

内燃機関の有効熱発生率について— II*.

金 岡 浩

On the Generating Rate of Effective Heat by
an Internal Combustion Engine-II.

By
Hiroshi KANAOKA

To make clear the change of heat release rate in accordance with crank angle in the combustion process of a diesel engine, the author analysed the Franboro indicator diagram of the C.F.R. engine, in which the compression ratio and the injection amount were adjusted.

The author then got the following empirical formula on the assumption that heat release rate (q) was a sum of the values which consisted of an explosive combustion caused by the ignition lag and a smooth continuous normal combustion:

$$q(\theta) = A\theta e^{-\frac{\theta^2}{\alpha^2}} + B\theta e^{-\frac{\theta}{\beta}}$$

where A, B, α , and β are the constants.

And it was found that the calculated results coincided with the observed one in considerable accuracy, moreover the relationships among the constants and the running conditions were then analysed.

1. ま え が き

第1報で述べたごとく、内燃機関の燃焼過程は非常に複雑であり各種機関型式および運転条件によっても燃焼状態は異なる。各種機関型式ごとの運転条件についての有効熱発生率を究明することにより、各々の燃焼法則および内燃機関全般の燃焼法則が明らかになる。

従って燃焼過程の改善を行ない、機関性能を向上させることが出来る。

そこで、先ず第1報による計算法により、一機関型式である過流燃焼室式ディーゼル機関 (C. F. R. 機

* 水産大学校研究業績 第637号, 1971年7月12日 受理。
Contribution from the Shimonoseki University of Fisheries, No. 637.
Received July 12, 1971.

関)の有効熱発生率を求め、これを近似式で表わし、燃焼過程を解析する一方法とした。

以下にその実験的研究の結果を報告する。

2. 実験装置および方法

(1) 供試機関

4 サイクル、渦流燃焼室式単気筒ディーゼル機関
機関型式 A. S. T. M. - C. F. R. - 4 8 DIESEL UNIT

(2) 指圧線図採取装置

ファンボロ 型式 ELECTRIC INDICATOR TYPE F 1
使用バネ $1 \text{ kg/cm}^2 = 3.33 \text{ mm}$

(3) 指圧線図読取り装置

万能投影器 (十字動マイクロメーター台付) 型式 ニコン 6 C 型

(4) 燃料消費量計測装置

機関に装備されている計測器 (メスシリンダ型) とストップウォッチ

(5) 燃料噴射時期および着火遅れ計測装置。機関に装備されている計測器 (クランク角度直読式)

(6) 使用燃料

軽油 比重 $_{4^{\circ}\text{C}}$ 0.83 低位発熱量 10800 kcal/kg

上記の装置を用いて計測を行なった。

運転条件として着火時期 (クランク角度) を T. D. C. (上死点) とした。供試機関は機関に装備されている計器により着火時期を求められるが、他機関ではこの装置がないために着火時期を一定 (T. D. C.) にす

Table 1. Summarized data sheet of the running condition of the test engine according to the fuel injection shown as the fuel handle and compression ratio.

| Compression ratio, ϵ | 17.98 | | | | 15.06 | | | | 12.04 | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Fuel handle scale, FH | 6.4 | 5.3 | 4.2 | 3.1 | 6.4 | 5.3 | 4.2 | 3.1 | 6.4 | 5.3 | 4.2 | 3.1 |
| Fuel injection (10^{-2}g/cycle) | 1.87 | 2.96 | 4.14 | 5.45 | 1.92 | 2.99 | 4.19 | 5.45 | 1.93 | 3.01 | 4.21 | 5.42 |
| Injection timing before before TDC (deg) | 6.5 | 5.8 | 6.4 | 7.3 | 8.5 | 7.0 | 8.5 | 9.6 | 14.6 | 10.7 | 13.5 | 14.5 |
| Ignition lag (deg) | 4.0 | 3.9 | 4.7 | 4.0 | 7.0 | 5.4 | 5.6 | 6.0 | 12.8 | 7.3 | 12.3 | 12.7 |
| Measured data of the effective heat release (cal/cycle) | 135.6 | 233.7 | 281.0 | 273.4 | 140.1 | 217.8 | 249.1 | 246.9 | 129.3 | 205.0 | 240.2 | 236.9 |
| Calculated data of the effective heat release (cal/cycle) | 155.6 | 266.4 | 307.3 | 283.5 | 135.0 | 225.6 | 259.4 | 260.7 | 155.5 | 217.5 | 261.6 | 251.7 |
| Exhaust gas temperature ($^{\circ}\text{C}$) | 230 | 343 | 406 | 382 | 227 | 346 | 387 | 349 | 210 | 309 | 373 | 333 |
| Indicated horse-power (PS) | 3.0 | 5.1 | 6.0 | 5.6 | 2.5 | 4.1 | 5.7 | 5.1 | 2.7 | 4.1 | 5.1 | 4.9 |

(Note) The data of the indicated horse-power were calculated by way of the Farnboro method.

ることが困難である。従ってシンクロスコープを用いて T. D. C. で見掛上の着火となる如く燃料噴射時期を調整して、圧縮比 17.98, 15.06, および 12.04 の3種類について燃料噴射量を最大から最少の間を4段

階に分け、燃料ハンドル目盛 (FH) にて 3.1, 4.2, 5.3 および 6.4 について運転実験を行ない、ファンボロによって指圧線図を各々 3 枚ずつ計 36 枚採取した。

また運転毎の各部温度、燃料消費量、噴射時期 (クランク角度) および着火遅れ角の計測も行なった。

ファンボロによる指圧線図は多数サイクルの平均値は得られるが、点の散らばり (各サイクル自体が同一でない) があるため、その平均値を正確に引くことが困難なため各種運転条件で指圧線図を 3 枚ずつ採取して各々の有効熱発生率を求めた。

