

第 I 期（昭和49～55年度）
サンシャイン計画研究開発成果報告書

水素エネルギー
水素燃料原動機の研究

昭和 56 年 3 月

NEDO 図書・資料室



通商産業省工業技術院
機械技術研究所

大項目	水素エネルギー技術の研究開発
中項目	水素の利用技術の研究
小項目	水素燃料原動機の研究

機械技術研究所

研究目標

1. 水素の燃焼機構を解明するための基礎研究を行い、最適燃焼条件を明らかにする。
2. 実験用容積型機関の各要素の改良研究を行い、実用機の完成のための基礎資料を得る。

目 次

1. はじめに	1
2. 概 要	2
3. 水素特性及び理論的検討	3
3.1 水素の諸性質	3
3.2 水素-空気系のサイクル計算	13
4. 水素の乱流混合と燃焼に関する基礎的研究	16
4.1 まえがき	16
4.2 混合過程	17
4.2.1 定常噴流の特性	17
4.2.2 非定常噴流の特性	27
4.3 着火過程	34
高温雰囲気中の着火温度と着火遅れ	34
4.4 燃焼過程	43
4.4.1 定容 容器内の燃焼特性	43
(1) 断熱火炎温度と平衡組成	43
(2) 定容燃焼器による燃焼時間計測	48
4.4.2 排気ガス中のNOについて	50
4.5 まとめ	63
5. 単気筒機関による研究	64
5.1 まえがき	64
5.2 吸気管内連続噴射方式の運転特性	66
5.3 吸気管間欠噴射方式の運転特性	75
5.4 第三弁方式機関の試作・運転実験	86
5.4.1 水素供給方式の理論的検討	86
5.4.2 機械式第三弁機関の運転実験	95
5.4.3 電磁式第三弁機関の運転実験	103
(1) 電磁式第三弁装置の開発	103
(2) 運転実験	109
5.5 水素添加による機関性能	118
5.5.1 水素-ガソリン	118
5.5.2 水素-アルコール	125
5.5.3 水素-アルコール-水	129

5.6	まとめ	132
6.	本研究成果からの最適な水素（往復動）機関への指針	134
7.	おわりに	136
	研究成果一覧表	137

1. は じ め に

現在のエネルギーシステムは、燃料と電力を二本の柱にした複合システムであって、両者の特徴を組合せた形になっている。このうちの燃料油は、現用の石油の価格上昇及びその資源の枯渇が予想され、これに代る永続的な大量のエネルギー源の開発が必要になっている。燃料をつくる方式は、現在のような化石燃料を加工する形とは異なり、熱エネルギーを直接・間接に利用して合成しなければならない。この合成燃料のうちで最も簡単なものが水素である。水素燃料は次の特徴をもっている。

- (1) 原料に資源的な制約がない。
- (2) クリーンな燃焼が容易である。
- (3) 燃焼生成物は主に水であり自然のサイクルを乱すことがない。
- (4) 効率良いエネルギー輸送ができる。
- (5) エネルギー貯蔵の一方法になりうる。
- (6) 広汎な用途がある。

水素をエンジンの燃料に用いる場合、対象とするエンジンとしてまず、容積型原動機いわゆるピストンエンジンが挙げられる。容積型原動機は高度に発達し、自動車用、農工用その他の比較的小容量の原動機を独占した形である。また船用及び発電用として1シリンダ当り4000PS級の大容量機関まで用いられている。これは、サイクル最高温度2500℃以上という他種熱機関では考えられない高温がとりうること、それがもたらす本質的な熱効率の高さと、高比出力及び耐久性の高い構造がとり易いという長所が活された結果である。このように容積型内燃機関は熱効率や動力性能の面で極めて優れているが、その排気による大気汚染は重大な問題になっている。しかし、それは主として化石燃料（石油）を使用することに起因するものであるから、この原動機型式を大気汚染源の観点から放棄するのは得策でなく、クリーンエネルギーを用いることで対処するのが一つの進み方と考える。すなわち、現用型式機関に水素燃料が使用できるよう改造すること、水素に対する最適な型式の内燃機関への発展を推進すべきである。

このほか水素燃料エンジンとしてスターリングエンジンやガスタービンが考えられ、それぞれ水素燃料を用いる利点を有している。しかし、前者はまだ実用エンジンとしての実績が少ない将来型のものであり、後者は現時点で熱効率が低く、発展途上のエンジンでかつ小容量熱機関として不利な点をもっている。

以上の諸点を総合的に判断し、水素燃料エンジンとして火花点火機関を取上げ、異常燃焼防止、燃焼衝撃の低減、NO_x生成の抑制等を目標に研究を行った。そのほか水素と他種燃料を同時に用いる多種燃料方式もとあげた。なお、水素燃料は金属水素化物から得ることを想定している。

2. 概 要

本研究はメタルハイドライドに貯蔵された水素燃料を自動車用原動機に用いる際の機関設計に必要な資料を供することを目的にして開始した。

機関設計に必要な項目にはガス状水素の空気との混合特性、燃焼特性など比較的基礎的な研究、及び実際の水素原動機を考えた水素の供給方法、実験機関の試作、この機関の動力特性、排気ガス特性、燃焼特性等応用的な研究をそれぞれ必要な実験装置を使って行った。

基礎的な研究は、理論的検討の後、衝撃波管あるいは燃焼ポンペを用い、機関内へ行う水素ガスの噴射をシュミレートした定常噴流及び非定常噴流の貫通、拡散過程を調べた。

また衝撃波によって生じた高温雰囲気中に水素ガスを噴射し、着火及び燃焼特性を求め、 NO_x の発生についても探求した。更に機関の燃焼室模型による実験も行い、高圧状態での燃焼特性を明らかにした。

ここで使う水素ガスの性質と、機関性能の向上を求めた第三弁式機関を試作するために、単気筒機関を使う応用研究を行った。ここで述べる水素原動機は、現在使用されている容積形機関の使用を前提にして、水素ガスへの変換に伴う変更を行うことにした。単気筒機関を使い、スムーズに実験を行えるように第三弁（水素噴射弁）の開発、吸・排気弁の試作等、機構を含めた水素ガスの噴射条件、出力制御法、燃焼特性、及び動力特性を調べた。

同じく単気筒機関を使い、吸気管へ水素ガスを連続的に供給する手段、あるいは間欠的に供給する手段により生ずる運転上の問題点を求めた。更に、ガソリンあるいはアルコールを主燃料にして、水素ガスを添加した場合の効果についても調べた。

以上の研究内容から、水素燃料原動機の確立を図った。

3. 水素の諸特性及び理論的検討

3.1 水素の諸性質

水素は古くからその性状および燃焼特性が調べられ、その文献数は非常に多い。さらに最近では新エネルギー源の一つとして再び注目され、水素の諸特性に関する要約¹⁾や報告書²⁾も少ない。

ここでは特に水素を原動機の燃料に利用する場合に不可欠なデータとして、水素ガスの物理的性質、熱化学特性および最も基本的な燃料特性を主に図表にまとめ、現用の一般的な燃料であるガソリンとの比較を示す。

水素ガスの物理的性質

水素ガスの物理的性質を空気と比較した結果を表 3.1.1 に示す。図中の各数値の比較から、下記の特徴があげられる。

(1) 分子量が小さいから、比重量は非常に小さく、空気の約14分の1である。

(2) モル比熱および比熱比はほぼ空気と同じであるが、定容、定圧比熱は(1)の性質から、空気の14倍である。

(3) 粘性係数は空気の約1/2であるが、動粘性係数は比重量の影響を受けるから、(1)の性質より逆に約7倍大きくなる。したがって、Re数一定において他のガスより流速が大きく、高速まで層流を維持する。

(4) 熱伝導率は空気の約7倍大きく、ガス冷却の効果が期待できる。

(5) 拡散係数が大きい。(1)の性質も含めると、水素漏洩時の拡散速度が大きいことから、安全性の点から利点となる。

(6) 液体への溶解度は非常に少ないが、貴金属などの特殊金属への吸着性が高い。この性質が金属水素化物(メタルハイドライド)としての水素の貯蔵の基本となるものである。

表 3.1.1 水素ガスの物理的性質^{1)~5)} (0°C, 1 atm)

* 1 kg f/cm²

気 体	水 素	乾き空気
分 子 量	2.016	28.964
比 重 量 g/l	0.08987	1.2931
ガス定数 kg·m/kg·°C	420.55	29.27
空気に対する比重	0.0695	
融点(融解熱) °C(cal/g)	-259.3(14)	
沸点(蒸発熱) °C(cal/g)	-252.8(107)	
臨 界 温 度 °C	-239.9	-140.7
// 圧 力 (atm)	12.8	37.3
// 密 度 g/cm ³	0.0310	0.312
*定 圧 比 熱 kcal/kg·°C	3.403	0.240
*定圧モル比熱 kcal/kmol·°C	6.84	6.95
*定 容 比 熱 kcal/kg·°C	2.417	0.171
*定容モル比熱 kcal/kmol·°C	4.85	4.96
*比 熱 比	1.409	1.402
粘 性 係 数 μ kg·sec/m ²	0.8566×10 ⁻⁶	1.7580×10 ⁻⁶
動粘性係数 cm ² /s	0.935	0.133
*熱 伝 導 率 kcal/m·h·°C	0.151	0.0208
*温度伝導率 m ² /h	0.511	0.0693
*プラントル数	0.684	0.71
拡 散 係 数 cm ² /sec	0.611 (空気中) 0.550 (CO ₂ 中)	0.178 (酸素の空気中への拡散)
音 速 m/s	1260	331
液体中への溶解性	僅少	
固体中への //	Pd, Pt, Ni, Ti, Fe では吸蔵大	

熱化学特性

燃料としての水素ガスの、主に理論混合比における熱化学特性をイソオクタンと比較した数値を表 3.1.2 に示し、理論比より希薄混合比の結果を図 3.1.1 に示す。図および表より、下記の特徴が得られる。

(1) 希薄混合比から理論比に近づけると、混合気中の水素の占める体積割合が増加し、理論比では約30%となる。これはイソオクタンの1.65%に比し非常に大きく、吸気効率の低下の要因となる。

(2) 単位重量当りの発熱量は大きいが、単位体積当りの発熱量がイソオクタンの約1/20となり、 $\lambda < 2$ の混合気単位体積当りの発熱量は水素の方が劣り、理論比で約15%の減少となる。この性質は水素の共給法の問題だけでなく、水素燃料の貯蔵法についても重要である。

(3) 上記(1)、(2)から、空気の単位容積容器内へ水素を噴射する方法にすると、発熱量は逆に、水素の方が大きくなる。

(4) 燃焼前の混合気の体積に対する燃焼後の体積は、理論混合比イソオクタンでは約58%増加するが、水素では逆に約15%減少する。これは容積型機関では避け難い。

水素の燃焼特性

水素－空気予混合気の定圧下の燃焼特性を要約して表 3.1.3 に示す。表中のデータはNACA Rept.1383の推奨値⁹⁾が主体であるが、最低自発火温度¹⁰⁾および発火遅れ¹¹⁾の特性も付記した。各燃焼特性に影響を与える基本的な条件として、混合気の混合比、初期温度と圧力および初期温度依存性の欄には、これらの値を増加させた場合の傾向を示し、不活性ガスの欄は、空気中の窒素割合と同等の不活性ガスを添加した場合の特性値の大きい順序を示す。さらに各因子の影響の詳細の傾向および具体的な数値については表 3-1～3-3

表 3.1.2 燃料の熱化学的性質の比較^{6)～8)}

燃料	水	イソオクタン
項目		
密度	0.0899g/l (0°C, 1 atm)	0.692kg/l (20°C Liquid)
分子量	2.016	114.22
理論混合比 空燃比(体積) " (重量)	2.382 34.21	59.5 15.09
混合気中の燃料 の体積割合	29.57 %	1.65%
低位発熱量		
体積基準	2,580kcal/m ³	
重量	28,670kcal/kg	Gas {10,672kcal/kg Liquid {10,599kcal/kg
理論混合気1 l 当 りの発熱量	0.763kcal/l	0.900kcal/l (Gas)
理論における燃焼 前後の体積変化	14.8%減	5.8%増
空気1 l 筒内に理 論混合比となるよ うに水素噴射した 場合 発熱量	1.082kcal/l	0.915kcal/l

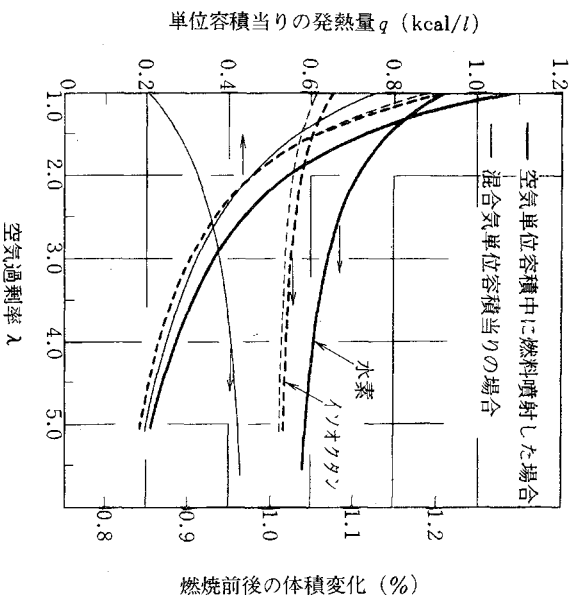


図 3.1.1 熱化学特性への混合比の影響

表 3.1.3 水素 — 空気混合気の燃焼特性^{9) ~ 17)}

特 性 項 目	常温・常圧下における 最大・最小値 混合比 (vol%)		理論比に おける値	圧 力 依 存 性 P_0	初 期 温 度 依 存 性 T_0	不活性ガスの影響	備 考	参照図及 び表番号
断熱火炎温度 T_{ad} °C	2 130°C	30.9%	2 114°C	上昇(理論比付近) 変化なし(理論比以外)	最大値付近 $T_{ad} \cong T_{ad,300} + 0.5(T_0 - 300)$ 上記以外 $T_{ad} \cong T_{ad,300} + (T_0 - 300)$			表3-1 図3-1~ 3-2
層流燃焼速度 S_u cm/s	310cm/s	43.0	215cm/s	$S_u \propto P^{0.16}$ (図3-5)	$S_{u,max} = 0.09908 T_0^{1.413}$ (図3-4)	He>N ₂ >Ar (燃焼温度一定条件) (図3-6)		表3-2 図3-3~ 3-6
可 燃 限 界 (燃料体積割合)	4.0~75%			$P > 20\text{atm}$ 拡大 $P = 12 \sim 20\text{atm}$ で最小 の可燃範囲の存在 (図3-7)	拡 大 (図3-8)	N ₂ >CO ₂ (図3-9)	伝播の方向性を有す る	図3-7~ 3-9
消 炎 距 離 d_q cm	0.057cm	29.5	0.057cm	$d_q \propto P^{-1.051}(\phi=0.5)$ $P^{-1.138}(\phi=1.0)$ $P^{-1.097}(\phi=2.0)$ (図3-11)	減少 (C ₃ H ₈ fuel 例より)	He>Ar>N ₂ >CO ₂ (図3-12)	$d_q \propto (PS_u)^{-1}$ $d_{0,q} \cong (1.2 \sim 1.5)d_q$ $d_{0,q}$: 消炎直径	図3-10~ 3-12
最小点火エネルギー E_{min} mJ	0.019mJ	30.0	$\approx 0.02\text{mJ}$	$E_{min} \propto P^{-2}$ (図3-13)	$\log E_{min} \propto \frac{1}{T_0}$	He>CO ₂ >N ₂ >Ar (図3-15)	$E_{min} \propto d_q^2$ (図3-14)	図3-13~ 3-15
最低自発火温度 T_i °C	434~561*			$P > 1\text{atm}$ 減少 $P < 1\text{atm}$ 増加 (図3-16)		CO ₂ >Ar>N ₂ ⁽¹¹⁾	発火の基準および装 置により値に差があ る(表3-3) *混合過程を含む結 果である	表3-3 図3-16
発火遅れ時間 τ_i msec	混合比依存性小さい (図3-19)			減少 (図3-17)	減少 (図3-18)		$\ln \tau_i \propto \frac{E}{RT_i}$ E : 活性化エネルギー R : ガス定数	図3-17~ 3-19
爆 ぎ ょ う 速 度	2 150m/s	53.6%	1 850m/s	依存性小	依存性小		爆ぎょう限界 (18.3~59.0% fuel)	図3-20

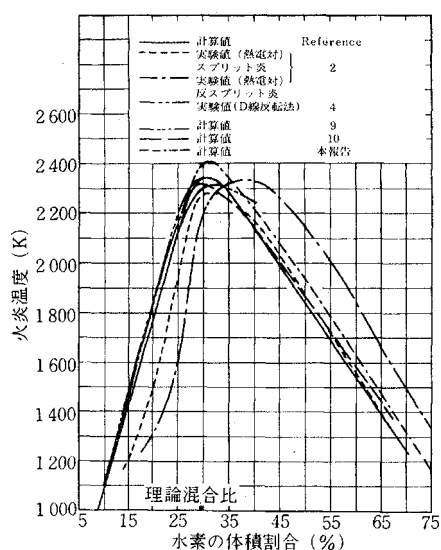


図 3 - 1 火炎温度への混合比の影響⁹⁾

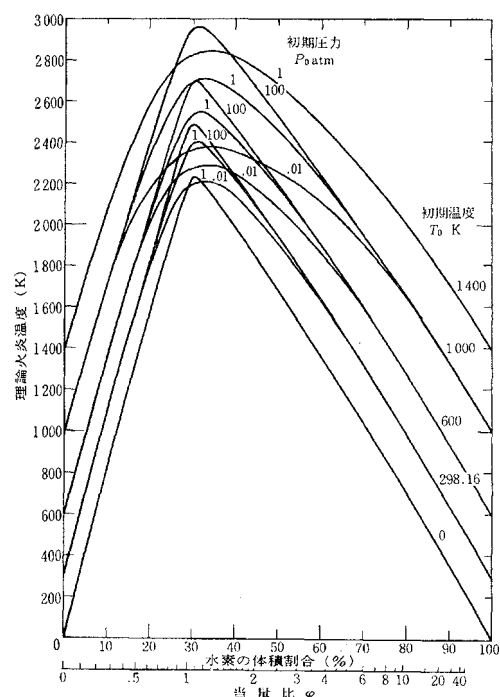


図 3 - 2 火炎温度への初期温度および圧力の影響の計算結果⁹⁾

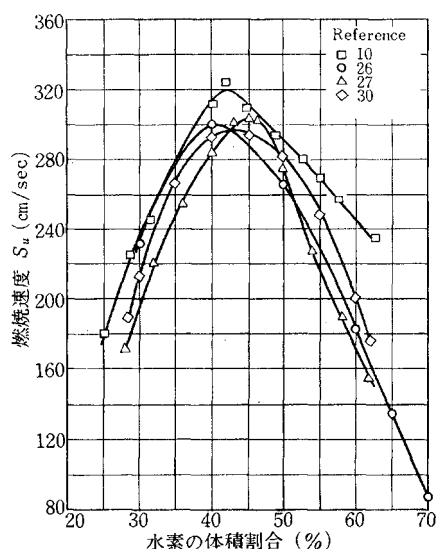


図 3 - 3 燃焼速度への混合比の影響⁹⁾

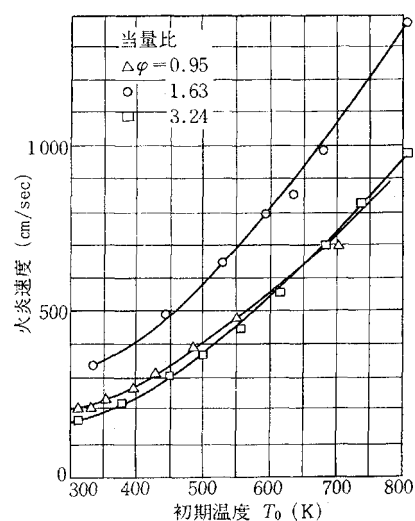


図 3 - 4 火炎速度への初期温度の影響¹²⁾

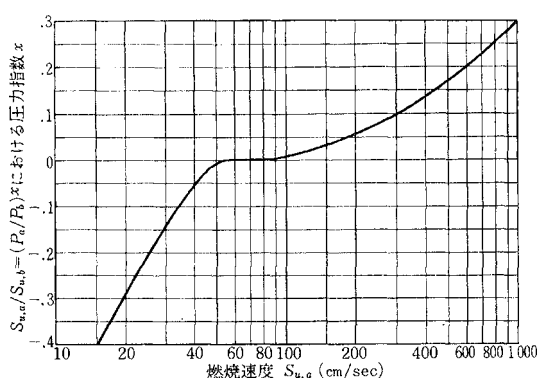


図 3 - 5 燃焼速度への圧力の影響⁹⁾
(文献(26))

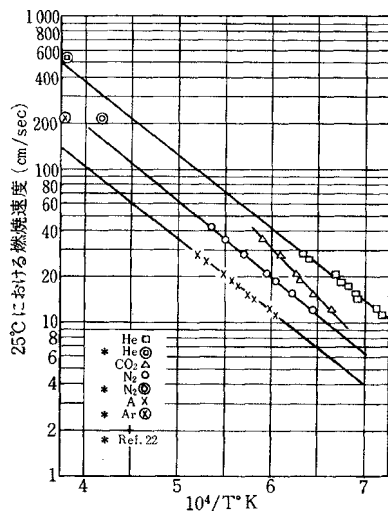
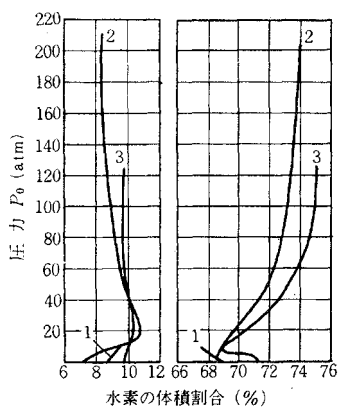


図3-6 燃焼速度への不活性ガスの影響¹³⁾
(当量比1.0, 不活性ガス量
= 空気中の窒素ガス量)



1: 下向, 2: 水平, 3: 球 (中央点火)

図3-7 可燃限界への圧力の影響¹⁴⁾

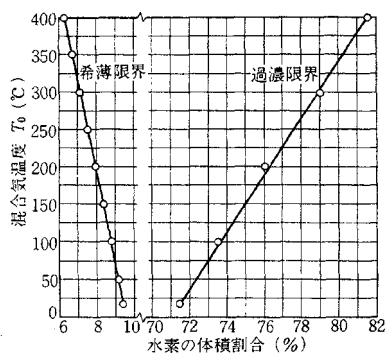


図3-8 可燃限界への初期温度の影響⁹⁾
(下向, 文献(45))

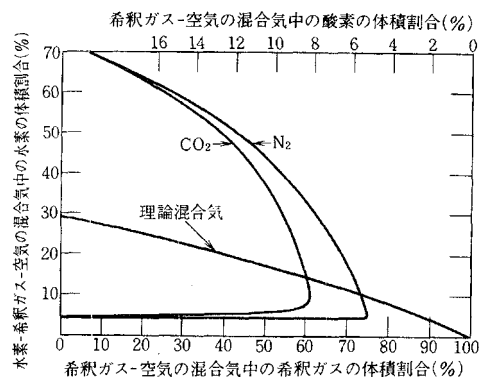


図3-9 可燃限界への不活性ガスの影響¹⁴⁾
(Coward & Jones,
室温・大気圧条件)

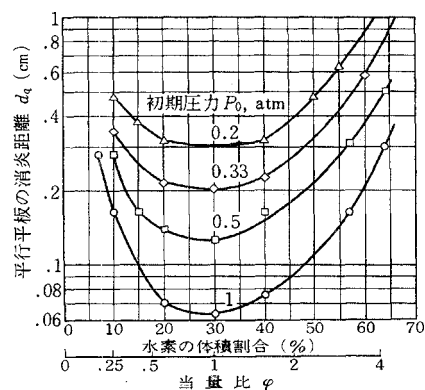


図3-10 消炎距離への混合比の影響⁹⁾
(文献(37))

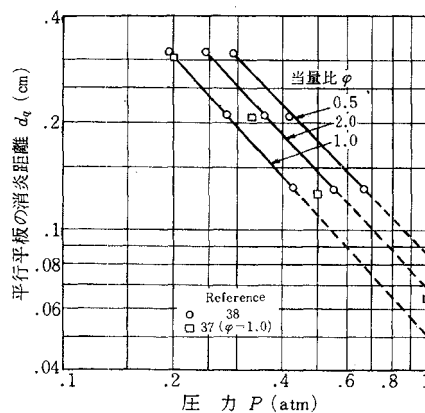


図3-11 消炎距離への圧力の影響⁹⁾

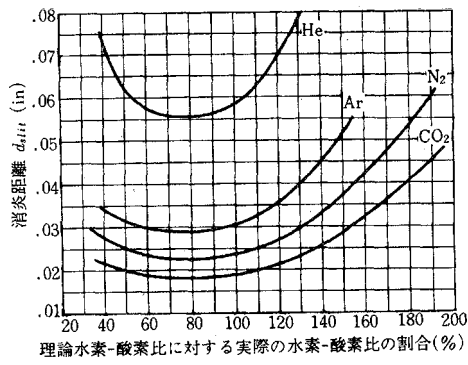


図3-12 消炎距離への不活性ガスの影響⁹⁾

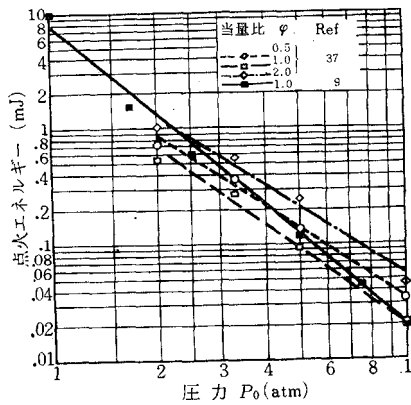


図3-13 点火エネルギーへの圧力の影響⁹⁾

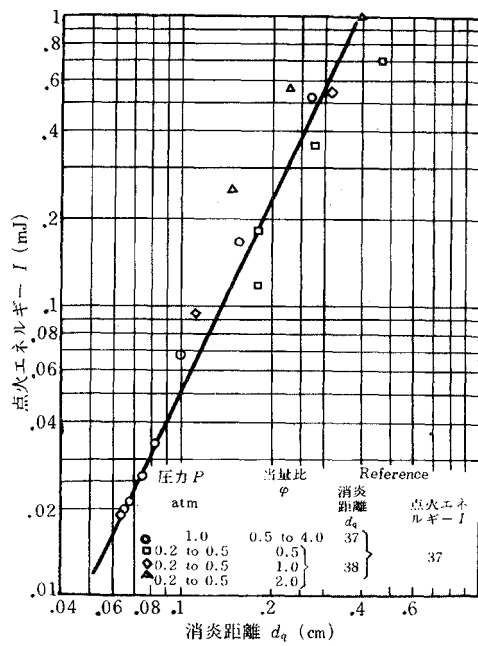


図3-14 平行平板における消炎距離と点火エネルギーの関係⁹⁾

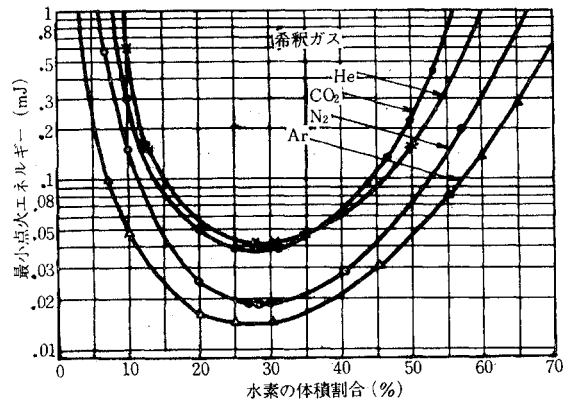


図3-15 点火エネルギーへの不活性ガスの影響¹⁵⁾

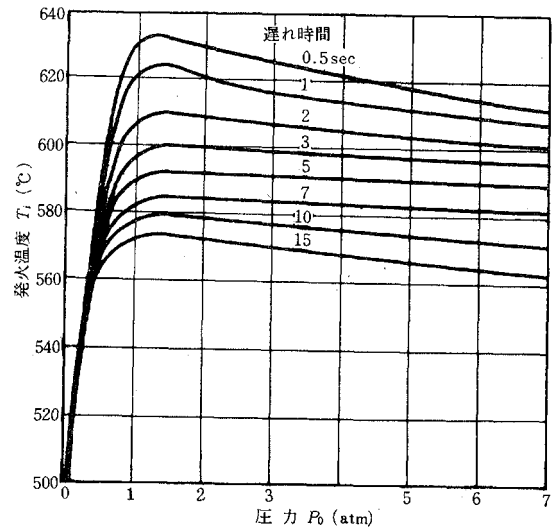


図3-16 最低自発火温度への圧力の影響¹¹⁾
(Coward (17) より)

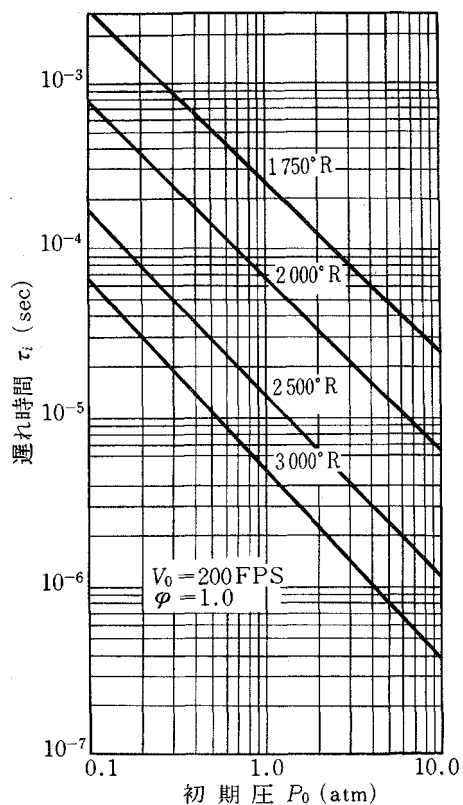


図 3-17 発火おくれへの圧力の影響¹⁶⁾

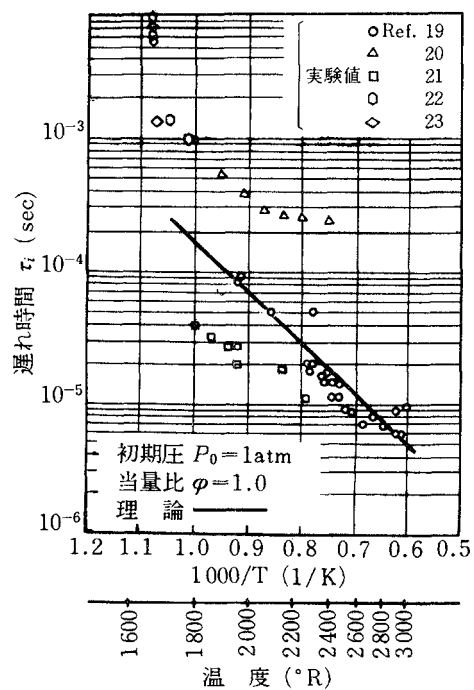


図 3-18 発火おくれへの温度の影響¹⁶⁾

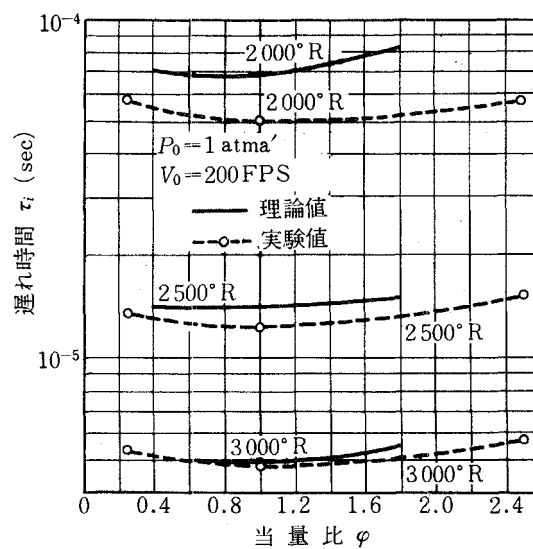


図 3-19 発火おくれへの混合比の影響¹⁶⁾

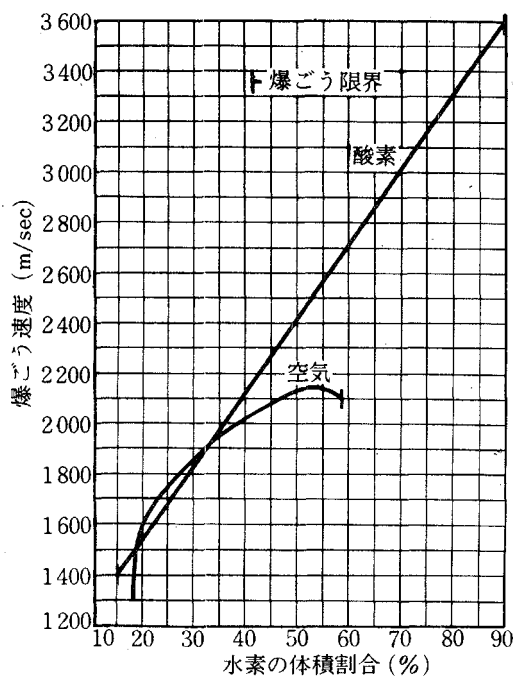


図 3-20 爆ごう速度への混合比の影響⁹⁾

図 3-1~3-20 に示してある。ただしこれらの表および図中の文献番号は、各表および図の原論文中の参考文献番号である。また表 3.1.3 中の常温、大気圧の各特性値をガソリン、イソオクタンおよび n -ヘプタンの値と比較した結果を表 3.1.4 に示す。ここで最低自発火温度は同一装置での測定した NACA Rept. 1,300¹⁸⁾ の数量で比較してある。表 3.1.3~3.1.4 より、水素の燃料特性を現用機関の燃料の特性と比較すると、下記のように要約される。

- (1) 可燃範囲が非常に広い。
- (2) 層流燃焼速度は現用燃料より約 8 倍大である。
- (3) 断熱火炎温度が高い。
- (4) 最小点火エネルギーは約 $1/13 \sim 1/15$ である。
- (5) 消炎距離が $1/3 \sim 1/4$ である。
- (6) 最低自発火温度が高い。

表 3-1 火炎温度の測定および計算結果⁹⁾
(初期圧 = 1 atm, 初期温度 = 25°C)

研究者・年代	文献	理論混合比における火炎温度, K	最高火炎温度, K	最高温度時の水素の体積割合 %
実 験				
Passauer, 1930	2	2263	2283	31
Jones, Lewis, and Seaman, 1931	4	2203	2318	31.6
Morgan and Kane, 1953	3	2220	...	...
理 論				
Lewis and von Elbe, 1935	7	...	2320	31.6
Friedman, 1919	8	2375	...	...
Fean, 1951	9	2345	...	...
Morgan and Kane, 1953	3	2380	...	...
Gaydon and Wolhard, 1953	6	2373	...	...
Burwasser and Pease, 1955	10	2315	...	...
This report	...	2387	2403	30.9

表 3-2 燃焼速度の測定結果⁹⁾ (大気圧, 室温)

研究者・年代	文献	装 置	火炎面位置の判定	測 定 法	理論混合比における燃焼速度 cm/sec	最大燃焼速度 cm/sec	最大燃焼速度時の水素の体積割合 %
Michelson, 1889	15	円筒バーナー	直接可視	全 面 積	230	277	40
Ubbelohde and Hofsass, 1913	16	"	"	円 錐 高 さ	153	200	45
Ubbelohde and Koelliker, 1916	17	"	"	"	155	200	46
Bunte and Steding, 1928	18	" , 冷却	"	"	190	258	40
Bunte and Litterscheidt, 1930	19	円筒バーナー	"	"	185	266	42
Passauer, 1930	2	" {冷却, 大気シャ断	"	"	167	210	44
Corsiglia, 1931	20	" , 冷却	"	近 似 面 積	200	285	42
Jahn, 1934	21	" , 冷却	"	円 錐 高 さ	187	267	43
Smith and Pickering, 1936	22	円筒バーナー	"	炎 面 の 角 度	170	252	42
Friedman, 1949	8	" , 冷却	...	{補正した円錐の高さ	177	...	...
Bartholomé, 1949	23	ノズルバーナー	直接可視	炎 面 の 角 度	...	320	42
Calcote, Barnett and Irby, 1949	24	円筒バーナー	か げ 写 真	切頭体の面積	213	317	42
Fenn and Calcote, 1953	25	"	"	...	170	...	...
Morgan and Kane, 1953	3	ノズルバーナー, 冷却	シュリーレン	面 積	215	...	...
Burwasser and Pease, 1955	10	{円筒バーナー, 冷却, 大気シャ断	か げ 写 真	炎 面 の 角 度	230	320	42
Manton and Milliken, 1956	26	球形容器	シュリーレン	火炎直径と圧力	232	300	41
Fine, 1956	27	円筒バーナー, 冷却	"	全 面 積	193	304	45
Heimel, 1956	30	" , 冷却	"	"	206	207	43

表 3-3 最低自発火温度の測定法および結果¹¹⁾

方法	研究者	水素の体積割合 %	発火温度℃	備考
1	Emich (1)	28.5	609	
2	Mallard and Le Chatelier (2)	28.5	550	
2	Taffanel and Le Floch (3)	28.5	590	350ccの容器
2	Taffanel and Le Floch (3)	28.5	625	9 ccの容器
2	Prette (4)	29.7	467	24cc, 100ccの容器
3	Dixon and Crofts (5)	28.5	571	
3	Tizard (6)	—	410	
4	Holm (7)	—	470	
4	Dixon (17)	—	630	遅れ時間 0.5sec
4	Dixon (17)	—	572	" 15sec
4a	Bloch (8)	30	608	乾き混合気
4a	Bloch (8)	30	613	湿り "
5	Moore (9)	—	—	
5a	Goldmann (10)	—	580-590	
6	McDavid (11)	29	700	
6	Withe and Price (12)	27	715-860	
7	Silver (13)	20	930	直径 0.2cm の球
8	Coward and Wheeler (15)	—	800	直径 0.5cm の球

方法¹⁷⁾ 1. 最高温度のわかっている燃焼管のなかに混合気をとおす。

2. 混合気を既知温度の容器に導入する。

3. 混合気を断熱的に圧縮し、温度は圧縮前後の圧力もしくは体積から計算する。

4. 両方のガスを別々に同心円筒のなかで加熱しておき、ある既知温度のもとに混合する。

4a. 両方のガスを別々に最高温度の直前まで加熱しておき、きわめて急速に混合させ、ただちに最高温度にもってゆく。

5. 燃料液滴もしくは可燃性ガスのながれを、空気もしくは酸素のはいつている既知温度の場所に導入する。

5a. 可燃性ガスのながれと空気もしくは酸素のながれとを既知温度に加熱しておき、相互にぶっつけあわせる。

6. 混合気をシナボン玉のなかで既知温度の白金線で点火させる。

7. 既知温度に加熱した物体をなげこんで混合気を点火させる。

8. 既知温度に加熱した金属棒をさし入れて混合気を点火させる。

上記した水素の諸特性から、現用機関に単に燃料を水素とした場合の運転特性を説明できる部分は、後述するように多い。しかし、容積型機関では、高温、高圧下の非定常燃焼であり、さらに流れ場（スキップやスワール）や混合過程の影響も受ける。したがって、運転特性をさらに詳細に説明するために、未だ十分でないこれらの燃焼特性のデータの蓄積も必要である。

参考文献

- 1) たとえば、荻須、燃料協会誌、54巻583号（1975）909
- 2) 西独政府監修、（海上訳）、自動車用新代替燃料、（1976）

表 3.1.4 燃 料 の 燃 焼 特 性¹⁸⁾

** 19)

燃 料 名	水 素 ⁹⁾	イソオクタン	n-ヘプタン	ガ ソ リ ン	
				73オクタン	100オクタン
分 子 量	2.016	114.22	100.21		
比 重 (15°C/15°C)	0.6952	0.696	0.688		
沸 点 (°C)	-252.8	99.2	98.4		
蒸 発 熱 (cal/g)	107	64.9	75.4		
燃 焼 熱 (kcal/g)	28.67	10.67	10.72	10.70**	
理 論 混 合 比 (vol.%)	29.5	1.65	1.87	1.3**	
可 燃 限 界 (vol%)	下限界	4.0	1.1	1.50	1.45
	上限界	75.0	6.0	7.6	7.4
最低自発火温度 (°C)	571	447	247	298	456
引 火 温 度 (°C)		-13	-4.0		-38
燃 焼 速 度 (cm/s)	最大値	310	38		38
	混合比 (vol%)	43.0	1.93		($\phi=1.06$)
断熱火炎温度 (°C)	2 130	1 960	1 940		
点 火 エ ネ ル ギ (mJ)	最小値	0.019	0.28		
	$\phi=1.0$	0.020	0.29		0.25**
消 炎 距 離 (cm)	最小値	0.057	0.18		
	$\phi=1.0$	0.057	0.20		0.25**

- 3) 日本機械学会編, 機械工学便覧, 改訂第5版, (1965)
- 4) 佐藤, 物理定数推算法第6版, 丸善, (1972)
- 5) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 改訂第3版, (1975)
- 6) Perry, J.H. edited, Chemical Engineers' Handbook 3rd edition McGraw-Hill Book, (1950)
- 7) 古浜他, 自動車技術会論文集No.6. (1973), 12
- 8) 水谷, 燃焼工学, 森北出版, (1977)
- 9) Drell, I. L. and Belles, F.E. NACA Report 1383 (1958)
- 10) Mullins, B.P., Spontaneous Ignition of Liquid Fuels, Butterworth Scientific Pub.(1955), 67
- 11) Jest, W. (translated by Croft, H.O.), Explosion Combustion Processes in Gases, McGraw-Hill Book, (1946) 36
- 12) Snyder, A.D. and Skinner, G.B., Comb. and Flame 7, (1963) 390
- 13) Kaskan, W.E., 6th Symp. (Internl.) on Combustion, (1957), 134
- 14) Coward, H.F. and Jones, G.W., Bur. Mines Bull., 503 (1952), 155
- 15) Lewis, B. and von Elbe, G., Combustion, Flames and Explosions of Gases, Academic

Press (1961)

- 16) Momtchiloff, I.N. et al., 9th Symp. (Internl.) on Combustion (1963) 220
- 17) 熊谷, 燃焼, 岩波全書, (1976) 93
- 18) Barnett, H.C. and Hibbard, R.R., edited, NACA Rept. 1300 (1957) 257
- 19) 日本自動車研究所, サンシャイン計画委託調査研究成果報告書 (1974 ~ 1978)

3.2 水素-空気系のサイクル計算

水素を燃料として用いる場合の原動機の熱力学的サイクルを検討しておくことは、機関性能を把握するうえで必要である。本研究では四サイクルガソリン機関の適用性から出発しているから、オットーサイクルを熱力学的サイクルの代表例として選択した。

オットーサイクルの計算法については教科書に空気サイクル、または燃料-空気サイクルの取扱いが記述されている。しかし水素を燃料として燃料-空気サイクルを考慮すると従来の計算法を直接利用できない部分がある。

本研究では圧縮行程中の水素噴射量の計算 (5.4.1 参照) や定容燃焼の火炎温度及び平衡濃度の計算 (4.4.1 参照) などを取扱っているから、これらを利用した燃料-空気サイクルを記述する。

サイクル計算は圧縮、爆発 (等容燃焼)、膨張及び排気過程の4行程の計算となる。(例えば図3.2.1の1-2, 2-3, 3-4, 4-1が各々の行程に対応する)。はじめに圧縮行程初期の圧力、温度を与えて、断熱圧縮行程を考える。この過程の任意の時期、時間に水素噴射を考慮し、これによる圧力、温度変化のほかには比熱比の温度及び組成変化も考慮する。この計算は別節の水素供給方式の理論的検討の頃で記述されているので、詳細の説明は省略する。次に圧縮行程終了時の圧力、温度、及び水素空気の混合比をもとに定容燃焼の平衡計算から燃焼圧力、温度、平衡組成及び燃焼ガスの比熱比を求める (4.4.1 参照)。更に膨張過程の任意のクランク位置における圧力、温度は計算キザミで1ステップ前の圧力、温度及び比熱比を用いて断熱膨張過程より求め、その温度、圧力をもとに平衡組成及び比熱比を求めた。この方法により膨張行程を逐次計算した。

本サイクル計算に使用したエンジン条件は後述の第三弁機関の仕様を用い、行程容積 425 cc, 圧縮比 5.6, である。また水素噴射量の計算上の調整は、噴射圧力及び噴射時期を一定として、噴射期間または弁有効面積等により行った。

図3.2.1(a), (b)に容積と圧力及び温度の関係、 PV 及び TV 線図を示す。噴射圧は 100 kgf/cm^2 一定として、水素噴射時期が下死点 (図中 A) 及び上死点前 30°CA (図中 B) の二種類を示してある。水素温度は噴射時期に無関係に常温一定としているため、噴射時期が早い下死点噴射の方が圧縮仕事を受けるために温度・圧力共に高くなる結果となっている。

図3.2.2は混合比が異なる場合の燃焼圧力 P_{max} , 燃焼温度 T_{max} , その圧力及び温度における平衡 NO 濃度, 更には PV 線図からの仕事量と行程容積から平均有効圧 P_{th} , 爆発行程 (2-3) と排気行程 (4-1) からの熱の収支から計算した熱効率 η_{th} を示す。理論混合比 (約30%水素体積) より希薄になると

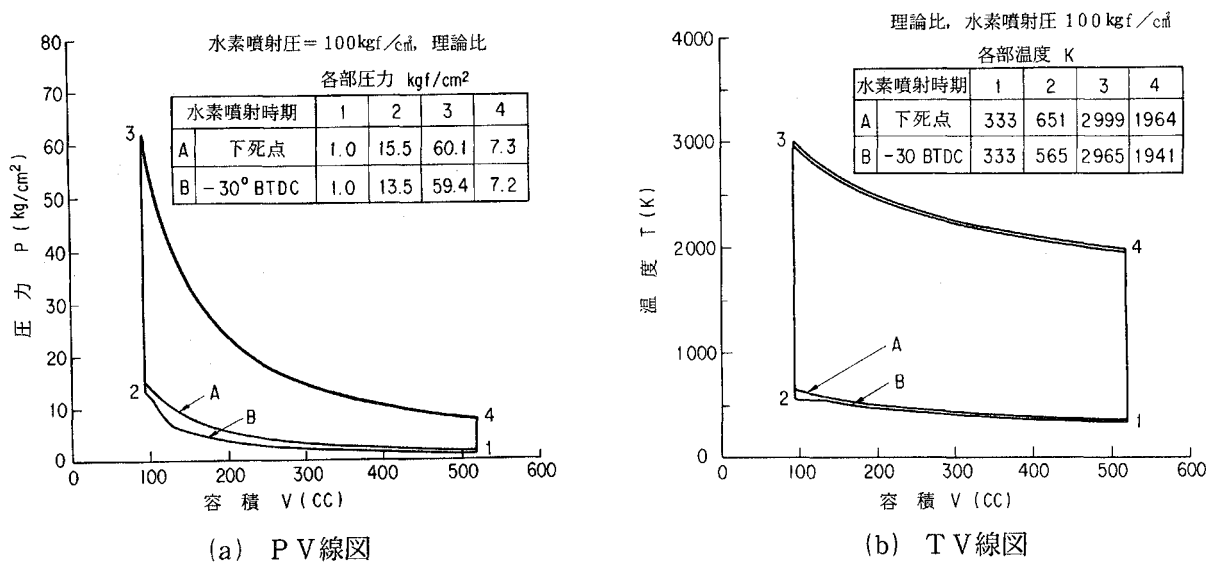


図 3.2.1 噴射時期の影響

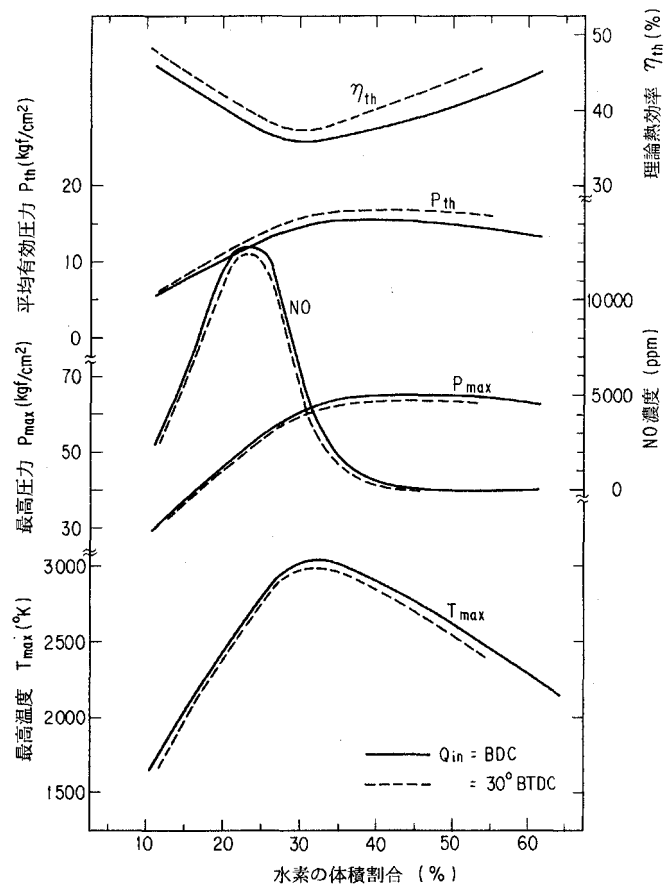


図 3.2.2 混合比に対する諸特性

熱効率は空気サイクルに近づく。一方過濃混合比において燃焼圧力及び有効圧力が低下の程度が小さいことは、本計算では水素噴射型の計算を行っているので、空気量一定の計算となる。それゆえ水素濃度が高いほど過給効果が大きくなり燃焼圧力が低下しないためであろう。また水素－空気燃焼で問題となる NO_x については、水素体積 22～23 % 付近に最高 NO 平衡濃度をもつことがわかる。図 3.2.3(a)(b)は図 3.2.2 の代表的な濃度における P V, T V 線図であり、図 3.2.4 はサイクル計算の代表的な位置における比熱比を混合気濃度に対し示したものである。図 3.2.4 より燃焼温度の高い理論混合比付近において燃焼ガスの比熱比 K_3 , K_4 は小さくなる。また水素の比熱比は空気の比熱比とほぼ同じ値をもつ。これらの点から比熱比の変化は水素－空気系においては温度依存性の影響が大部分を占めることがわかる。

上記のサイクル計算は理想的過程によるものであり、実際の過程とは異なるし、また実用的でない範囲の計算も含んでいるが、水素－空気混合気系における概略的な数値は把握できた。

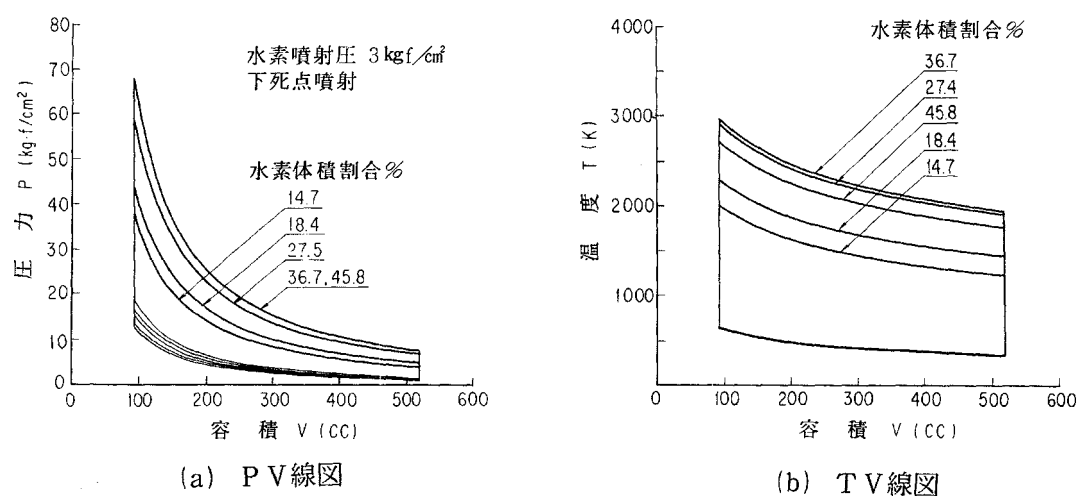


図 3.2.3 混合比の影響

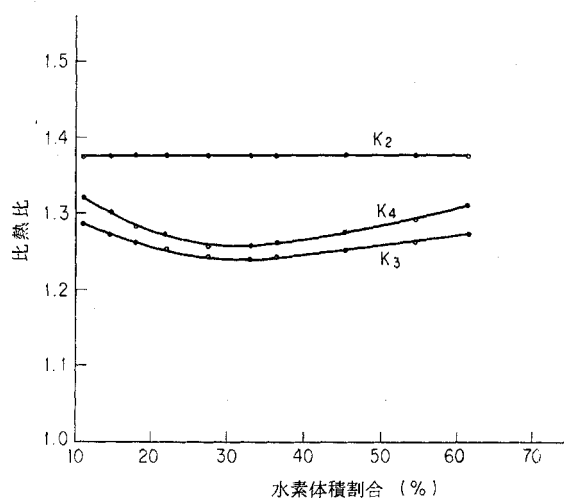


図 3.2.4 各位置の比熱比

4. 水素の乱流混合と燃焼に関する基礎的研究

4.1 まえがき

メタルハイドライドなどから得られる気体水素を燃料として往復動内燃機関を運転する場合、水素をいかなる形で燃焼室へ供給するかによって NO などの有害成分の排気特性を含む運転性能が大きく左右されることが、多くの機関運転実験でこれまでに明かにされてきた。これまでに試みられて来た水素供給方式には、

- (1) 吸気管連続供給方式
- (2) 吸気管間欠噴射方式
- (3) 筒内直接噴射方式

などがあり、これらの具体的な供給方法およびこれらに付随する機関運転上の特性については「単気筒による研究」の項で詳述してあるので省略し、ここでは各供給方式に見られる水素と空気の混合から燃焼に至る過程を概説した上で、本項の実験目的並びに実験結果を示すことにする。

往復動点火式内燃機関において筒内での混合気形成状態が、点火後の火炎伝ば過程を決定し、ひいては機関の運転性能をも支配すると言ってよい。そのため水素と空気の混合過程を把握しておくことは水素の供給方式の選択・設計する上からも重要な意義を持つと思われる。

吸気管内連続供給方式は吸気管内に水素を連続的に噴出しておき、吸気弁の開放により筒内に混合気を導くもので、点火後火炎はほとんど予混合状態の混合気中を伝ばすると考えられる。一方、筒内直接噴射方式は空気を筒内に吸入した後の圧縮行程中に水素を第三弁を通して直接筒内に噴射するもので、噴射時期、噴射時間、点火時期などによって混合気形成状態は異なるが、点火後火炎はかなり不均質な混合気中を伝ばすることになる。吸気管間欠噴射方式は吸気弁の開放と同期して、吸気弁近くの吸気管内に水素を噴射する方式で、混合気の形成状態は上記二方式の中間に属すると考えてよいであろう。

このような水素と空気の混合から着火後の火炎伝ばの様子を理論的に予測することは現在のところ極めて困難である。また実験的に調べるとしても、これら現象は余りにも複雑過ぎる。このためこの様な現象を解明し、水素燃料機関の設計資料を提供するには、流れ場を比較的簡単にし、実験観測する必要がある。

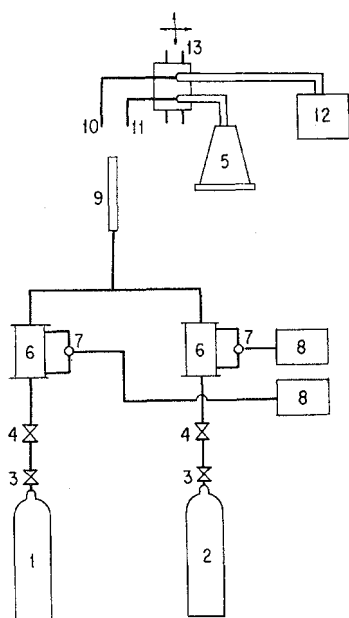
本項は 4.2 混合過程、4.3 着火過程、4.4 燃焼過程から成っており、4.2 混合過程では水素と空気の基本的な混合現象を調べるため、密度の異なる気体を静止空气中に噴出した時の定常噴流並びに非定常噴流の特性を観測した結果を、4.3 着火過程では衝撃波管を利用して作られる高温酸化剤中へ噴出された水素噴流の着火から火炎伝ばの様子を調べた結果を、4.4 燃焼過程では筒内での燃焼を模擬した燃焼室実験と水素燃料原動機から排出される唯一の有害成分である NO の重要な測定技術になりつつある波長可変半導体レーザを用いた NO 濃度測定法についての実験結果を示す。

4.2 混合過程

4.2.1 定常噴流の特性

前述の通り吸気管連続供給方式では吸気管内の静止した空気中に水素を連続的に噴出して形成される水素・空気混合気を筒内に導く。この場合、筒内に導入される水素・空気混合気の状態は水素噴出位置によって変化する。このため静止空気中に定常的に水素が噴出される流れ場を正確に把握しておくことは水素噴出位置を決定する際の重要なデータを提供するであろう。また今までに多くの研究が定常噴流について行われて来たが、それらのほとんどは同一気体間におけるもので、水素・空気のように密度が大きく異なる場合については余り研究は行われていない。

本実験では、密度の異なる気体中に噴出される定常噴流の基本的特性を調べる目的で、ヘリウムあるいは水素を空気で希釈することによって噴出気体の密度を変化し、それを静止気体空気中へ円管を通して噴出した時の濃度、速度分布を測定した結果に理論的考察を加えて示す。



1. Helium or Hydrogen gas bomb
2. air bomb
3. valve
4. flow control valve
5. manometer
6. laminar flow meter
7. differential pressure gauge
8. digital volt meter
9. nozzle
10. sampling tube
11. Pitot tube
12. Helium or Hydrogen gas analyser
13. traverser

図4.2.1.1 実験装置

実験装置と実験方法

使用した実験装置の概要を図4.2.1.1に示す。ヘリウムあるいは水素と空気は、それぞれ高圧ボンベ1,2に貯えられており、調圧弁3、絞り弁4を介して放出する。噴出気体と空気の流量は、それぞれ前もって十分検定した層流形流量計6で測定する。この流量計の差圧は、ひずみゲージ式差圧変換器7で測定し、この値を常にデジタル式電圧計8で表示しボンベ圧力の変動などによる流量変動が生じないように監視する。噴出気体と空気は、流量計を通過した後十分混合されて、円管ノズル9から噴出される。流速は、外径0.8mmφ、内径0.6mmφのステンレス管で製作したピトー管とベッツ形マノメータを用いて測定する。一方噴出気体濃度は、同一内外径のステンレス管で製作したサンプリング管と熱伝導式ガス分析装置を用い

て測定する。このピトー管とサンプリング管は微動トラバース装置に設置されている。なお本研究では、おもに相似領域に注目して実験を行った。

実験結果と考察

流れと直角な断面図の速度分布と密度分布

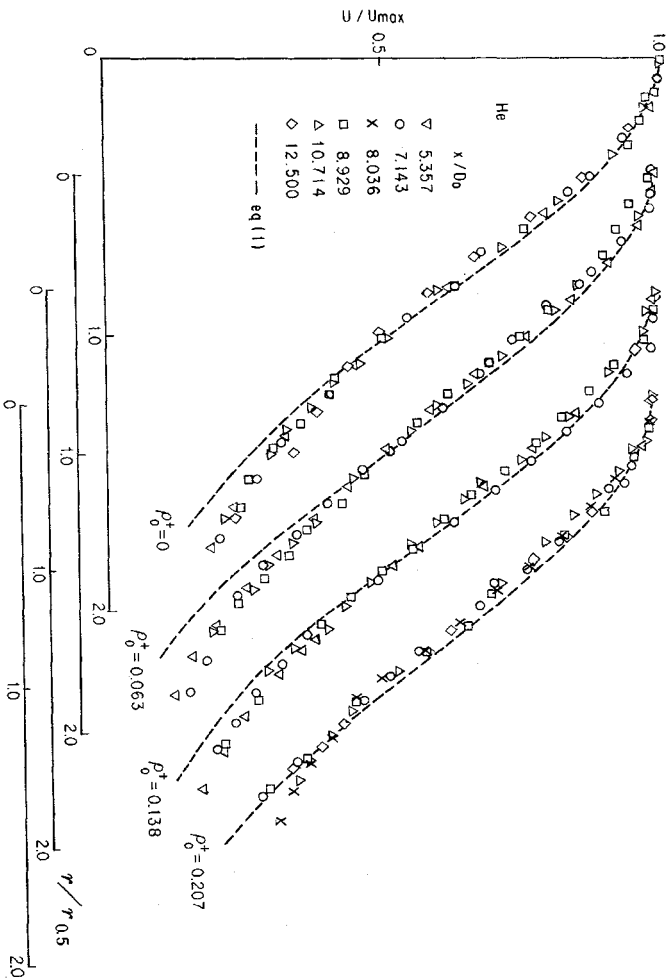


図 4.2.1.2 半径方向の速度分布 (ヘリウム)

図 4.2.1.2, 図 4.2.1.3 は噴出気体 (ヘリウム, 水素) の密度を変えた場合の流れと直角な横断面の速度分布を表わしている。横軸は, 速度の半値半径 $r_{0.5}$ で無次元化した半径を表わし, 縦軸は中心速度 $u_{\max}$ で無次元化した速度を表わしている。図中 ρ_0^+ は, 噴口における噴出気体の無次元密度で, $(\rho_{\text{air}} - \rho_0) / (\rho_{\text{air}} + \rho_0)$ を表わしている。図中の破線は

$$u/u_{\max} = \exp \{ - (r/r_{0.5})^2 \log e \cdot 2 \} \quad (1)$$

なるガウス分布式を示している。噴口からの無次元距離 x/D_0 が 5.357 以上の本実験範囲では, ρ_0^+ の値にかかわらず速度分布は相似であり, しかも式 (1) のガウス分布式で近似できる。 x/D_0 がこの程度の値で, 相似領域となるのは, 長い円管ノズル (長さ/直径 = 85) を用いているからである。なお円管ノズル内の流速分布の測定は困難であるので行っていないが, 実験を行っているレイノルズ数が 4,250 ~ 3,450 であるので, 円管ノズル出口付近では, 十分発達した乱流速度分布が得られているものと思われる。

