

小型ディーゼル機関における 低質重油の使用について—Ⅲ*

加熱したA/Cブレンド油の場合

森下晋一・吉原計一・西野正見・金岡 浩

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

Influences of Heating of Fuel Oil

By

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

In previous papers, the authors described the influences of the load on combustion and on indicated thermal efficiency and the practicable limit of blending ratio of C fuel oil when non-heated A fuel oil and A/C blended fuel oil were supplied to a small-sized four-stroke-cycle diesel engine. In order to save fuel costs, it is necessary to heat the fuel oil and to increase the blending ratio of C fuel oil. But on fishing boats, there is little space for heating devices and little spare capacity of heat sources, so that the heating temperature of fuel oil is required to be as low as possible. To find the minimum heating temperature and to make clear the influences of heating of fuel oil, experiments were carried out on the condition of light and medium load, supplying A fuel oil and six kinds of heated A/C blended fuel oil to the diesel engine. The experiments clarified the effects of the heating of fuel oil on the improvement of indicated thermal efficiency, on the decrease of ignition lag and on the repression of the mean rising rate of pressure and some other influences. As a result, a limit temperature curve was obtained by which the minimum heating temperature of A/C blended fuel oil could be determined.

1. まえがき

前報¹⁾²⁾で、加熱を行わない各種のA/Cブレンド油を用いて、機関出力を変更した場合の運転実験を行い、その使用可能な限界割合は中程度の負荷で60%、低負荷で50%

であることを得た。これ以上にブレンド割合を増して燃料費の低減を図るためには加熱が必要となる。しかし、小型漁船では加熱装置のすえ付けスペース及びこれに供給する熱源の余裕が少ないので、加熱温度を極力抑えてブレンド割合を増さなければならない。そこで第3段階として、加

*水産大学校研究業績 第1053号, 1985年7月29日受理.

Contribution from Shimonoseki University of Fisheries, No.1053. Received July 29, 1985.

熱温度を変えた各種の A/C ブレンド油を用い、中程度及び低負荷の運転実験により、両負荷における運転可能な限度及び A/C ブレンド割合に対する必要な加熱温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燃料油加熱装置の様子は次の通りである。

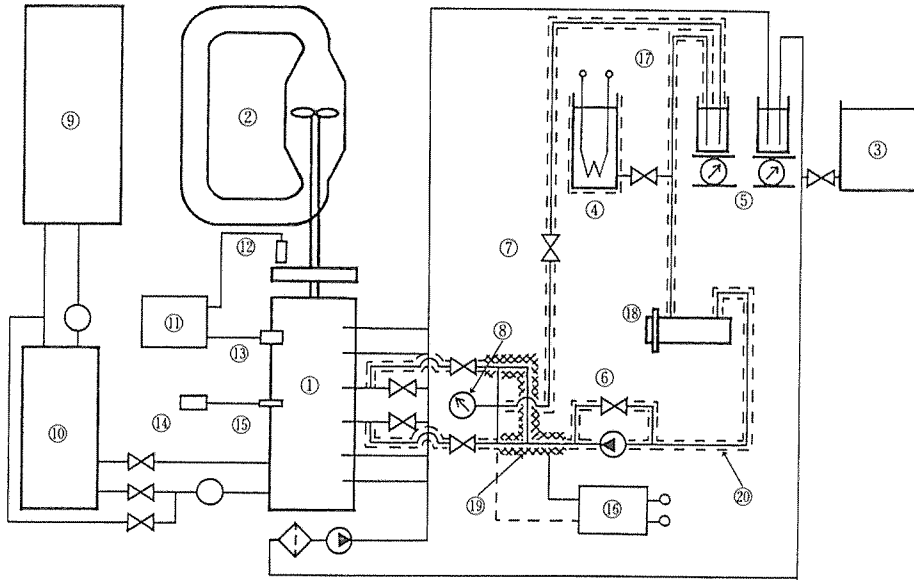


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

- | | |
|---|-------------------------------------|
| ①: Diesel engine | ⑪: Photocoder |
| ②: Circulating water tank and propeller | ⑫: Pickup of crank angle |
| ③: A fuel oil tank | ⑬: Pressure transducer |
| ④: Blended oil tank | ⑭: Soot catcher |
| ⑤: Scale of fuel oil consumption | ⑮: Exhaust gas sampling tube |
| ⑥: By-pass valve | ⑯: Automatic temperature controller |
| ⑦: Return valve | ⑰: Pipe heater |
| ⑧: Pressure gauge | ⑱: Primary heater |
| ⑨: Primary cooling water tank | ⑲: Secondary heater |
| ⑩: Secondary cooling water tank | ⑳: Heat insulator |

2・1 供試機関

| | |
|--------|----------------|
| 機関形式 | 6PSTbM-22FS |
| 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 |

2・2 燃料油加熱装置

| | | |
|---------------|---------|-------|
| 投入式電気ヒータ | 単相100 V | 500 W |
| 第1次ヒータ | 単相100 V | 500 W |
| 温度調節器付き第2次ヒータ | 単相100 V | 500 W |

2・3 系統

冷却水及び排気の系統は前報¹⁾と同様で、Fig. 1 に示す通りである。

燃料油系統はFig. 1 に示す通り、A重油とA/Cブレンド油の2系統とし、ブレンド油の温度が安定して100℃まで得られるように、ブレンド油タンクに投入式の電気

ヒータ、ブレンド油用給油ポンプの前後に第1次ヒータ及び温度調節器付き第2次ヒータを設け、更にブレンド油の配管を断熱材で保温した。

2・4 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

| | A Fuel Oil | C Fuel Oil |
|---------------------------|---------------------------|------------|
| Specific Gravity, 15/4 °C | 0.8579 | 0.9482 |
| Flash Point, °C | 92 | 116 |
| Viscosity at 50 °C, cSt | 3.23 | 175.80 |
| Carbon Residue, wt. % | 0.39 (10% Residue Carbon) | 9.44 |
| Sulfur, wt. % | 0.9 | 3.1 |
| Ash, wt. % | 0.006 | 0.013 |
| Water, vol. % | trace | trace |
| Gross Calory, cal./g | 10780 | 10400 |

