

小型ディーゼル機関の燃料ポンプ特性が 機関性能に及ぼす影響について*

前田和幸・米元博明*¹・桐畑友明・金岡 浩

Effect of the Characteristics of Fuel Pump on Engine
Performance of Small-sized Diesel Engine.

by

Kazuyuki Maeda, Hiroaki Yonemoto, Tomoaki Kirihata,
and Hiroshi Kanaoka

The performance of diesel engine is greatly influenced by the characteristic of fuel pump. The present experiment fixed two factors selected out of the feed oil pressure, engine revolution and effective stroke of used small-sized diesel engine under 85 percent load shown by the developed power of propeller law, and changed the condition of the other. Then, an examination of relation between the discharged ratio (the ratio of practical discharged quantity to theoretical discharged one in fuel pump) and the engine performance clarified the following things: (1) When the engine revolution and the effective stroke were fixed under 85 percent load and the feed oil pressure was lower and lower below atmospheric one, the discharged ratio reduced almost hyperbolically. As a result, the fuel injection period was shorter and the specific fuel consumption was better. (2) When the feed oil pressure and the effective stroke fixed in the same way and the engine revolution was lower and lower, the discharged ratio increased for a while and decreased afterward. As a result, the ignition point was faster and the maximum pressure and the rising rate of pressure increased abruptly. (3) When the feed oil pressure and the engine revolution were fixed in the same way and the effective stroke was shorter and shorter, the discharged ratio increased abruptly and the shape of the plunger head caused the ignition time to be late. Then, the indicated specific fuel consumption was better, while the effective specific fuel consumption was worse because of the lowering of the mechanical efficiency.

水産大学校研究業績集 第1175号, 1988年7月12日受理。

Contribution from Shimonoseki University of Fisheries, No. 1175. Received July 12, 1988.

* 小型ディーゼル機関の性能特性—III

*¹ 日水船舶株式会社

1. まえがき

最近のディーゼル機関は研究と改良がなされ信頼性及び耐久性を増し、また性能も著しく向上した。しかし運転条件によっては常に最良の機関性能を維持することは困難である。特に小型機関では取り扱いの簡易化が急速に進み専門職の運転する機械から、誰にでも運転出来る身近な機械となったが、取扱者の知識・技術共に未熟のため機関性能は十分発揮されていない場合が多い。

機関性能の影響する因子は多種多様であるが、発火・燃焼に直接大きな影響を及ぼすと考えられる燃料噴射ポンプの特性を明らかにすることによって、最適な運転状態で機関寿命及び燃料経済の改善を行うことが出来る。

燃料ポンプの運転条件として給油圧力、プランジャー速度及びポンプ有効行程の変化が考えられる。すなわちオイルストレーナーの目詰まりや燃料タンク内の油量等による給油圧力の変化、同一燃料ハンドル位置（ポンプ有効行程）であっても風浪、潮流及び船体汚損の変化による機関回転数（プランジャー速度）の変化、また一定の回転数で使用する可変ピッチプロペラではピッチ角変更等により軸トルクが変れば、ポンプ有効行程の変化を生じる。従ってこれらの運転条件によって燃料ポンプ特性、燃料噴射時期が異なるため発火・燃焼が変わり、機関性能に大きな影響を及ぼすものと考えられる。

そこで小型ディーゼル機関を用い、燃料ポンプへの給油圧力を変更した場合、同一燃料ハンドル位置において軸トルクを変えて回転数を変更した場合及び一定の回転数において軸トルクを変えて燃料ハンドル位置を変更した場合の3つの条件について運転を行い、燃料ポンプの特性及び機関性能を求める試みを行った。

以下にその結果を報告する。

2. 記号表

A	: 仕事の熱当量 kcal/(kgf・m)	$N_e \cdot N_i$: 正味・図示馬力 PS
B	: 燃料消費量 kgf/h	N_r	: 摩擦馬力 PS
$b_r \cdot b_i$: 正味・図示燃料消費率 gf/PS/h	n	: 機関回転数 rpm
d_p	: プランジャー直径 mm	P	: シリンダ内ガス圧力 kgf/cm ²
$dQ/d\theta$: 有効熱発生率 cal/deg	P_a	: 大気圧力 kgf/cm ²
f_p	: プランジャー断面積 mm ²	P_c	: 圧縮圧力 kgf/cm ²
H_u	: 燃料油の低発熱量 kcal/kgf	$P_e \cdot P_i$: 正味・図示平均有効圧力 kgf/cm ²
h	: 燃料ポンプの理論有効行程 mm	P_f	: 給油圧力 kgf/cm ²
h'	: 実際の有効行程 mm	P_{max}	: 最高圧力 kgf/cm ²
		T_a	: 大気温度 K
		T_c	: シリンダ内ガス温度 K
		$T_k \cdot t_k$: 排気ガス温度 K・℃
		T_{max}	: 最高ガス温度 K
		V_h	: 行程容積 m ³
		w	: 1回のポンプ吐出量 mm ³ /cycle
		w_{th}	: 1回の理論吐出量 mm ³ /cycle
		x	: ポンプのラック目盛 mm
		α	: 圧力上昇率 kgf/cm ² /deg
		α_{max}	: 最大圧力上昇率 kgf/cm ² /deg
		Δh	: 理論有効行程と実際の有効行程との差 mm
		$\Delta h'$: 吸入孔が塞がれない内に圧力上昇を始める行程 mm
		$\Delta h''$: 逃孔が開いても噴射が続けられる行程 mm
		ϵ	: 圧縮比
		$\eta_e \cdot \eta_i$: 正味・図示熱効率
		η_k	: 線図係数
		η_m	: 機械効率
		η_{th}	: 理論熱効率
		η_w	: 吐出率 (= w/w_{th})
		θ_b	: 噴射始め角度 deg
		θ_i	: 発火点角度 deg
		θ_l	: 発火遅れ角度 deg
		θ_p	: 最高圧力点角度 deg
		θ_T	: 最高ガス温度点角度 deg
		θ_α	: 最高圧力上昇率点角度 deg
		κ	: 比熱比
		ρ	: 爆発度
		σ	: 等圧度
		τ_i	: 発火遅れ時間 ms

