

(別紙様式1)

含水メタノール燃料を用いた小形2サイクル エンジン性能に及ぼす圧縮比の影響

(課題番号 03650166)

平成5年度科学研究費補助金(一般研究C) 研究成果報告書

平成6年3月

研究代表者 藤田尚毅
(岩手大学工学部助教授)

は し が き

内燃機関の石油代替燃料の一つとして、メタノールは最も有望視され、これまでに多数の研究が行われてきている。また、近年の地球環境問題においてCO₂排出等の問題からもメタノール燃料が注目を浴びている。内燃機関にメタノール燃料を適用する場合、4サイクル火花点火エンジンにおいては一部実用化の域にまで達している。また、ディーゼルエンジンにおいても多くの取り組みが行われているが、アルコールの低セタン価のために実用化にいたるまでにはいくつかの解決すべき問題が残っている。これに対し2サイクル式火花点火エンジンにおけるメタノール燃料の使用に関する研究は比較的少なく、特に小形機関に関しては信頼できるデータの蓄積がなされていないのが現状である。しかし、石油資源に恵まれない開発途上国等では、汎用小形2サイクルエンジンに対する石油代替燃料としてのメタノールの適用が重要視されており、広範な研究が期待されている。また、メタノール用に開発されたエンジンが実用化されるまでの過渡的状況からも、ガソリン用2サイクルエンジンへのメタノール適用の研究が必要とされている。

メタノールをエンジン燃料とするために解決すべき問題はたくさん残されているが、そのひとつにメタノールは親水性、吸湿性が大きいので、保存状況によってメタノールは水分を多く含んだものになるという問題がある。

以上のことに鑑み、本研究では小形2サイクルエンジンに含水率の異なったメタノールを燃料として用い、出力や熱効率などの基本的なエンジン性能におよぼす含水率の影響を調べることを目的とする。この際に、メタノールはガソリンと燃焼特性が異なるので、点火時期や圧縮比等を変化させた時のエンジン性能に及ぼす影響について特に詳しく調べた。

なお、本研究を実施するに当たっての研究組織・研究経費などは以下の通りである。

研究組織

研究代表者： 藤 田 尚 毅 (岩手大学 工学部 助教授)
研究分担者： 小 野 寺 英 輝 (岩手大学 工学部 助 手)
 辻 正 一 (岩手大学 工学部 教 授)

研究経費

平成	3年度	1,400千円
平成	4年度	400千円
平成	5年度	300千円
	計	2,100千円

研究発表

(1)学会誌等

- (i) 藤田尚毅、小野寺英輝、辻 正一、伊藤光博
小形2サイクルメタノールS Iエンジンのトライボロジ
日本機械学会論文集（C編）60巻571号(1994)
- (ii) 藤田尚毅、小野寺英輝、辻 正一、紀野広樹、
燃料噴射式小形2サイクルエンジン性能に及ぼすメタノール・
ガソリン混合燃料の影響、
自動車技術会論文集、第25巻第3号掲載予定(1994)

(2)口頭発表

- (i) 藤田尚毅、小野寺英輝、辻 正一、伊藤光博
小形2サイクルメタノールS Iエンジンのトライボロジ
日本機械学会東北支部米沢地方講演論文集
日本機械学会東北支部, No. 931-2, (1993年8月20日)
- (ii) 藤田尚毅、小野寺英輝、辻 正一、紀野広樹、
燃料噴射式小形2サイクルエンジン性能に及ぼす
メタノール・ガソリン混合燃料の影響、
第11回内燃機関シンポジウム講演論文集、
日本機械学会・自動車技術会共催、1993年7月14日)

謝辞

本科学研究費補助金による研究の遂行およびとりまとめにおいて、本学技官伊藤光博氏の多大なご協力をいただいた。記して謝意を表します。

目次

第 1 章	緒言	1
第 2 章	実験装置および実験方法	4
2-1	実験装置概要	
2-2	実験装置	
	(1) 出力測定	
	(2) 吸入空気量の測定	
	(3) 燃料消費量の測定	
	(4) 気化器	
	(5) 吸気管	
	(6) 燃焼圧力の測定	
	(7) 温度測定	
	(8) 分離潤滑	
	(9) 点火時期制御	
2-3	供試燃料	
2-4	実験方法	
第 3 章	実験結果および考察	22
3-1	供試機関の基本性能	
3-2	点火時期の影響	
3-3	空気過剰率の影響	
3-4	圧縮比の影響	
第 4 章	結言	116

参考文献

第 1 章 緒言

第 1 次及び第 2 次オイルショックを契機に全世界的に「脱石油化」が叫ばれ、現在、「加熱用」、「電力用」としては原子力、石炭、LNG などの利用によりかなりの成果がみられる⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、「動力用」に関しては石油価格に影響するほどの代替可能なエネルギーの普及をみられるには至っていない。また、その後の石油価格の下落、円高などの影響により経済的な見地からすると代替燃料が早急に必要とされているわけではない。しかし、近年問題になっている自動車の排気ガスによる大気汚染や、地球温暖化の問題に対応するため、石油代替燃料の研究、開発はいまだに精力的に行われている。

その石油代替燃料の中で現在特に使用料も多く、排気ガス低減の見地から既存の自動車用を主体とするエンジン用の燃料としてアルコール燃料が重要視されている⁽³⁾。ここで言うアルコールにはエタノールとメタノールがあるが現段階では主にエタノールが使用されている。エタノールは主に農産物から生産されるのが主流であり、経済的な見地や政治的な見地からアメリカ、ブラジル、ニュージーランド、南アフリカ、メキシコなどの主に農業国が自動車用燃料として利用している⁽⁴⁾。

メタノールに関しては、現在研究段階であり実験車的なものしか走行していない。しかし、豊富な天然ガス、石炭などからの既存技術による工業的生産が可能であり⁽⁵⁾、長期的に低価格で安定供給できる潜在的な可能性が高く⁽⁶⁾、また、メタノール機関の性能が現在の各種内燃機関と比べて優位な点が多いため次第に関心が高まっている。また、日本のようなエタノール用の農産物の生産に向かない国では、生産性、供給面、経済性の点から内燃機関に使用する燃料としてはメタノールが有効かつ現実性を帯びているといえよう。

メタノール燃料の特徴としては内燃機関に供給した場合ガソリン

と比べて高オクタン価， 内部冷却効果が高く高出力が得やすい。また， 燃焼速度が速いため等容度が上がり熱効率が向上する， ディーゼル機関に使用した場合 NO_x ， 微粒子などの排出量が低減される⁽⁷⁾などの長所を持つ。しかし， 発熱量が半分以下であるため大きな燃費タンクが必要となる， 低温始動性が悪い， 始動時にホルムアルデヒドを排出する， 金属の腐食を促し易い， 空気中の水分を吸収してしまう， という欠点も合わせ持っている。

このような特徴の中で， 内部冷却効果の向上， 希薄領域での出力増加， NO_x の低減等は2サイクルエンジンのデメリットを補う効果が期待できる。しかしこれまでの研究は， ディーゼルエンジンや4サイクルエンジンについての研究が多く， 2サイクルエンジンについての研究は， 東ドイツのM. Wobst⁽⁸⁾， 佐藤⁽⁹⁾， 澤⁽¹⁰⁾等の研究成果の発表があるにすぎず， いまだ基礎的データの採取の段階といえる。また， メタノールは親水性が強く運搬， 貯蔵の際に含水メタノール（水分を含んだメタノール）となることが必然的に考えられる。このような含水化に伴い， メタノールに混じった水が機関性能に及ぼす影響について研究することは重要な課題である。

メタノールに限らず内燃機関用燃料として水を含む燃料の研究としては， ガソリン機関に水を噴射し NO_x を低減したという研究⁽¹¹⁾⁽¹²⁾， ノッキングを低減したという研究⁽¹³⁾ディーゼル機関で水を混ぜてエマルジョン状にした燃料を供給して NO_x を低減， 排気煙低減， および燃焼改善をはかった研究⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾， さらに， 軽油—アルコール—水乳化燃料として NO_x を低減， 排気煙低減， および燃焼改善をはかった研究⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾などの水を積極的に利用した研究が数多く報告されている。また， 含水メタノールを使用した研究として， 4サイクルエンジンでの研究⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾⁽²¹⁾， ガスタービンでの研究⁽²²⁾などが報告されているが， 2サイクル機関へ含水メタノールを供給した研究はほとんど見られない。

これまで本学大学院の吉田⁽²³⁾， 山口⁽²⁴⁾， 石黒⁽²⁵⁾等が行った研究からは， 含水率が増えることによる燃焼の安定化， ノッキング

の減少，含水率10%までは正味出力，正味熱効率はニートメタノール（純粋なメタノール）の時の性能にほぼ近くかつ，ガソリンの時より高い．含水率10%程度まではガソリンの時とほぼ一致し，更に含水率20%でも圧縮比を上げることにより，ニートメタノールと同等程度の熱効率が得られるという結果が得られている．しかしそれらはすべて点火時期を固定したものであり，各々の燃料の持っている能力を十分に表しているとは思われない．そこで本研究では，それぞれの燃料のそれぞれの条件における最適な点火時期（M B T : Minimum Advvanced for Best Torque）を求め，その点における機関性能，燃焼特性，燃焼の安定性などについて実験的研究を行った．

第 2 章 実験装置および実験方法

2-1 実験装置概要

本研究で用いた供試機関は、強制空冷式単気筒クランク室圧縮二サイクル火花点火機関で、ボア×ストロークが $62 \times 58 \text{mm}$ 、排気量 175cc 、ノーマルヘッド使用時の圧縮比は 7.1 である。また、圧縮比の影響について考察するためシリンダヘッドに図 2-1 のような加工を加えて圧縮比を上げたヘッドを用意した。これらのシリンダヘッドの圧縮比および修正圧縮比を表 2-1 に示す。なおここで述べている修正圧縮比とは排気ポートが閉じてからのピストン行程容積から計算した圧縮比のことである。

燃焼圧力の測定にはひずみゲージ式圧力変換器（共和電業 PE-50 KP）を用い、シリンダヘッドに直接取り付けるフラッシュマウント方式⁽²⁶⁾とした。燃焼圧力の信号は、供試機関のクランクシャフトに直接取り付けられたロータリエンコーダの Z パルス（機関 1 回転当たり 1 パルス）により 1 サイクルごとにトリガがかけられ、A パルス（機関 1 回転当たり 360 パルス）により、クランク角 1 度ごとに FFT アナライザでサンプリングされる。

実験装置概略図を図 2-2 に示す。実験装置は供試機関・吸入空気量測定系・燃料供給系・動力測定系・排気系・燃焼圧力測定系・潤滑オイル供給部・点火進角装置で構成されている。以下にその詳細についての簡単な説明を明記する。

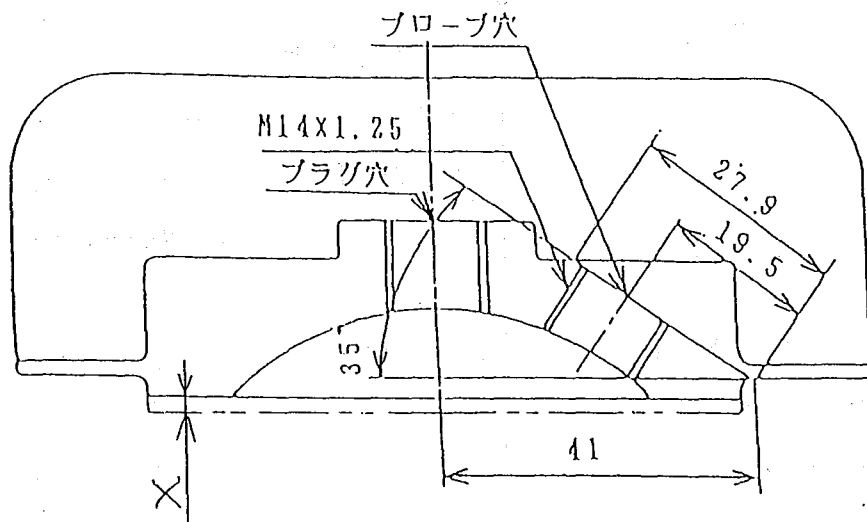


図 2 - 1 供試シリンダヘッド断面図

表 2 - 1 供試シリンダヘッドの圧縮比

Head No.	X ^{*1}	C. R. ^{*2}	MO. C. R. ^{*3}
N	0	7.1	5.4
1	1.0	7.7	5.9
2	2.0	8.4	6.3

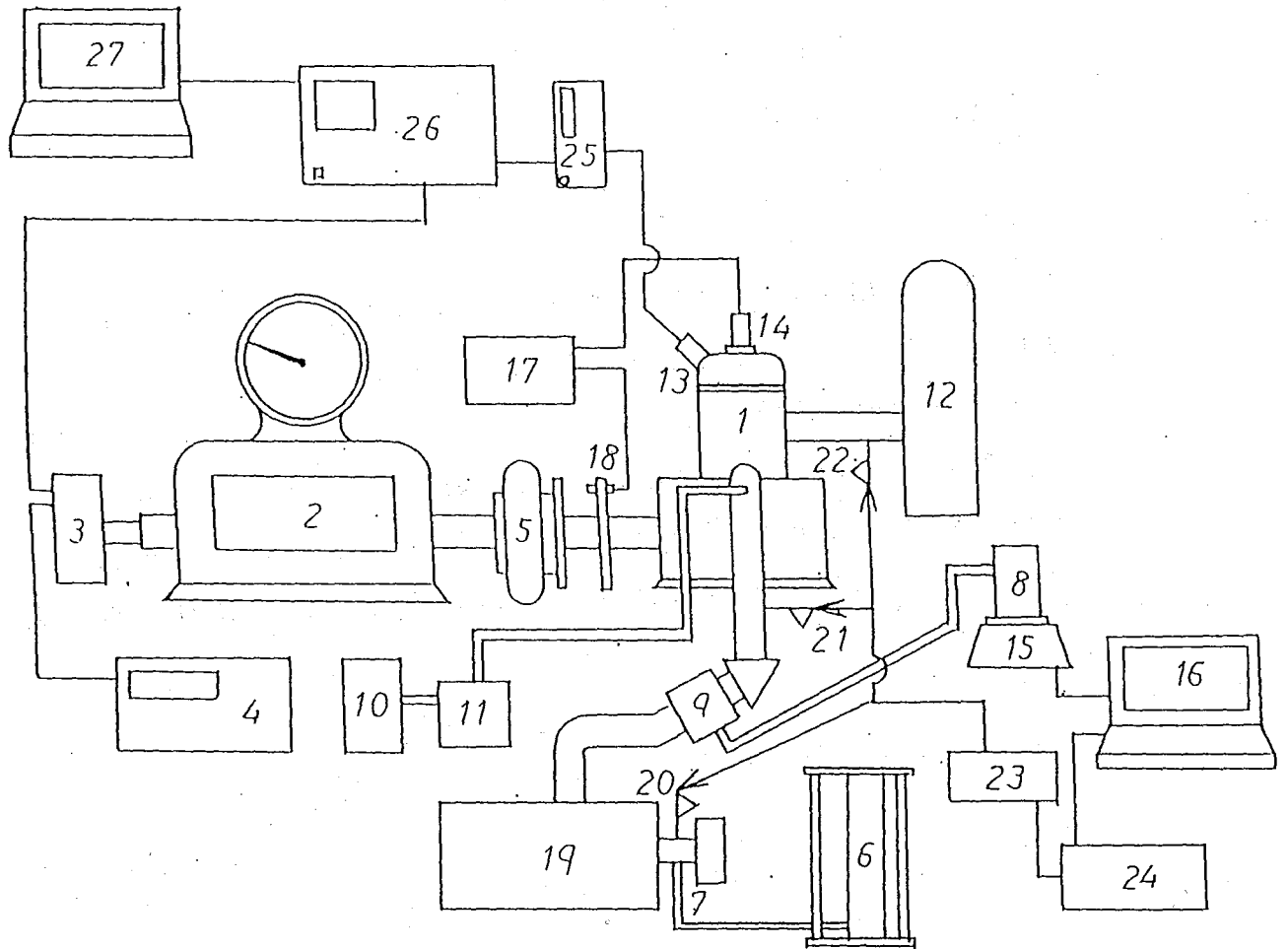
*1 X : 加工量

*2 C. R. : Compression Ratio (圧縮比)

*3 MO. C. R. : Modified Compression Ratio (修正圧縮比)

表 2 - 2 供試機関主要諸元

Form	Air Cooled Single Cylinder 2-Stroke Piston Valve Type Gasoline Engine
Diameter × Stroke	62 × 58 [mm]
Stroke Volume	175 [cc]
Compression Ratio	7.1
Ignition Timing	BTDC 22° CA
Continuous Crusting Power	3.68 [kW] 4000 [rpm]
Port Timing	
Exhaust	BDC ± 69.5° CA
Scavenge	BDC ± 53° CA
Intake	TDC ± 122° CA
Lubrication Type	Mix (30:1)



- | | |
|---------------------------|------------------------------|
| 1. ENGINE | 15. ELECTRIC WEIGHT MACHINE |
| 2. A.C. DYNAMOMETER | 16. COMPUTER |
| 3. ROTARY ENCODER | 17. IGNITION TIMING ADVANCER |
| 4. SPEED DISPLAY | 18. PHOTOCOUPLER |
| 5. TIPE TYPE COUPLING | 19. INTAKE SURGETANK |
| 6. MANOMETER | 20. THERMOCOUPLE (INTAKE) |
| 7. LAMINER AIR FLOW METER | 21. THERMOCOUPLE (MIXTURE) |
| 8. FUEL TANK | 22. THERMOCOUPLE (EXHAUST) |
| 9. CARBURETOR | 23. DIGITAL MULTIMETER |
| 10. OIL TANK | 24. AUTO CHANGE AMPLIFIER |
| 11. OIL POMP | 25. D.C. AMPLIFIER |
| 12. EXHAUST SURGETANK | 26. FFT ANALYZER |
| 13. PRESSURE TAP | 27. COMPUTER |

図 2 - 2 実験装置概略図

2-2 実験装置

(1) 出力測定

機関正味出力は、電気動力計（特殊電機製造 UA0U-D）により測定した。動力計と供試機関とはタイヤ型ゴムカップリング（ブリジストン CA160-L01）で連結されており、スタータとしての役割も果たしている。回転数は動力計片端に取り付けたロータリエンコーダからのパルスを用いて測定した。機関正味出力は電気動力計固定子から突き出したアームに連結された秤量器の読み及び機関回転数から算出した。

正味出力 : N_e [kW]

$$N_e = f \times n / 3300$$

f : 動力計の読み [kgf]

n : 機関回転数 [r.p.m]

(2) 吸入空気量の測定

ピストン運動による吸入空気は脈動流であるが、ノイズやオリフィス、サージタンクの容量を大にする事により誤差は小さくなる。

(²⁷) 本研究では脈動による流量測定の誤差を小さくする目的で、行程容積の740倍の容量を持つ3面ゴム膜サージタンクを使用した。

流量計は微小流量の測定にも適し圧力損失が小さく、直線的応答性の良い(²⁸)層流型気体流量計（山田製作所 type-5）を使用した。

流量計の負圧の測定にはゲッチンゲン型マノメータ（理科精機 type-1005）を用い、流入空気の温度を熱電対（ $\phi 0.32\text{mm}$ K-type）で、マノメータ内の液体温度をアルコール温度計で測定し、温度補正を加えてある。

吸入空気量 : A_g [kg/h]

$$A_g = K \times (\Delta H \times A) \times \gamma_a$$

K : 流量計の補正係数

$$K = 0.05335 - 0.0001517 \times T_{air}$$

T_{air} : 吸入空気温度 [°C]

ΔH : 吸入差圧 [mmAq]

A : マノメータの補正係数

$$A = 1.0064 \times (1 - \gamma_a / \gamma_w) / 1000$$

γ_a : 空気の比重量 [kg/m³]

$$\gamma = 1.293 \times P_{air} / (1 + 0.00367 \times T_{air}) / 760$$

γ_w : 水の比重量 [kg/m³]

P_{air} : 大気圧 [mmAq]

吸気比 : DR

$$DR = A_g \times 60 \times 10^6 / n / V_s / \gamma_{ath}$$

V_s : 行程容積 [175.106 cm³]

γ_{ath} : 空気の比重量

(3) 燃料消費量の測定

燃料消費量の測定には上皿天秤 (Mettler PM4600) を使用し、RS-232C回線によりコンピュータ (NEC PC9801 F2) が自動的に一定時間の消費重量を測定し、重量法により燃料消費量を算出するようになっている。また、測定中のフロート室内燃料圧力を一定とするため、上皿天秤上の燃料タンクの燃料液面が一定になるように給油し測定を行った。

燃料消費量 : B_f [g/s]

$$B_f = F_g / T$$

F_g : 燃料消費量 [g]

T : 測定時間 [s]

燃料消費率 : SFC [MJ/kW·h]

$$SFC = H_l \times B_f / N_e \times 3600$$

H_l : 低発熱量 [MJ/g]

(4) 気化器

メタノールや含水メタノールを燃料として機関を運転する場合、ガソリンとの理論空燃比の違いから、同一体積の混合気を形成する際にはガソリンの約2倍の燃料供給が必要であり、メタノール・ガソリン混合燃料を用いて概存の内燃機関を運転する場合、メタノール含有率が体積比15%以上では気化器の改良が必要となってくる⁽²⁹⁾。そのためガソリンと同じ設定の気化器を用いた場合、燃焼可能領域をはずれた空気過剰率しか得られなくなる。そこで本研究では気化器のベンチュリーのど部に小型ベンチュリーを挿入し、流路断面積の減少による流速の向上と、メインジェット径の拡大により燃料供給量の増加を行い必要な空気過剰率を得ている。又、この気化器はメインジェットとテーパのついたニードル弁を組み合わせ、メインジェットから流出する燃料流量を変化させることにより、任意の空気過剰率を設定可能としている。

空気過剰率 : λ

$$\lambda = (A_g / B_f) / A_{Fth}$$

A_{Fth} : 理論空燃比 (表2-3参照)

(5) 吸気管

供試機関とキャブレタ間の吸気管には透明なパイレックスガラス管 (ϕ 35 mm) を用い、混合気形成状態などを観察できる。

混合気温度は、シリンダからの放射の影響を少なくするためのプローブを取り付けた熱電対 (ϕ 0.32 mm K-type) により測定した。

また、吸気サージタンクからキャブレタまでの吸気管は数種類の長さのものから性能の優れるものを選んで使用した。

(6) 燃焼圧力の測定

シリンダ内圧力の測定には、歪みゲージ型水冷式圧力変換器 (共和電業 PE-50KP) を用いた。圧力変換器はシリンダヘッドに直接取り付け (フラッシュマウント) ⁽²⁶⁾、水道水により冷却した。また、校正曲線を図 2-3 に示す。

圧力変換器の出力電圧は歪みゲージアンプ (共和電業 CDV-230C) で増幅されてから、FFTアナライザによりサンプリングされ、GP-IBボードを介してコンピュータ (NEC PC9801 VM) に入力され、データ圧縮された後コンピュータ (NEC PC9801 NS/T) にて解析される。尚、ノイズ除去のため、歪みゲージアンプ内蔵フィルタ (1kHz) を使用した。

本研究では、燃焼特性を知るために、熱発生率 (dQ/dCA) 及び、燃焼質量割合 (BWR) を求めた。熱発生率 (dQ/dCA) は、燃焼圧力をもとに単位時間当たりの熱発生量を表しており、最大値が上死点に近いほど最大圧力が高くなるとされているが、その前後の発生の形態の差が、燃焼状態の差を表し、最大値が同じであったとしても機関性能が異なってくる。本実験ではクランク角度 (CA) 1度おきに圧力データを測定してあるので、(dQ/dCA) と表記することにする。

図2-4に各種燃焼特性値についての説明図を示す。本研究においては燃焼圧力の最大値を P_{max} 、燃焼圧力と圧縮圧力との差を ΔP その最大値を ΔP_{max} とする。澤ら⁽¹⁹⁾によると、圧縮圧力は充填新気量に左右され、 ΔP_{max} は全発熱量に対応するもので充填新気量と混合比によって規定される。燃焼質量割合 BWR は燃焼室内の燃焼した燃料の、供給した燃料に対する質量割合をしめしたものである。

燃焼過程においては火炎伝播速度が重要な意味を持つが、燃焼圧力の上昇に関しては質量燃焼速度が支配的である。この質量燃焼速度はエネルギーが変換される速度を表しており、この値は BWR に比例する⁽¹⁹⁾。シリンダ内での燃焼を定容燃焼であると仮定すると、BWR は次式で表される。

$$BWR = \Delta P / \Delta P_{max} \times 100 \quad [\%]$$

ΔP : 燃焼時とモータリング時の圧力差 [Pa]

ΔP_{max} : ΔP の最大値 [Pa]

また、実用機関においても上式は近似的に成り立つことが知られている⁽³⁰⁾。

熱発生率の計算には、次式を用いた⁽³¹⁾。

$$\frac{dq}{dCA} = \frac{1}{\kappa - 1} \left(\kappa P \frac{dV}{dCA} + V \frac{dP}{dCA} \right)$$

κ : 比熱比 [= 1.33]

P : 任意のクランク角度での燃焼圧力 [Pa]

V : 任意のクランク角度でのシリンダ容積 [m³]

燃焼状態の安定性（機関安定性）は、主に P_{max} の変動で判断することとする。

最大圧力の変動には最大圧力の標準偏差、次式で表される変動率⁽³²⁾を用いる。

$$C_{Pmax} = S / P_{max} \times 100$$

C_{Pmax} : 変動率 [%]

S : 最大圧力の標準偏差 [MPa]

$$P_{max} = \Sigma P_{max} / N$$

P_{max} : 最大圧力平均値 [MPa]

P_{max} : 最大圧力 [MPa]

N : サンプルングサイクル数

尚、以降簡便のため変動率は S / P_{max} と表記することにする。

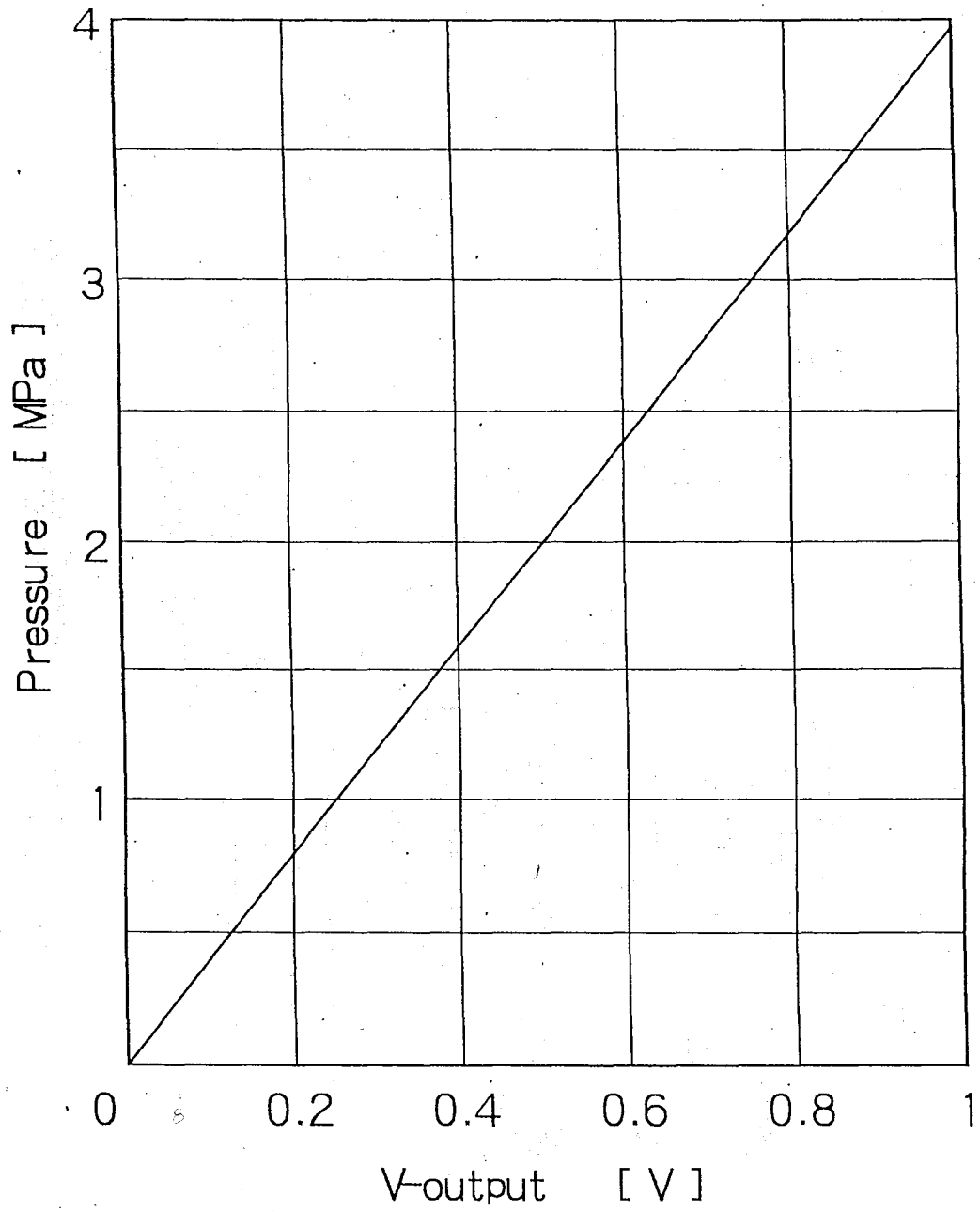


図2-3 燃燒圧力—出力電圧線図

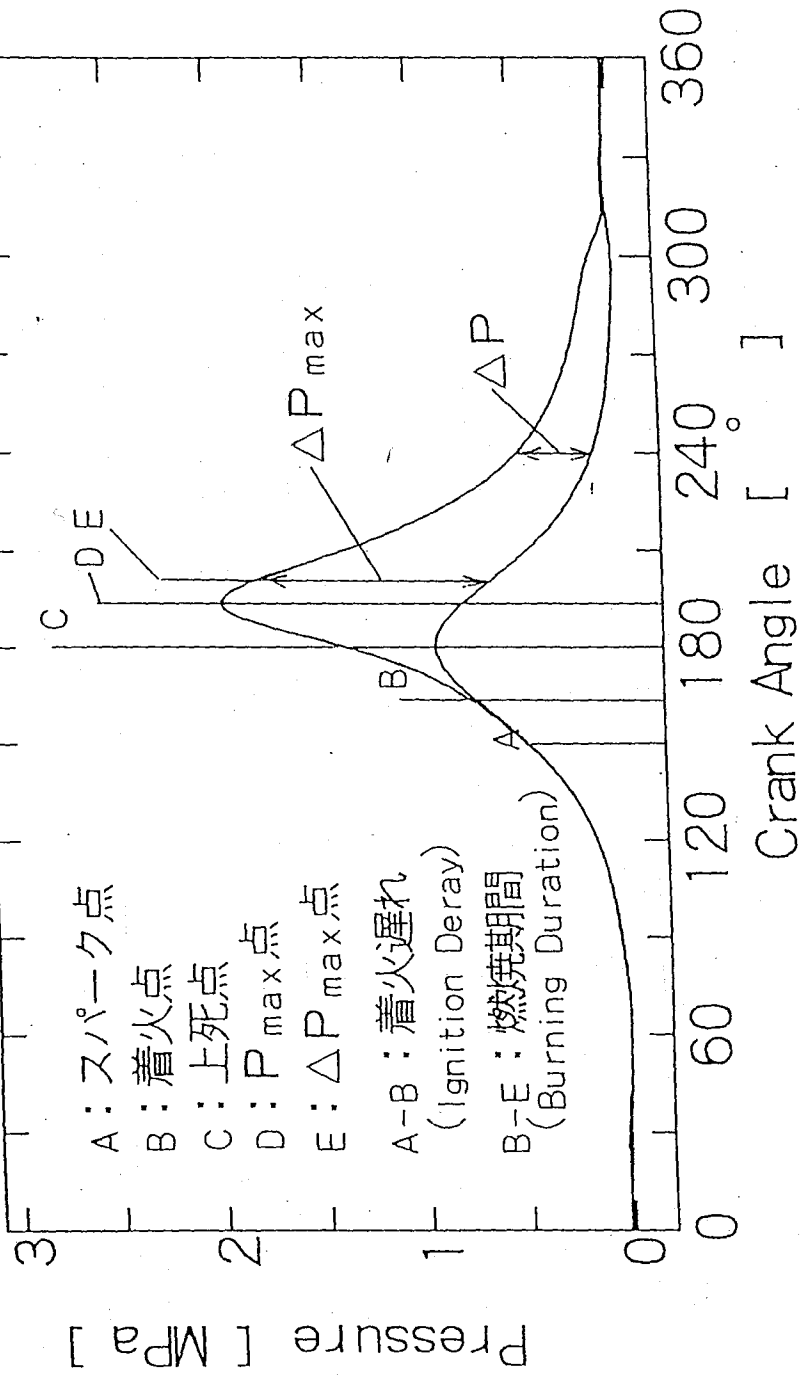


図2-4 諸燃焼特性値説明図

(7) 温度測定

吸入空気の流量計・吸気管・排気管には熱電対をとりつけ、温度を測定した。各熱電対とも K - type (線径0.32mm) である。熱電対の起電力の温度への変換は、従来熱電対に切り替え器を接続し逐次切り替えながらデジタルボルトメータに表示させ、その値をコンピュータへ手入力することにより行っていた。しかしこの方法では熱電対の数が増えるに従って人的労力が増大し測定値の精度にも影響を及ぼしかねない。そこで本実験ではその行程をコンピュータでまかなうための自動温度測定装置を作成した。

この装置は熱電対・熱電対切り替え装置・デジタルボルトメータ・コンピュータからなる。各熱電対はすべて切り替え器 (図2-2参照) にとりつけられ約10秒ごとに各々の熱電対がデジタルボルトメータに接続される。デジタルボルトメータはその起電力を表示し、それと同時にI/Oボードによりコンピュータ (NEC PC-9801 F2) へ起電力を転送し数回の測定値の平均値を算出し雑音による異常な値を除いた後、温度へと変換する。

(8) 分離潤滑

メタノール・含水メタノールは市販されている鉱物性・合成2サイクル用オイルとは混合しないため、ひまし油を潤滑油として使用していたが、燃焼室内および排気管内に多量のカーボンが付着し、一定の圧縮比における長時間運転が困難であった⁽²⁴⁾。そのため、本研究では吸気ポート直前にオイルポンプ (三国工業) によって潤滑オイルを供給し、潤滑の問題を解決した。また、機関とは別構成となっているため、回転数・燃料消費量に関係なく、任意の混合率に設定可能である。本実験ではガソリン換算で40:1に設定して実験を行った。

(9) 点火時期制御

点火時期の制御には、C D I方式を採用している。

エンジンの動力計側に取り付けたフォトセンサからの信号を自作のC D I装置に供給し、コイルへと電力を供給している。フォトセンサの位置を変化させることにより、任意の角度での点火が可能となっている。

供試燃料

本研究で用いた燃料は、市販のレギュラーガソリンと第一級工業用メタノール、含水メタノールの3種類で、水には蒸留水を用いた。ガソリンとメタノールの主な物性値を表2-3に示す⁽³³⁾。

$$\text{含水率} : MC = \frac{V_w}{V_m + V_w} \times 100 \quad [\%]$$

MC : 含水率

V_m : メタノールの体積 [m^3]

V_w : 蒸留水の体積 [m^3]

上式より、燃料の表記はすべて体積%で表す。以降、燃料の表示方法としては次の通りとする。

MC 0 : メタノール100%

MC10 : 蒸留水10% + メタノール90%

MC20 : 蒸留水20% + メタノール80%

なお、各計算時燃料消費量には水分を含めていない。

表 2 - 3 供試燃料の物性値 (33)

Fuel	Gasoline	Methanol
Molecular Formula	~ C ₇ H ₁₆	CH ₃ OH
Molecular Weight	100~105 (Average)	32.04
Specific Weight [20°C]	0.750	0.794
Weight Ratio [%]		
C	85~88	37.5
H	12~15	12.5
O	0	50.0
Lower Heating Value [MJ/kg]	43.95	19.97
Latent Heat of Vaporization [MJ/kg]	~ 0.335	1.101
Theoretical Air Fuel Ratio [kg/kg]	14.70	6.47
Octane Number [MON]	R 81~82	91
	P 87~88	
[RON]	R 90~91	112
	P 97~98	
Ignition Point [°C]	About 260	464
Flash Point [°C]	About -40	11.1
Melting Point [°C]	-60以下	-97.8
Boiling Point [°C]	30~210	64.4
Laminar Flow Combustion Speed [m/s]	0.38	0.55

(R:Regular P:Premium)

実験方法

実験方法は、2200r.p.m定回転、0.4定吸気比とし、運転条件は表2-4に示す。

表 2 - 4 運転条件

Engine Speed	2200rpm
Delivery Ratio	0.4
Ignition Timing	BTDC 10~60°CA
Test Fuel	Gasoline, MC0, MC10, MC20
Compression Ratio	7.1 7.7 8.4

第 3 章 実験結果および考察

3-1 供試機関の基本性能

点火時期を変えた実験をする前に、供試機関の基本的性能を把握するために点火時期（22°CA）固定で空気過剰率を変化させて実験を行った。

(a) ガソリンとメタノール

図3-1-1は、空気過剰率を変化させた場合のガソリンとメタノールの正味出力と正味熱効率を示している。圧縮比は7.1（標準ヘッド）、吸気比は0.4、回転数は2200rpmである。

図を見るとガソリンに比べてメタノールの方が全体的に出力が高いことがわかる。また、ガソリンに比べてメタノールの可燃範囲がかなり広がっていることがわかる。

これは主に燃料の充填効率の向上・熱解離による発生熱量の低下によるものと思われる⁽³⁾。燃焼室に入る混合気の状態は運転状態によって異なるが、ガソリンエンジンの場合には、一般的に供給ガソリンの約半分が燃焼室内に入るまでに気化し、残りは液体のまま燃焼室に入ると言われている。一方、アルコールエンジンでは気化潜熱が大きく、燃料の量も多いためある程度気化はするが、大半は液体のまま燃焼室内へ供給されると考えられる。ここで燃料が液体のまま燃焼室内に入る場合と完全に気化した状態に入る場合のモル数を比べるとガソリンに比べメタノールの方が分子量が小さいため多くなり燃焼圧力もそれに乗じて高くなる。また、メタノールはガソリンに比べて気化熱の熱効率に与える影響が大きく気化熱をどこから受け取るかが重要と思われるが、気化熱をすべて外部から与えられたとすると、ガソリンに比べて熱解離による反応発生熱量の

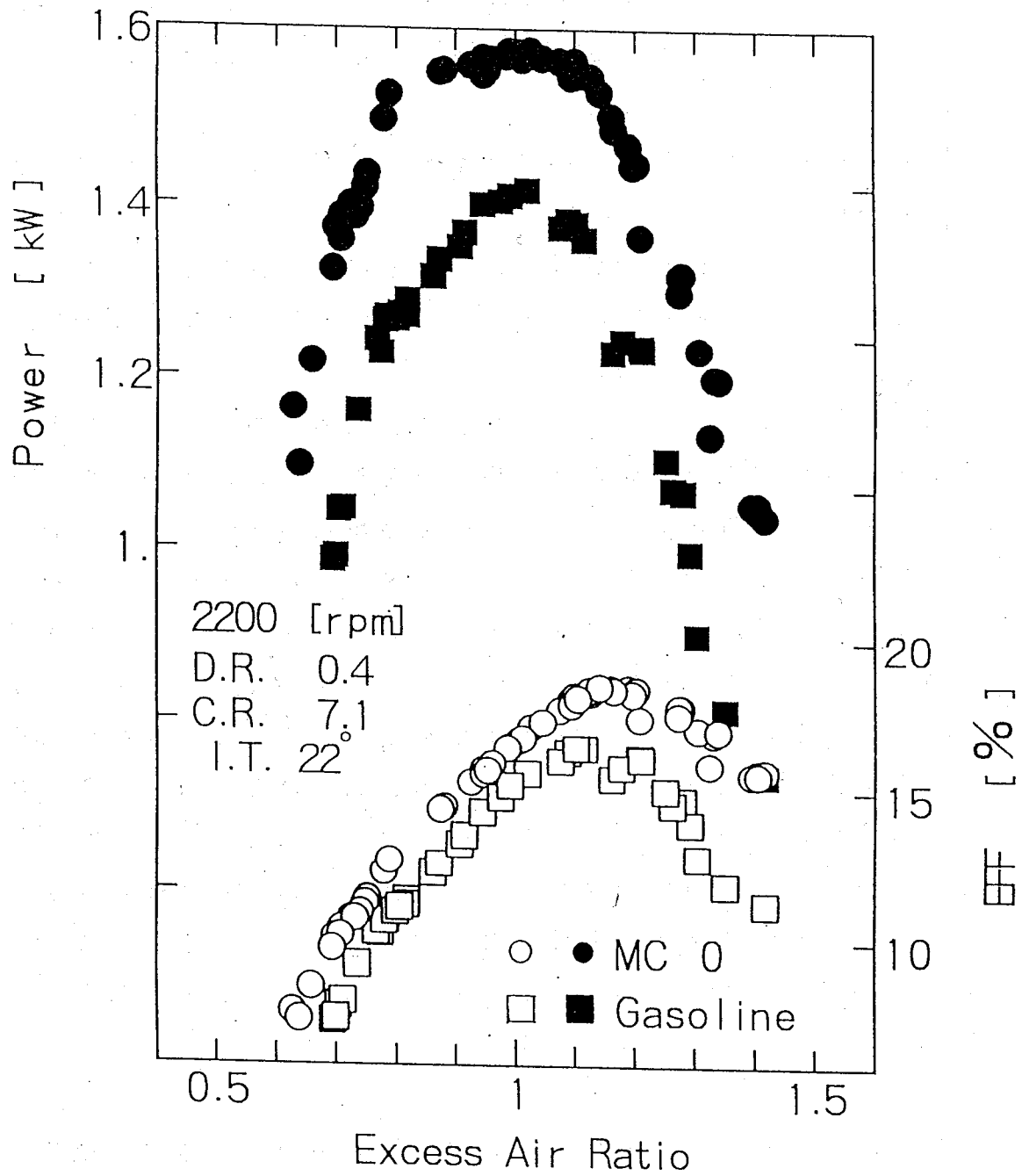


図3-1-1 空気過剰率による出力・熱効率の変化

低下かなり小さい。また、気化熱をすべて内部から与えられたとしても若干小さい。このためガソリンに比べてメタノールの出力・効率がともにも向上しているものと思われる。また、希薄可燃限界の広がりに関してはメタノール機関はガソリン機関に比べて着火遅れが短く気薄域での火炎伝播速度が速い特質を有することから可燃範囲が広がるものと思われる。

図3-1-2 に含水率の変化と空気過剰率の変化による正味出力と正味熱効率の変化を示す。

この図によると含水率が増すにつれて出力・熱効率ともに低下している。また、可燃範囲は含水率が増加するにつれて全体的に狭くなり、全体的に過濃側へ移っている。

澤ら⁽¹⁹⁾によると、気化器から供給される燃料は浮遊液滴と液膜流に大別され液膜流の厚さは不均一であり、また沸点の異なる2成分の液体からなる含水メタノールの蒸発現象も複雑であるという点から吸気管内の含水メタノール中のメタノールと水の気化率を求めた結果、空気過剰率が小さく、吸気管壁温度が低く、含水率が増していくほど、メタノール・水両者の気化率が悪くなる。従って本研究でも、過濃側において含水率が増加するに従って気化率が減少しそのため出力の低下が大きくなるものと思われる。また、希薄側では、含水率の増加に伴ってメタノールの気化潜熱よりも水の気化潜熱の方が大きいため含水率の増加に伴い全体的な気化潜熱が増加しシリンダ壁が過冷され未燃燃料が増加し燃焼状態が悪くなり、また、燃焼速度が低下するため出力・熱効率が低下してくるものと思われる。

