

# ガスタービン燃焼器の燃焼実験 (その1)

— 液体燃料を用いた場合の大気圧中の単独燃焼実験 —

古賀善雄\* 平戸瑞穂\*\*

## Combustion Test of Gas-Turbine Combustor (Part 1)

—Single Combustion Tests for Liquid Fuels—

By Yoshio Koga and Mizuho Hirato  
Hitachi Research Laboratory, Hitachi, Ltd.

### Abstract

Designing of the gas turbine combustor involves many difficult problems because of the complicacy of combustion phenomenon and severe operational conditions under which the equipment must be operated.

The writers carried out a fundamental research into the combustion phenomenon using a small model combustor, which was followed by the experiment on isolated combustion at atmospheric pressure by means of several sets of full-sized model combustor. In this article, several problems in relation to the combustion efficiency, pressure loss and combustion load are discussed on the basis of the combustion characteristics which the writers derived from the above experiments, in which liquid fuels were used. Through these discussions, they have determined factors which make those characteristics best attainable.

The combustor used with 1,000 kW gas turbine for generator drive now being subjected to a trial run is a product that Hitachi completed based on the results of the above research work.

### 〔I〕 緒 言

航空用ガスタービンに刺激されて工業用および輸送機関用ガスタービンも世界各国における実用の速度は逐次高まりつつある。我国でも主要熱機関製作会社数社が各々試作研究を行い相当の成果をあげており、今や実用期に入ろうとしている。オープンサイクルのガスタービンでは圧縮機をでた空气中に直接燃料を吹き込んで燃焼ガスを作り、タービンに入れて燃料のエネルギーを回転運動に変えている。燃焼器は焼ガス生成の過程を受持つが同一出力の他の原動機に比較して小型軽量になるという長所を十分発揮させるためには、かなり酷しい条件が課されてくる。

燃焼器の性能の良否を判定するには通常つぎの三項目について検討し、そのほか燃焼器出口温度分布、析出炭素、燃焼器の高温腐蝕なども併せて考えなければならない。

#### (1) 燃焼効率

\* \*\* 日立製作所日立研究所

燃料の発生しうる熱量中何%がガス流に与えられるか。

#### (2) 圧力損失

燃焼によつて圧縮機からの空気圧力は何%失われるか。

#### (3) 燃焼負荷

燃焼器内で燃料をどれだけ燃せるか。また空気をどれだけ流せるか。

日立製作所では、すでに 1,000 kW 発電用ガスタービンを試作し、試運転を行つているが、それにつける燃焼器は、先の条件を十分考慮した。

すなわち先に小型の模型を作つて基礎研究を行い、それを基にして実物大のモデル数箇を製作実験した。これらの実験ではいずれも前記の条件を基礎とし、さらに燃焼室内温度分布、静圧分布などを求めて最良の燃焼器を決定採用した。この際燃焼効率算定の基礎になる燃焼ガス出口平均温度は新しい試みとして二重流量計法<sup>(1)</sup>を用いた。

以下これらの実験につき概略をのべる。

## 〔II〕 燃焼効率<sup>(2)</sup>, 圧力損失<sup>(2)</sup>および 燃焼負荷について

### (1) 燃 焼 効 率

$\bar{T}_1$ : 入口空気温度 (°K)

$T_2$ : 出口ガス温度 (°K)

$W_a$ : 燃焼器流入空気量 (kg/s)

$W_f$ : 燃 料 流 量 (kg/s)

$e$ : 燃 料 発 熱 量 (kcal/kg)

10,500.....軽 油

9,500.....重 油

$C_p|_{\bar{T}_1}$ : 0~ $\bar{T}_1$ °K までの空気の平均定圧比熱  
(kcal/kg-°K)

$C_p|_{\bar{T}_2}$ : 0~ $\bar{T}_2$ °K までのガスの平均定圧比熱  
(kcal/kg-°K)

とすれば燃焼効率  $\eta_b\%$  は

$$\eta_b = \frac{(\text{出口ガスのエンタルピ}) - (\text{入口空気のエンタルピ})}{(\text{供給熱量})} \times 100$$

$$= \frac{(W_a + W_f)C_p|_{\bar{T}_2} \cdot \bar{T}_2 - W_a \cdot C_p|_{\bar{T}_1} \bar{T}_1}{W_f \cdot e} \times 100$$

と定義する。

### (2) 圧 力 損 失

燃焼器出入口の全圧降下を測定して圧力損失水頭を求めるほかつぎのような損失係数であらわす。

$P_1$ : 入口空気全圧 (mmAq)

$P_2$ : 出口ガス全圧 (mmAq)

$v_1$ : 入口空気速度 (m/s)

$v_2$ : 出口ガス速度 (m/s)

$\gamma_1$ : 入口空気重量 (kg/m<sup>3</sup>)

$\gamma_2$ : 出口ガス重量 (kg/m<sup>3</sup>)

とすると通風時の圧力降下  $\Delta P$  は  $\Delta P = (P_1 - P_2)$  であり, 動圧に対する全圧降下の比率, すなわち損失係数  $C_{f0}$  は

$$C_{f0} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma_1 v_1^2 / 2g}$$

となる。また燃焼中の圧力損失係数  $C_f$  は

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_1 v_1^2 / 2g} = C_f + \left( \frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right) \approx C_f + \left( \frac{\bar{T}_2}{\bar{T}_1} - 1 \right)$$

$$C_f = \frac{P_1 - P_2}{\gamma_1 v_1^2 / 2g} - \left( \frac{\bar{T}_2}{\bar{T}_1} - 1 \right)$$

としてあらわされる。

### (3) 燃 焼 負 荷

単位時間に燃焼室単位容積より発生させうる熱量である。すなわち

$V$ : 燃焼器の有効な容積(主燃焼室体積) (m<sup>3</sup>)

$q_b$ : 燃焼負荷 (kcal/m<sup>3</sup>-h)

$$q_b = \frac{\eta_b \cdot W_f \cdot e}{V}$$

## 〔III〕 燃焼状態に影響をあたえる諸因子

燃焼状態を左右する因子は色々考えられるが小型の燃焼実験結果より, つぎの4つの主要因子を選び, 性能判定の基準とした。

### (1) 燃 焼 効 率

燃焼効率の絶対値はほとんど一次空気によつてきめられる。二次空気は広い範囲の空燃比に対して効率の急激な降下を防ぎ効率最大の燃料流量を適当にずらすのに効果がある。燃料を完全に燃焼させるためにはおのおの噴霧粒子をできるだけ小さくし, 空気とできるだけ均一に混合させるとともに, 噴霧粒子が燃焼室内壁に集滴せぬよう噴霧角度および燃焼室直径をきめなければならない。

### (2) 圧 力 損 失

燃焼器の圧力損失は通常形状抵抗と燃焼それ自体による抵抗に分けて考えられる。圧力損失中形状抵抗による損失の割合は大きく, これを少なくするには燃焼器の形のほか, 一次および二次の空気孔面積および燃焼器を通る空気の過半数を占める三次空気(冷却用)の供給方法を十分に検討しなければならない。また出口温度分布を不均一にしないことが必要である。

