

1. 実験の目的

新たに設計し製作された機関が所期の性能を発揮することや、その機関の性能を確認するために、機関の試験法や設備が主として機関の使用目的に応じて規格化されている。しかし、これらの規格では、単に入口と出口だけを測り、機関そのものをブラックボックスとして扱っているため、吸入空気量を測っていないなど、機関の開発・研究には十分なものではない。

今回の実験は、ディーゼル機関の諸特性を把握することを目的として、補足拡充した試験法をとる。機関に供給される燃料、空気、冷却水などと、機関から得られる動力、排気ガス、冷却水などを調べ、燃料の持つ化学エネルギーがどれだけ仕事に変換され、熱がどれだけ捨てられているかを知る。

2. 実験装置

実験装置の概要を図1に示す。機関に供給される燃料と空気の量、機関の発生する動力、機関から排出されるガスの温度、冷却水の温度など、期間の運転状態を知る上で重要な項目を測定できるようになっている。燃焼室内の圧力を動的に測る指圧計、これを観測するための陰極線オシログラフ、排気ガス中の大気汚染物質観測装置などがあわせて使用される。

実験の要目

- 機関：ヤンマー SKL-PC 形ディーゼル機関
4サイクル水冷直立単シリンダ予燃焼室
シリンダ径×行程 92×100 [mm]
排気量 0.665 [ℓ]
圧縮比 20.5 : 1
燃料噴射ノズル YDN-4SK1 5L
噴射ノズル開弁圧力 135 [kg/cm²] (13.2 [MPa])
- 燃料：大協 特軽油
セタン価 55
低位発熱量 10700 [kcal/kg] (44.8 [MJ/kg])
- 潤滑油：出光 アポロイルディーゼルブ, SAE#30
- 動力計：特殊電気製造(株) UK 形交流電気動力計 UCSU-D-30
トルク腕長 0.295 [m]

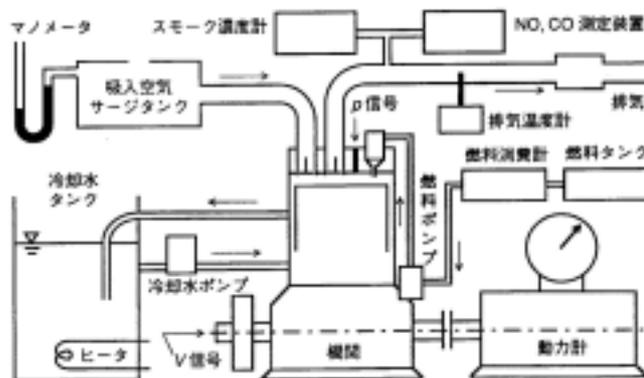


図1 実験装置の概要

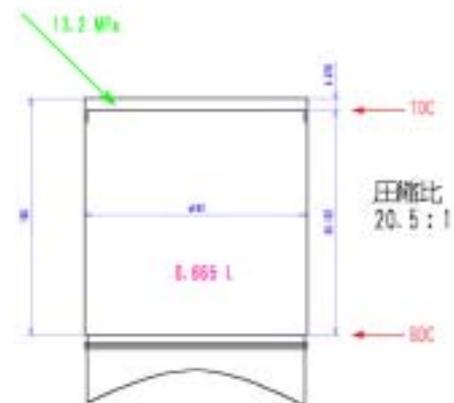


図2 ピストン概略図

3. 測定

3.1 動力の設定

機関がその出力軸に出す出力、いわゆる『正味出力』は機関出力軸の回転速度 n [rpm] とトルク T [kg-m] の積として求められる。出力として得られる仕事を吸収すると共に、このトルクの測定に使われるのが動力計で、ここでは交流電気動力計が用いられる。この電気動力計は電動機と発電機とに自動的に切り替わる。機械的な回転力が電力に変わる時に生ずる回転子、固定子間の作用反作用関係により固定子が回転しようとするトルクを測り、それを回転子の受けているトルクとする。

機関に発生するトルクは、固定子から出した腕の端に生じる力 W と軸心からの腕長 L の積として、(図3参照)

$$\begin{aligned} \text{軸トルク } T &= L \cdot W \quad [\text{kg}\cdot\text{m}] \\ &= 9.8L \cdot W \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{軸出力 } N_e &= 2 \quad n \cdot T / 75 \times 60 \quad [\text{PS}] && (\text{PS} : \text{仏馬力 } 1\text{PS} = 0.7355\text{kW}) \\ &= n \cdot T / 716.2 \quad [\text{PS}] \\ &= 2 \quad n \cdot T \times 9.8 / 60 \quad [\text{W}] \\ &= 1.026n \cdot T \quad [\text{W}] \end{aligned} \quad (2)$$

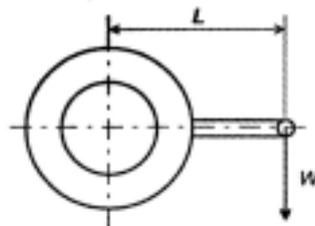


図3 軸トルク概略図

また、このときの正味平均有効圧は4サイクル機関の場合以下のようなになる。

$$\begin{aligned} \text{正味平均有効圧 } p_e &= 1 \text{ サイクルの仕事} / \text{行程体積} \\ &= 2 \times 2 \quad L \cdot W \times 100 / (1000 \times V_s) \\ &= 1.26T / V_s \quad [\text{kg}/\text{cm}^2] \\ &= 0.123T / V_s \quad [\text{MPa}] \end{aligned} \quad (3)$$

ここで V_s は行程体積 [ℓ] である。

ここでは回転速度を一定として出力試験を行う。つまり燃料の供給量を順次変えて、出力を見るのではなく、出力を設定してそのときの燃料や空気の量などを測る。機関を一定速で運転すれば出力と動力計荷重、トルク、平均有効圧は正比例の関係にある。試験負荷は定格出力に対し、その0、1/4、2/4、3/4、4/4、および10%過負荷とする。

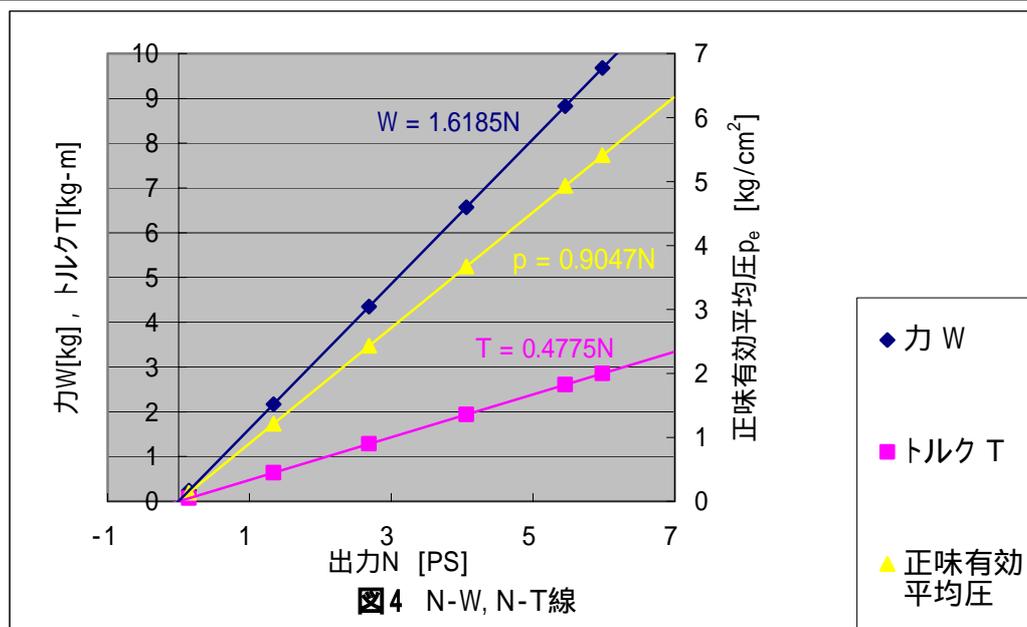
定格出力としては、この種の機関は高付加で長時間連続使用される場合も多いので、通常12時間程度連続して出し得る出力を採る。今回の実験では定格出力を回転速度1500rpmにおいて5.4PSとする。

従って、0/4、2/4、3/4、4/4、11/10の各負荷における軸トルク T 、軸出力 N_e 、正味平均有効圧 p_e は次の表1 (p.4) のようになる。

また、これらを用いる際に必要となる動力系荷重の測定値もあわせて表1に記載する。同時に表1の値を用いて出力と力・トルクの関係図を図4 (p.4) に示す。図4より出力と力およびトルクが直線関係にあることが確認できる。

表1 出力系の測定値および計算値

試験番号	1	2	3	4	5	6
負荷率 [%]	0	25	50	75	100	110
回転速度n [rpm]	1500					
軸出力(目標値) [PS]	0.00	1.35	2.70	4.05	5.40	5.94
動力系負荷W(測定値) [kg]	0.24	2.17	4.35	6.57	8.83	9.68
軸トルクT [kg-m]	0.0708	0.640	1.28	1.94	2.60	2.86
軸出力N _e [PS]	0.148	1.34	2.69	4.06	5.46	5.98
正味平均有効圧p _e [kg/cm ²]	0.134	1.21	2.43	3.67	4.94	5.41
軸出力より得られたエネルギー [kcal/min]	1.56	14.1	28.3	42.8	57.5	63.0



3.2 ディーゼル機関の摩擦損失と図示出力

機関そのものを回転させるのに必要な動力は外部へは取り出せず、常に内部で消費されるので『摩擦損失』と呼ばれる。摩擦損失にはピストンリングとシリンダとの間の摩擦や軸受けの摩擦だけではなく、燃料ポンプの駆動動力のように明らかに仕事であるものも含まれる。

発火運転時の摩擦損失を知る手段としては Willian 法を用いる。定速運転のディーゼル機関では低負荷域において単位時間あたりの燃料消費量と負荷とが実験的にほぼ直線関係となるので、このことを利用し、燃料消費量の線を負荷側へ外挿して、横軸との交点を求めることで摩擦損失が得られる。機関のシリンダで作動流体がピストンに与える動力は指圧線図が示す出力であり、『図示出力』と呼ばれる。この図示出力のうち、摩擦損失は機関の内部で失われる熱や、燃料ポンプの駆動などに使われ、その残りが『正味出力』として機関の軸出力として求められる。

したがって、3.1節で求めた負荷が正味出力である。摩擦損失と正味出力とを知ることにより、指圧線図を採取しなくとも図示出力が得られる。これらから図示平均有効圧 p_i や、機械効率 η_m も得られる。

$$p_i = p_e + p_f \quad (4)$$

$$\eta_m = p_e / p_i \quad (5)$$

ここで、 p_f は摩擦平均有効圧である。

そこで、燃料消費量を測定しなければならないのだが、今回は重量式燃料消費計（小野測器，FCW-R 型）を用いて、規定量 今回は 20 g の燃料が消費される時間を測定する。燃料消費率は単位時間に、単位出力を出すのに必要な燃料の重量として表示される。表 2 に燃料消費時間の測定値と燃料消費率を示す。

表 2 燃料消費時間，単位時間燃料消費量および燃料消費率

試験番号	1	2	3	4	5	6
負荷率 [%]	0	25	50	75	100	110
軸出力 N_e [PS]	0.148	1.34	2.69	4.06	5.46	5.98
燃料消費量 [g]	20					
消費時間(測定値) [sec]	181.23	130.96	96.77	74.82	57.19	50.43
単位時間燃料消費量 b [g/sec]	0.110	0.153	0.207	0.267	0.350	0.397
機関に与えられたエネルギー [kcal/min]	70.8	98.0	133	172	225	255
燃料消費率 [g/PS-h]	2680	410	277	237	231	239