また、この実験では各燃料ごと空気過剰率 0.1おきの燃焼圧力を測定したが、その解析結果を次に示す。

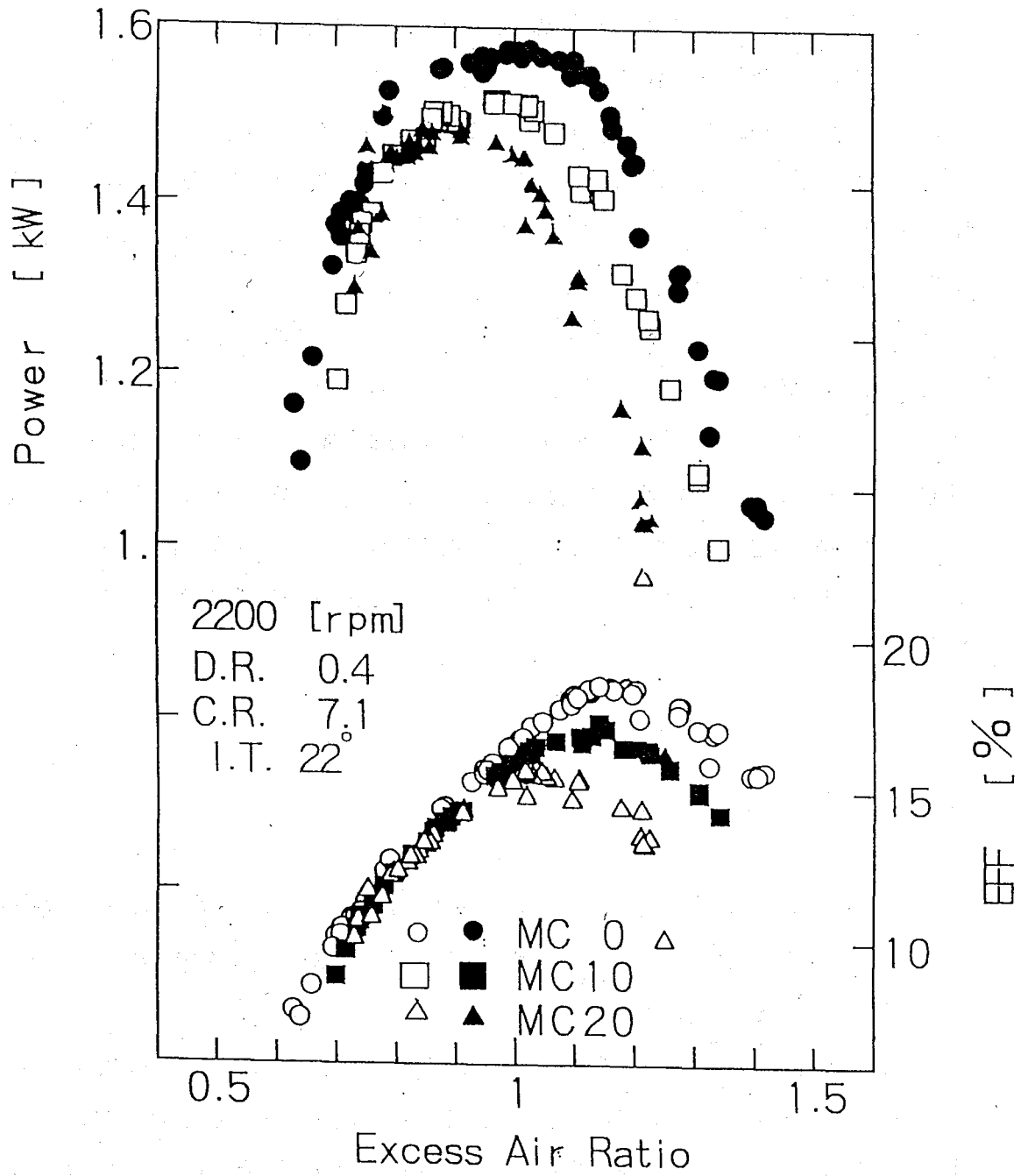


図3-1-2 空気過剰率による出力・熱効率の変化

(b) 空気過剰率による比較

図3-1-3(1), (2), (3)にそれぞれ燃料MCO, 空気過剰率 $\lambda = 1.0$ における燃焼圧力線図(P-C A線図), 燃焼質量割合(BWR), 熱発生率を示す。

まず, 図(1)を見ると空気過剰率 $\lambda = 1.0$ を最高にこの点を離れるに従って最高圧力が低くなっている。また最大圧力の発生時期もそれに従ってそれぞれ上死点から離れてゆく。これは最大出力を示した空気過剰率とも一致する。

次に, 図(2)のBWR線図を見ると $\lambda = 1.0$ に近い空気過剰率のところの角度が急で燃焼速度が早くそこから離れるに従って燃焼速度が遅くなっていることがわかる。図(3)の熱発生率を見ると $\lambda = 1.0$ が最大値が高くその発生時期が上死点に近くそこから離れるに従って最大値が小さくまたその発生時期は上死点から離れていく。よってこの図からも $\lambda = 1.0$ 付近が最大出力であることがうかがい知れる。

(c) 燃料による比較

図3-1-4(1), (2), (3), (4)に空気過剰率 $\lambda = 1.0$ におけるそれぞれの燃料の燃焼圧力線図, 燃焼質量割合線図, 熱発生率, $\lambda = 1.2$ における燃焼質量割合を示す。

図(1)を見ると, MCO, MC10, MC20, Gasoline, の順で最大圧力が下がっていることがわかる。図(2)を見るとMCO, MC10, MC20の順に燃焼速度が早いことがわかる。これは, 燃料の気化潜熱の増加による混合気の温度低下によるものと思われる。

図(3), (4)を見ると, 含水率の増加により最大熱発生量が減少し, また, 熱発生全体の発生時期も上死点より離れていくのがわかる。また, 空気過剰率 $\lambda = 1.2$ の場合には, 全体的に熱発生が少なく,

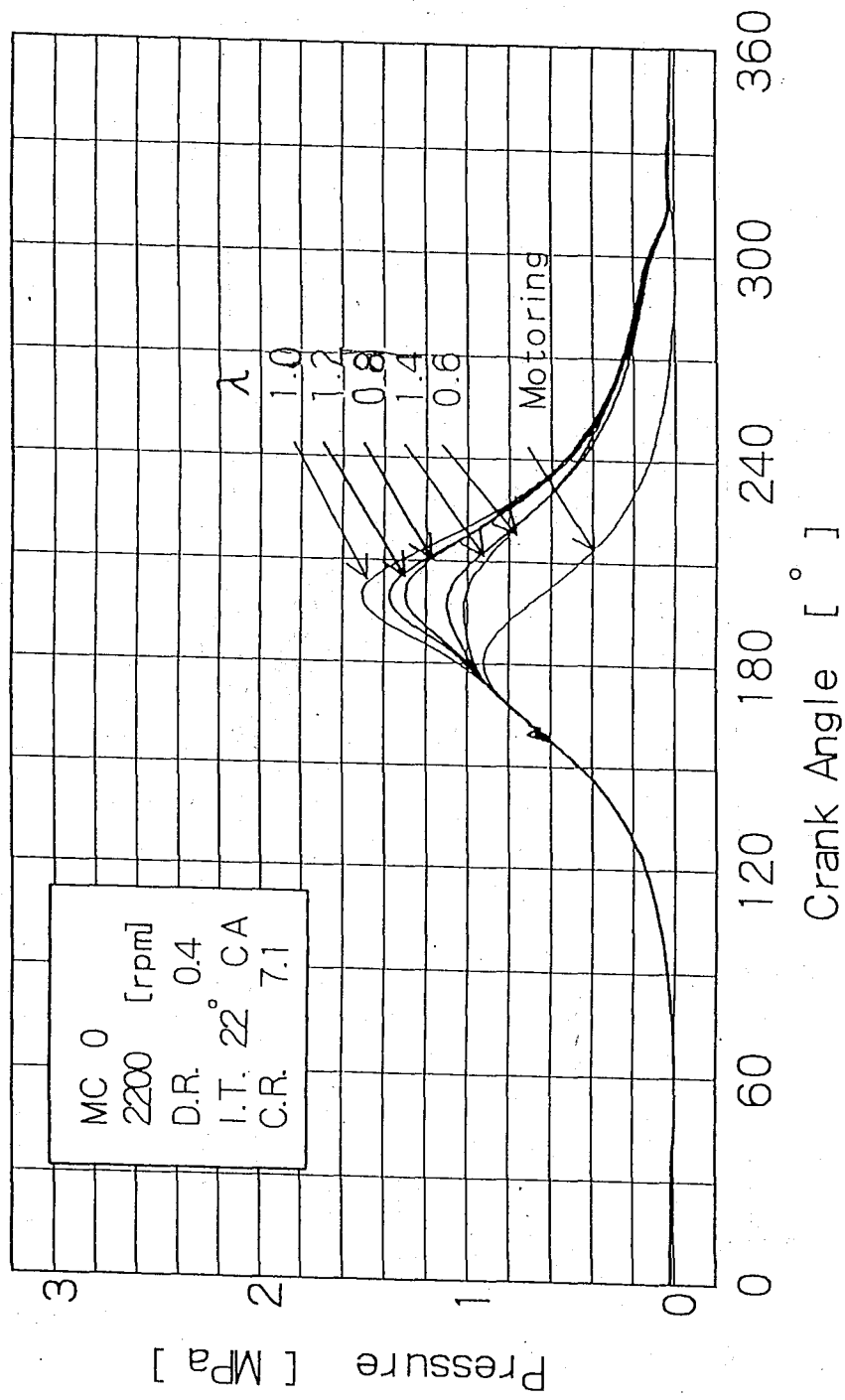


図3-1-3(1) 空気過剰率が燃焼圧力に及ぼす影響

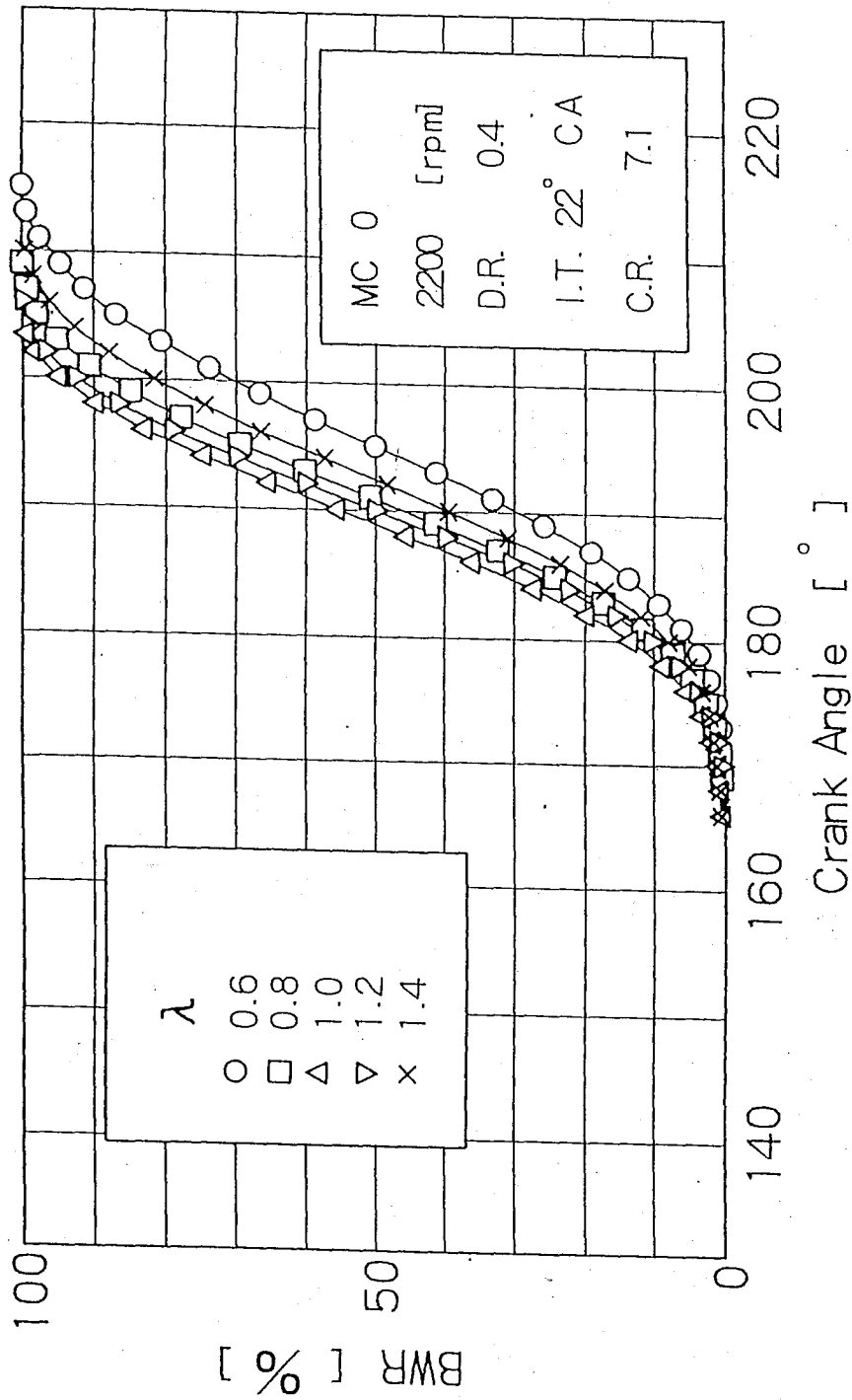


図3-1-3(2) 空気過剰率が燃焼質量割合に及ぼす影響

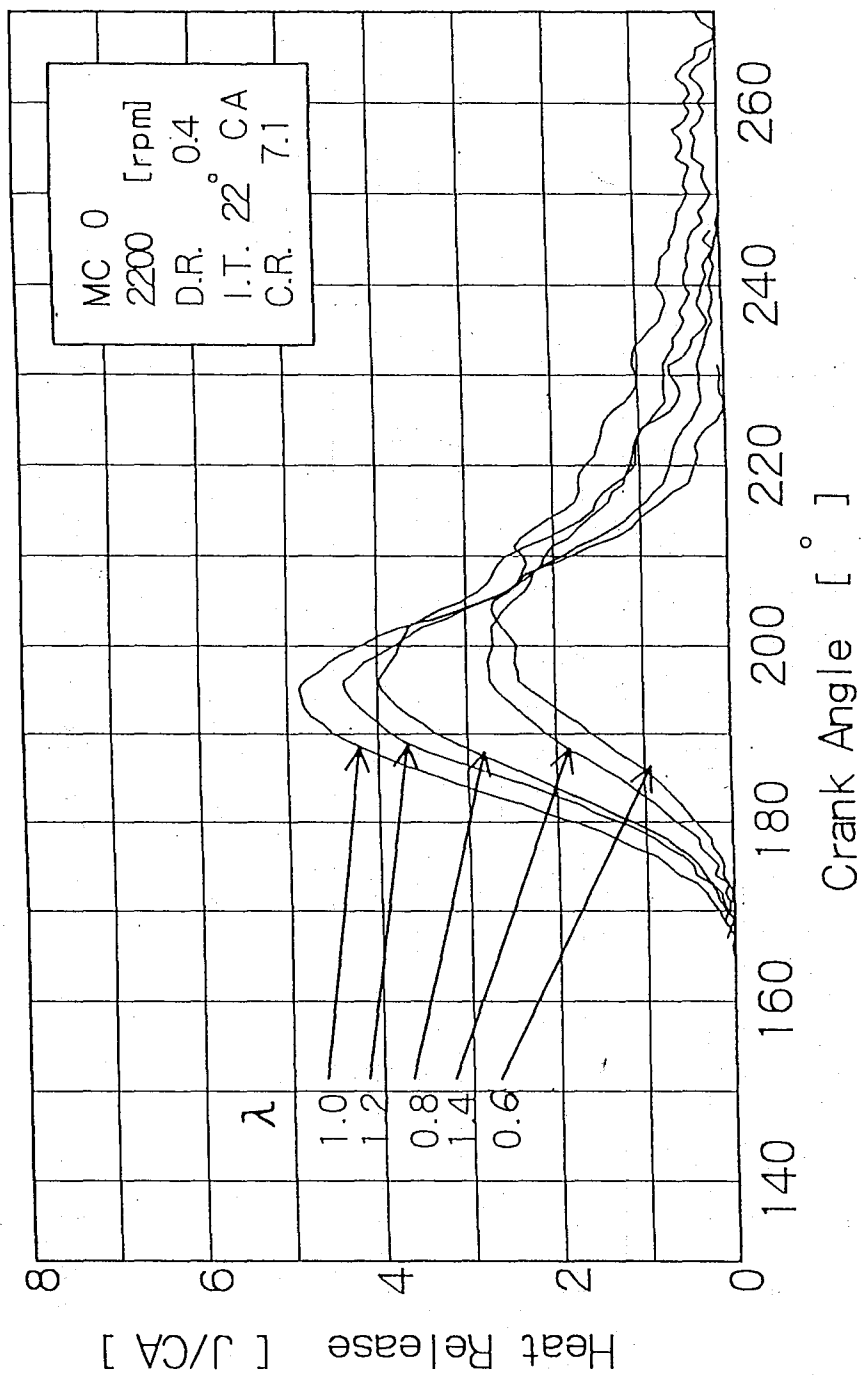


図3-1-3(3) 空気過剰率が熱発生率に及ぼす影響

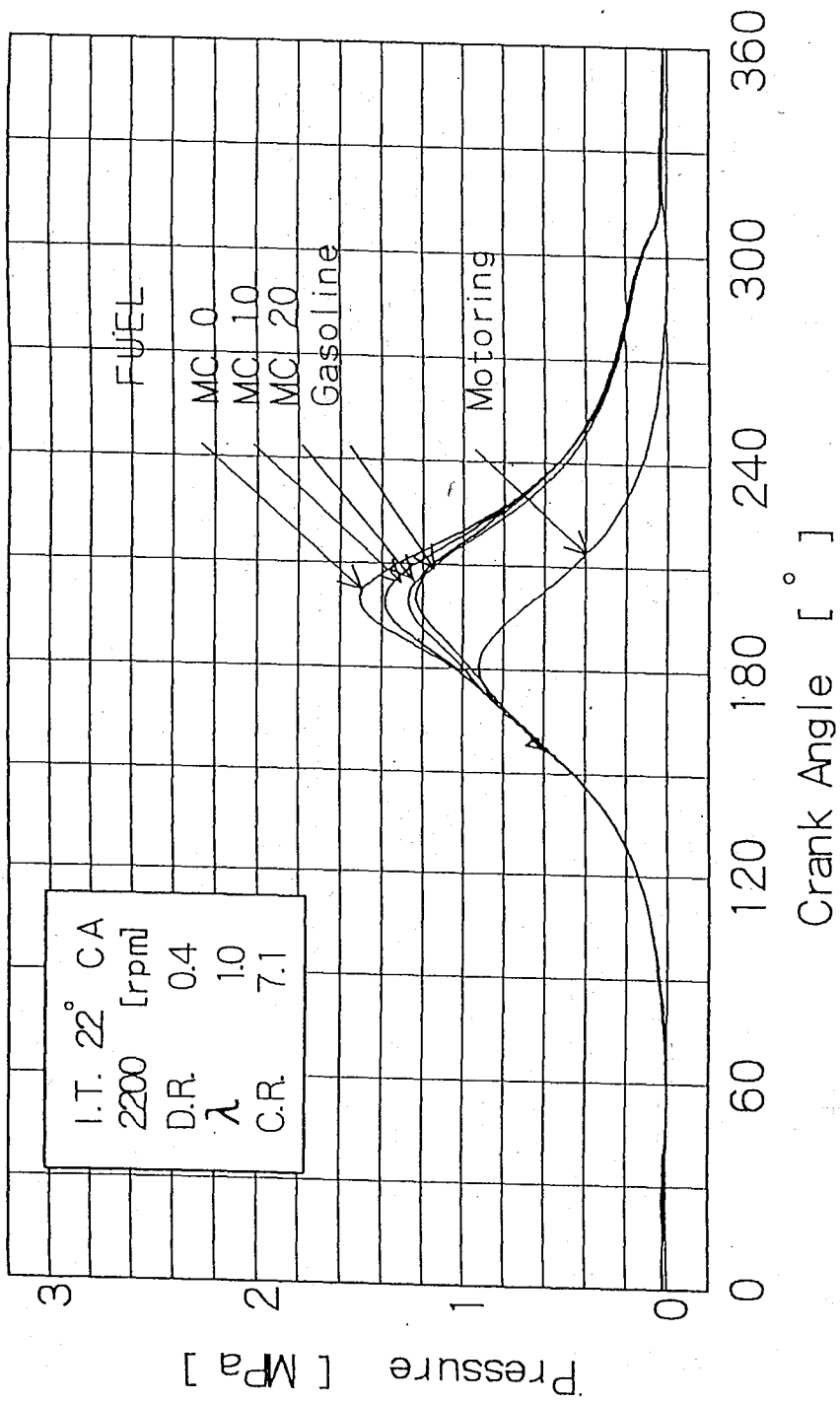


図3-1-4(1) 燃燒圧力に及ぼす燃料の影響

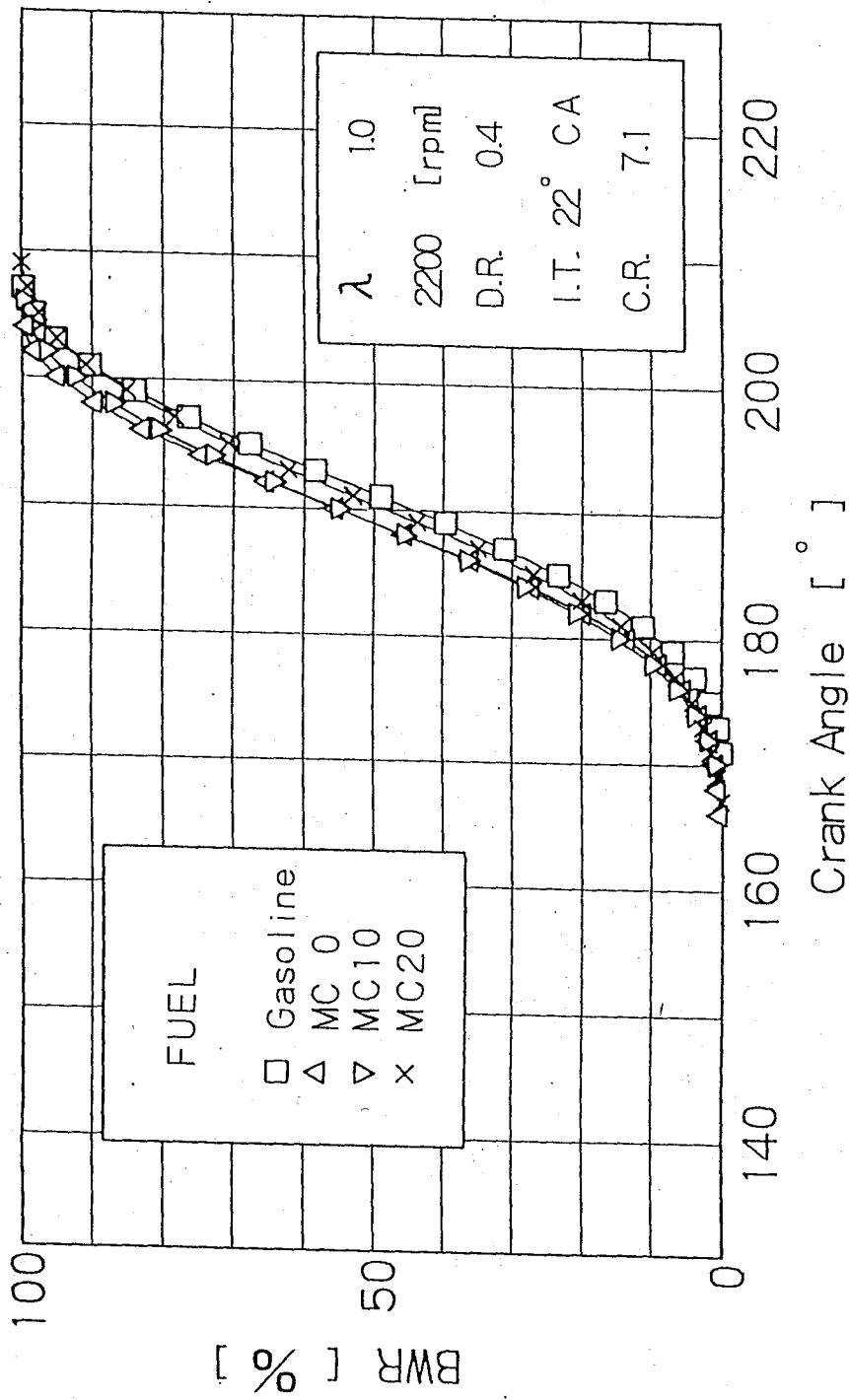


図3-1-4(2) 燃焼質量割合に及ぼす燃料の影響 (λ = 1.0)

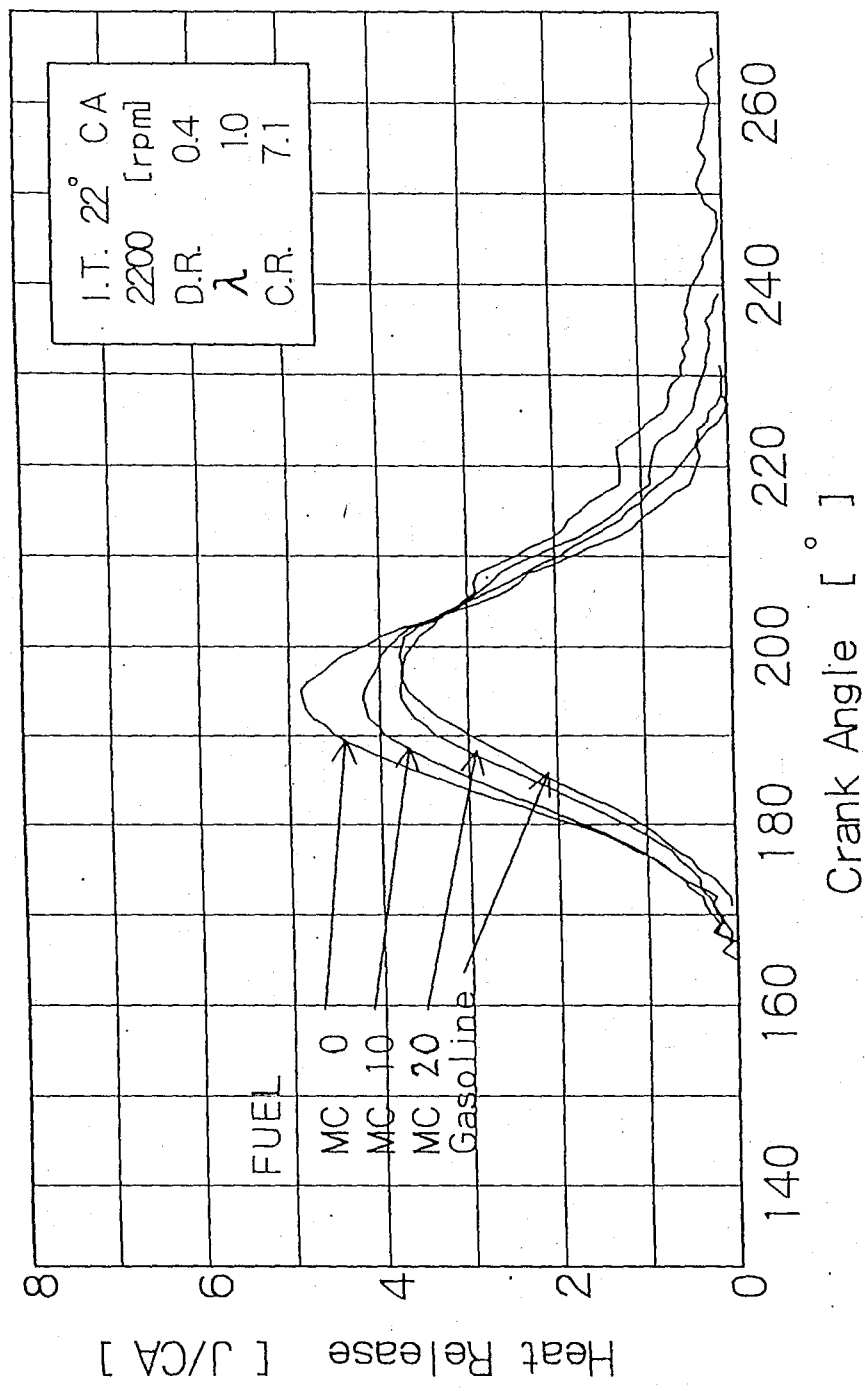


図3-1-4(3) 熱発生率に及ぼす燃料の影響

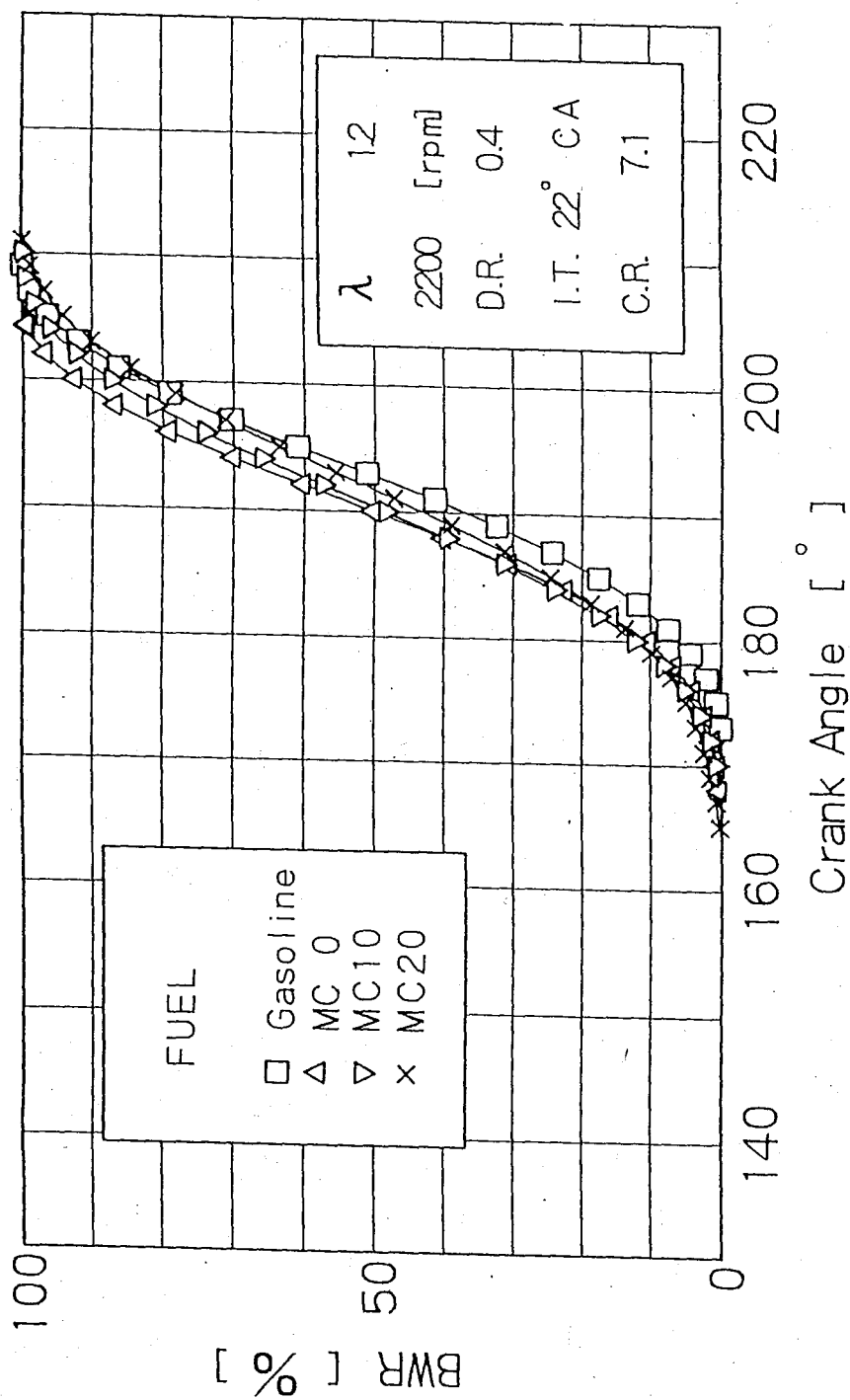


図3-1-4(4) 燃烧質量割合に及ぼす燃料の影響 ($\lambda = 1.2$)

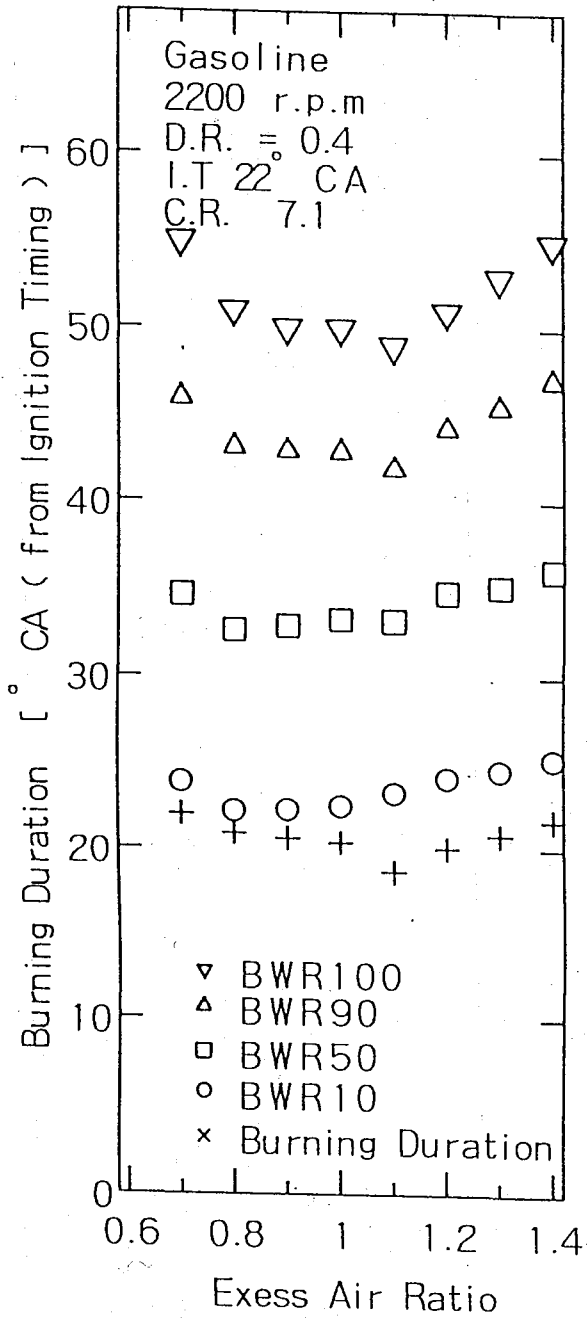
また、その発生時期も上死点より離れていくことがわかる。

次に、燃料ごとの空気過剰率による変化を見るために先ほどのBWR線図の10%点（初期燃焼期間）、50%点、90%点、100%点および90%—10%（主燃焼期間）点の点火時期からのクランク角度（CA）をそれぞれ示した燃焼期間線図⁽³⁴⁾を図3-1-5(1)、(2)、(3)、(4)に示す。（これらの図において縦軸の0点は点火時期を示す）。

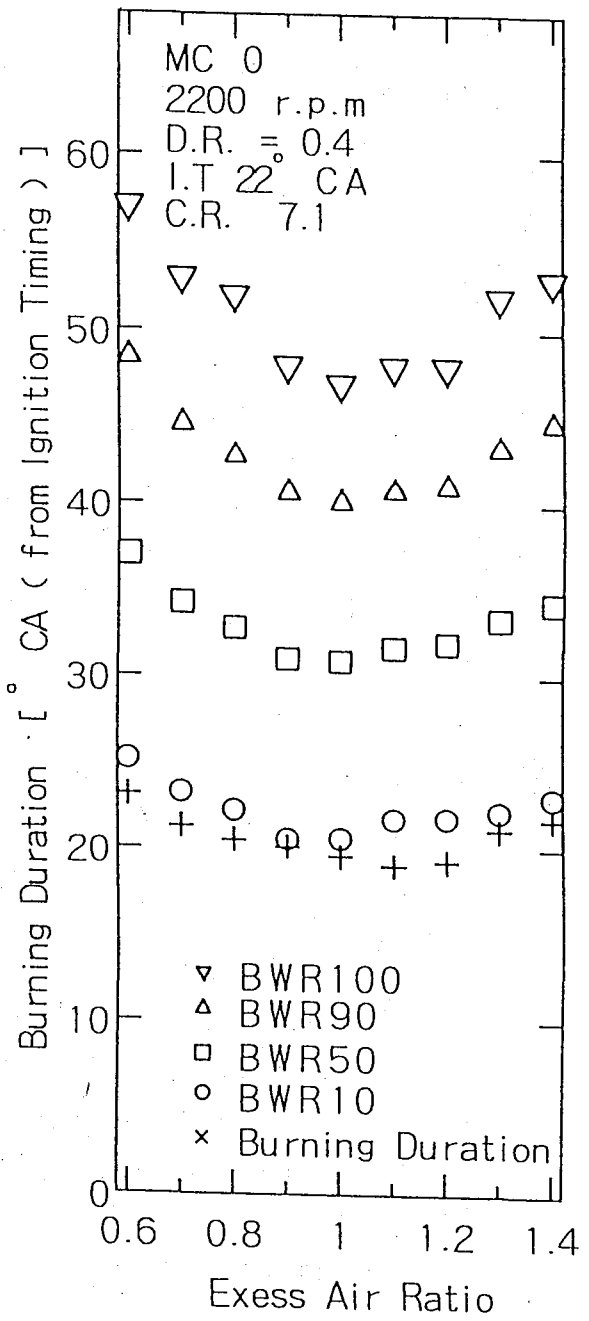
どの図においても理論空燃比を中心として初期燃焼期間（点火から燃焼質量割合が10%になるまでの期間）・主燃焼期間（燃焼質量割合が10%から90%になるまでの期間）ともに極小値をとりそこから離れるに従ってそれぞれ増加している。これは主に空気過剰率が増加することにより燃焼速度が変わったことによるものと思われる⁽³⁵⁾。図(1)のガソリンと図(2)のメタノールを比較すると、着火遅れ期間はあまり変化はないが、主燃焼期間は若干メタノールの方が短くなっている。また、図(2)と図(3)、図(4)とを比べると含水率が増加するに従って主燃焼期間が増加しているのがわかる。これは、含水率が増えるに従って水の混合量が増え、そのため気化潜熱が増加し混合気温度が低下することにより燃焼速度が低下するものと思われる。

次に、連続した90サイクルの燃焼圧力の測定より、その最大圧力 P_{max} とその発生時期、最大圧力の標準偏差 S および変動率 S/P_{max} をもとめた結果を図3-1-6、図3-1-7に示す。

この図から、最大圧力 P_{max} は従来ガソリン機関で言われていたように機関出力に比例する⁽¹⁹⁾ことがわかる。また、可燃限界近くになると最大燃焼圧力の発生時期が上死点に近づいているが、これはほとんど燃えていないサイクルであり、燃焼したサイクルとほとんど燃えていないサイクルを平均しているために最大圧力点が移動したものと思われる。また、燃料ごとの変化をみると含水率が増加するに従って最大圧力は小さくなる。どの燃料も最大出力を与える

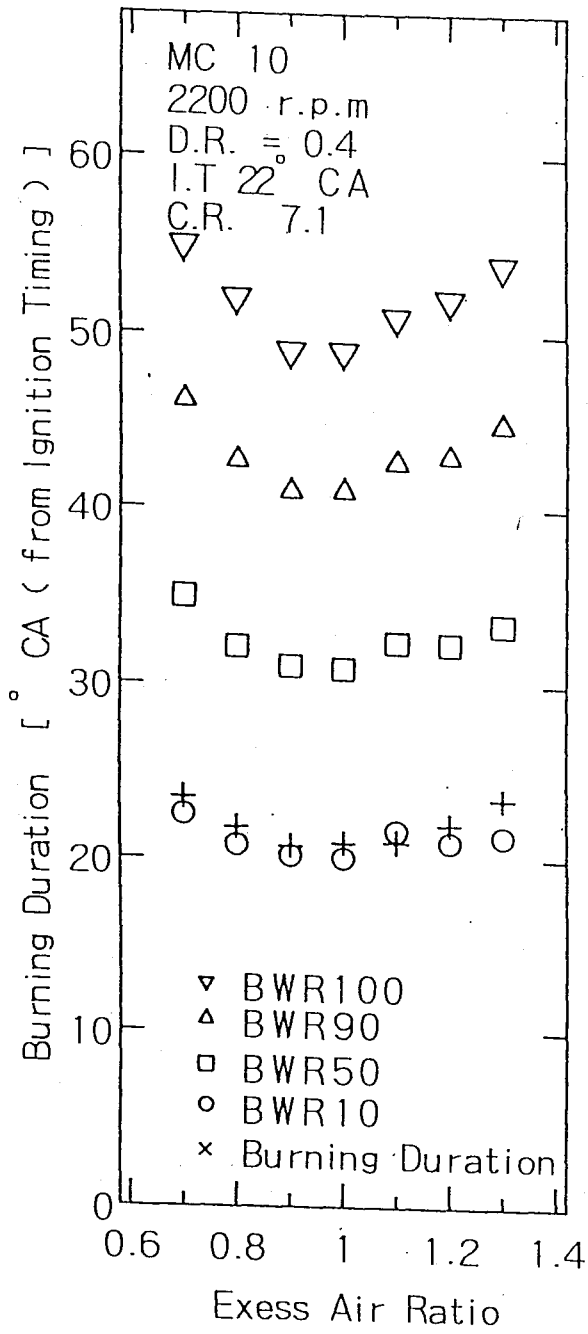


(1) Gasoline

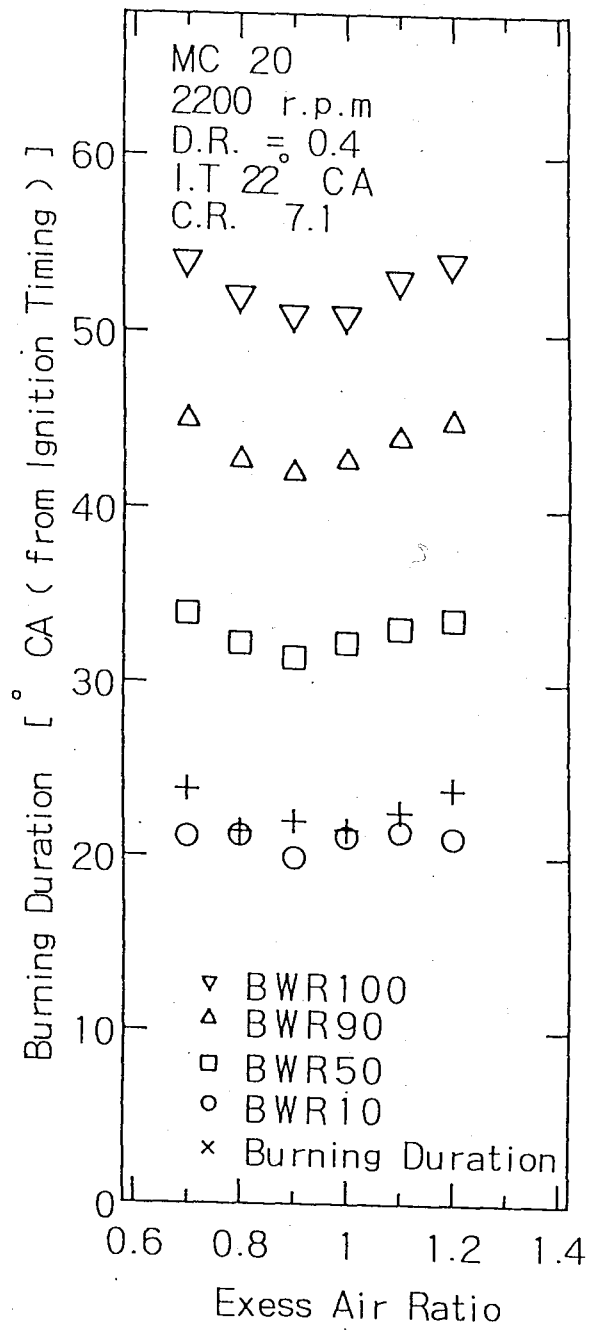


(2) MC 0

图 3-1-5 燃烧期间



(3) MC10



(4) MC20

图 3-1-5 燃烧期间

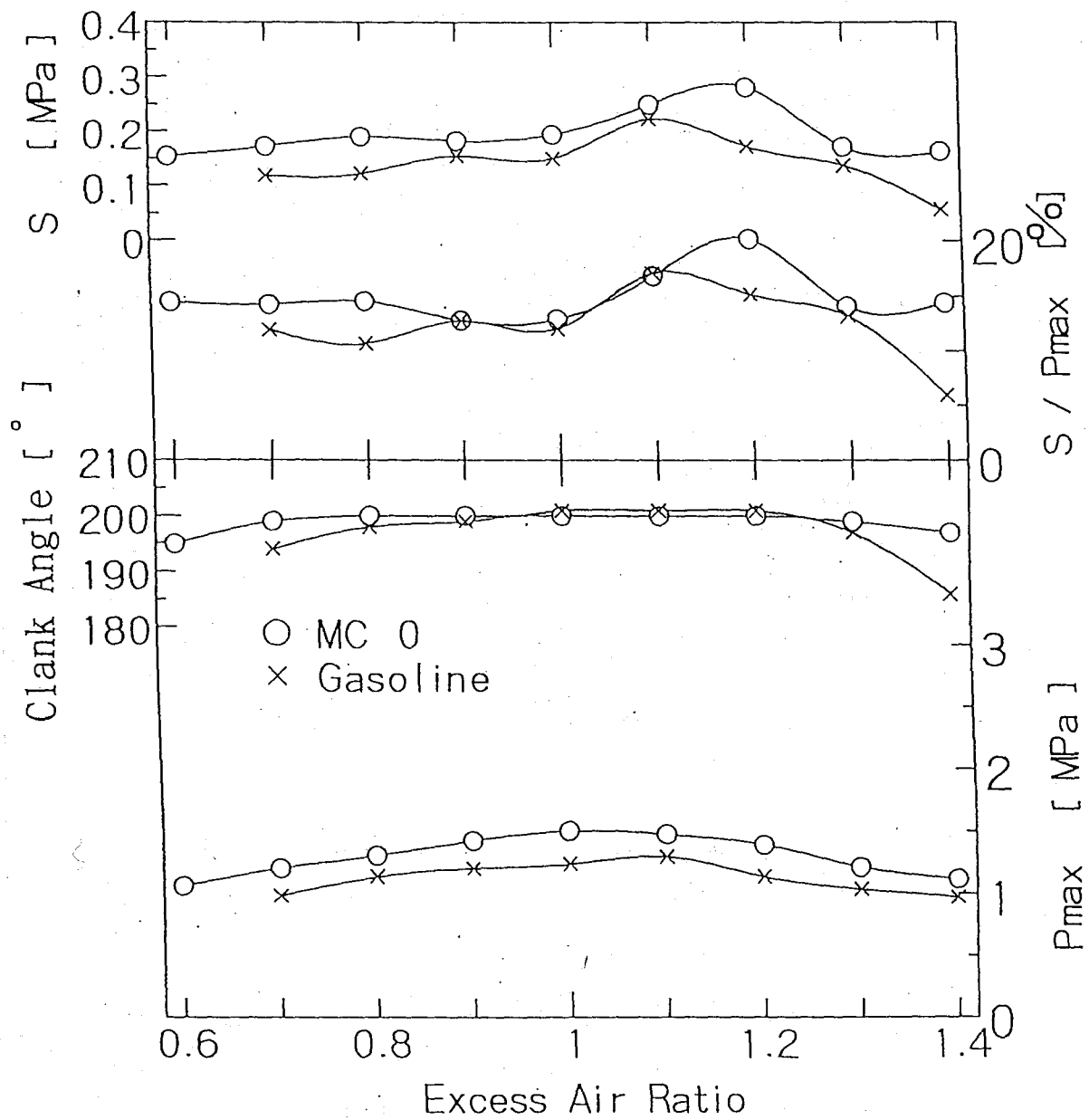


図3-1-6 機関の安定性 (ガソリンとメタノール)

