

3. 解 説

水素自動車に関する最近の研究

武蔵工業大学 古 浜 庄 一

1. はしがき

水素がピストンエンジンに試みられた研究は1920年にさかのぼるが、石油代替または無公害燃料として自動車用の実用化を旨として研究に供せられたのは約20年前からである。その後関心はむしろ薄らでいたが、最近CO₂による地球温暖化対策の根本は太陽・水素のエネルギーシステム以外に考えられないことから水素自動車への期待が再燃した兆しが見えてきた。この時点で水素自動車の研究の動向をまとめてみることにする。

2. 2つの主要課題

(1) 運搬法 表-1のように水素は重量当りでは石油の約2.7倍のエネルギーを持つが最も小さい気体分子であるので体積当りのエネルギーは極めて小さく常温、常圧で交通機関燃料として運搬することは不可能であり、一般に高圧タンク (HP)、吸着合金 (MH) および液体水素 (LH₂) の3法が試みられているが、それぞれ一長一短がある。表-2はガ

表-1

重量比

ガソリン	1.00
H ₂	0.37

体積比

← ガソリン (液体)	1
H ₂ (気体)	3000

表-2 ガソリン30ℓ分の水素タンク重量比較

燃料タンク	中身		タンク重量 (Kg)	全重量 (Kg)
	体積 (ℓ)	重量 (Kg)		
ガソリン	30	22	5	27
メタノール	62	49	8	57
水素				
MH		8.2	764	772
HP (15MPa)	670	8.2	755	763
LH ₂	115	8.2	65	73

ソリン30ℓ分の水素タンクの重量を過去の実績に基づいて計算したもので、重量の点からもLH₂以外に今のところ実用的なものはないことがわかる。しかしLH₂タンクの断熱性、液化コストなどで一層の研究が要請されている。

(2) 出力性能 エンジンの出力は同一回転速度では毎回吸入できる混合気(空気とそれで完全燃焼できる、 $\lambda = 1$, 燃料)の含熱量により基本的にきまる。石油は気化した後も空気の約1.7%の体積に過ぎないが水素は、全混合気の30%に達するので混合気生成法によって異なる。その方法としては

- (i) 外部で混合した混合気を吸込み、火花点火：「外混合」。
- (ii) 空気のみ吸入、圧縮前半に水素噴射、火花点火：「噴射予混合」。
- (iii) 空気のみ吸入、上死点付近噴射、熱面または火花点火「高圧噴射」。

行程容積が同じときの混合気の含熱量は外混合ではガソリンの約85%であるのに対し、他の2つの噴射方式では120%に達する。さらに外混合では空気過剰率が約1.5以下ではバックファイヤ(逆火)が発生するので最大出力はガソリンの50~60%に留まる。それに対して噴射予混合では逆火はないが過早点火が発生するので実際にはガソリン並の出力に制限される。しかし-30~-50℃の低温水素を噴射すれば過早点火は避けられ、120%の高出力化ができる。また高圧噴射では高圧縮比を使っても自発火温度が580℃と高いので圧縮着火はできないが逆火、過早点火およびノックも無いので大形エンジンで圧縮比も高められる特長をもつがディーゼルと同様混合気生成の問題があるが、ディーゼルの120%出力が可能である。

3. 運搬法の研究

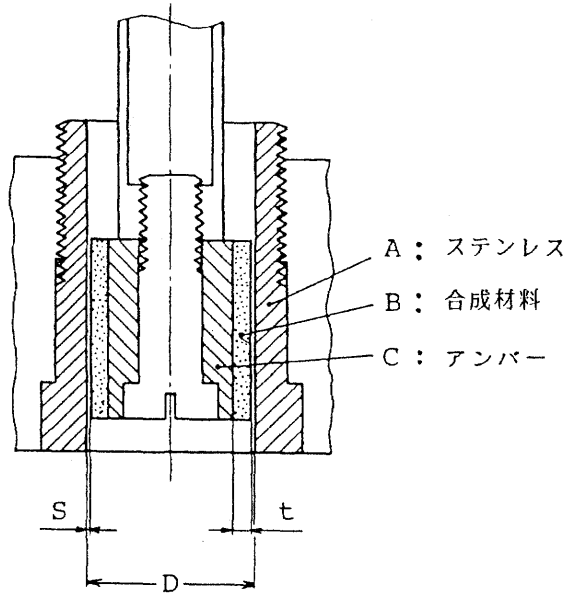
3.1 LH₂高圧ポンプをもつ断熱タンク常圧のタンク内のLH₂を液体のままポンプで高圧とし、大気熱で高圧GH₂となったものを噴射すれば、高圧化用ポンプは極めて小形で一段で10MPa(約100気圧)にでき、駆動動力も僅かであり、さらに気化膨張によるエンタルピ増加(300K, 8MPaで水素発熱量の3.6%)も有用である。古浜ら^{(1)~(4)}はこの方式実現のために1977年よりLH₂ポンプの開発をはじめた。そのための主な問題点は、(i) 無潤滑対策、(ii) ピストン(合成材)とシリンダ(金属)の熱膨張差の補正、であった。解決策としては