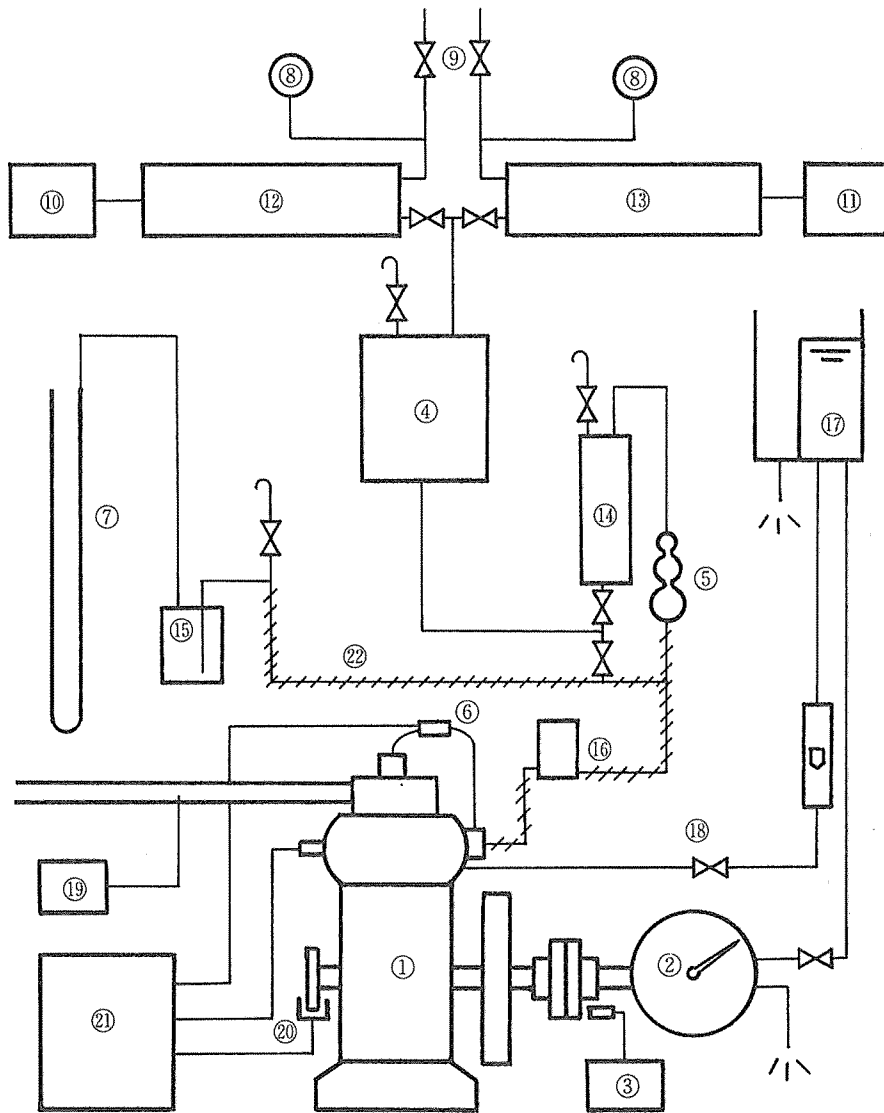


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

- | | |
|-------------------------------------|-------------------------------|
| ① Diesel engine | ⑫ Low pressure air bottle |
| ② Water brake dynamometer | ⑬ High pressure air bottle |
| ③ Tachometer | ⑭ Air vessel |
| ④ Fuel oil tank | ⑮ Air vessel |
| ⑤ Fuel oil measuring bottle | ⑯ Air vessel |
| ⑥ Detector of fuel injection timing | ⑰ Water tank |
| ⑦ Manometer | ⑱ Flow regulator valve |
| ⑧ Pressure gauge | ⑲ Thermometer for exhaust gas |
| ⑨ Pressure adjusting valve | ⑳ Pickup of crank angle |
| ⑩ Vacuum pump | ㉑ Data recorder |
| ⑪ Air compressor | ㉒ Polyvinyl tube |

3. 実験装置及び燃料油

実験装置の概要を Fig. 1 に示す。図の給油圧力調整装置の作製にあたり、次の点を考慮した。

1. 圧力調整を容易にし、計測中の圧力変化を小さくするため Fig. 1 に示す⑫、⑬の低・高圧槽の容器を十分大きくした。
2. 圧力を下げた場合、給油系統に絞り部があると気泡が発生し易いため銅管の曲がり部にはエルボを使用した。
3. Fig. 1 に示す⑭は硬質・肉厚の透明ビニールチューブを用い、気泡発生の有無を観察出来るようにした。

この図の供試機関、給油圧力調整装置及び主要な計測装置の仕様は次の通りである。

3.1 供試機関

機関型式	ST 95 L
燃焼室方式	予燃焼室式
燃料ポンプ	ボッシュ式
プランジャー直径	6.50 mm
シリンダ数	1
シリンダ直径	95 mm
ピストン行程	115 mm
回転数・出力	1500 rpm・7.5 PS

3.2 動力計測装置

型式名称	エンカース型水動力計 TJ
	-10
動力計係数	1/2500
アーム長さ	0.2865 m

3.3 給油圧力調整装置

空気圧縮機	型式 BP-5T (N)
真空ポンプ	型式 WP-35
低・高圧空気槽	容量 各 65 ℓ

3.4 燃焼解析装置

トランジェント・エンジンアナライザ CB-566

3.5 クランク角度検出装置

円盤スリット	外径 230 mm, 360 P/R (パルス/回転)
--------	--------------------------------

投・受光器 PP-917

3.6 燃料噴射時期検出装置

燃料噴射管にストレンゲージを張り付け、その抵抗値を変化させ、電気量に換算する。

3.7 燃料油

供試燃料油の性状は Table 1. に示す通りである。

Table 1. Properties of Fuel Oil

	Gas oil
Specific Gravity, 15/4 °C	0.8414
Flash Point, °C	83
Viscosity at 30°C, cSt	5.129
Pour Point, °C	-22.5
Sulfur, wt. %	0.23
Cetane Index	61
Gross Calory, cal/g	10870

4. 実験方法

本実験は次に示す3種類の燃料ポンプ運転条件について行った。

第1運転条件は船用特性における定格出力の85%に相当する回転数及び軸トルクとなるように燃料ハンドル位置(ポンプ有効行程)及び動力計荷重(動力計への給水量)を設定し、燃料ポンプへの給油圧力を 0.6 kgf/cm^2 から機関の安定した運転が得られる -0.25 kgf/cm^2 までの間を9段階に分け、ポンプ有効行程及び動力計の調整を行わず、給油圧力のみを変更して運転した場合である。

第2運転条件は給油圧力及びポンプ有効行程を一定にして、軸トルクを変更し、回転数を定格回転数の1500 rpmから安定した運転が得られる925 rpmまでの間を7段階に変更して運転した場合である。

第3運転条件は給油圧力を一定とし、軸トルクを定格トルクの100%から安定した運転が得られる25%までの間を、各軸トルクにおいてか回転数が変わらないようポンプ有効行程を11段階に変更して運転した場合である。

ただし、各運転条件の基準は給油圧力 0 kgf/cm^2 における第1運転条件（定格出力の85%に相当する回転数及び軸トルク）とした。

この3種類の運転条件、すなわち第1運転条件を給油圧運転、第2運転条件を定ハンドル運転、第3運転条件をガバナ運転と呼ぶことにする。

給油圧運転における給油圧力の調整は大気圧力より高い場合には Fig. 1 に示す空気圧縮機⑩、低い場合には真空ポンプ⑪を用い、微調整は関連の各弁⑨を用いて行った。給油圧力の計測はU字管マンオメータ⑦で行った。また計測中に圧力の変化及び気泡の発生が生じないことを確認した。

各運転条件における各部の計測及び採取は次の通りである。ただし、⑤、⑬の燃料測定瓶及び空気溜は燃料ポンプと同じ高さに設けた。

燃料ポンプの吐出量は燃料測定瓶⑤を用い30 cc 流出するに要する時間を計測して求めた。また同時に噴射弁からの戻り油量を計測し、燃料噴射量はポンプ吐出量と戻り油量との差として求めた。なお油温度は測定瓶と燃料ポンプの間に設置した棒状温度計で測定した。

燃料ハンドル位置、すなわち燃料ポンプのラック位置の設定及び計測はマイクロメータのスピンドルが燃料ポンプのラックと同一軸心上になるようにマイクロメータを機関本体に固定し、次の方法で行った。

燃料ハンドル位置を上げるとラックは噴射量を増加させる方向に移動して、スピンドル先端に押し付けられ停止する。従ってスピンドルの位置を調整することによりラック位置は決まる。この方法によれば正確なラック位置の設定及び計測を行うことが出来る。

軸トルクは水動力計②を用いて計測した。機関冷却水入口・出口温度及び排気ガス温度は熱電対温度計を用いて計測した。

その他燃料噴射時期の検出、燃焼解析のため噴射管のひずみ及びシリンダ内ガス圧力とクランク角度をデータレコーダに採取した。

実験順序は給油圧力運転に引き続いて定ハンドル運転、ガバナ運転を行い、各運転条件において各部の計測及び採取を行った。

5. 実験結果

実験中の大気状態及び機関運転条件は次の通りである。

気温 $17.2 \sim 21.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 、気圧 $752.5 \sim 754.0 \text{ mmHg}$ 、湿度 $55 \sim 65 \%$ 、冷却水入口温度 $11.9 \sim 12.3 \text{ }^\circ\text{C}$ 、出口温度 $70.0 \text{ }^\circ\text{C}$ 、

吸入空気温度 $20.0 \sim 25.0 \text{ }^\circ\text{C}$ 、燃料油温度 $15.5 \sim 19.8 \text{ }^\circ\text{C}$

データレコーダに記録した各運転条件におけるシリンダ内圧力の変化及び噴射管のひずみから、燃焼解析装置を用いて、 0.25 度毎のクランク角度に対するシリンダ内圧力 P 、圧力上昇率 α 、シリンダ内ガス温度 T_c と各々最大値及びその位置(クランク角)、有効熱発生率 $dQ/d\theta$ 、図示平均有効圧力 P_i 、回転数 n 、噴射始め角度 θ_0 の各々200 サイクルの平均を求めた。その結果の一例を Fig. 2~Fig. 5 に示す。Fig. 2 は指圧線図、Fig. 3 は圧力上昇率、Fig. 4 はシリンダ内ガス温度、Fig. 5 は有効熱発生率である。

次に各運転条件における燃料ハンドル位置、燃料消費量及び回転数より1回のポンプ吐出量 w を求め、ポンプの理論有効行程容積 w_{th} に対する w の割合 η_w を求めた。ただしこの η_w をポンプ吐出率と呼び、これを求めるためのラック目盛に対するポンプの理論有効行程は次の方法で求めた。

