

# 圧縮点火機関における燃焼圧力の変動特性(第1報)

澤 則弘\*, 堀 昭三\*, 軽部秋次郎\*, 内田 茂\*\*

(昭和55年8月9日受理)

## Cyclic Variation Character of Combustion Pressure in Compression Ignition Engines (1st Report)

NORIHITO SAWA, SHOZO HORI, AKIJIRO KARUBE and SHIGERU UCHIDA

*Abstract*— Many studies on cyclic variation of combustion process were made with spark ignition engines, however, there are scarcely such studies with diesel engines. Here, cyclic variations of the combustion characteristic, that is, the maximum pressure  $P_{\max}$ , the maximum rate of pressure rise  $(dP/d\theta)_{\max}$ , the combustion pressure at each crank angle, etc. were analyzed statistically under various operating conditions. We have tried to record the average combustion pressure history of 500 measurements. And, the maximum pressure, the maximum rate of pressure rise, the maximum heat release, etc. are calculated. Moreover, cyclic variation of  $P_{\max}$ ,  $(dP/d\theta)_{\max}$ , etc. are analyzed. Consequently, the results obtained are summarized as follows,

- 1) Standard deviation  $S(P_{\max})$  and cyclic variation  $V(P_{\max})$  of the maximum combustion pressure  $P_{\max}$  are equal to their values of cylinder pressure at the latter half of combustion period.
- 2) Engine speed, exhaust gas recirculation and intake air flow amount do not have influence on cyclic variation  $V(P_{\max})$ . And,  $V(P_{\max})$  decreases with increasing fuel injection pressure, compression ratio and fuel temperature, but the maximum value of  $V(P_{\max})$  is obtained in medium load.
- 3) Cyclic variation  $V((dP/d\theta)_{\max})$  increases with brake load and fuel injection pressure, and decreases with increasing engine speed and compression ratio. But, it has the optimal fuel temperature.
- 4) There are one-to-one correspondence between  $\bar{P}_{\max}$  and  $\Delta\bar{P}_{\max}$ ,  $\bar{P}_{\max}$  and  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  and  $\theta((d\bar{P}/d\theta)_{\max})$  and  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  respectively in a precombustion chamber type diesel engine.

### 1. まえがき

内燃機関の燃焼に関与する諸現象は微視的条件に左右され易く、それらはサイクル毎に変動する。その結果、シリンダ内燃焼圧力もサイクル毎に変動し、機関性能、排気有害物および機関騒音などにも影響を及ぼす。火花点火機関では燃焼変動の指標として燃焼最高圧力、火焰伝播および図示平均有効圧力などのサイクル変動が取り上げられ、実験的解明が進められてきた。<sup>(1)~(4)</sup>しかし、ディーゼル機関においてもシリンダ内燃焼圧力線図から燃焼状態を解析する場合が多く、そのサイクル変動を十分に把握しておかないと正確な結論を導くことはむずか

しい。圧縮点火機関の燃焼は予混合燃焼と拡散燃焼とが混在する燃焼過程であり、火花点火機関の燃焼とは本質的に異なるので、火花点火機関で得られた結論をそのまま適用することはできず、その実体を解明しておく必要がある。最近、直接噴射式ディーゼル機関の燃焼変動を取り上げた研究が発表され、<sup>(5)~(7)</sup>燃焼最高圧力の偏差値と機関速度、燃料のセタン価、排出炭化水素濃度、排煙濃度との関係や、この燃焼変動の要因は燃料噴射量と噴射時期のサイクル変動であることなどを明らかにしている。しかし、実験資料も少なく不明の点が多い。そこで、本研究では機関速度、負荷、圧縮比、吸入空気量、排気再循環量、燃料噴射圧および燃料温度などを変えて、シリンダ内燃焼圧力を500サイクル記録し、統計処理器を用

\* 茨城大学工学部機械工学科 (日立市中成沢町)

\*\* 日立エンジニアリング㈱ (日立市幸町)

いて解析した。

## 2. 実験装置および実験方法

供試機関は単シリンダ水冷、予燃焼室4サイクルディーゼル機関で、その諸元をTable 1に、実験装置をFig. 1に示している。実験装置は吸入空気量の測定装置(1、

Table 1 Dimension of tested engine

Combustion chamber	Pre-combustion chamber
Cylinder num.	1
Max. output/Rev.	6PS/1200 rpm
Bore × Stroke mm	95 × 115
Stroke volume cc	815
Compression ratio	20
Pump	Bosch type (Pintle nozzle)
Injection timing	BTDC 12°C A

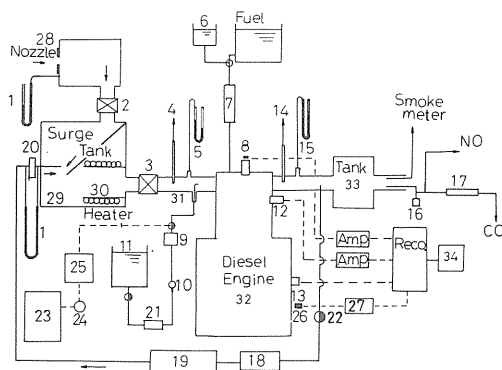


Fig. 1 Experimental apparatus

2, 28, 29), 吸気管系(31), 供試機関(32), 排気管系(33), シリンダ内燃焼圧力の測定装置, 解析装置(8, 12, 27, 34)などからなっている。

実験は機関速度(N), 負荷(平均有効圧力( $P_e$ )), 吸入空気量( $G_a$ ), 圧縮比( $\epsilon$ ), EGR量, 燃料噴射圧( $P_j$ ), 燃料温度( $t_f$ )などを変えて実施した。なお, 吸入空気量( $G_a$ )は2個のサージタンクの間に取り付けた絞り弁(2)を用いて調整し, 圧縮比( $\epsilon$ )はシリンダとシリンダヘッド間にアルミ板を挿入して変えた。EGRは排気を消音器前から抽出し, 冷却器(18), フィルタ(19)およびEGR量測定用丸形ノズル(20)をとおして2段目のサージタンク(29)に導入し, 吸入新気と混

合して機関に供給した。燃料温度は噴射ポンプと噴射弁との連結パイプを加熱して変え, その温度は噴射弁入口に取り付けた熱電対で測定した。

実験は, まず所定の運転条件で発火運転し, そのときの燃料消費量, 吸入空気量, 機関出力, 排気温度を測定する。次にシリンダ内燃焼圧力(主燃焼室)をデータレコーダ(TEAC R-410)に500サイクル連続記録し, 統計処理器(日立RAH-403)を用いて燃焼圧力を解析する。なお, 燃焼圧力経過をあらわす特性値としてFig. 2に示すように燃焼最高圧力( $P_{max}$ ), 燃焼圧力(P)と圧縮