この表 2 の単位時間燃料消費時間と出力とをグラフにしたものを図 5 に示す。

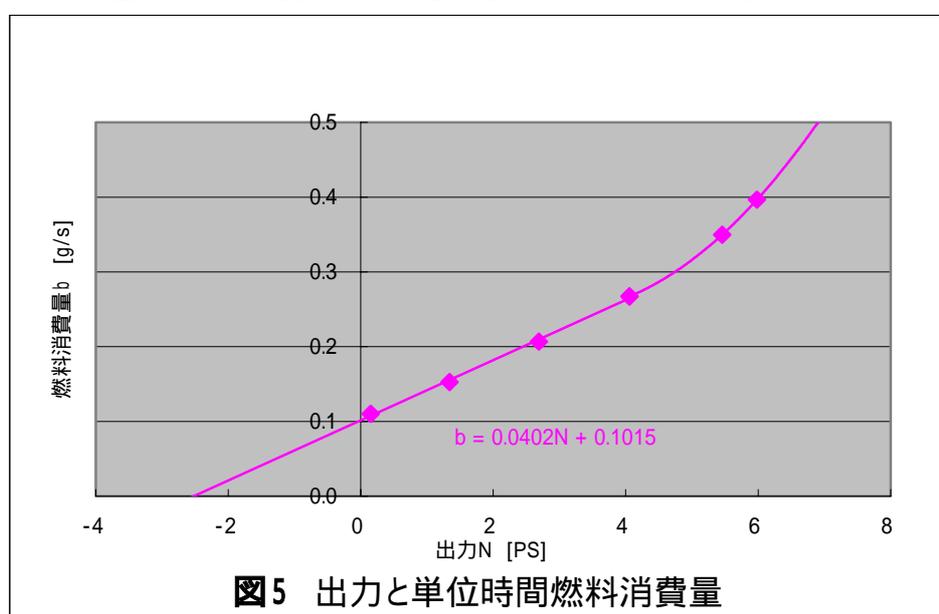


図 5 出力と単位時間燃料消費量

図 5 から分かるように、出力がアイドリング状態から定格出力の 50% ~ 75% 程度の範囲では直線関係になっていることが分かる。この結果を用いて、最小二乗法より近似直線を求めると次式となる。

$$b = 0.0402N + 0.102 \quad [\text{g/s}] \quad (6)$$

ここで、 b は単位時間燃料消費量 [g/s]， N は出力 [PS] である。

式(6)より近似直線と $b = 0$ [g/s] の軸との交点は、

$$N_{b=0} = -\frac{0.102}{0.0402} = -2.52 \quad [\text{PS}]$$

であり、これが摩擦損失分の内部仕事 N_f である。 $N_f = 2.52 \quad [\text{PS}]$

したがって、図示出力 N_i は、

$$N_i = N_e + N_f = N_e + 2.52 \quad [\text{PS}]$$

となる。また N_e は正味出力であり、これは軸出力 N_e と同値である。

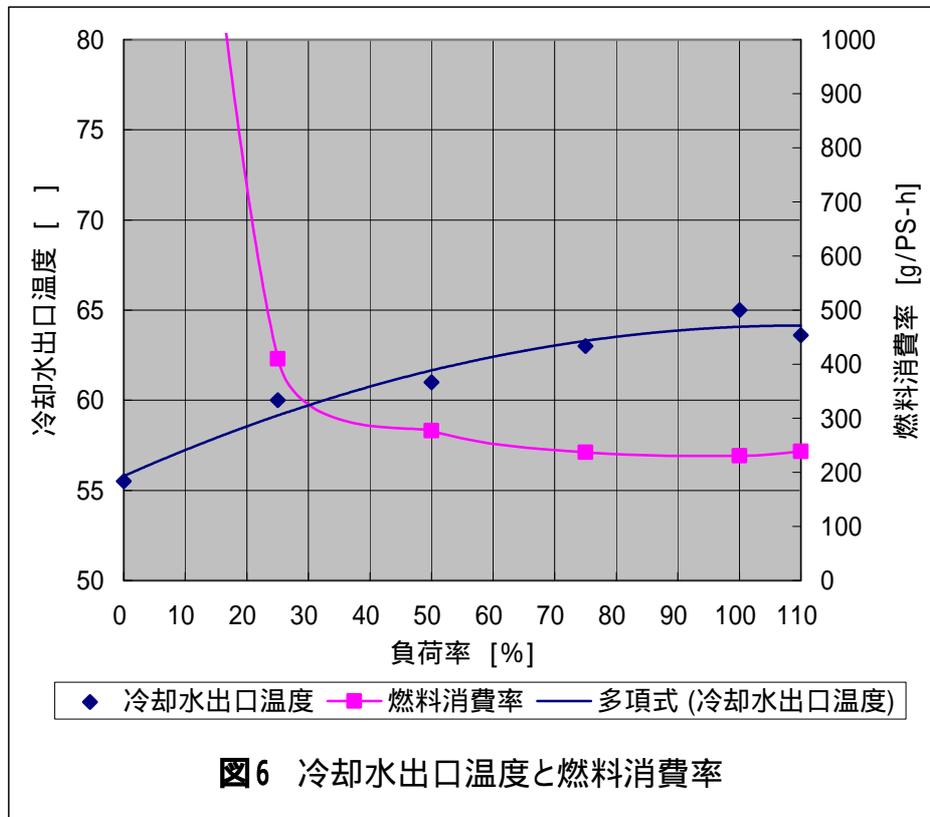
3.3 冷却水温度

冷却水の温度が下がると潤滑油の粘度が上がり、摩擦損失が増加し、燃料消費率も大きくなる。同時に着火遅れが長くなり、ノックしやすくなる。しかし一般には燃焼効率に大きな変化はないといわれている。一方、冷却水温度の最高値は機関部の局所的な熱負荷により制限を受け、通常冷却水出口温度の最高値は 65～85 の範囲にある。ここでは冷却水出口温度を常に 80 ± 3 として運転する。これには冷却水タンクに設けられたヒータを調整する。

表 3 に冷却水温度の測定値と冷却水への放熱量を示す。また、表 3 をもとに燃料消費率と冷却水出口温度の関係グラフを図 6 に示す。ただし、今回の測定では出力を変化させているため冷却水温度と燃料消費率の関係はあくまでも参考程度のものである。

表 3 冷却水系の測定値と冷却水への放熱量

試験番号	1	2	3	4	5	6
負荷率 [%]	0	25	50	75	100	110
正味出力 N_e [PS]	0.148	1.34	2.69	4.06	5.46	5.98
燃料消費率 [g/PS-h]	2680	410	277	237	231	239
冷却水流量 [kg/min]	2.80					
冷却水出口温度(測定値) [°C]	55.5	60.0	61.0	63.0	65.0	63.6
冷却水入口温度(測定値) [°C]	45.0	45.0	45.0	44.9	44.9	45.0
温度差 [°C]	10.5	15.0	16.0	18.1	20.1	18.6
冷却水への放熱量 [kcal/min]	29.4	42.0	44.8	50.7	56.3	52.1



3.4 吸入空気流量の測定

ここでは丸形ノズルを用いて空気量を測る。直径 18mm のノズルがサージタンク表面に取り付けられている (p.2 図 1 参照)。

ノズル前後での圧力差 ($p_1 - p_2$) [kg/m^2] を知れば, 入口の状態における空気流量 Q_a は,

$$Q_a = \alpha \varepsilon A \sqrt{\frac{2g}{\gamma_w} (p_1 - p_2)} \quad [\text{m}^3/\text{sec}] \quad (7)$$

となる。ここで A は断面積, α は流量係数 ($= 0.871$) である。 γ_w は気体の膨張に関する修正係数であるが, ノズル前後での圧力差が小さいときは 1 とみなすことができる。圧力差 ($p_1 - p_2$) は [mmAq] で測定するが 1 [mmAq] = 1 [kg/m^2] により [kg/m^2] に換算する。

γ_w はノズル直前における流体の比重量である。空気中に水分が含まれていなければ,

$$\gamma_d = 1.2932 \times \frac{273.15}{273.15 + t_a} \times \frac{H_0}{760} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (8)$$

ここで, t_a : 空気の温度 []

H_0 : 水銀気圧計が示す大気圧 H を 0 における水銀柱の高さに換算した値

$$H_0 = H - \alpha_H \quad [\text{mmHg}] \quad (9)$$

なお α_H の値には, レポート末尾に付録した気体燃料の発熱量測定を表 8 (p.29) を使用する。

含湿空気の場合の比重量 γ_w は,

$$\gamma_w = \gamma_d \left(1 - \frac{0.378 \psi p_{sm}}{H_0} \right) \quad [\text{kg/m}^3] \quad (10)$$

ここで, ψ : 相対湿度

p_{sm} : t_a における水の飽和水蒸気圧 [mmHg] レポート末尾表 9 (p.30) 参照

したがって,

$$(9) \Leftrightarrow H_0 = 757.8 + 2.84 = 761 \quad [\text{mmHg}] \quad (H \text{ は直線補間を用いる})$$

$$(8) \Leftrightarrow \gamma_d = 1.2932 \times \frac{273.15}{273.15 + 23.1} \times \frac{761}{760} = 1.19 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$(10) \Leftrightarrow \gamma_w = 1.19 \times \left(1 - \frac{0.378 \times 0.819}{761} \times 21.20 \right) = 1.18 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\begin{aligned} \therefore (7) \Leftrightarrow Q_a &= 0.871 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 18^2 \times 10^{-6} \times \sqrt{\frac{2g}{1.18}} \times \sqrt{(p_1 - p_2)} \\ &= 9.03 \times 10^{-4} \times \sqrt{p_1 - p_2} \quad [\text{m}^3/\text{sec}] \\ &= 54.2 \times \sqrt{p_1 - p_2} \quad [\ell/\text{min}] \end{aligned} \quad (11)$$

3.4.1 空気過剰率 (空気比)

空気過剰率 λ とは 燃料を完全燃焼させるのに必要な理論最小空気量に較べ実際にはその何倍の空気を吸入したかを示す値である。

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{Q_a}{L_{\min} b} \times \frac{273.15}{273.15 + t_a} \times \frac{H_0}{760} \times \frac{H_0 - \psi p_{sm}}{H_0} \\ &= \frac{9.03 \times 10^{-4} \times \sqrt{p_1 - p_2}}{L_{\min} b \times 10^{-3}} \times \frac{273.15}{273.15 + 23.1} \times \frac{761 - 0.819 \times 21.10}{760} \\ &= 0.814 \times \frac{\sqrt{p_1 - p_2}}{L_{\min} b} \end{aligned} \quad (12)$$

L_{\min} は燃料 1 kg を完全に燃焼させるのに必要な理論空気量で、この値は燃料の元素組成により定まり、

$$L_{\min} = \frac{22.41}{0.21 \times 12} \left\{ c + 3h - \frac{3(o-s)}{8} \right\} = 8.89c\sigma \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (13)$$

ここで、

$$\begin{aligned} c, h, o, s : & \text{燃料 1 kg 中の炭素, 水素, 酸素, 硫黄の重量 [kg]} \\ \text{燃料指数} \Leftrightarrow \sigma &= 1 + 3 \left\{ \frac{h}{c} - \frac{o-s}{8c} \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

今回使用する燃料の元素組成は重量分率で、

$$c : 0.854, h : 0.137, o : 0, s : 0.009$$

$$\text{したがって, } (14) \Leftrightarrow \sigma = 1 + 3 \left\{ \frac{0.137}{0.854} + \frac{0.009}{8 \times 0.854} \right\} = 1.49$$

$$(13) \Leftrightarrow L_{\min} = 8.89 \times 0.854 \times 1.49 = 11.3 \quad [\text{m}^3/\text{kg}]$$

$$\therefore (12) \Leftrightarrow \lambda = \frac{0.814}{11.3} \times \frac{\sqrt{p_1 - p_2}}{b} = 0.0722 \times \frac{\sqrt{p_1 - p_2}}{b} \quad (15)$$

3.4.2 体積効率

体積効率 ν は行程体積 V_s に対する実際に吸入された空気の容積比で、吸入能力を表す尺度である。4 サイクル機関の場合は次式で表される。

$$\eta_v = \frac{Q_a \times 60 \times 1000}{V_s \times n/2} = \frac{54.2 \times \sqrt{p_1 - p_2}}{0.665 \times 1500/2} = 0.109 \times \sqrt{p_1 - p_2} \quad (16)$$

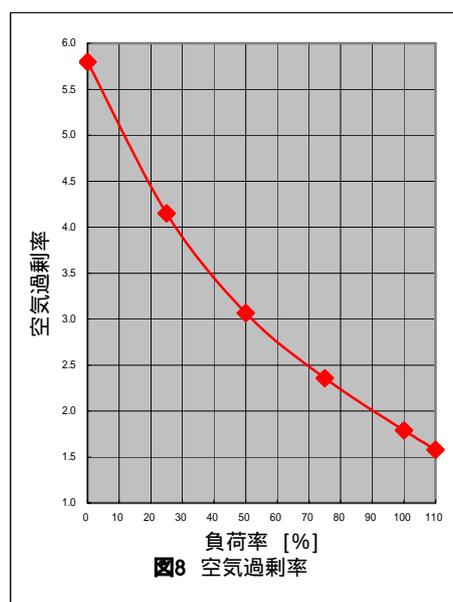
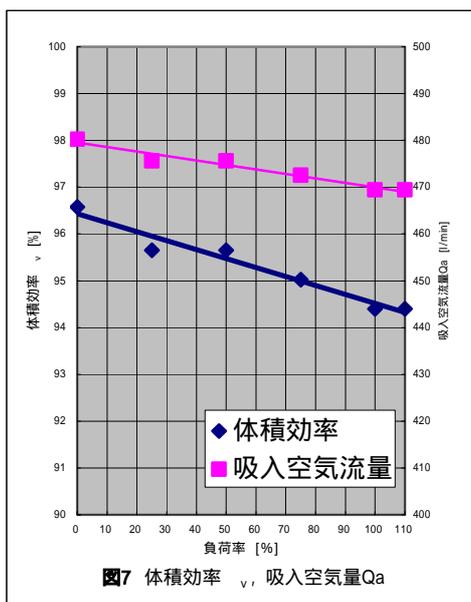
通常、ディーゼル機関は絞り弁を持たないので、回転速度一定ならば吸入空気量はほぼ一定となり、体積効率に大きな変化はない。しかし空気過剰率が小さくなり高負荷になると吸気系やシリンダ壁の温度が上昇し、残留ガスの温度も高くなるため入口状態での吸入空気量はいくらか減少し、それにとまって体積効率もいくぶん低下する。

3.4.3 吸入空気系の測定値

式(11), (15), (16)を用いて負荷率ごとの吸入空気流量、体積効率および空気過剰率を求めたものを表4に示す。また、図7、図8(p.9)に負荷率と体積効率、空気過剰率のグラフを示す。