(i) ピストンすべり面としてある合成材料、たとえばポリイミド樹脂(熱膨張係数 α_B)のあるものは低温で硬度が上昇、自己潤滑性も優れている。

(ii) 組立上シリンダは金属(熱膨張係数 α_A)が望ましいが、 $\alpha_B \geq \alpha_A$ 、一方ピストンリングは摩擦熱増加より使用できないので、すきまCを温度にかかわらず1.5~3 μ mに保つためにはピストン中心部を α_C の極めて小さい材料アンバーとしその外周に肉厚tの α_B 材カラーを押し込む構造(図-1)によって解決する。最近西独DFVLR⁽⁵⁾もほぼそれと同主旨のポンプを開発している。

図-2は武蔵4~6号(乗用車後部トランク)用でLH₂ 82ℓ入り(ガソリン21ℓ分), 部分負荷燃費が超薄燃焼のため優れているので250km以上の走行距離のもので, ステンレス2重壁, 超真空, スーパーインシュレーション型で, ポンプ吐出量をエンジン消費量と平衡させるために緩衝タンク内圧を噴射圧8MPa一定に保つよう可変速モータでポンプ往復速度を変える方法である。このようにポンプをタンクに直接挿入する場合, その支持部および空間流体による熱侵入が大きいためその対策としてこれら侵入通路の狭小化, 空間のLH₂をガスで押し下げる, などの改造によって断熱化が改良されつつある。さらに真空層に代るべき断熱層が出現すれば理想的である。

3.2 高圧, 低温GH₂タンク カナダ・Concordia大学のKrepecら⁽⁶⁾によれば, 補給所にLH₂とGH₂を用意し, 車には図-3のようにヒータと测温, 測圧計をもつ断熱



$$t = \frac{D}{2} \left(\frac{\alpha_A - \alpha_C}{\alpha_B - \alpha_C} \right)$$

- α_A : Aの線膨張係数
- α_B : Bの線膨張係数
- α_C : Cの線膨張係数

図-1. ポンプの構造

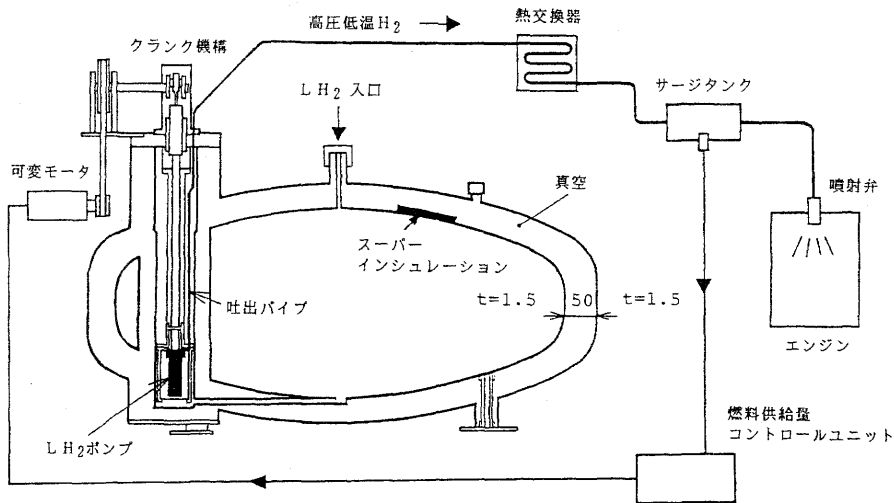


図-2. 6号車の水素燃料系統

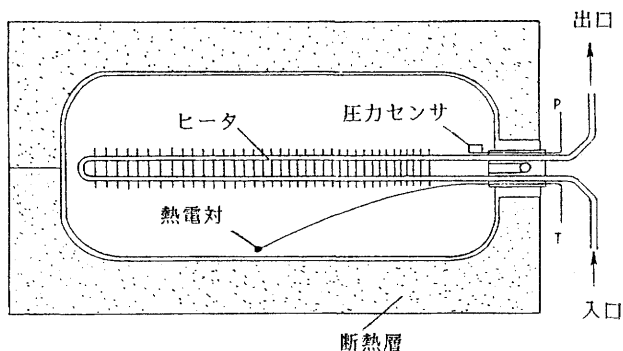


図-3. 高圧ガス温度調節タンク

タンクでこの中にいつも100K, 20 MPaの水素を入れ, 400K, 10MPaで噴射する方式を提案した。これによれば貯蔵できる水素量は常温(300K)の3倍になり, 使い残しとの差は6倍になり, また外部との温度差が小さくなる特点も生ずるので興味ある着想である。ただタンク内が100K以上にならないための対策が不十分のように考

