

最大燃焼圧力クランク角を用いた MBT コントロール

MBT Control utilizing Crank Angle of Maximum Combustion Pressure

八 木 静 夫* 藤 井 功** 吉 川 晴 彦**
Shizuo Yagi Isao Fujii Haruhiko Yoshikawa
川 合 誠***
Makoto Kawai

要 旨

4 サイクル火花点火エンジンにおいて、出力と燃費に注目すると、点火時期は MBT (Minimum Spark Advance for Best Torque) を与えてやることが好ましい。

点火時期を MBT に設定した場合、エンジン諸元や運転因子と無関係に、最大燃焼圧力のクランク角 (θ_{pmax}) が常に上死点后 12 度から 14 度に分布していることが実験で確認された。従って、点火時期は θ_{pmax} を用いることによって、MBT に設定するコントロールが可能である。

本論文では、実験と数値計算による θ_{pmax} と MBT の関係、 θ_{pmax} を用いた MBT コントロールシステムについて述べている。又、本システムを用いた実験結果についても述べている。

ABSTRACT

For higher power output and fuel economy of a four-stroke ignition engine, the ignition timing should preferably be set to the minimum spark advance for best torque (MBT).

Our test results show that when the ignition timing is set at MBT, the crank angle of the maximum combustion pressure (θ_{pmax}) is usually between 12 and 14 deg after top dead center (ATDC) regardless of varied engine specifications or operating factors. Thus it can be established that if the ignition timing can be set at the θ_{pmax} , MBT can be most easily achieved.

This paper describes the relationship between the θ_{pmax} and MBT found by both experimental results and numerical calculations. An MBT control system utilizing θ_{pmax} and the test results on this system are also described.

1. ま え が き

4 サイクル火花点火機関の出力と燃費に注目すると、運転条件に対して常に最適点火時期、即ち MBT (Minimum Spark Advance for Best Torque) を与えてやる事が好ましい。一般に MBT は機関排気量 (V_{st})、燃焼室形状、圧縮比 (ϵ) などの機関諸元、機関回転数 (N_e)、体積効率 (η_v)、空燃比 (A/F) などの運転因子と、気温、湿度などの大気条件などによって左右される。従って、近年多くの車に採用されている点火時期設定のマップ方式は、これらの要因に応じて数多くのテスト

を行い、各々の最適な点火時期を見いださなければならぬため、テストに時間を要するとともに、更に厳密な点火時期制御を行おうとするならば各種センサー類が必要となるばかりでなく、それらのシステムが複雑化する。

本論文は、3 種の機関を用い、 η_v と N_e の異なる条件のもとで点火時期 (θ_{ig}) を変化させ、図示平均有効圧 (P_{mi}) と最大燃焼圧力を与えるクランク角 (θ_{pmax}) を求め、MBT の場合は常に θ_{pmax} は略 13deg (A.T.D.C.) に集中分布することを実験的に立証するとともに、熱力学モデルを用い

* 朝霞研究所

** 和光研究所

*** 朝霞北研究所

で数値的にも検証している。次に、これらの事実に基づき考案した MBT Control System を紹介し、このシステムを用いた定常及び通常の過度運転では前サイクルの θ_{pmax} を検出し、次のサイクルの θ_{pmax} が $13 \pm 1 \text{deg (A.T.D.C.)}$ になるように、 θ_{ig} を制御することによって常に機関を MBT に保持し得ることを述べている。

2. 最大燃焼圧力を与えるクランク角の測定

2.1. テストエンジン

最適点火時期 (MBT) と最大燃焼圧力を与えるクランク角 (θ_{pmax}) との関係を求めるためと、MBT Control System の開発に用いた、モーターサイクル用 4 サイクル火花点火機関の諸元を表 1 に示す。機関 A、B、D、E は実用型で機関 C は高速高性能のレーサー型である。なお、前者のテストには機関 A、B、C が、後者のテストには機関 D、E が用いられた。

燃焼圧力の測定には圧力型センサを用い、図示

平均有効圧力 (P_{mi}) と最大燃焼圧力を与えるクランク角 (θ_{pmax}) の算出にはシグナルプロセッサを用いた。また、クランク角を精度良く検出するため半導体レーザ式のクランク角センサを用いた。なお、空燃比 (A/F) は排気ガス分析計を用いてガス成分より算出した。

2.2. 図示平均有効圧力と最大燃焼圧力を与えるクランク角の関係

2.2.1. アンサンブル平均の $\bar{P}_{mi}$ と $\bar{\theta}_{pmax}$

機関 A を用い各回転 ($N_e=4,000, 7,500, 10,000 \text{ rpm}$) で、スロットル開度を変える事によって得られる体積効率 (η_v) に対して、任意 (3 ~ 4 点) の点火時期 (θ_{ig}) を与え、燃焼圧力線図 ($P \sim \theta$) を測定し、その 500 サイクルからアンサンブル平均の図示平均有効圧力 ($\bar{P}_{mi}$) と最大燃焼圧力を与えるクランク角 ($\bar{\theta}_{pmax}$) を求めた。この場合のテスト条件を表 2 に示す。

表 1 供試 4 サイクル火花点火機関の諸元

機 関	A	B	C	D	E
型 式	空冷・単気筒	空冷・単気筒	水冷・V-4	空冷・単気筒	水冷・V-2
B × S	61.0×49.5	100.0×82.0	66.4相当×36.0	56.5×49.5	60.0×44.0
V s t c c	144.7	644.0	499.5	124.1	248.8
燃 焼 室	半球型	半球型	楕円型	半球型	ペントルーフ
ε	9.2	8.3	12.1	9.4	11.0
バルブ数／気筒	2	4	8	2	4
最大出力 PS／回転数 rpm	15.65／10,000	43.50／6,000	135.0／19,500	11.85／9,000	38.0／12,500
PS／ℓ	108.6	67.6	270.0	95.5	152.7

表 2 機関 A のテスト条件

Ne rpm	$\varepsilon = 9.17$				$\varepsilon = 9.75$			
	$\eta_v \%$	A/F	θ_{ig}	テスト No.	$\eta_v \%$	A/F	θ_{ig}	テスト No.
4,000	55.8	13.6	28, 36, 38, 46	1	56.0	13.5	30, 36, 40	7
	75.8	12.8	24, 32, 33, 40	2	79.2	12.8	24, 33, 40	8
	79.4	12.4	28, 34, 40	3				
7,500	61.4	13.2	35, 45, 50	4	61.5	13.3	38, 40, 42, 45	9
	97.2	12.4	28, 35, 40	5	97.2	12.4	33, 35, 40	10
10,000	96.0	12.0	30, 38, 40	6				

これら一連のテストから η_v 、 N_e 及び圧縮比 (ϵ) の $\bar{P}_{mi}$ と $\bar{\theta}_{pmax}$ に及ぼす影響をみるため、因子別の整理を行った。図1 は、 $\epsilon = 9.17$ 、 $N_e = 4000\text{rpm}$ の条件のもとで与えた η_v に対して、 θ_{ig} を変化して得られた $\bar{P}_{mi}$ と $\bar{\theta}_{pmax}$ の関係を示す。 η_v で $\bar{P}_{mi}$ は変化するが、いずれの η_v でも $\bar{P}_{mi}$ の最大値は $\bar{\theta}_{pmax}$ が $13 \pm 1\text{deg}$ (A.T.D.C.) で与えられている。(テスト No.1~3)

図2 は、 $\epsilon = 9.17$ でスロットル開度が WOT の条件のもとで N_e を変化した場合の $\bar{P}_{mi} \sim \bar{\theta}_{pmax}$ を示す。 N_e により η_v は異なるが、 N_e を $4,000 \sim 10,000\text{rpm}$ と大幅に変化しても、 $\bar{P}_{mi}$ の最大値は $\bar{\theta}_{pmax}$ が $13 \pm 1\text{deg}$ (A.T.D.C.) で得られている。(テスト No.3、5、6)

図3 は、 $\epsilon = 9.17$ と 9.75 の場合で $N_e = 7,500\text{rpm}$ のパーシャルスロットル開度と WOT の $\bar{P}_{mi} \sim \bar{\theta}_{pmax}$

の関係を示す。 ϵ によって $\bar{P}_{mi}$ は異なるが $\bar{P}_{mi}$ の最大値はいずれの場合でも $\bar{\theta}_{pmax}$ が $13 \pm 1\text{deg}$ (A.T.D.C.) で得られる。(テスト No.4、5、9、10)

以上のことから、諸元因子や運転因子が変化しても $\bar{P}_{mi}$ の最大値は $\bar{\theta}_{pmax}$ が略 13deg (A.T.D.C.) で得られることが分かった。

