

# 小型ディーゼル機関における 低質重油の使用について— I\*

加熱なし A/C ブレンド油の場合

西野 正見・金岡 浩・吉原 計一・森下 晋一

Studies on the Use of Low Grade Fuel Oil  
in a Small-sized Diesel Engine — I

Use of Non-heated A/C Blend Fuel Oil

By

Masami NISHINO, Hiroshi KANAOKA, Keiichi YOSHIHARA,  
and Shin-ichi MORISHITA

In recent years, as the price of fuel oil has risen steeply, it has become of paramount importance to save fuel costs in the fishery and shipping worlds. Attempts have been made to use cheaper low-grade fuel oil as a countermeasure. However, when low-grade fuel oil is used for small-sized diesel engines used in fishing boats, many problems become apparent, such as the need for the installation of heating devices and combustion problems. Therefore, a study to cope with these problems was required. In the first step of this study, to clarify the practicable limit of blended weight ratio of C fuel oil (at 22~25°C) from the standpoint of combustion, experiments were carried out using the four-stroke-cycle diesel engine (6PSTbM-22FS) from a fishing boat. Two cylinders of this engine were supplied with A, C and blended fuel oil and the other four cylinders were supplied with A fuel oil. Findings showed that this limit was around 60 percent (kinematic viscosity is 52 cSt).

## 1. ま え が き

1978年の第2次石油ショック以降、燃料価格の高騰が海運界および水産界においていまだかつて無い程の厳しい経営不振をもたらした。その結果、燃料費の節減を図るこ

とがその打開のための最大の課題となり、その対策の一つとして安価な低質重油の使用が考えられた。しかし、この油を使用するためには油清浄機、油の加熱装置等が必要となるが、小型船舶の機関室にはこれらの装置を据え付けるだけのスペース、及びこれらに供給する電気容量の余裕も

\* 水産大学校研究業績 第942号, 1982年2月10日受理,  
Contribution from Shimonoseki University of Fisheries, No. 942. Received Feb. 10, 1982.

ほとんど無い。更に漁船機関では操業中の負荷変動が激しく、燃焼に対する運転条件が悪いため、現在 A/C ブレンド油の使用は大型漁船の一部を除いて行われていない。

そこで漁船の機関部装備の増設を極力押さえ、低質重油で運転する事を最終目標とし、まず第1段階として加熱を行わない各種の A/C ブレンド油を用い、運転可能な限度を明らかにする事を試みた。

以下にその実験的研究の結果を報告する。

## 2. 実験装置及び燃料油

実験装置の概要を Fig. 1 に示す。この図の供試機関及び排気ガス採取装置の仕様は次の通りである。

### 2・1 供試機関

機関型式	6 PSTbM-22 FS
シリンダ数	6
シリンダ直径	220 mm
ピストン行程	280 mm
接合棒長さ	560 mm
回転数・馬力	700 rpm・400 ps
燃料ポンプ	ボッシュ式
燃料噴射弁	
噴射角	150度
孔径・孔数	0.28 mm・8

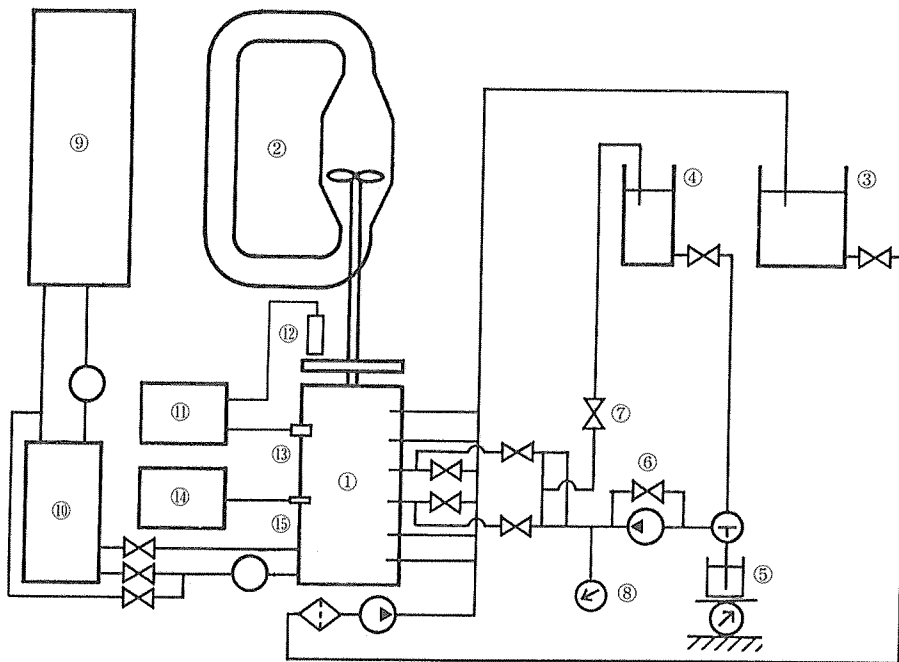


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

- |   |                                   |
|---|-----------------------------------|
| ① : Diesel engine,                        | ⑨ : Primary cooling water tank,   |
| ② : Circulating water tank and propeller, | ⑩ : Secondary cooling water tank, |
| ③ : A fuel oil tank,                      | ⑪ : Photocorder,                  |
| ④ : Blended oil tank,                     | ⑫ : Pickup of crank angle,        |
| ⑤ : Scale of fuel oil consumption,        | ⑬ : Pressure transducer,          |
| ⑥ : By-pass valve,                        | ⑭ : Gas chromatograph,            |
| ⑦ : Return valve,                         | ⑮ : Exhaust gas sampling tube.    |
| ⑧ : Pressure gauge,                       |                                   |

