

# 火花点火機関の燃焼および性能に 関する数値実験的研究

## 第2報 2サイクル機関

八田 桂三・小竹 進・佐野 妙子

### Numerical-Experimental Study on the Combustion and Performance of a Spark-Ignition Engine 2 Cycle Engine

By

Keizo HATTA, Susumu KOTAKE and Taeko SANO

**Abstract:** By developing the numerical model of 4 cycle engine obtained by the proceeding report, numerical-experimental study on the combustion and performance of a 2 cycle spark-ignition engine is carried out. The scavenging and exhaust processes are assumed to be of quasi-steady complete mixing. As the fuel, n-octane is burned with air to be decomposed into eleven species, CO, CO<sub>2</sub>, H, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N, N<sub>2</sub>, NO, O, O<sub>2</sub> and OH, being in chemical equilibrium except for NO formation, which is predicted by Zeldovich mechanism. Stepwise solutions of the time- and space-dependent mass and energy conservation equations together with associated gasdynamic and chemical equations yield the time histories of thermodynamic properties and chemical compositions throughout the engine cycle under various operation conditions of the boost pressure, the engine speed, the ignition timing, the air-fuel ratio, the burning velocity etc. The numerical results demonstrate major effects of these operating conditions on the cycle performance, the NO formation and the HC exhaust.

## 概 要

前報の4サイクル機関の数式モデルに、2サイクル機関の特徴である掃排気過程を付加して、2サイクル機関の数値実験的研究を行った。すなわち、混合気状態に対応した燃焼速度をもとにした火炎伝播過程とシリンダ壁との熱交換を考慮した圧縮・燃焼・膨脹過程と、準静的完全混合による掃排気過程を数式化し、機関性能およびNO、ふきぬけによる炭化水素(HC)の排出量を数値計算により検討した。吸入新気としては正一オクタン・空気混合気を用い、燃焼ガス組成にはCO、CO<sub>2</sub>、H、H<sub>2</sub>、H<sub>2</sub>O、N、N<sub>2</sub>、NO、O、O<sub>2</sub>、OHの11成分を考慮し、NO以外は化学平衡論的、NOに関してはN濃度準定常のZeldovich機構に

による化学反応速度論的に取り扱った。運転条件としては、吸気圧(充填比)、回転数・新気空燃比・燃焼速度を変化させてエンジン性能およびNO、ふきぬけによるHCの排出量の計算を行った。

## 1. ま え が き

前報においては、4サイクル機関について、つぎのようなサイクル行程の数値モデル化をしてその数値実験を行った。圧縮行程では、一様に混合した残留ガスと新気の混合ガスが一様に準静的にかつ反応を伴わずに圧縮され、与えられた着火時期においてその一部に火炎が生じ燃焼過程が始まる。この火炎は、局所的な条件に応じた速度で伝播し混合気の燃焼を完了する。燃焼反応は反応速度論的な取り扱いをせざるを得ないNOの生成反応を除いては化学平衡論的に取り扱う。NOに関しては、N濃度準定常のZeldovich反応機構を用いる。スワール・スキッシュなどの気体の動きは考えないが、燃焼に伴うガスの膨脹・圧縮のために生じる流れは考慮する。この流れと各点での混合気の燃焼時刻の相違のために、燃焼室内のガスの温度・化学成分濃度には空間的分布が生じる。これらの分布は膨脹過程の適当な時期に一様化される。排気開始以後は2サイクル機関では掃排気過程になり、最も数式化の困難な問題になる。ここでは、今日小型高速2サイクル火花点火機関に一般に用いられているシリンダ孔開閉(吸入)式クランク室圧縮型シュニユーレ掃気方式2サイクル火花点火機関を考え、クランク室圧縮は準静的過程とし、掃排過程には完全に熱力学的計算ができ、かつ、比較的实际に近い結果が得られる一定容積下の準静的完全混合過程を考える。4サイクル火花点火機関と2サイクル火花点火機関との燃焼様式やNO生成過程などの比較を主目的としたもので、簡単のため、4サイクルのガス交換(吸排)過程を理想的準静過程と仮定したのに対応し、2サイクルも上述のような仮定をした。なお、ガス交換過程以外の圧縮、燃焼、膨脹中には4サイクルのときと同様に機壁との熱交換は考慮した。機壁の温度、ことにピストン温度は2サイクルは4サイクルより高温にすべきであるが、今回は同一とした。またクランク室内のクランク軸などの回転による熱発生も今回は無視している。このようにして、2サイクル機関の数値モデルをつくり、その機関性能、NO、炭化水素(HC)排出量などの数値実験的研究を行うことにする。ただし、燃焼室壁附近の消炎層を考えているわけではなく、HC排出量は掃気過程中の吹きぬけによるものだけである。

## 2. 2サイクル行程とガス交換過程

図1に示すようなクランク室圧縮式2サイクル機関を考えると、圧縮・燃焼・膨脹過程に対しては前報の4サイクル機関と同様な数値モデル化ができる。すなわち、圧縮過程では一様な混合ガスが準静的にかつ反応を伴わずに圧縮され、与えられた着火時期に着火し、火炎伝播による燃焼過程に入る。火炎は局所的な混合気条件に対応した速度で伝播し、燃焼反応はNOの生成分解のみ反応速度論的に他は化学平衡論的に進行する。燃焼過程に生じた燃焼ガスの温度および化学組成の非一様性は、膨脹過程の適当な時期に混合一様化される。これらの圧縮・燃焼・膨脹過程の詳細とその数式化は4サイクル機関と全く同じであるのでここでは省略する。

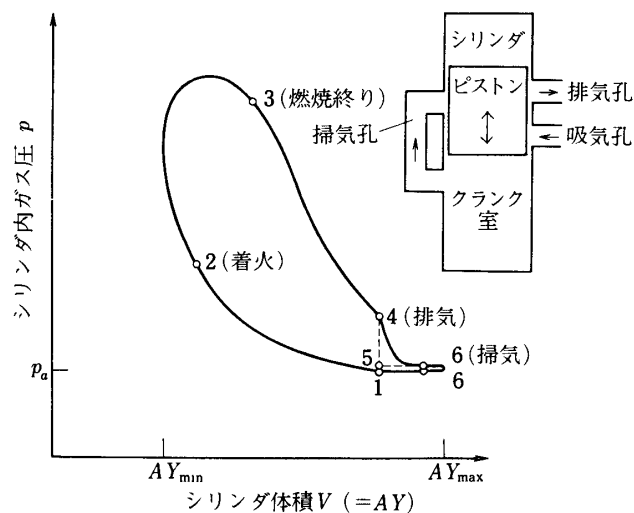


図1 2サイクル火花点火機関

2サイクル機関の特徴である排気および掃気過程についてはつぎのようにモデル化する。

## 2.1 排気および掃気過程

排気および掃気過程(排気孔開(EO)→掃気孔開(SO)→下死点(BDC)→掃気孔閉(SC)→排気孔閉(EC))は、図2のように、シリンダ内ガスは排気孔が開いた瞬間に大気圧 $p_a$ まで等エントロピ膨脹して後、大気圧一定で準静的完全混合条件で掃気が行われるものとする。

### 2.1.1 排気過程

(4→5(図2)) 膨脹排気(ブローダウン)

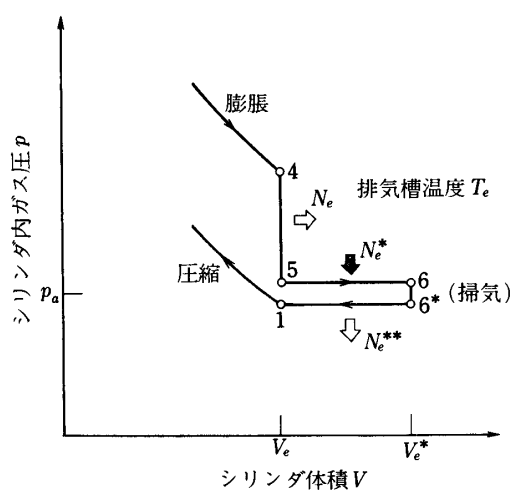


図2 排気および掃気過程

排気孔が開く直前のシリンダ内圧力・温度・総モル数を  $p_4$ ,  $T_4$ ,  $N_4$ , シリンダ容積を  $V_e$  とすれば

$$p_4 V_e = N_4 k T_4 \quad (1)$$

ただし,  $k$  はガス定数である. 排気孔が開き, シリンダ内のガスは  $p_4 \rightarrow p_a$  まで等エントロピ膨脹するとすると

$$c_p dT - \frac{kT}{p} dp = 0 \quad (2)$$

ただし,  $c_p$  は定圧比熱である. これより膨脹後の温度  $T_5$  が求まる. この間に  $N_e$  モルが排気されるとすると, エネルギー収支は

$$N_e e_4 = (N_4 - N_e) e_5 + N_e h_e \quad (3)$$

ただし,  $e$ ,  $h$  は混合ガス単位モル当りの内部エネルギーおよびエンタルピーであり,  $h_e$  は排気槽内ガスのエンタルピーである. 状態 5 でのシリンダ内ガスは

$$p_a V_e = (N_4 - N_e) k T_5 \quad (4)$$

の関係にある.

(5 → 6 (図 2)) 排気後期過程

ピストンがさらに下死点に近づき掃気孔が開くまでにシリンダ容積は  $V_e \rightarrow V_e^*$  に膨脹し, そのためシリンダ内には排気槽より温度  $T_e$  のガスを  $N_e^*$  モル吸い込むとすると, (5, 6) 間でのエネルギー収支は

$$(N_4 - N_e) h_5 + N_e^* h_e = (N_4 - N_e + N_e^*) h_6 \quad (5)$$

ガスの状態は

$$p_a V_e^* = (N_4 - N_e + N_e^*) k T_6 \quad (6)$$

となる.

これらの関係から, (4 → 5) での排気槽への排気量  $N_e$ , (5 → 6) での排気槽からの逆流量  $N_e^*$ , 排気槽のガス温度  $T_e$  および状態 6 でのシリンダ内ガス温度  $T_6$  はつぎのように表わされる.

$N_e$ : 式 (1), (3) より

$$N_e = N_4 \left( 1 - \frac{p_a T_4}{p_4 T_5} \right) \quad (7)$$

$N_e^*$ : 式 (4), (5), (6) より

$$N_e^* = \frac{h_5 - h_6}{h_6 - h_e} \frac{p_a V_e}{k T_5} \quad (8)$$

$T_e$  : 式 (3), (7), (1), (4) より

$$h_e = \frac{e_4 - \frac{p_a T_4}{p_4 T_5} e_5}{1 - \frac{p_a T_4}{p_4 T_5}} \quad (9)$$

$T_6$  : 式 (6) より

$$T_6 = \frac{h_6 - h_e}{h_5 - h_e} \frac{V_e^*}{V_e} T_5 \quad (10)$$

計算は以上の式によったが状態 5, 6,  $e$  で  $c_p$  が一定のときは次のようにかける.

$$T_6 = \frac{T_5}{T_5 - T_e} \frac{V_e^*}{V_e} T_e \left( \frac{T_5}{T_5 - T_e} \frac{V_e^*}{V_e} - 1 \right)^{-1} \quad (10)'$$

なお計算では  $V_e^*$  は下死点におけるシリンダ容積, いいかえれば掃気孔開閉は下死点にて行われるものとした.

### 2.1.2 掃気過程 (6 → 6\* (図 2))

掃気過程は 2 サイクル機関の性能を支配する主要な過程であるが, 実際の現象は非常に複雑であり簡単にモデル化することは難しい. ここでは, 理想的なシリンダ容積 ( $V_e^*$ ) 一定のもとでの準静的完全混合の掃気過程を考える.

まず, ピストンが大気圧一定で容積  $dV$  だけ下がり, モル数  $dN'$ , 容積  $dV'$  の新気を吸い込み, 瞬間的に完全混合する. ついで, 圧力・温度一定のままピストンを容積  $dV$  だけ上げて, モル数  $dN''$  の混合ガスを掃気 (排気) する. このようにして, クランク室圧縮過程でできる新気量  $N'$  をすべて吸気するまで掃気する. (図 3)

吸い込む新気 (温度  $T'$ ) および新気が入る前のシリンダ内ガス (温度  $T$ , モル数  $N$ ) について考えると

$$p_a dV' = k T' dN' \quad (11)$$

$$p_a V = N k T \quad (12)$$

新気  $dN'$  を吸い込んで, シリンダ容積が  $V \rightarrow V + dV$ , シリンダ内ガス温度が  $T \rightarrow T + dT$  になるとすると

$$p_a(V+dV) = (N+dN') k(T+dT) \quad (13)$$

この間のエネルギー収支は

$$e(T') \cdot dN' + p_a dV' + N \cdot e(T) = (N+dN') \cdot e(T+dT) + p_a dV \quad (14)$$

ついで、温度が一定のままピストンが容積  $dV$  だけ上がり、モル数  $dN''$  (容積  $dV''$ ) の混合ガスを掃気し、シリンダ内ガスのモル数が  $N+dN$  になるとすると

$$p_a V = (N+dN) k(T+dT) \quad (15)$$

$$p_a dV'' = dN'' \cdot k(T+dT) \quad (16)$$

この間化学反応を無視すれば

$$dN = dN' - dN'' \quad (17)$$

エンタルピーの関係

$$dN' \cdot h(T') = dN' \cdot e(T') + p_a dV'$$

$$N \cdot h(T) = N \cdot e(T) + p_a V$$

$$(N+dN') \cdot h(T+dT) = (N+dN') \cdot e(T+dT) + p_a (V+dV)$$

を用いれば、式(14)は

$$dN' \cdot h(T') + N \cdot h(T) = (N+dN') \cdot h(T+dT) \quad (18)$$

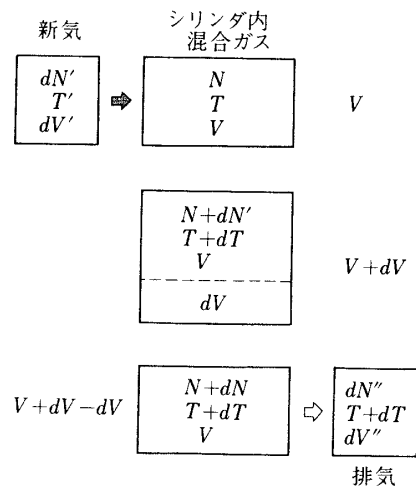


図3 準静的完全混合の掃気過程

右辺はさらに

$$(N + dN') \cdot h(T + dT) = N \cdot h(T) + dN' \cdot h(T) + N c_p dT$$

となる. 式 (12), (15) より

$$T dN + N dT = 0$$

この関係と式 (17) を用いると, 式 (18) は

$$\{h(T') - h(T) + c_p T\} dN' = c_p T dN'' \quad (19)$$

となる.