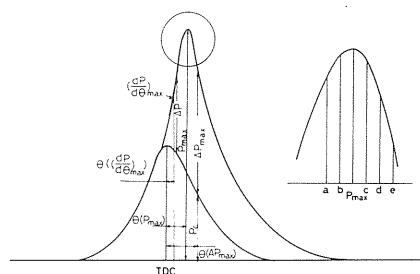


Fig. 2 Definition of combustion character

圧力( $P_c$ )との差( $\Delta P$ )の最大値( $\Delta P_{max}$ ), 最大圧力上昇率( $(dP/d\theta)_{max}$ )などの平均値( $\bar{P}_{max}$ ,  $\Delta \bar{P}_{max}$ ,  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$ ) それらの標準偏差( $S(P_{max})$ ,  $S(\Delta P_{max})$ ,  $S[(dP/d\theta)_{max}]$ , 変動率( $V(P_{max})$ ,  $V(\Delta P_{max})$ ,  $V[(dP/d\theta)_{max}]$ ), 生成時期( $\theta(\bar{P}_{max})$ ,  $\theta(\Delta \bar{P}_{max})$ ,  $\theta[(d\bar{P}/d\theta)_{max}]$ )などを求めた。さらに代表的条件につき, 各クランク角における燃焼圧力の標準偏差と変動率( $S(P)$ ,  $V(P)$ ), 有効熱発生率( $d\bar{Q}/d\theta$ )なども求めた。

## 3. 実験結果および考察

### 3.1 燃焼変動と諸因子

#### 3.1.1 機関速度および負荷の影響

シリンダ内燃焼圧力を500サイクル記録し, 最大燃焼圧力 $P_{max}$ の生ずるクランク角 $\theta(P_{max})$ を基準とし, その前後のクランク角におけるシリンダ内燃焼圧力の頻度分布曲線F, 標準偏差 $S(P)$ および変動率 $V(P)$ を求めた結果をFig. 3に示している。図において, 低速( $N=800$  rpm)では $S(P)$ および $V(P)$ はともに予混合領域, たとえば最大圧力上昇率( $dP/d\theta)_{max}$ が生ずるクランク角 $\theta[(dP/d\theta)_{max}]$ 付近で最大, 燃焼が進むにつれて $S(P)$ ,  $V(P)$ は順次低下している。これに対して,  $N=1000$  rpmでは $S(P)$ ,  $V(P)$ ともほと

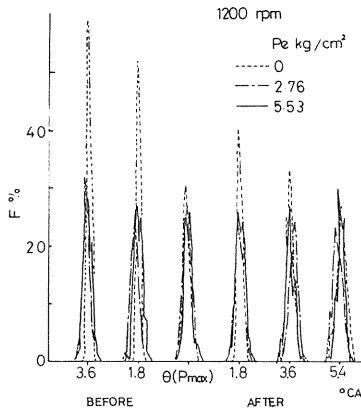


Fig. 3-a Combustion variation at each crank angle

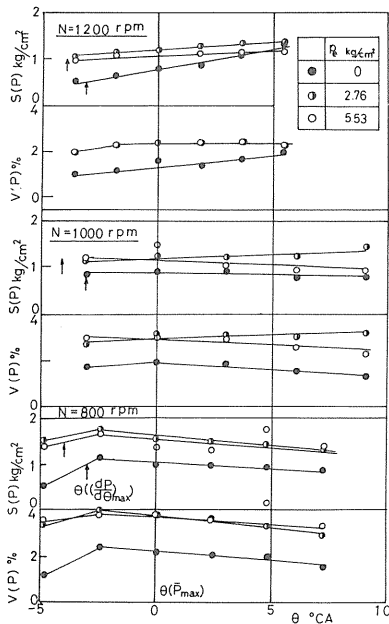


Fig. 3-b Combustion variation at each crank angle

んど変化せず,  $N=1200$  rpmでは逆に増加している。一般に, 燃焼が進むにつれて不活性ガスが増加するので燃焼変動も増加することが予測される。しかし, 回転速度が低いほど着火条件が悪く, 必然的に着火おくれが大きく, 1 サイクル中に供給された燃料中, いわゆる予混合燃焼に消費される割合が大きく, 着火時の状態 (着火おくれの大小, 着火おくれ期間に噴射供給された燃料量, 燃料噴霧の状態など) のサイクル変動の影響を受け, し

かも燃焼室容積の小さい上死点付近で急激燃焼を開始するので燃焼初期の圧力変動が増し, 燃焼後半の圧力変動よりも高くなるものと考えられる。これに対し, 回転速度が高くなると着火おくれが短くなり, さらに平均有効圧力  $P_e$  =一定での運転では回転速度が高くなるほど熱損失が減るので, サイクル当りの燃料噴射量も減少する。このため予混合燃焼に関与する燃料も減るので, 予混合燃焼に起因する燃焼初期の圧力変動は  $P_e = 2.76 \sim 5.53 \text{ kg/cm}^2$  の場合,  $N=800$  rpmで  $V(P) \div 4\%$ ,  $N=1000$  rpmで  $3.5\%$ ,  $1200$  rpmで  $2\%$  と減少し, 高速回転 ( $N=1200$  rpm) の場合には不活性ガスの影響が表面化し,  $N=800$  rpmの場合と逆の傾向を示したもののと思われる。このように予混合燃焼のサイクル変動が, それにつづいて起こる拡散燃焼の変動にも影響を及ぼしている。しかし, 燃焼に時々刻々関与する燃料量およびその変動も火花点火機関に較べて小さいので, 圧力変動も燃焼期間全域にわたって  $V(P) = 2 \sim 4\%$  とかなり小さい。従来, 火花点火機関の燃焼変動の指標として最大燃焼圧力  $P_{max}$  のサイクル変動が取り上げられている<sup>(8)</sup>。この場合, 燃焼重量割合  $x$  は近似的に  $x = \Delta P / \Delta P_{max}$  であらわされるので, 任意のクランク角  $\theta$  における圧力  $P$  は

$$P = x \cdot \Delta P_{max} + P_e \quad (1)$$

いま, 圧縮圧力  $P_e$  がサイクル変動をしないものと仮定すると圧力変動分  $\delta P$  は次式で与えられる。

$$\delta P = \Delta \bar{P}_{max} \cdot \delta x + \bar{x} \cdot \delta (\Delta P_{max}) + \delta x \cdot \delta (\Delta P_{max}) \quad (2)$$