表4 吸入空気系測定値および吸入空気流量、体積効率、空気過剰率

試験番号	1	2	3	4	5	6
負荷率 [%]	0	25	50	75	100	110
軸出力 N_e [PS]	0.148	1.34	2.69	4.06	5.46	5.98
単位時間燃料消費量 b [g/s]	0.110	0.153	0.207	0.267	0.350	0.397
ノズルによる圧力差 $p_1 - p_2$ (測定値) [mmAq]	78.5	77.0	77.0	76.0	75.0	75.0
($p_1 - p_2$) [kg/m ²]	8.86	8.77	8.77	8.72	8.66	8.66
($p_1 - p_2$) [kg ^{0.5} /m]	8.86	8.77	8.77	8.72	8.66	8.66
吸入空気流量 Q_a [l/min]	480	476	476	473	469	469
体積効率 ν [%]	96.6	95.6	95.6	95.0	94.4	94.4
空気過剰率	5.80	4.15	3.07	2.35	1.79	1.58



3.5 排気ガス分析

機関から排出される燃焼ガスの組成分析は空気と燃料との混合比やガス交換過程などを調べる目的で行われる。現在ではさらに大気汚染物質による大気汚染と関連させて考えなければならなくなっている。

排出されるガスの組成については、

- ◆ %オーダの成分； CO_2 , O_2 , H_2O , N_2
- ◆ 0.1%から ppm オーダの成分； CO , H_2
- ◆ ppm のオーダの成分；窒素酸化物 (NO_x) , 炭化水素類 (HC) , 硫黄酸化物 (SO_x)

が考えられる。ディーゼル機関では、本実験でも確認するように、かなりの高負荷時以外は一般に CO , H_2 はほとんど排出されず、含まれていても ppm オーダである。このため以前よりは域の有害性の少ない機関として構内、地下作業にも用いられている。

燃料が完全燃焼するとして、理論計算で得られる乾き排気ガスの組成は図9に示すようになる。実際の排気ガス中には未燃分としての固形炭素(すす)が以下に述べるように含まれているため、この理論値より O_2 はやや多く CO_2 はやや少なくなる。

ここでは、排気ガス中の CO および NO_x の測定を行う。 CO の測定には、掘場 CO-HC アナライザ MEXA-324F を用い、排気ガス中に CO がほとんど含まれていないことを確認する。

NO_x の測定には、掘場 MEXA-C1 形自動車排気ガス測定装置を用いる。これは排気ガスに含まれる NO_x の濃度を化学蛍光方式により連続測定する装置であり、測定原理は次の通りである。減圧下 (2~8Torr) で一酸化窒素 NO とオゾン O_3 とを瞬間的に反応させると二酸化窒素 NO_2 が生成する。このとき生成する NO_2 の一部は活性化されているため、化学発光して安定な NO_2 になる。この光を色ガラスフィルタを通して光電子倍增管で捉え、電気信号に変換して検出する。 NO の濃度とルミネセンスの光量とは正比例し、かつ上記の反応が非常に早いので、 NO の濃度をきわめて速い応答速度で、共存ガスの影響をほとんど受けることなく正確に測定することができる。 NO_2 の濃度を知りたいときには、装置に内蔵されたコンバータを通していったん NO に変換してから測定される。

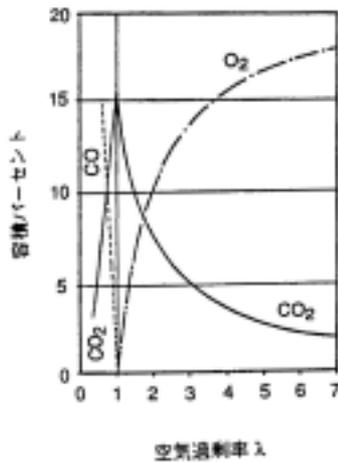


図9 理論排気ガス組成

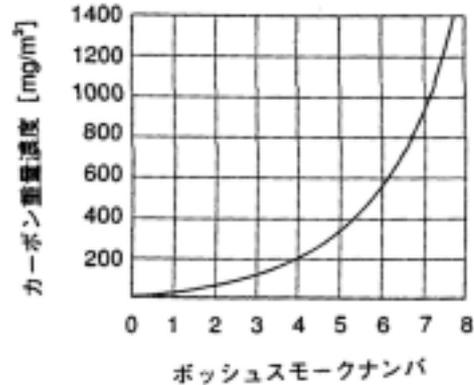


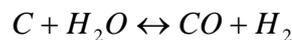
図10 カーボン濃度とボッシュスモークナンバ

3.5.1 排気黒煙の測定原理

ディーゼル機関の排出物として気体成分以外に排気黒鉛（スモーク）がある。これは径0.05mm ぐらいの微細な炭素粒子が数珠状につながったものである。この粒子の元素組成は、c : 0.95, h : 0.005, o : 0.045 程度で、ほぼ炭素とみなすことができる。ディーゼル機関ではCOの排気量が少ないので、不完全燃焼分の大部分が固形炭素として排出されることになる。

ここではスモークの測定法として最も広く使われているボッシュ式スモーク濃度計を使用する。これは濾紙濾過法であり、排気煙を濾紙にこしとり、その汚れの程度を調べるものである。排気ガスを濾紙に通して吸引するためのサンプリングポンプと、濾紙の黒さを反射光で観測するための汚染度メータから構成されている。メータに示されるスモーク値は0を未汚染濾紙の状態、10を完全な無反射状態（真黒）とした目盛りで最小0.2単位で目盛られている。使用する濾紙はNo.5Aが指定されている。ボッシュスモークナンバと排気ガス中に存在する炭素の量とは、図10のような関係にあり、これより未燃炭素濃度を知ることができる。

ディーゼル機関では常に空気過剰で運転されるにもかかわらず、シリンダ内の炎は常に黄色であって、炭素粒が発生している。その原因は正確には解明されていないが、空間的、時間的に酸素不足の場所があるので炭素が生成されると考えられる。特に炎の中に燃料油滴が入ると熱分解により炭素粒の発生が助長される。燃料油滴と空気とが完全に均一に混ざるといことは実現困難なので、いったん生成してしまった炭素が燃えてすすとして排出される分を減らすことを考えると、炭素は燃焼ガス中の他の成分と平衡を保つとして、



温度が高くなれば反応は右へと進み炭素は減ることとなる。つまり場の温度を下げるような因子はすべて黒鉛増加につながる。たとえば低負荷では燃料の量が少なく酸素が充分にあり、油滴と炎の接触が少なくなるにもかかわらず、燃料量の割には排気中のすすは増える（すなわち燃焼効率が低下する）。これは液滴まわりのガス温度や壁温が低いことが主な原因とされている。

燃焼効率 η_c は次式で定義される。

$$\eta_c = \frac{H_u - H_a}{H_u} \quad (17)$$

ここで、

- ◆ H_u : 燃料の低位発熱量
- ◆ H_a : 燃料 1 kg あたりの未発生熱量、つまり不完全燃焼で排出されなかったとしたら得られたはずの熱量

すなわち燃料の持つ発熱量のうち実際に熱に変換される割合を示す指標である。未燃排出物としては、CO、H₂、すす（固形炭素）などが考えられるが、ディーゼル機関ではすすのみを考えればよい場合が多い。

1kg の燃料中に含まれる炭素 c kg の内 c_x kg がすすとして排気されるとし、他の未燃分として CO を考えると、

$$\eta_c = \frac{H_u - 8100c_x - 21200c\lambda\sigma \cdot [CO]/[N_2]}{H_u}$$

$$\Leftrightarrow H_a = 8100c_x + 3014 \times \frac{22.41}{12} \times \frac{79}{21} \times c\lambda\sigma \times \frac{[CO]}{[N_2]} \quad (18)$$

ここで $[N_2]$ 、 $[CO]$ は乾き排気ガス中の各成分の容積分率である。

排気中のカーボン重量濃度 c [g/m³] は、

$$c = \frac{c_x}{L_{ex}} \times 10^3 \quad (19)$$

のことであり、ここに L_{ex} は燃料 1kg を燃焼させたときの排気ガスの量である。

これより、

$$c_x = c \cdot L_{ex} \times 10^{-3} \quad (20)$$

となり c はボッシュスモークナンバより決まるので、排気ガス量を知られば c_x が得られ、燃焼効率 η_c が算出できる。排気ガス量は以下のようにして知る。

吸入した空気量は燃料 1kg あたり Q_a/b [m³/kg] であり、このときの温度は t_a [] である。燃焼の前後ではモル数の増加があり、その割合 δ は、

$$\delta \cong 1 + \frac{1}{11.5} c\lambda\sigma \quad (21)$$

よって排気ガスの温度を t_e [] とすると排気ガス量は、

$$L_{ex} = \frac{Q_a}{b} \delta \frac{273.15 + t_e}{273.15 + t_a} \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (22)$$

空気中の水蒸気量を無視すると標準状態（添え字 N で表示）に換算した排気ガス量は、

$$(L_{ex})_N = \lambda \cdot L_{\min} \cdot \delta = 8.89c\lambda\sigma\delta \quad [\text{m}^3_N/\text{kg}] \quad (23)$$

と表すことができる。排気中の未燃成分が固形炭素のみならカーボン重量濃度は、

$$(c)_N = \frac{0.16(1 - \eta_c)}{1 + 11.5c\lambda\sigma} H_u \quad [\text{g}/\text{m}^3_N] \quad (24)$$

となる。カーボン重量濃度は燃焼効率と空気過剰率の関数として表されるので、燃焼効率が低下しても排気煙が必ずしも黒くなるわけではない。

一般には、燃焼効率は常に相当高い値となり、極めて 1 に近い値となるが、細かく言うと燃焼室の形状やガス温度などの影響を受けて、空気過剰率が 2 程度で最高になるようである。燃焼効率がほとんど 1 であるということは、燃料の持つ化学エネルギーはほとんどそのまま熱エネルギーになるということである。熱機関の熱効率は与えた熱を仕事に変換する効率として定義されるが、熱からではなく燃料から仕事への変換効率として取り扱ってもほとんど差はないのはこのためである。

すす分 c_x や空気過剰率 λ の値はガス分析結果から求めることもできるが、ガス分析の精度が高い場合でないとその精度はよくない。

3.5.2 排気黒煙の測定結果

式(18)～(24)を整理する。3.4.1節より、

$$\sigma = 1.49, c = 0.854 \text{ [kg]}$$

また、ポッシュスモークナンバの測定値を用いて図 10 (p.11) からカーボン重量濃度 c を求める。

以下、 c , L_{ex} , c_x , H_a , c を算出したものを表 5 に示す。

ただし、式(18)において N_2 の容積分率は次式で示す。

$$[N_2] = \frac{0.79\lambda L_{\min}}{V_e} = \frac{0.79\lambda \cdot 8.89c\sigma}{V_e} = \frac{8.94\lambda}{V_e}$$