シリンダ内混合気成分を新気と燃焼残留ガスにわけ, それぞれ添字  $f$ ,  $r$  をつけて

$$\left. \begin{aligned} N &= N_f + N_r \\ dN' &= dN'_f \\ dN'' &= dN''_f + dN''_r \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

と表わすと, シリンダ内混合気の新気および残留ガスの増分  $dN_f$ ,  $dN_r$  は

$$\begin{aligned} dN_f &= dN'_f - dN''_f \\ dN_r &= -dN''_r \end{aligned} \quad (21)$$

となる. ここで, シリンダ内での完全混合を仮定すると, 掃気モル数  $dN_f''$ ,  $dN_r''$  はそれぞれシリンダ内の総モル数  $N_f$ ,  $N_r$  に比例するから

$$\frac{dN''}{N} = \frac{dN''_f}{N_f} = \frac{dN''_r}{N_r} \quad (22)$$

したがって

$$dN'' = \frac{N_f + N_r}{N_f} (dN'_f - dN_f) = -\frac{N_f + N_r}{N_r} dN_r \quad (23)$$

この関係を用いると, 式 (19) は

$$\left. \begin{aligned} \{h(T') - h(T) + c_p T\} dN'_f &= \frac{N_f + N_r}{N_f} c_p T (dN'_f - dN_f) \\ \{h(T') - h(T) + c_p T\} dN'_f &= -\frac{N_f + N_r}{N_r} c_p T dN_r \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

となり, 掃気過程でシリンダ内に残る新気および燃焼残留ガスの量はそれぞれ

$$\left. \begin{aligned} N_f &= \int_0^{N'_f} \left\{ 1 - \frac{h(T') - h(T) + c_p T}{c_p T} \frac{N_f}{N_f + N_r} \right\} dN'_f \\ N_r &= N_6 - \int_0^{N'_f} \frac{h(T') - h(T) + c_p T}{c_p T} \frac{N_r}{N_f + N_r} dN'_f \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

となる。数値計算には反応は考えず、混合（拡散）による混合気の組成変化および温度変化は上のようにすべて考えたが、参考のためにこれら混合気の組成変化および温度変化による比熱の変化が無視できるとしたときの式を書くときのように簡単に表わせる。比熱一定故  $\{h(T') - h(T) + c_p T\} / c_p T = T' / T$  となることより

$$\left. \begin{aligned} N_f &= \frac{p_a V_e^*}{k T'} \left\{ 1 - \exp \left( - \frac{k T'}{p_a V_e^*} N'_f \right) \right\} \\ N_r &= N_6 \exp \left( - \frac{k T'}{p_a V_e^*} N'_f \right) \end{aligned} \right\} \quad (25)'$$

以上の計算より、掃気過程終りでのシリンダ内ガスの状態は

$$\begin{aligned} N_6^* &= N_f + N_r \\ p_a V_e^* &= N_6^* k T_6^* = N_6 k T_6 \end{aligned} \quad (26)$$

となる。なお、本計算では  $V_e^*$  を下死点におけるシリンダ容積  $V$ （すなわち、燃焼室容積＋行程容積）とした。

### 2.1.3 圧縮初期過程（6\*→1（図2））

掃気孔が閉じてからさらに排気孔が閉じるまでの圧縮初期過程では、シリンダ内混合ガスは温度一定（ $T_6^*$ ）に保たれ、排気槽に  $N_e^{**}$  モルの排出を行うものとする

$$T_1 = T_6^* \quad (27)$$

$$p_a V_e = (N_6^* - N_e^{**}) k T_6^* = N_1 k T_6^* \quad (28)$$

となる。したがって、 $N_e^{**}$ 、 $N_1$  は

$$N_e^{**} = \frac{p_a}{k T_6^*} (V_e^* - V_e) \quad N_1 = \frac{p_a V_e}{k T_6^*} \quad (29)$$

と表わされる。

## 2.2 クランク室圧縮過程

シリンダ孔開閉吸気方式のクランク室圧縮過程においても吸排気は、図4に示すように、準静的にすなわちクランク室への吸排は容積一定つづいて圧力一定の状態で行われ、圧縮および膨脹は等エントロピ的に行われるものとする。吸気孔開き始めおよびピストン上死点時（すなわちクランク室容積が最大になるときの）クランク室容積を  $V_1$ 、 $V_1'$ 、掃気孔開き始めお



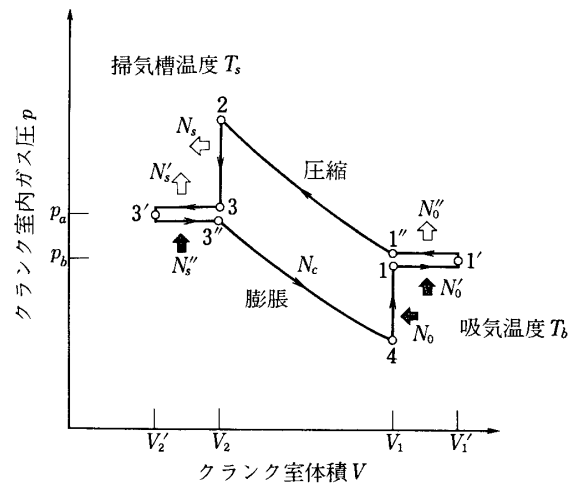


図4 クランク室圧縮過程

よびピストン下死点時（すなわちクランク容積が最小になるとき）のクランク室の容積を  $V_2$ 、 $V_2'$  とし、混合気は圧力一定（その圧力はブースト圧  $p_b$ ）の吸気槽から吸い込み、同じく圧力一定（その圧力は大気圧  $p_a$ ）の掃気槽に排出するものとする。なお、この過程では混合気の組成変化および温度変化による比熱の変化は無視できるから一定として取り扱う。大気圧  $p_a$ 、大気温度  $T_a$  の新気はしほり弁（完全しほり）をへて、圧力  $p_b$ 、温度  $T_b$  の吸気槽に入り、吸気槽からクランク室に吸い込まれる。

（4 → 1（図4））

等容でモル数  $N_0$ 、温度  $T_b$  の新気を吸い込み、クランク室内ガス温度が  $T_1$  になったとすると、エネルギー関係から

$$N_c c_v T_4 + N_0 c_p T_b = (N_c + N_0) c_v T_1 \quad (30)$$

ただし、 $N_c$  は状態 4 でのクランク室内ガスのモル数である。状態 1 では

$$p_b V_1 = (N_c + N_0) k T_1 \quad (31)$$

（1 → 1'（図4））

等圧  $p_b$  でモル数  $N_0'$ 、温度  $T_b$  の新気を吸い込み、温度が  $T_1'$  になったとすると

$$(N_c + N_0) c_v T_1 + N_0' c_p T_b - p_b (V_1' - V_1) = (N_c + N_0 + N_0') c_v T_1' \quad (32)$$

したがって

$$(N_c + N_0) c_p T_1 + N_0' c_p T_b = (N_c + N_0 + N_0') c_p T_1' \quad (33)$$

$$p_b V_1' = (N_c + N_0 + N_0') k T_1' \quad (34)$$

（1' → 1''（図4））

等温, 等圧 ( $T_1'$ ,  $p_b$ ) でモル数  $N_0''$  を排出するとすると

$$T_1'' = T_1' \quad (35)$$

$$p_b V_1 = (N_c + N_0 + N_0' - N_0'') k T_1'' \quad (36)$$

なお, 吸気槽内のエネルギー関係は次式で表わされる.

$$-N_0 c_p T_b - N_0' c_p T_b + N_0'' c_p T_1' + (N_0 + N_0' - N_0'') c_p T_a = 0 \quad (37)$$

したがって, 吸気槽温度  $T_b$  は

$$T_b = \left(1 - \frac{N_0''}{N_0 + N_0'}\right) T_a + \frac{N_0''}{N_0 + N_0'} T_1' \quad (38)$$

で求められる.

(1'' → 2 (図4))

等エントロピ圧縮を仮定すれば

$$\frac{T_2}{T_1''} = \left(\frac{p_2}{p_b}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} \quad (\kappa: \text{比熱比}) \quad (39)$$

$$p_2 V_2 = (N_c + N_0 + N_0' - N_0'') k T_2 \quad (40)$$

(2 → 3 (図4))

2 → 3 → 3' → 3'' の過程では, 温度  $T_s$ ・圧力  $p_a$  の掃気槽を仮定し, まず, 2 → 3 では等容でモル数  $N_s$  の混合ガスをこの掃気槽に吐出する. エネルギー関係および状態式は

$$(N_c + N_0 + N_0' - N_0'') c_v T_2 = N_s c_p T_s + (N_c + N_0 + N_0' - N_0'' - N_s) c_v T_3 \quad (41)$$

$$p_a V_2 = (N_c + N_0 + N_0' - N_0'' - N_s) k T_3 \quad (42)$$

(3 → 3' (図4))

等温等圧 ( $T_3$ ,  $p_a$ ) でモル数  $N_s'$  の混合ガスを掃気槽に吐出するとすると

$$T_3' = T_3 \quad (43)$$

$$p_a V_2' = (N_c + N_0 + N_0' - N_0'' - N_s - N_s') k T_3' \quad (44)$$

(3' → 3'' (図4))

さらに, 等圧で掃気槽よりモル数  $N_s''$  の混合ガスを吸い込むとすると

$$\begin{aligned} (N_c + N_0 + N_0' - N_0'' - N_s - N_s') c_p T_3' + N_s'' c_p T_s \\ = (N_c + N_0 + N_0' - N_0'' - N_s - N_s' + N_s'') c_p T_3'' \end{aligned} \quad (45)$$

$$p_a V_2 = (N_c + N_0 + N_0' - N_0'' - N_s - N_s' + N_s'') k T_3'' \quad (46)$$

(3'' → 4 (図4))

等エントロピ膨脹を仮定すれば

$$\frac{T_4}{T_3''} = \left( \frac{p_4}{p_a} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \quad (47)$$

$$p_4 V_1 = N_c k T_4 \quad (48)$$

全体としての質量連続より

$$N_0 + N_0' - N_0'' - (N_s + N_s' - N_s'') = 0 \quad (49)$$

以上の関係で未知数は

$$\begin{matrix} N_c & N_0 & N_0' & N_0'' & N_s & N_s' & N_s'' \\ T_1 & T_1' & T_1'' & T_2 & T_3 & T_2' & T_3'' & T_4 & T_b & T_s & p_2 & p_4 \end{matrix}$$

の計19ケに対して、式の数 は18ケである。この不足を補うものとして、(2→3) でクランク室内ガスは等エントロピ膨脹をするものとするれば

$$\frac{T_2}{T_3} = \left( \frac{p_2}{p_a} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \quad (50)$$

いま、クランク室圧縮比を

$$\epsilon_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (51)$$

とおくと、式(36),(39),(40)より

$$\left. \begin{aligned} p_2 &= p_b \epsilon_c^\kappa \\ T_2 &= T_1' \epsilon_c^{\kappa-1} \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

式(46),(47),(48),(49)より

$$\left. \begin{aligned} p_4 &= p_a \epsilon_c^{-\kappa} \\ T_4 &= T_3' \epsilon_c^{\kappa-1} \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

式(30),(31),(48)より

$$N_0 = \frac{p_a V_1}{k T_b} \cdot \frac{1}{\kappa} \left( \frac{p_b}{p_a} - \epsilon_c^{-\kappa} \right) \quad (54)$$

式(31),(33),(34)より

$$N_0' = \frac{p_a V_1}{k T_b} \cdot \frac{p_b}{p_a} \left( \frac{V_1'}{V_1} - 1 \right) \quad (55)$$

式(34),(35),(36)より

$$N_0'' = \frac{p_a V_1}{k T_b} \frac{p_b}{p_a} \left( \frac{V_1'}{V_1} - 1 \right) \frac{T_b}{T_1'} \quad (56)$$

式 (40), (41), (42) より

$$N_s = \frac{p_a V_1}{k T_b} \frac{1}{\kappa} \left( \frac{p_b}{p_a} - \varepsilon_c^{-\kappa} \right) \frac{T_b}{T_s} \varepsilon_c^{\kappa-1} \quad (57)$$

式 (42), (43), (44) より

$$N_s' = \frac{p_a V_1}{k T_b} \frac{1}{\varepsilon_c} \frac{T_b}{T_3} \left( 1 - \frac{V_2'}{V_2} \right) \quad (58)$$

式 (44), (45), (46) より

$$N_s'' = \frac{p_a V_1}{k T_b} \frac{1}{\varepsilon_c} \frac{T_b}{T_s} \left( 1 - \frac{V_2'}{V_2} \right) \quad (59)$$