したがって, 圧力変動分  $\delta P$  は燃焼重量割合の変動分  $\delta x$  と  $\Delta P_{max}$  (全発生熱量に対応) の変動分  $\delta (\Delta P_{max})$  に左右され, しかも,  $\bar{x}$ ,  $\Delta \bar{P}_{max}$  が大きいほど,  $\delta x$ ,  $\delta (\Delta P_{max})$  が  $\delta P$  に大きく影響するようになる。さらに, 火花点火機関では  $\Delta P_{max}$  と  $P_{max}$ ,  $\theta (\Delta P_{max})$  と  $\theta (P_{max})$  の相関が非常に高いので  $P_{max}$  の変動から燃焼圧力の変動を知ることができる<sup>(9)</sup>。これに対し, 圧縮点火機関では ( $P_{max}$  は予混合燃焼と拡散燃焼の混在する領域で生じ, 後述するように  $\Delta P_{max}$  と  $P_{max}$ ,  $\theta (\Delta P_{max})$  と  $\theta (P_{max})$  との相関が悪いので  $P_{max}$  の変動から直ちに燃焼変動を論ずることはできない。しかし, 圧縮点火機関における燃焼期間全域の圧力変動は上述のように  $V(P) = 2 \sim 4\%$  で,  $V(P_{max})$  の値とも近似しているので圧力変動の概略を知るために  $V(P_{max})$  を用いても無意味とはいえない。この場合,  $V(P_{max})$  や  $V(P)$  に対する運転条件の影響は小さく, 最大1%程

度である。なお、供試機関を駆動運転した場合、最高圧縮圧力  $P_{c \max}$  の変動率  $V(P_{c \max})$  は  $N=800 \text{ rpm}$  で 2.07%,  $N=1400 \text{ rpm}$  で 0.97% であった。これは吸入空気量、ピストンリングからのガス洩れ、熱損失などの変動に起因するものと思われるが、このことを勘案すると燃焼変動にもとづく圧力変動はさらに小さいものと推定される。これに対し、C. I. ARAMA<sup>(5)</sup> et al. は直噴式ディーゼル機関を用いての研究において、 $V(P_{\max})$  と機関速度  $N$  との関係を次のように与えており、 $V(P_{\max})$  の値はかなり大きい。

$$V(P_{\max}) = 8 + 0.01 \cdot N$$

しかし、供試機関(予燃室式)では  $V(P_{\max})$  の値も小さく、上式の関係も得られなかった。

Fig. 4 および Fig. 5 には機関速度  $N$  に対して燃焼特性値  $(\bar{P}_{\max}, (d\bar{P}/d\theta)_{\max}, \Delta\bar{P}_{\max}, \theta(\bar{P}_{\max}), \theta[(d\bar{P}/d\theta)_{\max}], \theta(\Delta\bar{P}_{\max}))$  および圧力変動率  $(V(P_{\max}), V[(dP/d\theta)_{\max}], V(\Delta P_{\max}))$ 、標準偏差  $(S(P_{\max}), S[(dP/d\theta)_{\max}], S(\Delta P_{\max}))$  を、Fig. 6 および Fig. 7 には負荷  $P_e$  に対して示している。

図において、 $\theta[(d\bar{P}/d\theta)_{\max}], \theta(\bar{P}_{\max}), \theta(\Delta\bar{P}_{\max})$  は機関速度  $N$  に比例して増加しており、燃焼過程が順次遅れている。このため、燃焼はゆるやか

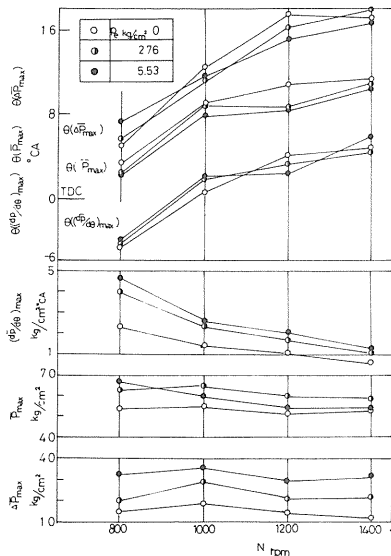


Fig. 4 Combustion character and engine speed (mean effective pressure)

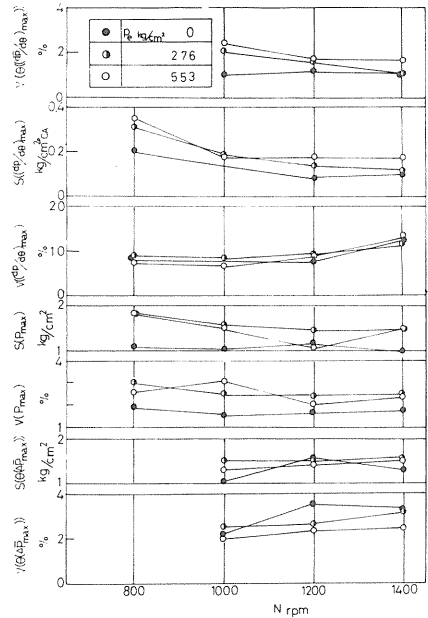


Fig. 5 Combustion variation and engine speed (mean effective pressure)

となり、 $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}, \bar{P}_{\max}$  はともに減少しているが、とくに前者の変化は大きい。この場合、 $P_{\max}$  の標準偏差  $S(P_{\max})$  は  $1 \sim 2 \text{ kg/cm}^2$  と小さいので変動率  $V(P_{\max})$  の機関速度による変化も小さい。これに対し、 $S[(dP/d\theta)_{\max}]$  は機関速度が高くなるにつれて  $0.35 \sim 0.15 \text{ kg/cm}^2 \text{CA}$  の範囲で順次低下しているが、 $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  の低下が大きいので、変動率  $V[(dP/d\theta)_{\max}]$  は  $8 \sim 15\%$  の範囲で順次増加している。負荷を変えた場合も同様に、負荷に比例して  $\theta(\bar{P}_{\max}), \theta(\Delta\bar{P}_{\max})$  は増加し、燃焼がおそくまで継続するようになっているが、負荷に比例して供給燃料が増加するので  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}, \bar{P}_{\max}, \Delta\bar{P}_{\max}$  の値も増加している。この場合、 $S[(dP/d\theta)_{\max}]$  も僅かながら増加するが  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  も増加するので変動率  $V[(dP/d\theta)_{\max}]$  は逆に減少する傾向となる。本来  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  の生ずる時期は予混合燃焼領域であり、火花点火機関の燃焼と類似するが、自然着火のため着火時期にもサイクル変動が生じ、その影響も加味されるので現象はさらに複雑となる。このため  $(dP/d\theta)_{\max}$  の変動は着火時の微視的条件のみならず運転条件の影響をも受け易くなるものと思われる。この  $(dP/d\theta)_{\max}$  の値はディーゼルのクック、機関騒音、窒素酸化物の発生濃度、すすの生成などとも密接な関連があるとされており、その変動も