この指圧線図を透明な紙に写し、万能投影器を用いて T. D. C. をクランク角度 0 度として T. D. C. 前後をクランク角度にて 2 度間隔で指圧線図の高さを万能投影器のマイクロメータにより読取り、圧力に換算した。

この測定結果を本報告第 1 報³⁾ の計算式によって有効熱発生率を求めた。

3. 計測結果およびその解析

3・1 指圧線図

採取した指圧線図を圧縮比別に第 1 図(1)~(3)に示す。

この図より燃料噴射量を増加すれば、すべての圧縮比に対して最高圧力、膨張行程中の圧力は高くなるが、燃料ハンドル目盛 4.2 を越えると (目盛の数値が小さいほど噴射量は多くなる), これらの圧力は低下している。また第 1 表の図示馬力、排気温度も下っている。

これは機関運転時の排気色および排気温度より空気量 (酸素) 不足に伴う不完全燃焼のためである。排気色は燃料ハンドル目盛 (FH) が 4.2 で薄黒色となり燃料噴射量を増加するに従って濃化し, FH が 3.1 となれば濃黒色で液状に近い大粒の炭素粒が現われる。すなわち完全燃焼によって CO_2 となるものが CO (発熱量は CO_2 の約 1/3.3) および C として排気される量が多くなるためである。

また第 1 表より燃料噴射量を一定として、圧縮比を大きくすれば図示馬力および排気温度も上昇の傾向が示されている。これは供試機関 (C. F. R. 機関) の圧縮比変更は渦流室容積を変えて行なう構造となっているため、圧縮比を大きくすれば渦流室容積が小さくなり、渦流室内を旋回する空気の回転数が増して空気と燃料との相対速度が大きくなり、燃料の分布が良くなって、空気利用率 (空気過剰率) が向上するためと思う。

3・2 有効熱発生率の解析

指圧線図より求めた有効熱発生率を第 3 図(1)~(12)の実線で示し、次に述べる近似式による値を破線で示す。

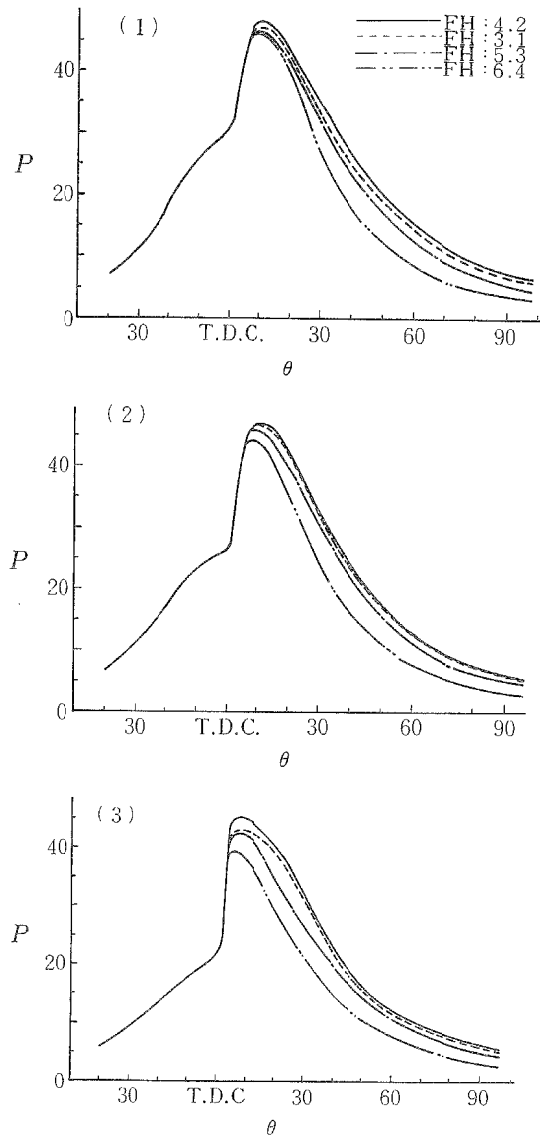


Fig. 1. Indicator diagram of C.F.R. engine.
 (1): Compression ratio 17.98
 (2): Compression ratio 15.06
 (3): Compression ratio 12.04
 Legend;
 P: Cylinder gas pressure (kg/cm²)
 θ: Crank angle (deg)
 FH: Fuel handle scale