式 (49) にこれらの関係を用いると

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\kappa} \left( \frac{p_b}{p_a} - \varepsilon_c^{-\kappa} \right) + \frac{p_b}{p_a} \left( \frac{V_1'}{V_1} - 1 \right) - \frac{p_b}{p_a} \left( \frac{V_1'}{V_1} - 1 \right) \frac{T_b}{T_1'} \\ &= \frac{1}{\kappa} \left( \frac{p_b}{p_a} - \varepsilon_c^{-\kappa} \right) \frac{T_b}{T_s} \varepsilon_c^{\kappa-1} + \frac{1}{\varepsilon_c} \frac{T_b}{T_3} \left( 1 - \frac{V_2'}{V_2} \right) - \frac{1}{\varepsilon_c} \frac{T_b}{T_s} \left( 1 - \frac{V_2'}{V_2} \right) \end{aligned} \quad (60)$$

式 (34), (50), (52) より

$$\frac{1}{T_1'} = \frac{k}{p_b V_1'} (N_c + N_0 + N_0') \quad (61)$$

$$\frac{1}{T_2} = \frac{1}{T_1'} \varepsilon_c^{1-\kappa} = \frac{k}{p_b V_1'} \varepsilon_c^{1-\kappa} (N_c + N_0 + N_0') \quad (62)$$

$$\frac{1}{T_3} = \frac{1}{T_1'} \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} = \frac{k}{p_b V_1'} (N_c + N_0 + N_0') \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \quad (63)$$

一方, 式 (42) より

$$\frac{1}{T_3} = \frac{k}{p_a V_2} (N_c + N_0 + N_0' - N_0'' - N_s)$$

したがって

$$N_c + N_0 + N_0' = \frac{\alpha}{\alpha - 1} (N_0'' + N_s) \quad (64)$$

ただし

$$\alpha = \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{1/\kappa} \frac{V_1'}{V_2}$$

式 (61) に式 (56), (57), (64) を用いれば

$$\frac{T_b}{T_1'} = \frac{p_a}{p_1} \frac{1}{\kappa} \left( \frac{p_b}{p_a} - \varepsilon_c^{-\kappa} \right) \varepsilon_c^{\kappa-1} \left( 1 - \frac{1}{\alpha} \frac{V_1'}{V_1} \right)^{-1} \frac{T_b}{T_s} \quad (65)$$

式 (60) に式 (63), (65) を用いれば掃気槽の温度は

$$\begin{aligned} \frac{T_s}{T_b} & \left\{ 1 + \kappa \left( \frac{V_1'}{V_1} - 1 \right) \frac{p_b}{p_a} \left( \frac{p_b}{p_a} - \varepsilon_c^{-\kappa} \right)^{-1} \right\} \\ & = \varepsilon_c^{\kappa-1} \left[ 1 + \left\{ \left( \frac{V_1'}{V_1} - 1 \right) + \frac{1}{\varepsilon_c} \left( 1 - \frac{V_2'}{V_2} \right) \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{-1/\kappa} \right\} \left\{ 1 - \frac{1}{\varepsilon_c} \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{-1/\kappa} \right\}^{-1} \right] \\ & \quad - \frac{\kappa}{\varepsilon_c} \left( 1 - \frac{V_2'}{V_2} \right) \left( \frac{p_b}{p_a} - \varepsilon_c^{-\kappa} \right)^{-1} \end{aligned} \quad (66)$$

となる。クランク室圧縮の名目行程と有効行程が等しく、 $V_1'/V_1 = V_2'/V_2 = 1$  のときは

$$\frac{T_s}{T_b} = \varepsilon_c^{\kappa-1}$$

である。

掃気過程でシリンダ中に吐出されるガス量  $N_f'$  (式 (25)) は

$$N_f' = N_s + N_s' - N_s'' = N_o + N_o' - N_o''$$

であり、式 (54), (55), (56) より

$$\begin{aligned} N_f' & = \frac{p_a V_1}{k T_b} \left[ \frac{1}{\kappa} \left( \frac{p_a}{p_b} - \varepsilon_c^{-\kappa} \right) \left\{ 1 - \varepsilon_c^{\kappa-1} \left( \frac{V_1'}{V_1} - 1 \right) \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_c} \left( \frac{p_b}{p_a} \right)^{-1/\kappa} \right)^{-1} \frac{T_b}{T_s} \right\} \right. \\ & \quad \left. + \frac{p_b}{p_a} \left( \frac{V_1'}{V_1} - 1 \right) \right] \end{aligned} \quad (67)$$

$V_1'/V_1 = 1$  のときは

$$N_f' = \frac{p_a V_1}{k T_b} \frac{1}{\kappa} \left( \frac{p_b}{p_a} - \varepsilon_c^{-\kappa} \right)$$

吸入する混合気の燃料のモル分率を  $x^F$  とすると、掃気過程でシリンダ内に吸入する燃料の量  $(N_f')^F$  は

$$(N_f')^F = x^F \cdot N_f' \quad (68)$$

となる.

クランク室圧縮に要する仕事 $W_c$ は

$$W_c = \int_1^2 p dV + \int_3^4 p dV$$

と表わされる.  $(1 \rightarrow 2), (3 \rightarrow 4)$  で等エントロピ変化

$$pV^\kappa = p_b V_1^\kappa \quad pV^\kappa = p_a V_2^\kappa$$

を仮定すれば

$$\frac{W_c}{p_a(V_1 - V_2)} = \frac{1 - \varepsilon_c^{1-\kappa}}{(1-\kappa)(\varepsilon_c - 1)} \left( \frac{p_b}{p_a} \varepsilon_c^{\kappa-1} \right) \quad (69)$$

となる.

### 2.3 サイクル計算

以上の全行程の数式を4サイクル機関の場合と同様に差分化し, 反復計算によりその数値解を求める. 4サイクル機関と異なり掃気過程が入りシリンダ内残留ガスが多いために, 数値計算の収束ははるかに悪く, 初期条件(計算開始時のガス組成・温度)の設定に特別の注意が必要である.

本計算においては, 各時点において上述した物理的・化学的諸量が算出されるが要約すると表1のようになる. サイクル的な特性パラメータはつぎのように定義し算出する.

(a) 馬力  $ps_i$  (ps)

$$ps_i = (\oint p dV - W_c) \frac{1}{100} \frac{\text{rpm}}{60} \frac{1}{75} \frac{1}{1.033} \quad (70)$$

(b) 有効圧力  $p_i$  (ata)

$$p_i = (\oint p dV - W_c) / V_s \quad (71)$$

(c) 燃料消費率  $\text{sfc}$  (g/h・sp)

$$\text{sfc} = N_1^F M^F \frac{\text{rpm}}{\text{psi}} \times 60 \quad (72)$$

$N_1^F$ : 圧縮始め(状態1)で燃料モル数

$M^F$ : 燃料の分子量

(d) NO排出量

$(N_4^{\text{NO}} - N_1^{\text{NO}})$  (mol/cycle)

$M^{\text{NO}} (N_4^{\text{NO}} - N_1^{\text{NO}})$  (g/cycle) (73)

$N_i^{\text{NO}}$ : 状態*i*でのNOモル数

(e) 掃気効率  $\eta_s$

表 1 各行程における諸量

行 程	諸 量				
圧 縮	$n^i(t)$	$T(t)$	$p(t)$	$(u=0)$	$Q_s(t)$
燃 焼	$n^i(r, t)$	$T(r, t)$	$p(t)$	$u(r, t)$	$q_s(r, t)$ $q(t)$
膨 脹	混合前 $n^i(r, t)$	$T(r, t)$	$p(t)$	$u(r, t)$	$q_s(r, t)$
	混合後 $n^i(t)$	$T(t)$	$p(t)$	$(u=0)$	$Q_s(t)$
排 気	$n^i(t)$	$T(t)$	$p(t)$	$(u=0)$	$(Q_s=0)$
掃 気	$n^i$	$T$	$(p=p_a)$		

掃気後シリンダ内に残った新気質量と全混合ガス質量との比

$$\eta_s = \frac{M_f(N_f)_6^*}{M_f(N_f)_6^* + M_r(N_r)_6^*} \quad (74)$$

(f) 給気効率  $\eta_{tr}$

掃気後シリンダ内に残った新気量と掃気に使用した全新気量との比

$$\eta_{tr} = \frac{(N_f)_6^*}{(N_f')_6} \quad (75)$$

(g) 給気比  $l_o$

掃気に使用した全新気量と外気状態で行程容積を占める新気量との比

$$l_o = \frac{(N_f')_6}{(n_f)_a V_s} \quad (76)$$

$(n_f)_a$  : 新気の外気状態でのモル濃度

(h) 充填比  $c_r$

掃気後シリンダ内に残った全ガス質量と外気状態で行程容積を占める新気質量との比

$$c_r = \frac{M_f(N_f)_6^* + M_r(N_r)_6^*}{M_f(n_f)_a V_s} \quad (77)$$

(i) 熱効率  $\eta_{th}$

$$\eta_{th} = (\oint p dV - W_c) \frac{1}{Q} \frac{1.033}{42680} \quad (78)$$

$Q$  : 火炎面での発熱量の総和 (Kcal)

注) 4 サイクル機関の体積効率  $\eta_v$ , 充填効率  $\eta_c$  に対する関係は

$$\eta_v = l_o \eta_{tr} \frac{p_0}{p_a} \frac{T_a}{T_0} \quad \eta_c = l_o \eta_{tr} \quad (79)$$

である。

### 3. 計算結果と考察

エンジンとして表2に示す諸元をもつものを選ぶことにする。燃料の種類およびその熱力学的化学的特性、燃焼速度、燃焼室への熱損失の評価などは全て4サイクル機関の場合と同様である。すなわち、燃料としては、正オクタン ( $n\text{-C}_8\text{H}_{18}$ ) を選び、燃焼ガス成分としては  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{O}$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{OH}$  の11成分を考える。

燃焼速度  $v_b$  は

$$v_b = \left( 1 + a_1 \frac{b \cdot Y_s \cdot \text{rpm}}{30} \frac{\rho_+}{\mu_+} \right) \frac{1}{n - c_p (T_- - T_+)} \left\{ \frac{10.1 \times 10^{-5} \cdot T_{\pm}^{1.5}}{T_{\pm} + 124} \int_{T_+}^{T_-} q n^F dT \right\}^{0.5} \quad (80)$$

$$n^F = a_2 \cdot T \exp(-12400/T) (n^F)^{0.5} (n^{O_2})^{p^{-0.825}}$$

$$n^F = n_+^F - n c_p (T - T_+) / q$$

$$n^{O_2} = n_+^{O_2} - r n c_p (T - T_+) / q$$

ただし、 $\rho$  は密度、 $n$  はモル濃度、 $q$  は燃焼単位モル当りの発熱量、 $r$  は量論比、 $\mu$  は粘性係数

$$\mu = 2.67 \times 10^{-4} (T/500)^{0.68} \quad \text{g/s} \cdot \text{cm}$$

添字+-は未燃焼側および既燃焼側の状態、 $\pm$ はそれらの平均の状態を表わす。常数  $a_1$ ,  $a_2$  は実験値を参考にして

$$a_1 = 2 \times 10^{-6} \quad a_2 = 4.35 \times 10^3$$

とし、この値による燃焼速度を標準値  $v_{b, ref}$  とする。

燃焼室壁への熱損失は

$$q_s = \frac{2.1}{36000} \cdot 3\sqrt{V_p} \frac{\sqrt{pT}}{Y} \left\{ (T - T_{wp}) + \left( 1 + \frac{2Y}{r\theta \sin(\theta/2)} \right) (T - T_{wc}) \right\} \text{cal/cm}^2 \cdot \text{s} \quad (81)$$

$$Q_s = \int_0^b q_s r \theta dr = \frac{2.1}{36000} \cdot 3\sqrt{V_p} \frac{\sqrt{pT}}{Y} \left\{ (T - T_{wp}) + \left( 1 + \frac{4Y}{b} \right) (T - T_{wc}) \right\} \text{cal/s}$$

により算出した。ただし、ここでもシリンダおよびピストン壁面  $T_{wc}$ ,  $T_{wp}$  として

$$T_{wc} = 100^\circ \text{C} \quad T_{wp} = 250^\circ \text{C}$$

を用いた。なお、掃排気過程およびクランク室内の熱損失は絶対値が小さいために無視した。またクランク室内のクランク軸等による熱発生も高速回転時には考慮すべきであるが、今回



表 2 エンジン諸元

燃焼室形状		円筒形
燃焼室容積*	$AY_c$	36.08 cm <sup>3</sup>
燃焼室直径	$b$	7.0 cm
点火栓位置		燃焼室円周上直線
ピストン行程	$Y_s$	7.5 cm
クランク半径	$r_c$	3.75 cm
連桿長さ	$l_c$	15.0 cm
クランク室圧縮比	$\epsilon_c$	1.4
排気孔開閉角度		$\pm 65^\circ$
掃気孔開閉角度		$\pm 55^\circ$
吸気孔開閉角度		$\pm 55^\circ$

クランク角度  $\alpha$  とピストン位置  $Y$ 

$$Y = 2r_c Y_c / Y_s + r_c (1 + \cos \alpha) + l_c \{ 1 - \sqrt{1 - (r_c / l_c)^2 \cos^2 \alpha} \}$$

$$* \begin{cases} Y_c = Y_{\min} \\ Y_{\max} = Y_c + Y_s \end{cases}, \quad A: \text{ピストン面積}$$

