

ディーゼル機関の予燃焼室に関する研究

(噴孔と内部循環孔について)

浜崎和則・田中義弘・平 栄蔵*・石神重男

(受理 昭和52年5月31日)

STUDIES ON THE PRECOMBUSTION CHAMBER OF DIESEL ENGINE

(On the Blow-off Nozzle and Circulating Path)

Kazunori HAMASAKI, Yoshiro TANAKA, Eizo HIRA
and Shigeo ISHIGAMI

The results of the experimental studies on the effect of blow-off nozzle and circulating path in the precombustion chamber on diesel engine performance are as follows;

(1) As the circulating path diameter is enlarged, engine performance gets better and small area ratio f/F has the effect of good engine starting.

(2) When the area ratio of blow-off nozzle: f/F is 0.36, it has good performance at high speed and heavy loading.

1. ま え が き

予燃焼室式ディーゼル機関は噴射燃料の一部を予燃焼室内で燃焼させ、それによって生じた高圧ガスにより残余の燃料を主燃焼室に噴出し混合気化させるため、一般に空気利用度が高く小さい空気過剰率まで燃焼可能である。しかるに実際の機関における予燃焼室からのガス噴出は発火直後きわめて高速で噴出するが主燃焼室内の燃焼が起ると予燃焼室内との圧力差が減少し、その結果ガス噴出が一時的停止または吹きもどされ、主燃焼室圧力がピストン下降による膨張で下がると再び予燃焼室からのガス噴出が始まるという断続的な燃焼過程をなすもの^{1)~4)}と考えられ、したがって予燃焼室式機関の性能改善には噴射燃料をできるだけ噴孔付近に集めその背後で着火させ、最初の噴流で多量の燃料を主燃焼室へ噴出させることが重要であると考えられて来た^{5),6)}。しかるに、この方式では初期燃焼が過大で圧力上昇率、最高圧力および燃焼ガス温度が極大となり、 NO_x などの生成が顕著で熱発生率曲線の形状も極端に一部に集中し、ガスの作用は有効エネルギーとなりにくいことが考えられる。したがって本質的改善策としてはできるだけ主燃焼室からのガス吹返しを緩和し常に予燃焼室からガス噴出があるよう

な噴孔の形状を考慮すべきであろう。すなわち噴孔径を比較的小にし、主燃焼室での着火後の圧力上昇率を低くおさえ、その後に持続的に大部分の燃料を主燃焼室に供給するならば、最高圧力を過大にすることなく燃焼は緩慢かつ良好となり、しかも高い熱効率が期待される。筆者らは上記の考えに基づき噴孔面積比、内部循環孔径を変えた場合の機関性能について基礎的実験を行い性能改善の目を得た。これについて報告する。

2. 実験装置および方法

2.1 供試機関

ヤンマーディーゼル株式会社製 NS 50G 型ディーゼル機関を用いた。横型4サイクル単気筒、予燃焼室付、水冷ホッパ室式、筒径×行程：75×75mm、行程容積 331cc、圧縮比 22.1、連続定格出力 4.5 PS/2000 rpm、弁開閉時期は吸入弁開閉：上死点前 10°・下死点後 27°、排気弁開閉：下死点前 59°・上死点後 32°、弁間隙は吸気・排気とも 0.2mm、燃料噴射ポンプ：プランジャー式、噴射ノズル：密閉式単孔ノズル、噴射圧力：140kg/cm²、噴射時期：上死点前 11°・噴射終：上死点後 21°である。使用燃料は、軽油で比重：0.825 (20°C)、発熱量 10300kcal/kg である。

* 工学研究科機械工学第二専攻

2.2 予燃焼室の寸法、構造および取付位置

機関本来の予燃焼室構造を図1に、取付位置を図2に示す。予燃焼室はシリンダ中心線に対し30°傾き、かつシリンダ中心へ向けて開口し噴射弁は予燃焼室中心線上後室上部に装着され、前室中心線と2mm偏心している。ピストンは平ピストンでシリンダヘッドに三葉のくぼみがあり、このくぼみは予燃焼室主噴孔、副噴孔方向と一致し予燃焼室間の流体の流入流出を容易にしている。噴孔は孔径4.5mmの主噴孔1個、孔径2.8mmの副噴孔2個および孔径1.5mmの小

噴孔1個の計4個よりなり、これに加え主燃焼室と連絡しない孔径1.5mmの内部循環孔が1個ある。主噴孔は予燃焼室中心線と35°の角、シリンダ中心線と65°の角をなしている。1.5mm小噴孔は予燃焼室中心線と平行である。2個の副噴孔中心線は主噴孔の両側に60°角で前室中心線上で交叉し、かつシリンダ中心線と50°の角をなす。内部循環孔は偏心量7mmで予燃焼室中心線に平行な部と直角で一端は前室内に開口し他端は予燃焼室そう入部に開口する通路から成っている。ただし、そう入部端はシリンダ壁で閉口される。