図 4.2.1.4, 図 4.2.1.5 は, 流れと直角な横断面における密度分布を示している。図の横軸は, 密度の半値半径で無次元化した半径を表わし, 縦軸は中心の値で整理した無次元密度を表わしている。図中の破線は

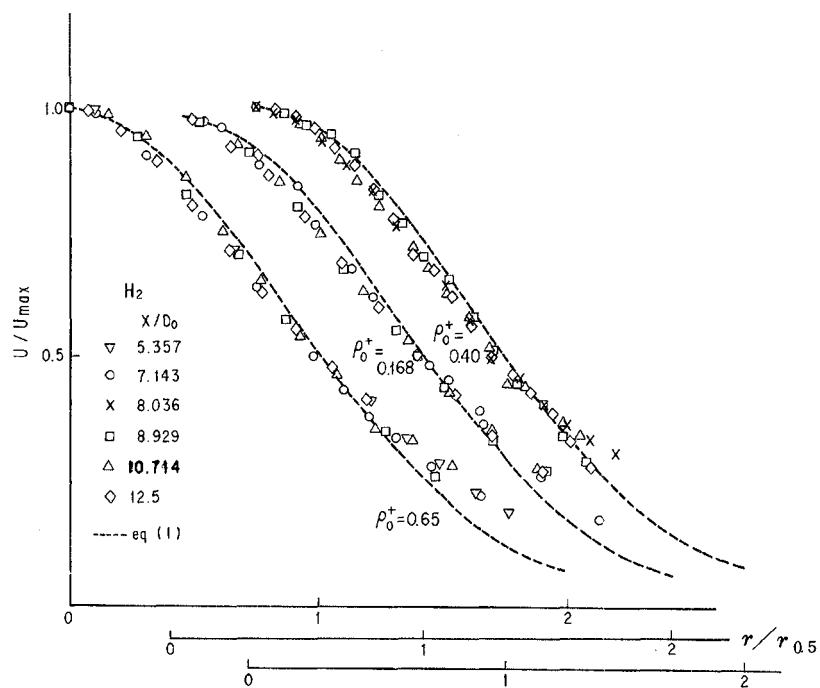


図4.2.1.3 半径方向の速度分布（水素）

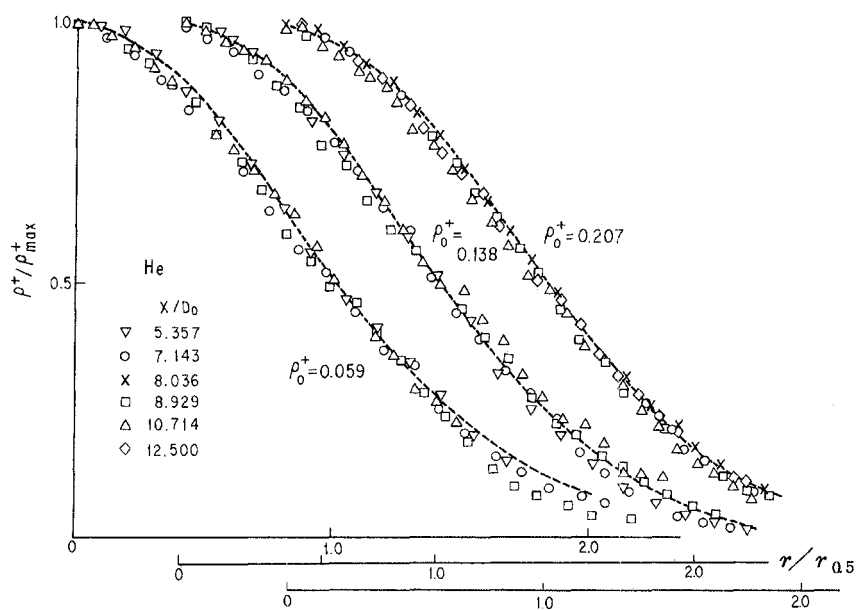


図4.2.1.4 半径方向の濃度分布（ヘリウム）

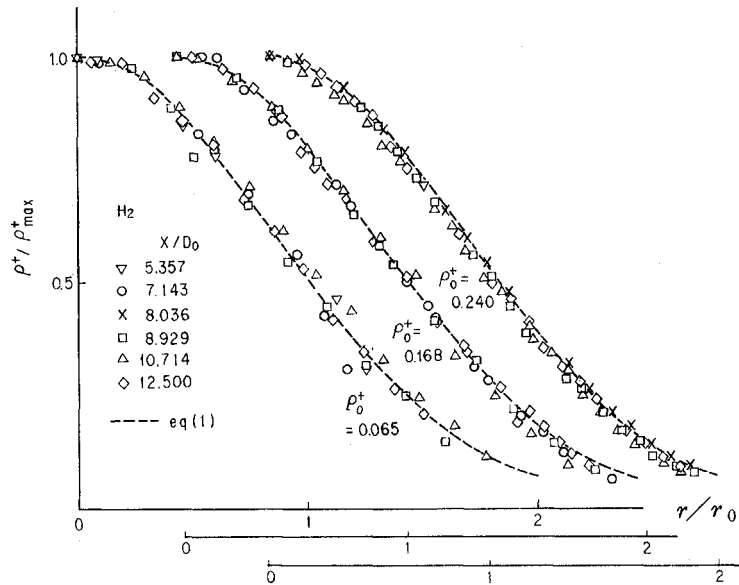


図4.2.1.5 半径方向の濃度分布（水素）

$$\frac{\rho^+}{\rho_{\max}^+} = \exp \left\{ - \left(\frac{r}{r_{0.5}^+} \right)^2 \log_e 2 \right\} \quad (2)$$

なるガウス分布式を表わしている。図4から、密度分布も本実験範囲では相似であり、式(2)で示されるガウス分布で近似できる。

なお、周囲と異なる成分の気体を噴出させた場合、噴口から十分離れた領域で速度分布や濃度分布が相似となることは、Keagy-Weller²⁾, Aihara^{1), 5)}らの研究ですでに知られている。ただし、Keagy-Weller, Aiharaらは、半径方向距離を噴流の流れ方向距離で無次元化して整理しているが、このようにすると直感的に分布の拡散傾向は把握しやすいが、噴出気体の種類や流出速度、噴口形状などによって分布形状に差異を生ずる。そこで本論文では、半径方向距離を半値半径⁸⁾で無次元化する方法を採用することによって、噴出気体の密度によらず、速度、密度の半径方向分布が一本の曲線で整理できることを示した。

このように噴出気体の違いにより、速度分布、濃度分布の相似性は失われず、一方の噴出気体についてのみ論じれば十分であるので以下においてはヘリウムの場合について議論を進めることにする。

噴流のひろがり

図4.2.1.6は、速度および無次元密度の半値半径 $r_{0.5}, r_{0.5}^+$ の流れ方向の変化を示している。図4.2.1.6から明らかなように、 $r_{0.5}, r_{0.5}^+$ の値はともに流れ方向に直線的に増加していく。また、噴出気体と周囲気

体との密度差が大きくなると、 r_{05}, r_{05}^+ の値の増加率が大きくなっていくことがわかる。いま、この関係を

$$r_{05} = K_u (x - x_1) \quad (3)$$

$$r_{05}^+ = K_\rho (x - x_1^+) \quad (4)$$

と表わし、実験点から最小二乗法で求めた直線の勾配を示す速度および密度の拡散係数 K_u, K_ρ ならびに極とよばれる仮想原点 x_1, x_1^+ を求めると図 4.2.1.7 のようになる。図 4.2.1.7 から拡散係数の値は、噴出気体の密度が小さくなると、しだいに増加する傾向があ

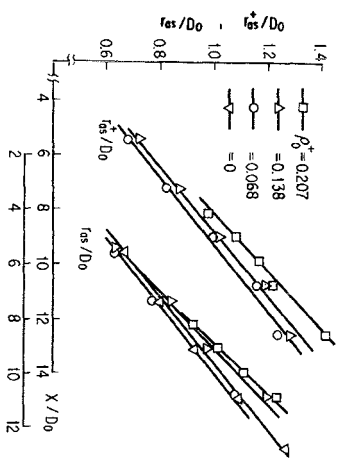


図 4.2.1.6 速度および無次元密度の半値半径

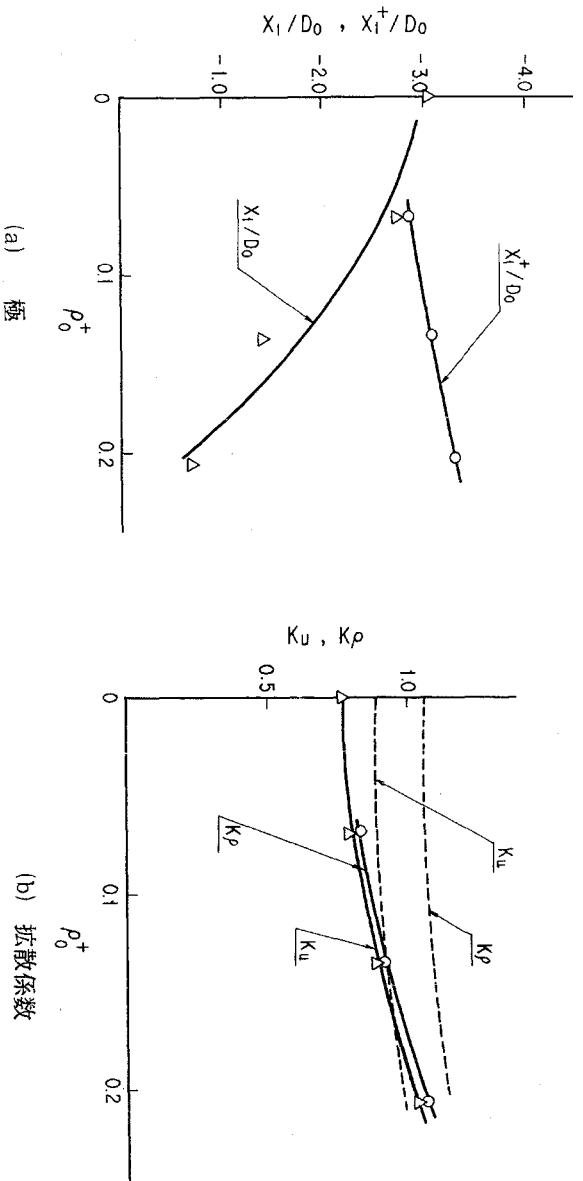


図 4.2.1.7 拡散係数と極

り、しかも K_ρ のほうが K_u よりも大きい値を示す。一方、 x_1 の値は噴出気体の密度が大きくなると減少し、 x_1^+ の値は噴出気体の密度が小さくなると減少する傾向をもっていることがわかる。ところで、岡本らは噴出気体として高温り空気をを用いた実験を行い、 K_ρ と K_u の値に対して

$$K_u = 0.090 (\rho_r / \rho_0)^{0.13} \quad (5)$$

$$K_\rho = 0.107 (\rho_r / \rho_0)^{0.13} \quad (6)$$

なる実験式を提案している。⁷⁾ この関係は、図中破線で示されている。 K_ρ の値が K_u よりも大きいことや、噴出気体の密度が減少すると、 K_ρ と K_u の値が増加することなどの傾向はよく一致するが絶対値は一致しない。これは、岡本らの実験は噴出気体の温度と密度の両方が周囲気体と異なっているのに対し、本実験は噴出気体の密度と気体の成分が周囲気体と異なっていることが原因であると考えられる。

各断面の速度と無次元密度の最大値

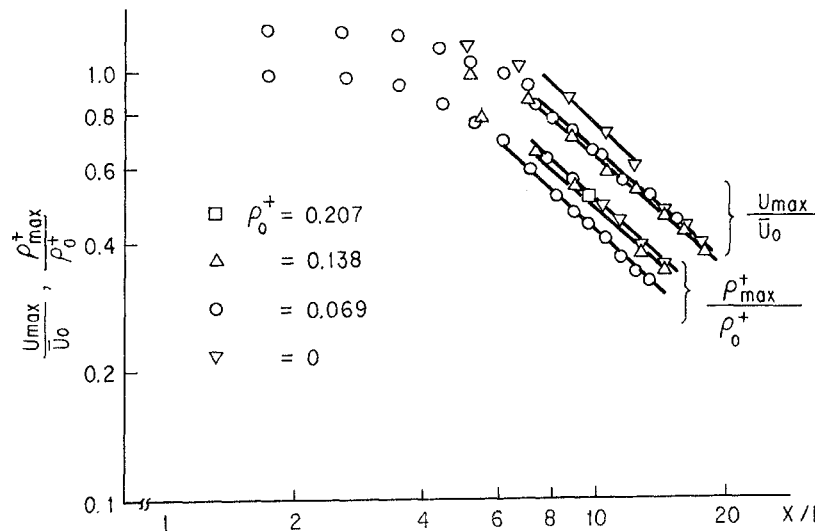


図4.2.1.8 速度と無次元密度の最大値

図4.2.1.8は、噴流の流れ方向の無次元距離 x/D_0 と流量計測値から求まる平均流速 $\bar{u}_0$ で無次元化した最大流速 $u_{\max}$ および噴口出口の値 ρ_0^+ で整理した無次元密度の最大値 $\rho_{\max}^+$ の関係を示したものである。図4.2.1.8から、 x/D_0 がほぼ6.0より大きくなると $u_{\max}/\bar{u}_0$ および $\rho_{\max}^+/\rho_0^+$ の値は、直線的に減少していくことがわかる。ここでは ρ_0^+ の値が大きくなるほど、同一の x/D_0 に対して $u_{\max}/\bar{u}_0$ の値は小さくなり、 $\rho_{\max}^+/\rho_0^+$ の値は大きくなっていくことがわかる。これらの傾向は、高温空気噴流に対する岡本らの実験結果⁹⁾や異種成分気体噴流に対するKeagy-Weller²⁾、Aihara¹⁾ら、江良-斉間の実験結果³⁾と一致する。なお x/D_0 が6.0より小さい発達領域において $u_{\max}/\bar{u}_0$ の値が1.0より大きいのは、円管ノズル出口の速度分布が平滑でなく発達した乱流管内速度分布をもっているからである。

流れと直角な横断面の質量流量分布とエントレイメント

図4.2.1.9は、流れと直角な横断面の質量流量分布 $(\rho u)/(\rho u)_{\max}$ を示している。この実験範囲では、 ρ_0^+ の値にかかわらず質量分布は相似形を示しており、しかもガウス分布式

$$(\rho u)/(\rho u)_{\max} = \exp \{ -(r/r_{0.5}^*) \log_e 2 \} \quad (7)$$

によく近似できることがわかる。また各断面上でこの値を積分し、噴口から流出する流量を差引いたエントレイメント流量を求めたものが図4.2.1.10である。図4.2.1.10から x/D_0 が7.0以上の領域では、エントレイメント流量の流れ方向への増加は直線的であることがわかる。しかも、無次元密度 ρ_0^+ の値が大きくなるほど、 x/D_0 が同一の値に対するエントレイメント流量の値は大きくなる。ところが、噴口から十分離れた領域の密度は周囲流体の密度と等しいものとし、この領域と噴口出口とのあいだで運動量の式を適用して導かれる等価直径 $D_0 (\rho_0/\rho_{\text{air}})^{1/2}$ を用いて図4.2.1.10を整理し直すと図4.2.1.11のようにエントレイメント流量の流れ方向の増加の傾向は一つの曲線で示される。

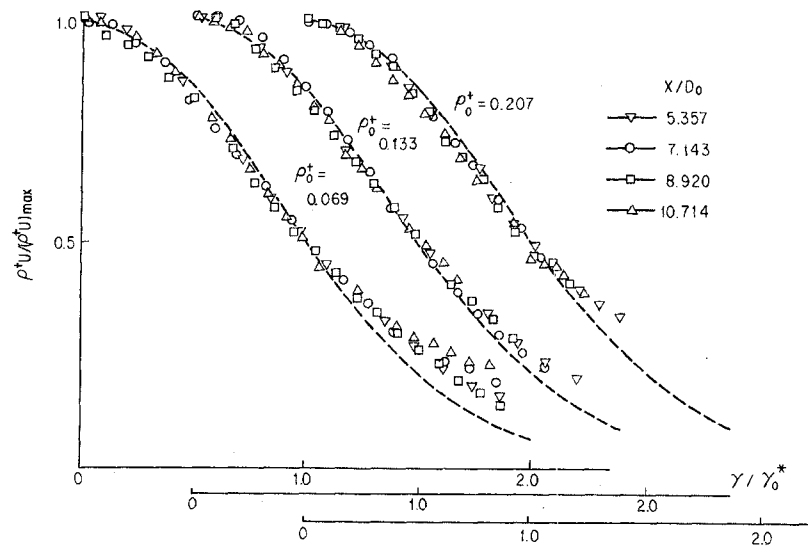


図4.2.1.9 質量流量分布

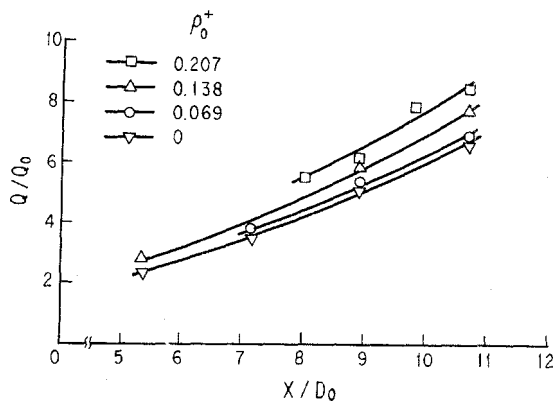


図4.2.1.10 エントレイメント流量

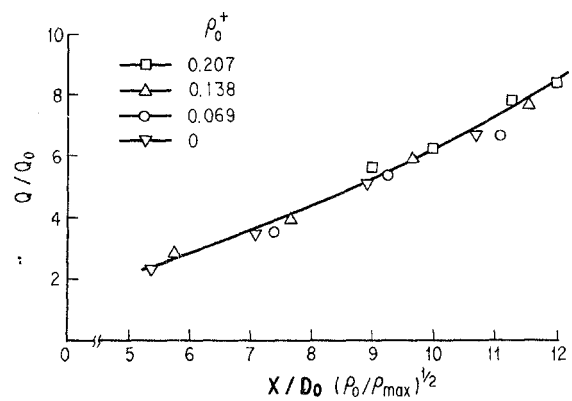


図4.2.1.11 等価直径で整理したエントレイメント流量

乱流動粘性係数と乱流シュミット数

周囲気体と噴出気体の密度が同一の自由噴流の乱流動粘性係数は

$$\varepsilon = 0.025 r_{0.5} u_{\max} \quad (8)$$

で与えられることはよく知られている⁸⁾。式(8)をそのまま異種成分気体噴流でも適用している例も見られる³⁾が、噴出気体のガス成分が周囲気体と異なる場合にそのままではまるかどうか疑問がある。一方乱流シ

シュミット数については、噴出気体に高温空気を用いた場合の実験から

$$S = (r_{0.5} / r_{0.5}^+)^2 \quad (9)$$

なる関係が成立するといわれているが、^{2), 8)}この場合にも式(9)の関係が成立するかどうか確認する必要がある。そこで、相似領域のある測定断面を初期値とし、乱流動粘性係数 ε と乱流シュミット数 S をいくつか仮定し、基礎関係式を数値的に解いて下流の流速と密度を計算する。このように計算された速度と密度の値のうち、実験値と一致する ε と S の値を求める。いま、相似領域では静圧は一定とし、噴流の拡散を支配するのは乱流混合現象であるとし、乱れの相関の勾配の値に対するオーダの比較から得られる $\partial c'v'/\partial r \gg \partial c'v'/\partial x$, $\partial \rho'v'/\partial r \gg \partial \rho'u'/\partial r$, $\partial u'v'/\partial r \gg \partial \rho'u'/\partial r$ の関係式を適用すると、流れを表わす基礎式は次のようになる。

連続の式

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} = 0 \quad (10)$$

拡散方程式

$$u \frac{\partial c}{\partial x} + v \frac{\partial c}{\partial r} = - \frac{1}{r} \frac{\partial r c'v'}{\partial r} \quad (11)$$

運動方程式

$$\frac{\partial \rho u^2}{\partial x} + \frac{\partial \rho u v}{\partial r} + \frac{\rho u v}{r} = - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho u'v' + r u \rho'v') \quad (12)$$

式(10)～(12)を、独立変数として流線関数 ψ を導入するとともに、乱流動粘性係数 $\varepsilon = -\overline{u'v'}/(\partial u/\partial r)$ および乱流拡散係数 $\varepsilon_c = -\overline{\rho'v'}/(\partial \rho/\partial r)$ を用い、密度 ρ と体積濃度 c のあいだの関係

$$\rho = N m_{\text{air}} (\beta c + 1) \quad (13)$$

に注意して整理すると、

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial \psi} \left(r^2 \varepsilon_c u \frac{\partial \rho}{\partial \psi} \right) \quad (14)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial \psi} \left(r^2 \varepsilon \rho u \frac{\partial u}{\partial \psi} + r^2 \varepsilon_c u^2 \frac{\partial \rho}{\partial \psi} \right) \quad (15)$$

となる。式(14), (15)を Explicit 法で差分方程式に直し、噴流外周における密度は空気の密度に等しくしかも流速は零となる条件を考慮して、この差分方程式を初期条件から出発して漸次解く。計算に使用した差分方程式と計算法の概要は付録に示した。

いま ε の値が、各断面上で一定であると考え、式(8)と対応させ

$$\varepsilon = k r_{0.5} u_{\text{max}} \quad (16)$$

と置き、 $\rho_0^+ = 0.207$ の場合について具体的に計算してみる。図4.2.1.1 2は、各断面の最大速度の流れ方向への減少を示す計算値と実験値の比較である。計算値を見ると、 k が大きくなるに従い最大速度の減少の程度も大きくなることがわかる。また、 $k = 0.03$ の計算結果が実験値とよく一致している。この値は、

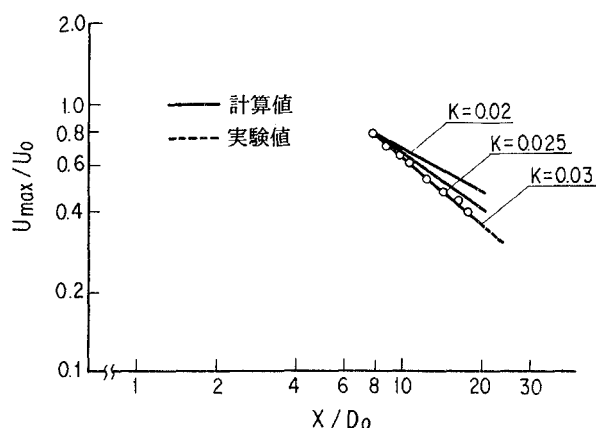


図4.2.1.1.2 中心軸上の流速

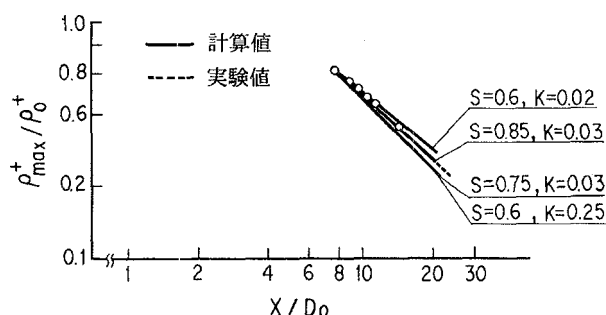


図4.2.1.1.3 中心軸上の無次元密度

通常の密度差のない噴流の場合の値0.025よりも大きく、噴流と周囲気体のあいだに密度差を与えると乱流混合が激しくなることを示している。なお、乱流シュミット数の値は、最大速度の減少にはほとんど影響せず、この影響はグラフ上では表わせない程度である。図4.2.1.1.3は、無次元密度の各断面中の最大値の流れ方向への減少を示す計算値と実験値を比較したものである。図4.2.1.1.3から、 k の値が大きくなるほど、また S の値が大きくなるほど無次元密度の最大値の減少の程度は大きくなることがわかる。 k の値が0.03で、実験値とよく一致する計算結果を与える S の値は0.85である。一方、計算を行っている領域の実験値から、式(9)を用いて計算した S の値は0.848であり、両者の値はよく一致する。すなわち、式(9)の単純な関係式で、乱流シュミット数を正確に推定できることがわかった。

まとめ

周囲と密度の異なる乱流噴流について、噴出気体として、種々の濃度のヘリウム及び水素を用いるとともに、連続測定可能なガス分析装置を採用することによって、濃度すなわち密度の測定精度を改善した実験を行い以下の結論を得た。

- 1) 流れと直角な横断面上の速度分布と密度分布は、相似領域では、半径方向距離を半値半径で無次元化して整理すれば噴出気体の密度にかかわらずガウス分布式に近似できる。
- 2) 相似領域における速度の半値半径 $r_{0.5}$ および無次元密度の半値半径 $r_{0.5}$ の値は、流れ方向に直線的に増大し、噴出気体の密度が小さくなるとともに、流れ方向への増加の程度は大きくなる。
- 3) 高温空気噴流や異種成分気体噴流の場合^{1), 3), 9)}と同様に各断面の速度および無次元密度の最大値は、相似領域では直線的に減少し、噴出気体の密度が小さくなるほど、速度の最大値の減少の程度は大きく、無次元密度の最大値の減少の程度は小さい。
- 4) エントレイメント流量は、噴出気体の無次元密度 ρ_0^+ の値が大きくなると増加する傾向があり、等価直径で整理すると噴出気体の密度にかかわらず一つの曲線で整理される。
- 5) $\rho_0^+ = 0.207$ の場合について、数値計算によって実験値から算出した乱流動粘性係数は、 $\epsilon = 0.03$

$u_{\max} r_{0.5}$ であり、乱流シュミット数は085である。乱流動粘性係数の値は、密度が同一の噴流の値よりも大きく、乱流シュミット数は式(9)の推定値とよく一致する。

参考文献

- 1) Aihara, Y. and Koyama, H.: An Experimental Study of Turbulent Diffusion of Helium Jets Issued upwards into the Air at Rest, Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci., Vol. 15, No. 28 (1977), P. 88
- 2) Rai, S. I.: Fluid Dynamics of Jets, D. Van Nostrand Co., Inc., N.Y. (1954), P.172.
- 3) 江良嘉信, 斉間 厚: 密度の異なる気体の乱流拡散, 日本機械学会論文集, 第42巻, 第357号(1976), P.1432.
- 4) Alpinier, L.J.: Turbulent Mixing of Coaxial Jets, AIAA Journal, Vol.2, No.9 (1964), P. 1560.
- 5) Aihara, Y. et al.: Effect of an Air Stream on Turbulent Diffusion of a Helium Jet from a Small Nozzle, The Physics of Fluids, Vol.17, No.4 (1974), P.665.
- 6) Zelazny, S.W.: Study of Methods for Modeling Centerline Mass Fraction Decay in Turbulent Jets, AIAA Journal, Vol.12, No.2 (1974), P.235
- 7) Lockwood, F.C. and Naguib, A.S.: The Prediction of the Fluctuation in the Properties of Free, Round Jet, Turbulent, Diffusion Flames, Combustion and Flame, No.24 (1975), P.109.
- 8) Schlichting, H.: Boundary Layer Theory, McGraw-Hill, N.Y. (1960), P.702.
- 9) 岡本哲史: 内燃機関技術者のための流体力学2), 内燃機関; 第14巻, 173号 (1975), P.83.

付 録

式(14), (15)に

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \rho / \rho_0, \quad r = r / D_0, \quad u = u / u_0 \\ \psi &= \psi / D_0^2 u_0, \quad x = x / D_0 \end{aligned} \right\}$$

なる無次元化を行い差分形に直すと

(17)

$$\begin{aligned} \rho_{i+1,j} - \rho_{i,j} &= \frac{\epsilon \Delta x}{u_0 D_0 S \Delta \psi^2} \{ 2(\rho_{i,j+1} - \rho_{i,j}) \Delta \psi + r_{i,j}^2 (u_{i,j+1} - u_{i,j}) (\rho_{i,j+1} - \rho_{i,j}) \\ &\quad + r_{i,j}^2 u_{i,j} (\rho_{i,j+1} + \rho_{i,j-1} - 2\rho_{i,j}) \} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned}
u_{i+1}-u_{i,j} = & \frac{\varepsilon \Delta x}{u_0 D_0 \Delta \phi^2} \{ 2(u_{i,j+1}-u_{i,j}) \Delta \phi + r_{i,j}^2 (u_{i,j+1}-u_{i,j})^2 \\
& + \frac{r_{i,j}^2 u_{i,j}}{\rho_{i,j}} (\rho_{i,j+1}-\rho_{i,j}) (u_{i,j+1}-u_{i,j}) + r_{i,j}^2 u_{i,j} (u_{i,j+1}+u_{i,j-1}-2u_{i,j}) \\
& - \frac{1}{S \rho_{i,j}} r_{i,j}^2 u_{i,j} (\rho_{i,j+1}-\rho_{i,j}) (u_{i,j+1}-u_{i,j}) \} \quad (19)
\end{aligned}$$

となる。ただし、 i および j は第13図に示す流れ方向および半径方向への格子点位置であり、 Δ はきざみ幅である。計算はすべて電算機（TOSBAC 5600）で処理した。なお計算の安定条件は、実際に計算を実行して、 $\Delta x / \Delta \phi < 0.005$ であることを確認した。

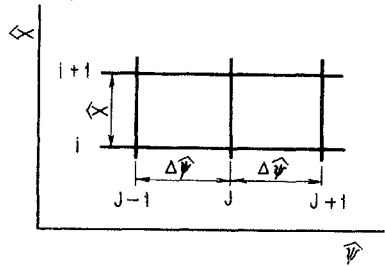


図4.2.1.1 4

4.2.2 非定常噴流の特性

吸気管噴射、筒内直接噴射のように水素を空気雰囲気中に間欠的に噴射する方法では、噴射後の水素濃度が時間とともにどのように変化するかを知ることが点火時期、点火栓位置を決定する上で重要となる。現在のところ、ディーゼル機関などの研究に関連して液体ジェットの挙動については多くの研究がなされているものの、水素のような気体を空気雰囲気中に噴出した場合の噴流の挙動、濃度分布の時間的変化を調べた研究はほとんど見当たらない。

雰囲気気体を閉じ込めている容器の形状、噴出気体の流量変化などによって、噴流の挙動は著しい影響を受けるので、これらの効果をすべて調べることは難しい。ここでは非定常噴流を調べる第一段階として、ヘリウムを高圧貯気槽よりノズルを通して、無限に長い管に閉じ込められた室温の静止気体中へ電磁弁の開放とともに噴出し、噴流の周囲気体中への乱流拡散過程を干渉計法およびシュリーレン法により観測した。

実験装置および方法

図4.2.2.1に実験装置を示す。実験装置は大きく分けて噴射気体貯気槽、ノズルを含む噴射部、衝撃波管の低圧室を利用した観測部および光学的測定装置から成る。貯気槽の体積は約10ℓで噴出ガス量に比べ

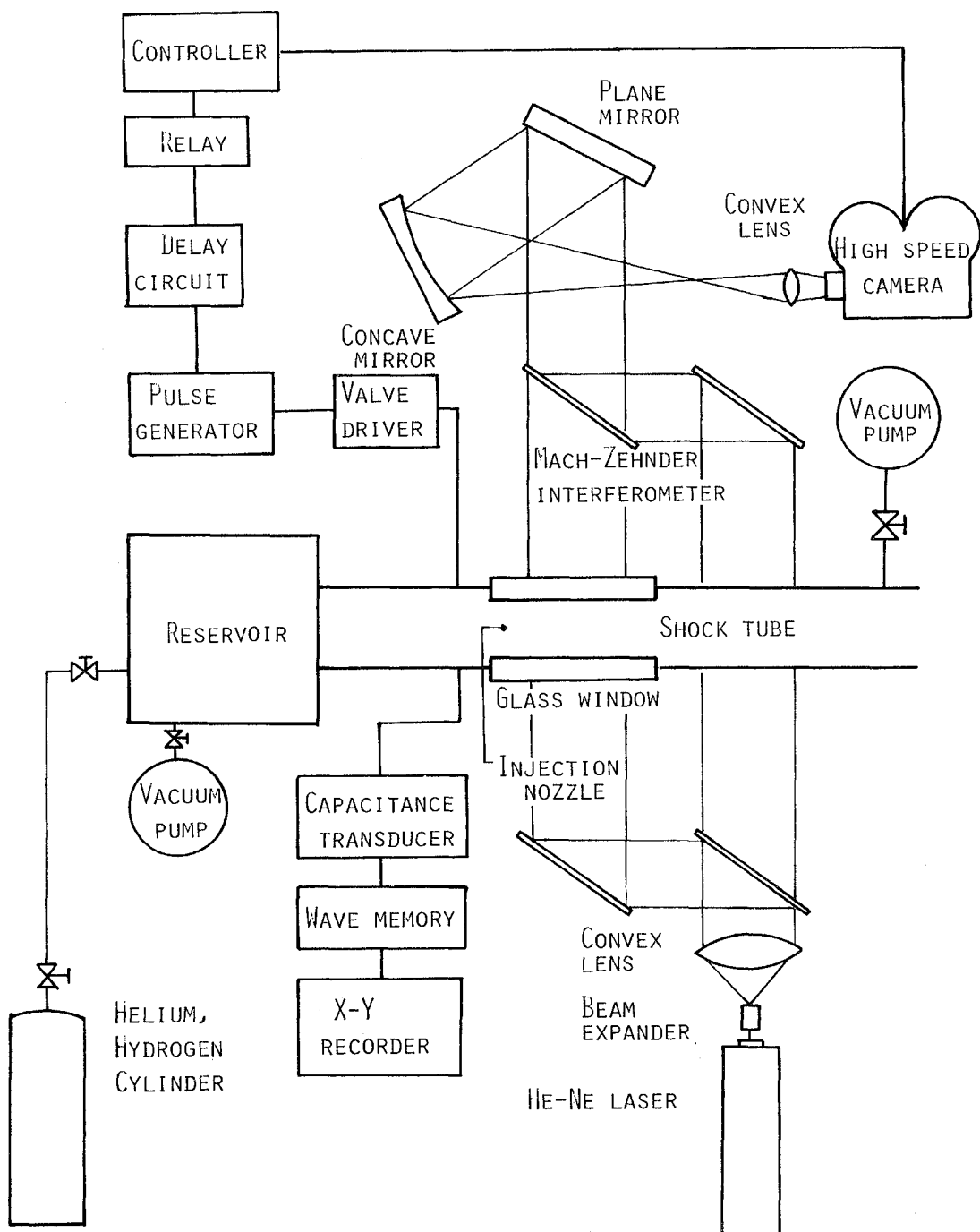


図4.2.2.1 実験装置

充分大きく噴射中の貯気槽内圧力はほぼ一定に保たれる。雰囲気気体が満される衝撃波管低圧室と貯気槽は内径 80 mm のパイプで継ながれており、電磁弁とノズルを一体にした噴射装置が低圧室末端に取り付けられている。使用したノズルは直線テーパ部と直管部からなる軸対称ノズルで出口孔径は 2 mm である。電磁弁はニードル型で弁棒の先端の O リングがノズルテーパ部に接して気密が保たれるようになっている。電磁弁の立と上り時間は約 1 ms、ストロークは 2.5 mm であり、ノズル出口面積に相当する面積を開放するのに要する時間は約 0.3 ms であった。衝撃波管低圧室は 60 mm × 60 mm の正方形断面を有し、長さは 5 m である。したがって噴射によって管内の圧力上昇はほとんどない。観測部には有効径 125 mm の円形ガラス窓が取り付けられ、ノズル出口から 122 mm までの範囲で観察が可能である。噴流の挙動は通常のマッハツェンダー干渉計およびシュリーレン法で観察され、高速コマ撮り写真で記録した。これと同時に容量変換器、ウェーブメモリを用いて電磁弁のリフト波形をモニターした。

実験はまず貯気槽、低圧室を回転式真空ポンプで排気した後貯気槽にはヘリウムを所定の圧力まで、低圧室には空気を大気圧まで導入する。そして高速度カメラを起動し撮影速度が約 8000 駒/秒になったところでパルス信号を発生させ、それにより電磁弁駆動回路を作動させる。これに伴ない電磁弁が動作しヘリウムが観測部に噴出し、噴流の挙動が高速度カメラに記録される。噴流の定性的な観察はシュリーレン法により、また噴流濃度分布の定量的測定はマッハツェンダー干渉計を用いて行った。なお雰囲気気体の圧力は大気圧に固定し、噴射圧力は 1.055, 1.2, 1.6, 2.0 kg/cm² の 4 通りに変えて実験を行った。

実験結果

シュリーレン観察

図 4.2.2.2 は噴射圧力が 1.2 kg/cm² の場合のシュリーレン写真である。噴射が開始されると噴流は半径方向へ拡がりを見せながら成長して行く。噴流と雰囲気気体の境界は比較的是っきりしており、この境界を連らなる線はノズル出口近傍および噴流先端を除きほぼ直線をなす。噴射初期にはその角度は幾分小さい

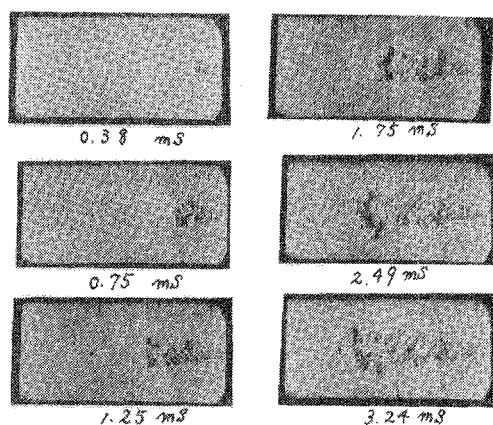


図 4.2.2.2 シュリーレン写真

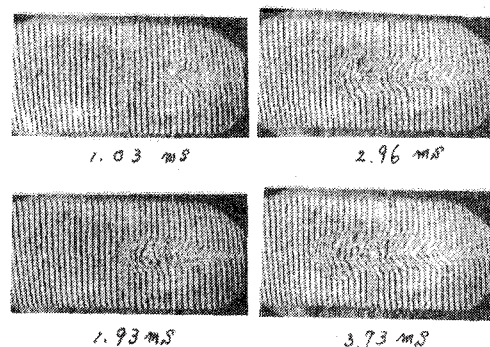


図 4.2.2.3 干渉縞写真

が 0.5 ms 以後は一定となる。ノズル出口近傍には噴射開始とほぼ同時にポテンシャルコアが現われ、時間とともに一定の長さに近づくように見える。一方、ポテンシャルコアを除く噴流には細かな濃淡が見られ密度変化が激しいことが判る。またノズル出口から噴流先端までの距離（噴流到達距離と呼ぶことにする）の時間変化は噴流の半径方向の拡がりにより減少して行く。以上の観察結果は他の条件においても同様に見られた。

濃度分布

定量的な濃度分布を求めるためマッハツェンダー干渉計を用い、噴射圧力 1.2 kg/cm^2 の場合について測定を行った。図 4.2.2.3 はその時に得られた干渉縞写真の一例である。流れ場は軸対称であるが、乱流による変動のため干渉縞の移動量は軸対称になっていない。そこで同一条件で合計 5 つの実験を行い、いわゆるアンサンブル平均を取って平均値を求めたところ、干渉縞移動量はほぼ軸対称となった。このようにして、噴流がノズル出口に現われる時を起点として、1.52, 2.54, 3.56 ms 後の干渉縞移動量を求めた。

図 4.2.2.4 は経過時間 2.52 ms における各断面の干渉縞移動量の分布を示している。ここではノズル出口から 25.3, 37.2, 63.2, 75.8 mm の各断面で測定を行った。なお図中の L は噴流到達距離を表わす。ノズル出口に近い断面においては干渉縞移動量 ΔS は対称形を保っているものの、噴流先端に近づくにつれて対称性は悪くなっている。ところで軸対称な屈折率分布がある場を干渉計で測定した場合、ある断面におけ

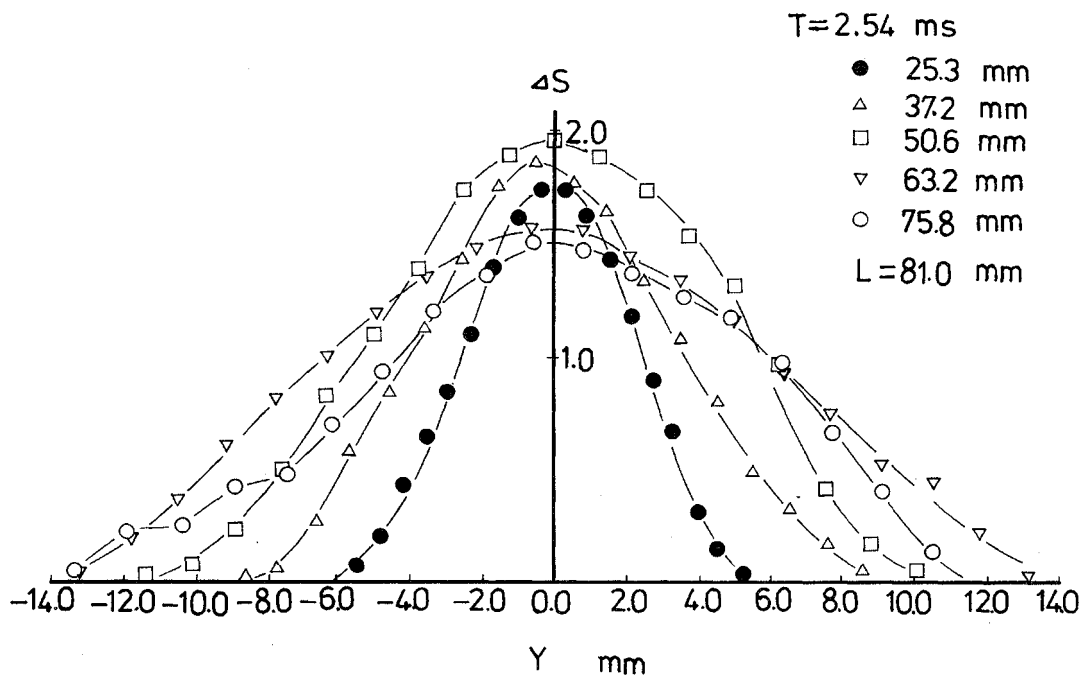


図 4.2.2.4 干渉縞移動量の分布

る干渉縞の移動量は、図4.2.2.5から判るように、

$$\Delta S(y) = \frac{1}{\lambda} \int_{-x_0}^{x_0} [n(r) - n_0] dx \quad (1)$$

$$= \frac{1}{\lambda} \int_y^R [n(r) - n_0] \frac{2r \cdot dr}{\sqrt{r^2 - y^2}} \quad (2)$$

となる。ここで $\Delta S(y)$: 測定される干渉縞の移動量, λ : 光源の波長, $n(r)$: 半径方向の屈折率分布, n_0 : 無限遠での屈折率を表わす。さらに (2) 式に逆変換を施すと

$$n(r) - n_0 = -\frac{\lambda}{\pi} \int_r^R \frac{d\Delta S}{dy} \frac{dy}{\sqrt{y^2 - r^2}} \quad (3)$$

となる。

測定された干渉縞移動量を最小自乗法で正規分布に近似すると図4.2.2.6 のようになり、噴流先端、ノズル出口近傍を除くと正規分布で良く近似できることが判った。そこで (3) 式に $\Delta S(y) = \Delta S_{\max} \exp(-y^2/\sigma^2 \ln 2)$ を代入して、ヘリウムのモル分率 X_{He} を求めると

$$X_{\text{He}} = -\frac{\lambda}{(n_{\text{He}} - n_{\text{air}})} \sqrt{\frac{\ln 2}{\pi}} \frac{\Delta S(y)}{\sigma} \quad (4)$$

となる。ここで σ : 干渉縞移動量を正規分布で近似した時の半値幅, $n_{\text{He}}, n_{\text{air}}$: 常温, 常圧におけるヘリウムの屈折率を表わす。(4) 式により X_{He} は正規分布をなし、その半値幅は $\Delta S(y)$ のそれに等しく、中心軸上のヘリウムのモル分率 X_m は $\lambda/(n_{\text{air}} - n_{\text{He}}) \cdot \sqrt{\frac{\ln 2}{\pi}} \frac{\Delta S_{\max}}{\sigma}$ に等しくなることが判る。

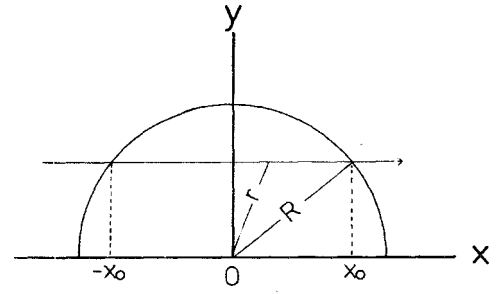


図4.2.2.5 噴流断面における座標系

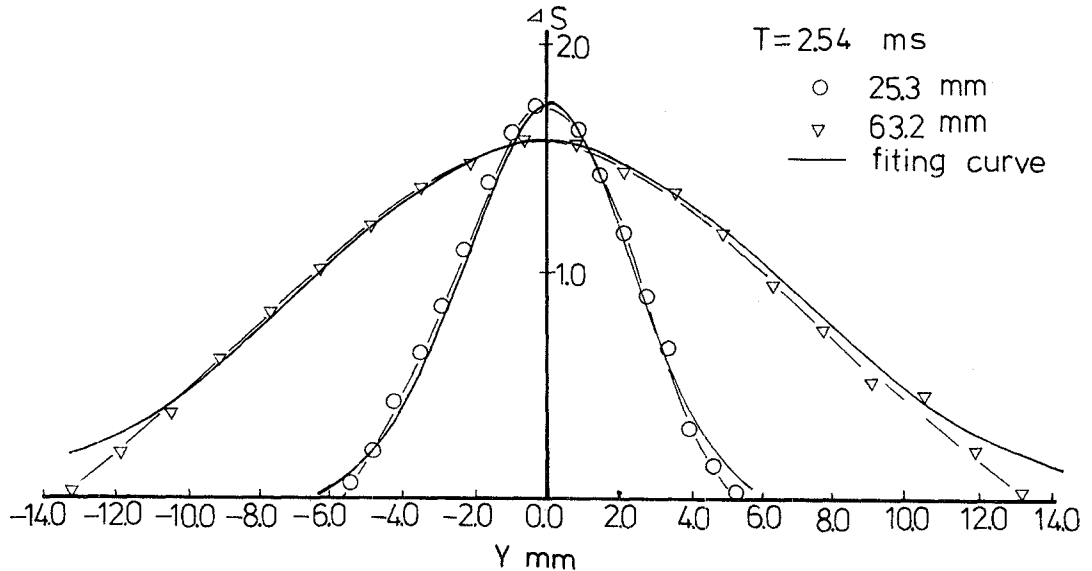


図4.2.2.6 正規分布による干渉縞移動量の近似

ただし(4)式の導出にあたり誤差関数の項は小さいとして無視した。

このようにして求めた X_{He} の各断面における半値幅 σ を図4.2.2.7に示す。半値幅 σ はノズル出口からの距離 Z に比例して増加するが、噴流先端に近づくとつれ直線的増加を示さなくなる。これはシュリーレン写真において噴流の外線が直線をなす部分と噴流先端近くで曲率をもつ部分から成っていることに対応していると思われる。

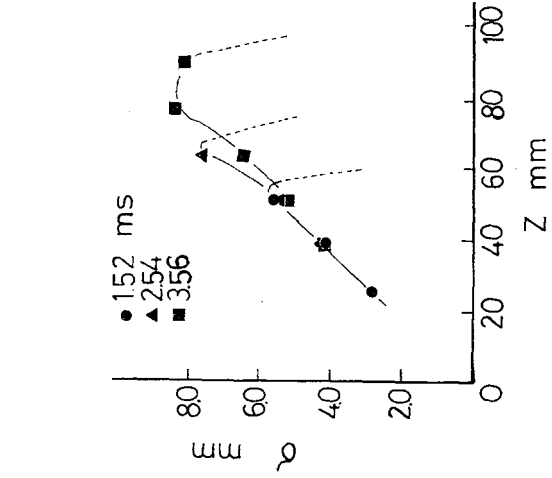


図4.2.2.7 半値幅の軸方向分布

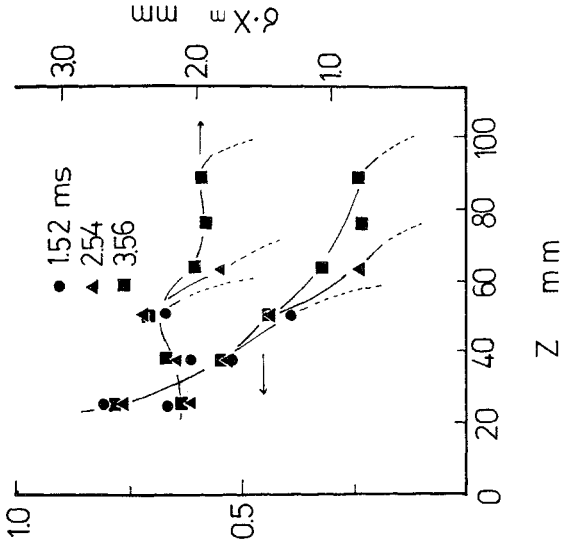


図4.2.2.8 X_m と $\sigma \cdot X_m$ の軸方向分布

図4.2.2.8に(4)式より求めたヘリウムの中心軸上モル分率 X_m と X_m と半値幅 σ の積を示した。 X_m はノズル出口から遠ざかるにつれ減少する。一方、 X_m と σ の積はほぼ一定値を示す。したがって、 X_m はノズル出口からの距離に反比例して減少しているのが判る。

ヘリウムの定常噴流については、本報告での実験結果を含めて、いくつかの研究があり、充分発達した乱流領域ではヘリウムの濃度分布は正規分布をなすことが報告されている。また相原¹⁾らの実験結果による X_m はノズル出口からの距離に反比例して減少する。これらの結果は本実験結果と一致する。したがって本実験条件のもとでは、噴流先端部とノズル出口近傍のポテンシャルコア部を除くと、非定常噴流の濃度分布は定常状態のそれに等しく、定常状態への移行は非常に早いと考えられる。

噴流到達距離

図4.2.2.9にレーザシュリーレン法によってヘリウム噴流のノズル出口から先端までの距離 L の時間的変化を示した。上記の実験結果を用いて、噴流到達距離を質量保存式を用いて求めることが可能である。ノズルから流出するヘリウムの質量流量 $\dot{G}$ とすると

$$\int_{t_0}^t \dot{G} dt = \int_{V_{t_0}}^{V_t} \rho_{He} dV \quad (5)$$

が成り立つ。ここで V はヘリウム噴流を囲む体積である。上記の実験結果は充分発達した乱流領域に対す

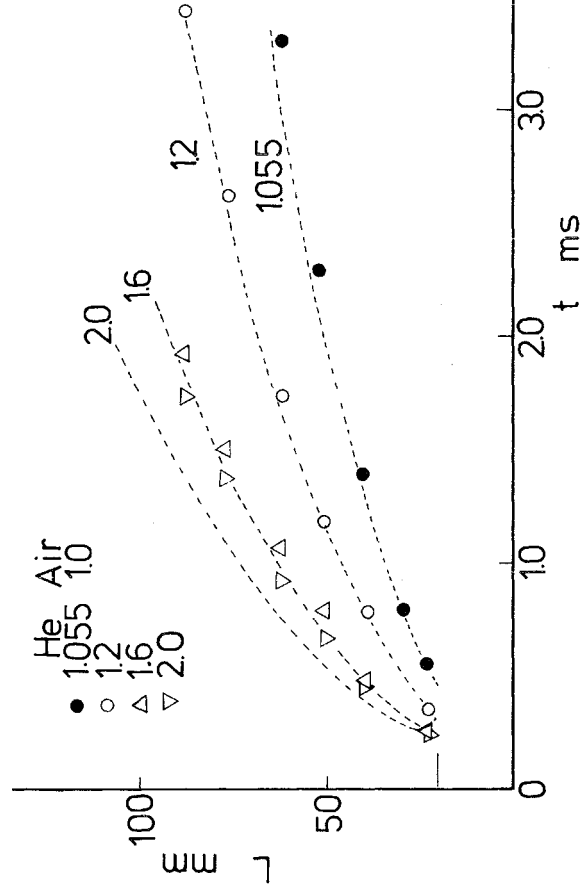


図4.2.2.9 噴流到達距離時間変化

るものであるから(5)式の積分範囲にはポテンシャルコア部を除いてある。実験結果は(1)ヘリウムモル分率分布は各断面において正規分布をなす。(2)半値幅 σ はノズル出口からの距離に比例する。(3) $\sigma \cdot X_m$ は一定である。を示しているのでこれらを(5)式に代入すると、

$$\dot{G}/S_a(t-t_0) = 2 \cdot X_m \cdot \sigma \frac{\tan \theta \left[\frac{L^2}{D^2} - \frac{a^2}{D^2} \right]}{l m^2}$$

となる。ここで $\dot{G}$ ：一定で、等エントロピー流れ、 θ ：半値幅で定義した噴流角、 D ：ノズル孔径、 a ：ポテンシャルコアの長さ、 ρ_a ：常温、常圧におけるヘリウム密度である。但し、ヘリウム噴流は等温と仮定した。 $\dot{G}$ は等エントロピー流れとして、各噴射圧力に対して求められるが、実際には流量の減少を考慮する必要がある。貯気槽内の圧力減少の測定から流量係数を求めたところ0.85であった。さらに $X_m \cdot \sigma = 2.0 \text{ mm}$, $\tan \theta = 0.108$, $a = 1.0 \times D$ を用いて噴流到達距離を求めた結果を図4.2.2.9に破線で示した。実験結果とのよい一致が見られ、測定された濃度分布と噴流到達距離の間には相互矛盾が無いことが判った。また(5)式から判るように、噴流が充分成長した後には、 L は $t^{\frac{1}{2}}$ に比例して増加することが判る。

まとめ

ヘリウムを空气中へ種々の圧力で噴出し、噴流内の濃度分布の時間変化をマッハツェンダー干渉計を用いて測定した結果、次のことが明らかになった。

- (1) ヘリウム濃度分布は、噴流先端部およびノズル出口近傍を除いて正規分布をなす。
- (2) 軸上の濃度はノズル出口からの距離に反比例して減少し、一方半値幅は比例して増加する。
- (3) 定常状態への移行は非常に速い。

参考文献

- 1) Aihara, Y., H. Koyama, and E. Norishita (1974). Effects of an air stream on turbulent diffusion of helium jet from a small nozzle. Physics of Fluids, 17, 665 - 673.