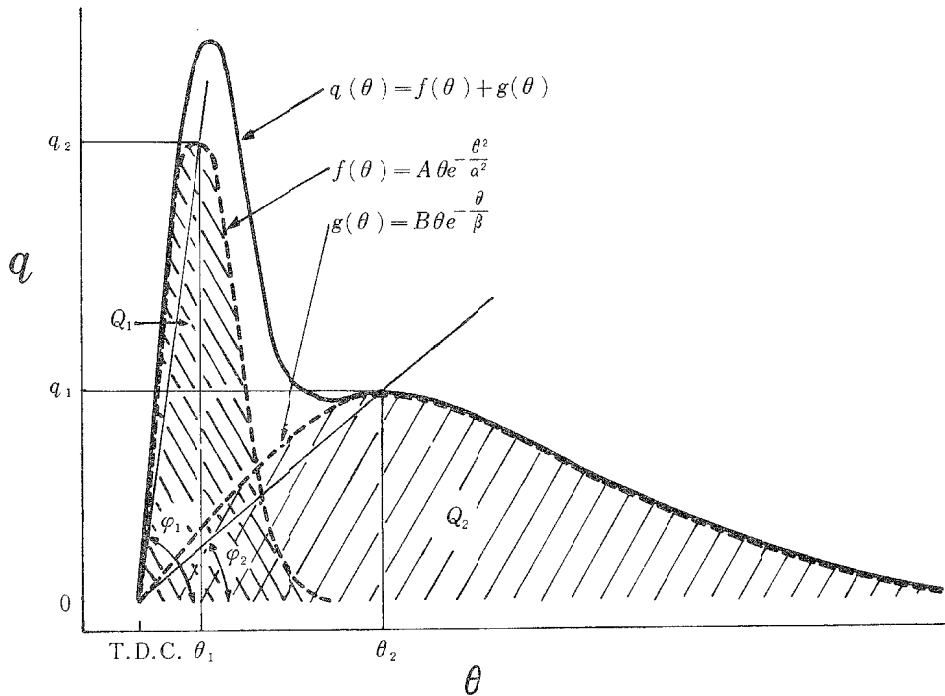
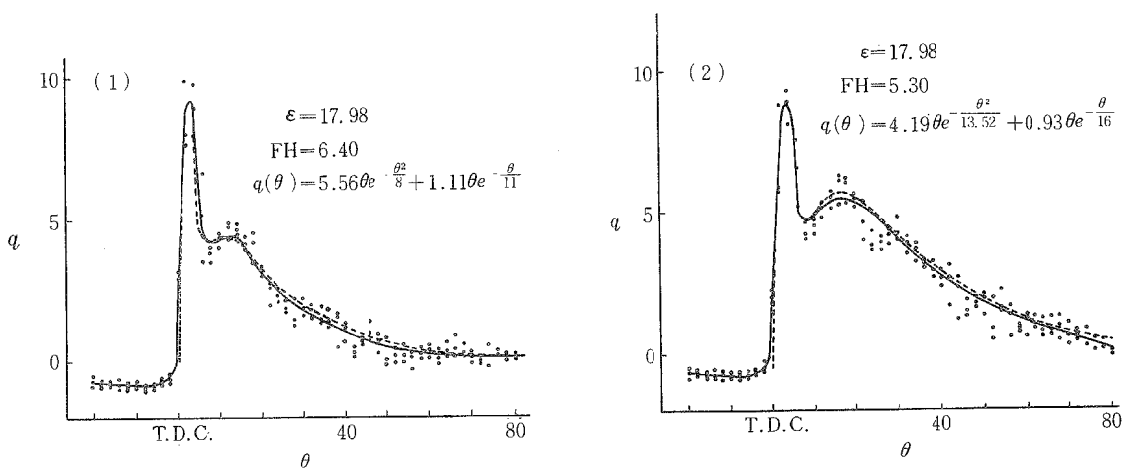


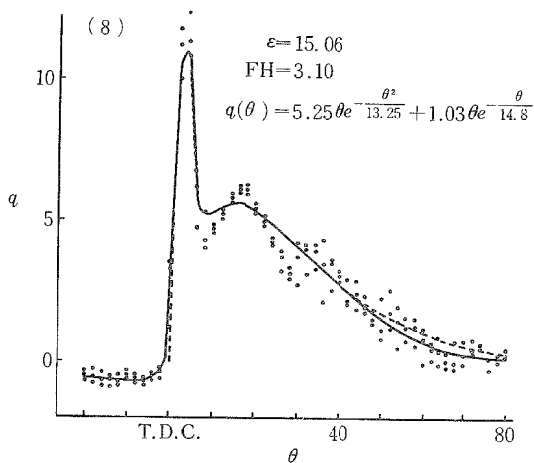
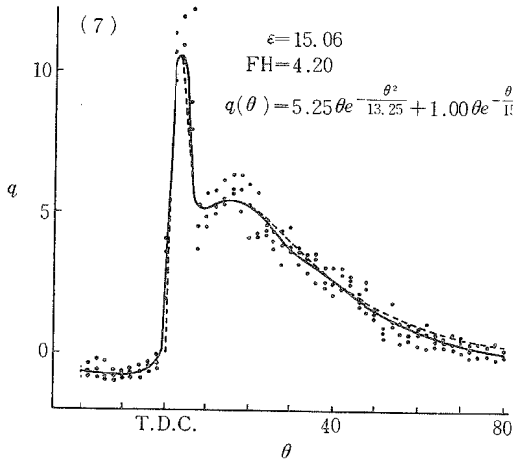
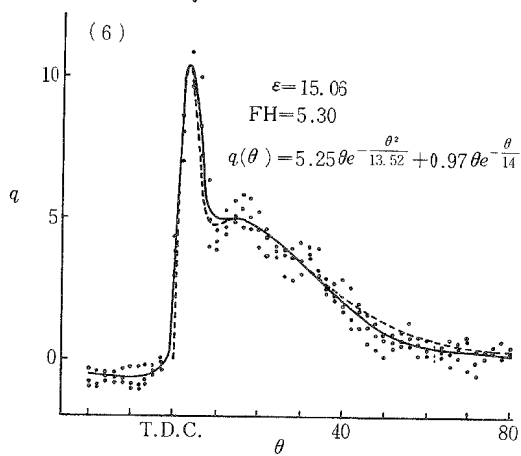
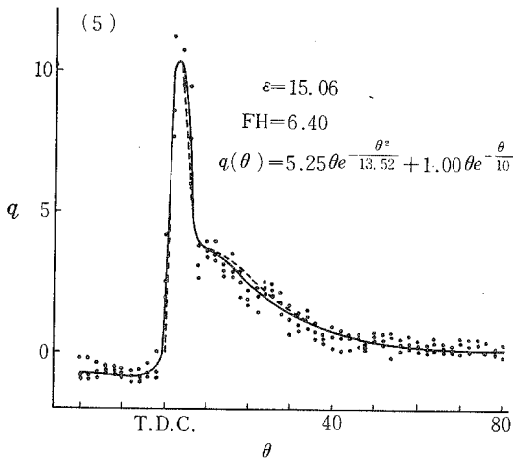
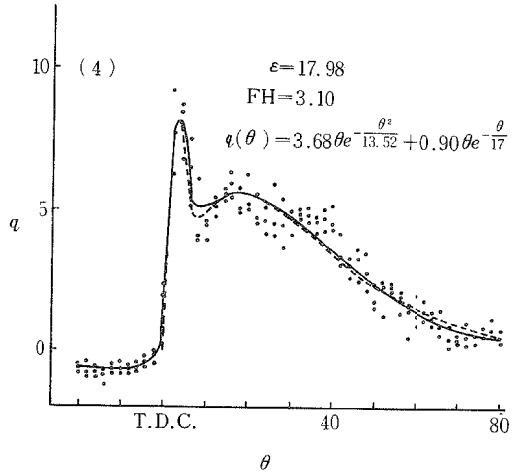
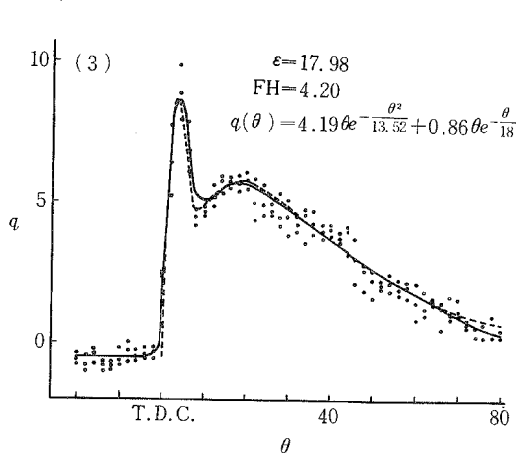
Fig. 2. An illustration of the generating rate of the effective heat q (cal/deg).