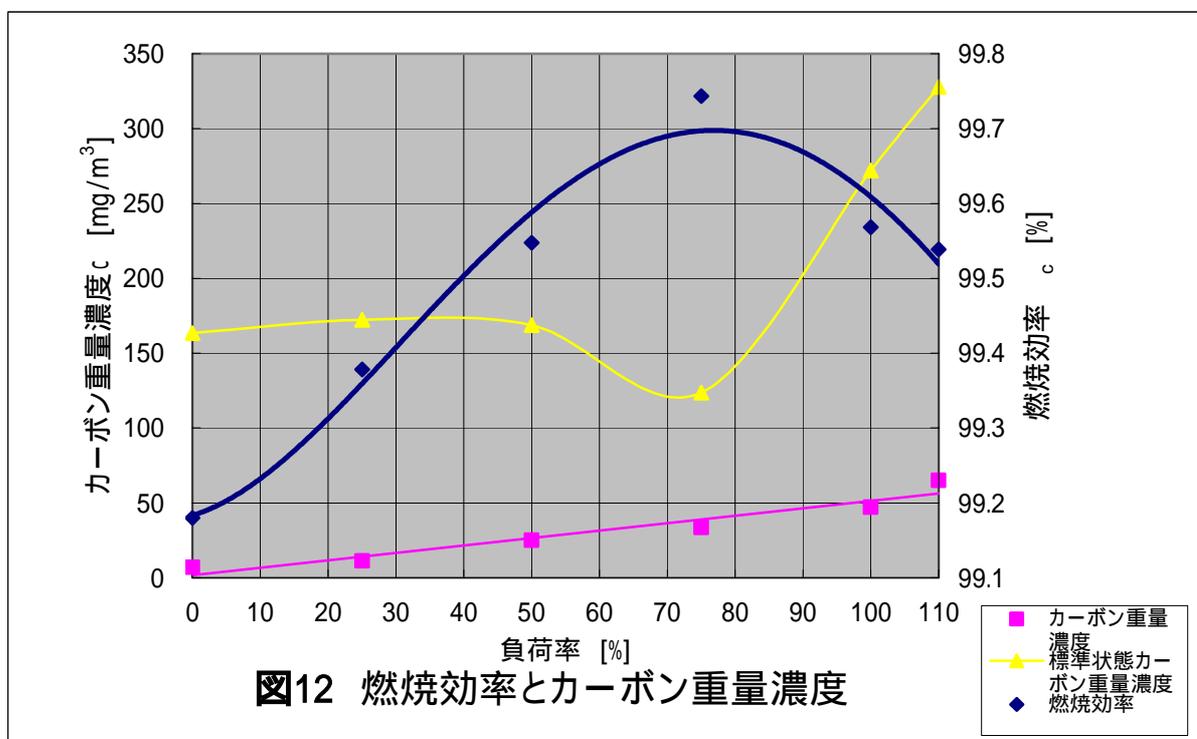
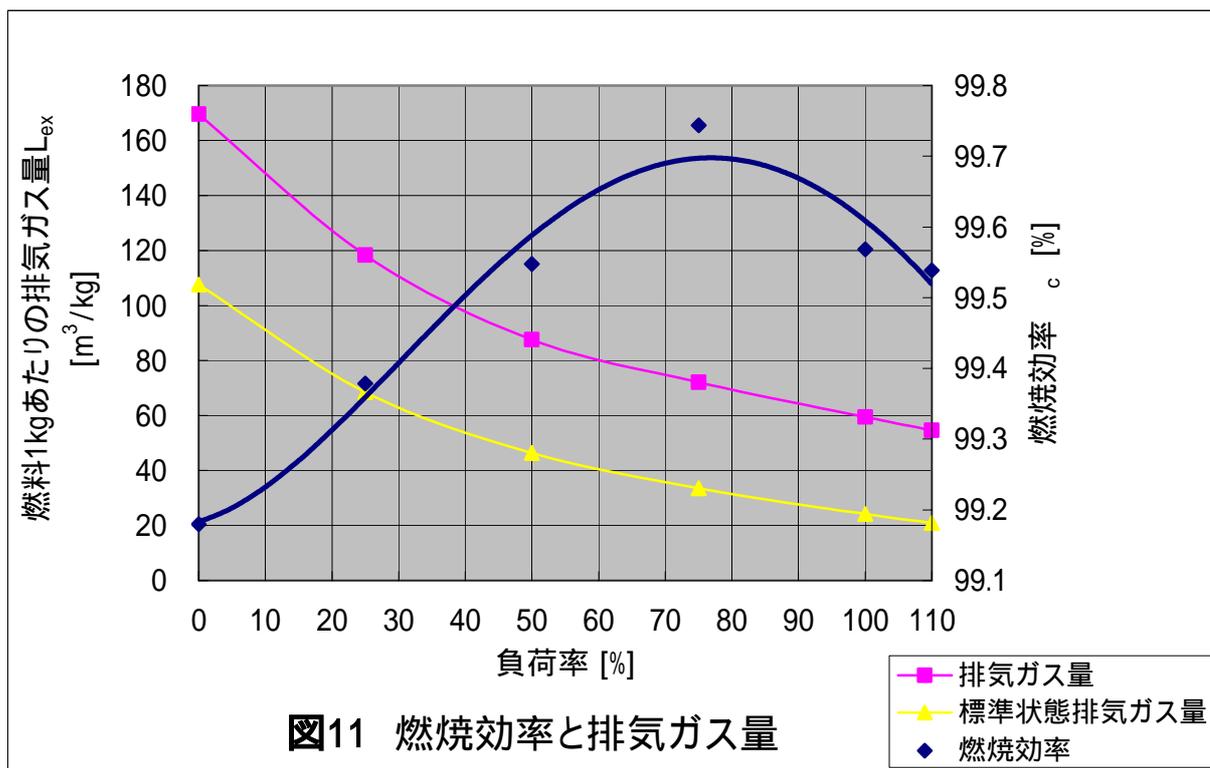
$$\text{排気体積: } V_e = (\lambda - 0.21)L_{\min} + 1.867c \quad [m^3]$$

表 5 排気系測定値および算出値

試験番号	1	2	3	4	5	6
負荷率 [%]	0	25	50	75	100	110
正味出力 N_e [PS]	0.148	1.34	2.69	4.06	5.46	5.98
吸入空気流量 Q_a [m^3 /sec]	0.00800	0.00792	0.00792	0.00787	0.00782	0.00782
単位時間燃料消費量 b [g/sec]	0.110	0.153	0.207	0.267	0.350	0.397
空気過剰率	5.80	4.15	3.07	2.35	1.79	1.58
排気体積 V_e [m^3]	64.8	46.1	33.9	25.9	19.4	17.1
排気温度(測定値) [°C]	149	190	232	302	384	426
NO濃度(測定値) [ppm]	110	140	176	208	232	225
CO濃度(測定値) [%]	0.04	0.04	0.03	0.01	0.04	0.04
N_2 濃度 [%]	80.0	80.3	80.8	81.4	82.2	82.6
ポッシュスモークナンバ(サンプリング値)	0.250	0.405	0.900	1.21	2.35	2.67
カーボン重量濃度 c [kg/m^3]	6.94E-06	1.12E-05	2.50E-05	3.36E-05	4.72E-05	6.50E-05
燃焼前後のモル数増加率	1.01	1.02	1.02	1.03	1.04	1.04
燃料1kgあたりの排気ガス量 L_{ex} [m^3/kg]	105	82.5	66.8	58.8	51.5	48.6
排気すず量 c_x [kg]	7.26E-04	9.28E-04	1.67E-03	1.98E-03	2.43E-03	3.16E-03
燃料1kgあたりの未発生熱量 H_a [kcal/kg]	84.0	63.2	44.2	23.8	43.1	46.1
燃焼効率 η_c [%]	99.2	99.4	99.6	99.8	99.6	99.6
標準状態排気ガス量 $(L_{ex})_N$ [m^3_N/kg]	66.3	47.7	35.4	27.4	21.0	18.6
標準状態カーボン重量濃度 $(c)_N$ [kg/m^3_N]	1.57E-04	1.64E-04	1.54E-04	1.07E-04	2.54E-04	3.07E-04

表 5 をもとに、燃焼効率と排気ガス量の関係を図 11 に、燃焼効率とカーボン重量濃度の関係を図 12 に示す。

図 11 でも分かるように、高負荷になるほど排気ガス量は少なくなり、特に燃焼効率と関係は見られない。対照的に図 12 を見ると、カーボン重量濃度(標準状態カーボン重量濃度)は高負荷になるほどカーボン濃度は多くなる。これは図 5 (p.5)を見ても分かるよう、高負荷になると燃料消費量が増加するため燃料の燃え残りであるカーボンの濃度も増加することが考えられる。また、燃焼効率との関連性は、図 12 を見ても分かるように、燃焼効率が最も高い範囲ではカーボン重量濃度は低下し、出力が 100% 負荷を超えて燃焼効率が下がり始めると急激にカーボン濃度が増加しているのが分かる。



3.6 効率・熱精算

燃料の持っていた化学的エネルギー、つまり発熱量に相当するエネルギーが機関の中で変換されて、どのように分配されたかを表現することを熱精算あるいは熱勘定という。燃料が完全燃焼したとき発生する熱量（低位発熱量 H_u ）を 100% として、

- (1) 有効仕事(正味仕事)
- (2) 冷却媒質に失われる熱量
- (3) 排気ガスに失われる熱量
- (4) 補機駆動、輻射などにより失われる熱量

に分ける。排気ガス損失はそのガス組成を知って、それぞれのガスの持つエントロピを乗じて積算すれば求められるが、ここでは簡略化して排気、輻射等損失として合わせて考える。図 13 に熱精算の概念図を示す。

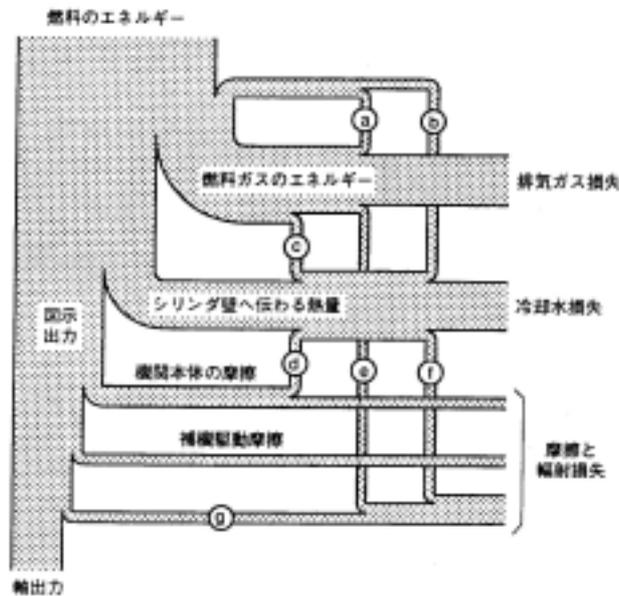


図 13 熱精算の概念図

図の記号はそれぞれ、

- a: 残留ガスおよび排気から回収される熱量
- b: シリンダ壁から吸気に与える熱量
- c: 排気ガスから冷却水に伝わる部分
- d: 摩擦熱のうち冷却水に伝わる部分
- e: 排気系統からの輻射
- f: 冷却系等およびジャケット壁からの輻射
- g: クランク壁その他無冷却部分からの輻射

まず、機械効率 η_m は P.4 式(4), (5)より次のように求められる。

$$p_i = p_e + p_f \quad (4)$$

$$\eta_m = p_e / p_i \quad (5)$$

ここで、 p_f は摩擦平均有効圧である。

したがって、3.2節で求めた摩擦損失出力 N_f を用いると、 p_f は、

$$p_f = \frac{2 \times 75 \times 60 \times 100 N_f}{1000 n V_s} = \frac{900 N_f}{n V_s} = 2.27 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

また、図示熱効率 η_i は、

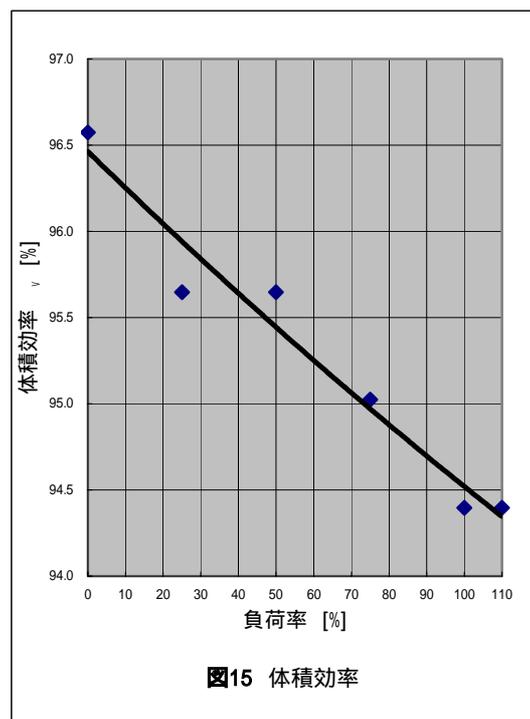
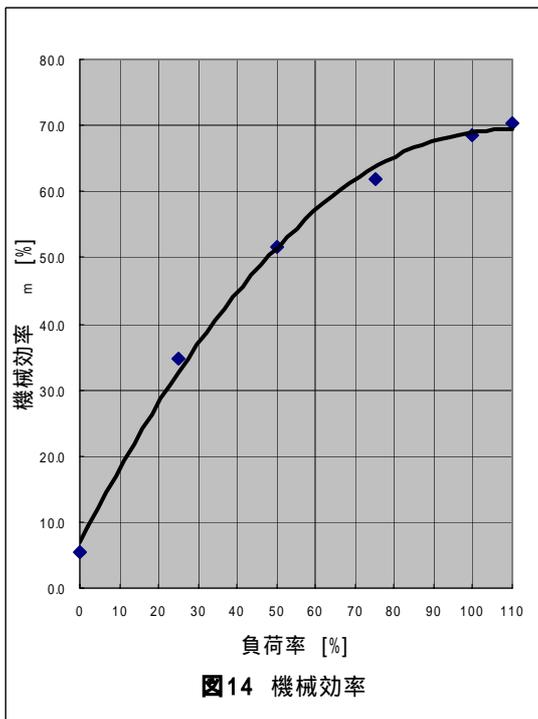
$$\eta_i = \frac{\text{軸出力で得られたエネルギー} + \text{摩擦損失分のエネルギー}}{\text{与えられたエネルギー}}$$