は燃焼に対する残留ガスの影響に主眼をおいたので、条件でかわるこれらの事項は無視した。

燃焼反応としては、NO, N 以外の成分に関しては化学平衡論的な取り扱いをし、NO, N については N 濃度に準定常近似を用いた Zeldovich 機構により取り扱った。そこで用いた反応定数・平衡定数および熱力学的定数等はすべて前報の 4 サイクル機関の場合と同じである。

これらの条件のもとに 2 サイクル機関の数値実験を行い、主として、空燃比 ( $A/F$ )、着火進角 ( $IgAd$ )、絞り (吸気圧  $p_b$ )、回転数 (rpm)、燃焼速度 ( $v_b / v_{b, ref}$ ) などのエンジン性能および NO 生成への影響について調べた。用いた差分刻みは  $\Delta r = b / 50$  cm,  $\Delta t = (60 / \text{rpm}) / 100$  sec であり、使用計算機は FACOM 230-75 である。サイクル計算の収斂精度は約  $10^{-2}$  で反復回数は 10~12 回である。(所要時間は 60~100 sec cpu)。

つぎに、計算結果と考察について述べる。

### 3.1 サイクル計算の例

表 3 に示す運転条件でのシリンダ内ガスの状態の時間変化の例を図 5 (a), (b) に示す。(a) は燃料希薄側, (b) は燃料過濃側の運転条件の例である。 $p$ ,  $T$  はシリンダ内ガスの圧力・温度,  $\dot{Q}$  は単位時間当りの発熱量,  $R^*$  は火炎面の燃焼室直径に対する位置 ( $R/b$ ) である。燃焼期間中のガス温度は各位置 ( $r^* = r/b$ ) で異なり、燃焼終了時に瞬間的に混合一様化されるものとしてある。

図 6 (a), (b) は表 3 の運転条件 (a), (b) でのシリンダおよびピストン頭壁への熱損失量の時間変化 ( $\dot{Q}_s = dQ/dt$ , cal/s) をしめす。掃排気過程での熱損失は無視してあるが、考慮に入れたとしてもそれ程大きな影響はないことがわかる。

図 7 (a), (b) は表 3 の運転条件 (a), (b) での指圧線図  $p-V$  曲線である。

表3 運転条件とサイクル性能

条 件 お よ び 性 能			(a)	(b)
運 転 条 件	新気当量比	$\phi$	0.83	1.25
	吸気圧	$p_b$ mmHg $ab$	760	760
	着火時期	IgAd ° BDC	25	25
	回転数	$rpm$ rpm	3000	3000
	圧縮比*	$\epsilon$	9	9
エ ン ジ ン 性 能 と NO 排 出 量	図示平均有効圧力	$\bar{p}_i$ ata	3.173	3.806
	図示燃料消費率	sfc g/ps <sub>i</sub> ・hr	318.6	396.0
	掃気効率	$\eta_{sc}$	0.705	0.614
	給気効率	$\eta_{tr}$	0.615	0.617
	給気比	$l_o$	0.562	0.563
	充填比	$c_r$	0.490	0.542
	総発熱量	$Q$ kcal/cycle	70.2	60.9
	熱効率	$\eta_{th}$	0.234	0.266
	圧縮始めガス温度	$T_1$ K	532.1	447.8
	排気槽温度	$T_e$ K	1091	428
	サイクル当りNO排出量	NO <sub>c</sub> g/cycle	$6.23 \times 10^{-5}$	$1.65 \times 10^{-5}$
	図示仕事当りNO排出量	NO <sub>p</sub> g/ps <sub>i</sub> ・hr	1.97	0.41

\* 圧縮比はいわゆる呼称圧縮比で次のように定義する (図1)

$$\epsilon = \frac{AY_{\max}}{AY_{\min}}$$

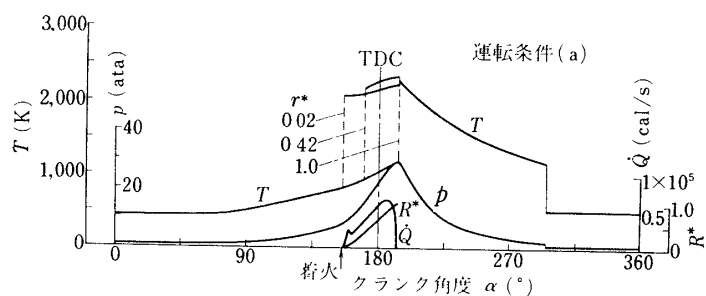


図5(a) シリンダ内ガス圧力( $p$ ), 温度( $T$ ), 火炎面位置( $R^*$ ), 熱発生率( $\dot{Q}$ )の時間変化

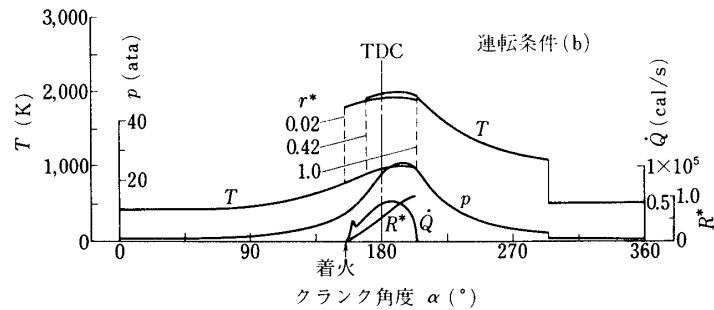


図 5(b) シリンダ内ガス圧力( $p$ ), 温度( $T$ ), 火炎面位置( $R^*$ ), 熱発生率( $\dot{Q}$ ) の時間変化

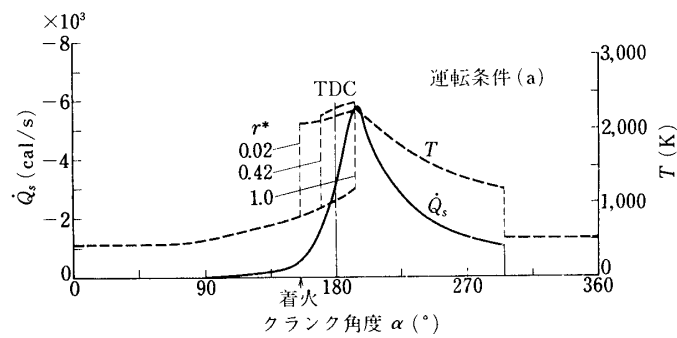


図 6(a) 熱損失( $\dot{Q}_s$ ) の時間変化

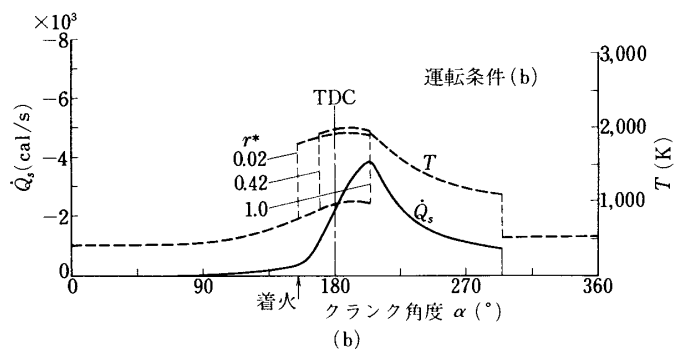


図 6(b) 熱損失( $\dot{Q}_s$ ) の時間変化

次に、燃焼過程の詳細についてしめす。図 8(a), (b) は表 3 の運転条件 (a), (b) に対する燃焼過程中的燃焼室各位置 ( $r^*$ ) におけるガス温度の時間変化である。燃焼後のガス温度の火炎伝播に伴う圧縮仕事によりさらに上昇するが、膨脹行程に入るとシリンダ内ガスの

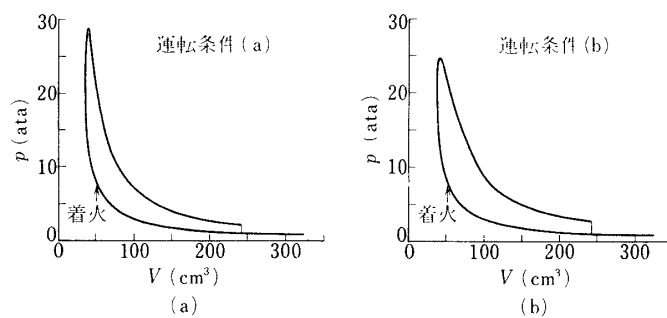
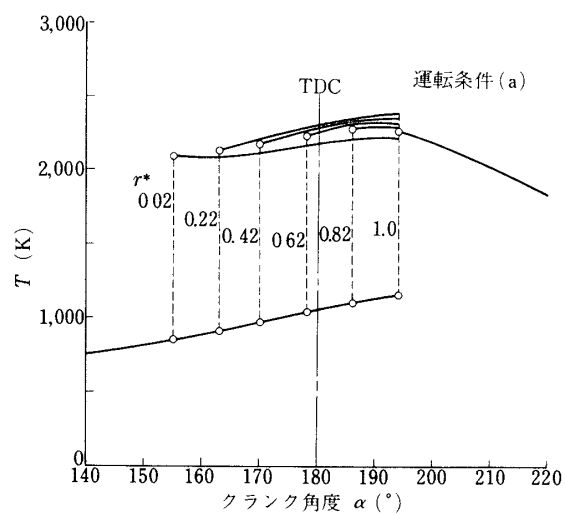
図7  $p-V$  線図

図8(a) 燃焼室各位置におけるガス温度の時間的变化

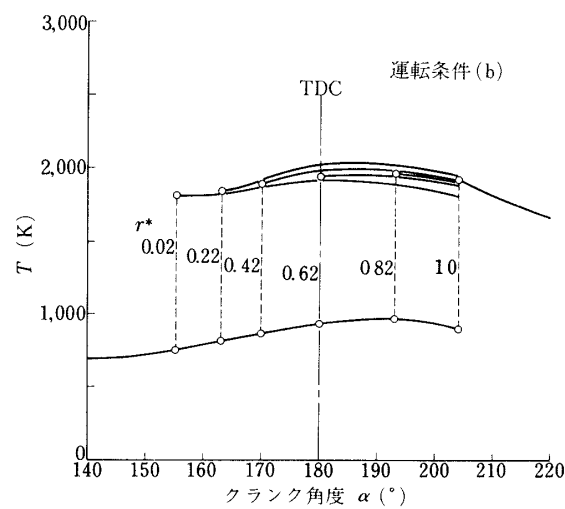


図8(b) 燃焼室各位置におけるガス温度の時間的变化

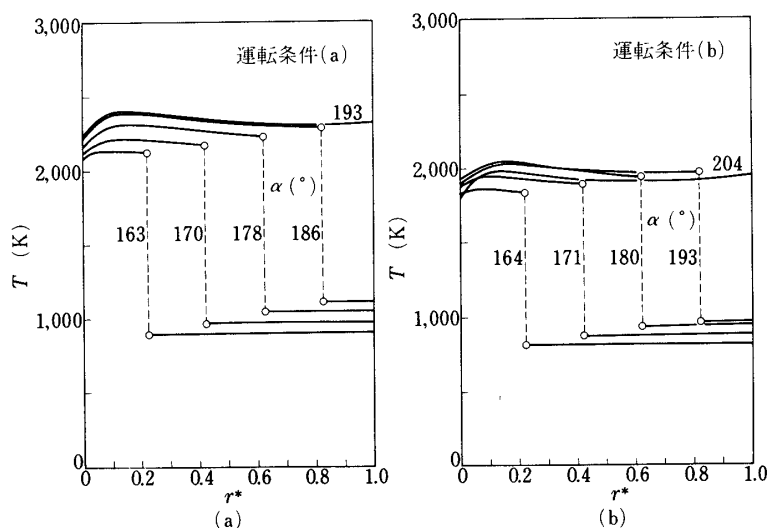
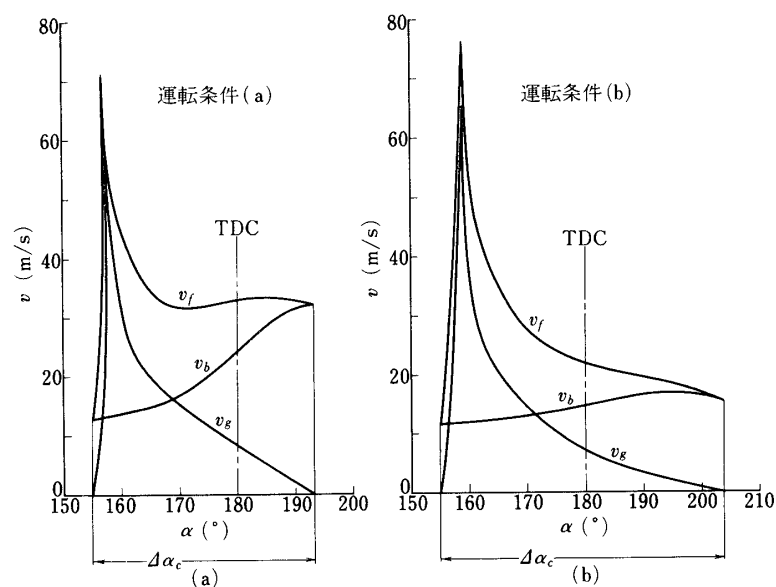


図9 燃焼過程中的各クランク角度におけるガス温度の空間的分布

図10 火炎面における燃焼速度( $v_b$ ), 未燃ガス速度( $v_g$ ), 火炎速度( $v_f$ )

全体としての膨脹により逆に減少する。点火栓位置に近い所 ( $r^* = 0.02$ ) では、シリンダ壁への熱損失が大きいために、火炎伝播に伴う圧縮によるガス温度の上昇は他の位置でのものより小さい。図9 (a), (b)は、燃焼室内ガス温度の各クランク角度  $\alpha$  (°) に対する空間分布である。温度が急変している位置が火炎面であり、それより高温側が既燃ガス、低温側が未燃ガスである。これらの温度分布は運転条件により大きく変わるが、定性的にはほぼ同様な

形をとる.