2・2 排気ガス採取装置

排気ガス採取管及び排気すず採取器の形状、寸法は Fig. 2 の(a)及び(b)に示す通りである。

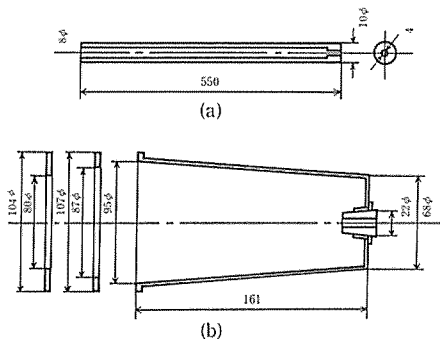


Fig. 2. Exhaust gas sampling tube (a) and Soot catcher (b).

2・3 系統

燃料油、冷却水及び排気の系統は Fig. 1 に示す通りである。

燃料油系統は連続してA重油とA/Cブレンド油の燃焼状態を同時に比較するために、Fig. 1 に示すごとく No. 3 及び No. 4 シリンダについては2系統とした。

冷却水系統は冷却水温度を安定させるため、Fig. 1 に示すごとく㊸の冷却水槽の外に㊹の機側水槽を設けた。

排気管系統では No. 1, 3 及び No. 4 シリンダの排気ガスを採取するため、Fig. 2 (a) に示す採取管を各シリンダカバーの排気孔中央で、排気弁より10 mm 引っ込めた位置に固定できるようにした。

2・4 燃料

供試燃料油の性状は Table 1 に示す通りである。

3. 実験方法

本実験に使用した燃料油は Table 1 に示した性状のA重油、C重油及びそのブレンド油である。ブレンド油は、A重油にC重油を加えC重油の重量割合を10%づつ増した9種類と、A重油及びC重油を0%及び100%ブレンド油と名付けこの2種類を加えた11種類である。

これらの燃料油が燃焼性能及び機関性能等に与える影響を求めるため、2段階に分けて運転実験を行った。その第1段階を断続実験、第2段階を継続実験と呼ぶことにする。断続実験の機関運転条件は次の通りである。

機関回転数500 rpm、となるようにガバナハンドルをセット、冷却水出口温度45°C、ブレンド油供給圧0.7 kg/cm<sup>2</sup>。なお、負荷変動を少なくするため回流水槽への送水量調節を行った。

ブレンド油の供給は No. 3 か No. 4 シリンダのいずれか1つのシリンダとし、その他の5シリンダにはA重油を供給して運転した。ただし、発停時5分間は全シリンダをA重油とした。

このようにして2時間の運転を行い、この期間中運転状態が安定するのを待って次の計測を行った。

燃料油消費の計測は、A重油タンクの油面高さ及び油温度の計測を機関起動後40分、70分、及び100分に行い、ブレンド油はA重油の計測時刻より各5分後に行い各消費量を求めた。

機関の運転状態を把握するため、起動約100分後に他の実験データとして次の事項について計測した。

大気状態として気温、湿度及び気圧、それと冷却水出入口温度、給気温度、排気温度及び機関回転数の計測を行い、それと並行してホットコードによる全シリンダの指圧線図を、紙送り速度40 cm/min と200 cm/sec の2種類について採取した。

Table 1. Properties of Fuel Oil

	A Fuel Oil	C Fuel Oil
Specific Gravity, 15/4°C	0.8585	0.9482
Flash Point, °C	73	116
Viscosity at 50°C, cSt	2.91	175.30
Carbon Residue, wt. %	0.81 (10 % Residue Carbon)	9.44
Sulfur, wt. %	1.0	3.1
Ash, wt. %	0.003	0.013
Water, vol. %	trace	trace
Gross Calory, cal./g	10800	10400

機関停止後、No. 3 及び No. 4 シリンダの排気弁 (直径86 mm) と燃料噴射弁を取り外し、各々の排気弁と燃料噴射弁の燃焼室に面している部分とに付着した炭素性堆積物 (カーボン) を採取した。

付着条件が変わらないように、毎回燃焼室の掃除及び燃料弁の噴射テストを行った。

運転及び計測順序は次の通りである。

まず、0%ブレンド油については No. 4 シリンダへブレンド油タンクより0%ブレンド油を供給し、他の5シリンダへはA重油タンクよりA重油を供給した。

10%から100%ブレンド油については、No. 3 シリンダへ10%ブレンド油を他の5シリンダへはA重油を、次にNo. 4 シリンダへ10%ブレンド油を、他の5シリンダへはA重油を供給した。同様な順序で10%毎にブレンド割合を増して100%まで行った。すなわち、0%ブレンド油で1回、その他のブレンド油で各2回、合計21回となる。

次に、継続実験は0%から100%ブレンド油まですべての場合に回転数及び出力が一定となるよう運転条件の維持に努めた。すなわち、断続実験のように各計測ごとに機関を停止する方法では、回流水槽への給水量を一定としてもプロペラ部の水位は同一とならないので、機関起動ごとに回流水槽内の水位が変動するため負荷が一定とならない。従って、機関を停止しないで0%から100%ブレンド油まですべての計測を行う。しかしこの方法では排気弁および燃料噴射弁へのカーボン付着量を計測する事は不可能となる。