4.3 着火過程

高温雰囲気中へ噴射された水素の着火遅れと着火温度

前記二つの実験により、水素の定常噴流および非定常噴流の挙動は明かにされたが、これらはいずれも常温の空気中に水素が噴射されたものである。高温酸化剤中へ水素を噴射した場合の拡散から着火に至る過程は、筒内直接噴射型水素エンジンにおいて、さらにはディーゼル型水素エンジンにおいても見られ、それらの性能特性、排気特性に重大な影響を持つものと思われる。このような過程は非定常でしかも化学反応を伴うため極めて複雑な流れ場となっており、まず実験的に調べる必要がある。

ここでは高温酸化剤中に水素を噴射した場合の混合から着火に至る過程を実験的に明らかにする目的で、衝撃波管内の反射衝撃波背後に作り出される $900\text{ K} \sim 1400\text{ K}$ の準静止高温酸化剤中に円形ノズルを通して水素を噴射し、酸化剤温度、酸化剤濃度およびノズル径が着火遅れ時間に及ぼす影響を調べるとともに、着火から火炎が形成される様子をシュリーレン法で観察した。さらにこれら実験結果をもとに着火の機構、ディーゼル機関への水素の適用性について考察した。

実験装置および方法

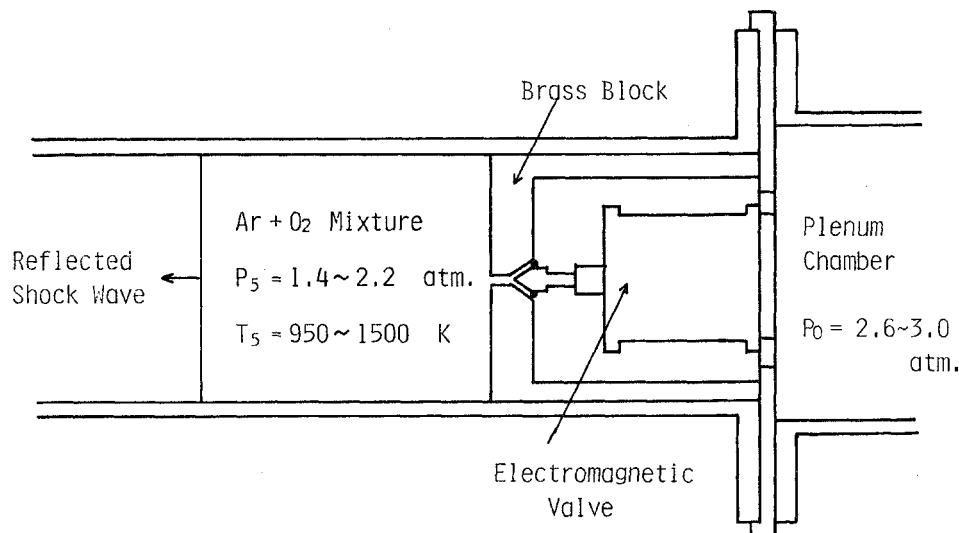


図 4.3.1 観測部と噴射部

本実験では、試料気体の温度を容易に高温まで上げられ、しかも広い範囲で変えられる衝撃波管を用いて、高温の酸化剤雰囲気を作り出した。図 4.3.1 に衝撃波管の低圧室末端に設けられた観測部と水素噴射装置を示す。酸化剤で満された低圧室を伝ばして来た入射衝撃波は低圧室内に挿入された黄銅製ブロックで反射し、反射衝撃波となって上流へ伝ばする。その背後ではほぼ静止した高温の酸化剤雰囲気が形成される。ブロック内にはニードル型の電磁弁が内蔵されており、貯気槽内の水素を円形ノズルを通して低圧室内に噴射することが可能である。貯気槽は噴射期間中圧力が一定になるように充分大きな容積を持っている。観測部には直径130mmの光学ガラス窓あるいは直径25mmの石英ガラス窓が取り付けられるようになっており、シュリーレン撮影あるいは発光の検出が可能である。図 4.3.2 に実験装置の全体図を示す。使用した衝撃波管装置は長さ2 m、内径70φの高圧室と、長さ5 m、60mm×60mmの正方形断面を持つ低圧室から成っている。高圧室内には電磁石で駆動される撃針があり、高速度カメラによる撮影と同期して破膜することができる。駆動気体にはヘリウム、酸化剤となる低圧室気体にはアルゴンで希釈した酸素を用いた。ノズルの上流3 mm、650 mm、1825 mmの各位置に圧電型の圧力変換器を取り付けた（便宜上、以下これらの圧力変換器をA、B、Cで表わすことにする）。

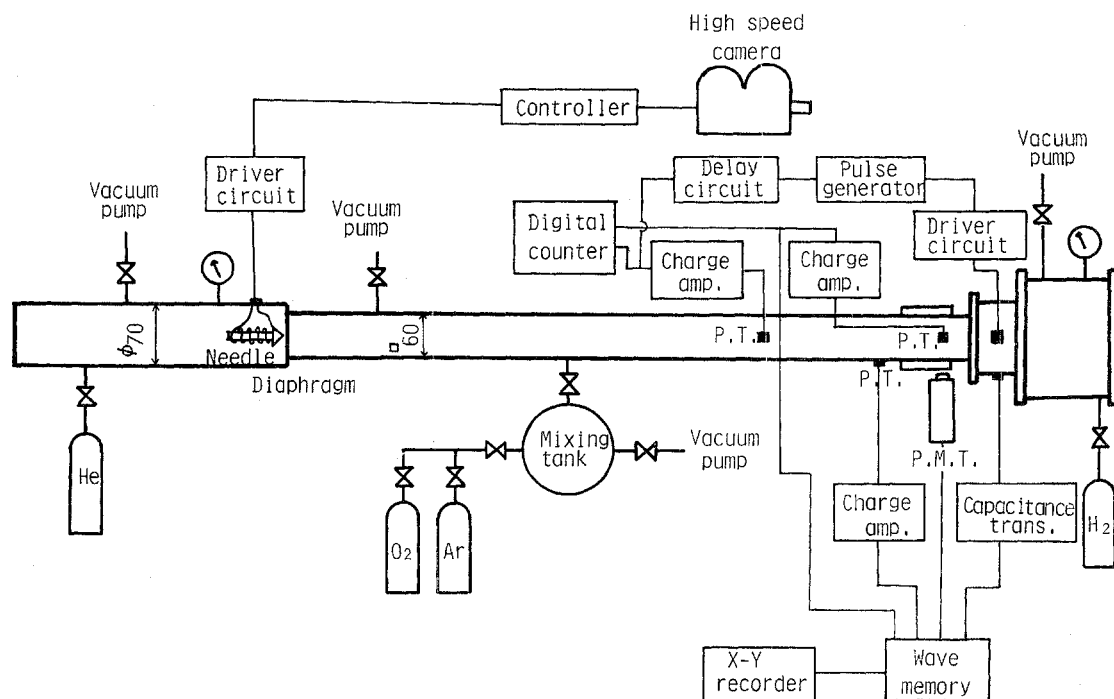


図 4.3.2. 実 験 装 置

反射衝撃波後の一様状態の持続時間は 1.0 ms から 1.5 ms と短いため、水素の噴射タイミングを衝撃波のノズル到達と同期させる必要がある。そのため高圧室と低圧室の初期圧力に対する衝撃波速度と噴出遅れ時間（電磁弁駆動回路の作動から水素がノズル出口に達するまでの時間）を予備実験で求めておき、圧力変器 A で捕えた入射衝撃波の信号を遅延させて電磁弁駆動回路を作動させた。

本実験では着火遅れ時間を噴流がノズル出口に達してから OH 基の発光が検出されるまでの時間で定義した。 OH 基の発光は回折格子フィルター（中心波長 306 nm ，半値幅 10 nm ）を通して、光電子増倍管で検出した。噴出遅れ時間は反射衝撃波後の状態で測定するのは困難であったので、同じ噴射圧力比であるならば常温の酸化剤中へ噴射した場合と同じであるとして、レーザシュリーレン法を用いて水素がノズル出口に到達するのを検出することにより求めた。

着火遅れ時間に影響する因子として、酸化剤温度、酸化剤濃度、ノズル径、噴射圧力比などが考えられる。酸化剤温度および圧力は圧力変換器 A ， C で得られる入射衝撃波の信号の時間差から入射衝撃波速度を測定して、ランキン・ユゴニオの関係式を用いて計算から求めた。酸化剤には酸素濃度 20% ， 5% の2種類の混合気を、ノズル径は 1ϕ ， 2ϕ の二種類を用いて実験を行った。噴射圧力は 2.6 気圧，あるいは 3.0 気圧に設定し、噴射圧力比は 1.4 から 2.2 の範囲であった。

着火から火炎形成に至る様子を明かにするため、シュリーレン法で流れの可視化を行い、これを高速度カメラ（毎秒 8000 駒）で記録した。

実験結果および考察

着火遅れ時間

図 4.3.3～4 にウェーブメモリーで記録された典型的な波形の例を示す。図 4.3.3 はノズル径 $D = 2\text{ mm}$ ，酸素 20% 混合気を用いて酸化剤温度 $T_5 = 990\text{ K}$ ，噴射圧力比 $P_{05} = 1.62$ の条件のもとで得られた波形である。波形 (1) はノズルの上流 3 mm に位置する圧力変換器 A の記号で、入射衝撃波に続いて反射衝撃が現われている。波形 (2) はノズルのごく近傍に位置する圧力変換器 C の信号で、入射衝撃波のすぐあとに反射衝撃波が見られる。波形 (3) は電磁弁のリフトを示す容量変換器の信号である。先に述べた方法により決定した水素のノズル出口到達時刻 t_{inj} とノズル断面積に等しい流路断面積を開放するリフト量を矢印で示してある。これから判るように 2 mm のノズル径を用いた場合噴射開始からノズル断面積を開放するに要する時間は約 0.3 ms であり、この間噴射流量は急激に変化すると考えられる。波形 (4) は光電子増倍管の信号で、噴射開始約 1 ms 後に急激に変化し、 OH 基の発光が認められる。矢印で着火時刻 t_{ig} を示した。着火遅れ時間はこのようにして得られた t_{ig} と t_{inj} の差から求めた。図 4.3.4 は T_5 がより高い 1420 K の場合の波形である。図 4.3.3 に比べ着火遅れ時間は短くなっているが、発光強度の増加速度はゆるやかであることが判る。本実験範囲では反射衝撃波後の高温状態は高圧室末端で反射された膨張波により冷却される。それに対応して発光強度は一定のレベルまでは増加するもののその後減少する。 1000 K 付近の比較的低温では高温状態の持続時間は 1.0 ms ， 1500 K 付近の高温では 1.5 ms 程度であった。

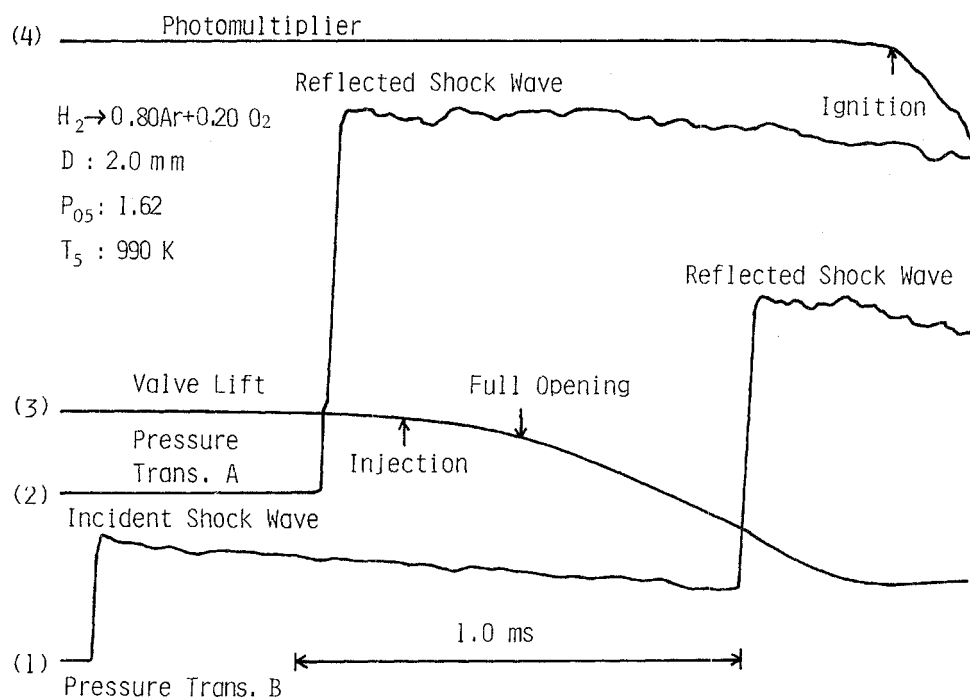


図 4.3.3 代表的な波形 ($T_5 = 990 \text{ K}$, $P_{05} = 1.62$, $D = 2.0 \text{ mm}$, 20%酸素)

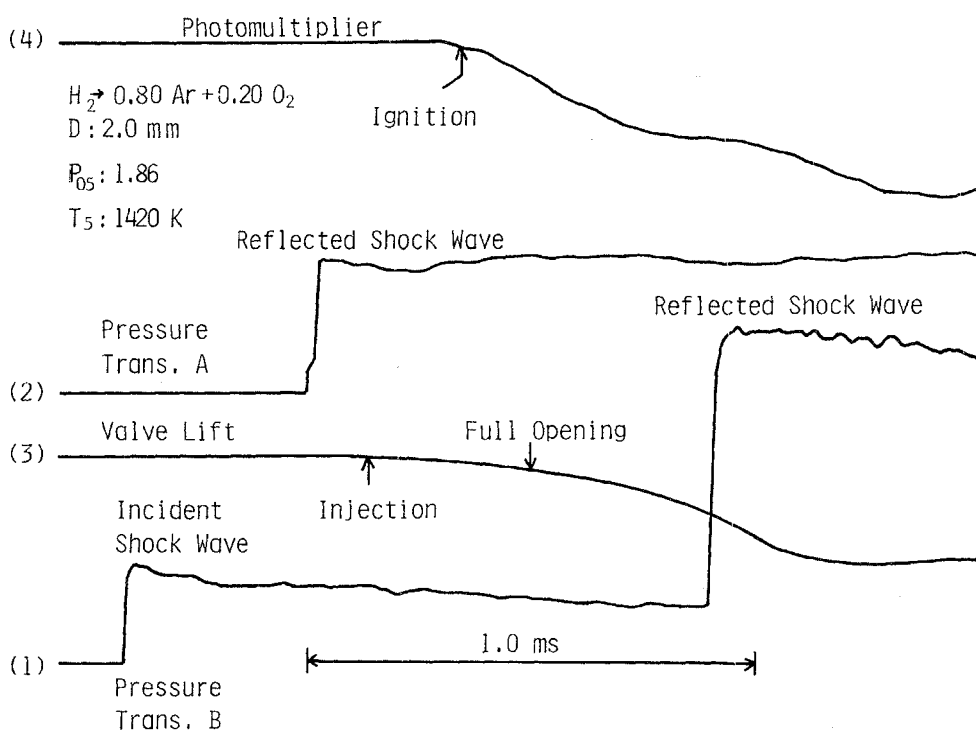


図 4.3.4 代表的な波形 ($T_5 = 1420 \text{ K}$, $P_{05} = 1.86$, $D = 2.0 \text{ mm}$, 20%酸素)

このようにして求めた温度の逆数に対する着火遅れ時間 τ の変化を図4.3.5～6に示した。前者は直径2mmのノズルを、後者は1mmのノズルを用いた場合で、おののおに5%, 20%酸素混合気に対する結果を示してある。予混合気、噴霧、液滴などについて着火遅れ時間が測定されており、いずれも温度が強い影響因子であることが知られている。予混合気の場合を除いて蒸発、混合などの物理的過程が着火遅れ時間に影響してくる。したがって温度の逆数に対して着火遅れ時間を整理することが適当であるかどうか判らない。しかしこれまでの噴霧、液滴に関する実験結果は温度の逆数で整理することが有効であることを示しているの、本実験においてもそれを採用した。図4.3.5～6に示されるように着火遅れ時間は $1/T$ に対してほぼ対数的に変化しているが、1100 K付近を境として高温側と低温側では温度依存性が大きな違いを見せている。図4.3.5には酸素・水素予混合気を衝撃波加熱して得られたSchott¹⁾らの実験結果と水素を高温酸化剤流れ中に流し、火炎が形成させる位置から得られたMullins²⁾らの着火遅れの実験結果を示してある。Schott¹⁾らの実験は輸送現象を含まない化学反応過程であるので、本実験値に比べ小さくなっている。一方、Mullins²⁾らの実験結果は非定常流と定常流の違いはあるものの本実験と比較的よい一致が見られる。

酸素濃度が着火遅れ時間に及ぼす影響は1100 K以上の高温側では比較的大きいが、低温側ではほとんど無くなってしまふ。Schott¹⁾らは酸素濃度と着火遅れの積がアレニウス型で表わされることを示しているが、本実験結果では、それほどの影響は表われていない。物理的な現象すなわち乱流混合が大きな役割

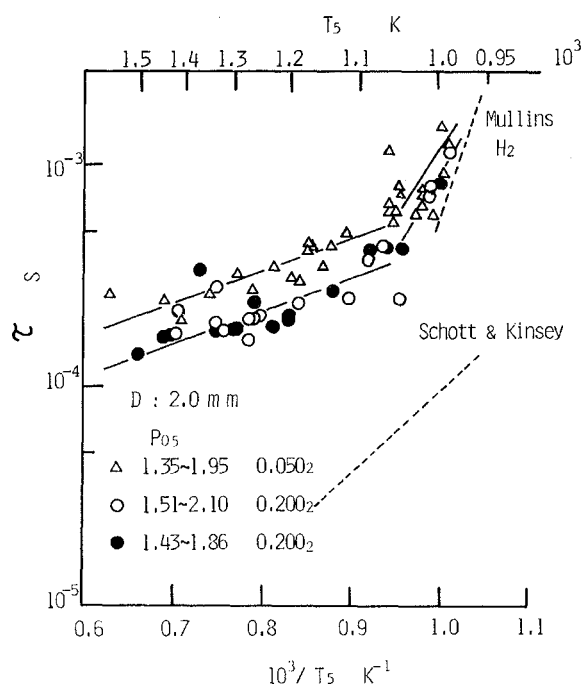


図 4.3.5 ノズル径 2 mm に対する着火遅れ

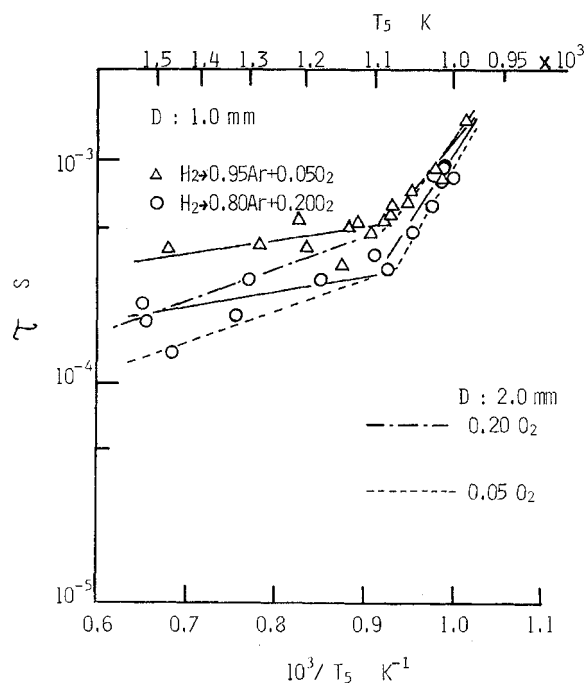


図 4.3.6 ノズル径 1 mm に対する着火遅れ

を占めていると考えられる。

ノズル径が着火遅れ時間に及ぼす影響は図 4.3.6 に示されている。高温域ではノズル径 2 mm に比べノズル径 1 mm を用いた方が着火遅れ時間は短くなっている。酸素濃度の影響と同様に低温域ではその影響は小さくなっている。

シュリーレン観察

着火点の位置、火炎伝ばの様子を知ることは着火機構を解明して行くうえで重要であると思われる。そのため噴射開始から火炎が形成される過程をシュリーレン写真で観察した。

図 4.3.7 は酸化剤温度 980 K、噴射圧力比 1.78、酸素 20% 混合気の場合のシュリーレン写真である。前記非定常噴流の項で示したように、噴射開始とともに円錐状に噴流は成長して行くと思われるが、その輪郭は酸化剤と水素の屈折率の差が小さいため鮮明ではなく、噴流先端部分がわずかに識別できるだけである。また背景には反射衝撃波背後に見られる特有の乱れが現われている。0.81 ms 後になると噴流のノズルに近い部分で着火が起り、火炎は徐々に下流に伝ばして行く。1.10 ms 後には噴流先端にまで火炎が形成される。着火限界に近い温度の混合気中では、噴流の成長が進んだ状態、すなわち予混合気の形成が進んだ状態で着火が起るため着火点から火炎は下流側の噴流へ伝ばして行く。その結果、噴流は半径方向

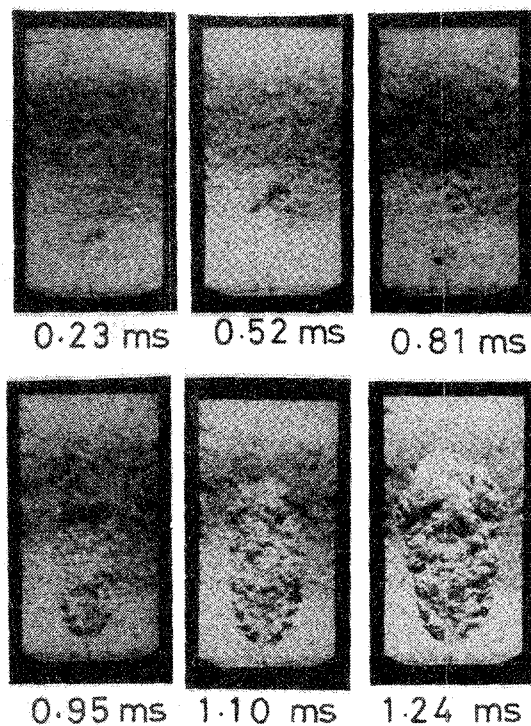


図 4.3.7 高温酸化剤中に噴射された水素
($T_5 = 980\text{ K}$, $D = 2\text{ mm}$, 20%酸素)

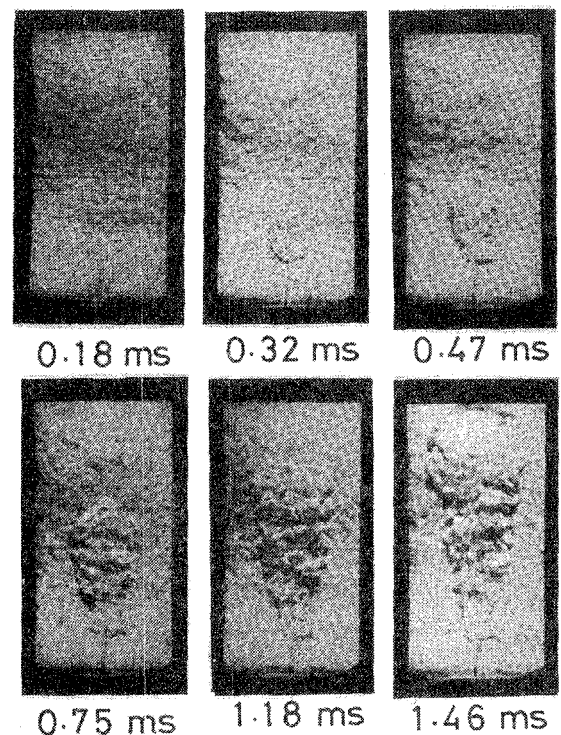


図 4.3.8 高温酸化剤中に噴射された水素
($T_5 = 1410\text{ K}$, $D = 2\text{ mm}$, 20%酸素)

に大きく膨張した形状を示す。

図 4.3.8 は酸化剤温度、1410 K、噴射圧力比 1.78、酸素 20% 混合気の条件でのシュリーレン写真である。最初の写真ですでに着火が起っている。その後ノズル出口から僅かに離れた位置に火炎が形成され、0.47 ms 後には火炎先端にまで火炎が形成されている。その後、噴流は燃焼しながら円錐に近い形状を保ちながら成長して行く。噴流の上流側で着火が起り、下流へ伝ばして行く過程は図 4.3.7 と同じであるが、酸化剤温度が高くなると火炎の形成が速められ、定常な噴流火炎への移行が早くなると考えられる。これは図 4.3.3、図 4.3.4 に示された発先の信号の挙動とも一致する。

着火の機構

先に述べたように、本実験で扱った流れ場は化学反応を含む非定常乱流混合であり、これを定量的に解析することは難しいので、ここでは定性的にこの現象を考察することにしよう。

着火は燃焼を進める活性基がある一定濃度以上に増加した巨視的な現象と言える。本実験のように非定常な流れを伴う着火の場合、着火遅れの要因として、化学動学的に活性基濃度が一定値に達するまでの時間 τ_c と活性基の蓄積が拡散、対流などの輸送現象によって制限されるために起る物理的な着火遅れで τ_p とが考えられる。前者は温度、燃料および酸化剤濃度の関数で、特に温度に対しては強い依存性を有する。Shott¹⁾らの実験結果はこのような化学動学的な着火遅れを測定したものである。一方、後者は流れ場中の流速、濃度分布に依存するもので、それらの空間的な勾配が強いほど活性基の蓄積は阻害されるであろう。

本実験では扱った流れ場において、噴射直後の噴流角は、前記非定常噴流の項で述べたように小さく、濃度、流速などの半径方向の勾配は大きい。しかし、時間とともにそれらは定常状態の分布に近づく。そのため、高温の酸化剤中においては、 τ_c は小さくなり、 τ_p が支配的になると考えられる。一方、着火限界に近い温度では τ_c が支配的になりうる。着火遅れ時間が 1100 K 付近を境にして、温度依存性が大きくなっていくのはこのためと考えられる。またノズル径が小さいと、高温側で差が大きい、低温側で小さくなっているのは速度、濃度の勾配が、ノズル径が大きい場合に比べ、相対的に小さくなっている結果、 τ_p が大きくなるためと考えられる。酸素濃度は τ_c と τ_p の両方に影響するが、 τ_c への影響の方が大きいと考えられ、これは実験結果の傾向と一致している。また着火が混合領域の酸化剤に近い領域で起ることは、反応速度が温度の強い関数になっていることを考えると、容易に推察できる。図 4.3.7、8 のシュリーレン写真は着火点がノズル出口に近い位置にあることを示している。初期に噴射された水素の一部は酸化剤との混合により、ノズル出口近傍に取り残される。そのため他の水素粒子に比べ、高温酸化剤との接触時間が長くなり、ある程度境界層が発達した段階で着火が起ると考えられる。

こうした考え方を裏付けるため水素のかわりにメタンを用いて同様の実験を行った。図 4.3.9 はメタンと水素をおのおの常温空气中へ、同じ圧力比で噴射し、噴流到達距離の時間的変化をレーザシュリーレン法で測定したものである。メタンと水素の噴流長さはほとんど変わらないが、同じ圧力比に対してメタンの常温・常圧に換算した体積流量は、水素のその 1/3 である。このことはメタン噴流の半径方向への拡

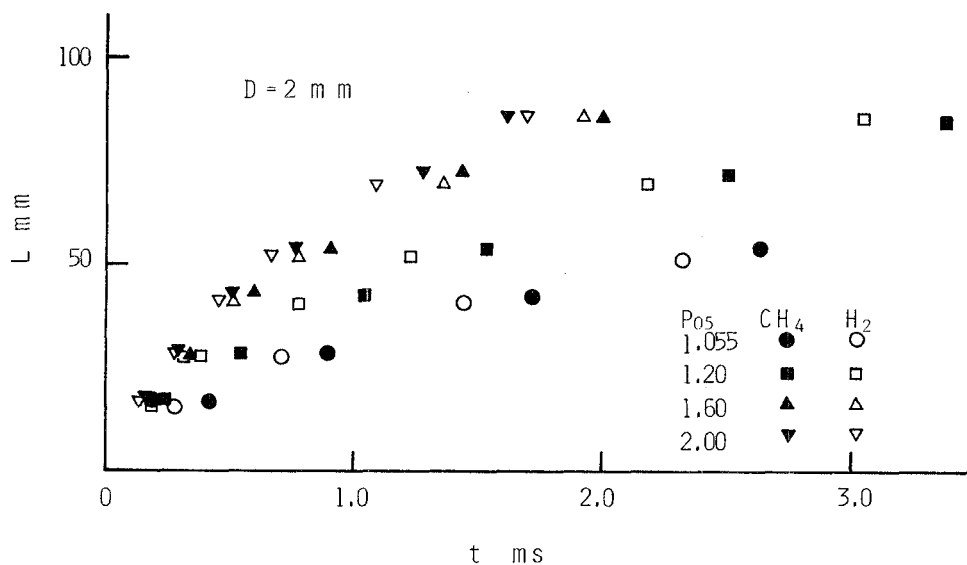


図 4.3.9 水素とメタンの噴流先端の時間変化

散は、水素に比べて、小さいということが判る。

図 4.3.10 はメタンの着火遅れ時間を測定したもので、水素に比べて非常に長くなっている。図 4.3.10 には Mullins のメタンに対する実験結果をも示してあり、本実験結果と比較的よい一致が見られる。反応速度が異なるため単純にメタンと水素の着火遅れ時間の違いが噴流角の大小によるとは言えない。アセチレンは水素に匹敵する反応速度を有しているが、図 4.3.10 に示すようにアセチレンの着火遅れ時間は水素のそれに比べて大きい。

このように速度、濃度の半径方向の勾配が、本実験のような流れ場における着火遅れに大きな影響を及ぼすことが明らかにされた。

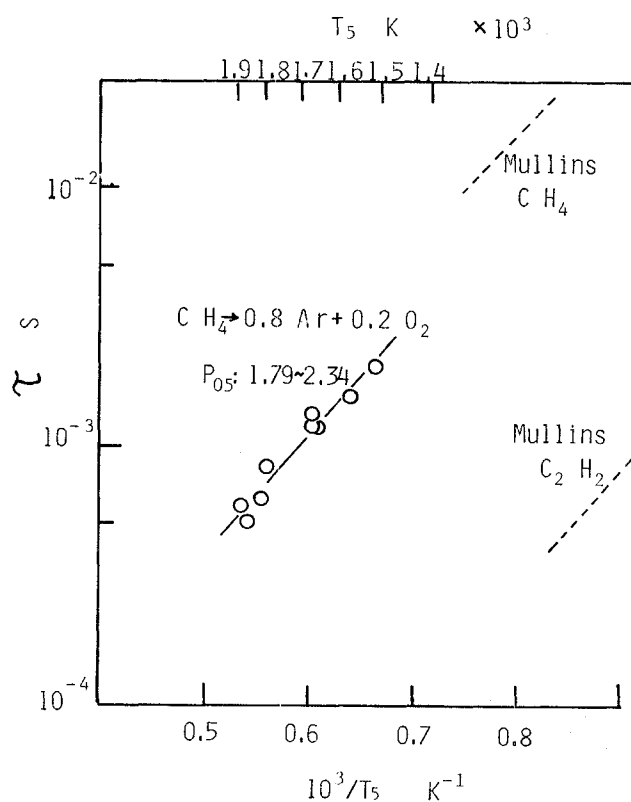


図 4.3.10 高温酸化剤中へ噴射されたメタンの着火遅れ ($D = 2.0 \text{ mm}$, 20%酸素)

水素のディーゼルエンジンへの適用性

水素の着火温度は高いため、水素をディーゼルエンジンに適用することは難しいと考えられてきた。図 4.3.5, 6 に示された測定点はすべて着火が起ったことを表わしており、測定時間が長ければより低温側で着火すると予想される。しかしながらディーゼルエンジンへの適用を考える場合には、回転数が上げられる必要があるため、着火遅れ時間はある一定値以下である必要がある。ここでは着火遅れ時間が 2.0 ms の時の酸化剤温度を最低着火温度と定義し、表 4.3.1 に各条件における最低着火温度を示した。図 4.3.5,

表 4.3.1 最低着火温度

	20 % Oxygen	5 % Oxygen
$D = 2 \text{ mm}$	965 K	980 K
$D = 1 \text{ mm}$	975 K	990 K

6 から判るように着火遅れ時間に及ぼす温度の依存性は極めて大きいので、着火遅れ時間のとり方には最低着火温度はほとんど影響を受けない。表 4.3.1 に示されるようにノズル径、酸素濃度にかかわらず、最低着火温度は約 980 K である。

この値を用いて着火可能な圧縮比を、比熱比を 1.4 として理想的な断熱圧縮過程を仮定して求めると、2.1 となる。実際には壁への熱伝達があるためこれ以上の圧縮比が必要となろう。現在、一般に使用されているディーゼルエンジンの圧縮比は 1.5 ~ 2.1 であるので、既存のディーゼルエンジンへ水素を用いることは困難であるようだ。しかしながら、水素は、ディーゼルエンジンの気体燃料としては、メタンやアセチレンなどよりはるかに良い着火特性を有すると言える。

まとめ

高温酸化剤中へ水素を噴射した場合の混合から着火に至る過程を明らかにする目的で、衝撃波管を用いて実験を行い、酸化剤温度、ノズル径、酸化剤濃度が着火遅れに及ぼす影響を調べるとともに、流れ場をシュリーレン法で観察した結果、以下の結論が得られた。

- (1) 酸化剤温度は着火遅れに強い影響があるが、ノズル径、酸化剤濃度はほとんど影響しない。
- (2) 噴流の半径方向における流速、濃度勾配が大きい程着火遅れ時間は長くなる。
- (3) 着火はノズル出口近傍で生じる。
- (4) 最低着火温度は酸素濃度、ノズル径にかかわらず 980 K 程度であった。
- (5) ディーゼルエンジンに水素を適用する場合、2.1 以上の圧縮比が必要となる。

参考文献

- 1) Schott, G.L., and J.L. Kinsey (1958). Kinetic studies of hydroxyl radicals in shock waves II. Induction times in the hydrogen-oxygen reaction. J. Chem. Phys., 29, 1177 - 1182.

参考文献

- 2) Mullins, B.P. (1953). Studies on the spontaneous of fuel injection into a hat air stream I V - ignition delay measurement on some gaseous fuel at atomospheric and reduced static pressures. Fuel, 32, 343-362.

4.4 燃焼過程

4.4.1 容器内の燃焼特性

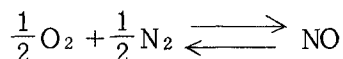
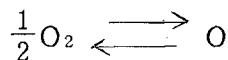
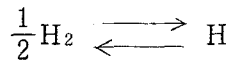
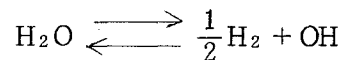
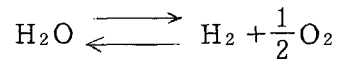
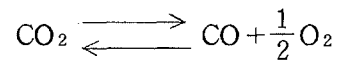
(1) 断熱火炎温度と平衡組成

前述した水素燃焼特性の項に示されるように定圧燃焼に関するデータは系統的に多くあるが、定容燃焼（非定常燃焼）についてはデータは少なく整理も十分ではない。定容燃焼は火花点火機関の代表的な燃焼形態であるが、この定容燃焼における火炎温度および平衡濃度についても、その計算方法はほぼ確立しているにもかかわらず、具体的な条件での数値を得るには文献等での検索も容易でない。

そこで定容燃焼における断熱火炎温度と平衡濃度の計算を $H_2 - O_2 - N_2 - C_n H_m$ 系の混合気について行い、その資料を得たので簡単に要約する。

この種の計算はすでに簡便法が定圧燃焼において確立しており、定容燃焼の計算においてもほぼ同様であるので詳細な説明は省略し、概要についてのみ述べる。

計算に用いたガス成分は $CO, CO_2, H_2, O_2, H_2O, OH, O, H, NO, N_2$ の10成分であり、平衡反応式は一般的な下記の通りである。



ガス系には $H_2 - C_n H_m - O_2 - N_2$ 系を考え、水分、 A_r 等は考慮しない。

計算は水素以外の炭化水素燃料の種類及び燃料1モル中の炭化水素燃料割合、窒素と酸素の体積比及び未燃混合気中の燃料の体積割合を与えることにより、平衡式、原子数保存、ガス状態式、エネルギー保存式から各平衡濃度、断熱火炎温度を求めた。

図4.4.1.1は定容燃焼における火炎温度及び燃焼圧力を示す。図中破線の定圧燃焼の温度に比べ、約400 K程度の温度差がある。常温常圧では理論比より少し過濃側混合比に最大値を持つ。図4.4.1.2は初期圧による火炎温度及び燃焼圧力の変化を示す。火炎温度の圧力依存性は理論混合比付近 ($C_f=0.295$) でわずかに存在するが、ほぼ依存性はないと判断できよう。また燃焼圧力は初期圧力に比例し、最高圧力を示す

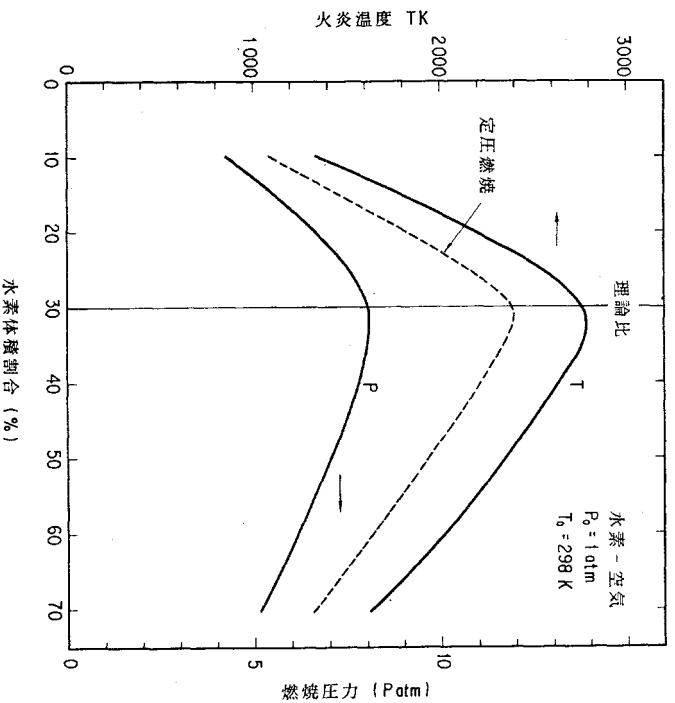


図 4.4.1.1 混 合 比 の 影 響

混合比 ($C_f = 0.32$) において燃焼圧は初期圧力の約 8 倍となる。また図 4.4.1.3 に示すように、最高温度を示す混合比は圧力が高い方がわずかに理論比に近づくことがわかる。図 4.4.1.4 は初期圧力一定の下でも初期温度による影響を示す。初期圧が一定であるために、初期温度が低いほど混合気密度が大きくなり、発熱量も増加するから、燃焼圧は増加し、火炎温度も低下の割合が小さい。図 4.4.1.5 は水素、プロパン及びメタンを燃料とした場合の火炎温度及び燃焼圧力を比較した結果を示す。水素は火炎温度は高いが燃焼圧力は低いことがわかる。図 4.4.1.6 は窒素と酸素割合を空気における比率から変化させた場合の火炎温度・燃焼圧力の変化を示す。酸素濃度が増大するほど最高火炎温度は増加する。図 4.4.1.7 は水素-メタン-空気混合気の火炎温度及び燃焼圧力を示す。混合気中の燃料 ($H_2 + CH_4$) の体積割合 C_f を一定としているので酸素濃度が一定である。それゆえこの酸素濃度において理論混合比となる水素-メタン混合割合が図中の位置に決まる。図よりメタン割合が少ない位置に最大値をもつが、最大圧力はほぼこの理論比付近となり、最高火炎温度を示す混合比と最大燃焼圧力を示す位置が、水素単味と異なり一致しないことがわかる。図 4.4.1.8 は水素-メタン混合燃料における初期圧力の影響を示す。メタンの割合が増加し、火炎温度が低いほど圧力依存は小さい。

図 4.4.1.9 は初期圧力 1 atm, 10 atm の場合の水素-空気系の定容燃焼時の平衡組成を示す。圧力の高い方がラジカル濃度が少なく、水分が多いことがわかる。大気汚染物質である NO 濃度は理論混合比より希薄側に最高濃度をもつことがわかる。

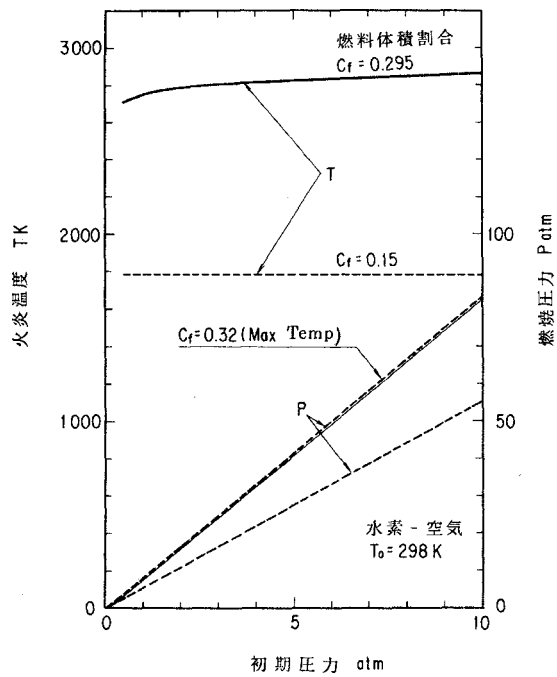


図 4.4.1.2 初期圧力の影響

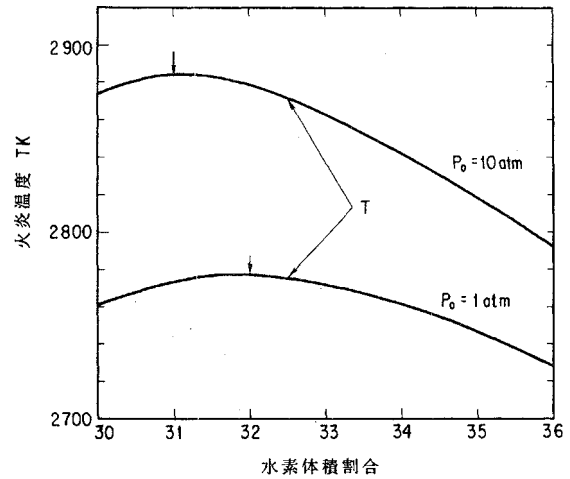


図 4.4.1.3 最高火炎温度位置の初期圧による変化

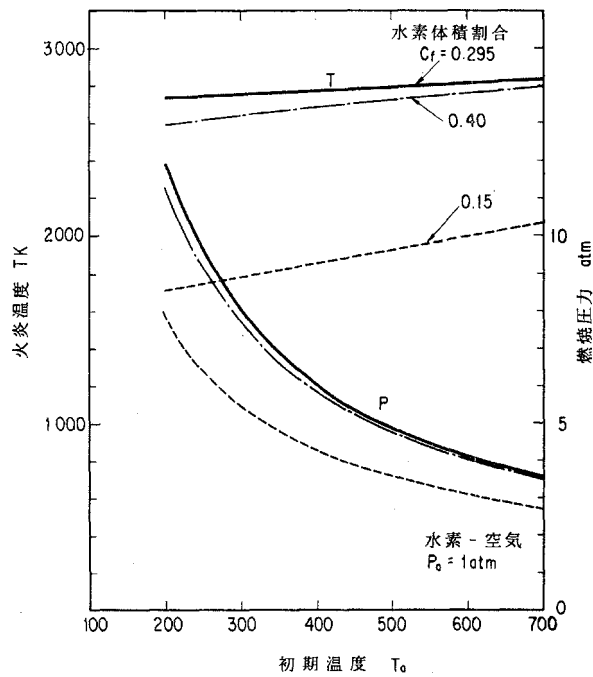


図 4.4.1.4 初期温度による影響

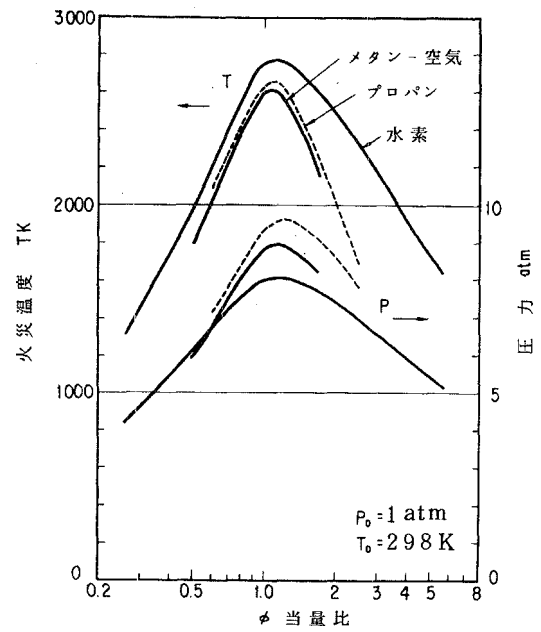


図 4.4.1.5 燃料の種類による比較

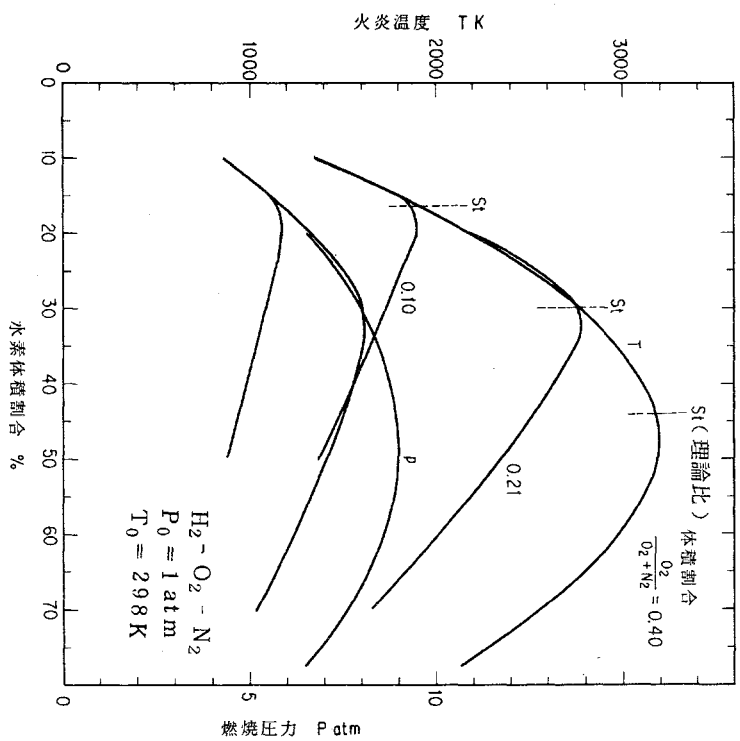


図4.4.16 酸素濃度の影響

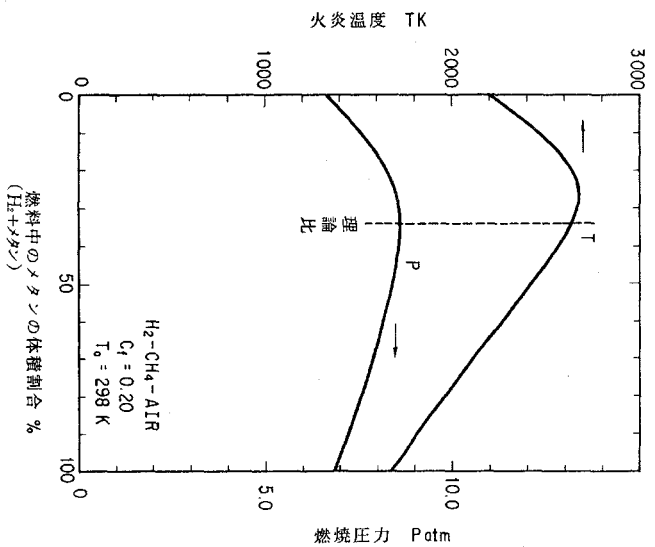


図4.4.17 $H_2 - CH_4$ - 空気混合気の火炎温度

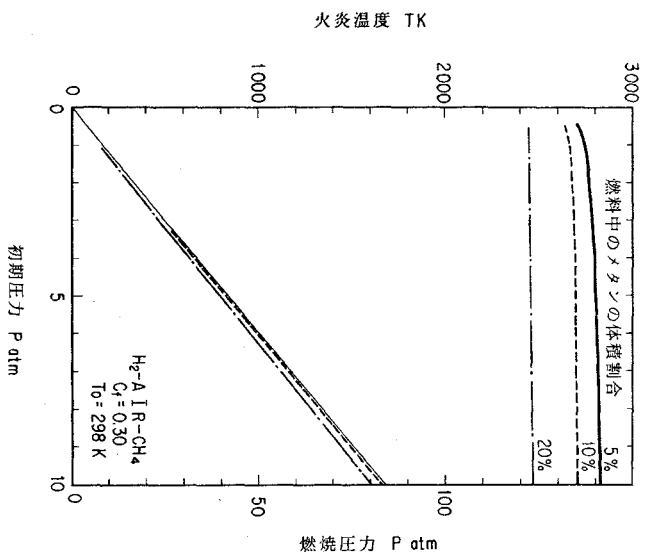


図4.4.18 $H_2 - CH_4$ - 空気系の初期圧力の影響

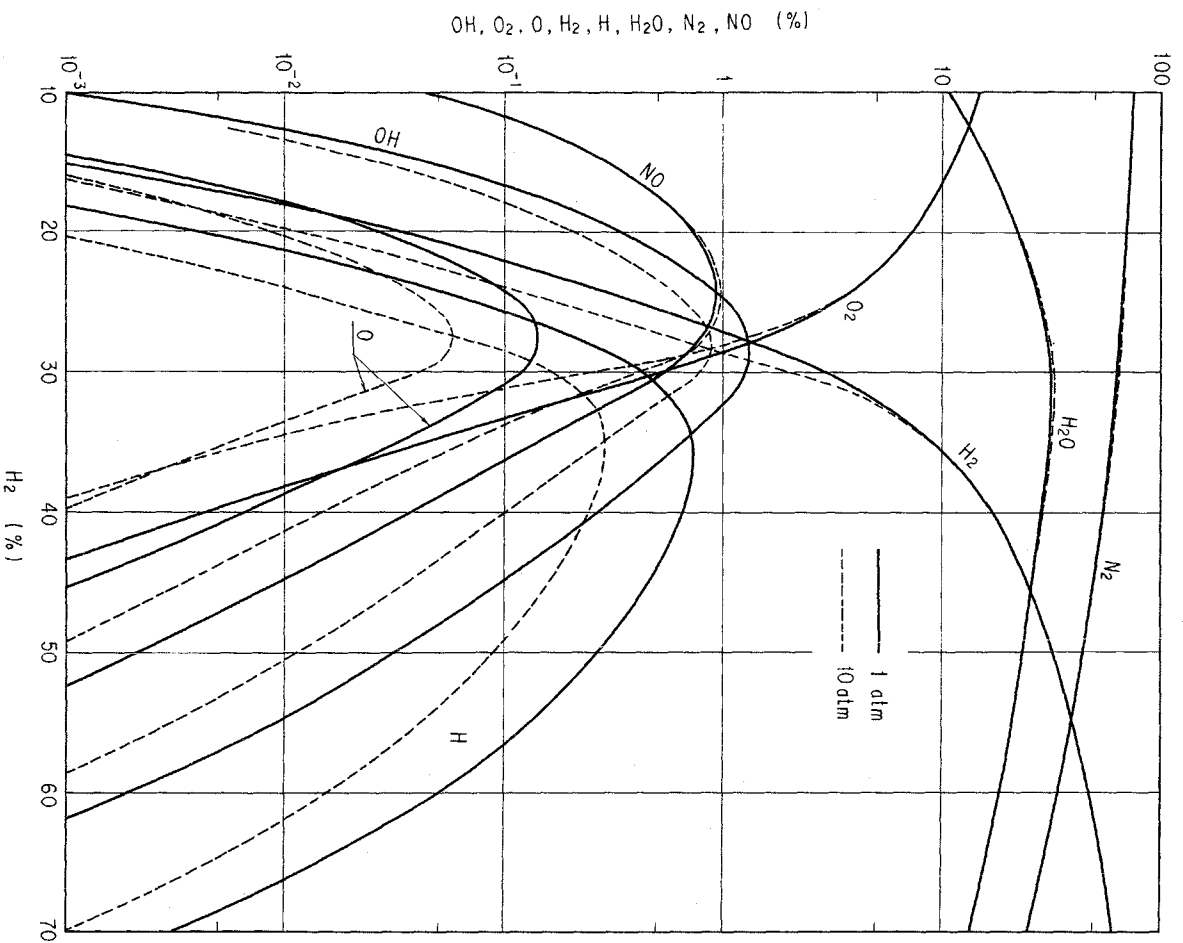


図4.4.1.9 定容燃焼時の平衡濃度

以上の資料より、水素-空気または水素-炭化水素-空気混合気における定容燃焼時の最高火炎温度、最大燃焼圧力などが混合比、初期圧力及び初期温度変化に対して得られ、燃焼容器実験さらにはエンジンシリンダ圧力の最大値の目安などが見い出された。

(2) 定容燃焼器による燃焼時間計測

強制点火された予混合気中を火炎が伝ばし、シリンダ内混合気が燃焼を終了するまでの期間、すなわち容積型機関の燃焼過程は、前述の混合および着火過程と同様、エンジン性能に著しい影響を与える。特に水素の場合、その燃焼速度が速いことから異常燃焼、ノッキング等がエンジン運転上重要な問題である。

本節では容積型機関の点火から燃焼終了までの総合的な燃焼の速さを点火から最高圧力に達するまでの時間を指標として調べた結果を要約する。

図 4.4.1.10 は燃焼容器の実験装置の概要を示す。容器本体は内径120mm厚さ40mmの円柱容器を標準とし、火炎観察窓の取り付けが可能であり、厚みも変えられるような設計とした。燃料-空気の予混合気形成には攪拌機付の混合容器を用い、混合比の設定はデジタル圧力計による分圧比より行った。燃焼前の混合気圧力及び温度はデジタル圧力計及び温度計を用い、燃焼時の圧力計測は半導体型及びピエゾ圧力計を用いた。この圧力データはミニコンに直接記録し、同一条件における4回以上の実験データの平均値を圧力波形のデータとして採用した。

実験は水素-酸素-窒素系の混合気を用いた。ただし酸素と窒素の体積比率は空気相当の1 : 3.762である。

図 4.4.1.11 は水素体積割合が20%における点火からの燃焼圧力経過である。変数は混合気の初期圧力 P_0 である。各履歴は4回の平均値であるが、点火によるノイズを除いては変動は小さいことは確かめられている。点火から最高圧力までの時間 τ を燃焼時間と定義し、以下の結果はこの時間にて比較を行う。図 4.4.1.12 は大気圧の混合気の水素濃度による燃焼時間の変化を示す。水素濃度が高くなるにつれて τ が急激に小さくなり、理論比(約30%水素)より過濃側の燃焼時間は10%水素と比較し、2ケタも小さい。これらから理論比付近でノッキング等が生じやすいことが定性的にわかる。図 4.4.1.13 は水素濃度を変数

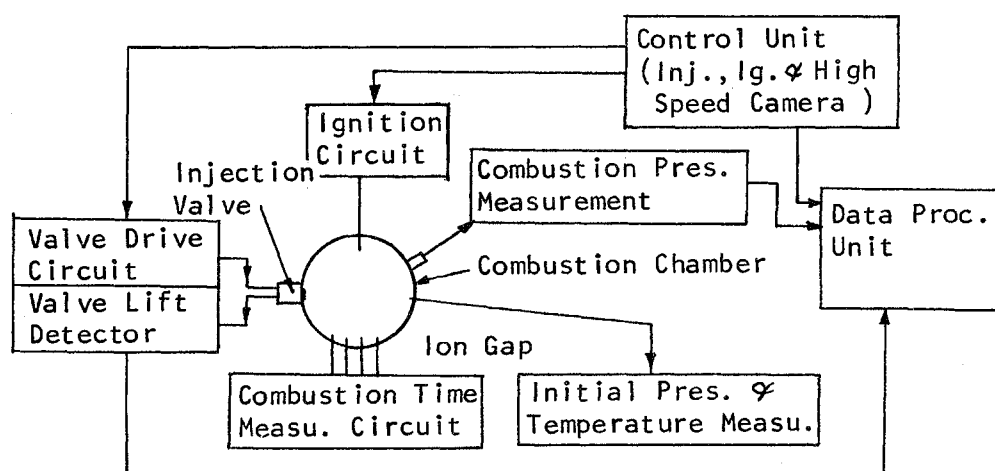


図 4.4.1.10 燃焼容器実験計測装置の概要

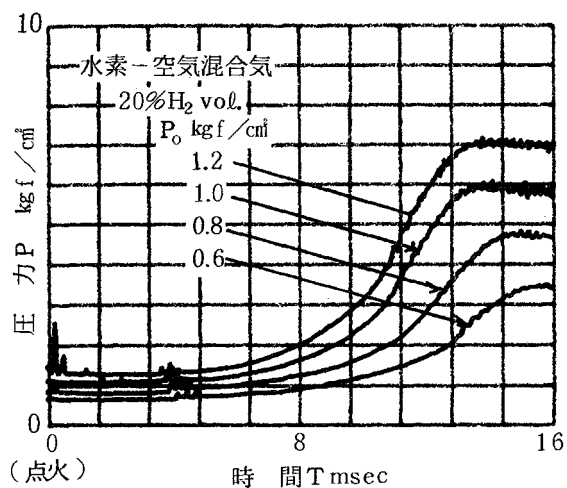


図 4.4.1.11 容器内圧力経過

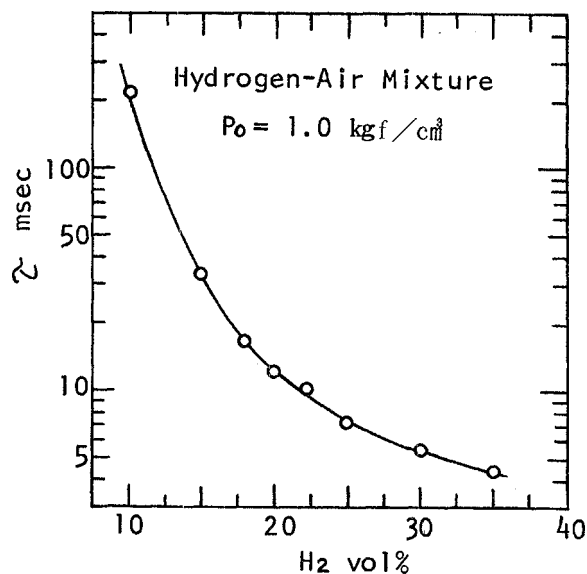


図 4.4.1.12 水素濃度と燃焼時間の関係

として、混合気初期圧に対する燃焼時間を示す。図 4.4.1.11 及び 4.4.1.13 からわかるように測定範囲内において圧力増加すると燃焼時間はわずかに減少することがわかる。図 4.4.1.14 は混合気初期圧力を変数と

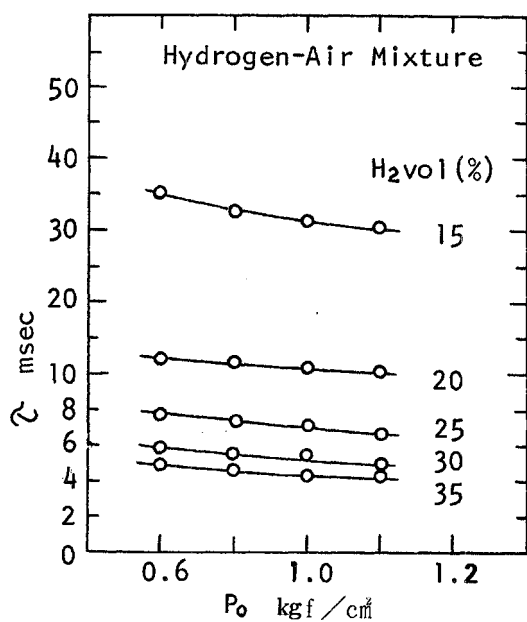


図 4.4.1.13 初期圧力と燃焼時間の関係

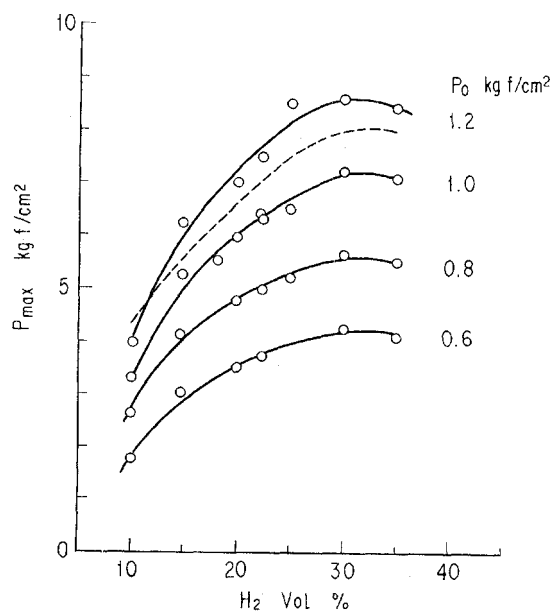


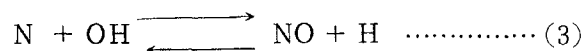
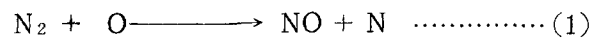
図 4.4.1.14 水素濃度に対する最高燃焼圧力の変化

して、水素濃度に対する最高燃焼圧力を示す。また破線は前節の平衡計算で得た混合気初期圧＝大気圧条件での燃焼圧力である。図より実際の燃焼圧力は平衡圧力より約10%程度低く、極めて希薄混合気になるとその差は大きくなる。また燃焼圧力は実際に初期圧力にほぼ比例し、平衡計算で得た結果と一致する。

巨視的な燃焼時間を水素濃度および初期混合気圧力変化に対し計測した結果、理論混合比付近において初期混合気圧力が高いほど燃焼時間が急激に短くなることから、ノッキングや異常燃焼がエンジン内で生じやすいことを裏づけることができた。更にこれらの現象を抑制するための研究が望まれる。

4.4.2 排気ガス中のNOについて

水素燃料エンジンから排出される有害成分は、水素を燃料として用いるため、NOと潤滑油の燃焼により生じる極微量のHCである。後者の排出量はガソリン機関に比べはるかに少なく問題とならないが、前者の排出量はNOの生成機構上ガソリン機関のそれに匹敵する。NOの生成反応は基本的には、



のいわゆるZeldovich機構で説明されている。反応(1)は反応(2)、(3)に比べ遅くNO生成の律速反応となっており、しかも高い活性化エネルギーを有している。NOの生成が温度に敏感であるのはこのためである。通常反応(1)が遅いため、滞留時間が短い火炎帯中ではNOは余り生成せず、窒素と酸素が存在する既燃ガス中でその大部分が生成されると云われている。

NOの生成量を低減するには(1)最高温度を下げる。(2)高温での滞留時間を短くする。(3)生成したNOを触媒反応などを用いて還元する。の三つの考え方があり、現在のガソリン機関においても用いられている。上記の方法はいずれも出力、効率の低下をもたらし、機関の排気特性を除く性能に悪い影響を及ぼすのが現状である。したがって将来水素燃料が自動車に用いられるとしても、機関性能を損わずにNO排出量を低減させる方法の開発が待たれている。

一方NO濃度の測定には現在化学発光法が主として用いられているが、NO₂とNOを区別出来ない、NOがプローブ中で変化する、プローブが外乱となるなど測定技術上の問題点も少なくない。このように今後ともNO低減法を開発し、最良の機関性能を得るにはNO濃度の正確な測定法の確立が必要である。近年レーザ測定技術の発展に伴ない、波長可変ダイオードレーザが公害排出物の濃度測定に用いられるようになった。波長可変ダイオードレーザは、

- (1) 3 μm～30 μmの波長範囲のレーザ光を出せる。
- (2) 単色性がよい。(＜0.0001 cm⁻¹)
- (3) 高出力である。(≒0.2 mW)
- (4) 高速度で波長を変化できる。(10 KHz, 1 cm⁻¹)

などの特徴を有し、従来の光源を用いて光吸収法で濃度測定を行う場合に比べ、高感度測定が可能となった。ここではNO濃度の新しい測定技術を確立するのを目的とし、波長可変ダイオードレーザのNO濃度測定に対する適用性を調べた結果を示す。

NOの基本振動一回転スペクトル

本実験では、波長可変ダイオードレーザを用いてNOの基本振動一回転吸収スペクトルを測定した。実験結果を示す前に、ここではこれまでの分光研究によって得られたNOの基本振動一回転スペクトルについて述べることにする。

NOの基底電子状態には不対電子のために ${}^2\Sigma_{3/2}$ と ${}^2\Sigma_{1/2}$ の二つの状態が存在する。 Σ は電子角運動量の分子軸方向成分の量子数が1であることを示し、左肩および右下の添字はおのおの多重度と電子角動運量と

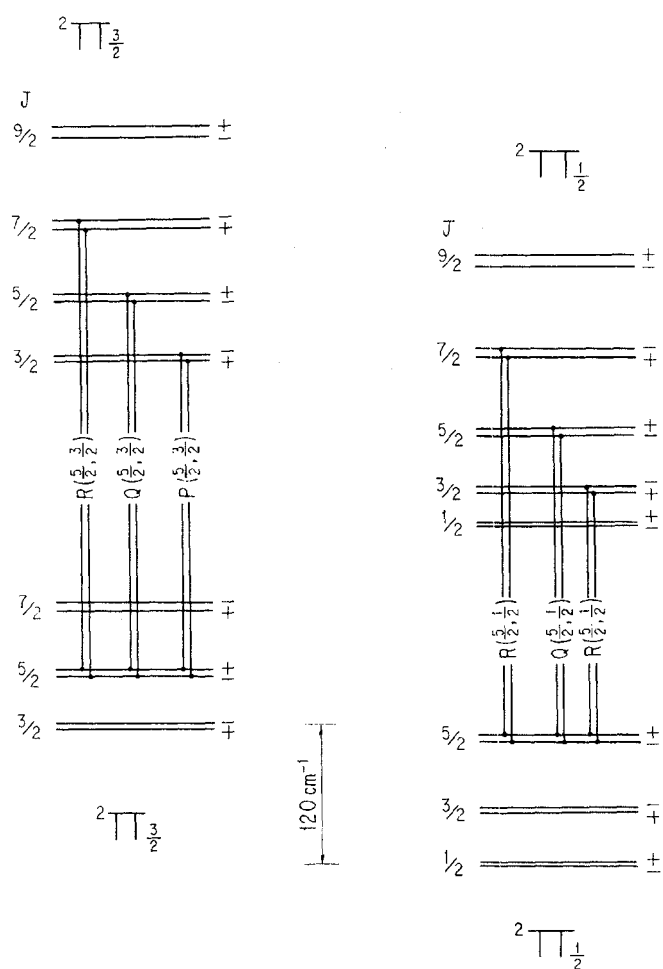


図4.4.2.1 NOの基本振動一回転エネルギーレベル模式図

電子スピンの分子軸方向成分の和を表わしている。各電子状態では R 分枝, Q 分枝, P 分枝と云われる振動一回転間の遷移が起る。 R 分枝, Q 分枝, P 分枝は, 振動量子数を v , 回転量子数を J で表わすと, $(v, J) \rightarrow (v+1, J+1), (v+1, J), (v+1, J-1)$ なる遷移をおのおの表わしている。このような二つの電子状態での遷移を区別して, 振動一回転遷移を, 図 4.4.2.1 に示すように, $P(\frac{5}{2}, \frac{3}{2}), P(\frac{5}{2}, \frac{1}{2})$ などのように書くことにする。

NO の基本振動一回転スペクトルに特徴的なのは, ${}^2\Sigma_{\frac{1}{2}}$ と ${}^2\Sigma_{\frac{3}{2}}$ は, エネルギーが全体的に 120cm^{-1} 異なっているだけで, 振動一回転構造が極めてよく似ているため, 二つのスペクトルが 1cm^{-1} 程度離れて常に対になって現われることである。もう一つの特徴は A -doubling と呼ばれるもので, 実際には 1 つのスペクトルがさらに二つに分かれていることである。通常の圧力範囲では, この A -doubling は ${}^2\Sigma_{\frac{1}{2}}$ で 0.002cm^{-1} の波長差があるにすぎないので, 重なり合って見い出すことは出来ない。

${}^{14}\text{N}{}^{14}\text{O}$ FUNDAMENTAL AT $5.3\ \mu\text{m}$

TABLE III
Observed Wavenumbers (cm^{-1} -vac) for the 1-0 Band of ${}^{14}\text{N}{}^{14}\text{O}$

J	$P(J)$	${}^2\Pi_{1/2} - {}^2\Pi_{1/2}$		$O-C$ $\times 10^3$	$P(J)$	${}^2\Pi_{3/2} - {}^2\Pi_{3/2}$		$O-C$ $\times 10^3$
		$O-C$ $\times 10^3$	$R(J)$			$O-C$ $\times 10^3$	$R(J)$	
0.5			(1881.0423)					
1.5	1871.0602	-0.5	1884.2994 ^b				1884.3235 ^b	
2.5	1867.6652	-0.2	1887.5238	0.3	1867.2127	0.0	1887.6371	0.4
3.5	1864.2360 ^b		1890.7126	-0.6	1863.6833 ^b		1890.9122	-0.7
4.5	1860.7717	-0.6	1893.8682	-0.5	1860.1182	-0.5	1894.1517	-0.3
5.5	1857.2741	-0.4	1896.9899	0.1	1856.5188	-0.5	1897.3537	
6.5	1853.7424	-0.0	1900.0764		1852.8846	-0.5	1900.5174	-0.5
7.5	1850.1762		1903.1282	-0.3	1849.2162	-0.4	1903.6439	-0.4
8.5	1846.5752	-0.6	1906.1459	0.1	(1845.5159)	(1.9)	1906.7323	-0.4
9.5	1842.9408	-0.4	1909.1289	0.0	1841.7778	0.4	1909.7832	0.2
10.5	1839.2735	1.0	1912.0765	-0.4	1838.0071		1912.7953	0.2
11.5	1835.5697		1914.9901	0.0	(1834.2053)	(1.9)	1915.7685	-0.1
12.5	1831.8327	0.1	1917.8686	0.4	1830.3662	-0.2	1918.7037	-0.1
13.5	1828.0625	0.6	1920.7114	0.3	1826.4968	0.4	1921.5995	-0.3
14.5	1824.2564	-0.7	1923.5185	-0.3	1822.5940	0.5	1924.4576	0.4
15.5	1820.4187	0.4	1926.2911	0.1	1818.6578	-0.2	1927.2751	-0.4
16.5	1816.5454	-0.3	1929.0276	0.0	1814.6903	0.3	1930.0546	0.2
17.5	1812.6394	0.0	1931.7284		1810.6896		1932.7967	0.1
18.5	1808.6994		1934.3927	-0.5	1806.6570	0.1	1935.4955	
19.5	1804.7258	0.0	1937.0216	-0.3	1802.5914	-1.2	1938.1561	-0.6
20.5	1800.7183	-0.4	1939.6140	-0.3	1798.4955	-0.7	1940.7782	-0.3
21.5	1796.6780	0.3	1942.1697	-0.5	1794.3687	0.6	1943.3604	-0.2
22.5	1792.6046		1944.6892	-0.2	1790.2085		1945.9024	-0.5
23.5	1788.4969	-0.8	1947.1720	0.3	1786.0180	0.7	1948.4054	-0.1
24.5	1784.3572	-0.6	1949.6171	0.1	1781.7953	0.5	1950.8685	0.3
25.5	1780.1844	-0.5	1952.0256	0.6	(1777.5421)	1.0	1953.2902	-0.7
26.5	(1775.9771)	(-2.2)	1954.3955	0.0	1773.2562		1955.6735	0.0
27.5	1771.7410	0.1	1956.7286	0.2	1768.9397	-0.6	(1958.0161)	(0.2)
28.5	1767.4704	0.3	1959.0233	-0.2	1764.5925	-1.0	(1960.3166)	(-1.4)
29.5	1763.1669	0.1	1961.2807	0.2	1760.2169	1.0	1962.5798	0.0
30.5	1758.8311		(1963.4982)	(-1.2)	1755.8080	0.4	1964.8011	0.1
31.5	1754.4637	0.3	1965.6798	0.1	1751.3687		1966.9817	-0.2
32.5	1750.0626	-0.9	1967.8213	-0.2	(1746.8975)	(-1.7)	(1969.1198)	(-2.3)
33.5	1745.6318		1969.9245	0.0			1971.2212	-0.2
34.5	1741.1682	0.1	(1971.9892)	(0.7)			1973.2799	0.1
35.5			1974.0133	0.0			1975.2972	-0.3
36.5			1975.9989	0.1			1977.2742	0.2
37.5			1977.9445	-0.2			1979.2092	0.1
38.5			1979.8505	0.3				

a Wavenumbers in parentheses are not used for constants calculation.

b Wavenumbers written in this column are calculated values.