- Legend;
- θ : Crank angle (deg)
 - $q(\theta)$: Sum of $f(\theta)$ and $g(\theta)$
 - $f(\theta)$: Generating rate of heat as an explosive combustion
 - $g(\theta)$: Generating rate of heat as a smooth continuous normal combustion
 - Q_1 : The integral value of $f(\theta)$ in one cycle
 - Q_2 : The integral value of $g(\theta)$ in one cycle



第3図(1)~(12)の実測値(図の2度間隔の点)の傾向として波状を呈しているが、その理由が明らかでなく計測誤差と考へて平滑な(波状を無視した)実線とした。

第3図の形状より有効熱発生率は第2図に示すごとく、爆発的燃焼と主燃焼(爆発的燃焼に対する言葉で拡散燃焼を主燃焼と呼ぶことにする)とによる有効熱発生率 $f(\theta)$ 、 $g(\theta)$ から構成されているものと考え、近似式を求めた。



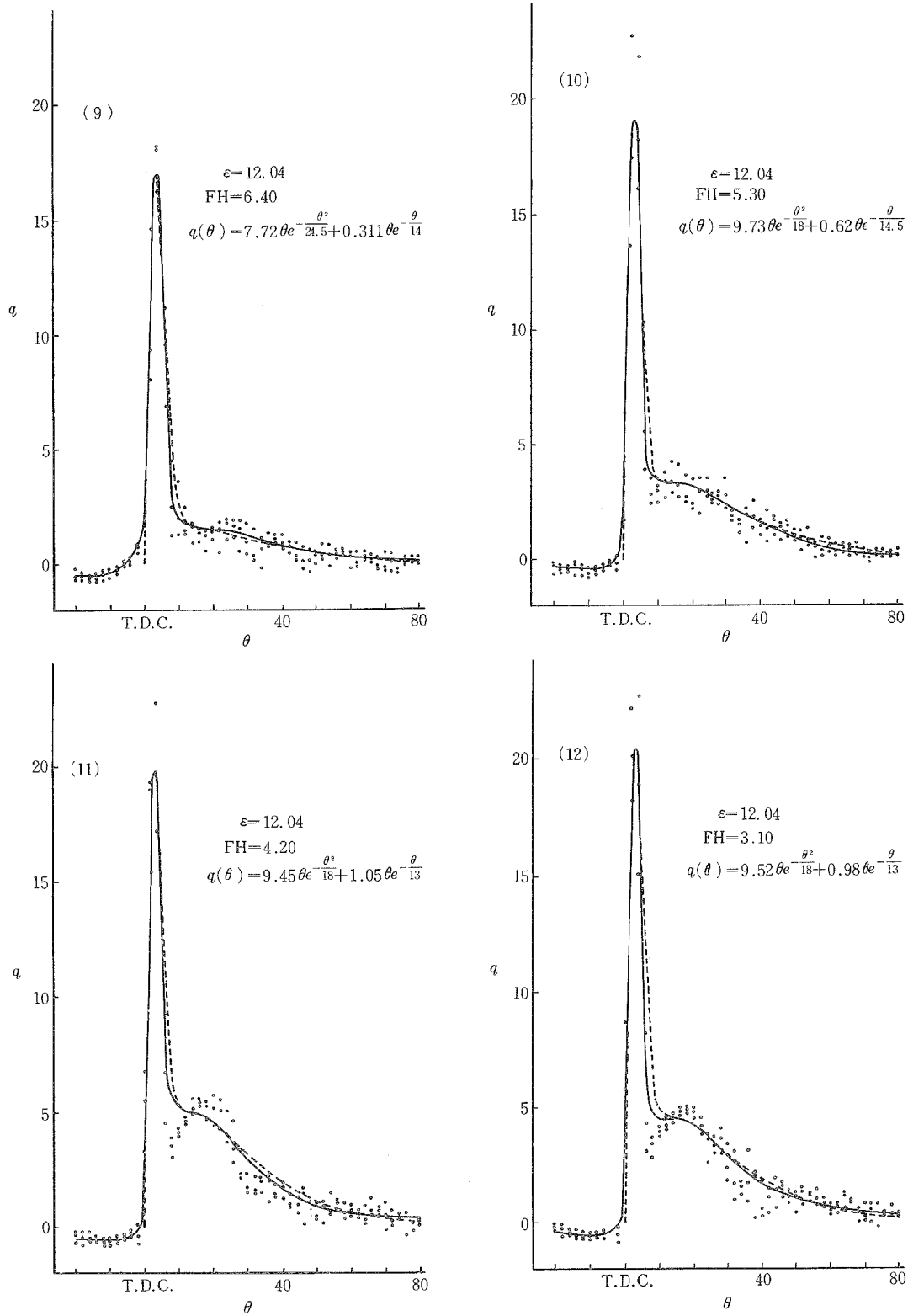


Fig. 3. Generating rate of the effective heat and its experimental formula.