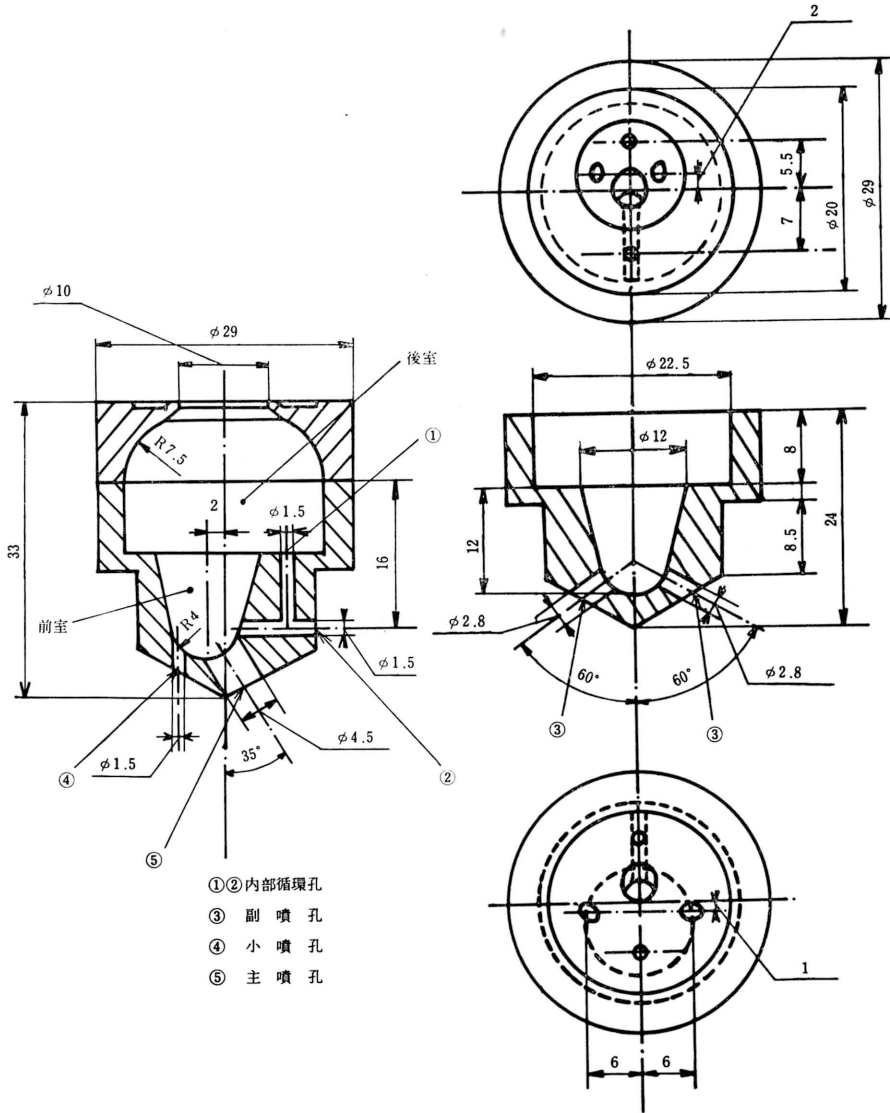


図1 原型予燃焼室

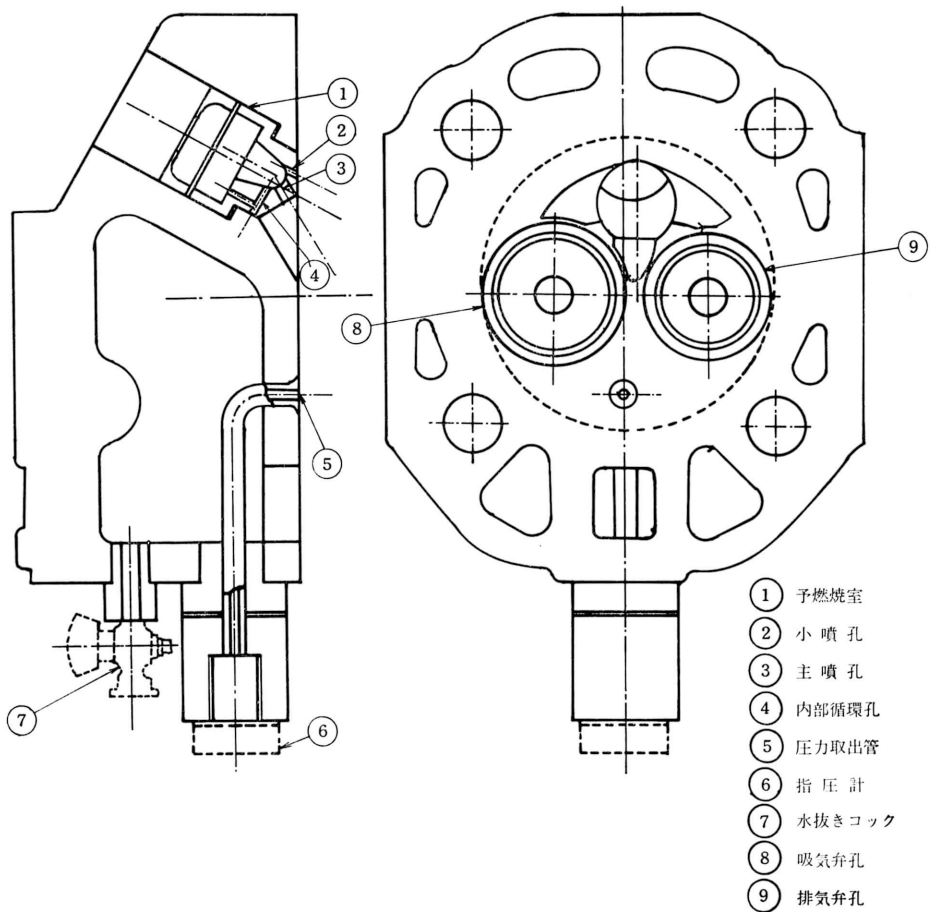


図2 予燃焼室および指圧計取付位置

表1に原型予燃焼室の諸値を示す。

2.3 試作予燃焼室

表2に試作予燃焼室の噴孔径と個数および噴孔面積

表 1 原型予燃焼室の諸値

前室容積	0.87 cc
後室容積	5.73 cc
予燃焼室容積	6.60 cc
容積比	42.0 %
主噴孔面積	15.90 mm ²
副噴孔面積	12.31 mm ²
小噴孔面積	1.77 mm ²
噴孔面積	29.98 mm ²
噴孔面積比	0.68 %

表 2 試作予燃焼室の主要諸元

型名	噴孔面積比 〔%〕	形 状	
		前 室	後室
A _{0.68}	0.68	原 型	原型
A _{0.36}	0.36	③④を閉じる	
A _{0.4}	0.40	③を閉じる	
A _{0.64}	0.64	④を閉じる	
A _{0.72}	0.72	①を主燃焼室まで貫く	
B _{0.36}	0.36	①②をφ2.5にする ③④を閉じる	
B _{0.64}	0.64	①②をφ2.5にする ④を閉じる	
B _{0.68}	0.68	①②をφ2.5にする	
C _{0.68}	0.68	①②を閉じる	
C _{0.72}	0.72	①を主燃焼室まで貫く ②を閉じる	

比の関係を示す。本研究では予燃焼室容積，前室，後室形状等は供試機関の原型と同一とし，従って圧縮比も全タイプにわたって，ほぼ一定22.1である。

2.4 指圧計の取付け

主燃焼室の圧力経過を知るため主燃焼室シリンダヘッドに圧力取出し管を介して歪ゲージ式指圧計を取付けた。(図2)。取出し管の設置による容積増加は1.1ccで，こため圧縮比は23.7から22.1になる。

2.5 測定事項および方法

機関回転数を 1000rpm, 1400rpm, 1800rpm の3種に設定し負荷をそれぞれの回転数における無負荷から最大出力付近まで変化させた場合の燃料消費量，吸入空気重量，吸気温度，排気温度，冷却水温度，主燃焼室内圧力変化等を測定し，これらより燃料消費率，充填効率，空燃比，正味熱効率等を算出し，一方，指圧線図からは主燃焼室内着火時期，最高爆発圧力，圧力上昇率等を算出した。