図10 (a), (b)は表3の運転条件 (a), (b)に対する火炎面における燃烧速度  $v_b$  (m/s), 未燃ガス速度  $v_g$  (m/s), 火炎速度  $v_f$  (m/s) を示したものである. 火炎速度は火炎面位置  $R$  の時間変化  $\dot{R} (= dR/dt)$  に相当し, 燃烧速度と未燃ガス速度のベクトル和である. 燃烧速度は式 (77) によるものを基準燃烧速度  $v_{b, ref}$  とし,  $v_b = a v_{b, ref}$  としている. 燃烧初期において  $v_g$  が急激に変化する理由は, 前報の4サイクル機関の場合に説明してあるように, 燃烧に伴うガスの動きをガスの慣性を考えずに質量の連続の式のみで考えているためである. 燃烧中期では一様燃烧  $v_g \propto v_b (\bar{p}_1 - \bar{p})/\bar{p}$  ([1] 式 (67)) に近い傾向をしめす.

図11 (a), (b)はガス速度の燃烧室内空間分布であり, 火炎進行方向を正にとってある. 図中の破線位置がそのクランク角における火炎面の位置 ( $R^*$ ) であり, それより右側が未燃

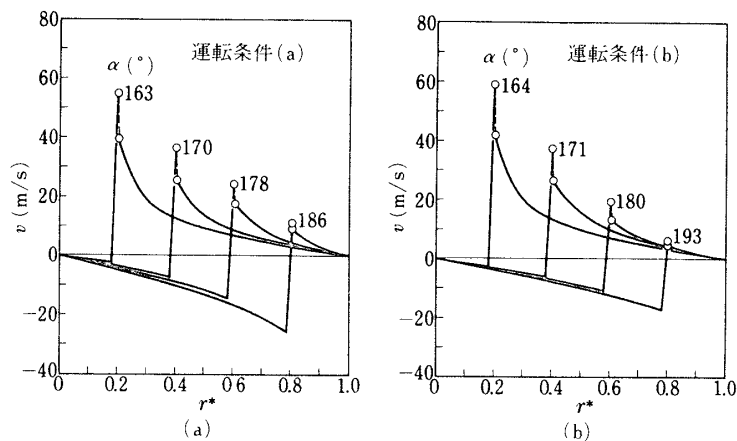


図11 ガス速度( $v$ )の空間的分布

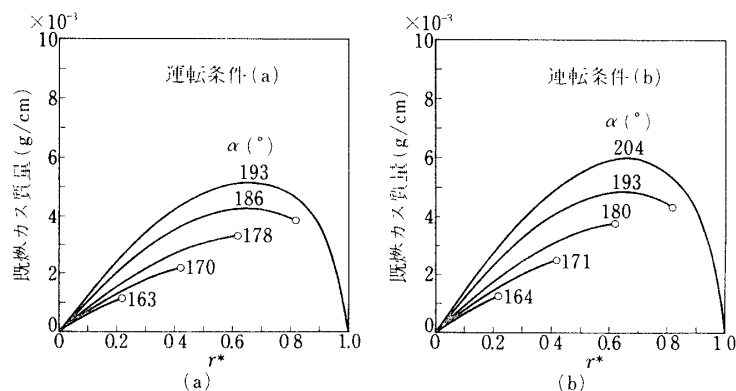
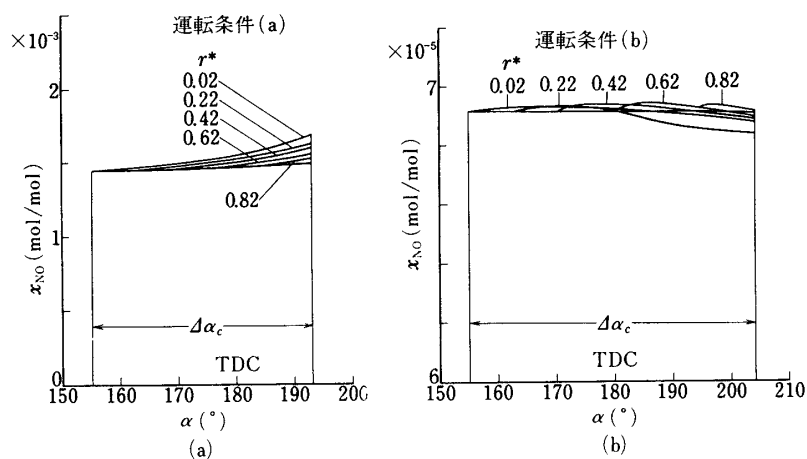
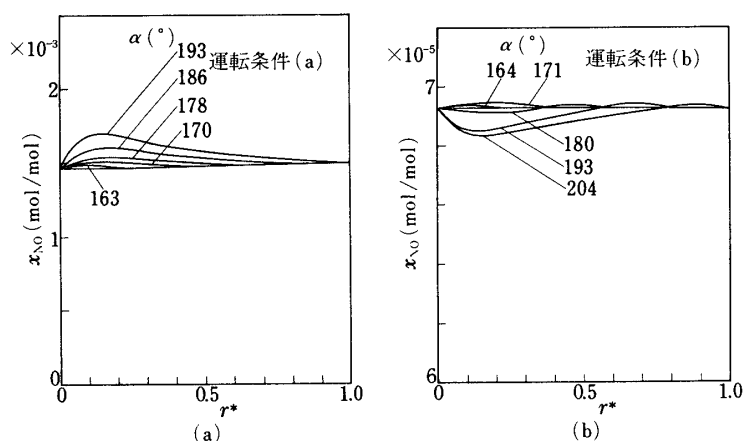


図12 燃烧過程の各クランク角における  $r$  の単位長さあたりの既燃ガス質量 ( $\rho r \theta Y$ ) の空間的分布

図13 燃焼室各位置におけるNO濃度( $x_{NO}$ )の時間的变化図14 燃焼過程の各クランク角におけるNO濃度( $x_{NO}$ )の空間的分布

ガス，左側が既燃ガスである．未燃ガスは火炎進行方向の速度をもつが，既燃ガスは火炎直後で火炎進行方向の速度から急激に火炎と逆方向の速度になる．火炎面直後の既燃ガスの速度が火炎面直前の未燃ガスの速度より大きくなるのは両者の密度差のためである．このガス速度分布は，点火栓を通る直径上の  $r^*$  に対して一次元的に取り扱い，着火前は静止したガスとして考えたものであることを，実際の機関内の現象と比較する場合には留意する必要がある．

図12 (a), (b) は表3の運転条件 (a), (b) に対する  $r^*$  の単位長さあたりの既燃ガスの質量分布 ( $\rho r \theta Y$ ) である．この質量の同一地点での時間変化はガス速度により移動する質量に対応するが，ここではシリンダ内ガス圧力一定としてガスの運動量の保存を考慮していな

いために、逆にこの質量の時間変化よりガス速度を算出している。

つぎに、燃焼過程中のNOの生成について述べる。

図13 (a), (b)は表3の運転条件 (a), (b) に対する燃焼過程中のNOのモル分率  $x_{\text{NO}}$  (mol/mol) の時間経過である。図14 (a), (b)は各クランク角度におけるそれぞれの空間分布である。これらの値からNO生成量の絶対値を知るには混合ガスの全体のモル数分布が必要である。 $r^*$  方向単位長さあたりの全モル数を計算し、NOの  $r^*$  方向単位長さあたりの質量分布をしめすと図15, 16となる。それぞれ時間的変化および空間分布で (a), (b) は表3の運転条件 (a), (b) に対応する NO質量分布は、燃料希薄側・過濃側ともに定性的に同様な分布傾向をしめすことがわかる。ただし、燃料過濃側でのNO生成・分解反応機構

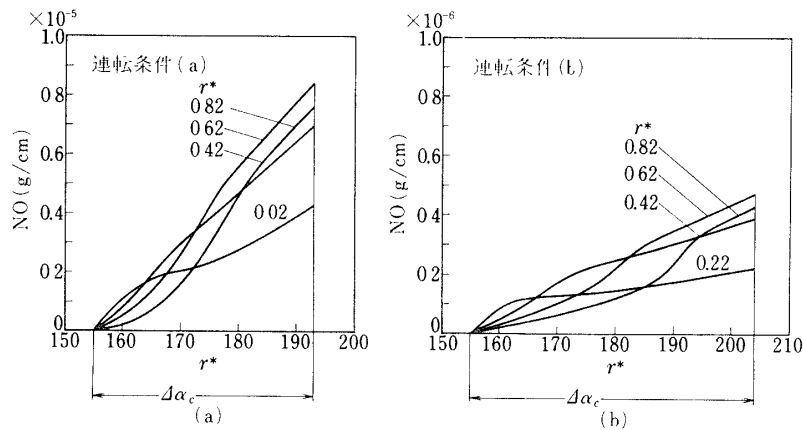


図15 燃焼過程の各位置における  $r$  の単位長さあたりのNOの質量 ( $n_{\text{NO}} M_{\text{NO}} r \theta Y$ ) の時間的変化

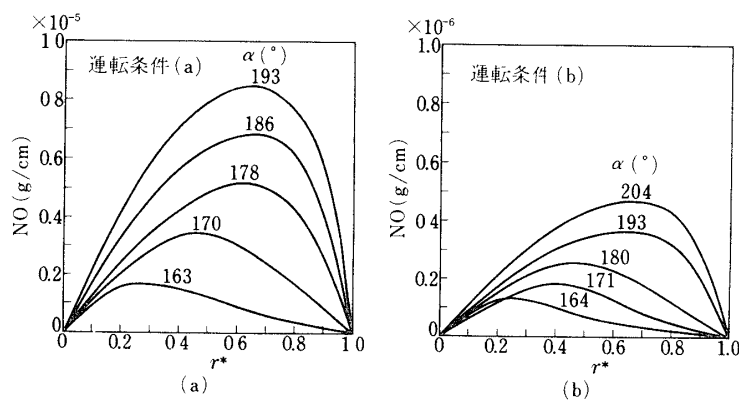


図16 燃焼過程の各クランク角における  $r$  の単位長さあたりのNOの質量 ( $n_{\text{NO}} M_{\text{NO}} r \theta Y$ ) の空間的分布



には検討すべき点が多く残されており、ここで用いた反応機構も当を得てないことに注意する必要がある（〔6〕）。図16に示めされる同一空間位置でのNO質量の時間変化は、生成・

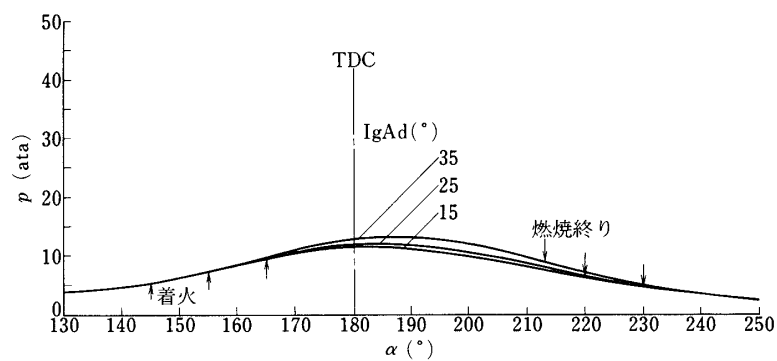
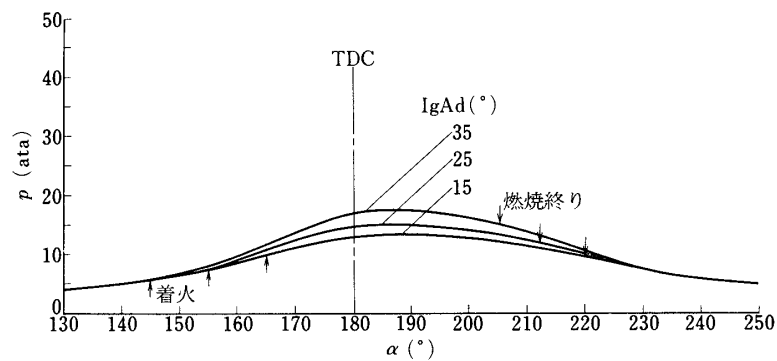
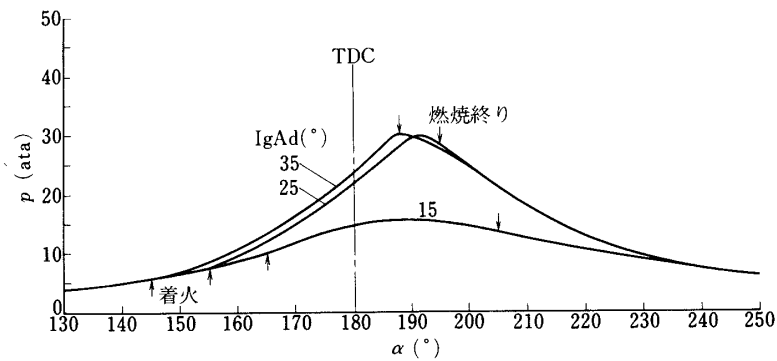


図17 点火進角 (IgAd) によるシリンダ内ガス圧力 ( $p$ ) の違い  
(rpm = 3000,  $a = 1$ )

