

小形ガスタービン用エルボ形燃焼器の研究

(第2報, 燃焼器性能の改善)

根矢 清* 熊倉孝尚* 道見健二**

Study on an Elbow-type Combustion Chamber for Small Gas Turbines [Part II, Improvement of the combustor performance]

By

Kiyoshi Neya, Takanao Kumakura and Kenji Michimi

As noted in Part I, reverse flow or elbow-shaped combustion chambers of can type are suitable for small gas turbines to attain compactness of the whole unit. In these types of combustion chambers, the incoming air flow is not symmetrical with the axis, and it is felt that the maldistribution of air flow will cause poor combustor performance.

As the maldistribution of the incoming air flow is seemed to be more marked in the elbow-type than in the reverse flow type, an experimental study was carried out on an elbow-type combustion chamber with single air inlet which was designed to be used for a small gas turbine of about 23 PS output.

The result obtained is as follows:

(a) Poor combustor performance due to maldistribution of the incoming air flow can be improved by putting a cover over the first flame tube and by introducing the dilution air perpendicularly to the axis of combustor through two large slots arranged on opposite sides of the dilution zone.

(b) Combustor performance is seemed to be closely related to the air flow pattern in the combustor which was observed under isothermal conditions, and some examples have been shown to illustrate the good qualitative correlations between them.

(c) The combustor was fitted with a simplex swirl atomizer. The combustor performance is also closely related to the spray characteristics of the atomizer.

A significant decrease in combustion efficiency occurs as the spray configuration changes from fully developed spray to tulip-shaped spray, and the blow-out of flame at lean side occurs near the bubble-like spray. At this stage of spray configuration, the spray characteristics are very poor in regard to both atomization and spray dispersion.

目 次	
1. はしがき	12頁
2. 障害および対策	12
2.1 供試燃焼器および燃料	12
2.2 実験要領	14
2.3 実験結果	16
3. 改造燃焼器	19
3.1 基本構造	19
3.2 燃焼器内のガス流れ	19
3.3 燃焼実験による細部構造の決定	24
3.4 冷間ガス流れと燃焼器特性との関連	26
4. 燃焼器特性	26

* 機関開発部第一部 ** 管理部 (元, 機関開発部第一部)

4.1 供試燃焼器および燃料.....26
 4.2 実験要領.....27
 4.3 実験結果.....27
 4.4 考 察.....30
 5. む す び.....31
 参 考 文 献.....31

1. は し が き

すでにのべたように、小形ガスタービンは近年広く用いられようとしており、このような情勢に鑑み、当所ではさきにその開発に資するため、小形ガスタービンの構成要素についての問題点を調べその改善を図ることにした。

小形ガスタービンの燃焼器についての問題点としては、すでに第1報¹⁾で述べたように、a) 燃焼器へ流入する空気のかたよりの燃焼器特性の悪化、b) 燃焼器の単位体積当たりの表面積が大きいことによる火炎の冷却および燃焼効率の低下、c) 液体燃料を噴霧状にして供給する場合におこる、内筒壁面への集滴および小容量渦巻噴射弁の低圧時における噴霧特性の悪化、が挙げられる。

一方、開発の目標に想定したガスタービンは、可搬式の動力または空気源用の、遠心圧縮機とラジアルタービンを背中合わせにした構造で、圧力比は3.5、空気流量は0.3kg/s、燃料消費量は3.7g/s、出力は約23PSであり、燃焼器についての上述の問題点の研究は、小容量渦巻噴射弁の噴霧特性の改善については単独に行ない、これ以外の空気のかたより、噴霧の集滴などの問題点については本ガスタービン用の実用燃焼器を開発する過程で改善を図ることとし、このための燃焼器には、単純式渦巻噴射弁を備えたエルボ形（空気入口は1個）を選んだ。燃料供給を単純式渦巻形によった理由は第1報で述べた通りであり、またエルボ形を選んだ理由は、これでは、軸に直角な一方から空気が流入し流れのかたよりが著しいので、これについての改善策はエルボ形のほか還流式にも適用できると考えられ、またその構造上、燃焼器特性の測定や燃焼器の改造などに都合なためである。

本文では、流入空気のかたよりに基づく特性の悪化とその改善を中心とし、エルボ形燃焼器についての研究結果²⁾⁻⁶⁾について述べる。

2. 障 害 お よ び 対 策^{2), 6)}

本燃焼器についての研究はつぎの要領で行なった。

(12)

すなわち、まず試設計の燃焼器について問題点を調べるとともに改善上の種々の対策を試み、ついで、その結果に基づいた燃焼器を新製し、その細部構造は、ガス流れの観測および燃焼実験によって定め、この燃焼器の種々の作動条件下における特性を明らかにした。

ここでは、試設計の燃焼器について行なった障害とその対策についての実験結果について述べる。

2.1 供試燃焼器および燃料

2.1.1 供試燃焼器

本実験に用いた燃焼器（I形と称する）は、前記ガスタービンの実用燃焼器として計画したもので、形式は空気入口が1個のエルボ形、構造および寸法は図1の通りで、外筒は軟鋼製、内筒は25-20耐熱鋼製である。

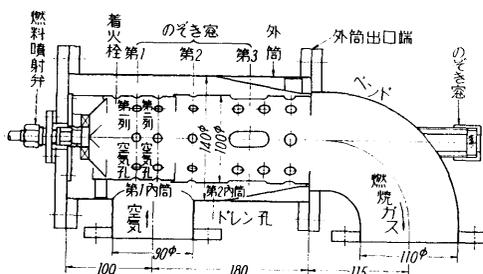


図1 I形燃焼器

本燃焼器の熱負荷率は、混合領域を含めた内筒の総体積基準で約 $2.0 \times 10^4 \text{ kcal/m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{ata}$ 、また入口状態の空気についての、燃焼器の最大断面風速は約7m/sである。熱負荷率が高いにもかかわらず風速が低いのは、一般に温度、圧力、空燃比および熱負荷率などが等しい相似形燃焼器では、風速は寸法に比例するからである。

2.1.2 燃料および燃料噴射弁

燃料には表1に示す灯油を用い、これを、燃焼器の頭部に備えた1個の単純式渦巻噴射弁から噴射した。

表1 灯油の性状（I形燃焼器用）

比重 (15/4°C)	0.7836
反 応	中 性
銅板腐食試験	1.0
引 火 点 (°C)	51
イ オ ウ 分 (%)	0.03
煙 点 (mm)	29.0
色 (セイボルト)	+30
真 発 熱 量 (kcal/kg)	10,390*

*Cragoe の式による

単純式渦巻噴射弁では一般に、低圧時に噴霧特性が悪化するが、容量の小さいものではその傾向が特に著しい。筆者らはさきにこの点について調べ、幾何学的に相似な噴射弁では同一形態の噴霧を得るに必要な噴射圧力が寸法に逆比例すること、また噴孔直径 d_s が等しく高圧時に噴射量および噴霧円すい角が等しい噴射弁でも、渦巻室の直径 d_i が小さいものでは、低圧時の噴霧特性がすぐれていることなどを明らかにした¹⁾。

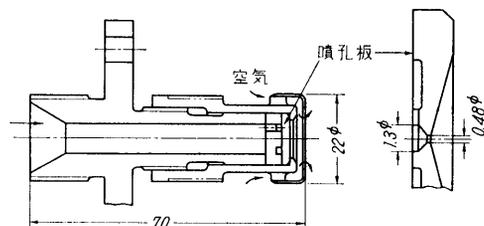
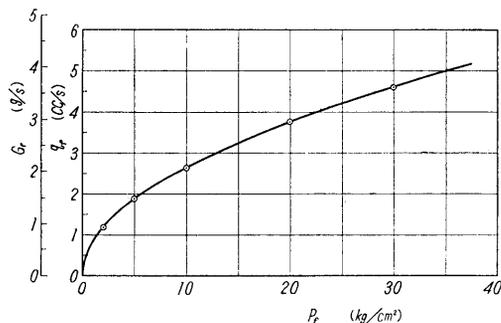
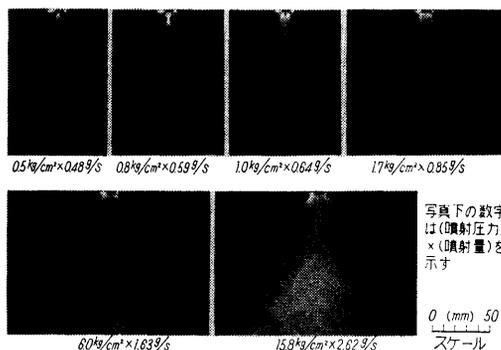


図2 燃料噴射弁

図2は実験に用いた噴射弁を示し、これでは d_e を 0.48mm、直径比 d_s/d_e を約 2.7 とした。噴射弁は 13Cr 鋼製で、頭部には炭素析出を防ぐため導風筒を備えている。



a 流量特性

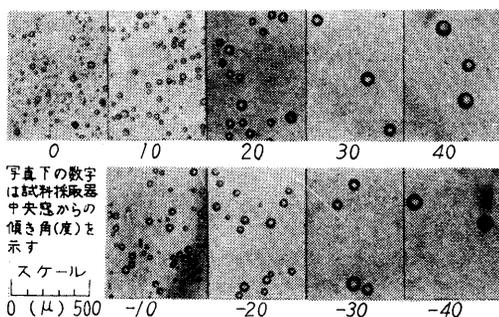


b 噴霧外観

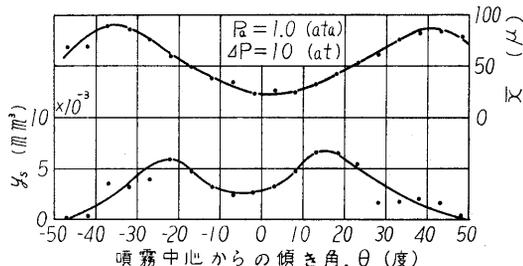
図3 流量特性と噴霧外観 (灯油)

本噴射弁から前述の灯油を大気中に噴射したときの流量特性と噴霧の外観を、それぞれ図3 a, b に示す。図 a で、 P_f は噴射圧力、 q_f および G_f はそれぞれ体積および重量流量である。噴霧の形態は、噴射圧力が低いときは噴出する液膜が閉じた気泡状であるが、約 1 kg/cm^2 になるとこれが開いてチューリップ状になり、数気圧以上では完全に噴霧流となる。

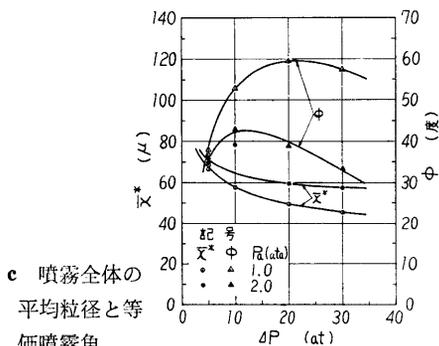
一方、噴霧の粒径も噴射圧力によってかなり異なる。図4aは、噴射圧力降下 ΔP が 10 kg/cm^2 で大気中に水を噴射し、噴孔を中心とする半径 200mm の円弧上で採取した粒写真の一例で、このような粒試料から求めた局所平均粒径 \bar{x} と比分散量 y_s の分布を図4 b に示す。



a 粒写真 ($\Delta P=10 \text{ kg/cm}^2$, 水, 大気中)



b 局所平均粒径と比分散量
($\Delta P=10 \text{ kg/cm}^2$, 水, 大気中)



c 噴霧全体の平均粒径と等価噴霧角

図4 噴霧特性

粒試料の採取要領ならびに \bar{x} と y_s の定義は第1報¹⁾でのべた通りである。

噴霧全体の平均粒径 \bar{x}^* は \bar{x} と y_s の両分布から、また等価噴霧角 ϕ は y_s の分布から求まり、周囲空気圧力 P_a が 1.2ata. の場合の種々の ΔP におけるそれは、図4c のようになる。ただし、 \bar{x} 、 \bar{x}^* はいずれも S. M. D. で表わした。大気圧下における \bar{x}^* は一般にいわれているように $\bar{x}^* \propto \Delta P^{-k}$ となり、この場合の k の値は約0.21である。