Legend; ϵ : The compression ratio
 FH: The fuel handle scale
 — $q(\theta)$: The measured data
 - - - $q(\theta)$: The calculated data

すなわち

$$q(\theta) = f(\theta) + g(\theta) \dots\dots\dots(1)$$

$q(\theta)$: 有効熱発生率
 $f(\theta)$: 爆発的燃焼による有効熱発生率
 $g(\theta)$: 主燃焼による有効熱発生率

$$f(\theta) = A\theta e^{-\frac{\theta^2}{\alpha^2}} \dots\dots\dots(2)$$

$$g(\theta) = B\theta e^{-\frac{\theta}{\beta}} \dots\dots\dots(3)$$

ただし

θ : クランク角度 (T. D. C. を 0 度とする) A, B, α および β は定数にして次の方法で決定した。

$$f'(\theta) = A \left[1 - \frac{2\theta^2}{\alpha^2} \right] e^{-\frac{\theta^2}{\alpha^2}}$$

となり、 $f(\theta)$ の最大値 q_1 となるクランク角度を θ_1 とすれば $f'(\theta_1) = 0$ より

$$1 - \frac{2\theta_1^2}{\alpha^2} = 0 \quad \therefore \alpha = \sqrt{2} \theta_1 \dots\dots(4)$$

(4)式を(2)式に代入して

$$A = \frac{q_1}{\theta_1} \sqrt{e} \dots\dots(5)$$

同様な考え方により

$$g'(\theta) = B \left[1 - \frac{\theta}{\beta} \right] e^{-\frac{\theta}{\beta}}$$

となり、 $g(\theta)$ の最大値 q_2 となるクランク角度を θ_2 とすれば

$$\beta = \theta_2 \dots\dots\dots(6)$$

$$B = \frac{q_2}{\theta_2} e \dots\dots\dots(7)$$

したがって(1)式は

$$q(\theta) = A\theta e^{-\frac{\theta^2}{\alpha^2}} + B\theta e^{-\frac{\theta}{\beta}} \dots\dots\dots(8)$$

第2図の原点 (0, T. D. C.) と点 (q_1, θ_1) および点 (q_2, θ_2) とを結んだ直線と $q=0$ (θ 軸) とのなす角を φ_1 および φ_2 とすれば

$$\frac{q_1}{\theta_1} = \tan \varphi_1 \quad \frac{q_2}{\theta_2} = \tan \varphi_2$$

また(4), (6)式より

$$\left. \begin{aligned} q_1 = \theta_1 \tan \varphi_1 &= \frac{\alpha}{\sqrt{2}} \tan \varphi_1 \\ q_2 = \theta_2 \tan \varphi_2 &= \beta \tan \varphi_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(9)$$

(5), (7)式と(9)式より

$$\left. \begin{aligned} A &= \sqrt{e} \tan \varphi_1 \\ B &= e \tan \varphi_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(10)$$

(4), (6)式 ($\alpha = \sqrt{2} \theta_1, \beta = \theta_2$) より α および β が小さいほど T. D. C. 近くで多量に燃焼することになり各々の燃焼継続時間 (クランク角度) は短くなる。また(5), (7)式より A および B が大きいほど、すなわち(10)式より φ_1 および φ_2 が大きいほど燃焼速度 (燃焼の質量速度) が大きくなり、理論的にはサイクル過程の経済性を向上させることが出来る。

しかし、 A を大きくすると圧力上昇率が大きくなる。これが過大となるとディーゼルノックを生ずる。

次に爆発的燃焼および主燃焼による有効熱発生量を Q_1 および Q_2 とし、その和を Q_0 。(燃焼によって発生した熱量より燃焼室壁へ失われた熱量を差引いた熱量)とすれば $Q_0=Q_1+Q_2$

$$Q_1 = \int_0^\infty f(\theta) d\theta = A \int_0^\infty \theta e^{-\frac{\theta^2}{\alpha^2}} d\theta = \frac{1}{2} A \alpha^2 \dots\dots\dots (11)$$

(4), (5)式と(11)式より $Q_1 = q_1 Q_1 \sqrt{e} \dots\dots\dots (12)$

$$Q_2 = \int_0^\infty g(\theta) d\theta = B \int_0^\infty \theta e^{-\frac{\theta}{\beta}} d\theta = B \beta^2 \dots\dots\dots (13)$$

(6), (7)式と(12)式より $Q_2 = q_2 \theta_2 e \dots\dots\dots (14)$

(12), (14)式より、同一 Q_1, Q_2 であれば q_1, q_2 が大きき、 θ_1, θ_2 が小さいほど圧縮比一定の場合、等容度が大きくなり、すなわち φ_1, φ_2 が大きくなり理論熱効率は増加する。

3・3 爆発的燃焼および主燃焼による有効熱発生率 $f(\theta), g(\theta)$

燃料噴射量 C と A, α および B, β との関係を第4図(1)および(2)に示し、第4図(3)に圧縮比 ϵ と A, α および B, β との関係を示す。