えられる。

3.3 スラッシュ水素 元来航空用としてLH₂はつぎの特徴をもち,

- (i) 機内貯蔵が最大1昼夜でよい。
- (ii) 大量であるので断熱性が高い。
- (iii) 軽量であるので離陸時必要推力が小。
- (iv) 翼, 機体, エンジンなどの表面冷却用に利用できる。
- (v) ただし体積大のため機体体積大。

自動車用よりも多くの長所をもつ。一方21世紀の高速民間飛行機(HSCT)は超音速機化が進むと予想される。そのために燃料に対する要求が厳しくなり, まず空力加熱による温度環境が指数関数的に上昇し, $M=5$ では1300Kにも達し, 燃料そのものの熱安定性およびエンジンや機体の冷却にも利用されなければならない。それらを考慮してDouglas⁽⁷⁾は図-4のような提案をしている。す

表-3. スラッシュ水素(S1-H₂)特性値

特性	三重点 固体H ₂	50% S1-H ₂	三重点 LH ₂	大気圧 LH ₂
温度 (K)	13.80	13.80	13.80	20.30
圧力 (KPa)	7.03	7.03	7.03	101.40
密度 (Kg/m ³)	86.67	81.54	77.06	70.81
対LH ₂ 冷熱容量 増加 (KJ/Kg)	111.80	82.72	53.60	0

なわち $M=5\sim6$ 以上ではLH₂によらなければならない。

このような特殊な条件を一層満足させるためにスラッシュ水素(S1-H₂)が注目されている。これも将来は自動車用として登場する可能性があるので簡単に紹介する。

S1-H₂は微粒固体水素をLH₂中に懸濁させたゲル状二相流体で, 固体の重量比が50%のものを50% S1-

H₂と表す。これは三重点と同温・圧であり, 表-3は大気圧LH₂との物性値の比較で, 50% S1-H₂は15%密度が大きく体積が縮少されると同時に冷熱容量が大きく冷却効果が増大する。そこで,

	比重	発熱量	飛行当消費量	
ジェット燃料	0.8	10,363kcal/kg	151	121ton
液化メタン	0.426	11,992	247	105
液化水素	0.0708	28,725	620	44

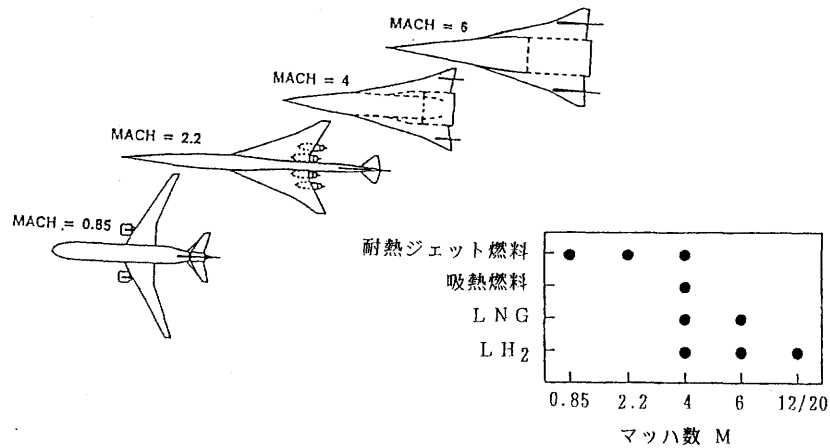


図-4. HSCTの巡航マッハ数と機体形状、使用燃料

酸化剤携行量の大巾減による推力/重量比の飛躍的向上が期待できる $S1 \cdot H_2$ と $S1 \cdot O_2$ をもつ空気液化サイクルエンジン (LACE) が提案されている。

4. 混合気生成法の動向

4.1 2.2-(2)の外混合は逆火防止が必須であり、その原因が残留燃焼ガスによるものとして吸気系中の H_2 供給位置および時期について従来種々の提案がなされたが、確実な逆火防止法は見付かっている。そこで噴射圧の得難いMH貯蔵法は水の吸気管噴射が試みられている。これによれば NO_x も低減できるが、完全防止法に問題があったり、噴射量の制御、エンジン耐久性などの問題で水噴射は嫌われ、MH・外混合方式はベツツをはじめ多くの所で始められたが行き詰っているのが現状である。

4.2 噴射予混合 本方式は圧縮行程前半に噴射し、点火までの混合の時間が比較的最長いで噴射弁の開閉はカム機構でよく、また噴射圧は $0.6 \sim 1 \text{ MPa}$ でのよいので高压タンクでも残留量が少い。しかし過早点火の問題があるので