なお、等価噴霧角 ϕ は、噴霧中心からの傾き角が θ なる位置における比分散量を y_s とし、噴霧軸の右側(または左側)について次式から求めた値を $\phi_R(\phi_L)$ とすれば、つぎのように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \phi_R &= \frac{\sum y_s \cdot \sin \theta \cdot \theta}{\sum y_s \cdot \sin \theta} \\ \phi &= \phi_R + \phi_L \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

2.2 実験要領

2.2.1 実験装置

実験装置を図5に、また、その空気および燃料系統図を図6に示す。

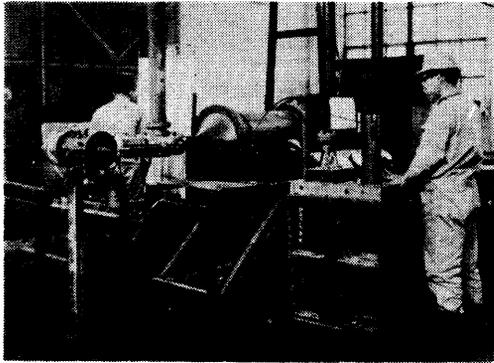


図5 実験装置

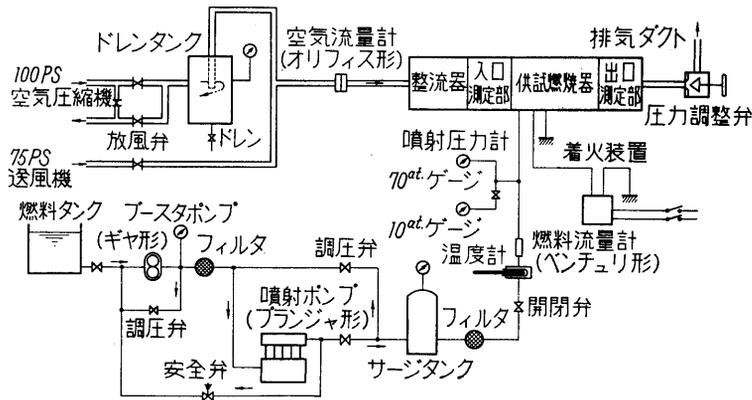
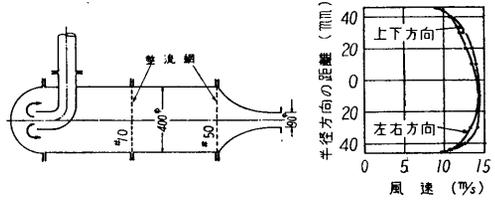


図6 空気および燃料系統図

空気系統： 空気源には、大気圧下および加圧下での燃焼実験ができるよう、75PS 送風機および 100PS 空気圧縮機を用いた。図示の空気流量はオリフィス形で、管直径は 105mm, スロート直径は空気圧力および流量に応じ、39.0, 52.1 および 64.0mm の3種に変え、オリフィス前の空気温度はサーミスター温度計により、圧力は水銀マンオメータまたはブルドン管式圧力計により、またオリフィス前後の差圧は水マンオメータにより測定した。



a 構造 b 風速分布
図7 整流器

空気は整流器を経て入口測定部に導入されるが、整流器は、図7a の如く 105mm 管からの噴流を半球状の端板により反転する構造で、その出口端における風速分布は、同図bに示すように軸に対してほぼ回転対称である。

入口測定部には空気温度測定用の熱電対温度計2個、全圧管1本および静圧孔4個が、また、出口測定部には熱電対温度計13個、互に直交する移動式の25—20耐熱鋼管製全圧管2本および4個の静圧孔が、それぞれ設けてある。

このうち、出口温度計は、図8aに示す如く25—20耐熱鋼管製のT字形シャヘい管(外径6mm)を備えたクロメル・アルメル熱電対で、これを2個または3個結合して図8bに示す一体構造とし、熱電対の接点が同図cに示す測定点(1~13)に一致するように測定部に取り付けた。すなわち、出口測定部の横断面内における測定点の配置は、同断面を図8cに示すように13個の等面積の区画に分割したとき、扇形の区画ではその面積を2等分する円弧の中央、中央の円形区画ではその中心に一致するように計画したが、実

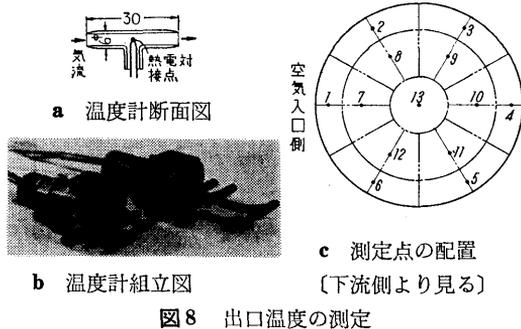
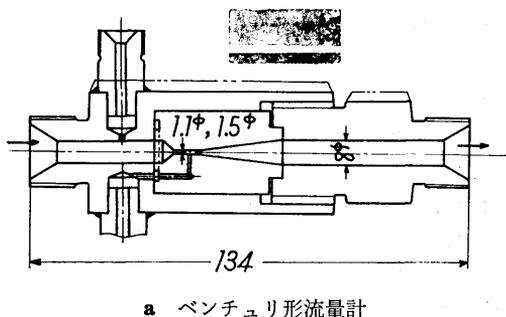


図8 出口温度の測定

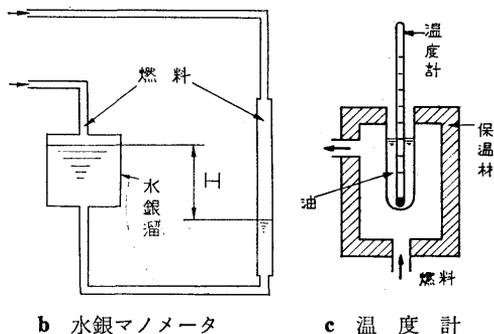
際には、後述の図17aの温度分布図でわかるように、一部の測定点は計画位置から多少はずれた。

なお、測定部の燃焼器に対する軸方向の取付位置は、実験目的および条件に応じてその都度変えたがその位置は後述の通りである。

燃料系統： 燃料ポンプは12気筒のプランジャ形で、その直後には、加圧燃料の圧力の脈動を軽減するため、空気と燃料を耐油性の可撓性袋によって隔離した構造のサージタンクを設け、燃料噴射量は、図9aに示すベンチュリ形流量計で測定した。すなわち、この流量計におけるレイノルズ数と流量係数との関係および使用燃料の温度と動粘性係数との関係はあらかじめ



a ベンチュリ形流量計



b 水銀マンノメータ

c 温度計

図9 燃料流量の測定

め求めてあるので、実験に当たって流量計の差圧と燃料温度を測定すれば噴射量が算出できる。

この際、ベンチュリ管のスロート直径は、測定すべき燃料流量の範囲に応じ1.1および1.5mmの2種に変え、流量計の差圧Hは、図9bに示す水銀マンノメータを用い1/20mmまで読みとれる副尺つきスケールで読みとり、また燃料の温度は、流量計の直前に設けた図9cに示す油浸形水銀温度計を用い温度が十分静定するのを待って測定した。

2.2.2 実験条件

燃焼実験はすべて、圧力は大気圧、入口空気温度はほぼ常温とし、空気流量一定の下で、空燃比を変えて行なった。実験に当たっては、燃焼器出口から測定部までのダクトを断熱材で保温し、着火後、空気および燃料の流量を所定の条件に設定し、この条件下で更に約10分間の暖機運転を行ない、各部の温度その他が十分静定するのを待って測定した。

2.2.3 特性の表示

燃焼器の特性は燃焼効率、圧力損失その他で表わしたが、つぎにこれらについて述べる。

燃焼効率 η_b ： これは、燃焼器出口における燃焼ガスと入口における空気および燃料のエンタルピの差の、供給熱量に対する比で定義され、(2)式から求められる。

$$\eta_b = \frac{(G_a + G_f) i_e - (G_a \cdot i_a + G_f \cdot i_f)}{G_f \cdot H_u} \dots\dots(2)$$

ここに、G：流量、i：エンタルピ（添字 a, e, f は空気、燃焼ガス、燃料を示す）、 H_u ：燃料の低位発熱量
本実験では、(2)式を簡略化した(2')式によった。

$$\eta_b = C_{pm}(\mu + 1)(t_2 - t_1) / H_u \dots\dots(2')$$

ただし、 C_{pm} ：燃焼ガスの平均定圧比熱、 μ ：空燃比 (= G_a / G_f)、t：温度（添字 1 は入口、2 は出口）。

圧力損失： 圧力損失は、(3)式に示す損失係数 φ で表わした。

$$\varphi = \frac{\Delta P}{\gamma_1 u^2 / (2g)} = k_1 + k_2 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \dots\dots(3)$$

ただし、 ΔP ：全圧降下、 $\gamma_1 u^2 / (2g)$ ：燃焼器の最大断面風速 u（空気は入口状態とする）についての動圧、 γ_1 ：入口空気の単位体積当りの重量、g：重力の加速度、 k_1, k_2 ：定数、T：絶対温度（添字 1 は入口、2 は出口）。

出口温度分布： 温度分布の一様性は、筆者の一人が提案した(4)式に示す不均一係数 σ^2 で表わした。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_H &= (t_2, \max - t_2) / (t_2 - t_1) \\ \sigma_L &= (t_2 - t_2, \min) / (t_2 - t_1) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(4)$$

ここに、 σ の添字H、Lはそれぞれ高温側および低温側を、また t_2 の添字maxおよびminは、それぞれ測定した最高および最低温度を示す。

出口平均温度の算出 (2)~(4)式における出口平均ガス温度 t_2 または T_2 は測定断面に想定した13個の区画内を流れる燃焼ガスの温度と流量とから求められる。(5)式はその計算式である。

$$t_2 (\text{°C}) = \frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{P_{di} \cdot T_i}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{P_{di} / T_i}} - 273, \quad n=13 \dots\dots(5)$$

ここに、 T_i 、 P_{di} は*i*番目の区画の計画測定点における絶対温度および動圧である。

動圧は、出口測定部に設けた全圧管と静圧孔によって測定されるが、実際の測定点の一部は、各区画の計画測定点と一致しないので、その分については、以上のようにして測定した測定断面内における動圧の分布から推定した。出口測定部に取り付けられた13個の温度計の実際の位置が、計画した測定点と一部一致していないところがあるが(2.2.1参照)、この分についても、動圧におけると同様の手続きをとった。

このように、出口平均ガス温度は、正確には(5)式を用いて算出されるが、後述の加圧実験におけるように移動式全圧管の挿入部をガス漏れ防止のため特に気密にするとそのトラバースが困難になったので、このような場合には、便宜上各計画測定点における温度の算術平均値をもって、出口平均ガス温度とした。

算術平均温度と流量を加味した平均温度との相違を、大気圧時に空気流量を0.085および0.1kg/sとし種々の空燃比の下で調べたが、それによると、両平均温度のうちいずれが高いかは定まっているわけではなく、また両者の差は平均温度 t_2 (°C)の±0.8%以内であった。

2.3 実験結果

2.3.1 燃焼性能

燃焼状況： 原形燃焼器における稀薄側の火炎吹き消え限界 $\mu_{B.O.}$ はかなり小さく、図10に示すように約98である。この原因としては、空気旋回器の構造が不具合であったため、これに基づく流入空気の旋回不十分および円周方向における不均一が考えられたので、この点を改善するため、既存の旋回器の出口側に、更