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、C重油の重量割合で示し、50%から90%まで10%ずつ増した5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7種類である。

ブレンド油の加熱温度は30℃から100℃までの間を10℃間隔で、ブレンド割合によって次に示す温度範囲とした。0%ブレンド油は30℃、50%ブレンド油は500rpmの場合30℃から50℃まで及び350rpmの場合30℃から60℃まで、60%ブレンド油は30℃から60℃まで、70%ブレンド油は40℃から70℃まで、80%ブレンド油は50℃から80℃まで、90%ブレンド油は60℃から90℃まで、100%ブレンド油は70℃から100℃まで。

これらのブレンド油の加熱温度の変化が燃焼及び機関性能に与える影響を求めめるため、前報¹⁾²⁾と同じ中・低負荷に相当する2種類の機関回転数について実験を行った。

機関運転条件として、回転数を调速ハンドルにより500rpm及び350rpm、ブレンド油温度を30℃から100℃まで、ブレンド油圧力を0.7 kgf/cm²、冷却水温を45℃となるように調節した。

ブレンド油の供給はNo. 3 及びNo. 4 シリンダとし、その他の4シリンダにはA重油を供給して運転した。

ブレンド油の温度調節は、ブレンド油タンクに給油する前に設定温度より10℃位低い温度に予熱し、ブレンド油

タンク内の投入式電気ヒータでは温度低下を防ぐ程度に加熱し、ON・OFF式の温度調節器付き第1次加熱器で設定温度より5℃位低い温度に調節し、ブレンド油用給油ポンプから燃料噴射ポンプ入口部の温度が設定温度になるように自動温度調節器を用いて行った。

運転及び計測順序は次の通りである。

まず、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%ブレンド油に切り換え、油の加熱温度が30℃となるように調節し、機関回転数を500rpmとし、運転状態が安定するのを待って、Fig. 1 の⑤で示す台ばかりを用いて、1000gのA重油、500gのブレンド油を消費するに要する各々の時間を計測し、燃料消費量を求めた。

機関の運転状態を把握するため、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、ホットコーダによる全シリンダの指圧線図を紙送り速度40cm/minと200cm/secの2種類について採取した。続けて排気ガス中のすす濃度を求めめるため、前報¹⁾と同様の方法ですすを採取した。

各部の計測及び採取が終了すれば、50%ブレンド油に切り換え、ブレンド割合によって設定した各々の加熱温度で、0%ブレンド油の場合と同様な計測及び採取を行い、順次ブレンド割合を増して100%まで行った。次に機関回転数を350rpmに変更して、500rpmの場合と同様に計測及び採取を行った。

4. 実験結果

本実験に用いたブレンド油の温度と動粘度との関係は JIS K 2283 及び ASTM-D341-77 の方法により求めた。この結果を Fig. 2 に示す。また、ブレンド油の温度と比重との関係は JIS K 2249 により求めた。その結果を Fig. 3 に示す。

実験を行った 500 rpm (350 rpm) における大気条件は 20~23.5 °C (20~27 °C)、湿度 47~63 % (54~68.1 %)、気圧 758~760.5 mmHg (760~764 mmHg)。機関各部の温度は冷却水入口 34~37 °C (35~37 °C)、冷却水出口 41~46 °C (41~44 °C)、給気 33.5~38.7 °C (33.9~36.3 °C)、燃料油温度は A 重油 26.5~29.0 °C (27.5~31.3 °C)、ブレンド油は設定温度 ± 1 °C 以内 (設定温度 ± 1 °C 以内)。

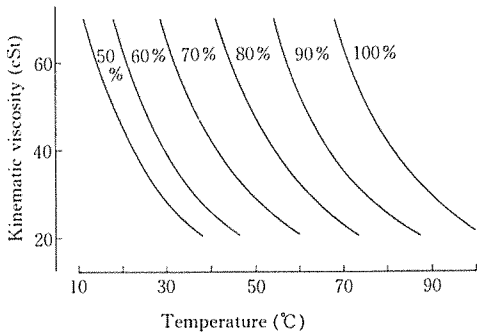


Fig. 2. Kinematic viscosity of blended oil.

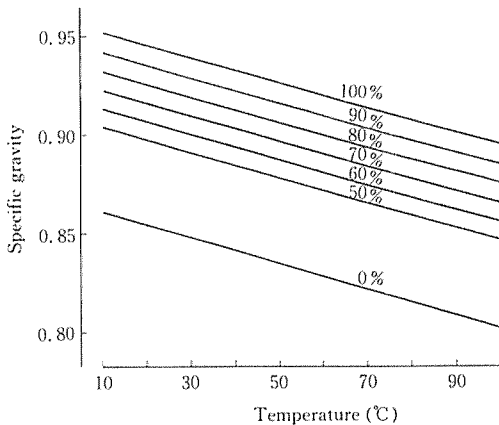


Fig. 3. Specific gravity of blended oil.

機関回転数はホットコダの発する 0.01 秒間隔のパルス線と、紙送り速度 200 cm/sec としたホットコダで記録される指圧線図とを用いて求めた¹⁾。その結果を次に示す。500 rpm のとき 508.7~495.1 rpm, 350 rpm のとき 354.0~346.6 rpm。ただし、ほとんどの回転数は 500 ± 2 rpm 及び 350 ± 2 rpm 以内である。

紙送り速度 200 cm/sec とした指圧線図から直接求める方法¹⁾により図示平均有効圧力を求め、これと先に求めた機関回転数から図示馬力を求めた。この結果を Fig. 4 に示す。ただし、回転数 500 rpm の場合を (A)、350 rpm の場合を (B) で示す。

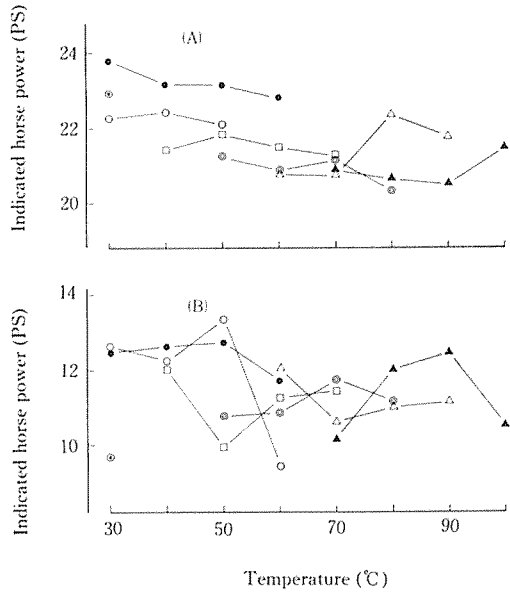


Fig. 4. Indicated horse power.