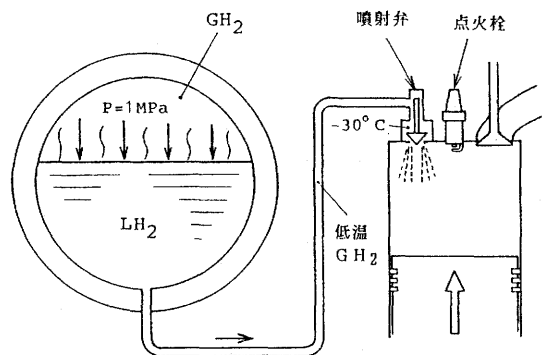


図-5. 低圧水素噴射法

-30~-50°Cの低温水素噴射が望ましい。そのためにはLH₂タンク・LH₂ポンプまたは図-5のようにポンプを省略して耐圧1MPa程度の構造簡単な圧力タンクを使うことも考えられる。

なお2サイクル機関は毎回爆発で高出力であるが外混合では掃気中に燃料の30%位いが吹き抜けで無駄になる。本噴射予混合ではその欠点は解消できるが、ガソリンの場合点火困難で実用されていない。しかし水素は極めて希薄混合気(λ=5まで)でも運転できるので水素エンジンには適した混合気生成法と言える。図-6⁽⁸⁾はそのときの性能で、常温ではガソリンの最大出力とほぼ同じ出力で過早点火が起るが-30°C H₂では過早点火なしで理論値の120%出力が得られる。また部分負荷時の η_e が高いのはH₂の希薄燃焼のためである。

4.3 高圧噴射 本方式はサイズ、圧縮比に関係なく異常燃焼が起らないので理想的水素エンジン方式であるが混合気生成および燃焼は一段と精密な制御が要求される。古浜ら⁽⁹⁾はこの方式を開発しているが、主なる点は、

(1) H₂噴射装置 GH₂はもれやすい、噴射体積が大きい、少なくとも最大圧力以上で噴流の貫徹性からはできるだけ高圧噴射を要し、また噴射期間はクランク角(CA)で最大20°ぐらいであるのでカム機構に代って図-7のような、既存の噴射ポンプPとノズル①を利用し①の針弁で②および噴射弁③を押し開き高圧水素を噴射する。