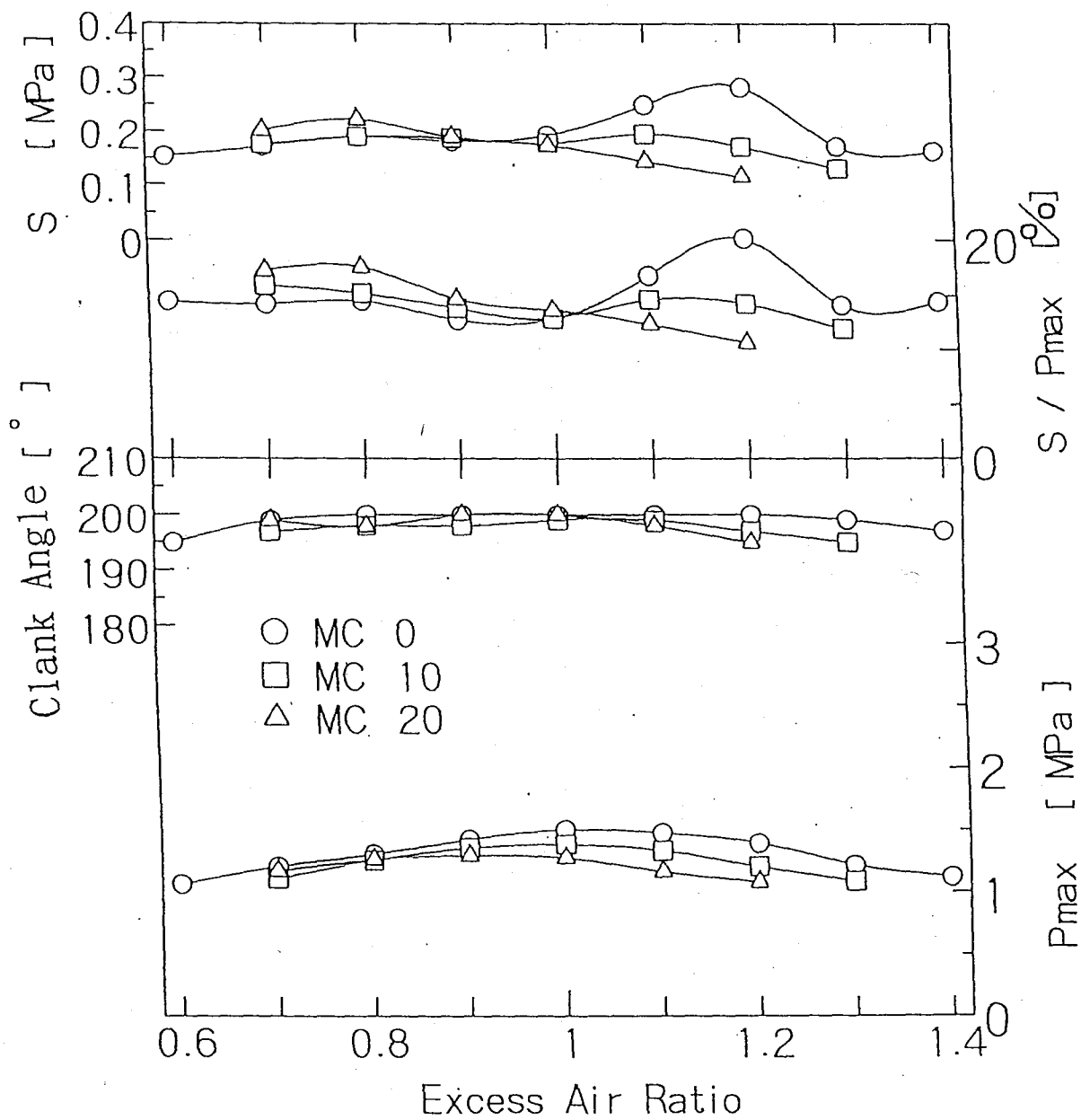


図3-1-7 機関の安定性 (MC0, MC10, MC20)

空気過剰率の付近で P_{max} は極大になり、また、標準偏差 $S \cdot$ 変動率 S / P_{max} は極小になり、反対に、空気過剰率が最大出力付近から離れると P_{max} は減少し $S \cdot S / P_{max}$ は増加している。

図 3-1-5 を見ると火炎伝播速度は最大出力付近で最大となり、これより過濃でも希薄でも遅くなっているので火炎伝播速度の変化が最大出力付近で最大となり希薄または過濃混合気ほど P_{max} の変動は大きくなる。また空気過剰率が 1.3 以上または、0.7 以下では標準偏差 $S \cdot$ 変動率 S / P_{max} は減少している。これは図 3-1-4(3) より空気過剰率が大きくなりすぎたり小さくなりすぎたりするほど混合気の発熱量が低下し燃焼速度も遅くなるので P_{max} の値が低くなったためと思われる。

図 3-1-8(1), (2), (3), (4) に連続した 90 サイクルの最大圧力とその圧力の度数分布を示す。

この図を見ると、どの燃料でも高い圧力のサイクルの後に低い圧力のサイクルが数回続くような燃焼をしている。特に可燃限界に近いサイクルでは圧力の度数分布に偏りが見られる。松岡ら⁽³⁶⁾によると良好な燃焼の後のサイクルの筒内は、残留ガスが大量に存在するので温度は高いが酸素濃度は減少し失火する。次のサイクルからは少しずつ新気が供給され酸素濃度は増加するが温度は低下していくということで酸素と温度の兼合いで失火より着火限界に入り、最後に少量の着火で酸素の増加率は減るが温度が急に高まることで一気に良好な燃焼状態に入り大型燃焼が発生するというので、規則的に大形燃焼が発生すると説明している。メタノールとガソリンを比べると全体的にメタノールの方が最大圧力が大きく、また、気薄・過濃混合比でもよく燃えていることがわかる。また、含水率を増すとおもに最大・最小圧力が低下し最大圧力上下のサイクルも徐々に大きくなる傾向が見られる。

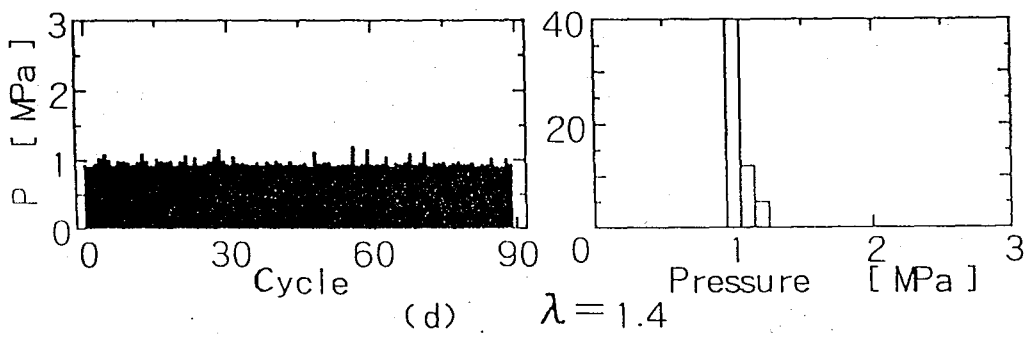
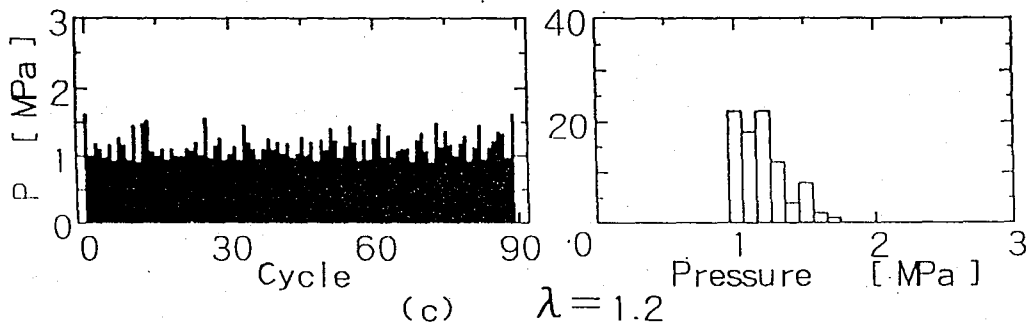
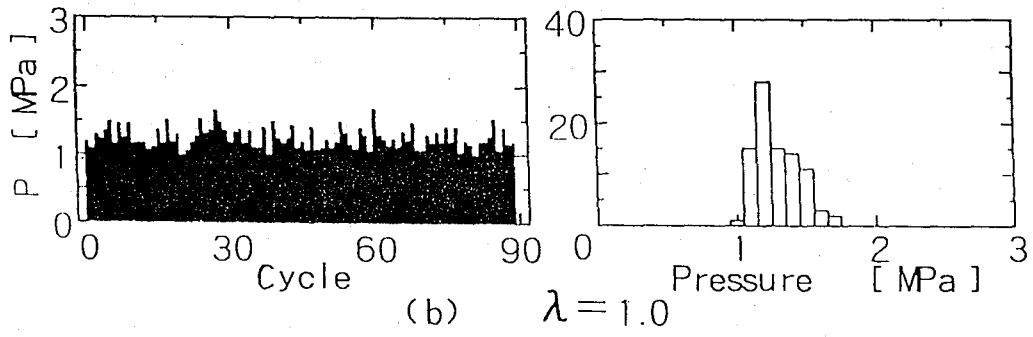
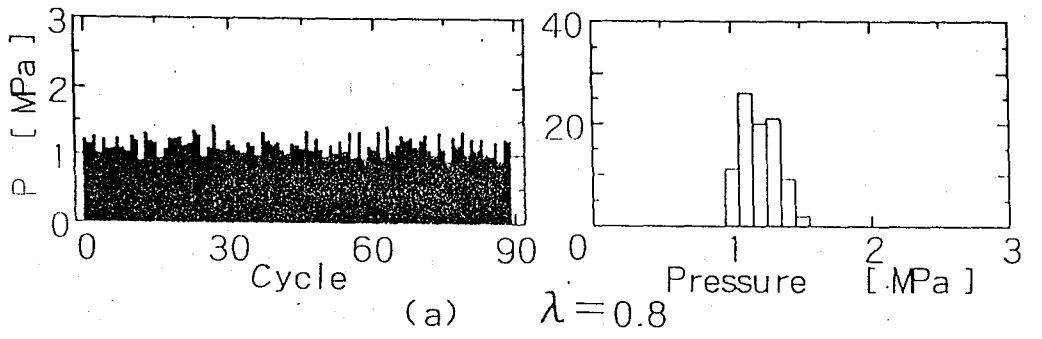


図3-1-8(1) 最大圧力のばらつき (Gasoline)

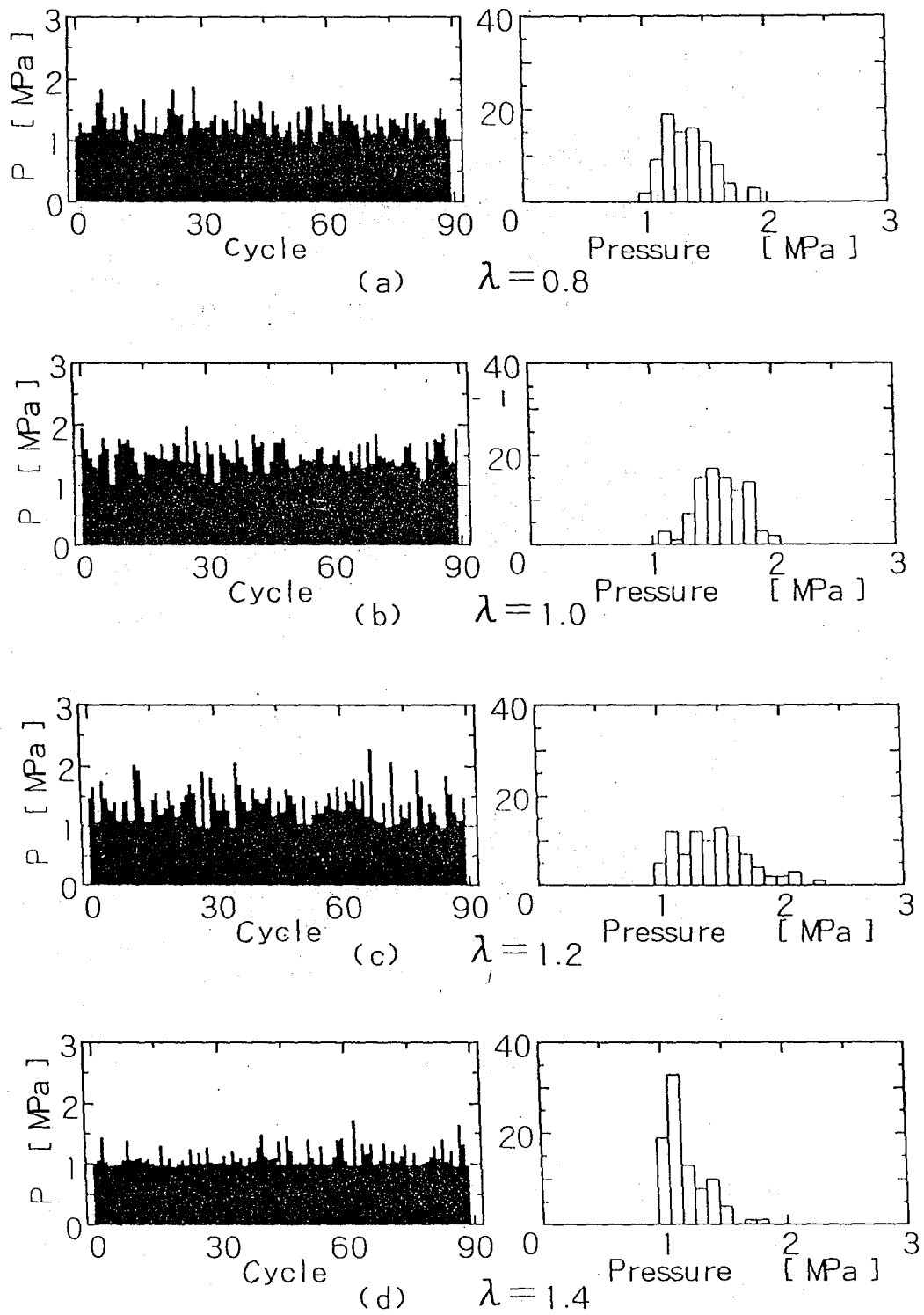


図3-1-8(2) 最大圧力のばらつき (MC 0)

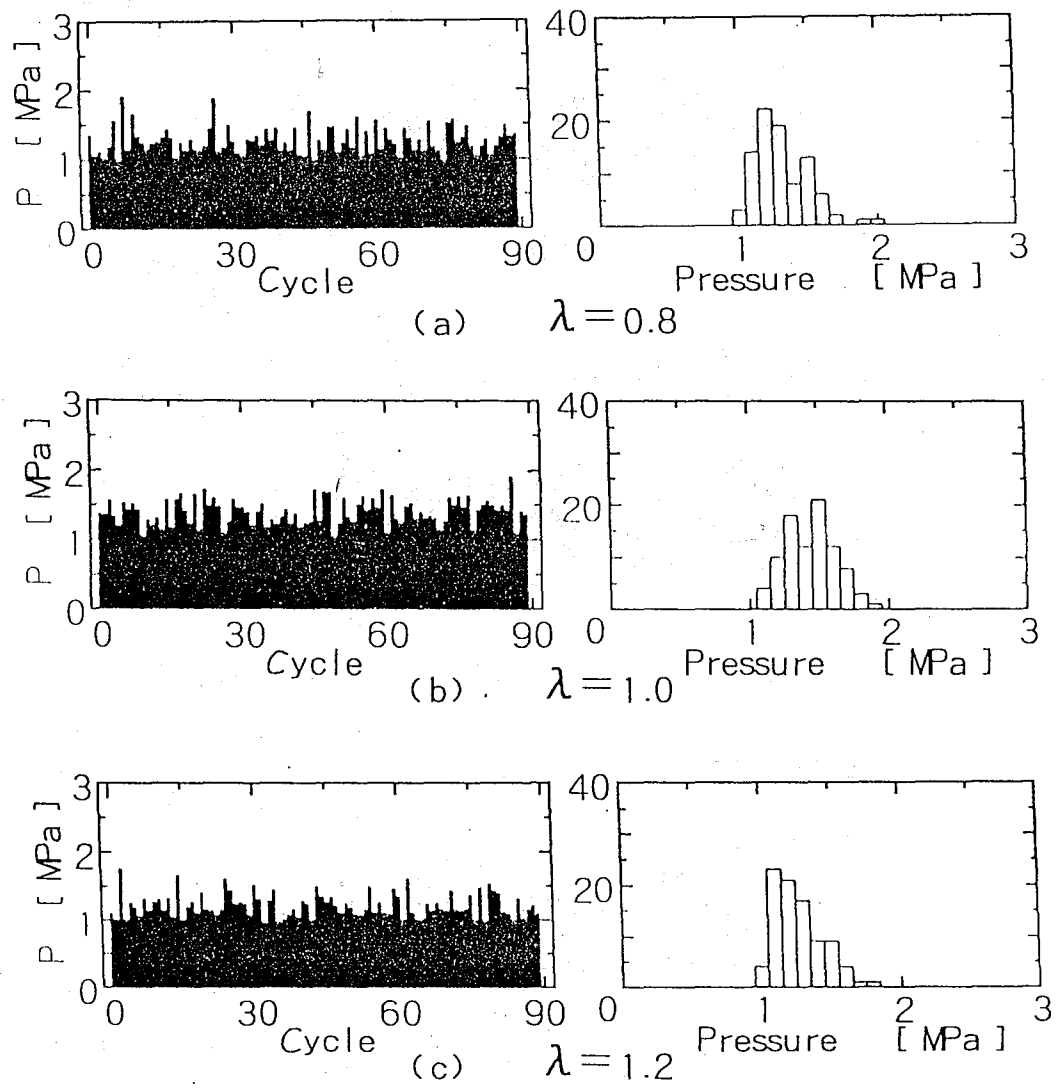


図3-1-8(3) 最大圧力のばらつき (MC10)

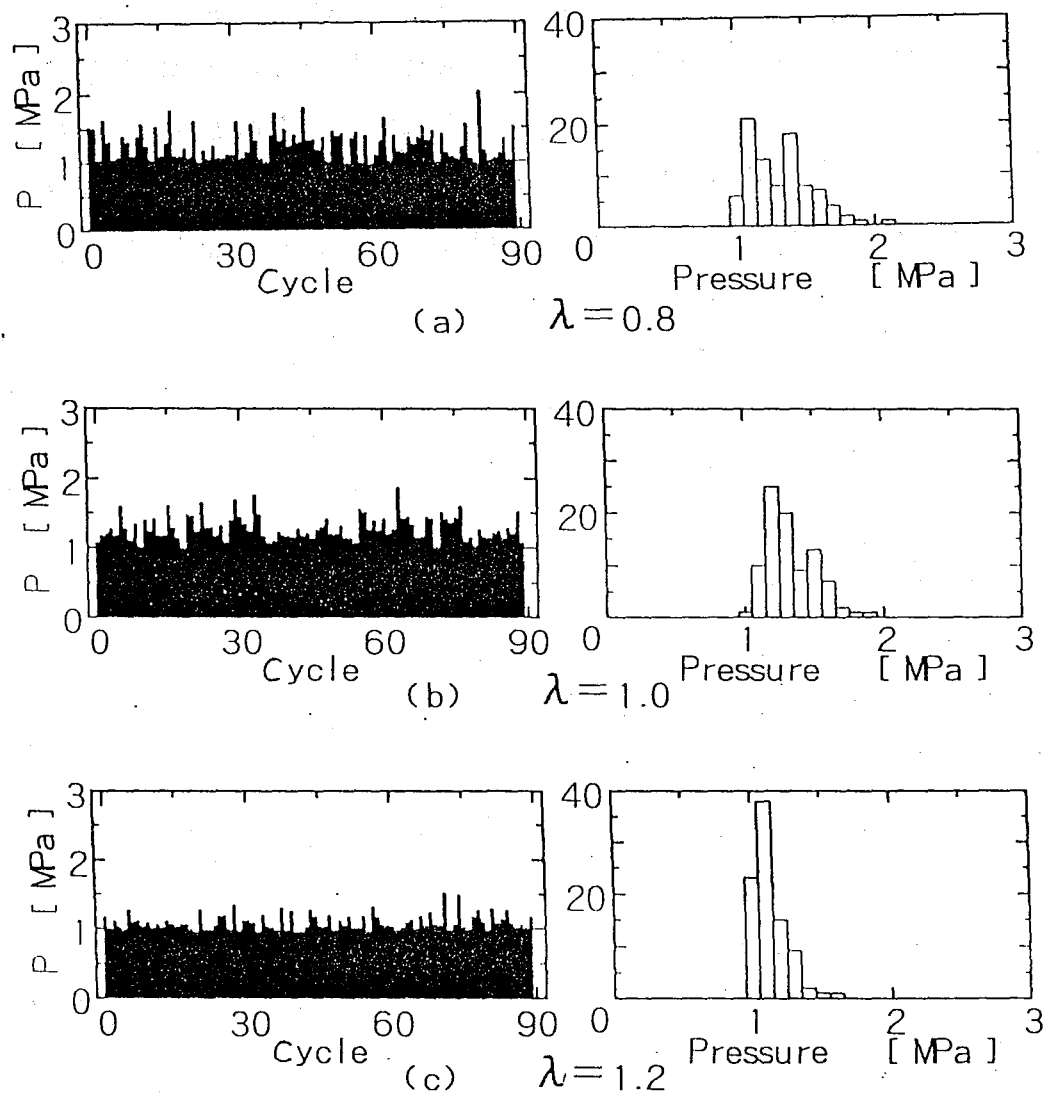


図3-1-8(4) 最大圧力のばらつき (MC20)

この実験により点火時期一定での各燃焼の特性は判明したが空気過剰率や燃料の種類によって点火遅れや燃焼速度が異なり一定の点火時期では個々の条件でのその燃料における最適な状態を得ているとは思われない。そこで本研究では、その最適な状態を得るために点火時期を各々の条件で変化させ、最適な点火時期（MBT）をもとめ、その条件での機関性能や燃焼特性を比較することとする。

3-2 点火時期の影響

M B Tを求めるにあたって基本的な変化を知るため、標準ヘッド ($\varepsilon = 7.1$) を用い、吸気比0.4、空気過剰率 $\lambda = 1.0$ で点火時期を変化させたときの機関性能、燃焼特性の変化を調べた。

(a) ガソリンとメタノール

燃料にガソリンとメタノールを使用した場合の点火時期の変化と正味出力・正味熱効率との関係を、図3-2-1に示す。

これを見るとどの点火時期においてもガソリンよりもメタノールの方が出力がでていることがわかる。これは前項で述べたように燃料の充填効率の向上・熱解離の違いによるものであると思われる。また、メタノールでは点火時期を進角するに従って出力・効率ともに上昇し、M B T付近を過ぎると徐々に下降していることがわかる。

次に、点火時期と排気ガス温度の関係を図3-2-2に示す。これによると、排気ガス温度はメタノール・ガソリンともに点火時期を早くするほど低下していることがわかる。これは、点火時期を早くすることにより燃焼開始から排気ポートが開くまでの時間が長くなりまた燃焼速度も増加するため(後述)燃焼が進行し、排気管内での後燃えが少なくなるためであると思われる。

次に、燃焼状態を知るために燃焼圧力について解析を行った結果について述べる。

図3-2-3(1)、(2)に燃焼圧力-クランク角線図(P-C A線図)と点火時期の関係を示す。図より点火時期を進めるほど最大圧力値が増加しT D Cにその値が近づくのがわかる。

図3-2-4に最大燃焼圧力と点火時期の関係を示す。

この図より点火時期を進めるに従って最大燃焼圧力が増大する事がわかる。これは点火時期を早めた場合、燃焼室内で完了する燃焼の割合が増大し、排気ポートが開くまでに生成される燃焼生成物が

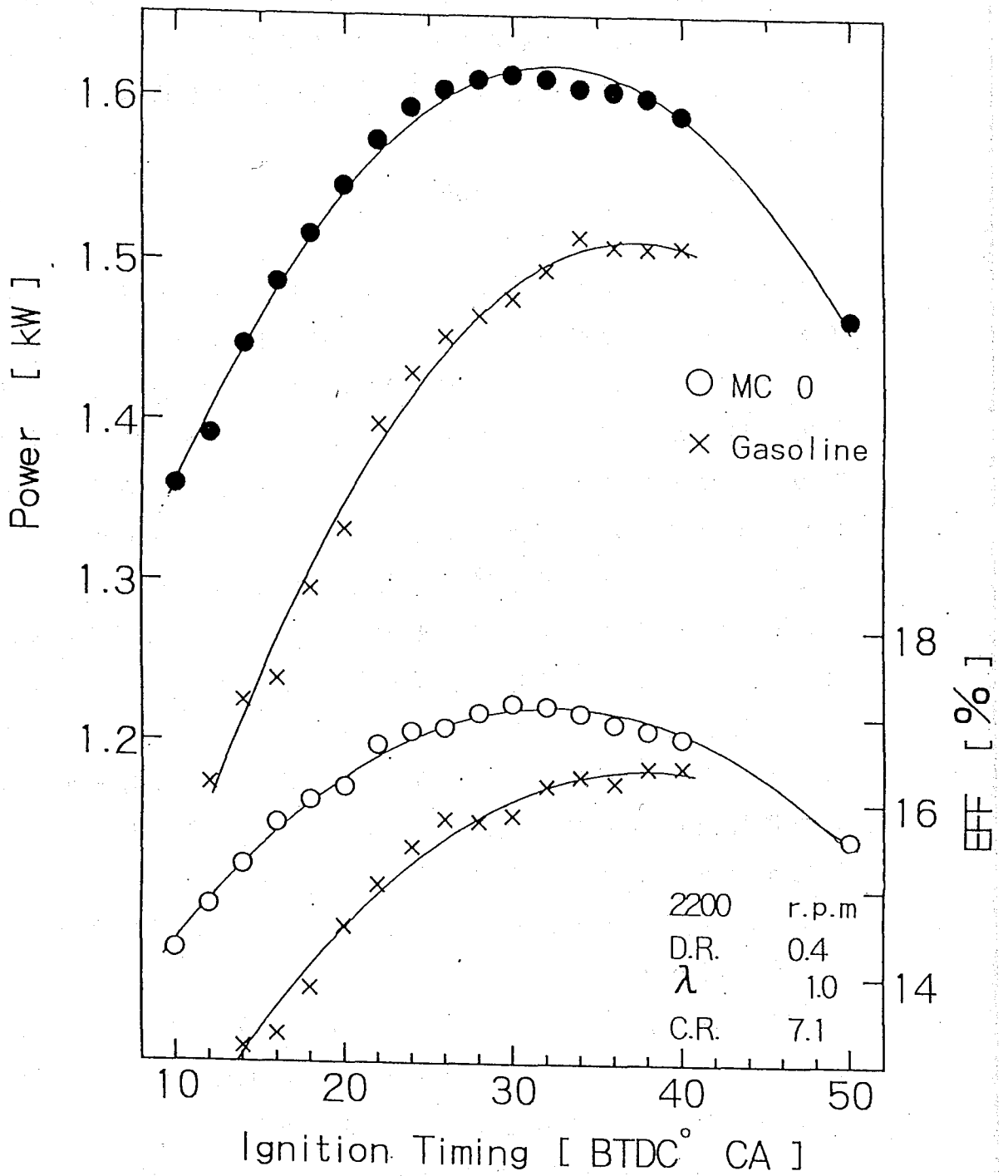


図3-2-1 点火時期による出力・熱効率の変化

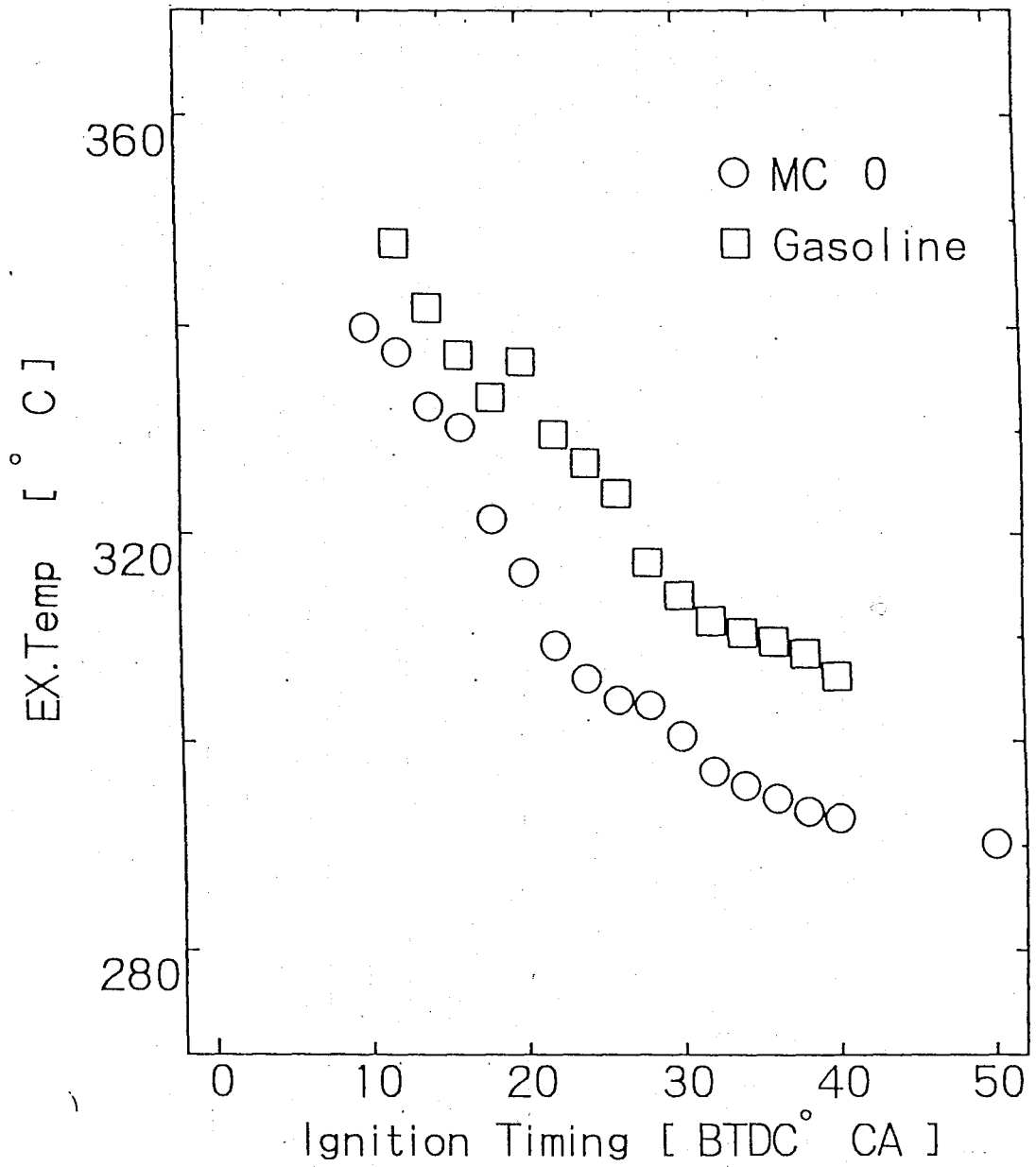


図3-2-2 点火時期と排気ガス温度

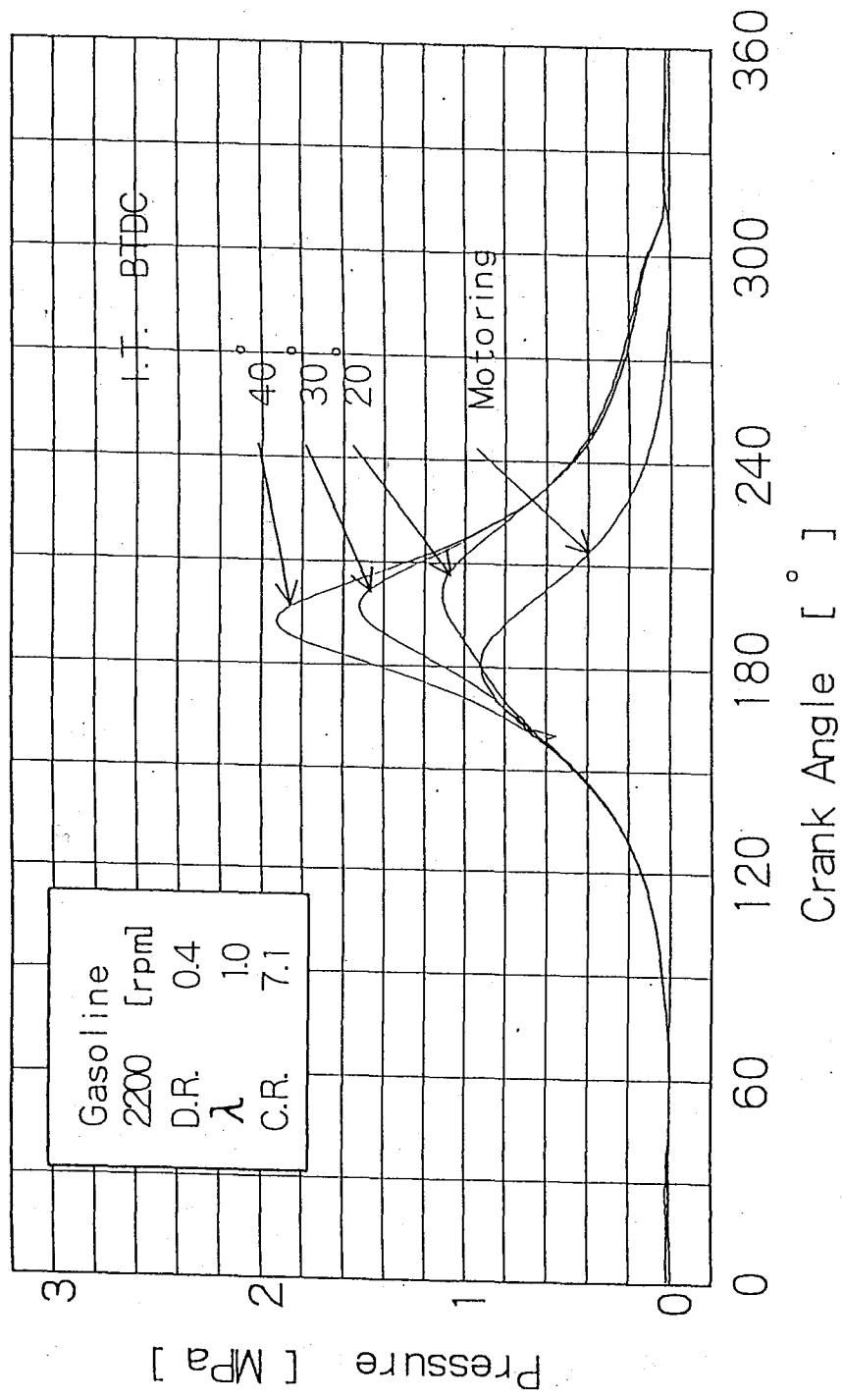


図3-2-3(1) 燃焼圧力に及ぼす点火時期の影響 (Gasoline)

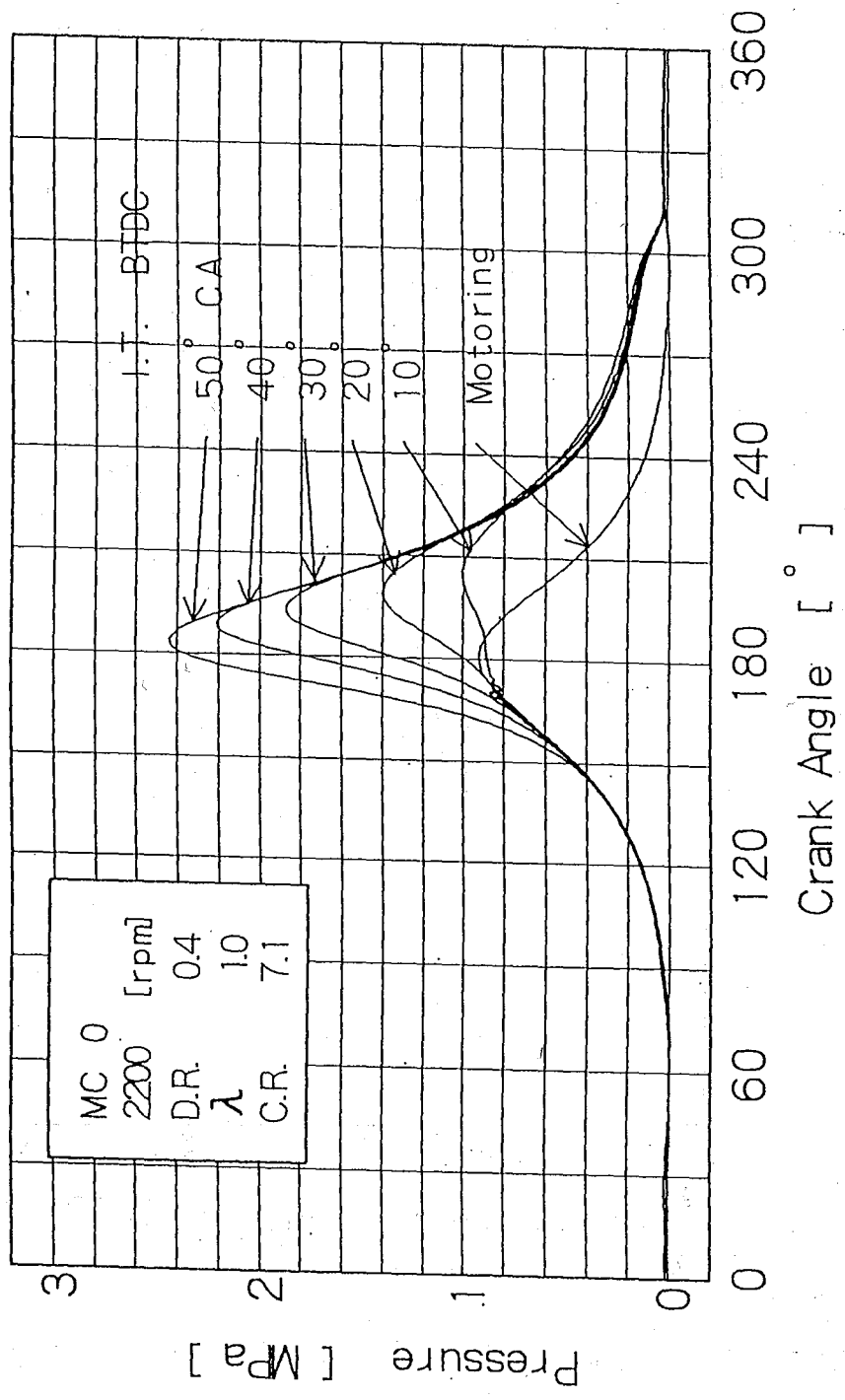


図3-2-3(2) 燃燒圧力に及ぼす点火時期の影響 (MC 0)

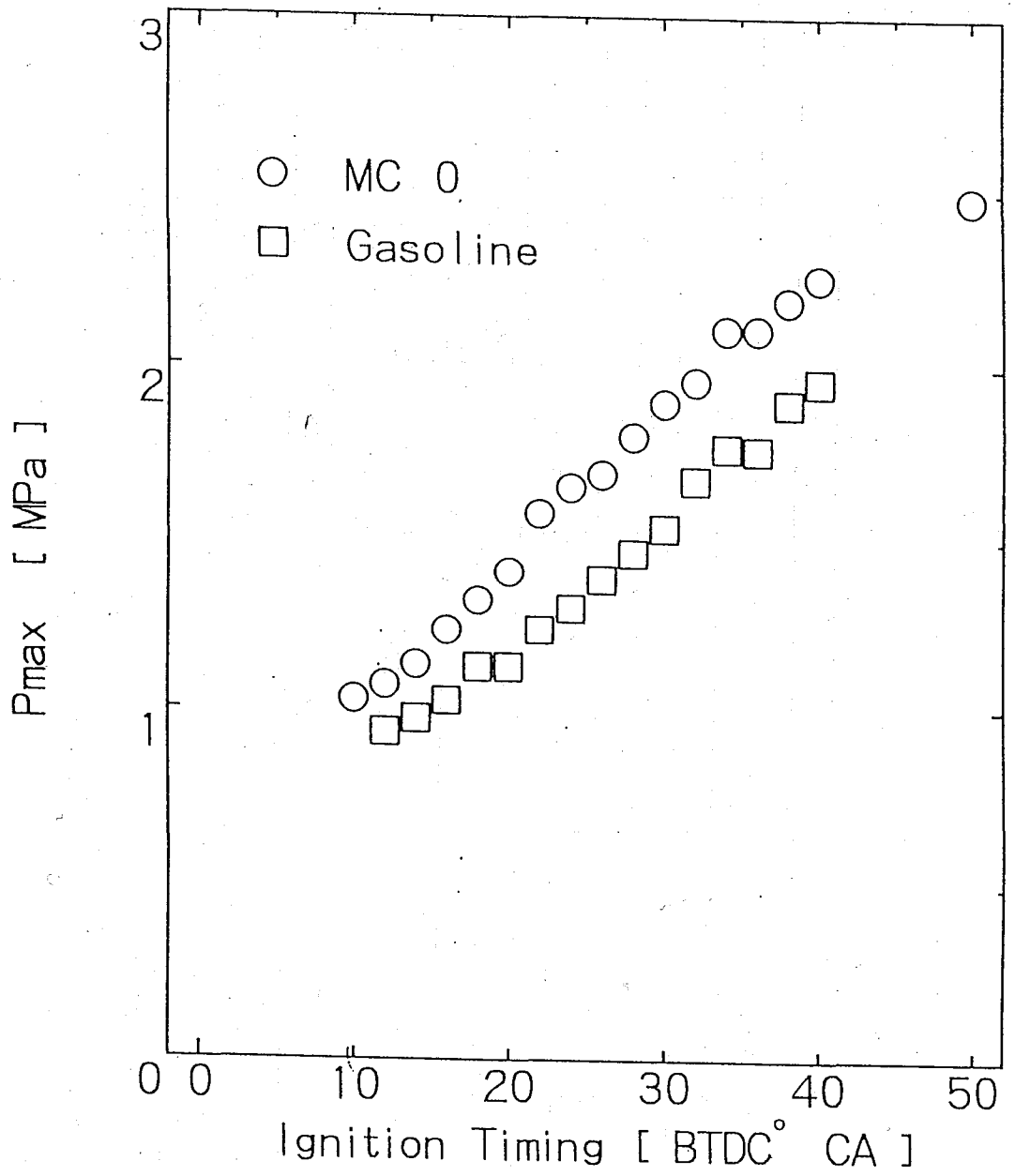


図3-2-4 最大圧力に及ぼす点火時期の影響

増大するためであると思われる。また、点火時期を進角するほど圧力の高い上死点付近での燃焼が多くなるためであると思われる。

図3-2-5(1), (2)に燃焼重量割合と点火時期の関係, 図3-2-6(1), (2)に燃焼期間と点火時期の関係を示す。

この図によれば, 進角するに従い燃焼速度が増加していることがわかる。また, 主燃焼期間は進角するに従って徐々に減少し, 着火遅れは増加することがわかる。これは, 点火進角を進めるほど燃焼時のクランク角が上死点に近づき圧力が高まり温度が上昇するため, 燃焼速度が高まり主燃焼期間が減少したものと思われる。また, 着火遅れが増加したのは, 進角するに従って点火時のシリンダ内圧力は低くなりシリンダ内温度も低くなり, そのため着火しにくくなり着火遅れが増大したものと思われる。

図3-2-7(1), (2)に熱発生率と点火時期の関係を示す。火花点火機関においては点火してから燃焼が終了するまでの燃焼期間が短く, 熱発生率の最大値が上死点に近いほど燃焼状態が良好であるとされている⁽¹⁹⁾。しかしこれに従うと点火時期BTDC40°CAが燃焼状態が良好なはずであるが, MBTはBTDC30°CAなので上死点より若干後に熱発生率の最大値が現れる点火時期が最適点火時期といえると思われる。

図3-2-8に点火時期と最大圧力 P_{max} , 最大圧力の発生時期, 最大圧力の標準偏差 S と変動率 S/P_{max} の関係を示す。

この図よりMBT点を最大値としてそれより進角または遅角させると標準偏差 S は下がる。また, 変動率 S/P_{max} は点火時期を進めるに従って下降していることがわかる。これは, 点火の遅いときには失火サイクルが増え最大圧力が低い状態のサイクルが増え, また, 点火の早いときには過早点火となり最大圧力が高い状態のサイクルが増えるためにその中間の点火時期では相対的に圧力のばらつきが増えるためと思われる。