燃料ポンプのプランジャーが有効行程中となるようなクランク角度とし、燃料噴射管及び吐出弁を取り外し、まずポンプへ約 0.2 kgf/cm^2 の給油圧力を与え、機関をゆっくり正転させてポンプより油が吐出され始めるクランク角度 θ_0 、すなわち理論有効行程終わりを計測し、続いて逆転さ

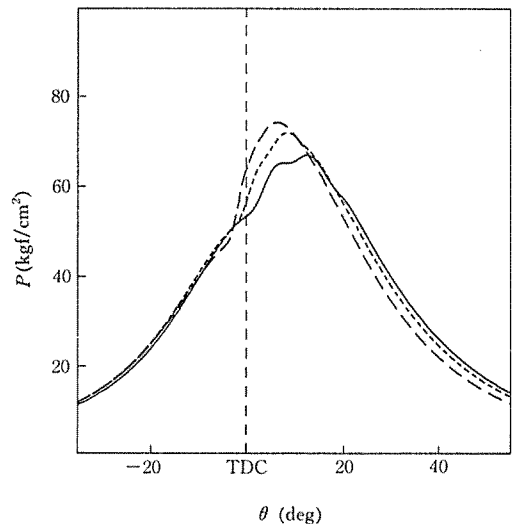


Fig. 2. Indicator diagram.
 P : Gas pressure in cylinder
 θ : Crank angle
 — : 1419 rpm
 : 1177 rpm
 - - - : 925 rpm

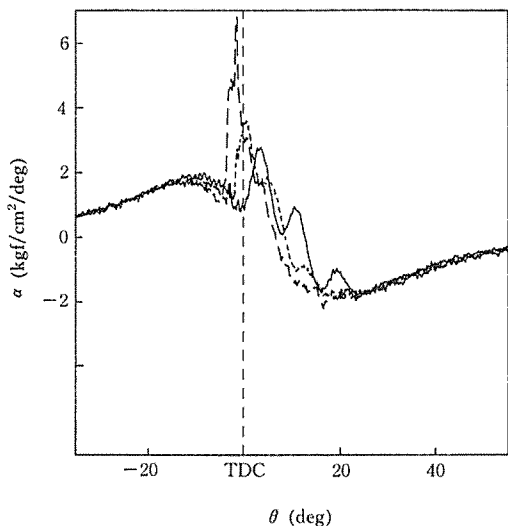


Fig. 3. Rising rate of pressure.
 α : Rising rate of pressure
 θ : Crank angle
 The lines are the same as that shown in Fig. 2.

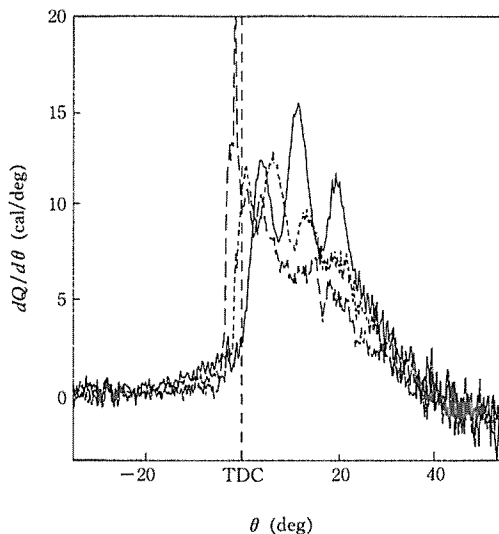


Fig. 5. Rate of effective heat release.
 $dQ/d\theta$: Rate of effective heat release
 θ : Crank angle
 The lines are the same as that shown in Fig. 2.

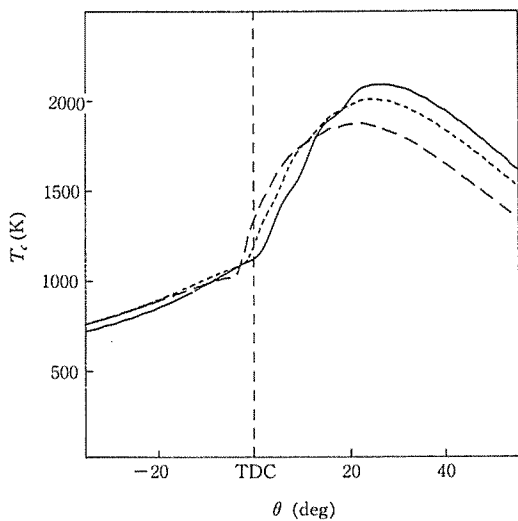


Fig. 4. Gas temperature in cylinder.
 T_c : Gas temperature in cylinder
 θ : Crank angle
 The lines are the same as that shown in Fig. 2.

せて同様に吐出を始めるクランク角度 θ_s , すなわち理論有効行程始めを計測する。次にプランジャーの動きを計測出来るようにダイヤルゲージを取付け、クランク軸を回転させ θ_s から θ_e 間のプランジャーの動きをダイヤルゲージで計測し、これを理論有効行程 h とした。この方法で各ラック目盛 x に対応する h を求め、次式を得た。

$$h = 0.273x - 1.652 \dots\dots\dots(1)$$

従ってラック目盛に対応する理論有効行程は(1)式により算出し、理論有効行程容積を求めた。

Fig. 5に示す $dQ/d\theta - \theta$ 線図より熱発生率が急激に増大を始める角度を求め、この角度を発火点角度 θ_i とした。なおこの角度は Fig. 2 に示す指圧線図から発火点と推測される角度と一致することを確認した。この方法で各運転条件における θ_i を求めた。また θ_e と θ_i との差を発火遅れ角度 θ_l として求めた。

先に求めた各運転条件と w , θ_s , θ_i 及び θ_l の関係を Fig. 6 に示す。ただし定ハンドル運転の場合、 θ_i と n から発火遅れ時間 τ_i を $\tau_i = 1000 \theta_i / (6n)$ で求め、 τ_i を \blacktriangle 印で示し、破線で結ぶ。Fig. 2 に示す指圧線図より最高圧力 P_{max} 及びその角度 θ_p を求め、また Fig. 3 に示す圧力上昇率線図より最大圧力上昇率 α_{max} 及びその角度 θ_a を求め、