表 4.4.2.1 NO の 1-O バンドにおける R 分枝と P 分枝の波長

表4.4.2.1～2にA. Valentin らによって観測されたNOの基本バンドにおける波長を示してある。

VALENTIN ET AL.

TABLE IV

Observed Wavenumbers ($\text{cm}^{-1}\text{-vac}$) for the 1-0 Band of $^{14}\text{N}^{16}\text{O}$ and Λ Doubling Components in the Q Branches of the Main Subbands

J	Parity	$2\eta_{1/2} - 2\eta_{1/2}$	O-C $\times 10^3$	$2\eta_{3/2} - 2\eta_{3/2}$	Unresolved Doublets	O-C $\times 10^3$
		Q(J)		Q(J)		
0.5	-	(1876.0873)	(-1.1)			
	+	(1876.0634)	(-1.3)			
1.5	+	1876.0689 ^b		1875.8132 ^b	1875.8133	0.1
	-	1875.9755	-0.2	1875.8132		
2.5	+	1875.9044	0.4	1875.7232	1875.7234	0.3
	-	1875.8666	0.2	1875.7230		
3.5	+	1875.7733	-0.3	1875.5972	(1875.5989)	(2.0)
	-	1875.7244	0.6	1875.5966		
4.5	+	1875.6071		1875.4353	1875.4347	0.0
	-	1875.5475		1875.4341		
5.5	+	1875.4073		1875.2375	1875.2367	0.2
	-	1875.3358	-0.3	1875.2355		
6.5	+	1875.1733	-0.1	1875.0040	1875.0027	0.4
	-	1875.0912	1.0	1875.0007		
7.5	+	1874.9061	0.7	1874.7346	1874.7326	0.4
	-	1874.8101	0.4	1874.7297		
8.5	+	1874.6033	0.1	1874.4295	1874.4266	0.5
	-	1874.4950	0.4	1874.4226		
9.5	+	1874.2673	0.4	1874.0887	1874.0840	0.0
	-	1874.1449	0.1	1874.0793		
10.5	+	1873.8965	0.1	1873.7123	1873.7064	0.3
	-	1873.7617	1.5	1873.6999		
11.5	+	1873.4918	0.1	1873.3003	1873.2922	-0.1
	-	(1873.3427)	(1.8)	1873.2843		
12.5	+	1873.0528	0.0	(1872.8516)		(-1.1)
	-	1872.8867		(1872.8342)		(1.6)
13.5	+	1872.5796		1872.3688		-0.8
	-	1872.3977		1872.3460		1.2
14.5	+	1872.0722		1871.8513		0.2
	-	1871.8737		1871.8216		0.7
15.5	+	1871.5305		1871.2985		1.4
	-	1871.3147		1871.2612		0.3
16.5	+	1870.9544		1870.7077		
	-	1870.7206		1870.6649		
17.5	+	1870.3432	-0.8	1870.0829		0.0
	-	1870.0915		1870.0329		0.1
18.5	+	(1869.6971)	(-2.0)	1869.4223		-0.5
	-	1869.4273		1869.3648		
19.5	+	1869.0211	1.3	1868.7260		-1.4
	-	1868.7279		1868.6607		
20.5	+	1868.3061		1867.9967		
	-	1867.9932		1867.9206		
21.5	+	1867.5578		1867.2308		
	-	1867.2234		1867.1446		
22.5	+	1866.7751	0.2	1866.4280		-1.5
	-	1866.4182		1866.3313		-1.4
23.5	+	1865.9576	0.1	1865.5930		-0.9
	-			1865.4839		

a Wavenumbers in parontheses are not used for constants calculation.

b Wavenumbers written in this column are calculated values.

表4.4.2.2 NOの1-OバンドにおけるQ分枝と Λ -doublingによるサブバンドの波長

実験装置及び方法

図4.4.2.2に実験装置を示す。実験装置は大きく分けて光源部、試料セル部、赤外線検知部から成っている。光源部には波長可変ダイオードレーザ本体の他に、ダイオードを極低温(10 K)にまで冷却するための冷凍機とその温度を安定化させる電子回路CTS (Cryogenic Temperature Stabilizer), ダイオードに流す電流を安定化・制御するLCM (Laser Control Module), レーザヘッド内を真空断

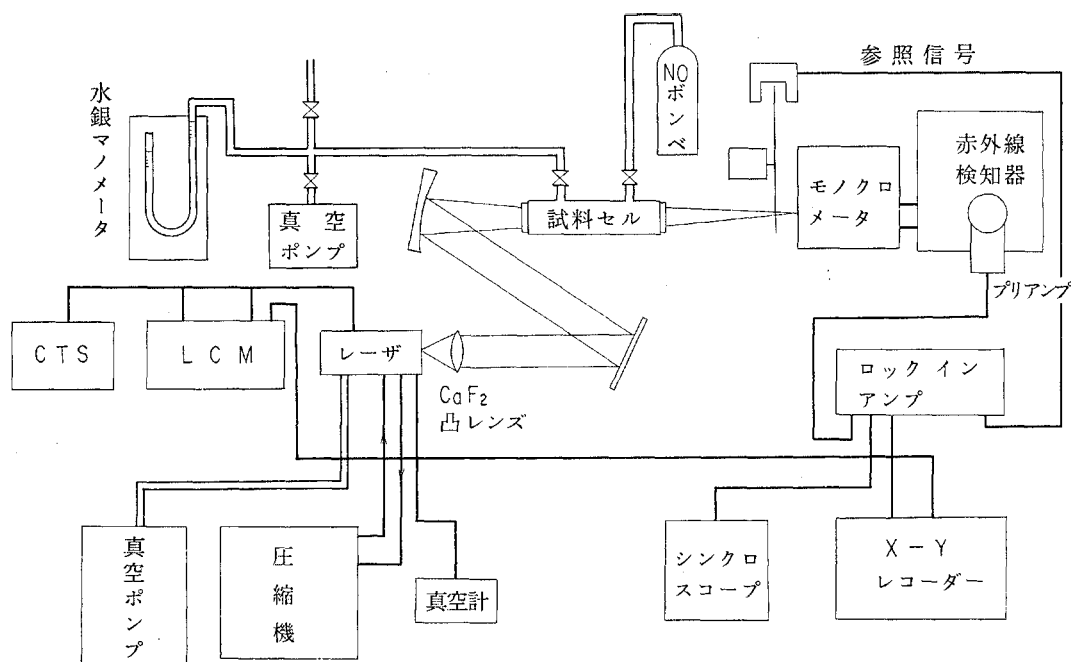


図4.4.2.2 実験装置

熱するのに用いる真空系があり、レーザ発振を長時間安定して行える。

レーザから発せられる赤外光は放射状であるため、レーザヘッドの近くに焦点距離25mm、直径25mmのフッ素カルシウム製の凸レンズを置いた。集光されたレーザ光は平面鏡と凹面鏡によって光路を変えられて、試料セルを通った後に分光器入口スリット上に結像される。試料セルはパイレックス製円管でその両端はフッ化カルシウムの窓で閉じてある。また試料セルにはNO注入口と排気口が付いており、既知の濃度のNOが充填されたボンベとロータリポンプ及び圧力測定用水銀マンノメーターにおのおの接続されている。

数本の発振線を含むレーザ光を分光するために用いられる分光器を通った単色の赤外線はAu-Ge赤外線検知器によって電気信号に変換された後プリアンプを通してロックインアンプに導びかれる。分光器の入口スリットにはチョッパーが設けられロックインアンプへ参照信号を送り出すことができる。

ダイオードレーザから発せられる赤外光の波長はダイオードの温度とそれに流す電流によって決まる。図4.4.2.3に実際に測定されたダイオードレーザの温度、電流に対する波長特性を示す。図中にNOの吸収線の位置もあわせて示した。図から判るように、温度が高くなるにつれ、また電流が大きくなるにつれ波長は短くなる。電流が大きくなると発振線の数が多くなり、温度が高い程電流変化に対する波長変化が大きくなることが判る。

したがってNOのスペクトルを精度よく調べるには、低温度、低電流の領域での波長を用いるのが適当

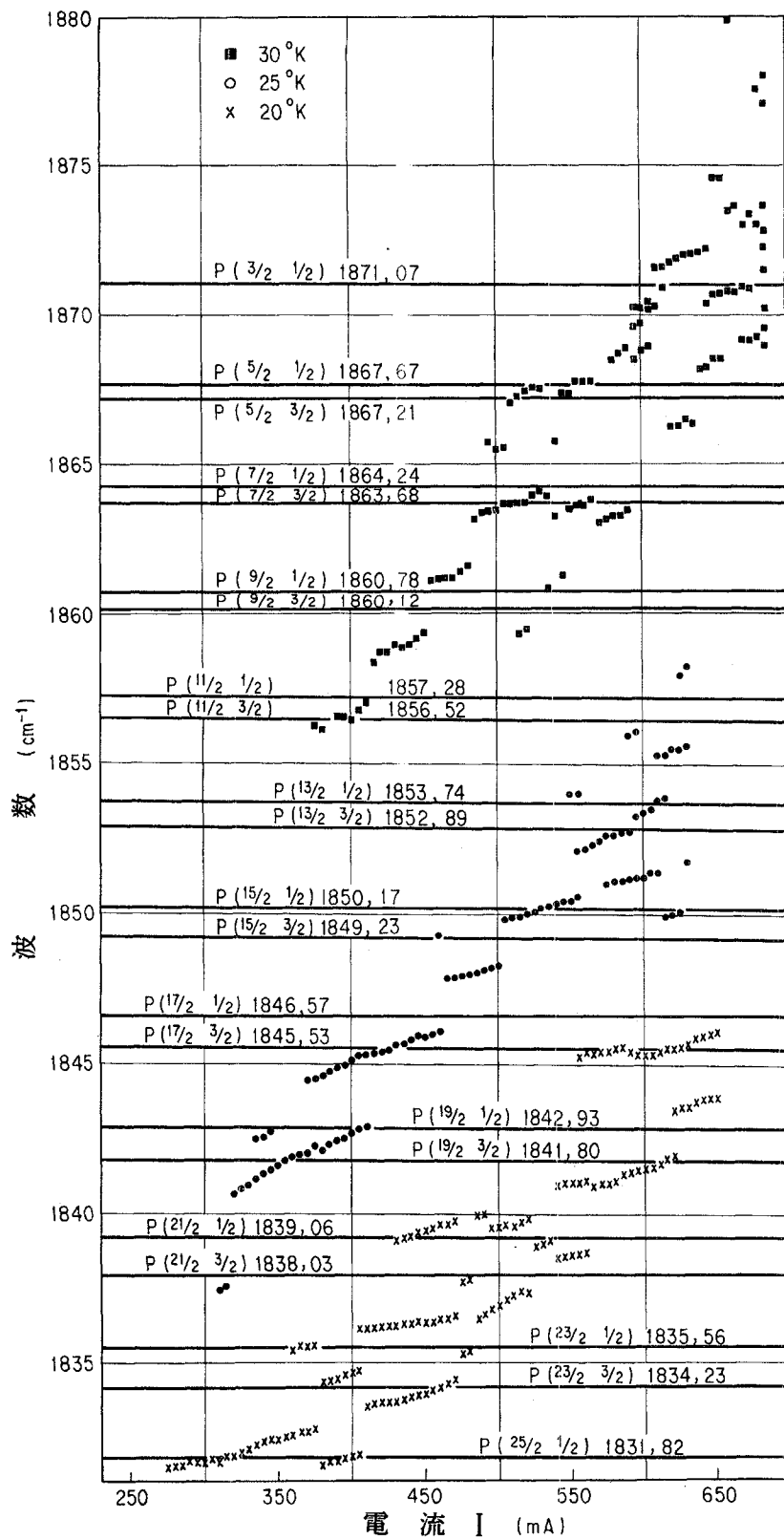


図 4.4.23 ダイオードレーザの温度、電流による波長特性

である。

実験は次のような手順で行った。まず試料セル内に窒素で希釈したNO (5410 ppm) を数十 torr まで封入する。図4.4.2.3を参考にして、電流、温度を調節して目的とするスペクトル線を探し出す。本実験に用いた分光器の分解能は 0.5 cm^{-1} 程度で、分光器の波長読み取りをスペクトル線を探し出す目安にすることはできない。そのためスペクトル線に合った波長のレーザ光を、温度、電流を調節して、選び出すのに多大の時間を費やした。スペクトル線が見い出されたならば試料セル内の圧力を設定仕直し、一つのスペクトル線全体が描けるように、温度は固定して、電流を変化させた。このようにしてスペクトル線のプロフィールをX-Yレコーダで記録した。

実験結果および考察

図4.4.2.4～5は実際に得られたスペクトル線のプロフィールである。横軸には電流値、縦軸には吸収率をとってある。図4.4.2.4は $P\left(\frac{17}{2}, \frac{3}{2}\right)$ に対するもので、圧力は6 torr から 236 torr まで変化させた。

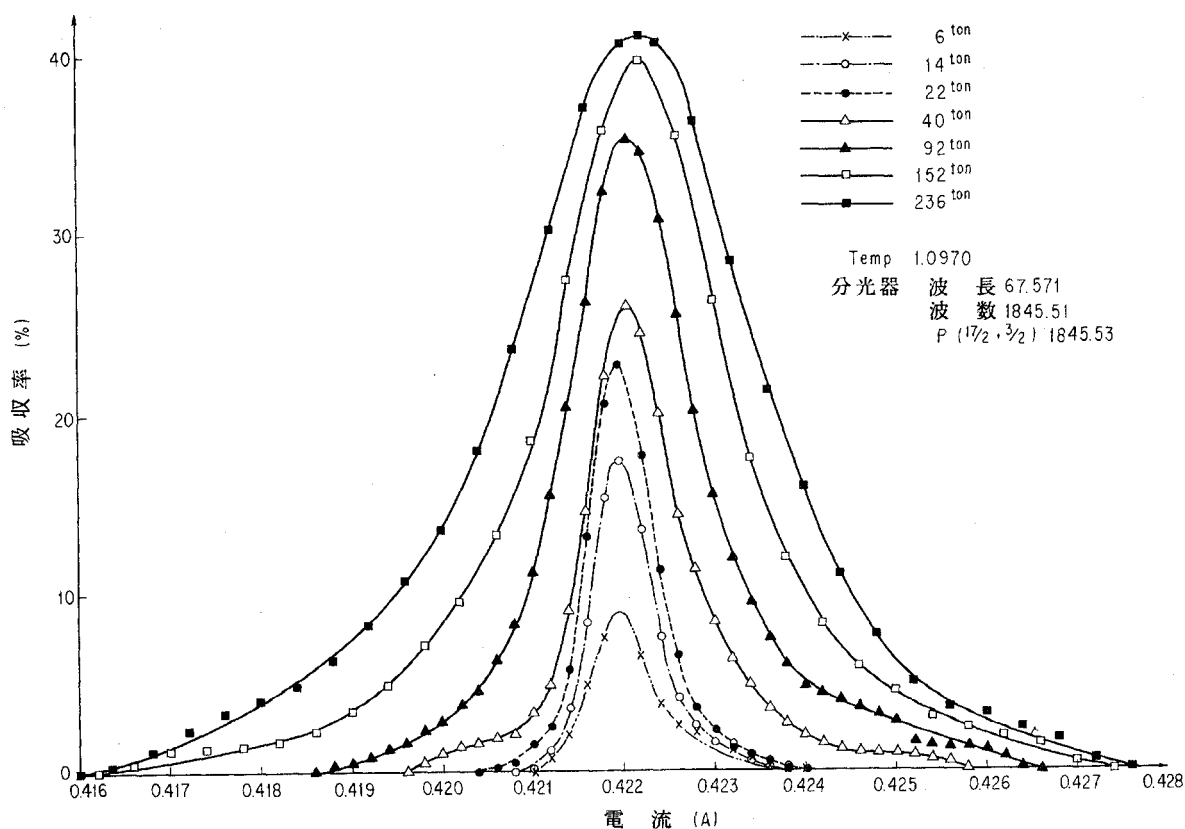


図4.4.2.4 $P\left(\frac{17}{2}, \frac{3}{2}\right)$ のスペクトル線プロフィール

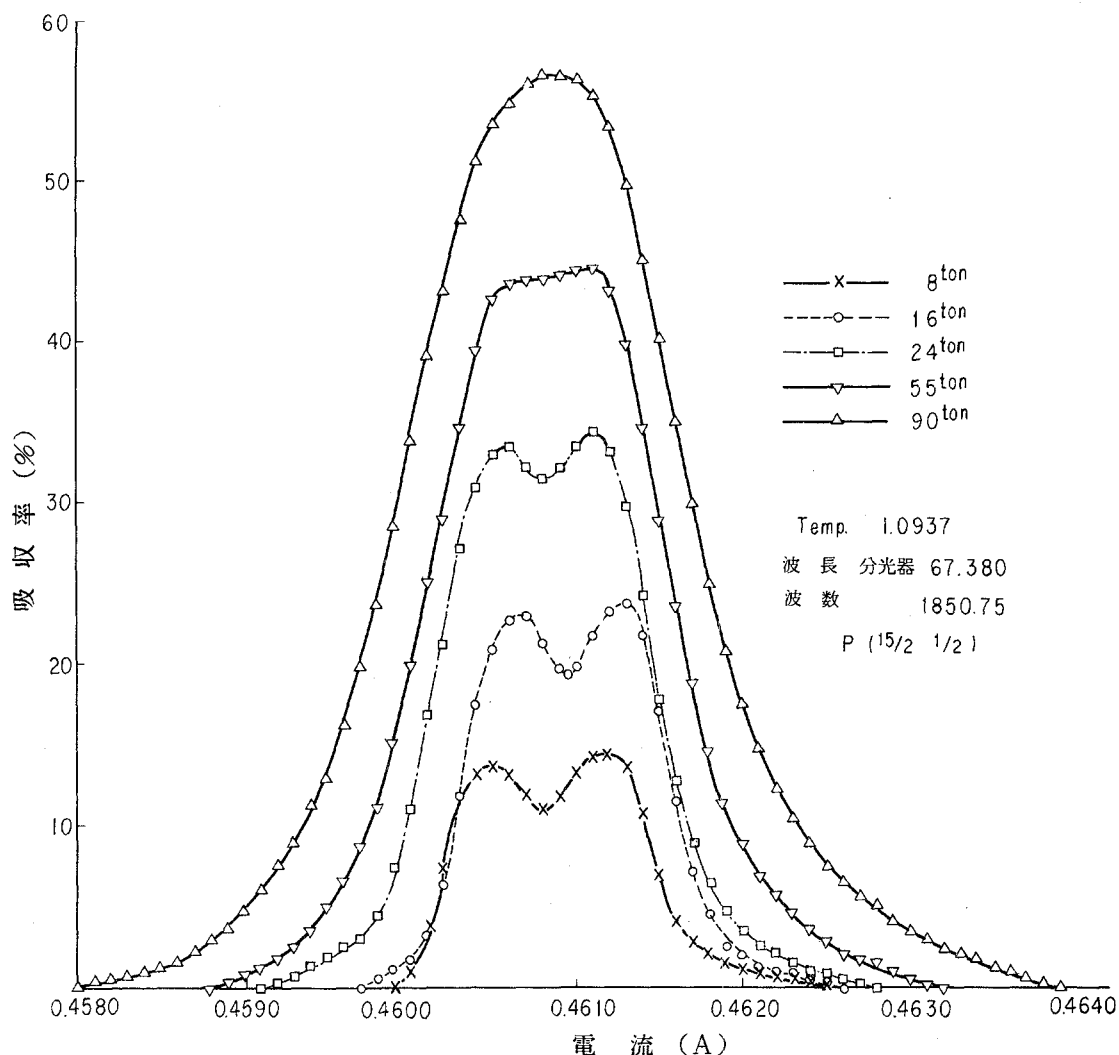


図4.4.25 $P\left(\frac{15}{2}, \frac{1}{2}\right)$ のスペクトル線プロフィール

一方図4.4.25は $P\left(\frac{17}{2}, \frac{3}{2}\right)$ に対するもので、圧力範囲は8 torr から90 torrである。図4.4.25において、圧力が低くなると先に述べた A -doublingが現われてくる。 $^2\Sigma_{3/2}$ 状態の A -doublingは極めて小さく、6 torrの圧力でも圧力幅によって見かけ上一つのスペクトル線のように見える。両図から圧力が高くなるにつれプロフィールの広がって行く様子が良く分かる。

本実験では横軸の電流変化に対する波長変化が決められないため、Valentin¹⁾らによって測定された、 A -doublingの波長間隔を使用して横軸の波長間隔を決めた。但し電流変化は波長変化に比例するとした。こうして求められた $^2\Sigma_{3/2}$ に対する積分吸光係数 S を、横軸に $2|J|$ を取って、図5.4.2.6に示した。

一つの J に対して多数の測定点があるのは幾つかの圧力で測定したからで、圧力が高くなるにつれ S は小さくなって行く傾向が見られた。同図にはShow²⁾らによって測定された S も示してあり、比較的よい一致が得られている。

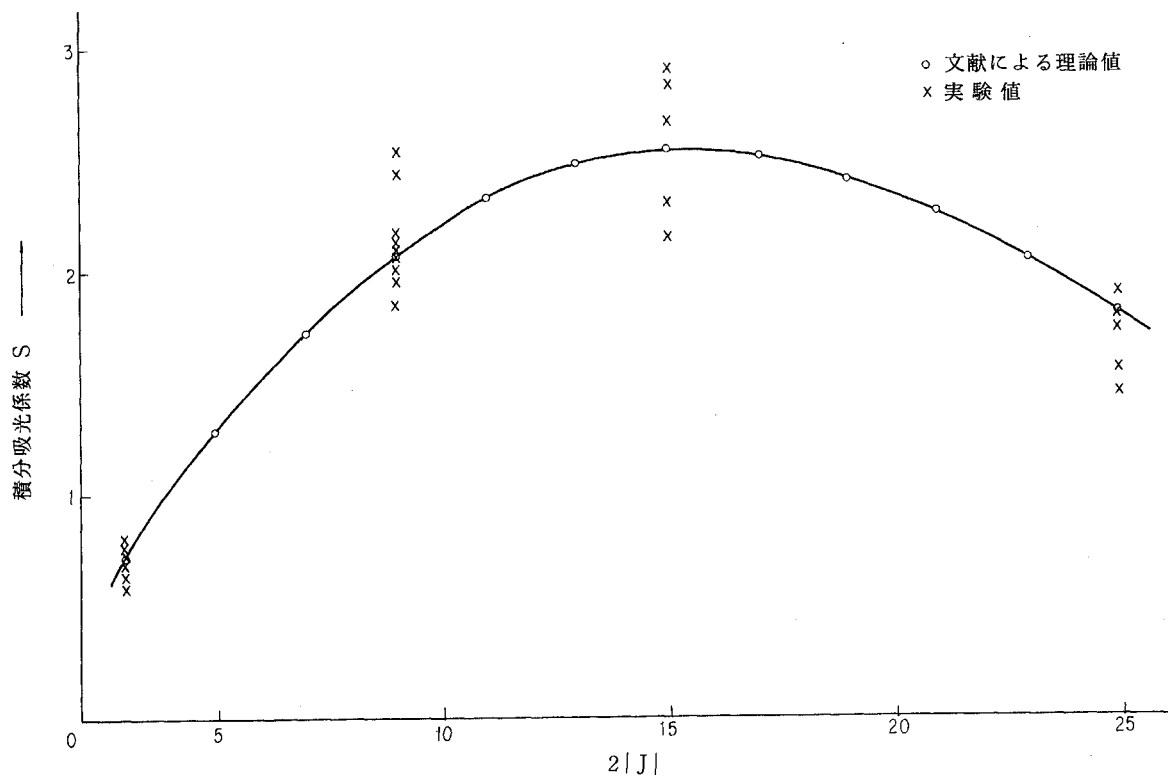


図4.4.2.6 積分吸光係数

スペクトル線のプロフィール

スペクトル数のプロフィールは試料気体の圧力、温度によって次に示されるようなスペクトル線の拡がりが見られることがよく知られている。

- (1) 不確定性に帰因する自然幅
- (2) 試料気体分子の熱運動に帰因するドップラー幅
- (3) 気体同士の衝突に帰因する圧力幅

(1)の自然幅は通常の圧力、温度においては無視できる程小さいのでここでは考慮しない。ドップラー幅あるいは圧力幅が支配的な場合、スペクトル線のプロフィールは次のように書ける。

(I) ドップラー幅

$$\frac{P(\xi)}{P'} = \exp(-\xi^2) \quad (1)$$

$$P' = \frac{\sqrt{\ell n 2}}{b_D \sqrt{\pi}} \cdot S, \quad \xi = (w - w_{ul}) \cdot (\ell n 2)^{\frac{1}{2}} / b_D, \quad b_D = \left(\frac{2kT}{mc^2} \ell n 2 \right)^{\frac{1}{2}} w_{ul}, \quad S: \text{積分吸光係数}$$

(II) 圧 力 幅

$$P(w) = \frac{S}{\pi} \frac{b_c}{(w - w_{ul})^2 + b_c^2} \quad (2)$$

$$b_c = 3.37 \times 10^{10} \sigma_1 \sigma_2 \sqrt{\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}} \times P / (\pi c \sqrt{T})$$

以上の二つは圧力が低い場合と高い場合に成り立つもので、本実験で扱った圧力範囲では両者が共存する。
この場合

(III) ドップラー幅+圧力幅

$$\frac{P(\xi)}{P'} = \frac{a}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\exp(-y^2)}{a^2 + (\xi - y)^2} dy \quad (3)$$

$$a = \frac{b_c}{b_D} (\ln 2)^{\frac{1}{2}}$$

となる。これを別の式で表わすと

$$\frac{P(\xi)}{P'} = \pi^{-\frac{1}{2}} \int_0^{\infty} \exp\left(-ax - \frac{x^2}{4}\right) \cos \xi x dx \quad (4)$$

となる。

ダイオードレーザの波長幅は公称 0.0001 cm^{-1} 以下であり、NOのドップラー幅は常温で 0.002 cm^{-1} であるのでNOの正確なプロファイルを示しているはずである。そこで分解能を無限大として、圧力8 torrの時の $P\left(\frac{15}{2}, \frac{1}{2}\right)$ に対するプロファイルを求めた。 Λ -doublingを考慮した式は

$$\frac{P(\xi)}{P'} = 2\pi^{-\frac{1}{2}} \int \exp\left(-ax - \frac{x^2}{4}\right) \cos \xi x \cos \Delta \xi_0 dx \quad (5)$$

となる。ここで $\Delta \xi_0$ は Λ -doublingの波数間隔の半分を b_D で無次元化したものである。

a をパラメータとして(5)式を用いて求めたプロファイルが図4.4.2.7である。 a は Show²⁾らの測定値によると0.3であり、本実験で測定されたプロファイルとは大きく異なっている。

図4.4.2.3に見られるように、レーザの発振線の波長は温度、電流の変化に対して敏感に変化する。プロファイルはロックインアンプの時定を0.5秒から1秒に取って測定されているので、温度、電流の時間的変動がある場合、発振線の波長が見かけ上有限の幅を持つようになることが考えられる。そこでこのような推察を裏付けるため、発振線の見かけ上の幅を考慮して吸収率 A_{ξ_0} を求めてみた。

計算に当り、発振線の波長の確率密度を三角状と仮定し、その半値幅を $\Delta \xi_2$ とすると A_{ξ_0} は

$$\begin{aligned} A_{\xi_0} = & \int_{\xi_0 - \Delta \xi_2}^{\xi_0} \left\{ \frac{\xi - (\xi_0 - \Delta \xi_2)}{\Delta \xi_2^2} \right\} (1 - e^{-P(\xi) \cdot P \cdot l}) d\xi \\ & + \int_{\xi_0}^{\xi_0 + \Delta \xi_2} \left\{ \frac{(\xi_0 + \Delta \xi_2) - \xi}{\Delta \xi_2^2} \right\} (1 - e^{-P(\xi) \cdot P \cdot l}) d\xi \end{aligned} \quad (6)$$

となる。 $P(\xi)$ は(5)式に従うとし、 a 、 S は Show²⁾らの実験結果より与えた。圧力が8 torrの時に A_{ξ_0}

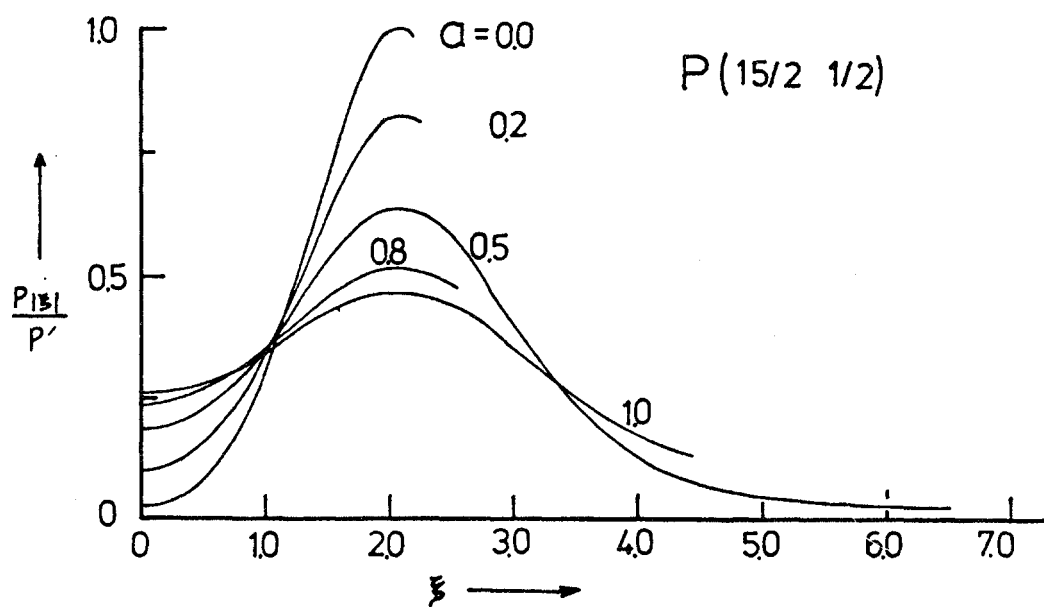


図4.4.2.7 分解能無限大とした時のプロファイル

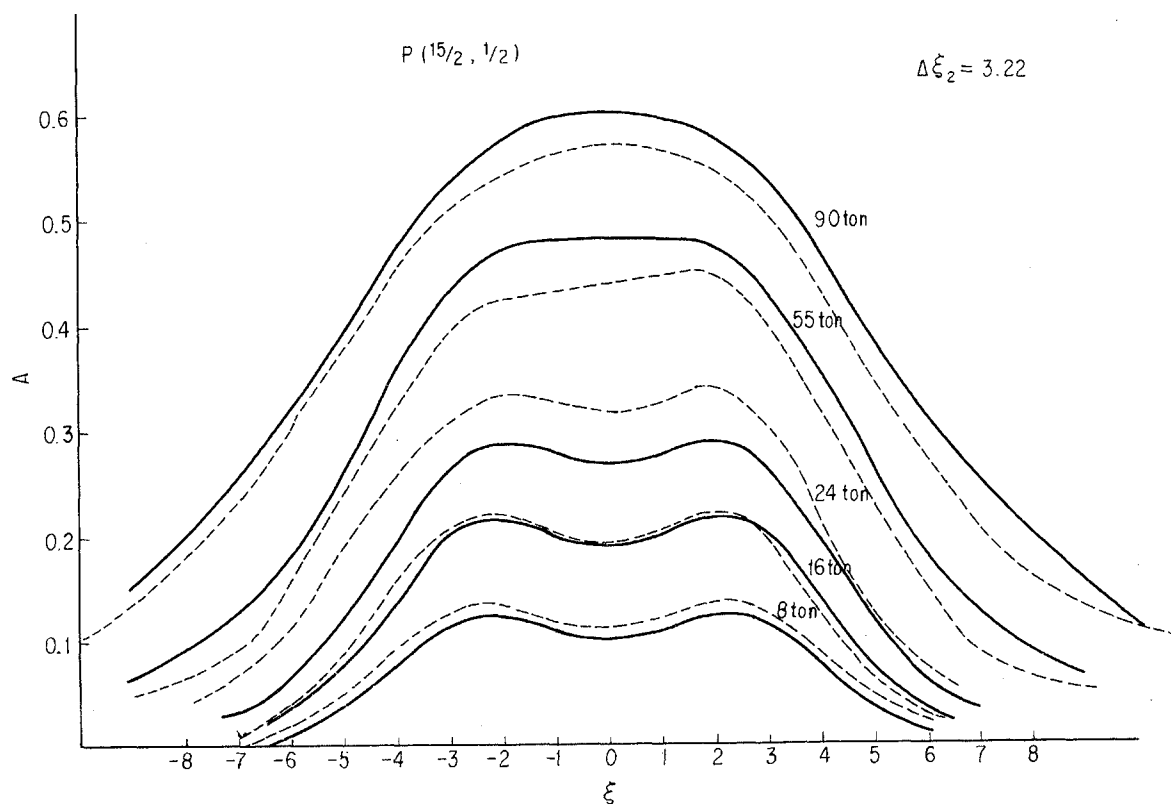


図4.4.2.8 レーザ光の見かけ上の幅を考慮したプロファイル

のプロフィールが測定値に一致するよう $\Delta\xi_2$ を決定し、他の圧力の場合に用いた。このようにして得られたプロフィールと測定値を図4.4.2.8に示す。両プロフィールは10%範囲で一致していることが分かった。なおこの時の $\Delta\xi_2$ は3.22で実際上のダイオードレーザの波長幅は 0.08 cm^{-1} 程度であると推定された。

吸収率への温度依存性

ダイオードレーザを燃焼ガス中のNO濃度の測定に用いる場合、その検知可能限界を見積る必要がある。ここでは常温、常圧付近における検知可能限界を基準として、高温ガス中におけるそれについて述べることにする。

本実験で用いたNOの濃度は5410 ppmであった。図4.4.2.4～5に示されるように圧力が高くなるにつれて吸収率の最大値は一定値に近づいて行く。図4.4.2.4～5から外挿して見積られる検知可能限界は、200 ppm程度であろう。本実験では分光器とダイオードレーザの整合が悪く、レーザ光の強さを充分活かしていない、赤外線検知器のS/N比が悪いなど改良の余地が多々あるので、さらに1桁以上検知可能限界を上げることは可能と思われる。

被測定気体の温度が上昇すると、主として回転エネルギーの高い方へNO分子が分布するようになるため、検知可能限界は高くなる。

このような温度による吸収率の依存性を見積ることは可能である。

スペクトルの中心での吸収率 $A_{\max}$ は圧力の高い場合（大気圧以上）には次のように書ける。

$$A_{\max} = \frac{S_J}{\pi} \frac{P_i \cdot \ell}{b_c} = \frac{S_J}{\pi} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \frac{P_0 X \cdot \ell}{P \cdot b_{c0}} \quad (7)$$

S_J : ある回転レベルにおける積分吸光係数

P_0, T_0 : 基準圧力, 温度（大気圧, 常温）

b_{c0} : P_0, T_0 における圧力幅

X : 吸収体のモル分率

P : 試料ガスの圧力

一方 S_J は

$$S_J \simeq c \cdot \alpha_0 \left(\frac{T_0}{T} \right) (2J+1) \exp \left[-r_0 \left(\frac{T_0}{T} \right) J(J+1) \right] \cdot \left[1 - \exp \left(-c_0 \frac{T_0}{T} \right) \right]$$

α_0 : 基準状態におけるバンドの強さ

$$r_0 : = \frac{Bch}{RT_0} \approx \frac{1.7\text{ cm}^{-1}}{200\text{ cm}^{-1}} = 0.0085$$

$$c_0 : = \frac{Gch}{BT_0} \approx \frac{1870\text{ cm}^{-1}}{200\text{ cm}^{-1}} = 9.25$$

$$\begin{aligned}
\text{よって, } A_{\max} \simeq & \frac{P_0 \cdot X \cdot \ell}{\pi b_{co}} c \cdot \alpha_0 \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{3}{2}} (2J+1) \exp \left[-r_0 \left(\frac{T_0}{T} \right)^J (J+1) \right] \\
& \cdot \left[1 - e \left(-c_0 \frac{T_0}{T} \right) \right]
\end{aligned} \quad (8)$$

となる。

常温の $A_{\max}$ と比較すと

$$\frac{A_{\max}}{A_{\max 0}} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{(2J+1) \cdot e^{-r_0 J(J+1)} \frac{T_0}{T} \cdot \left(1 - e^{-c_0 \frac{T_0}{T}} \right)}{(2J_0+1) e^{-r_0 J_0(J_0+1)} \cdot (1 - e^{-c_0})} \quad (9)$$

となる。

図4.4.2.9にボルツマン分布から得られる常温とある温度において最も多く存在するNO分子数の比及び(9)式から求められる $A_{\max}/A_{\max 0}$ を横軸に T_0/T をとって示してある。

これから判るように、2000 Kの高温では吸収率は常温の時の10分の1にまで減ってしまう。したがって現在予測される検知可能限界は2000 Kの場合200 ppm程度となろう。

本実験では試料セル中のNOのスペクトル測定にとどまったが、今後装置の改良によって燃焼ガス中のNO濃度測定を行い、実験的にダイオードレーザの有効性を検証する必要があるだろう。

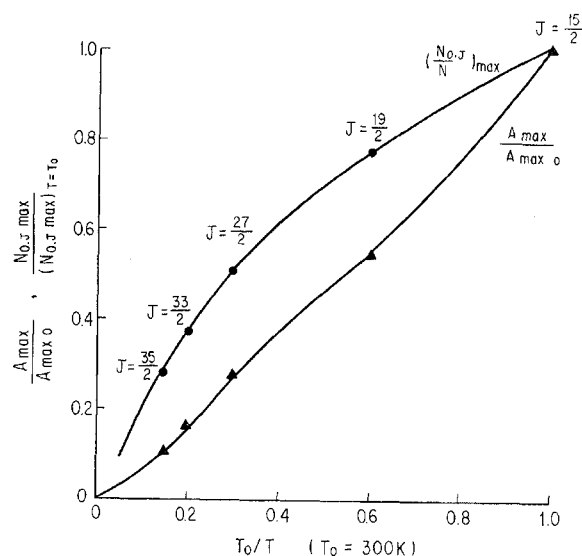


図4.4.2.9 $A_{\max}/A_{\max 0}$ と $N_{0,J\max}/(N_{0,J\max})_{T=T_0}$ の温度依存性

まとめ

波長可変ダイオードレーザを用いてNOの基本振動-回転スペクトルの測定を行い、波長可変ダイオードレーザの特性を調べるとともに、常温、常圧におけるデータをもとに高温におけるNO濃度検知可能限界に考察を加えた結果、次のことが明かになった。

- (1) ダイオードレーザは温度、電流の変動によって見かけ上単色性が悪化する可能性がある。
- (2) 2000 Kの高温ではNO濃度検知可能限界は常温のそれに比べ一桁悪くなる。

参考文献

- 1) A.Valentin その他 J.Molecnlar Spectroscopy 70, 9-17 (1978)
- 2) L.L.Abels and J.H.Shaw J.Molecnlar Spectroscopy 20, 11-28 (1966)

4.5 まとめ

基礎研究が開発研究をリードして行くのが本来の姿であると考えられる。しかしながら本研究計画を始めるにあたり、我々にはそうする時間的余裕も学問的背景も充分持ち合わせていなかったため、基礎研究と開発研究の同時進行形を取ることで、基礎研究は高性能水素エンジンを設計・試作する基礎データを提供することを目的に研究計画の中に組み込まれた。

これまでの内燃機関が液体燃料を使用してきたのに反し、水素エンジンは気体燃料を用いるという点において全く新しい研究分野に踏み込まざろう得なかった。そのためこれまでに経験し得なかった現象が出現し、水素燃料を用いる場合の最適なエンジン形式を模索し、見出すのに多くの日数を費やした。

こうした状況のなかで、水素と空気の乱流混合から燃焼に至る過程は水素をいかなる形で供給するとしても、エンジンの性能特性を決定づけると考え、基礎研究の内容を水素の乱流混合と燃焼というテーマに絞ることにした。まず定常噴流の特性を調べることから始め、非定常噴流の研究へと進む中で、単気筒エンジンによる研究の方向性が筒内直接噴射方式に固まり始め、基礎研究の内容とはっきりした形で一致するようになった。しかしながら現在まで基礎研究により得られたデータは筒内直接噴射型機関内の複雑な燃焼状態を把握するに足る十分な内容を持っているとは云えない。今後は模型燃焼室による研究をさらに押し進める必要があろう。

ともあれこれまで行ってきた基礎研究から得られた資料は実機製作の際に大きな助けになるであろうし、これまでの方向性についても誤りは無く、今後とも精力的に基礎研究を進めて行くことが水素エンジン実用化の早道であろう。

5. 単筒機関による研究

5.1 まえがき

メタルハイトフライドに貯められた水素ガスを燃料にして、自動車用原動機としての運転条件と、水素ガスが示す燃焼特性を組み合わせた場合の性能を実験により明らかにする。更には、小形自動車に搭載出来る多気筒機関の仕様決定に必要なデータを得るために単気筒機関を試作した。

試作した機関を使い、水素ガスをガソリン、アルコール等の燃料に添加した場合の動力特性、燃焼特性および排ガス特性についても調べた。

水素燃料原動機についての考え方

水素燃料原動機の検討を始めた当時、自動車用機関として使われていたのは、ガソリンを燃料に使う、二サイクルおよび四サイクルのレシプロ形式およびロータリ形式の火花点火機関、軽油を燃料に使う4サイクルレシプロ形式の圧縮着火機関であった。

内燃機関の燃料を考える場合にその物理、化学的な性質の違いが機関の仕様に与える影響が大きい。水素とこれら化石燃料を比較すると表3.1.4が示すように水素の燃焼速度が非常に速い。水素ガスの特性とこれに合う新しい形式の機関の開発は、時間と費用の点から判断して不可能である。そこで現在使用されている内燃機関を水素ガス用に必要な部分を改造して流用することにした。

着火形式の選択では、水素のオクタン価がガソリンに比べて高いことから判断して、強制点火である火花点火方式を採用した。二、四サイクルあるいはロータリ形式の選択については、当時二サイクルは日本自動車研究所-武蔵工業大学で行う研究計画があり、興味があるロータリ形式の採用も考えたが、われわれの経験で改造が手近に行える四サイクル機関にした。

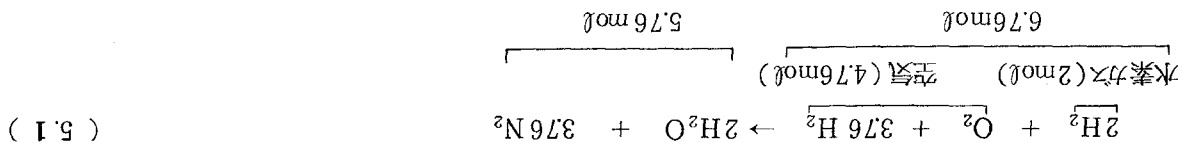
メタルハイトフライドからの水素ガスを使う機関を試作する場合、次の点に留意したい。

(A) 現在使われている自動車用機関が持つ動力性能は維持したい。

(B) メタルハイトフライドが発生する水素ガスの温度は常温以上で、圧力も高い。この状態のまま使用したい。

試作機関の仕様を決定する前に、所有しているガソリン機関を改造して、水素-空気の予混合気を使って運転した。この時得られた結果および調査結果から次のことが判明した。

(1) 水素-空気の理論混合気は、燃焼室内で次式で示す反応をする。



この式で判るように、水素-空気の理論混合気を絞り弁により流量制御して運転をした場合、例えば混合気6.76mol中の水素ガスは2molを占めることになる。

この値は30%近くにもなり、最大出力運転時を考えた場合には、空気流量が減少し、その分が出力

低下の原因になる。したがってガソリンを使う場合に比べると、比出力は低下をする。

(2) 水素-空気の予混合気は化石燃料-空気のそれに比べて燃焼速度が速い。着火に必要とするエネルギーが小さいこともあり、異常燃焼を生じる。この傾向は混合気が理論比に近づくにつれて著じるしくなる。具体的な現象は、ノッキングあるいは吸気系への逆火等である。

予混合気を使った実験から、常温程度の水素ガスを空気と予混合させて使ったのでは、性能的に満足出来るものの試作はむずかしいと判断した。

ここで試作する機関は、供給する水素ガスと空気を別の系統で燃焼室に導入する方法を使った。これを第三弁方式と称した。水素燃料原動機で考慮すべき点は、最大出力時にあることも判っているのでこの点について述べる。経験から、最大出力時には、燃焼室内における混合気濃度を理論比に近づけたい。

図 5.1.1 は、水素-空気の混合気の発熱量を C_8H_{18} (ガソリンを想定) のそれと比較したものである。図から判るように理論値 ($\lambda = 1$) ではガソリンよりも不利である。

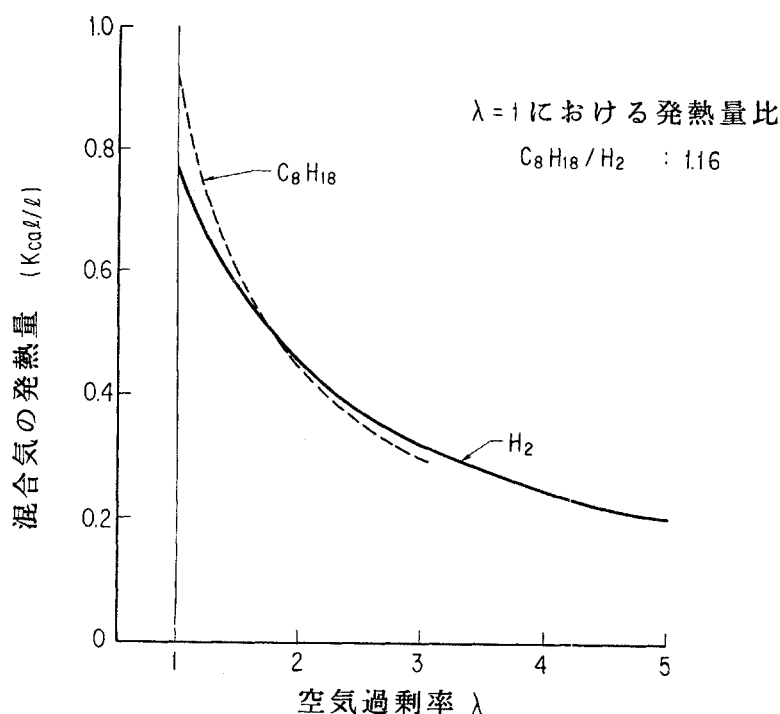


図 5.1.1 混合気体積当り発熱量

図 5.1.2 で、燃焼生成物のモル数変化をガソリンの場合と比較した。5.1.1 式からも判るように、水素を使う場合には、燃焼前に比べてモル数は減少する。図 5.1.2 は、混合気濃度と減少割合の変化を示したものであるが、理論値に近づくにつれて減少率は大きくなり、容積形機関では好ましくない。

これらの不利な点を解決するには、燃焼室内に出来るだけ多量の水素ガスと空気を入れる必要がある。すなわち最大出力時の容積効率を大きくする必要がある。試作機関の容積効率と混合気濃度の関係を予備実験の結果を使って推定した。結果を図 5.1.3 に示した。499cc OHV 形機関は予混合気で運転した。425

ccSV形機関は第三弁方式を使う試作機関である。同図が示す通り、この方式では、最大出力を示す $\lambda = 1$ の点に於ける容積効率の低下はみられない。

メタルハイドライドから発生した水素ガスを使う機関に、第三弁方式火花点火機関を採用した場合、比出力の向上および異常燃焼とりわけ吸気系への逆火が防止出来る。燃焼室内の混合気に点火した後の現象、第三弁の駆動方法、水素機関の性能などを、試作機関を使い研究をする。

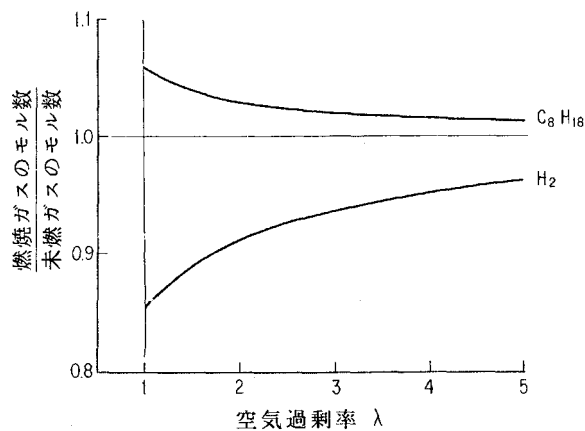


図 5.1.2 燃焼ガスのモル数変化

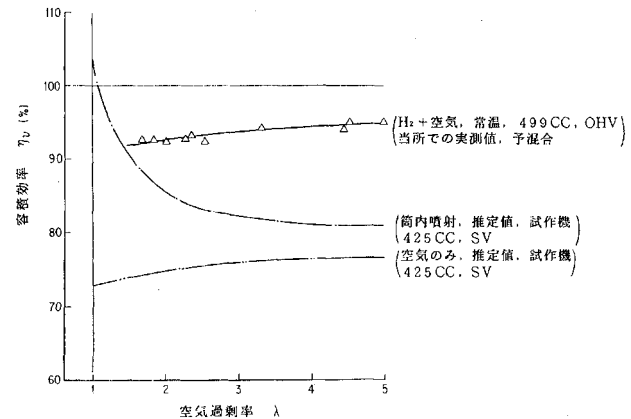


図 5.1.3 容積効率の空気過剰率による変化

5.2 吸気管内連続噴射方式の運転特性

水素を燃料とする原動機の研究は、将来の代替燃料用機関としてだけでなく、今日の環境汚染物質の問題にも対処し得る一面を有するため、再び注目されている。特に水素-空気による往復動機の研究には、火花点火機関について Schoepel¹⁾、Billings²⁾および古浜らの一連の研究³⁾があり、また圧縮点火機関について Karim⁴⁾、池上ら⁵⁾の研究などがあり、それらの解説⁶⁾も少なくない。

本研究は、メタルハイドライドから供給される水素ガスを用い、その燃焼特性をいかした最適原動機の開発のための資料を得ることを目標とする。その目標の一段階として、上記した多くの研究のように現用機関への水素燃料の適用性を検討しておくことは必要と考えられる。

そこで現用火花点火機関に水素を燃料とする方法について、単気筒実験用四サイクル機関を用いて運転実験を行った。その結果、従来の報告で指摘される基本特性を確認するとともに、本方式の問題点および対策上、従来の報告に付加すべき知見が得られた。

実験装置および方法

実験に使用した機関（三菱自工製、試験用ガソリン機関「R52LSC1」）の主要諸元と弁開閉時期を表 5.2.1 および図 5.2.1 に示す。燃焼室および吸気管への水素導入部の概略を図 5.2.2 に示すように、水素供給管には、内径 2mm の銅パイプを用い、その取り付け位置を吸気弁より上流 225mm と

表 5.2.1 供試機関の主要諸元

形式：	立形水冷四サイクルガソリン機関
シリンダ数－内径×行程：	1－ $\phi 84 \times 90$ mm
行程容 積：	499 cc
圧 縮 比：	8.5
燃 焼 室 形 状：	半球形
最 大 出 力：	19ps/5 000rpm
最 大 平 均 有 効 圧：	8.8 kgf /cm ² /2 000 rpm
動 弁 機 構：	頭上カムシャフト形

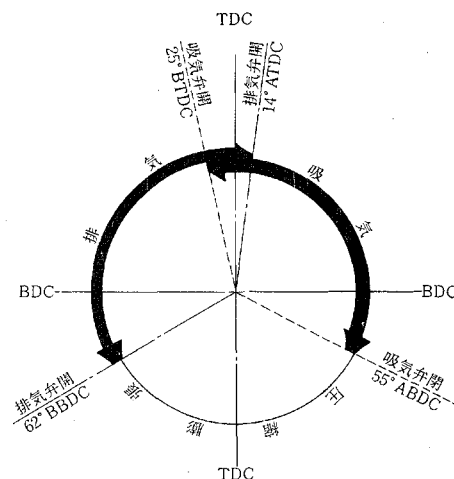


図 5.2.1 弁開閉時期

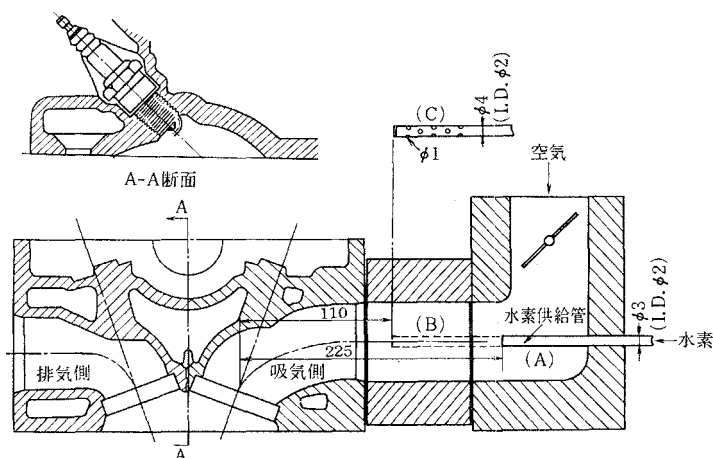


図 5.2.2 燃焼室および水素供給管取り付け位置の概略図

する場合(A)と 110mm と吸気弁に近づけた場合(B)を考え、さらに(B)と同位置で吸入空気流と垂直方向に多孔から噴射する方法(C)を採用した。水素を燃料とすることによる機関本体の改造は行わなかった。

実験装置の概要を図 5.2.3 に示す。水素は、集中配管された高圧容器出口で減圧弁(I)により $3 \sim 4 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ に減圧され、さらに減圧弁(II)により、 $1 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ に調圧された後、あらかじめ水素で検定された層流流量計により検量される。次に脈動抑制用サージタンクを通り、ニードルバルブで流量調整され、供試機関に送られる。なおこの系路中の電磁弁は緊急停止用であり、浮子式流量計は水素流量のモニター用である。一方空気は、水素と同様な流量計測後、吸気絞り弁を通り、自然吸気される。ただし、逆火時の消炎用としてサージタンク出口に金網を挿入してある。これによる吸入空気量の低下は絞り弁全開のモータリング時で約 5% (2000rpm 時) であり、本実験条件の範囲での影響は小さい。

出力測定には直流電気動力計 (30kW) を用い、回転速度の計測にはデジタル式回転計を用いた。シリンダ内圧力および逆火現象確認のための圧力測定にはピエゾ型圧力変換器を用い、運転中は常時シンクロス

排気ガス分析は、排気弁より約1 m下流の位置にあるマフラー中央部より試料を採取し、一酸化窒素(NO)および全炭化水素(THC)をそれぞれ化学発光法および水素炎イオン検出器を用いて行った。なお NO 以外の窒素酸化物の測定は、化学発光法での NO_x 濃度と NO 濃度がほぼ一致するところから省略した。

本実験では、水素燃料の燃焼と排気特性ならびに動力性能を、主として水素供給管(A)を用いて、回転速度 $n = 1500 \text{ rpm}$ 、絞り弁全開(WOT)の条件について調べた。また表 5.2.2 に示す実験範囲内で回転速度、吸入空気絞り、点火時期および水素供給管の位置と噴孔形態を変えて、これらの影響も検討した。

表 5.2.2 実験範囲

回転速度	1000 ~ 2250 rpm
点火時期	($70^\circ \sim -5^\circ$) BTDC
空気過剰率	4.81 ~ 1.42
吸入空気絞り	全開(WOT)および全開時の空気量の約82%

実験結果および考察

動力性能および排気特性

図 5.2.4 は空気過剰率 λ を変数として、正味馬力 N_e 、排気温度 T_e および NO_x 排出量の点火時期による変化を示す。排出される汚染物質としては、全炭化水素が本実験範囲ではほとんど排出されないことから、 NO_x のみ考慮すればよく、この NO_x 排出量は、 $\lambda \geq 2.5$ では点火時期によらず検出器誤差範囲内ではほぼ零であるが、理論比に近づくほど点火時期の影響が大きくなり、特に点火時期を進めた場合には急激に増加する。一方、 N_e 、 T_e への影響については、最大出力時の点火時期(MBT 図中破線)は λ が小さいほ

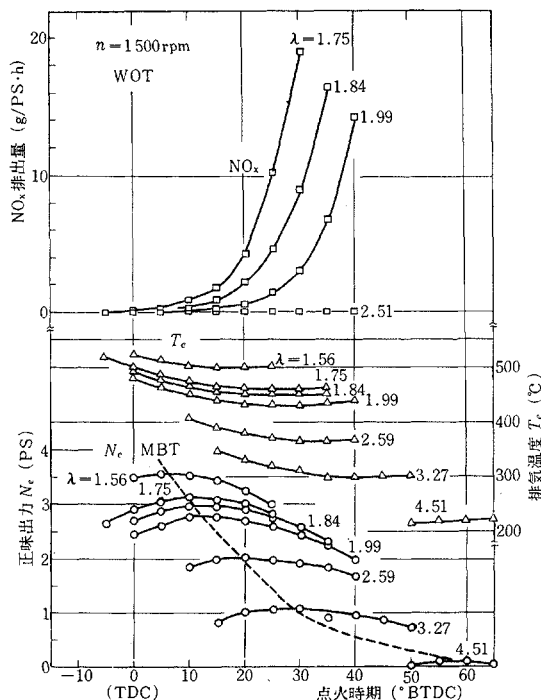


図 5.2.4 出力および排気特性への点火時期の影響

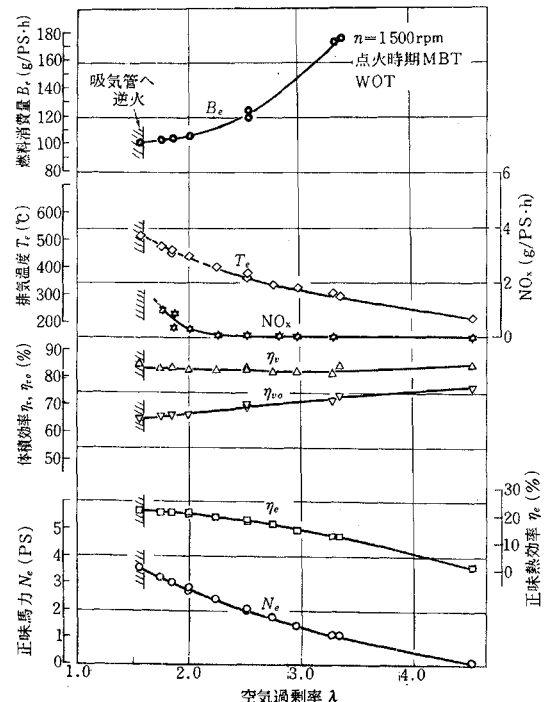


図 5.2.5 動力性能への空気過剰の影響

ど遅れ、また T_e は点火時期が遅いほど高くなるが、 NO_x 排出量ほど点火時期の影響を受けない。それゆえ、出力低下を小さくおさえ、かつ NO_x 低減をはかる方法として、点火時期をMBTより遅らせる方法が確認できた。希薄側運転は、正味馬力は得られないが $\lambda = 4.81$ でも可能である。一方 $\lambda \leq 1.5$ では後述する逆火を生じて運転不能となる。これは、ガソリン等の炭化水素燃料と比べて燃焼速度が速く、最小点火エネルギーおよび消炎距離が小さいなどの水素の燃焼特性が、超希薄運転が可能であることおよび無負荷時に吸気絞りを行わず運転可能であること等の利点となるが、理論混合比付近では逆に異常燃焼を生じて高負荷運転できないこと等の欠点となるためである。