図3-2-9(1), (2)に各点火時期の最大圧力のばらつきと度数分布を示す。この図よりMBT付近では最大圧力の高いサイクルの後に

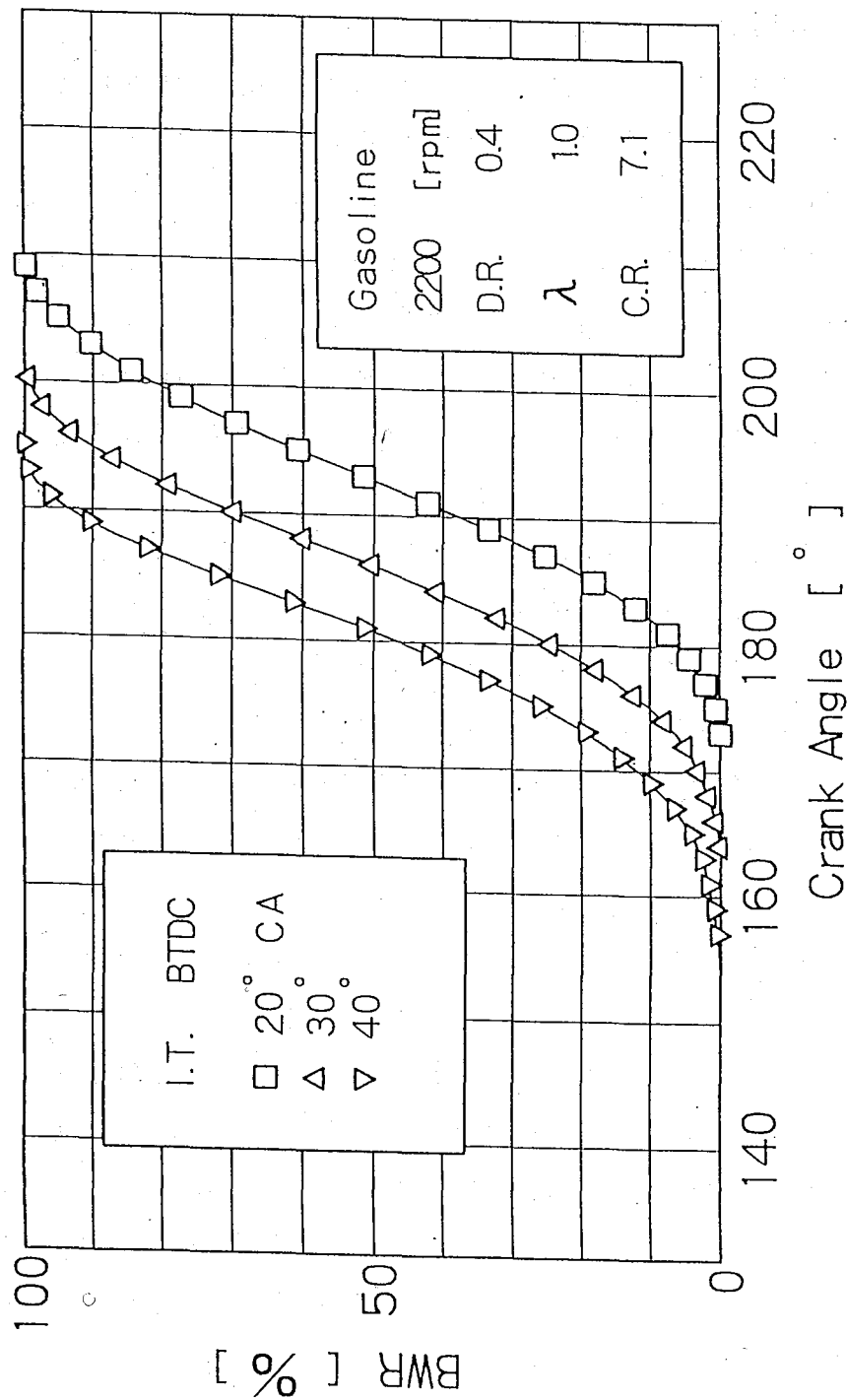


図3-2-5(1) 燃燒質量割合に及ぼす点火時期の影響 (Gasoline)

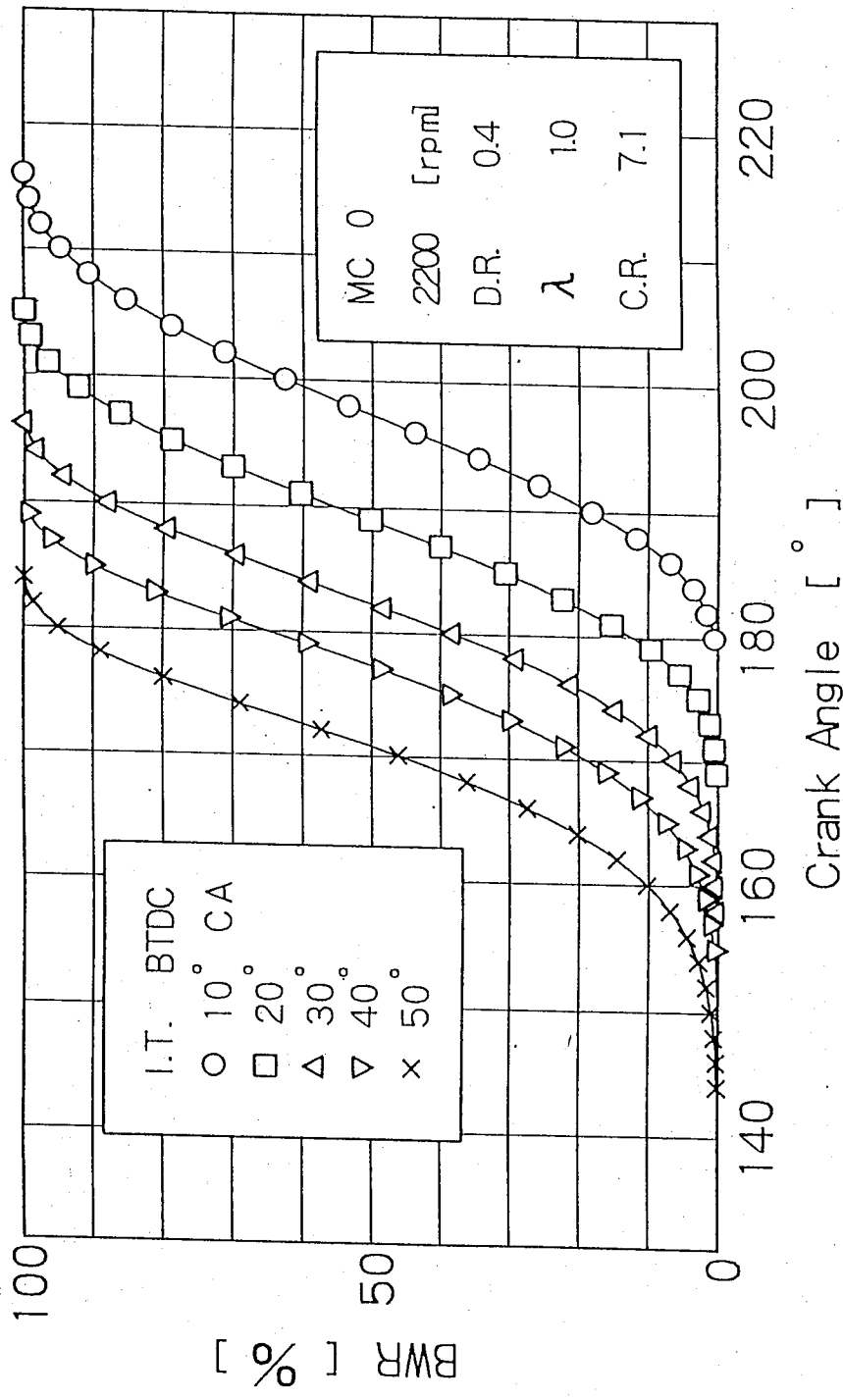


図3-2-5(2) 燃烧質量割合に及ぼす点火時期の影響 (MC 0)

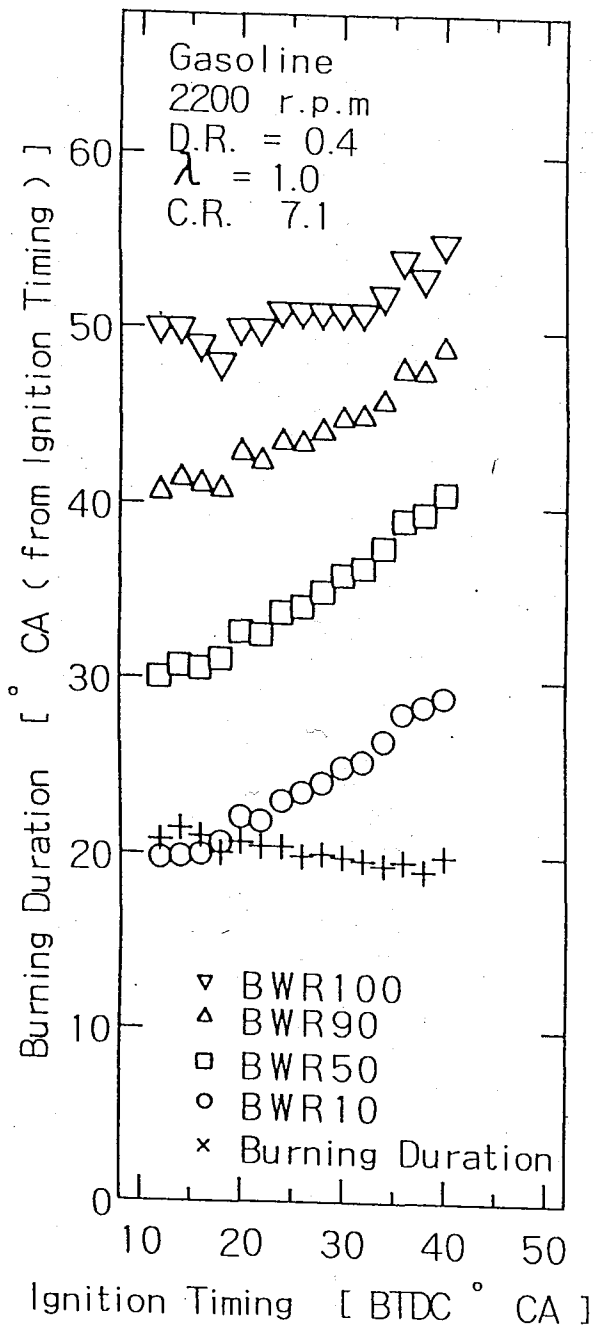


図 3-2-6(1) 燃焼期間 (Gasoline)

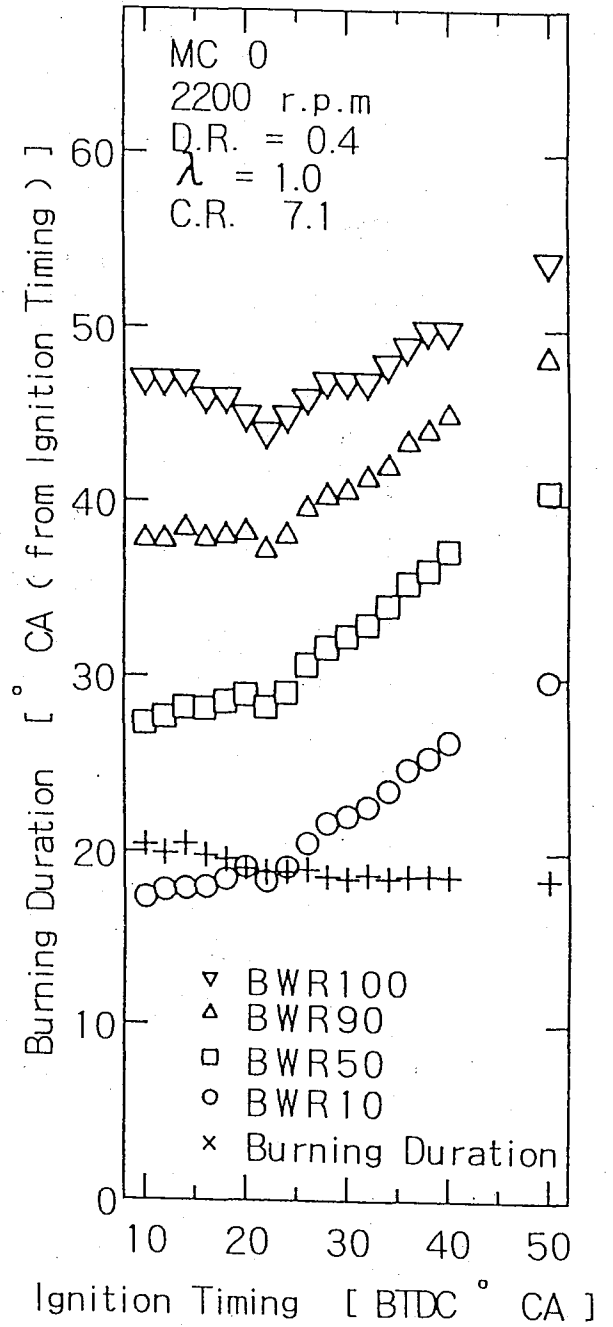


図 3-2-6(2) 燃焼期間 (MC 0)

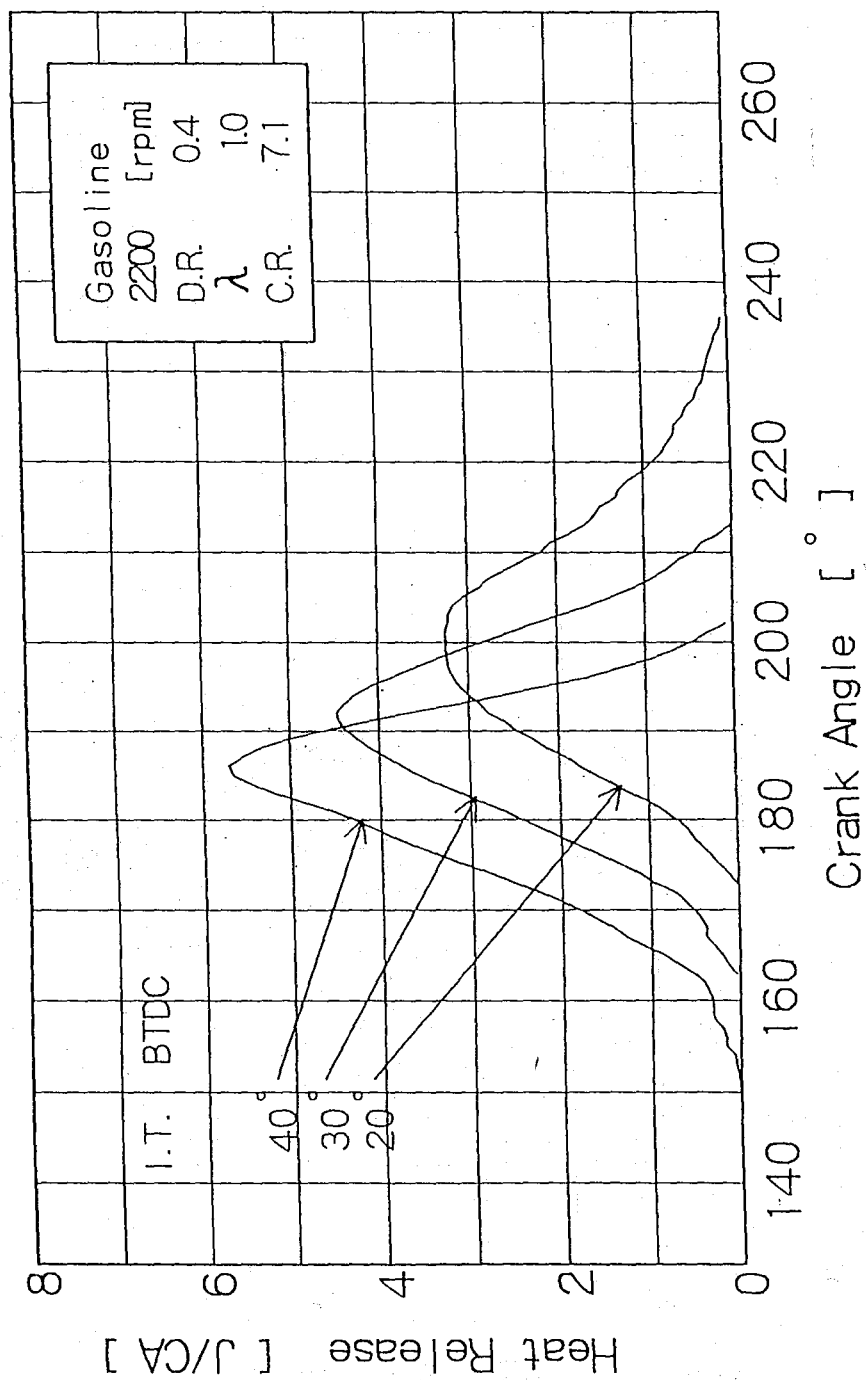


図3-2-7(1) 熱発生率に及ぼす点火時期の影響 (Gasoline)

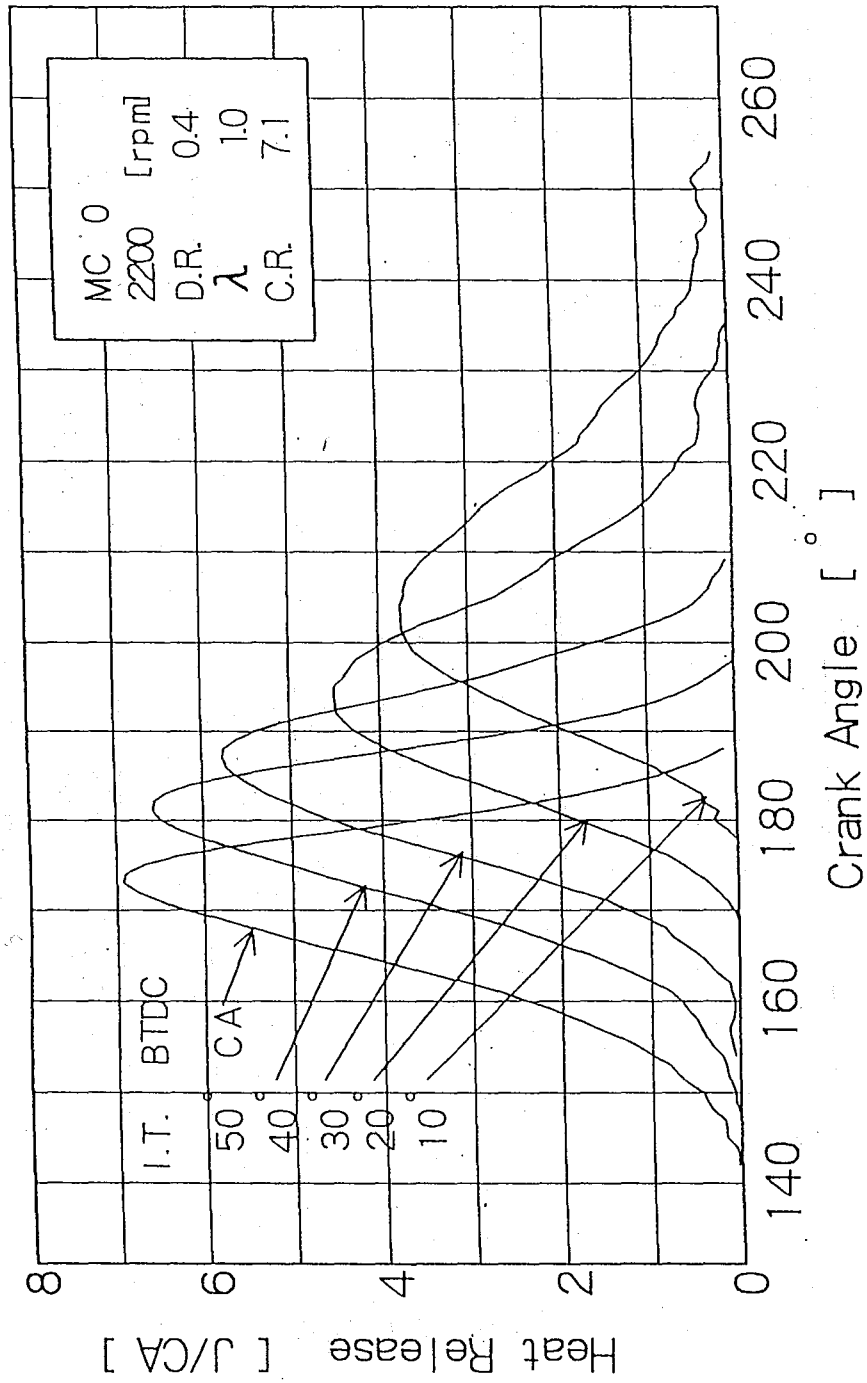


図 3-2-7(2) 熱発生率に及ぼす点火時期の影響 (MC 0)

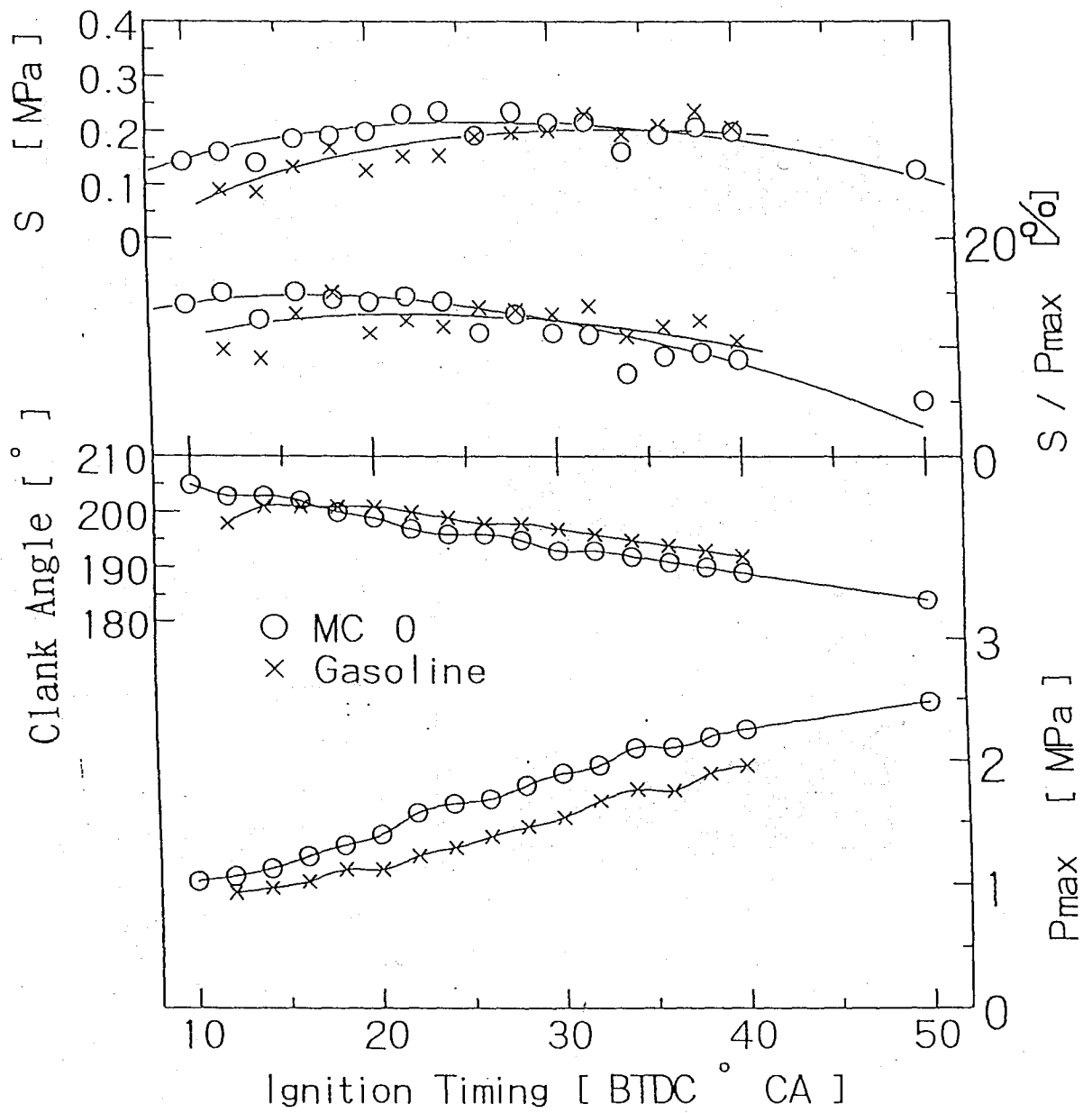


図3-2-8 機関の安定性

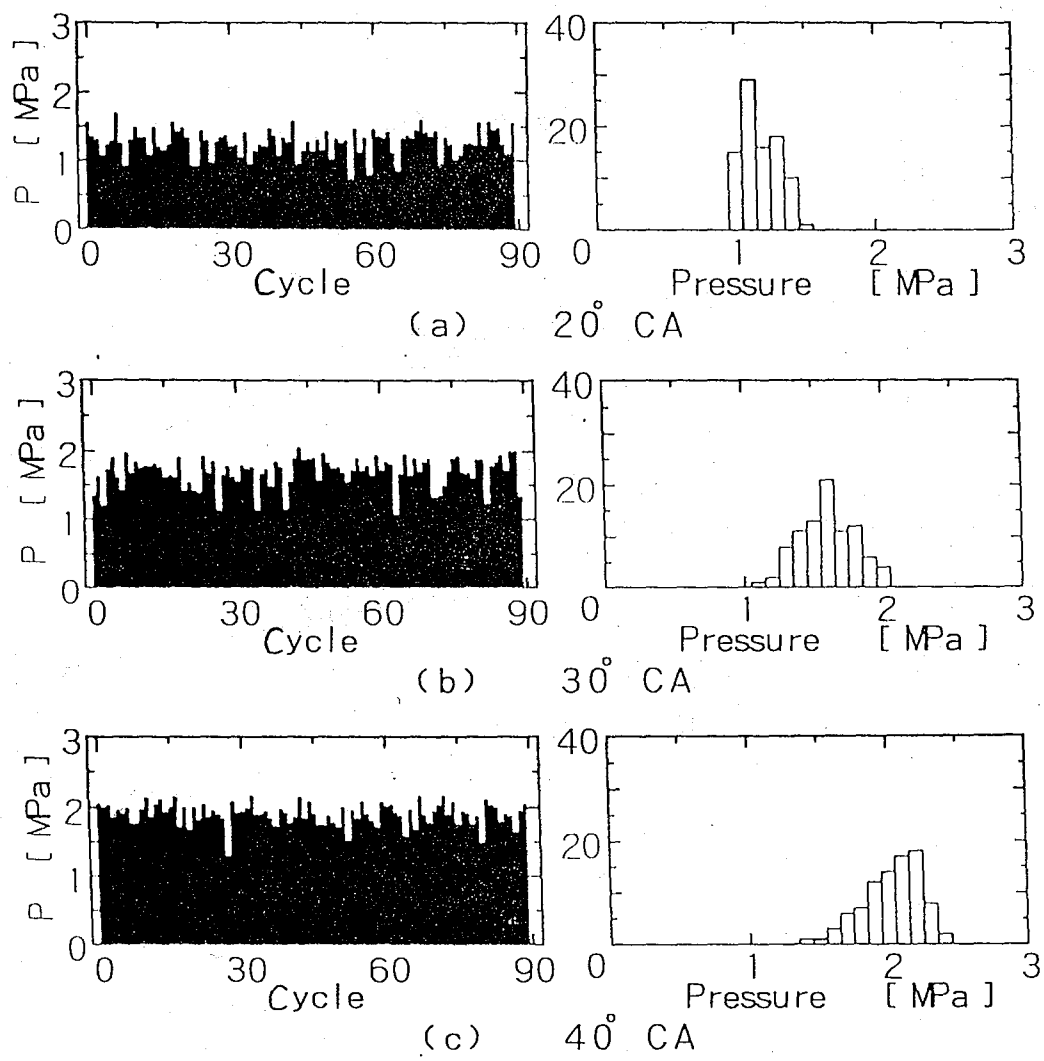


図3-2-9(1) 最大圧力のばらつき (Gasoline)

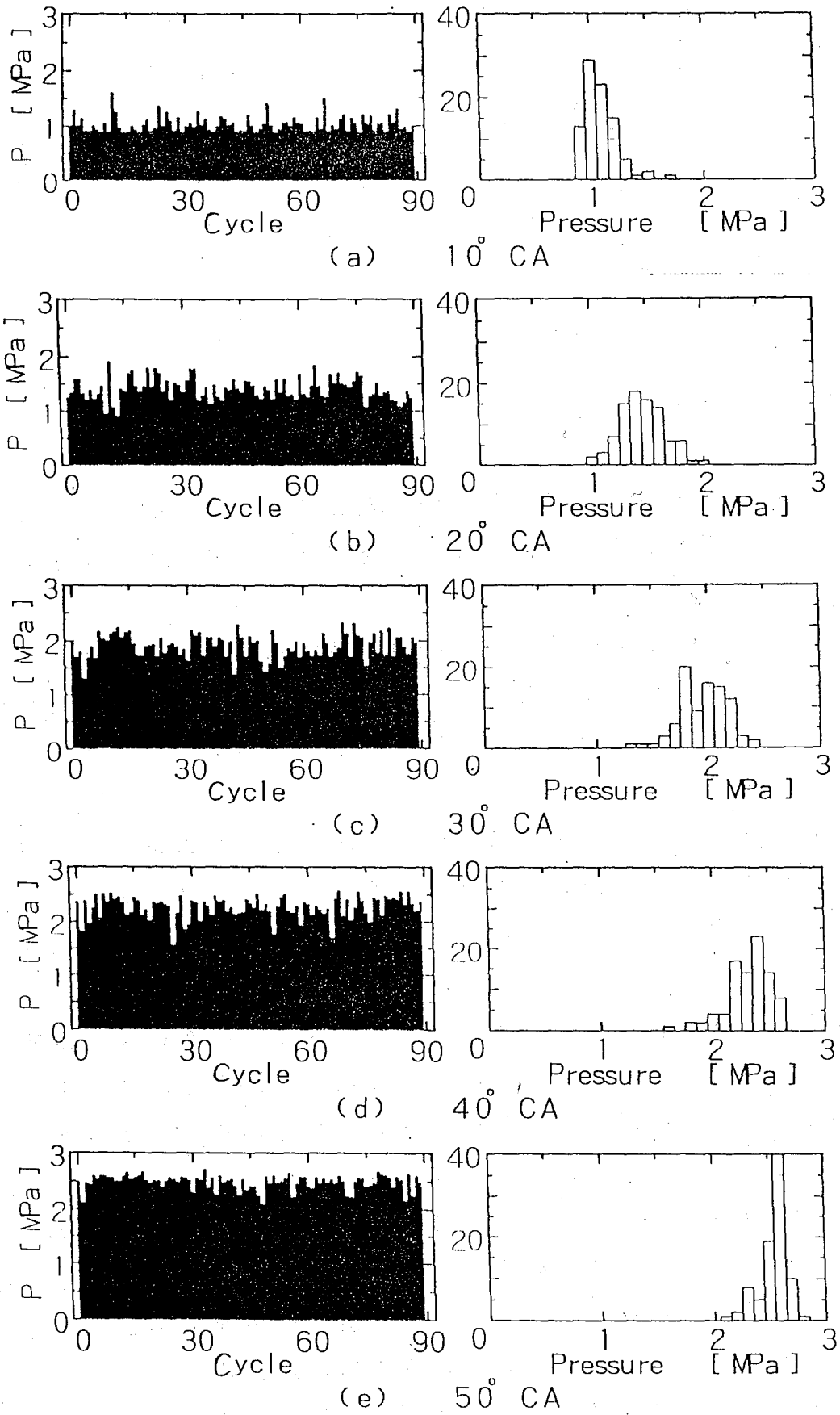


図3-2-9(2) 最大圧力のばらつき (MC 0)

低いサイクルが来ており周期的に高いサイクルと低いサイクルが繰り返されている。これとは反対にMBTの進角側・遅角側では最大圧力の高いサイクルと低いサイクルの差が少なく周期も一定していないことがわかる。

(b) 含水率による影響

次に含水率の違いによるMBTの変化を知るためにそれぞれの燃料で点火時期を変化させ機関性能・燃焼特性に及ぼす影響を調べた。

図3-2-10に点火時期と正味出力・熱効率の関係を示す。これを見ると含水率が増加するとともに出力・熱効率ともに減少していることがわかる。また最適点火時期は含水率が増加するに従って進角側に移行する。

含水メタノールの気化潜熱は、含まれる水分の持つ気化潜熱とメタノールの気化潜熱との合計であることから、メタノールの気化潜熱よりも大きくなる。そのためメタノールよりもさらに混合気の冷却による吸気効率の向上、および内部冷却効果の増大による熱損失の低減が見込まれる。しかし含水率が大きい場合には過冷却となってシリンダの消炎層厚さが増大して燃料の未燃分が増大するとともに燃料の気化率が悪化し熱効率は低下していくと考えられる。

またメタノールはオクタン価が高いものの熱面着火温度が低いという特徴がある⁽²¹⁾。それに対して含水メタノールは含水率が増加するのに従い熱面着火温度は上昇する。しかし含水させることによって燃料の熱容量が増大するため燃焼温度が低下すると考えられることから熱面着火による異常燃焼の抑制が見込まれる。これにより燃焼が安定し熱効率の向上が期待できるが、含水率が過度に増大すると熱面着火温度低下というプラス効果と燃料の発熱量低下というマイナスの効果のバランスが崩れ出力、正味熱効率は低下するもの

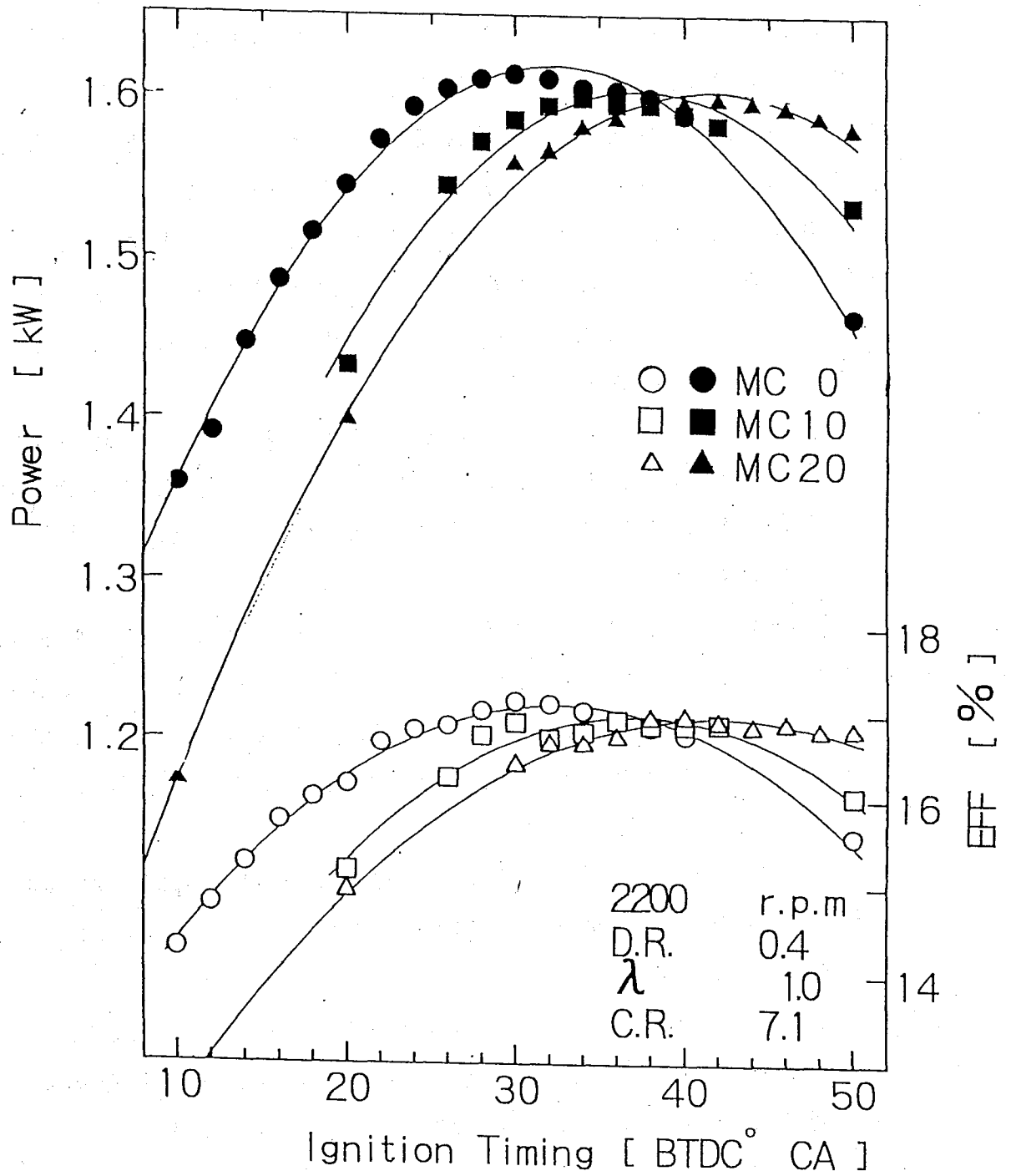


図3-2-10 点火時期による出力・熱効率の変化

と考えられる。

また、含水メタノールを燃焼させた場合含まれている水分が蒸発し液層から気層への層変化を起こして体積が膨張する。この水分蒸発による体積膨張が燃焼生成物による体積膨張に加わり、見かけのガス定数が増大する。しかし含水率が過度に増大すると熱容量の増大に伴う燃焼温度の低下が過度のものとなり温度上昇による体積膨張が減少して出力・熱効率が減少するものと見られる。

実際のメタノールの燃焼は以上述べてきた含水による、1、熱損失の低減、2、熱面着火温度および熱容量の増大、3、水分による体積膨張仕事の増大、といった3つの要因が複雑に絡み合っていると思われる。

また、図3-2-10を見ると含水率が増えるとともに高い出力が得られる点火時期の範囲が広がっている。これも含水率が増すによる熱面着火温度の上昇によって異常燃焼の抑制が行われることによるものと思われる。

図3-2-11(1)(2)に含水メタノールの燃焼期間の点火時期による変化を示す。これによると含水率が増加するに従って点火遅れが増加し、また主燃焼期間も増加している。これは燃焼に対して不活性な水分を含むことと、熱容量の増加に伴う温度の低下によるものと思われる。

図3-2-12(1)、(2)、(3)にそれぞれ点火時期をBTDC20、30、40°CAとした場合の質量燃焼割合、図3-2-13(1)、(2)、(3)に熱発生率の含水率による変化を示す。

点火時期 20°CAの(1)の図を見る含水率の増加によって主燃焼期間が長くなっている。また最大熱発生率値が減少しその発生時期も上死点より遠ざかってくるので、出力・熱効率ともに含水率の少ない方が高くなっている。

点火時期 30°CAの(2)の図を見ると(1)と同様な傾向が見られるが熱発生がかなり上死点に近くなっている。

点火時期 40°CAの(3)を見るとMCOの質量燃焼割合がかなり急

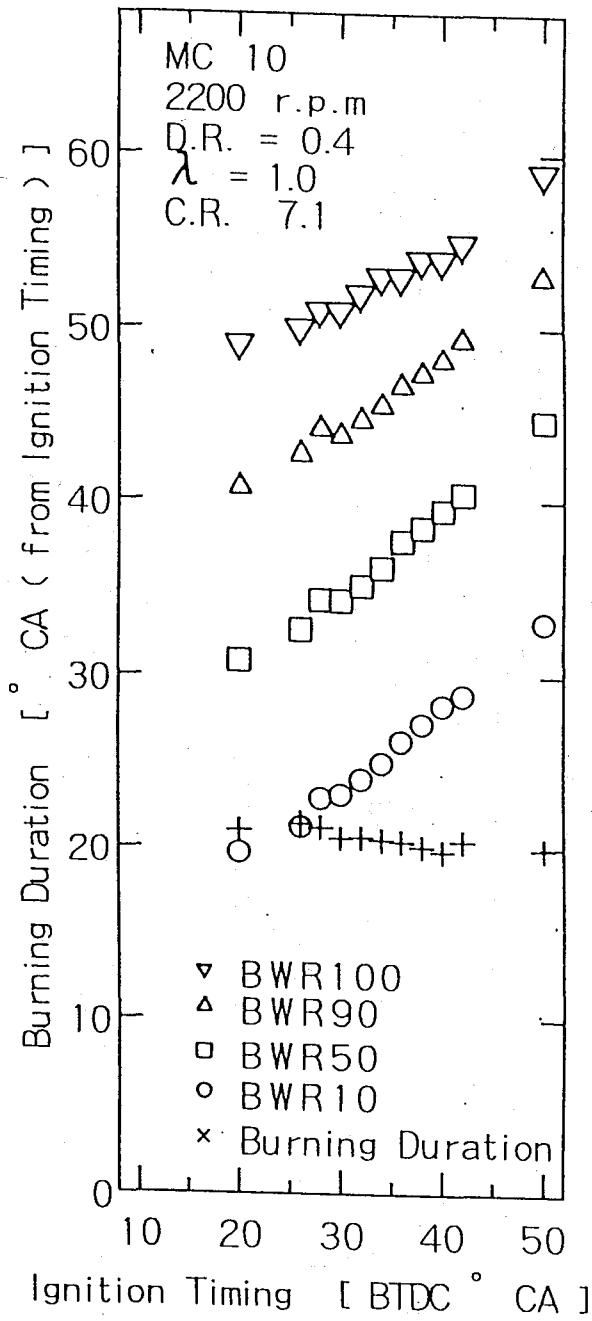


図3-2-11(1) 燃焼期間 (MC10)

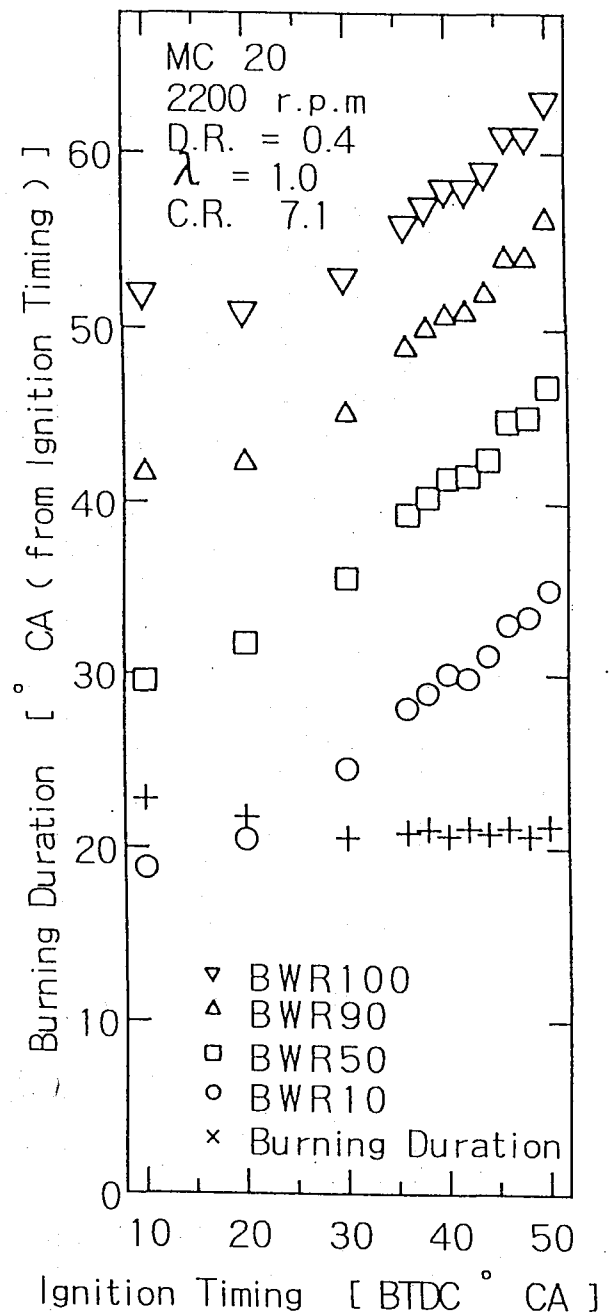


図3-2-11(2) 燃焼期間 (MC20)