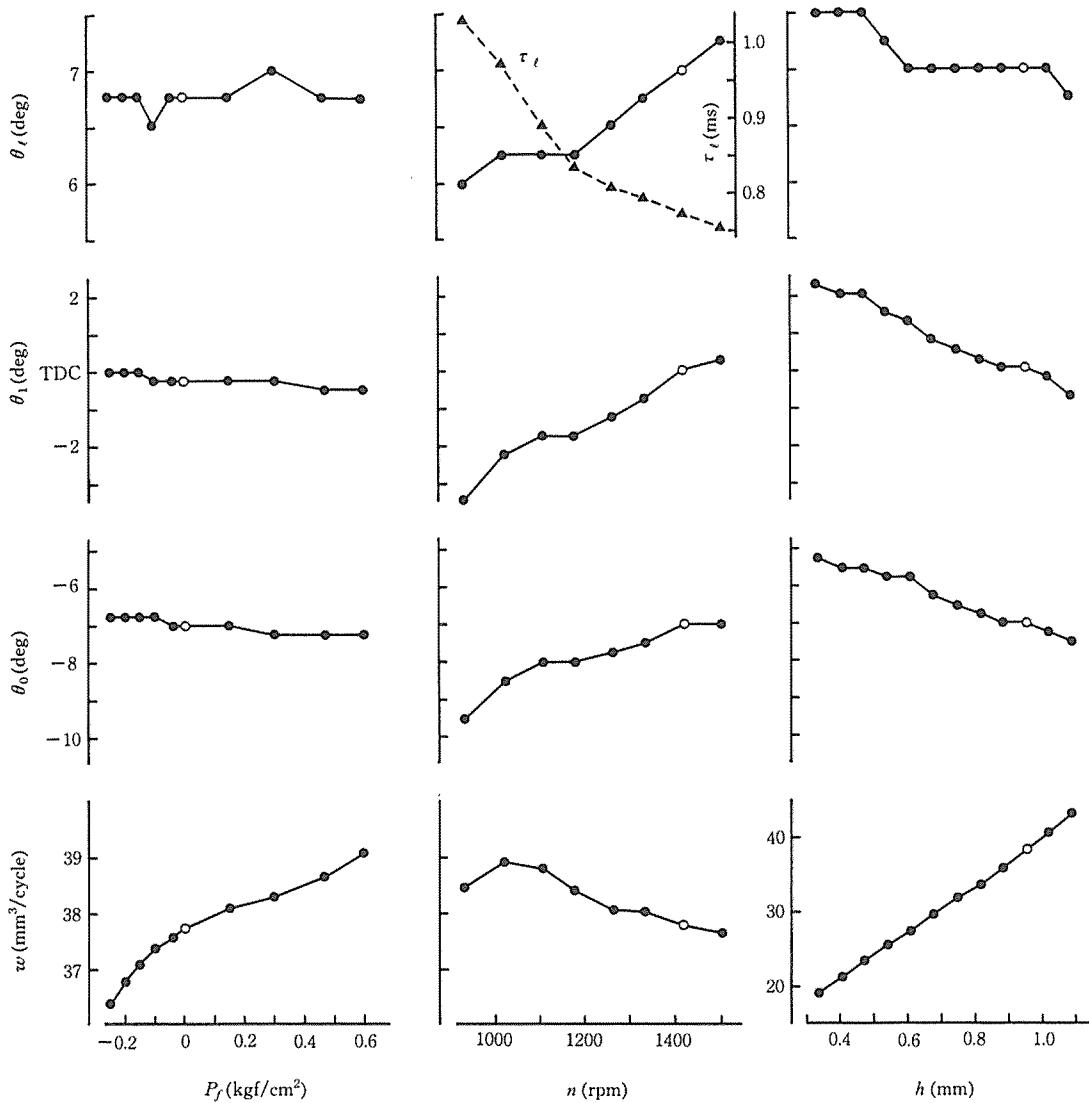


Fig. 6. Fuel pump characteristics and ignition point · initiation lag.

P_f : Fuel oil feed pressure

n : Engine revolution per minute

h : Effective stroke

w : Discharged quantity per each stroke in fuel pump

θ_0 : Injection timing

θ_1 : Ignition point

θ_I : Ignition lag

○ : The point of 85 percent load shown by the developed power of propeller law of the used engine

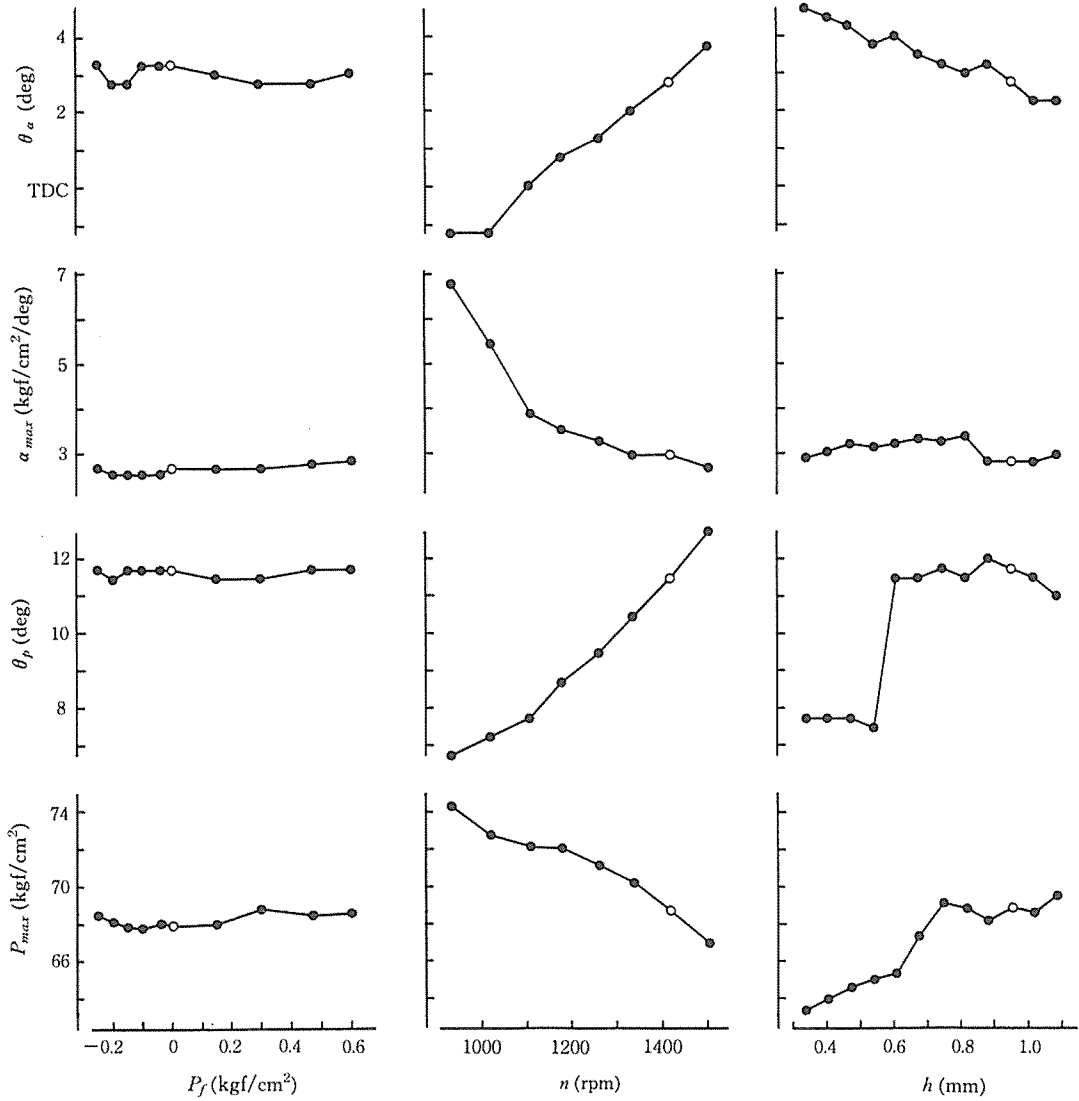


Fig. 7. Maximum pressure and rising rate of pressure.

P_{max} : Maximum gas pressure in cylinder

θ_p : The angle of P_{max} point

α_{max} : Maximum rising rate of pressure

θ_a : The angle of α_{max} point

$P_f \cdot n \cdot h \cdot \circ$: The same as that shown in Fig. 6.

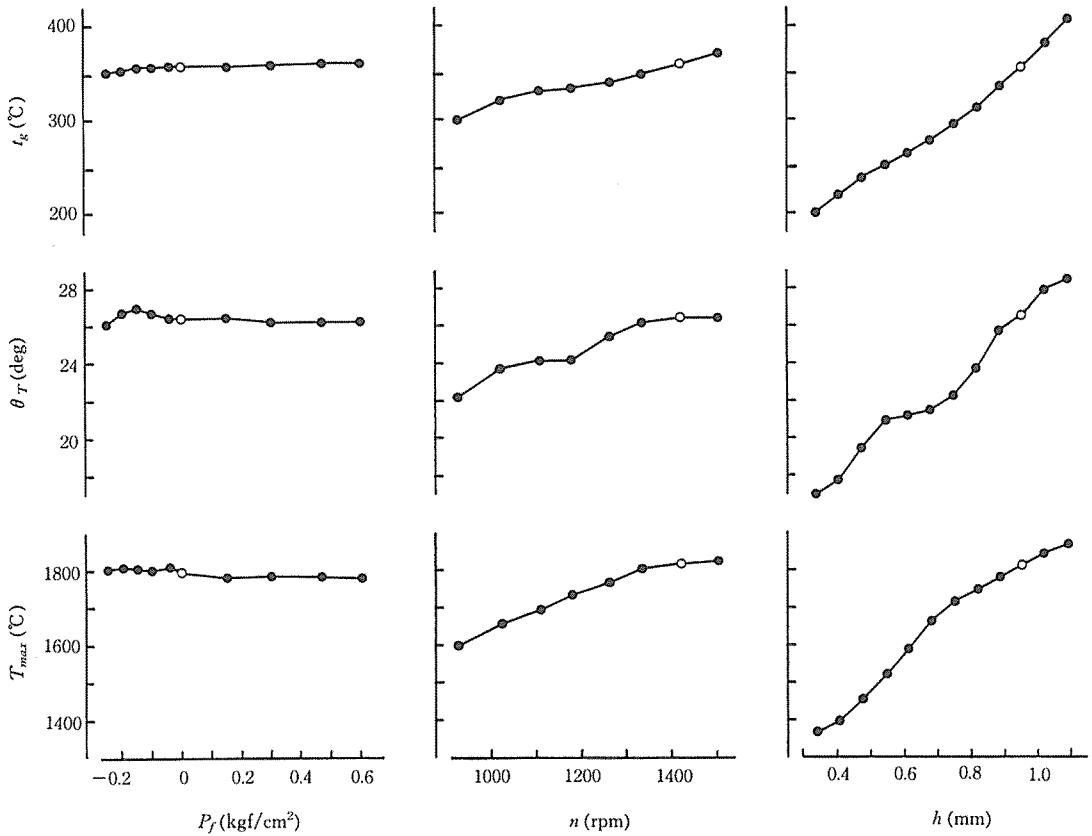


Fig. 8. Maximum gas temperature and exhaust gas temperature.
 T_{max} : Maximum gas temperature in cylinder
 θ_T : The angle of T_{max} point
 t_k : Exhaust gas temperature
 $P_f \cdot n \cdot h \cdot \circ$: The same as that shown in Fig. 6.