- ◎: The blended fuel oil contains 0% C fuel oil
- : The blended fuel oil contains 50% C fuel oil
- : The blended fuel oil contains 60% C fuel oil
- : The blended fuel oil contains 70% C fuel oil
- ⊙: The blended fuel oil contains 80% C fuel oil
- △: The blended fuel oil contains 90% C fuel oil
- ▲: The blended fuel oil contains 100% C fuel oil

ブレンド油を供給している No. 3 及び No. 4 シリンダの図示馬力が、機関全体の図示馬力に占める割合である負荷分担率を Fig. 5 に示す。

燃料消費量と図示馬力から図示熱効率を求め、この結果を Fig. 6 に示す。

ホトコーダの紙送り速度40 cm/min とした指圧線図から最高圧力を求め、この結果を Fig. 7 に示す。

ホトコーダの紙送り速度200 cm/sec として、0 % ブレンド油を供給したときの指圧線図の発火点（クランク角度）を基準として、この基準点と各ブレンド割合で各々の加熱温度における発火点との差（発火遅れの変化量¹⁾）を求めた。この結果を Fig. 8 に示す。また発火点と最高圧力点の角度及び圧力を計測し、発火点から最高圧力までの角度と圧力との比を求め、圧力上昇比¹⁾とした。

発火点から最高圧力点までの角度を Fig. 9 に、圧力上昇比を Fig. 10 に示す。

排気ガス温度を Fig. 11 に示す。

次に、すす濃度を求めるため、透過光量測定装置¹⁾を用いてすすを採取した濾紙（測定紙）と採取前の濾紙（白紙）との透過光量を測定し、（測定紙の透過光量/白紙の透過光量）×100を透過率とした。この結果を Fig. 12 に示す。

5. 結果の考察

5.1 運転状況

a) 運転状態

機関回転数の目標値を500 rpm 及び350 rpm とした実験

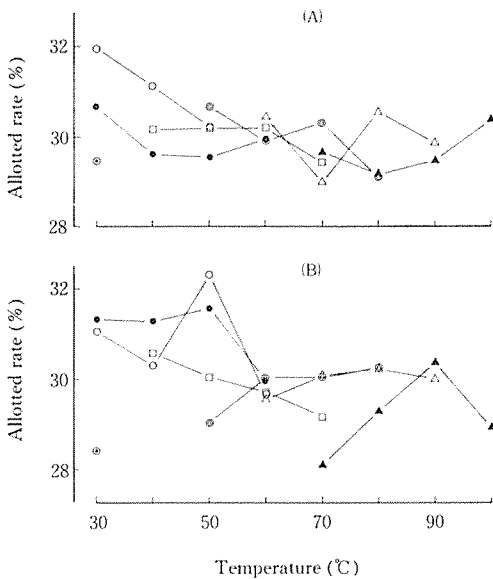


Fig. 5. Allotted rate of load.

The mark is the same as that shown in Fig. 4.

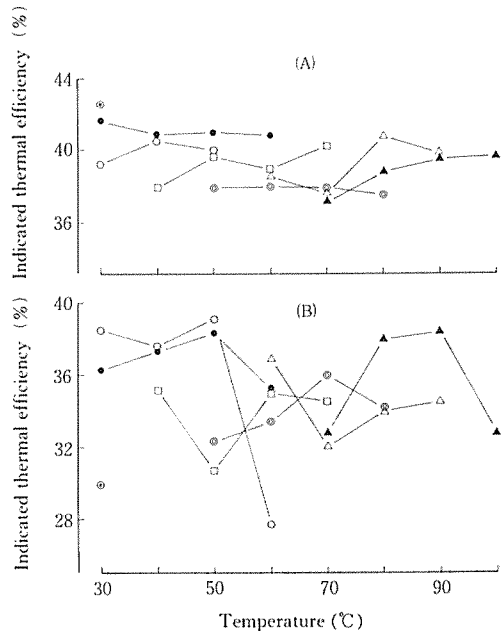


Fig. 6. Indicated thermal efficiency.

The mark is the same as that shown in Fig. 4.

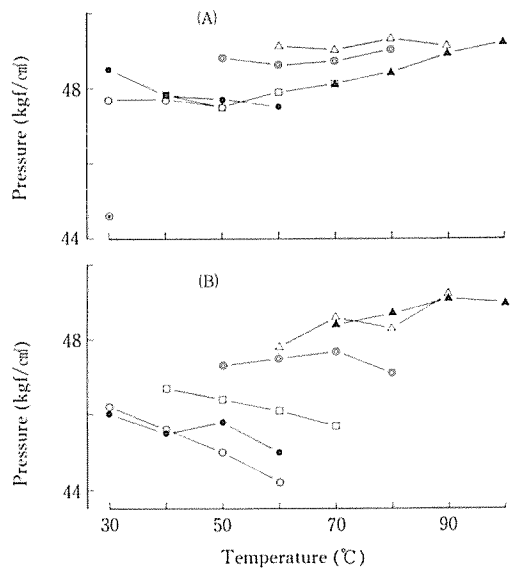


Fig. 7. Maximum pressure.

The mark is the same as that shown in Fig. 4.