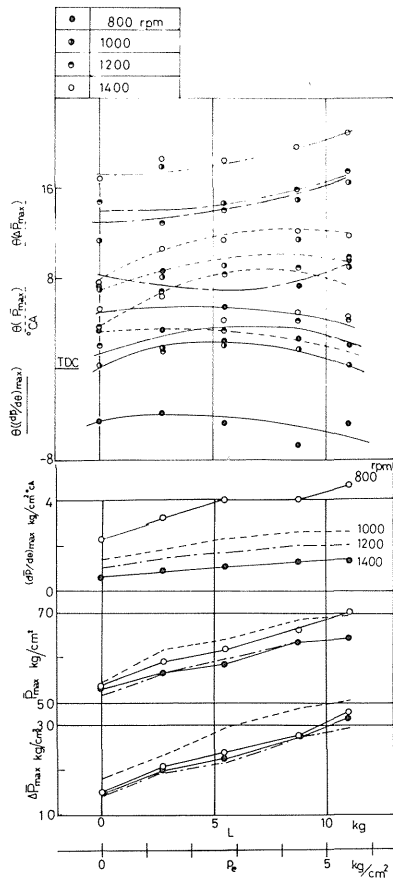


Fig. 6 Combustion character and mean effective pressure (engine speed)

大きく、改善すべき重要な事項でもあるので、 $V[(\frac{dP}{d\theta})_{max}]$ をディーゼル機関における燃焼変動の一指標とすることは実用上有意義と思われる。

3.1.2 吸入空気量およびEGR量の影響

吸入空気量  $G_a$  を絞ると充填ガスが減少し、残留ガスの割合が増加するので空気利用度は悪化する。その反面、絞り損失仕事が増加し、圧縮温度が高くなるので噴霧の蒸発が促進し、そのうえ残留ガス中の部分酸化燃料成分による主噴射燃料の反応加速作用が助長するなどが考えられる。これら両効果の大小によって着火おくれや、それにつづく急激燃焼、したがって、 $(\frac{dP}{d\theta})_{max}$  の値やそのサイクル変動も左右されるであろう。これに対し、EGRを実施すると絞り損失仕事は減少し、充填ガス量および充填ガスの熱容量は増加する。このため圧縮温度は低下する。その反面EGR中の部分酸化燃料成分が増加し、これらが着火おくれやその変動に影響するで

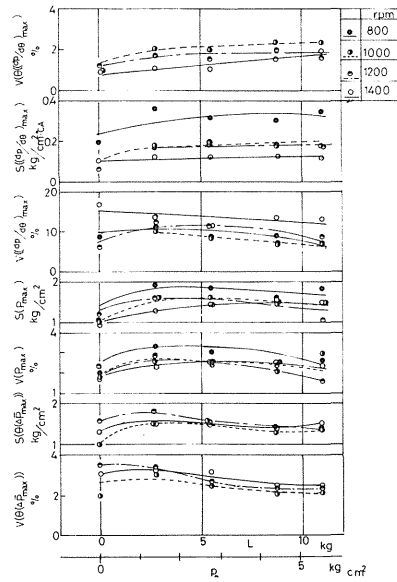


Fig. 7 Combustion variation and mean effective pressure (engine speed)

あろう。実験結果 (Fig. 8, Fig. 9) によると、 $\bar{P}_{max}$

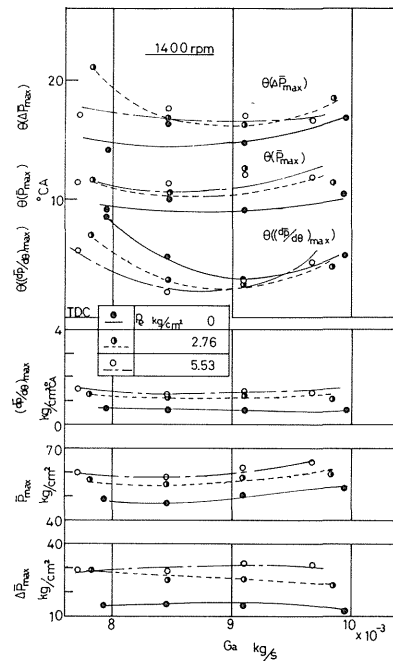


Fig. 8 Combustion character and breathing air amount (mean effective pressure)

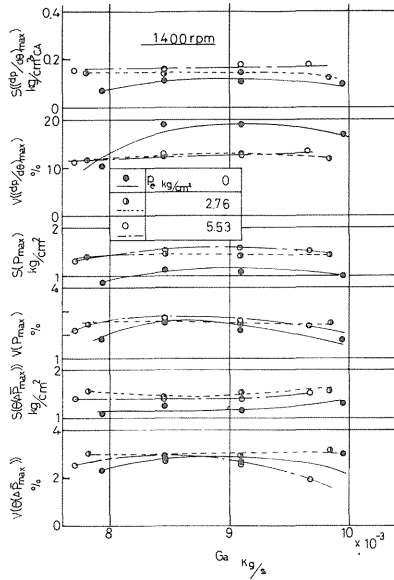


Fig. 9 Combustion variation and breathing air amount (mean effective pressure)

の値は $G_a$  に比例しているが、 $P_e = \text{const.}$ での運転では $\Delta \bar{P}_{\text{max}}$ の値はほとんど変わっておらず、1サイクル当りの燃料供給量がほとんど変わらないことがわかる。