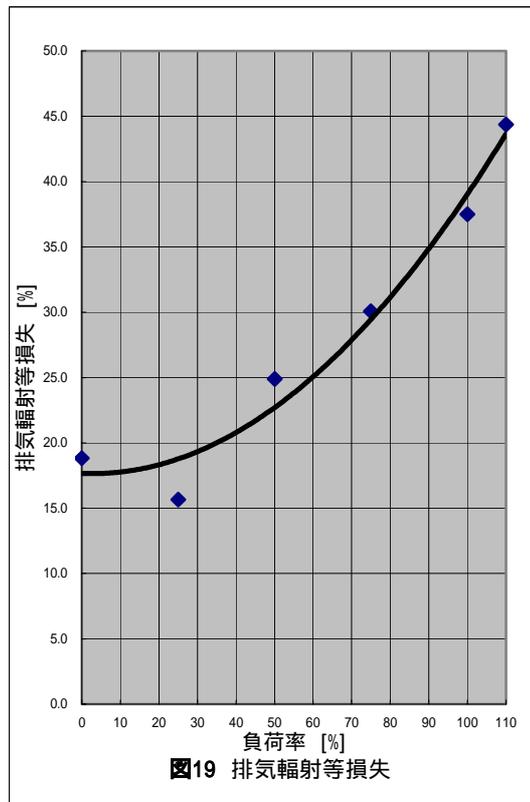
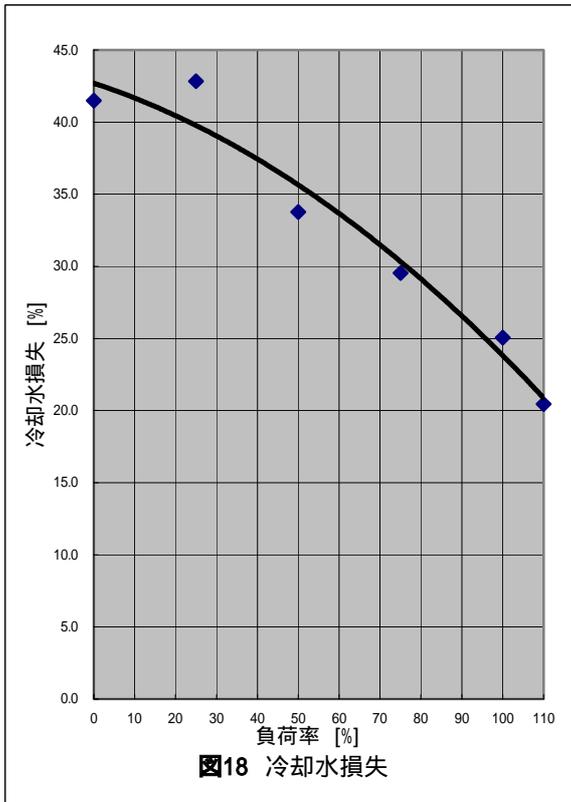
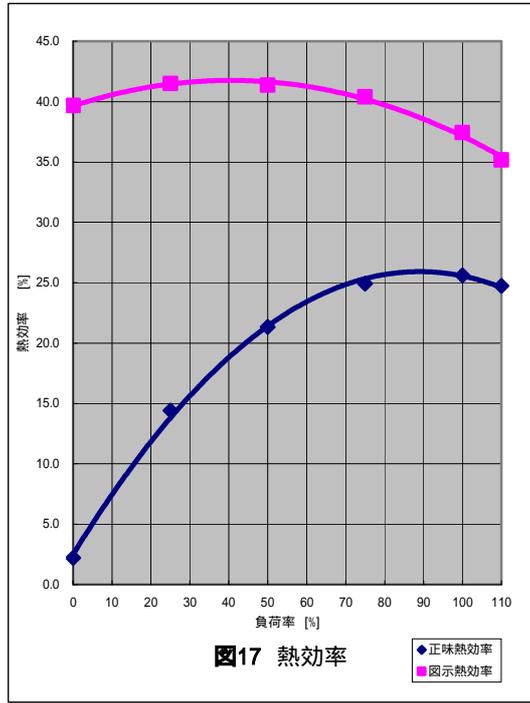
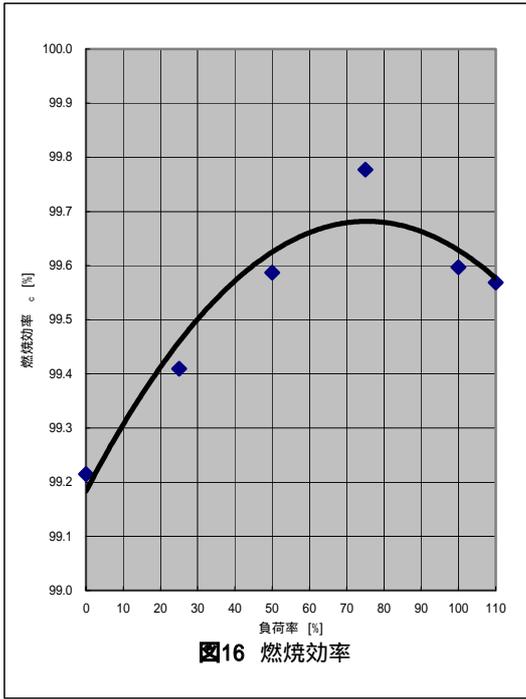
で求める。

これら効率を表6にまとめた。くわえて、図14~19に各効率のグラフを示す。

表6 各種効率

試験番号	1	2	3	4	5	6
負荷率 [%]	0	25	50	75	100	110
正味平均有効圧 p_e [kg/cm ²]	0.134	1.21	2.43	3.67	4.94	5.41
図示平均有効圧 p_i [kg/cm ²]	2.40	3.48	4.70	5.94	7.21	7.68
機械効率 η_m [%]	5.58	34.8	51.7	61.8	68.5	70.4
体積効率 η_v [%]	96.6	95.6	95.6	95.0	94.4	94.4
燃焼効率 η_c [%]	99.2	99.4	99.6	99.8	99.6	99.6
機関に与えられたエネルギー E [kcal/min]	70.8	98.0	133	172	225	255
正味出力 N_e [PS]	0.148	1.34	2.69	4.06	5.46	5.98
正味出力に使われたエネルギー E_e [kcal/min]	1.56	14.1	28.3	42.8	57.5	63.0
正味熱効率 η_e [%]	2.21	14.4	21.3	24.9	25.6	24.8
図示出力 N_i [PS]	2.67	3.86	5.21	6.58	7.98	8.50
図示出力に使われたエネルギー E_i [kcal/min]	28.1	40.7	54.9	69.3	84.0	89.6
図示熱効率 η_i [%]	39.7	41.5	41.4	40.4	37.4	35.2
冷却水への放熱量 E_w [kcal/min]	29.4	42.0	44.8	50.7	56.3	52.1
冷却水損失 [%]	41.5	42.8	33.8	29.5	25.1	20.5
排気輻射等熱量 E_{ex} [kcal/min]	12.8	14.8	32.5	51.2	83.3	112
排気輻射等損失 [%]	18.0	15.1	24.5	29.8	37.1	43.9





4. 考察

(1) この機関において燃料の持つエネルギーはどれだけ仕事へと変換されたか？

p.15 表 6 および p.16・図 16 の燃焼効率グラフを見てもわかるように、燃焼効率は 99.2% ~ 99.7% 程度である。したがって、

$$[\text{仕事率}] = \eta_c \times \eta_e$$

なので、次の表 7 のようになる。

表 7 仕事率

試験番号	1	2	3	4	5	6
負荷率 [%]	0	25	50	75	100	110
燃焼効率 η_c [%]	99.2	99.4	99.6	99.8	99.6	99.6
正味熱効率 η_e [%]	2.21	14.4	21.3	24.9	25.6	24.8
仕事率 [%]	2.19	14.3	21.3	24.9	25.5	24.6

また、エネルギーの各比率を図 20 に示す。

負荷を上げると摩擦損失および冷却水損失に変化は見られないが、排気輻射等損失が増大していることが伺える。むしろ、正味出力も増加してはいるが、それ以上に排気輻射等損失分の増加が著しい。