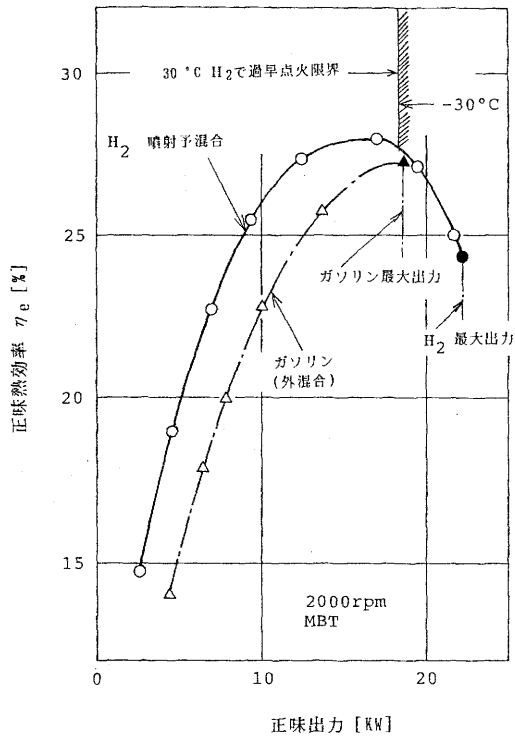


図-6. 2サイクル水素噴射予混合エンジンの性能

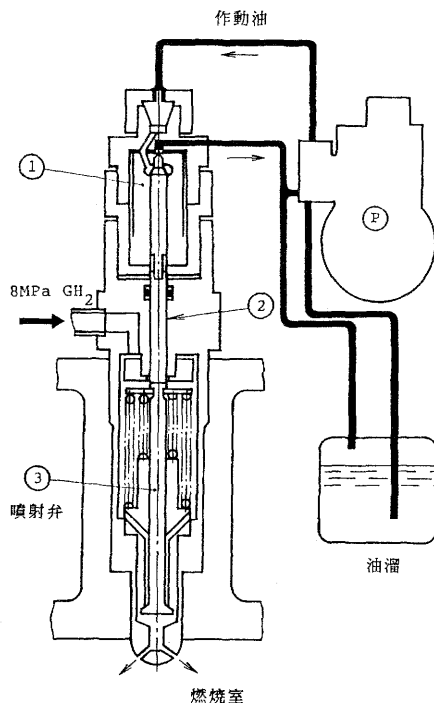


図-7. 高圧水素噴射装置

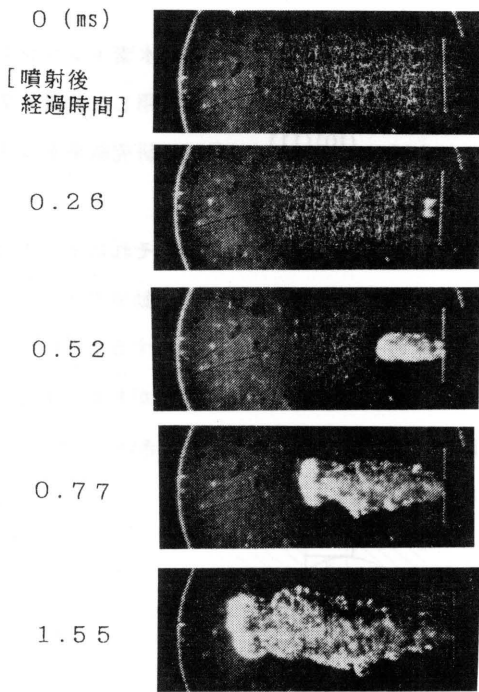


図-8. 定容器内に噴射した水素噴流のシュリーレン写真

ここでPと①に作動するのはディーゼル燃料で循環して使われる。また③の耐久性向上のため高圧水素中に微量の潤滑油を注入する。

(2) 噴流 高圧水素噴流はディーゼル液体燃料噴射に比し、空気の $1/1.45$ の密度のガスであり、 LH_2 ポンプの構造より噴射圧が高くできにくいことから圧縮空気中へ噴射された水素噴流がエンジン実働中どのように拡がり、空気と混合するかは、まだ十分理解はされていないが、定容器内の噴射をシュリーレン・高速度写真で観察したものが図-8で、それによれば噴流が出て直後は速度が極めて遅く、点火おくれ期間が噴口と点火源との距離に大きく影響され、後述の如く燃焼特性とも深い関係がある。

MUSASHI - 6



MUSASHI - 7



図-9. 武蔵6号, 7号

5. 燃焼の改善

前章までの記述から高圧噴射は現用ガソリンまたはディーゼルからの改造度が高く水素エンジンの目ざすべき方向である。このシステムを乗用車に応用した武蔵・6号，トラックに応用した武蔵・7号車で，図-9にそれらの外観を示す。またこれに関する古浜ら⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾の最近の研究結果をつぎに示す。

5.1 点火法 水素の圧縮着火は不可能であるので点火装置を備えねばならない。それによって冷間始動にのみ必要な過大圧縮比が避けられるが，最も簡単な装置としてディーゼル始動用グロー（熱面）に噴流を吹きつける方法を試みた。図-10はその特性の一つで，点火を確実にするためには約900℃に熱面温度を保つ必要があり，そのことはセラミックグローでも寿命に問題がある。またスタート時僅かな噴射弁のものがあっても逆火発生の原因になる，グロー通电のため大きいバッテリーを持つ方が安心できる，などからむしろ火花点火を新たに採用した。

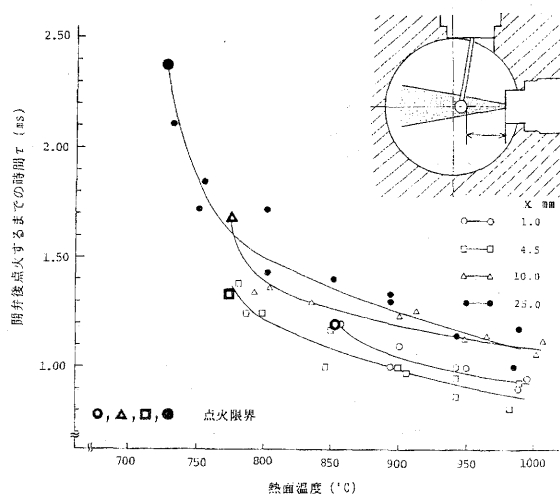


図-10. 点火遅れ特性

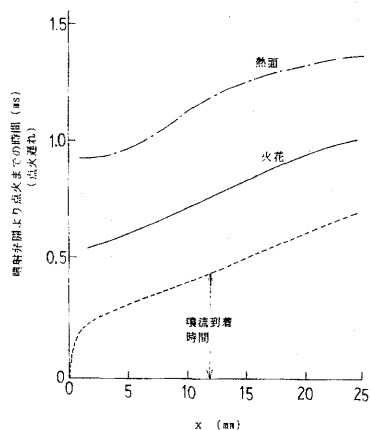


図-11. 熱面とスパークの点火遅れの比較

図-11のように点火おくれは熱面より短かい，それは火花が極めて高温なためである。ただこのときは図-12のように噴射と火花の位相が重要で，Aのように噴流の先端で火花が発生する位相が最良で，Cのように噴流の中程以後は過濃混合気のため点火できない。Aに相当する運転によれば図-13のように点火後の圧力上昇がゆるやかでサイクル毎の爆発も揃っていて良い燃焼状態が得られるこ

火花点火 単噴口ノズル $\phi 1\text{mm}$
 $x=10\text{mm}$ $P_i=3.0\text{MPa}$
 $y=0\text{mm}$ $P_b=1.1\text{MPa}$