図 5.2.5 は点火時期MBTにおける動力および排気特性への空気過剰率の影響を示す。図には正味熱効率 η_e 、混合気の体積効率 η_v 、空気の体積効率 η_{vo} および燃料消費率 B_e も並記してある。 η_e の λ による変化は小さいが、 η_{vo} は λ が小さくなると低下する。これは λ が小さくなると吸入混合気体積中の水素の占める割合が増加し、吸入空気量が減少するためである。この減少は、ガソリン使用時では無視できるから、本方式のような混合気形成法での欠点である。点火時期MBTにおいて $\lambda < 2$ では NO_x 排出量は増加するが、運転可能範囲内で 2 g/psh 以下である。 $\lambda \geq 2$ では NO_x 排出量は非常に少なく、無視できる程度である。また η_e は、 $\lambda = 3$ 付近の希薄混合比においても20%を保持でき、部分負荷運転での熱効率が良好であることがわかる。これも希薄側運転において水素の燃焼速度が大であることに起因している。

図 5.2.6 は回転速度 n を変数として、正味馬力 N_e と排気温度 T_e の点火時期の影響を示す。MBT は n が大きくなるとわずかに進む。一方 T_e は点火時期を遅らせると、回転速度にはほぼ無関係に増加の傾向を示す。また $n = 2250 \text{ rpm}$ 、点火進角が大である場合、 $\lambda = 2.0$ においても逆火を生じた。

図 5.2.7 は点火時期MBTにおける動力および排気特性への回転速度の影響を示す。回転速度の増加に伴

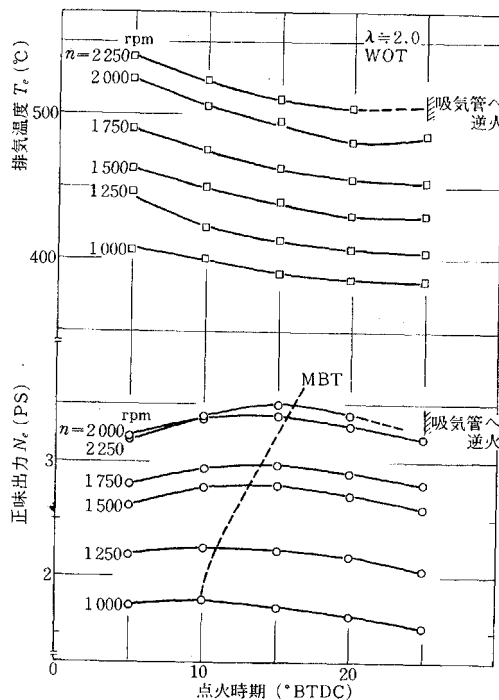


図 5.2.6 回転速度を変えた場合の動力性能への点火時期の影響

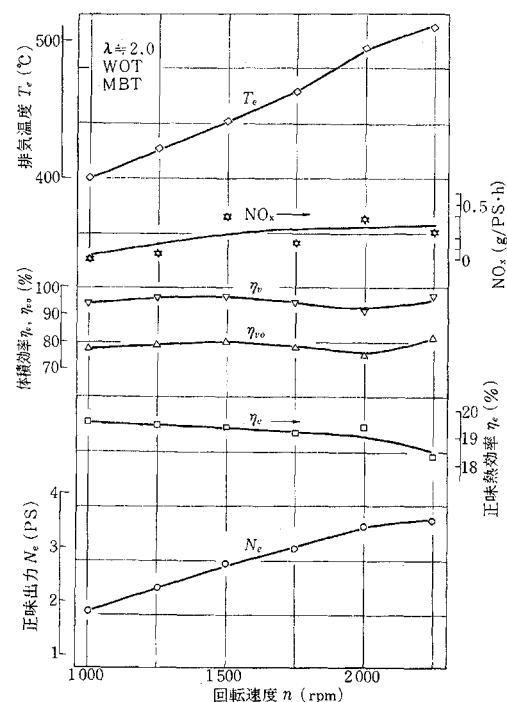


図 5.2.7 動力性能および排気特性への回転速度の影響

って単位時間当りの発熱量が増加するから、出力は増加し、排気温度も高くなる。しかしNO排出濃度は $\lambda=2.0$ の条件では40 ppm以下で回転速度の影響は小さく、図に示すように単位出力当りのNO_x排出量も低く抑えられる。

図5.2.8は吸入空気絞りの影響を点火時期で整理した結果である。図5.2.4, 5.2.5より希薄側運転範囲が広いから、ガソリン運転時のように無負荷時に過濃混合気にする必要がない。それゆえここでは $\lambda=2$ 一定における比較を行った。吸入空気の絞りの程度を示す η_v は、絞り弁全開時の約82%に相当する。吸入空気絞りのある場合、供給熱量が少ないから絶対的に出力および排気温度は低く、点火時期の影響も小さくなる。さらにNO_x排出量が測定限界以下となる点火時期の範囲も広がる。なお η_v が吸気絞りの場合に低下するのはポンプ損失の増加によるものと思われる。

燃焼特性

図5.2.9は点火時期による機関の荒さの変化を最高圧力の平均値 $\bar{P}_{max}$ 、標準偏差 δ および変動率 $F(=\delta/\bar{P}_{max})$ で整理した結果であり、またデジタルメモリを用いて得た圧力波形から内挿して得た圧力上昇率 $dp/d\theta$ も付記した。図5.2.9と同一条件の実際の圧力波形とくし形線図の一例をそれぞれ図5.2.10, 5.2.11に示す。点火時期をおくらせると、 F は大きくなり、機関荒さは増大する傾向を示す。しかしその大きさは、点火時期を上死点以後とする場合を除き、5%以下であるから、ガソリン機関における普通の荒さ(5~6%)より良い状態(2~3%)⁷⁾に相当することがわかる。これは水素の燃焼特性に

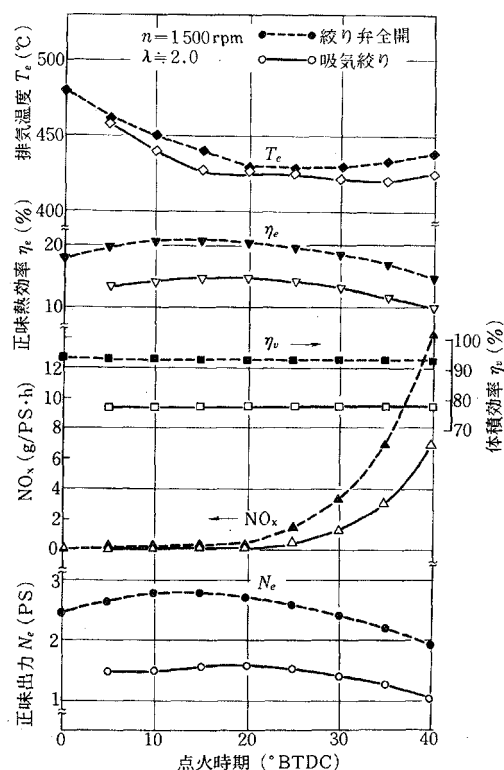


図5.2.8 動力性能および排気特性への吸気絞りの影響

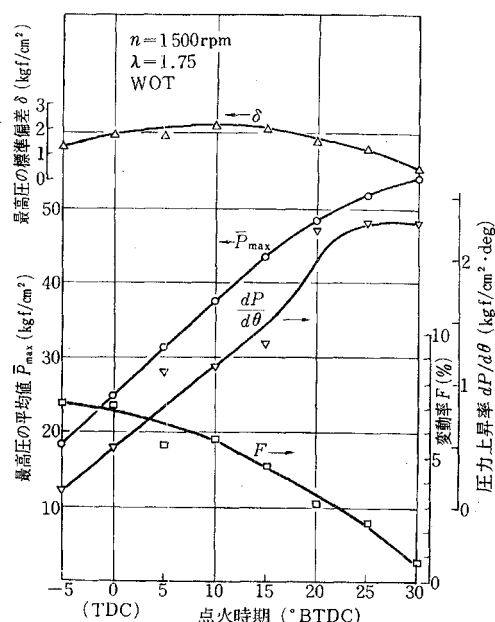


図5.2.9 燃焼特性への点火時期の影響

加えて、ガソリン等の液体燃料における霧化蒸発過程のない気体の混合気であること、また水素の拡散係数が大きいこと、混合が容易であること等によるものと思われる。点火時期を進めると $\bar{P}_{\max}$ は増大し、 $dp/d\theta \geq 2 \text{ kgf/cm}^2\text{G/deg}$ となるから、ノッキングや過早着火を誘引する可能性が高くなることがわかる。

$n = 1500 \text{ rpm}$ 、絞り弁全開の条件では、高負荷運転の限界は $\lambda = 1.5$ 付近である。この限界時の現象をデジタルメモリーで記録した結果を図 5.2.12 に示す。図から吸気弁が開きはじめての時期で吸気管に逆火していることがわかる。この逆火の原因については、本実験では点火プラグが燃焼室に突出しており、また運転条件において点火時期を進めると逆火する（図 5.2.6 参照）などから、点火プラグの電極部分が高温熱源となり過早着火に至ると考えられる。しかし逆火前のサイクルが失火に近い状態であることなど理解しにくい点もあり、逆火現象について更に詳細な検討が必要である。

また吸入行程初期に生じることについては、本方式では吸気弁閉時においても水素を吸気弁近くに噴射し続けているから、この時期は吸気弁近くに水素がよどむ。さらにこの水素量は空気過剰率が小さくなるほど多くなる。それゆえ吸入行程では十分予混合されずに吸入され、吸入初期の過濃混合気がシリンダ内の高温熱源により着火することが考えられる。そこで図 5.2.2 (B), (C) に示す水素供給口の位置および吹き出し方向を変えた運転を行った。その結果、図 5.5.2. の斜線で示すように水素供給口を吸気弁に近づけた (B) では、 $\lambda = 3.0$ においても逆火し、(C) では $\lambda = 2$ まで運転可能である。(A) では $\lambda = 1.5$ であるから (A) が最も運転範囲が広い。これは、(A) の水素供給管が吸気弁より最も上流に位置しており、吸入行程時までの混合時間が最も長いからと思われる。したがって、吸気管内での十分な混合も逆火防止上、必要であることがわかる。

吸気管への連続供給法の問題点と対策

吸気管へ水素を連続的に供給する方法は、シリンダ外部、すなわち吸気管内で混合気を形成する方法であり、吸気管という低圧場所に、吸気弁開閉時期に無関係に供給すればよいから、供給装置自体は簡単である。また実際の運転結果から、

(1) 希薄運転範囲が、ガソリンと比較して著しく拡大でき、無負荷時に吸入空気の絞りを必要としないこと。

(2) 圧力変動が小さく、不整燃焼が少ないため、機関荒さが少ないこと
などが確認できた。

これらの利点に対して、本方式で高負荷運転を行うために混合比を理論比に近づけると、

(1) 逆火を生じ運転不能となる。

(2) 吸気管連続噴射法であり、理論混合比における水素の体積割合が約 30% を占めることから、吸気効率が低下し、出力が低下する。

(3) NO 排出濃度が増加する
などの問題を生じる。

これらの問題点の中で、特に逆火は機関本体および運転上の支障となるだけでなく、連続的に水素が

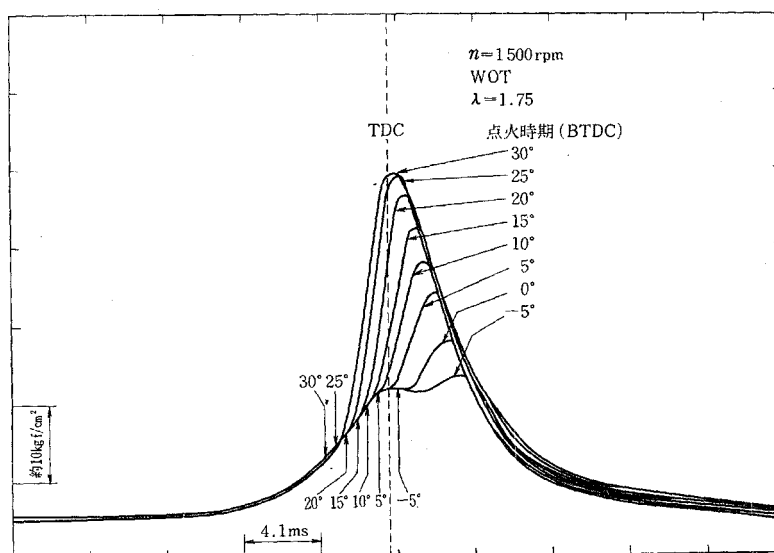


図 5.2.10 指 圧 線 図

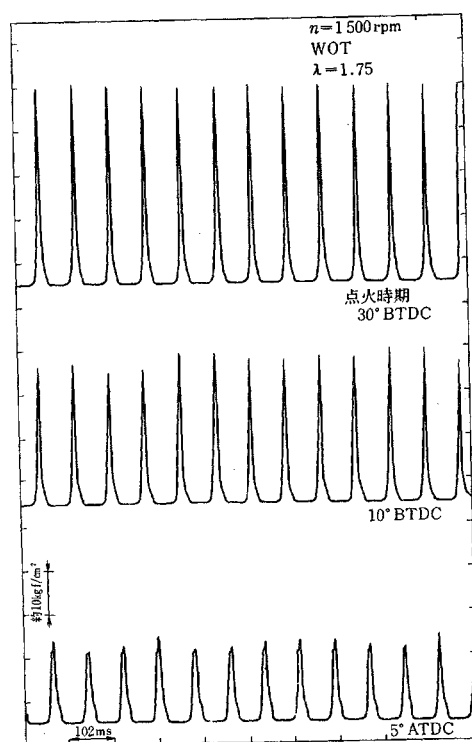


図 5.2.11 くし形線図

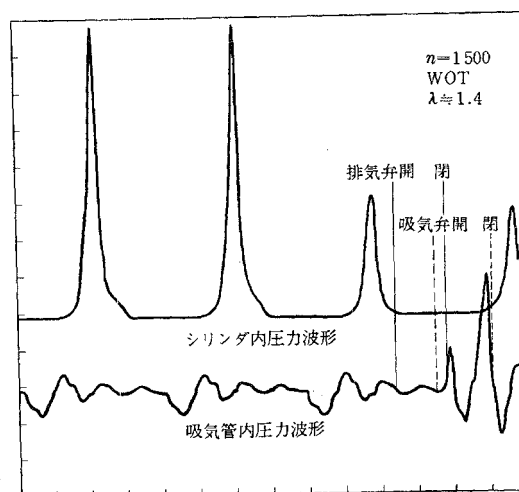


図 5.2.12 逆火時のシリンダ内圧力および吸気管内圧力波形

供給される本方式では安全性の点からも問題となるから防止する必要がある。

この逆火の原因には燃焼室内の点火プラグ、排気弁などの高温加熱部の形成が主要因であることが報告されているが⁷⁾ 本実験では吸気管内での水素と空気の混合が不十分であるほど、逆火限界がさらに希薄混合比側となることを示している。したがって高温加熱部の冷却とともに、吸気管内での混合を十分に行うことが対策上必要である。

本方式において、逆火を防止して運転範囲を濃混合比まで拡大し、出力向上をはかることは、出力向上化の条件と NO_x 低減化および逆火防止の条件が一般に相反することを考慮すれば、総合的に必ずしも有効な方法とはいえない。

本方式においてそれらの問題点がある程度解決する方法としては、図5.2.7の結果および希薄混合比運転として吸入空気量の低下を小さくし($\lambda = 2$ 付近で単位体積当りの発熱量はほぼ同じである)、逆火および NO_x 排出量を抑え、さらに高速運転により出力向上化をはかる方法が考えられる。この方法は水素の燃焼特性をもいかした方法でもあろう。

あ と が き

水素を吸気管へ連続的に供給する方法について、単筒試験用四サイクル火花点火機関を用いて運転実験を行い、水素燃料による運転特性および本方式の問題点と対策を検討した結果は以下に要約される。

(1) 超希薄運転($\lambda = 5$)が可能であり、機関荒さが少ないこと、本運転条件で $\lambda \geq 2$ では、 NO_x 排出濃度はほぼ無視できる程度であることなど、部分負荷運転にすぐれた特長を有する。

(2) しかし、 $\lambda \leq 2$ では吸入空気量の低下や逆火を生じ、高出力を得られないこと、 NO_x 排出量の増加など高負荷運転での問題点が確認できた。

(3) 逆火の原因として、従来報告されている高温熱源の形成に加えて、吸気管内の水素と空気の混合の不十分なことも考えられる。

(4) 本供給方式において、逆火防止、出力向上および NO_x 低減化が可能な運転上の対策として、希薄混合気・高速運転法があげられる。

参 考 文 献

- 1) Schoeppel R.J., Final Report, Contract EHS 70-103 Oct. 1971. "Design Criteria for Hydrogen Burning Engine"
- 2) 例えば Billings, R. E. & Lynch, F. E., Billings Energy Research Corp. Pub. No 73002 1973.
- 3) 例えば, 古浜他, 自動車技術会論文集 No 6. 1973, 12. 古浜他, 自動車技術会論文集 No 9. 1975, 16.
- 4) Karim, G. A. & Klat, S. R., ASME Public. 75-DGP-19, Diesel and Gas Turbine Power Conference, New Orleans, April 1975.

5) 池上他, 機構論 No. 750-15 1975 239.

” No. 770-4 1977.

6) 例えば, Escher, W. J. D., 10th, Intersociety, Energy Conversion Engineering Conference, 1143, 1975.

7) 古浜, 内燃機関 Vol. 13, 1974-8. 23.

八田, 浅沼, “内燃機関ハンドブック” 48. 朝倉書店 1960.

5.3 吸気管間欠噴射方式の運転特性

水素用としての機関の改造が最も容易な, 水素を吸気管へ連続的に供給する方法(以下連続供給法と略す)では, 理論混合比付近の運転を行うと水素の燃焼特性によって逆火を生じ, 高負荷運転ができないことを前節で述べた。逆火は出力上の問題だけでなく, 安全性からの点からも避けねばならぬ問題であり, 逆火の解明および対策は重要である。

吸気管への逆火対策の一方法として, 吸気弁開時にのみ水素を吸気弁近くに噴射する方法(以下間欠噴射法と略す)について運転実験を行い, 連続供給法と比較検討した。その結果, 本方式の逆火への効果および運転特性が得られた。

実験装置および方法

供試機関

実験に使用した機関は前節と同一機関である。水素噴射弁を含めた本機関の構造を図 5.3.1 -(a), (b)に示す。

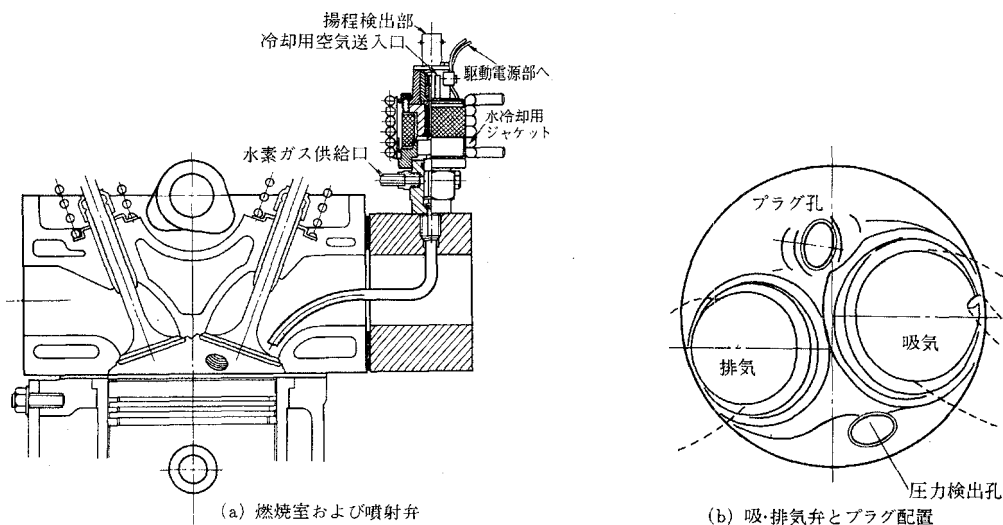


図 5.3.1 供試機関の概要

水素噴射弁には司測研製電磁噴射弁を使用した。その仕様を表 5.3.1 に示す。噴射時期は、上死点の信号とクランク角度 4°ごとの信号を使って、電氣的に最小 4°CA 間隔で任意に制御できる。噴射量は噴射時間により調整する。また噴射弁の作動状態は容量変換器を用いて弁揚程の波形を観察することで確認した。本噴射弁は表 5.3.1 に示したように時間当りの噴射ガス量が少く、高負荷運転を行う場合には噴射時間を長くとる必要がある。このような場合、コイル焼損を防ぐためにコイル内部を強制空冷にし、噴射弁の外周は水冷とした（図 5.3.1 参照）。

表 5.3.1 電磁噴射弁の仕様

形 式：ニードル型
弁 開 間：0.7 ~ 30 ms
開閉可能圧力差：3 kgf/cm²（最大）
噴 孔 径：3.5 mm
噴 射 ガ ス 量：2 cc/ms
最大繰り返し速度：50 Hz
弁 揚 程：約 1 mm

実験装置および計測

水素は、高圧容器の出口で減圧弁(I)により約 $5 \text{ kgf/cm}^2 \text{ G}$ に減圧され、さらに減圧弁(II)により 2.4 kgf

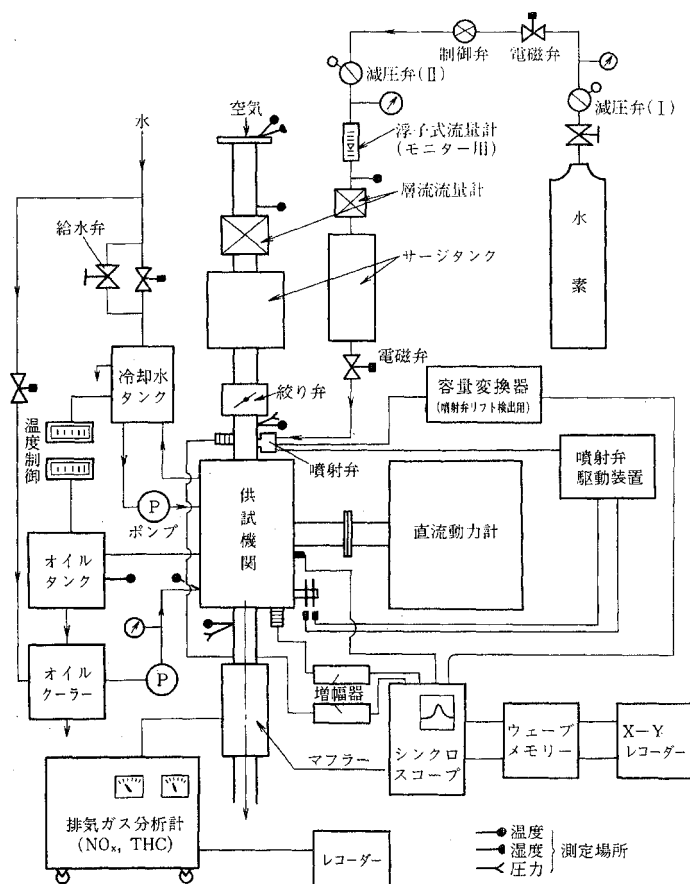


図 5.3.2 実験装置の概要

／ cm^2G 一定に調圧された後、あらかじめ水素で検定された層流流量計により検量される。さらに脈動抑制用サージタンクを通り、水素噴射弁に導かれる。この系路中の電磁弁は緊急停止用であり、浮子式流量計は水素流量のモニター用である。一方、空気は水素と同様な方法で検量された後、吸気絞り弁を通じ、燃焼室へ自然吸気される。

出力、回転速度および点火時期測定はそれぞれ直流電気動力計、デジタル式回転計およびタイミングライトを用いて行った。燃焼室内圧力測定および逆火検証のための吸気管圧力測定にはエピゾ型圧力変換器を用い、それぞれの圧力経過は噴射弁のリフト波形、ならびにクランク角度 4° ごとの信号と上死点信号を合成した信号とともに、シンクロスコープで同時に観察した。さらに必要に応じてデジタルメモリーおよびX-Yレコーダーを用いて、これらの信号を記録した。

吸入空気、水素、排気ガスおよび冷却水等の温度は、クロメル-アルメル熱電対を用いて測定し、打点式記録計に常時記録した。排気ガス分析にはCLDおよびFIDを検出器としたベックマン製排気ガス分析計を用い、 NO_x (NO) とTHCを測定した。

実験条件

本実験における点火時期および噴射時期の範囲を供試機関の弁開閉時期とともに図5.3.3に示す。機関の運転は主として水素噴射圧 $2.4\text{ kgf/cm}^2\text{G}$ 、回転速度 $n = 1500\text{ rpm}$ 、絞り弁全開の条件で行った。さらに点火時期、噴射時期および空気過剰率一定とし、回転速度を $1000 \sim 2250\text{ rpm}$ の範囲で変えた実験も行った。

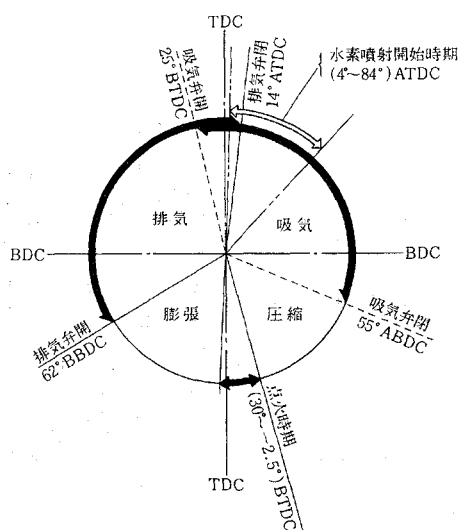


図5.3.3 弁開閉時期および実験範囲

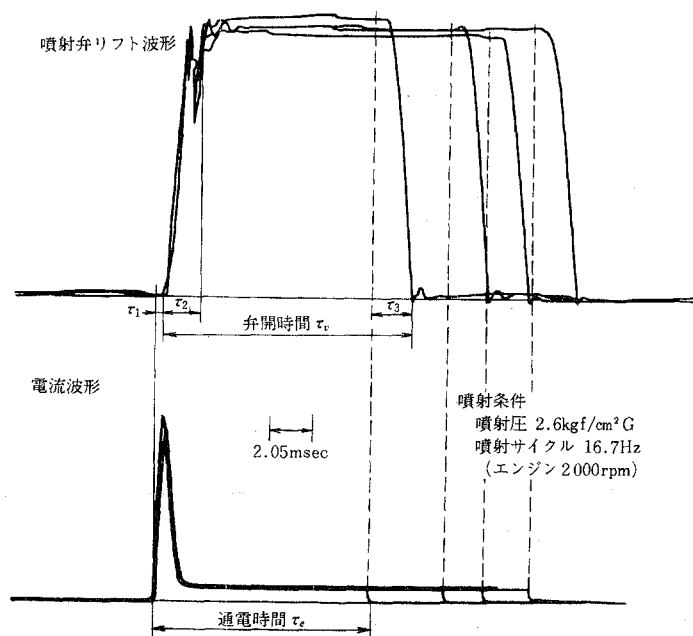


図5.3.4 噴射弁特性

実験結果および考察

水素噴射弁特性

実際の運転時における水素噴射時期、噴射時間および噴射量は噴射弁の作動状態に影響されることから、噴射弁の作動特性を検討した。図 5.3.4 は噴射時間を変数とした駆動装置の電流波形とリフト波形の関係の一例である。作動条件はエンジン回転速度 2000 rpm に相当する 16.7 Hz、実際に使用可能な最大噴射圧 2.6 kgf/cm² G である。設定された噴射時期は電流波形の立ち上がり位置に相当し、設定値の噴射時間も図中通电時間 τ_e に一致した。噴射時期から実際に弁が作動開始するまでの遅れ時間 τ_1 は約 0.4 msec あり、弁閉時の遅れ時間 τ_3 は残留磁気により約 2.0 msec 存在する。ここで実際の噴射時間を図 5.3.4 の弁閉時間 τ_2 とみなし、さらに図 5.3.5 に示す τ_e と実際の噴射時間 τ_0 の関係も含めると、設定噴射時間(通电時間)よりも実際の噴射時間は約 1.6 msec 長いことがわかる。さらに弁閉初期では(図 5.3.4 の τ_2)、弁の作動状態が不安定であり、サイクルごとに変動することも観察された。しかし、単位時間当りの噴射量の変動が小さいこと、実際の運転時の使用する設定噴射時間が 10 msec 以上であり、 τ_2 の全噴射時間 τ_0 に対する割合が小さいことなどから、この弁閉初期の不安定性による一回当りの噴射量の変動は小さい。

燃焼特性

図 5.3.6 は燃焼室内圧力、吸気上死点マーク、噴射弁リフト波形、およびクランク角度 4° ごとのマークと上死点マークの合成波形を同時に観察した一例である。この観察により、実際の噴射時期と噴射弁の作動状態を確認した。さらに一定の運転条件において、噴射弁の作動状態の変動による燃焼室圧力波形への影響が小さいことを確認した。

図 5.3.7 は噴射時期による燃焼状態への影響を圧力波形から調べた結果である。

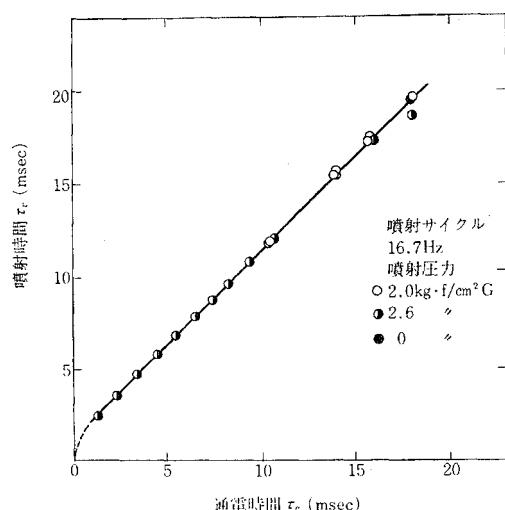


図 5.3.5. 通电時間と実際の噴射時間の関係

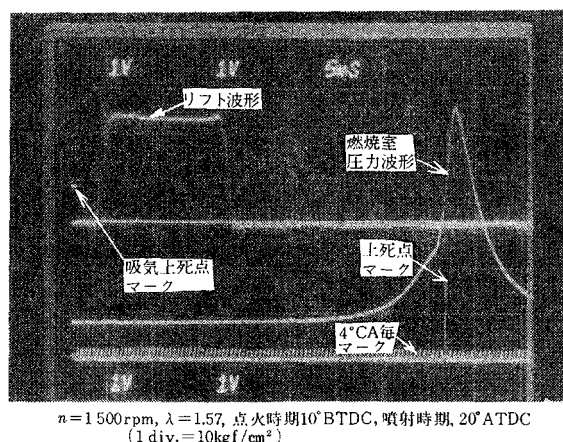


図 5.3.6 オシロスコープによる観察例

圧力波形はほぼ同形であるから、噴射時期の影響は小さいことがわかる。これは、噴射時期が吸入行程期間中であること、表 5.3.1 および図 5.3.6 に示されるように本噴射弁が小さいことから、本実験の噴射時期範囲では燃焼室内の混合状態の変化が小さいためであろう。

さらに点火時期および空気過剰率の影響については、空気過剰率を小さくして、点火時期を進めるほど圧力上昇率ならびに最高圧力が高くなり、サイクル変動も小さいことを得た。この結果は連続供給法の場合と定性的に一致する。

動力性能および排気特性

点火時期の影響 図 5.3.8 は噴射時期 20°ATDC 一定の下で、点火時期の正味軸出力 N_e および排気温度 T_e への影響を空気過剰率 λ に対して調べた結果である。出力が最大となる点火時期を図中に MBT で示した。この MBT の値は連続供給法の場合とほぼ一致する。図中の斜線部は後述する逆火により運転不能となる限界を示す（以下逆火限界と略す）。それゆえ正常運転可能な点火時期の範囲は理論混合比に近づくほど狭くなり、 $\lambda \leq 1.02$ ではすべての点火時期で逆火を生じることを示している。

点火時期の排気特性への影響を図 5.3.9 に示す。点火時期を遅らせることによる排気温度の増加割合は小さい。一方 NO 濃度の減少割合は $\lambda = 1.55$ の割合に大きい、 $\lambda = 1.35$ では小さくなる。したがって従来の点火時期遅延による NO_x 低減法は理論混合比付近では効果が小さい。なお THC は連続供給法における $\lambda > 1.6$ ではほとんど検出されなかったが、本方式でも $\lambda > 2$ の範囲で検出されず、 λ が理論比に近づくと検出され、その濃度は増大の傾向を示す。しかし、水素機関における THC の排出は潤滑油の一部の燃焼によるものであり、濃度値も最高 50 ppmc 程度であることから、ガソリン使用時に比較し低い。

空気過剰率の影響 点火時期を MBT として、混合比の影響を連続供給法と比較した結果を図 5.3.10 に示す。本方式の逆火限界は理論混合比付近にあり、連続供給法に比べて正常運転ができる範囲が拡大するから、間欠噴射法は逆火防止に効果がある。また本方法では、希薄混合比を使って運転した場合でも出力の低下が小さく、燃料消費率 B_e も向上している。これは、希薄混合気運転における不均質燃焼の効果や、水素噴射時期が排気弁閉時後であることによる水素の吹き抜け¹⁾がないなど考えられる未だ明確でない。理論混合比に近づくと、吸入空気基準ならびに混合気基準の各々の体積効率 η_{v0} 、 η_v が連続供給法より低くなることから、本方式と連続供給法との出力の差はほとんどなくなる。それゆえ本方式の出力性能上の優位性は単に正常運転範囲が理論比付近まで拡大したことの効果だけとなる。なお、この体積効率の低下は、連続供給法より出力が高いことにより、シリンダ内の残留ガス圧が高いこと、また弁座に水素供給口を設ける方法²⁾と同じように、吸気弁近くでの水素噴射が自然吸気を妨げることなどに起因すると思われる。

一方排気特性の結果から、本方式では $\lambda = 2.5$ 付近より急激に NO 濃度が増加し、その混合比は連続供給法より希薄側にあることがわかる。これは出力向上に伴う燃焼圧力および温度の増大が主因と思われるが、水素—空気の混合が不十分なことにより不均質燃焼を生じ、 NO 生成への混合比依存が小さくなる³⁾こ

図 5.3.8 点火時期の出力への影響

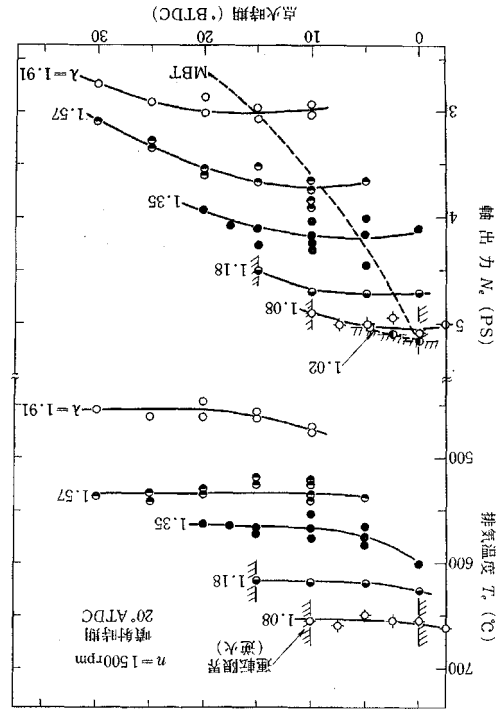


図 5.3.7 噴射時期の圧力波形への影響

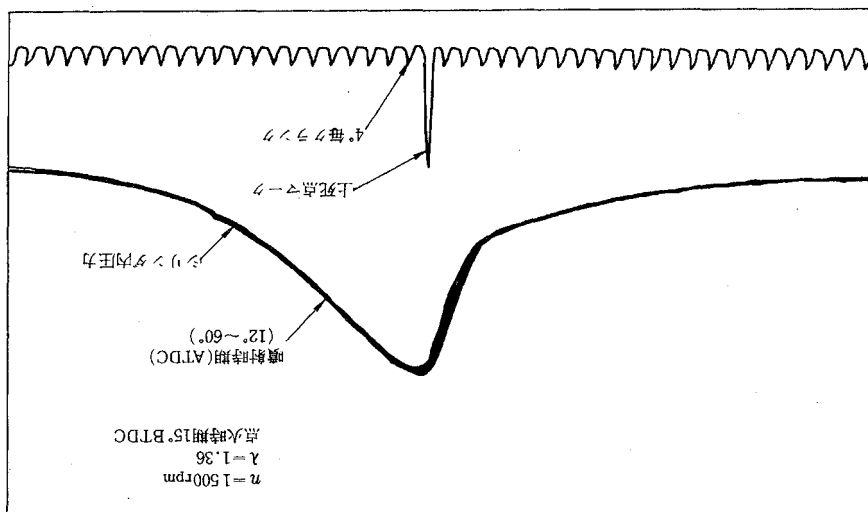
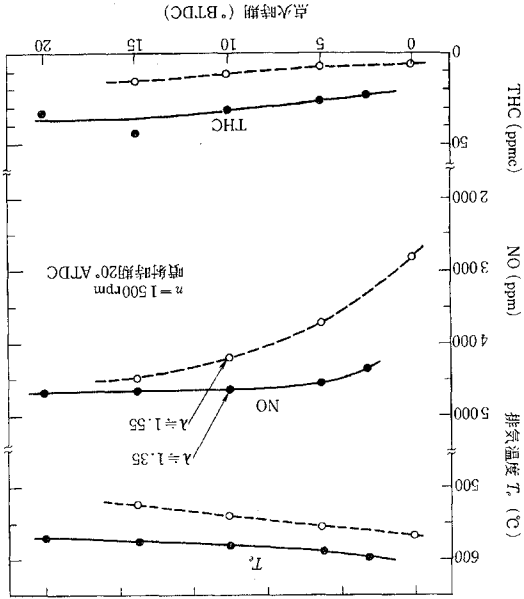


図 5.3.9 点火時期の排気特性への影響



とも考えられる。

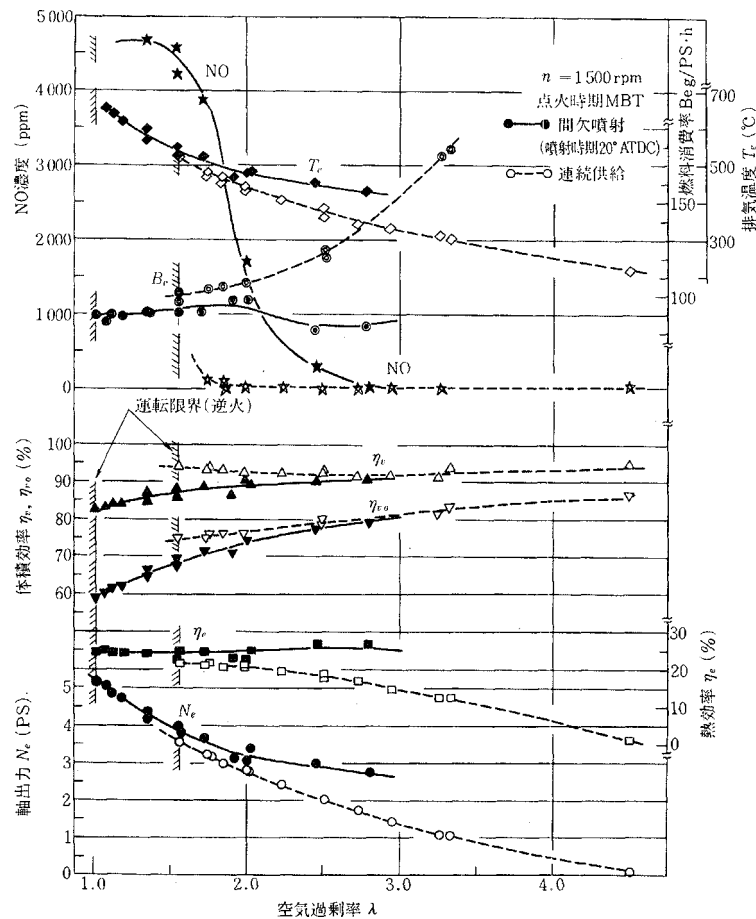


図 5.3.10 空気過剰率による出力および排気特性への影響

噴射時期の影響 図 5.3.11 は噴射時期の出力と排気温度への影響を、 λ と点火時期を変数として調べた結果である。ただしこの噴射時期は図 5.3.4 に示した通電開始時期を基準にした。正常運転可能な範囲では λ や点火時期にかかわらず、噴射時期の影響は無視できる程度である。これは燃焼特性の結果（図 5.3.7 参照）と一致している。また逆火限界は、噴射時期によっても存在し、噴射時期を排気弁閉時前に進めた場合と噴射時期を遅らせた場合の両方に存在する。この両限界で規制される正常運転可能な噴射時期の範囲は λ が小さくなるほど狭くなることがわかる。

回転速度の影響 連続供給法において逆火防止、 NO_x 低減化および出力向上化の運転方法には希薄混合比・高速運転が適していることを前節で示した。ここではさらに、点火時期遅延による NO_x 低減効果を考慮し、低回転速度（1000～1250 rpm）におけるMBTで点火時期を固定し、回転速度 n の影響を調べた。その結果を連続供給法の結果とともに図 5.3.12 に示す。低回転速度では、体積効率 η_v が連続供給法より低いにもかかわらず、出力は他の回転速度と同程度に高い。それゆえ熱効率も高くなる。こ

運動限界（逆火現象） 逆火限界の運転条件 正常運転不能となる点火時期ならびに噴射時期が存在することを示した。これらの条件について空気過剰率を変数として整理した結果を図5.3.13(a)に示す。図中には噴射期間（実際の噴射弁の弁開時間 τ_o ）、噴射終了時期も並記した。また点火時期10°BTDCの逆火限界条件を空気過剰率と噴射時期との関係で整理した結果を図5.3.13(b)に示す。ただし一部のデータは図5.3.13(a)の結果を内挿または外挿したものを用いている。図5.3.13(b)より、 λ を小さくするほど正常運転可能な噴射時期の範囲は狭くなり、 $\lambda=1.08$ ですべて正常運転可能

図 5.3.11 噴射時期の出力への影響

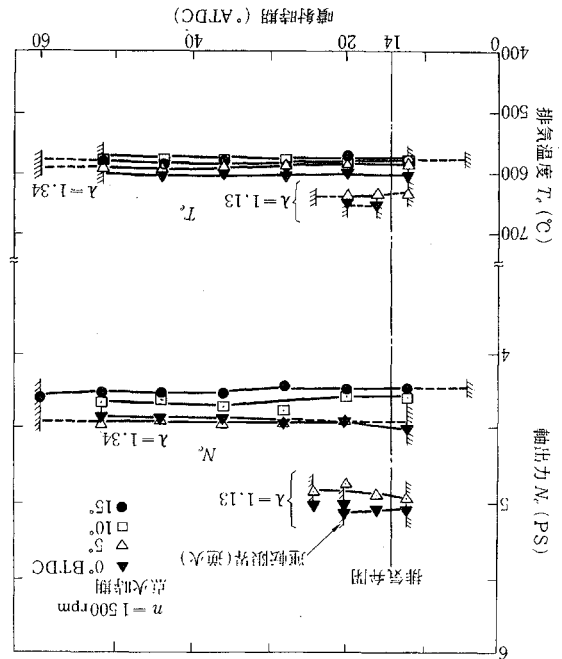
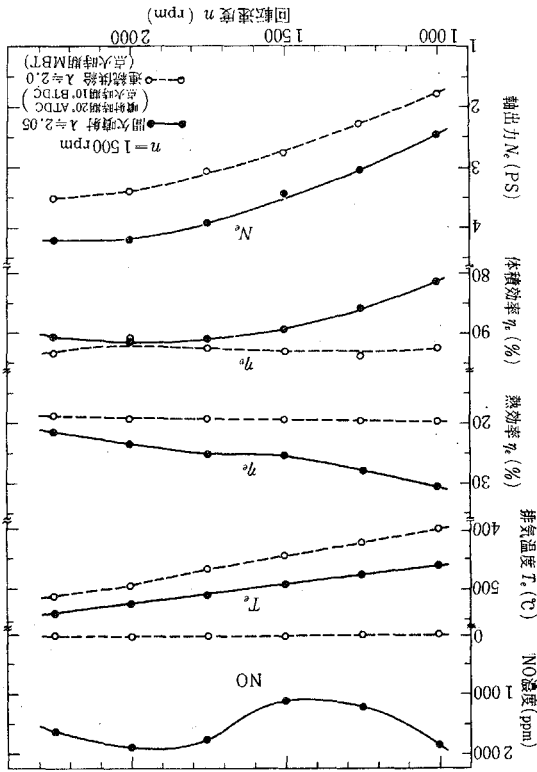


図5.3.12 回転速度による出力および排気特性への影響



る。出力および排気温度も高いので NO_x 排出濃度は高い。それゆえ NO_x 制御にはさらに今後の検討が必要である一方 NO_x 排出濃度は回転速度により複雑に変化するが、その依存性は小さい。しかし、連続供給法によりより遅いとの影響もあるが、 η_o の低下が主因と考えられる。然吸気が妨げられることのためと思われる。 $n = 2250 \text{ rpm}$ で出力が増加しないことは点火時期がMBT または体積効率が低速で低下することは低速ほど吸入速度が小さいので、吸気弁近くでの水素噴射により自噴射時期が排気弁閉時後であるから、この時間の吹き抜けは空気だけである、ということと説明される。に長くなるので、連続供給法ではこの時間に吹き抜ける水素量も増加するが、本方式における噴射条件でそれを水素の吹き抜けがないことと効果と考えるならば、吸排気弁のオーバーラップ期間は低速ほど時間的

な噴射時期の範囲は狭くなり、 $\lambda = 1.08$ ですでに正常運転可能な範囲がほとんど存在しなくなることがわかる。この過程の特徴として、排気弁閉前時に噴射を行った場合には空気過剰率に無関係に限界が生じていること、一方噴射時期が遅い場合には λ が小さくなるほど噴射時期が著しく制限されることがわかる。さらに後者の傾向を図 5.3.13(a)の噴射終了時で比較すると、 λ による限界条件の差が小さくなること、噴射終了時期が吸気弁閉時に近い場合に運転限界を生じていることがわかる。また正常運転可能な範囲は点火時期を進めると、多少拡大する。

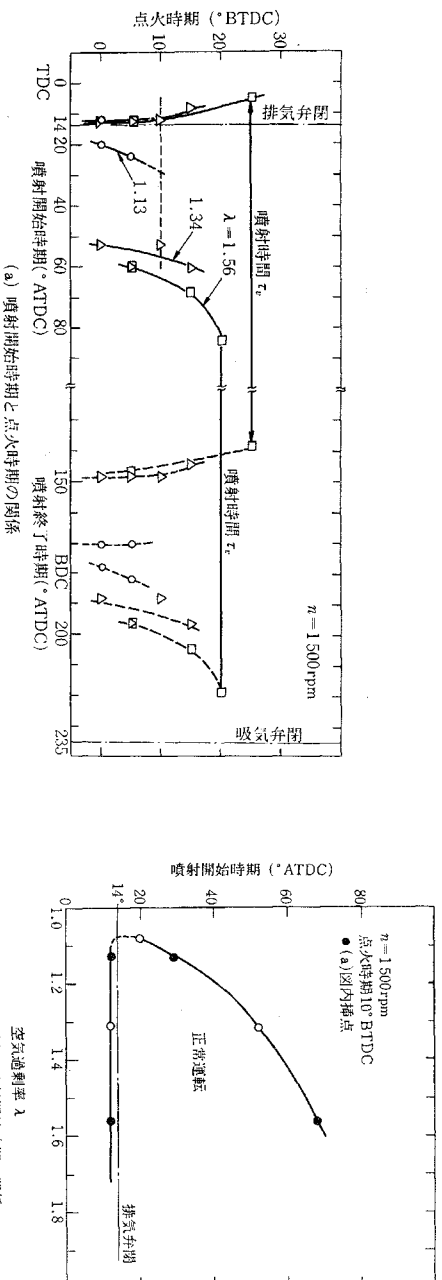


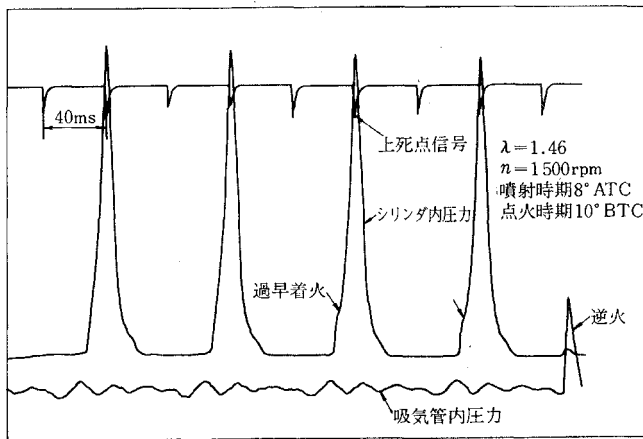
図 5.3.13 逆火限界の運転条件

逆火現象 正常運転が不可能となる条件におけるシリンダ内および吸気管内圧力の経過を図 5.3.14 (a) ~ (d) に示す。吸気管内圧力波形に変化が生じることからわかるように、逆火を生じている。この異常燃焼の詳細の経過は以下のように要約できる。

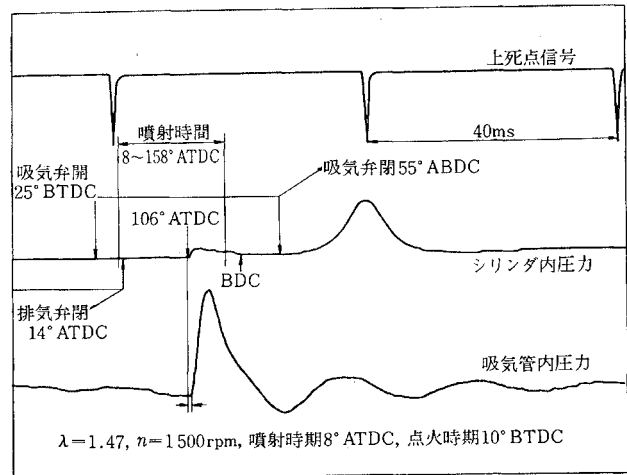
① 逆火前の数サイクル中に過早着火を生じる場合 (a) 図) と正常な場合 (c) 図) があり、本測定範囲内では多くの場合が後者である。

② 逆火時は、(b) 図で示されるように、水素が吸気弁近くに噴射された燃焼室内に吸入されると、燃焼室内で着火した瞬間またはその後に、吸気管に逆火する。逆火を生じる時期は、噴射時期が早い場合では噴射時間の比較的后半であり、噴射時期が遅い場合では (d) 図), 噴射時間の前半である。また極端に噴射時期を遅くした場合には吸気管内で着火する現象も観察された。

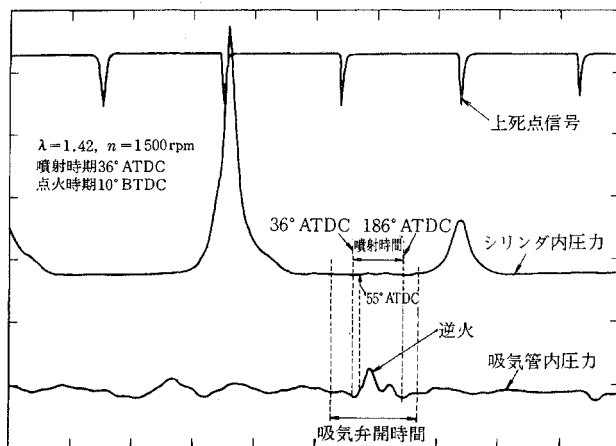
③ 逆火後は、その圧力の増加により次のサイクルに必要な新気の吸入を妨げるので失火する。
 47



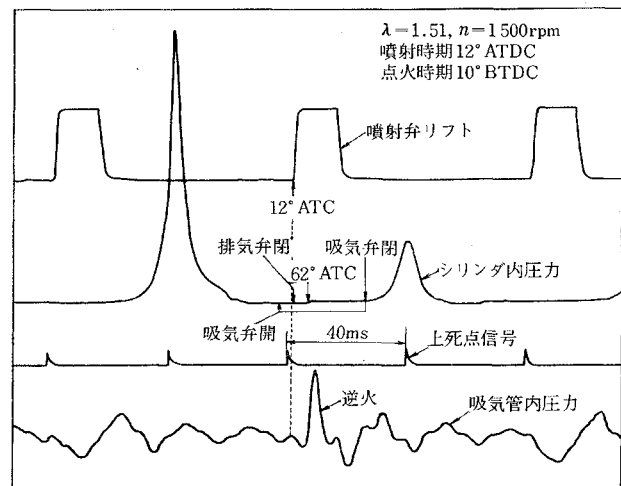
(a)



(b)



(c)



(d)

図 5.3.14 逆火現象

逆火の要因 前述したように着火は燃焼室内に生じることから、燃焼室内に高温熱源が形成されることが逆火の主要因である。この高温熱源として点火プラグ、排気弁等が指摘されている³⁾。本機関においても、点火プラグの電極部が燃焼室内に突出していて高温熱源となりやすいこと、ネジ長の短い点火プラグを用いた補足実験の結果では逆火の生じる時期が遅れる効果が得られたことなどから、点火プラグが熱源として考えられる。さらに点火時期を進めることにより正常運転可能な噴射時期の範囲が拡大する(図 5.3.13)ことから、排気弁も同様に熱源と考えられる。

しかし、これらの高温熱源と予想される場所は、上記の点火時期、混合比等の運転条件だけでなく圧縮

比、燃焼室形状等のエンジン本体の構造の影響も受けるから、その場所を明確に指摘することは難しく、個々の機関で相違するであろう。

本実験における逆火の特徴として、噴射時期の影響がある。噴射時期が排気弁閉期間とオーバーラップする場合、混合比と無関係に突然逆火することは、単に高温熱源の形成だけでなく、連続供給法で指適したように、吸入行程時の新気の混合状態も影響すると考えられる。これは吸入される水素-空気の混合が連続供給法より更に不十分であるために、着火エネルギーの小さい、 λ の小さい混合気が局所的に燃焼室内に形成され着火するという考え方に基づく。またこのオーバーラップ時の逆火には、燃焼ガスの吹きもどりや吸入された混合気が排気弁方向へ流れやすいなどの影響も考えられる。一方、噴射時期を遅くした場合の逆火は、噴射弁の噴射率が小さいことにより噴射終了時が吸気弁閉時付近となるから（図 5.3.13 (a)）、噴射された水素または水素弁先端に取り付けられた銅管内の水素が吸気管に残留し、次のサイクルの吸入行程時に燃焼室内で着火し、このサイクルで吸入される混合気が続いて着火するためと思われる。また $\lambda \leq 1.02$ における逆火は高温熱源の形成が容易であることもあるが、上記した噴射率の小さいことにも影響されるであろう。

それゆえ、逆火（特に突然生じる逆火）には、高温熱源の温度のみに起因する場合もあろうが、高温熱源となるものおよびその場所と吸入時の混合状態、吸入時期および混合ガスの流入方向等が複雑に影響し合う場合も十分考えられる。

本方式の特徴および問題点の検討

間欠噴射法は、混合気形成の観点から吸気管内で予混合気を形成する連続供給法と燃焼室内で混合気を形成する直接噴射法との中間に位置づけされる。本方式を水素燃料原動機に用いる利点として、吸気管内で混合気が形成されないことにより逆火が防止できること、水素噴射時期を排気弁閉時後とすることにより、吸入行程初期に空気による燃焼室内の掃気および冷却効果を予測した。実際の運転結果から、理論混合比近くまで正常運転可能となり、逆火防止の効果が確認できた。さらに $\lambda > 2$ 、噴射時期が排気弁閉時後の運転条件においても出力および熱効率の向上に顕著な効果が見い出された（図 5.3.10）。

しかし、運転限界の頃で示したように $\lambda \leq 1.02$ の運転範囲では逆火は避けられないこと、理論混合比付近での出力は体積効率の低下により連続供給法の出力の延長上にあり、したがって、本方式による出力の向上化は正常運転範囲が理論比近くまで拡大したことの効果だけであること、さらに NO_x 排出濃度が連続供給法に比べて高いことなどの問題点があることがわかった。

上記の欠点を改善する方法の一つとして、噴射弁の噴射率を高くして吸入行程期間の後半に短時間で噴射する方式に改良し、希薄混合比・高速度運転を行う方法が考えられる。

あとがき

吸気管の吸気弁近くへ水素を間欠的に噴射する方法による単気筒火花点機関の運転実験を行った。その主要結果は以下に要約される。

- (1) 絞り弁全開、回転速度 1500rpm の運転条件において、水素噴射時期を排気弁閉時後とすることにより、正常運転範囲の空気過剰率が連続供給法の 1.5 から 1.08 まで拡大し、高負荷運転が可能になった。
- (2) 噴射時期を排気弁閉時後とすることにより、出力・熱効率が向上した。しかし、 $\lambda \leq 2$ では連続供給法より体積効率が低下するため、噴射時期の動力性能への効果は相殺される。
- (3) NO_x 排出濃度は $\lambda < 2.5$ で急激に増大し、連続供給法より高くなる。
- (4) 高負荷運転時の吸気管への逆火には、明確な過早着火からの逆火および突然の逆火が観察された。突然の逆火は燃焼室内に高温熱源が形成されることに加え、混合気の混合状態および混合気の吸入時期と吸入される方向などが複雑に影響することを考察した。
- (5) 本方式の問題点を解決するためには、水素噴射弁の噴射率を大きくして吸入行程後半に短時間に噴射する方式とし、希薄混合比・高速運転を行う必要がある。

参考文献

- 1) Levi, J. & Kittelson, D. B., SAE Paper 780233
- 2) Adt, R. R. & et al., THEME - Conference, Miami, (1974)
- 3) Pompei, F. & Heywood, J. B., Comb. & Flame 19, (1972), 407

5.4 第三弁方式機関の試作・運転実験

5.4.1 水素供給方式の理論的検討

水素火花点火機関において、異常燃焼の防止、出力向上化および NO_x 低減化をはかり、またメタルハイドライドから供給される低圧水素ガスを利用することを目的として、水素専用弁（第三弁）を有する四サイクル火花点火機関を検討してきた。

本機関では吸気効率すなわち出力の低下を防ぐために、できる限り圧縮行程中に、しかもシリンダ内最高圧縮圧より低圧で直接シリンダ内に水素を噴射する方式を考えている。それゆえ、噴射条件によってはシリンダ内圧 > 水素噴射圧となり逆流を生じ、さらにこれが過早着火を誘引する可能性がある。また水素の噴射量が噴射時間、弁有効面積及びエンジン回転速度だけでなく、機関の圧縮比、水素噴射圧及び噴射時期の変化にも著しく影響を受ける。

それゆえ、本機関の運転上の問題点として、上記したように限られた噴射期間において実際の運転範囲の水素量を供給するための方法や、第三弁の駆動方式も含めた水素噴射量の制御、すなわち出力制御法をまず決定する必要がある。

そこで、実際の第三弁の設計や噴射量制御方法の資料を得ることを目的として水素噴射条件（噴射圧、時期、時間及び有効断面積）、エンジン諸元（例えば圧縮比、回転速度等）による噴射量の変化やそれに伴う噴射可能な範囲を検討した。

記 号

A : 仕事当量 $= 1/426.79 \text{ kcal/kg m}$

G : ガス重量 kg または g

G_s : 行程容積の空気に対する理論水素重量 kg または g

P : 圧力 kgf/m^2

R : ガス定数 kg m/kg k

S : 水素弁有効断面積 m^2

T : 温度 K

V, V_h : 容積及び行程容積 m^3

C_p, C_v : 定圧及び定容比熱 kcal/kg k

g : 重力加速度 $= 9.807 \text{ m/sec}^2$

n : エンジン回転速度 rpm

t : 時間 sec

α : 水素噴射弁の流量係数

ε : 圧縮比

θ : クランク角度 deg

θ_i, θ_d : 噴射時期及び噴射時間 deg

κ : 比熱比

λ : 行程容積の空気量を基準とした空気過剰率

λ_c : クランク長/コンロッド長さ

添字

a : 空 気

f : 水 素

m : シリンダ内混合気

o : 圧縮開始時

支配方程式及び計算法

基礎式

基礎式を導入するために以下の仮定を設けた。

- (1) 圧縮行程は断熱変化とする。
 - (2) 水素噴射量の計算には定常ベルヌーイ式を用いる。
 - (3) 噴射された水素はシリンダ内空気及び残留ガスと瞬時に混合し、温度、濃度、圧力は均一である。
- この仮定より以下の支配式が得られる。

$$\frac{dG_m}{dt} = \frac{dG_f}{dt} \quad (1)$$

$$C_{pf} T_f \frac{dG_f}{dt} = \frac{d}{dt} (C_{vm} G_m T_m) + A P_m \frac{dV_m}{dt} \quad (2)$$

$$P_m V_m = R_m G_m T_m \quad (3)$$

$$\frac{dG_f}{dt} = \alpha S \Psi P_f \sqrt{2g/(R_f T_f)} \quad (4)$$

$$\Psi \equiv \sqrt{\frac{\kappa_f}{\kappa_f - 1} \left[\left(\frac{P_m}{P_f} \right)^{\frac{2}{\kappa_f}} - \left(\frac{P_m}{P_f} \right)^{\frac{\kappa_f + 1}{\kappa_f}} \right]} \quad \frac{P_m}{P_f} > \left(\frac{2}{\kappa_f + 1} \right)^{\frac{\kappa_f}{\kappa_f - 1}} \quad (4a)$$

$$\Psi \equiv \left(\frac{2}{\kappa_f + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa_f - 1}} \sqrt{\frac{\kappa_f}{\kappa_f - 1}} \quad \frac{P_m}{P_f} \leq \left(\frac{2}{\kappa_f + 1} \right)^{\frac{\kappa_f}{\kappa_f - 1}} \quad (4b)$$

$$V_m = V_h \left\{ \frac{1}{\epsilon - 1} + \frac{1}{2} (1 - \cos \theta) + \frac{1}{2\lambda_c} (1 - \sqrt{1 - \lambda_c^2 \sin^2 \theta}) \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} C_{vm} G_m &= C_{va} G_a + C_{vf} G_f \\ R_m G_m &= R_a G_a + R_f G_f \\ \kappa_m &= A R_m / C_{vm} + 1 \\ \theta &= 6 \pi t \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ここで(1)(2)式より温度変化式に整理すると,