この運転条件は次の通りである。

断続実験の場合と同じ11種類のブレンド油を用い、No. 3 及び No. 4 シリンダの両方にブレンド油を供給し、その他の4シリンダにはA重油を供給した。

まず、最初は全シリンダをA重油で起動し、次に No. 3 及び No. 4 シリンダはブレンド油タンクよりの0%ブレンド油に切り替え、断続実験の機関運転状態と同一となるように各部を調節し、十分安定した事を確認した後、次の計測を行った。

A重油の消費量計測は断続実験の場合と同様な方法で5分間の消費量を求めた。ブレンド油の場合は台ばかりを用いて500gのブレンド油を消費するに要する時間を計測し、それより消費量を求めた。

その他の計測事項は断続実験の場合と同様であるが、No. 3 及び No. 4 シリンダの指圧線図と、すす採取器を排気ガス採取管に接続して各々30秒間採取した。続けてガス分析のため No. 4 シリンダの採取管にシリコンチューブを

接続し、約20gのシリカゲルの中を通して水分を除いた排気ガスを採取した。

各部の計測及び採取が終了すれば、次のブレンド油(10%ブレンド割合の多い油)に切り替える。

この場合、ブレンド油タンクより燃料噴射弁までの配管中の油(約2l)をブレンド油戻り弁を用いて取り除き、油の切り替わり時間を短縮した。切り替え後約30分経過して各部の計測及び採取を行い、0%から100%ブレンド油まで、合計11回の計測および採取を行った。

#### 4. 実験結果

本実験で用いた0%から100%まで10%ごとのブレンド油の動粘度は JIS K 2283による測定方法で求めた。その結果を Fig. 3 に示す。

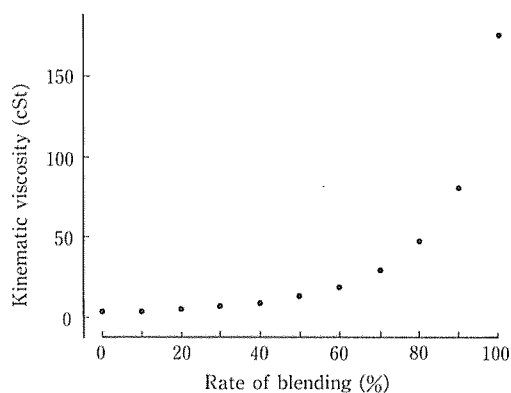


Fig. 3. Kinematic viscosity of blended oil.

断続実験の運転条件で採取した排気弁及び燃料噴射弁の炭素性堆積物を、JIS K 2503の方法により各々の付着量(容積)を計測し、燃料消費量に対する割合を求めた。その結果を Fig. 4 及び Fig. 5 に示す。

その他の実験結果については、主として負荷変動の少ない継続実験の運転条件における計測値を採用した。この時の大気状態及び運転条件の変化は次に示す範囲であった。気温23~27℃、湿度49~60.3%、気圧762.5~766.5mmHg、油温22~25.5℃(タンク内)、冷却水出口温度44~46.5℃、給気温度37.2~39.0℃。

次に、ホトコーダの紙送り速度200 cm/secの指圧線図には、シリンダ内ガス圧力及び上死点(T. D. C.)と下死点(B. D. C.)マークが記録されている。この線図には各クランク角度 $\theta$ に対するシリンダ内ガス圧Pの関係が示されている

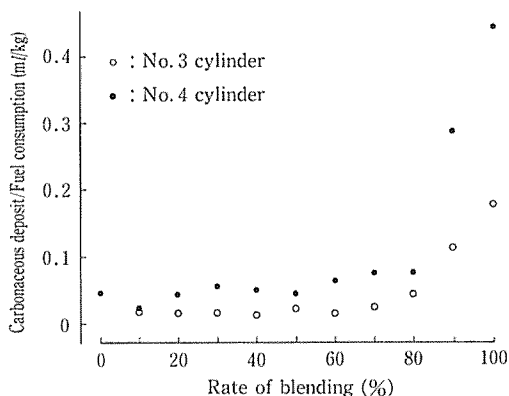


Fig. 4. Contamination of exhaust valve.

が、図示平均有効圧力を求めるにはピストン変位  $x$  に対する  $P$  の関係を求めることが必要である。すなわち、 $P-\theta$  線図を変換して  $P-x$  線図（足袋形線図）とし、これより十等分法で図示平均有効圧力を求めるには、ピストン行程  $S$  を十等分し、更にもとの間を 2 等分した位置における各クランク角度  $\theta$  を求める必要がある。

この  $\theta$  と  $x$  との関係は次式で表される。

$$x = r(1 - \cos \theta) + \lambda r \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right) \dots \dots (1)$$

ただし、 $r$  : クランク半径

$\lambda$  : 接合棒とクランク半径の寸法比

ホットコード用紙の T. D. C. をクランク角度の 0 度, B. D. C. を 180 度とし、(1) 式で求めた各クランク角度における圧力（指圧線図の高さを圧力に換算）を読み取り、図示平均有効圧力を求めた。

ホットコード用紙に記録される時間パルス（0.01 秒）を用いて、1 回転に要する時間を求め、毎分回転数に換算した。但し、時間パルスの検定に交流電圧波（60 Hz）を用い、修正値を求めた。

先に求めた図示平均有効圧力と毎分回転数から図示馬力を求めた。

このようにして求めた回転数、図示馬力及び排気温度の計測値を Fig. 6 に示す。

計測した燃料消費量と回転数から 1 回の噴射量を求め、また図示馬力を用いて図示燃料消費率を求めた。これらの結果を Fig. 7 に示す。

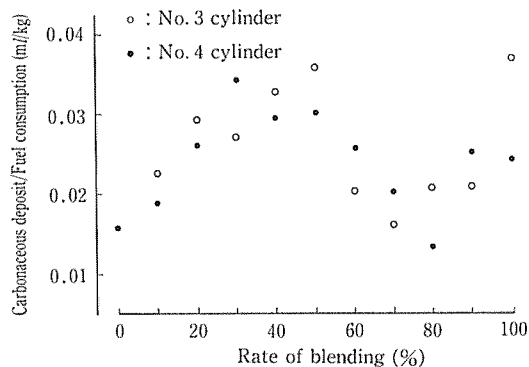


Fig. 5. Contamination of fuel valve.