各運転条件と P_{max} , θ_p , α_{max} 及び θ_a の関係を Fig. 7 に示す。

次に Fig. 4 に示すシリンダ内ガス温度線図より最高ガス温度 T_{max} 及びその角度 θ_T を求め、各運転条件と T_{max} , θ_T 及び計測によって求めた排気ガス温度 t_k の関係を Fig. 8 に示す。

6. 結果の考察

6.1 ポンプ特性

供試機関の燃料ポンプはボッシュ式であり容積形のため、理論吐出量 w_{th} はポンプの理論有効行程 h に比例し、次式となる。

$$w_{th} = \frac{\pi}{4} d_p^2 h \dots\dots\dots(2)$$

この式より w_{th} は第3運転条件のガバナ運転では h が変わるため変化するが、第1及び第2運転条件の給油圧運転及び定ハンドル運転では h が一定のため変化しないはずである。しかし実際には Fig. 6 の吐出量 w で示すように、ガバナ運転では w は h に比例してほぼ直線的に変化しているが、給油運転の場合、 h は一定にもかかわらず給油圧力 P_f を下げれば w は減少し、大気圧力以下とすれば更に減少割合は大きくなる。また定ハンドル運転の場合も h は一定であるが、回転数 n を下げると w は増大し、1000 rpm を過ぎると逆に減少している。

以上のことから、 h はもちろんのこと P_f 及び n が w に影響を与えることは明らかである。そこで w_{th} と w との関係を明らかにするため、次式で表される η_w を用いる。

$$\eta_w = \frac{w}{w_{th}} \dots\dots\dots(3)$$

(3)式を用いて各運転条件における η_w を求め、これを Fig. 9 に示す。

給油圧運転及び定ハンドル運転の場合、 h が一定のため(2)式より w_{th} は一定となり(3)式より $\eta_w \propto w$ となる。従って Fig. 6 の w と Fig. 9 の η_w は同じ傾向となる。

ガバナ運転の場合、(2)式及び Fig. 6 より h を小さくすれば w_{th} 、 w 共に減少するが、Fig. 9 の η_w は w より w_{th} の減少割合の方が大きく、 h を小さくするほどその傾向は著しいことを表している。すなわち(2)式より $w_{th} \propto h$ であり実際の有効行程を h' とすれば

$$w = \frac{\pi}{4} d_p^2 h'$$

であり(2)式及び(3)式から $\eta_w = h'/h$ となり、各運転条件とも h' は h と一致しないことを示している。この理由として次の事が考えられる。

まず回転数の影響として、ボッシュ式ポンプの噴油量特性¹⁾による。すなわち吸入孔がプランジャにより完全に塞がれない内にポンプ内の圧力は上昇を始め、逃孔もまた瞬間に開かないからその間噴射が続けられる。従って吐出量は有効行程容積より大きくなる。この傾向は回転数を増すほど著しくなる。

次に給油圧力の影響として、吸入孔が完全に塞がれない内にポンプ内圧力は上昇始めるが、 P_f を下げるとこの位置が遅れ、また逃孔が開いても噴射が続けられる期間が短くなり、有効行程を減少させようとする²⁾。

前述の理由により、 h が一定であっても n 及び P_f の変化によって h' は変わる。その変化量を Δh とすると、

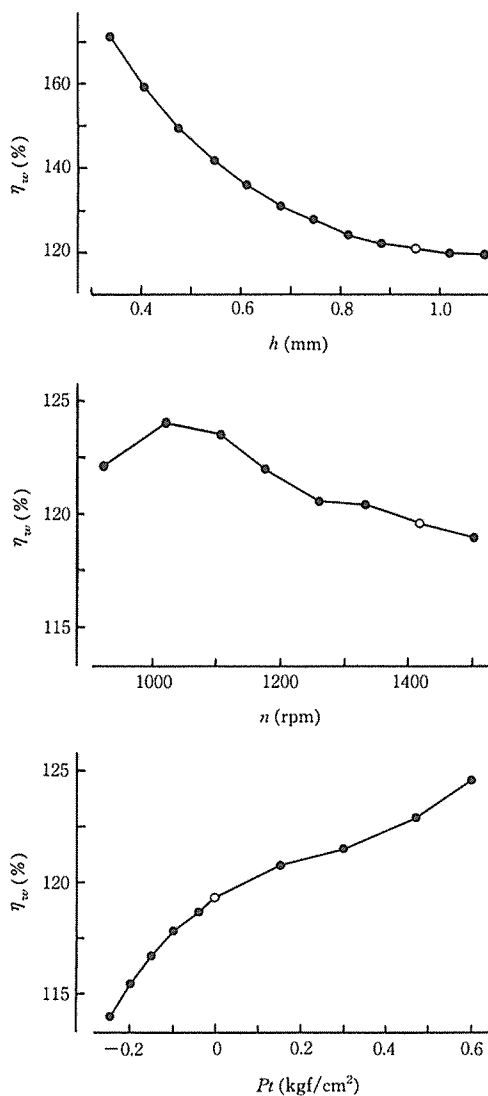


Fig. 9. Discharged ratio.
 η_w : Discharged ratio in fuel pump
 $P_f \cdot n \cdot h \cdot \circ$: The same as that shown in Fig. 6.

$h' = h + \Delta h$ となり

$$\eta_w = \frac{h + \Delta h}{h} = 1 + \frac{\Delta h}{h} \dots\dots\dots(4)$$

となる。ただし Δh は吸入孔が完全に塞がれない内に圧力

上昇を始めるための行程 $\Delta h'$ と逃孔が開いても噴射が続けられる行程 $\Delta h''$ よりなり、 $\Delta h = \Delta h' + \Delta h''$ となる。

更に有効行程の影響として、Fig. 6より h を増せば h'_m 増大する事は明らかであるが、Fig. 9に示すガバナ運転の η_w と(4)式より推察して Δh の変化は小さい。すなわち $(h' - h)$ はほぼ一定である。

以上の事より給油圧運転の場合、Fig. 6及びFig. 9に示す w 及び η_w は P_f を下げれば減少する。これは前述の理由により P_f を下げれば $\Delta h'$ 及び $\Delta h''$ の減少のため Δh が小さくなり、 h' が減少するためである。この $\Delta h'$ の減少はFig. 6の θ_0 が遅れることも明らかである。更に P_f を大気圧以下とすれば w 及び η_w に及ぼす影響が大きい。これはポンプ吸入時の圧力降下による気泡発生割合が急激に増大するためと思われる。

定ハンドル運転の場合、Fig. 6及びFig. 9に示す w 及び η_w は n を下げると1000 rpmまでは増大し、更に下げると減少する。

これはポンプの噴油特性による n の低下により $\Delta h'$ 及び $\Delta h''$ は小さくなり Δh を減少させようとする働きと、反対に n の低下によりプランジャー速度及び燃料油の流速減少のため、ポンプ吸入時の圧力降下は小さくなり、 P_f を上昇させた場合と同じ作用で $\Delta h'$ は大きくなり、 Δh を増大させようとする働きが生ずる。

この場合は n を下げ、1100 rpmまでは後者の影響の方が大きく、1100~1000 rpmでは両者の影響が相殺され、1000 rpm以下では前者の影響が大きいのである。

従って本実験では P_f を大気圧としたが、これを上げれば η_w のピークは高速回転側に移動すると考える。

またFig. 6の θ_0 は n を下げれば減少する。これは n の低下により吸入時の圧力降下は小さくなるためポンプ有効行程の始め角度は進み、更に角速度が減少するためである。

すなわちFig. 6の θ_0 はクランク角度で示してあり、噴射管内を圧力波が通過する時間は n にほとんど関係しないため n を下げれば角速度の減少によりこの時間中に回転する角度は小さくなる。