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{1}{A} \left\{ \frac{C_{pf}}{C_{vm}} \frac{T_m}{G_m} \left(\frac{T_f}{T_m} - \frac{C_{vf}}{C_{pf}} \right) \frac{dG_f}{dt} - (\kappa_m - 1) \frac{T_m}{V_m} \frac{dV_m}{dt} \right\} \quad (7)$$

となり, さらに圧力変化式は(3)(7)式より

$$\begin{aligned} \frac{dP_m}{dt} &= \left\{ \frac{R_f}{R_m} + \frac{1}{A} \left(\frac{T_f}{T_m} - \frac{C_{vf}}{C_{pf}} \right) \frac{C_{pf}}{C_{vm}} \right\} \frac{P_m}{G_m} \frac{dG_f}{dt} \\ &\quad - \left(\frac{\kappa_m - 1}{A} + 1 \right) \frac{P_m}{V_m} \frac{dV_m}{dt} \end{aligned} \quad (8)$$

ただし,

$$A \equiv 1 + \frac{T_m}{C_{vm}} \left\{ \frac{dC_{va}}{dT_m} \frac{G_a}{G_m} + \frac{dC_{vf}}{dT_m} \frac{G_f}{G_m} \right\} \quad (9)$$

C_p, C_v は温度依存を考慮するから, C_{va}, C_{vf} はシリング内温度 T_m に, C_{pf} は水素の供給温度 T_f における値である。

ここで更に簡略化のために圧縮行程初期の状態の下記の変数を無次元数として整理すると(6)~(9)式は(10)~(13)式となる。

$$\bar{P}_m = \frac{P_m}{P_o}, \quad \bar{T}_m = \frac{T_m}{T_o}, \quad \bar{G}_f = \frac{G_f}{G_o}, \quad \bar{V}_m = \frac{V_m}{V_o}$$

$$\bar{G}_m = \bar{G}_f + 1 = \frac{G_m}{G_o}$$

圧力変化式

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{P}_m}{d\theta} = \frac{\bar{P}_m}{6nG_m} \left\{ \frac{R_f}{R_m} + \frac{C_{pf}}{C_{vm}A} \left(\frac{T_f}{\bar{T}_m T_o} - \frac{C_{vf}}{C_{pf}} \right) \right\} \frac{dG_f}{dt} \\ - \left(\frac{\kappa_m - 1}{A} + 1 \right) \frac{\bar{P}_m}{V_m} \frac{d\bar{V}_m}{d\theta} \end{aligned} \quad (10)$$

温度変化式

$$\frac{d\bar{T}_m}{d\theta} = \frac{1}{6nA} \left\{ \frac{C_{pf}}{C_{vm}} \frac{\bar{T}_m}{G_m} \left(\frac{T_f}{T_o \bar{T}_m} - \frac{C_{vf}}{C_{pf}} \right) \frac{dG_f}{dt} - (\kappa_f - 1) \frac{\bar{T}_m}{\bar{V}_m} \frac{d\bar{V}_m}{d\theta} \right\} \quad (11)$$

$$A = 1 + \frac{\bar{T}_m}{C_{vf} \bar{G}_m} \left(\frac{dC_{va}}{d\bar{T}_m} + \frac{dC_{vf}}{d\bar{T}_m} \bar{V}_m \right) \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} C_{vm} &= (C_{va} + C_{vf} \bar{G}_f) / \bar{G}_m \\ R_m &= (R_a + R_s \bar{G}_f) / \bar{G}_m \\ \kappa_m &= AR_m / C_{vm} + 1.0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

計算手順及び条件

計算手順 上記した支配式(4), (5), (10)~(13式を用いて数値計算を行った。エンジン諸元(行程容積, 圧縮比, 連桿比など), エンジン条件(圧縮初期の状態(P_o , V_o , T_o), 回転速度など)及び水素噴射条件(噴射圧, 噴射時間, 弁有効面積, 水素温度)を設定し, シリンダ内圧力及び温度, 水素噴射量を求めた。また噴射量の程度を理解するために, 行程容積がすべて空気と想定して, 空気過剰率も計算した。以下の図には, 空気過剰率 λ または理論水素量 G_s を並記してある。

計算法には Runge-Kutta-Gill 法を用いた。計算のきざみは, $5^\circ \sim 0.1^\circ$ クランク角度毎で変えて計算結果を比較し, 1° 毎以下のきざみでは 0.5% 以内の変化であるので, 1° クランク角度毎とした。

計算条件 本計算に使用した各数値はまとめて表 5.4.1.1 に示す。ここでエンジンは石川島芝浦空冷汎用機関を想定した諸元であり, 圧縮初期は下死点の位置とした。また水素及び空気の定容比熱の温度依存性は伝熱工学資料のデータを, 温度範囲 $0^\circ \sim 800^\circ \text{C}$ において最小二乗法で三次式で近似して用いた。

噴射時間内においてシリンダ内圧が水素供給圧以上になる場合, そのクランク角度で噴射を打ち切り,

それまでの噴射量を計算し、それ以後のクランク角度から上死点までは単に断熱圧縮するという形で計算した。

表 5.4.1.1 計算に使用した数値

エンジン諸元	$V_h = 425.6 \text{ cc}$ $\epsilon = 5.6$ $\lambda_c = 0.2534$			
物理定数	$R_f = 420.55 \text{ kgm/kgK}$ $R_a = 29.27 \text{ kgm/kgK}$			
その他	$\alpha = 1.0$			
$f(T) = A_1 + A_2 T + A_3 T^2 + A_4 T^3$				
f	A_1	A_2	A_3	A_4
C_{vf}	2.189	0.1270×10^{-2}	-0.1863×10^{-5}	0.1001×10^{-8}
C_{va}	0.1776	-0.6449×10^{-4}	0.1644×10^{-6}	-0.7344×10^{-10}

計算結果

噴射時期によるシリンダ内圧力変化の一例を図 5.4.1.1 に示す。ここでエンジン条件、及び噴射時期以外の噴射条件はすべて一定としている。図中には各噴射時期による噴射量を空気過剰率 λ で示し、更に高

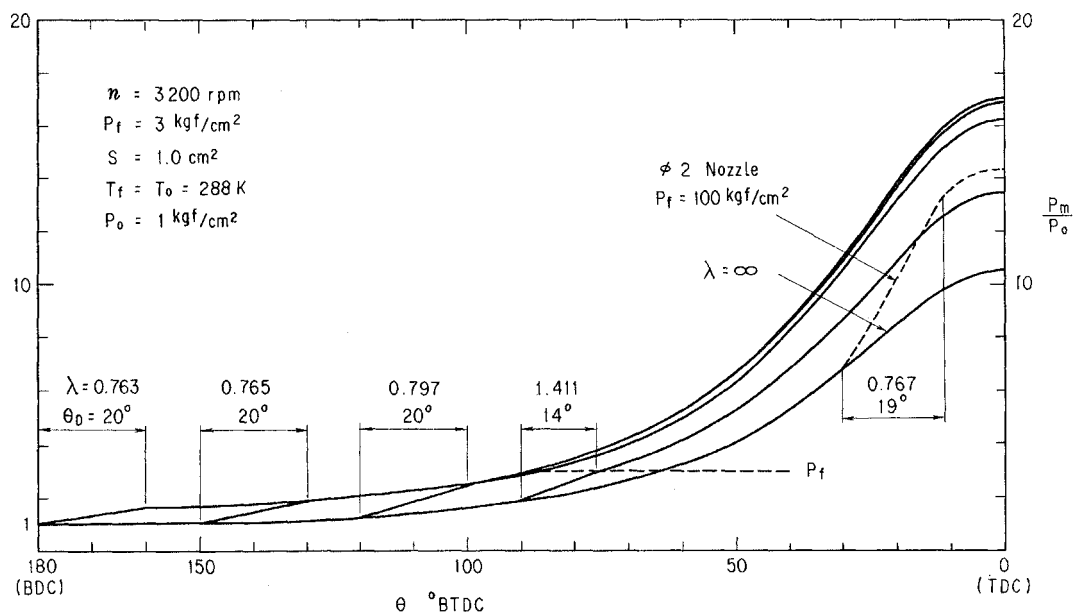


図 5.4.1.1 噴射時期の影響

圧噴射を想定した場合も破線で示している。噴射時間 $\theta_0 = 20^\circ$ 一定で噴射時期を遅らせていくと噴射期間中すべて choking している場合 ($\theta_i = 180^\circ$, 150° BTDC の比較), 噴射量はほとんど変化しないが, 噴射時期中に choking がなくなると ($\theta_i = 120^\circ$ BTDC), 噴射量は低下し, 更に噴射時期を遅らせる と, $\theta_i = 90^\circ$ BTDC に示すように, 水素噴射圧 $P_f \leq$ シリンダ内圧 P_m となり, 実質の噴射期間が 14° と同じになり, 噴射量が急激に低下する。一方水素の噴射によるシリンダ内圧の上昇及び圧縮行程終了時の圧力は, 噴射量にも影響されるが, 噴射時期によっても影響を受ける。

ここではじめに噴射条件による噴射量の変化を図 5.4.1.2 ~ 4 に示す。これらの図では, 実際の運転実験において重要な噴射条件である噴射時期, 噴射時間及び噴射圧を変数として用い, その他のエンジン条件はすべて同一としている。図 5.4.1.2 ~ 4 では各々噴射圧, 噴射時期及び噴射時間の影響を示す。噴射量は (4a) と (4b) 又は (4b) 式より算出されるが, $P_m / P_f \leq 0.5274$ では (4b) 式が適用される。この場合 ψ はシリンダ内圧の影響を受けない, 又 $\kappa_f, T_f, R_f, S, \alpha$ 及び $n =$ 一定の条件であるから (4) 式は $\frac{dG_f}{dt} \propto P_f$ となる。それゆえ噴射時間すべて $P_m / P_f \leq 0.5274$ である条件, 具体的には P_f が大きく, θ_i が下死点に近く, また θ_0 が小さい場合には, 噴射量は噴射圧及び噴射期間に比例して増加し (図 5.4.1.2 および 4), 噴射時期の影響はほとんどない。一方 $P_m / P_f > 0.5274$ となる条件, すなわち噴射圧が低い場合又は噴射時期が圧縮行程内に進んだ場合更には噴射期間が大きく, この条件が噴射期間中に生じる場合には, (4b) から噴射量はシリンダ内圧の影響を受ける。極端の場合には $P_m > P_f$ となり噴射不可能となる。図 5.4.1.2 ~ 4 の低圧及び噴射時期が遅い場合に, 噴射時間を長くしても噴射量に変化しないことはこの影響に起因したものである。

そこで各噴射圧で噴射可能な範囲を計算したを図 5.4.1.5 に示す。図では噴射量を空気過剰率 λ で換算し, これに対する噴射可能な最大の噴射時期 (図中破線) 及び噴射終了時期 (図中実線) を示す。すなわち実線は噴射終了時期に $P_f = P_m$ となるクランク角度位置 θ_0 を示し, 破線はその λ に相当する噴射量を得るための噴射開始時期 θ_i を示す。噴射圧が高いほど, 又噴射量が少ない (λ が大きい) ほど, 噴射可能な範囲 (図中破線より下側範囲) は拡大することがわかる。ただし, θ_0 は噴射限界条件において λ に相当する噴射期

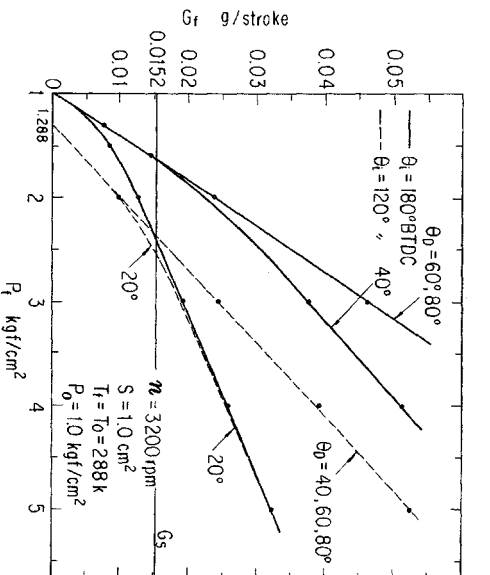


図 5.4.1.2 噴射圧による噴射量の変化

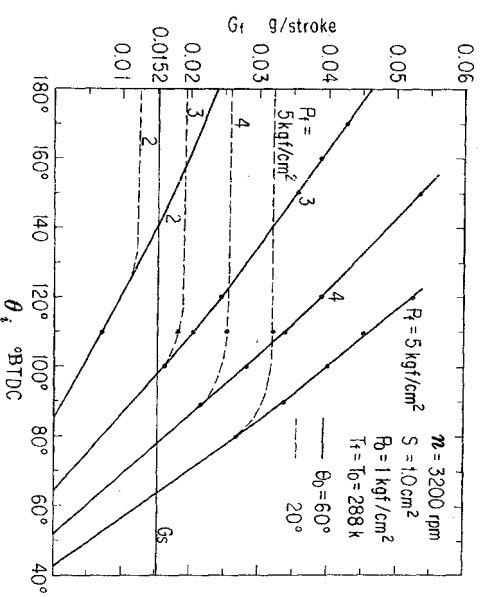


図 5.4.1.3 噴射時期による噴射量の変化

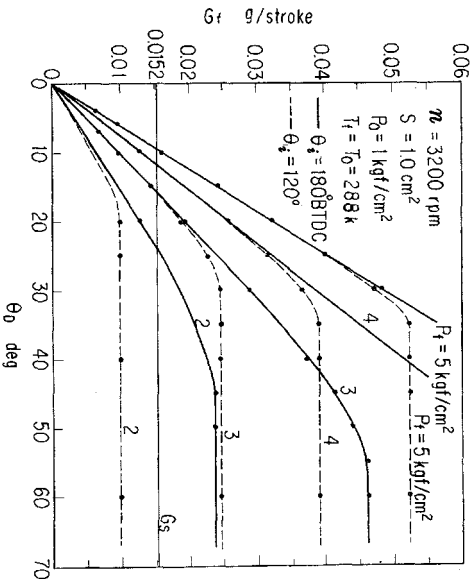


図5.4.1.4 噴射時間による噴射量の変化

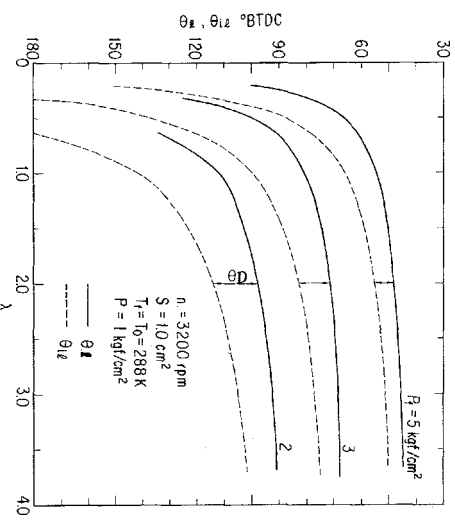


図5.4.1.5 噴射可能範囲

間であるから、噴射量一定に保持して、噴射限界以下の噴射範囲内で噴射時期を変化させる場合には θ_d は変化することに留意する必要がある。

図5.4.1.6は回転速度の影響を示す。 θ_d 一定とすると $t \propto 1/n$ であるから、 $G_f \propto 1/n$ となる。一方回転速度にかかわらず t 一定とする場合、 n の増加と共に θ_d も大となり、噴射期間中のシリンダ内圧力の変化が大となり、図に示すように噴射量は完全には減少する。特に低圧噴射の場合で t 一定で回転速度をあげていくと、上記した噴射限界を越える場合があり(図の条件では $n \geq 4200$ rpm), これ以上の回転速度では θ_d 一定と同じとなる。従って t 一定で行う場合は、噴射限界を留意する必要がある。

図5.4.1.7は弁有効面積の影響を示す。前記と同様に、 $P_m/P_f \leq 0.5274$ では S に比例して噴射量は増加するが、 $P_m/P_f > 0.5274$ ではシリンダ内圧の影響を受けるので比例的に増加しない。

上記までの弁開特性は簡単にスラップ状を考えたが、更に実際のカム駆動方式の弁開特性を与えて計算

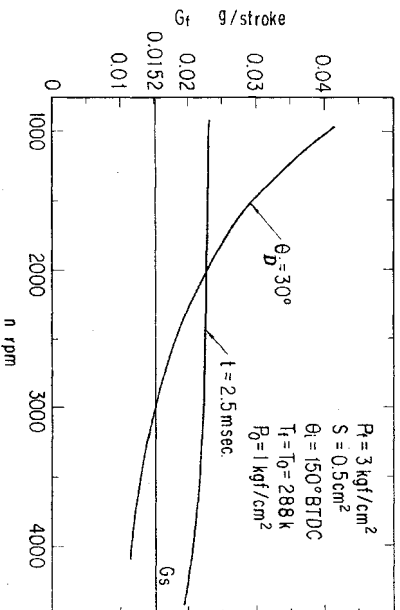


図5.4.1.6 回転速度の影響

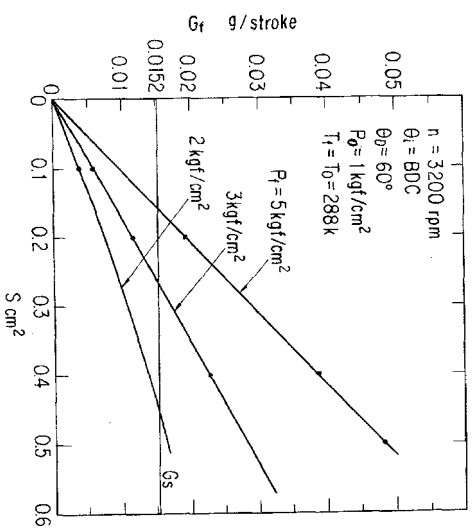


図5.4.1.7 有効断面面積の影響

した結果を図 5.4.1.8 に示す。(a)図に示す弁開特性において、②は試作機関の実際の特性であり、①は②と同じ θ_D でステップ状に想定した場合、③はメーカーの弁特性、④⑤は③のリフト量をそれぞれ 1, 2 mm 減らした場合の第三弁特性を示す。これらの弁揚程の特性を最小二乗法で近似して計算した。(b)は噴射可能な範囲の弁有効面積を示し、その時の圧力変化が(c)図であり、図中に噴射量 G_f 及び λ をまとめて記入してある。図より、弁開時間中に逆流しない場合は⑤の場合だけであること、噴射量は本条件では多量すぎることがわかる。

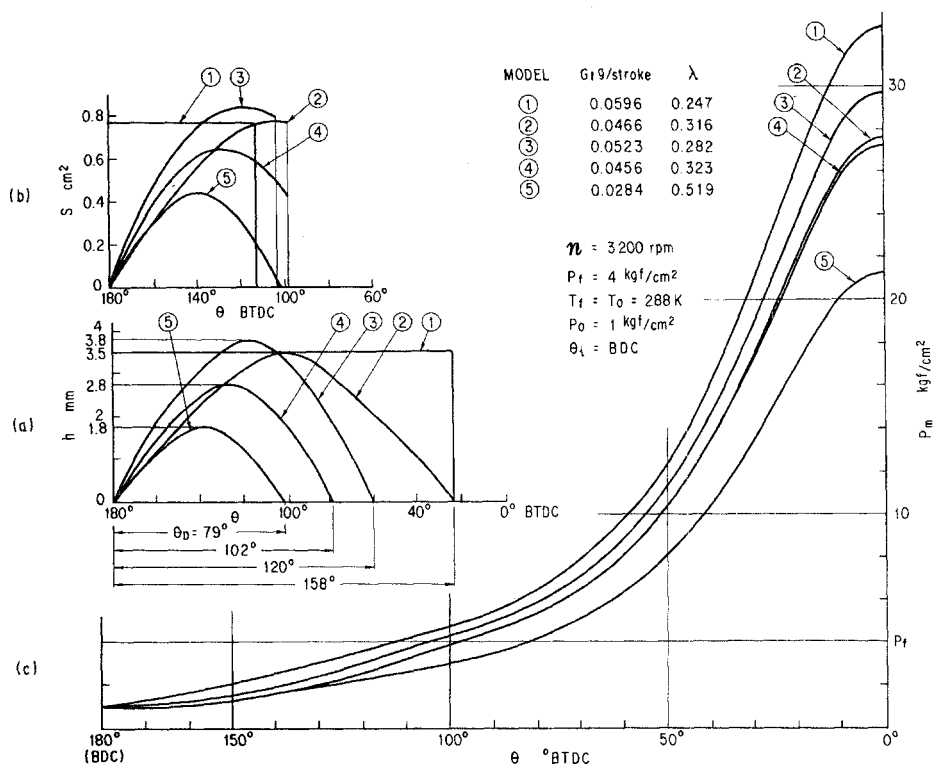


図 5.4.1.8 カム駆動式特性に対するシリンダ内圧力変化

述べてきた低圧噴射 ($P_f < P_{\max}$) では噴射時期を変化させると噴射量も変化するから、噴射時期だけのシリンダ内圧力及び温度変化への影響を得ることができない。そこで小噴孔からの高圧噴射を設定してこの影響を調べた。図 5.4.1.9 ~ 10 はそれぞれ圧力及び温度変化を示す。噴射時期が圧縮行程初期ほど、最高圧力及び温度は増加する。これは初期の噴射ほど水素ガスが圧縮行程の仕事を受けるからである。また上死点に近い噴射では噴射ガス温度が圧縮温度よりかはるかに低い条件となるので、図 5.4.1.10 に示すように温度が低下する結果となる。これらの噴射時期と最大圧力及び温度の関係を図 5.4.1.11 に示す。噴射時期が 140°BTDC 付近までは圧縮仕事小さいので $P_{\max}$ 、 $T_{\max}$ の変化も小さいが上死点付近まで噴射時期を遅らせると下死点付近での噴射と比較して、この条件では約 14% 減少する。更に高圧噴射における供給する水素温度の影響を調べた結果を図 5.4.1.12 に示す。図よりシリンダ内温度の低い、下死点での噴射の方が上死点付近での噴射より温度依存性が大きいことがわかる。

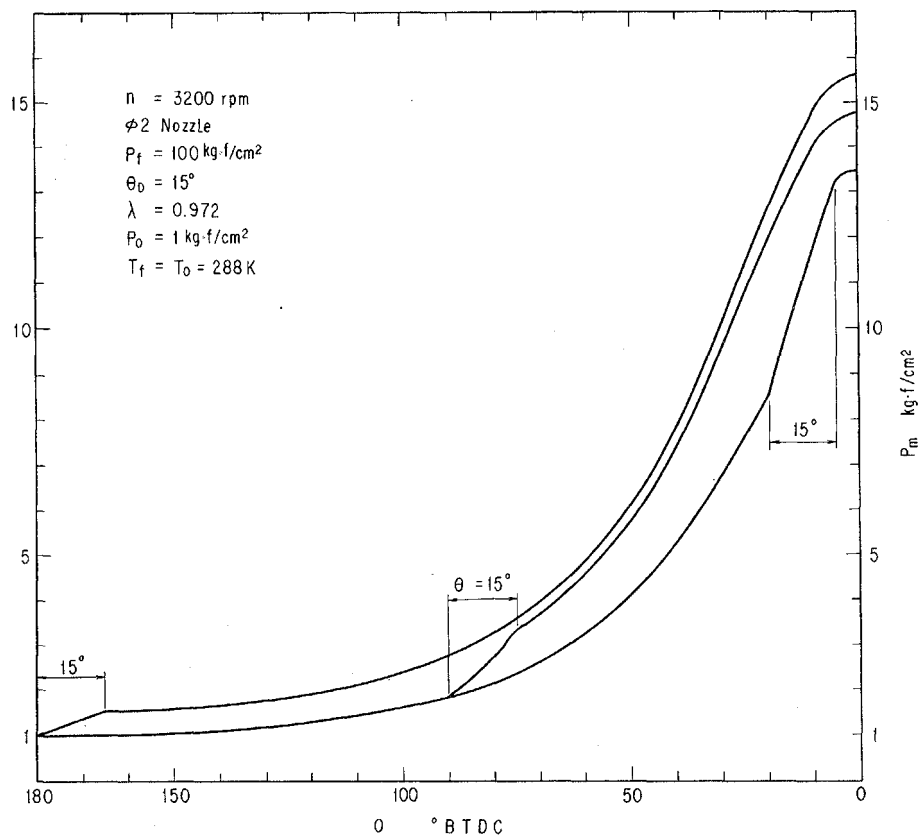


図 5.4.1.9 高圧噴射法の圧力変化

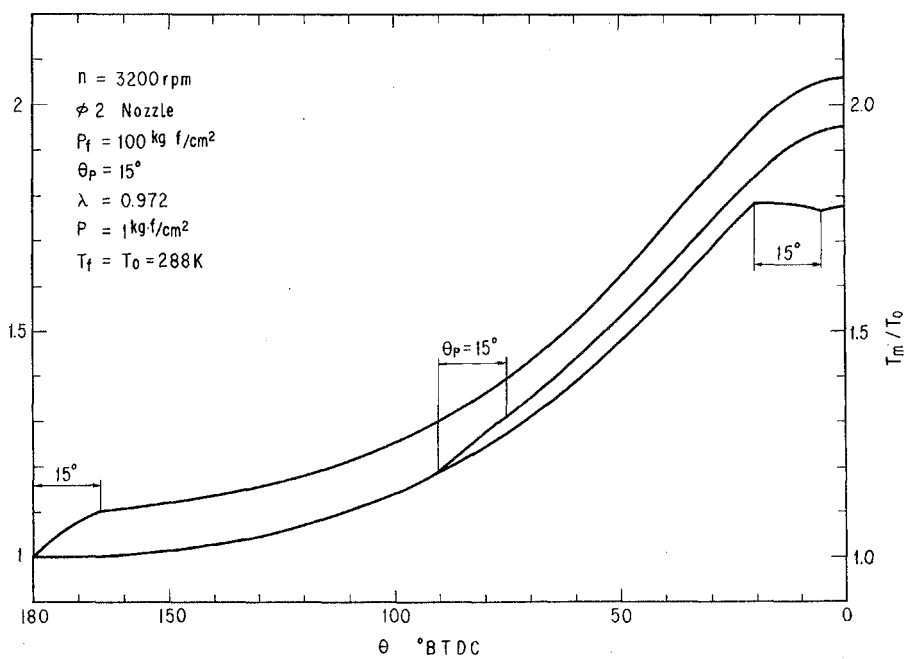


図 5.4.1.10 高圧噴射法の温度変化

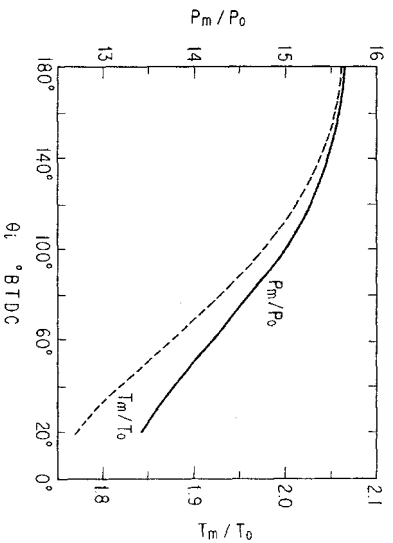


図5.4.1.11 噴射時期に対する最高圧力温度変化

5.4.2 機械式第三弁機関の運転実験

水素の燃焼特性をいかした容積型水素エンジンの開発の一つの段階として、現用機関への水素の適用性がさかんに研究されている。¹⁾²⁾

水素を燃料として従来の火花点火機関を大改造せず運転できる方法には吸気管に水素を連続的に供給する吸気管噴射法がある。この方法での運転結果から部分負荷運転では、燃焼速度が速い、可燃範囲が広い、点火エネルギーが小さいなどの水素の燃焼特性により超希薄運転が可能であり、機関荒さが小さい。排出 NO_x 量が少ないなどの特長を得た。しかし、高負荷運転では逆火、過早着火などの異常燃焼を生じること、水素ガスのシリンダ容積の占める割合が理論比において約30%を占めるため体積効率が低下することなどから、ガソリン同等の比出力が得られない、排出 NO_x 量もガソリン機関と同等又はそれ以上となるなどの問題点が見い出された。

この解決方法として、前節では吸気管間欠噴射法を用いることにより逆火を防止でき、理論混合比付近まで運転範囲を拡大できたが、本節では更に根本的な解決方法として、シリンダ内に直接水素を噴射する方法（筒内噴射法）を対象としている。

筒内噴射法は、古くよりガソリン機関の一部又はデイズェル機関にすでに利用されているが、どちらの液体噴射であり、しかも数 $10\text{ kg f/cu} \sim$ 数 100 kg f/cu の高圧噴射が大部分である。本研究ではメタルハイドライドからの比較的低压水素ガスを燃料供給源に想定しているため、現用の筒内噴射装置をそのまま利用することは困難である。

それゆえ機械駆動方式による水素噴射弁（第三弁）を有する火花点火機関を試作し、運転試験を行った。

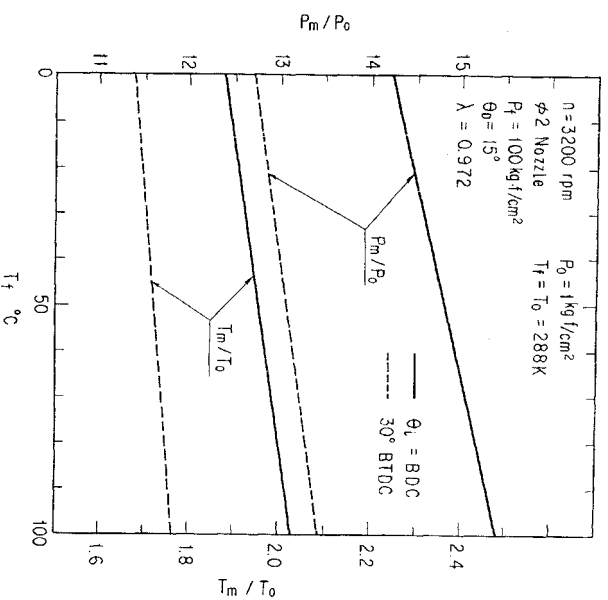


図5.4.1.12 水素供給温度の影響

第三弁機関の特徴

筒内噴射法を水素燃料原動機に利用することは、原理的に次の利点が考えられる。

- (1) 可燃混合気が吸気管に全く存在しないために逆火は生じない。しかも吸入行程中に空気のみ吸入することになれば、その掃気効果による過早着火の抑制も期待できる。

(2) 水素噴射を圧縮行程中に行うことにより、濃混合比における吸入空気量の低下、すなわち体積効率の低下は防止でき、容積当りの発熱量がガソリン機関と同等以上にまで高めることができるので、比出力の増加が期待できる。

しかし低圧水素ガスの供給源を想定しているので前節で述べたように、水素噴射可能な範囲は圧縮行程初期の狭い範囲に限定される。この範囲内で水素噴射量の制御が技術的な問題として考慮する必要があった。

以下に実際に試作した機関及び主要諸元を図 5.4.2.1、表 5.4.2.1 に示し、試作の要点を以下に要約する。

(1) 試作機関の基本は、空冷単気筒四サイクル火花点火機関、行程容積 425cc 圧縮比 5.6 の側弁式である。

(2) 水素用第三弁は、標準品とほぼ同じシリンダヘッドに弁孔面積の大きくとれるポペット弁（弁径 12 mm）をピストン中心軸上の位置に設定した。その駆動はカム、ロッカーアーム、タイミングベルトによる機械式である。第三弁の軸心からの水素のシリンダ外部への洩れに対し、Oリングにより最小限に抑えた。第三弁の潤滑は滴下方式である。開弁時期の変更はタイミングベルトにより行う。弁の作動角が公称 115° 及び 165° クランク角度のカム軸を作製したが、 115° はサージングを生じるので、 165° のカム軸を使用した。この弁の揚程は最大 2.8 mm である。

(3) 吸排気弁用カム軸は、標準品を使用したほかに、標準品と同じカム形状を有し、吸気弁の閉弁時期を下死点としたカム軸も製作し、実際に試運転を行ったが、吸排気弁の弁重なりが大きく体積効率がエン

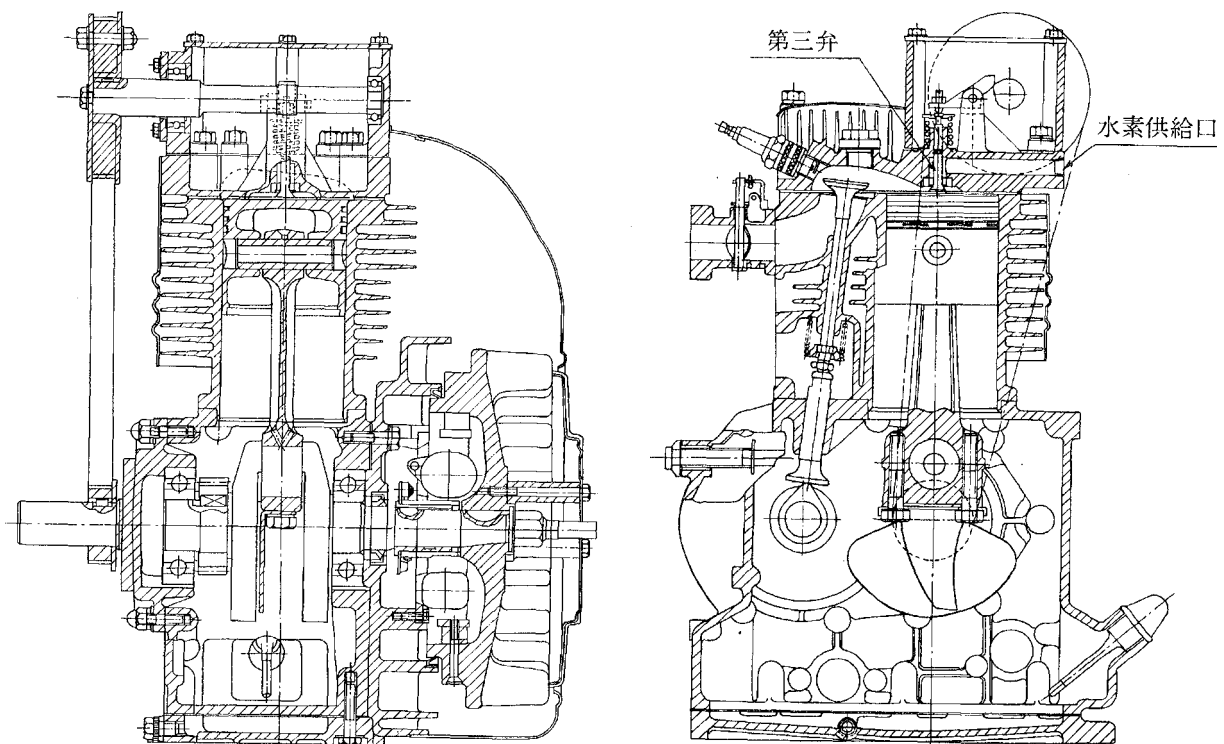


図 5.4.2.1 試 作 機 関

ジン速度を増加すると急激に低下するため、本実験には用いなかった。

(4) プラグ位置は市販機関と同一の位置及び圧力測定用孔にもセットできるように接続部品を設けてある。

計測及び実験条件

実験装置及び計測器類の概要は図 5. 3. 2 とほぼ同じである。水素は高圧ボンベ出口で $5 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ に減圧され、減圧弁(Ⅱ)により 2 kgf/cm^2 に調圧され、層流流量計により計測される。水素流量調整は脈動抑制用サージタンク出口のニードルバルブにより行う。水素供給圧が 2 又は $3 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ の低圧であり、第三弁の作動角度が広いため、シリンダ内から水素供給管への逆流を防止するために逆止弁を供給系途中に設けた。この弁の作動は逆止弁前後の圧力波形よりモニターした。この部分の詳細を図 5. 4.

2. 2 に示す。空気流路系及び動力性能・排気ガス分析等は前節と変化はない。ただし、点火時期調整を確実にするために、吸気か、爆発行程かの判別回路を付加してある。

本実験での主たる運転条件を表 5. 4. 2. 2 に示す。運転実験は絞り弁全開、最適点火時期において空気過

表 5. 4. 2. 1 供験機関の諸元

項 目	型 式 お よ び 諸 元
製 造 所	石川島芝浦機械株式会社
機 関 名 称	GE-43A
型 式	立形四サイクル
シ リ ン ダ 数	1 シリンダ
燃 燃 室 形 状	L 形
行 程 容 積	425.6 [cc]
シリンダ径×行程	85×75 [mm]
動 弁 機 構	SV
冷 却 方 式	空 冷
潤 滑 方 式	飛末式
最 高 出 力	9.0 [PS] / 3200 [rpm]
最 高 ト ル ク	4.44 [kgm] / 2000 [rpm]
圧 縮 比	5.6

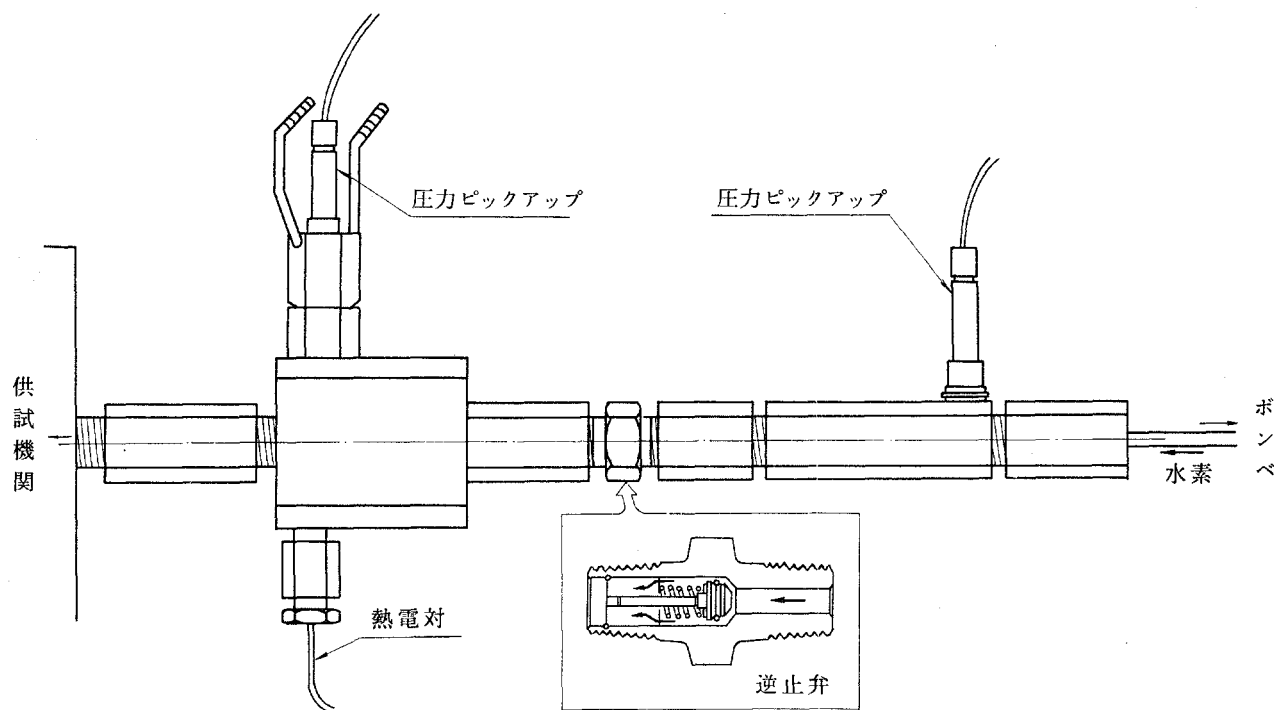


図 5. 4. 2. 2 逆流防止部

剩率 λ ，回転速度 n を変化させ，出力・排気

特性を調べた。またプラグ位置及びプラグの
 変更は図 5. 4. 2. 3 の概要に示す三種類につい
 て行った。水素噴射時期及び水素噴射弁の開
 弁角度は図 5. 4. 2. 4 に示す。水素噴射時期は
 吸気行程の二種類について行った。なお開弁
 角度の数値は実際にダイヤルゲージにより弁
 の作動開始及び終了のクランク角度を示す。

表 5.4.2.2 実験条件

項目	範 囲
回転速度	1200～2400〔rpm〕
点火時期	MBT
空気過剰率	1.14～3.35
吸気絞り	全 開
プラグの種類	W-14, BP6ES, C-7HW
プラグ位置	図 5.4.2.3 参 照
第三弁開閉時期	a) 41.5°ATDC～10°ABDC(吸気行程中) b) 15°BBDC～53.5°BTDC(圧縮行程中)

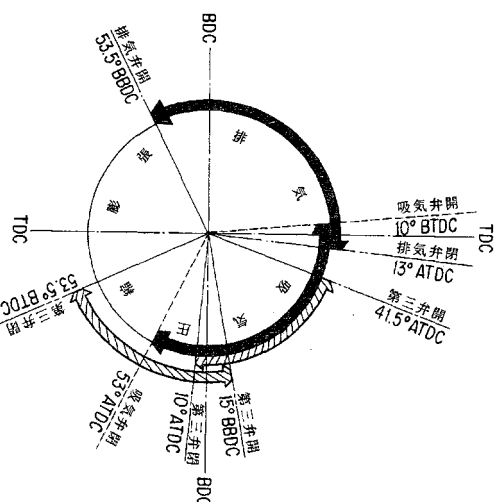
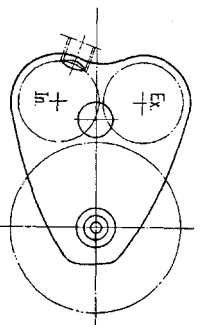
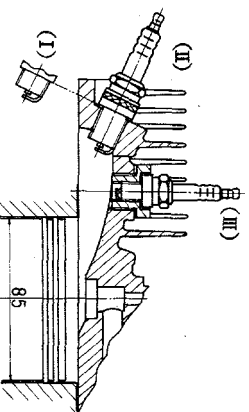


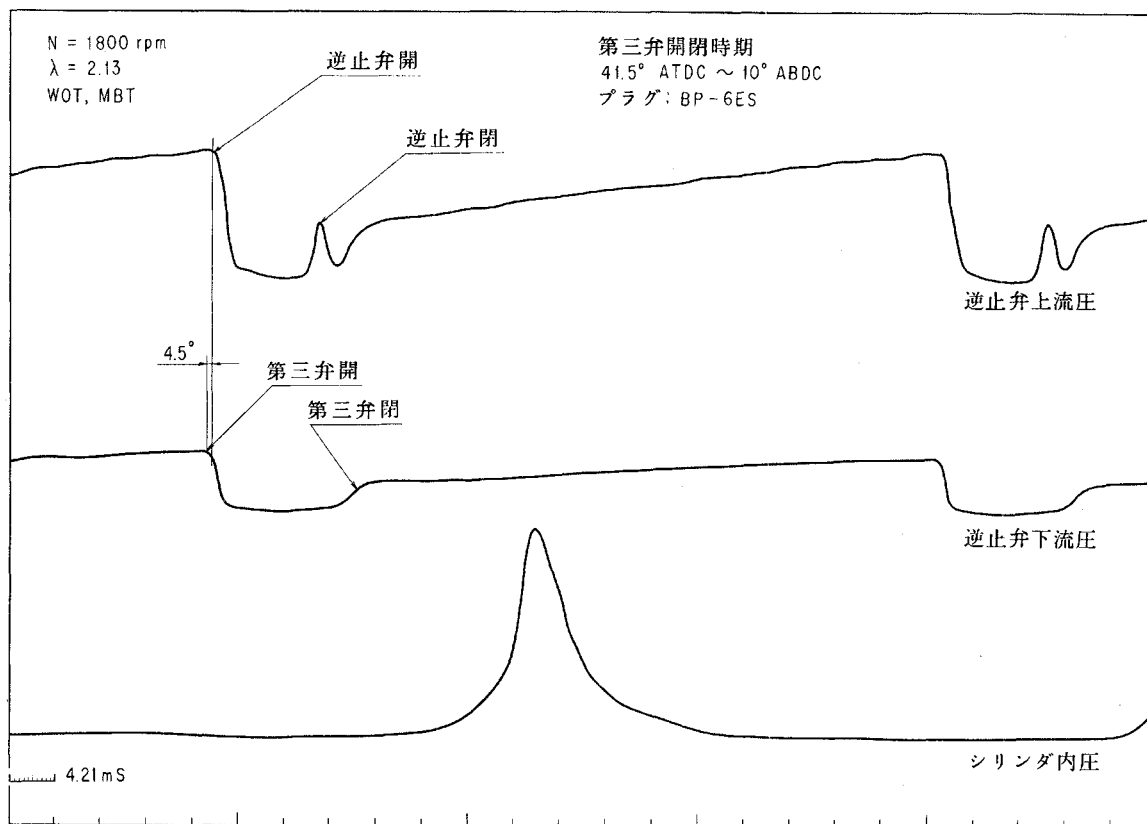
図 5. 4. 2. 3 燃焼室概略及びプラグ配置図

図 5. 4. 2. 4 弁開閉時期

実験結果

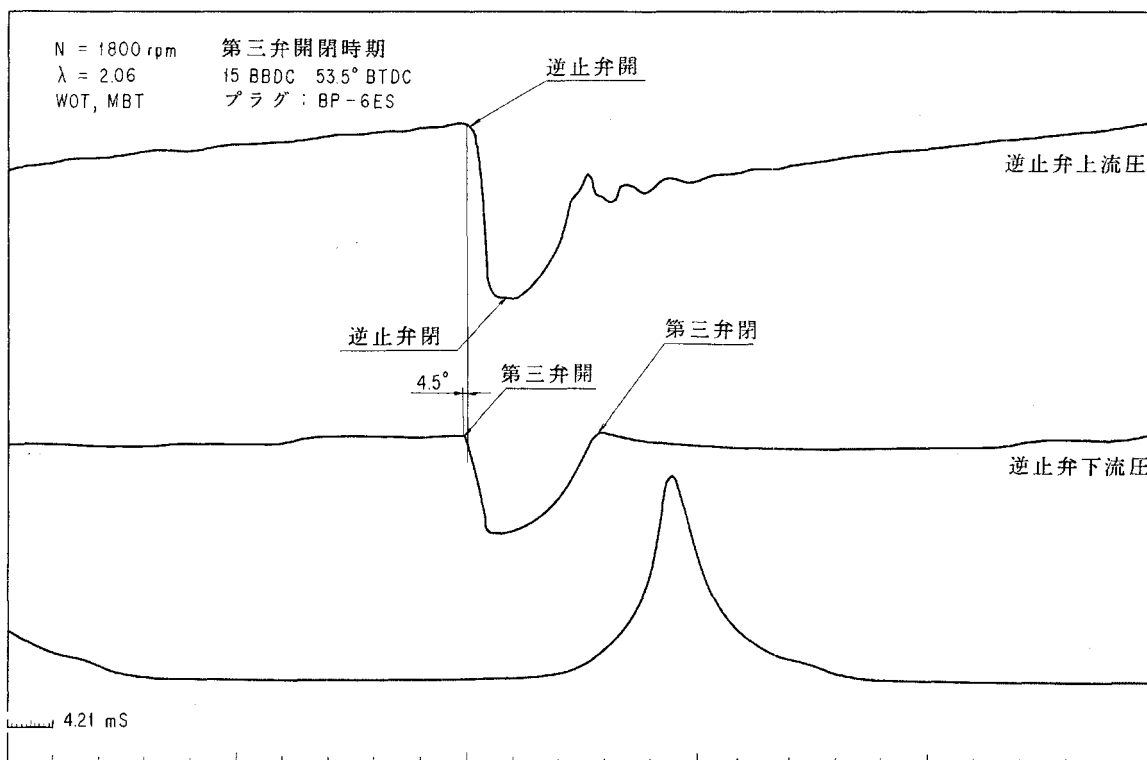
逆止弁の作動特性

第三弁の開閉に伴う逆止弁前後の圧力波形の観察結果を図 5. 4. 2. 5 に示す。(a), (b)は各々吸入行程噴射，
 圧縮行程噴射の条件の結果を示す。図より第三弁開後逆止弁が順方向に開くの約 4.5°CA 遅れること
 がわかる。水素流量調整がニードルバルブで行われるから，水素流量が少ない場合又は回転速度が速くな
 るなどの条件においては水素噴射圧が調整圧に復帰せず低くなる。故にニードルバルブの流量調整は前述
 の水素流量制御法の中で，水素噴射圧の変化に対応する方法であることがわかる。これらの噴射圧の変化
 に対応する逆止弁の作動の変化についての詳細までは判断できなかったまた本逆止弁は実験範囲の運転条



(a) 吸入行程噴射

図 5.4.2.5 逆止弁前後及びシリンダ内圧力波形



(b) 圧縮行程噴射

件において大きな変動もなく、正常に作動することがわかった。

燃焼特性

図 5.4.2.6 に点火プラグ及びその位置の変化に対する最適点火時期 (MBT) の変化を示す。点火プラグがシリンダ中央部にある場合Ⅲが最も進角が小さく、また吸入行程より圧縮行程の方が小さくなっている。これは中央ほど燃焼時間が短く、又圧縮行程時の方が圧力の高いためと思われる。

図 5.4.2.7 に吸入行程および圧縮行程噴射における点火プラグ位置による燃焼特性の影響を示す。標準仕様のⅠでは吸入及び圧縮噴射共に燃焼が激しく運転不可能である。(Ⅱ)(Ⅲ)の結果から、吸入行程噴射では点火プラグ位置の影響は小さいが、圧縮行程噴射では(Ⅲ)の位置より(Ⅱ)の位置での燃焼特性が空気過剰率全般にわたり良好であることがわかる。また(Ⅲ)の位置では $\lambda < 2$ では吸気及び圧縮行程噴射共に燃焼特性がほぼ同じであるが $\lambda > 2$ では圧縮行程噴射の方が燃焼変動が大きくなる。更に $\lambda = 2$, プラグ(Ⅲ)における

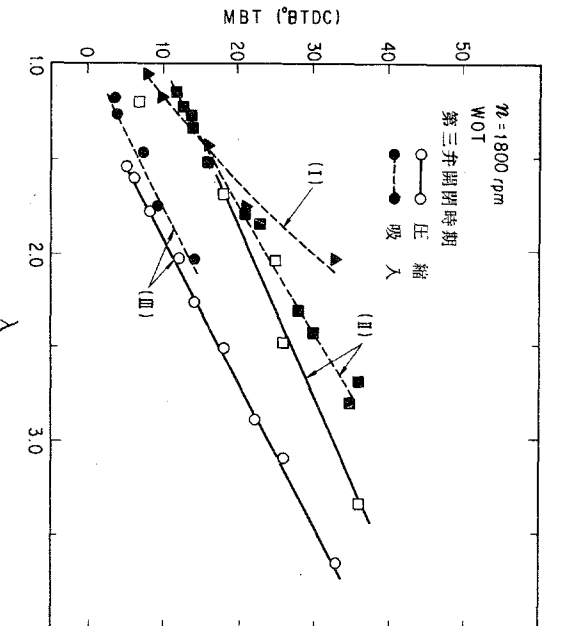


図 5.4.2.6 最適点火時期

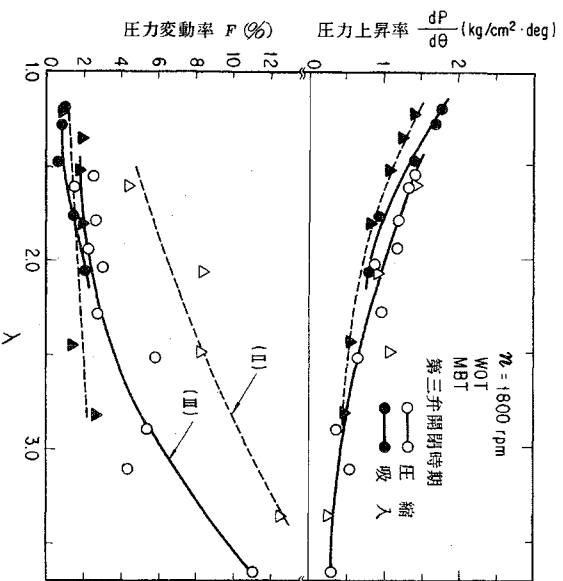


図 5.4.2.7 空気過剰率に対する燃焼特性

エンジン速度による変動は $n = 2400$ までの範囲で小さいことを得ている(図 5.4.2.8)。これらの結果から、圧縮行程噴射では噴射から点火までの短時間に混合気形成が充分行われないうえ、点火プラグ位置と第三弁の位置関係及び噴射方向等により、著しく燃焼過程が影響されることが分った。

運転性能及び排気特性

燃焼特性の良好なプラグ位置(Ⅲ)における空気過剰率と性能の関係を図 5.4.2.9 に示す。圧縮行程時噴射の方が体積効率 η_v が大きく出力 M_e も同上している。しかし NO_x 排気量は吸入行程時噴射よりも希薄混合比側で急激に増加している。また

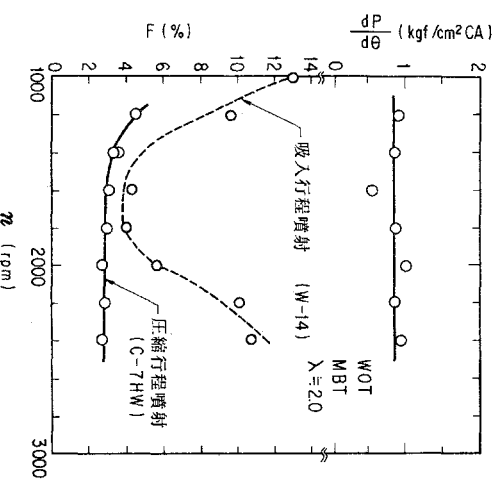


図 5.4.2.8 回転速度に対する燃焼特性

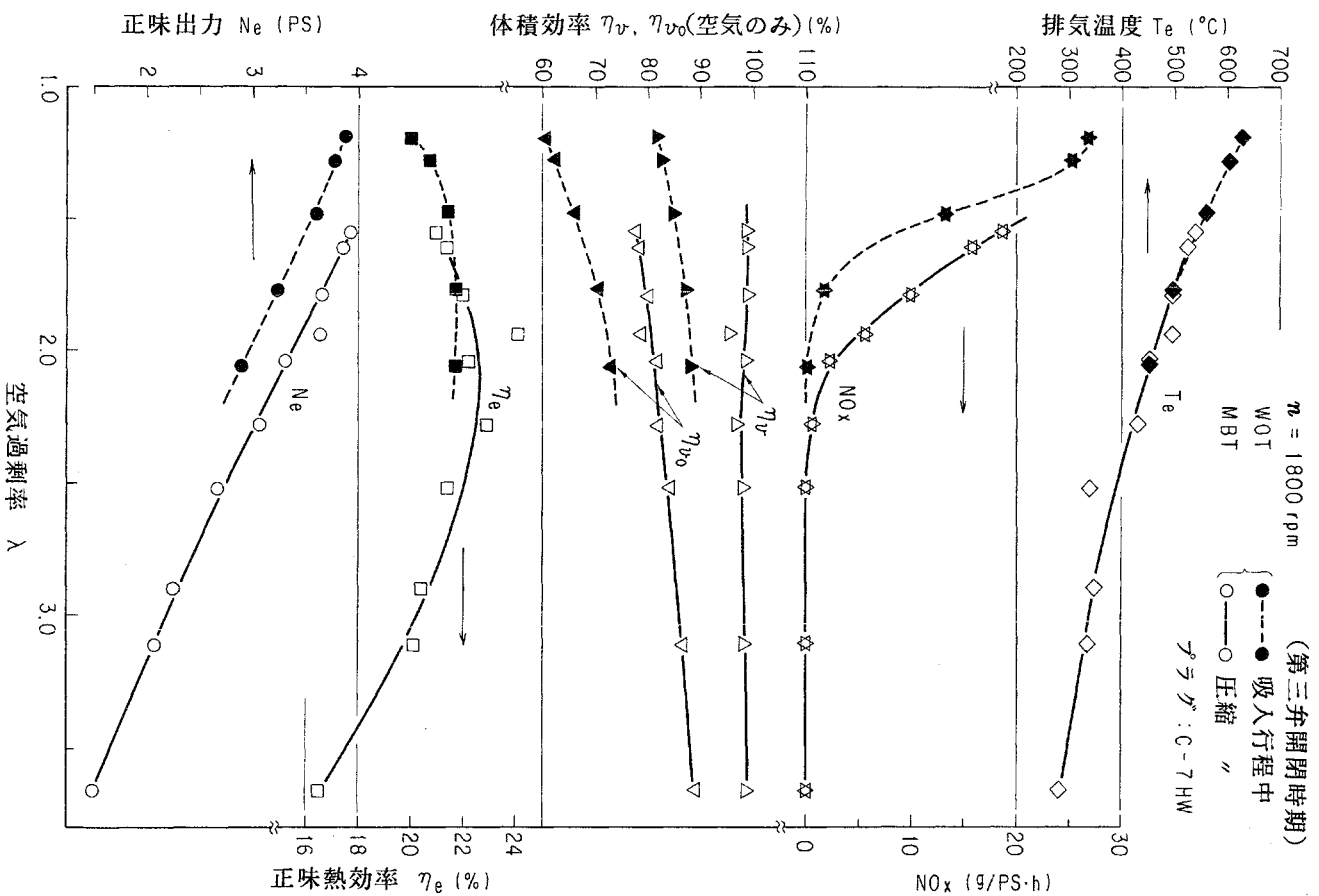


図 5.4.2.9 空気過剰率に対する運転特性

正味熱効率 η_e は噴射時期の影響が小さいとわかる。

図 5.4.2.10 は空気過剰率一定においてエンジン速度による性能の変化を示す。測定範囲内において、圧縮行程噴射の方が体積効率及び出力が高く、この傾向は回転速度の依存性は小さい。なお排気温度が吸入噴射の方が高いことは、点火プラグの位置が1)の条件であり、また空気過剰率も2と希薄であるために燃焼状態が良好でないためであろう(図 5.4.2.8 参照)。

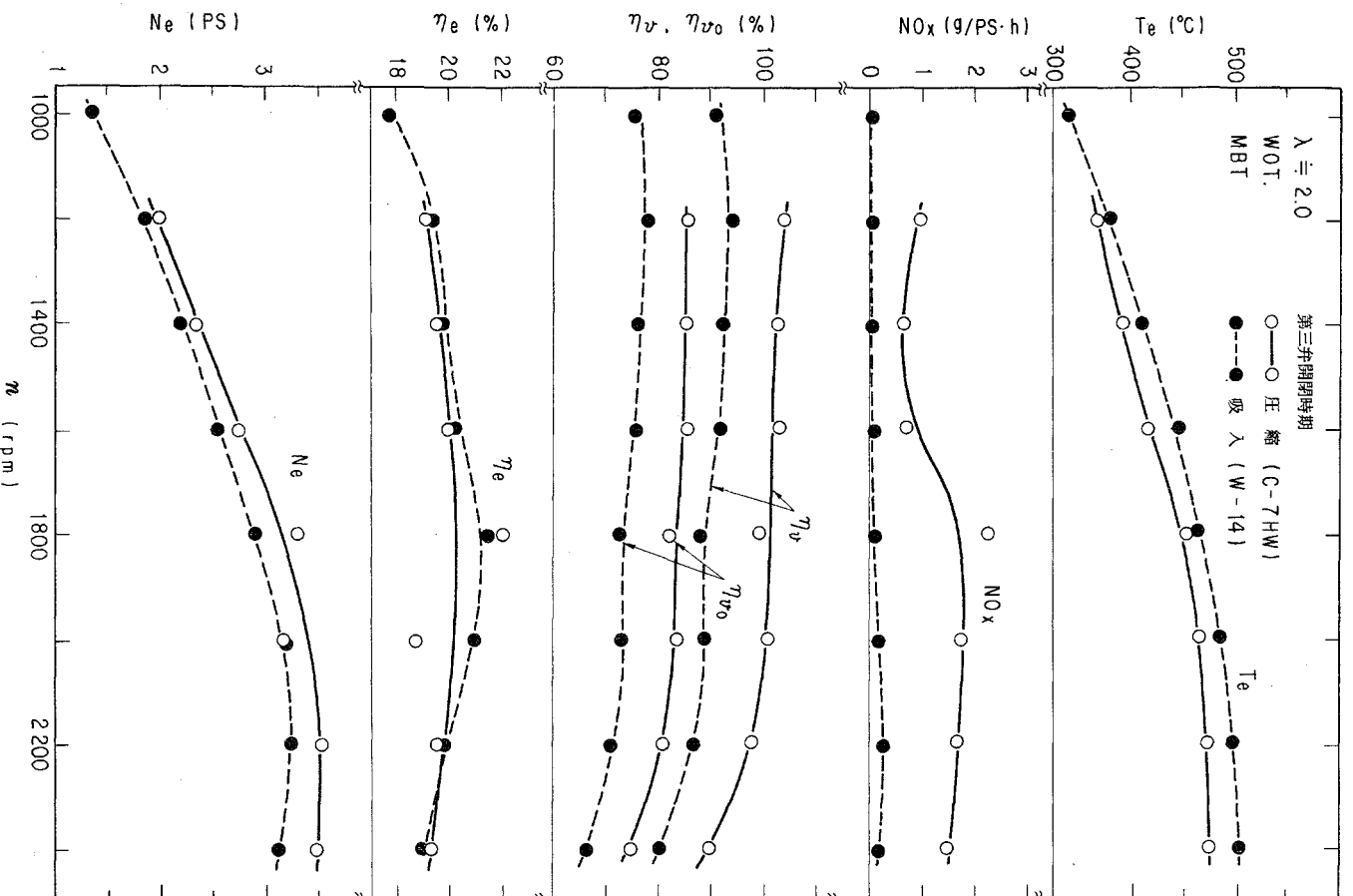


図 5.4.2.10 回転速度に対する運転特性

機械駆動方式第三弁機関の運転上の特徴と問題点

筒内噴射法の一駆動方式である機械式についての運転実験の結果、はじめに予想した出力向上化及び逆火防止について筒内噴射法は有効であることが実証された。また機械駆動方式については第三弁の駆動方式として最も簡単で確実に作動する方法である。しかし実際に試作及び運転を行った結果、以下に示す問題点及びそれに対する対策が必要であることを得た。(1)カム形状の技術的実際上の問題から逆止弁を使用す

ることによって、水素噴射時期及び噴射時間が逆止弁の作動特性に依存することになり、それらの噴射条件が正確につかめない。(2)水素流量制御は本方式では絞り弁で行うが、これは前述の水素流量制御方式の水素噴射圧変化に対応する。そのため逆止弁の作動がこの圧力変化にも依存するためさらに作動及び噴射量の予測を難しくする。それゆえ流量制御法に工夫が必要である。またポペット弁からのガスの漏えいについては第三弁からシリンダ内部へ及び弁棒より外部への二通り考えられる。本方式では外部への洩れを抑えるためにOリングが挿入してあるがその実際の効果については明確にできなかった。一方シリンダ内部への洩れは実験に使用した圧力で静的試験を行ったが単位時間当りの洩れ量は無視できる程度であった。これらの中で重要なのは外部への洩れであり、これは弁棒外部を密封型とし吸気管へ接続する方式とすることで防げるであろう。更に本運転実験より、実際の水素の筒内噴射法においては、出力向上及び逆火防止という観点からの利点であるが、筒内噴射法は燃焼過程を支配する要因に混合過程が無視できない。従って実験結果が示すように、水素の噴射条件ならびに水素噴射弁と点火プラグの位置関係などの影響が大きくなる。それゆえ混合比に依存しない最適な配置を見い出す必要がある。

あとがき

機械駆動方式の筒内噴射機関を試作・運転した結果は以下のようにまとめられる。

- (1) 逆火防止及び出力向上化に筒内噴射法が有効であることが実証された。
- (2) 筒内噴射法のもう一つの特徴である層状給気の NO_x 低減化への効果はほとんどなく、逆にこの影響が点火プラグ及び第三弁の位置関係を燃焼特性に重要な影響を与える役目をすることがわかった。
- (3) 機械駆動方式は簡単かつ確実な弁作動を行う方法であるが、水素の流量制御及び第三弁のシール等で解決すべき技術的な問題があることを見い出した。

5.4.3 電磁式第三弁機関の運転実験

(1) 電磁式第三弁装置の開発

4サイクル火花点火機関に高温水素ガスを供給して運転を行わせる場合、容積効率(水素ガスおよび空気の両方を考える)を低下させないためには、空気供給用の吸気弁が閉いた後、直接、水素ガスをシリンダ内に供給をする方法が考えられる。実験を行う上で、このような弁を電磁弁で実現出来れば、噴射タイミングや噴射量変更が機関を運転しながら行える。また機械式と異なり、燃焼室にこの弁の取り付け方法さえ工夫すれば、短時間で、組立ても終り、燃焼室の決定に必要な実験が簡単化され、研究の能率向上に寄与するところが大きい。

このような目的を持ち、水素ガス(気体燃料)の噴射用として口径が大きく、かつ機関のサイクルに同期して作動し、実験に使える程度の耐久性がある電磁弁の開発を行い、一応の成果を得た。

基本構想と留意点

高速電磁弁は、約20年前当時、当所の浅沼、菊地、柳原の諸氏により、シリンダ内のガスをサンプリン

グする目的で開発され、現在もエンジン研究の場で広く使用されている。ここで開発した水素ガス用噴射弁も基本的な作動原理、および構造はこのガスサンプリング弁と同じであるが、設計に当たり、次の点に留意した。

- (1) 弁口径が大きいこと； 実験に使う機関の行程容積を $400\text{cc}/1\text{ cyl.}$ とすると、理論混合比になるように水素ガスを供給するためには、約 $120\text{cc}/\text{cycle}$ の供給量が必要である。
- (2) 高速作動に追従出来ること； 機関の回転速度を $4,000\text{rpm}$ 程度、噴射期間 90° を仮定して、開閉時間は 3.75ms となり、この程度の制御が可能のこと。
- (3) 制御性が良いこと； 噴射時期と開閉時期を微細に制御でき（クランク角度で 1° ）シリンダ内圧の変化にかかわらず正確に作動するものでないと使用出来ない。
- (4) 耐久性が十分であること；水素ガス噴射弁は、機関のサイクルに同期し、しかも長時間の実験に耐えるものでなければならない。従来から使われているサンプリング弁の使用方法が毎サイクルではなく、指定したサイクルおきの作動に比べるとかなり苛酷なものである。
- (5) 電気-機械エネルギーの変換効率が良いこと； 従来のガスサンプリング弁の励磁装置は電磁石部の発熱量が大きく、そのままでは、水素ガス噴射弁の励磁装置としては無理がある。励磁装置の開発についての検討が必要である。
- (6) 保守および点検が容易な構造であること； ガスサンプリング弁に比べて、かなりの苛酷な条件下で作動させるため、可動部分の損耗や故障が簡単に修理出来る構造が望ましい。
- (7) 水素ガスの洩れに対する安全対策が必要； 弁システムのシーリング部分から洩れる水素ガスを回収または希釈して爆発などが生じない対策が必要である。

試作した電磁噴射弁

図 5.4.3.1 に水素噴射弁の構造を、表 5.4.3.1 にその諸元を示す。

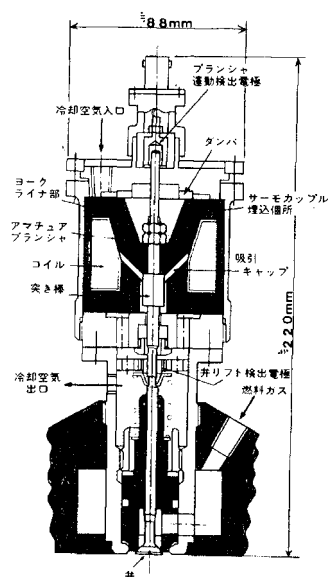


図 5.4.3.1 水素噴射弁の構造

弁口径	10.5 mm ϕ
弁リフト	3 mm ϕ
弁有効面積	72.8 mm 2
ばね力	セット時 6.5 kg
ばね定数	1.1 kg/mm
磁気力	406 N (磁束密度 1.4 wb/m 2 として)
プランジャ	28 mm ϕ
コイル	0.8 mm ϕ ホルマル銅線 100 回巻
可動部質量	合計 128 gr. (プランジャ部 103 gr.) (弁可動部 25 gr.)