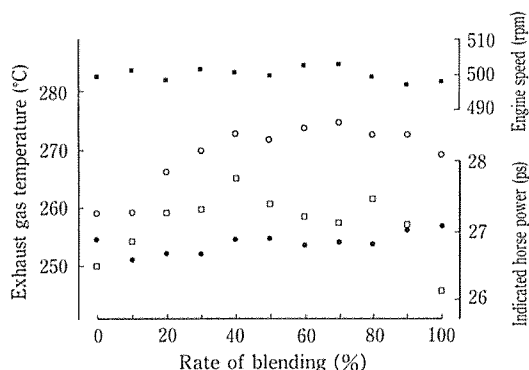


Fig. 6. Running condition of engine.

■ : Engine speed,  
○ : Mean exhaust gas temperature of No. 3 and No. 4 cylinder,  
● : Mean exhaust gas temperature of No. 1, No. 2, No. 5 and No. 6 cylinder,  
□ : Mean indicated horse power of No. 3 and No. 4 cylinder.

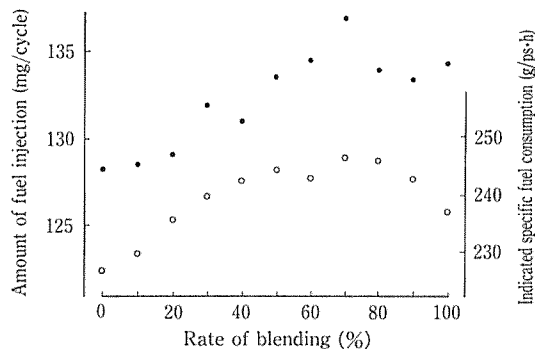


Fig. 7. Amount of fuel injection and indicated specific fuel consumption.

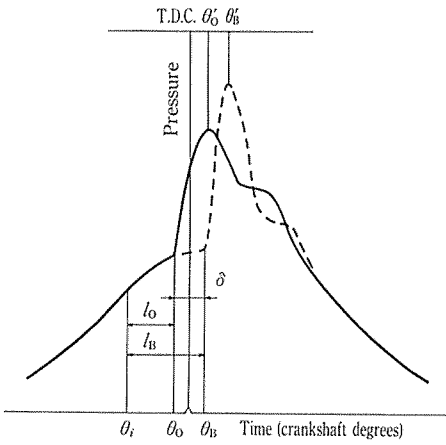


Fig. 8. Explanation of indicator diagram.

- $\theta_i$  : Injection start (crankshaft degrees),
- $\theta_o$  : Start of combustion (crankshaft degrees),
- $\theta'$  : Maximum pressure time (crankshaft degrees),
- $l$  : Ignition lag (crankshaft degrees),
- $O, B$  : A fuel oil, blended fuel oil.

A 重油及びブレンド油の発火遅れは Fig. 8 に示されているごとく、

$$l_o = \theta_o - \theta_i \quad l_B = \theta_b - \theta_i$$

である。

ただし、 $\theta_i$  : 噴射始め角

$\theta_o, \theta_b$  : A 重油, ブレンド油の各発火点 (角度)

$\theta_i$  は指圧線図から求められないが、本実験の運転条件では機関回転数及び出力がほぼ一定のため噴射遅れは変わらない。すなわち  $\theta_i$  は一定と見なせる。従って、A 重油の発火遅れ  $l_o$  とブレンド油の発火遅れ  $l_B$  との差  $\delta$  は

$$\begin{aligned} \delta &= l_B - l_o = (\theta_b - \theta_i) - (\theta_o - \theta_i) \\ &= \theta_b - \theta_o \end{aligned}$$

となり、発火遅れの変化量は各発火点の差で求まる。そこで  $\delta$  を次の方法で求めた。

まず、No. 3 及び No. 4 シリンダの A 重油で運転時の指圧線図をトレース紙に写し、これを Fig. 8 に示すごとく、同一シリンダのブレンド油で燃焼時の指圧線図を重ねて  $\delta$  を求める。すなわち両指圧線図の T. D. C. と圧縮線を重ね、圧力上昇点を発火点と見なして  $\delta$  を求めた。この結果を Fig. 9 に示す。

次に紙送り速度を 40 cm/min とした指圧線図から最高圧力  $P_{max}$  を求め、その結果を Fig. 10 に示す。

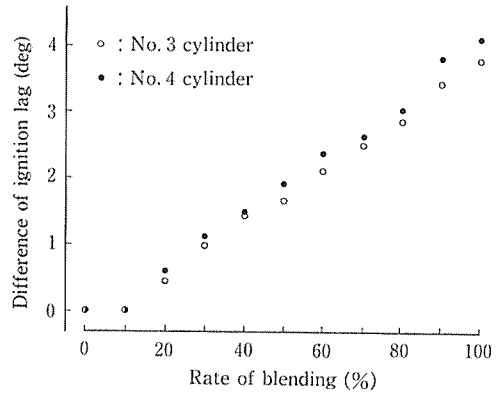


Fig. 9. Variation of ignition lag.