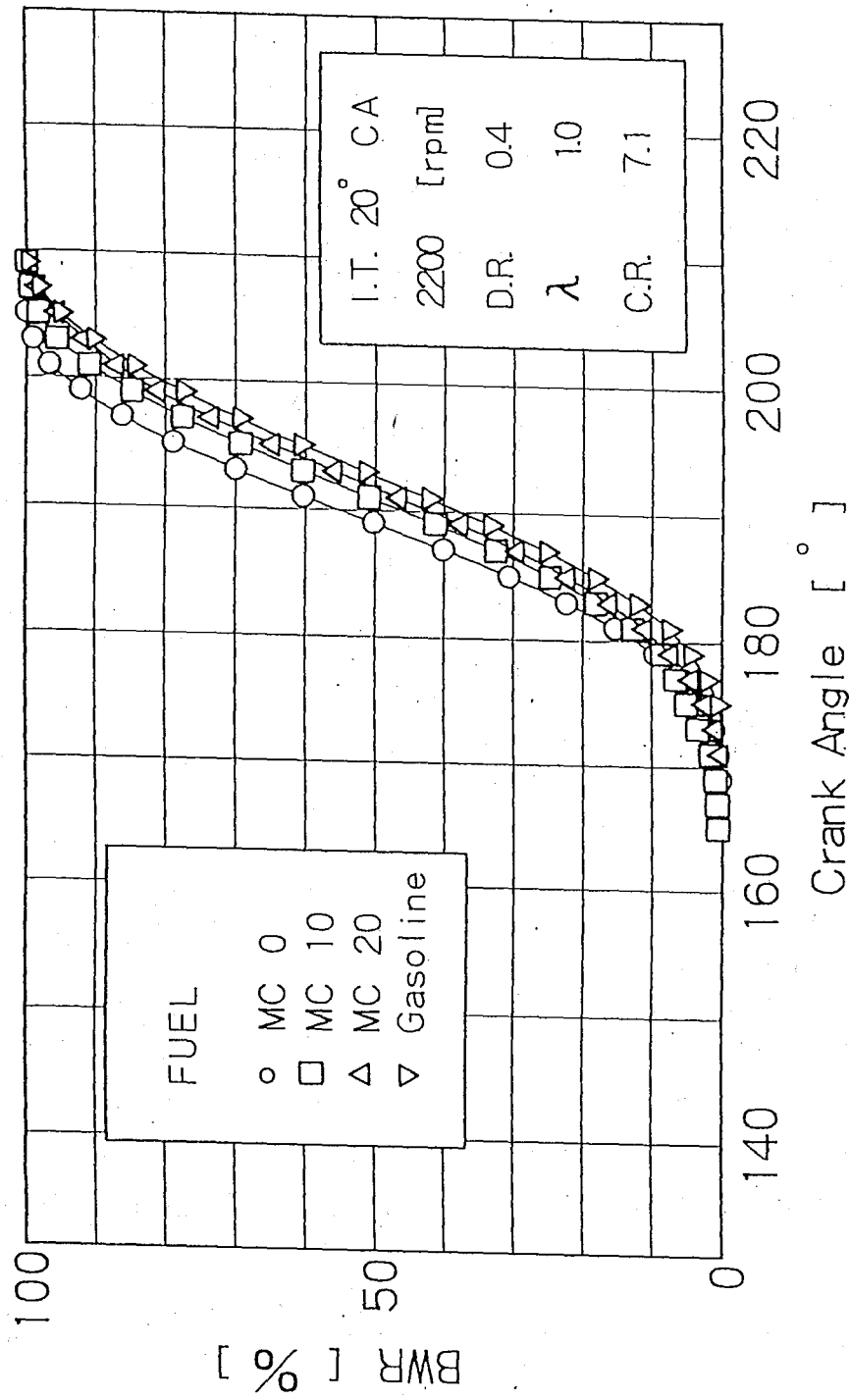


図3-2-12(1) 燃焼質量割合に及ぼす燃料の影響 (20° CA)

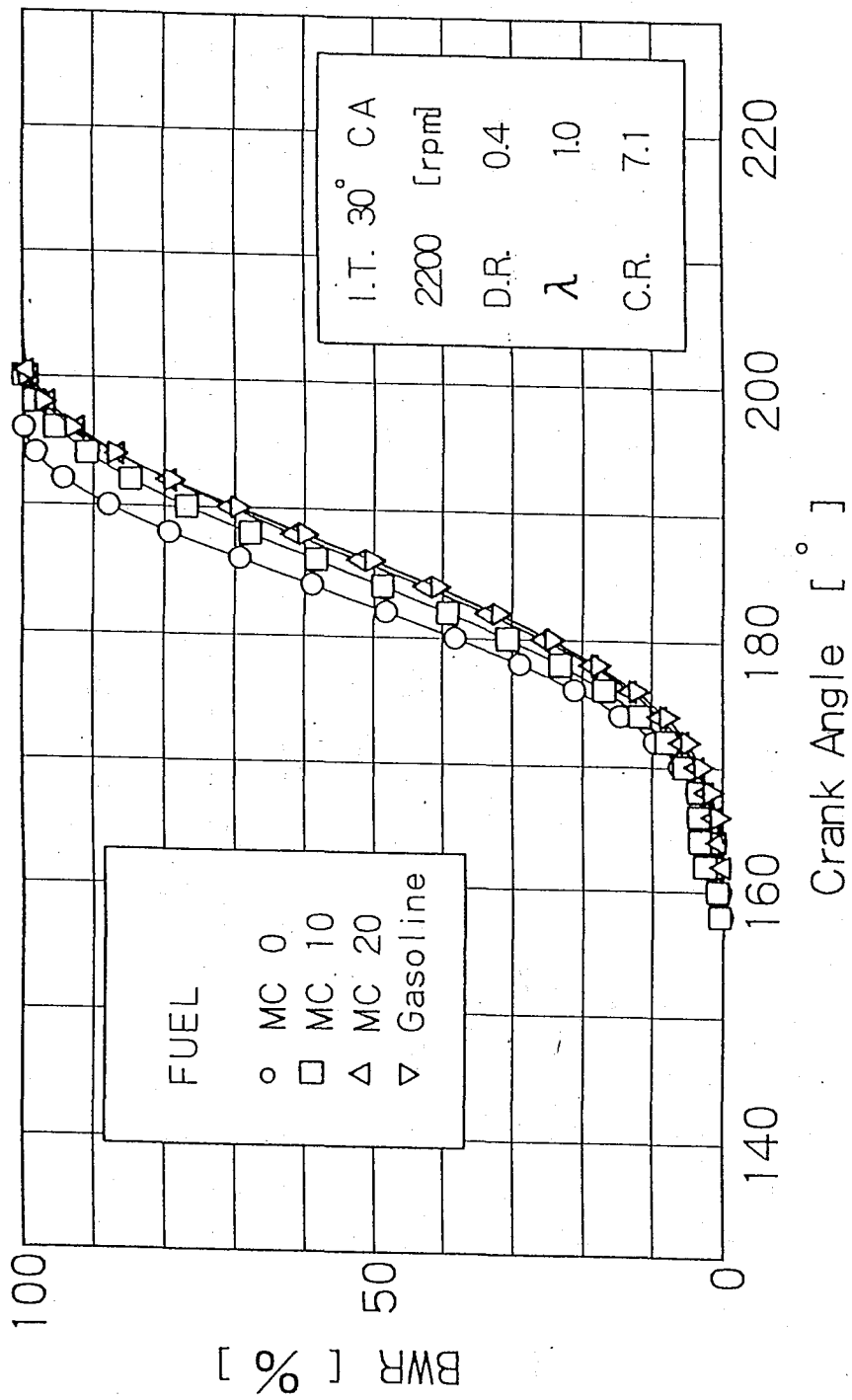


図3-2-12(2) 燃烧質量割合に及ぼす燃料の影響 (30° CA)

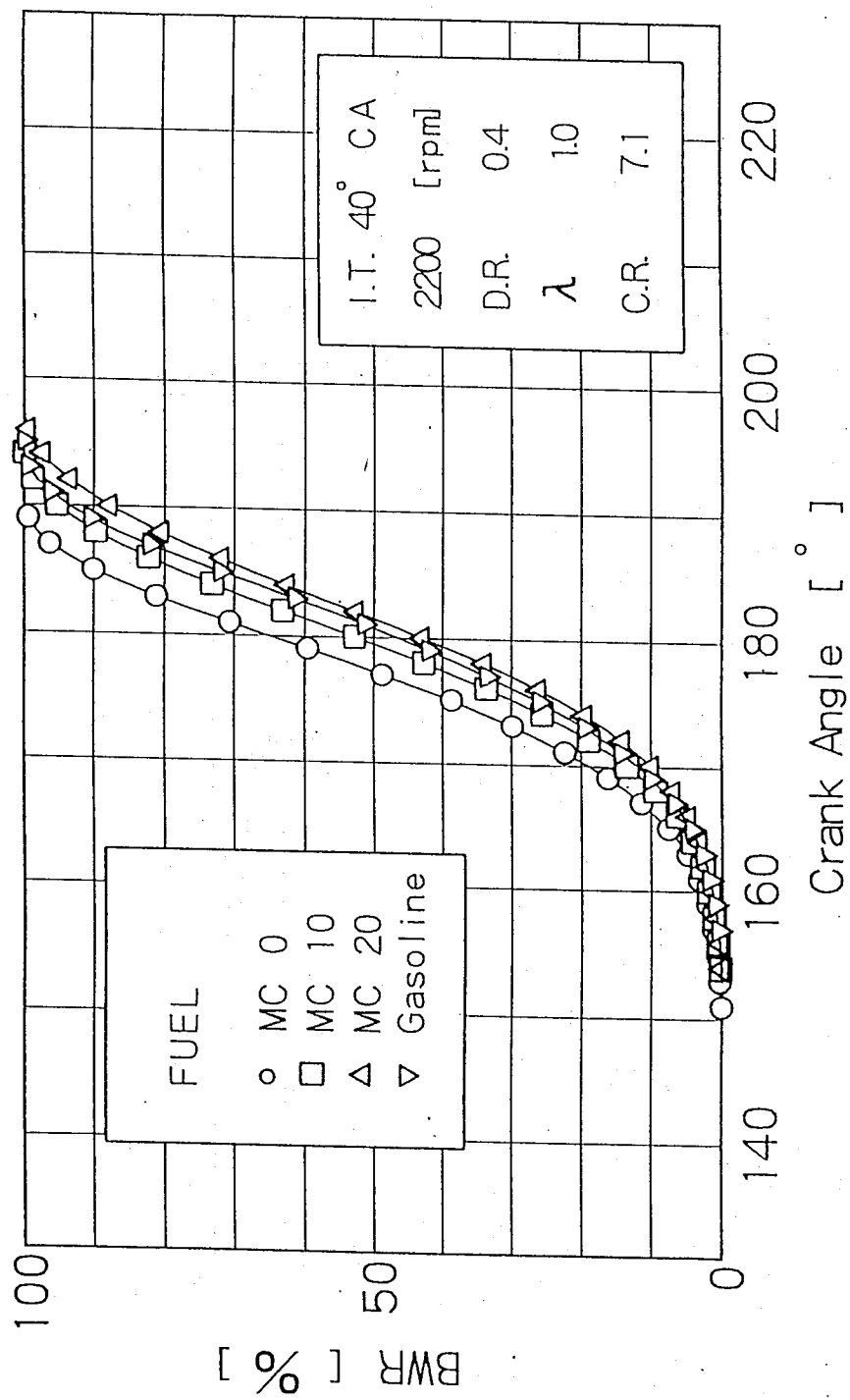


図3-2-12(3) 燃烧質量割合に及ぼす燃料の影響 (40° CA)

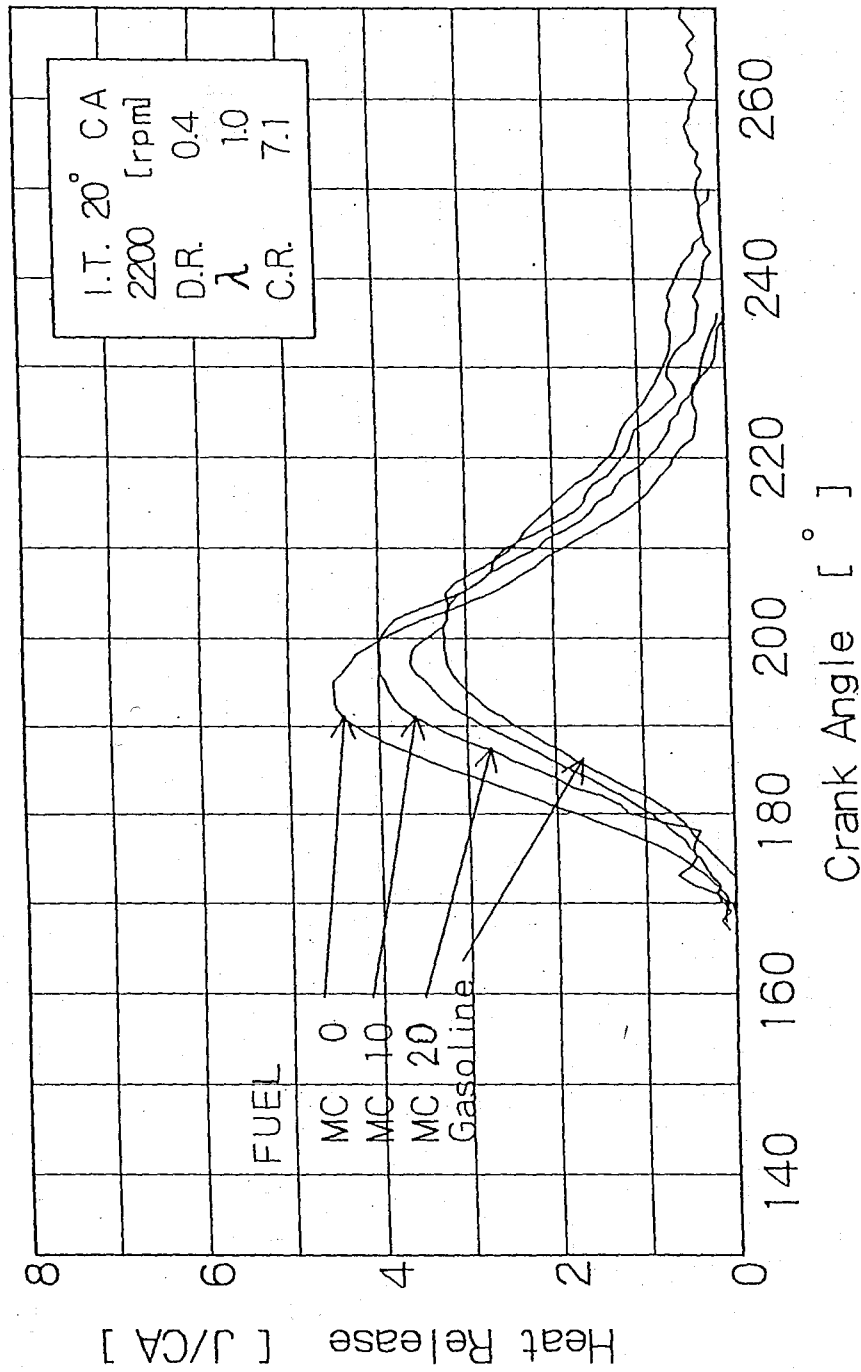


図3-2-13(1) 熱発生率に及ぼす燃料の影響 (20° CA)

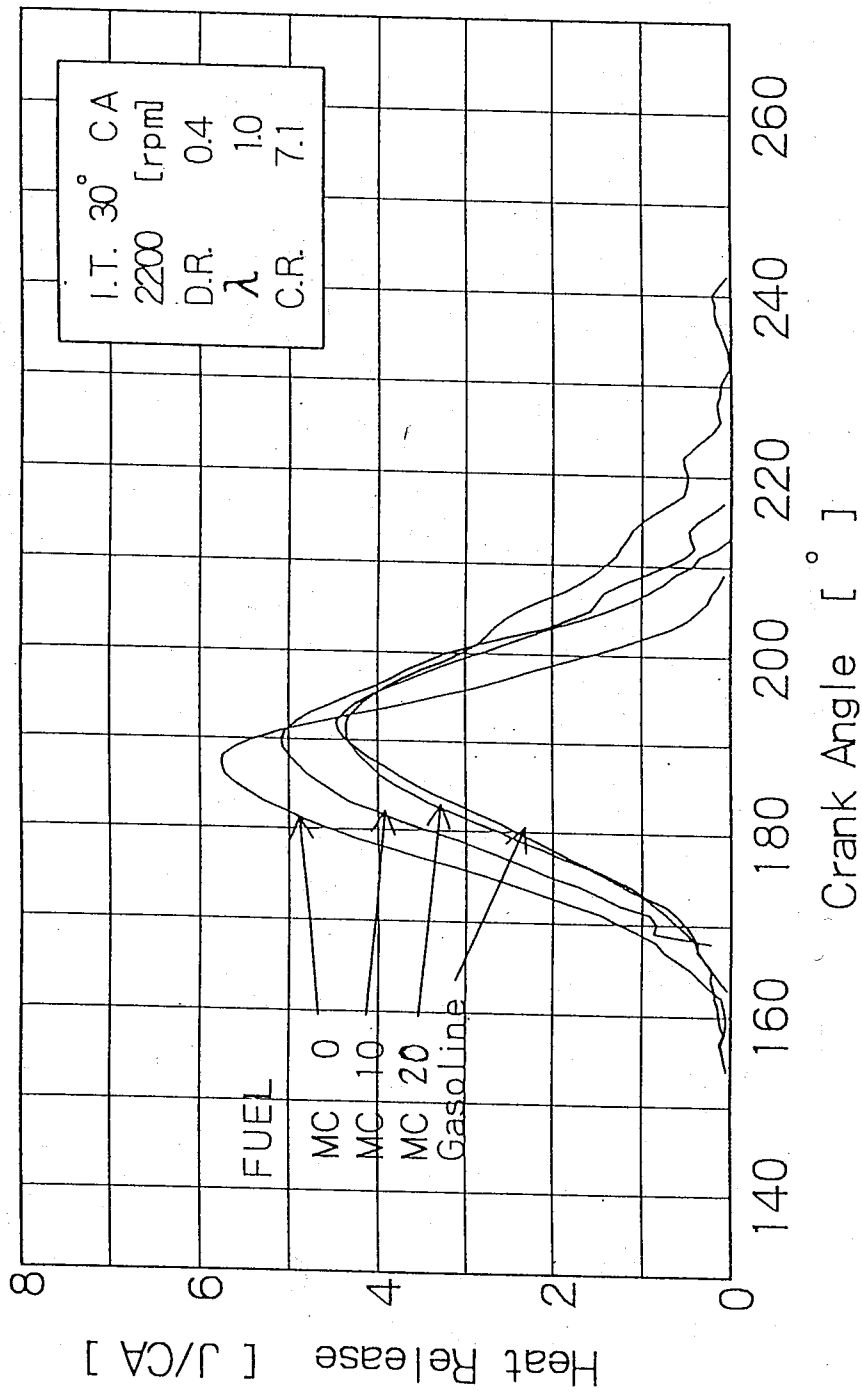


図3-2-13(2) 熱発生率に及ぼす燃料の影響 (30° CA)

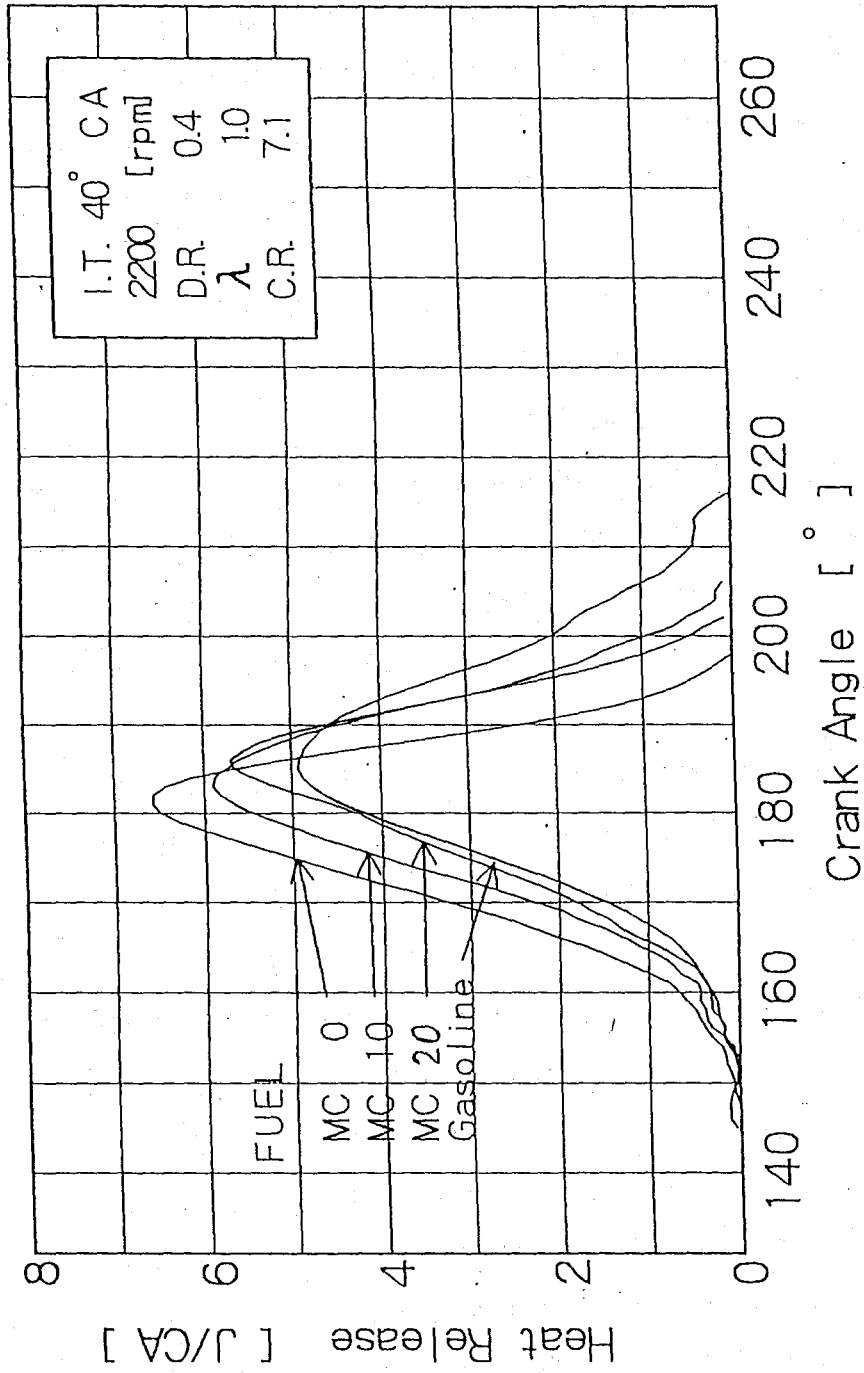


図3-2-13(3) 熱発生率に及ぼす燃料の影響 (40° CA)

激に立ち上がっており、また、熱発生率は上死点前で最大値を得ており出力・熱効率が低下しているのがわかる。また、MC10も熱発生率の最大値が上死点に近づきすぎ出力が低下している。

このように点火時期を一定にして比較すると各燃料のMBTがそれぞれ異なるために、異なった燃料ではそれぞれの燃料に合った点火時期で評価するべきである。そこでそれぞれのMBT点でとった燃焼圧力線図、質量燃焼割合および熱発生率を図3-2-14、図3-2-15、図3-2-16に示す。

図3-2-15を見ると燃料によって着火点は異なっているが燃焼が進み80%近辺でほぼ一定の値となっている。また図3-2-16を見ると熱発生率の最大値が上死点前近辺に集まっていることがわかる。

また、図3-2-17に最大圧力の発生時期を示す。図中黒印がMBT点であるが、MBT点では P_{max} の発生時期もほぼ同じ時期に来ている。これは、含水による点火遅れの増大・燃焼速度の減少を点火時期を進めることによって補い、最適な燃焼が行われていると思われる。

図3-2-18に燃焼最大圧力とその発生時期・標準偏差 S ・変動率 S/P_{max} の含水率および点火時期による変化を示す。

この図を見ると、 P_{max} はそれぞれの燃料で点火時期を進めるほど上昇している。これは点火時期を早めた場合、燃焼室内で完了する燃焼の割合が増大し、排気ポートが開くまでに生成される燃焼生成物が増大するためであると思われる。また、点火時期を進角するほど圧力の高い状態で燃焼が進行するためであると思われる。また、標準偏差 S を見ると含水率が増加するとともにピークが進角側に移動している。これは、点火の遅いときには失火サイクルが増え最大圧力が低い状態のサイクルが増え、また、点火の早いときには過早点火となり最大圧力が高い状態のサイクルが増えるためにその中間の点火時期では相対的に圧力のばらつきが増えるためと思われる。変動率 S/P_{max} はそれぞれの燃料で点火が進角するとともに減少している。これは点火が進角すると P_{max} が増加するためであ

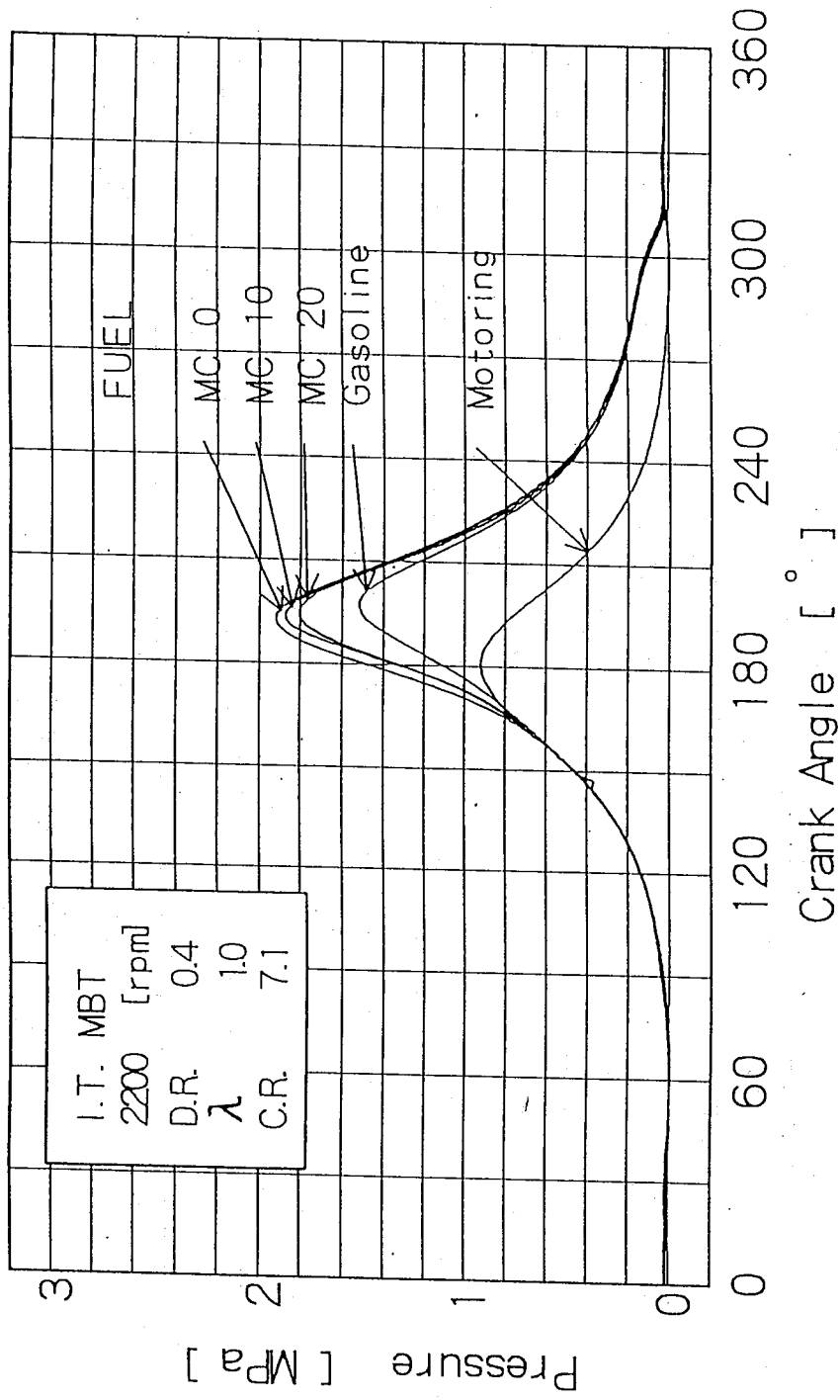


図3-2-14 燃焼圧力に及ぼす燃料の影響 (MBT)

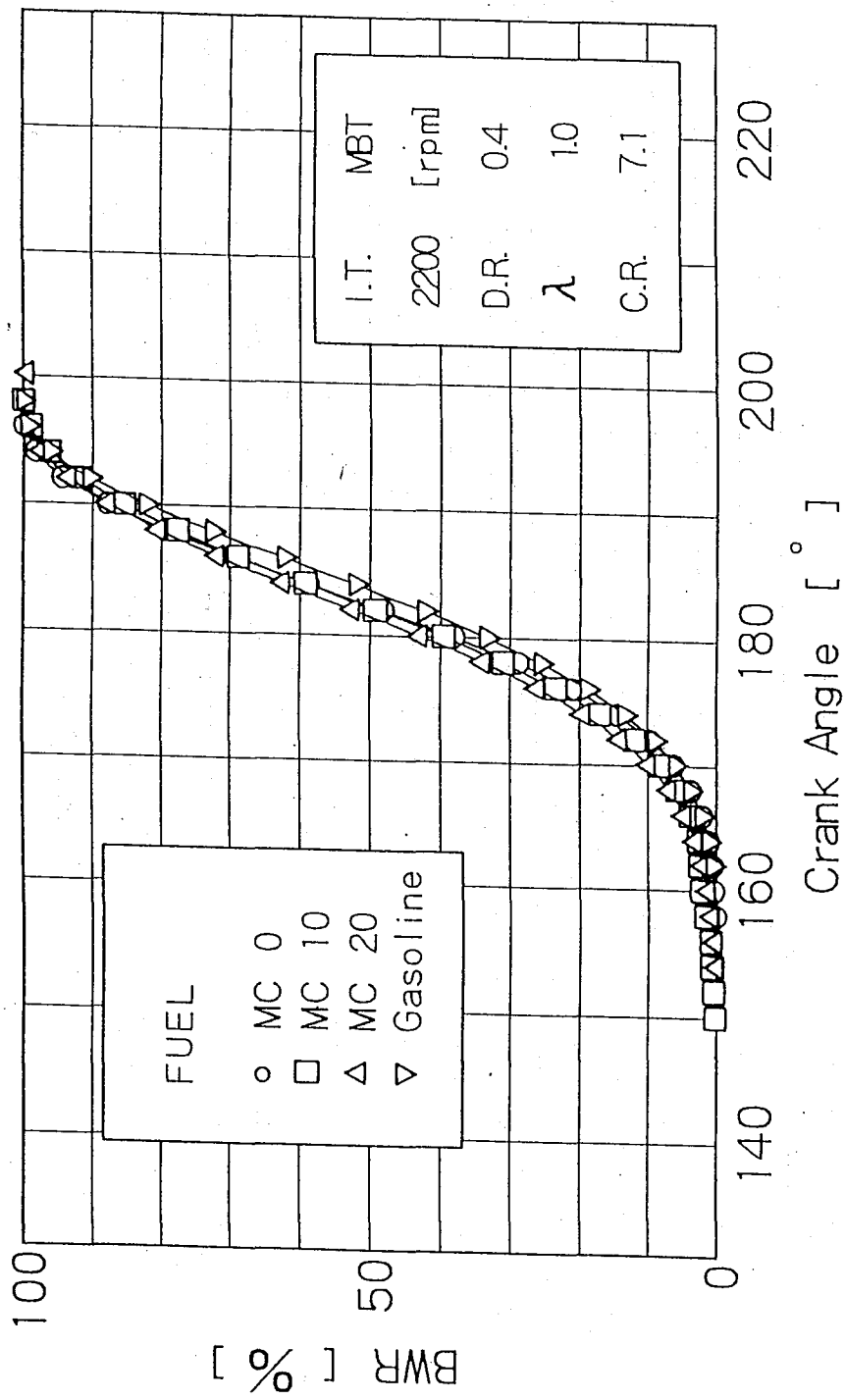


図 3-2-15 燃焼質量割合に及ぼす燃料の影響 (MBT)

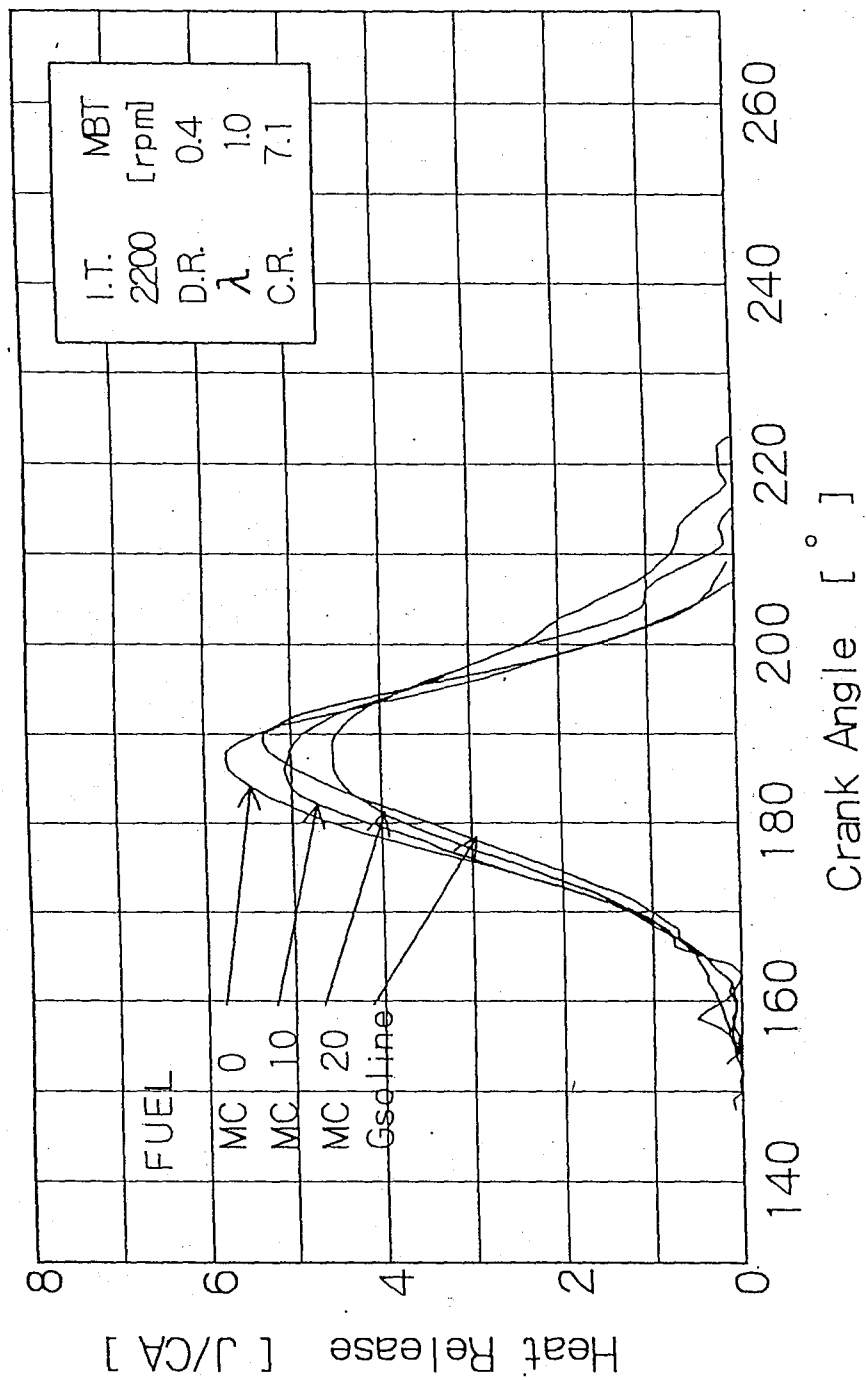


図3-2-16 熱発生率に及ぼす燃料の影響 (MBT)

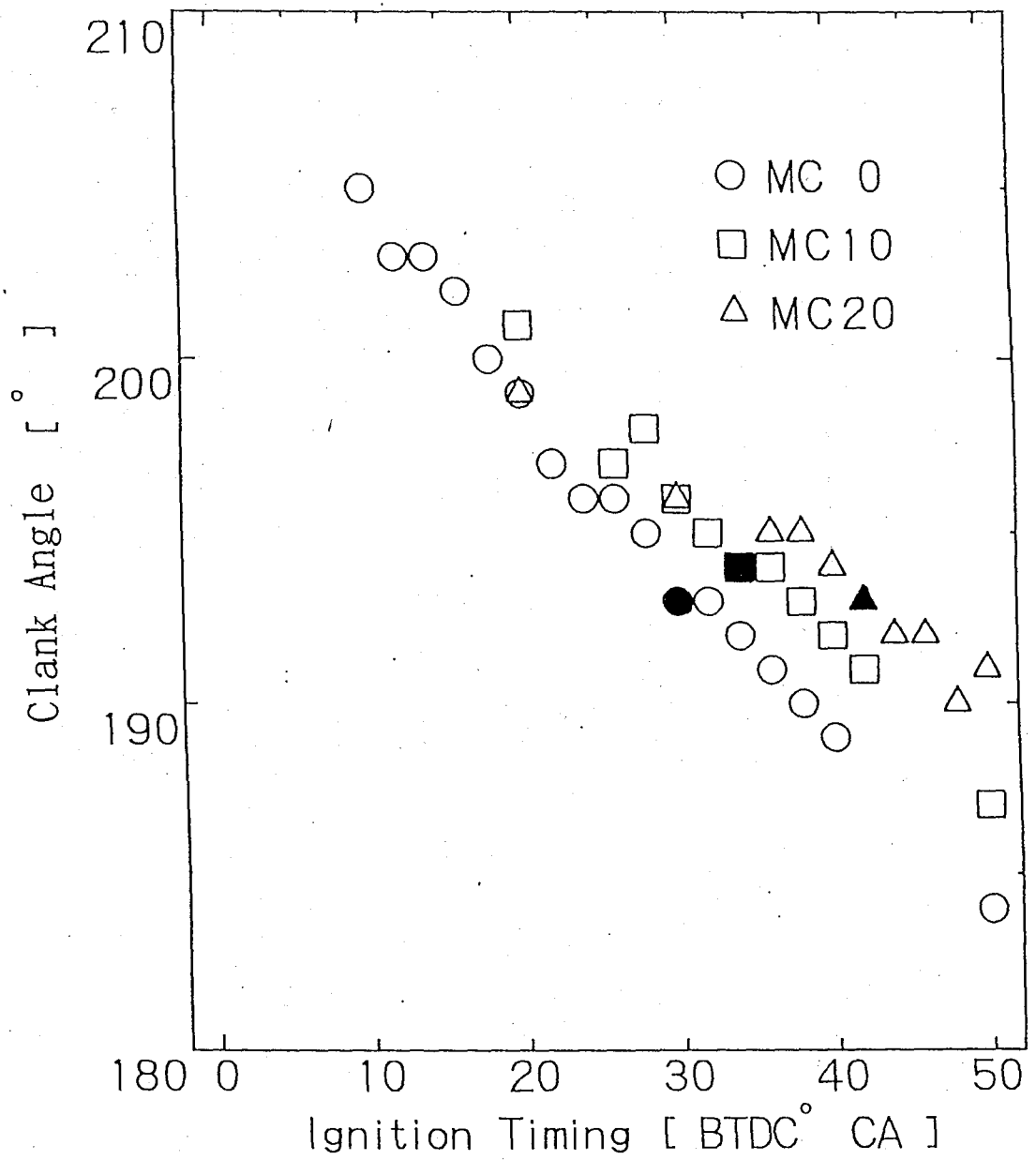


図3-2-17 最大圧力の発生時期

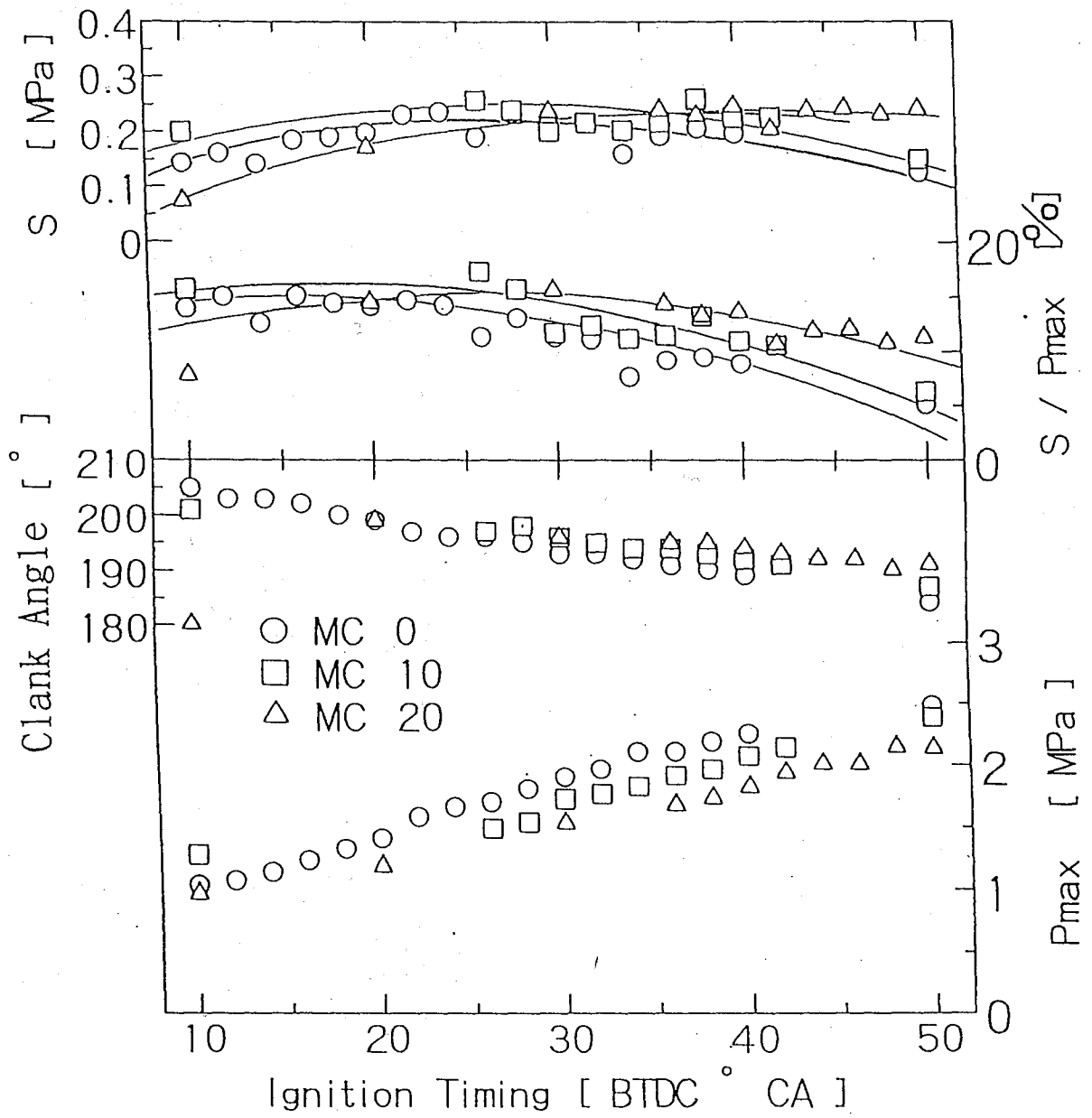


図3-2-18 機関の安定性

る。

図3-2-19に圧力のばらつきとその度数分布を示す。また燃料ごとの変化を見ると、ガソリン・メタノールに比べて含水メタノールの燃焼は失火サイクルが多いものと思われる。

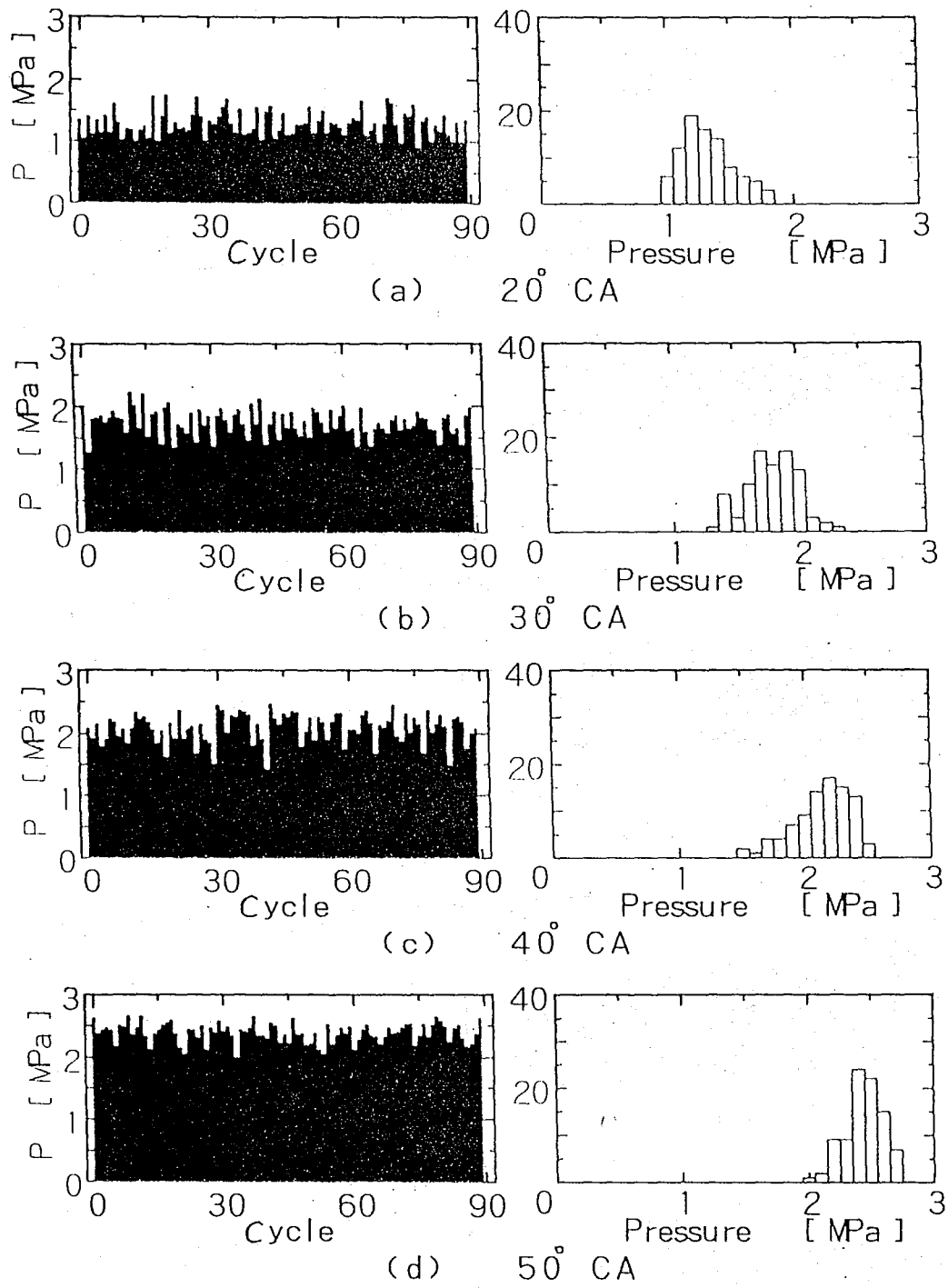


図3-2-19(1) 最大圧力のばらつき (NC10)