冷却水は実験中常に 85°C 以上，吸入空気入口圧力は大気圧とした。吸入空気量は層流型流量計，負荷は水制動力計，燃料消費量はデジタル式燃料流量計，排気温度はシリンダ排気孔より 20mm の排気管中央に置いたアルメルクロメル熱電対で測定した。実験は1つの設定回転数，負荷に対し3回以上行ない，また日を別にして2回以上繰返し結果はその平均値を取って整理した。

3. 結果の検討

本研究の主要な問題点を噴孔面積比および内部循環孔径の増減が機関性能におよぼす影響について以下考察した。

3.1 噴孔面積比および内部循環孔径と最大熱効率の全般的傾向について

i) 機関回転数を変えた場合

図3，図4，図5に機関回転数 1000 rpm, 1400 rpm, 1800 rpm

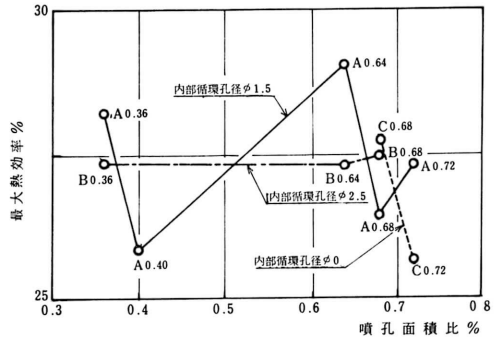


図4 1,400rpm における最大熱効率と噴孔面積比

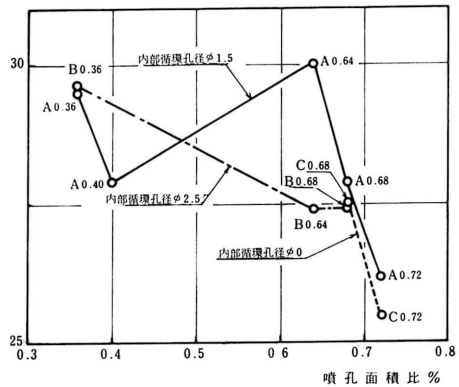


図5 1,800rpm における最大熱効率と噴孔面積比

rpm, 1800 rpm における噴孔面積比および内部循環孔径と最大熱効率の関係を示す。最大熱効率を与える制動出力は 1000 rpm で 1.5 PS から 2.0 PS, 1400 rpm で 2.4 PS から 2.7 PS, 1800 rpm で 3.5 PS から 4.0 PS の範囲である。図3は，1000rpm の場合であって図中の実線は内部循環孔径 1.5mm (以後 ϕ 1.5 と略記する)，一点鎖線は ϕ 2.5，破線は ϕ 0 つまり噴孔をつぶした系列である。A, B, Cはそれぞれ ϕ 1.5, ϕ 2.5, ϕ 0 系列を右下添数字は噴孔面積比を示す。1000 rpm では全体にA系列が良好な熱効率を示しており，またA系列で噴孔面積比(以後 f/F と略記する)が0.68%より増大すると熱効率は低下する。A_{0.68}が原型の場合であって f/F の上限と考えられる。B系列を見ると f/F の増大につれてほぼ直線的に熱効率は低下する。概して $f/F=0.64\%$ でA系列がB系列より2%程度熱効率が高い。図4は1400 rpm における最大熱効率の変化で1000 rpm に比べると全体的に3%以上熱効率が高い。A系列を見