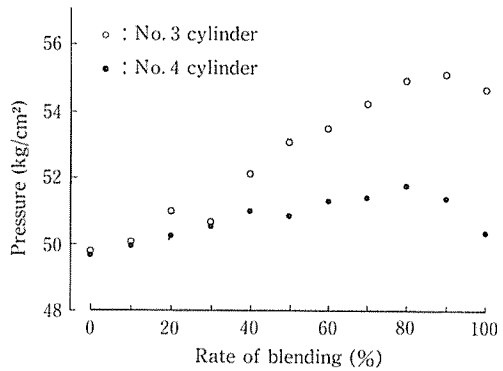


Fig. 10. Maximum pressure.

最高圧力となるクランク角度は Fig. 8 の  $\theta'$  であり、紙送り速度を 200 cm/sec としたときの指圧線図から求めた。この結果を Fig. 11 に示す。

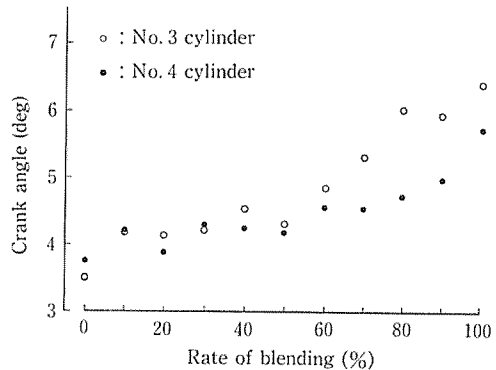


Fig. 11. Crank angle of maximum pressure time.

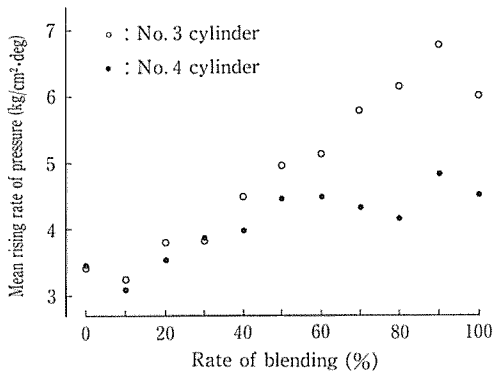


Fig. 12. Mean rising rate of pressure.

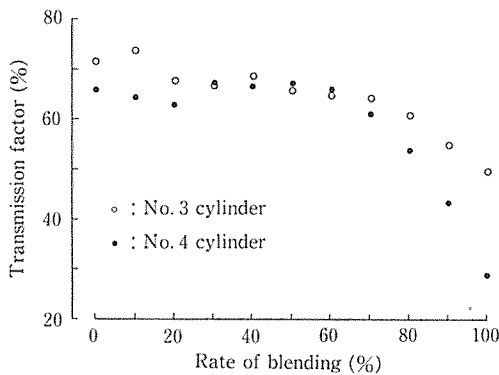


Fig. 13. Density of soot.

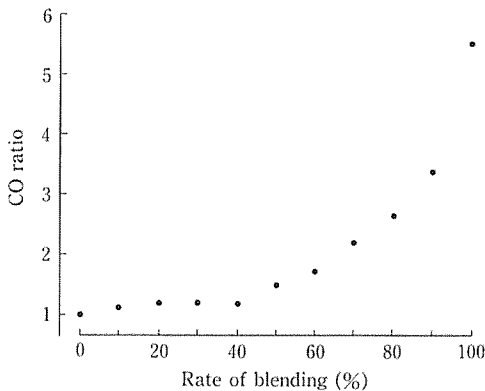


Fig. 14. CO volume ratio of blended oil to A fuel oil in exhaust gas.

次に発火点  $\theta$  から  $\theta'$  までの圧力上昇率の平均を圧力上昇比と呼び次の方法で求めた。Fig. 8 より発火点から  $\theta$  までの角度は  $\theta' - (\theta_0 + \delta)$  であり、この間の圧力上昇は  $P_{max}$  と発火点圧力  $P_c$  の差である。しかし  $P_c$  はブレンド割合によって発火遅れが変わるため、一定とはならないが、発火点は T. D. C. に近いので、ピストン速度が非常に小さい。従って発火点が変わっても  $P_c$  の変化は小さく、一定と見なすことができる。

そこで圧力上昇比  $\alpha$  は次式となる。

$$\alpha = (P_{max} - P_c) / (\theta' - \theta_0 - \delta) \dots (2)$$

この方法で求めた結果を Fig. 12 に示す。

次にすすを採取した濾紙から以下の方法ですす濃度を求めた。

計測に先立ち、照度計を用い、採取前の濾紙（白紙と呼ぶ）の透過光量を求め、同一透過光量の白紙を選んで計測に用いた。

透過光量測定装置はボール箱の中に電球（12V—23W）を付けたスタンドを置き、電球の下に照度計の受光部を固定し、2枚の透明板ガラスの間に計測用白紙を挟み、受光部の上に置いたとき300 lx となるように発光量を調節する。この状態に調節した装置を用いてすすを採取した濾紙（測定紙と呼ぶ）を白紙の場合と同一方法で透過光量を測定した。

すす濃度を表す方法として透過率、すなわち、(測定紙の透過光量/白紙の透過光量) × 100を用いた。この結果を Fig. 13 に示す。

次に採取した排気ガスをガスクロマトグラフにより分析した。CO の分離には 2 m のカラムに充填剤としてモレキュラシーブ 5 A を用い、熱伝導度検出器により濃度を求めた。A 重油で運転したときの CO 濃度を基準として各ブレンド油の値を求めた結果を Fig. 14 に示す。