この場合、 $\theta[(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}]$ の値はかなり変化しているが、 $(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}$ の値は僅かに減少するにすぎない。また、 $P_{\text{max}}$ や $(dP/d\theta)_{\text{max}}$ の変動率 $V(P_{\text{max}})$ 、 $V[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$ も無負荷( $P_e = 0$ )で $G_a$ が極端に小さい場合を除いては $G_a$ を変えてもほとんど変化していない。これに対し、EGRを実施した場合(Fig. 10, Fig. 11),  $P_e = \text{const.}$ 運転ではEGR量に比例して1サイクル当りの燃料供給量( $\Delta \bar{P}_{\text{max}}$ に対応)が増加する。この場合、 $(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}$ 、 $\bar{P}_{\text{max}}$ 、 $\Delta \bar{P}_{\text{max}}$ の生ずる時期のうち、とくに $\theta[(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}]$ はEGRによって大きく変化し、EGR=20%付近でもっとも上死点に近い。また、着火始めの時期も $\theta[(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}]$ と同様な傾向を示しており、EGR=20%で着火おくれがもっとも短くなっている。これは前述の両効果の相殺結果によるものと思われるが、 $(dP/d\theta)_{\text{max}}$ の変動率もEGR=20%で最高になる傾向が認められる。この傾向は負荷 $P_e$ が増加するほど減少し、 $P_e = 5.53 \text{ kg/cm}^2$ ではEGRに関係なく $V[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$ の値は一定となっている。

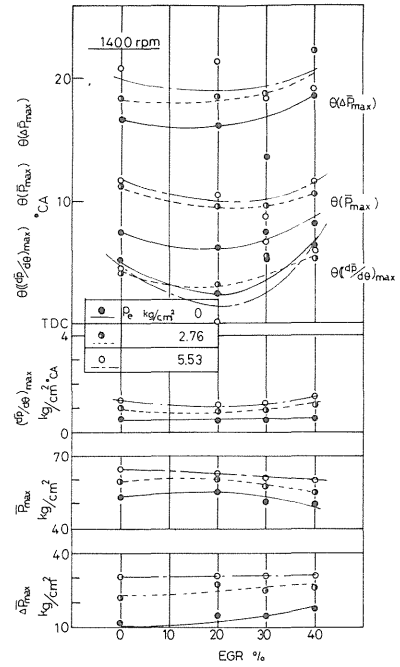


Fig. 10 Combustion character and EGR (mean effective pressure)

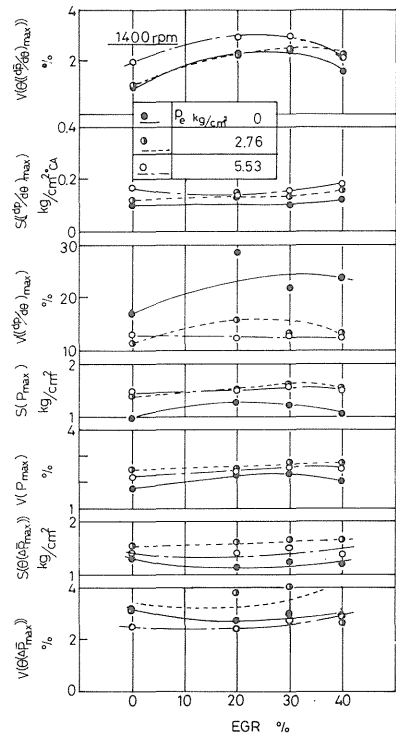


Fig. 11 Combustion variation and EGR (mean effective pressure)

3.1.3 圧縮比の影響

圧縮比  $\epsilon$  を高めると熱効率が增加するので,  $P_e = \text{const.}$  運転では1サイクル当りの供給燃料は減少する。このため  $\Delta \bar{P}_{\text{max}}$  の値は低下するが, 圧縮圧力が高くなるので  $\bar{P}_{\text{max}}$  も増加している。これに対し,  $(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}$  の値は隙間容積が小さくなるにもかかわらず, 空気利用度が悪くなることや供給燃料が減少することなどが影響するものとみえて, むしろ減少している (Fig. 12, Fig. 13)。この場合,  $S[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$  は圧縮比に関係なくほぼ一定となっているので,  $V[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$  はむしろ圧縮比に比例して増加する傾向を示す。しかし,  $(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}$  の値の場合と同様に,  $\epsilon = 18$  と  $20$  の  $V[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$  の差は小さい。

なお, 各クランク角における圧力の変動率  $V(P)$  も圧縮比によって多少変るが, その変化は1%以内である。

3.1.4 噴射圧および燃料温度の影響

噴射圧力および燃料温度が高いほど燃料液滴の粒径が小さく, 蒸発が促進する。その反面, 飛行する燃料液滴の減衰が大きく, 空気との混合が悪く, いわゆる空気利用度が悪化する。このため物理的着火おくれを最小にする最適液滴径, したがって最適の噴射圧力および燃料温

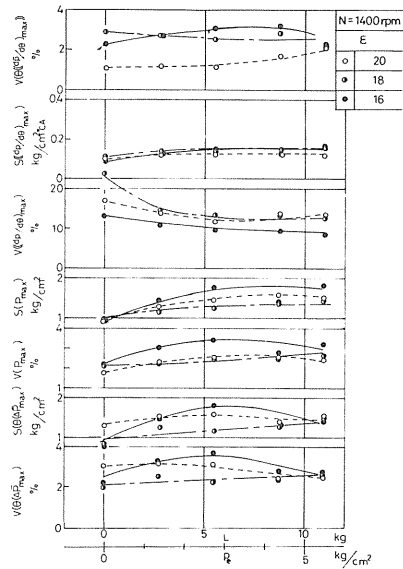


Fig. 13 Combustion variation and mean effective pressure (compression ratio)

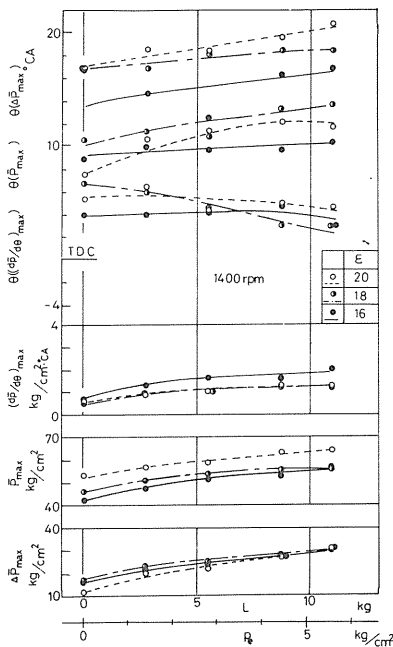


Fig. 12 Combustion character and mean effective pressure (compression ratio)