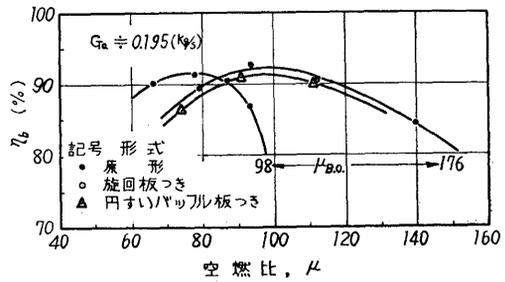


図10 燃焼効率 η_b および吹き消え限界 $\mu_{B.O.}$

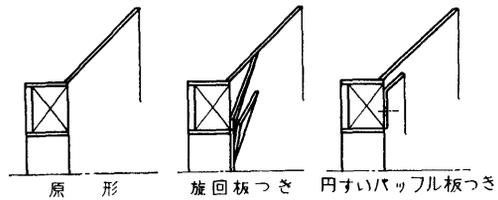


図11 保炎板

に旋回板または円すい状バッフル板を図11のように取り付けられた。改造後の吹き消え限界は、図10に示すように原形に比べかなり改善され、約176に向上した。

しかし上記いずれの保炎板でも、内筒内の燃焼状況は円周方向に著しく不均一であり、外筒の空気入口に面した燃焼領域では内筒壁の一部が赤熱するとともに火炎が伸び、反対側の一部には火炎のない領域が現われる。

このような不均一は、噴射弁の取付け位置を変えた実験によっても明らかのように、燃料噴霧の円周方向における分散の不均一によるものではなく、それは主として、空気孔から内筒内へ流入する空気が図12に示すようにかたよっているため、空気入口側のA部では空気不足、反対側では過剰になるからである。

すなわち、空気噴流のこのような“かたより”は、燃焼時に空気孔に対応してできる、青炎の位置のずれ

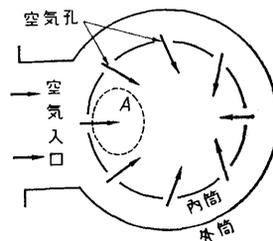


図12 流入空気のかたより

からほぼ想像されたが、事実、通気試験によりストリーマを用いて観測した図13aに示す第1列および第2列空気孔からの噴流の向き、ならびに燃焼実験後の分解検査で見られた内筒内面へのすすの付着状況から確認され、また図12のA部で“空気不足”になることは、通気試験において空気孔よりも下流において測定した図13bに示す内筒内の風速分布によってもわかる。

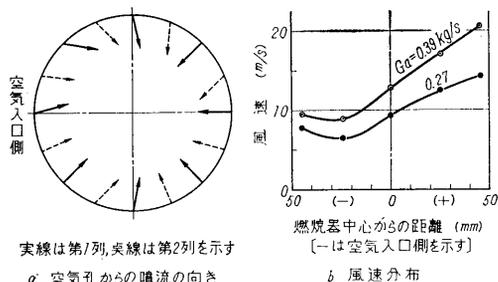


図13 内筒内の流れ

したがって、燃焼状況の一樣化を図るには、空気孔および内筒スリットから流入する空気の流れを円周方向で一樣にすることが必要で、これを達成するため、内筒前半部または内外筒間の環状スキマ内に種々の整流装置を設けてみたが、そのうち図14aに示す構造の

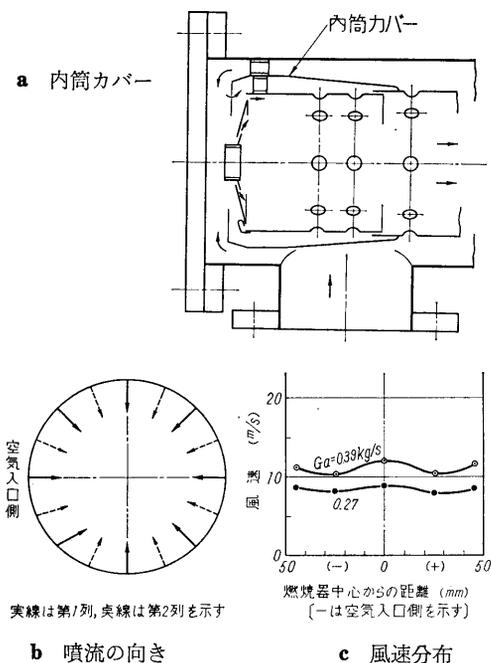


図14 内筒カバーによる空気流入の一樣化

内筒カバーが最も有効であった。これを取り付けたときの噴流の向きと内筒内の風速分布はそれぞれ同図b, cの通りで、また燃焼状況も円周方向ではほぼ一樣になった。なお本実験では、既存の空気旋回器を取りはずし、その代わりにバフ板を取り付けた。

燃焼効率および吹き消え限界： 図15は内筒にカバーを取り付けたときの大気圧下における燃焼効率 η_b と吹き消え限界 $\mu_{B.O.}$ を示し、図には空気流量が 0.195 kg/s で内筒カバーをつけない原形での結果も示してあるが、カバーの取り付けにより両者が著しく改善されたことがわかる。例えば $\mu_{B.O.}$ については、カバーを取りつけないときは約176 (図10参照) であるが、カバー取り付け後における、同一空気流量のときのその推定値は約340である。

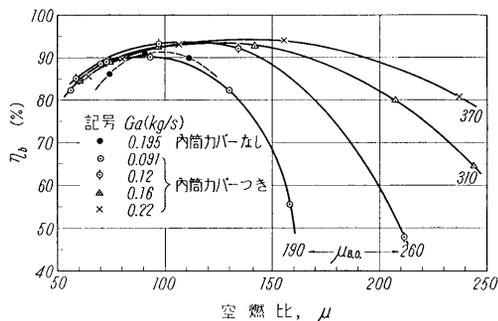


図15 燃焼効率 η_b および吹き消え限界 $\mu_{B.O.}$

なお Westinghouse 社でも、最近、環状かん形還流式燃焼器を備えた同社の大容量ガスタービンで流れのかたよりによる燃焼器特性の悪化が問題視され、その改善には、内筒にこの種のカバーを取り付けることが有効であると報じている⁹⁾。

2.3.2 圧力損失

原形および内筒カバーつき燃焼器の圧力損失係数を図16に示す。原形燃焼器の通気時における損失係数 k_1 は約25、 k_2 は3.5で直流かん形燃焼器のそれらに近い。

一般に、還流式燃焼器の圧力損失係数は直流式に比

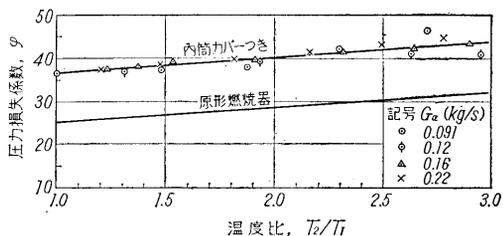


図16 圧力損失係数

べて大きい。内筒にカバーを取り付けた場合には、流入空気の一部が還流するので圧力損失係数の増大が予想されるが、事実、この場合の k_1 は図に示すように原形より約50%上昇し、直流式と還流式のほぼ中間の値になった。

2.3.3 出口ガス温度分布

これには混合器およびベンドの特性が影響すると考えられるので、これらの特性を別個に調べた。

混合器の特性： これを調べるには、内筒はカバーつきとし、また出口側ベンドは取りはずし、出口端から350mm（直管路）の位置で温度分布を測定した。これは、混合器の特性が温度分布に直ちに現われるようにするためである。

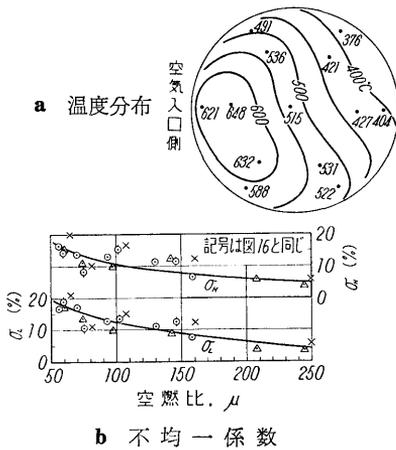


図 17 出口ガス温度分布

図17 a, b は結果の一例で、温度分布がかなり不均一である。この原因としては、燃焼器の下流部における内外筒間の環状スキマ内の流れが円周方向で不均一なことが考えられ、混合空気孔を全閉して調べた通気試験結果もこのことを示しており、空気入口側では静圧、動圧とも著しく低くなっている。

温度分布の一樣化を図るため、環状スキマに図18に示すように導風板を取り付け、混合用空気の一様流入を図ることも試みたが、期待したほどの効果は得られなかった。

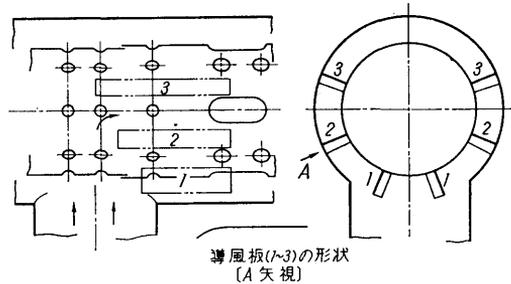


図 18 導風板の取付要領

温度分布を一樣にする方法としては、上述のように空気の一様流入を図ることのほか、環状スキマ内の流れのかたよりはそのままとし、これが混合領域へ流入したとき、そこに好ましい流れ模様が形成されるよう、混合器の構造を流れのかたよりに適合せしめることが考えられる。

図19a は、このような着想に基づいた混合空気孔の

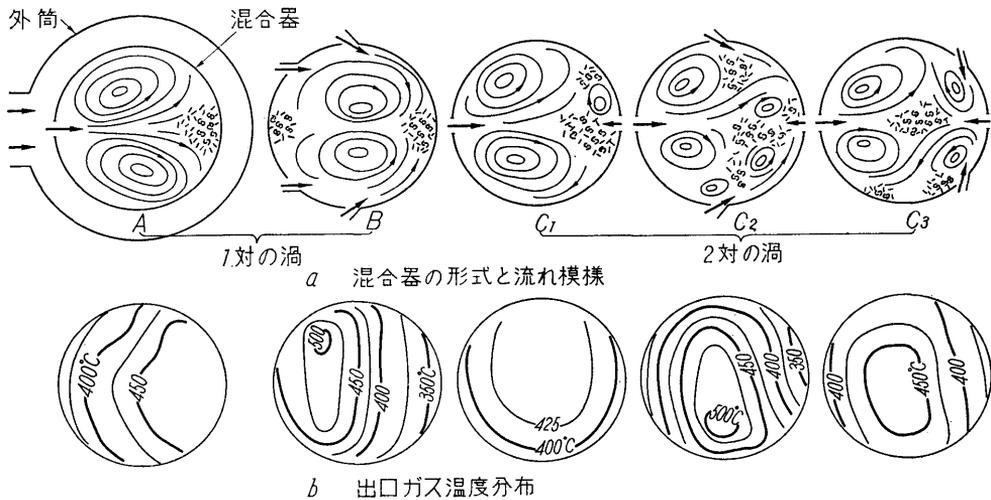


図 19 混合器形式、流れ模様および温度分布

配置を示し、通気試験によりストリーマを用いて調べた代表的断面内の流れ模様と燃焼実験での温度分布は、それぞれ同図 a, b に示す通りである。この混合方式は、構造が簡単であるにもかかわらずすぐれた混合性能が得られ、有望な改善策と思われる。

しかしこの方式についての実験は、燃焼器の大幅な改造を避け、図20に示すように、混合空気孔は一部を残して閉塞した外筒は単に前後交換するのみで行なったので、おおよその傾向を調べるにとどめ、本格的な実験は別途に行なうことにした。

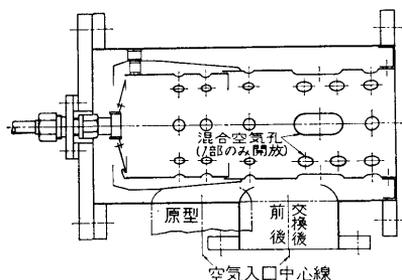


図 20 空気導入要領

ベンドの影響： 本燃焼器では出口側が曲管路をなしているため、温度分布に及ぼすこの影響を調べた。それによると、ベンドの後ではより一様になるが、これはベンド挿入による管路長さの増大のほか、ベンド内に生ずる2次的流れによる混合の促進によるものであろう。