3・3・1 運転条件が定数 α に及ぼす影響

第4図(1)および(3)より、 α は圧縮比 ϵ を増せば減少するが、燃料噴射量 C が 3×10^{-2} (g/cycle)を越え

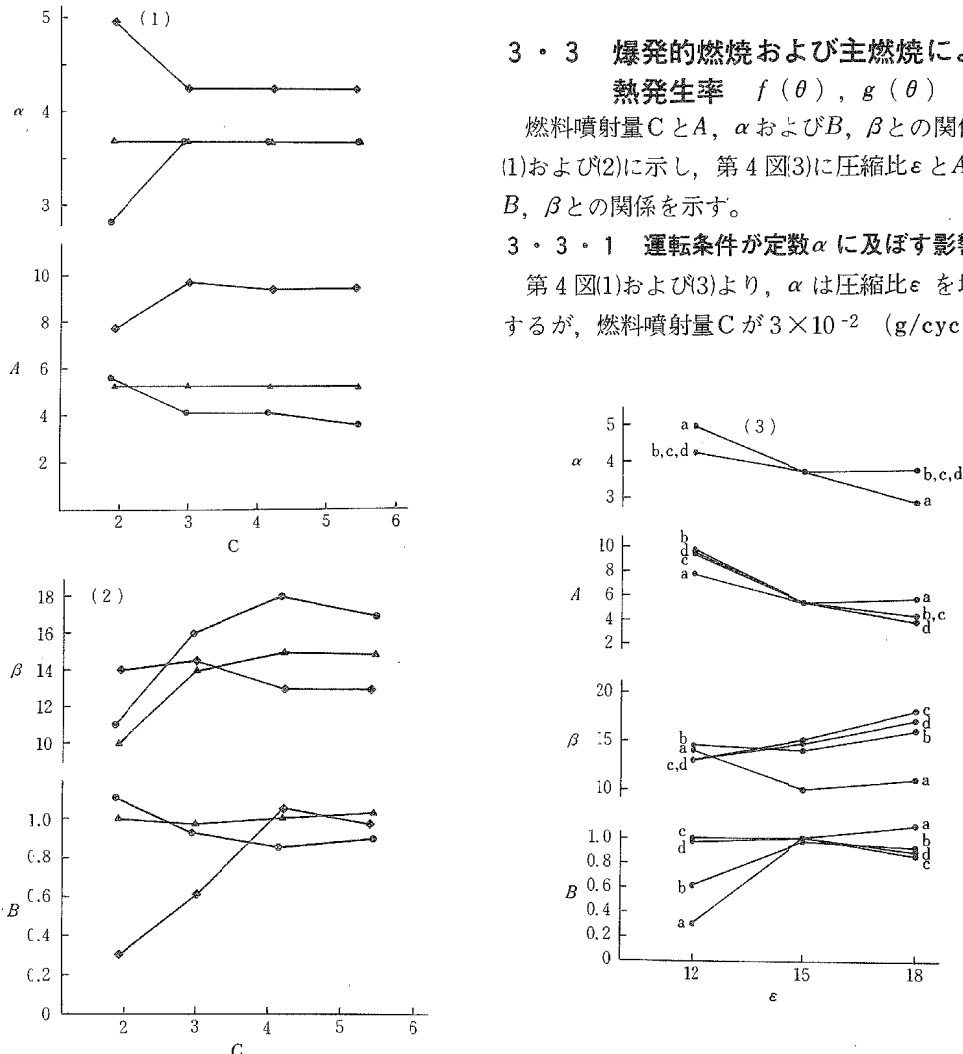


Fig. 4. The characteristics among the constant values of the experimental formula.
 Legend; a, A : The constant value of the experimental formula (deg), (cal/deg)
 β, B : The constant value of the experimental formula (deg), (cal/deg)
 C : The fuel injection (10^{-2} g/cycle) ϵ : The compression ratio

- : $\epsilon = 17.98$ a : $C = 2.0$ c : $C = 4.2$
- ▲ : $\epsilon = 15.06$ b : $C = 3.0$ d : $C = 5.5$
- ◆ : $\epsilon = 12.04$

るとCには無関係である。すなわち圧縮比の増大に伴ない圧縮圧力、温度は高くなり着火遅れ（クランク角度）は短くなる。また ϵ が一定ならば噴射量によって着火時の可燃性混合気形成量の変化は少ないと言える。

Cが 2×10^{-2} (g/cycle) で ϵ が12の場合は燃焼室壁（渦流室）温度および圧縮温度（空気）共に低いため着火遅れは長くなり、その間の噴射量は多くなる。しかし圧縮圧力、温度が低いため燃料油粒の受熱、気化が緩慢となり、着火時の可燃性混合気形成量は多くない、すなわち着火時までの噴射量が多く、その燃料油の蒸発熱が多いため火炎の冷却作用が大きく、火炎温度は低下して、炎速度が小さくなることによって α は大きいと考える。

噴射量が少なく（ $C = 2 \times 10^{-2}$ g/cycle）圧縮比の大きい（ $\epsilon = 18$ ）場合は燃焼室壁温度は下がるが圧縮温度、圧力が高く第1表より着火遅れの増加はほとんど無いため着火時の可燃性混合気形成量が少なく、また火炎速度が大きいため α は小さいと考える。

3・3・2 運転条件が定数Aに及ぼす影響

Aは第4図(1)および(3)より ϵ が大きくなれば減少するが、Cが 3×10^{-2} g/cycle 以上となればCによる影響は少ない。

これは ϵ が小さければ着火時の可燃性混合気形成量が多くなり燃焼の質量速度が大きくなるためである。

Cによる影響は(4), (5)式より

$$q_1 = A \alpha \frac{1}{\sqrt{2\epsilon}}$$

この式において ϵ が一定ならばCの変化によってAおよび α の変化が小さいため q_1 の変化も小さい、すなわち(10)式の q_1 の変化が小さいことを意味する。ただしCの少ない（ 2×10^{-2} g/cycle）場合には α が変化するため、 ϵ が大きい（ $\epsilon = 18$ ）場合にAは大きく、 ϵ の小さい（ $\epsilon = 12$ ）場合は減少する。