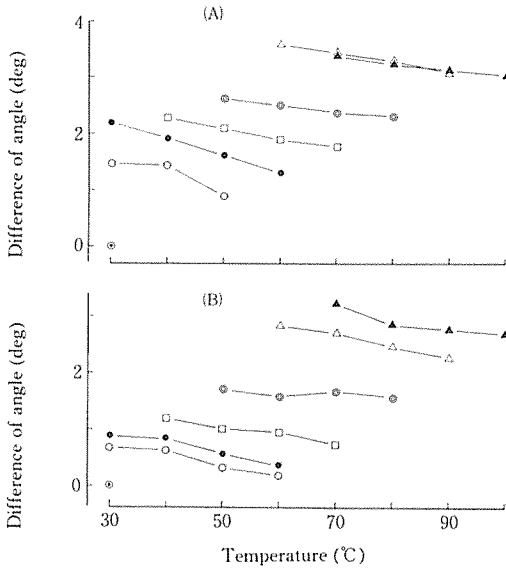


Fig. 8. Variation of ignition lag.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

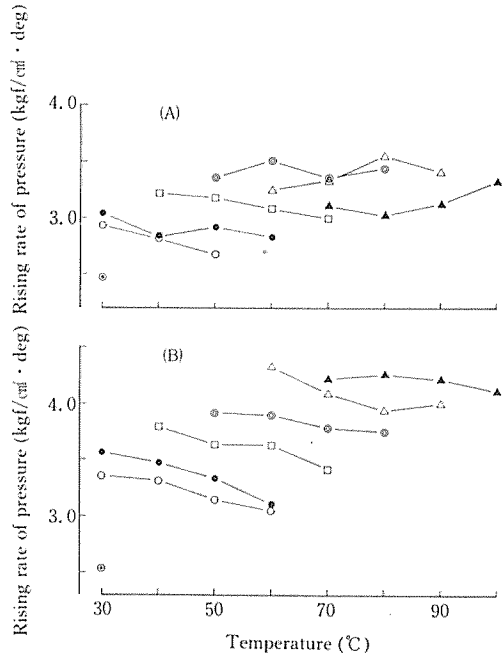


Fig.10. Mean rising rate of pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

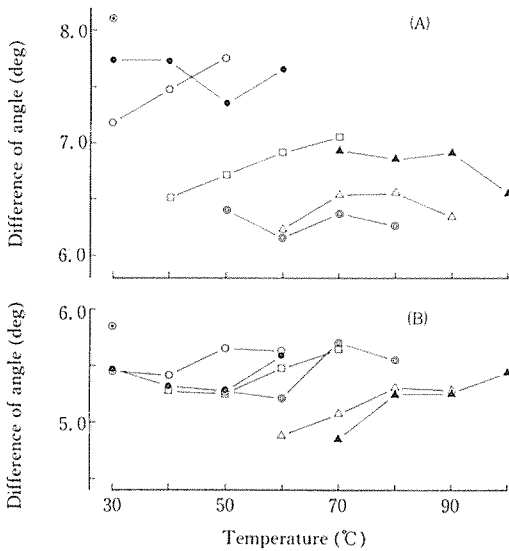


Fig. 9. Crank angle from ignition time to maximum pressure time.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

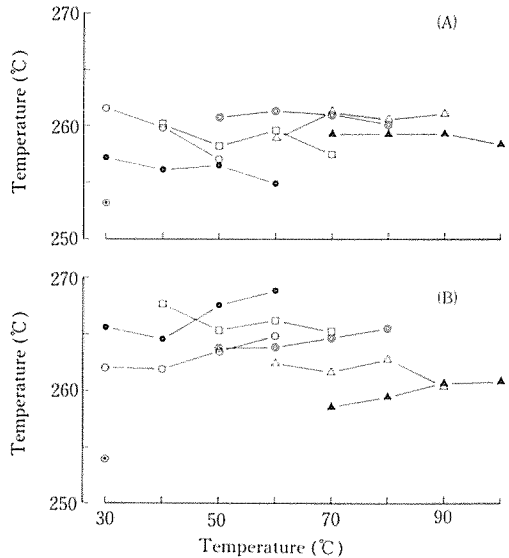


Fig.11. Exhaust-gas temperature.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

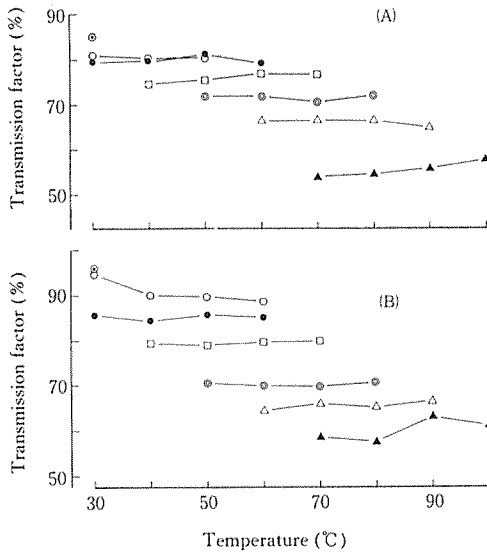


Fig.12. Density of soot.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

において、ブレンド割合及びその加熱温度を変更しても回転数、負荷及び冷却水温度等が一定となるように努めた。実験結果から明らかなごとく、変化割合は小さく、ほぼ一定と考えることが出来る。

b) 図示馬力

Fig. 4・(A) に示すように、500 rpm の場合はブレンド割合が増すと図示馬力は減少し、70% 以上ではその変化割合は小さい。加熱温度を上げるとブレンド割合の小さい場合図示馬力は減少し、ブレンド割合の大きい場合には増大している。その中間のブレンド割合ではほとんど変化していない。ただし、ブレンド割合80%で加熱温度80°Cではこの傾向を示していない。一方350 rpm の場合はFig. 4・(B) に示すように、変動が大きいため明瞭ではないが、500 rpm の場合と同様の傾向を示している。

図示馬力 N_i は次式で表わされる。

$$\begin{aligned}
 N_i &\propto P_i V_h N \\
 P_i &= P_{th} \eta_k \\
 P_{th} &= \frac{1}{A} \frac{Q}{V_h} \eta_{th} \\
 \therefore N_i &\propto Q \eta_k \eta_{th} N \quad (1)
 \end{aligned}$$