3. 改造燃焼器^{3), 4), 6)}

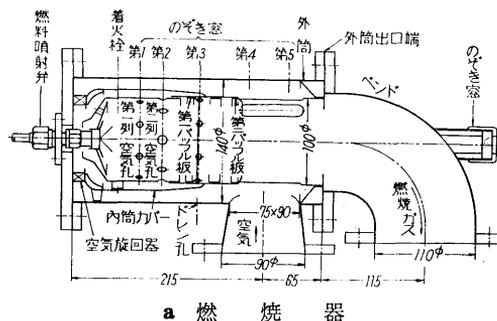
I形燃焼器についての前述の実験により、エルボ形燃焼器の特性改善についての指針を得たので、これに基づいた燃焼器 (II形と称する) を新製し、その効果を調べることにした。

II形燃焼器の新製に当たっては、その基本構造は上記の指針に基づいたものであるが、内筒空気孔の大きさと位置や空気旋回器の旋回角などの細部構造は、燃焼器内のガス流れと大気圧下での燃焼実験により定めることにした。

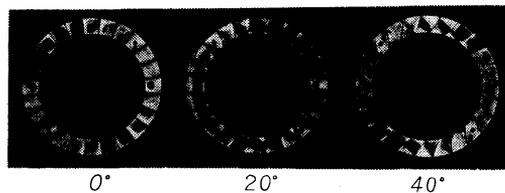
3.1 基本構造

これを図21aに示す。外筒および内筒の寸法はI形とほぼ同じであるが、空気入口や内筒の構造はかなり異なり、I形とのおもな相違を挙げれば次の通りである。

a) 空気入口を下流側に移し、混合空気孔に正対するようにした。



a 燃焼器



b 空気旋回器

図 21 II形燃焼器

b) 第1内筒にカバーを取り付けるとともに、カバー上流部には図21bに示す内向き半径流形の空気旋回器を設け、燃焼領域へ流入する空気の内周方向における一様化を図った。

c) 内筒頭部にはスノートを設け、また保炎板は工作容易なバツフル板に改めた。

内筒の内側には2つのバツフル板が設けてあるが、第1バツフル板は、噴霧粒が内筒壁に集滴してもこれを再び燃焼領域内へ吹きもどすためであり、第2バツフル板は、混合領域内に形成される特異な流れによって燃焼領域内のそれが乱されるのを、防止するためのものである。

なお燃料噴射弁は、I形燃焼器用のものをそのまま用いた。

3.2 燃焼器内のガス流れ

一般に、内部のガス流れは燃焼器の特性に大きな影響を及ぼすので、本燃焼器についても、燃焼実験に先立ちこれを調べ、不具合な点は改善することにした。

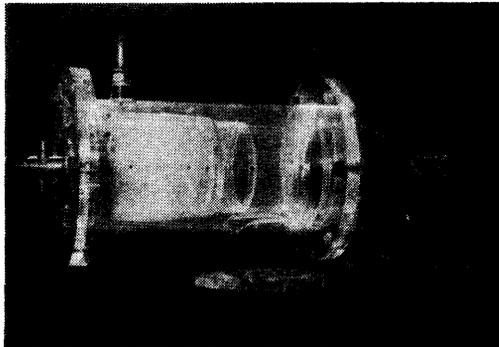
ガス流れの観測方法にはいろいろあるが⁹⁾、ここでは、実物大の透明模型に常温常圧下で通気しておもにストリーマを用いて観測することにし、これについての実験は、内筒前半部の燃焼領域を主とした場合と後半部の混合領域を主とした場合とに分けて行なった。

3.2.1 燃焼器模型

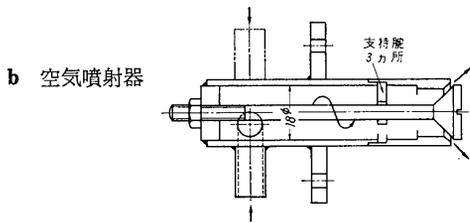
ガス流れの観測には、図22aに示すアクリル樹脂製

の実物大透明模型を用いた。

ガス流れに及ぼす燃料噴射の影響を調べるには、実物での渦巻噴射弁の代りに図22bに示す空気噴射器を



a 透明模型



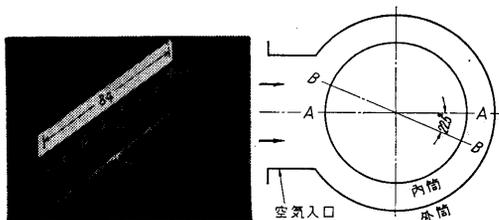
b 空気噴射器

図 22 ガス流れ観測用燃焼器

用い、空気を噴射した。渦巻噴射弁からの噴霧流を、円すい面上に16個の丸孔を配置した多孔式噴射弁から、通気時にはプロパンガス、通水時には水溶液を噴射して相似させた例もあるが¹⁰⁾、渦巻噴射弁の場合におこる噴霧のしぼみ¹¹⁾を考慮すれば、図のような円環状スリット式噴射器を用いるのが適当と思われる。

3.2.2 燃焼領域内の流れ

実験要領： これを観測するに当たっては、混合用空気孔を全閉して、燃焼器へ流入する空気はすべて燃焼領域へ導入されるようにし、その流量は図6に示す空気流量計で測定した。また第2パッフル板とバンド



a ストリーマ

b 測定断面

図 23 流れ模様の観測要領

は、観測に便なるよう取りはずした。

流れの向きは図23aに示すくし形ストリーマによって指示したが、その個々の構造は、外径0.5mmの不銹鋼管に外径1.5mmのガラス管を挿入し、その両端を有孔ガラス球で回転自由に軽く押え、ガラス管の外側に長さ8mmのもめん糸を取り付けたもので、ガラス管の軸が水平、垂直いずれの場合でも、支持棒に軽い衝撃を加えることにより約0.1m/sの低速流にもよく追従する。ストリーマは、燃焼器の下流側から挿入して図23bに示すA、B2つの断面内で軸方向に移動し、その向きをスケッチまたは写真に撮影した。観測例を図24に示す。

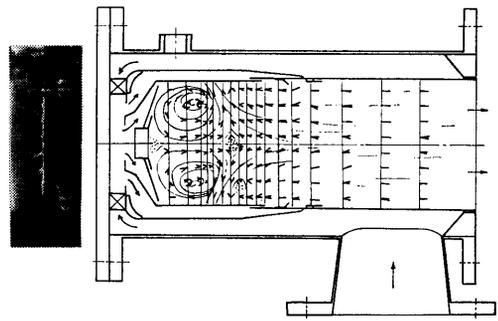


図 24 観 測 例

図でわかるように、内筒の前半部には環状渦が形成されるが、本燃焼器の燃焼領域内における流れ模様はこの環状渦によって代表されるので、実験に際しては、主としてその位置、形状、大きさ、強さおよび安定性に着目し、これらに及ぼすレイノルズ数 Re 、空気旋回器の旋回角、空気孔の組合わせおよび燃料噴射の影響を調べた。ここに旋回角とは、図21bにおいて空気旋回器の翼出口端(内側)が半径方向となす角をさし、実験ではこれを 0° (旋回せず)、 20° 、 40° に変え、また空気孔は表2に示す4種の組合わせとした。

表 2 空気孔の組合わせ

符号	空気孔直径(mm)		空気孔配置	備 考
	第1列	第2列		
①	5.5φ	9 φ	千 鳥	} 旋回角0, 20, 40°
②	9	—		
③	9	5.5	千 鳥	} 旋回角 0, 20°
④	9	9		

Re数の影響： これを調べるには、空気孔を表2の①とし、空気流量を0.036, 0.044, 0.051kg/sに変

えた。実機の定格状態における入口管基準の Re 数は 1.75×10^5 であり、 Re 数がこれと等しくなる常温常圧下での空気流量は約 0.22 kg/s となるが、本実験では燃焼用空気（総空気量の約 $1/4$ ）のみを供給したので、上述の空気流量のうち 0.051 kg/s がほぼこの状態に相当する。

空気流量を上述のように3種に変えて流れ模様を観測したが、旋回角が 0° , 20° , 40° のいずれの場合でも、空気流量による流れ模様の変化はほとんど見られなかった。そこで、以下の実験では空気流量を便宜上 0.044 kg/s 一定とした。

旋回角の影響： 空気旋回器の旋回角は流れ模様、特にその軸対称性に大きな影響を及ぼす。空気孔が表2の②の場合の一例を図25に示す。旋回角が 0° の場



註：左側の数字は旋回角を示す

図25 流れ模様に及ぼす旋回角の影響
(空気孔②)

合には、内筒側壁空気孔から流入する空気が円周方向で十分均一ではないため環状渦の形が軸に対して非対称であるが、 20° の場合にはこの点が著しく改善される。しかしこれを更に大きくすると、軸対称性にはほぼ変わりがなく、渦の分裂や全領域にわたって軸上の逆流が起こり、かつ流れは全般的に不安定になる。

空気孔の影響： 空気孔も流れ模様、特に環状渦の形状、位置および強さに影響を及ぼす。

旋回角が 20° で空気孔が表2の①の場合には、第1列空気孔からの空気流が弱いため、環状渦は図26に示すように下流側に伸びた卵形になる。しかし、旋回角

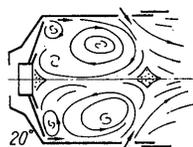


図26 流れ模様に及ぼす空気孔の影響(空気孔①)

はこれと同じく 20° である

が第1列空気孔が大きい②, ③, ④の場合には、渦の形がほぼ円形となりその中心が上流に移る。図25に示す流れ模様のうち旋回角が 20° のものは、空気孔が②の場合の一例である。

また渦の強さは、空気孔の面積によってかなり異なる。

図27は、旋回角が 20° で環状渦の形状と位置がほ

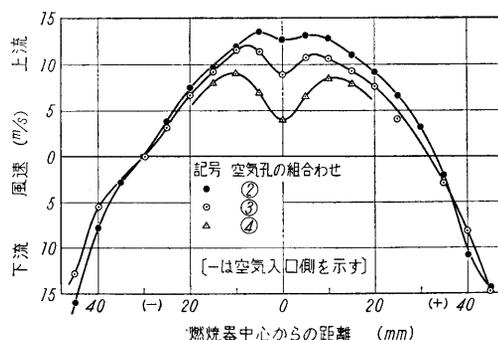


図27 環状渦内の速度分布(旋回角 $= 20^\circ$)

ぼ等しい3種の構造について、渦の中心を通る内筒の一直径上で、三孔式円柱形風向風速計を用いて測定した渦内の速度分布を示し、空気孔面積が②, ③, ④と次第に増大するにつれ、噴流速度は低下して渦の強さが弱くなる。

なお②, ③のものについては、第1列および第2列空気孔を、図21aに示した位置よりも 10 mm 上流に移した場合についても調べたが、それによると、渦の位置もやや上流に移動し、逆流速度は約 10% 低下した。

燃料噴射の影響： これを調べるには、可搬式空気圧縮機からの空気を前述の空気噴射器から噴射し、その流量は丸形ノズルで測定し、また噴射空気の流量とモーメントムは、空気噴射器のスリット面積を調整して、次の条件を満足するようにした。すなわち、実機の定格状態における、燃焼領域へ流入する空気流量を G_a 、最大断面風速を W_a 、燃料流量を G_f 、その噴出速度を W_f とし、一方ガス流れ試験時のそれらをそれぞれ G'_a 、 W'_a 、 G'_f (ただし噴射空気量)、 W'_f としたとき次の関係式を満足するようにした。

$$\left. \begin{aligned} \text{流量比, } G_a/G_f &= G'_a/G'_f \\ \text{モーメントム比, } G_a \cdot W_a / (G_f \cdot W_f) &= G'_a \cdot W'_a / (G'_f \cdot W'_f) \end{aligned} \right\} \dots\dots(6)$$

ただし、空気流量 G'_a は前述のように 0.044 kg/s とした。

このようにして“燃料”（実験では空気噴射器からの空気）を噴射したが、“燃料”を噴射しても、速度分布に若干の変化が見られるにとどまり、流れ模様はほとんど変わらなかった。すなわち、“燃料”を噴射した場合には、内筒側壁近くの外側流は加速され、一方、軸付近の逆流域では、Clarke らの結果¹⁰⁾と同じ