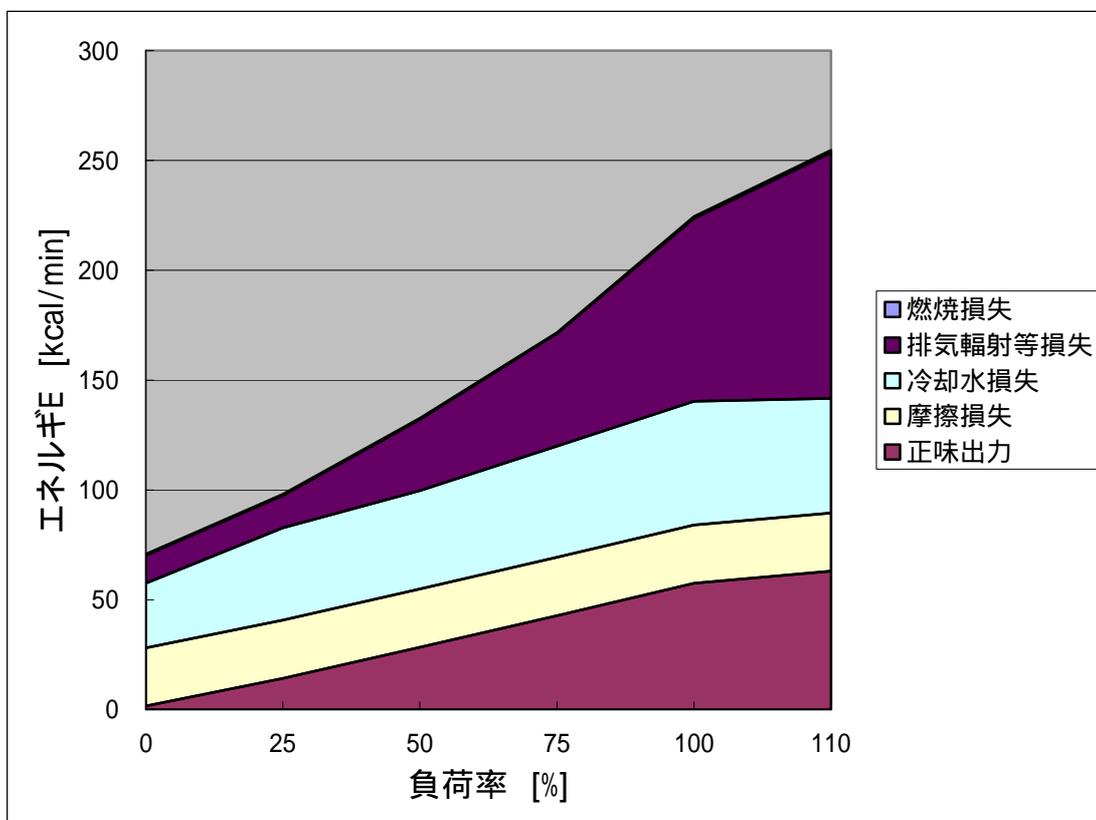


図 20(a) エネルギー内わけ

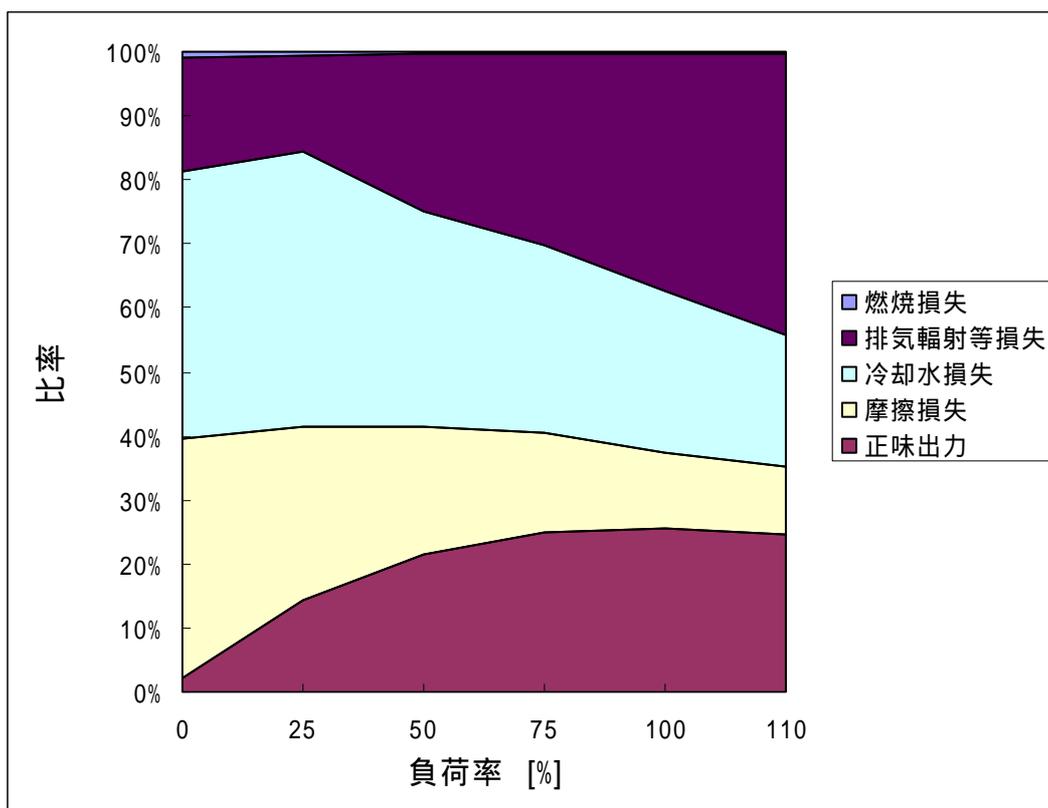


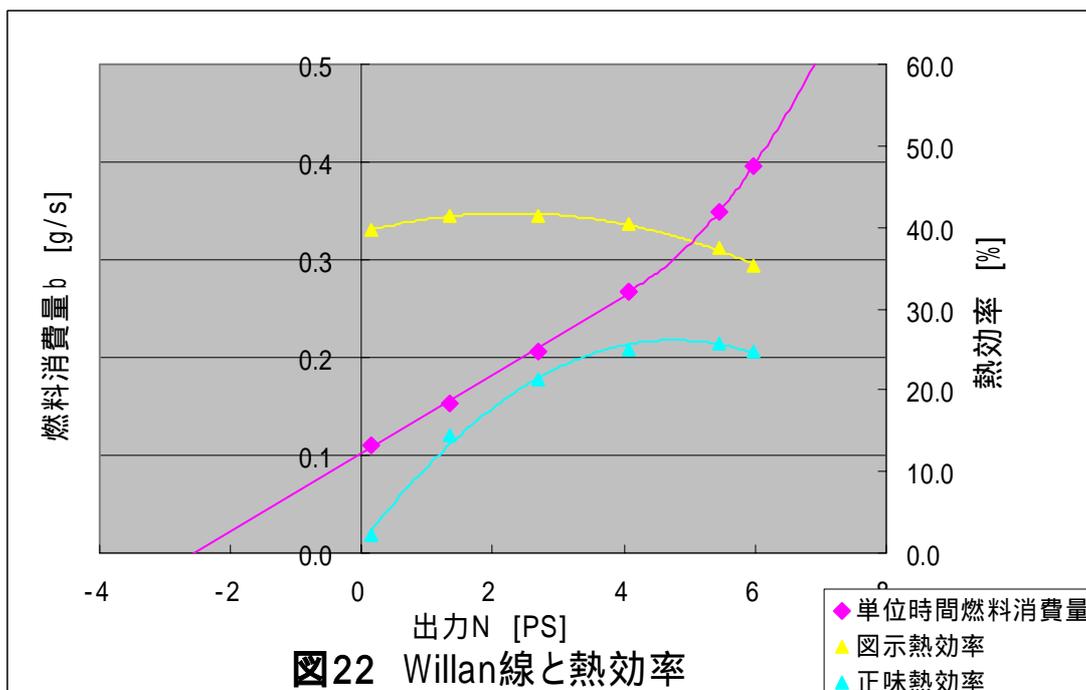
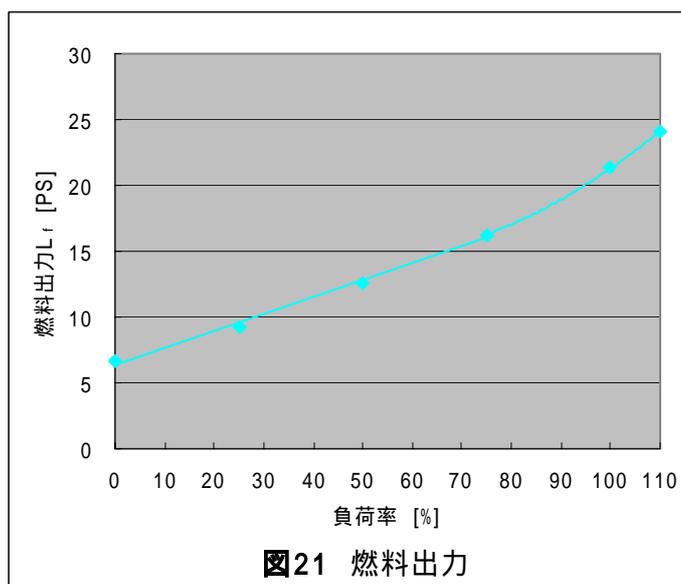
図 20(b) エネルギー比率

(2) Willan線と図示熱効率とはどのように関連しているか？ また、高負荷域でWillan線は直線から外れている (p.5・図5参照)。これは何に由来しているか？

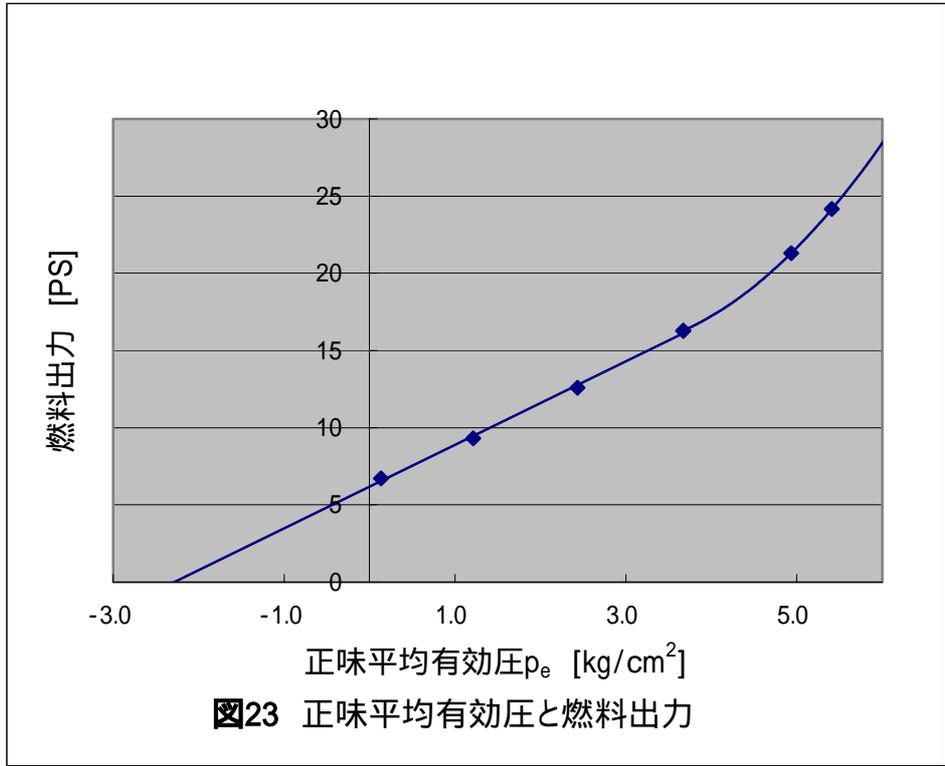
燃料消費量 b と正味出力 N_e の関係を考えてみると、機関の回転数を一定とすれば、摩擦損失出力 N_f は正味出力 N_e に無関係であるので、正味熱効率 η_e ははじめは次第に増大するが、定格出力を超えると燃料消費量の増加と共に燃烧が次第に不完全となるため、効率が再び低下する (図 17 参照)。図示出力は $N_i = N_e + N_f$ で表されるので、図示熱効率も正味熱効率と同様に、定格出力を越えたあたりで低下してゆくが、低出力の元つまり燃料消費量 b の少ない状態では図 17 (p.16) および図 20(b) を見ても分かるように図示熱効率は若干の上昇にとどまっている。これは、燃料消費量 b の少ない状態では燃料出力 L_f が負荷に対して比例関係にあるためである (図 21 参照)。

ここで、燃料出力 L_f とは次で定義されたパラメータである。

$$L_f = \frac{1}{632.3} \cdot \frac{3600}{1000} b H_u \quad [\text{PS}]$$



また、気筒内に入った燃料が完全燃焼するとすれば、一定回転数のときには正味出力および正味平均有効圧 p_e は1サイクルについての燃料消費量と直線的な関係にあるはずである。圧縮点火機関のように、燃料を直接に気筒内部に噴射する機関が一定回転数で運転しているときには、吸入空気量 Q_a は出力に無関係に一定で、機械的損失 N_f もほぼ一定とみなせる。したがって、正味平均有効圧 p_e と燃料出力 L_f との関係を探ると、燃料消費量の少ない場合、すなわち空気過剰率が十分大きく平均有効圧が比較的小さい場合には、平均有効圧に対して燃料出力 L_f がほぼ直線的に増加する（図 23）。燃料出力 L_f と燃料消費量 b とは比例関係にあるため、燃料消費量 b がさらに増加すれば、しだいに燃焼が不完全となり、正味平均有効圧 p_e に対して燃料出力 L_f が急速に増加するようになる。したがって、従属的に燃料消費量 b も急速に増大することになる。



(3) 理想気体を作動流体とするサバテサイクルはディーゼル機関のサイクルを代表するものである。この熱効率とここで得られた熱効率とを定性的に比較せよ。

サバテサイクルは図 24⁴⁾に示すように燃焼が等容および等圧の両方で行われるサイクルで、オットーサイクルとディーゼルサイクルの複合サイクルであり、現在の高速ディーゼル機関の基本サイクルである。この受熱が等容、等圧の両過程で行われるので合成サイクルあるいは2段燃焼サイクルともいわれる。

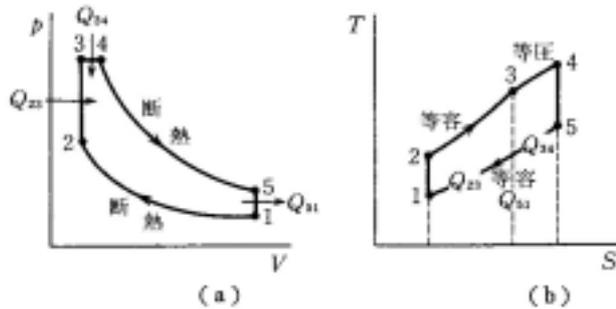


図 24 サバテサイクル p-v 線図, T-S 線図⁴⁾

このサイクルは噴射された燃料の一部が低容燃焼し、残りの燃料はピストンを押し下げる時定圧燃焼して確実に燃焼を完成する。図 24 の各点の状態を $1(p_1v_1T_1)$, $2(p_2v_2T_2)$, $3(p_3v_3T_3)$, $4(p_4v_4T_4)$, $5(p_5v_5T_5)$ とすると、1-2; 断熱圧縮, 2-3; 定容燃焼, 3-4; 定圧燃焼, 4-5; 断熱膨張, 5-1; 定容排熱である。

いま, $Q_{in} = Q_{23} + Q_{34}$, $Q_{out} = Q_{51}$ とすると

$$Q_{in} = (U_3 - U_2) + (H_4 - H_3) = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)$$

$$Q_{out} = (U_5 - U_1) = c_v(T_5 - T_1)$$

したがって、サバテサイクルの理論熱効率 η_{th} は、

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \\ &= 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)} \\ &= 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + \kappa(T_4 - T_3)}\end{aligned}$$

ここで、噴射締切り比(等圧膨張比)； $v_4/v_3 = v_4/v_2 = \sigma$ ，圧力上昇比； $p_3/p_2 = \rho$ ，圧縮比； $\varepsilon = v_5/v_3 = v_1/v_2$ であるので、

$$\begin{aligned}1 \quad 2 \text{ 断熱圧縮} & \quad T_1 = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} T_2 \\ 2 \quad 3 \text{ 定容燃焼} & \quad T_3 = \frac{p_3}{p_2} \cdot T_2 = \rho T_2 \\ 3 \quad 4 \text{ 定圧燃焼} & \quad T_4 = \frac{v_4}{v_2} \cdot T_3 = \sigma T_3 = \sigma \rho T_2 \\ 4 \quad 5 \text{ 断熱膨張} & \quad T_5 = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{\kappa-1} T_4 = \rho \sigma \kappa \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} T_2\end{aligned}$$

これらの値を先の熱効率 η_{th} の式に代入すると、

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \frac{\sigma^\kappa \rho - 1}{(\rho - 1) + \kappa \rho (\sigma - 1)} \quad (25)$$

式(25)より および σ が増大すれば熱効率は高くなり、また ρ の値が1に近づくと熱効率は高くなる。

では今回のディーゼル機関をサバテサイクルと近似して理論熱効率 η_{th} を求めてみよう。ただし今回の場合、圧力上昇値と締切り比が得られていないので文献値⁴⁾を用いて行う。

サバテサイクルの熱効率の文献を図 25 に示す。今回の実験では圧縮比は 20.5 であるので図 25 より、約 60-70%であるといえる。

しかし今回の測定での熱効率は 25.6%程度であった。その原因としては断熱効率を考慮していないことや理想気体と実存気体の性質の違いなどであろう。

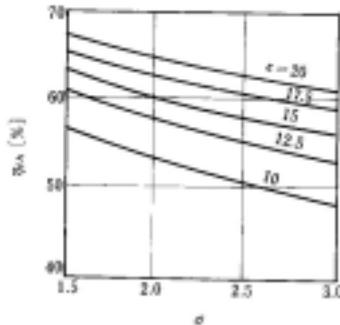


図 25 サバテサイクル熱効率⁴⁾

(4) 排気黒鉛濃度が高いとき不完全燃焼の割合はどの程度なのか、燃焼効率で考えよ。
 ガソリン機関が空気不足で燃焼するときは主として一酸化炭素および水素が発生する。これに対し、ディーゼル機関は不完全燃焼でも CO や H₂ はほとんど生成されないで、主としてすす(炭素)になり黒煙を発生する。これは高温ガス中へ燃料粒子が急に飛び込むので、燃焼の相手である酸素と接触できずに非常な空気不足状態で加熱されるからである。