ただし、 P_i : 図示平均有効圧

P_{th} : 理論平均有効圧

V_h : 行程容積

N : 機関回転数

η_k : 線図係数

η_{th} : 理論熱効率

A : 仕事の熱当量

Q : 供給熱量

N 及び η_{th} は本実験の場合ほぼ一定と考えられるので、 N_i に影響を及ぼすものは Q と η_k となる。

Q は次式で表わされる。

$$Q = H_u F \quad (2)$$

ただし、 H_u : 低位発熱量

F : 燃料消費量

H_u は Table 1 よりブレンド割合による変化はわずかである。また油の加熱による影響も小さい。

F は機関回転数が一定ならば1回の噴射量、すなわち燃料噴射ポンプの有効行程容積と燃料油の比重で決まる。この有効行程容積はガバナによって所要の回転数を維持するように加減され、供試機関の場合にはA重油及びブレンド油を供給している燃料噴射ポンプの有効行程容積の変化は同一となる。したがって、ブレンド油を供給しているシリンダの燃焼が良好となってポンプ有効行程容積が減少した場合でも、ブレンド油用ポンプだけでなくA重油用ポンプも同じ量だけ有効行程容積は減少する。また同じ有効行程容積でもブレンド割合及び加熱温度によってFig. 3に示すように比重が変わるため、燃料消費量は変化する。

次に、 η_k は η_i / η_{th} (η_i : 図示熱効率、 η_{th} : 理論熱効率) であるから、 η_{th} を一定とすれば η_k は η_i に比例することになり、これらの関係は次式で示される。

$$\eta_k \propto \eta_i = \frac{632.5 N_i}{H_u F} \quad (3)$$

η_k に大きな影響を及ぼすものは、本実験の場合、主として燃焼の遅延及び燃焼不良と考えられる。

Fig. 4・(A) のブレンド割合が50及び60%で、加熱温度を上げれば N_i は減少している。これは加熱温度を上げることにより Q は減少し、 η_k はほとんど変わらないためである。この事は式(3)及びFig. 6・(A) から明らかである。

ブレンド割合を50%から60%に増せば N_i が大きくなっているのは、燃焼状態の変化によるものではなく機関

出力が大きいためである。これはFig. 5・(A)の負荷分担率で示すように、ブレンド割合60%よりもブレンド割合50%の方が大きいことから明らかである。

ブレンド割合70及び80%では加熱により N_f の変化が小さいのは、Qの減少割合と η_{fc} の増加割合が等しく、90及び100%では加熱により N_f が増大しているのは、Qの減少割合より η_{fc} の増加割合の方が大きい事を示している。これはFig. 6・(A)からも明らかである。

ブレンド割合80%で加熱温度80°Cにおいて N_f が小さい。これは負荷分担率及び図示熱効率も小さいことから、 η_{fc} が低下したものと考えられるが、この理由は明らかでない。

機関回転数350 rpmの場合はFig. 4・(B)、5・(B)及び6・(B)で示すように変動は大きい。これは負荷及び回転数が小さいため1回の噴射量が少なく噴射圧力、圧縮空気の圧力、温度が低く、またシリンダ内空気流動も低下するため発火、燃焼が不安定となり毎回の発生トルクが変動し、ガバナの作動による毎回の噴射量の変化及びそれに伴い更に燃焼状態の変化が大きくなるためである。このことはFig. 6で示すように、図示熱効率は明らかに350 rpmの場合の方が悪い。これは燃焼状態が悪く η_{fc} の小さいことを示している。全体の傾向は500 rpmの場合と同じである。

5・2 発火遅れ

本実験の場合、発火遅れ角の差が大きくなることは発火遅れが大きくなることを意味する¹¹⁾。したがってFig. 8・(A)、(B)に示すように、ブレンド割合を増せば発火遅れは増加し、加熱温度を上げれば減少している。この発火遅れについては前報¹¹⁾の加熱なしA/Cブレンド油の場合より、次のことが明らかとなった。

発火遅れはブレンド割合を増せばほぼ直線的に大きくなり、更にブレンド割合を増せば増加割合は大きくなる。これはブレンド割合の小さ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、両方の増加によって更に発火遅れは大きくなる。

本実験の場合、ブレンド割合を増せば発火遅れは増加するが、更にブレンド割合を増しても増加割合が大きくなるのは、ブレンド割合の小さい間は加熱温度も低く、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り、ブレンド割合が多くなるに伴って加熱温度を高くするため、ブレンド割合を増しても物理的遅れの増加割合が大きくなるためと考えられる。

発火遅れのうち物理的遅れ、並びにそれに影響を及ぼす噴射油粒及び油の比熱は次式¹¹⁾で示される。

$$l = \frac{C_b \gamma_b D_0^2}{12 \lambda_x} \ln \left(\frac{t_x - t_0}{t_x - t_b} \right) \quad (4)$$

$$D_0 = 70.5 \frac{d}{W_n} \left(\frac{S}{\gamma_b} \right) \left(\frac{\gamma_b}{\gamma_a} \right)^{0.25} \sqrt{g} \left[1 + 3.31 \frac{\nu \sqrt{g}}{\sqrt{S \gamma_b d}} \right] \quad (5)$$

$$C_b = (0.403 + 0.00081 t_0) / \sqrt{\gamma_b} \quad (6)$$

ただし、 l : 発火遅れ時間

t_x : 空気温度

t_b : 発火温度

t_0 : 油の温度

γ_a : 空気の比重

γ_b : 油の比重

D_0 : 油粒直径

C_b : 油の比熱

λ_x : 空気の熱伝導率

d : ノズル直径

S : 表面張力

W_n : 噴出速度

ν : 粘度

λ_x は温度との関係を図で示すとFig. 13³⁾となる。

式(4)より、油の加熱温度 t_0 及び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 γ_b 、 C_b 、 t_0 及び D_0 が考えられる。

γ_b はTable 1から明らかのように、ブレンド割合を増せば大きくなる。 C_b は式(6)より温度を上げれば大きくなる。 t_0 は炭素原子数の増加と共に一般に低下するが、本実験の供試燃料では一定と考えて良い¹¹⁾。ただし、圧力が高くなると低下する⁴⁾。 D_0 は式(5)により求められる。 D_0 に大きく影響を及ぼす事項として ν 、 W_n 及び S について考える。 ν はFig. 2で示すように、温度を上げると粘度は小さくなる。ブレンド割合が大きい程その割合も大きい。また、温度を上げれば粘度が急激に小さくなることによって、噴射系での流動抵抗が減少し、 W_n は大きくなる。 S は温度が上がればほとんど直線的(0.07~0.075 dyne/cm/°C)に下がる⁵⁾。これらの結果から、ブレンド割合を小さく加熱温度を上げれば D_0 は小さくなる。