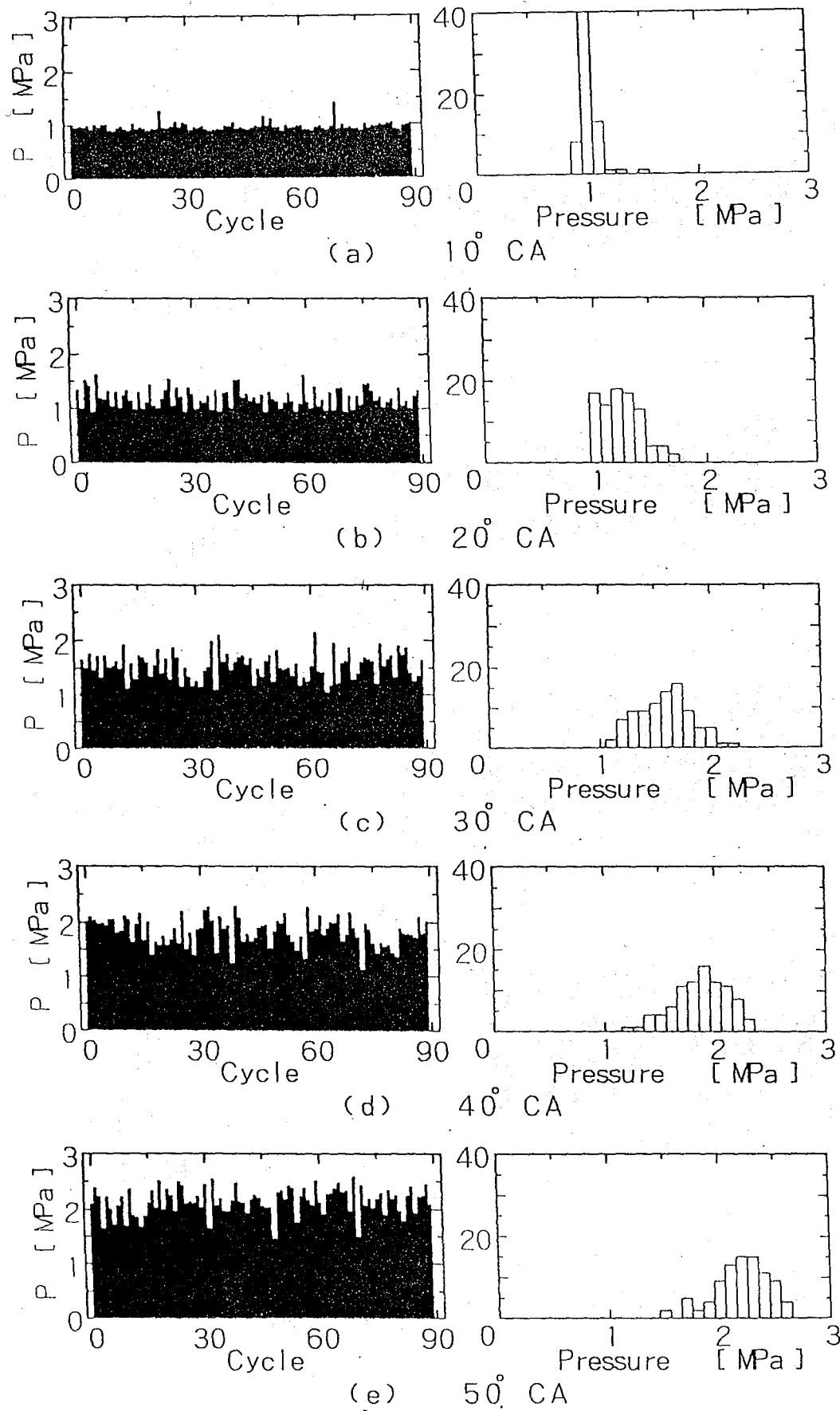


図3-2-19(2) 最大圧力のばらつき (MC20)

3-3 空気過剰率による影響

次に空気過剰率の変化による M B T の変化について探るため、M C O, 標準ヘッド ($\varepsilon = 0.7$) にて、空気過剰率を0.7から1.2まで0.1おきにとり、点火時期を変化させて実験を行った。

図3-3-1に空気過剰率と点火時期による正味出力の変化を示す。これを見ると空気過剰率が1.0付近が全体的に高くそれより過濃でも希薄側でも出力が減少する。これは理論混合比よりも若干濃いところで火炎速度がもっとも早く燃焼温度も最高値を示し従って平均有効圧も最大となり出力が出ているものと思われる。また、最大出力点での点火時期が、空気過剰率1.0を最低として過濃側・希薄側それぞれ進角している。

図3-3-2に各空気過剰率におけるM B T点を、図3-4-3に各空気過剰率のM B T点における出力・熱効率を示す。

この図を見ると空気過剰率1.0付近がもっともM B T点が遅く燃焼の進行の早いことが想像される。また、出力を見ると全体的に出力が増加している。これは、測定点をM B Tとしたため空気過剰率の違いによる燃焼速度や着火遅れ時間の差を補うように点火時期を変化させたことによると思われる。

図3-3-4, 図3-3-5にそれぞれ各空気過剰率におけるM B T点での燃焼質量割合, 燃焼期間を示す。

燃焼質量割合を見ると空気過剰率1.2をのぞいてほとんど同じクランク角度で燃焼が進行しておりこの付近で燃焼が進むと出力が高くなるものと思われる。また、燃焼期間の図を見ると、希薄・過濃領域で着火遅れが増大している。過濃領域においてはシリンダ室内の燃料の量が過剰となり混合気の温度が低下しているものと思われる。また、希薄域においては混合気中の燃料の密度が低下し着火しにくくなっているものと思われる。このように、M B T点で比較することにより、この着火遅れによる燃焼のクランク角度における位置

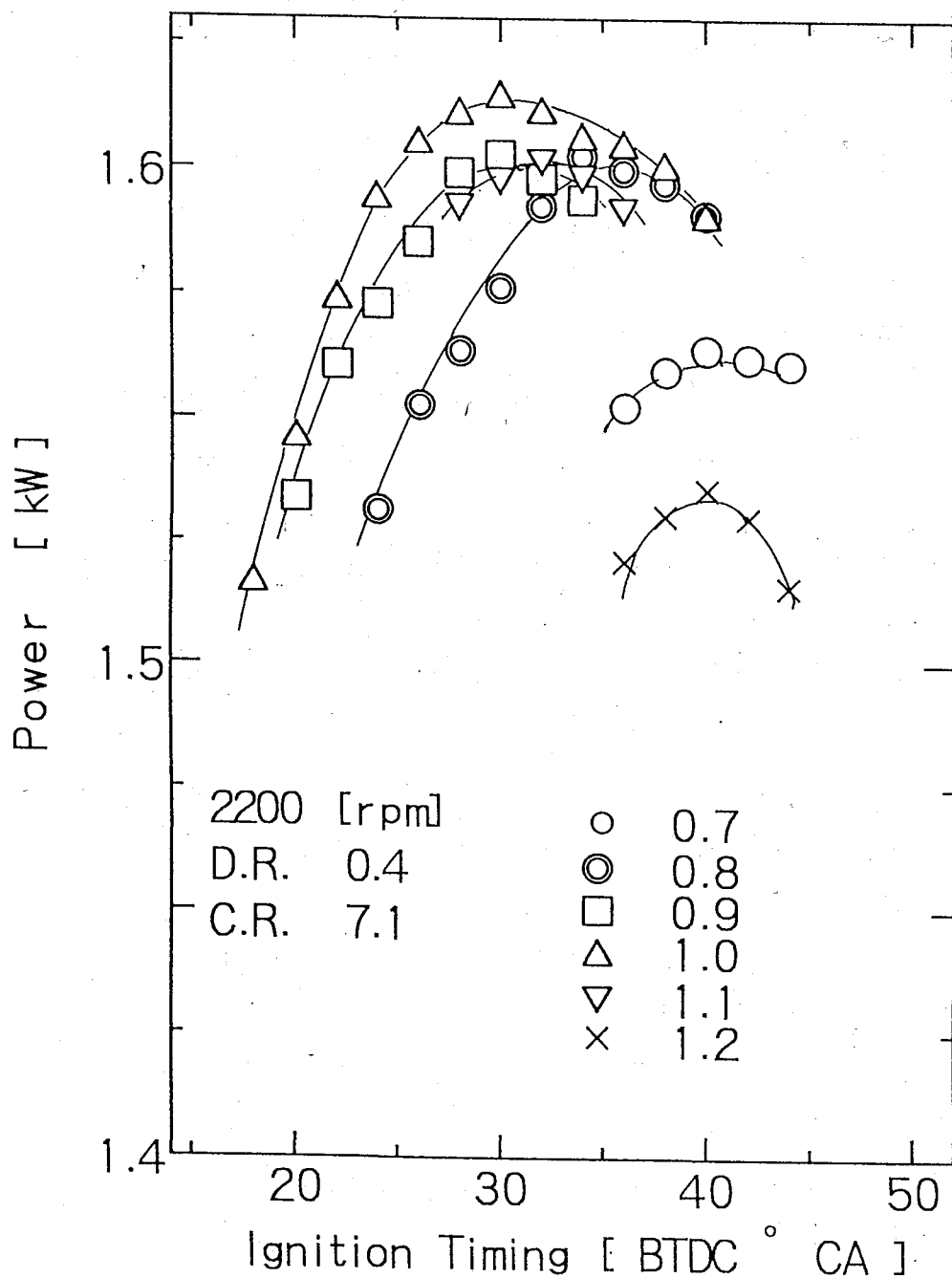


図3-3-1 空気過剰率による出力・効率の変化

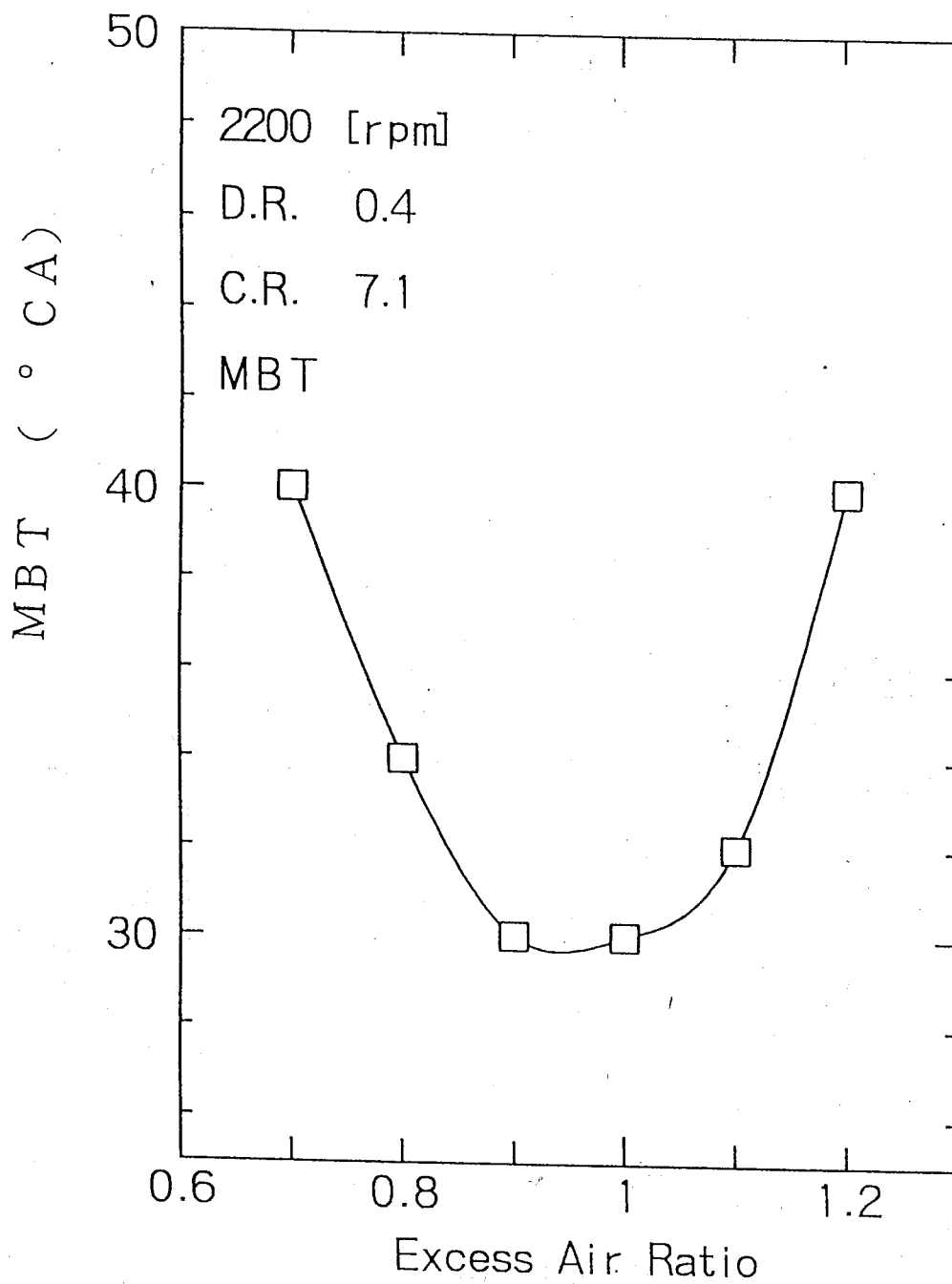


図3-3-2 空気過剰率によるMBTの変化

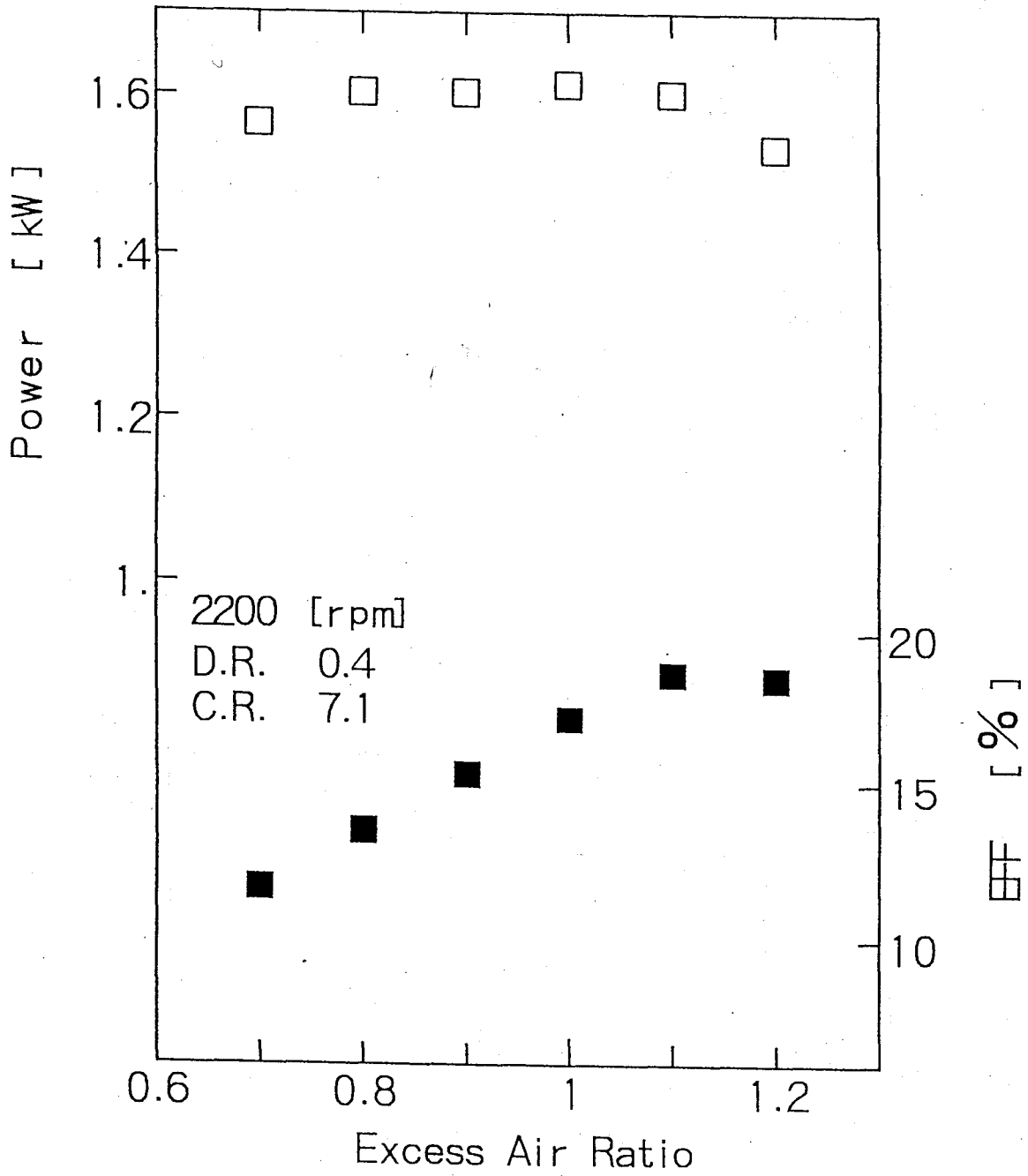


図3-3-3 空気過剰率による出力・効率の変化

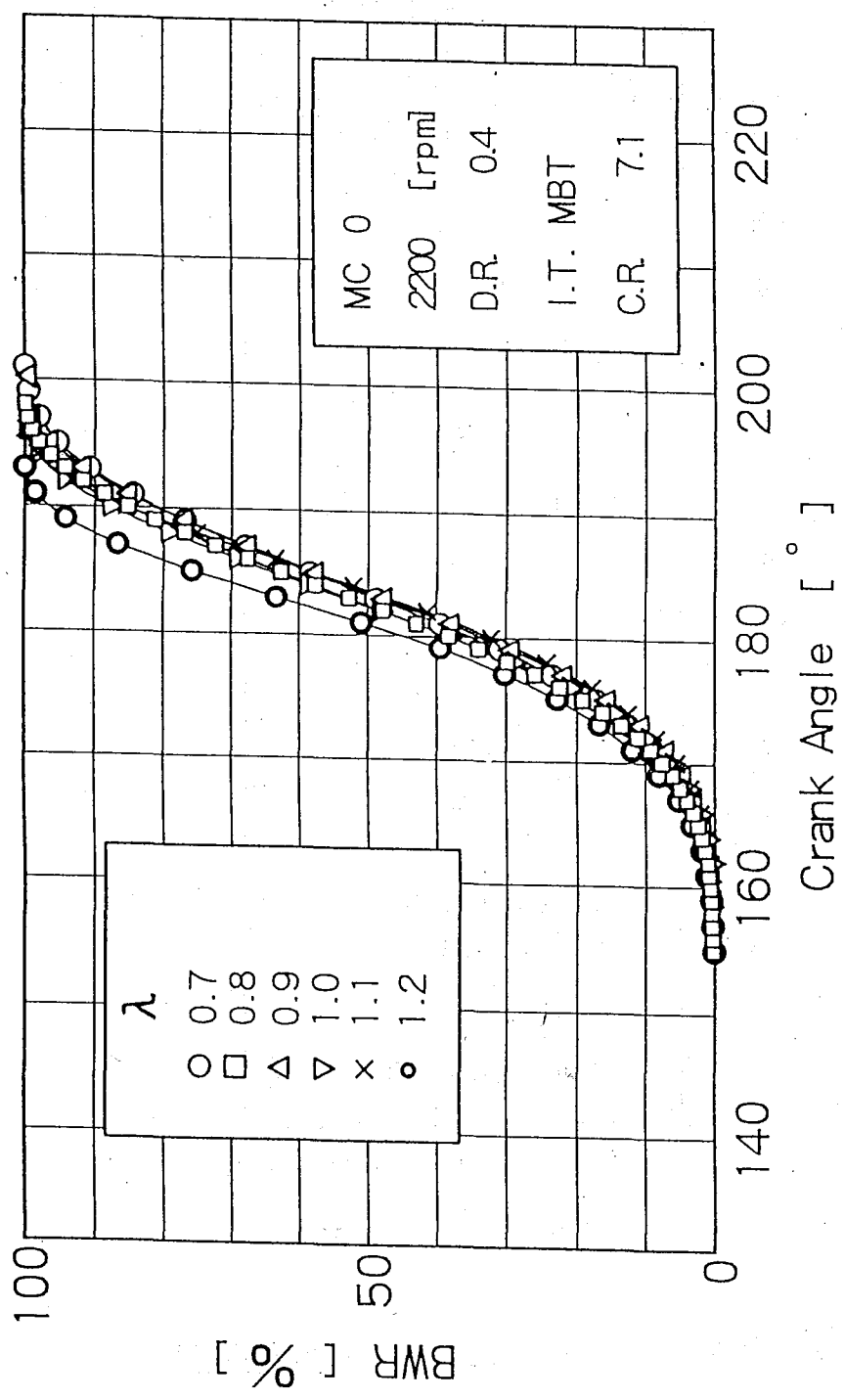


図3-3-4 MBT点における燃焼質量割合

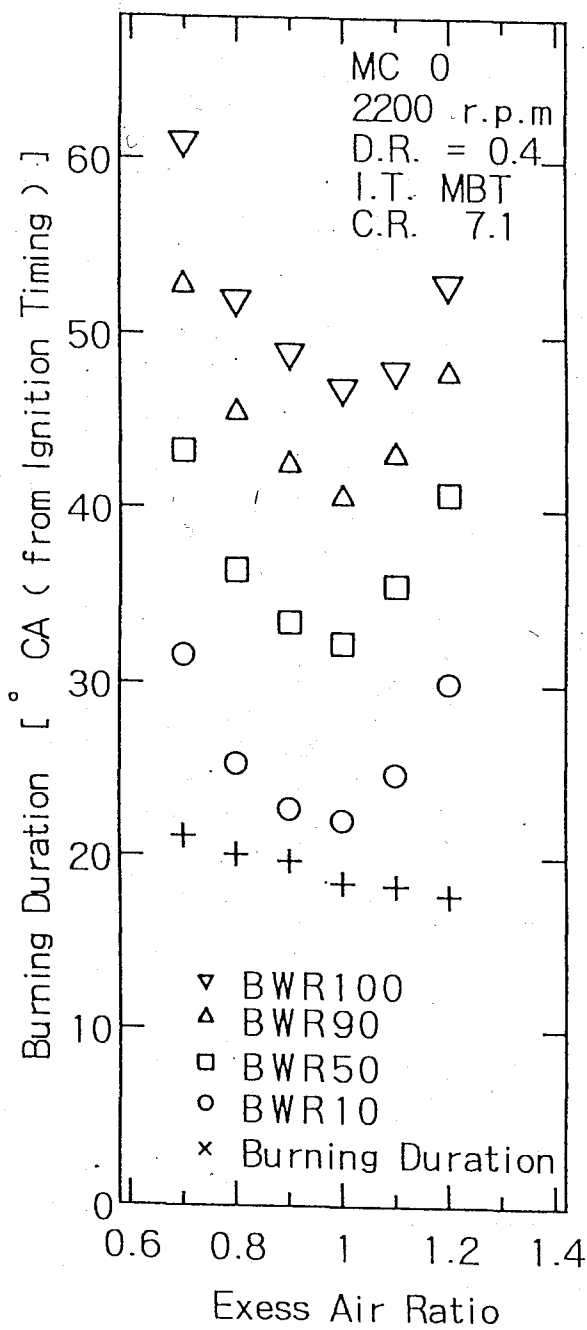


図3-3-5 MBT点における燃焼期間

が最適位置からずれるのを補うように点火時期が進角しているものと思われる。

図3-3-6に点火時期 22° CAのときの出力・熱効率の図と点火時期 MB T 点の出力・熱効率を比較した図を示す。

この図を見ると、どの空気過剰率においても出力・効率ともに向上し、特に気薄域での出力が MB T 点とすることによって改善されている。これにより、点火時期を MB T として機関を運転すると希薄域での燃焼が主に改善されることがわかる。

図3-3-7に各 MB T 点における標準偏差 S ・変動率 S / P_{max} 、最大圧力 P_{max} およびその発生時期を示す。

この図を見ると標準偏差においてはほとんど変化がなく、また、空気過剰率が上昇するに従って P_{max} が増加するので変動率 S / P_{max} は低下している。一般的な研究結果では理論空燃比付近の変動率が少なく、そこから離れるに従って変動率は増加するはずなのだがこの図を見るとそのようにはなっていない。しかし、変動率の変化はそれほど大きいわけではなく、ほとんど変化がないと考えてもよいであろう。

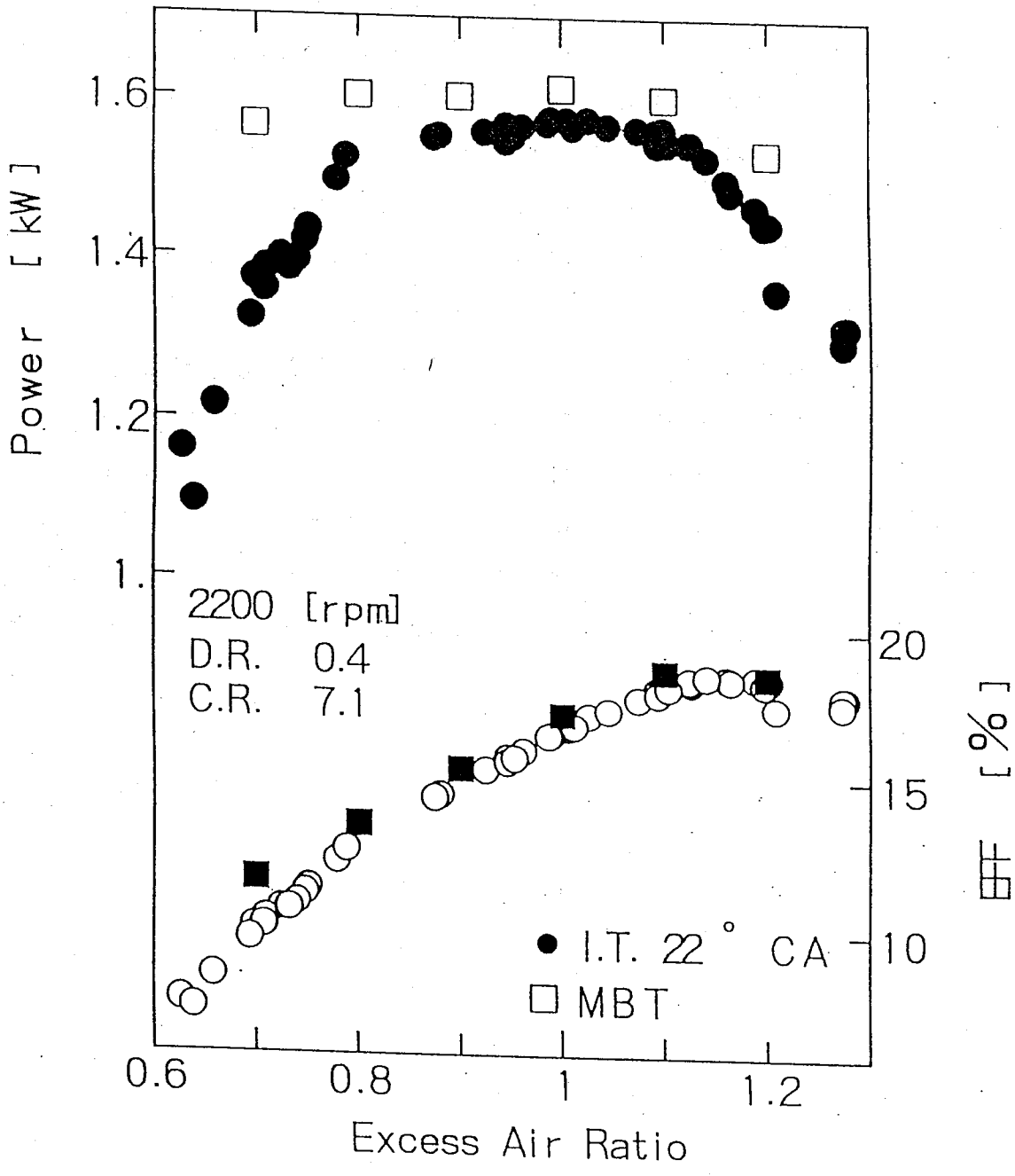


図3-3-6 空気過剰率による出力・効率の変化

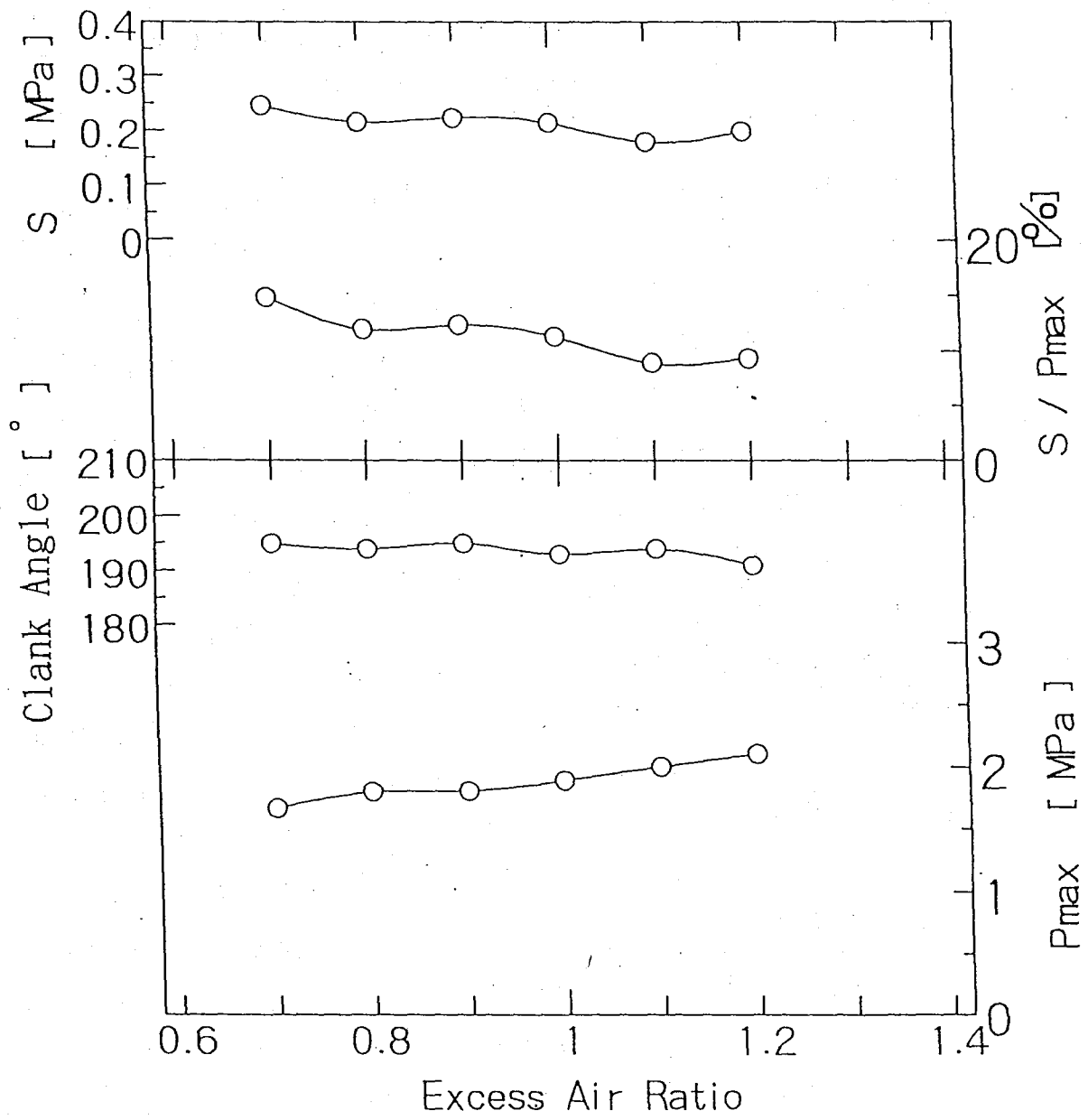


図3-3-7 空気過剰率と安定性

3-4 圧縮比の影響

メタノールはオクタン価が高いため、対ノック性が高いとされているが、熱面着火しやすいと言う特性も持っているために、早期着火やノッキングにつながる可能性がある。ここで、メタノールを含むメタノールと

することにより燃料の熱面点火温度を下げるができる。そのことにより、圧縮比を上げたときに起こる自発火や、デトネーションにより起こるノッキングを防げるとも考えられる⁽³⁷⁾。

そこで本研究では、シリンダヘッドの加工により圧縮比を上昇させたヘッドのより以上のような効果の検討を行い、また、それぞれの燃料のそれぞれの条件における最適点火時期(MBT)における性能を比較するため、吸気比0.4、回転数2200rpm、空気過剰率を0.8、1.0、1.2、圧縮比7.1、7.6、8.4と変化させ、実験を行った。

図3-4-1、図3-4-2、図3-4-3に各燃料で圧縮比を変えた場合の出力・熱効率の変化を示す。

ガソリンエンジンの理論サイクルであるオットーサイクルの理論熱効率は圧縮比と比熱比の比のみで表され、これらが高くなるほど熱効率は高くなる⁽²⁴⁾。ここで、この図を見ると、MC10とMC20では、圧縮比を上げて行くとともに出力・熱効率ともに上昇することがわかる。しかし、MC0では空気過剰率0.8を除いて1.0、1.2ではほとんど出力・熱効率ともに向上していないことがわかる。これは、含水メタノールの熱面着火温度の抑制効果が現れているものと思われる。図3-4-4から図3-4-9にそれぞれ圧縮比7.1、7.7、8.4の出力・熱効率・MBT点、燃焼特性について述べる。

この図を見るとわかるとおり、圧縮比が上がるとともに最大燃焼圧力が上昇しMBT点も遅角側に移行してきている。

図3-4-10にモータリング圧力に及ぼす圧縮比の影響を、図3-4-11から図3-4-13に燃焼圧力に及ぼす圧縮比の影響、図3-4-14から図3-4-15に燃焼圧力に及ぼす圧縮比と空気過剰率の影響を示す。ま

ず、含水率による圧縮比への影響（図3-4-11から図3-4-13）を比較すると、どの含水率においても圧縮比が上昇するに従って燃焼圧力は上昇している。

また、図3-4-11、図3-4-14、図3-4-15（空気過剰率による変化）を見ると、空気過剰率の上昇（混合気の希薄化）とともに圧力曲線の肥大化（圧力上昇範囲の拡大）が見られる。これは、混合気が均質化されていないために混合気が過濃な場合には着火した領域から着火していない領域への熱の伝達が円滑に行われ、燃焼が連続して行われているものと思われる。

また、反対に、希薄側では着火していない領域の空燃比混合気温度が着火領域まで達していないため燃挿画は約終了しているものと思われる。

図3-4-16から図3-4-18に燃焼質量割合に及ぼす圧縮比の影響を、図3-4-19、図3-4-20に燃焼質量割合に及ぼす圧縮比と空気過剰率の影響を示す。含水率による変化（図3-4-16から図3-4-18）を見ると、それぞれ圧縮比が上がるに従って、燃焼期間が減少し全体的に燃焼している期間が上死点から離れた時期に移動している。これにより圧縮が上がることにより、燃焼速度が上がり圧力の発生時期がずれるため、最大圧力の発生時期を揃えるように燃焼期間が下死点側に移動していることがわかる。

また、図3-4-16と図3-4-18（MC0とMC20）を比較すると、MC0よりもMC20の方が燃焼している時期が全体的に上死点側に移動している。含水メタノール燃料は自発火やノッキングの発生に関与する熱面点火温度を抑制する効果があることが知られているが、この抑制効果がここに現れていることが考えられる。また、図3-4-16と図3-4-17（MC0とMC10）を比較すると、ほとんど変化が見られない。これは山口の論文⁽²⁴⁾に見られるように含水率が10%程度までは、混合気に含まれる水の相変化（気化）によりモル数は変化しないが体積が1700倍も変化するため温度の低下を補い圧力が上昇しているものと思われる。

図3-4-21から図3-4-23に熱発生率に及ぼす圧縮比の影響，
図3-4-24，図3-4-25に熱発生率に及ぼす圧縮比と空気過剰率の影響
を示す。

図3-4-21から図3-4-23を見ると，圧縮比が上昇するとともに熱発生率も上昇し，また，熱発生率の最大値が下死点側に移動していることがわかる。また，熱発生の期間がその絶対値に対してかなり短くなっていることがわかる。

熱発生率の最大値の移動に関しては，圧縮比の上昇に伴って自発火の割合が多くなりその影響を避けるために点火時期を移動したために下死点側で熱発生しているものと思われる。熱発生の期間の短縮に関しては，燃焼質量割合で説明したように燃焼速度が圧縮比を上げるとともに増加するためと考えられる。

図3-4-21，図3-4-24，図3-4-25（空気過剰率の影響）を見ると，混合気が過濃側から希薄側になるに従って，熱発生のピークが上昇し，また，熱発生期間も短くなっている。

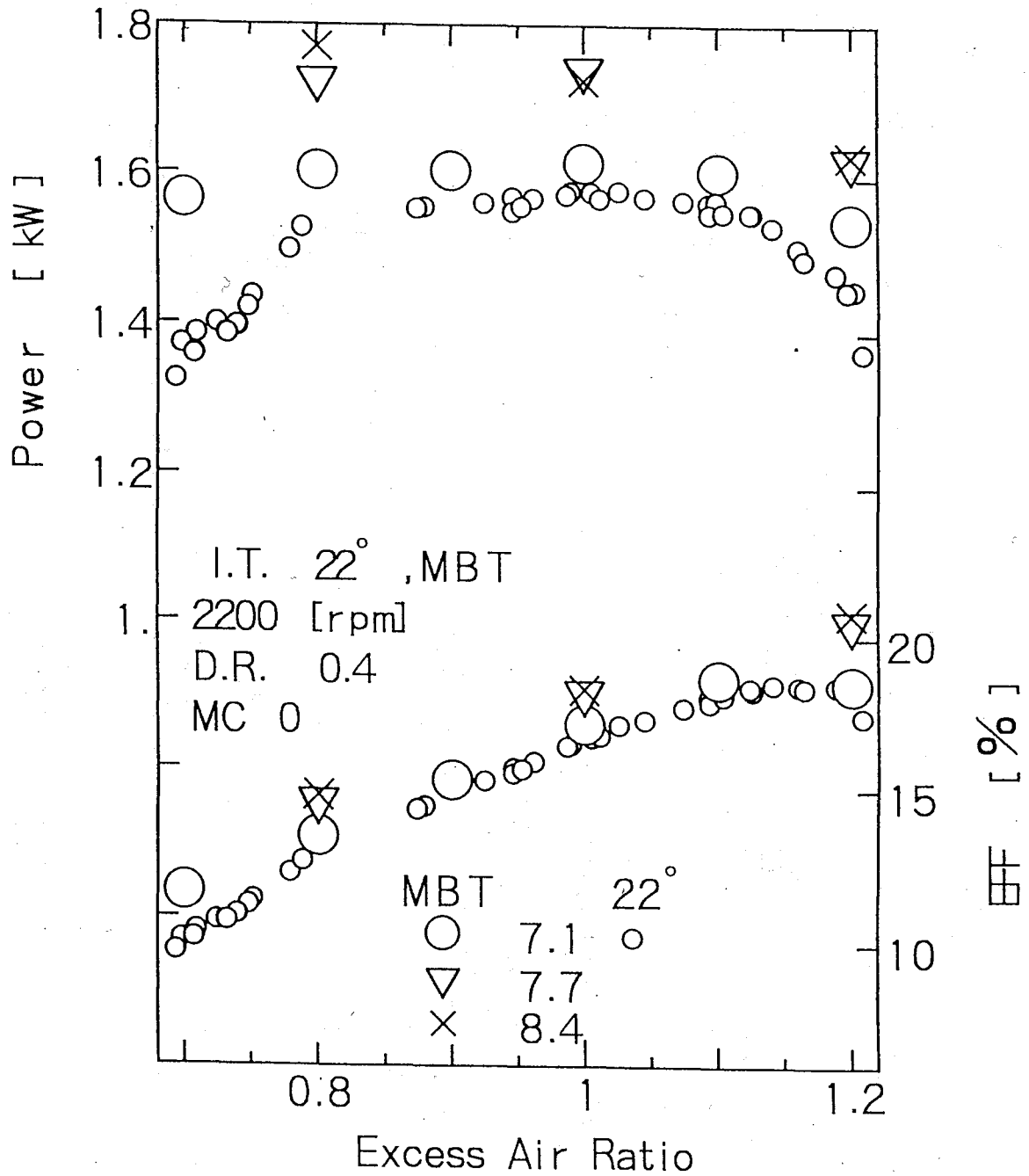


図3-4-1 圧縮比による出力・熱効率の変化 (MC 0)

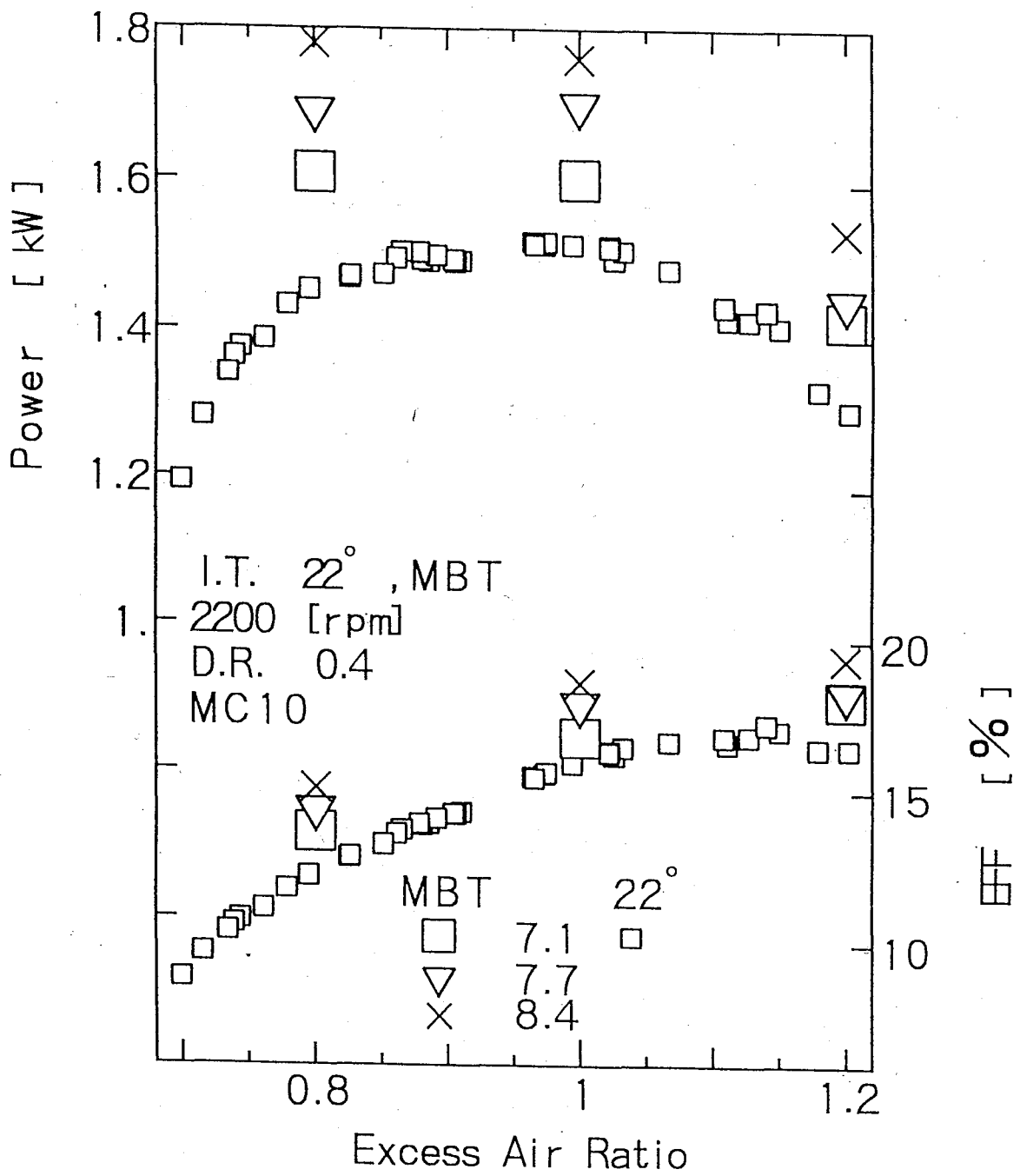


図3-4-2 圧縮比による出力・熱効率の変化 (MC10)