### 5. 結果の考察

断続実験の運転状態は 0% から 100% ブレンド油まで同一の負荷及び回転数とならなかったが、回転数の変動範囲が 483 から 506 rpm であるので、燃焼過程中及び燃焼ガス中の炭化物とその堆積等を考察するには支障ないものとする。

次に継続実験の運転状態は実験結果から明らかなごとく、全実験範囲にわたってほぼ一定と考える事が出来る。

この運転実験により、加熱を行わない燃料油（22~25.5 °C）のブレンド割合が機関の燃焼性に与える影響について考察する。

### 5.1 運転状況

Fig. 6 に示すごとく回転数の変化は小さい。これは負荷変動を小さくしたため、トルクおよび機関出力の変化も小さい事を示している。しかし、ブレンド油で運転した No. 3 及び No. 4 シリンダの馬力はブレンド割合が50%までは増加するが、その割合を過ぎると低下している。

この理由は次のごとく考えられる。ブレンド割合が増せば油の比重が大きくなり、燃料噴射重量が増し、供給熱量（発熱量×噴射重量）が増大する。しかし、ブレンド割合が増せば Fig. 3 に示すごとく急激に油の粘度が増し、燃料ポンプ吸入率及び熱効率の低下を来すことによる。

この事を Fig. 7 に示している 1 回の噴射量と図示燃料消費率が裏書きしている。すなわち、1 回の噴射重量はブレンド割合を増して70%までは比重の影響で増加し、その割合を過ぎると粘度の影響で減少している。

図示燃料消費率はブレンド割合を増せば大きくなっている。この事は同一出力を得るために多くの燃料を要する事であるから、図示熱効率の低下を意味する。

従って、噴射量の最大値はブレンド割合が70%であるけれども、図示熱効率が悪くなるため、馬力はブレンド割合が50%で最大となる。

次に、Fig. 6 に示すごとく No. 3 及び No. 4 シリンダの平均排気温度も同じ理由で、ブレンド割合を増せば70%までは上昇し、その点を過ぎると低下している。この低下の度合いが 1 回の噴射量の減少度合いより小さいのは、ブレンド割合を増せば燃焼の遅延が大きくなるためと思われる。

一方、A 重油で運転したシリンダの排気温度は本来ほぼ一定であるべきものだが、ブレンド割合が80%以上になると No. 3 及び No. 4 シリンダの馬力が低下するため、その低下分を A 重油で運転しているシリンダが補うことになる。従って A 重油での排気温度は上昇したと思われる。

### 5.2 発火遅れ

Fig. 9 から、発火遅れはブレンド割合を増せば70%まではほぼ直線的に大きくなり、70%を過ぎるとますます増大している。

これは C 重油の混合割合が多くなると、化学的遅れが増し、更に混合割合を多くすると、物理的遅れの増加割合も大きくなるためである。その理由として次に述べる事が考えられる。

発火遅れは物理的遅れと化学的遅れに分けられ、前者は物理的性質に支配され、後者は反応速度に支配されるので、

燃料の分子構造によって差異を生ずる。

物理的遅れは油粒が圧縮空気より受熱、気化し、混合気を形成しながら自発火温度まで加熱される期間であるから、この時間（物理的遅れ）を  $l$  とすれば次式<sup>1)</sup>で示される。

$$l = \frac{C_b \gamma_b D_o^2}{12 \lambda_g} \ln \left( \frac{t_g - t_o}{t_g - t_b} \right) \dots \dots \dots (3)$$

ただし、 $l$ : 物理的遅れ (時間)

$t_g$ : 空気温度

$t_b$ : 発火温度

$\gamma_b$ : 油の比重

$D_o$ : 油粒直径

$t_o$ : 油粒の最初の温度

$C_b$ : 油の比熱

$\lambda_g$ : 空気の熱伝導率

噴射油粒の大きさ  $D_o$  は次式<sup>2)</sup>で示される。

$$D_o = 70.5 \frac{d}{W_n} \left( \frac{s}{\gamma_b} \right) \left( \frac{\gamma_b}{\gamma_a} \right)^{0.25} \sqrt{g} \left[ 1 + 3.31 \frac{\nu \sqrt{g}}{\sqrt{s \gamma_b d}} \right] \dots (4)$$

ただし、 $d$ : ノズル直径

$s$ : 表面張力

$\nu$ : 油の粘度

$W_n$ : 噴出速度

$\gamma_a, \gamma_b$ : 空気および燃料の比重

なお、油の物理的性質としての比熱  $C_b$  は次式<sup>3)</sup>で示される。

$$C_b = (0.403 + 0.00081 t) / \sqrt{\gamma} \dots \dots \dots (5)$$

ただし、 $t$ : 温度

$\gamma$ : 比重 (15/4°C)

(3)式より、ブレンド割合によって  $l$  に大きな影響を与えるものとして  $\gamma_b, C_b, D_o$  及び  $t_b$  が考えられる。

$\gamma_b$  は Table 1 から、A 重油より C 重油の方が大きい。従ってブレンド割合の大きい方が  $\gamma_b$  は増す。

$C_b$  は(5)式から  $1/\sqrt{\gamma}$  に比例する。

(4)式について考えるとブレンド割合を増すと  $s$  および  $\nu$  は大きくなり、特に  $\nu$  は Fig. 3 に示すごとく急激に大きくなる。従って、燃料噴射管及び燃料噴射弁での流動抵抗が大きくなり、 $W_n$  は小さくなる。