### (3) 焰の長さおよび出口温度分布の不均一

焰の長さは噴霧粒径を小さくし空気との混合状態を均一にして燃焼室内温度を上げれば短くできる。また燃焼室内で渦を巻かせ気流を乱してやることも有効であるがこれを過度に行うと, 圧力損失が大きくなる。出口温度分布の不均一は冷却空気の供給方法および燃焼器出口の形状などが関係する。

### (4) 残 溜 炭 素

軽油のときは問題ないが重油の場合は燃焼ガス中に相当の固形炭素粒がでる。燃焼室内温度を高くすると同時に燃料を予熱すればこれをある程度抑えることができる。

## 〔IV〕 実験方法および実験装置

燃焼実験に用いた噴射弁は単独試験を行つて特性のあきらかになつているものを用いた。これは各実験とも共通である。

燃焼状態は燃焼器入口風速に敏感に影響されるので, 試作したガスタービンに燃焼器を取付けた状態に近づけるため, 空気流入風速を 30 m/s 附近にして実験した。実験時の風量は 1 kg/s であり, このときの燃焼室内  $R_e$  数は  $4.7 \times 10^4$  であるから, 実際にガスタービンに取付けて運転しているときの  $R_e$  数  $10.3 \times 10^4$  に近い。このほかに燃焼負荷率を実機と等しくした風量 0.5 kg/s, 入口風速 15 m/s の場合も行つた。

燃焼器出口ガス温度は熱電対により出口同一断面9箇所測定してその平均を求めると同時に、二重流量計法<sup>(1)</sup>による出口ガスの平均温度をも求めて両者を比較した。後者の方がやや低目にでるが、全般的にみてよく一致しており、安全側にあること、測定が容易で、確実性があるので、結果の検討には二重流量計法による出口平均温度を採用した。

第1図に渦巻噴射弁の構造を示す。燃料は(1)より入り渦巻室(2)で渦を与えられ噴口(3)より霧化噴出される。燃料の一部は(4)より管(5)を経て逃し、(3)よりの主噴霧量を加減する。燃焼器は第2図に示すような複室円筒型で(1)からの流入空気に案内羽根(2)で弱い渦

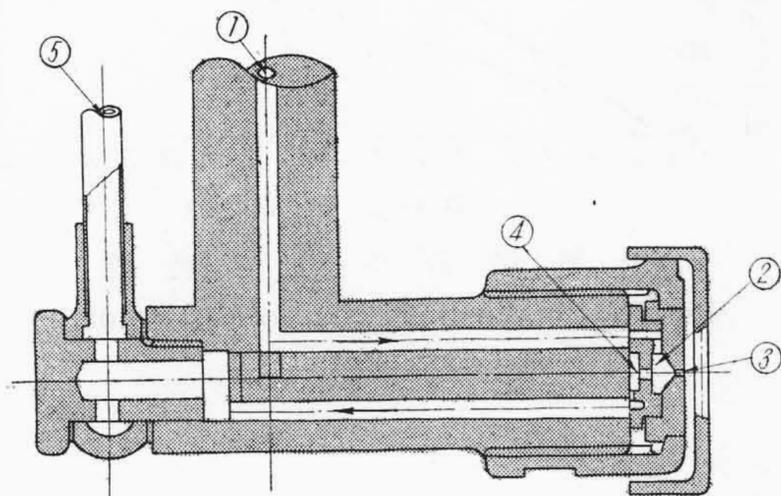
を与えて燃焼室に送る。二次空気は(3)より、また三次空気は(4)の部分から供給する。実験装置の大略は第3図に示すように、空気は(1)から吸い込まれ圧縮機(2)で加圧され燃焼器(3)に送られる。タンク(4)中の燃料油はポンプ(5)で加圧され、噴射弁(6)から噴射される。(7)は点火栓で、混合ガスは(3)中で燃されて(8)より吐出される。第4図は実験に使用した燃焼器の写真である。

噴霧粒径、噴霧分散率および気流中における噴霧角度については小型模型の場合、水を使つていろいろ調べた。また実際の場合は軽油を用いて同様の実験を行つた。

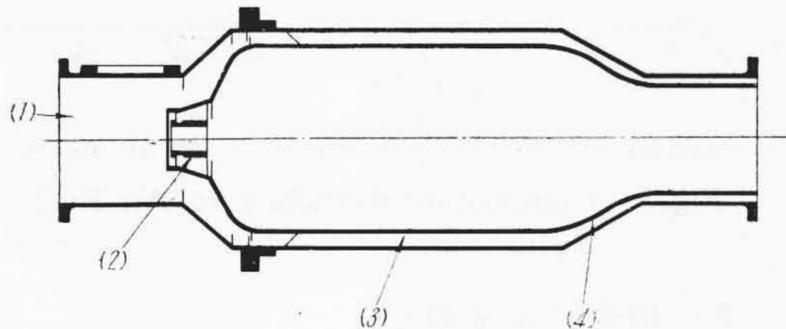
〔V〕 実験結果および検討

(1) 燃料噴射弁

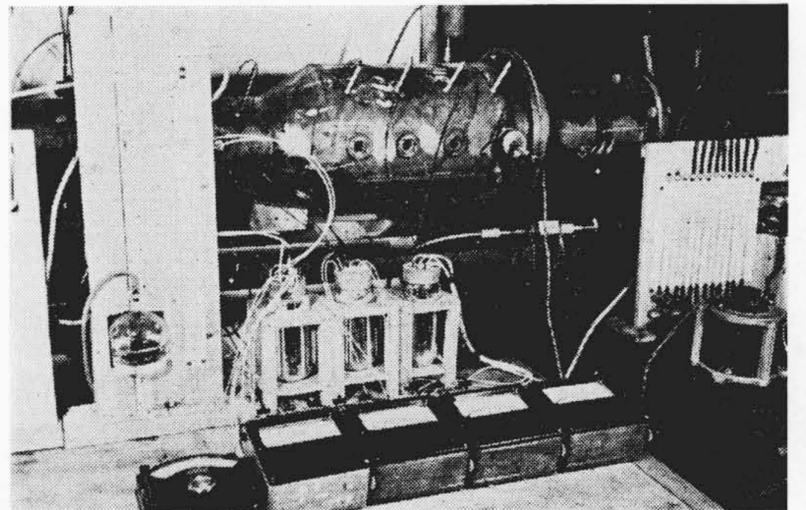
第5図(次頁参照)は渦巻噴射弁の流量特性を求めたもので主噴霧量は逃し量にしたがつて直線的に変化する。 $q_m=15$ のところでは特性が急に変わったのはポンプ容量が不足したためで $q_s>18$ では噴射圧 $50\text{ kg/cm}^2$ に保つことができなかつた。噴射圧 $30\text{ kg/cm}^2$ のときは完全な直線になつている。噴霧粒径は顕微鏡写真によれば軽油の場合 $\approx(30\sim50)\mu$ で、使用状態では十分細かい粒子群がえられた。