2.2.2. 最大燃焼圧力を与えるクランク角の頻度分布

ここではまず、燃焼圧力 ($P \sim \theta$) 線図で 500 サイクルの各サイクルの図示平均有効圧力 (P_{mi}) と最大燃焼圧力を与えるクランク角 (θ_{pmax}) を算出し、それをもとに θ_{pmax} の頻度分布 ($\% \sim \theta_{pmax}$) を求めるとともに、 θ_{pmax} が同じサイクル (n サイクル) の平均 P_{mi} すなわち $[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_{mi}]$

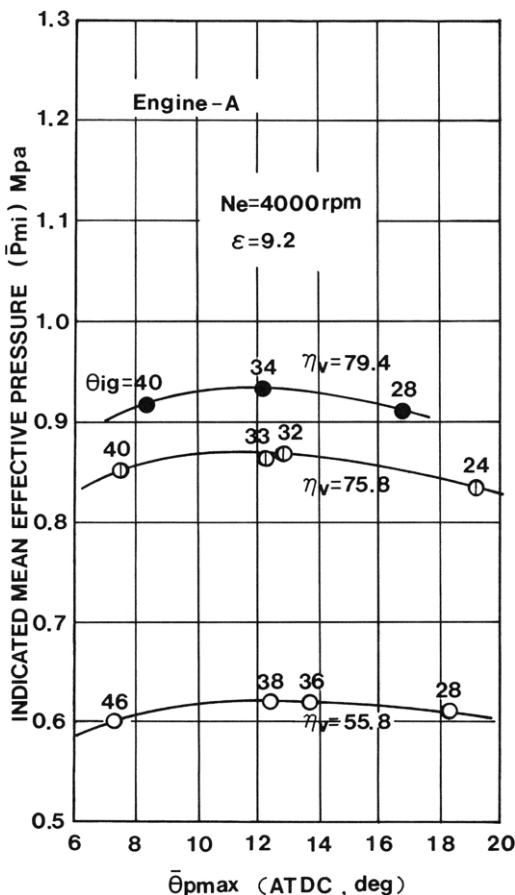


図1 η_v が $\bar{P}_{mi}$ と $\bar{\theta}_{pmax}$ に及ぼす影響

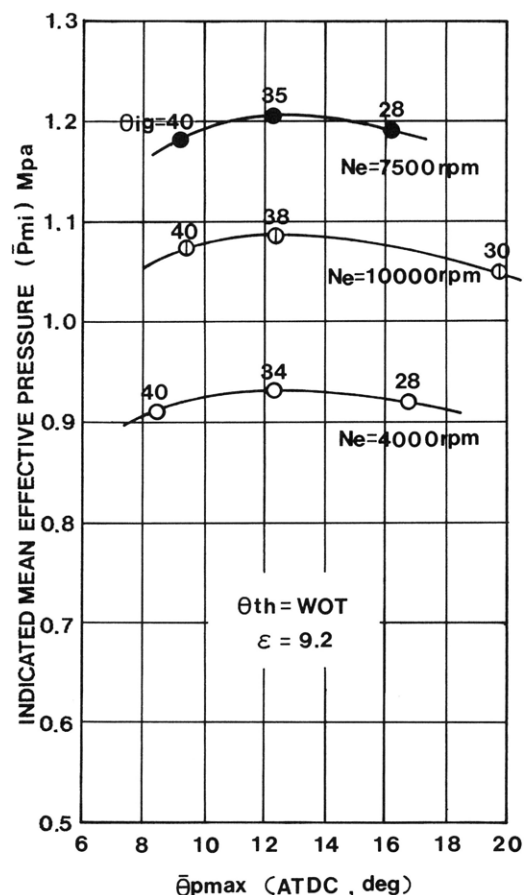


図2 N_e が $\bar{P}_{mi}$ と $\bar{\theta}_{pmax}$ に及ぼす影響

を求め、頻度分布に対応して示す。供試関は A、B、C の 3 機種で、諸元の異なるデータの対比を考へて、ここでは P_{mi} を圧縮比による修正値 ($\kappa(\epsilon)$) と、体積効率 (η_v) で割った $P_{mi}/\kappa(\epsilon) \cdot \eta_v$ を用いて整理している。

なお、 $\kappa(\epsilon) = 1 - \left(\frac{1}{\epsilon} \right)^{\kappa-1} \left[1 - \frac{1}{\epsilon} \right]$ である。

図 4 は機関 A で $N_e = 7,500\text{rpm}$ 、 $\eta_v = 61.4\%$ の一定条件のもとに、 θ_{ig} を 35、45、50deg(B.T.D.C.) と変化した場合の θ_{pmax} の頻度分布とそれに対応する P_{mi} の関係を示す。頻度分布 (% $\sim \theta_{pmax}$) に注目すると、 θ_{ig} が 35deg の場合は θ_{pmax} は 14 $\sim$ 21 (アンサンブル平均 = 17.7) deg(A.T.D.C.)、 $\theta_{ig} = 45\text{deg}$ では 10 $\sim$ 16 (12.8) deg、 $\theta_{ig} = 50\text{deg}$

では 7 $\sim$ 14 (10.3) deg に分布している。次にそれらの θ_{pmax} に対応する $P_{mi}/\kappa(\epsilon) \cdot \eta_v$ 特性に注目すると、 $\theta_{ig} = 45\text{deg}$ で高い値を得、且つその最大値は θ_{pmax} が略 13deg(A.T.D.C.) で与えられている。すなわち 45deg が MBT となる。(テスト No.4)

図 5 は、 $N_e = 7,500\text{rpm}$ 、WOT のもとで θ_{ig} を 28、35、40deg(B.T.D.C.) と変化した場合のそれらを示す。図に示すように θ_{ig} が 28 の場合 12 $\sim$ 20 (アンサンブル平均 = 16.3) deg(A.T.D.C.)、 $\theta_{ig} = 35\text{deg}$ は、9 $\sim$ 16 (12.4) deg、 $\theta_{ig} = 40\text{deg}$ は、6 $\sim$ 13 (9.3) deg に分布している。なお、 $P_{mi}/\kappa(\epsilon) \cdot \eta_v$ 特性は θ_{pmax} が 12.4deg に集中分布している $\theta_{ig} = 35\text{deg}$ で高い値を得、且つその最大値は、 θ_{pmax} が略 13deg(A.T.D.C.) で与えられている。

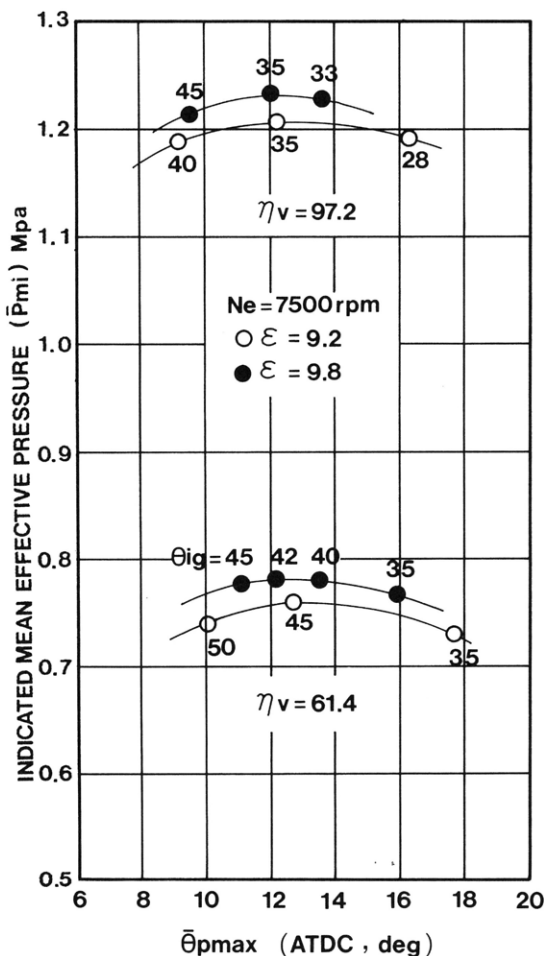


図 3 ϵ が $\bar{P}_{mi}$ と $\bar{\theta}_{pmax}$ に及ぼす影響

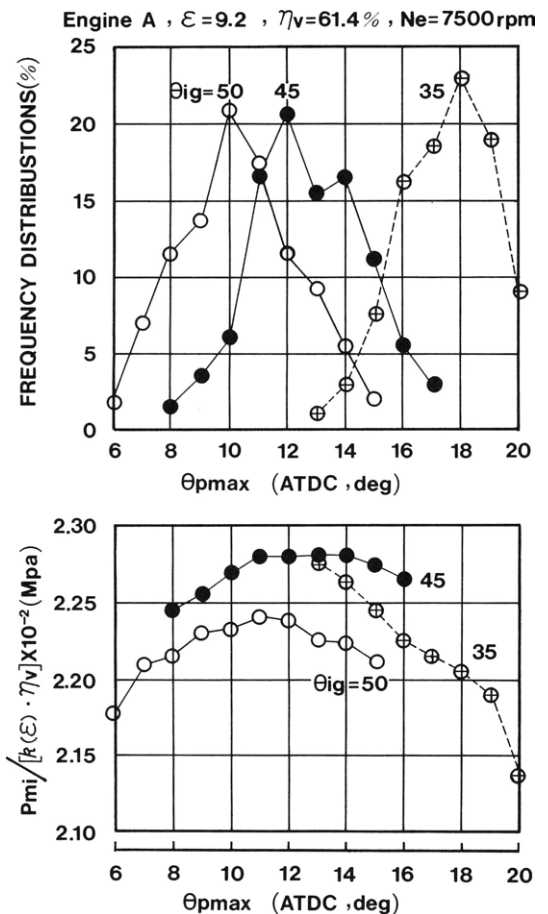


図 4 θ_{pmax} に対応した $P_{mi}/[\kappa(\epsilon) \cdot \eta_v]$ と θ_{pmax} 頻度分布

(テスト No.5)