これらの事からブレンド割合を増せば  $D_o$  は大きくなる。そのため(3)式から、 $l$  は  $D_o^2$  に比例することになる。しかし実際に噴射される油粒には種々の大きさのものが存在するので、発火に最適の大きさの油粒があれば、発火遅れは平均油粒径にあまり関係のないものと考えられる。

次に発火温度  $t_b$  について考えると、炭化水素燃料の場合、 $t_b$  は炭素原子数の増加と共に一般に低下する。これは



分子が大きいく程、分解されやすく、分解の際自由原子価を持った遊離基を放出して反応を促進する<sup>4)</sup>ためと考えられている。

しかし炭素原子数が20を過ぎると発火温度の変化は小さい<sup>5)</sup>従って、A重油とC重油では大差ないことになる。

以上のことから物理的遅れはほぼ比重で決まることになる。従ってFig. 9のブレンド割合を増して発火遅れが大きくなったうちの主要部分は化学的遅れによることになる。すなわち、ブレンド割合の少ない間は物理的遅れの増加は小さく、化学的遅れの増加が大部分であるが、ブレンド割合が多くなると物理的遅れの増加割合も増し、70%を過ぎると両方の増加によって更に発火遅れは大きくなる。

### 5・3 最高圧力

Fig. 10から、最高圧力 $P_{max}$ はNo. 3及びNo. 4シリンダ共にブレンド割合を増して80%位までは高くなっているが、80%を過ぎると逆に急激に低くなっている。

この理由として、次の事項が考えられる。

#### 1) 供給熱量の影響

ブレンド割合が変わっても負荷が変わらないので、燃料ポンプの有効行程はほぼ一定と考えられる。従って比重の大きいC重油の割合が多くなると、供給熱量は多くなる。

#### 2) 発火点の影響

Fig. 9に示すごとくブレンド割合が増すと発火遅れが大きくなるので、発火時の可燃性混合気量が多くなり、爆発的燃焼による熱発生率<sup>5)</sup>は大きくなるが、この時にはピストンは膨張行程のため、圧力の上昇は小さくなる。すなわち、同一熱量がシリンダ内ガスに与えられても、ピストン速度の小さいT.D.C.近くの方が圧力上昇は大きい。

#### 3) 燃料ポンプ吸入率の影響

ブレンド割合を増せば急激な粘度上昇により、Fig. 7に示すごとく燃料ポンプ吸入率は低下する。

#### 4) 燃焼不良の影響

これはFig. 4, 13及びFig. 14に示すごとく、ブレンド割合が60%を過ぎると排気弁の汚損増大、透過率の急激な減少及びCOの増加となっている。

すなわち、ブレンド割合を増せば、最高圧力を1)の理由で直線的に上昇させるように動くが、2), 3)及び4)の理由により抑制及び下降させるように働くためだと考えられる。

### 5・4 最高圧力となるクランク角度

Fig. 11に示すごとく最高圧力となるクランク角度 $\theta'$ は

ブレンド割合を0%から60%まで増してもわずかしが大きくなり、60%を過ぎると急激に大きくなっている。

その理由として、ブレンド割合を増せば発火遅れが大きくなり、その間の噴射量及び平均油粒径も大きくなる。更に発火点も遅れるためと考えられる。

平均油粒径が大きくなれば、同一噴射量に対して油の表面積は減少し、受熱及び気化は減少し、発火時の可燃性混合気量は減少するが、噴射量の増加が大きければ逆に増大する。

従ってブレンド割合を増せば爆発的燃焼による熱発生率<sup>5)</sup>及び熱発生量は増し、主燃焼による熱発生率<sup>5)</sup>及び熱発生量は減少するため、発火点より最高圧力点までの角度は小さくなる。しかしブレンド割合を増せば発火点が遅れるため $\theta'$ は大きくなる。

すなわち、発火点の変化はFig. 9に示すごとく、ブレンド割合の増加に比例して大きくなっているが、ブレンド割合を60%まで増しても $\theta'$ の増加割合が小さいのは両熱発生率及び熱発生量の影響により、発火点から最高圧力点までのクランク角度を小さくする働きがあるためである。しかしブレンド割合が60%を過ぎると動粘度は急激に増し、平均油粒径の増大、沸点の上昇及び気化、燃焼の緩慢等により両熱発生率及び熱発生量の影響が小さくなるため、発火点から最高圧力点までのクランク角度を小さくする働きが減少するためである。

### 5・5 圧力上昇比

圧力上昇比 $\alpha$ は、発火して最高圧力になるまでのクランク角度とシリンダ内ガス圧力の上昇との割合を求めたもので、クランク角度で1度当たりの平均圧力上昇を示したものである。従って $\alpha$ が大きくなれば一般に圧力上昇率も大きくなると考えられる。

Fig. 12に示すごとくNo. 3シリンダの $\alpha$ はブレンド割合90%まではほぼ直線的に増加し、100%では減少している。この理由は次のように考えられる。

圧力上昇は最高圧力と発火点の圧力の差であり、発火点の圧力を一定と見なしたので、Fig. 10に示すごとくブレンド割合を増して70%を過ぎると圧力上昇の増加割合は鈍り、90%を過ぎると降下している。

一方、発火点より最高圧力点までの角度はブレンド割合を増せば逆に小さくなる。この事は前述の5・4で述べたごとく、両熱発生率及び熱発生量の影響による。すなわち、(2)式の分子が大きく、分母が小さくなるためである。しかしブレンド割合100%で $\alpha$ が減少しているのは、Fig. 10に示