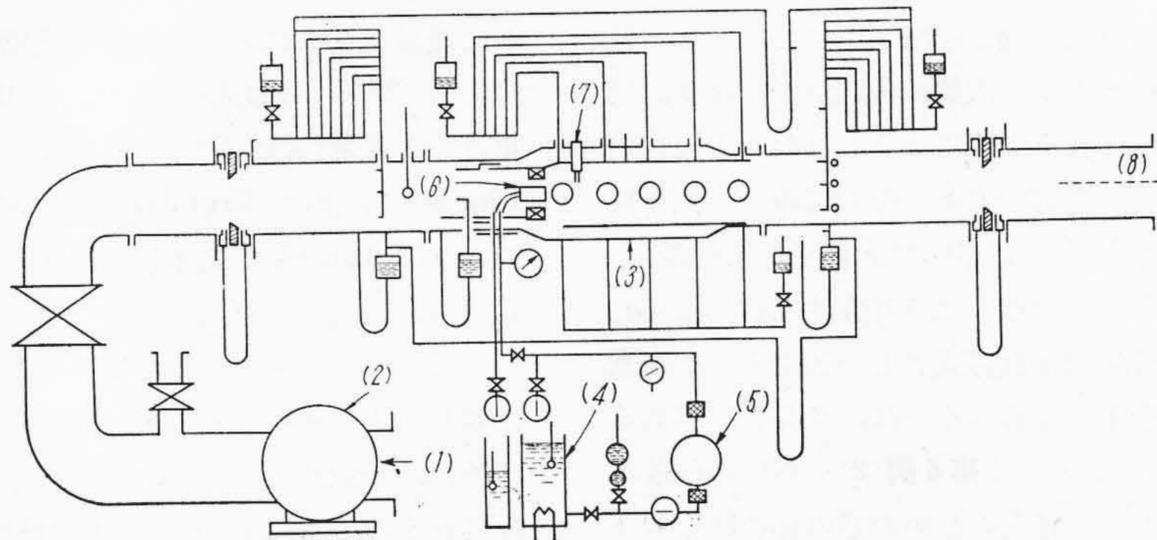
第1図 逃し渦巻噴射弁  
Fig. 1. Spill Swirl Nozzle