度が存在するものと考えられる。とくに, 低速無負荷 ( $N=800 \text{ rpm}$ ,  $P_e=0$ ) のように着火条件が悪いような場合には噴射圧を高くしすぎると (たとえば  $P_j = 185 \text{ kg/cm}^2$ ), 燃焼圧力に1サイクルおきに繰返すような規則的変動 (Fig. 14)が生ずる。このため各クランク角における燃焼圧力の頻度分布を求めると, 2個の頻度分布曲線が得られる。このため,  $V[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$  や  $V(P_{\text{max}})$  は増加する。一般に  $P_e = \text{const.}$  運転で噴射圧力を高めると1サイクル当りの供給燃料が増加する ( $\Delta \bar{P}_{\text{max}}$  も増加)。このため着火おくれが短くなるにもかかわらず  $(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}$  の値は増加している (Fig. 15, Fig. 16)。この場合,  $S[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$  は噴射圧力に関係なく一定であるので,  $V[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$  は噴射圧力が高いほど低下し, その影響は比較的大きい。しかし, 低負荷においては前述のような周期的変動が発生するために  $S[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$ ,  $V[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$  のみならず  $S(P_{\text{max}})$ ,  $V(P_{\text{max}})$  も噴射圧力が高くなると逆に増加するようになる。

次に, 燃料温度を変えた場合の実験結果 (Fig. 17, Fig. 18)によると,  $(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}$  の値は燃料温度  $t_f$  が  $t_f = 70^\circ\text{C}$  のとき最大に,  $\theta[(d\bar{P}/d\theta)_{\text{max}}]$  の値は  $t_f = 100^\circ\text{C}$  のときに最小に,  $S[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$  および  $V[(dP/d\theta)_{\text{max}}]$  は  $t_f = 70^\circ\text{C}$  で最小に,  $S(P_{\text{max}})$

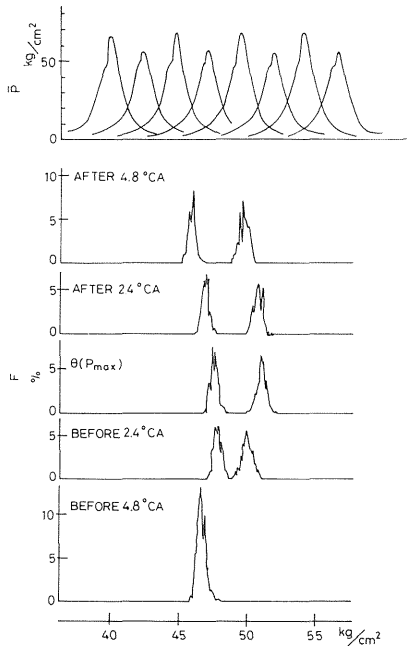


Fig. 14 Pressure variation

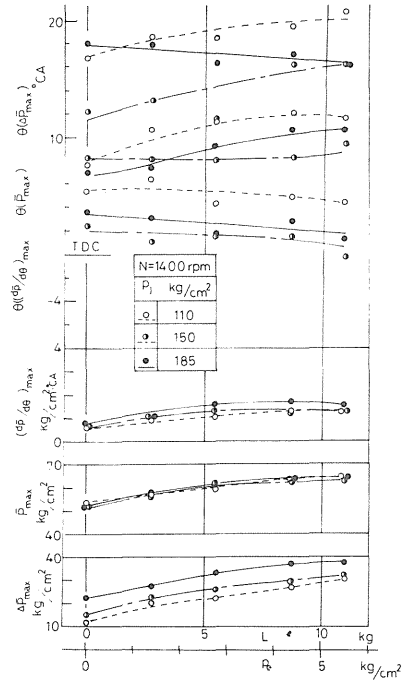


Fig. 16 Combustion character and mean effective pressure (injection pressure)

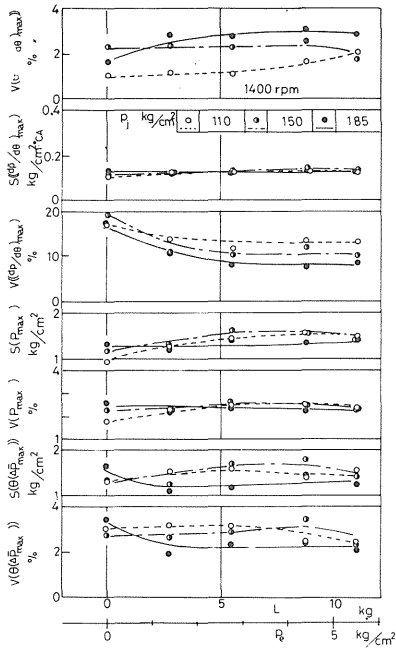


Fig. 15 Combustion variation and mean effective pressure (injection pressure)

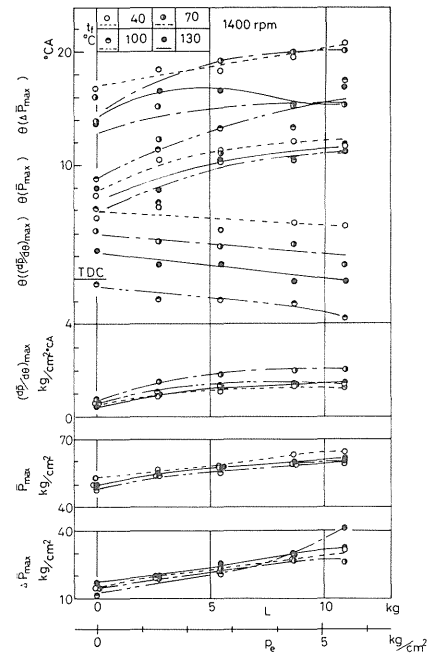


Fig. 17 Combustion character and mean effective pressure (fuel temperature)



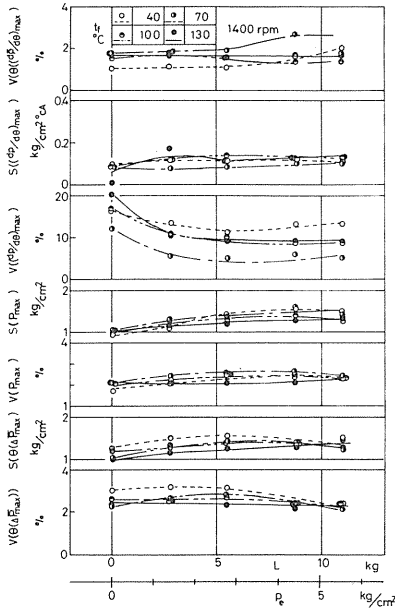


Fig. 18 Combustion variation and mean effective pressure (fuel temperature)