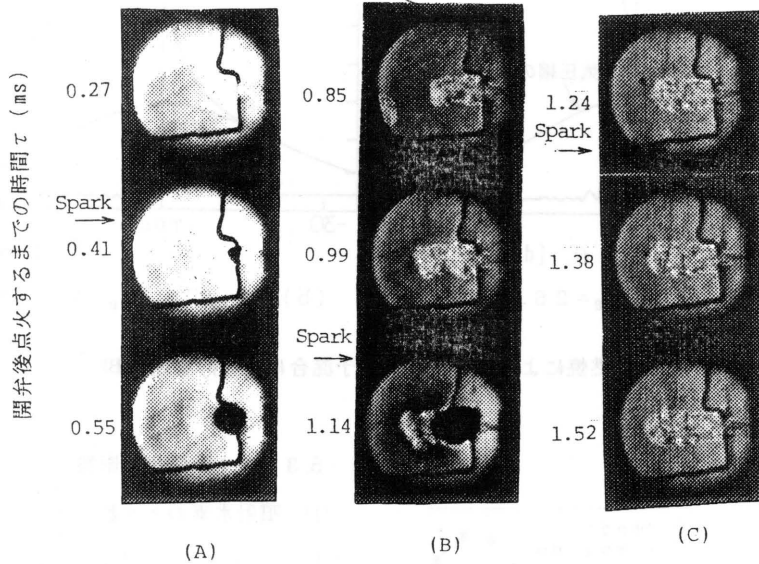


図-12. 点火時期と点火遅れ

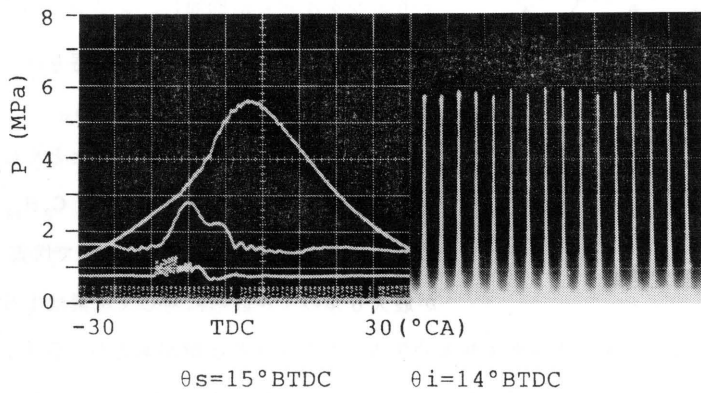


図-13. 代表的火花点火水素エンジン

とがわかった。

5.2 圧力振動制御 高圧噴射法では図-14(a)のように圧力振動が発生する。これはディーゼル燃焼と同様に点火おくれが長く点火時大量の水素が未燃のまま残っていて、それが一時に爆発することによることが種々の実験でわかった。し

たがって火花点火では図-13のように点火おくれが短い条件では振動振幅は小さい。一方熱面の場合の一部の水素を吸気管に入れ、予混合すれば圧縮中熱面で弱い燃焼を起し高温となり、その中に本噴射するので点火おくれは極めて短くなり図(b)のように振動は全く消滅し、図-15のように騒音レベルも下る。この際予混合分の水素だけの空気過剰率 $\lambda_p = 6.5 \sim 7$ 、すなわち最大全噴射量 $\lambda_t = 1$ の約 $1/7$ で消滅し、それを超えれば過早点火になる。この一部予混合法はタンクでの蒸発ガスが回収できる利点も大きい。

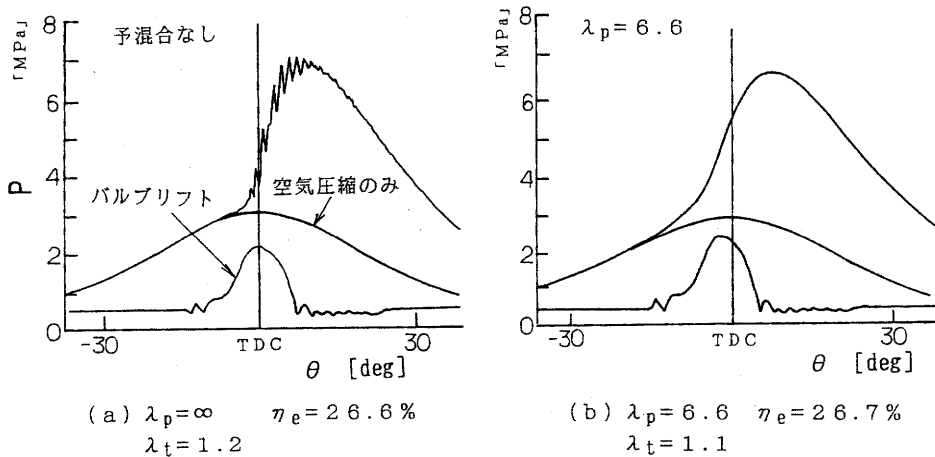


図-14. 燃焼による圧力振動(a)と予混合による抑制効果(b)