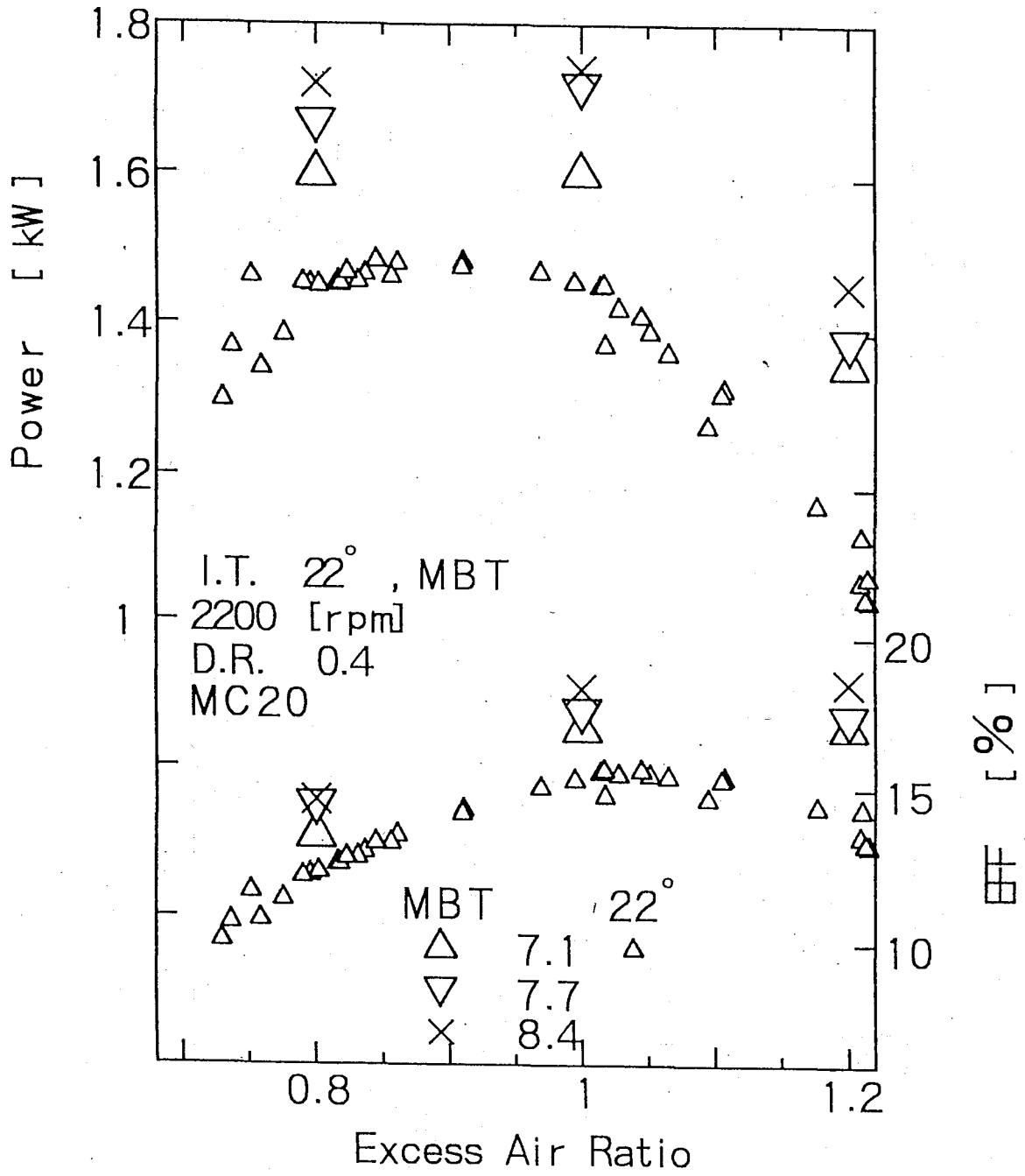


図3-4-3 圧縮比による出力・熱効率の変化 (MC20)

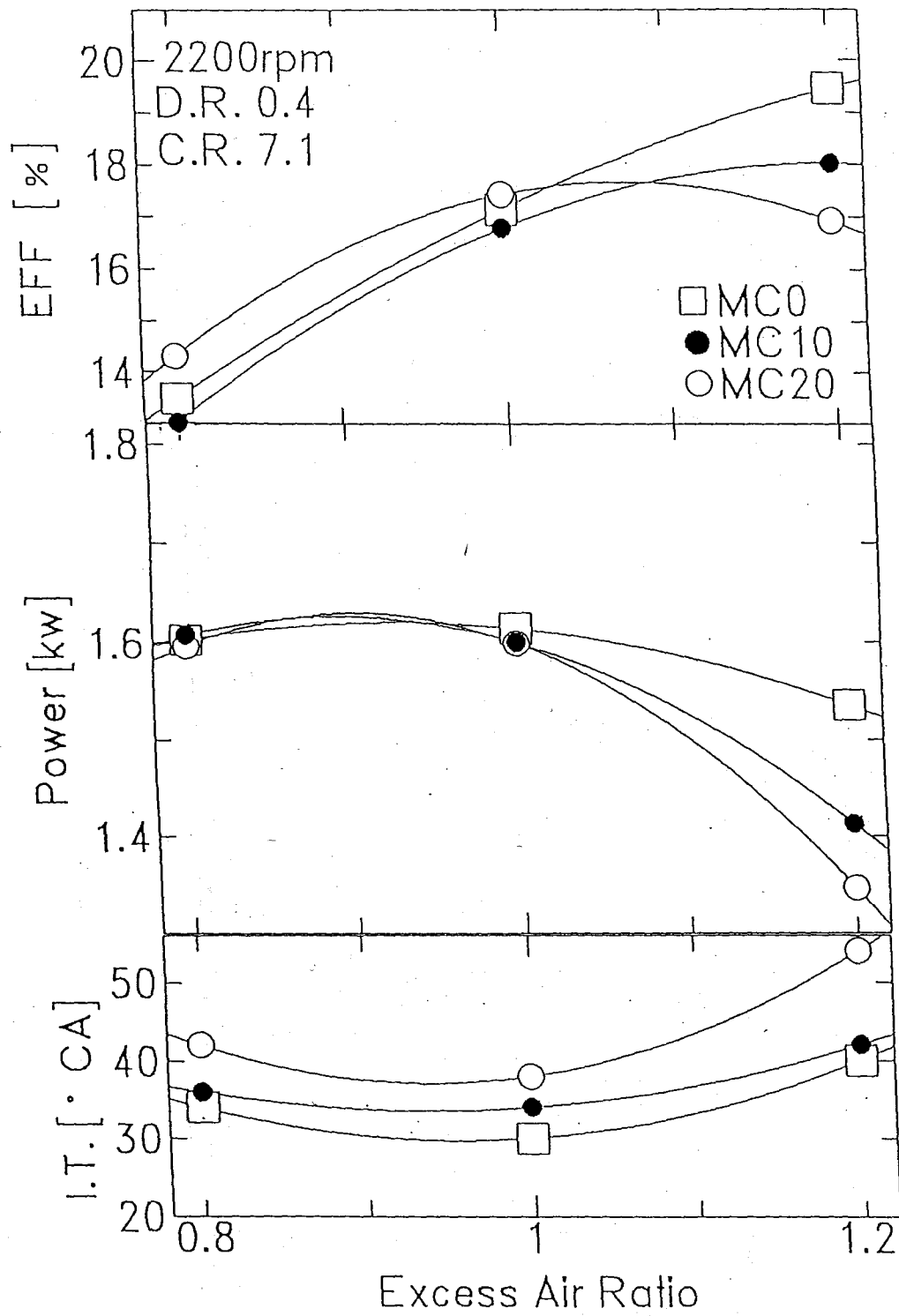


図3-4-4 空気過剰率によるMBT・出力・熱効率の変化
(圧縮比7.1)

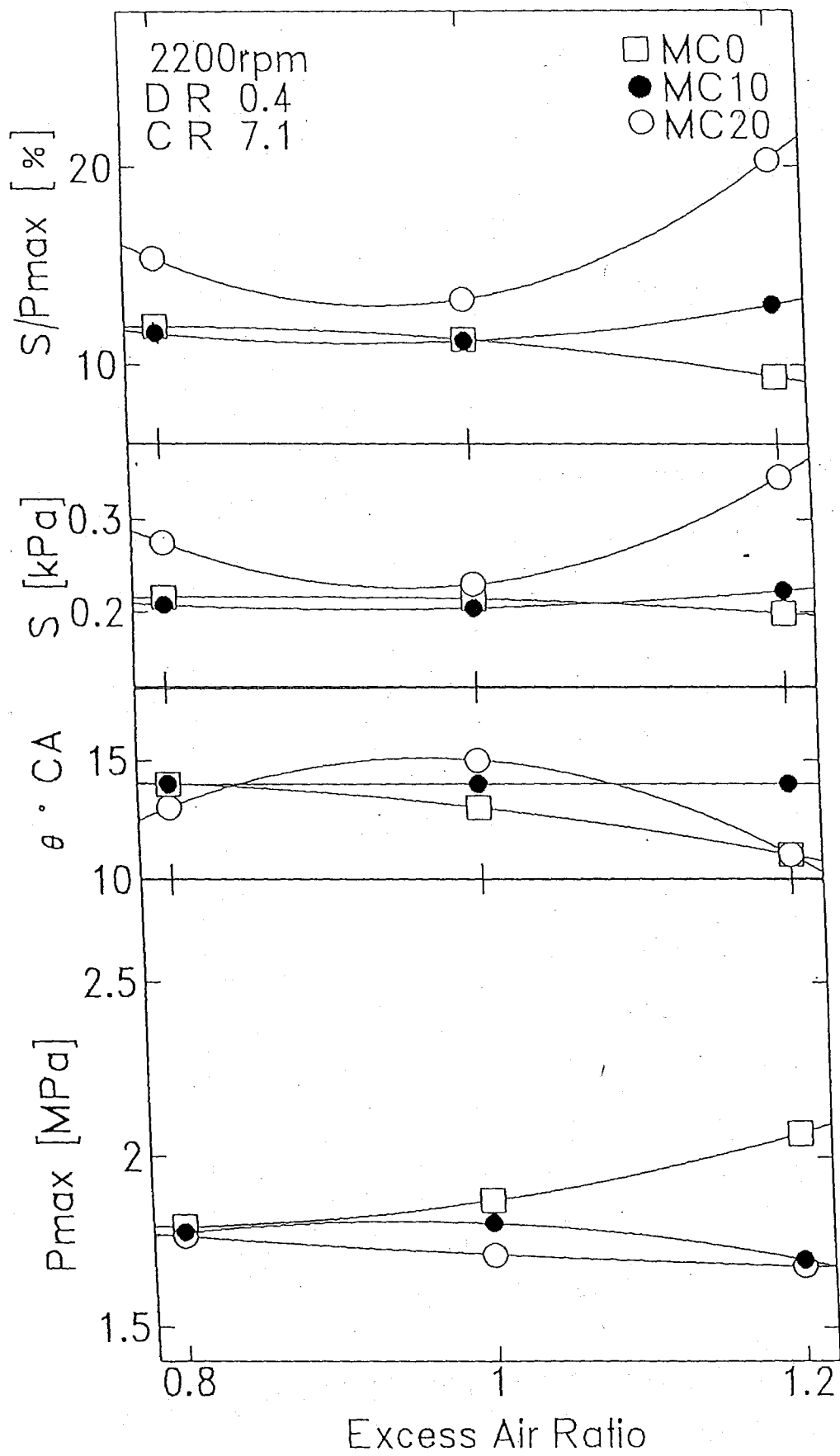


図3-4-5 M B Tにおける燃焼特性 (圧縮比7. 1)

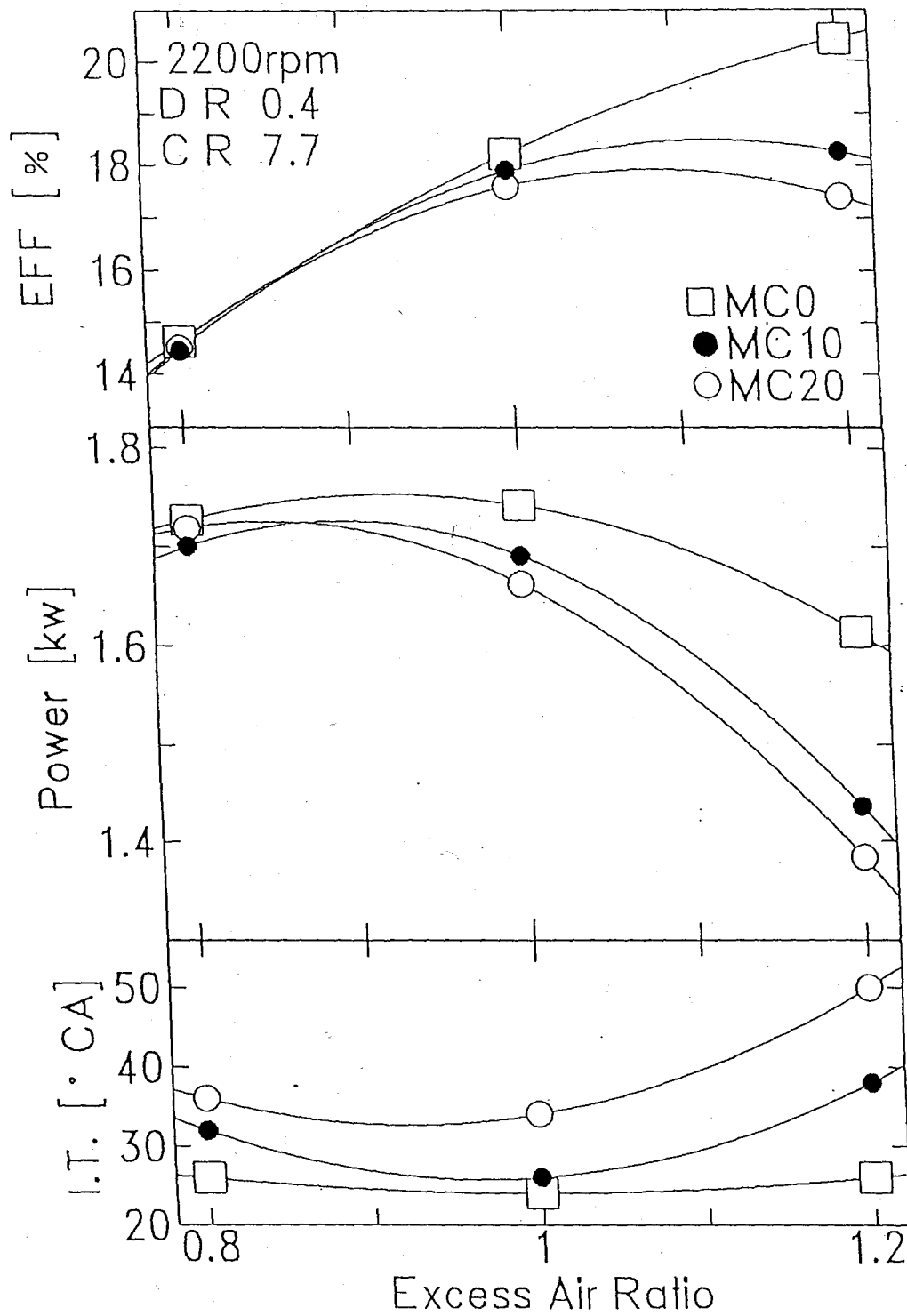


図3-4-6 空気過剰率によるMBT・出力・熱効率の変化
(圧縮比7.7)

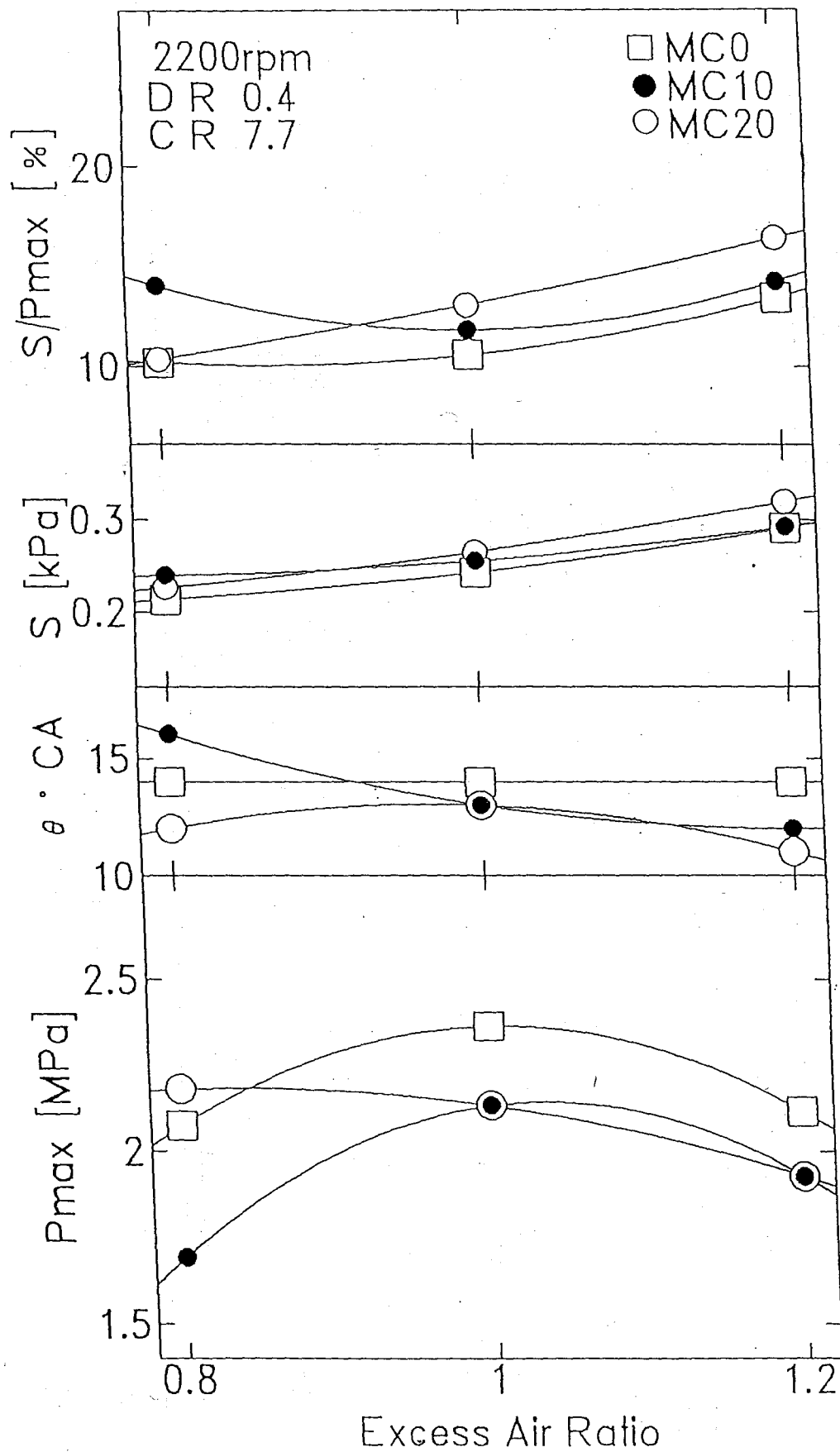


図3-4-7 MB Tにおける燃焼特性 (圧縮比7.7)

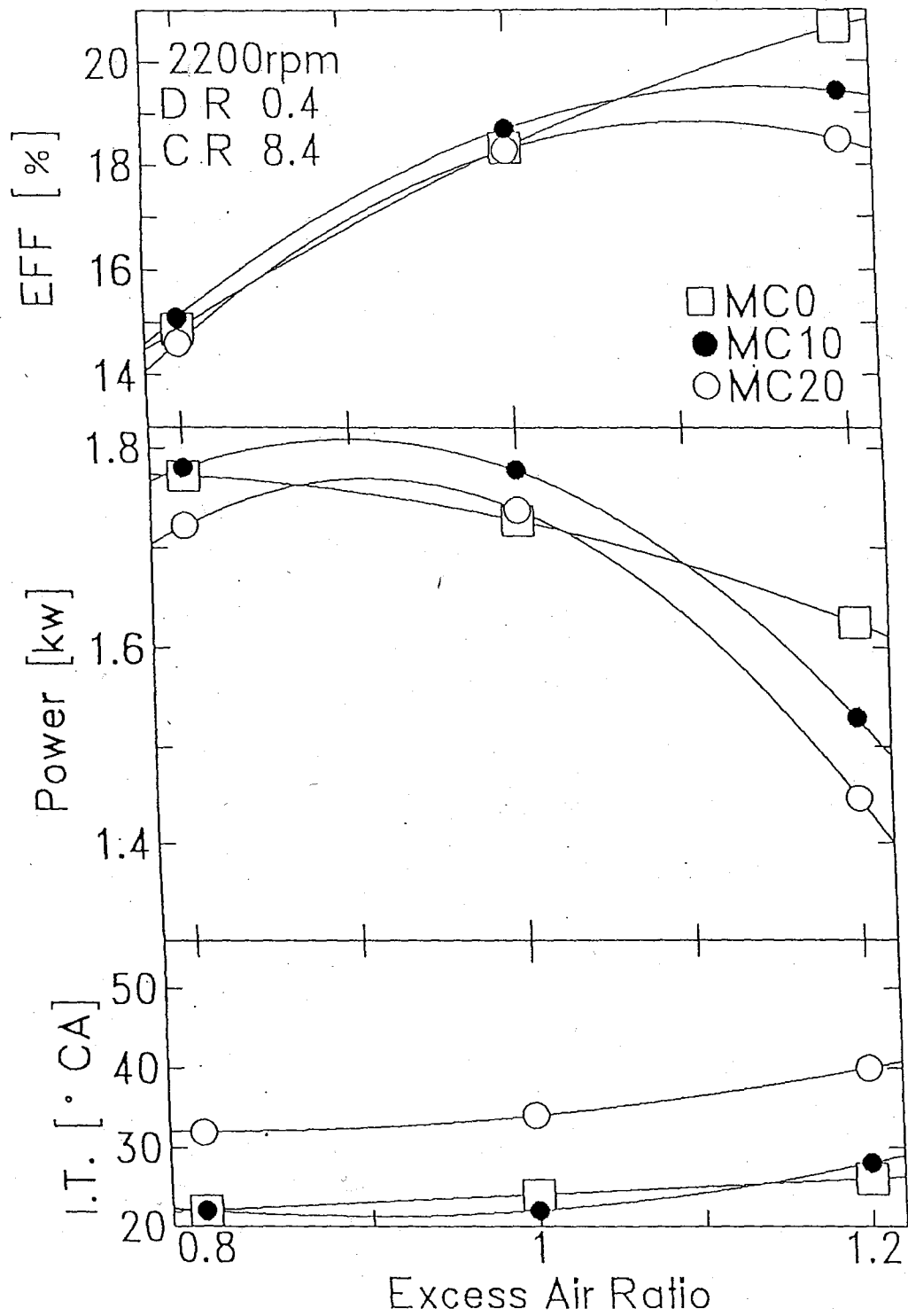


図3-4-8 空気過剰率によるMBT・出力・熱効率の変化
(圧縮比8.4)

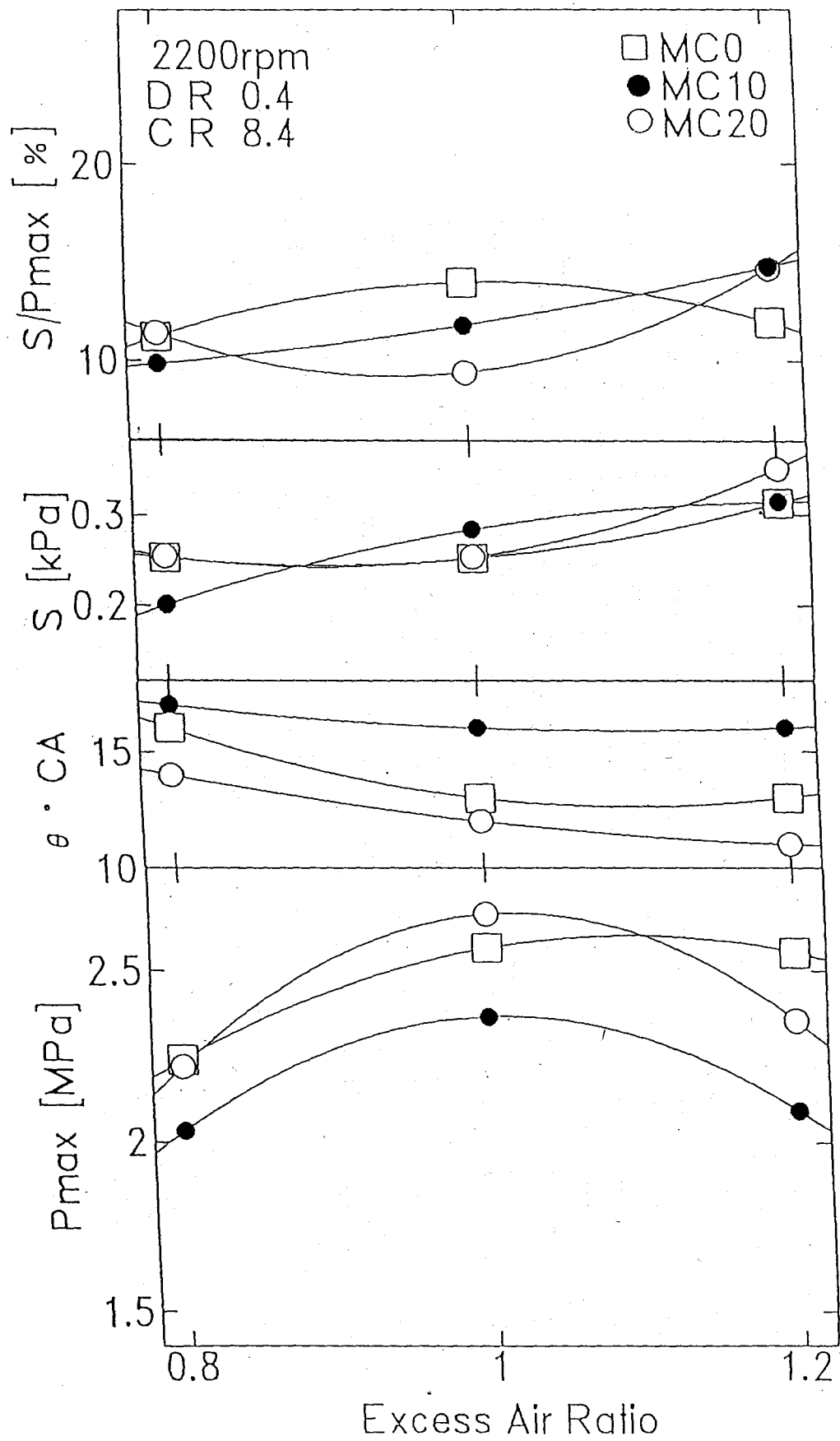


図3-4-9 MBTにおける燃焼特性 (圧縮比8.4)

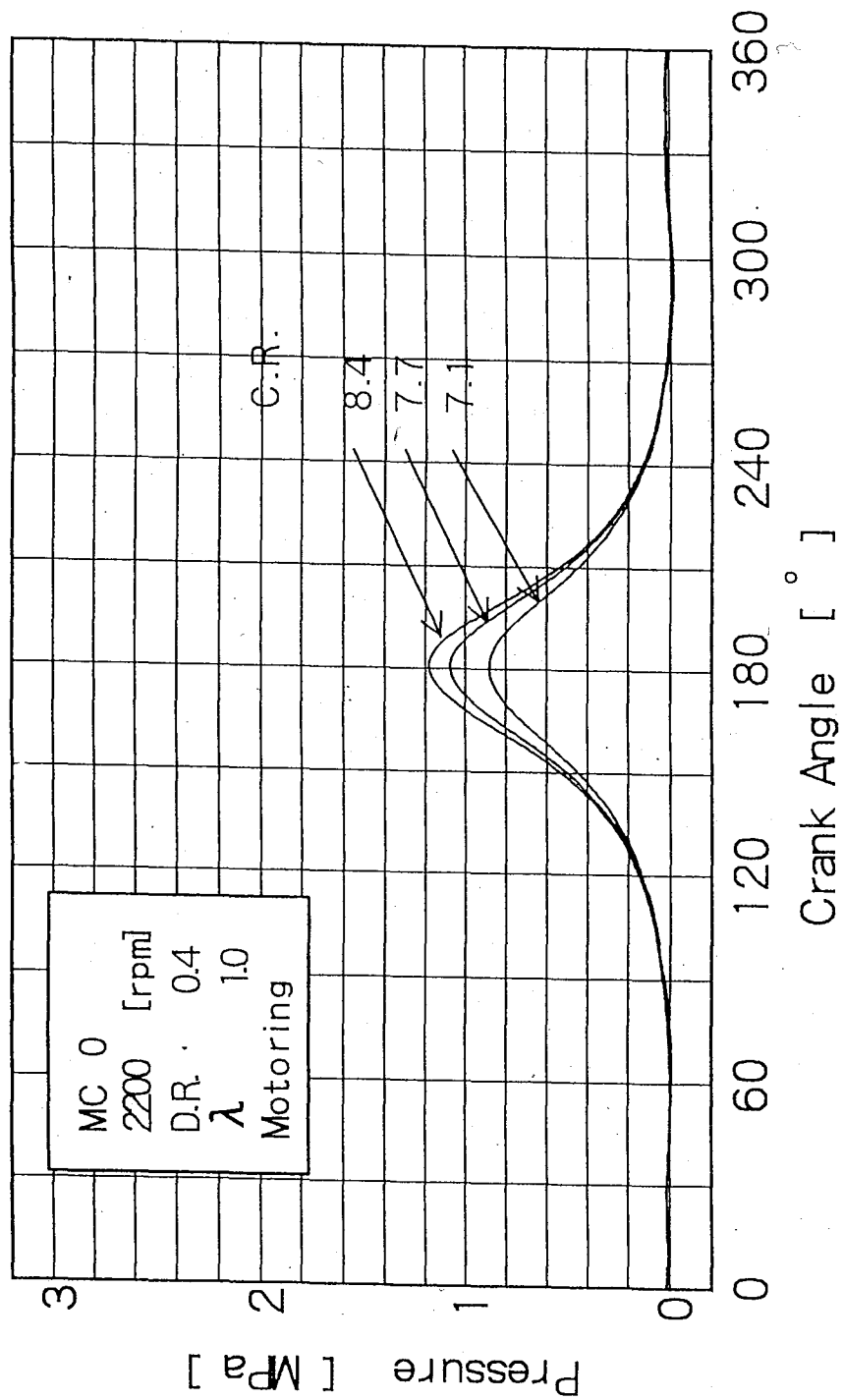


図3-4-10 モータリング圧力に及ぼす圧縮比の影響

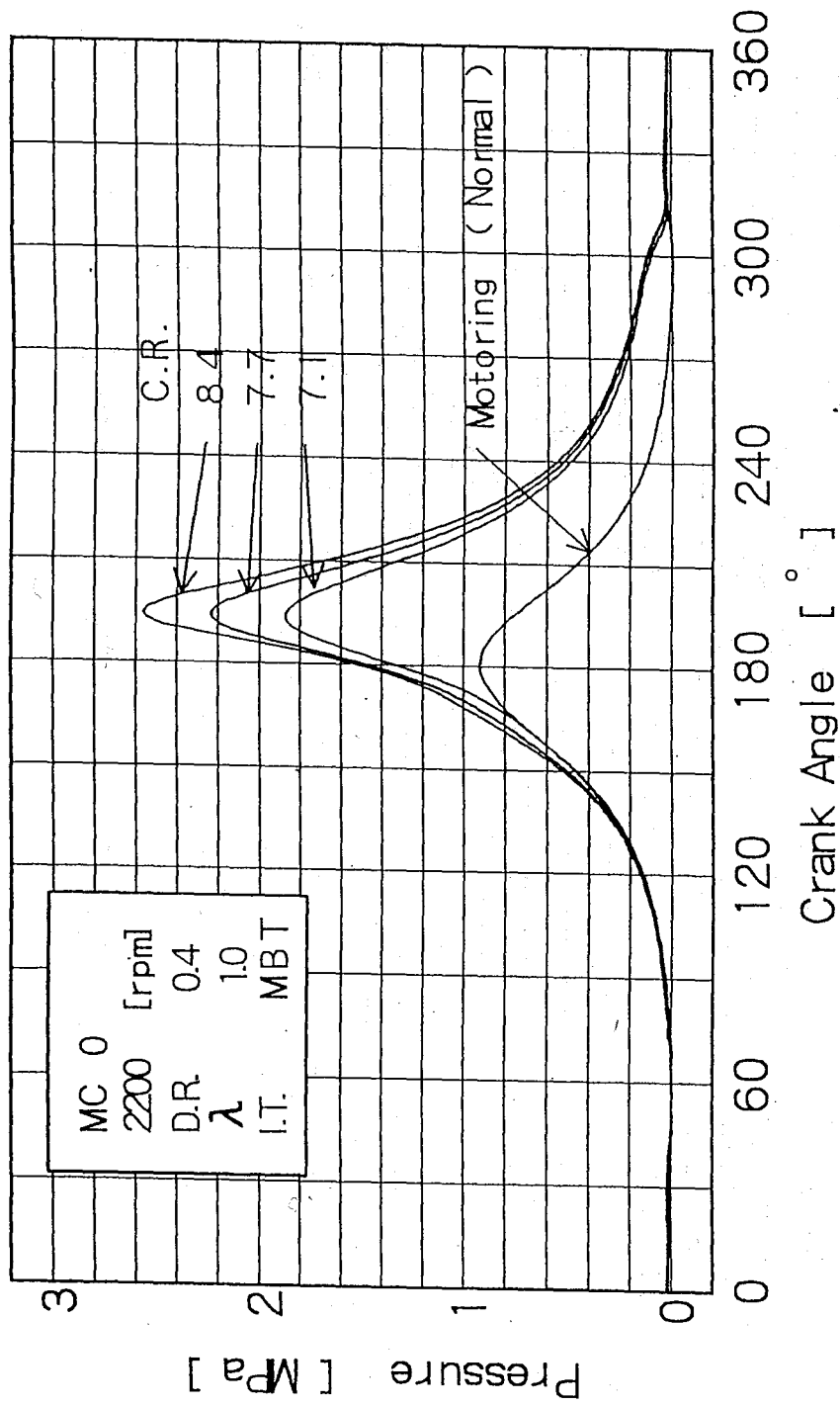


図3-4-11 燃焼圧力に及ぼす圧縮比の影響 (MC 0)

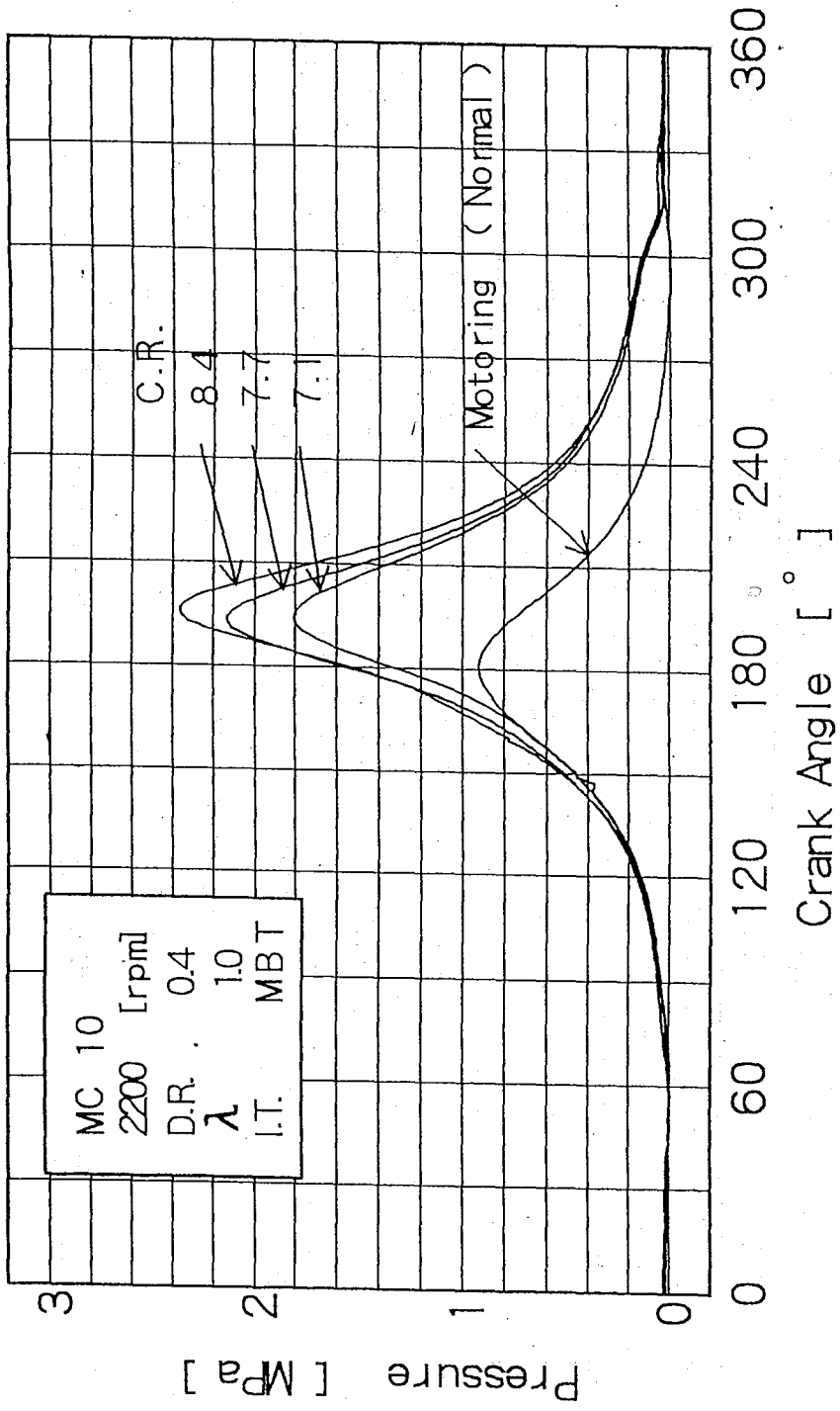


図3-4-12 燃燒壓力に及ぼす圧縮比の影響 (MC 10)

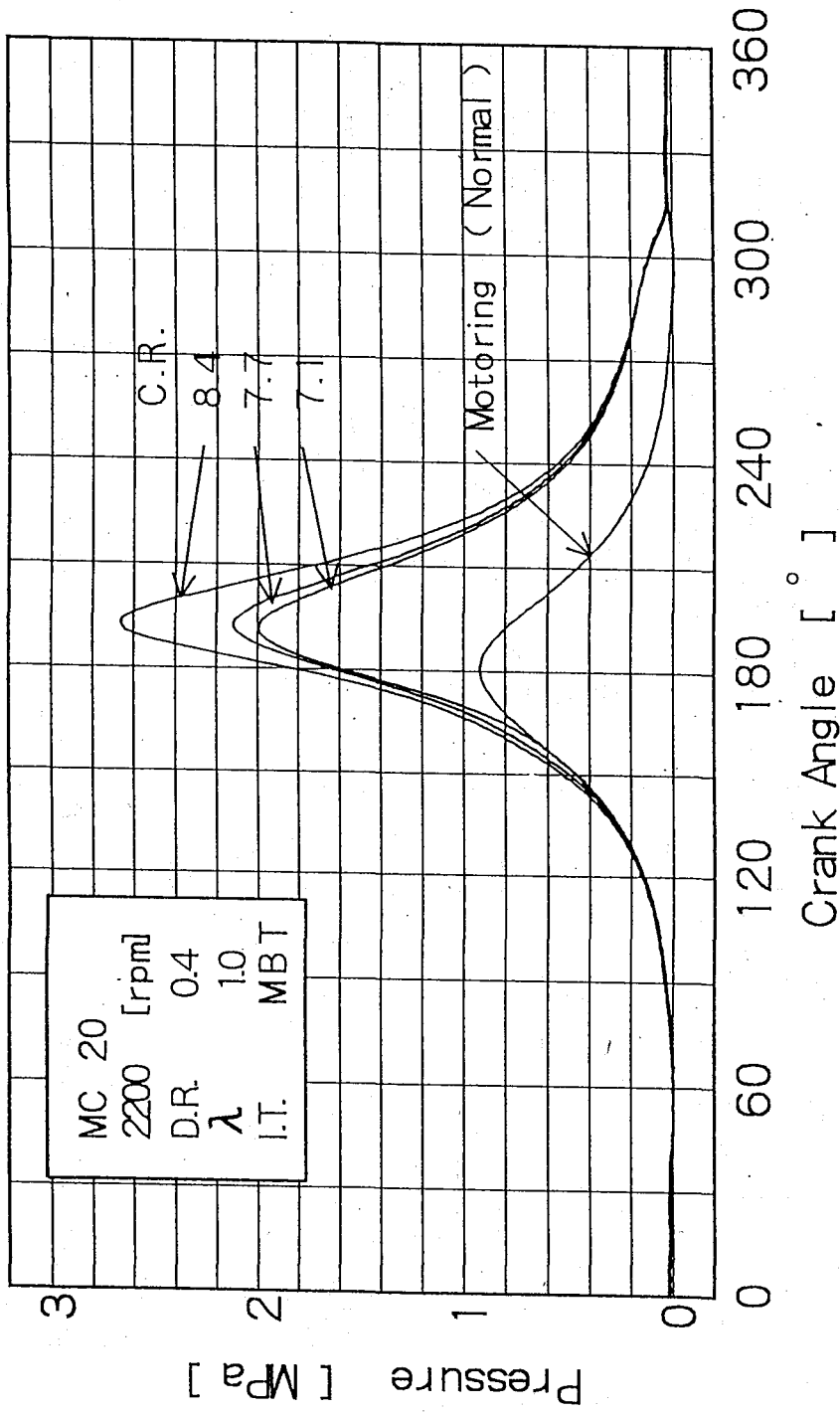


図3-4-13 燃焼圧力に及ぼす圧縮比の影響 (MC 20)

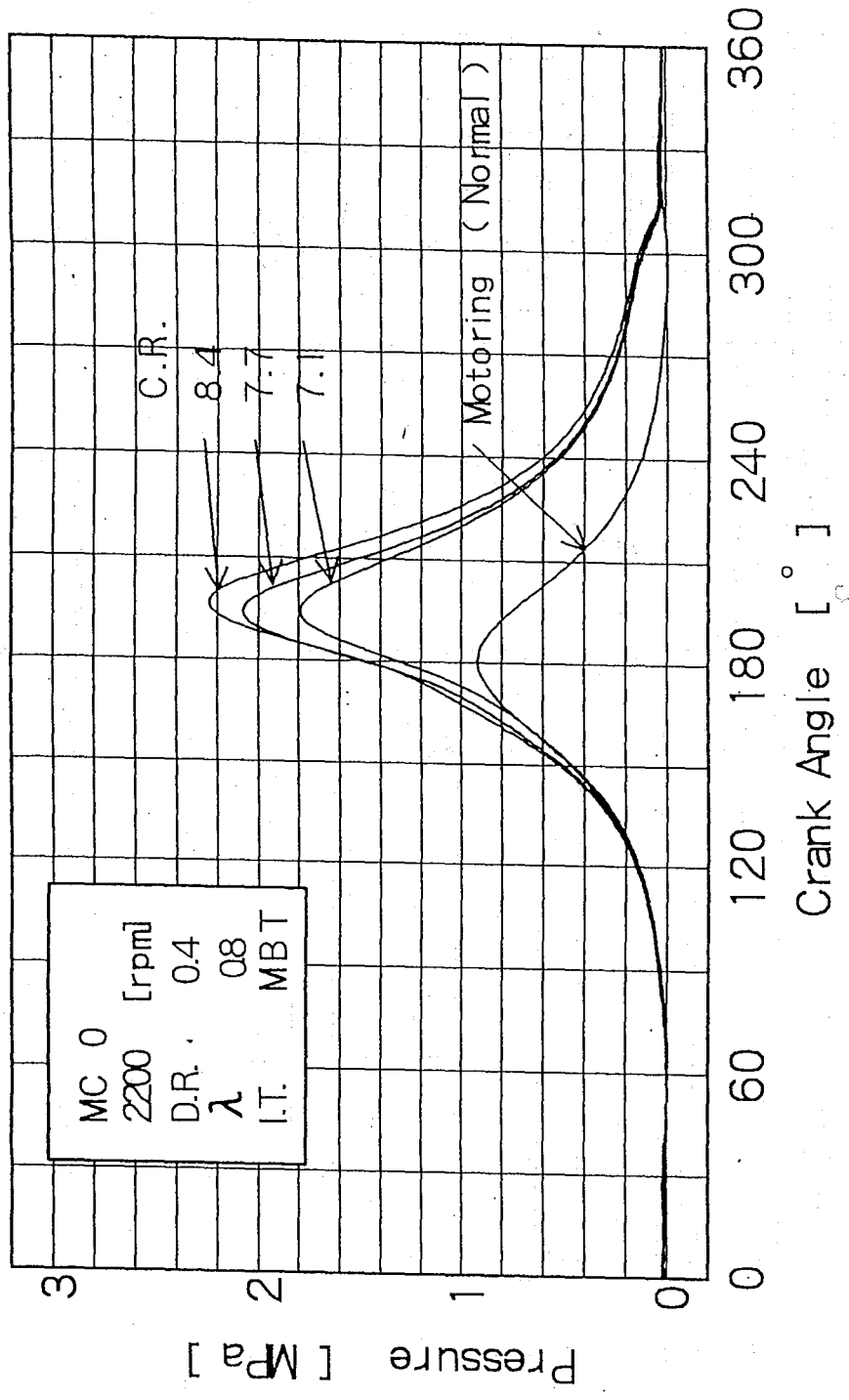


図3-4-14 燃焼圧力に及ぼす圧縮比と空気過剰率の影響 ($\lambda = 0.8$)