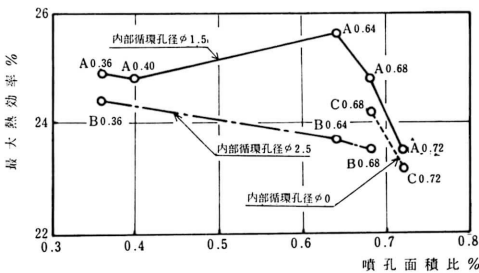


図3 1,000rpm における最大熱効率と噴孔面積比

ると $A_{0.40}$ が大きく落ちこみ $A_{0.64}$ は群を抜いて良好な性能を示す。B系列はほぼ一定の熱効率で f/F の影響は少ない。C系列では 1000rpm のときと同様に f/F の増加に対し熱効率の大きな下降が見られる。図5は 1800rpm における最大熱効率の変化で 1400rpm と比較すると全体的に 2%程度、1000 rpm とは 5%程度熱効率が高い。 $f/F=0.36\%$ ではわずかながらA系列とB系列が入れかわり $A_{0.40}$ が落ちこみ $A_{0.64}$ が最良である。 $f/F=0.72\%$ の場合A系列、C系列ともに最低を示す。 $A_{0.64}$ と $B_{0.64}$ の差は約2.5%で 1000 rpm, 1400 rpm と回転数増とともにその差が大きくなっている。

ii) 排気温度について

図6, 図7, 図8に 1000rpm, 1400rpm, 1800rpm における各タイプの排気温度を示す。なお各図は比較のため 1000rpm では制動出力 2.0PS の場合を 1400 rpm では 3.0PS を 1800rpm では 4.0PS の場合を示し前述の最大熱効率を与える制動出力とは必ずしも一致していないが、その差は 0.5PS 以内ではほぼ同一の傾向と考えるとよい。図6においてA系列、B系列ともに $f/F=0.64\%$ までは比較的ゆるやかな温度上昇であるが $f/F=0.64\%$ 以上になるとA系列は急激に高温排気となる。 $A_{0.36}$ と $A_{0.64}$ の場合を図3を参考にして比較すると熱効率で $A_{0.64} > A_{0.36}$, 排気温度で $A_{0.64} > A_{0.36}$ であることより $A_{0.64}$ の場合が $A_{0.36}$ の場合よ

