弁、燃焼室壁面の突起物、カーボン・オイルのデポジットなどによる熱面、残留ガスに含まれる浮遊高温微粒子、トップランドに残留する燃焼ガス⁶⁾など種々の要因が考えられている。しかし、エンジンの寸法、種類、用途、運転条件に応じて逆火特性および限界が異なり、未だ十分に解明されていない⁷⁾。さらに、燃焼中に生じる物質が器壁に付着・残留して水素の自発火温度を下げる現象も観測されており、一種の触媒作用による着火促進機構も考えられる。

逆火を防ぐためには、その要因となる高温源を作らず、あるいはそれを避けて正常に燃焼させることが肝要で、その立場から種々の燃焼方式が試みられている。表2はそれらの方式とその特徴をまとめたものであり、主に層状給気により改良が図られている。とくに、逆火を完全に防止するには筒内燃料噴射が必要であり、吸気弁閉直後に行う低圧噴射⁸⁾と圧縮上死点近くでの高圧噴射^{9) 10)}が試験されている。前者は約0.4MPaの比較的低圧の燃料供給でよく、ガス流動条件を最適化すれば高出力が得られる。さらに、負荷に応じて予混合吸気と組み合わせれば、広い運転範囲で安定した燃焼が可能となり、実用的と考えられる。また、後者の圧縮終わり噴射では圧縮筒内圧の約2倍の高圧燃料を要するものの、高負荷まで静粛な運転が実現でき、絞りなしで吸入した空気に対して必要なだけの燃料を供給するので、出力を大幅に高めることが出来る。さらに、高圧縮比を採用できるので、効率のさらなる向上が見込まれる。そこで最後に、高圧縮比水素エンジンの燃焼についての実験結果⁹⁾を紹介する。

3.2 水素圧縮点火エンジンの燃焼

水素の自発火温度はかなり高いが、水素噴流の着火遅れは高温では短いので、点火源さえ確保すれば直接噴射式圧縮点火機関への適用が期待できる。そこで、在来の濁室式ディーゼル機関(シリンダ径95mm, 行程115mm, 圧縮比18.6:1, リカルドⅢ球形形渦室, 副室容積比59%, 連絡孔面積比2%)に高圧水素を噴射して試験を行った。実験に使用した水素噴射弁は、

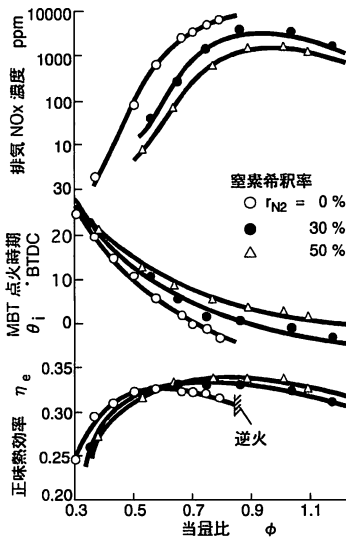


図-6 燃料の窒素希釈による機関性能の変化

表2 水素エンジンの形式および特徴

	均一混合気給気	層状給気		
		予燃焼室式	直接噴射式	
			低圧噴射	高圧噴射
長所	<ul style="list-style-type: none"> 低負荷で高熱効率, 低NOx燃焼 ノックの発生傾向が比較的低い 	<ul style="list-style-type: none"> 均一混合気給気の長所を保持 逆火限界が拡大 	<ul style="list-style-type: none"> 逆火しない 比出力が向上 	<ul style="list-style-type: none"> 異常燃焼が発生せず, 高圧縮比が可能 圧力上昇を抑制 低NOxならびに高出力
短所	<ul style="list-style-type: none"> 高負荷で逆火など異常燃焼が発生, 高濃度のNOx排出 発熱量が低いため, 出力が低下 	<ul style="list-style-type: none"> 構造と出力制御が複雑化 主室, 副室の混合気制御の方法と効果が不明 	<ul style="list-style-type: none"> 過早着火およびノックが発生 	<ul style="list-style-type: none"> 高圧水素の供給および噴射が必要 自発火しないので補助点火が必要 高負荷で未燃焼水素が排出
対応策	<ul style="list-style-type: none"> 水吸入, EGR, 吸気冷却, 吸気内噴射 過給(中間冷却付) 	<ul style="list-style-type: none"> 系統的な実験, データ収集 	<ul style="list-style-type: none"> 混合気形成条件の最適化 	<ul style="list-style-type: none"> グロープラグまたは点火プラグ