すごとく  $P_{max}$  が下降するため圧力上昇は小さくなり、これに対して発火点より最高圧力点までの角度が大きくなるためである。

一方、No. 4 シリンダの  $\alpha$  はブレンド割合を増して60%を過ぎると一定の特性を示していない。すなわち No. 3 シリンダと異なった特性となっている。この理由は次のごとく考えられる。

No. 4 シリンダではブレンド割合を60%位まで増すとディーゼルノックを生じ、これが指圧線図 ( $P-\theta$  線図) に影響を与える。この影響のない  $\theta'$  を求める事が困難なため、ノッキング波形の最大値となるクランク角度を最高圧力点としたので、 $\theta'$  は大きな誤差を含むことになった。また最高圧力もノッキング波の影響を受けている。しかし  $\alpha$  に与える影響は前者の方が大きいと思われる。すなわち、ノッキング波の影響により  $\theta'$  を大きく計測したものと考えられる。

以上の事からブレンド割合を増せば圧力上昇率が大きくなると考えられるので静粛な運転ができなくなり、振動及び騒音を増すことになる。

#### 5.6 燃焼生成物と炭素性堆積物

Fig. 4 に示すごとく排気弁に付着したカーボンはブレンド割合を増しても80%まではわずかの増加であるが、80%を過ぎると急激に増大している。

Fig. 5 に示すごとく燃料噴射弁へのカーボン付着量はブレンド割合を増すと50%までは増加し、50%から80%の間は減少し80%から再び増加している。

また、Fig. 13 および Fig. 14 に示すごとく透過率およびCO比はブレンド割合を増して60%を過ぎると急激に変化している。すなわち透過率は低下し、CO比は増大している。

ディーゼル機関における燃焼不良によって生じるすす及びCOの発生機構は次のごとく考えられる。

酸素の非常に少ない高温雰囲気中で炭化水素分子が複雑な化学反応(熱分解)によって、大部分の水素を取り去られ、COとなるかまたは炭素分子が重合してすすを生成する。なお燃料の炭素原子数が多くなると沸点が高くなり蒸発しにくくなる。これに対して分解温度が下がり、蒸発から分解までの期間が短く、空気の混合が十分でなく、燃料が分解温度に達したとき十分酸素と結合せずCOまたはすすを生成しやすくなる。

この事より、ディーゼル機関の燃料噴射は発火後も継続されるので受熱、気化が速やかに行われるため貫通力が急

激に減少し、噴射弁近くで気化、燃焼する量が多くなる。従ってこの部分は高温で局部的な酸素不足となりすすを生成する。特に炭素原子数が多くなると前述の理由ですすの発生は多くなる。また炭素原子数が増すと(4)式で示されるごとく油粒径が大きくなり、蒸発しにくいため燃焼室壁(主としてピストン頂部)に衝突して壁面流となるため流れの外周部では大量の空気を取り込むので燃焼を促進するが、中央部では空気(酸素)不足となりすすを生成する。

しかし、このような機構で発生したすすも高温で酸素と出会えば燃焼して消失し排気ガス中には現れない。ただしこのすすの燃焼には混合気の燃焼と比較して長時間を要し、ピストンの下降による膨張でガス温度が下がったり、壁面近くで冷却により局部的に温度の低下した所ではすすの燃焼は起こらず、排気ガスと共に排出される。

これらの理由によりブレンド割合が60%を過ぎると排気ガス中のすす発生が多くなる。

また排気ガス中のすす量と排気弁に付着したカーボン量から排気ガス中のすす量と排気系の汚損とは比例すると言える。すなわち、不完全燃焼によって生成されたすすとCOの発生量及び排気弁への付着量との相互の特性は、Fig. 13, 14 及び Fig. 4 に示すごとく非常に類似している。

次に Fig. 5 の燃料噴射弁へのカーボン付着量は前述のごとく、高温で局部的酸素不足となりやすい所であるからブレンド割合を増せばカーボンの付着量も増加するものと思われる。しかし、50%を過ぎると逆に減少しているのは、カーボンフラワ等の付着量がある程度増せば自然に脱落し、付着と脱落が繰り返される。測定量はこの脱落した量を含んでいないためと考えられる。従って、脱落することによってある一定量を超えなければ燃料噴霧の悪化も少なく、そのための燃焼不良に与える影響も少ないと考えられる。

## 6. ま と め

小型機関を用いて、加熱なしで11種類のA/Cブレンド油(油温22~25.5°C)による運転実験を行い、その使用可能な限度割合を把握することができた。

すなわち、その限度を与えるものとして、燃焼面、圧力上昇率(ディーゼルノック)、燃焼ポンプ吸入率があり、これらの点よりA/Cブレンド割合は60%(C重油の重量割合、油の粘度は52 cSt)が限度と考えられる。

また本実験の結果より、燃料噴射時期の変更及びわずかな油の加熱を行えば、A/Cブレンド割合を更に相当増加することが可能であろう。

文 献

- 1) 八田桂三：内燃機関ハンドブック，7版，朝倉書店，東京，1967，p. 83.
- 2) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻，15版，養賢堂，東京，1964，p. 227.
- 3) 日本機械学会：機械工学便覧，6版，日本機械学会，東京，1977，p. 12-6.
- 4) 八田桂三：内燃機関ハンドブック，7版，朝倉書店，東京，1967，p. 79.
- 5) 金岡 浩：水産大研報，21，p. 43～51 (1971).