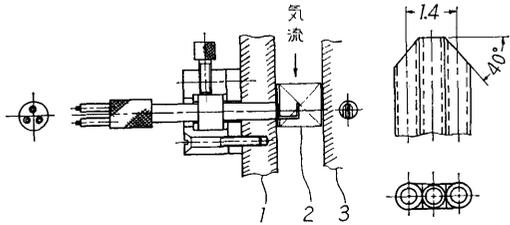
ように遅くなる場合と、これとは反対に速くなる場合とがあったが、“燃料”噴射による速度の変化は、いずれの場合も少なく10%以内である。

3.2.3 燃焼用空気流量の測定

あとで述べるように、混合領域内のガス流れを調べるに当たっては、燃焼領域にも空気を導入しその際の燃焼用空気と混合用空気の流量比が1:3、したがって定格総空燃比が80のときの燃焼領域内の空燃比が約20になるように、混合空気孔の大きさを定めた。ここで燃焼用空気とは、燃焼器へ流入する総空気流量のうち空気旋回器を通過する分を指し、この空気は、図21でわかるように旋回器を通過後すべて燃焼領域へ導入される。

したがって、混合空気孔の寸法決定に当たっては燃焼用空気流量を測定することが必要であり、これは、空気旋回器の部分に取り付けた4個の三管式プローベ¹²⁾により測定した。

三管式プローベ： 全体構造を図28aに示す。これは、3本の不銹鋼管(0.5φ×0.7φ)を1列にならべて銀ろうづけし、その先端を、同図bに示すように台形に整形したものである。



a 全体図 b 先端部詳細
図28 三管式プローベ

プローベの特性： 本プローベは、図28aに示すように燃焼器外筒の端板1に回転自由に取り付けられ、その先端は、空気旋回器2の高さ方向にはほぼその中央、また円周方向には旋回器の相隣れる2枚の翼のほぼ中間に一致させてある。旋回器を通過する空気の流れは、プローベの軸にほぼ直角な断面内にあるので、測定に当たって、軸を回転して3本の測圧管のうち左右2本の圧力を釣り合わせ、そのときの両側の測圧管の圧力を P_0 、中央の測圧管のそれを P_3 とすれば、気流の動圧 P_0 および静圧 P_s は次の(7)式から算出される。

$$\left. \begin{aligned} P_d &= Y_V(P_3 - P_0) \\ P_s &= P_0 + Y_s(P_3 - P_0) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

ここに Y_V 、 Y_s は定数で、校正試験により求められる。

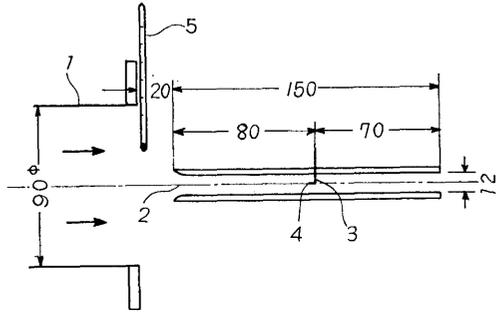


図29 プローベの校正試験要領

校正試験には空気源として実験装置用の75PS送風機を用いた。試験の要領は、図29に示すように同装置の整流器出口端1に、厚さ3mmの透明アクリル樹脂板で作った長さ150mm、幅120mm、間隔12mmの平行通路2を気流に平行に取り付け、図の位置に三管式プローベ3を挿入した。

平行通路2の両側面は開放してあり、平行通路内を流れる気流の全圧および静圧は、図30に示す構造のピトー管を側面から紙面に直角方向に挿入して求めることができる。三管式プローベをはずした状態でピトー管を3次元微動装置により移動しこの通路内の全圧および静圧の分布を測定したところ、測定点4を中心とした長さ方向40mm、幅方向10mm、高さ方向2mmの範囲内ではほぼ一定であった。

三管式プローベの校正に当たっては送風機の回転数を6種に変え、三管式プローベの指示圧力 P_0 、 P_3 は1/20mmまで読みとれるアルコールマンノメータにより、また気流の温度は整流器出口に取り付けた温度計5により測定するとともに、三管式プローベの指示圧力測定の前には、プローベを取りはずしてその代りに図30のピトー管を挿入し、測定点4における流れの全圧 P_t および静圧 P_s を測定した。計算に当たっては P_t 、 P_s の両者ともピトー管についてのこれら2回の読みの平均値を

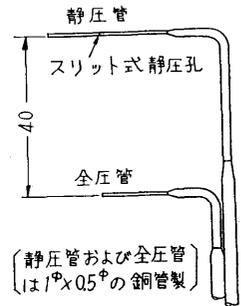


図30 ピトー管

用いたが、2回の読みにはほとんど差がなく、また P_t の平均値はプローベの指示圧力 P_s と等しかった。

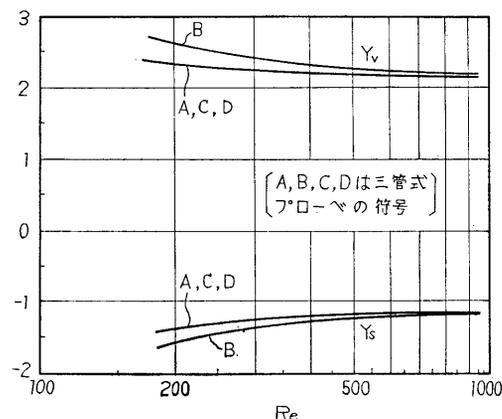


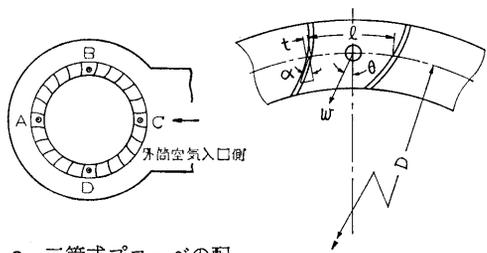
図 31 較正曲線

三管式プローベは、旋回器部に後述のように4個挿入したが、このようにして求めたこれら4個のプローベの係数 Y_v および Y_s (7式参照)を図31に示す。図の横軸 Re は、プローベの管外径 d についてのレイノルズ数 $[=w \cdot d / \nu]$ 、 w :ピトー管で測定した気流速度、 d :管外径(=0.7mm)、 ν :空気動粘性係数である。実験した w はおおむね4.1~22.0m/sである。

燃焼用空気流量の測定: これを測定するには、図32aに示す如く旋回器部のA~Dなる位置に三管式プローベを取り付け、それぞれのプローベにより測定した風速の平均値を w_m とすれば、重量流量 $G_{a,1}$ は(8)式から求められる。

$$G_{a,1} = C (\pi \cdot D \cdot h) w_m \cdot \gamma \dots\dots\dots(8)$$

ここで、 C :流量係数、 D :プローベ挿入位置のピッチ円の直径(=88mm)、 h :空気旋回器の翼高さ(=12.5mm)、 γ :空気の単位体積当りの重量。



a 三管式プローベの配置 (A~D) b 流量係数の表わし方

図 32 燃焼用空気量の測定要領

$G_{a,1}$ は本来、図32bに示すように直径 D 、高さ h なる円筒表面上の微小面積 dA を通過する気流の速度を w 、半径方向となす角を θ としたとき、微小流量 $dG (= \cos\theta \cdot dA \cdot \gamma)$ を全表面積にわたって積分して求められる。旋回翼内の w および θ はピッチ円の円周方向および翼の高さ方向で必ずしも等しくないが、(8)式は、たとえこれらが等しいとしても、 $\cos\theta$ なる項を含んでおらず、また円筒表面積については翼の厚さ t を無視しているため、流量係数 C には、 w および θ の上述の変化のほか $\cos\theta$ 、表面積の翼の厚さ t による減少なども含まれているわけである。

C の値を求めるには、空気は75PS送風機から前述の空気系統により燃焼器へ供給し、一方燃焼器は、混合空気孔を全閉して燃焼器へ流入する空気がすべて旋回器を通るようにした。したがって(8)式の $G_{a,1}$ は空気流量計により測定されるので、 w_m を4個の三管式プローベにより、また空気温度を内外筒間に設けた熱電対温度計により測定すれば、 C が求まる。図33は、このようにして求めた旋回角が 0° 、 20° 、 40° の空気旋

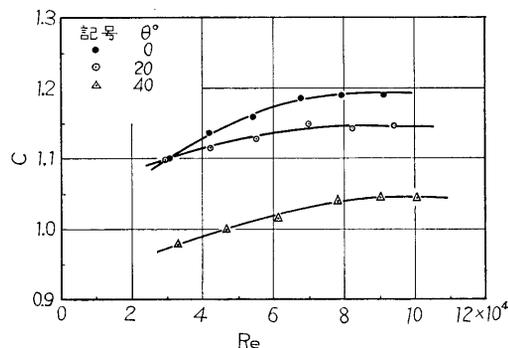


図 33 空気旋回器の流量係数

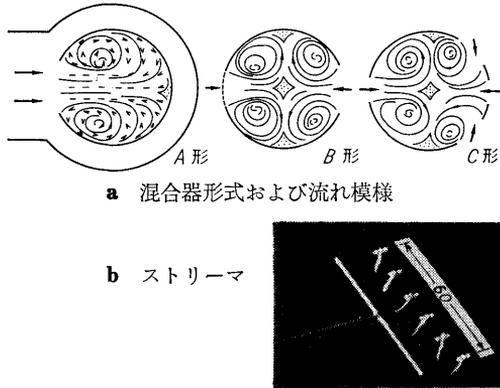
回器の C である。横軸のレイノルズ数 Re は、旋回器のピッチ円についてのそれ $[=w_m \cdot D / \nu]$ で、実験した $G_{a,1}$ の範囲は0.024~0.08kg/sである。

3.2.4 混合領域内の流れ

混合器の構造: 試験した混合器の形式は図34aに示す3種である。

実験に当たっては、燃焼領域の空気孔は表2の③、旋回角は 20° として燃焼用空気を導入し、これと混合用空気の流量比が1:3になるようにした。図示の混合用空気孔の寸法は、流量比をこのようにしたときの値であり、このうちB形の点線で示した空気孔は、軸方向長さが75mmの領域内に直径3mmの孔を多数配置したもので(円周方向に9列、軸方向の孔数は1列

当り16または17個の千鳥配置), これ以外の空気孔はいずれも軸方向長さが75mmの小判形スロットである。



a 混合器形式および流れ模様

b ストリーマ

図 34 混合領域内のガス流れ

なお、混合用空気孔の寸法決定に際しての燃焼用空気流量の測定方法は前述の通りである。

実験要領: 本形式の混合器では、混合領域の横断面内の流れ模様が混合性能に支配的影響を及ぼすと考えられるので、その観測には図 34b に示すくし形ストリーマを用い、これを燃焼器出口端から挿入し混合空気孔の上流端から燃焼器出口端に至る間の7つの横断面内での流れの向きを調べた。なお、ストリーマの個々の構造は前述の図 23a に示すものと同じである。

実験に際しては、総空気量は約 0.22kg/s 一定としたが、これは、前述のように入口管基準 R_e 数が実機の定格状態におけるそれに等しくなる値である。

実験結果: 図 34a の B および C 形では、外筒の空気入口に正対した空気孔から流入する空気流量が過大

になり、流れ模様が左右非対称になり易い。これに対しては、左右の空気孔の面積を調節し流れ模様が左右ほぼ対称になるようにした。図示の B, C 形の空気孔の寸法は、このような修正を行なった最終構造である。

図 34a には、代表的断面内における流れ模様が示してあり、ほぼ予想した流れ模様が得られる。

3.3 燃焼実験による細部構造の決定

前述の試験により、燃焼領域および混合領域内に好ましい流れを作る数種の構造を得たが、最良の構造は燃焼器特性から選定することにした。

燃焼器特性のうち燃焼効率、吹き消え限界、炭素析出量および炎の長さ、その他混合領域直前におけるガスの温度分布などには、主として燃焼領域内の過程が、また燃焼器出口ガス温度分布には混合領域内の過程が、それぞれ支配的影響を及ぼすと考えられる。このような考えに基づき、燃焼領域の構造は前者(燃焼性能)の点から、また混合器の構造は後者(混合性能)の点から選定することにした。