図6は機関B(単気筒 644cc)で $\theta_{ig} = \text{CONST}$ の条件のもとで N_e を5,000、5,500、6,000rpmと変化した場合の頻度分布を示す。与えた θ_{ig} は $N_e = 5,000\text{rpm}$ で略MBTとなっている。即ち、 θ_{pmax} は13.4deg(A.T.D.C.)に集中分布し、高い P_{mi} が得られている。しかしながら、それより高い5,500と6,000rpmは θ_{ig} が一定であるため θ_{pmax} は各々14.1と15.1deg(A.T.D.C.)に集中分布し、 P_{mi} はそれに伴って低い値となっている。(テスト No.11~13)

図7は機関Cの場合を示す。機関Cは4気筒500ccであるが、ピストンが楕円型で気筒当たり8個のバルブを持つ特殊な燃焼室形状機関である。しかしながら、機関回転数(N_e)=12,000~18,000

表3 機関B、Cのテスト条件

機関	ε	N_e rpm	η_v %	A/F	θ_{ig}	テスト No.
B	8.3	5,000	90.4	12.9	35	11
	"	5,500	90.9	12.8	"	12
	"	6,000	84.7	13.1	"	13
C	12.1	12,000	112.5	12.8	MBT	14
	"	14,000	111.7	12.8	"	15
	"	15,000	113.5	13.1	"	16
	"	16,000	119.6	12.6	"	17
	"	18,000	119.9	12.5	"	18

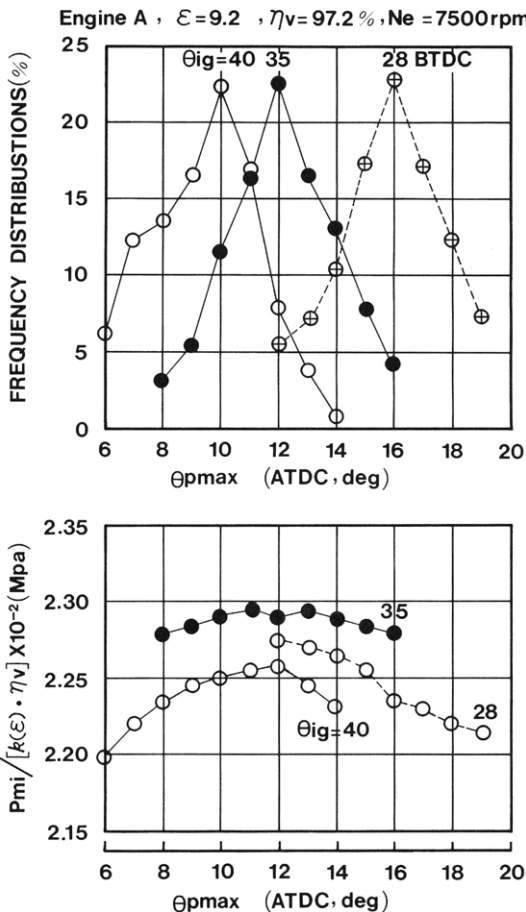


図5 θ_{pmax} に対応した $P_{mi} / [k(\varepsilon) \cdot \eta_v]$ と θ_{pmax} 頻度分布

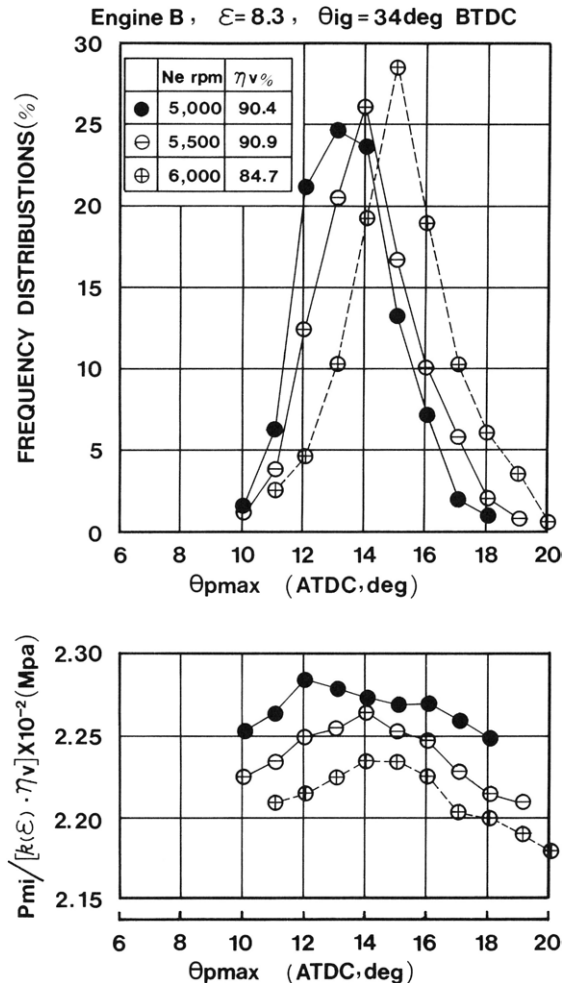


図6 θ_{pmax} に対応した $P_{mi} / [k(\varepsilon) \cdot \eta_v]$ と θ_{pmax} 頻度分布

rpm に対して MBT となる θ_{ig} を各々与えた場合には、いかなる Ne の場合でも θ_{pmax} は略 13deg (A.T.D.C.) に集中分布し、高い Pmi が得られている。なお、図には 12,000、15,000、18,000rpm についてのみ示している (テスト No.14~18)。なお、機関 B と C のテスト条件を表 3 に示す。

3. 数 値 計 算

3.1. 計算式と仮定

4 サイクル火花点火機関に於いて、最適点火時

期 (MBT) は機関諸元、運転因子、大気条件などさまざまな因子によって変化すると言われているが、前項の実験で示した様に、MBT を与えた場合これらの因子とは関係なく最大燃焼圧力を与えるクランク角 (θ_{pmax}) は通常上死点后 12~14 deg 付近に存在することが分かった。よってここでは、MBT を与え二領域熱力学的モデルによって θ_{pmax} を求める。

数値計算に於いては、次の様な仮定も設けている。

1. 燃焼過程に於けるシリンダ内ガスは、火炎面を境にして未燃ガスと既燃ガスの二領域に分割されるものとする。
2. 未燃ガス、既燃ガスはともに理想気体とし、未燃ガスは様な組成及び温度から成り、既燃ガスはそれぞれ熱力学的平衡にある多数の等エントロピーのセルからなるものとする。
3. 筒内圧力は、三次元的に一樣とする。
4. 熱損失は、壁面外側の冷却水温を一定、壁面内側の温度はその時の平均ガス温度とし求める、ガス側の熱伝達は Woschni の式で与えられるものとする。

なお、熱力学的モデルの詳細は Appendix に示してある。

まず、想定される各種の燃焼過程をシミュレートするために、燃焼質量割合 (χ) を次の様な Wieve の関数で表すことにする。

$$\chi = 1 - e^{-k \left(\frac{\theta}{\theta_b} \right)^{m-1}} \quad (3-1)$$

この場合の熱発生率 $\omega = dx/d(\theta/\theta_b)$ は、次の式で与えられる。

$$\omega = k(m+1) \frac{\theta}{\theta_b} e^{-k \left(\frac{\theta}{\theta_b} \right)^{m-1}} \quad (3-2)$$

ここに、 θ : クランク角 (deg)