第2図 実験用装置  
Fig. 2. Experimental Combustor

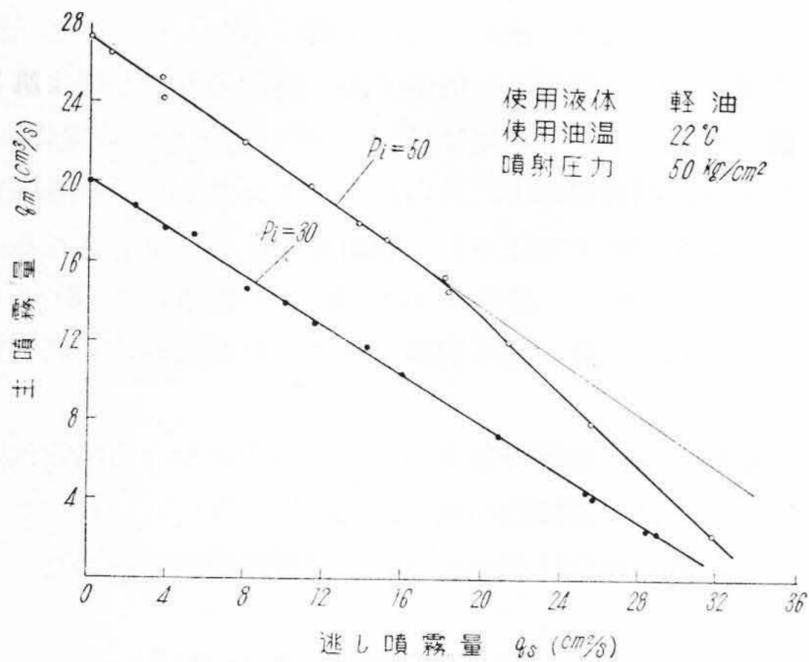


第4図 燃焼実験装置  
Fig. 4. Combustion Test Apparatus

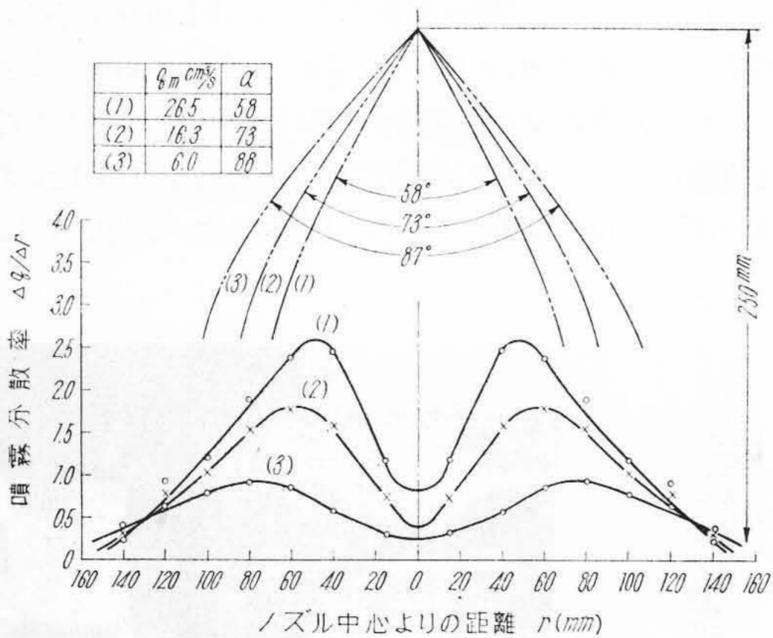


第3図 燃焼実験装置

Fig. 3. Combustion Test Apparatus

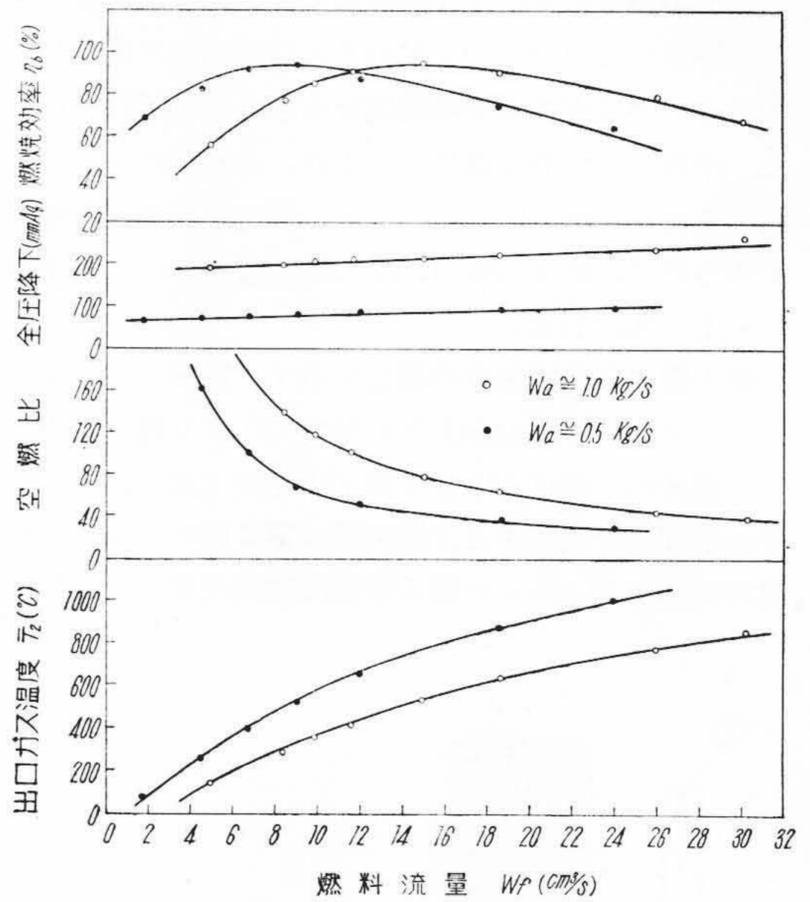


第5図 渦巻噴射弁の流量特性  
Fig. 5. Fuel Flow Characteristics of Spill Swirl Nozzle

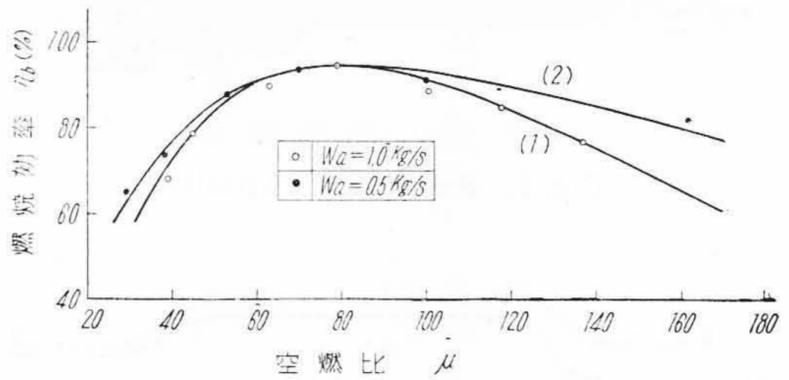


第6図 噴射弁の噴霧角度および噴霧分散曲線  
Fig. 6. Spray Angle and Spray Dispersion Curves of Spill Swirl Nozzle

第6図は主噴霧量の分布を噴口下250mmで測定したもので  $q_s = 0$  すなわち燃料がみな主噴霧になる場合は燃料は噴霧膜面にそつて大部分が送り出され(1)のような分散率曲線となる。このときの噴射角度は  $58^\circ$  である。つぎに逃し量  $q_s$  を与えて  $q_m$  を減少させてゆくと、分散率曲線は(2),(3)のように次第に尖端が低くなり、燃焼室中で一樣に分散されるようになる。またこの場合の噴射角度は  $73^\circ, 87^\circ$  と次第に大きくなってゆく。噴霧粒径は中心で最も小さく、膜面に沿つて大体平均値程度、それをこえると急に大きくなる。この噴射弁では  $q_m - q_s$  の関係はほとんど理論的な計算式<sup>(3)</sup>と一致する。また燃焼室内での噴霧の分布はなるべく一樣にする必要があるので、噴射弁を計画するときは第6図(2)くらいの分散率を目標に設計し、混合不完全のための焰の伸を防ぐべきである。



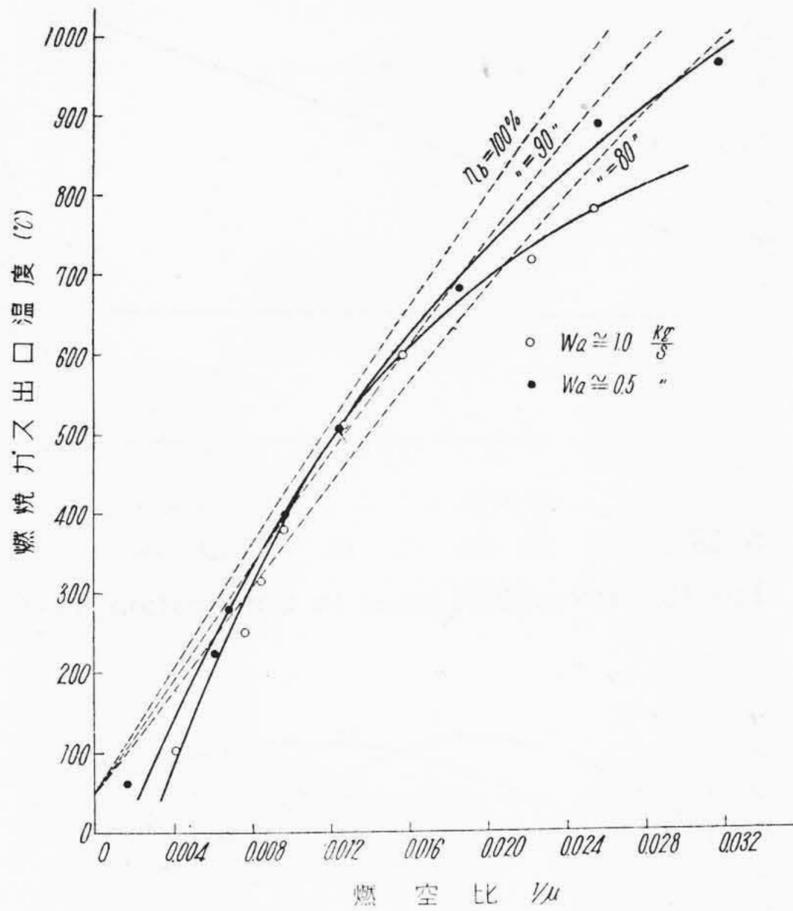
第7図 燃焼器の燃焼特性  
Fig. 7. Combustion Characteristics of Test Combustor



第8図 燃焼中の空燃比と燃焼効率  
Fig. 8. Combustion Efficiency vs. Air-Fuel Ratio

(2) 燃焼効率その他

燃焼効率をあらわす方法はいろいろあるが箇々の燃焼器の燃焼特性を求めるとともに、一方では他の燃焼器と比較できる単位を基準にしなければならない。第7図は燃料流量を基準にした燃焼器の燃焼特性を求めたもので燃料は  $25^\circ\text{C}$  の軽油を用いた。  $100^\circ\text{C}$  に予熱した B 重油での燃焼特性も同じような傾向をとつている。風量  $1\text{ kg/s}$  のときは  $15\text{ cm}^3/\text{s}$  で効率最大になり  $0.5\text{ kg/s}$  のときは  $9\text{ cm}^3/\text{s}$  で効率最大になるが両者の空燃比はともに 78 前後で、軽油の場合この辺の空燃比が風量のいかんにかゝらずよくなつている。燃料の広範囲な変化に対し効率変動のないことが望ましいが、燃焼に最良の空燃比は一意的にきまり、空気過剰率によつて敏感に影響されるので  $\eta_{b\text{max}}$  の広範囲な保持はむずかしい。これは二次空気の補給方法を加減すればある程度改善でき