なお、実験は、前述の実験装置を用いてすべて大気圧下で行ない、燃料には表 3 に示す灯油を用いた。

表 3 灯油の性状 (II形燃焼器用)

比重 (15/4°C)	0.7954
反応	中性
銅板腐食試験	1.0
引火点 (°C)	52
イオウ分 (%)	0.01以下
煙点 (mm)	27.0
色(セイボルト)	+ 30 以上
真発熱量 (kcal/kg)	10,360*

* Cragoe の式による

表 4 燃焼領域の構造および燃焼器特性

燃焼領域の構造	符 号	a	b	c	d	e	f	g
	空気孔直径 (第1列×第2列)		9φ × 5.5φ			9φ × 0φ		
旋 回 角		0°	20°	20°	20°	0°	40°	20°
逆 流 速 度, w_R (m/s)		—	11.4	10.4	13.4	—	—	8.9
燃 焼 器 特 性	最高燃焼効率, η_b^* (%)	91.5	92.7	93.7	92.3	93.1	92.3	91.0
	η_b^* を与える空燃比, μ^*	85	100	95	105	100	110	100
	圧力損失 [$\mu=75$] (mmAq)	126	127	133	135	133	139	126
	稀薄側吹き消え限界, $\mu_{B.O.}$	245	259	217	225	227	348	340
	炭素析出量 [20分間](mg)	—	92.9	101.5	80.5	—	—	174.5
燃焼器出口からの炎の長さ (mm)		200	120	95	115	135	95	140

注 1) C形の空気孔位置は第1列, 第2列ともb形より10mm上流

2) η_b^* は燃焼器その他からの放熱量を加味しない値である。

3.3.1 燃焼性能

実験要領： 燃焼領域の構造は、冷間でのガス流れがすでにわかっている表4に示す7種とした。

この表で逆流速度とは、図27に示すような速度分布図において、上流に向う速度の正負両側（軸に対し左右）における最大値の平均値をいい、その大きさは、混合空気孔を全閉し0.044kg/sの燃焼用空気のみを供給して行なった前述の通気試験のうち、“燃料”を噴射しない場合の値であり、これは混合用空気も含め総空気量0.176kg/sを通気した場合に相当する。

燃焼性能のうち、燃焼効率と吹き消え限界の2つを調べるには、混合器形式は図34aのB形とし、総空気流量が0.132kg/s一定の下で空燃比を変化して行ない、一方炭素析出量、混合器直前のガス温度分布および炎の長さを調べるには、混合用空気孔を全閉し、空気流量は0.033kg/s、燃料噴射量は1.33g/s、したがって燃焼領域内の空燃比が一定の下で行なった。この際、ガス温度分布は $P_1 - P_1 \cdot 13\% R_h$ 熱電対をトランスバースして測定し、また炭素析出量は、所定時間燃焼したのち直ちに通気を止め、燃焼器を自然放冷して分解し、付着した炭素を集積し化学天秤により秤量した値で、表わした。

燃焼効率および吹き消え限界： 図35は燃焼効率 η_b および吹き消え限界 $\mu_{B.O.}$ についての結果の一例で、この図から、燃焼効率の最高値 η_b^* とこれを与える空燃比 μ^* も求まる。

炭素析出量： 図36はこれを示し、析出量は試験時

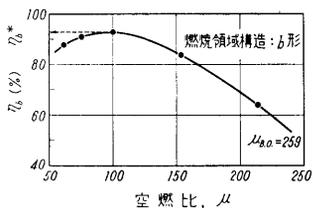


図 35 燃焼効率 η_b および吹き消え限界 $\mu_{B.O.}$

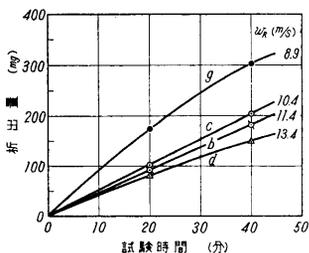


図 36 炭素析出量

間にほぼ比例して増加する。

表4には、このようにして求めた各種構造についての η_b^* , μ^* , 吹き消え限界 $\mu_{B.O.}$ および圧力損失ならびに炭素析出量と炎の長さが示してあり、これらを総合してc形がすぐれていると思われる。

3.3.2 混合性能

図34aに示す各形式のうち、C形は、冷間ガス流れがB形に酷似しているが工作や耐久性の点でこれに劣ると考えられるので、燃焼実験ではC形を除外し、A B 2つだけについて行なった。

実験した混合器の形式はA, B 2つであるが、空気孔の寸法は図34aとは多少異なる。これは、燃焼した場合には、主として燃焼領域内でおこる気流の加熱膨脹により燃焼用空気径路における抵抗が増大するため、混合用空気孔の寸法を冷間ガス流れ試験時と等しくすると燃焼領域に入る空気が少なくなり、最高燃焼効率を与える空燃比が定値80以上になるためである。このため燃焼実験では、空気孔の軸方向長さはガス流れ試験時と同じく75mmであるが、小判形空気孔の幅およびB形での小孔の列数を約1/2に減少し、定格空燃比で最高効率を得られるようにした。

実験に当たっては、燃焼領域の構造をb形、空気流量を0.132kg/sとし、出口側バンドを取りはずし出口端から180mmおよび350mmの位置（直管路）で温度分布を測定した。

温度分布の一例を図37に、また不均一係数を表5に示す。これらからB形がすぐれていることがわかる。

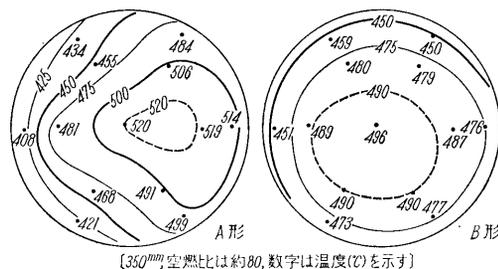


図 37 出口ガス温度分布（空気入口は左側）

表 5 温度分布の不均一係数

形式	測定位置(mm)	σ_H (%)	σ_L (%)
A	180	37.2	21.0
	350	10.2	14.2
B	180	23.7	19.6
	350	3.9	6.1

3.4 冷間ガス流れと燃焼性能との関連

前述の両試験により、燃焼領域および混合器の最良構造を選定することができた。

この際用いた各種構造の燃焼領域については、冷間ガス流れと燃焼性能が明らかにされているので、この結果を利用し、二、三の燃焼器特性については両者の関連づけを試みた。

3.4.1 燃焼効率

表4のb, c, d, gにおける冷間ガス流れは、環状渦が燃焼器軸に対していずれも対称形で、かつその大きさ、形状などもほぼ等しいが、軸上の逆流速度はかなり異なっている。

一方、燃焼実験によれば、これら4種では最高効率 η_b^* の値に差が見られるが、これを与える空燃比 μ^* はほぼ等しくまた実験時の空気流量も等しいので、その時の燃料噴射量したがって噴霧の特性はほぼ等しい。したがって、 η_b^* に現われた4者間の相違は、主として冷間ガス流れにおける逆流速度 w_B の相違によるものと解釈される。

図38は、このような考えに基づき両者の関係を示したもので、 w_B には η_b^* を最大にする最適値が存在するようである。この原因としては、環状渦内への噴霧粒群の分散が、 w_R の大小したがって渦の強さによって異なることが考えられる。すなわち、噴霧についての条件が一定な場合、渦の強さが適当であれば、噴霧粒群は粒径に応じ渦内に広く分散するが¹³⁾、これが強すぎまたは弱すぎれば、分散が悪くなるほか、強弱に応じ更にパッフル板または内筒内壁への噴霧の集滴が増大することが考えられ、これら2つの要因によって効率が低下するものと思われる。

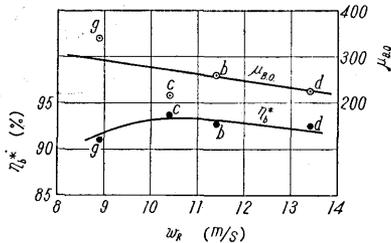


図38 逆流速度 w_R による η_b^* と $\mu_{B.O.}$ の変化

3.4.2 吹き消え限界

図38には、流れ模様が酷似しているb, c, d, gについての吹き消え限界 $\mu_{B.O.}$ と冷間逆流速度 w_R との関係も示してある。 $\mu_{B.O.}$ は w_R が小さいほど大きくなっているが、これは、吹き消え限界近くの噴射量の少ない場合には噴霧流のモーメントが小さいので、 w_R が

(26)

小さいほど可燃混合気の形成に好都合なことを示すものであろう。

なおf形でも $\mu_{B.O.}$ が大きいが、これは、この形式でのガス流れの特異性によると思われる。すなわちガス流れ試験によれば、f形では他に異なり内外2組の環状渦が形式されるが(図25の40°の場合)、吹き消え限界に近く温度上昇が小さいときには、燃焼時の流れ模様もこれに近いであろう。一方、吹き消え限界近くでは燃料噴射量が少なく噴霧のモーメントは小さいので、上述の流れ模様の下では、噴霧粒の大部分が内側の渦に捕捉され易く、このため燃焼領域全体については空燃比がかなり大きい場合でも、この渦内の空燃比はなお可燃限界内にあるためと考えられる。

3.4.3 炭素析出量

図36は冷間での流れ模様が酷似している4種の形式について炭素析出量を示したもので、逆流速度 w_R が大きいほど析出量が少なくなっている。この原因の一つとしては、気流による析出物の洗い流し作用が考えられる。

3.4.4 内筒内の温度分布

燃焼用空気のみを供給した燃焼実験では、炭素析出量のほかに混合領域直前のガス温度分布も調べた。それによると、冷間ガス流れが燃焼器軸に対称な構造のものは温度分布も軸対称になる。図39はこの点を示す一例で、流れ模様のゆがみの著しいe形(図25の0°)では、図の曲線eのように温度分布もかたよっているが、流れが軸対称なd形(図25の20°)では温度分布もほぼ軸対称である。

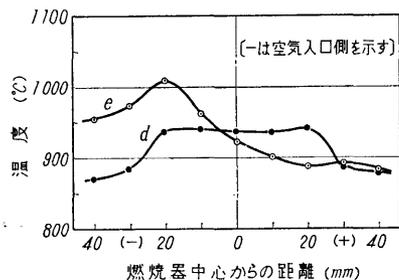


図39 混合領域直前のガス温度分布

4. 燃焼器の特性^{5), 6)}

前述の試験によりII形燃焼器の燃焼領域の構造にはc形、混合器にはB形が適していることがわかったので、この構造の燃焼器の大気圧下および加圧下における特性を調べた。

4.1 供試燃焼器および燃料

燃焼器の構造を図40に示す。燃焼領域の構造は表4のc形、また混合器の形式は図34aのB形である。

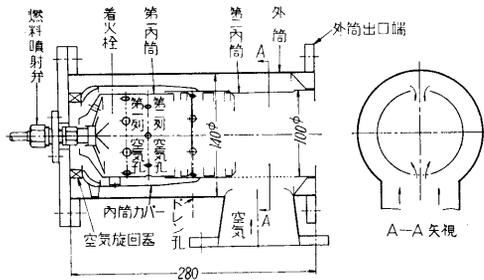


図40 供試燃焼器

混合空気孔の寸法は、図の点線で示した部分は直径3mmの孔を多数配置したもの（円周方向には5列、軸方向には1列当り16ないし17個の千鳥配置）であるが、反対側の空気孔は軸方向に長い小判形（長さ75mm、幅20mm）である。

なお、燃料には表6に示す灯油を用い、その供給には前回と同じ噴射弁を用いた。

表6 灯油の性状（特性試験用）

比重 [15/4°C]	0.7976
反応	中性
銅板腐食試験	1.0
引火点 (°C)	69
イオウ分 (%)	0.01
煙点 (mm)	—
色(セイボルト)	+ 30
真発熱量 (Kcal/kg)	10,360*