ガバナ運転の場合、Fig. 6で示すように w は h を小さくすればほぼ直線的に減少する。これは $h' = h + \Delta h$ であり Δh は h の影響が小さくほぼ一定のためと考えられる。そこで w と h 及び h' の関係を示す近似式を求め、次に示す。

$$w = 31.256h + 8.521 \dots\dots\dots(5)$$

$$h' = \frac{w}{f_p}, \quad f_p = \frac{\pi}{4} d_p^2 \dots\dots\dots(6)$$

次にFig. 6の θ_0 は h を小さくすれば増大して(遅れて)いる。これは供試機関のポンププランジャーの切り欠き溝の形は噴射始めと終わりの両方を変える方式であるため、 h を小さくすれば θ_0 は遅れる。一方Fig. 6で示すように w が減少しポンプ吸入時の圧力降下が小さくなるため $\Delta h'$ は増加し θ_0 を早めるように作用する。ただし前述のように Δh はほぼ一定であるので、この割合は小さく $\Delta h'$ もほぼ一定であると考えられる。従って切り欠き溝の形から、 h を小さくすれば θ_0 は直線的に増大するはずである。一方 Δh はほぼ一定のため h の大きい場合には(4)式より η_w は小さく、 h を小さくすれば η_w の増加割合が急激に増加するが、 $\Delta h'$ が一定のため θ_0 に与える影響は小さい。従って θ_0 は直線的に増大する。

6.2 発火及び発火遅れ

発火遅れは噴射された油粒が周囲の空気から受熱し油粒温度の上昇と同時に気化をはじめ、空気と燃料蒸気の混合気を生成し、この混合気の濃度に応じた自発火温度に達するまでの期間である。従って発火遅れを短くするには発火遅れ期間中のガス圧力・温度を高く、燃料と空気との相対速度を大きくする必要がある。一般に噴射時期が早いとピストン速度が大きいため空気流動を増し、燃料と空気との相対速度は大きい、シリンダ内ガス温度及び圧力は低くなり、遅いと逆になり、早すぎても遅すぎても発火遅れは長くなる。

給油圧運転の場合、Fig. 6に示すように P_f を下げるとわずかに噴射が遅れるため、シリンダ内ガス圧力及び温度は上がるが、空気流動が減少するため θ_1 はほとんど変化しない。従って θ_1 は θ_0 に連れて遅れる。

定ハンドル運転の場合、 n を下げるとFig. 8に示すように排気温度 t_e 、最高ガス温度 T_{max} 及びその位置 θ_r が減少していることにより推察して燃焼室壁温度は低くなる。一方 θ_0 はFig. 6に示すように小さく(早く)なるので空気流動は増大する。従ってFig. 6に示すように発火遅れ時間 τ_1 は1200 rpm付近まではゆるやかに大きくなり、これより n を下げるとFig. 6に示すように θ_0 が早くなるため空気流動は盛んな時期であるが、平均ピストン速度の低下による空気流動の減少及び燃焼室壁温度低下の影響が大きくなり、 τ_1 は急激に増大する。このため発火時の可燃性混合気量が増し、 α_{max} はFig. 7に示すように τ_1 と同一傾

向を示す。すなわち α_{max} は τ_i に比例することを示している。

次に τ_i と θ_i との関係は $\theta_i = 6n\tau_i/1000$ であるから、 n を下げれば Fig. 6 に示すように τ_i は増大するが、 n の減少割合の方が大きいため θ_i は小さくなる。しかし 1200 rpm 以下では τ_i が急激に増大し、 n の減少と相殺されてその変化は小さくなる。

ガバナ運転の場合、Fig. 6 に示すように θ_i は h を小さくすれば増大する傾向がある。これは h の減少に伴い θ_p 及び θ_i は遅れ、空気流動は小さくなり、更に Fig. 8 に示すように T_{max} 、 θ_f 及び i_{κ} も小さくなるためである。

6.3 最高圧力及び圧力上昇率

シリンダ内で発生する最高圧力 P_{max} は理論的に次式で表される。

$$P_{max} = \epsilon^* \rho P_a = \rho P_c \dots\dots\dots(7)$$

(7)式より P_{max} は P_c 及び ρ によって決まる。 P_c は理論的には ϵ と P_a によって決まるが、実際的にはガス漏洩及び冷却損失等があり、 n 及び燃焼室壁温度等の影響を受ける。

ρ は一般に圧力上昇率 α を増せば大きくなる。

給油圧運転の場合、Fig. 7 に示すように P_{max} 及びその位置 θ_p もほぼ一定であるが、 P_f を下げると P_{max} はわずかに低下し、 θ_p はわずかに増大する傾向がある。この場合 n 及び燃焼室壁温度の変化が小さいので P_c は一定と考えられる。Fig. 6 に示すように θ_i はほぼ一定のため発火時の可燃性混合気量は変わらないが、 θ_i に示すように P_f を下げると発火点が遅れるため、最大圧力上昇率 α_{max} となる角度 θ_a 及び θ_p は遅れ、ピストンによる膨張で α_{max} が減少し、 ρ は小さくなり P_{max} は低下する。

なお P_f が -0.15 と -0.20 kgf/cm^2 で θ_a が小さいのは Fig. 3 に示す圧力上昇率の最大値付近にほとんど大きさの等しい 2 つの波形があり、この圧力で前の波形の方が大きくなるためである。すなわち α_{max} はほとんど変わらないが θ_a は小さくなる。

次に定ハンドル運転の場合、 n を下げると P_{max} 及び α_{max} は急激に増大するが θ_p 及び θ_a は急激に減少する。この場合、 n を下げると圧縮時間が長くなり、ピストンリングよりのガス漏洩及び冷却水への冷却時間が長くなり、更に Fig. 6 の θ_i で示すように発火が早くなるため(7)式の P_c は小さくなる。

一方 Fig. 6 の τ_i で示すように、1200 rpm まで n をさげ

ても τ_i の変化は小さいが、更に下げると増大する。従って発火時の可燃性混合気量も 1200 rpm まではほぼ一定であるが、1200 rpm 以下となれば急激に増大する。また Fig. 6 に示すように n を下げると θ_i は早くなり、 θ_a も早くなり TDC に近づきシリンダ容積減少のため、可燃性混合気量は同一でも α_{max} は増大する。1200 rpm 以下では可燃性混合気量も増加するため α_{max} は著しく増大し、 ρ は大きくなる。

従って n を下げると P_c は減少するが ρ の増加が著しいため P_{max} は急激に増大する。一方 θ_p 及び θ_a が減少するのは燃料噴射時期及び発火・燃焼が早くなるためである。

ガバナ運転の場合、 P_{max} は h を 0.75 まで小さくしてもほとんど変わらず、更に小さくすると減少する。一方 α_{max} は h が 0.8 で最大となり、これより増減するとわずかに減少する。 θ_p は h を 0.6 まで小さくしてもほとんど変わらず、0.55 では急激に減少し、更に小さくしてもほとんど変化しない。 θ_a は h を小さくすると増加する(遅れる)。

これは Fig. 6 に示すように h を小さくすると w は小さくなり、また θ_i は遅れて TDC 過ぎとなる。一方 θ_i はほとんど変わらないため発火時の可燃性混合気量の変化も小さいが、 θ_i が遅れるために膨張行程中となり α_{max} 及び ρ を減少させるように働く。更に w の減少により爆発的燃焼による熱発生量の変化は小さいが、主燃焼による熱発生量は減少するため α_{max} 及び ρ は小さくなる。従って h を 0.75 まで小さくしても θ_i はほぼ一定であり、また θ_i は TDC 付近であるからピストンによる容積変化は小さく α_{max} 及び ρ もほぼ一定のため P_{max} の変化も小さい。しかし h を更に小さくすると θ_i は TDC 過ぎとなり、また主燃焼による熱発生量の減少のため P_{max} は低下する。

θ_p は h が 0.6 付近で急激に変化する。これは Fig. 2 の指圧線図で示すように P_{max} 近辺に 2 つの山があり、 h が大きい場合には後の山の方が大きく、 h を小さくすると次第に前の山は大きく、後の山は小さくなり、0.6 付近で前の山の方が大きくなるためである。

この理由として次のことが考えられる。

予燃焼室式機関では最初の燃焼は予燃焼室で起こり、次いで主燃焼室で燃焼が起こると一時的に両室の圧力差が小さくなり、噴出は弱まるが、それに続いて再び噴出する³⁾。従ってこの一次及び二次に噴出された混合気量及びその燃焼割合によってシリンダ内ガス圧力は変化する。すなわち一次及び二次の噴出による熱発生率の合成で最高圧力近辺に 2 つの山ができる。 h の大きい場合には噴出期間が長く、二次による熱発生率が大きいため後の山が大きい、 h を

小さくすると後の山が小さくなり前の山が大きくなる。

次に θ_0 の変化が小さいのは、 h を小さくすれば θ_1 が遅れるため θ_0 を大きくしようとする。一方 w の減少により噴射期間が短くなり主燃焼による熱発生量が減少し、等圧度 σ が小さくなるため θ_0 を小さくしようとする。この両作用が相殺されるためである。