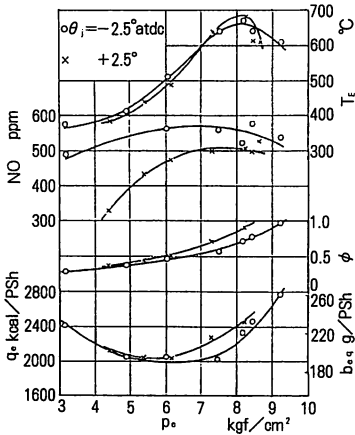


図-7 水素圧縮点火エンジンの動力性能

ポッシュ式油圧噴射弁のニードルの動きをプッシュロッドで伝えてポペット弁を開く構造である。

図-7は機関回転数1500rpm一定とし、2種類の燃料噴射時期 θ_i で得られた正味燃料消費率 q_e 、当量比 ϕ 、排気中の一酸化窒素濃度NOおよび排気温度 T_e を正味平均有効圧 p_e に対して示す。 $\theta_i = -2.5^\circ \text{atdc}$ では最大出力が $p_e = 0.9 \text{MPa}$ を越え、 q_e を軽油換算した燃料消費率 $b_{e, \text{軽}}$ も最小値が 190g/PSH となり、機関性能に関しては普通の炭化水素燃料の場合と同等もしくはそれ以上といえる。また、排気温度は全般にかなり高いが、NO濃度は軽油運転とさほど違わない。

しかし、この実験後噴射弁先端から $\phi = 0.02$ 程度の微量の燃料漏れがあることが判明したので、これを止めて再度実験を行ったところ、強いノックと失火の入り混じった荒い運転となった。つまり、図-2の実験では適度の燃料漏れを予備燃料として、安定な着火が行われていたことになる。図-8のa, a'は燃料漏れない場合の筒内圧力および弁揚程波形の例を示す。着火遅れは極めて長く、水素ディーゼル運転の困難さを示している。さらに、b~dは先立ち噴射を行い、渦室中央に形成されるホットコアによって着火を促進した場合の結果である。b, cのように先立ち噴射量の全噴射量に対する比 r が20%までは、極めて円滑な燃焼が得られる。しかし、dの $r = 32.6\%$ では先立ち噴射された燃料自身から過早着火し、再び運転が荒れる。

このように、先立ち噴射は水素圧縮点火燃焼を実現する一つの方法であるが、微量の燃料を制御する必要があるため実施にはかなり困難を伴うと予想される。著者らは天然ガスを多孔ノズルから深皿形燃焼室内へ直接噴射し、グロープラグ点火により円滑な燃焼運転を

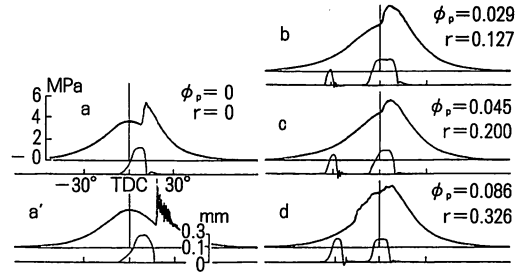


図-8 水素圧縮点火エンジンの燃焼

実現しており¹¹⁾、このような熱面および火花による点火補助も有効であろう。

4. あとがき

以上、水素のエンジン内燃焼における問題点と、その解決のための直接噴射式機関について紹介した。水素エンジンの実用化には、水素の製造、貯蔵、運搬、燃料供給、耐熱耐腐食材料など多くの問題が残されており、それぞれに困難な技術開発が必要である。また、水素エンジン普及の中間段階として、天然ガスへの混合使用、ガソリン機関の始動性改善など、水素の優れた燃焼特性を活用する試みも多くなされており、早期の実用化によるエネルギー・環境問題解決の一助となることが期待される。

参考文献

- 1) 塩路・山本・池上, 機講論, No.954-2 (1995), 202-204.
- 2) Shioji, M. and Inoue, N., Proc. 12th WHEC, Vol.2 (1998), 1469-1478.
- 3) Withalm, G. and Gelse, W., Proc. 6th WHEC, Vol. 2 (1986), 1185-1194.
- 4) King, R. O. and Rand, M., Can. J. Technol, 33 (1955), 445.
- 5) Furuhashi, S., Yamane, K. and Yamaguchi, Y., Inter. J. Hydrogen Energy, Vol. 2 No. 3 (1977), 329.
- 6) 小柳・屋間・古浜, 機講論, No.940-30 (1994), 341.
- 7) Kukkonen, C. A. and Shelef, M., SAE 940766 (1994).
- 8) Hama, J., ほか2名, SAE 880036 (1988).
- 9) 池上・三輪・塩路・江崎, 機論, 45-399, B (1979), 1766.
- 10) Furuhashi, S., et al., Proc. 5th WHEC, Vol. 2 (1984), 1493-1502.
- 11) 池上・塩路・朱・堀田・遠藤, 自技論, 24-4 (1993), 64.