表 5.4.3.1 水素噴射弁の主な諸元

試作した水素噴射弁は、電磁石部と弁部とが分離出来る構造とした。この方式により、両者を独立した材質に選定するとが可能である。さらに、弁等が損耗した場合、部品交換などが容易になった。

弁の口径を推定した。水素ガスの噴射量を 120cc/cycle 、噴射時期 3.75ms 、噴射圧力 5kgf/cm^2 、水素ガスの平均流速を 80m/sec と仮定すると弁径 10.1mm 、リフト量 3mm となった。

弁を直接駆動する電磁石部分について説明する。電磁石部は、アマチュア・プランジャーとヨークで磁気回路を構成し、アマチュア・プランジャーがヨークの吸引面と接する部分を 45° コニカルにして、磁気抵抗の減少を計った。

プランジャーとヨーク・ライナ部との間隙を変えて、耐久性の試験が行えるように、アマチュア・プランジャー径が異なるものを用意した。

磁気回路を構成している材料に、45パーマロイを使った。アマチュア・プランジャーとヨークライナー間は、設計上は接触しない構造にしてあるが。運転を行うと軸の摩耗等により、アマチュア・プランジャーとヨークライナーは摺動を伴う運動をする。このような状態になると、スカuffingが生じ、1時間とたたないうちに、正確な弁駆動が行えなくなった。この対策に、アマチュア・プランジャーとヨークライナーが相対的な運動をする面は、運動を行ってもスカuffingが生じないよう各々の摺動面に、尿素樹脂系およびモリブデン系の固体潤滑材の塗布および、厚さ 0.05mm のテフロンシートの接着を試みた。これらは、すべて効果的であったが、ここではテフロンシートを使用した。テフロンシートを使用することにより、磁気回路の抵抗が増大し、その結果弁の機能低下はみられなかった。

アマチュア・プランジャーおよびヨーク共に過電流を押さえるために、円周面4等分の所にスリットを入れた。電磁石全体はケースに収容した。電磁石全体を収容したケースとスリットで出来た空間を利用して、冷却用空気通路に使い、この空気は更に弁のステム部分から洩れた水素ガスを希釈して、安全対策にした。

アマチュア・プランジャー、突き棒および弁からなる可動部分の運動を等加速度とみなして、開閉に必要な時間を求めるとおおよそ 2.1ms となり、設計段階で要求した値以下におさまリ、使えることが判った。

弁を動かす力、すなわち電磁力は、吸引面積（アマチュア・プランジャーの径の2乗に比例）に比例し、一方、アマチュア・プランジャーの質量は、その径の3乗に比例するから電磁力を増そうとするために、吸引面積の増大により、運動速度はさほど増加せず、慣性力の増加を招き制御性能が悪くなる。

励磁電流供給装置

前述した通り、従来のガスサンプル弁駆動用励磁装置は、水素ガス供給弁に使うことは出来ない。ガスサンプル弁での励磁電力は、コンデンサーに蓄めたエネルギーを利用していた。この方法では充放電に時間を用し、機関の回転速度を $4,000\text{rpm}$ と規定した毎サイクルの制御には適しない。また電気-機械エネルギーの変換効率も悪く、新しい方式の開発が必要になった。電気-機械エネルギー変換効率を向上させ、かつ弁の微細な制御を可能にするために次のような励磁装置を開発した。

図 5.4.3.2 (a, b, c) にこの装置を使って弁を駆動した時の励磁電流と弁リフトのオシシログラフに

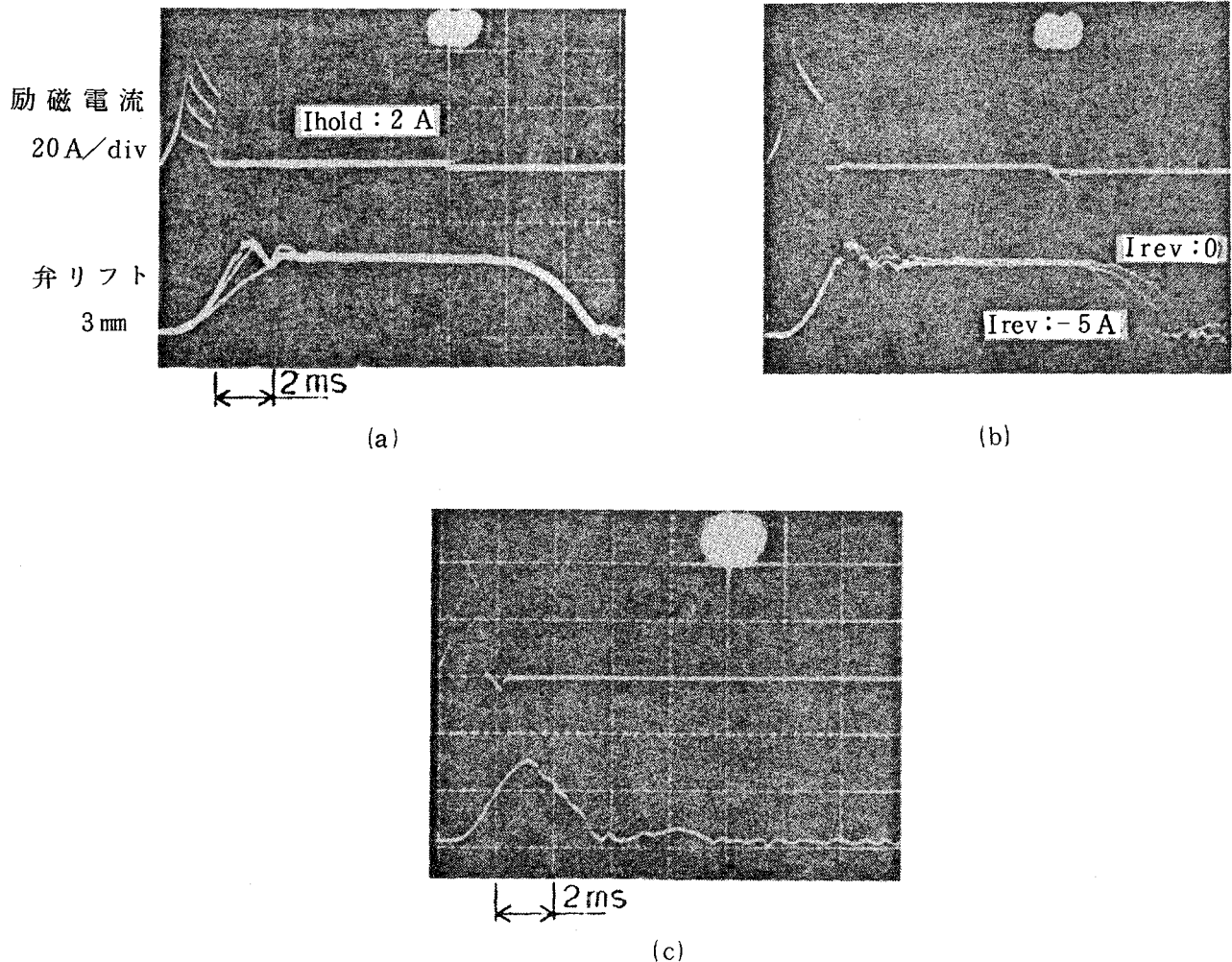


図 5.4.3.2 (a, b, c) 励磁電流波形と弁リフト

より得た波形を示す。新しく開発した励磁方式を説明すると次の様になる。

- (1) まず最初、可動部分を加速する電磁力を出来るだけ早く立ち上がらせるために、大電流を短時間流す。これをビルトアップ電流期間と名づける。
- (2) 次に弁リフトを保持するに最小限必要な電流を流す。この電流をホールド電流、期間をホールド期間と名づける。
- (3) 弁を閉める時、励磁電流を切った場合生じる残留磁気を打ち消して弁の復帰を早めるためのリバース電流を短時間流す。この期間をリバース期間と名づける。

新しい励磁装置は、上記のように電流の質および強さを変え、通電時期を3つに分けた。

このような方式により電磁弁を必要にして最小の電流により作動させることが出来、電気-機械エネルギーの変換効率を大巾に改善した。

全励磁期間は外部からのパルス巾によって制御出来、最小制御精度は、回転速度 4,000 rpm の場合、クラ

ンク角で1°が可能である。

図 5.4.3.2(a)はビルトアップ電流の弁の立ち上がりに与える影響を示したものであり、影響が大きいことを示した。

図 5.4.3.2(b)はリバース電流の大きさにより、弁の復帰時間が短縮されていることを示した。

図 5.4.3.2(c)は、この噴射弁に対して最適と思われる励磁電流条件での最小開閉期間のリフト波形である。

試作した噴射弁の噴射量特性

試作した水素噴射弁の噴射量特性を図 5.4.3.3 に示すような測定装置を作り実測した。実測した結果を図 5.4.3.4 に示した。図に示した開閉期間は、波形の10%立ち上った時点での時間巾を採用した。開閉期間と噴射量が直線に乗らないのは、噴射弁から貯気槽までの配管に起因する圧力変動と、弁のリフト波形が矩形ではなく台形による誤差から生じたものと思う。

噴射量は、実験に使う上で十分の量が得られ、制御性能も満足し得るものであった。

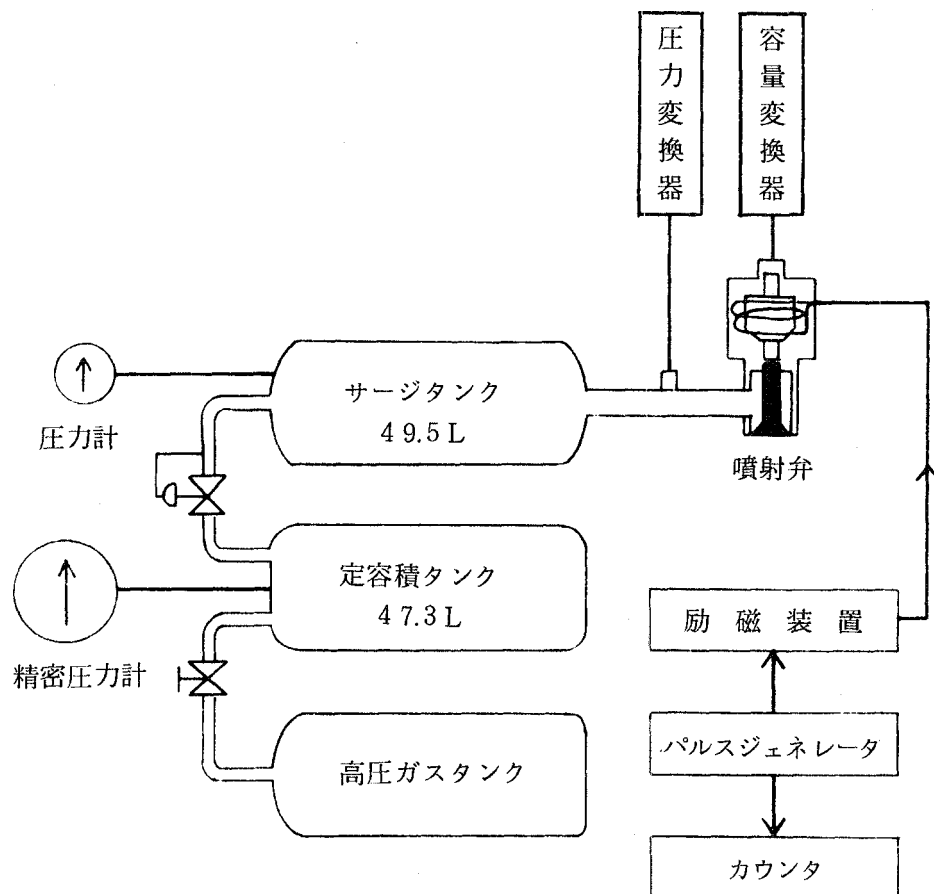


図 5.4.3.3 噴射量の測定装置の系統

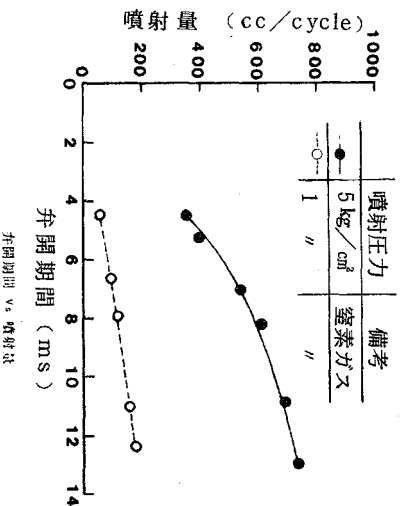


図 5.4.3.4 弁の開閉期間と噴射量

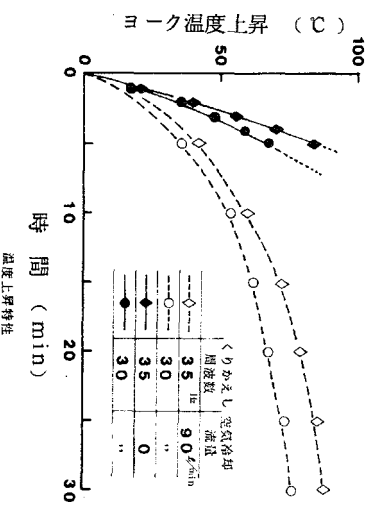


図 5.4.3.5 噴射弁の温度上昇経過と冷却効果

噴射弁の温度上昇と冷却空気の効果

電気一機械エネルギー変換効率がいこの噴射弁でも、機関のサイクルに同期して作動するために、コイルの発熱が必配であった。

これを避けるため、前述した通り、冷却用空気を通す構造にしてある。

図 5.4.3.5 は電磁石のヨーク部分にカーモカップルを埋込み、時間経過と温度上昇経過を示した。噴射周波数30Hz は回転速度 3800 rpm に相当し、35Hz は 4200 rpm に相当する。

冷却空気を流さずに噴射弁の駆動を行うと 5 分もたたないうちにヨーク部分の温度は 80℃を越すので役に耐えない。ここで使う噴射弁のような連続作動を要求する電磁弁では、冷却は不可欠である。

耐久性

試験初期に、アマチュア・プラランジャーとヨーク摺動部にスカフリングが生じ、長くて 2 時間程度で焼き付きが生じた。

実機に使えるだけの耐久性は考えていなかったが、実験に使う上で 20 時間以上の連続使用に耐える電磁噴射弁を試作することを目標に置いた。試作した電磁噴射弁の項でも述べたが、耐久性の向上には時間を費いやした。

アマチュア・プラランジャーとヨーク・ライナー部との間隙の大きさ、アマチュア・プラランジャー表面の潤滑材のコーティング、あるいはアマチュア・プラランジャー表面へテフロンの接着などを試みた。

最終的に、実験に使った噴射弁のアマチュア・プラランジャーには、テフロンシートを接着した。このようにして摺動面を利用して、潤滑を計ったところ 20 時間以上の連続使用に耐えるようになった。しかしテフロンシートは次第に磨減を生じ、完全な解決策にはならない。テフロン材の使用は有力であるが、アマチュア・プラランジャーあるいはヨーク・ライナーへの接着方法（例えば金属内に埋め込む等）についての開発をしなければならない。

そのほかに尿素系樹脂、二硫化モリブデンのコーティングも有効であった。このような潤滑材を使用した場合にはアマチュア・プランジャーとヨーク・ライナー間の間隙は出来るだけ小さな方が効果的であった。

まとめ

試作した水素ガス噴射用電磁弁は、実験に使う範囲では十分な性能を示した。試験用機関に取り付けて運転した結果、弁径 10.5 mm、リフト 3 mm では、必要とする量以上の水素ガスがシリンダ内に供給出来た。行程容積 425 cc の機関では、弁径が 10.5 mm 以下でも使用出来ることが判ったので 7 mm φ のものを使った。

水素ガスなど気体燃料の噴射弁として使用する以外に、任意のタイミングを必要とする場合の実験機関の吸・排気弁、あるいは高速度のガスサンプリング弁としての使用法が考えられる。

残された問題にアマチュア・プランジャーとヨーク・ライナー部との焼付防止策があり、潤滑性表面処理方法の開発に期待する。

(2) 運転実験

水素ガスを現用火点火花点火機関の燃料として用いる場合、高負荷運転において逆火等の異常燃焼、比出力の低下及び高 NO_x 量の排出等の問題点がある。これらの問題点を改善し、かつ金属水素化物からの低圧水素ガスを供給源と想定して、第三弁機関を試作した。本機関の特徴は低圧水素ガス（5 kgf/cm² 以下）を圧縮行程初期に直接シリンダ内に噴射することにある。それゆえ、噴射範囲は噴射圧＝シリンダ内圧までの圧縮行程前半に制限されるため、水素の流量制御および駆動方式等に技術的な問題があった。前節のカム駆動方式の第三弁機関では逆止弁及びニードル弁を用いて逆流防止と流量制御を行い、第三弁機関の有効性を示すデータは得ることはできた。しかし噴射時期及び噴射期間が逆止弁の作動に依存するため、明確な噴射条件についての運転性能は得られなかった。そこで噴射時期および噴射期間が任意に制御できる電磁駆動式第三弁装置を試作した。この装置の詳細な仕様及び作動特性についてはすでに前節までに述べてあるので本節ではこの第三弁装置を用いて広範な噴射条件における運転特性について記述する。

実験装置および計測

実験の供試機関は機械駆動式と同じ機関である（表 5.4.2.1 参照）。試作電磁式第三弁を供試機関にセットした概略を図 5.4.3.6 に示す。

電磁式第三弁は図 5.4.3.1 の本体を直接使用する。ただし弁揚程は、エンジン運転用水素流路中の弁最小面接部が弁出口部となるように 0.64 mm とした。また弁リフト量の検出は押し棒だけについて行った。

空気及び水素流路系、出力及び排気特性の測定は機械式と同じのため省略する。燃焼状態は、シリンダ内圧力をピエゾ型圧力変換器で測定し、50 サイクルの平均の指圧線図、最高圧力の平均値及びその変動率、最大圧力上昇率などをミニコン処理により調べた。

実際のファイリング運転における実験条件をまとめて表 5.4.3.2 に示す。以下エンジン条件について

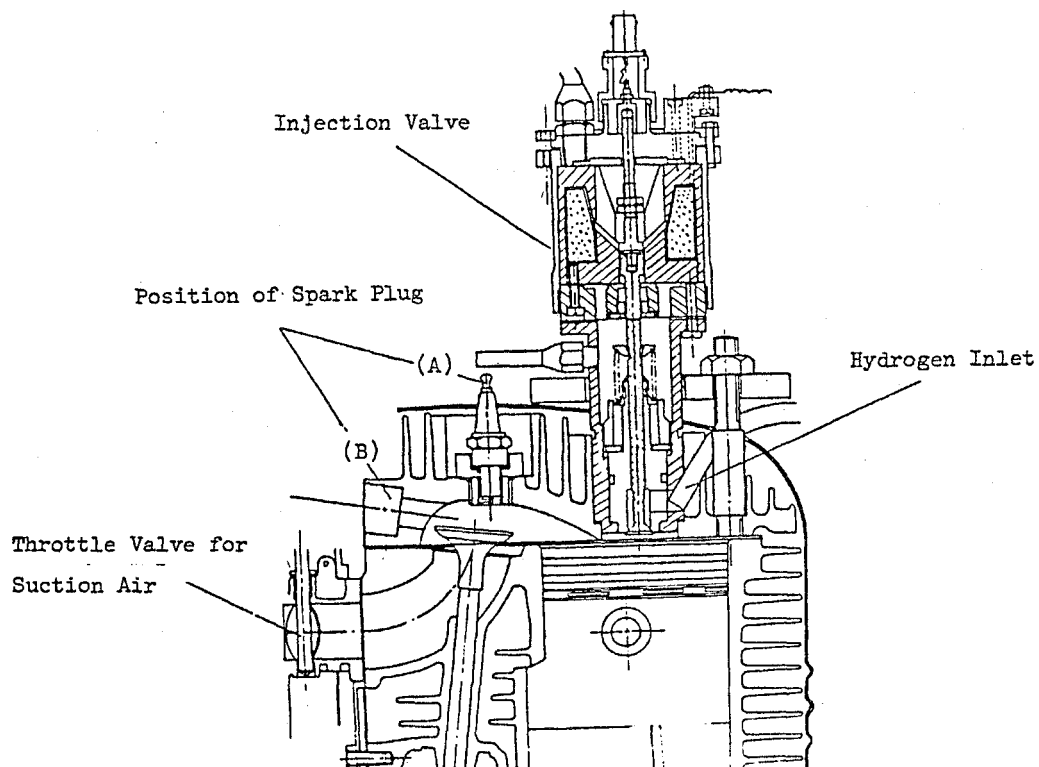


図 5.4.3.6 電磁式第三弁機関の概要

は絞り弁全開でプラグ位置(A) (図 5.4.3.6 参照) 及び絞り弁なし・プラグ位置(B)の各々の条件を(1)及び(2)と略記する。

表 5.4.3.2

項 目	範 囲
回 転 速 度	1200~2200 rpm
点 火 時 期	MBT
噴 射 時 期	70° BBDC ~ 40° ABDC
噴 射 時 間	24° ~ 64° CA
噴 射 圧 力	2~4 kgf/cm ²
空 気 過 剩 率	0.96 ~ 2.55
エンジン条件	(1) プラグ位置 A (図 5.4.3.6), WOT (2) " B, 吸気絞り弁なし
水素流量制御	(1) 噴射期間制御……噴射圧一定, 噴射期間可変 (2) 絞り弁制御……噴射期間一定, 水素絞り弁可変

モータリソングによる水素噴射特性

水素噴射量は、本研究では $10 \text{ kgf/cm}^2 \text{ G}$ 以下の低圧噴射であるから、水素の噴射条件（水素噴射圧、噴射時期、噴射時間、弁有効面積）、供試機関の圧縮比、行程容積及びエンジン速度などの影響を受ける。そこで本供試体機関で実際の運転条件に近い状態でモータリソング運転を行い、噴射特性を調べた。図5.4.3.7はエンジン回転速度 n 、噴射期間 θ_D 、噴射圧 P_i 一定における噴射時期 θ_{in} による噴射量 Q_{H_2} の変化を示すが、図中の λ は噴射圧 3 kgf/cm^2 における空気過剰率を示す。噴射時期を吸入行程から圧縮行程に近づけるにしたがい、空気の体積効率 η_{vo} は増加し全混合気の吸気効率 η_a が増加する。噴射量はシリンダ内圧力が増加するので減少し、特に噴射時期が 50° ABDC 以後では噴射期間の後半は逆に水素供給系に逆流していると考えられる。また異なる噴射圧力において噴射時期と噴射量の曲線が同一形状を示し、同一噴射時期で比較すると噴射量は噴射圧力にはほぼ比例する。それゆえ噴射時期によらず噴射量は噴射圧に比例することがわかる。図5.4.3.8は噴射圧力 P_i 及び噴射時期 θ_{in} 一定における噴射時間と噴射量 Q_{H_2} の関係を示す。噴射期間が 20° CA 以下の場合には前節の指摘のように立ち上りに遅れがあるため弁は完全に作動しない。

$20 \sim 40^\circ \text{ CA}$ においても特異な噴射量変化を示すが、これは弁の作動の不安定状態が生じるためであろう。 40° CA 以上では弁の作動の変動は小さく、噴射量も噴射期間に対し線形となる。 $2, 3 \text{ kgf/cm}^2$ の噴射圧では噴射期間が 60° CA 以上となるとシリンダ内圧が噴射圧以上となるため噴射量は増加しない。これらの実験結果は、前記した図5.4.1.3～4に示す計算結果と定性的に一致していることから、噴射量への各変数の依存性は計算より推測可能であることがわかる。またこれらの噴射特性から、噴射圧・噴射時期一定とし、噴射期間による噴射量制御は後述する実験結果からも得られるように限られた範囲の運転特性しか得られない。そこで噴射時期を固定して広範囲の空気過剰率に対しての性能を調べるために、噴射期間を固定し、絞り弁で噴射圧を変化させて水素噴射量を制御する方法も以下の実験には用いた。両者の水素流量制御法を区別するために便宜上、“噴射期間制御”及び“絞り弁制御”と呼ぶことにする（表5.4.3.2参照）。

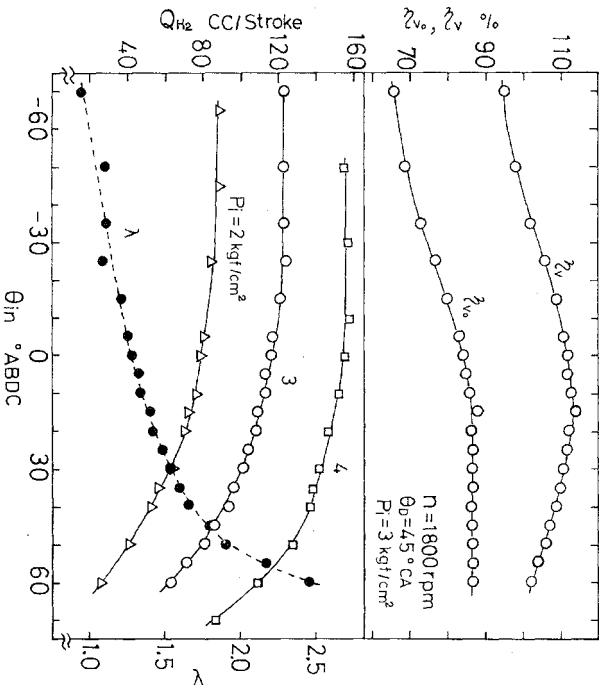


図 5.4.3.7 噴射時期に対する噴射量の変化

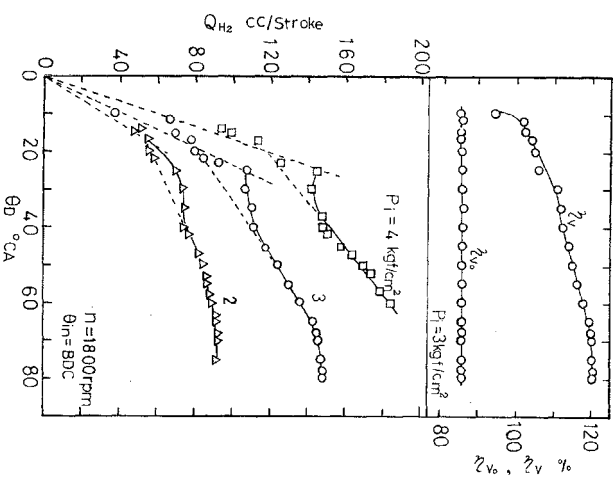


図 5.4.3.8 噴射期間に対する噴射量の変化

エンジン運転性能

噴射期間による水素流量制御, エンジン条件(1)において, 水素噴射時期 θ_{in} パラメータとして, 空気過剰率 λ による出力 N_e 及び排気特性の変化を図 5.4.3.9 に示す。ここで噴射圧 P_e 一定, θ_b だけでは水素流量制御が狭い範囲に限定されるので, 噴射圧は噴射時期と空気過剰率によって 2 kgf/cm^2 と 3 kgf/cm^2 の二種類を用いている。水素噴射時期が下死点より遅い場合には, 吸入行程噴射 70° BDC の場合に比し, 吸気効率 η_a が高く出力も増大する。特に理論比に近いほどその差は大きくなる。 NO_x 排出量は噴射時期が遅い 30° A BDC ほど高くなるが, これらの相違は $\lambda \geq 1.7$ では小さく, NO_x はほとんど排出されないことがわかる。熱効率 η_e が $\lambda \geq 2$ において急激に低下することは, θ_b が小さくなり, 噴射弁の開閉の不安定性が燃焼特性へ影響を与えるためである。

図 5.4.3.10 は噴射時期 θ_{in} を下死点に固定し, エンジン条件(2)において空気過剰率 λ の影響を調べた結果である。ここで水素流量制御は噴射期間及びニードル制御の両方で行い, 前者の噴射圧を P_1 , 後者の流量制御において絞り弁全開時の噴射圧を P_{10} で示している。図 5.4.3.5 と比較し, 吸気絞り弁がないため

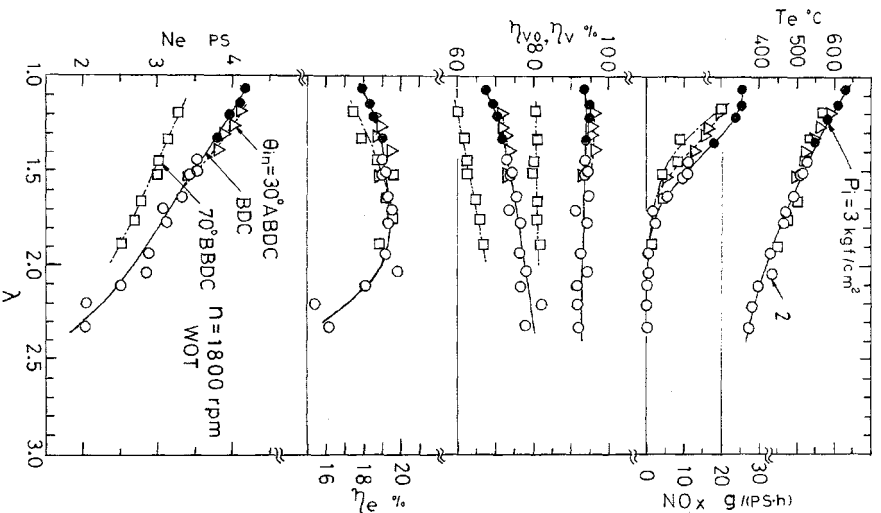


図 5.4.3.9 空気過剰率に対する運転性能
(噴射期間による水素量制御)

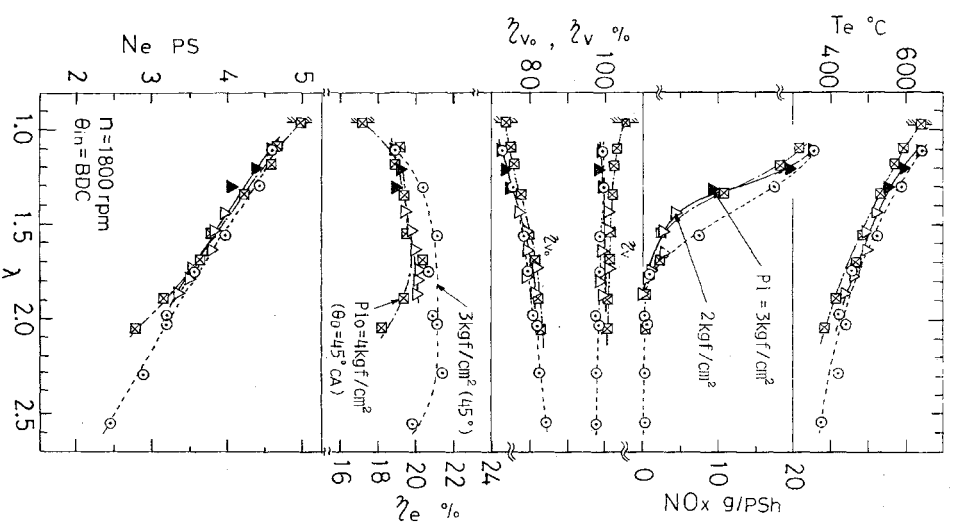


図 5.4.3.10 空気過剰率に対する運転性能
(絞り弁による水素量制御)

に空気の体積効率 η_{vo} は増加し、出力 N_e が高いことがわかる。図5.4.3.11は図5.4.3.10の燃焼特性を示し、各々平均最高圧力上昇率 $(dp/d\theta)_{max}$ 、最高圧力の標準偏差 δ 、最高圧力の平均値 $\overline{P_{max}}$ 及び変動率 F を示す。

図より本実験条件においては、水素流量制御法すなわち水素噴射圧の変化による燃焼特性及び出力への影響は、実験範囲内で小さいことがわかる。

図5.4.3.12は噴射時期 θ_{in} の影響を更に詳しく調べた結果である。空気過剰率は1.45及び1.95であり、各々のエンジン条件は1及び2である。両者の比較から空気過剰率が小さい方が噴射時期による出力、 NO_x 排出量の影響が大きい。出力への噴射時期の効果は 30° BBD Cより遅れたときに得られ、下死点より遅くしても出力への効果がほとんどないことがわかる。 $\lambda=1.45$ では η_{vo} 増加は10%強であり、モータリング時の体積効率の増加(図5.4.3.7～8参照)よりも小さいことがわかる。

図5.4.3.13は絞り弁で水素流量を制御し、エンジン条件2)において、回転速度の異なる場合の出力・排気特性を比較した結果である。 $n=2200$ rpmの方が λ の増加に対する出力の低下が大きく、 $\lambda=2$ では $n=1800$ rpmと出力的にほぼ同じとなり熱効率も低下する。この運転条件において燃焼特性を調べた結果を図5.4.3.14～15に示す。図5.4.3.14において $n=2200$ rpmの圧力変動率 F 及びその偏差 δ が $\lambda \geq 1.6$ で急激に大きくなるから、熱効率の急低下は不整燃焼の増加によるためと思われる。すなわちエンジン条件2)の点火栓位置では希薄混合運転時に点火時の点火栓まわりの混合気形成が良好でないためである。

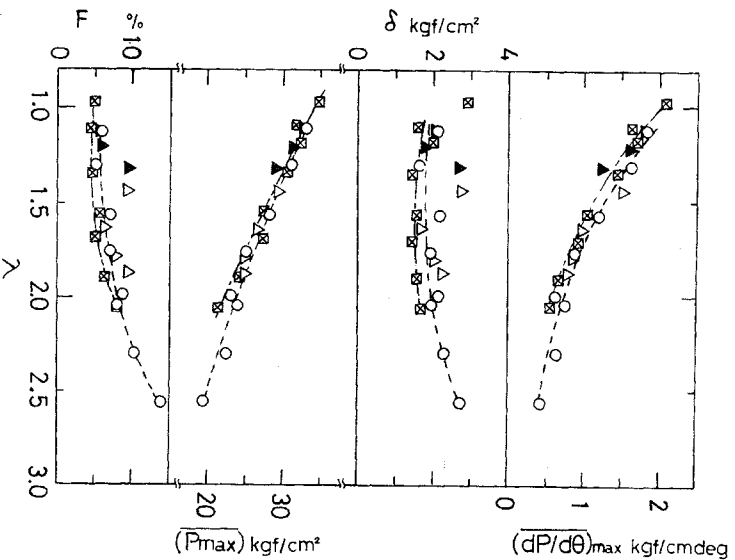


図5.4.3.11 空気過剰率に対する燃焼特性

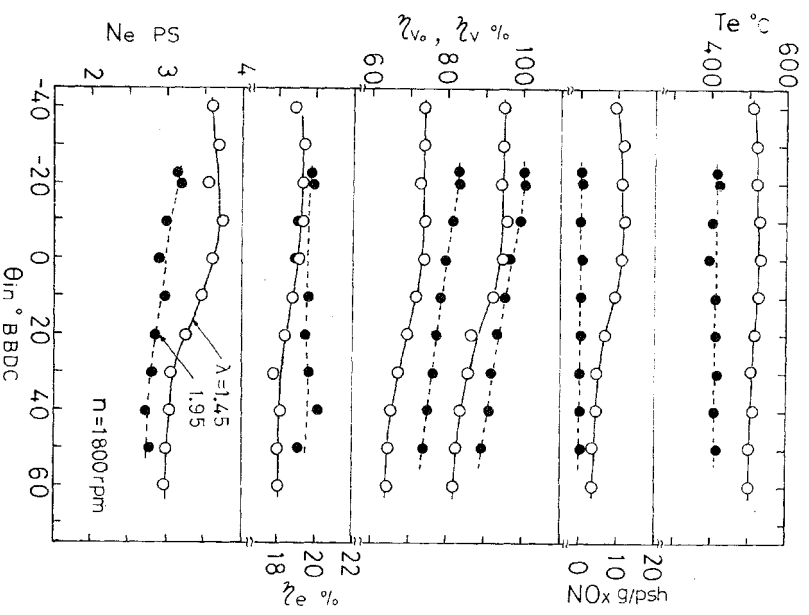


図5.4.3.12 噴射時期による運転性能への影響

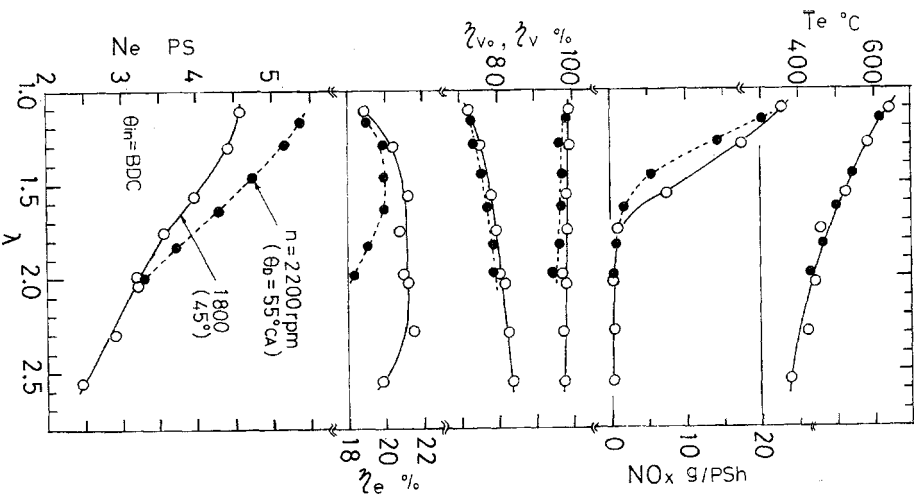


図 5.4.3.13 回転速度の影響

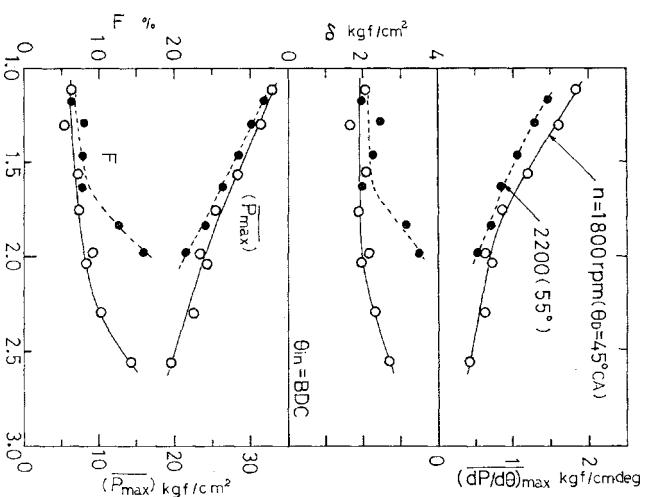


図 5.4.3.14 燃焼特性への回転速度の影響

う。図 5.4.3.15 は 50 サイクルの平均圧力及びクランク角毎の圧力の標準偏差を空気過剰率の異なる場合で比較した例である。空気過剰率が小さい場合において圧力変動は回転速度によらず小さいが、 $\lambda \approx 2.0$ ではその変動差は大きく、クランク角度の範囲も広がることがわかる。

図 5.4.3.16 は $\lambda \approx 2$ エンジン条件(2)において、回転速度の影響を示す。図中には機械式での同様な実験結果を並記してある。回転速度を増加すると出力は増加するが、本実験の空気過剰率では $n \geq 2000$ rpm ではほとんど出力は増加しない。これには体積効率の低下もあるが、図 5.4.3.17～18 に示す燃焼特性の結果から明らかなように、回転速度の増加による混合時間が不足するために不整燃焼を生じるためと思われる。なお低回転速度において変動率が増加することは乱れが弱いための混合が不足するためと推測している。一方排気特性への回転速度の影響は、本条件が希薄混合比の領域であるから濃度も低く、回転速度によっても排出量も増大しないことがわかる。従って NO_x の排出量を抑制し、出力を向上させる運転方法は、希薄混合比で高速運転を行う方法も一手法である。は 5.4.3.13 は NO_x 排出濃度と正味平均有効圧の関係を示す。図中白ぬきのデータは図 5.4.3.19 の混合比変化に関するデータであり、黒ぬきのデータは図 5.4.3.12 の $\lambda = 1.45$ の噴射時期変化に関するデータを整理したものである。空気過剰率を理論比に近づけると、出力増加に対し NO_x 濃度が急激に増加する形となる。一方噴射時期を遅らせることによって過給効果

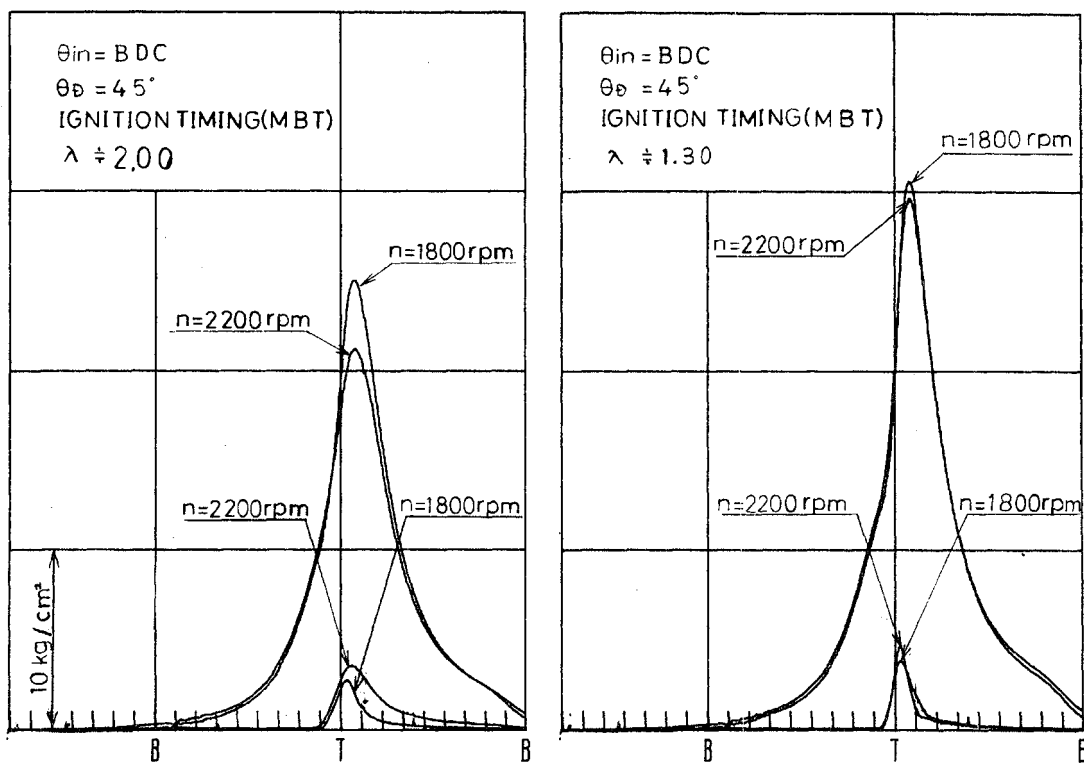


図 5.4.3.15 異なる回転速度における指圧線図

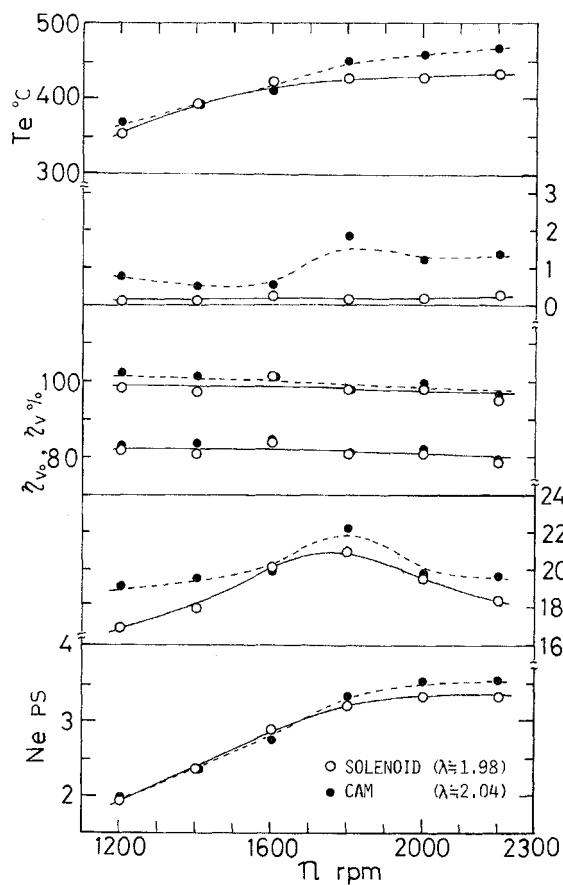


図 5.4.3.16 回転速度に対する運転性能

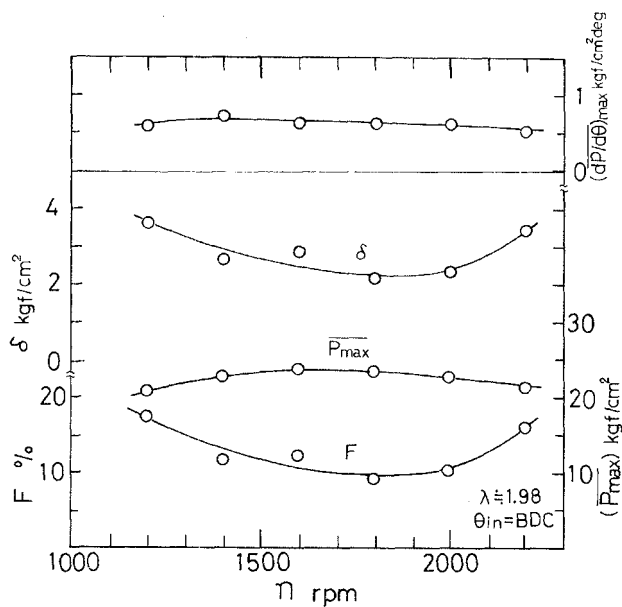


図 5.4.3.17 回転速度に対する燃焼特性

電磁式第三弁機関の特長 および問題点

試作した電磁式第三弁装置を用いて実際に運転実験を行った結果、運転範囲内において第三弁の応答性及び耐久性は良好であった。また運転中の第三弁の制御性も良好であり、噴射圧一定・噴射期間変化による水素流量制御が弁立ち上り遅れ時間約 1msec 以上において可能であることが得られた。それゆえ機械駆動式の弁の作用角を用いることなく逆流を防止できる。しかし広範な運転条件にわたり一定噴射圧で流量制御を行うには水素噴射圧、弁有効面積、噴射時期、混合気範囲及びエンジン速度範囲も含めて決定する必要がある。本噴射弁では弁揚程 0.64mm としたが、図 5.4.3.3 又は図 5.4.3.5 に示すように一定噴射圧での運転範囲が狭いことから、弁有効面積または弁揚程を更に小さくできることを示す。特に弁の制御性を良好にするには弁の立ち上り遅れを小さくすることが必要であり、これには弁寸法は出来る限り小さく、弁揚程も小さくして、弁の小型軽量化をはかることが必要である。

本電磁式第三弁装置は水素用機関としての基礎データを得ることを目的として試作した装置であるが、実用上その制御性の容易さを利用し発展させるには更に、弁本体のシール及び励磁回路の発熱等の問題を解決する必要がある。

電磁式第三弁は本来、噴射期間による流量制御が特長であるが、本実験では機械駆動式と同様に絞り弁による流量制御も併用した。この絞り弁制御における水素噴射圧の変化を図 5.4.3.21 に示す。絞り弁全開時の噴射圧力 P_{i0} が噴射期間制御における噴射圧 P_i に相当する。空気過剰率 λ が大きくなると噴射圧力は低下し $\lambda = 2$ 付近では噴射圧は約 $1/2$ になることがわかる。このように噴射圧が変化するから、噴射された水素のシリンダ内の混合過程が変化すると思われるが、この影響は図 5.4.3.10 からわかるように小さい。それゆえ流量制御法の相違による燃焼特性及び出力への影響は小さいことがわかる。

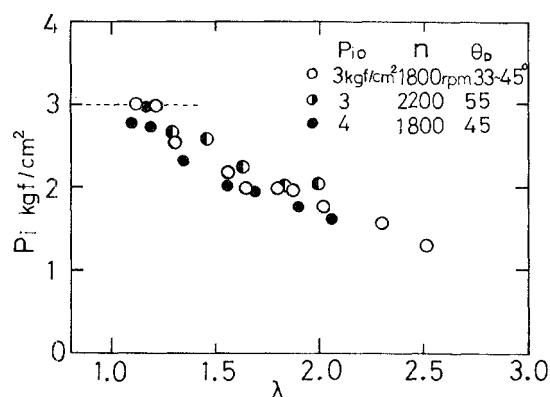


図5.4.3.21 絞り弁制御における噴射開始圧

あとがき

水素流量制御が噴射期間を変えることにより容易にできる電磁式第三弁装置を用いて、機械式よりも詳しい噴射条件で運転実験を行った結果は以下に要約される。

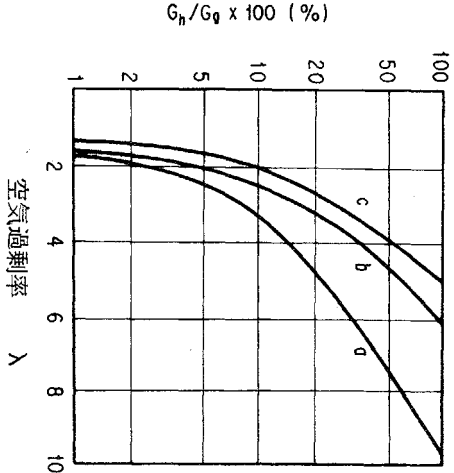
- (1) 試作した電磁式第三弁装置は細部の点を除き、実際のエンジン運転条件において応答性、耐久性、制御性及び水素の供給量の点から十分使用可能であることがわかった。
- (2) 本第三弁機関においては、水素噴射時期を下死点付近とすることによって吸気効率の低下をほとんど防止できることを得た。
- (3) NO_x 低減化及び出力向上化の運転条件として、希薄高速運転又は過給法が空気過剰率制御よりも優れている。
- (4) 本運転条件及び実験範囲内において水素の流量制御法の相違による出力及び燃焼特性の変化は小さい。

5.5 水素添加による機関性能

5.5.1 水素-ガソリンの混焼実験

水素とガソリンを併用する方式は、次の点で優れている。

- (i) 水素の可燃範囲の広い特徴を利用して希薄混合気燃焼ができ、特にエンジン部分負荷時における熱効率を高めることができる。水素添加に伴うエンジン運転範囲の広がりの例を図 5.5.1.1 に示す。
- (ii) 水素のみの場合に比べて水素の体積流量が少なく空気流量の減少割合を少なくすることができる。これから、ガソリン使用時に比べてエンジン出力低下率が小さくなる。
- (iii) 燃料供給系に水素ラインを加える必要があるが、エンジン本体はガソリン使用時のままで、改造する必要はない。
- (iv) 水素のみを使用した場合、燃焼ガスのモル数減少があり、このためのエンジン出力減少があるが、ガソリン-水素併用によって、この影響を少なくすることができる。この計算結果を図 5.5.1.2 に示す。
- (v) 水素添加により希薄燃焼ができ、窒素酸化物 (NO_x) の排出低減ができる。また、このとき未燃焼炭化水素 (HC) や一酸化炭素 (CO) の排出増加を抑えることもできる。



a : 可燃 限界
b : CFRエンジン運転限界
c : V8エンジン運転限界

図 5.5.1.1 水素添加による運転
限界の広がり

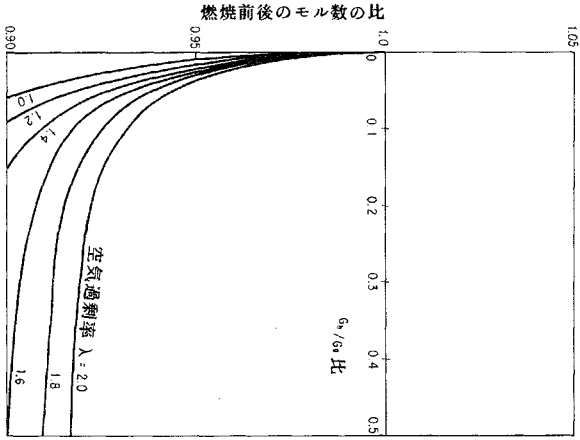


図 5.5.1.2 燃焼前後のモル数の比の計算値

実験装置と実験方法

図 5.5.1.3 は実験装置の系統図を示したものである。水素は高圧ボンベから減圧弁、絞り弁によって0.1

kgf/cm²Gに調圧し、気化器上流側約150mmの吸気管内に連続的に供給した。ガソリンは気化器のスロットル開度に関係なく、ニードル弁により独立して流量が調整できるように改造した。水素及び空気の流量は、それぞれ水素及び空気検定した層流形流量計を用いて測定した。

供試エンジン及びその測定系は前項のものと同一である。

実験は水素添加の効果を明らかにするため空気流量 G_a (kg/s)を一定に保ち、空気過剰率 λ 及び水素流量 G_h (kg/s)とガソリン流量 G_g (kg/s)との比 G_h/G_g を変える方法をとった。ガソリンに水素を併用した場合の λ は、ガソリン及び水素の理論空燃比 ϕ_g 、 ϕ_h を用いると、次式で表される。

$$\lambda = \frac{G_a / G_g}{\phi_g + \phi_h (G_h / G_g)} \quad (1)$$

一方、水素とガソリンの単位重量当りの発熱量をそれぞれ q_h (=28,800 kcal/kg), q_g (=10,500 kcal/kg)とする、エンジンに供給する単位時間当りの燃料の熱量 Q (kcal/s)は、

$$Q = q_h G_h + q_g G_g \quad (2)$$

となる。また、 λ と G_g が同一でガソリンのみを供給する場合のガソリン流量 G_g' は、式(1)から

$$G_g' = G_g + G_h (\phi_h / \phi_g) \quad (3)$$

となるので、このときのエンジンへの単位時間当りの供給熱量 Q' (kcal/s)は、

$$Q' = q_g (G_g + G_h \cdot \phi_h / \phi_g) \quad (4)$$

となる。この式(2)と式(4)の比：

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{q_h G_h + q_g G_g}{q_g (G_g + G_h \cdot \phi_h / \phi_g)} \quad (5)$$

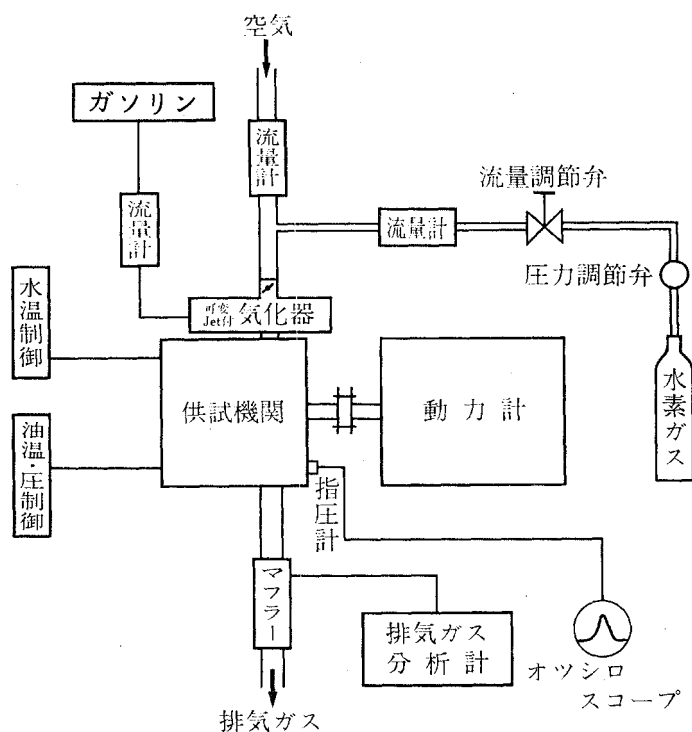


図 5.5.1.3 実験装置系統図

は、 λ と G_a が同一で G_h/G_g が異なる場合の供給熱量を $G_h/G_g = 0$ 、すなわちガソリンのみの場合を基準にして表わすものである。図 5.5.1.4 に λ と G_a/G_h 及び G_h/G_g の関係を、図 5.5.1.5 に Q/Q' と G_h/G_g の関係を示す。