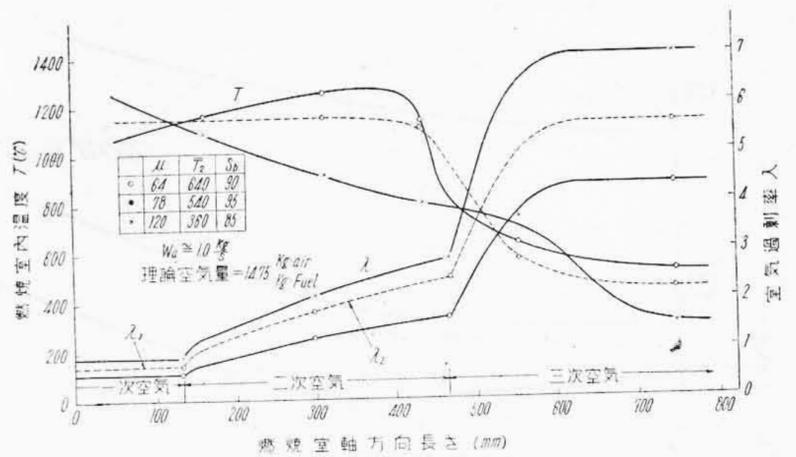


第9図 燃空比と温度上昇曲線  
Fig.9. Temperature Rise vs. Fuel-Air Ratio

る。 $W_f$  の少いときの効率が大きいときより極端に下つてい  
るのは過剰空気により焰の冷却効果が大いいためである。  
燃焼器を実際に使用するときには入口空気温度  $190^{\circ}\text{C}$   
出口ガス温度  $700^{\circ}\text{C}$  であるから温度上昇は  $510^{\circ}\text{C}$  になり、  
実験時の入口空気温度  $30^{\circ}\text{C}$  を考慮すれば、この燃  
焼実験出口ガス温度  $540^{\circ}\text{C}$  のときに相当し、実験上の  
 $\eta_{b\max}$  の値とほぼ同じになる。試作機の場合は空気量、  
燃料流量ともに変るので、これを比較するために空燃比  
と燃焼効率の関係を求めてみると第8図のようになる。  
試作機の運転状態では  $\mu \approx 71$  となり、効率最大の空燃  
比 78 と少し違った状態になつている。 $\eta_{b\max}$  をあたえ  
る  $\mu$  を自由にかえるためには冷却空気を調整すればよい  
が、同時に二次空気孔も考慮しないと効率曲線が急激に  
下る恐れがある。実際に  $\mu$  の変化する範囲は  $60 \sim 100$   
程度であるから、この間の効率変動さえ考えればよいこと  
になる。

第9図は必要な温度上昇を与える燃料、空気量などを  
求める場合の参考に燃空比と温度上昇との関係を求めた  
もので点線は理論値である。

さて燃焼に関する一次空気および二次空気を別々に測  
定し燃焼効率その他におよぼす影響について検討してみ  
る。第10図はおのおのの燃焼状態における燃焼器軸方向  
の空気過剰率および温度分布をもとめたもので、効率最  
高の状態は一次空気過剰率  $\lambda_1 = 0.7$ 、二次空気過剰率  
 $\lambda_2 = 2.5$  をあたえて燃焼させたときであり、その場合の  
温度分布は点線で示すようにほとんど燃焼室内では一様



第10図 燃焼器の温度および空気過剰率の分布曲線  
Fig.10. Temperature and Excess Air Ratio Distribution Curves of Test Combustor

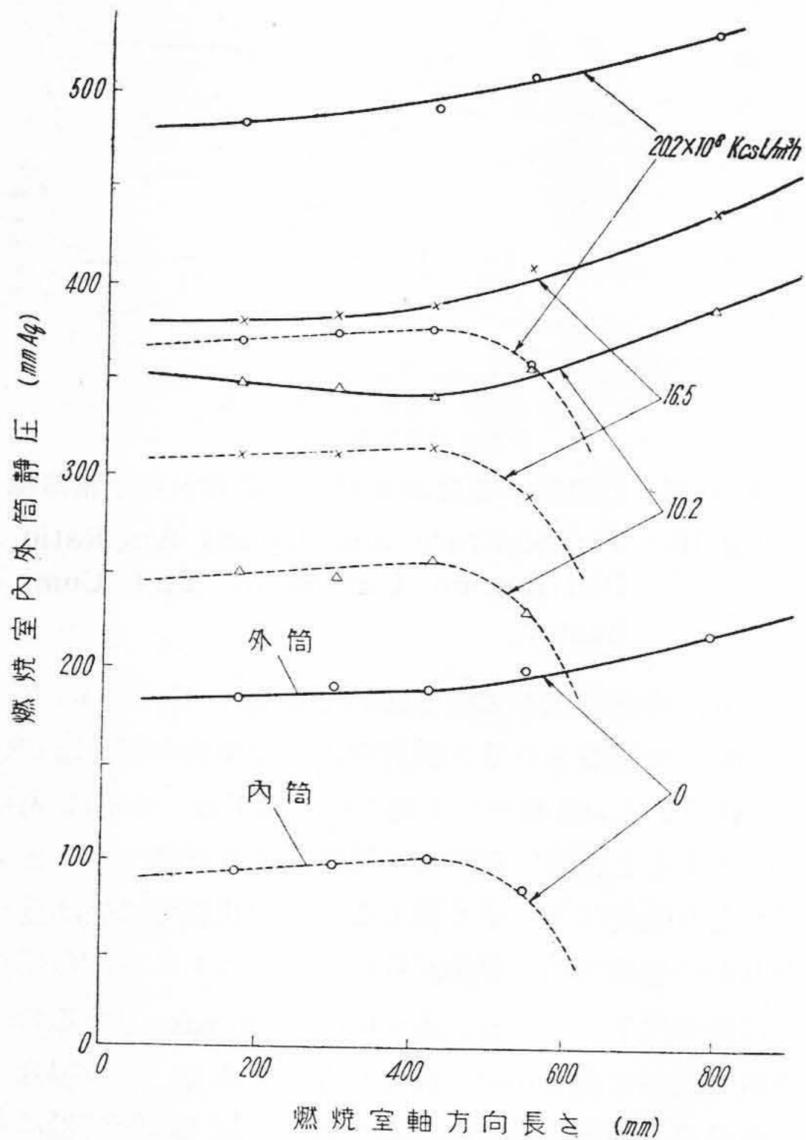
になり、冷却空気を加えて始めて温度が下つている。  
 $\lambda_1 > 0.7$  で燃焼させると燃焼室内では燃焼空気が冷却効  
果をあらわし、温度分布は先に行く程下る。反対に  $\lambda_1 < 0.7$   
とすると燃焼二次空気の援助により燃焼はますます  
盛になり温度は先へゆく程上る。この状態では焰は長く  
なりかつ燃焼室内で燃焼が完結しないうちに冷却作用を  
うけ効率は下つてくる。 $\lambda_1 = 0.7$  で  $\eta_{b\max}$  となるのは  
空気と燃料の混合が均一にならないため、この場合一  
次空気のみ燃焼温度は最高を示す。以上は燃焼器に対  
する一例であるが、一次空気の供給方法を変えると  $\lambda_1$   
の値は少しずつ違つてくる。 $\lambda_1 = 1$  で  $\eta_{b\max}$  がえられる  
ような燃焼器では、一次空気の混合は完全に行われてい  
ると考よてよい。以上は軽油に対する実験であるが、重  
油の場合もほとんど同じ傾向になる。