これらの結果より爆発的燃焼による有効熱発生率 $f(\theta)$ は圧縮比によって大きく変わるが、燃料噴射量による影響は小さい。

3・3・3 運転条件が定数 β に及ぼす影響

β は第4図(2)および(3)より、Cの増加に伴ない大きくなるがその増大割合は緩慢になっている。

これはCの増加に伴ないT. D. C. からの噴射継続（クランク角度）が大きくなり、さらに空気量（酸素）不足による不完全燃焼を生じ燃焼が長引いたためと考える。すなわち燃焼室内ではもはや燃焼が始まっているため圧力、温度は高く、油粒の気化は速やかに行なわれ、高温の燃料ガス量が多いが局部的（燃料ガス濃度の高い所）酸素不足となり酸素との接触が遅れ、燃焼が長引いたと考える。

ϵ が小さくなると爆発的燃焼に多量の酸素を消費して残留酸素量は少ないが、噴射始め角が進み、着火後の噴射継続角が小さくなるため（着火後の噴射量が少ない） β は小さくなったと考える。ただし ϵ が小さくCも少ない場合に β は大きい。この理由は明らかでない。

3・3・4 運転条件が定数Bに及ぼす影響

Bは(6), (7)式より

$$B = \frac{q_2}{\beta} \epsilon$$

この式よりCを増せば、前記のごとく β も q_2 も増加してBの変化は小さい。 ϵ を変更しても同じ理由（ $q_2/\beta = \text{一定}$ ）によりBの変化は小さい。すなわち(10)式よりCおよび ϵ を変更しても q_2 がほぼ一定のためBの変化は小さい。ただしCも ϵ も小さい場合は β が大きい（前記のごとく理由不明）ために適合しない。

これらの結果より主燃焼による有効熱発生率 $g(\theta)$ は圧縮比および噴射量によって変化するが $g(\theta)$ の最大値（ q_2 ）は直線 $\beta \tan \varphi_2$ （ $\varphi_2 = \text{一定}$ 、完全燃焼すれば β は噴射量に比例）線上に存在する。すなわち主燃焼による有効熱発生率曲線は相似の形となる。

3・4 爆発的燃焼および主燃焼による有効熱発生量 Q_1, Q_2

燃料噴射量 C および圧縮比 ϵ と Q_1, Q_2 および Q_0 ($Q_1 + Q_2$) との関係を示す。

3・4・1 運転条件が Q_0 に及ぼす影響

これらの図より ϵ 一定で C を増せば Q_0 は増大しているが、その増加割合は緩慢となり C が 4.2×10^{-2} g/cycle を越えると減少している。

これは前述のごとく空気量不足による不完全燃焼によるものと考えられる。

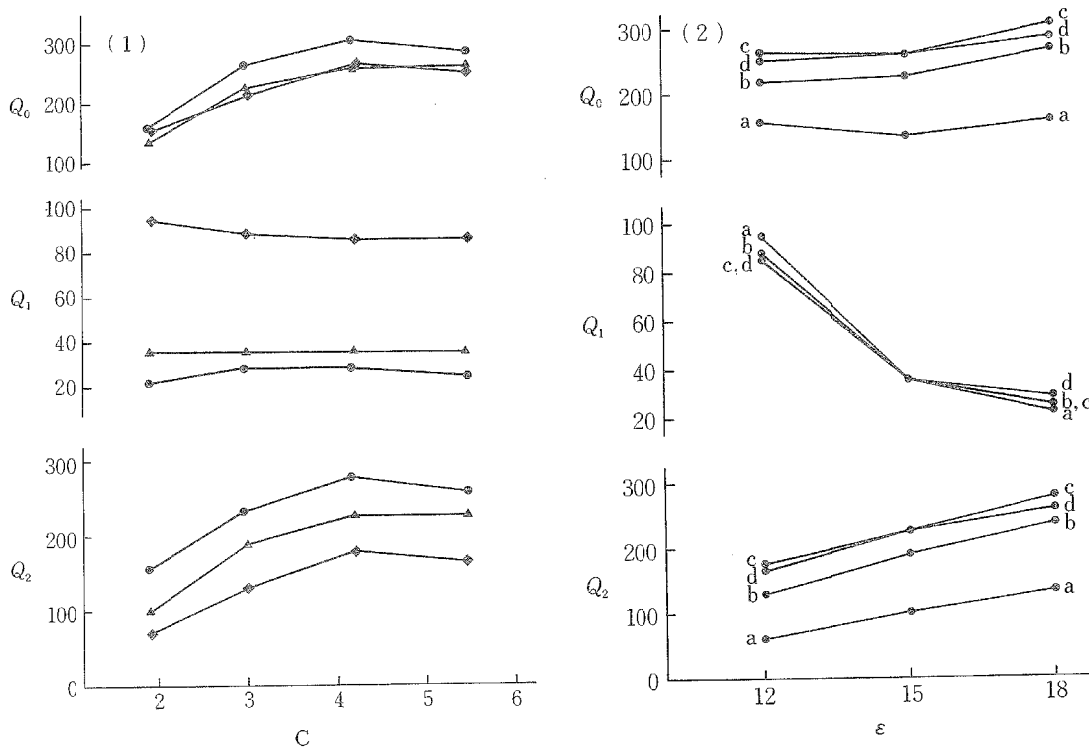


Fig. 5. The characteristic among the effective heat release of the experimental formula.