および  $V(P_{max})$ , さらに  $\theta(\Delta\bar{P}_{max})$  における燃焼圧力の標準偏差および変動率  $S(\theta(\Delta\bar{P}_{max}))$ ,  $V(\theta(\Delta\bar{P}_{max}))$  は  $t_f = 130^\circ\text{C}$  で最小になっており, 燃焼変動に対して最適の燃料温度が存在することがわかる。この場合, 両者の最適温度に差はあるが, 前者は着火条件に主として左右される予混合燃焼の変動に対する最適温度であり, 後者は主として拡散燃焼の変動に左右される圧力変動に対する最適温度で, 両燃焼状態が本質的に異なることから当然とも言える。

なお,  $V[(dP/d\theta)_{max}]$  の軽減に対しては上述のように燃料加熱が有効であり,  $t_f = 70^\circ\text{C}$  程度の加熱によって  $V[(dP/d\theta)_{max}]$  を約 10% 軽減 (半減) させることができる。

3.2 燃焼特性値間の相関

燃焼特性値  $\bar{P}_{max}$ ,  $\Delta\bar{P}_{max}$ ,  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  の相関関係を調べたのが Fig. 19 ~ Fig. 22 である。図において,  $\bar{P}_{max}$  と  $\Delta\bar{P}_{max}$  および  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  との間にはそれぞれの運転条件において負荷を変えた場合には, いずれも直線的相関関係が認められる。これは 1 サイクル当りの燃料供給量に比例して  $\bar{P}_{max}$ ,  $\Delta\bar{P}_{max}$ ,  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  がいずれも増大するためである。しかし, これらの関係は機関速度  $N$ , 圧縮比  $\epsilon$ , 燃料噴射圧力  $P_j$ , 燃料温度

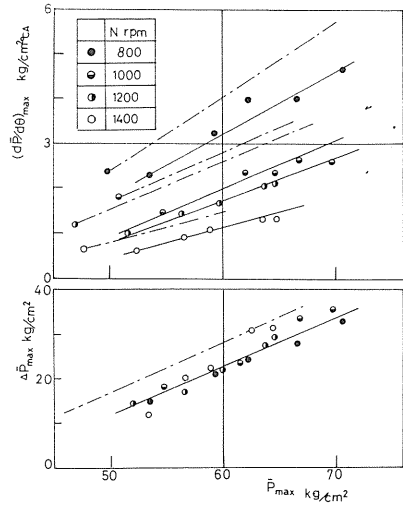


Fig. 19  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$ ,  $\Delta\bar{P}_{max}$  and  $\bar{P}_{max}$  (engine speed)

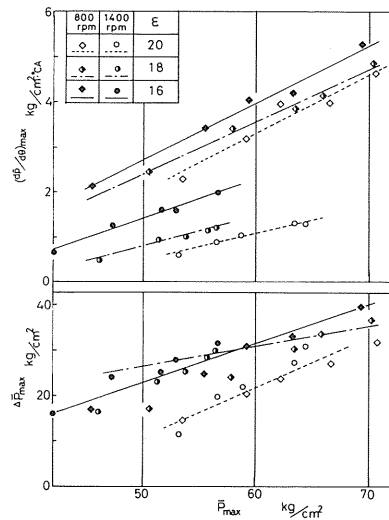


Fig. 20  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$ ,  $\Delta\bar{P}_{max}$  and  $\bar{P}_{max}$  (compression ratio)

$t_f$  などによって変り, とくに  $\bar{P}_{max}$  と  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  との関係は大きく変る。それぞれの運転条件につき相関係数を算出し, 概数を記したのが Fig. 23 である。ディーゼル機関の燃焼過程は予混合燃焼と拡散燃焼とが混在し, とくに  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  に関連する燃焼現象は前述のように着火おくれの大小, 着火おくれ期間に噴射された燃料量の大小, 噴射燃料の分布, 空気利用度などに左右され,  $\bar{P}_{max}$  は初期燃焼は勿論のこと予燃焼室から噴出

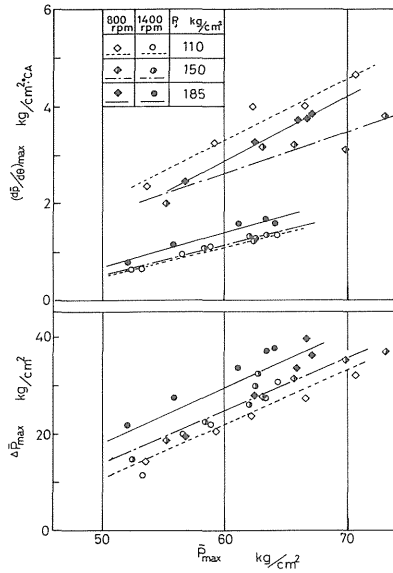


Fig. 21  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$ ,  $\Delta\bar{P}_{max}$  and  $P_{max}$  (injection pressure)

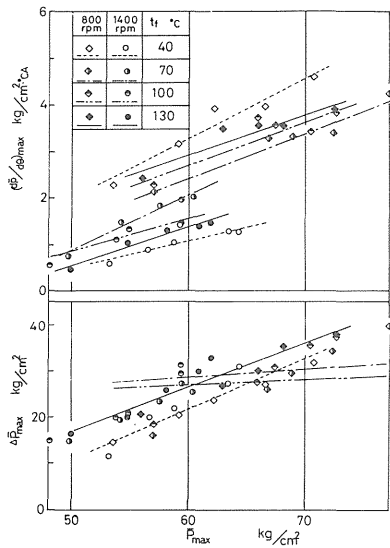


Fig. 22  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$ ,  $\Delta\bar{P}_{max}$  and  $P_{max}$  (fuel temperature)

した燃焼ガスの流動模様，拡散燃焼の状態に左右されるので  $\bar{P}_{max}$ ， $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  の値と，その生成時期  $\theta(\bar{P}_{max})$ ， $\theta[(d\bar{P}/d\theta)_{max}]$  との間の相関は火花点火機関の場合と比較して弱く，相関係数は 0.6~0.95 の間に散在している。しかし，運転条件で変化するものの， $\bar{P}_{max}$  と  $\Delta\bar{P}_{max}$ ， $\bar{P}_{max}$  と  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  との相関係数は 0.95