燃焼室内で混合が不均一になると、燃焼中焰は変動し  
温度に凸凹が出て騒音および振動を伴い効率は下つてく  
る。この現象の判定には温度分布のほか燃焼器内外筒  
の静圧分布を求めなければならない第11図(次頁参照)は  
内外筒静圧分布曲線を求めたもので出口ガス温度によつ  
て圧力の絶対値は上下するが不規則な変化はなく燃焼室  
内で一様な燃焼が行われ局部加熱による熱閉塞現象は全  
然認められない。

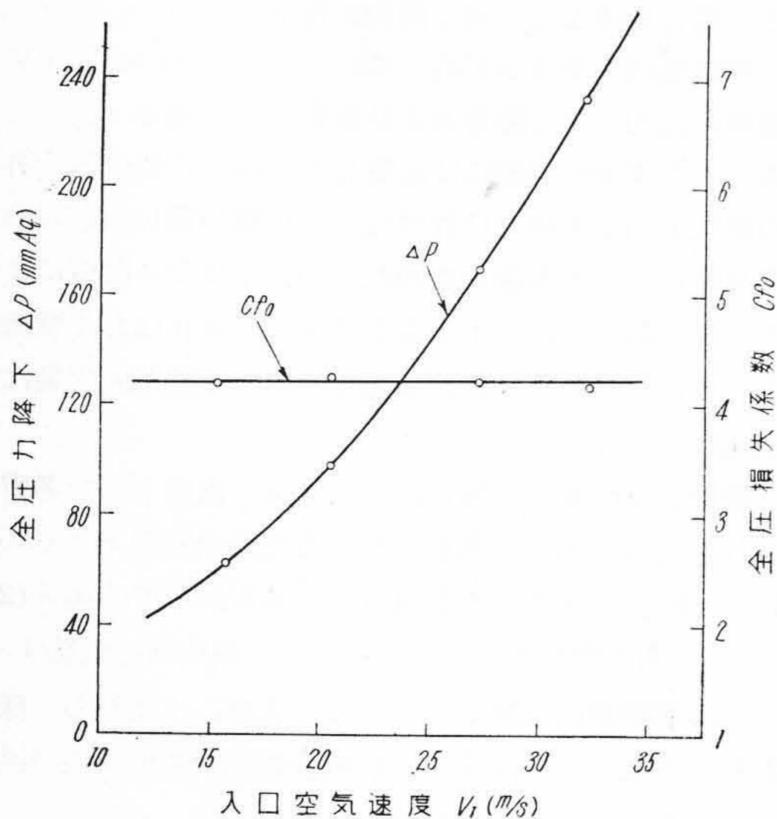
燃焼器を計画する場合、一次空気の供給方法を考慮に  
入れて最高の燃焼効率をあたえる空気過剰率  $\lambda_1 = (0.6 \sim 1)$   
を決定し、まず一次空気量をきめる。つぎに  $\lambda_2 = (2 \sim 3)$   
の範囲で燃焼を完結させるよう二次空気を供給する。  
この際燃焼室内温度が上下しないよう、すなわち一様な  
燃焼をさせるよう注意し、最後に燃焼ガスが規定の温度  
まで下るよう冷却空気を補給すればよい。

### (3) 圧力損失

燃焼器の圧力損失は形状抵抗と燃焼それ自体に起因す  
るものがあるが、この中燃焼による損失は少く大部分は  
形状抵抗による損失になる。形状抵抗は燃焼器の形、大  
きさおよび空気補給方法によつて決定され、通風試験の

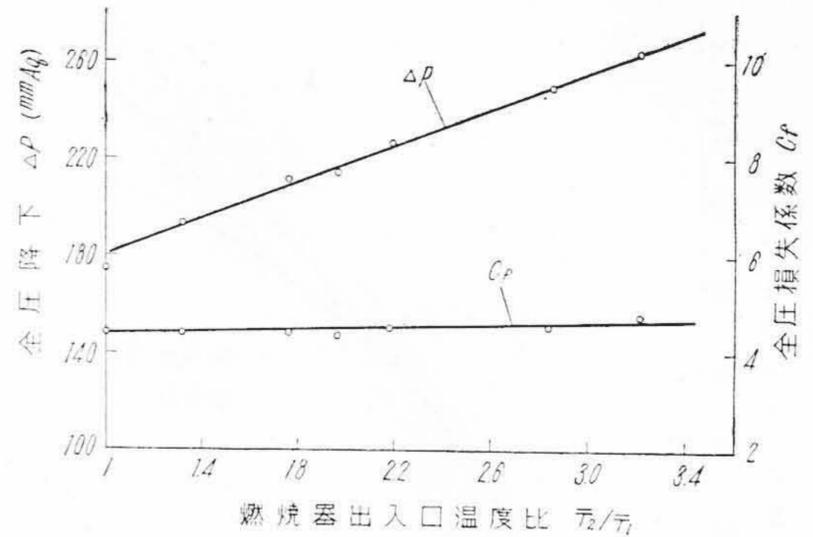


第11図 燃焼器内、外筒の静圧分布曲線  
Fig.11. Static Pressure Distribution Curves of Inner and Outer Tube of Test Combustor

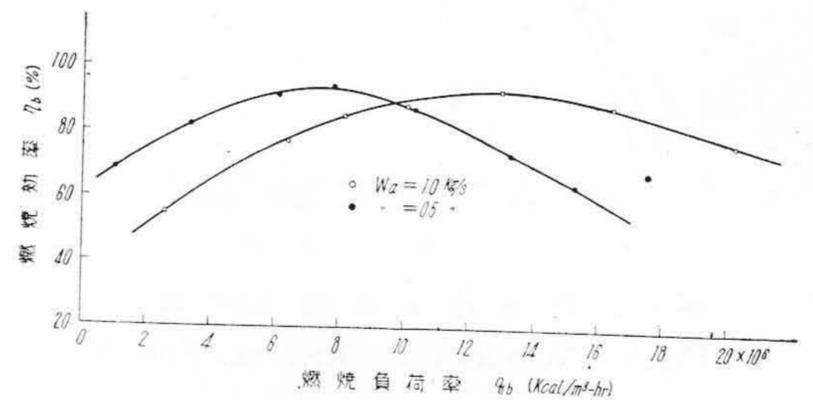


第12図 通風時の圧力損失  
Fig.12. Pressure Losses in Air Test

みで大体見当づけられる。第12図は燃焼器入口風速を変化させたときの燃焼器圧力降下  $\Delta P$  および損失係数  $C_{f0}$  を求めたもので、実験装置では燃焼器出入口管径は同一