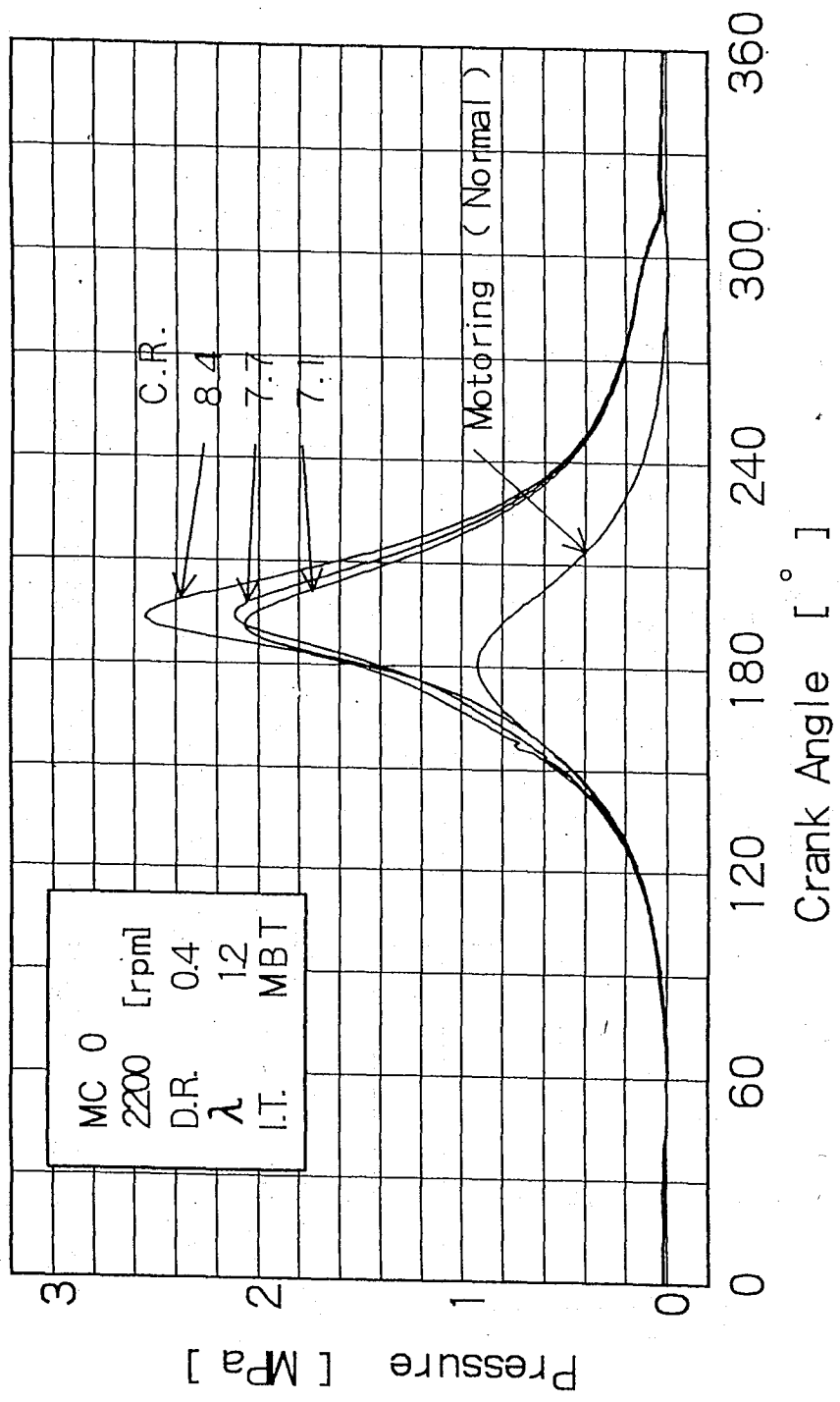


図3-4-15 燃焼圧力に及ぼす圧縮比と空気過剰率の影響 ($\lambda = 1.2$)

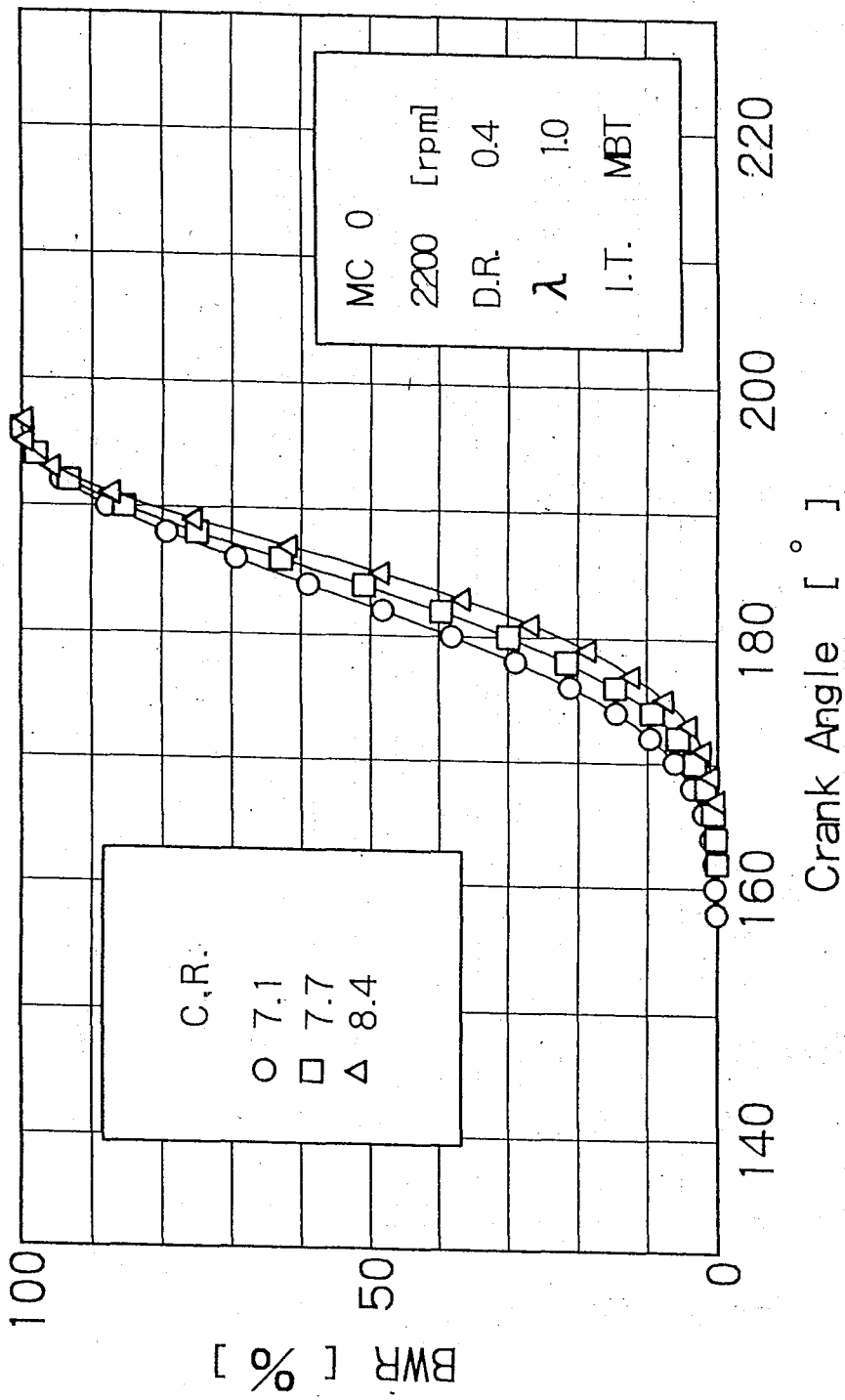


図3-4-16 燃焼質量割合に及ぼす圧縮比の影響 (MC 0)

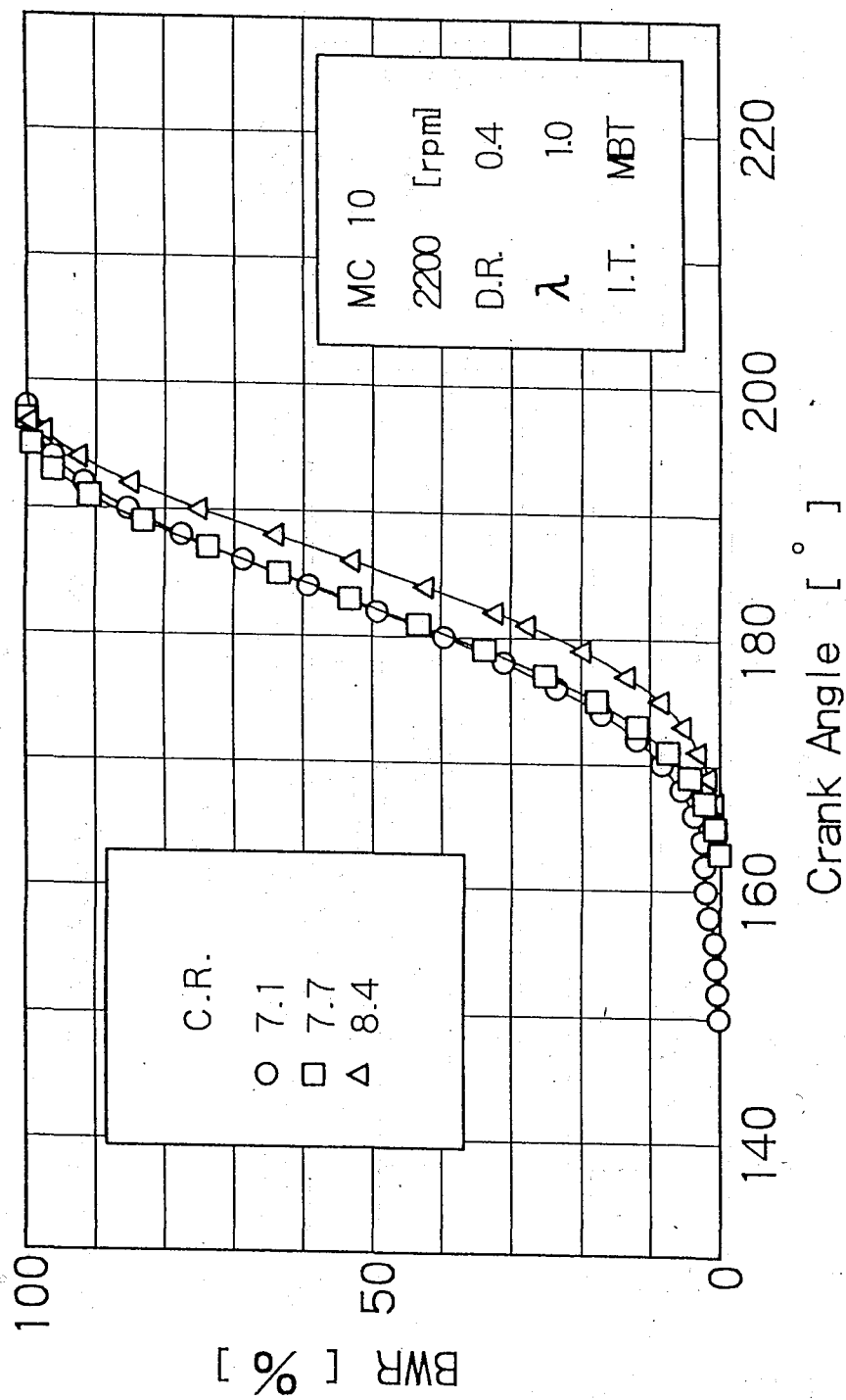


図3-4-17 燃焼質量割合に及ぼす圧縮比の影響 (MC 1.0)

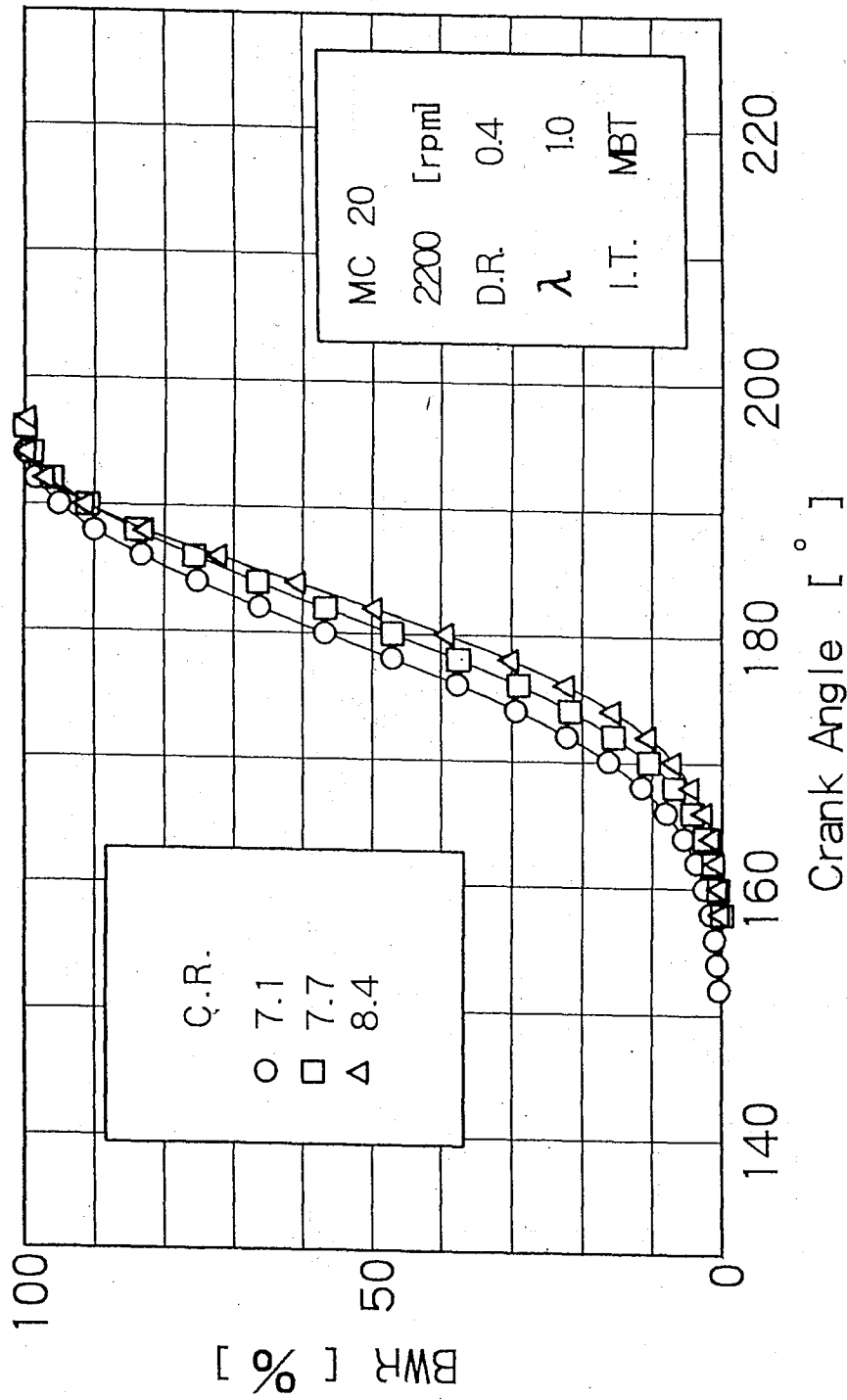


図3-4-18 燃烧質量割合に及ぼす圧縮比の影響 (MC 20)

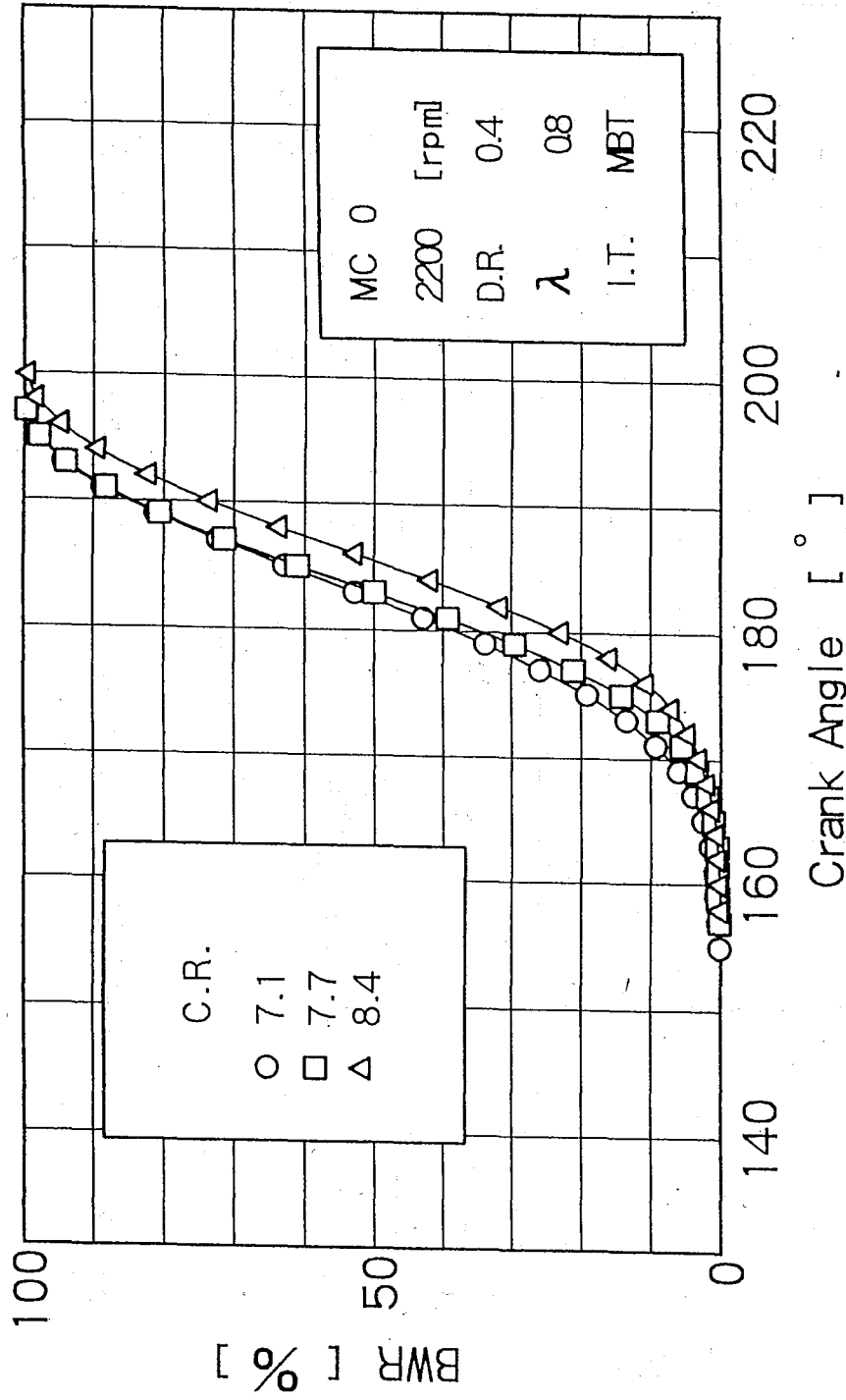


図3-4-19 燃焼質量割合に及ぼす圧縮比と空気過剰率の影響 ($\lambda = 0.8$)

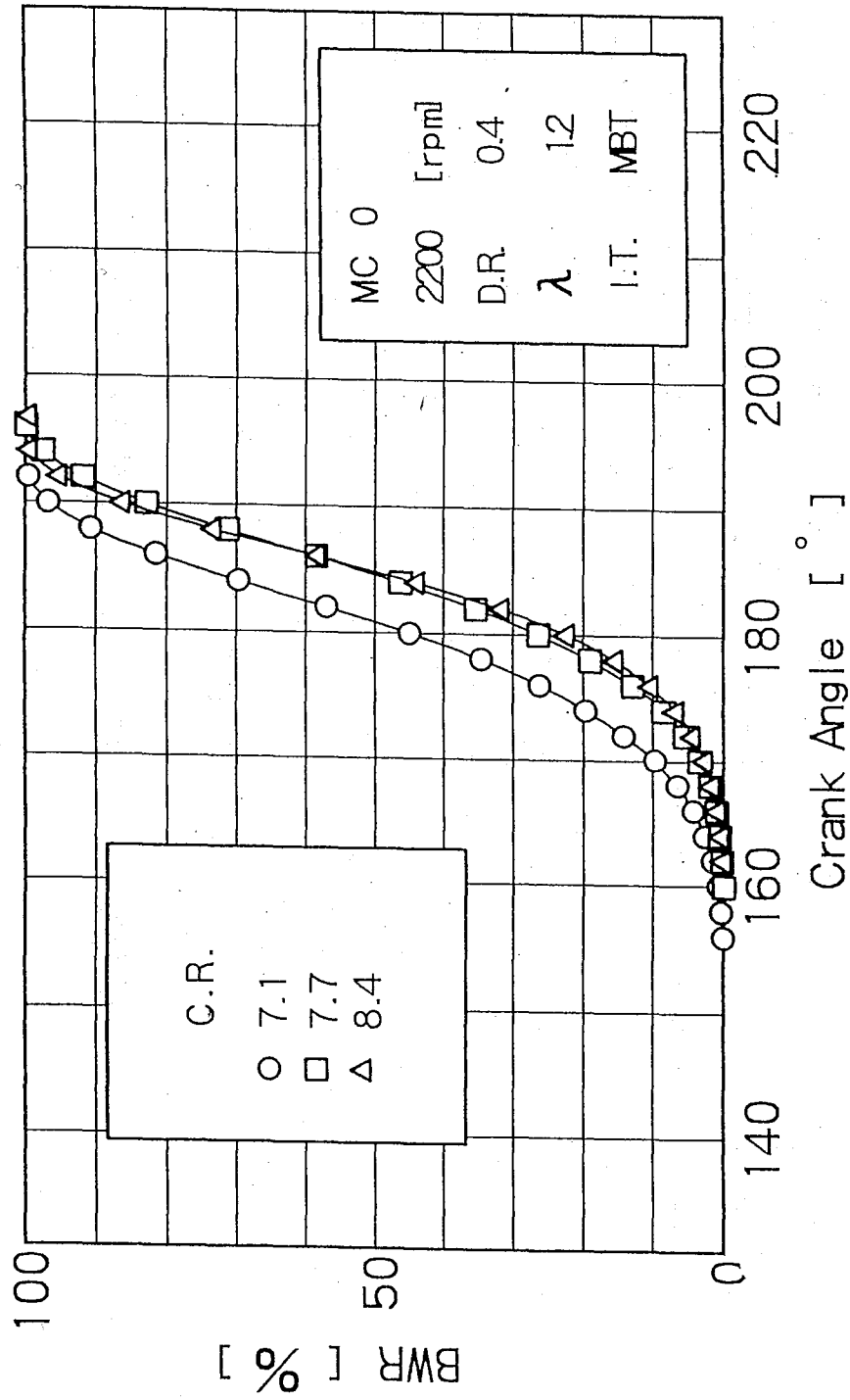


図3-4-20 燃焼質量割合に及ぼす圧縮比と空気過剰率の影響 ($\lambda = 1.2$)

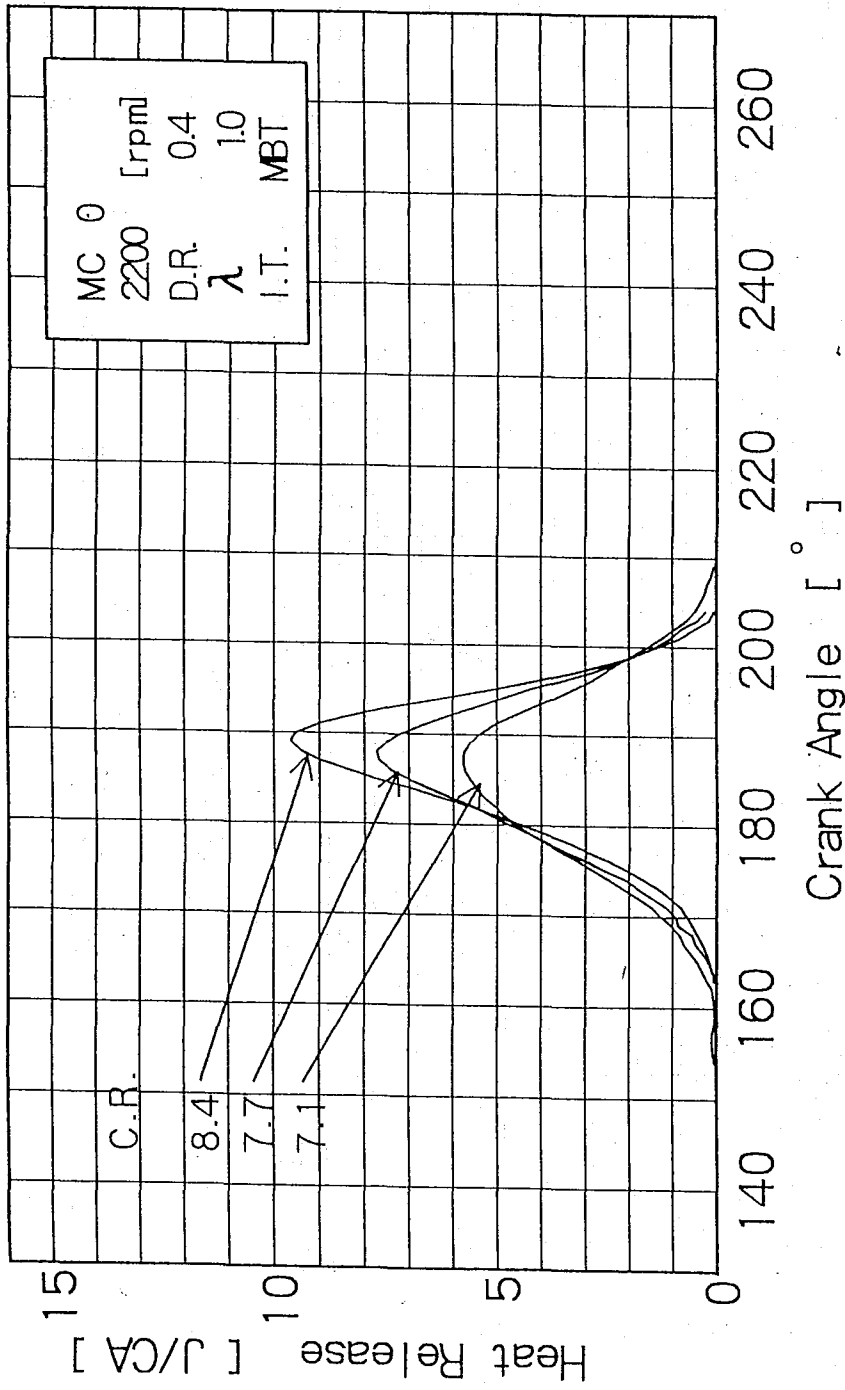


図3-4-21 熱発生率に及ぼす圧縮比の影響 (MCθ)

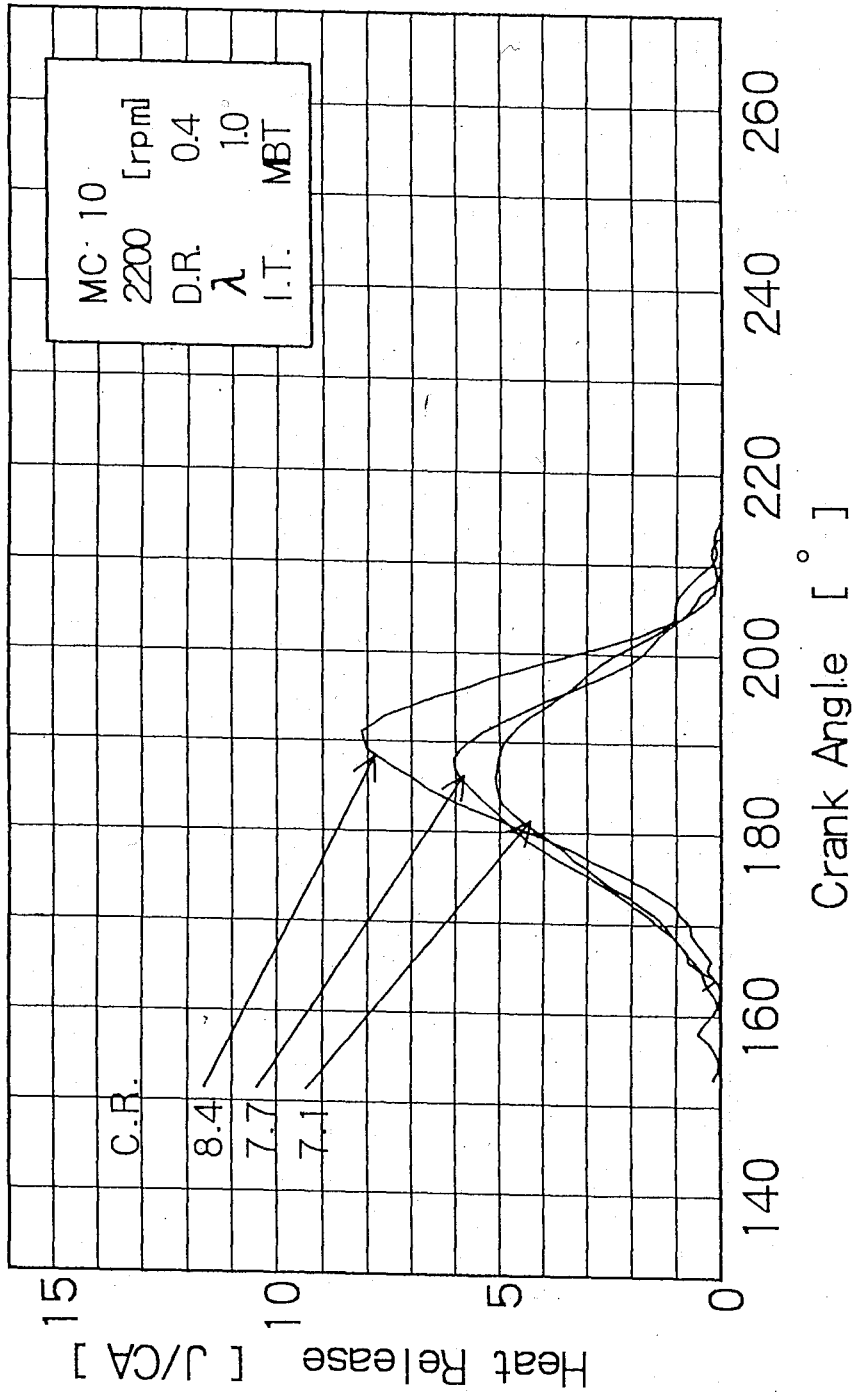


図3-4-22 熱発生率に及ぼす圧縮比の影響 (MC10)

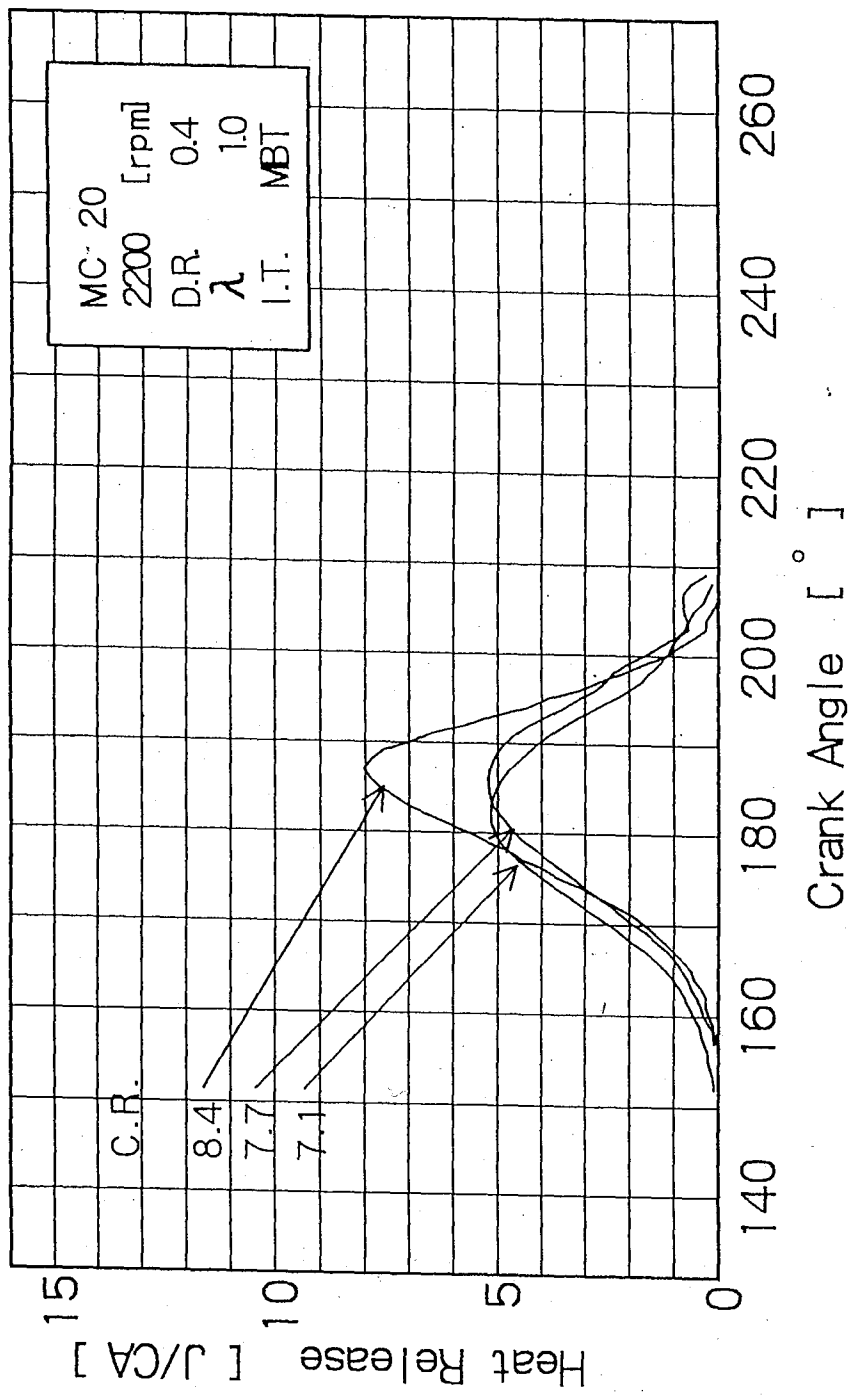


図3-4-23 熱発生率に及ぼす圧縮比の影響 (MC 20)

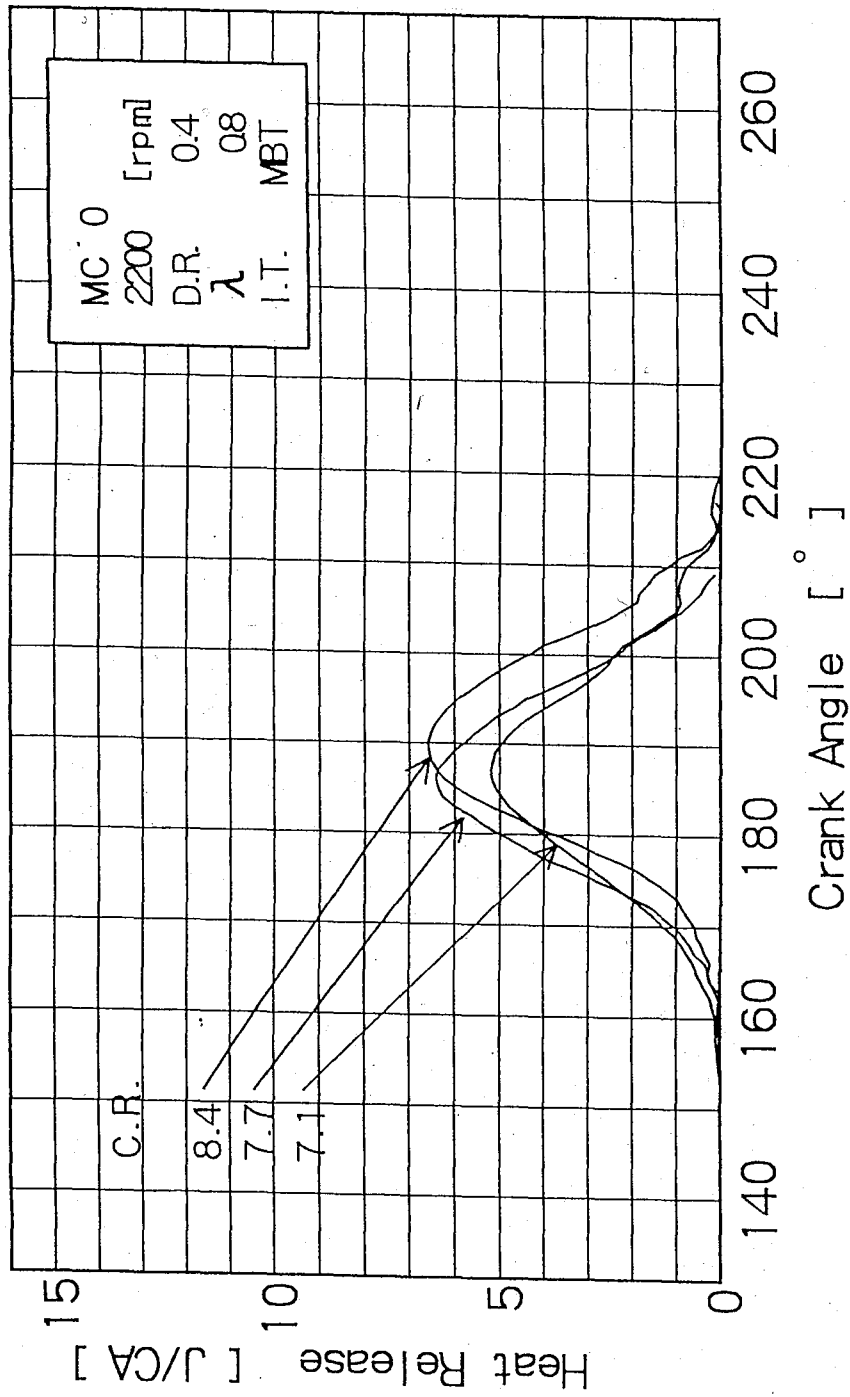


図3-4-24 熱発生率に及ぼす圧縮比の影響 ($\lambda = 0.8$)

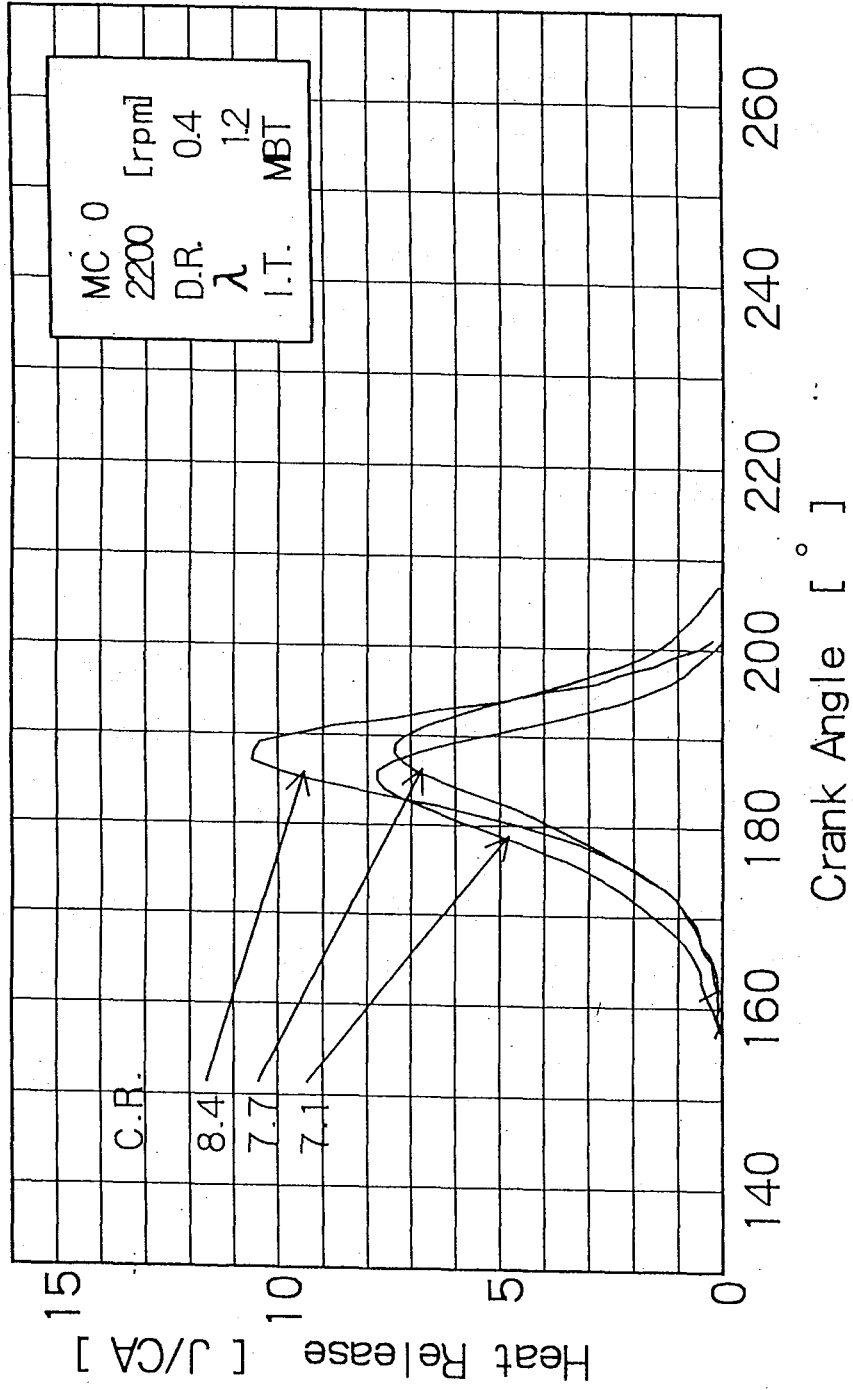


図3-4-25 熱発生率に及ぼす圧縮比の影響 ($\lambda = 1.2$)

第 4 章 結 言

本研究において、メタノールおよび含水率 20%までの含水メタノール燃料を小形二サイクルガソリンエンジンに用いて運転した場合の機関性能、燃焼特性、燃焼の安定性などへ与える影響について実験した結果次のような結果が得られた。

- (1) 含水メタノール燃料を用い点火時期を最適なところ (MBT 点) に調整すると、出力・効率ともメタノールとほとんど変わりなく運転することが可能である。
- (2) 含水率が増加すると、着火遅れが増加し、燃焼期間が長くなり、MBT が進角する。
- (3) 含水メタノール燃料を用いると一般的に可燃範囲の減少が見られるが、点火時期を最適化させることにより可燃範囲の減少を抑えることができる。
- (4) 圧縮比を上げることにより含水メタノール燃料を用いても出力・熱効率の低下を抑えることができる。

参考文献

- (1) 山田：内燃機関 Vol. 22, No. 283 (1983) pp. 11-9.
- (2) 金：内燃機関 Vol. 21, No. 265 (1982) pp. 113-119.
- (3) 金子他4名：三菱重工技報 Vol. 18, No. 6 (1981) pp. 109-116.
- (4) 加藤：内燃機関 Vol. 25, No. 322 (1986) pp. 81-86.
- (5) 鍵谷：エネルギー・資源 Vol. 1, No. 2 (1980) pp. 23-30.
- (6) 山田：内燃機関 Vol. 22, No. 274 (1983) pp. 17-22.
- (7) 金子他4名：機会学会誌 52巻483号 (1986) pp. 109-117.
- (8) M. Wobst：Kraftfahrzeugtechnik Vol. 3 (1984) pp. 70-74.
- (9) 佐藤他1名：芝浦工大研究報告理工系 29巻1号
(1985) pp. 52-65.
- (10) 堀他2名：内燃機関 Vol. 15, No. 175 (1976) pp. 9-24.
- (11) 鍋谷他1名：内燃機関 Vol. 16, No. 190 (1977) pp. 17-26.
- (12) 安藤：自動車技術 Vol. 27, No. 4 (1973) pp. 372-381.
- (13) 小倉他1名：内燃機関 Vol. 23, No. 297 pp. 31-38.
- (14) 熊倉：エネルギーと資源 Vol. 2, No. 5 (1981) pp. 38-43.
- (15) 塚原他1名：内燃機関 Vol. 23, No. 296 (1984) pp. 27-36.
- (16) 梶谷：機会学会論文集 56巻531号 (1990) pp. 356-362.
- (17) 藤田他2名：日本機会学会論文集
53巻486号 (1986) pp. 654-658.
- (18) 岡：内燃機関 Vol. 12, No. 139 (1973) pp. 73-78.
- (19) 澤他2名：茨城大学工学部研究集報 第21巻 (1975) pp. 39-50.
- (20) 藤田他3名：日本機会学会論文集B編
53巻496号 (昭和1986) pp. 3822-3826.
- (21) 竹内他2名：内燃機関 Vol. 21, No. 263 (1982) pp. 9-18.
- (22) エネルギー・資源 Vol. 8, No. 5 (1987) pp. 66-71.
- (23) 吉田：岩手大学機械工学科修士論文 (1988) pp. 28-90.
- (24) 山口：岩手大学機械工学科修士論文 (1989) pp. 30-83.

- (25) 石黒：岩手大学機械工学科修士論文 (1990) pp.45-59.
- (26) 戸田他1名：内燃機関 Vol.16, No.203 pp.96-120.
- (27) 常本：自動車技術 Vol.21, No.11 (1967) pp.1127-1132.
- (28) 浅沼：内燃機関 Vol.16, No.203 (1977) pp.3-10.
- (29) R. T. Johnson: Hydrogen Syst Vol.2(1983) pp.20-28.
- (30) Rassweiler: SAE Paper (1938).
- (31) 小倉他2名：内燃機関 Vol.22, No.227 (1983) pp.9-88.
- (32) 大東：自動車技術 Vol.27, No.4 (1973) pp.335-341.
- (33) 加藤：内燃機関 Vol.25, No.322 (1986) pp.81-86.
- (34) 田中他2名：内燃機関 Vol.23, No.297 (1984) pp.9-20.
- (35) 光元他1名：内燃機関 Vol.28, No.362 (1989) pp.54-60.
- (36) 松岡：内燃機関 Vol.24, No.306 (1985) pp.86-94.
- (37) 荒木, 野口：岩手大学機械工学科卒業論文 (1994)

謝 辞

本研究は平成4年度 修士課程修了生 吉田幸之助君 の修士論文研究 および
学部4年生荒木正昭君、野口義和君の卒業研究として行われた。また、本研究
の一部は平成3年度 修士課程修了生 紀野広樹君の修士論文研究として行われ
た。記して謝意を表す。