以上のことよりブレンド割合を小さく、加熱温度を上げれば l は小さくなる。

また、機関回転数 N の変化が式(4)の l に影響を及ぼす因子として t_b , t_c , λ_n 及び D_n が考えられる。 t_b は前述のように圧力が高くなると低下する。この事から N を増せば給気圧力が高くなり、更に冷却及びガス漏洩時間も短くなるため、圧縮圧力及び t_c は大きく、 t_b は低くなる。 λ_n は Fig. 13 から明らかなように、 N を増せば t_c が上がるため大きくなる。次に D_n は式(5)で示されるように、 W_n の影響が大きい。 N を増せば燃料ポンプのプランジャー速度を増し、噴射圧力が高くなるため W_n は大きくなる。したがって D_n は小さくなる。しかし、前報¹⁾に述べたように l は D_n にあまり関係しない。

以上の事から N を増せば l は小さくなる。Fig. 8 はクランク回転角度で示されているが、これを時間に換算すれば明らかに 500 rpm の方が l は小さくなっている。

式(4)では燃料と空気との相対速度について考慮されていないが、実際には機関回転数及び加熱温度を上げればシリンダ内空気流動及び W_n が増し、油粒と空気との相対速度が大きくなり、油粒は受熱、気化、混合気生成が速やかに行われ、 l は小さくなると考えられる。いま回転数を一定とすれば、加熱により l に最も大きな影響を及ぼすものは粘度変化と考えられる。そこで発火遅れと粘度の関係を求めると Fig. 14 となる。この図から粘度は発火遅れに大きな影響を及ぼし、ブレンド割合が小さい場合にその影響が大きいことが明らかである。また同一粘度においてもブレンド割合によって発火遅れは大きく異なっている。これはブレンド割合によって化学的遅れの占める割合が大きいためである。したがって、ブレンド割合の小さいものは物理的遅れの占める割合が大きくなるので、粘度の変化に対する影響が大きくなったものとする。Fig. 8・(A) 及び Fig. 14・(A) に示すように、ブレンド割合 90% と 100% において温度との関係ではほとんど差がないが、粘度との関係では同一粘度において発火遅れが大きくなっている。これはブレンド割合が大きく加熱温度の低い場合には、加熱による粘度変化が大きいためである。したがってブレンド割合の大きい場合には加熱の影響が大きいことを示している。

これらの結果から、本実験の加熱温度範囲では油の加熱による発火遅れの変化は主として物理的遅れの影響によるものといえる。

5・3 最高圧力

Fig. 7 に示すように、最高圧力はブレンド割合を増せば高くなる。加熱温度を上げると、ブレンド割合の小さい場合には最高圧力は低くなるが、ブレンド割合を増すにした

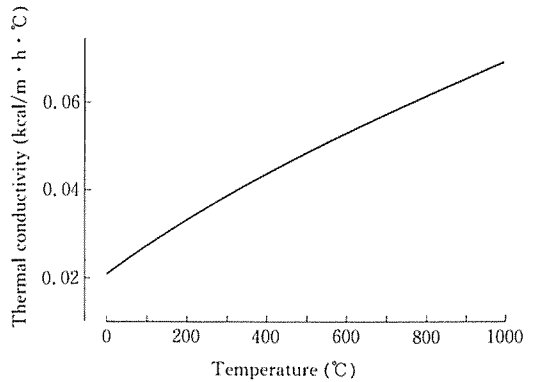


Fig.13. Thermal conductivity of air.

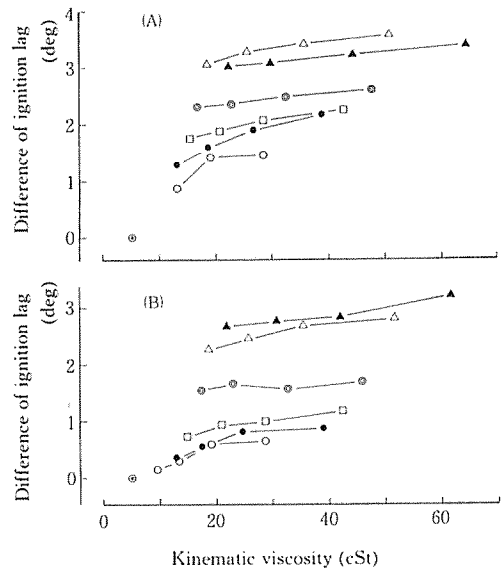


Fig.14. Variation of kinematic viscosity and ignition lag. The mark is the same as that shown in Fig. 4.

がい逆に高くなる。また、回転数500 rpmと350 rpmの場合について最高圧力を比較すると、ブレンド割合の大きいときには大差ないが、350 rpmの場合にはブレンド割合を減ずると低下割合が大きくなり、また加熱の影響も大きい。

最高圧力は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} P_c &= \epsilon^m P_H \\ P_{max} &= \rho P_c = \epsilon^m \rho P_H \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ただし、 P_{max} ：最高圧力

ρ ：爆発度

ϵ ：圧縮比

P_c ：圧縮圧力

P_H ：給気圧力

m ：ポリトロプ指数

供試機関は過給機付きのため回転数を増せば P_H が大きくなり、更に圧縮行程中の冷却及びガス漏洩時間が短くなるため、 P_c は大きくなる。ただし、指圧線図から P_c は明らかでないため、本実験では P_c を発火点の圧力とみなす、また ϵ 、 m も一定と仮定する。 ρ は発火時の可燃性混合気量と発火時から最高圧力時までに生成された可燃性混合気量によって決まり、この量を増せば ρ は大きくなる。ただし、 ρ に大きく影響を及ぼすのは前者である。可燃性混合気量は発火遅れ期間中の噴射量、噴射率、油粒径、油粒と空気との相対速度及び圧縮圧力、温度の影響を受ける。ブレンド割合を増せば P_{max} が高くなるのは、発火遅れが大きくなるため発火点はT.D.C.に近づき発火点の圧力 P_c は高くなり、更に発火遅れ期間中の噴射量が増し発火時の可燃性混合気量が多くなるためである。