θ_b : 燃焼期間 (deg)

k 及び m : 燃焼特性数

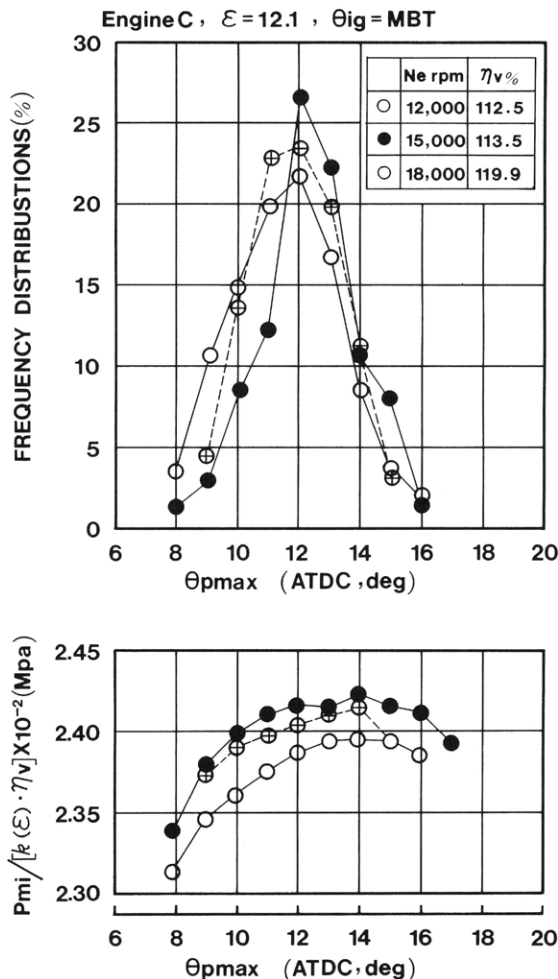


図 7 θ_{pmax} に対応した $Pmi / [k(\varepsilon) \cdot \eta_v]$ と θ_{pmax} 頻度分布

いま、 $\kappa = 6.9$ とし、 m のみを変化させた場合の燃焼質量割合 (χ) と熱発生率 (ω) とを図 8a 及び b に示す。なお、これに対して燃焼期間 (θ_b) を変化させれば、さまざまな燃焼パターンを表すことが出来る。いまこれらの燃焼パターンに対して任意の点火時期 (θ_{ig}) を与えた場合の筒内ガス圧 (P) とクランク角 (θ) との関係を求め、図示平均有効圧力 (P_{mi}) を算出する。次に P_{mi} と θ_{ig} の関係より、最大の P_{mi} が分かれば、最適点火時期 (MBT) に対する最大燃焼圧力

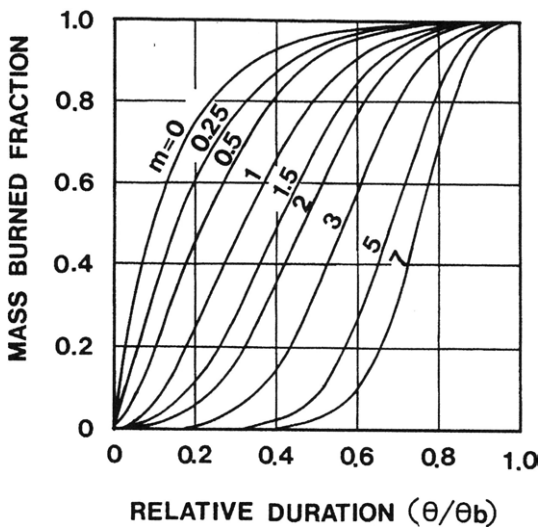


図 8a Wieve の式から得られる燃焼質量割合

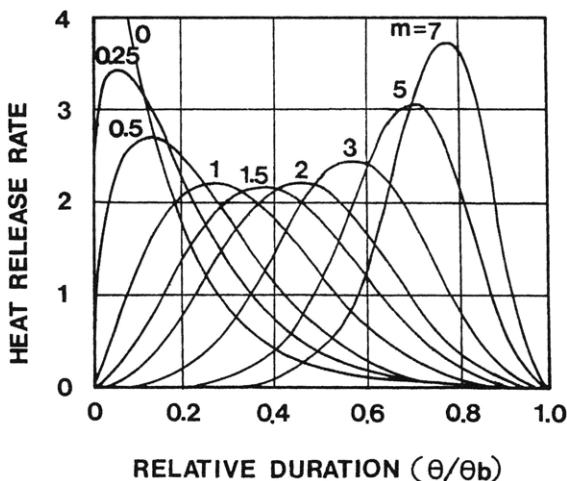


図 8b 各燃焼パターンにおける熱発生率

(P_{max}) を与えるクランク角 (θ_{pmax}) を求める事が出来る。

3.2. 計算結果

計算結果の代表例として、機関回転数 (N_e) = 1,500rpm、体積効率 (η_v) = 93%、燃焼期間 (θ_b) = 40deg、燃焼特性数 (κ) = 6.9 の一条件のもとで燃焼特性数 m の場合、点火時期を 5deg 毎に変えて求めた圧力線図と燃焼質量割合 (%) を図 9 に示してある。この図を基に最大燃焼圧力を与えるクランク角 (θ_{pmax}) とその時の P_{mi} との関係を求めると図 10 の様になる。

図によると θ_{pmax} が上死点后 12° で最大 P_{mi} が得られていることが分かる。次に $m = 3$ 一定とし、燃焼期間 (θ_b) を 20°、40°、60°、及び 80° と

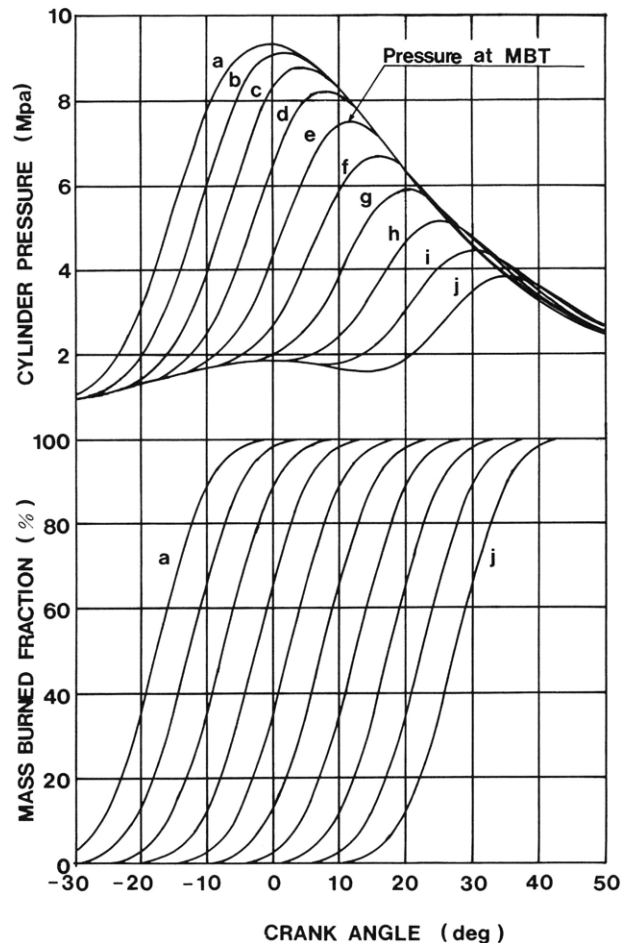


図 9 点火時期を変化させた場合の燃焼質量割合と圧力線図

した場合が図11に比較し示してある。 $\theta b = 20^\circ$ の場合は急速燃焼であり、 80° の場合は緩慢な燃焼である。図によると最大Pmi時の各々の θ_{pmax} は $10 \sim 14 \text{deg}$ (A.T.D.C.)にあり、通常の燃焼期間(40deg 前後)では、 $12 \sim 14 \text{deg}$ (A.T.D.C.)に存在している。又、 $\theta b = 40 \text{deg}$ 一定とし、燃焼特性

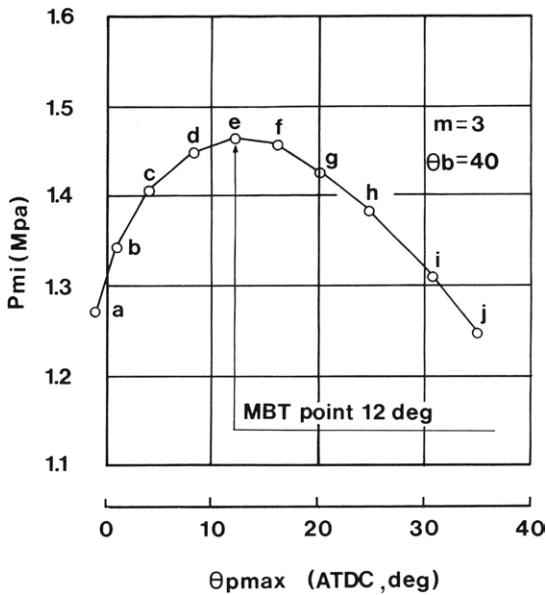


図10 点火時期を変化させた場合のPmiと θ_{pmax}

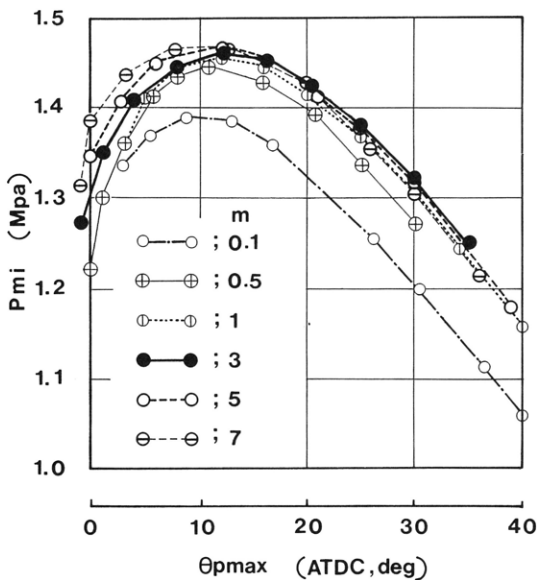


図11 燃焼期間(θb)を変化させた場合の θ_{pmax} の関係 ($m = 3$, $\kappa = 6.9$)