* Cragoe の式による。

4.2 実験要領

燃焼器の出口端には100mmの短管を介して90°ベンドおよび測定部を取り付けたが、これは測定部の取り付けを容易にするためである。また燃焼器出口端から測定部までのダクトを全部断熱材で保温し放熱を極力防いだ。

燃焼実験は、前述の実験装置を用い大気圧下で入口風速を変えた場合と、入口風速は約11.4m/s一定にし、空気圧力を変えた場合の2つについて行なった。

燃焼器特性のうち、燃焼効率、吹き消え限界、圧力損失および出口ガス温度分布は、所定の空気圧力および流量の下で空燃比を変えて調べ、一方、内筒壁温は、代表的空気圧力および流量の下で空燃比が約85の場合について測定した。これらの実験に際しての燃焼

器入口空気温度は、装置の関係上空気源から供給された空気の温度そのままとしたが、その値はおおむね11~33°Cの範囲であった。

4.3 実験結果

主な項目についての計算結果を表7に示す。実験番号1~29は大気圧下の実験、30~67は加圧下の実験である。

4.3.1 燃焼効率および吹き消え限界

入口風速の影響： 大気圧下で入口風速を約5~13m/sの範囲で変えたときの燃焼効率と吹き消え限界を図41に示す。これをI形燃焼器についてのそれ(図15)と比較するといずれも改善されたことがわかる。

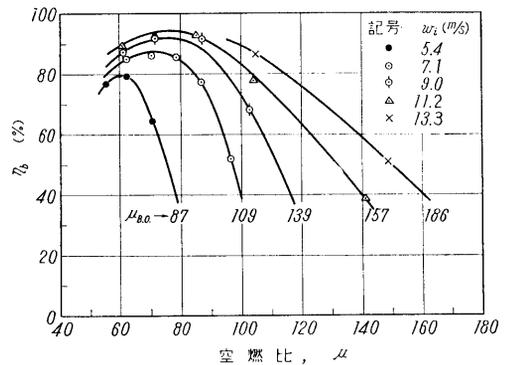


図41 燃焼効率 η₀ および吹き消え限界 μ_{B.O.} (大気圧下)

図によれば、同一空燃比では風速が低いときほど燃焼効率が低くなっているが、これは、あとで述べるように風速そのものの影響を示すものではない。

空気圧力の影響： 入口風速を約11.4m/s一定とし、空気圧力 P_a を約1~3.5ataの範囲で変えたときの燃焼効率と吹き消え限界を図42に示す。

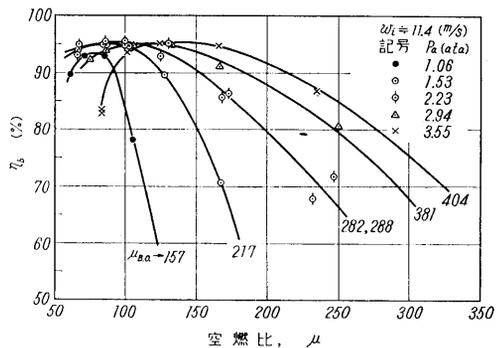


図42 燃焼効率 η₀ および吹き消え限界 μ_{B.O.} (加圧下)

表7 実験結果

実験 番号 No.	入口 全圧 P_a (kg/cm ² abs.)	空気 流量 G_a (kg/s)	入口 風速 w_i (m/s)	燃料 流量 G_f (g/s)	空燃比 μ	入口 温度 t_1 (°C)	出口 温度 t_2 (°C)	温度 上昇 t_2-t_1 (°C)	燃烧 効率 η_b (%)	出口最 高温度 $t_{2,max}$ (°C)	出口最 低温度 $t_{2,min}$ (°C)	不均一係数		温度 比 T_2/T_1	圧力損 失係数 φ
												σ_H (%)	σ_L (%)		
1	1.034	0.0400	5.31	0.725	55.2	25.1	584.7	559.6	76.9	632.0	533.5	8.46	9.15	3.12	72.8
2	1.034	0.0399	5.31	0.645	61.9	26.0	539.5	513.5	79.0	581.0	488.3	8.08	9.97	2.60	63.9
3	1.033	0.0400	5.33	0.572	69.9	26.6	397.8	271.2	64.5	421.8	364.6	6.47	8.94	2.24	57.5
4	1.033	0.0419	5.60	0.481	87.1	27.0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	1.043	0.0440	5.07	—	—	14.2	—	—	—	—	—	—	—	1.00	41.0
6	1.055	0.0552	7.08	0.890	62.1	21.2	573.8	552.6	85.4	609.5	533.0	6.82	7.38	2.87	66.2
7	1.055	0.0548	7.07	0.776	70.6	22.5	512.6	490.1	86.0	547.5	478.2	7.12	7.02	2.66	63.4
8	1.052	0.0546	7.08	0.694	78.7	23.6	461.8	438.2	85.5	496.8	435.7	7.99	5.96	2.48	—
9	1.052	0.0547	7.07	0.631	86.7	22.7	382.0	359.3	77.2	412.5	349.3	8.49	9.10	2.22	55.0
10	1.051	0.0547	7.09	0.572	95.7	23.4	240.3	216.9	51.3	259.8	224.3	8.99	7.38	1.73	52.5
11	1.051	0.0547	7.09	0.501	109.2	23.4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	1.045	0.0550	6.98	—	—	16.5	—	—	—	—	—	—	—	1.00	39.4
13	1.068	0.0694	8.95	1.134	61.2	26.0	596.0	570.0	86.9	640.7	556.5	7.84	6.93	2.90	69.4
14	1.067	0.0693	8.97	0.968	71.6	26.9	541.8	514.9	91.6	577.0	516.0	6.84	5.01	2.71	61.3
15	1.065	0.0693	8.97	0.794	87.3	26.5	447.8	421.3	91.1	461.7	429.0	3.30	4.96	2.41	51.0
16	1.060	0.0689	8.89	0.672	102.5	24.1	293.3	269.2	68.3	311.2	269.2	6.65	8.95	1.91	48.5
17	1.059	0.0706	8.15	0.507	139.2	25.0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	1.050	0.0700	8.92	—	—	17.3	—	—	—	—	—	—	—	1.00	40.4
19	1.064	0.0849	11.18	1.397	60.9	30.4	622.5	592.1	89.8	654.0	588.0	5.32	5.38	2.94	57.4
20	1.061	0.0840	10.98	1.178	71.3	28.6	553.5	524.9	93.0	580.5	522.5	5.14	5.90	2.74	54.5
21	1.060	0.0843	11.15	0.987	85.5	31.3	471.3	440.0	93.1	488.0	451.2	3.80	4.57	2.45	48.7
22	1.054	0.0847	11.27	0.812	104.3	30.4	333.2	302.8	78.1	362.0	299.3	9.51	11.20	1.99	49.7
23	1.053	0.0849	11.24	0.602	141.0	29.8	142.7	112.9	39.3	152.2	135.5	8.42	6.38	1.37	44.3
24	1.054	0.0847	11.19	0.542	157.3	29.4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25	1.055	0.0862	10.92	—	—	17.3	—	—	—	—	—	—	—	1.00	39.8
26	1.062	0.0995	13.20	0.947	105.0	33.2	370.3	337.1	87.7	385.3	350.7	4.45	5.82	2.10	47.5
27	1.059	0.0995	13.20	0.669	148.7	32.3	171.2	138.9	50.4	184.0	157.7	9.22	9.72	1.45	44.8
28	1.058	0.0997	13.52	0.550	185.5	31.6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
29	1.058	0.1000	12.63	—	—	17.3	—	—	—	—	—	—	—	1.00	38.6
30	1.534	0.1295	11.03	1.975	65.6	16.7	591.6	574.9	93.8	646.0	550.0	9.46	7.24	2.98	75.4
31	1.534	0.1305	11.23	1.560	83.7	17.6	475.8	458.2	95.0	508.5	446.5	7.14	6.40	2.58	62.9
32	1.534	0.1305	11.17	1.284	101.6	17.8	394.7	376.9	94.7	423.9	368.9	7.74	6.84	2.30	61.1
33	1.534	0.1300	11.11	1.022	127.1	17.6	303.5	285.9	89.6	320.0	283.3	5.77	7.07	1.98	57.4
34	1.544	0.1310	11.06	0.788	166.6	17.2	189.5	172.3	70.7	193.7	182.6	2.44	4.01	1.59	47.0
35	1.534	0.1323	11.28	0.609	217.2	16.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
36	1.548	0.1290	10.88	—	—	10.8	—	—	—	—	—	—	—	1.00	39.4
37	2.325	0.1955	11.25	2.960	66.1	17.5	585.8	568.3	93.4	630.0	544.5	7.78	7.27	2.96	83.6
38	2.235	0.1945	11.68	2.293	84.8	18.3	470.2	451.9	95.0	492.3	448.7	4.89	4.76	2.55	66.7
39	2.235	0.1945	11.69	1.966	98.9	18.6	405.9	387.3	94.8	427.7	386.0	5.63	5.14	2.33	62.4
40	2.235	0.1940	11.67	1.570	123.6	18.6	322.9	304.3	92.9	340.7	305.2	5.85	5.82	2.04	63.5
41	2.235	0.1905	11.45	1.142	166.8	18.4	227.1	208.7	85.7	231.0	218.9	1.87	3.93	1.72	45.5
42	2.235	0.1930	11.58	0.837	230.6	18.2	137.9	119.7	67.9	139.2	134.1	1.09	3.18	1.41	42.5
43	2.235	0.1915	11.47	0.678	282.4	18.0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
44	2.258	0.1900	11.00	—	—	10.8	—	—	—	—	—	—	—	1.00	40.2
45	2.235	0.1950	11.46	2.930	66.6	17.7	592.2	574.5	95.0	647.5	544.5	9.63	8.30	2.98	69.2
46	2.215	0.1945	11.57	2.285	85.1	18.4	470.9	452.5	95.4	506.5	441.5	7.87	6.50	2.55	61.1
47	2.225	0.1945	11.58	1.957	99.4	18.8	406.5	387.7	95.3	435.7	384.0	7.53	5.70	2.33	59.1
48	2.214	0.1950	11.49	1.490	130.8	15.7	310.8	295.1	95.3	330.3	293.8	6.61	5.76	2.02	60.5
49	2.204	0.1965	11.73	1.142	172.1	16.5	220.2	203.7	86.3	226.8	214.7	3.29	2.70	1.70	48.6
50	2.214	0.1990	11.80	0.809	246.0	17.1	135.5	118.4	71.8	145.4	125.1	8.36	8.77	1.41	44.5
51	2.244	0.1960	11.53	0.681	287.7	17.4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
52	3.007	0.2580	11.31	3.430	75.2	17.2	512.6	495.4	92.4	530.0	486.0	3.51	5.37	2.71	54.5
53	2.927	0.2600	11.73	3.015	86.3	18.2	458.3	440.1	94.0	471.2	440.8	2.93	3.98	2.51	50.9
54	2.957	0.2625	11.78	2.548	103.1	19.1	390.7	371.6	94.8	402.5	378.0	3.18	3.42	2.27	49.7
55	2.897	0.2590	11.88	2.520	102.8	20.8	390.6	369.8	93.9	404.0	370.2	3.62	5.52	2.26	47.9