θ_α は h を小さくすれば遅れるのは Fig. 6 に示すように θ_1 が遅れるためである。すなわち $(\theta_\alpha - \theta_1)$ はほぼ一定である。

6.4 燃焼最高温度と排気温度

最高ガス温度 T_{max} 及び排気温度 $T_k (= t_k + 273)$ は理論的に次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} T_{max} &= \varepsilon^{k-1} \rho \sigma T_\alpha \\ T_k &= \rho \sigma^k T_\alpha \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(8)$$

ρ は爆発的燃焼による熱発生量を増せば大きくなり、 σ は主燃焼による熱発生量を増せば大きくなる。従って(8)式より ρ 及び σ を大きくすれば T_{max} 及び T_k は増大するが、実際には主燃焼による熱発生量が T_{max} すなわち σ に影響を及ぼすのは最高ガス温度点角度 θ_r までに発生した熱量のみであり、 θ_r 以後の熱発生量は影響しない。

給油圧運転の場合、Fig. 8 に示すように、 T_{max} 、 θ_r 及び T_k はほとんど変化しないが、 P_f を下げると T_{max} 及び θ_r はわずかに増大し、 t_k はわずかに低下する。これは Fig. 6 に示すように発火点が遅れるため燃焼が遅れ、 θ_r が増し、主燃焼による熱発生量のうち σ に影響を及ぼす割合が多くなり、 T_{max} はわずかに大きくなる。一方 t_k が低下するのは次の理由による。

Fig. 6 に示すように P_f を下げると w が減少する。これは(4)式に示す Δh が減少するためであり、 $\Delta h'$ 及び $\Delta h''$ 共に減少する。この $\Delta h''$ の減少により噴射終わりは早くなり、噴射量は減少し、更に燃焼期間は短くなるため燃焼後の膨張行程を増し t_k は低下する。

定ハンドル運転の場合、 n を下げると T_{max} 、 θ_r 及び t_k は低下する。これは Fig. 6 に示すように θ_1 は早くなり、圧縮行程中のため Fig. 7 に示すように α_{max} は大きくなる。従って ρ は大きくなるが、燃焼が早く始まるため θ_r は小さくなり、主燃焼による熱発生量のうち σ に影響を及ぼす割合も少なくなる。また Fig. 6 に示すように w は増加するが、ガス漏洩及び冷却時間が長くなるため T_{max} は低下する。

n を下げると t_k が低下するのは、発火・燃焼が早く、 ρ は大きく、 σ は小さくなり燃焼後の膨張行程が大きくなるためである。更に α_{max} が大きくなるとガス振動のために燃焼室壁近くの境界層が薄くなり熱伝達が増加する⁴⁾。このためガスから冷却水への伝熱量は増し、 t_k は低下する。

ガバナ運転の場合、 h を小さくすれば T_{max} 、 θ_r 及び t_k の低下は著しい。これは Fig. 6 及び Fig. 7 に示すように h を小さくしても α_{max} の変化が小さいので σ の変化は小さいが、 w は減少し、 θ_0 は遅れ、噴射終わりは進む(早くなる)。従って σ が急激に減少するため T_{max} 及び t_k は低下する。また主燃焼による発生熱量の減少が著しいため θ_1 は遅れるが、 θ_r は小さくなる(早くなる)。

6.5 燃料消費率および機械効率

内燃機関の性能向上には同一の燃料から出来るだけ多くの仕事を発生させること、すなわち熱効率の向上が必要である。この仕事と熱効率との関係は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \eta_i &= \frac{632 N_i}{B H_u} = \frac{632}{H_u b_i} \times 1000 \\ \eta_e &= \frac{632 N_e}{B H_u} = \frac{632}{H_u b_e} \times 1000 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(9)$$

(9)式より明らかなように熱効率は燃料消費率に反比例することから機関性能向上には燃料消費率を減少させればよい。また(9)式より燃料消費率は次式となる。

$$\left. \begin{aligned} b_i &= \frac{B}{N_i} \times 1000 \\ b_e &= \frac{B}{N_e} \times 1000 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(10)$$

この b_i 及び b_e に影響を及ぼす η_i 及び η_e は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \eta_i &= \eta_{th} \eta_\sigma \\ \eta_e &= \eta_i \eta_m \\ \eta_m &= \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_r}{N_i} = 1 - \frac{N_r}{N_i} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(11)$$

(11)式の η_{th} を大きくするには ε 及び ρ を大きく、 σ を小さくすればよい。 η_σ に大きな影響を及ぼすものは不完全燃焼、燃焼の遅延、ガス漏洩及び冷却損失等であり、これらを小さくすれば η_σ は大きくなる。次に η_m に影響を及

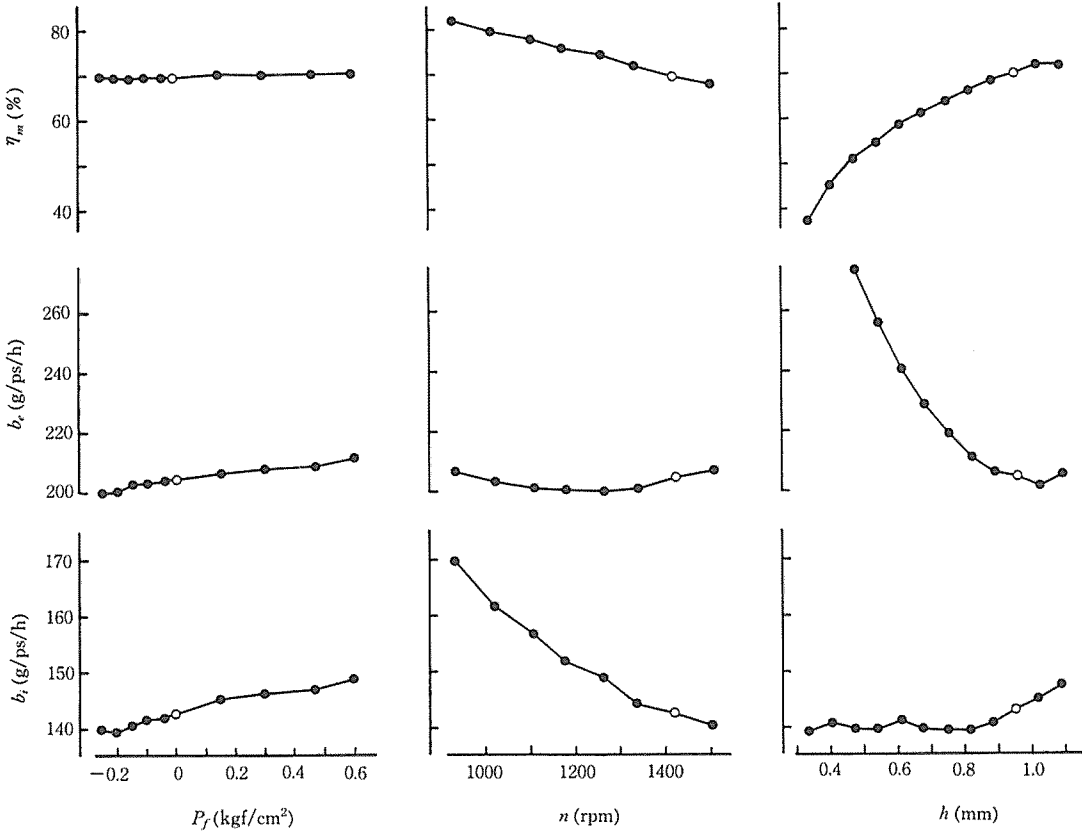


Fig. 10. Specific fuel consumption and mechanical efficiency.

b_i : Indicated specific fuel consumption

b_e : Net specific fuel consumption

η_m : Mechanical efficiency

$P_f \cdot n \cdot h \cdot \circ$: The same as that shown in Fig. 6.