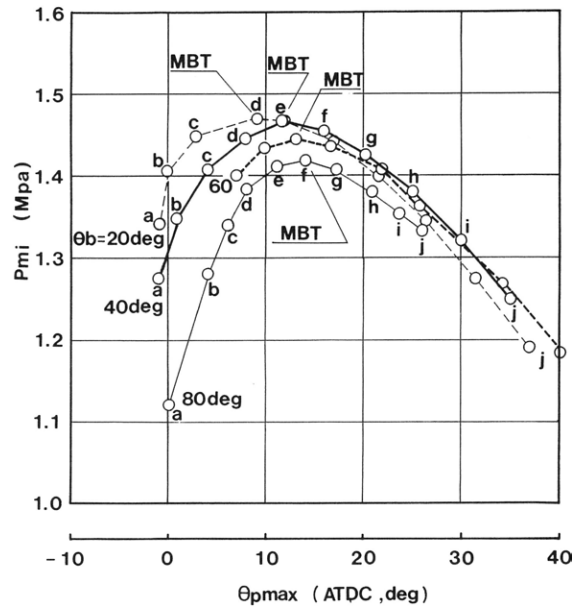


図12 燃焼特性数(m)を変化させた場合のPmiと θ_{pmax} の関係

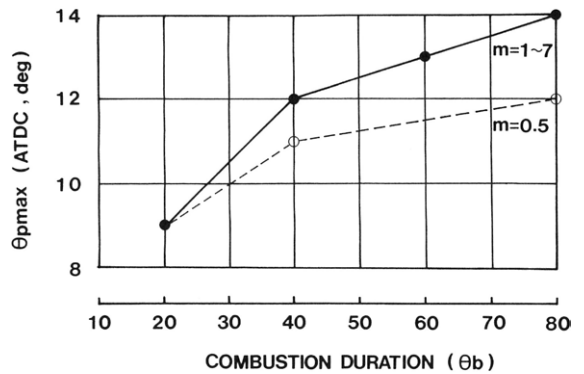


図13a θ_{pmax} に対する θb の影響

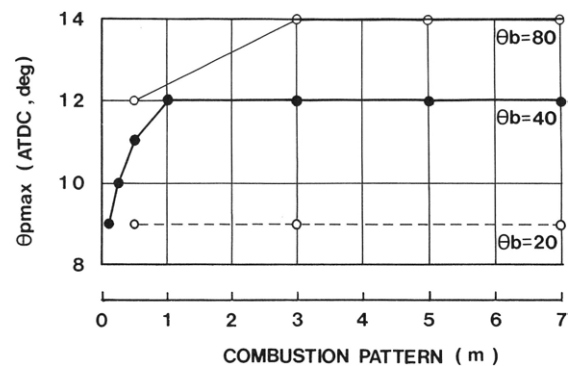


図13b θ_{pmax} に対する燃焼特性数(m)の影響

数 m を 0.251、3、7 と変えた場合を図 12 に示す。 θ_{pmax} は、 $m = 1 \sim 7$ の範囲で $11 \sim 12 \text{deg}$ (A.T.D.C.) に揃っており、燃焼開始 (立上り) の状態などに大きく左右する m の影響の少ない事が分かる。

最後に、燃焼期間 (θ_b) 及び燃焼特性数 (m) の両方を同時に変えた場合を図 13a、b に示す。(a) には m をパラメータに θ_b に対する θ_{pmax} を示している。燃焼が迅速で θ_b が小さくなる程、 θ_{pmax} は上死点に近づくが、 m が 1 より大きく θ_b が 30° 以上になると θ_{pmax} は $11 \sim 14 \text{deg}$ (A.T.D.C.) の範囲に存在している。又、燃焼期間 (θ_b) をパラメータとして燃焼特性数 (m) の影響を示した (b) によると、 m が 1 から 7 の範囲で、 θ_b が 40deg 以上では θ_{pmax} が $12 \sim 14 \text{deg}$ (A.T.D.C.) にあることが分かる。この様に、燃焼パターン (m) と燃焼期間 (θ_b) と組み合わせると、あらゆる機関諸元 (圧縮比、排気量、ストローク・ボア比) や、運転条件 (回転数、体積効率、空燃比など) 及び気温、気圧などの大気条件などに対応した燃焼過程を網羅したことになる。それゆえ、以上の事から通常火花点火機関の燃焼過程であれば、MBT に於ける θ_{pmax} は $12 \sim 14 \text{deg}$ (A.T.D.C.) に存在する事が解析的にも明らかとなり、先の実験結果を確認したと言って良いだろう。

4. MBT コントロールシステム

4.1. MBT コントロールの基本概念

(1) MBT コントロール

燃焼最高圧力を与えるクランク角 (θ_{pmax}) がある特定の値 (ここでは $13 \text{deg} \pm 1 \text{deg}$ A.T.D.C.) になる様に点火時期 (θ_{ig}) を制御すれば常に機関を MBT 状態で運転することが出来ることが前項に於いて実験的に、また解析的に実証された。ここに提案する MBT コントロールは、圧力センサで検出した前サイクルの θ_{pmax} を用いて次のサイクルの点火時期を制御するものである。すなわち、 θ_{pmax} が 13deg より小さい場合は設定点火時期を遅角し、 θ_{pmax} が 13deg より大きい場合は進角する。しかしながら定常運転でもかなりの燃焼サイクル変動があるため、前サイクルの θ_{pmax} を用いて忠実にフィードバックをかけると、かえってサイクル変動が増加する。従って前、何サイクルか

の θ_{pmax} をサンプリングしその平均値を用いることと、 θ_{pmax} の目標値にある幅をもたせる必要がある。ここでは θ_{pmax} の目標値は、実験及び計算から $13 \text{deg} \pm 1 \text{deg}$ (A.T.D.C.) とする。なお、失火した場合は、失火を判断してフィードバックの対象から外す。

急加速の場合、定常状態と同様に、数サイクルの θ_{pmax} の平均値をとってフィードバックすると点火時期の応答性が損なわれる。よってこの場合は、スロットル開度の時間変化率を検出し、いわゆる急開時には、時間変化率に応じたある点火時期を与える。

機関諸元が変わると、アイドル回転数はもちろん、安定した回転を得るための点火時期がそれぞれ異なる。従ってアイドルリング時はシステムのハードウェアで外部から簡単に点火時期を調整出来る様にする。なお、アイドル回転数 (Ne_1) から MBT 点火時期制御領域 (Ne_2) までの区間も任意に機関に応じた点火時期が設定出来る様にする。(図 14)

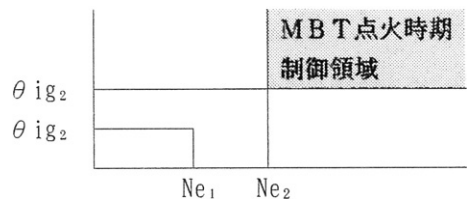


図 14 MBT 点火時期制御領域

4.2. コントロールシステムの構成

4.2.1. 構成

最大燃焼圧力のクランク角を用い、常に最適な点火時期を与えようとする MBT 点火時期制御システムの構成を図 15 に示す。図において燃焼圧力を電気信号に変換する燃焼圧力センサ (a) には圧電セラミックを使用し、それには直接又は間接に受圧するプラグタイプとワッシャタイプ (図 16) がある。

クランク角センサ (b) は光学式で、クランク軸の回転に同期して上死点 (T.D.C.) とクランクの単位角度ごとに高分解能のパルスを発生する。スロットル開度センサ (c) はエンジンの過渡運転状態を判断するものであり、その信号により過渡時の点火時期を補正する。

A/D コンバータ (d) は燃焼圧力信号とスロットル信号をデジタル信号に変換するものであり、8 Bit マイクロプロセッサで、各クランク角に対応した燃焼圧力を読み込み、最大燃焼圧力の位置 (θ_{pmax}) を算出し、MBT 時の圧力ピーク位置即ち、上死点后 13deg (A.T.D.C.) との差を求め、フィードバック量を算出する。RAM は燃焼圧力センサ出力と θ_{pmax} 等をストアするものであり、ROM は制御に必要なプログラムがメモリーされている。カウンタ回路は CPU からの設定値に基づき、点火時期信号を出力するものであり、点火出力回路は点火信号によりイグニッション・コイルに電流を流し、点火火花を発生させるものである。