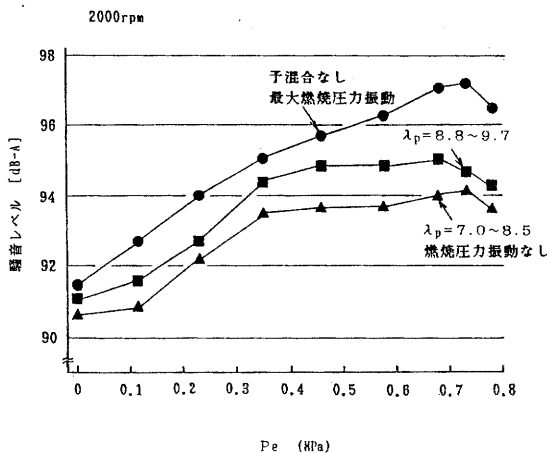


図-15. 騒音レベル測定結果

5.3 モル数変化の影響

(1) 噴射水素のモル数は $\lambda = 1$ では空気の数にも達する。石油蒸気では1.7%に過ぎないのに比し極めて大きく、このモル供給によりエンタルピーが増加し、シリンダ内圧力が上昇する。それによる出力への寄与は、常温8 MPa、噴射で約3.5%である。

(2) 混合気は燃焼後分子が変わるとともにモル数も変る。図-16はガソリン(C_8H_{16} で代表)やディーゼル燃料($C_{16}H_{34}$ で代表)が最大6%のモル数増に対して水素は15%

も減少する。これが水素エンジンの性能低下を来す基本的欠点であるとする誤解があるが、分子比熱はほぼ同じであるので数が少いとその分温度上昇が大きく、結局圧力上昇すなわち性能には無関係であるはずである。図-17は各ガスの物性値より精密な圧力上昇の計算をしたもので同じ燃焼熱 Q_c では定容・断熱圧力上昇がほとんど変わらないことを示す。

5.4 混合性 前述のように比較的低压で低密度の GH_2 が約1.5倍密度で自発火以下の温度の空気に噴射されたとき、全体が良く混合し、完全燃焼が速かに遂行できることはディーゼルエンジンの液体燃料噴射より GH_2 は困難である。

図-18の q_e はある回転角 θ までの燃焼熱 Q_c から壁への伝熱損失 Q_w を引いた有効熱量 Q_e を全噴射 H_2 含熱量 Q_o で割った値で、測定圧 P より計算される。また $dQ_e/d\theta$ を熱発生率と呼ぶ。こ