はず N_r を小さくするには各部の摩擦，補機駆動損失及び流体損失を小さくする。

(10)及び(11)式を用いて b_i 、 b_e 及び η_m を求め、各運転条件と b_i 、 b_e 及び η_m の関係を Fig. 10 に示す。

給油圧運転の場合，Fig. 10 に示すように P_f を下げると b_i 及び b_e は減少する。

これは η_i 及び η_e が增大することで(11)式から $\eta_i = \eta_{ih}$ η_s であり， P_f を下げても η_s の変化は小さく， η_{ih} の増大によるものと考えられる。

すなわち Fig. 6 に示すように P_f を下げると w は減少する。この理由は前述の通り Δh ($=\Delta h' + \Delta h''$) の減少であ

り $\Delta h'$ 及び $\Delta h''$ の減少のためである。 $\Delta h''$ が減少すると噴射終わりは早くなり， σ が小さくなるためと考えられる。この確認のため各給油圧力における Fig. 5 に示す有効熱発生率を求め，これらを比較して次のことが明らかになった。

P_f を下げると有効熱発生率の始め（燃焼始め）は遅れ，終わりは早くなる。すなわち燃焼が早く終わるため燃焼後の膨張行程が増し，熱効率は増大する。なお Fig. 8 に示すように P_f を下げると i_k が低下することはこれを裏書している。

次に(11)式から $\eta_e = \eta_i \eta_m$ であり，また η_m は P_f を変え

ても N_e 及び N_r の変化が小さいため Fig. 10 に示すようにほぼ一定である。従って $\eta_e \propto \eta_i$ となり P_r を下げると η_{ih} の増大により η_i 及び η_e は増大し、 b_i 及び b_e は減少する。

定ハンドル運転の場合、 n を下げると b_i は増大し b_e は 1300 rpm までは減少するが更に下げると増大する。

これは Fig. 7 に示すように α_{max} は急激に増大することから ρ は大きく、 σ は小さくなるため η_{ih} は増大する。一方ポンプ損失は減少するが、ガス漏洩及び冷却時間が長くなり、これらの損失は増す。また α_{max} が大きくなるとガス振動も増し、前述の理由により冷却損失は更に大きくなる。このため η_k は減少する。従って η_{ih} より η_k の影響の方が大きい(1)式から n を下げると η_i は減少し、 b_i は増大する。

次に(10)及び(11)式より $b_e = b_i/\eta_m$ であり Fig. 10 に示すように n を下げると b_i 、 η_m 共に増大するが、 η_m は直線的であり、 b_i は漸次増加割合を増す。従って 1300 rpm までは η_m の増加割合の方が大きく、更に n を下げると b_i の増加割合が急激になるため b_e は減少し、再び増加する。

この η_m は(1)式に示すように N_r/N_i を小さくすれば向上する。一般に n を下げると慣性力が減少するため機械摩擦は低下する⁵⁾。すなわちピストン、同リング及び各軸受部摩擦損失、補機駆動損失、流体損失は減少する。このことは前報⁶⁾及び同一出力を出すには回転を下げ回転力を増した方が有利である⁷⁾からも明らかである。ただし本運転条件の場合、Fig. 7 に示すように P_{max} 及び α_{max} が急激に大きくなり摩擦損失を増大させようとする。従ってこの両作用のため、 n を下げても N_r の低下は小さくなる。

一方 N_i について考えると $N_i \propto P_m$ で表され、Fig. 6 に示すように n を下げると w は増大するため、 P_i がわずかに大きくなって n が減少するため N_i は小さくなる。従って n を下げると N_r 、 N_i 共に小さくなるがその割合 (N_r/N_i) は次の理由で n に比例する。

(1)式より $N_r/N_i = 1 - \eta_m$ となり η_m は Fig. 10 に示すように n を下げるとほぼ直線的に増加しているため $(1 - \eta_m)$ は n に比例する。

ガバナ運転の場合、 h を 0.8 まで小さくすると b_i も減少するが、更に小さくしても b_i はほとんど変化しない。

これは(9)式より $b_i \propto 1/\eta_i$ であり、また $\eta_i = \eta_{ih} \eta_k$ であるから η_{ih} 及び η_k について考える。

η_{ih} に影響するのは ρ 及び σ であり、6.3 最高圧力及び圧力上昇率で述べた理由により ρ は h を小さくすると 0.8 までは増加し、更に小さくすると減少する。また h を小さくすると w が減少するので σ も減少する。

一方 η_k に大きく影響するのは燃焼の遅れ及び冷却損失であり、Fig. 6 に示すように h を小さくすると w が減少するため燃焼温度が下がり、また燃焼ガス中の CO_2 、 H_2O が減少するため比熱及び熱解離の影響が小さくなり η_k は増加する。しかし Fig. 6 に示すように h を小さくすると θ_i が遅れ、特に 0.75 以下で著しい。このため冷却時間は短くなり冷却熱量は減少するが、 w が減少するために出力が低下し、冷却損失(割合)は大きくなり η_k は減少する。

従って h を 0.8 まで小さくすると ρ の増加、 σ の減少のため η_{ih} の増大により η_i は増し、 b_i は減少する。更に h を小さくすると η_{ih} の増大と η_k の減少とが相殺されて η_i 及び b_i はほぼ一定となる。 b_e は h を小さくすれば急激に増大する。これは $b_e = b_i/\eta_m$ より η_m は h を小さくすれば急激に減少することを示している。

(1)式より $\eta_m = 1 - N_r/N_i$ であり、 N_i は次式で表される。

$$N_i \propto P_i n$$

$$P_i = P_{ih} \eta_k = \frac{1}{A} \frac{H_u w}{V_h} \eta_{ih} \eta_k \propto w \eta_i$$

この場合、 n は一定であるから $N_i \propto w \eta_i$ であり、 w は Fig. 6 に示すように h に比例する。一方 η_i は(9)式より b_i に反比例するから $N_i \propto w/b_i$ となり、 b_i は Fig. 10 に示すように h が 0.8 までは減少するが、それ以下ではほぼ一定である。従って h を小さくすると w はほぼ直線的に減少し、 b_i も 0.8 までは減少するため N_i の変化は小さく、0.8 以下では b_i がほぼ一定のため N_i は w に比例して減少する。すなわち実験の結果、 h を小さくすれば N_i が減少することから、 w の影響の方が大きいことは明らかである。

一方 N_r は n が一定のため補機駆動損失及び流体損失はほぼ一定と考えられるが各部摩擦損失は P_{max} の影響を受ける。Fig. 7 に示すように h を小さくすると P_{max} は 0.75 までほぼ一定であり、それ以下では低下する。従って h を小さくすると N_r は減少するが、 N_i の減少と比較して非常に小さいので N_r はほぼ一定と考えられる。

以上のことから h を小さくすると N_r/N_i は急激に増大し、 $1 - N_r/N_i = \eta_m$ は Fig. 10 に示すように急激に減少する。

7. まとめ

予燃焼室式機関を用い、ボッシュ式燃料ポンプの運転条件として燃料ポンプの給油圧力、プランジャー速度（機関回転数）及びポンプ有効行程（燃料ハンドル位置）を変更した場合の燃料ポンプの特性とそれに伴って変化する機関の性能特性を明らかにした。

その要点は次の通りである。

1. 回転数及び燃料ハンドル位置を一定にして、給油圧力を下げた場合。

- (1) ポンプの吐出始めは遅れ、終わりは早くなり、吐出量及び吐出率（吐出容積/行程容積）は減少する。この傾向は大気圧力以下で著しく、双曲線状となる。
- (2) 噴射始めは遅れ、噴射終わりは早くなり、最適の発火・燃焼時期に近づくため熱効率が良くなり、燃料消費率は向上する。

2. 給油圧力及び燃料ハンドル位置を一定にして、回転数を下げた場合。

- (1) 吐出量及び吐出率はある程度までは増加するが、再び減少する。
- (2) 発火時期が早くなり、最高圧力及び圧力上昇率は急激に増大する。従って機械効率の上昇割合は小さくなる。
- (3) 排気温度は低下するにも係わらず図示燃料消費率は急激に増加する。しかし正味燃料消費率は機械効率の上昇によりある程度までは減少するが、機械効率の上昇割合が小さいため再び増大する。

3. 給油圧力及び回転数を一定にして、燃料ハンドル位置を下げた場合。

- (1) 吐出量は有効行程に比例して減少するが、吐出率は急激に増大する。
- (2) 吐出初めが遅れるため、発火点も遅れるが、圧力上昇率の変化は小さい。
- (3) 図示燃料消費率はわずかに減少するが、機械効率の低下が大きいため正味燃料消費率は急激に増大する。

文 献

- 1) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻，3次，5版，養賢堂，東京，1969，P. 254
- 2) 前田好弘・村山 正・深沢正一
：日本機械学会論文集（第2部），40巻，336号，P. 2340～2347
- 3) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻，3次，5版，養賢堂，東京，1969，P. 292
- 4) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻，2次，15版，養賢堂，東京，1964，P. 201
- 5) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻，3次，5版，養賢堂，東京，1969，P. 48，49
- 6) 大八木敏博・吉原計一・森下晋一・末次昂之・金岡 浩
：水大研報，35，21—36（1986）
- 7) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻，3次，5版，養賢堂，東京，1969，P. 50