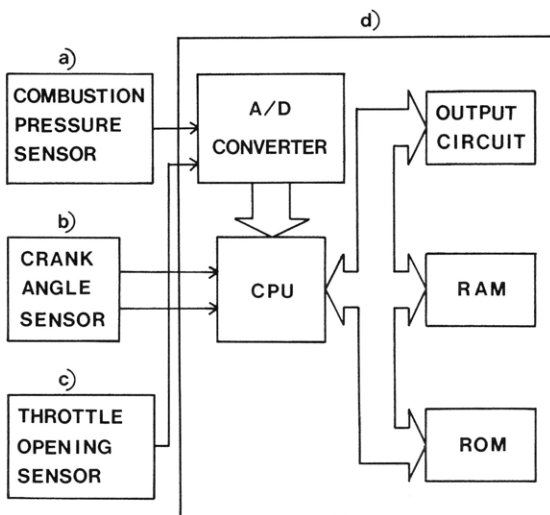


図 15 MBT コントロールシステムの構成図

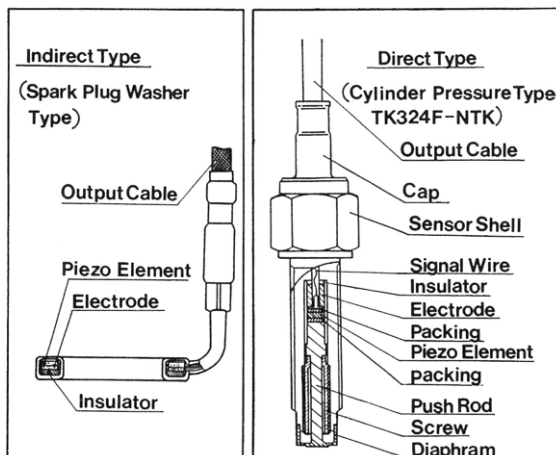


図 16 燃焼圧力センサ

4.2.2. MBT コントロール手法

本システムは前サイクルの最大燃焼圧力の位置 (θ_{pmax}) を検出し、次のサイクルの θ_{pmax} が 13deg $\pm$ 1deg (A.T.D.C.) に来る様に点火時期を制御するのがあるが、実車に適応する場合、運転モードに応じて次の様にシステム動作を変える必要がある。

(1) 定常運転

圧力センサ出力を AD 変換して、CPU に取り組み θ_{pmax} を検出し過去所定回数の平均 θ_{pmax} を演算し、13deg (A.T.D.C.) との差を求め、差がマイナスの時は次回点火時期を遅角し、プラスの時は進角する。図 17 において、エンジン回転数が所定値を越えると (S1)、圧力センサ出力を T.D.C. から 50deg (A.T.D.C.) まで、クランク角 1deg 毎に読み込む (S2)。この様にして得られた圧力線図のパターンはモータリング状態で記憶された圧力パターンと比較され、もしそれらに差があれば、ファイヤリングとみなし (S4、S5) 過去 n サイク

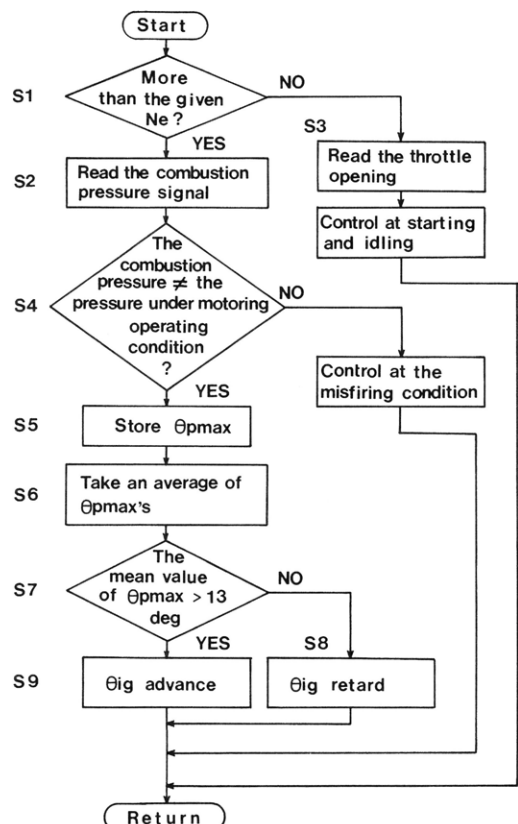


図 17 定常運転における MBT コントロールのフローチャート

ルの θ_{pmax} の値をアンサンプル平均する (S6、S7)。この θ_{pmax} の平均値が指定値 (ここでは 13 deg) になる様、次の点火時期を調整する。(S9)

(2) 過渡運転

この MBT コントロールシステムは、通常の加速運転時にも適応出来るが、図 18 に示すように、スロットル開度センサで開度の時間変化率 ($\Delta \alpha / \Delta t$) を検出し、変化率が所定値以上のいわゆる急加速時は変化率に応じた点火時期を与える。

(3) 始動及びアイドリング

エンジンスタート時やアイドリング時はエンジン諸元に応じた点火時期を別途設定する。

(4) ミスファイアー

燃焼圧力パターンとモータリング時の圧力パターンとの傾向が一致している、いわゆる失火時は θ_{pmax} の算出が出来ないので、前サイクルと同一の点火時期を与える。

(5) エンジン・ストップ時

上死点信号の無い状態が所定回数以上続いた時は、エンジン・ストップと判断して点火時期を始動時に戻す。

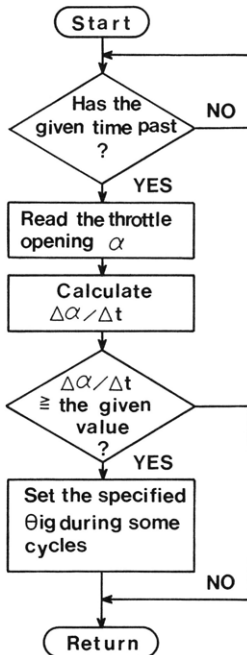


図 18 急加速運転における MBT コントロールシステムのフローチャート

4.3. 結論及び考察

4.3.1. MBT コントロール

定常状態において検出した前サイクルの θ_{pmax} を用いて直接次のサイクルにフィードバックを行うと、サイクルの変動が増大し適切ではない。従って、何サイクルかの θ_{pmax} をサンプルし、その平均値を用いてフィードバックする必要がある。いま、機関 D (単気筒) を用いて、サンプル数を 1、4 及び 8 とした場合の、それぞれ平均 θ_{pmax} でフィードバックを行って得られた実点火時期 200 サイクルの傾向を図 19 に比較して示す。図によると、サンプル数が 1 と 4 の実点火時期の標準偏差は各々 3.3deg と 1.6deg であるが、8 の時は 0.4 とかなり小さな値となっている。図 20 は機関 E (2 気筒) で、サンプル数が 2 と 4 の場合を示す。サンプル数 2 の標準偏差が 0.7deg に対し、4 は 0.3deg とかなり小さくなっている。以上のことから機関諸元、特に気筒数を考慮し、サンプル数を決める必要があることが分かる。

今、図 21 は機関 D をサンプル数 8 の平均 θ_{pmax} でフィードバックした場合の θ_{pmax} の頻度分布を示す。なお、図中の太線は全天候型ベンチでの低

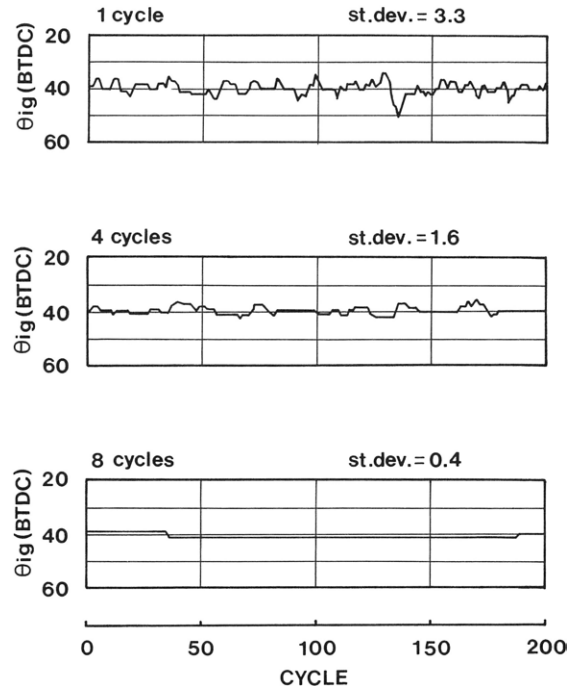


図 19 単気筒エンジンの場合のサンプル数の影響

気圧状態 (大気圧 600mmHg) での θ_{pmax} の頻度分布を示している。 θ_{pmax} は標準気圧 (760mmHg) と同様 12~14deg (A.T.D.C.) に集中分布しており、低気圧状態においても MBT に制御されていることが分かる。