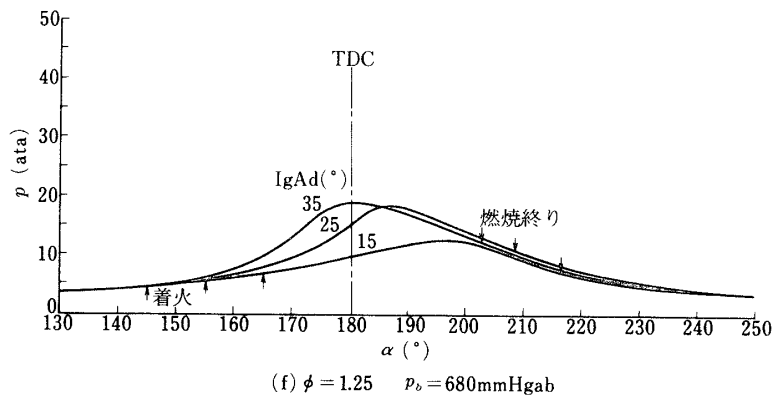
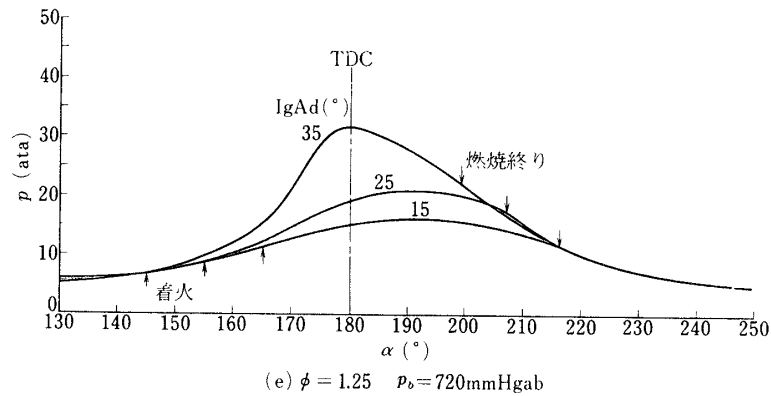
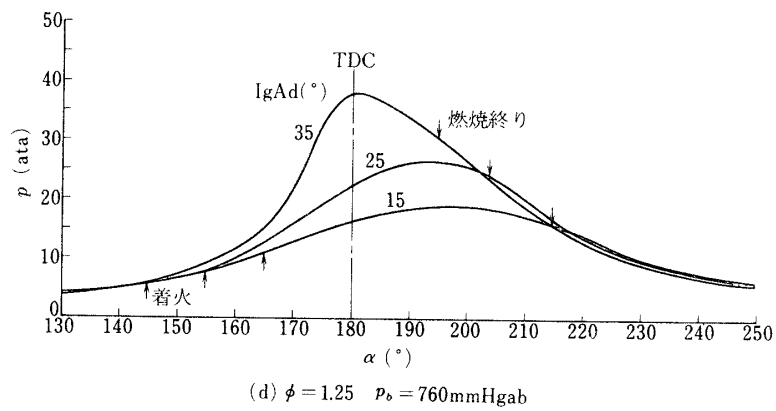


図17 点火進角 (IgAd) によるシリンダ内ガス圧力 ( $p$ ) の違い  
(rpm = 3000,  $a = 1$ )

分解反応による質量変化のほかに、ガス速度による質量移動が加算されている。これらの図から、NOの生成に対する空間的・時間的關係が一応はっきりし、さらに、熱損失・燃料分

布などを変化させた数値実験を行えばNO生成制御の検討が可能である。

### 3.2 吸気圧力および着火時期の影響

回転数 $\text{rpm} = 3000$  (rpm), 吸入新気当量比 $\phi = 0.83$  (空燃比 $A/F = 18.04$ ) および $\phi = 1.25$  (空燃比 $A/F = 12.02$ ) に対して, 吸気圧力 $p_b = 760, 720, 680$  (mmHg ab.), 着火時期 $\text{IgAd} = 15, 25, 35, 45$  ( $^{\circ}\text{TDC}$ ) に変化させた場合のエンジン性能とNO, H<sub>2</sub>C 排出量について考察する。

図17 (a) ~ (f) はシリンダ内ガス圧力 $p$ のクランク角度 $\alpha$ に対する変化を着火時期 $\text{IgAd}$ をパラメータにして描いてある。吸気圧力が低くなり, 充填比が小さくなるとガス圧力の時間変化は緩慢になり, 特にその傾向は燃料希薄側で著しい。

図18 (a), (b) は図示平均有効圧力 $p_i$  (ata) および図示燃料消費率 $\text{sfc}$  ( $\text{g}/\text{ps}_i \cdot \text{hr}$ ) に対

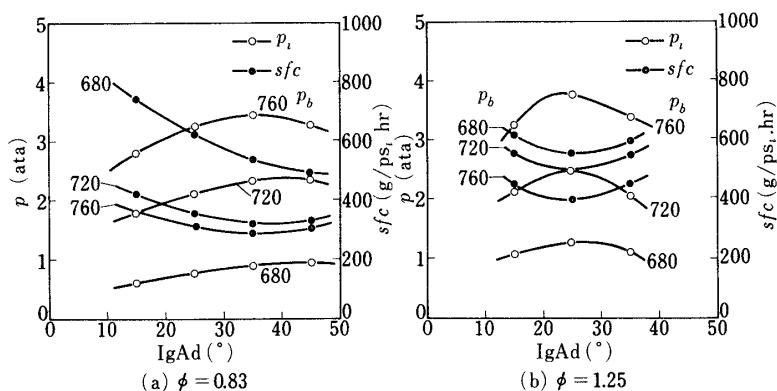


図18 図示平均有効圧力( $p_i$ ), 図示燃料消費率( $\text{sfc}$ )に対する着火時期の影響( $\text{rpm} = 3000$ ,  $a = 1$ )

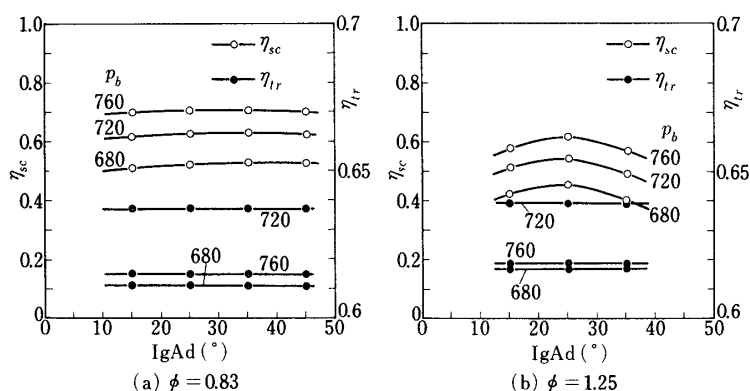


図19 掃気効率( $\eta_{sc}$ ), 給気効率( $\eta_{tr}$ )に対する着火時期( $\text{IgAd}$ )の影響( $\text{rpm} = 3000$ ,  $a = 1$ )

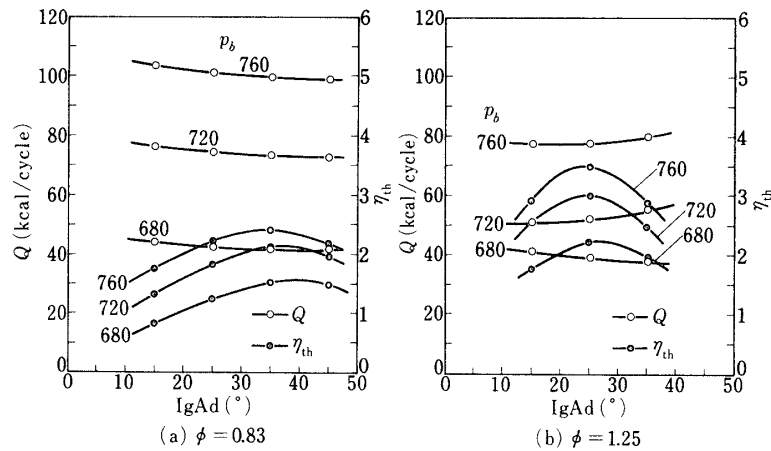


図20 総発熱量 ( $Q$ ), 熱効率 ( $\eta_{th}$ ) に対する着火時期 ( $IgAd$ ) の影響 ( $rpm=3000$ ,  $a=1$ )

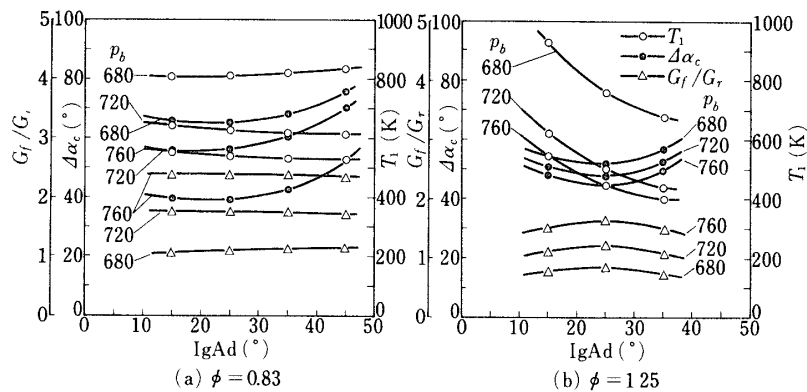


図21 圧縮始めシリンダ内ガス温度 ( $T_1$ ), 燃焼期間 ( $\Delta\alpha_c$ ), 新気/旧気比 ( $G_f/G_r$ ) に対する着火時期 ( $IgAd$ ) の影響 ( $rpm=3000$ ,  $a=1$ )

する着火時期  $IgAd$  ( $^{\circ}TDC$ ) の影響である。各吸気圧力で最大出力となる着火時期は異なり、吸気圧力が低下すると最大出力着火時期はより早くなることがわかる。燃料消費率についても同様に、最小燃料消費率は吸気圧力が低くなるにつれてより早い着火時期で得られる。

図19 (a), (b) は掃気効率  $\eta_{sc}$ , 給気効率  $\eta_{tr}$  に対する着火時期の影響をしめす。両者に対する着火時期の影響は小さいが、特に給気効率に対してはほとんど影響を与えない。なお、給気比  $l_o$  は  $p_b = 760, 720, 680$  mmHg に対して

$$l_o = 0.562, 0.416, 0.270$$

である。

図20 (a), (b) は、サイクルあたりの総発熱量  $Q$  (Kcal/cycle) と熱効率  $\eta_{th}$  に対する着

火時期の影響である。総発熱量の着火時期による変化は少ないが、平均有効圧力の変化のために熱効率は着火時期に影響される。

図21 (a), (b)は、圧力始めのシリンダ内ガス温度 $T_1$  (K), 燃焼時間 $\Delta\alpha_c$  (°), および新気/旧気比 ( $G_f/G_r$ ) に対する着火時期の影響である。燃料希薄側では $T_1$  は着火時期によってあまり変化しないが、燃料過濃側では大きく変化し着火時期が遅くなるにつれて高温になる。燃焼時間についてはその値が最小となる着火時期があることがわかる。また、新気/旧気比については4サイクル機関の値より1桁小さな値になっていることがわかる。

図22 (a), (b)は、NO 排出量 $NO_p$ およびHC 排出量 $HC_p$  (g/ps<sub>i</sub>・hr) に対する着火時

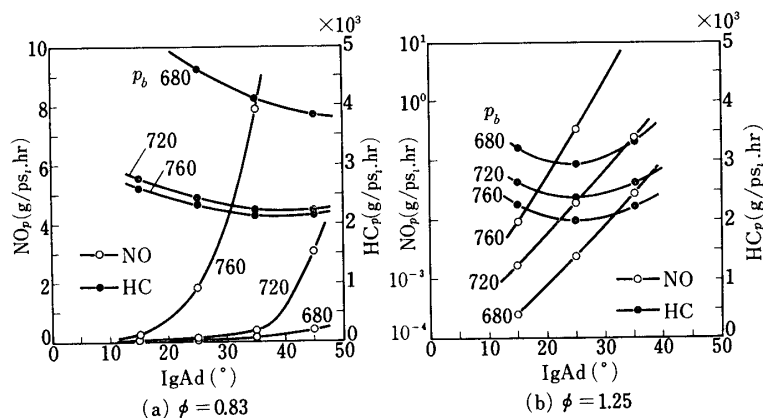


図22 NO排出量, HC 排出量 (g/ps<sub>i</sub>・hr) に対する着火時期 (IgAd) の影響 (rpm=3000,  $a=1$ )

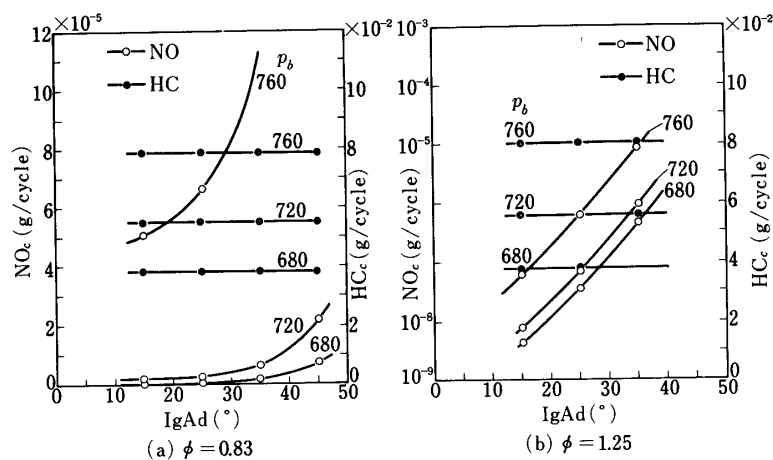


図23 サイクルあたりのNO, HC 排出量 (g/cycle) に対する着火時期 (IgAd) の影響 (rpm=3000,  $a=1$ )