次に加熱による影響は、ブレンド割合が小さい場合はFig. 8に示すように、発火遅れが小さく加熱により更に小さくなるため P_c は低くなり、またFig. 3に示すように、温度上昇に伴い比重が小さくなる。このため発火時の可燃性混合気量は少なくなる。

一方ブレンド割合が大きい場合に最高圧力が高くなるのは、ブレンド割合が大きい場合発火遅れは大きく、発火点はT.D.C.に近いので加熱により発火遅れが小さくなくても P_c の低下はわずかであり、また発火遅れ期間中の噴射量も減少するが、粘度の低下により噴射率、油粒径及び油粒と空気との相対速度の影響により、噴射量の減少よりも蒸発率の増加の影響の方が大きく発火時の可燃性混合気量は増加するためと考えられる。

回転数の影響は、回転数が小さいと前述の理由により

P_c は低くなり、発火遅れ時間も大きくなる。また噴射圧力も低く油粒径は大きく、油粒と空気との相対速度は小さく圧縮温度も低くなる。更に、回転数が小さくブレンド割合も小さい場合は P_c は低く、更に発火時の可燃性混合気量も小さくなるため最高圧力は低い。ブレンド割合を増すにしたがって発火遅れが長くなるため、発火点はT.D.C.に近づくため P_c は高くなり、また発火遅れ期間中の噴射量が多くなり、発火時の可燃性混合気量も多くなる。更に、発火時から最高圧力時までに生成される可燃性混合気量はこの間の時間にも影響を受ける。Fig. 9に示すように、回転数の小さい方がこの間の角度は小さいが、回転比の関係から時間は長くなる。両図よりブレンド割合を増せばこの間の角度は小さくなるが、350 rpmの場合にはブレンド割合を増しても減少割合は小さい。すなわち、ブレンド割合を増せば500 rpmの場合より発火時から最高圧力時までの時間が長くなり、この間に生成される可燃性混合気量も多くなる。この傾向は回転数を小さくすれば増大するため、350 rpmの場合ブレンド割合が小さいとき、最高圧力は500 rpmの場合より低いブレンド割合を増せば高くなり、ブレンド割合が100%では大差なくなる。

5・4 圧力上昇比

Fig. 10よりブレンド割合を増せば圧力上昇比は大きくなる。ただし500 rpmでブレンド割合100%の場合は適合しない。圧力上昇比は加熱温度を上げるとブレンド割合の小さい場合には減少するが、ブレンド割合を増せば加熱の影響は顕著に示されていない。また回転数の大きい方が圧力上昇比は小さくなっている。

圧力上昇比は、発火点から最高圧力となるまでの角度とその間におけるシリンダ内ガス圧力の上昇との割合であるから、 $(P_{max}-P_c)$ を大きく、発火点より最高圧力までの角度を小さくすれば、圧力上昇比は大きくなる。

Fig. 7よりブレンド割合を増せば最高圧力は高くなり、発火点圧力はFig. 8より明らかのように、発火遅れが大きくなるとT.D.C.に近づくため高くなる。しかしブレンド割合の大きい場合には発火点がT.D.C.に近いので、 P_c の上昇は非常に小さい。したがって、 $(P_{max}-P_c)$ は大きくなる。一方、Fig. 9よりブレンド割合を増せば発火点より最高圧力までの角度は小さくなっている。ただし、500 rpmのブレンド割合90及び100%の場合には適合していないが、その結果、ブレンド割合を増せば圧力上昇比は大きくなる。500 rpmでブレンド割合が100%の場合に圧力上昇比が小さいのは、最高圧力が下がり発火点より最高圧力

までの角度が大きくなっているためである。

最高圧力が下がるのは、ブレンド割合を増せば発火点及び発火点から最高圧力となる角度までに生成される可燃性混合気量は多くなるが発火点が遅れ、最高圧力となる角度はT.D.Cを大きく過ぎ、膨脹行程が進むためである。一方、発火点から最高圧力となる角度が大きくなるのは、最高圧力となる角度の遅れが発火点の遅れより大きいためである。

次に加熱温度による影響について考えると、ブレンド割合が小さい場合、加熱温度を上げると5・3で述べた理由により最高圧力も発火点圧力も下がる。その割合は最高圧力の方が大きいため($P_{max}-P_c$)は小さくなり、また発火点から最高圧力までの角度は大きくなるため、圧力上昇比は小さくなる。

一方ブレンド割合が大きい場合、加熱温度を上げると最高圧力は高くなるが、発火点圧力はほとんど変わらないため($P_{max}-P_c$)は大きくなる。発火点から最高圧力までの角度は、500 rpmの場合ほとんど変わらず、350 rpmの場合大きくなるため、圧力上昇比は500 rpmの場合わずかに大きくなり、350 rpmの場合ほとんど変わらない。

回転数の影響について考えると、回転数を増せば5・2で述べた理由と、更に供試機関の燃料噴射装置の調節は噴射始めを一定とする方式のため、発火点はT.D.Cに近づくことにより P_c は高くなる。一方最高圧力は500 rpmの場合、ブレンド割合による変化は小さく、350 rpmの場合、ブレンド割合を増せばほぼ同一となっている。これに対して発火点より最高圧力までの角度は、350 rpmの場合の方が小さい。その結果、回転数の高い方が圧力上昇比は小さく、ブレンド割合を増すほどその傾向は大きくなる。

5・5 排気ガス温度

Fig. 11に示すように、500 rpmの場合、ブレンド割合による排気温度の変化は小さく、350 rpmの場合、ブレンド割合を増せば排気温度は低下している。加熱による影響は500 rpm、350 rpmの場合ともに顕著でない。次に回転数の影響は、350 rpmの場合、ブレンド割合の小さいとき排気温度は500 rpmの場合より高い。しかしブレンド割合を増せば排気温度は低下し、ブレンド割合100%ではほぼ同じ温度となっている。