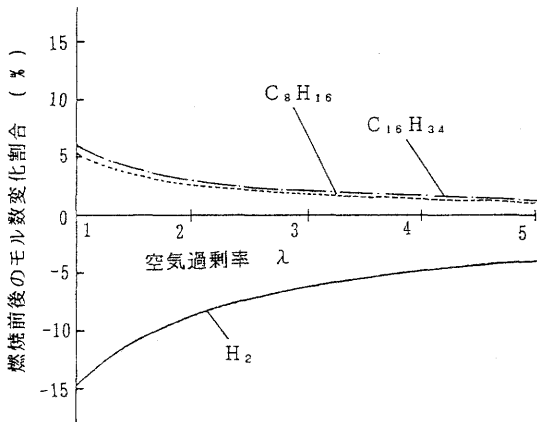


図-16. 燃焼前後のモル数変化割合の比較

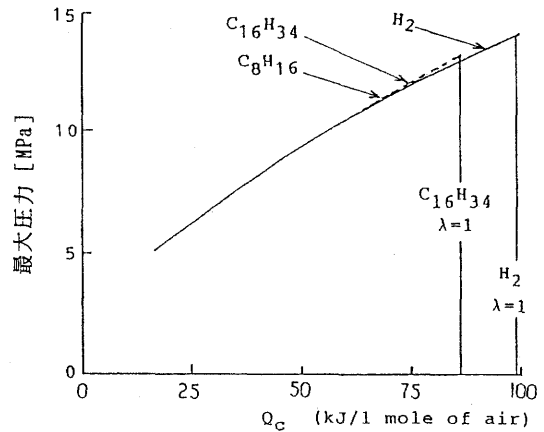


図-17 H₂とC₈H₁₆, C₁₆H₃₄との燃焼圧力の比較

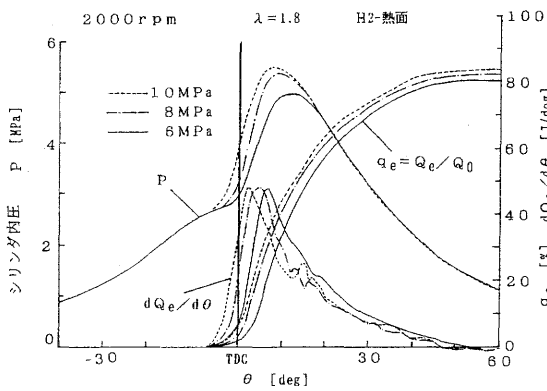


図-18. 水素噴射圧が指圧波形及び熱発生率に及ぼす影響

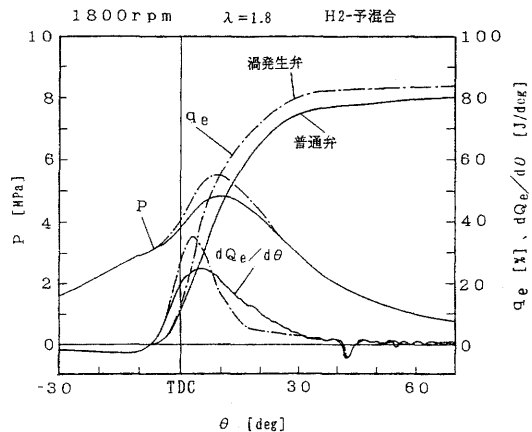


図-19. シュラウド弁により混合気を改善した場合の指圧線図及び熱発生率

れより噴射圧 P_i を高めれば q_e が上り、燃焼性の向上を示す。

また吸気弁裏面に流入空気に方向性を与える衝立てをつけ渦流動を促進したときの効果を示したものが図-19で確かに燃焼が促進されることがわかった。これら2つの実験より高圧噴射では噴流の混合促進対策の開発を要することがわかった。

5.5 伝熱損失 水素の熱伝導率は空気の6.6倍であるが燃焼後の水素は極めて少いのでNusseltの式から計算した結果では燃焼ガスと壁面間の熱伝達率は水素と石油の差は僅かであることがわかった。しかし水素混合気の炎は壁面に一層近づくことも予想できるので、表面瞬間温度変化を実測し、それから毎秒、 m^2 当りの熱流束 q を計算したものが図-20で、曲線の下面積が単位面積当り、1

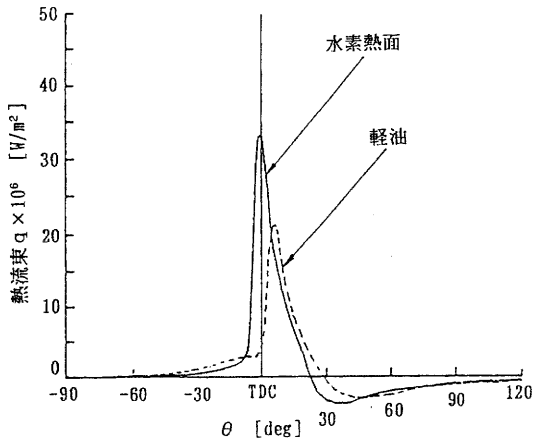


図-20. 水素、及び軽油を使用して機関を運転した場合の熱流束計算結果

- b 高圧 LH_2 ポンプ、 GH_2 噴射・火花点火のいずれかであり、いずれも実用に近づいているが将来の課題としては、
- (i) 低温断熱タンク、 LH_2 ポンプなどの高性能化。
 - (ii) エンジン性能向上。
 - (iii) 各部の制御系の開発。
 - (iv) 自動車の動力・燃料系システムの開発。

文 献

- (1) 古浜庄一, 山根公高, 吉田義孝; 自動車技術会論文集 No.9, 1975. P. 16
- (2) 古浜庄一, Int. J. Hydrogen Energy Vol. 4 P. 571
- (3) S. Furuham, Y. Kobayashi, SAE 820394(1982)
- (4) S. Furuham, Y. Kobayashi and I. Iida, ASME 81-HT-81(1981)
- (5) S. Strobl and W. Peschka, Hydrogen Energy Progress VI, Vol. 3, P. 1161(1986)
- (6) T. Krepec, D. Miele and C. Iisio; Hydrogen Energy Progress VII, Vol. 2. P. 1127, (1988)
- (7) McDonnell Douglas 「HSCT Study Report to NASA Laugley」 87-08
- (8) S. Furuham; ASME-JSME, Thermal Engineering Joint Conf., Vol. 4, P. 1(1983)
- (9) M. Takiguchi et al, Characteristics of Combustion Pressure Vibration in Hydrogen Fuel Injection Hot Surface Ignition Engines, SAE

サイクル間の伝熱損失であり、この場合ディーゼル(軽油)で $Q_w/Q_o \approx 0.11$ で、水素はこの1.3倍に当るのでエンジン性能低下にかなりの影響があり、その対策も一つの課題である。

6. あとがき

水素自動車の将来像は、 LH_2 または軽量化された高圧ガスタンクをもち、エンジンは

- a 低圧・低温(0~50℃)噴射予混合法。

871611(1987)

- (10) 小林春樹, 松下智彦, 古浜庄一, 機論集(B編) 55-511, 1989, P. 895~903
- (11) ピチャン. P., 岩田正, 古浜庄一, 第8回内燃機関合同シンポジウム論文集(320), 1990, P. 435~440