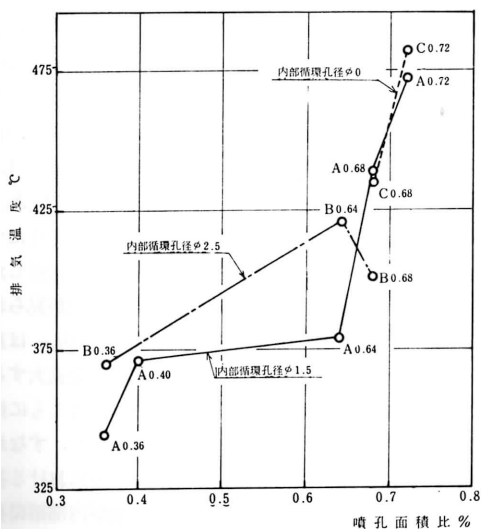


図6 1,000rpm-2.0PSにおける排気温度と噴孔面積比

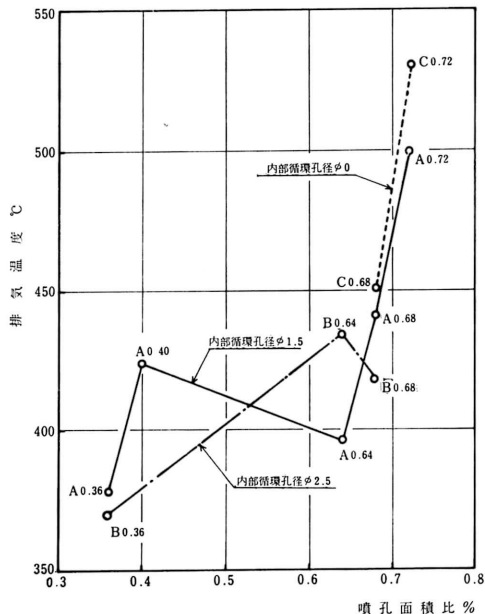


図7 1,400rpm-3.0PSにおける排気温度と噴孔面積比

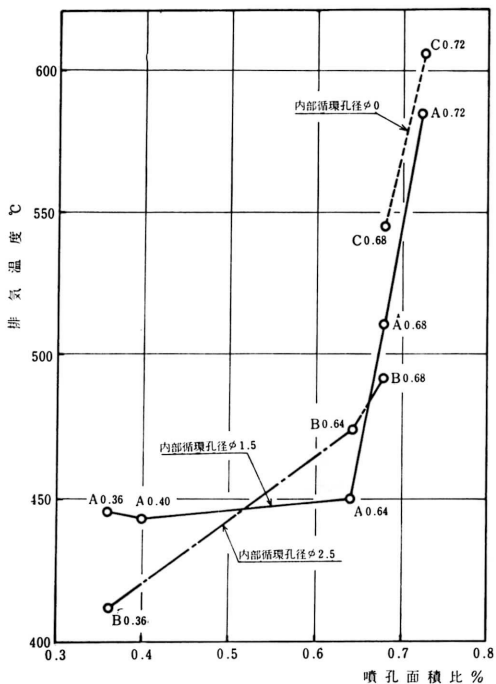


図8 1,800rpm-4.0PSにおける排気温度と噴孔面積比

り機関内燃焼が完全に近いと言える。また $f/F=0.68$ %以上で排気温度が急上昇しているのは初期燃焼の不完全さとそれに続く後燃え現象のためと考えられる。概して排気温度の変化は図3の最大熱効率の傾向と相関していると見られる。図7は1400 rpm, 3.0 PSにおける変化で1000 rpmの場合と比較してB系列はほぼ相似と言えるが $f/F=0.36$ %のA系列, B系列は入れかわっており, 図4を参考にして熱効率を比較すると $A_{0.36} > B_{0.36}$ であり排気温度では $A_{0.36} > B_{0.36}$ であることより $A_{0.36}$ の場合が $B_{0.36}$ の場合より初期燃焼が完全であると考えられる。 $f/F=0.68$ %以上になると1000 rpmと同様に排気温度は急激に増大しているが, これは熱効率が低いことから不完全初期燃焼にもとづく後燃え現象を呈しているものと考えられる。図8は1800 rpm, 4.0 PSにおける変化で1000 rpm, 1400 rpmと同様に全体的に f/F が小さいほど排気温度が低く, f/F が大になる程高温排気となっており $f/F=0.64$ %をこえると急激に排気温度は増大する。熱効率最高値を示す $A_{0.64}$ は排気温度が低く熱損失の少ないことを示している。また $A_{0.36}$, $B_{0.36}$ については図5で見ると熱効率はわずかに $B_{0.36}$ が良好であるが排気温度で比較すると $B_{0.36}$ が $A_{0.36}$ より約35°C低温である。つぎに $A_{0.64}$, $B_{0.36}$ を比べて見ると熱効率では $A_{0.64}$ が30%前後で $B_{0.36}$ は29.5%前後で大差はないが, 排気温度では $B_{0.36}$ が約40°C低い。すなわち $B_{0.36}$ は1400 rpm, 1800 rpmと高速高負荷になるに伴い他のタイプと比較して熱効率は良好でしかも最も低い排気温度を与えている。以上まとめると, f/F については0.36%, 0.64%の2ヶ所に最良点があり内部循環孔については $\phi 0$ の場合最悪で孔径の効果は大であり $f/F=0.36$ %時, 高速高負荷になるに従い $\phi 2.5$ と拡大した方が高熱効率, 低温排気の傾向を示し $A_{0.64}$ の場合と大差ないことが明らかとなった。そこでこのような傾向がいかなる要素によって左右されるかについて特徴的のタイプを選び出し1800 rpmの場合について以下詳細に検討する。

3.2 特徴的傾向を示すタイプ

一般に噴孔面積比が小になると流入・流出における流体摩擦損失は増大すると考えられる。また流入・流出速度は大となり強度の渦流乱れが得られ予燃焼室内および主室内での空気利用度が増大すると考えられる。 f/F が小になる程, 噴射燃料油が主燃焼室に貫通する割合が減り始動性が悪化する^{7),8)}と言われている。これらをふまえて特徴的傾向を示した $A_{0.36}$, $B_{0.36}$,