3.5.2節で測定したカーボン濃度と燃焼効率のグラフ図12をもう一度示す。

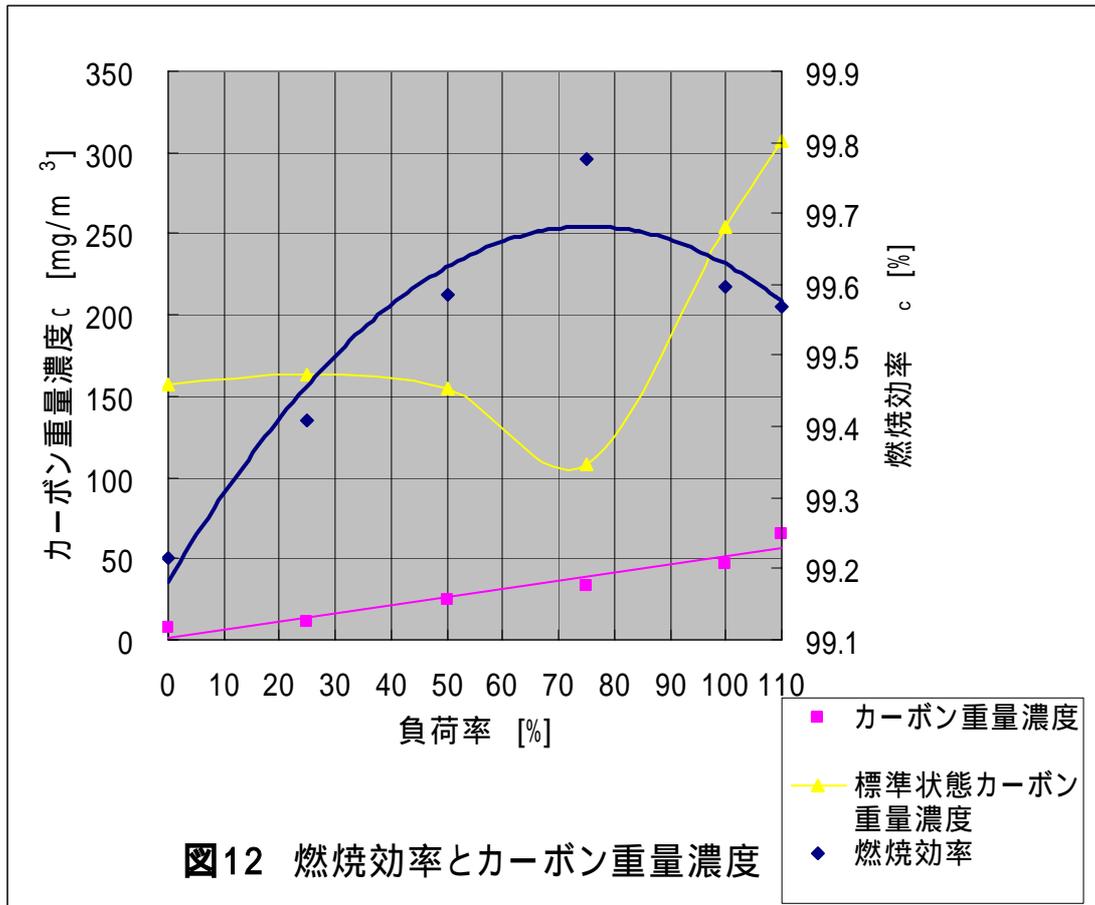


図12 燃焼効率とカーボン重量濃度

式(18)~(24)では少し分かりづらいので式の形を変えてみる。
 不完全燃焼炭素量を、

$$cx = c - 0.535V_e \{[CO_2] + [CO]\} \quad (26)$$

とする。ここで CO₂ および CO は 1 mol (22.4 l) につき炭素 1 原子相当 12kg を有する。すなわち、1 l あたり 12/22.4 = 0.535kg の炭素があり、両ガスにならなかったものは c x のすすになったと仮定したものである。また、V_e は先に述べた排気容積である。

$$V_e = \frac{7.02c\sigma\lambda}{[N_2]}$$

なので、すすの割合は、

$$x = 1 - 3.76 \frac{[CO_2] + [CO]}{[N_2]} \sigma\lambda \quad (27)$$

式(20), (27)より, すずの割合は, 燃料定数 は一定であるので, 空気過剰率 と排出ガス量に比例し, が小さいとき, 不完全燃焼であり CO および CO₂成分が多いとき, 排気ガス量 L_{ex} が大きいとき (式(20)・p11) にすすが多く発生する. ゆえに, すずの量は燃焼効率に依存することがわかる.

図 8 (p.9), 11(p.13), 12 を見ると, たしかに低負荷のときは排気ガス量 L_{ex} が大きく, 高負荷のときは空気過剰率 が小さいのでカーボン重量濃度が大きい. また 75%負荷では, と L_{ex} がたがいに小さい中間点であること, それにしたがって燃焼効率が最高値を示すためにカーボン重量濃度は局所的に小さい.

排気黒煙濃度が高いときの燃焼効率の度合いは, ボッシュナンバーが最大であった 110% 負荷のときで燃焼効率が 99.57% であり, 不完全燃焼率は 0.43% である. 燃焼効率をこれ以上改善するのは難しく, また空気過剰率も変更させるのは不可能なので, この排気カーボン量は燃焼の面から減らすことはできないため 排気の際に触媒を用いるなどで防ぐしかないであろう.

(5) 定格出力近くでは, 得られた仕事と冷却損失は供給された燃料のエネルギーに対してどのような割合になっているか?

測定の概要および一般的な見解として, 冷却水の水温は 80 ± 3 が望ましいはずであった. しかし今回の測定では 60~65 であった. 冷却水温度が下がると潤滑油の粘度が上がり摩擦損失が増えるため機械効率が下がっていたはずである. たしかに一般的に言われている 4 サイクル高速ディーゼル機関の機械効率は 80~90%³⁾ であるのに対し, 今回は 70%弱であった.

一般に冷却損失は運転条件に左右され, 吸気圧力が高く, 冷却水温度が低いほど冷却損失が増し, 点火進角を最適値より増すと冷却損失が大きくなる. また, 回転数に対してそれに比例して大きくなり, 混合比に対しては図 26 の例のように理論混合比付近で最大となる.

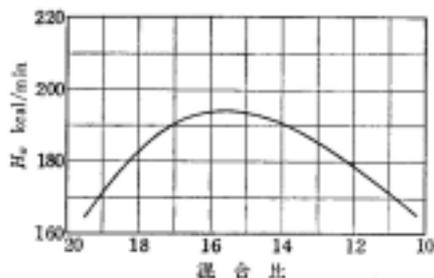


図 26 理論空気量と冷却水損失の例²⁾

今回の実験では, 冷却水損失は 20~30% であった. 一方で, 仕事率は 20~25.5% であるので, 冷却水に仕事と同等かそれ以上のエネルギーを放出していることが分かる.

余談ではあるが, この冷却損失を減らそうと以前, セラミックや焼結金属など鉄鋼やアルミ合金よりも融点の高い材料を使ってエンジンを作ろうとする動きがあったらしい. 融点が高い材料を用いれば, 燃料の理論燃焼温度は熱解離なども考えると 2300 前後なので, エンジンの冷却量が小さくてすむため, 冷却損失が減り熱効率を上げることを狙ったものだった. しかし, 燃焼器の温度が上がれば必然的に潤滑油も熱せられて高温となってしまう. 潤滑油が高温になると油が固体化しはじめて, 潤滑性がなくなってしまい, エンジンが焼きついてしまう. また, 高温燃焼を行うと, 空気中の N₂ がより多く O₂ と反応してしまい窒素酸化物が増えてしまう. 結局, 潤滑油と環境の面からセラミックエンジンは成功しなかった.

5. 検討

完全燃焼に必要な空気量はガソリン機関では理論空気量以上であれば十分であるのに対し、ディーゼル機関では 20～50% 過剰の空気を必要とする。これは燃料の噴射と燃料との間に気化、混合する時間がきわめて短いため、一部に過剰があれば他方では不足とならざるを得ないので、結局、全燃料を完全燃焼させるためには必要以上の空気を供給し、過剰空気はちょうど窒素と同じように無反応のまま排出される結果になる。

その結果は、一方では燃焼ガスの温度が低く、空気に近い成分 (CO_2 や H_2O の燃焼ガス成分) であることから比熱の増加が少なく、熱解離も少なく、加えて圧縮比が高いので熱効率が高い。特に低負荷の効率が非常に高いので実用的にその効果は大きい。他方、過剰空気が占有する体積が無駄で、同じ発熱量に対して大きな行程体積を必要とし、平均有効圧が低く、リットル馬力 (行程容積 1ℓ あたりの出力) が小さいことを意味する。

また、ガソリン機関が空気不足で燃焼するときは主として一酸化炭素および水素が発生する。これに対し、ディーゼル機関は不完全燃焼でも CO や H_2 はほとんど生成されないで、主としてすす (炭素) になり黒煙を発生する。これは高温ガス中へ燃料粒子が急に飛び込むので、燃焼の相手である酸素と接触できずに非常な空気不足状態で加熱されるからである。ここでは、学習の意味もかねて有害排出物の問題について考えてみる。

汚染物質の排出特性

繰り返すようだが、ディーゼル機関では、圧縮比が高く空気過剰率が 1.2 以上の気薄側で運転されることが多いので、 CO や HC の排出量は火花点火機関に較べて少ない。とくに、燃焼室壁付近の商遠距離内のガスの多くは、火花点火機関の場合は混合気であるが、ディーゼル機関では空気そのものであるため、 HC の排出量は非常に少なくなる。

CO 濃度も基本的には少ないものの、図 27⁵⁾ に示すように負荷が大きく、空気過剰率が 1.5 以下になると増加する。同じ空気比でも燃焼室の形状により燃料への酸素の供給状態が異なるので、 CO 濃度も異なってくる。図に示されているように、直接噴射式の燃焼室に比べて渦流式燃焼室の方が著しく CO 排出量が少ない。

熱生成 NO_x は、燃焼過程のどの部分でどの程度生成されるか明確でないが、急激燃焼期間における燃焼は、局所的な熱負荷も高く、燃焼ガス温度も高いので、かなりの部分の NO_x がこの期間に生成されると予測される。一般に、空気過剰率が小さくなり、ガス温度が高くなると NO_x 濃度は高くなるが、ある空気過剰率で最大となり、さらに、燃料割合が多くなると局所的な過濃部分が生じ、 NO_x は減少する。今回の場合、定格負荷の空気過剰率が 1.79 で NO 濃度が最大となり、その後、燃料消費量が急増することもあり NO 濃度は減少している。(図 28)

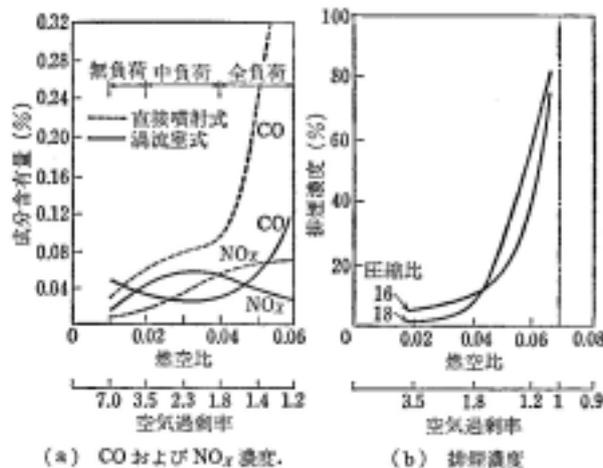
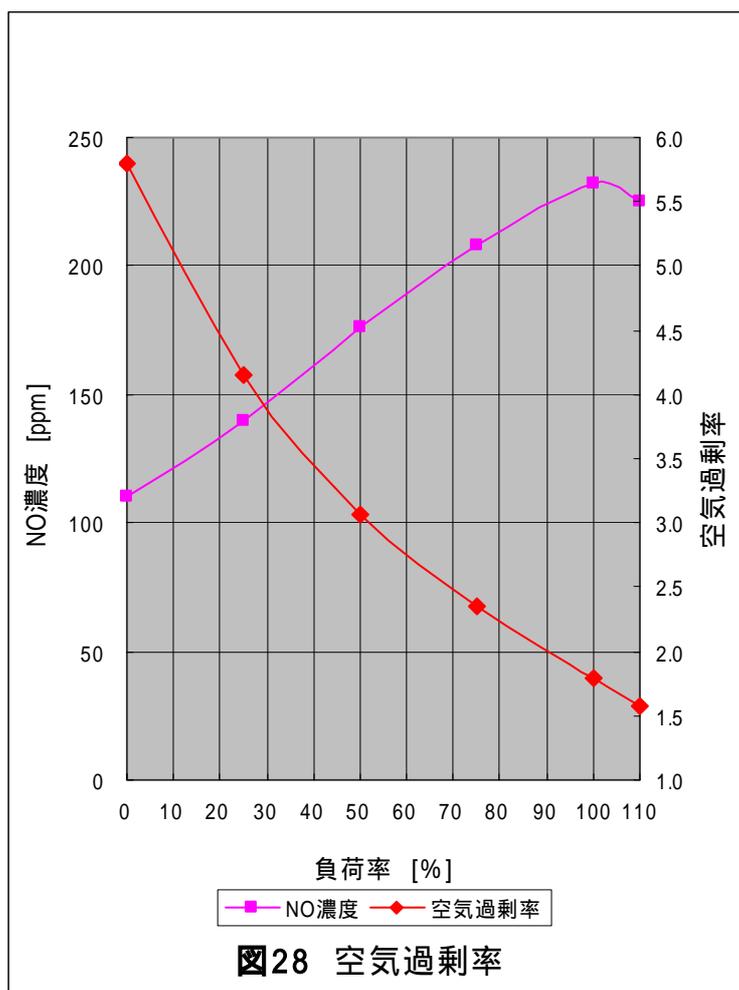


図 27 空気過剰率による CO 、 NO_x 、排煙濃度変化⁵⁾



すすは、主として、制御燃焼期間において、噴霧分散の不完全さによって酸素が局部的に不足し、雰囲気が高温度状態にあるときに発生しやすい。このような状態では、燃料は熱分解によって脱水素反応や重合などを起こし、遊離炭素の集まりや水素に較べて、炭素分のきわめて多い炭化水素を主成分とする浮遊微粒子となる。それらが後燃え期間や断熱膨張期間中にも燃焼しきれない場合にはすすとして排出される。また、比較的低温の燃焼壁面に衝突して、微粒かが不十分であった燃料や、後だれによる大きな液滴なども、上述の経過をたどってすす発生の原因となりやすい。

ディーゼル機関を寒冷地で始動する場合や、長時間軽負荷で運転して機関が冷却している場合には、刺激臭を伴う白煙や青煙を排出する。白煙は、生成されたガス中の水分と HC 成分が冷却によって凝縮し、 $1.0\mu\text{m}$ 以上の粒子となっており、青煙は機関が暖まるに従って粒径が小さくなり、 $0.4\mu\text{m}$ 以下の粒子で構成されている。両者の成分はそれほど大きな差異はない。