期の影響である。ここにいるHC排出量は実際のエンジン(4 cycle)において主役をする燃焼室壁の消炎距離内の混合気や混合気中の混合比不均一によるものなどは考慮されていす掃気中の吹きぬけに起因するものだけであるので当然のことながら、HC排出量は着火時期よりも吸気圧力の変化による給気効率の変化に大きく左右される。これに対し、NO排出量は着火時期に大きく影響され、燃料希薄側・過濃側ともに着火時期が進むにつれてNO排出量は多くなる。図23(a),(b)は、サイクルあたりのNO排出量 $NO_c$ およびHC排出量 $HC_c$ (g/cycle)に対する着火時期の影響であり、馬力・時間あたりの排出量とほぼ同じような傾向になる。

### 3.3 充填効率の影響

2サイクル機関では、4サイクル機関の充填効率に相当するものは給気比と給気効率の積 $l_o \eta_{tr}$ であり、これを相当充填効率と呼ぶことにする。回転数rpm=3000(rpm), 着火時期 $IgAd=25(^{\circ}TDC)$ , 燃焼速度 $a=1$ の場合につき、吸入新気当量比 $\phi=0.83(A/F=18.04)$ および $\phi=1.25(A/F=12.04)$ に対してこの相当充填効率の影響をしめすと、図24(a),(b)および図25(a),(b)となる。図24は図示平均有効圧力 $p_i$ (ata), 図示燃料消費率sfc(g/ps<sub>i</sub>・hr), 総熱量 $Q$ (kcal/cycle), 熱効率 $\eta_{th}$ , 燃焼時間 $\Delta\alpha_c(^{\circ})$ , 圧力始めのガス温度 $T_1$ (K)に対する影響であり、 $p_i$ ,  $Q$ ,  $\eta_{th}$ は $l_o \eta_{tr}$ に対しほぼ直線的に増加し、sfc,  $\Delta\alpha_c$ ,  $T_1$ は逆にほぼ直線的に減少することがわかる。図25は馬力・時間あたりのNOおよびHC排出量 $NO_p$ ,  $HC_p$ (g/ps<sub>i</sub>・hr), サイクルあたりのNOおよびHC排出量 $NO_c$ ,  $HC_c$ (g/cycle)に対する影響を示したものである。NO排出量については4サイクル機関の場合と定性的な傾向は同じである。吹きぬけによるHC排出量については、馬力・時間あたりの排出量は $l_o \eta_{tr}$ が増すと少なくなるが、サイクルあたりの排出量は逆にほぼ比例的に増加する。

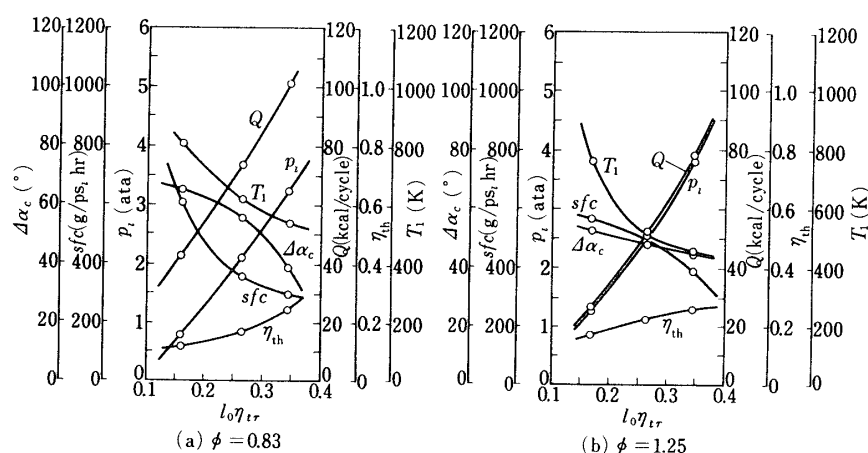


図24 図示平均有効圧力( $p_i$ ), 図示燃料消費率(sfc), 総発熱量( $Q$ ), 熱効率( $\eta_{th}$ ), 燃焼期間( $\Delta\alpha_c$ ), 圧縮始めガス温度( $T_1$ )に対する相当充填効率( $l_o \eta_{tr}$ )の影響(rpm=3000,  $IgAd=25^{\circ}$ ,  $a=1$ )

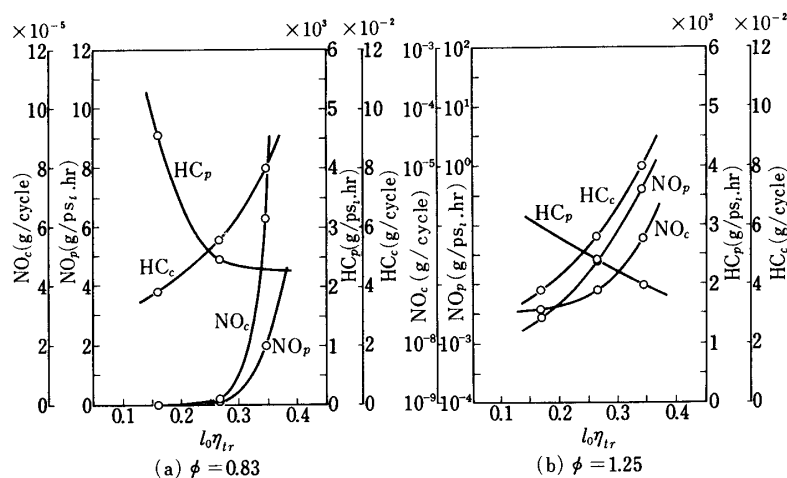


図25 NO排出量( $\text{NO}_p$ ,  $\text{NO}_c$ ), HC排出量( $\text{HC}_p$ ,  $\text{HC}_c$ ), に対する相当充填効率( $l_0 \eta_{tr}$ )の影響 (rpm = 3000,  $\text{IgAd} = 25^\circ$ ,  $a = 1$ )

### 3.4 回転数の影響

吸気圧力  $p_b = 760$  mmHg ab., 着火時期  $\text{IgAd} = 25^\circ$  (°TDC), 吸入新気当量比  $\phi = 0.83$  ( $A/F = 18.04$ ) および  $\phi = 1.25$  ( $A/F = 12.02$ ) の条件下で回転数を変化させた場合の性能の例を図26 (a), (b), 図27 (a), (b), および図28 (a), (b)に示す. 図26は図示平均有効圧力  $p_i$  (ata), 図示燃料消費率  $\text{sfc}$  ( $\text{g/ps}_i \cdot \text{hr}$ ), 総発熱量  $Q$  (Kcal/cycle), および熱効率  $\eta_{th}$  に対する回転数の影響であり, 図27は燃焼期間  $\Delta \alpha_c$  (°), また圧縮始めガス温度  $T_1$  (K) および新気/旧気比 ( $G_f/G_r$ ) に対するものである. 図28はNOおよびHC排出量  $\text{NO}_p$ ,  $\text{HC}_p$  ( $\text{g/ps}_i \cdot \text{hr}$ ),  $\text{NO}_c$ ,  $\text{HC}_c$  ( $\text{g/cycle}$ ), 掃気効率  $\eta_{sc}$ , および給気効率  $\eta_{tr}$  に対するものである. いずれに対しても新気/旧気比の絶対値を除いては4サイクル機関の場合とほぼ同様である. ただ, 燃料希薄側のNO排出量は4サイクル機関の場合と逆に回転数とともに増加する傾向を示す. これは, 前者ではNO生成が温度よりも反応に有効な滞留時間に支配されたのに対し, 後者では温度律速であるためである. 吹きぬけによるHC排出量は, 給気効率が回転数に影響されないために, サイクルあたりについては一定である.

### 3.5 吸入新気当量比(空燃比)の影響

回転数 rpm = 3000 (rpm), 吸気圧力  $p_b = 760$  (mmHg ab.), 着火時期  $\text{IgAd} = 25^\circ$  (°TDC) 燃焼速度  $a = 1$  の条件下で, 吸入新気当量比  $\phi$  を変化させた場合の性能の例を図29に示す. 図29 (a)は図示平均有効圧力  $p_i$  (ata), 図示燃料消費率  $\text{sfc}$  ( $\text{g/ps}_i \cdot \text{hr}$ ), 総発熱量  $Q$  (Kcal/cycle), 熱効率  $\eta_{th}$ , 燃焼期間  $\Delta \alpha_c$  (°) および圧縮始めガス温度  $T_1$  (K) に対する吸入新気当量比の影響であり, 同図 (b) はNOおよびHC排出量  $\text{NO}_p$ ,  $\text{HC}_p$  ( $\text{g/ps}_i \cdot \text{hr}$ ),  $\text{NO}_c$ ,  $\text{HC}_c$  ( $\text{g/cycle}$ ), 掃気効率  $\eta_{sc}$  および給気効率  $\eta_{tr}$  に対するものである. だいたいの傾向は4サイクル機関の場合と同じである.

### 3.6 燃焼速度の影響

採用した燃焼速度  $v_{b, ref}$  が当を得たものかどうか確認する手段がないが, 燃焼速度によ

る性能の変化を検討してその大まかな妥当性を検討することができる。図30, 31, 32は、吸気圧力 $p_b = 760$  (mmHg ab.), 回転数 $\text{rpm} = 3000$  (rpm), 着火時期 $\text{IgAd} = 25$  ( $^\circ\text{TDC}$ ), 吸入新気当量比 $\phi = 0.83$  ( $A/F = 18.04$ ) および  $\phi = 1.25$  ( $A/F = 12.02$ ) に固定して燃焼速度 $v_b = a v_{b, \text{ref}}$  のみ変化させた場合の性能の変化の例である。図30 (a), (b) は図示平均圧力 $p_i$  (ata), 図示燃料消費率 $\text{sfc}$  (g/ps $_i$ ・hr), 総発熱量 $Q$  (Kcal/cycle), 熱効率 $\eta_{th}$  に対する燃焼速度の影響であり, 図31 (a), (b) は, 燃焼期間 $\Delta\alpha_c$  ( $^\circ$ ), 圧縮始めガス温度 $T_1$  (K) および新気/旧気比に対するものである。また, 図32 (a), (b) はNOおよび吹きぬ

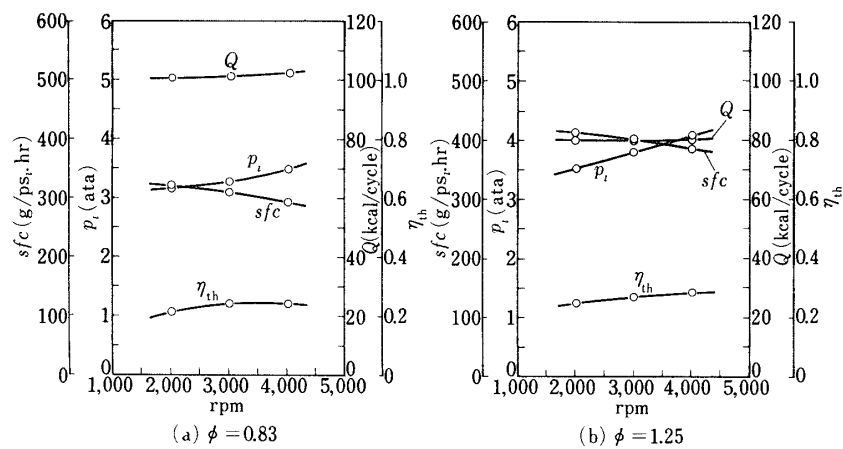


図26 図示平均有効圧力( $p_i$ ), 図示燃料消費率( $\text{sfc}$ ), 総発熱量( $Q$ ), 熱効率( $\eta_{tr}$ ) に対する回転数( $\text{rpm}$ )の影響 ( $p_b = 760$  mmHg ab,  $\text{IgAd} = 25^\circ$ ,  $a = 1$ )

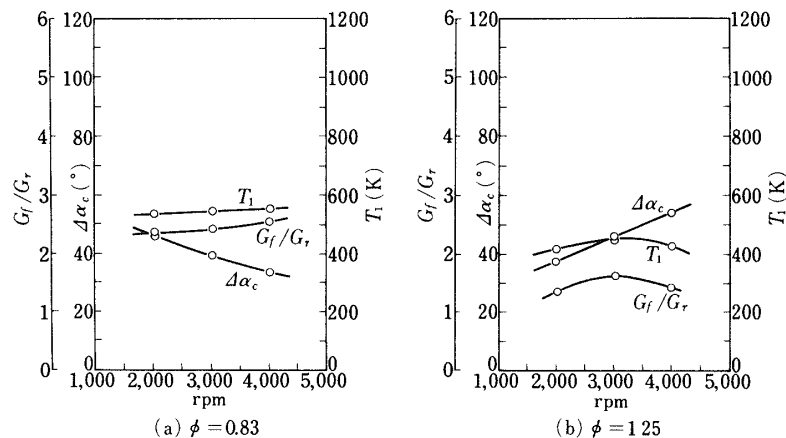


図27 燃焼期間( $\Delta\alpha_c$ ), 圧縮始めガス温度( $T_1$ ), 新気/旧気比 ( $G_f / G_r$ ) に対する回転数( $\text{rpm}$ )の影響 ( $p_b = 760$  mmHg ab,  $\text{IgAd} = 25^\circ$ ,  $a = 1$ )