$A_{0.64}$, $A_{0.68}$, $C_{0.72}$ の5種を選びこれらについて燃焼の状況を考察した。

i) 熱効率—制動出力について

図9に1800 rpmにおける熱効率と制動出力の関係を示す。熱効率は $A_{0.64}$ が最良で $B_{0.36}$, $A_{0.36}$ と続き

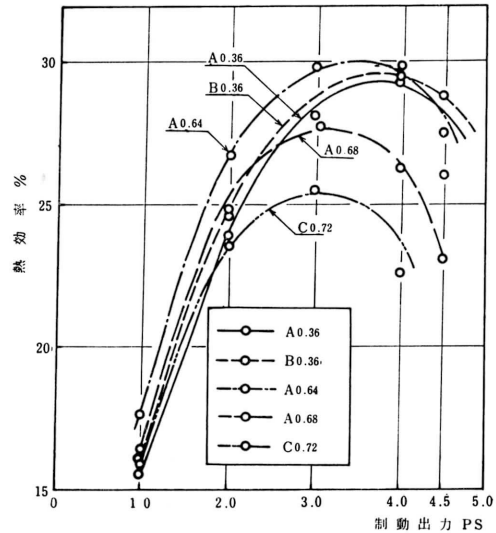


図9 1,800rpmにおける制動出力と熱効率

2%程度の差で $A_{0.68}$ すなわち原型が位置し $C_{0.72}$ に至っては, はるかに低く出力も4.5 PSに達しない。 $A_{0.64}$ は小噴孔のみをつぶした形で原形と大差ない形状であるにもかかわらず全負荷域にわたって大幅な改善を与える。 $B_{0.36}$ と $A_{0.36}$ については f/F 値は同一で内部循環孔径が $\phi 2.5$, $\phi 1.5$ と相違するタイプであるが4.0 PSまではほぼ同様な熱効率である。しかし最大出力付近と考えられる4.5 PSになると1.5%程度 $B_{0.36}$ の方が良好で, またこの出力では $A_{0.64}$ の場合より3%程度高効率を示す。一方, 始動性について, 始動に要する手回し回数でその難易を判断したが, f/F が小なる程冷始動が困難になる傾向が見られた。特に $A_{0.36}$ は最悪であった。しかるに $B_{0.36}$ は良好な始動性を示したことから内部循環孔径を拡大することにより高負荷特性が大幅に改善されるとともに始動性も向上するという傾向が明らかになった。すなわち, 内部循環孔の拡大により予燃焼室後室における初期着火の圧力で後室に噴霧された燃料油が内部循環孔を通して短絡的に主燃焼室に達し, これが始動性の向上と高負荷時の燃焼改善に寄与すると考える。ただし

B_{0.64}, B_{0.68} のとき f/F の比較的大きなタイプについては効果は小さい。

内部循環孔をつぶし予燃焼室後室から直接主燃焼室へ $\phi 1.5$ で貫いたタイプである C_{0.72} では始動性は他と大差ないが高負荷特性が悪くなる。これは高負荷時、主燃焼室の圧力が上昇し予燃焼室後室から直接主燃焼室へ貫通した噴孔を通して燃焼ガスが主室から後室に吹返していると推定できる。

ii) 排気温度—制動出力について

図 10 に 1800 rpm における排気温度と制動出力の関係を示す。B_{0.36} を見ると 3.0~4.5 PS で他のタイプより低温排気が高負荷特性に優れることを裏付けている。C_{0.72} は全範囲にわたって高温排気で機関内燃焼が不完全であると言える。A_{0.64} の場合、低負荷から比較的高負荷まで良好な性能を示すが、最大出力付近ではやや高温排気となり B_{0.36}, A_{0.36} と比較してわずかに劣る。原型の A_{0.68} は排気温度で観察しても A_{0.36}, A_{0.64}, B_{0.36} より劣る。

一般に最大出力付近で使用される機関では高負荷特性の良好な A_{0.36}, B_{0.36} のとき f/F の小さいタイプが有利と考えられるが、実用機関では熱効率のみならず機関の耐久性、騒音、振動、排気物および始動性な