4.3.2. 急加速運転での MBT コントロール

通常の加速時でもこのシステムにより、MBT 制御することが可能であるが、急加速時に定常運転と同様にサンプル数 8 の平均 θ_{pmax} でフィードバック制御すると、点火時期の応答遅れを生じ、ドライバビリティを損なう。今、機関 D を用いて 30 K/h 相当のスロットル開度 (A 点) から、全開 (B 点)

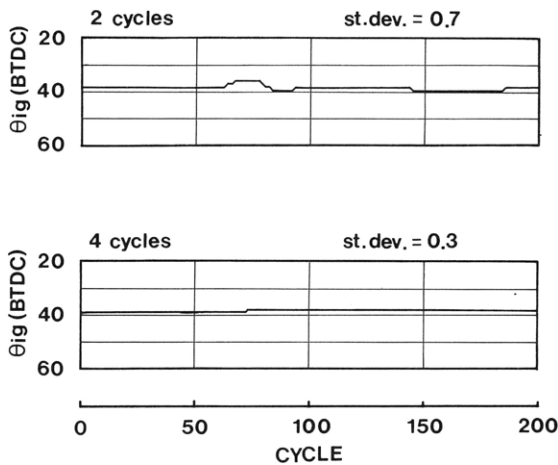


図 20 2気筒エンジンの場合のサンプル数の影響

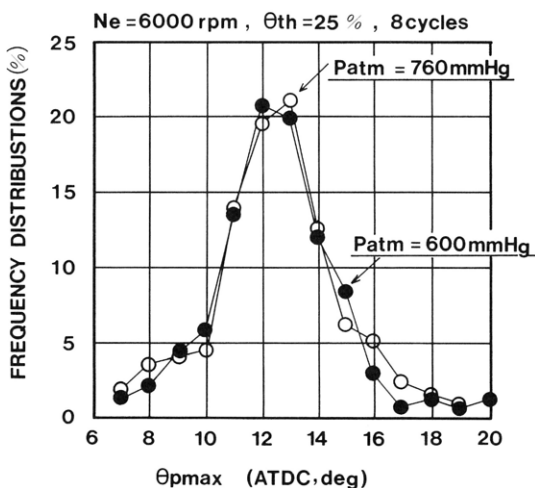


図 21 サンプル数 8 の場合の θ_{pmax} の頻度分布

と急開加速を行うに当たってサンプル数 2 と 8 の各々の平均 θ_{pmax} を用いてフィードバック制御を行った場合と、加速フィーリングがベストとなる一定点火時期 (この場合 35deg B.T.D.C.) を与えた場合の実点火時期 (θ_{ig}) と Pmi の経過をサイクル別に図 22 に示す。

まず実点火時期 (θ_{ig}) に注目すると、サンプル数 2 の場合は 7 サイクル目で一定の点火時期すなわち 35deg (B.T.D.C.) に収斂しているが、サンプル数 8 の場合は途中で一旦オーバーシュートし、20 サイクル前後で収斂している。次に Pmi に注目するとフィードバック制御した場合の Pmi はいずれも、一定点火時期を与えた場合のそれに比較して低いことが分かる。ここにドライバビリティの悪化の原因があると考えられる。従って急加速時には、スロットル開度センサで求められる

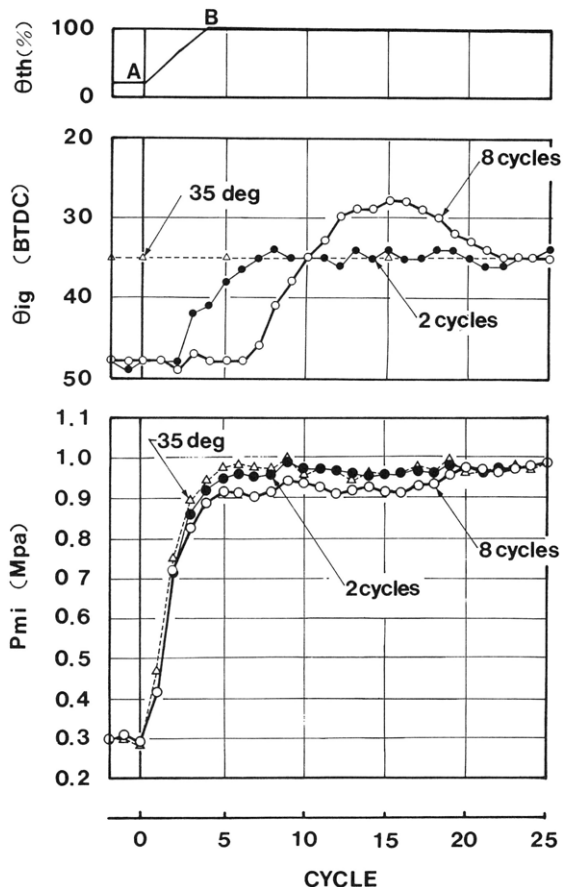


図 22 MBT Control System を用いて急加速した場合の実点火時 (θ_{ig}) と Pmi の関係

開度時間変化率 $[\Delta \alpha / \Delta t]$ に対して予めドライバビリティが良好となる点火時期を求めておく必要がある。

図23は、前述と同様 35deg(B.T.D.C.)を与えた場合と開度時間変化率に応じた点火時期(この場合も 35deg)を与えた場合の θ_{ig} と P_{mi} の経過を示す。後者の θ_{ig} の経緯をみると開度時間変化率 $[\Delta \alpha / \Delta t]$ を検出するに要する時間遅れ(2～3サイクル)が認められるが P_{mi} は略同等の値が得られるのでドライバビリティの低下を避けることが出来た。

4.3.3. MBT コントロールシステムの特徴

今回、新たに開発した MBT コントロールシステムは次の様な特徴を持っている。

(1) 燃焼圧力センサ

本システムは、最大燃焼圧のクランク位置(θ_{pmax})だけを正確に知ることが出来れば良く、燃焼圧力の絶対値を求める必要はない。従って圧

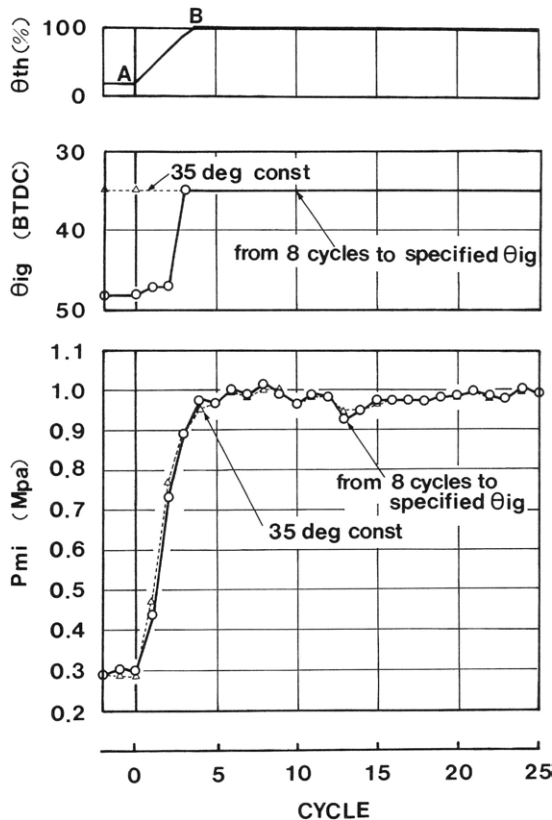


図23 急加速時のみ開度時間変化率に応じた点火時期を与えた場合の P_{mi} の応答

力センサには廉価で、耐久性の高いセラミック圧電素子を使用することが出来る。

(2) プラグワッシャタイプ圧力センサによる最大燃焼圧力位置の検出

プラグワッシャタイプの燃焼圧力センサ出力には、点火プラグ共振周波数とバルブ・シーティングノイズが重畳するため、単純な微分回路で最大燃焼圧力の位置(θ_{pmax})を導くことは出来ない。そこで本システムではセンサ出力を一旦 AD 変換して、 θ_{pmax} を CPU で算出している。

(3) 低体積効率時の最大燃焼圧力位置の検出

30% 以下の低 η_v 時は最大燃焼圧力(P_{max} A.T.D.C.)がモータリング時の圧縮圧力の最大値(P_{comp} , T.D.C.)より低いことがある。その場合は、単純なピーク検出法で θ_{pmax} を求めることは困難である。そこで本システムでは図24に示すようにファイアリング時の圧力センサの出力値(P_1)からモータリング時のセンサ出力(P_2)を減算して、燃焼による圧力ピークの位置を検出している。圧縮圧力波形は一般に η_v と N_e が変化しても略相似