以上述べてきた有害排出物の中で、ディーゼル機関、特に自動車用においては、すすおよび NO_x の排出が大きな問題となり、それらに対する抑制策が必要とされている。この両者は、排出抑制の方向が互いに反対であるので、同時に満足する対策は難しい。ただしディーゼル機関は、全体として空気過剰の状態で作動されるので、そのことを利用した対策が考えられる。つまり、空気過剰にもかかわらず、すすが排出されるのは、局部的に過濃になりすぎるため、燃焼室形状、燃料噴射法、空気への流動の与え方、下級法などを適切に選択す

ることによって、NO_xをあまり増やさずにすすの発生を抑制する方向を探ることができる。

窒素酸化物の抑制法

窒素酸化物 (NO_x) には NO, NO₂, N₂O など多種存在するが、排出ガスとしての NO₂ については、多量の空気を導入する燃焼器 (ガスタービン燃焼器など) において燃焼器内で生成されるものの、これ以外のディーゼル機関を含む多くの燃焼器では、排出された NO が大気中で酸化されて生成されるので、NO_x の低減・抑制を考える際には、主として NO に注目することが多い。

1. 燃焼法改善技術

燃焼の際に生成される NO には熱生成 NO と燃料起源 NO とがあるが、それぞれ生成機構が異なるため、必然的に抑制方法が異なる。

熱生成 NO は火炎温度および酸素濃度に依存しているため、NO の生成抑制には火炎温度や酸素濃度を低下させる方法が有効である。参考までにこの方法の例を紹介しておくと、水噴射法、水蒸気噴射法、排ガス再循環法などがある。

一方、火炎温度を低下させただけでは減少させることが不可能な燃料起源 NO の生成抑制には、どのようなパラメータを調整してやればよいのであろうか。一般に、化学反応が進行するためには、その反応の“燃料”と“酸化剤”が不可欠であるので、“燃料”に相当する窒素化合物 (HCN, NH_i, CN など) の濃度または酸化剤の濃度のいずれかを制御してやればよいということに帰着する。燃料起源 NO の生成抑制法としては、二段燃焼法、濃炎燃焼法、アンモニア注入法がある。

2. 排煙脱硝技術

燃焼法自体の改善によって環境基準の達成できない場合には、排煙脱硝装置を設けて NO_x の低減を図らなければならない。排煙脱硝技術を分類すると、反応を溶液中で行わせる湿式法と、気相中で行わせる乾式法とがある。

湿式法には、亜硝酸塩や金属錯体を用いて、NO_x を窒素ガスに還元させる方法や、NO_x の窒素分を硝酸塩の形で固定する酸化吸収法がある。しかし、湿式脱硝法では湿式脱硫法としか組み合わせることができず、システムの設計の際に自由度が小さくなるという制約がある。

乾式法には、アンモニアを還元剤として使用する選択的還元法と、一酸化炭素や水素、炭化水素を還元剤として使用する非選択的還元法とがある。非選択的還元法では、燃焼ガス中に酸素が存在すると、還元剤の消費だけが激しく NO_x の分解が進まず、脱硝後は可燃成分を燃焼させる必要もあるため、アンモニアを用いる選択的還元法が注目されている。この選択的還元法の中には、触媒式と非触媒式とがあり、非触媒式では、発生した NO_x の量に応じて、アンモニアをボイラ内部の高温領域 (1100 ~ 1200K) に注入し



の反応で、NO_x を窒素ガスに還元するという方法がとられている。選択的還元法では、高価なアンモニアを用いるため、わが国では実用化されておらず、環境基準に燃焼改善技術が追いつかない場合にやむを得ず用いられる可能性がある。

6. 結言

今回の実験により、燃焼効率は 99%以上であることがわかり、これより燃料の持つ化学エネルギーはほとんど完全に熱エネルギーに変換されたということがわかる。しかし、熱エネルギーを仕事に変換すると正味熱効率の最高値でも 25%程度といかにエネルギーロスがあるかが確認できた。

参考文献

- 1) 古濱庄一 著 内燃機関工学 産業図書
- 2) 熊谷清一郎・酒井忠美 共著 内燃機関測定法 (株)養賢堂発行
- 3) 廣安博之・賓諸幸男 共著 内燃機関 コロナ社
- 4) 岡島 敏・河野通方 著 工業熱力学 学献社
- 5) 小林清志・荒木信幸・牧野敦 共著 燃焼工学 基礎と応用 理工学社

ディーゼル機関運転試験成績表

試験日： 年 月 日， 気圧： mmHg， 室温： ℃， 湿度： %

試験番号		1	2	3	4	5	6
出力							
*回転速度	rpm	1500					
負荷		0 / 4	1 / 4	2 / 4	3 / 4	4 / 4	11 / 10
*軸出力 (目標値)	PS	0.00	1.35	2.70	4.05	5.40	5.94
☆動力計荷重	kg						
軸トルク	kg-m						
軸出力	PS						
正味平均有効圧	kg/cm ²						
軸出力として 得られたエネルギー	kcal/min						
燃料							
消費量	g	20					
☆消費時間	sec						
機関に与えられた エネルギー	kcal/min						
燃料消費率	g/PS-h						
冷却水							
☆冷却水流量	kg/min						
☆冷却水出口温度	℃						
☆冷却水入口温度	℃						
温度差	℃						
冷却水への放熱量	kcal/min						
吸入空気							
☆ノズルによる圧力差	mmAq						
吸入空気流量	l/min						
体積効率	%						
空気過剰率							
排気							
☆排気温度	℃						
☆NO 濃度	ppm						
☆CO 濃度	%						
※ボッシュスモークナンバ							
カーボン重量濃度	g/m ³						
燃焼効率	%						
摩擦損失							
摩擦平均有効圧	kg/cm ²						
機械効率	%						
図示熱効率	%						
熱精算							
正味熱効率	%						
冷却水損失	%						
排気輻射等損失	%						

*：指定値に設定する ☆：測定する ※：サンプルを採取する

表8 大气压换算补正值

$t \backslash B$	680	690	700	710	720	730	740	750	760	770	780
5	0.56	0.56	0.57	0.58	0.59	0.60	0.60	0.61	0.62	0.63	0.64
6	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.71	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76
7	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89
8	0.89	0.90	0.91	0.93	0.94	0.95	0.97	0.98	0.99	1.01	1.02
9	1.00	1.01	1.03	1.04	1.06	1.07	1.09	1.10	1.12	1.13	1.05
10	1.11	1.13	1.14	1.16	1.17	1.19	1.21	1.22	1.24	1.26	1.27
11	1.22	1.24	1.26	1.27	1.29	1.31	1.33	1.35	1.36	1.38	1.40
12	1.33	1.35	1.37	1.39	1.41	1.43	1.45	1.47	1.49	1.51	1.53
13	1.44	1.46	1.48	1.50	1.53	1.55	1.57	1.59	1.61	1.63	1.65
14	1.55	1.57	1.60	1.62	1.64	1.67	1.69	1.71	1.73	1.76	1.78
15	1.66	1.69	1.71	1.74	1.76	1.78	1.81	1.83	1.86	1.88	1.91
16	1.77	1.80	1.82	1.85	1.88	1.90	1.93	1.96	1.98	2.01	2.03
17	1.88	1.91	1.94	1.97	1.99	2.02	2.05	2.08	2.10	2.13	2.16
18	1.99	2.02	2.05	2.08	2.11	2.14	2.17	2.20	2.23	2.26	2.29
19	2.10	2.13	2.17	2.20	2.23	2.26	2.29	2.32	2.35	2.38	2.41
20	2.21	2.25	2.28	2.31	2.34	2.38	2.41	2.44	2.47	2.51	2.54
21	2.32	2.36	2.39	2.43	2.46	2.50	2.53	2.56	2.60	2.63	2.67
22	2.43	2.47	2.51	2.54	2.58	2.61	2.65	2.69	2.72	2.76	2.79
23	2.54	2.58	2.62	2.66	2.69	2.73	2.77	2.81	2.84	2.88	2.92
24	2.66	2.69	2.73	2.77	2.81	2.85	2.89	2.93	2.97	3.01	3.05
25	2.77	2.81	2.85	2.89	2.93	2.97	3.01	3.05	3.09	3.13	3.17
26	2.88	2.92	2.96	3.00	3.04	3.09	3.13	3.17	3.21	3.26	3.30
27	2.99	3.03	3.07	3.12	3.16	3.20	3.25	3.29	3.34	3.38	3.42
28	3.10	3.14	3.19	3.23	3.28	3.32	3.37	3.41	3.46	3.51	3.55
29	3.21	3.25	3.30	3.35	3.39	3.44	3.49	3.54	3.58	3.63	3.68
30	3.32	3.36	3.41	3.46	3.51	3.56	3.61	3.66	3.71	3.75	3.80
31	3.43	3.48	3.53	3.58	3.63	3.68	3.73	3.78	3.83	3.88	3.93
32	3.54	3.59	3.64	3.69	3.74	3.79	3.85	3.90	3.95	4.00	4.05
33	3.64	3.70	3.75	3.81	3.86	3.91	3.97	4.02	4.07	4.13	4.18
34	3.75	3.81	3.87	3.92	3.98	4.03	4.09	4.14	4.20	4.25	4.31
35	3.86	3.92	3.98	4.03	4.09	4.15	4.21	4.26	4.32	4.38	4.43
36	3.97	4.03	4.09	4.15	4.21	4.27	4.32	4.38	4.44	4.50	4.56
37	4.08	4.14	4.20	4.26	4.32	4.38	4.44	4.50	4.56	4.62	4.68
38	4.19	4.25	4.32	4.38	4.44	4.50	4.56	4.62	4.69	4.75	4.81
39	4.30	4.37	4.43	4.49	4.56	4.62	4.68	4.75	4.81	4.87	4.94
40	4.41	4.48	4.54	4.61	4.67	4.74	4.80	4.87	4.93	5.00	5.06

表9 水蒸气饱和压力

℃	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
5	6.54	6.59	6.64	6.68	6.73	6.78	6.82	6.87	6.92	6.97
6	7.01	7.06	7.11	7.16	7.21	7.26	7.31	7.36	7.41	7.46
7	7.51	7.57	7.62	7.67	7.72	7.77	7.83	7.88	7.94	7.99
8	8.05	8.10	8.16	8.21	8.27	8.32	8.38	8.44	8.49	8.55
9	8.61	8.67	8.73	8.79	8.85	8.91	8.96	9.03	9.09	9.15
10	9.21	9.27	9.33	9.40	9.46	9.52	9.59	9.65	9.71	9.78
11	9.84	9.91	9.98	10.04	10.11	10.18	10.24	10.31	10.38	10.45
12	10.52	10.59	10.67	10.73	10.80	10.87	10.94	11.01	11.09	11.16
13	11.23	11.31	11.38	11.45	11.53	11.60	11.68	11.76	11.83	11.91
14	11.99	12.07	12.14	12.22	12.30	12.38	12.46	12.54	12.63	12.71
15	12.79	12.87	12.95	13.04	13.12	13.21	13.29	13.38	13.46	13.55
16	13.63	13.72	13.81	13.90	13.99	14.08	14.17	14.26	14.35	14.44
17	14.53	14.62	14.72	14.81	14.90	15.00	15.09	15.19	15.28	15.38
18	15.48	15.58	15.67	15.77	15.87	15.97	16.07	16.17	16.27	16.37
19	16.48	16.58	16.69	16.79	16.89	17.00	17.11	17.21	17.32	17.43
20	17.54	17.64	17.75	17.86	17.97	18.09	18.20	18.31	18.42	18.54
21	18.65	18.77	18.88	19.00	19.11	19.23	19.35	19.47	19.59	19.71
22	19.83	19.95	20.07	20.19	20.32	20.44	20.57	20.70	20.82	20.94
23	21.07	21.20	21.32	21.45	21.58	21.71	21.85	21.98	22.11	22.24
24	22.38	22.51	22.65	22.79	22.92	23.06	23.19	23.34	23.48	23.62
25	23.76	23.90	24.04	24.18	24.33	24.47	24.61	24.76	24.91	25.06
26	25.21	25.36	25.51	25.66	25.81	25.96	26.12	26.27	26.43	26.58
27	26.74	26.90	27.06	27.21	27.37	27.54	27.70	27.86	28.02	28.19
28	28.35	28.51	28.68	28.85	29.02	29.18	29.35	29.53	29.70	29.87
29	30.04	30.22	30.39	30.57	30.75	30.92	31.10	31.28	31.46	31.64
30	31.84	32.01	32.19	32.38	32.56	32.74	32.93	33.12	33.31	33.50
31	33.70	33.90	34.08	34.29	34.47	34.68	34.86	35.07	35.26	35.46
32	35.66	35.86	36.07	36.28	36.48	36.69	36.89	37.10	37.31	37.52
33	37.73	37.95	38.16	38.37	38.58	38.80	39.02	39.24	39.46	39.67
34	39.90	40.13	40.34	40.58	40.80	41.04	41.25	41.49	41.71	41.94
35	42.17	42.41	42.64	42.88	43.11	43.35	43.59	43.83	44.08	44.32
36	44.56	44.81	45.05	45.30	45.55	45.80	46.05	46.30	46.56	46.81
37	47.07	47.32	47.58	47.81	48.10	48.36	48.63	48.89	49.16	49.42
38	49.69	49.96	50.23	50.50	50.77	51.05	51.32	51.60	51.88	52.16
39	52.44	52.73	53.01	53.29	53.58	53.87	54.16	54.45	54.74	55.03
40	55.32	55.61	55.91	56.21	56.51	56.81	57.11	57.41	57.72	58.03