第13図 燃焼時の圧力損失  
Fig.13. Pressure Losses in Combustion Test



第14図 燃焼負荷と燃焼効率の関係  
Fig.14. Combustion Intensity and Combustion Efficiency

直径であり、通風時の温度変化は無視できるので圧力降下はそのまゝ圧力損失になる。試作機入口風速 30 m/s のときは全圧降下 210mm で全圧力の 0.61%、 $C_{f0} \approx 4$  である。つぎに燃焼それ自体による圧力降下および損失係数について考えよう。第13図は燃焼中の圧力降下および損失係数と燃焼器出入口温度比との関係で燃焼による損失はあまり見うけられない。燃焼器の圧力損失を小さくするには温度上昇および燃焼空気増加を考えて燃焼室内筒面積を燃焼室先端に行く程広げればよいが、約 50% の割合を占める冷却空気の供給方法を検討し、この圧力損失を軽減するのが最良であると思われる。

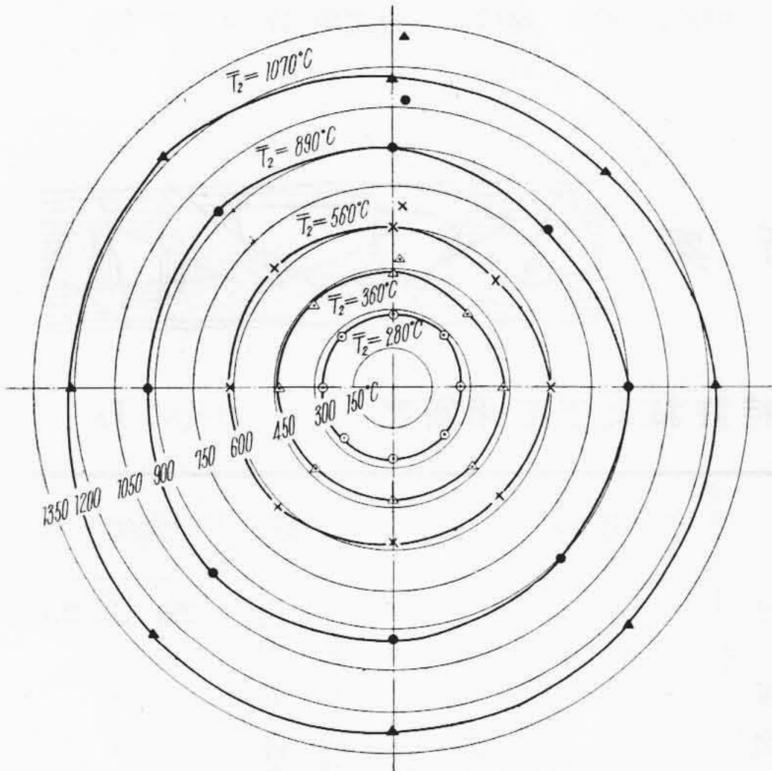
(4) 燃焼負荷

第14図は燃焼負荷と燃焼効率との関係を求めたもので、 $W_a = 1.0 \text{ kg/s}$  のときの  $\eta_{b \max}$  は大気圧中で約  $1.4 \times 10^7 \text{ kcal/m}^3\text{-h}$  となり、負荷率はかなり高い。燃焼器容積としては冷却空気孔直前までの内筒容積をとつてある。燃焼負荷を上げるには燃焼室内風速を高くしかつ焰を短くして燃焼時間を短縮させる要があり、このため噴霧粒径を小さくし、燃焼室内温度を上げなければならない。气流に渦、乱れなどを与えることは、混合を容易にしガス通路を長くする意味で効果的である。

(5) 燃焼器出口温度分布

材料の強度は燃焼ガス流中の最高温度によつてきまる

ので温度分布をできるだけ均一にして、その平均温度を高めることが望ましい。第15図は燃焼器出口面積を9等分し、同一円周上8本と中心で温度分布を測定し、同心円状に温度目盛をとり各測定点における温度のばらつきを示したもので、併記した  $\bar{T}_2$  は二重流量計法できめた出口ガス温度である。中心温度は同一記号で離して記入したが出口温度が高くなる程中心部と出口同一円周上の各点との温度差が大きくなっていく。これは焰がのび始め冷却作用があり中心まで行われなくなっていくためである。燃焼器の出口とタービンノズル入口の距離を考えるとこの程度の温度差は使用にさしつかえない。さらに均一にするためには空気導管を用いて燃焼ガス流の中央まで空気を導けばよいのであるが、この場合は導管の耐久性が問題である。



第15図 燃焼器出口温度分布  
Fig.15. Temperature Distribution at Combustor Exit.