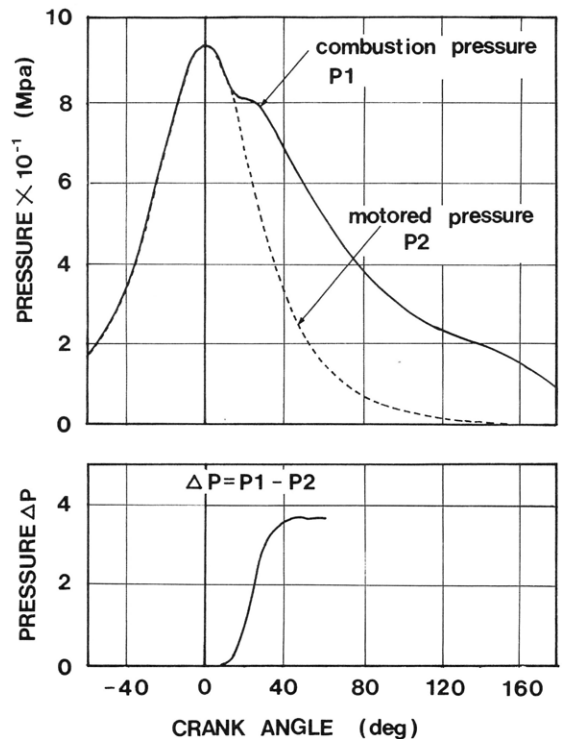


図24 低 η_v 時のモータリングとファイアリングの気筒内圧力の比較

形となるので T.D.C. の P_{comp} を基準、即ち 1.0 として上死点後 50deg までのクランク単位角度ごとの係数を求め、予め ROM に記憶させた。従って燃焼圧力センサの上死点の出力値が分かれば、そのサイクルの圧縮圧力を予測することが可能となり、低 η_v 時の θ_{pmax} を容易に求めることが出来るようになった。

5. 結 論

4 サイクル火花点火機関の指示平均有効圧力 (P_{mi}) と最大燃焼圧力を与えるクランク角 (θ_{pmax}) との関係を明らかにし、MBT Control System を考案・開発した。この一連の研究・開発で得られた主な結論は、

1. 4 サイクル火花点火機関で MBT を与えたとき、最大の燃焼圧を生ずるクランク角 (θ_{pmax}) は、機関諸元が異なり運転条件が大幅に変化しても、通常上死点後 13deg $\pm$ 1deg にあることが供試機関のテストにより確認された。
2. Wiebe の式で与えられる各種の燃焼パターンと、2 領域熱力学的モデルを用いた数値計算でも θ_{pmax} は、やはり 12~14deg の範囲にあることが検証された。
3. よって圧力センサにより θ_{pmax} を検出し、 θ_{pmax} が 13deg $\pm$ 1deg (A.T.D.C.) になる様に点火時期を設定するならば、定常運転や一般の過渡運転で MBT 制御となり出力及び燃費を常に最適にし得ることが明らかとなった。
4. MBT コントロールは、機関諸元により異なるが前数サイクルの θ_{pmax} の平均値を用いて、次の点火時期を制御すれば良い。
5. この制御法では圧力の絶対値は不用であり、単に θ_{pmax} が精度良く検出できれば良いので、圧力センサは比較的簡単なもので良く、また必ずしも筒内圧力を直接検出する必要はない。
6. なお、この MBT コントロールシステムは急加速運転のみならず始動、アイドル、失火に対して別途任意に点火時期を設定することによって実用性が実証された。

6. 謝 辞

本研究に対して適切なアドバイスを頂いた東海大学教授浅沼先生に謝意を表します。

7. 参 考 文 献

- (1) Y. Hata and M. Asano, "New Trends in Electronic Engine Control To the Next Stage", SAE paper 860592
- (2) J. Powell, "Closed loop control of spark advance using cylinder pressure" Int. J. of Vehicle Design, Special Publication SP4. 1983.
- (3) S. Yagi, A. Ishizuya, and I. Fujii, "Research and Development of High Speed, High Performance Small Displacement Honda Engines", SAE paper 700122
- (4) P. Blumberg and J. T. Kummer; "Prediction of No Formation in Spark-Ignited Engines. An Analysis of Method of Control", Combustion Science and Technology, 1971, vol. 4, pp73-95.
- (5) G. Sihling and G. Woschni "Experimental Investigation of the Instantaneous Heat Transfer in the Cylinder of a High Speed Diesel Engine", SAE paper 790833

APPENDIX

領域熱力学的モデルの計算

いろいろな燃焼パターンをシミュレートするために、質量燃焼割合 (X) が Wiebe の式によって与えられる。

$$X = 1 - \exp \left[-k \left(\theta / \theta_b \right)^{m+1} \right] \dots\dots\dots (1)$$

発熱生率 (W) は (1) 式を微分して得られる。

$$W = k(m+1)k \left(\theta / \theta_b \right) \exp \left[-k \left(\theta / \theta_b \right)^{m+1} \right] \dots\dots\dots (2)$$

ここでは θ はクランク角、 θ_b は燃焼期間、K と m は定数である。この計算では $k = 6.9$ として与える。圧力線図は 2 領域熱力学的モデルにより計算される。作動ガスにおける熱力学の第一法則に従ったエネルギー収支は次式で表現される。

$$G \cdot dUT/d\theta = dQ/d\theta - P \cdot dV/d\theta \dots\dots\dots (3)$$

ここで G は作動ガス質量、 UT は内部エネルギー、 Q は熱損失、 P はシリンダー内圧力、 V はシリンダー容積である。

a) 内部エネルギー (UT)

UT は次式の様に表される。

$$UT = X \cdot Ub + (1 - X) \cdot Uu \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに Ub と Uu は各々、既燃ガスと未燃ガスの内部エネルギーである。これらは次式によって与えられる。

$$Ub = Cvu \cdot T + Au \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$Uu = Cvb \cdot T + Ab \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで Cvu と Cvb は既燃ガスと未燃ガスに対応する平均熱容量で Au 、 Ab は定数である。燃焼が進行するに従って、未燃焼ガスと既燃焼ガスの部分が 1 つの燃焼室内に存在する。既燃ガスの平均温度は次式によって与えられる。

$$Tb(X) = 1/X \cdot \int_0^X Tb(X, X') dx' \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで質量燃焼割合が X という値まで燃焼が進行したとき、 $Tb(X, X')$ は燃焼した X' という部分の燃焼ガス温度を表している。この点における燃焼ガスの平均内部エネルギーは次式によって示される。

$$\begin{aligned} Ub &= 1/X \cdot \int_0^X (Cvb \cdot Tb(X, X') + Ab) \cdot dX' \\ &= Cvb \cdot Tb + Ab \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

方程式 (1) の X と方程式 (8) の Ub を (4) に代入すれば、 UT が求められる。

b) 熱損失

熱損失は次式で与える。

$$dQ/d\theta = \alpha g \cdot As \cdot (Tg - Tw) \quad \dots\dots\dots (9)$$

αg は熱伝達係数である。燃焼室の表面に関して Tg は、平均シリンダーガス温度であり、 Tw は燃焼室表面温度である。 αg は次の式で表される Woschni の式で与えられる。

$$\alpha g = A \cdot D^{-0.2} \cdot (P(\theta) \cdot Cm)^{0.8} \cdot Tg(\theta)^{-0.53} \dots (10)$$

A は定数、 D はシリンダーボア径、 Cm は平均ピストンスピード、 Tg は平均シリンダーガス温度である。

$$Tg(\theta) = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{G \{X \cdot Rb + (1-X) \cdot Ru\}} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$Tg(\theta)$ 、 $P(\theta)$ 、 $V(\theta)$ は各々、燃焼過程でのクランク角 θ におけるシリンダーガス温度、圧力、体積である。

このとき、壁面温度 Tw は次式で示される境界条件の下で、一次元非定常の熱伝導の方程式に従う。

$$\partial Tw / \partial t = a \cdot \partial^2 Tw / \partial^2 y \quad \dots\dots\dots (12)$$

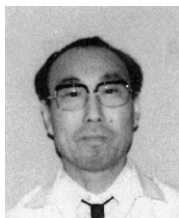
ここで y は壁面からの距離であり、 t は時間、 a はシリンダー壁の熱拡散率である。境界条件は

$$\lambda \cdot \partial Tw / \partial t = \alpha g \cdot (Tg - Tw) \quad \dots\dots\dots (13)$$

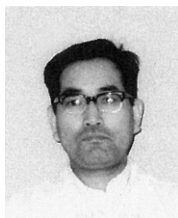
$$\lambda \cdot \partial Tw / \partial t = \alpha c / (Tcw - Tc1) \quad \dots\dots (14)$$

ここで λ をシリンダー壁の熱伝導率、 Tcw は冷却壁面の温度、 $Tc1$ は冷却水温度、 αc は熱伝達係数である。

■著 者■



八 木 静 夫



藤 井 功



吉 川 晴 彦



川 合 誠