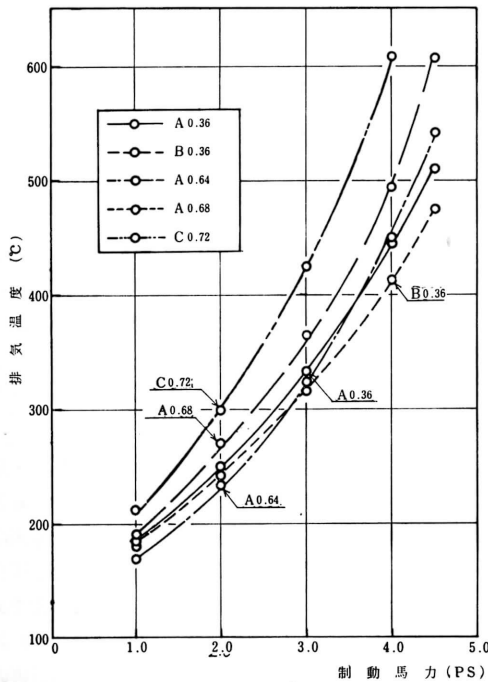


図 10 1,800rpm における排気温度と制動馬力

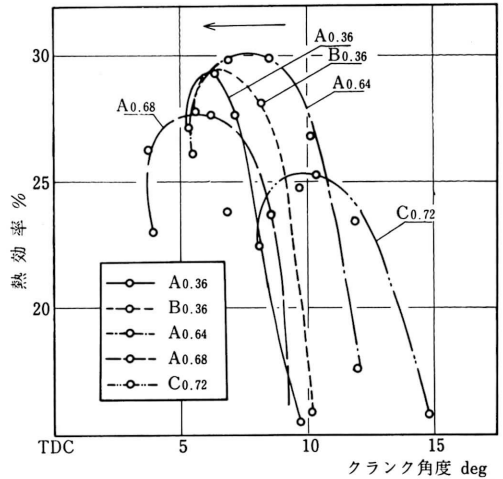


図 11 1,800rpm における予燃焼室の熱効率と着火時期

ど総合的見地から比較すべきである。そこで以下機関性能、耐久性、振動、騒音等と密接な関係にある着火時期、圧力上昇率および最高爆発圧力等について検討する。

iii) 主燃焼室における着火時期と熱効率について

図 11 は 1800rpm における着火時期の変化で線図中の矢印は制動出力の増加方向を示す。図より A_{0.68}, A_{0.36}, B_{0.36}, A_{0.64}, C_{0.72} の順に着火時期が TDC に近づくことがわかる。すなわち A_{0.68} を除いて f/F が小なる程着火時期が TDC へ前進し熱効率が上昇し過度の TDC 寄りには逆に熱効率の低下をまねく。図から高効率を与える着火クランク角は TDC 後 6~8° 位と見られる。この図で見ると主室での着火はすべて TDC 後である。一方、予燃焼室における着火は主燃焼室より早いはずであって、一般的には未燃燃料が予燃焼室から主室に吸出されて、それに着火するのではなく予燃焼室の着火による圧力によって燃料油が吹出されて主室で着火すると考えられている。A_{0.68} の場合は主室の着火が早いことから見て予燃焼室での初期着火による燃料油の主室への噴出が早すぎて着火したものと考えられる。長尾⁴⁾ は予燃焼室からの燃料油吹出しが早過ぎる場合、主室で着火した圧力で予燃焼室への吹返しがおこり予燃焼室からの燃料油噴出が阻止され、その結果主室内燃焼が断続的になり、熱効率の著しい悪化現象を呈することを提唱しているが、A_{0.68} で着火後の圧力脈動が著しいことからこのことは明らかである。すなわち A_{0.68} の熱効率の低い

は吹返しの負効果の結果であろうと推定される。

iv) 主燃焼室における圧力上昇率について

図12は 1800rpm における圧力上昇率と熱効率の関係で図中の矢印は負荷増加の方向を示す。なお圧力上昇率とは着火後の爆発燃焼期の圧力上昇量をクランク角度で除した値である。熱効率の見地からは主燃焼室における初期燃焼燃料の割合を比較的大ならしめる程効率が増しその割合には許容すべき最適値が存在する⁹⁾といわれている。しかるに初期燃焼割合が大きければ圧力上昇率が過大となり初期燃焼が完全になる一方、燃焼反応が急速で燃焼ガスが高温になり NO_x 発生、振動騒音の原因になると考えられる。したがって圧力上昇率は比較的低く、かつ熱効率の良好なタイプが最良と言える。図より $A_{0.64}$ は高負荷になるに伴い大幅に圧力上昇率が増大し 4.5 PS では $8.5 \text{ kg/cm}^2/\text{deg}$ に達しノッキング状態であると見られる。図10において $A_{0.64}$ の排気温度が $A_{0.36}$, $B_{0.36}$ より高温なる理由もこのためである。 $A_{0.68}$ の場合、圧力上昇率が高いのは着火時期が早過ぎるためと理解される。 $A_{0.36}$, $B_{0.36}$ については図11を比較すると、着火時期は $A_{0.36}$ が全体に早いにもかかわらず圧力上昇率では $B_{0.36}$ が大となっている。この理由としては予燃焼室からの燃料噴出割合が内部循環孔径が大なるために増加している結果、主室中の燃料油が多量にあるためと推定できる。しかし、両者ともに比較的低圧力上昇率であって、しかも熱効率は良好で排気温度も小であり、おそらく NO_x の排出も小であると思われる。このことは、V) で述べる最大爆発圧力の傾向からも推察される。 $C_{0.72}$ の場合、圧力上昇率が比較的高いのは予燃焼室における着火が遅れ後に一度に多量の燃料油が主室に噴出されるためであろう。

V) 主燃焼室における最大爆発圧力について

図13は 1800 rpm における主室最大爆発圧力と熱効率の関係を示す。最大爆発圧力は燃焼による最大圧力を示し、圧力上昇率とは必ずしも比例の関係ではない。図より $A_{0.68}$ を除いて $B_{0.36}$, $A_{0.36}$, $A_{0.64}$, $C_{0.72}$ の順に P_{max} は増加している。 $A_{0.68}$ は特異な変化をしているが、これは iv) でも述べた通り着火時期が早過ぎるためと考えられる。 $C_{0.72}$ は図12を参考にすると圧力上昇率は比較的高いにもかかわらず熱効率も P_{max} も最低である。すなわち着火時期が遅れ、一度に多量の燃料が燃焼し圧力上昇率は高くなるが主室内の燃焼が漸続的となり比較的低圧の燃焼が長く続いた