排気温度は理論的に、給気を排気温度まで加熱するに要する熱量と排気に失う熱量とが等しいと考え、次式で示される。

$$t_s = \frac{Q\varphi}{(G_a+F)C_p} + t_s \quad (8)$$

ただし、 t_s : 排気ガス温度

t_s : 給気温度

G_a : 給気量

F : 燃料消費量

Q : 供給熱量

φ : 排気に失う熱量の割合

C_p : 定圧比熱

Q は式(2)で示すように、理論的には発熱量 H_u と燃料消費量 F の積である。 C_p はガス温度が高く空気過剰率を小さくすれば大きくなるが、本実験の場合ほぼ一定と考えてよい。 (G_a+F) は機関出力、機関及び過給機の回転数を増せば大きくなる。 φ は燃焼不良及び燃焼の遅延により大きくなる。 t_s は気温、冷却水温度及び空気冷却器の性能等の影響を受けるが、本実験の場合4で示すように温度変化は小さい。ブレンド割合を増せば F が大きくなり、理論的には Q が大きくなるはずであるが、不完全燃焼のため燃焼効率が低下するので、実際に供給された熱量すなわち発生熱量 Q_r は Q より小さくなる。一方燃焼の遅延が大きくなり φ は大きくなると考えられ、また G_a 、 C_p 及び t_s はブレンド割合による影響は小さいと考えられる。

したがって、500 rpmの場合 Q_r の減少と φ の増加の割合がほとんど変わらないため、排気温度の変化は小さいと考えられる。ただし、ブレンド割合60%の場合に排気温度が低いのは、機関回転数から判断して燃料噴射量が少ないためと考えられる。

一方、350 rpmの場合、機関回転数が低いので圧縮圧力・温度が低く、また燃料の噴霧条件も悪くなるためブレンド割合を増加した場合、燃焼効率は低下する。したがって φ の増加より Q_r の減少の割合の方が大きいことを示している。

次に、加熱温度を上げると、 F は小さくなり Q も減少するはずであるが、発火、燃焼は促進され、燃焼効率は向上し、 Q_r は大きくなり、燃焼の遅延は小さくなるため、 φ は小さくなる。したがって加熱の影響が顕著に表れていないと考えられる。

回転数の影響について考えると、500 rpmの場合、回転数及び負荷も大きいため、 F は大きく、圧縮圧力、温度、噴霧関係及びシリンダ内空気流動等の諸条件が良くなるため、燃焼効率は向上する。したがって Q_r は大きくなる。

一方噴射量が多く、噴射時間が長くなり、等圧燃焼割合が大きくなるため ϕ も大きくなるが、給気圧力が高くなるので G_a が増加し、排気温度は350 rpm の場合とあまり変わらないかむしろ低くなる。

5・6 すず濃度

Fig. 12 に示すように、透過率はブレンド割合を増せば小さくなるが、加熱温度を上げてほとんど変わらない。回転数による影響は350 rpm の場合の方がわずかに大きくなっている。

前報¹⁾²⁾で述べたように、炭素原子数が多くなるとすすの発生は多くなる。すなわちブレンド割合を大きくすれば透過率は小さくなる。本実験の範囲では加熱温度を上げても透過率はほとんど変わらないが、前報¹⁾すなわち「加熱なし A/C ブレンド油の場合」と比較すれば、加熱した場合にはブレンド割合を増しても透過率の低下割合が小さい事が明らかである。すなわち、本実験で行った加熱温度範囲より低い温度では透過率は向上することを示している。

加熱すれば式(5)より D_0 は小さく発火、燃焼は良くなり透過率も向上するが、本実験の範囲では加熱温度が高いために、加熱の影響が顕著に表れないと考えられる。

次に回転数の影響について考えると、前報²⁾で述べたように、本計測方法による透過率は排気ガス採取管を30秒間通過するガス量によって求めるため、同一運転状態での透過率はすす濃度に比例するが、機関出力及び回転数が変われば比例しなくなる。

500 rpm の場合は機関出力及び回転数が大きいいため排気ガス圧力、排気吹出しエネルギー及び吹出し回数が増すため、排気ガス採取管を通過するガス量は多くなる。したがって、同一すす濃度の排気であればガス量の多い回転数の大きい方が透過率は小さくなるはずである。

Fig. 12 で示すように透過率に大差のないのは、350 rpm の場合は500 rpm の場合よりすす濃度が大きで、燃焼不良であることを示している。また、このことは Fig. 6 から明らかである。

5・7 限界温度曲線

各 A/C ブレンド油の必要な加熱温度は図示熱効率、発火遅れ、圧力上昇比、最高圧力及びすす濃度が影響する。これらから得られた加熱温度を Fig. 15 に示す。図中、太い線を限界温度曲線と名付け、加熱温度がこの曲線以上になるようにすれば良い。

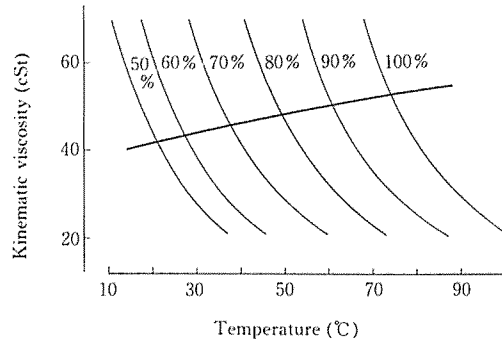


Fig.15. Kinematic viscosity and minimum temperature for heating of blended oil.

6. ま と め

小型機関を用いて、回転数を中程度及び低負荷に相当する2種類に分け、各回転数において加熱温度を変えた6種類のA/Cブレンド油による運転を行い、各A/Cブレンド割合における加熱温度が発火、燃焼及び機関性能に及ぼす影響を把握することができた。

その各A/Cブレンド油の必要な加熱温度を決定する限界温度曲線を得た。

文 献

- 1) 西野正見・金岡 浩・吉原計一・森下晋一：水産大研報，30，119～129（1982）。
- 2) 吉原計一・森下晋一・金岡 浩・西野正見：水産大研報，31，19～29（1983）。
- 3) 飯牟禮 渚：石油製品事典，産業図書株式会社，東京，1965，p.96。
- 4) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻，15版，養賢堂，東京，1964，p.215。
- 5) 飯牟禮 渚：石油製品事典，産業図書株式会社，東京，1965，p.114。