Legend; Q_0 : Sum of Q_1 and Q_2 (cal/cycle)
 Q_1 : The integral value of $f(\theta)$ in one cycle (cal/cycle)
 Q_2 : The integral value of $g(\theta)$ in one cycle (cal/cycle)
 C : The fuel injection (10^{-2} g/cycle)
 ϵ : The compression ratio

● : $\epsilon = 17.98$
 ▲ : $\epsilon = 15.06$
 ◆ : $\epsilon = 12.04$
 a: $C=2.0$ c: $C=4.2$
 b: $C=3.0$ d: $C=5.5$

次に C が一定で ϵ を大きくすれば Q_0 は僅か増加の傾向がある。第 1 表の実測値による有効熱発生量 Q (シンプソンの数値積分法によって求めた) および図示馬力も C を一定にし ϵ を大きくすれば増加する傾向が示されている。

これは ϵ を大きくすることにより空気利用率が向上したためと考える。

近似式による有効熱発生量 Q_0 は実測値による有効熱発生量 Q より大きい (特に ϵ が 12 の場合) ことが第 1 表および第 3 図(9)~(12)に示されている。したがって第 5 図(1), (2)の ϵ が 12 に対する Q_0 は真の値より大きく表わされている。このことを考慮すれば、 ϵ を大きくすると明らかに Q_0 は増大すると言える。

3・4・2 運転条件が Q_1 に及ぼす影響

(11)式より ϵ が一定ならば、 C が増しても α および A の変化が小さいため Q_1 の変化は小さい。すなわち噴射量が変わっても爆発的燃焼による有効熱発生率 $f(\theta)$ の変化は小さいと言える。

C を一定とし ϵ を増せば α および A が小さくなり Q_1 は減少する。しかし ϵ が 15 以上であれば ϵ による影響

は小さい。

これは ε を増せば着火遅れ（クランク角度）は短くなり、この間の噴射量は少なくなるが着火遅れの間の温度、圧力は高いため、および燃焼室（渦流室）内の空気旋回数が増すことによって着火時の可燃性混合気形成量の変化は少ないためと考えられる。すなわち Q_1 は着火遅れ間の噴射量でなく着火時の可燃性混合気形成量の影響が大きい。

3・4・3 運転条件が Q_2 に及ぼす影響

(13)式より ε が一定で C を増せば β および B が大きくなるために Q_2 は大きくなる、すなわち $Q_2=Q_0-Q_1$ の関係より Q_1 の変化が少なく、 Q_0 が増加するため Q_2 は大きくなる。

従って C の増加によって Q_0 が増大した値は Q_2 の増加によって補ったことになる。

第5図(2)より Q_2 は ε に対してほぼ直線的に増加している。これは ε を大きくすれば Q_0 が増大したが、この増大分は Q_2 の増大によることになる。すなわち ε を大きくすれば空気利用率が向上するため Q_0 が増大するのは Q_2 が増大するため Q_1 の影響はない。

3・4・1～3の結果より、 Q_0 （負荷に比例）を一定として理論熱効率を向上させるには、 ε を大きく、また等容度を大きくするため Q_1 を大きく、 Q_2 を小さくすれば良い。しかし ε を大きくすれば Q_2/Q_0 （ $Q_0=Q_1+Q_2$ 、 ε を大きくすると Q_1 は減少）が大きくなり熱効率は低下する。従ってただ Q_1/Q_0 、 Q_2/Q_0 では解決できない。

そこで(9)、(12)式より

$$Q_1 = \sqrt{e} \theta_1^2 \tan \varphi_1$$

この式の φ_1 を小さく、 θ_1 を大きくして最高圧力の許す限り Q_1 を大きくする。

また(9)、(14)式より

$$Q_2 = e \theta_2^2 \tan \varphi_2$$

この式の φ_2 を大きく、 θ_2 が小さくなるような燃焼をさせる。すなわち有効熱発生率の近似式(18)式

$$q(\theta) = A\theta e^{-\frac{\theta^2}{\alpha}} + B\theta e^{-\frac{\theta}{\beta}}$$

この式の A 、 B 、 α および β に対して(4)、(6)、および(10)式より、 A および β を小さく、 B および α を大きくすれば良い。

このような熱発生率とするには爆発的燃焼の質量速度を抑制し、主燃焼の質量速度を促進させることになる。すなわち着火時の可燃性混合気形成量を少なくする。この方法には種々あるが、着火遅れ中の噴射量を多くして、しかも着火時の可燃性混合気形成量を抑制するのが効果的である。すなわち着火時に燃料ガス（蒸気）量に多いが混合気形成量が少なければ圧力上昇率は過大とならず、残りの燃料ガス（着火時混合気とならなかった燃料ガス）は主燃焼で燃焼するため燃焼の質量速度を増すことができ、また着火後の噴射量および継続角度を小さくすることができる。

4. む す び

C. F. R. 機関（中速渦流燃焼室機関）の圧縮比と燃料噴射量との変化が有効熱発生率に及ぼす影響について把握することができた。

主な結果を列記すると、

1. C. F. R. 機関の有効熱発生率 $q(\theta)$ は爆発的燃焼と主燃焼とによる有効熱発生率の2部分より構成され、近似的に次式で表わすことができる。

$$q(\theta) = A\theta e^{-\frac{\theta^2}{\alpha}} + B\theta e^{-\frac{\theta}{\beta}}$$

θ : クランク角度 (T. D. C. を 0 度とする)

また定数 A , B , α , β は実験データから決定できる。

2. 定数 A および β を小さく, 定数 B および α を大きくすれば, 最高圧力および圧力上昇率が過大とならず熱効率を向上できる。

3. 爆発的燃焼による有効熱発生率は着火時の可燃性混合気形成量で決まり, 主燃焼による有効熱発生率は燃料噴射量によって決まる。

4. 爆発的燃焼による有効熱発生率は圧縮比によって変化するが, 圧縮比が 15 以上となればその変化割合は小さい。

本報告で不明な点および近似式の理論的裏付けについて, 現在研究中である。

この報告作成にあたって, 指導を賜った九州工業大学, 河村芳平助教授に謹んで感謝の意を表す。また実験にあたって, 津田時範氏の助力に対し深謝する。

文 献

- 1) シトケイ, 1966: ディーゼル機関の燃料噴射と燃焼
- 2) 長尾不二夫, 1964: 内燃機関講義
- 3) 金岡 浩, 1969: 内燃機関の有効熱発生率について—I., 本報告, 自然科学編 9 号