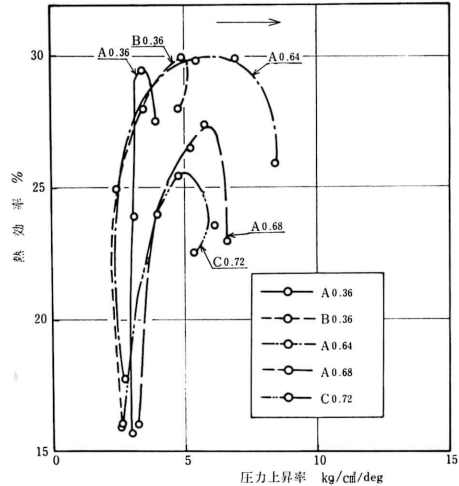


図12 1,800rpm における主燃焼室の熱効率と圧力上昇率

めと見られる。これは内部循環孔 $\phi 0$ と後室一主室を貫ぬいた噴孔の影響により燃焼ガスが予燃焼室への吹返しが生ずるためであろう。 $A_{0.64}$ は図12に見るごとく圧力上昇率は大であるが P_{max} は比較的低くなっている。つまり圧力上昇時間が小であると考えられ、このことは主室着火前の燃料油量は比較的大であったにもかかわらず着火後予燃焼室からの燃料油の持続的供給割合が小であるため、この結果、初期燃焼の完全さにより $B_{0.36}$ より高温排気を呈すると考えられる。 $B_{0.36}$, $A_{0.36}$ については図12を参考にして圧力上昇率が比較的低いのに対して、 P_{max} が大になっているのは持続的燃料供給が確保されて圧力上昇時間が大で緩慢な燃焼状態が成立していると考えられる。以上の考察から次のように判断される。すなわち f/F が小になると主室から予燃焼室への吹返しが緩和され、常に予燃焼室から燃料油が主室へ吹出される。また f/F が小であるため主室への過度の燃料噴出は押えられ圧力上昇率は低くしかも比較的高い最高圧力が得られる。したがって熱効率は高くなり低温排気を呈し振動・騒音が少なく、 NO_x など排気物の排出も少なくなると考えられる。 $B_{0.36}$ の高速高負荷性能の良好な原因は主に f/F によっていると考えられ、また内部循環孔は f/F が小さいときの始動性改善の有効な手段であると判断される。よって適当な大きさの f/F と ϕ の組合せによって、より高出力、高熱効率かつ低公害の機関を製作できるであろう。

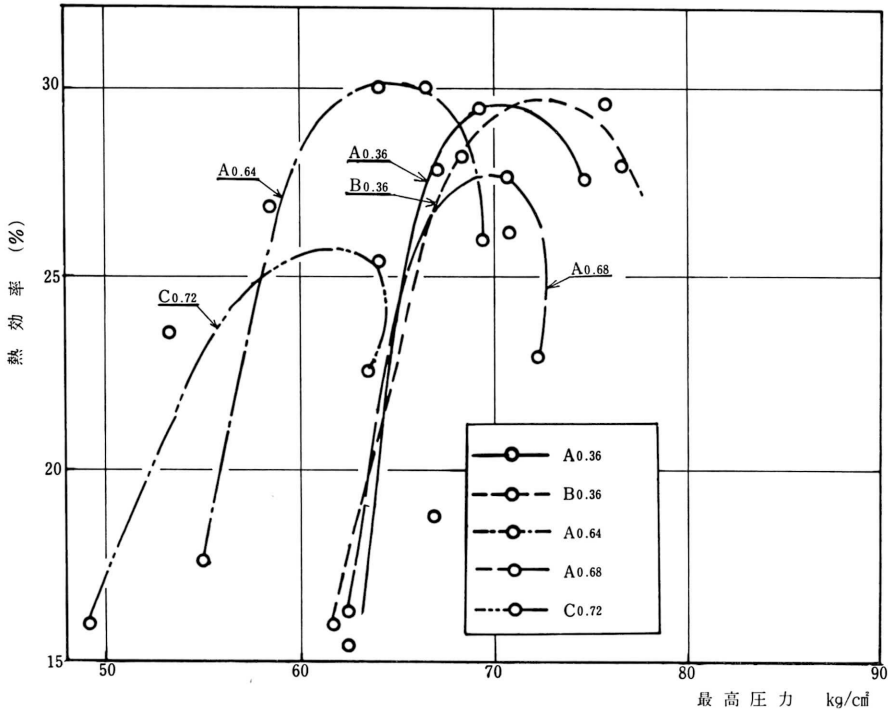


図 13 1,800rpm における主燃焼室の熱効率と最高圧力

4. ま と め

予燃焼室の噴孔および内部循環孔の寸法を変えた10種類の子燃焼室に対し、主に噴孔面積比、内部循環孔径の機関性能へ及ぼす影響について性能比較を試みた結果、次の結論を得た。

1) 内部循環孔については、(a) 一般に孔径が大になる程主室の初期燃焼を緩和し主室の圧力上昇率を小さくする。(b) f/F 小なるときの始動性を改善する。

2) 噴孔面積比については、(a) f/F が0.36%付近と0.64%付近の2ヵ所に最良の熱効率の山が存在する。(b) 高速高負荷になるにつれて0.36%の場合が熱効率が高く低温排気、低圧力上昇率を与え性能が良好である。

3) 原型予燃焼室と試作予燃焼室との性能比較

本研究にあたり52年3月学部卒業生・河野宏之、丸田博之両君の協力を深く感謝します。

表 3 性能比較 (機関回転数 1800 rpm)

型式	最大熱効率付近(4.0PS)		最大出力付近(4.5PS)	
	熱効率(%)	排気温度(°C)	熱効率(%)	排気温度(°C)
原型	26.4	519	23.2	606
A0.64	29.9	450	26.1	567
B0.36	29.6	412	27.9	496

文 献

- 1) 佐次：日本機械学会誌，57，423 (昭29-4)，270.
- 2) 長尾，他2名：日本機械学会論文集，24，144(昭33-8)，603.
- 3) 黒岩：機械の研究，9，11 (1957-11) 1269.
- 4) 長尾，他3名：日本機械学会論文集，26，162(昭35-2)，347.
- 5) 石神・田中：鹿児島県立大学工学部紀要，第5号 (昭31-6)，8.
- 6) 長尾，他2名：日本機械学会論文集，23，132(昭32-8)，597.
- 7) 本吉，他2名：内燃機関，16，1 (昭52-1)，17.
- 8) 長尾：内燃機関講義，上巻，292~294および236.