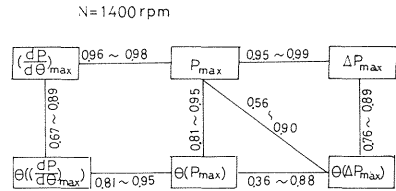


Fig. 23 Correlation between combustion characters

~0.99 である。次に， $S[(dP/d\theta)_{max}]$  と  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$ ， $V[(dP/d\theta)_{max}]$  と  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  との関係を考えてみると， $S[(dP/d\theta)_{max}]$  は全般的に  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  に比例して増加し， $V[(dP/d\theta)_{max}]$  は減少し，その値は概略， $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  が  $1 \text{ kg/cm}^2\text{CA}$  増加すると  $S[(dP/d\theta)_{max}]$  は  $0.1 \text{ kg/cm}^2\text{CA}$  増加， $V[(dP/d\theta)_{max}]$  は 9% 減少し，機関騒音 (A-SPL) は 2 dB 増加する。この場合，とくに  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$  と  $V[(dP/d\theta)_{max}]$  との相関は Fig. 24 に示すように高い。なお  $V(P_{max})$  と  $V[(dP/d\theta)_{max}]$  の相関は前項でも指摘したように悪い (Fig. 25)。

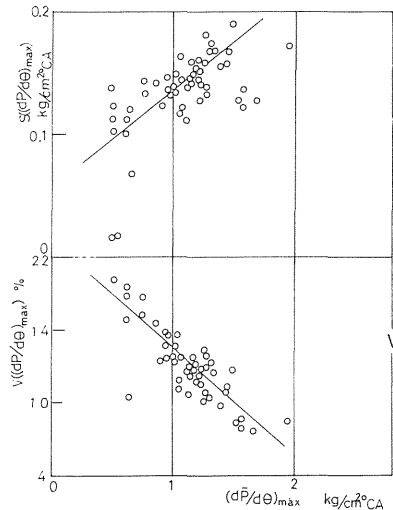


Fig. 24  $S[(dP/d\theta)_{max}]$ ,  $V[(dP/d\theta)_{max}]$  and  $(d\bar{P}/d\theta)_{max}$

#### 4. 結 言

予燃焼室式ディーゼル機関の運転条件を変えてシリンダ内燃焼圧力の特性値  $(dP/d\theta)_{max}$ ， $P_{max}$ ， $\Delta P_{max}$  の 500 サイクルの平均値，標準偏差，変動率などを調べたが要約すると次のとおりである。

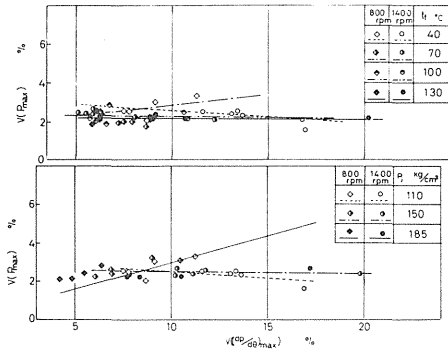


Fig. 25  $V(P_{\max})$  and  $V((dP/d\theta)_{\max})$

1)  $\bar{P}_{\max}$  の値は一般に負荷, 吸入空気量, 圧縮比に比例し, 機関速度, EGR量に逆比例して増加し, とくに機関速度による変化は大きい。これに対し,  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  の値は負荷, 噴射圧力に比例し, 機関速度, 圧縮比, 吸入空気量, EGR量に逆比例して増加し, とくに機関速度の影響が大きい。したがって同一条件のもとで負荷や機関速度を変えた場合には  $\bar{P}_{\max}$  と  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  の相関は強く, 相関係数は 0.9 以上の値となる。

2) 各クランク角における燃焼圧力の変動率  $V(P)$  および最高燃焼圧力の変動率  $V(P_{\max})$  は 2~4% と比較的小さく, 運転条件による変化も 1% 以内である。なお駆動運転においても, 駆動圧力が 1~2% 変動している。これに対し,  $(dP/d\theta)_{\max}$  は大きく変動し, その変動率は  $V[(dP/d\theta)_{\max}] = 10\sim 20\%$  にも達する。しかも運転条件の影響を受け易い。

3)  $(dP/d\theta)_{\max}$  の標準偏差  $S[(dP/d\theta)_{\max}]$  は負荷に比例し, 機関速度に逆比例して増加する。しかし, 吸込空気量, 噴射圧力の影響はほとんどない。

この場合,  $S[(dP/d\theta)_{\max}]$  と  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  との間には正の相関があり,  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  が  $1\text{ kg/cm}^2\text{CA}$  増加すると  $S[(dP/d\theta)_{\max}]$  は  $0.1\text{ kg/cm}^2\text{CA}$  増加し, それにつれて機関騒音 (A-SPL) は 2 dB 増加する。

4)  $(dP/d\theta)_{\max}$  の変動率  $V[(dP/d\theta)_{\max}]$  は負荷, 噴射圧, 燃料温度に逆比例し, 機関速度, 圧縮比に比例して増加する。また, 吸入空気量の影響は認められないが, EGR量の影響を受け EGR=20% で  $V[(dP/d\theta)_{\max}]$  は最大になる。この場合, 負荷, 機関速度, 燃料温度などの影響が大きく, 全般的には  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  と  $V[(dP/d\theta)_{\max}]$  との間には負の相関がある。

5)  $\bar{P}_{\max}$  と  $\theta(\bar{P}_{\max})$ ,  $(d\bar{P}/d\theta)_{\max}$  と  $\theta[(d\bar{P}/d\theta)_{\max}]$  との間の相関は火花点火機関の場合と比較すると弱く, 相関係数は運転条件で大幅に変わり, 0.6~0.95 の間に散在する。

終りにのぞみ, 本実験に尽力された茨城大学工学部機械工学科, 卒業研究学生, 大沼弘美, 益子義彦の両君ならびに測定機器を貸与戴いた茨城大学工業短期大学・佐藤順久講師に深甚なる謝意を表する。

### 参 考 文 献

- (1) J. P. Soltan : Proc. Auto Div. IME, 1960-1961, P. 99.
- (2) D. J. Patterson : SAE Trans. 74 (1966), 621.
- (3) R. K. Barton et al : SAE Paper 700488, 1970-5.
- (4) B. D. Peters & G. L. Borman : SAE Paper 700064, 1970-1.
- (5) C. I. Arama & D. P. Taraza : I.M.E 1975, Comb. in Engines C89/75, 83.
- (6) 小泉ほか 2 名 : 機講論 No. 750-15 (1975-10), 243.
- (7) R. D. Wing : Proc. Inst. Mech. Engrs. 189, 50/75, 497.
- (8) 浜本ほか 4 名 : 自動車技術会論文集 No. 6 (1973), 3.
- (9) 澤ほか 2 名 : 茨城大学工学部研究集報, 第 23 巻 (1975), 39.