実験は、エンジン回転速度 $n = 1,000 \text{ rpm}$ 一定、 $G_a = 3.0 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ 一定とし、 $\lambda = 1.0 \sim 1.5$ 、 $G_h/G_a = 0 \sim 0.15$ 、点火時期 $0 \sim 40 \text{ deg CA (BTDC)}$ の設定条件で行った。

実験結果と考察

図 5.5.1.6 は空気過剰率 λ と点火時期を一定にし、 G_h/G_g 比をかえた場合のシリンダ内圧力経過を示す指圧線図である。図 5.5.1.6 から G_h/G_g 比を増すと点火してから最高圧力に達するまでの時間が短くなり、最高圧力の増加がみられる。この実験範囲では G_h/G_g 比による供給熱量の変化が 2% 以内で、この影響はほとんどないと考えられる。したがって図 5.5.1.6 の水素添加による差異は、主に燃焼速度の増加によると考えられる。

図 5.5.1.7 は λ 及び G_h/G_g 比と MBT 点火時期との関係を示したものである。図 5.5.1.7 から同一 λ 値において G_h/G_g 比を増加させると MBT 点火時期の遅れること (TDC に近づくこと) がわかる。これも燃焼速度の増加を意味している。

水素添加に伴う火炎伝ば速度の増加は、図 5.5.1.8 に示す程度と考えられる。これでは G_h/G_g 比 0.1 において伝ば速度の増加が 47% になる。火伝ば速度 S_u は、初期温度、初期圧力に依存する。図 5.5.1.6 の運転条件にて、燃焼直前の混合気温度に $T_1 \approx 570 \text{ K}$ と見積られるが、こ

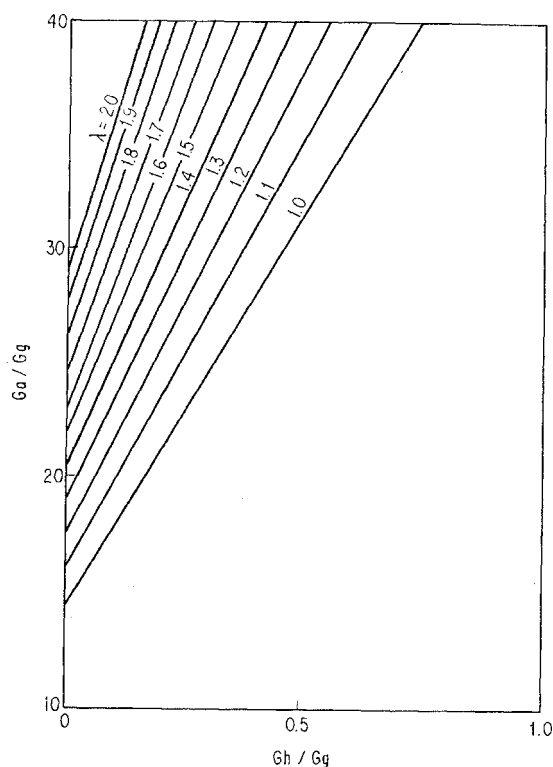


図 5.5.1.4 G_a/G_g と G_h/G_g と λ の関係 ($\phi_g = 14.6$)

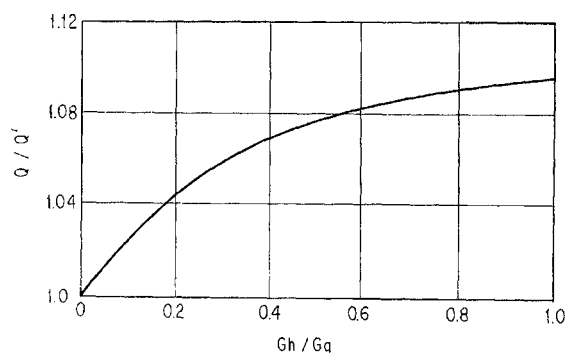


図 5.5.1.5 Q/Q' と G_h/G_g の関係 ($\phi_g = 14.6$, $q_g = 10,500 \text{ kcal/kg}$)

の温度による火炎伝ば速度 (S_u)_{T1} は常温状態より大分増加する。これを

$$S_{u1} = B + \kappa T_1^c \quad (\text{cm/s})$$

とおくと、イソオクタン-空気について $k = 11.9 \times 10^{-3}$, $C = 1.4$ となる¹⁾。 B は推定によると $B \cong 6.2$ になる。これから $T_1 = 570 \text{ K}$ のとき $S_{u1} = 92.3 \text{ cm/s}$ が見積られる。

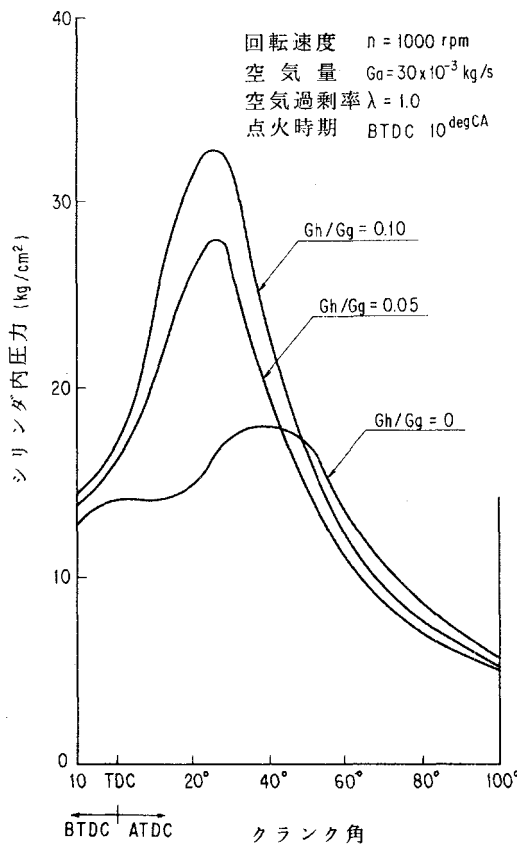


図 5.5.1.6 シリンダ内圧力経過

火炎伝ば速度の圧力依存性は3.1に前述した図3.5に示すようになっており、 $S_{u1} = 92.3 \text{ cm/s}$ の場合、圧力指数零、すなわち圧力に依存しない状態となる。

水素添加時の火炎伝ば速度の初期温度依存性は明らかでないが、水素-空気の場合、前記式中の指数 C は 2.0 であり、イソオクタンのみの場合より大きくなる。図 5.5.1.9 はこれを推定したものである。これから水素添加割合 0.2 のとき $S_{u1} \cong 220 \text{ cm/s}$ になって図 5.5.1.9 の圧力指数が正の範囲に入る。すなわち、圧力上昇と共に火炎伝ば速度は増加し、図 5.5.1.6 の実験条件で $S_{u1} \cong 225 \text{ cm/s}$ とイソオクタンをみの場合の約 2.5 倍になる。この検討は、層流火炎伝ば速度についてのもので、実際のエンジン内の乱流燃焼の場合と異なるが、その場合の特性も層流火炎伝ば速度が基になると考えられる。

図 5.5.1.10 は排気弁から約 150 mm 下流側の位置でクロメル-アルメル熱電対により測定した排気温度である。排気管は保温していないため絶対値は意味をもたないが、相対的な比較として水素添加時に温度

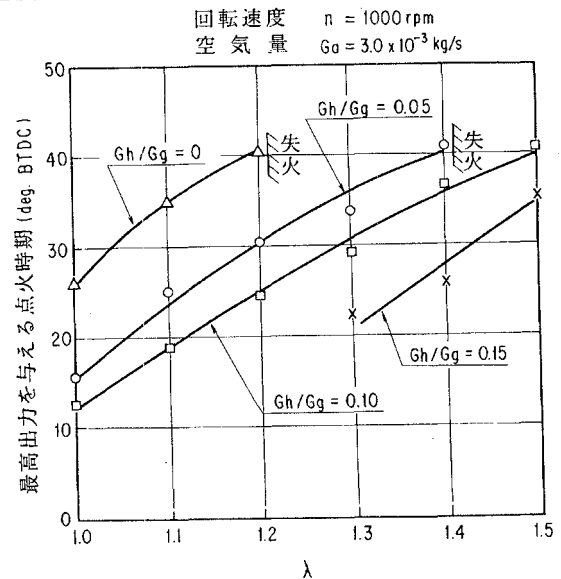


図 5.5.1.7 最高出力を与える点火時期

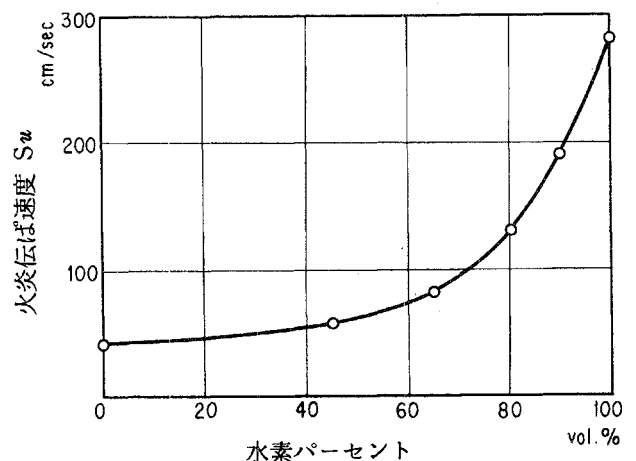


図 5.5.1.8 水素添加による火炎伝ば速度の増加

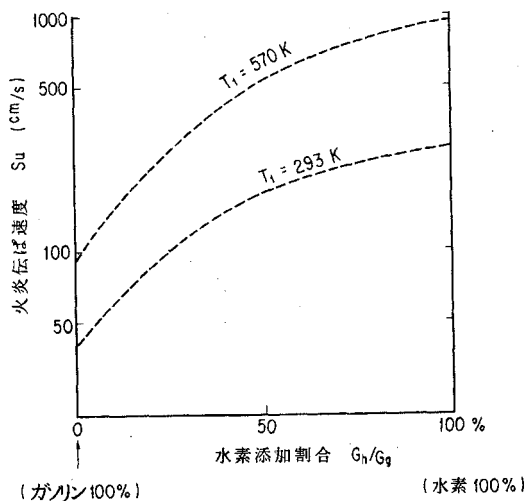


図5.5.1.9 高温時の火炎伝ば速度の推定

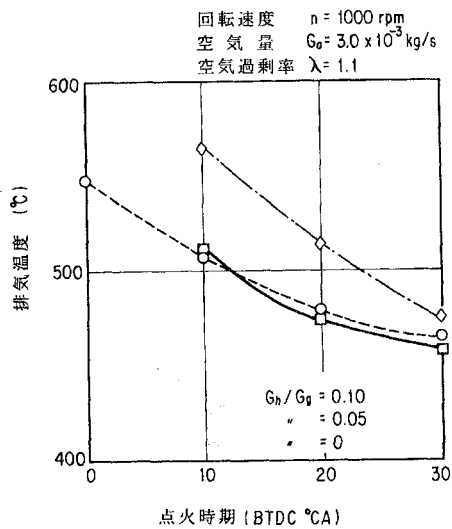


図5.5.1.10 水素添加による排気温度の低下

低下がみられ、図 5.5.1.6 の傾向に対応している。

水素添加の際のシリンダ内最高圧力の標準偏差 σ_p 及び変動率 δ_p を図 5.5.1.11 に示す。 G_h/G_g 比を増

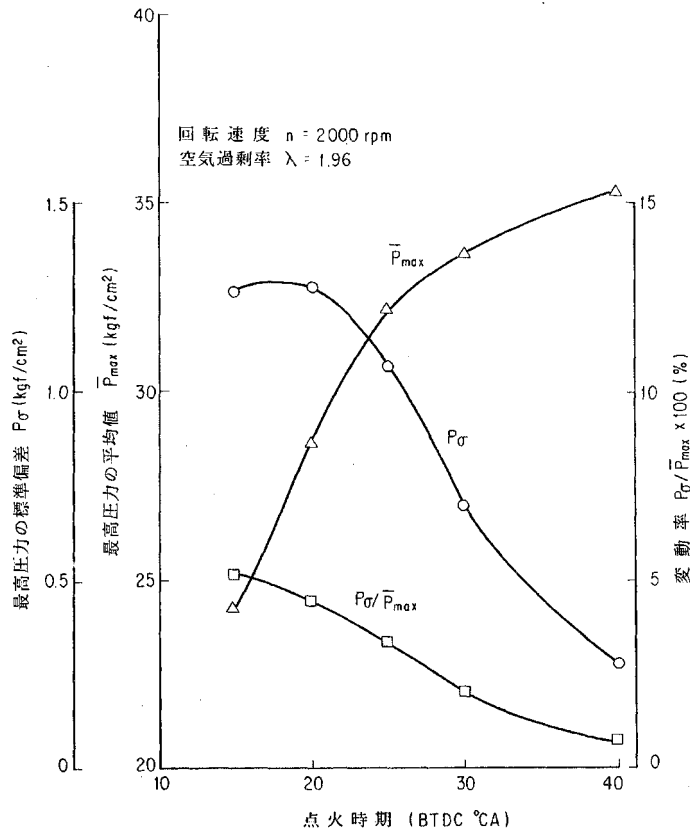
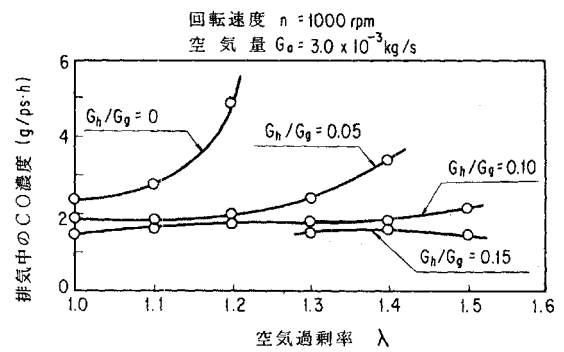
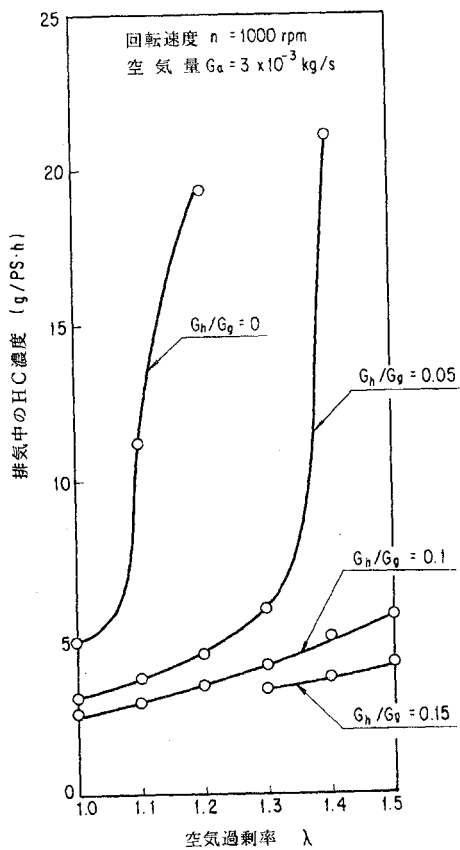
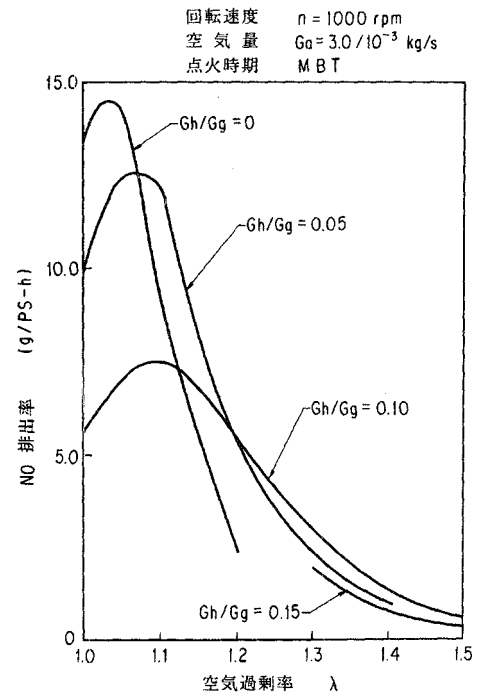
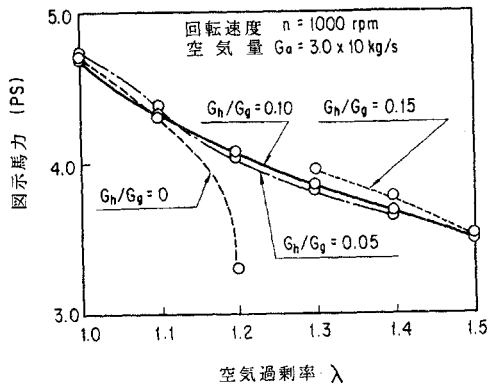


図 5.5.1.11 最高圧力の標準偏差と変動率



加させると σ_p , δ_p 共減少する。すなわちシリンダ内燃焼が安定する。シリンダ内燃焼の変動は、各サイクル毎の燃料-空気混合気形成状態及びスパーク点火後の火炎核の形成とそれからの伝ば状態に依存する。水素を添加した場合、水素の点火エネルギーの小さなこと、消炎距離の小さなこと、拡散係数の大きなことなどの特性が有効に働いていると考えられる。

MBT点火時期における図示馬力を図 5.5.1.12 に示す。 $G_h/G_g = 0$ 、すなわちガソリンのみの場合は $\lambda = 1.2$ で失火が生じ、 $G_h/G_g = 0.05$ のときは $\lambda = 1.4$ まで運転できた。 $G_h/G_g = 0.15$ のとき、 $\lambda \leq 1.3$ の範囲では水素の体積流量増加から $G_a = 3.0 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ に保つことができなかった。図 5.5.1.12 では λ 値増加とともに全般に図示馬力が低下しているが、仮に供給熱量 $\propto \lambda^{-1}$ 、図示熱効率一定とおくと同図中の実験値の低下率はこれより少ない。これから、 λ 値増加時、図示熱効率の向上のあることが判明する。

排気中の NO 排出率を図 5.5.1.13 に示す。同図から $\lambda \doteq 1$ のとき、水素添加による NO 排出率の増加よりも MBT 点火時期の遅れによる NO 排出率の減少のほうが大きく、結果的に G_h/G_g 比増加により NO 排出率の減少することがみられる。ただし、このグラフの精度は高くない。

図 5.5.1.14 は λ を変えた場合の HC 排出率の変化を示したものである。失火条件に近づくとき HC 排出率の急増がみられる。 λ を増加させると HC 排出率は増加する傾向にあるが、 G_h/G_g 比を大きくすることにより、HC 排出増加を防ぐことができる。

水素添加時の CO 排出率を図 5.5.1.15 に示す。CO 排出率の $\lambda > 1$ の領域における λ 依存性は少ないが、失火条件に近づくとき排出率の増加がある。ただし HC の排出特性ほど急激ではない。またその絶対値は小さい。この CO と HC 排出率の傾向の差はガスタービン等の連続燃焼装置においてもみられる。ただしガスタービン等では CO の排出率のほうが HC のそれより多くなっているが、図 5.5.1.14 と図 5.5.1.15 の結果は逆になっている。火花点火機関の HC 排出は燃焼室壁面近傍の未燃焼燃料及び吸排気弁のオーバーラップによる混合気の吹抜けによると考えられ、生成原因が異なっているためである。

まとめ

ガソリンに水素を添加して火花点火機関を運転し、動力性能及び大気汚染成分排出特性を求めた。実験は空気流量を一定とし、ガソリン-水素流量比及び空気過剰率をかえて行った。主要結果は次の通りである。

- (i) 水素添加により MBT 点火時期は遅れ、排気温度の低下、最高圧力のサイクル変動率の減少がみられた。また、空気過剰率を増加させたとき図示熱効率の向上がみられた。
- (ii) 燃料希薄側の失火限界は、水素添加により広がる。この広がりとは可燃限界の広がりに対応している。
- (iii) HC の排出は、水素添加により大幅に減少することはないが、失火限界の広がりから燃料希薄側の排出急増を抑えることができる。CO の排出も HC と似た傾向を示すが、運転条件が空気過剰率 $\lambda \geq 1$ の範囲であるため、絶対値は低い。
- (iv) NO の排出は、点火時期を一定に保った場合、水素添加により増加するが、MBT 点火時期で比較

すると、点火時期の遅れに基づくNO減少の効果が大きく、水素添加時のほうがNO排出率が少ない条件もあった。

以上の内容から、現用ガソリン機関に水素を添加して運転した場合、省エネルギーと公害防止の両面から有利であるといえる。

参考文献

- 1) Lewis Flight Propulsion Laboratory; Basic Considerations in the Combustion of Hydrocarbon Fuels with Air, NACA Rept.1300 (1957).

5.5.2 水素-メタノールの混焼実験

メタノールはその原料生産が単年度でできることから将来の燃料の一つとして有望視されている。自動車燃料としてのメタノールはガソリンに比べ次のような差があるものの、特別に困難な問題点はなく、代替燃料として有利である。

- (i) 体積当りの発熱量が1/2になるため、同一走行距離に対し燃料タンク容量が2倍になる。
- (ii) メタノール中に含まれる水による腐食に注意する必要がある。またメタノールは含有樹脂のある種のものを侵す。
- (iii) 燃料供給系の容量を2倍にする必要がある。
- (iv) 気化潜熱がガソリンに比べて約3.5倍と大きく、条件によっては混合気予熱の強化が必要である。
- (v) 蒸気圧力が低く、気化潜熱の大きなことからエンジンの低温始動性が悪くなる。
- (vi) オクタン価は高く、圧縮比を高くとることが可能である。
- (vii) 芳香族炭化水素、すす、NO_xの排出レベルは減少する。ただし、排気中のアルデヒドは増加すると予測される。
- (viii) 人体に対する毒性は、ガソリンと同程度である。
- (ix) 火災安全上も同程度と考えられる。

このようなメタノールに対し、水素添加を行うと低温始動性の改善、エンジン運転可能な空気過剰率の範囲の拡大、COや未燃焼燃料分の排出低減が期待できる。

実験装置

供試機関は、水素-ガソリン混合使用の場合と同一である。メタノールは、ジェットを可変にすることによってスロットル開度とは独立に流量調整のできる気化器を用いて供給した。水素は高圧ボンベから0.1 kgf/cm²Gまで減圧したのち流量調整弁弁、流量計を経て気化器の上流側約150mmの位置に連続的に供給した。

実験条件

水素流量 G_h とメタノール流量 G_m との比 $X (=G_h/G_m)$ が出力性能や排ガス特性に及ぼす影響を求めることを主目的とした。空気過剰率 λ は次式で表わされる。

$$\lambda = \frac{G_a / G_m}{\phi_m + \phi_h (G_h / G_m)}$$

ここで ϕ_m , ϕ_h はそれぞれメタノール及び水素理論混合比である。図 5.5.2.1 に G_a/G_m と G_h/G_m 及び λ の関係を示す。 G_a と λ が同じ値で X の異なる場合の発熱量の変化は、次の関係がある。

$$\frac{Q}{Q_{X=0}} = \frac{1 + Xq_h/q_m}{1 + X\phi_h/\phi_m}$$

ここで $Q_{X=0}$ は X の値が零の場合の発熱量、 q_m と q_h はそれぞれメタノールと水素の単位重量当り発熱量である。 X と $Q/Q_{X=0}$ の関係を図 5.5.2.2 に示す。

実験条件は、主に回転速度 $n = 1,500 \text{ rpm}$, $G_a = 5.5 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ に保ち $X = 0 \sim 0.06$, $\lambda = 1.0 \sim 1.7$ と変えた。この実験範囲では、図 5.5.2.2 から、発熱量の差は少ないとみてよい。

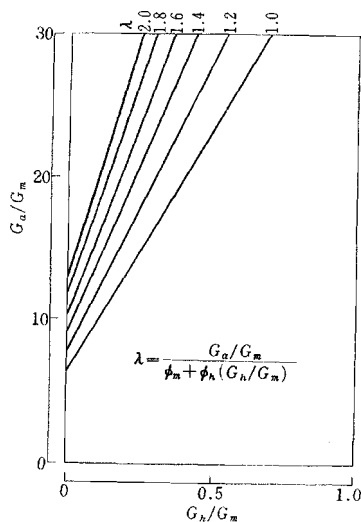


図 5.5.2.1 メタノール－水素－
空気混合気と空気過剰率

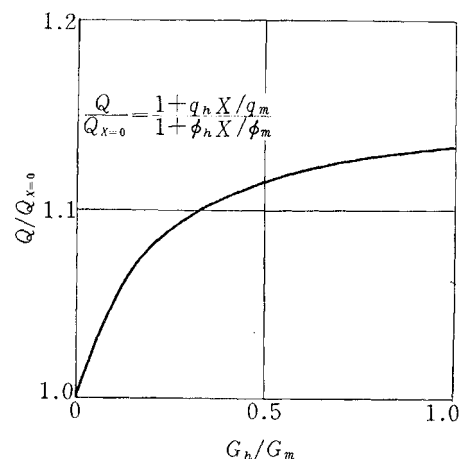


図 5.5.2.2 水素添加による供給熱量の増加

実験結果

(1) 動力性能

図 5.5.2.3 に正味馬力 N と λ の関係を示す。ガソリン使用時の性能は $N = 7.2 \text{ PS}$ で、同図ではやや低い値になっている。これは、水素供給のため、空気流路を絞っていることに起因している。すなわち、WOT時は $G_a = 6.6 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ になり、これから換算するとガソリン使用時とほぼ一出力になる。図 5.5.2.3 によると出力の X 値依存性はほとんどない。これは図 5.5.2.2 から推定できることである。

図 5.5.2.4 に MBT 点火時期の酸素添加による変化を示す。酸素添加量を増すに従いが、点火時期は遅らさねばならない。これは火炎伝ば速度の増加に基づくと判断されるが、 $X = 0.04$ と $X = 0.06$ の条件では差が小さい。これは、シリンダ内の定常火炎伝ば速度が点火時期を遅らせた場合、低下する傾向にあり、この打消す効果によると推定される。

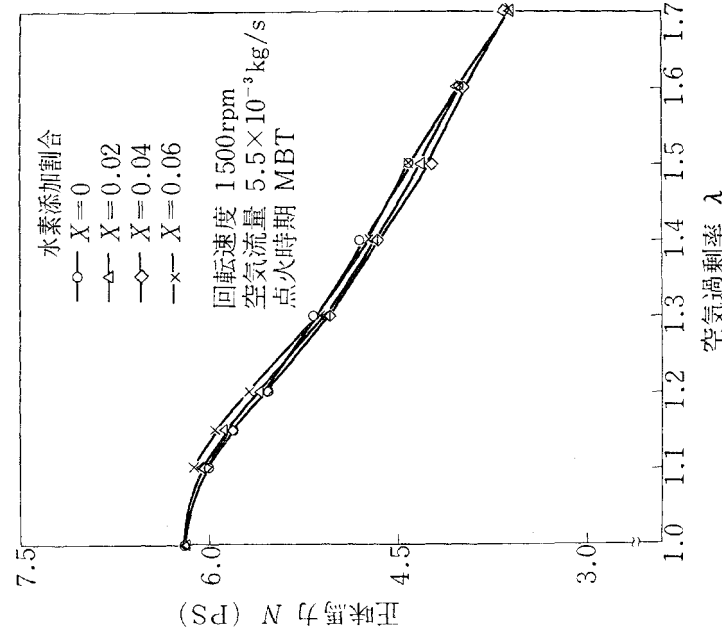


図 5.5.2.3 メタノール・酸素使用時の正味出力

図 5.5.2.5 は MBT 点火時期における熱消費率を示したものである。同図によると熱効率に及ぼす酸素添加の影響は少ないことが判明する。

(2) 排気組成

図 5.5.2.6 に測定した NO 排出濃度を示す。 $\lambda = 1.2$ 付近に NO 濃度の最大値があり、 X 値増加と共に増加する傾向がある。ガソリンを用いた場合、 $\lambda = 1.05$ 付近に NO 濃度のピークが現れるが、このずれは、本実験時に不均質燃焼が起きていたためと考えられた。すなわち、メタノールの蒸発潜熱の大きなことから、一部分未蒸発のままシリンダ内へ供給させたと推定される。図 5.5.2.6 は MBT 点火時期をとっているが、点火時期を一定に保つと酸素添加による NO 濃度の増加が大きく現れる。

図 5.5.2.7 は未燃焼燃料分の排出濃度を示したものである。未燃焼燃料分としては主にメタノールであるが炭化水素もいくぶん混入していると考えられる。図 5.5.2.7 の値は酸素炎イオン化検出器 (FID) を用いて測定したものである。ここで FID は、メタノールに対する感度が炭化水素の場合の 40% 程度と低いので注意を要する。また、アルデヒドが混入していても、これは FID に検出されない。そのような事柄から図 5.5.2.7 縦軸の絶対値に対する信頼性は充分でない。しかし傾向は明らかである。この排出濃

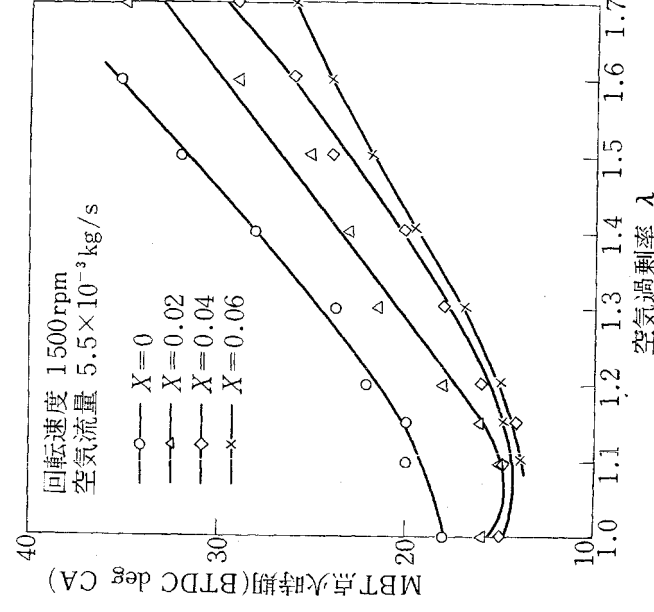


図 5.5.2.4 MBT 点火時期

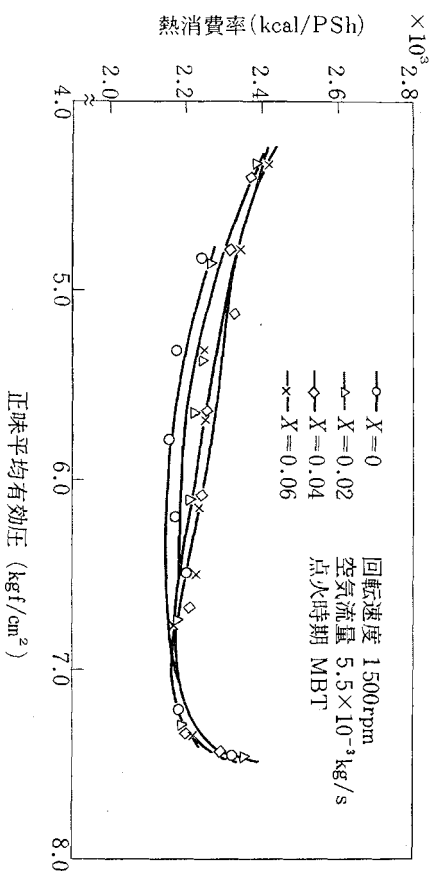


図 5.5.2.5 熱消費率

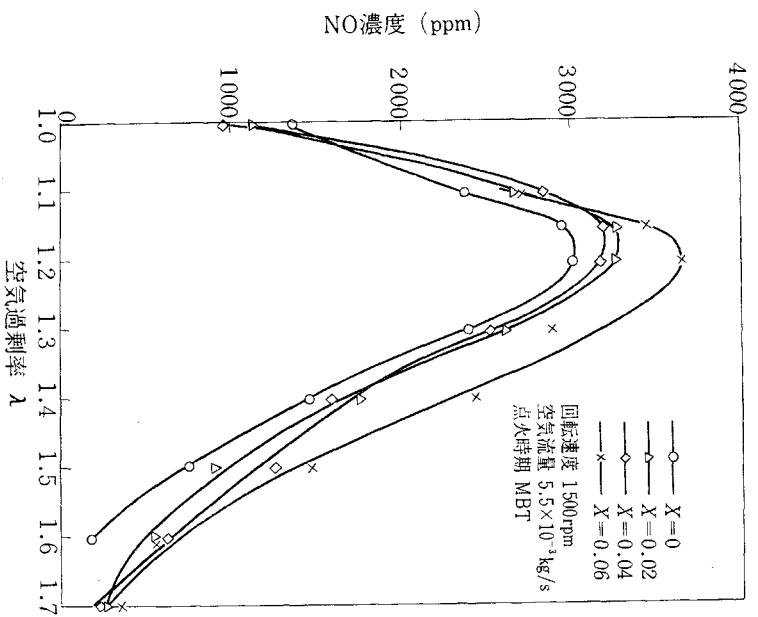


図 5.5.2.6 NO排出濃度

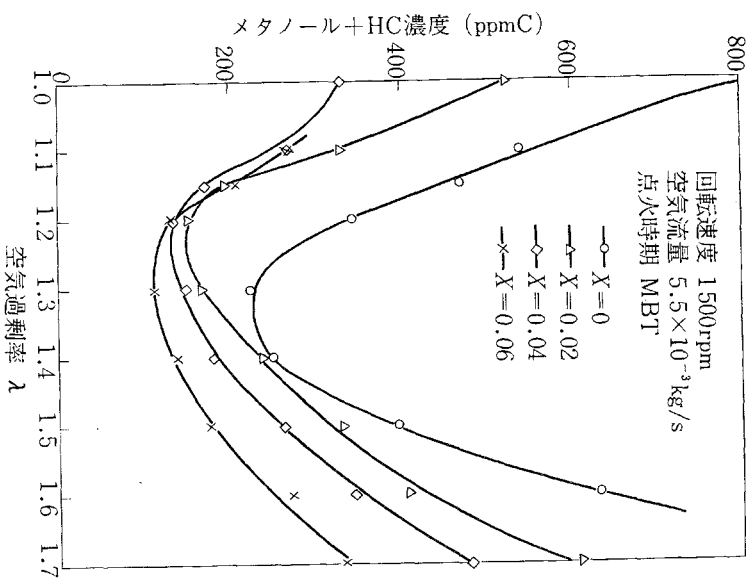


図 5.5.2.7 (メタノール+HC) 排出濃度

度最少の λ 値は、図 5.5.2.6 の NO 濃度のピーク値と一致する。

CO 排出濃度の傾向を図 5.5.2.8 に示す。水素添加の効果は $\lambda \leq 1.3$ の範囲で少しあるほかは、ほとんどみられない。水素添加時でも $\lambda \leq 1.2$ の範囲で CO 排出濃度が増加しているが、この範囲は未燃焼燃料分の排出も急増し、燃焼性能低下のあることを示している。

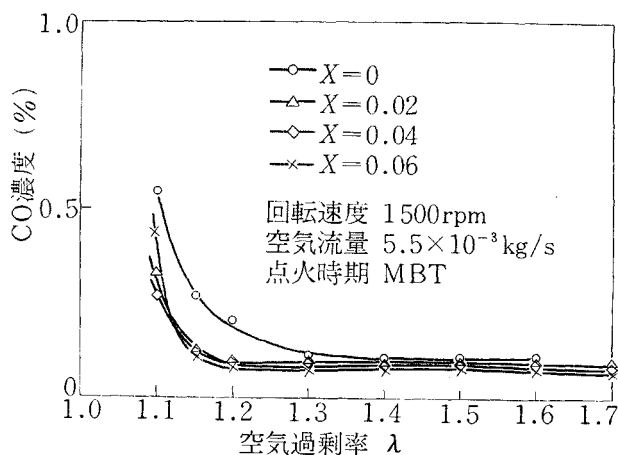


図 5.5.2.8 CO 排出濃度

まとめ

メタノールに水素を添加して火花点火機関を運転し、出力性能及び排出特性を調べた。その主要結果は、次の通りである。

- (i) 水素添加割合をかえても本実験範囲内では、出力及び熱消費率に変化はなかった。ただし MBT 点火時期は水素添加により遅くなった。
- (ii) 水素添加に伴う NO 排出濃度の増加は、MBT 点火時期の遅れによって大分緩和されるが、ガソリン-水素のときのように、水素添加によって排出減少が得られるほどではない。したがって NO 排出低減については別途考慮する必要がある。
- (iii) メタノール及び炭化水素の排出濃度の低い空気過剰率の範囲は、水素添加量を増すほど広がる。
- (iv) CO 排出濃度は、ある空気過剰率以下で急激に増加する。この傾向はガソリンの場合と同一である。水素添加により、ある程度の排出低減ができる。ただし、空気過剰率の大きな範囲では水素添加の効果はみられない。
- (v) メタノールはガソリンより蒸気圧が低く、気化潜熱が大きなため、気化器のライザ部を加熱したが、十分に気化してシリンダ内へ供給されなかったと思われる。これから他の実験例と比較したとき、出力性能や排気特性の傾向に、少しずれがみられた。しかし、空気過剰率値をずらすことによって完全蒸発の場合とほぼ一致した。

5.5.3 水素-メタノール-水の混焼実験

水素-メタノールの混焼は、未燃焼燃料分の排出低減、CO 排出低減の点で有利であるが、NO 排出低減には必ずしも有利でない。この NO 排出低減対策として、アルコール自身が親水性の強い特徴をもつ物質であることから、水添加法を一つの有力な手段と考え、実験した。

供試機関及び実験方法

供試機関は前節のものと同一である。水は予め定めた率でメタノールと混合し、加水メタノールとした。

加水量はエンジン運転時、失火が生じない範囲にとどめたが、その範囲は加水率 $Z \leq 0.2$ であった。

エンジン回転速度を $n = 1,500 \text{ rpm}$ 一定に保ち、吸入空気量も気化器の絞り弁を調整して $G_a = 5.5 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ 一定に保った。水素添加量は $X = 0 \sim 0.06$ とした。

実験結果

水素を添加しないときの水添加の効果を図 5.5.3.1 に示す。水添加率 $Z = 0$ と 0.2 を比較すると排出 NO 濃度は 30% 強減少しているが未燃焼燃料分の排出が約 2.3 倍になった。この $Z = 0.2$ の条件のとき、水素添加の効果が大きいと予測し以下、主に $Z = 0.2$ とした実験を述べる。

(i) エンジン性能

MBT 点火時期の水素添加による遅れを図 5.5.3.2 に示す。傾向は図 5.5.2.4 を似ているが、縦軸の絶対値は大きく、水添加による火炎伝ば速度の低下が表わされている。

図 5.5.3.3 は、熱消費率を示したものである。この図から水素添加の効果はほとんどないといえる。

(ii) 排気ガス特性

図 5.5.3.4 は、加水メタノールに水素添加を行った場合の NO 排出濃度特性である。水素添加によって NO 濃度は急増し、無水メタノールの場合に近づく。この点から判断すると水素添加の効果はないが、水

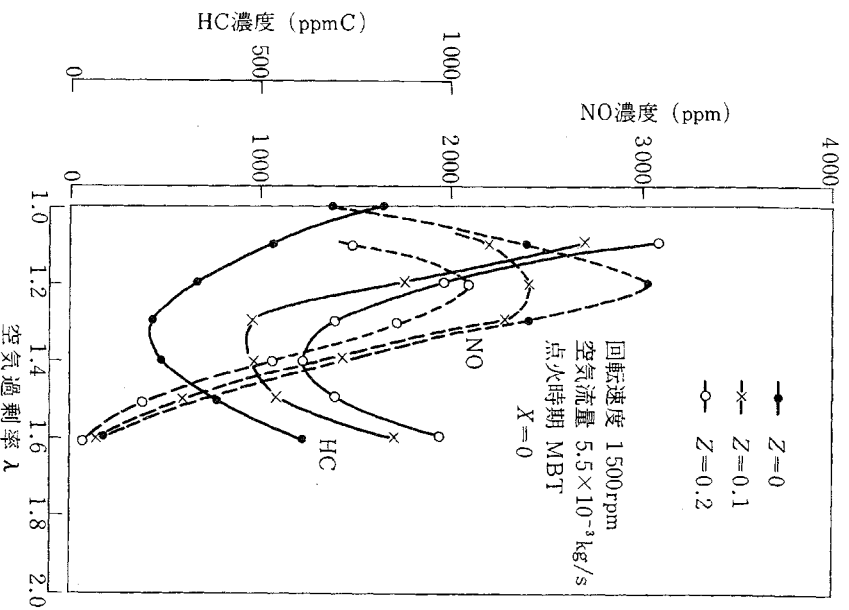


図 5.5.3.1 水添加量の効果

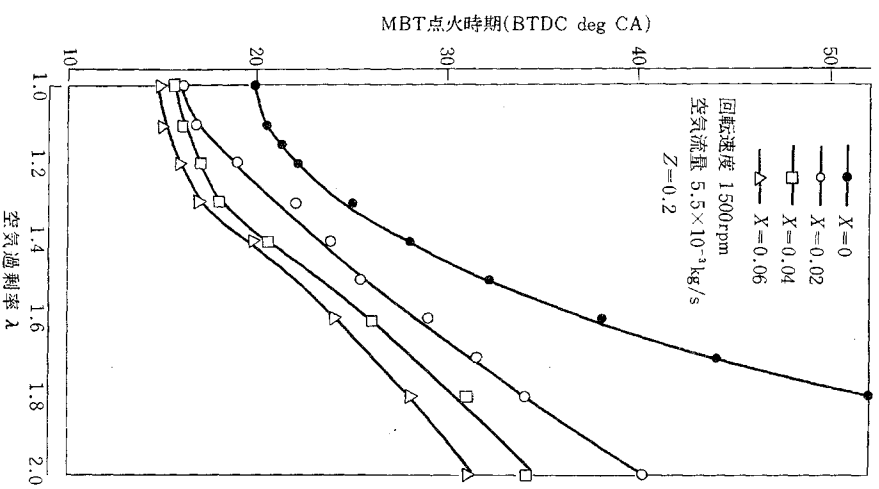


図 5.5.3.2 MBT 点火時期

素添加によって運転可能な空気過剰率の範囲の広がりがあり，負荷変動の激しい自動車用を対象にすると
き有利になる。

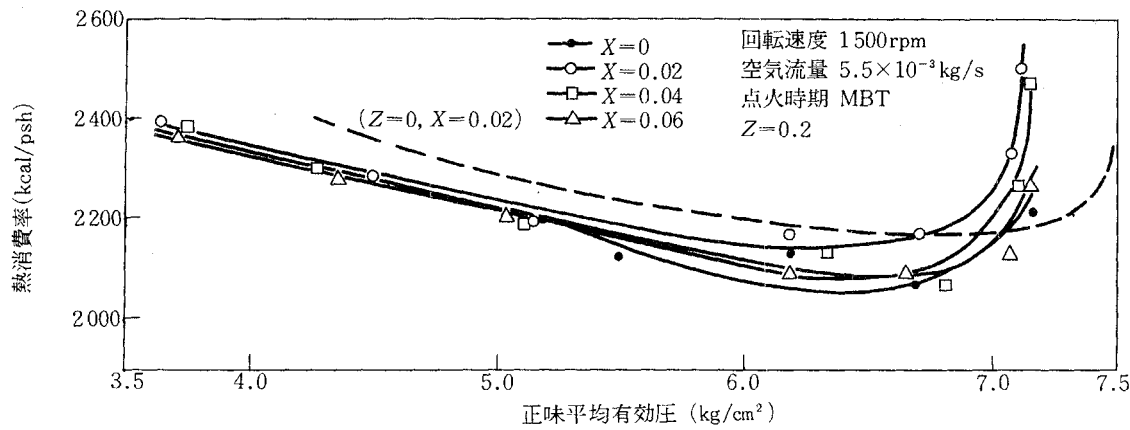


図 5.5.3.3 熱消費率

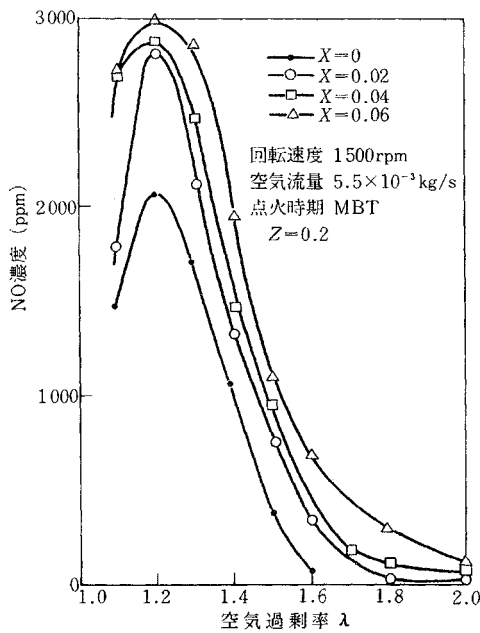


図 5.5.3.4 NO排出濃度

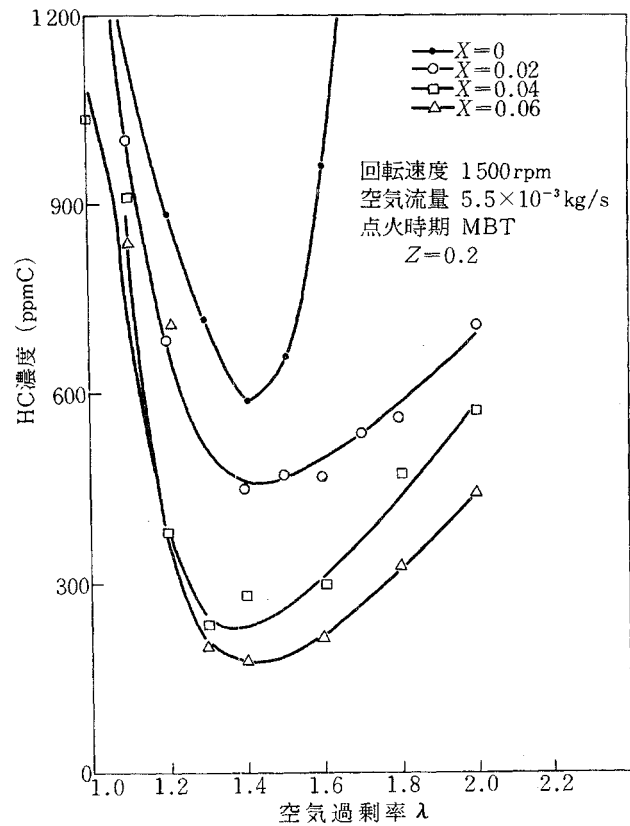


図 5.5.3.5 (メタノール+HC) 排出濃度

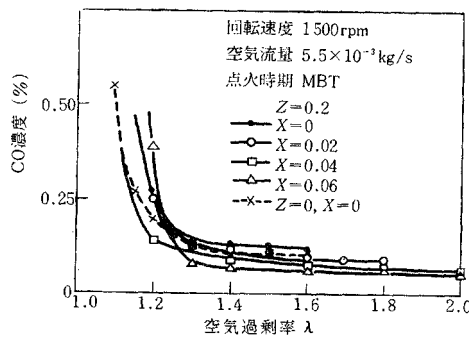


図 5.5.3.6 CO排出濃度

一方、水素添加により排気中の未燃焼燃料分は大幅に減少した。これを図 5.5.3.5 に示す。

図 5.5.3.6 は、CO 排出濃度を示したものである。前節の場合と同様 CO 排出濃度には水素添加の効果がほとんどない。

まとめ

(i) 加水メタノールを用いることにより NO 排出濃度は減少するが、水素添加時、無水メタノールと同レベルまで増加した。これは、一つには本実験条件でメタノール及び水が完全に気化しないままシリンダ内へ供給されていたため、水を加えた効果が少なかったためと考えられる。

(ii) 加水メタノールを用いることにより、未燃焼燃料分の排出が増加した。これは、水素添加により大幅に減少した。この(i)と(ii)の相反する効果を加え合せてみると、水素添加の効果は、空気過剰率の大きな範囲にある。

(iii) CO 排出濃度特性には、加水及び水素添加の効果がほとんどでない。

5.6 まとめ

単筒機関を使い、前述したような考え方のもとで種々の実験を行い研究を進めて来た。

研究を開始した当初は、水素ガスを内燃機関に適用する知識は、目および耳を通して得られるものしかなく、危険とゆう先入観もあった。体験をもって知識を得ながら、水素機関を考えるために、吸気管内に連続的に水素ガスを供給して、ここで空気と混合さず吸気管連続供給法、この場合に生じた逆火を防ぐ吸気管内間欠噴射法など他所でも行われている水素ガスによる運転を試みた。またガソリン燃料への水素添加およびアルコール燃料への水素添加など、脇道も通ったが、水素の使い方を考えれば排気ガス対策、あるいはアルコールの場合のように燃焼速度が化石燃料に比べて緩慢な場合の対策用に効果があることも判った。これらの実験を行いながらメタルハイドライドから発生する、ガス温度は常温以上の、圧力は数気圧程度の水素ガス燃料に適した機関仕様の模索をした。

機関形式の決定には時間的な制限があり、現在、わが国で使われている、ガソリンおよび軽油を燃料に使う容積形機関の中から選び、水素ガスを使う上での必要な機能の追加、および改造を行った。水素原動機としての出力規模は、小形乗用車搭載を考えて、4 シリンダ、行程容積 1.8~2.0 l を想定した。したがって、行程容積 500cc 前後の単筒機関で種々の実験を行った。

気体状態の水素を使い、機関性能をガソリン燃料を使って運転をした場合に近づけるよう努力をした。自動車用ということから生じる比出力の向上と、水素の燃焼特性を考えた上で、水素ガスは直接シリンダ内に供給出来る火花点火四サイクル機関に定めた。

水素ガスは第三弁を使い、吸気弁が閉じた後、圧縮行程期間中にシリンダ内に供給される。この方式についての機能上の可能性、および機構上の可能性についての検討が必要であったので、水素ガスの供給圧力、第三弁の有効ガス通路の大きさ、供給時期および供給期間等についての解析を行い、可能性の裏づけを得た。

水素ガスをシリンダ内に直接噴射するのに使う第三弁，いわゆるガス噴射弁については，大形ガス機関では研究もされ，使われているが行程容積 500cc 前後の小形機関に使われた例はほとんどなく，カムを使う機械駆動式および電気駆動式の二種類について試作を行い，共に使えることが判った。弁の開閉時期および期間等と機関性能を調べる上で，制御を任意に出来る電気駆動式の方が役に立ったが，多気筒化をした場合には装置が大がかりになり，実車搭載には不向きである。一方カムを使う機械式の場合，弁径 7mm，弁リフト 2mm 程度あればよく，最適な弁の開閉時期が得られるカム形状も作れることが判った。したがって多気筒化した場合にはカム駆動の弁の使用が可能である。

第三弁方式によって単筒機関を運転を行った。その結果，空気過剰率 $\lambda = 1$ 近く（最大出力を与える運転条件）に於いても運転出来た。一方，低負荷時を示す空気過剰率が大きな場合でも安定した運転が出来た。

メタルハイドライドから得られる水素ガスを使う水素燃料原動機を研究する上で，燃料の供給方法，燃焼室内で生じる燃焼現象把握，異常燃焼現象の除去手段，現在使われている機関の水素燃料用への改造，などが単筒機関を使った研究を通して得られた。多気筒機関を試作する上で貴重な体験と資料を得たものと思う。

6. 本研究成果からの最適な水素燃料の 容積形内燃機関への指針

(1) 逆火防止対策；水素を火花点火機関へ用いるとき、水素－空気予混合気の形で供給する方式では、吸気系への逆火が起きやすい。これは水素を吸気弁近傍から吸気弁開時のみ噴射する方式をとっても完全に防止することが難しい。水素は可燃範囲が広く、かつ消炎距離がガソリンの場合の数分の一と小さいため、わずかな間隙でも火炎が通過してしまう。一つの対策は弁開閉時期を調整することであるが、吸・排気系として効率良い新気の導入を図る必要があり、一方、機械的制約（弁加速度の制限等）もあって実現は難しい。

希薄燃焼，例えば空気過剰率 1.5 以上の運転を行えば現用ガソリン機関のままで済む。ただし、出力は低下する。

逆火防止を完全に行う方法は水素のみをシリンダ内へ直接噴射することである。本研究で試作したエンジンはこの方式を採用している。この方式では、噴射された水素の混合過程がエンジン性能に影響を及ぼす。すなわち、混合不良の場合、点火プラグ付近の混合気濃度によって失火しやすくなることがあり、また、全体として空気過剰で燃焼させても部分的に燃料の濃い所があると過早着火が起き易く、NO 排出レベルも高くなる。良好な混合を得るには、噴射弁の構造やその取付位置の調整が必要であるが、また、混合時間をなるべく長くとることも重要である。これは噴射時期を早めることを意味する。

(2) NO_x 排出低減対策；水素燃料の場合、燃料中に窒素化合物はないので熱的な NO 生成が問題となる。水素－空気火炎は他の燃料の場合より高温で NO 生成量が多い。

火炎温度低下の一つの方法は燃料希薄燃焼を行うことである。これは前記のように逆火防止の観点からも有利となる。ただし、均質混合気の形成を図ることが大切である。

水（水蒸気）噴射による火炎温度の低下は連続燃焼装置で一般に広く用いられている。本研究でもこれに類似した実験を行い、その効果を確かめた。水噴射の場合は、水の蒸発潜熱の大きなことから、完全に気化した状態でシリンダ内へ供給するには、それなりの対策が必要である。不完全蒸発状態ではその効果が少ない。実用的には排気中に含まれる水分を利用することになる。

点火時期を遅らせること。これはサイクルとして最高温度を押えることになり、火花点火機関として容易にとりうる手法であるが、熱効率は低下する。特殊な例として、ガソリン－水素混焼実験のとき、水素添加に伴う MBT 点火時期の遅れにより、NO 排出濃度は水素添加時のほうが低下した。これと同様なことが実現できれば、熱効率の低下なしに NO 排出低減が得られることになる。それには燃焼室形状や点火プラグ位置などメカニカルな調整が必要になる。

(3) 動力性能の向上；水素燃料の場合、燃焼に伴う作動ガスの分子量減少があり、出力がガソリンの場合より減少する。また水素－空気予混合気で供給すると水素の体積流量が多いため、空気流量が減少して出力が低下する。出力向上対策として一つはエンジン回転数の増加がある。水素火炎は伝播速度が大きく

高速回転をしても燃焼上の問題はない。ただし、ピストン－シリンダ間等のまさつ損失は回転数増加によって急増するため、まさつ損失低減対策が必要である。また、実効上の熱負荷が高くなり、排気弁の温度上昇に伴う過早着火の発生などに注意が必要である。燃料希薄燃焼を行えば問題は少ない。

出力向上対策のもう一つの方法は過給する（吸入空気を加圧する）ことである。これから同一体積流量でも質量流量を増すことができる。この場合、エンジン最高圧力は上昇するが、 NO_x 排出低減の観点からみると不利になるので、熱効率とのかね合いとして適当なブースト圧及びエンジン圧縮比の組合せが必要になる。

(4) 第三弁機関の特徴；本研究で試作した第三弁付機関は、第三弁から水素のみを供給する形式になっているため、原理的に逆火はなく、また第三弁の開閉時期を調整することによって吸入空気流量の水素供給に伴う減少を押えることができる。供給する水素の圧力は数気圧程度で済み、高圧噴射系を必要としない。今回充分な実験はできなかったが、不均質混合を利用すると全体として超希薄燃焼が可能になり、エンジンアイドル運転時でも空気流量を絞る必要がなくなる。そのため、低負荷時のポンプ損失が減少し、空気サイクルに近づくことによるサイクル効率の向上がある。また連続燃焼装置で NO_x 排出低減対策として採用されている濃淡燃焼法の実現も可能である。

7. お わ り に

水素燃料原動機の研究として昭和49年度から昭和55年度までの7年間、容積形水素燃料原動機の開発に必要な一連の理論的研究および実験的研究を行った。この種の機関への水素ガスの供給方法、燃焼特性、動力特性および排ガス特性を明らかにするため、実験用単気筒機関、衝撃波形管、及び燃焼ポンペを使い調べた。

シリンダ内への水素ガスは、第三弁（水素噴射弁）を介して供給する第三弁方式を採用した。第三弁式火花点火機関にすることにより、逆火の防止と比出力の増加など、水素ガスを燃料に使った場合の欠点が防げた。第三弁の構造、弁リフト、燃焼室内での取り付け位置、弁の開閉時期を調整することにより、水素燃料に有利な特徴が出せ得るものと考ええる。変化さすパラメータ数が極めて多く、限られた研究員数で、期間的な制約等から十分な実験が出来ない場合も生じたが、NO_x排出低減などにも使える指針を得た。試験機関を使って、ガソリンあるいはアルコール燃料への水素の添加実験も行い効果があることが判った。これも水素の一利用法と考える。

ここで取りあげる水素はメタルハイドライドから得られるものであり、ガス状で、常温以上の温度を持ち、圧力も数気圧を示すことから、利用上の困難な面もある。

これらの研究から実用機関（例えば多気筒機関等）を設計する資料のいくつかを得ることが出来た。

最後に研究遂行にあたり所内外の資料や情報を提供、利用させていただいた関係者各位、本研究を支援していただいたサンシャイン計画推進本部水素エネルギー関係者各位、および機械技術研究所の各位、また機関の試作に御協力して下さったメーカーの各位に感謝の意を表わす。

1. 特 許

発 表 項 目	発 表 者	特 許
水素燃料複合エンジン	是松	出願番号 51-22451
ガソリンエンジンの点火方法	是松・尾崎	出願番号 51-22451
水素エンジン	是松・高橋	出願番号 52-711
水素ガス動力装置 (A)	高橋・是松	出願番号 52-33043
〃 (B)	是松・高橋	出願番号 52-32603
水素エンジン (A)	内山・尾崎・浜 ・山西	出願番号 52-117679
〃 (B)	内山・尾崎・浜 ・山西	出願番号 52-117680
頭上弁掃気型ユニフロー2サイクルエンジン	尾崎	特許番号 889637
4サイクルエンジン	鈴木・内山	出願番号 53-16929
内燃機関におけるクランク室内のガス分析装置	是松・尾崎	特許番号 972084

2. 研 究 発 表

発 表 項 目	発 表 者	講演会または発表誌名
水素エンジンの基礎的特性 (第1報)	尾崎・是松・内 山・福沢・手代 木	機械技術研究所研究発表会
水素とガソリンを燃料とするエンジン性能 (第2報)	〃	〃
水素を燃料として添加したガソリンエンジンの性能 (第2報)	是松・尾崎・手 代木	日本機械学会九州支部 講演会
水素燃料エンジンの基礎的な性能 (第1報)	尾崎・是松・内 山・福沢・手代 木	〃
燃焼を伴う高速流れの研究 (第2報)	高橋・他1名	日本機械学会論文集 Vol.42 No.360
メタノール機関への水素添加の効果	是松・尾崎・他 2名	機械学会北海道支部講 演会
水素添加によるガソリンエンジンからの有害排気成分の抑制に関する研究	是松・尾崎	内燃機関
水素とメタノールの複合燃料火花点火エンジンの特性	尾崎・是松・他 1名	機械研 研究発表会
水素とメタノールの複合燃料火花点火エンジンへの水混入効果	〃	〃
水素エンジン用水素噴射装置の研究	是松・高橋・他 2名	〃

発 表 項 目	発 表 者	講演会または発表誌名
二次元合流流路内の垂音速流れ	是松	機械研 研究発表会
メタノール燃料火花点火機関への水素添加の効果 (続報 加水メタノールを使用した場合)	尾崎・他1名	機械学会 54 期総会講演会
水素噴射による非定常混合に関する研究 (第1報 混合過程のシュリーレン観察)	高橋・他	機械研 研究発表会
衝撃波管による高温高速気流中の燃焼の実験	"	第15回 燃焼シンポジウム
水素添加によるガソリンエンジンの大気汚染成分の排出低減化の研究	尾崎(是松)	機械研 所報
水素燃料原動機の研究—吸気管へ間欠噴射による運転試験	浜・鈴木・尾崎 ・内山・(小林 ・荒内)	機械研 研究発表会
メタノール—水素複合燃料エンジンの研究	尾崎(是松)	内燃機関
水素燃料原動機の研究—第3弁付エンジンの試作	尾崎・鈴木・内山・浜	所内研究発表会
火花点火機関によるメタノール—水素の混焼実験 (第1報)	尾崎・是松(工学院大)	機械研 所報
水素燃料原動機の研究—電磁制御水素供給弁の試作—	内山・鈴木・早川・荒巻(ハヤカワ計測)	機械研 研究発表会
水素噴射による非定常混合に関する研究 (第2報 マッハツェンダ干渉計による観察)	高橋・原島(工学院大)	"
火花点火機関によるメタノール—水素の混焼実験 (第2報 水添加の効果)	尾崎・是松・鈴木(工学院大)	機械研 所報
燃焼を伴う高速流れの研究 (第3報 伴流火炎と圧力波の干渉実験)	高橋・峰岸(東工大)・河田(東工大)	機械学会論文集(45巻391号)
水素燃料原動機の研究—機械式第三弁機関の運転実験—	浜・鈴木・尾崎・内山	機械研 研究発表会
衝撃波管による水素噴射に伴う着火実験	高橋・他2名	"
非定常噴流に関する実験 (ヘリウムについて)	高橋	日本機械学会全国大会
気体燃料噴射弁の試作	早川(ハヤカワ計測)・内山・浜	自動車技術秋季大会 792
An experiments on the dynamic characteristics of the Wake—Stabilized flame.	高橋	Bulletin of the JSME Vol.22 No.173(1979)
高温酸化剤中への水素噴射に伴う着火実験	高橋	第17回 燃焼シンポジウム
衝撃波管による水素噴流の着火実験	"	機械研 ニュースNo.2 1980
水素燃料原動機の研究—電磁式第三弁機関の運転実験—	浜・内山・鈴木	機械研 研究発表会
Research of Hydrogen Fueled Spark Ignition Engine—Performance Tests of the Engine Equipped with a Third Valve to Inject Low—Pressure Gas into the Cylinder.	Suzuki Uchiyama Hama	3rd World Hydrogen Energy Conference.

発 表 項 目	発 表 者	講演会または発表誌名
電磁式第三弁付火花点火機関の運転実験	浜	機械研 ニュースNo.6

JN0040310