(6) 析出炭素

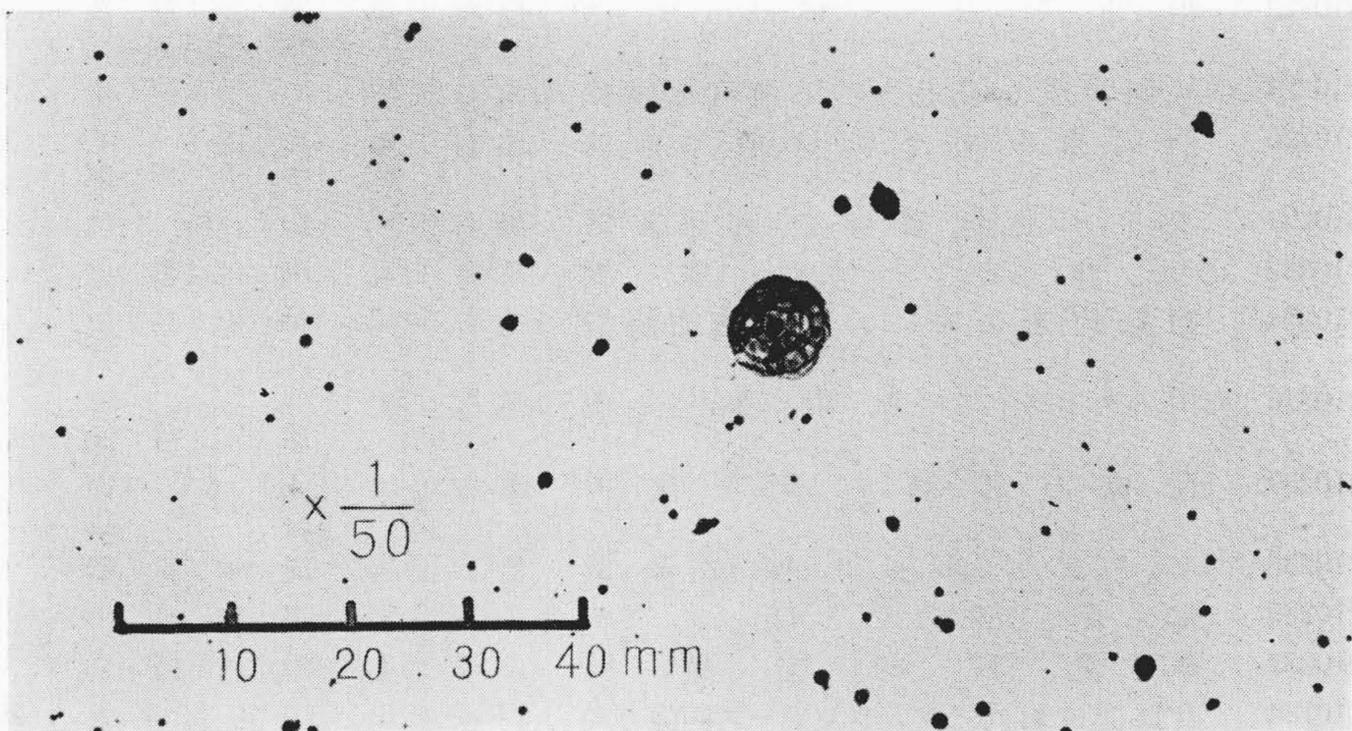
重油および軽油の燃焼で両者の最も大きい相違点は前者の析出炭素の問題である。第16図は重油を予熱なしで使用したとき燃焼ガス中から検出した炭素粒子の50倍顕微鏡写真で燃焼室温度 1,300°C, 出口温度 500°C のときである。粒子の径は 20~40μ で、中央にある斑点は未燃粒子で固形炭素の析出機構がうかがわれる。これを防止するには燃焼を予熱して噴霧させ燃焼室内の温度を上げて固形炭素まで燃え切らすようにしなければならない。析出炭素を完全になくすることはむづかしいが、最良の燃焼状態附近でほとんど認められなくなる。

このほか高温腐蝕に関しては実験時間も短く、データはえられなかつたが、今後かならず附随して起る問題であると思うので、別の機会に検討したい。

[VI] 結 言

以上の実験結果から試作ガスタービン燃焼器の最終型を決定したのであるが、一連の燃焼実験によつてつぎのことがあきらかになつた。

- (1) 燃焼効率負荷の変動を考慮して 90~95% の間になる。これを上げるためには燃焼最適の一次空燃比を求め、二次空気はこの温度を下げないように供給する。燃焼空気の過不足はともに効率を低下させるが、多過ぎると不足の場合より効率の低下が著しい。
- (2) 圧力損失はほとんど形状抵抗によつて左右されるので、空気の通路は損失の少ない形にしなければならない。殊に冷却空気はその量が多いので、補給方法に注意が必要である。
- (3) 実験に使用した燃焼器の負荷率は  $1.4 \times 10^7$  kcal/m<sup>3</sup>-h くらいである。燃焼器内に空気渦を与



第16図 燃焼ガス中の析出炭素粒 Fig.16. Deposition of Carbon in Combustion Gases

えかつ微粒化特性のよい噴射弁を使用し燃焼室温度をさらに高めれば、この値はもつと大きくとりうると思う。

(4) 燃焼器出口温度の不均一は現在の型式では比較的少く、実用上あまり問題にならない程度である。

さらに均一度を高めるような構造も考えられるが、これは一方において圧力損失を増大させるので、かならず有利であるかどうかは疑問である。

(5) 析出炭素は燃料油を 100°C くらいに予熱して燃焼室内温度の上昇をはかれば最良の燃焼状態附近でほとんどでなくなる。炭素の粒径は 20~30 $\mu$  程度である。

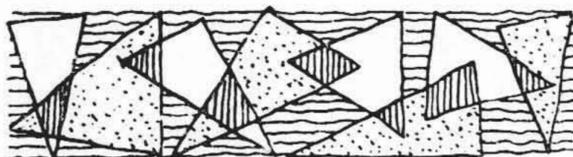
(6) 新しい燃焼器を計画するときにはまず必要とする噴霧粒径を与える弁を計画して噴霧角度を決定し、気流中の噴霧の形状などもあわせ考えて大略の燃焼

器直径をきめる。つぎに燃焼負荷率使用燃料の性質を考慮して燃焼室の長さを決定する。一次二次空気は先に述べた方法で計画点で最良の燃焼状態となるように補給し、三次空気タービンに必要とするガス温度まで下げればよい。

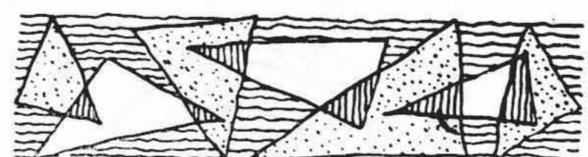
終りにこの実験を行うにあたりいろいろ御指導をいただいた東北大学棚沢教授に深甚の謝意をあらわす。また絶えず御鞭撻下さった日立製作所日立研究所兼先所長、実験に協力していただいた機械第二研究室の諸君に感謝する次第である。

#### 参考文献

- (1) 棚沢：昭27-9 機械学会仙台地方講演会にて講演
- (2) 棚沢：ガスタービン 101 (昭 29 養賢堂)
- (3) 棚沢, 小林：機械学会論文集 17 58 (昭 26)



### 特許と新案



#### 最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その1)

区別	登録番号	名称	工場別	氏名	登録年月日
特許	210226	水電解槽用極板	日立工場	北川澄公子	29. 12. 23
"	210228	水素冷却回転電機の水素漏洩防止装置	日立工場	高林乍人	"
"	210233	回転型界磁の線輪	日立工場	佐藤勝源郎	"
"	210239	抵抗型流量計発信器	日立工場	岩淵芳雄	"
"	210222	機関車類性能試験装置の負荷調整装置	笠戸工場	小野栄男	"
"	210223	歯車のラッピング法	亀有工場	渡部富治三	"
"	210224	旋回半径を変化しうる旋回起重機	亀有工場	平栗保平	"
"	210225	楕円歯車ブランクの工作法	亀有工場	森田一弘	"
"	210229	水平引込起重機の引込装置	亀有工場	山崎勇	"
"	210232	天井走行起重機	亀有工場	阿部哲義	"
"	210234	回転連断装置における給油装置	亀有工場	神尾昌史	"
"	210236	爪クラッチ附巻上機	亀有工場	井上啓治	"
"	210237	鋼塊起重機の巻上装置	亀有工場	渡部富憲也	"
"	210238	ケーブルカーの保安装置	亀有工場	滝本秀彦	"
"	210235	密閉型スイッチ	多賀工場	横内直中	"
"	210231	静電感應起電機	多賀工場	木村博一	"
特許	210184	交換機におけるフックリリース回路方式	戸塚工場	田島喜平太郎	29. 12. 23

(第22頁へ続く)