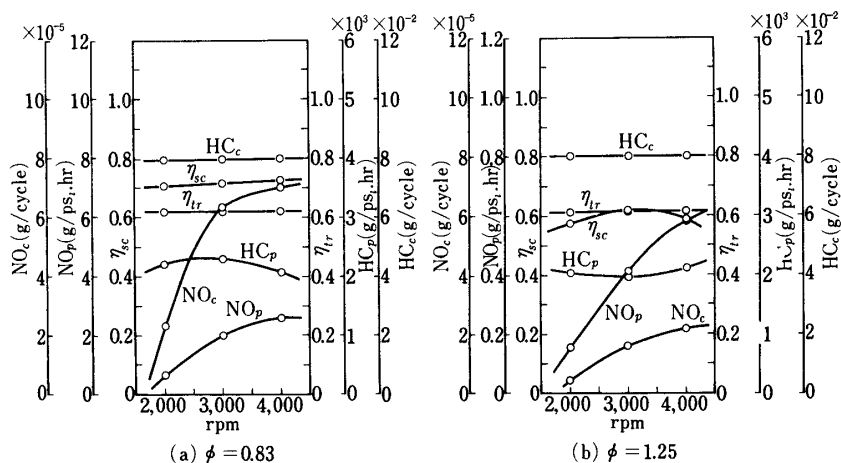


図28 NO 排出量( $\text{NO}_p$ ,  $\text{NO}_c$ ), HC 排出量( $\text{HC}_p$ ,  $\text{HC}_c$ ), 掃気効率( $\eta_{sc}$ ), 給気効率( $\eta_{tr}$ ) に対する回転数(rpm)の影響  
( $p_b = 760 \text{ mmHg ab}$ ,  $\text{IgAd} = 25^\circ$ ,  $a = 1$ )

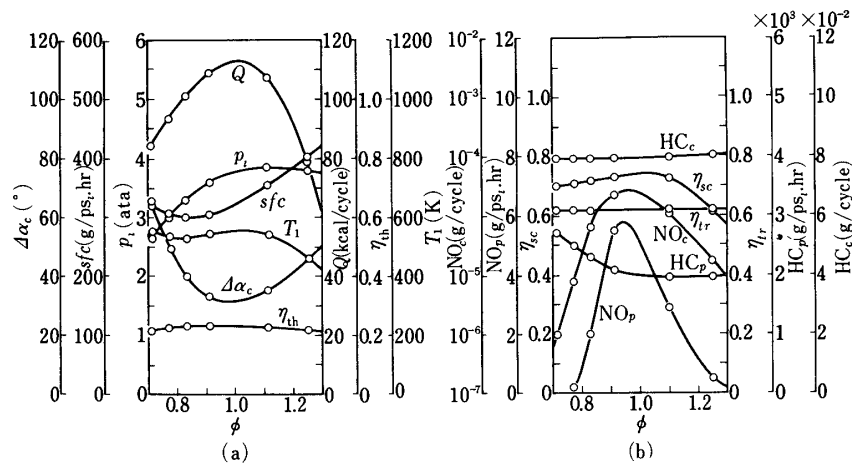


図29 図示平均有効圧力( $p_i$ ), 図示燃料消費率(sfc), 総発熱量( $Q$ ), 熱効率( $\eta_{th}$ ), 燃焼期間( $\Delta\alpha_c$ ), 圧力始めガス温度( $T_1$ ), NO 排出量( $\text{NO}_p$ ,  $\text{NO}_c$ ), HC 排出量( $\text{HC}_p$ ,  $\text{HC}_c$ ), 掃気効率( $\eta_{sc}$ ), 給気効率( $\eta_{tr}$ ) に対する吸入新気当量比( $\phi$ )の影響 ( $p_b = 760 \text{ mmHg ab}$ ,  $\text{rpm} = 3000$ ,  $\text{IgAd} = 25^\circ$ )

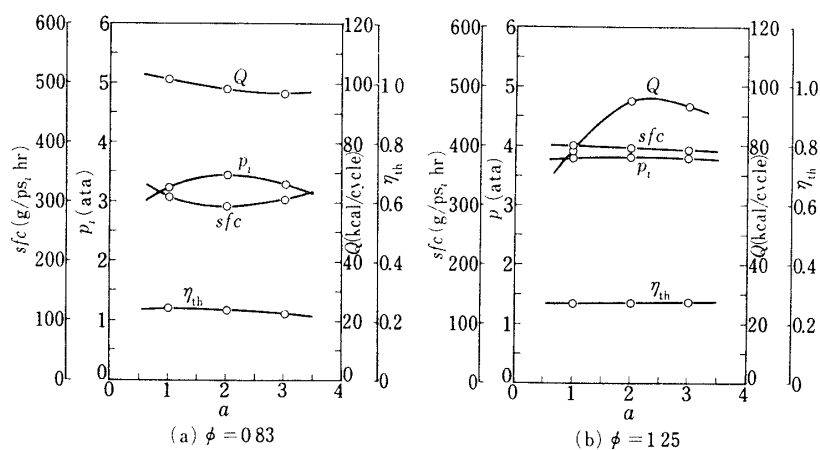


図30 図示平均有効圧力( $p_i$ ), 図示燃料消費率( $sfc$ ), 総発熱量( $Q$ ), 熱効率( $\eta_{th}$ )に対する燃焼速度( $a = v_b / v_{b, ref}$ )の影響  
( $p_b = 760$  mmHg ab, rpm = 3000, IgAd = 25°)

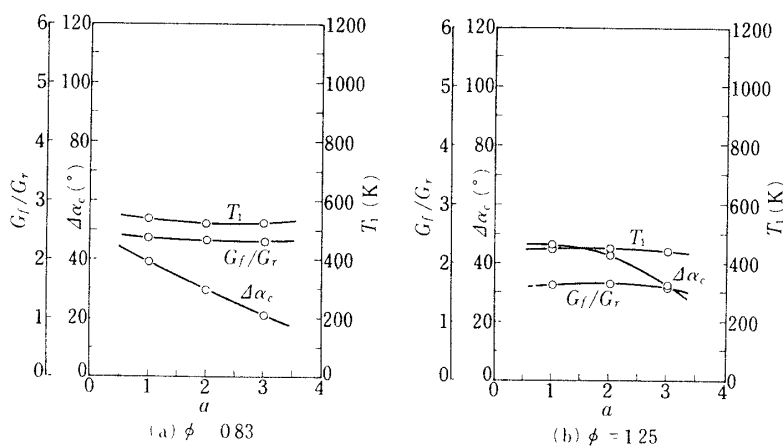


図31 燃焼期間( $\Delta\alpha_c$ ), 圧力始めガス温度( $T_1$ ), 新気/旧気比( $G_f/G_r$ )に対する燃焼速度( $a = v_b / v_{b, ref}$ )の影響  
( $p_b = 760$  mmHg ab, rpm = 3000, IgAd = 25°)

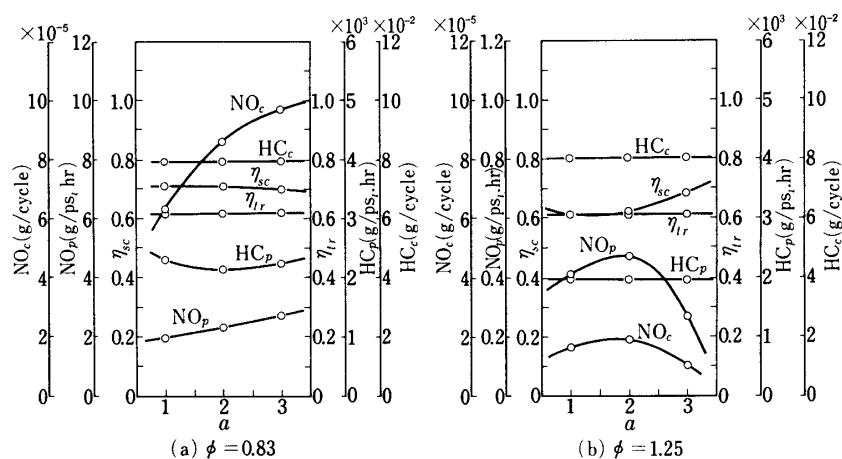


図32  $NO$ 排出量( $NO_p$ ,  $NO_c$ ),  $HC$ 排出量( $HC_p$ ,  $HC_c$ ), 掃気効率( $\eta_{sc}$ ), 給気効率( $\eta_{tr}$ ) に対する燃焼速度( $a = v_b / v_{b, ref}$ )の影響 ( $p_b = 760$  mmHg ab, rpm = 3000, IgAd =  $25^\circ$ )

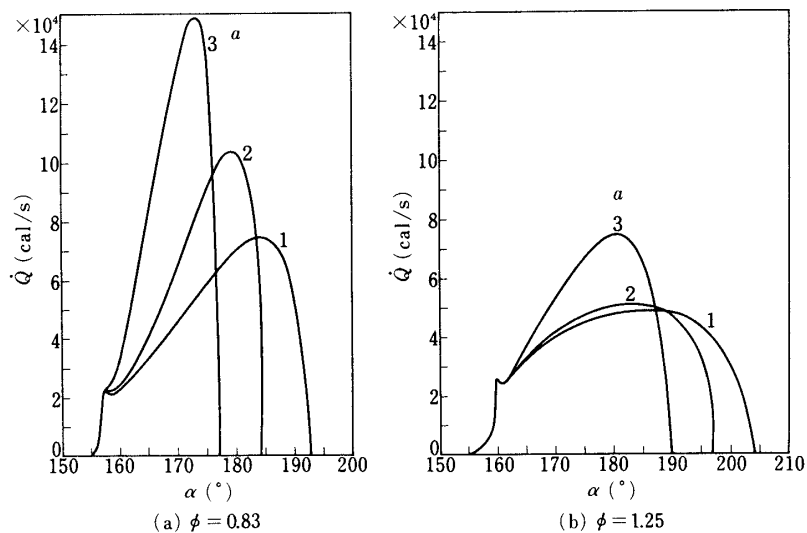


図33 熱発生率の時間的变化( $\dot{Q} - \alpha$ ) に対する燃焼速度( $a = v_b / v_{b, ref}$ ) に対する影響 ( $p_b = 760$  mmHg ab, IgAd =  $25^\circ$ , rpm = 3000)

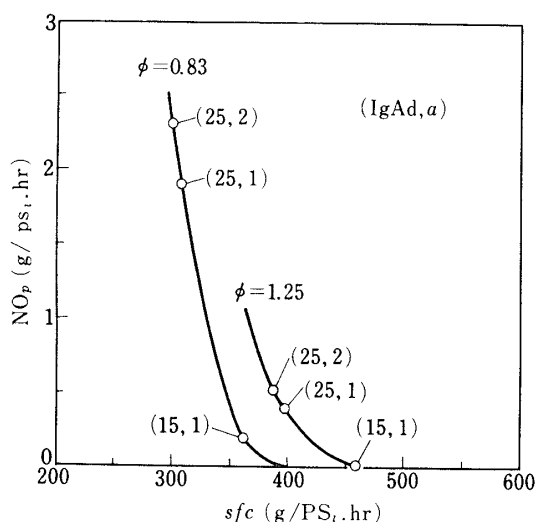


図34 NO排出量( $\text{NO}_p$ )と図示燃料消費率(sfc)との関係  
( $p_b = 760 \text{ mmHg ab}$ ,  $\text{rpm} = 3000$ )

けHC排出量 $\text{NO}_p$ ,  $\text{HC}_p (\text{g} / \text{ps}_i \cdot \text{hr})$ ,  $\text{NO}_c$ ,  $\text{HC}_c (\text{g} / \text{cycle})$ , 掃気効率 $\eta_{sc}$  および給気効率 $\eta_{tr}$  に対するものである. 定性的には4サイクル機関の場合とほぼ同じであるが, 燃料過濃側の燃焼速度の大きいところではやや異った特性をしめす. 図33は燃焼速度を変化させた場合の熱発生率の時間経過の変化をしめす.

最後に, 4サイクル機関の場合と同様に, 参考としてNO排出量 $\text{NO}_p$ と図示燃料消費率sfcの関係の一例を図34にしめす

#### 4. あ と が き

前報で得られた4サイクル機関の数値モデルに掃排気過程を加えて, 2サイクル機関の数値実験モデルを確立したわけであるが, 掃排気過程は準静的完全混合を仮定しており, 実機を大きく理想化している. しかし, この問題については, 吸気管・クランク室・掃気通路・排気管を一つの管系としたガスの流れの動的な解析[7]と連結することにより, より実際的なものに近づけることができる. 一方, 4サイクル機関の場合と同様に, 燃焼速度・熱損失の評価・NO等の生成反応機構(特に燃焼過濃側)等検討すべきことが残されているが, これらは個々のsubroutineの問題であり, 多くの実機の実験結果とこのような数値実験結果とを比較検討することにより改良することが可能である.

#### 謝 辞

数値計算のプログラミングおよびその実行にあたって長期にわたり多大な労をいただいた青木功氏に厚く感謝いたします.

1975年10月 原動機部

## 参 考 文 献

- [ 1 ] 八田・佐野, 火花点火機関の燃焼および性能に関する数値実験的研究・第1報4 サイクル機関, 東京大学宇宙航空研究所報告10-4(A) (1974).
- [ 2 ] Edson, M.H., "A Mathematical Method for Combustion." Ind. Eng. Chem., **52**, (1960), 1007.
- [ 3 ] Patterson, D.J., "A Comprehensive Cycle Analysis and Digital Computer Simulation for Spark Engines." Ph. D. Thesis, University of Michigan, (1962).
- [ 4 ] Muzio, L.J., "Theoretical and Experimental Investigation of Temperature and Composition during Combustion in a Closed System." Ph. D. Thesis, University of California, (1970).
- [ 5 ] Taylor, C.F., "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice." Vol.1, Mass. Inst. Technology Press, Mass, (1960).
- [ 6 ] 燃焼反応に伴う環境汚染物質の挙動研究分科会成果報告書, 日本機械学会 (1975).
- [ 7 ] 梶・八田, 2 サイクル機関吸排気関係の非定常流れ, 東京大学宇宙航空研究所報告, 8-4 (1972).