実験 番号 No.	入口 圧 P_a (kg/cm ² abs.)	空気 流量 G_a (kg/s)	入口 風速 w_i (m/s)	燃料 流量 G_f (g/s)	空燃比 μ	入口 温度 t_1 (°C)	出口 温度 t_2 (°C)	温度 上昇 t_2-t_1 (°C)	燃焼 効率 η_b (%)	出口最 高温度 $t_{2, max}$ (°C)	出口最 低温度 $t_{2, min}$ (°C)	不均一係数		温度 比 T_2/T_1	圧力損 失係数 φ
												σ_H (%)	σ_L (%)		
56	2.937	0.2595	11.75	1.978	131.2	19.8	313.3	293.5	95.0	321.1	298.8	2.66	4.94	2.00	53.8
57	2.947	0.2595	11.77	1.559	166.4	20.4	242.8	222.4	91.1	249.1	228.8	2.83	6.29	1.76	47.2
58	2.927	0.2605	11.90	1.041	250.2	20.7	152.0	131.3	80.7	156.7	146.5	3.58	4.19	1.45	43.2
59	2.947	0.2585	11.78	0.678	381.2	20.8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	2.968	0.2510	11.05	—	—	11.0	—	—	—	—	—	—	—	1.00	40.4
61	3.599	0.2965	11.0	3.585	82.7	20.0	427.6	407.6	83.5	434.0	419.8	1.57	1.91	2.40	53.4
62	3.599	0.2945	11.08	3.560	82.8	22.9	428.2	405.3	83.2	440.9	416.3	3.13	2.93	2.37	53.9
63	3.549	0.2965	11.32	2.941	100.8	21.5	396.8	375.3	93.6	404.4	387.1	2.02	2.71	2.28	52.1
64	3.529	0.2930	11.30	2.369	123.7	23.8	335.4	311.6	95.1	344.6	327.1	2.95	2.66	2.05	54.0
65	3.529	0.2940	11.37	1.783	164.9	24.5	257.8	233.3	94.8	262.3	248.1	1.93	4.16	1.79	51.7
66	3.529	0.2935	11.39	1.252	234.4	25.0	175.3	150.3	86.6	185.8	160.4	6.99	9.92	1.50	45.1
67	3.529	0.2925	11.31	0.724	404.0	24.8	—	—	—	—	—	—	—	—	—

4.3.2 圧力損失

I形燃焼器に内筒カバーを取り付けたときの通気時の圧力損失係数 k_1 の値は約36であったが、II形燃焼器では約10%増して約40となった。

しかし、還流式での圧力損失は一般に直流式に比べて大きく、損失係数 k_1 の値は通常30~50の範囲にあるので、本燃焼器のそれが特に大きいとは思われない。

4.3.3 出口ガス温度分布

図43は温度分布の一例で、I形燃焼器よりもかなり一様になった。不均一係数 σ は高、低いずれの側もI形の約 $\frac{1}{2}$ となり定格空燃比80付近で8%以下である。

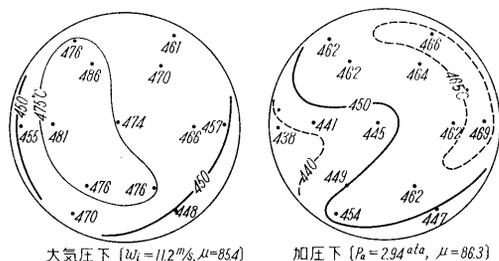


図43 出口ガス温度分布 (空気入口は左側)

4.3.4 内筒壁温

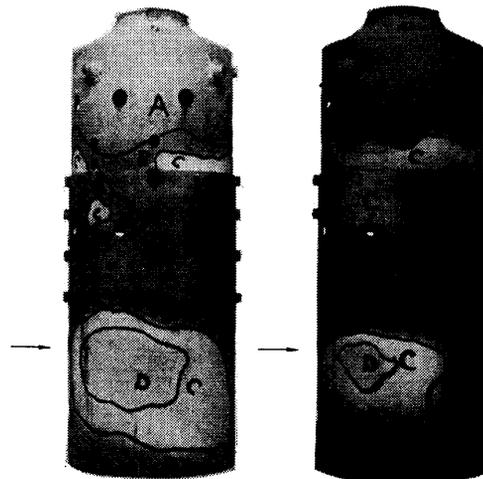
壁温の測定には Tempile Corp. (米) 製の測温塗料“G6”を用いた。これは赤色の耐油性溶液で、使用に当たっては、油分および酸化被膜などを除き清浄にした壁面にこれを刷毛で塗り、常温下で乾燥して燃焼

表8 測温塗料“G6”の特性

温度 (°C)	410	490	575	800
色	灰褐色	黄色	オレンジ色	緑色

実験に供する。この塗料の高温度に露出する規定時間は10分間で、そのときの変色温度および色は表8の通りである。

このようにして求めた内筒壁温の分布を図44に示す。これでわかるように、最高温度は大気圧下および加圧下の両実験とも第2内筒の混合領域に現われ、その位置は相対する2個の混合空気孔のほぼ中間で、その値は575~800°Cの範囲内にある。一方、燃焼領域で



大気圧下 ($w_i=11.0\%$, $\mu=85.3$) 加圧下 ($P_a=2.93atm$, $\mu=85.6$)
(矢印は空気入口側を示す)

A: 410°C以下 C: 490~575°C
B: 410~490°C D: 575~800°C

図44 内筒壁温

は第1内筒に設けた第2列空気孔の後部が高温になるが、その値は比較的lowく、490~575°Cの範囲内にある。

なお、この図ではわからないが、燃焼領域の内側に設けた第1パッフル板も過熱され易く、実験ではこの

部分に塗料を塗布しなかったため正確な温度は不明であるが、肉眼による観察によれば、一部は赤熱しその温度は約800°Cに達すると推定された。この赤熱防止についての実験は行なわなかったが、対策としては、同パッフル板直後の内筒壁に設けてある空気孔の数を増加することが有効と考えられる。

4.4 考察

前述の図41において、同一空燃比のときは入口風速が低いほど燃焼効率が低くなっているが、これは、燃焼器内における混合気の滞留時間が風速が遅いほど長くなり燃焼効率が高くなるという推論と矛盾する。この点や図42に示す空気圧力による燃焼効率の変化ならびに図41および42における吹き消え限界について、何か統一した解釈ができないものであろうか。次にこれらの点について考えてみよう。

4.4.1 大気圧下の特性

まず、大気圧下で入口風速の影響を調べた実験であるが、この場合には、同一空燃比では入口風速が低いときほど燃料噴射量が少ない。そこで、図41を燃料噴射量 G_f で整理し直したのが図45で、この図は、同一空燃比では G_f が小さいほど効率が低下することを示している。

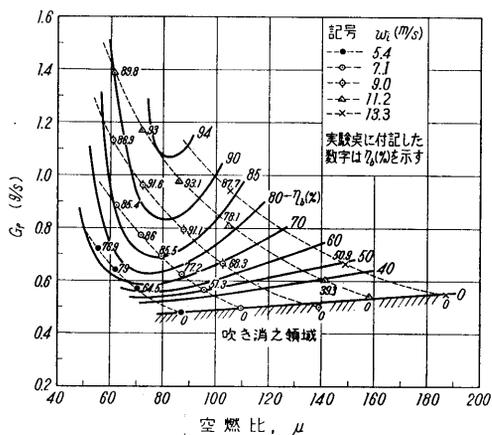


図 45 燃焼効率および吹き消え限界と燃料流量との関係 (大気圧下)

使用した燃料噴射弁の定格噴射量は約3.7g/sであるが、本実験における G_f はこれに比べて全般的に少なく1.4g/s以下であり、これに伴い噴霧の形態も、図3bでわかるように多くの場合噴霧流に達していない。このため、風速の低下につれて G_f が減少すると噴霧特性が著しく悪化し、これがおもな原因となって効率が低下するものと考えられる。

(30)

効率の低下が特に著しくなるのは G_f が約0.7g/s以下であり、これが0.55~0.48g/sになると火炎が吹き消える。このときの噴霧の形態は、 $G_f=0.7$ g/sでは気泡状に近いチューリップ状、また $G_f=0.55\sim 0.48$ g/sでは気泡状であり、後者の場合には微粒化が著しく悪い。

4.4.2 加圧下の特性

空気圧力の影響を示す図42を、いま述べたように G_f で整理したのが図46である。図でわかるように、 G_f が約2g/s以下の領域では G_f が增大するにつれて効率が高くなるが、その理由は、大気圧下の場合と同じと考えられる。しかし、 G_f がそれ以上の大きい領

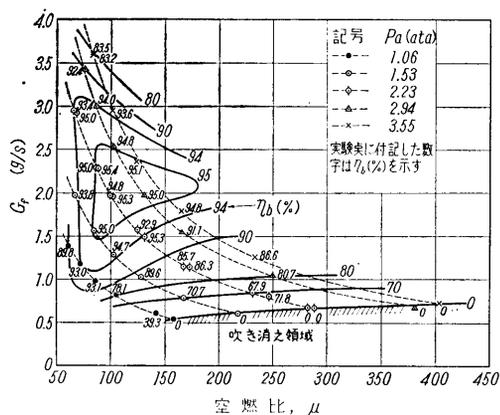


図 46 燃焼効率および吹き消え限界と燃料流量との関係 (加圧下)

域では、これとは反対に G_f の増大により効率が低下する。

一般に、渦巻噴射弁の噴霧の平均粒径 \bar{x}^* および等価噴霧角 ϕ は、周囲気体の圧力 P_a と噴射圧力降下 ΔP によって図47のように変化する¹¹⁾。本試験に使用した噴射弁でも、図4cに示すようにこの傾向がみられる。ここで興味深い点は、 P_a が大気圧またはそれ以

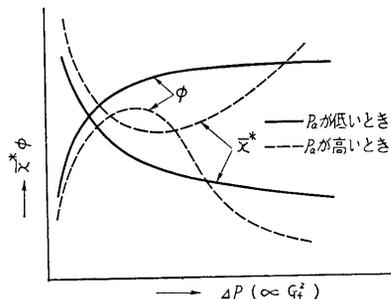


図 47 P_a , ΔP による \bar{x}^* , ϕ の変化 (渦巻噴射弁)

下の比較的低いときには、 ΔP の増大により \bar{x}^* は小さく ϕ は大きくなり、この傾向は ΔP が小さい範囲内では P_a が高いときでも同じであるが、 P_a と ΔP がともに高い場合には、以上とは反対に ΔP の増大とともに \bar{x}^* は大きく ϕ は小さくなることである。

図46で、 G_f の増大により効率が低下するという特異な傾向が見られるのは P_a および G_f がともに大きな領域であり、このような条件下では、いま述べたように G_f したがって ΔP が大きいほど微粒化と分散が悪化するの、これに起因して G_f の増大により効率が低下するものと考えられる。

この際、効率の低下が著しくなるのは G_f が約0.8 g/s以下、また火炎が吹き消えるのは0.55~0.7g/sであり、これらはともに大気圧下のそれと大差がない。

5. む す び

小形ガスタービンでは、他の構成要素の構造および配置その他の点から、燃焼器には直流式以外のエルボ形や還流式を用いることが多く、これに伴い流入空気のかたよりに基づく燃焼器特性の悪化を招き易く、また液体燃料を噴霧状で供給する場合には、更に内筒壁への噴霧の集滴その他が問題になる。これらの点について、小形のエルボ形燃焼器を用いて調べたことを明らかにした。

① 燃焼状況の円周方向における一様化を図るには、燃焼領域へ流入する空気を軸に対し回転対称にすることが必要であり、これを達成するには、内筒の燃焼領域にカバーを取り付け、また必要に応じ、その上流部に空気旋回器を設けるのが有効である。

② 混合用空気のかたよりが著しい場合、混合領域内に適当な流れ模様ができるようにすれば、これをそのまま導入しても出口ガス温度分布を一様にする事ができ、しかもこのような流れ模様は比較的簡単な構造の混合器で得られる。

③ 冷間ガス流れと燃焼器特性との間にはかなり密接な関連があり、特性の改善には冷間ガス流れに着目し、これを改良もしくは調節することが有効と思われる。

④ 単純式渦巻噴射弁の噴霧の形態は、噴射圧力の増大とともに棒状、葉状、気泡状、チューリップ状、噴霧流と変わるが、このうち、チューリップ状は燃焼に大きな支障を与えない噴霧形態の低限界と考えられ、また気泡状では微粒化特性が著しく悪化し、火炎

はおおむねこの段階で吹き消える。

⑤ 渦巻噴射弁を用いた燃焼器の加圧下における燃焼効率と噴射弁の加圧下における噴霧特性との間には、密接な関係が存在する。

すでに第1報¹⁾で述べたように、容量がごく小さなガスタービンについての関心が近年高まりつつあるようであり、このような機運に際し、本文がこの種ガスタービンの開発に多少の参考になれば幸いである。

また、本研究における燃焼器開発上の手順および上述の③、④、⑤の結果は、エルボ形燃焼器に限らず広く燃焼器一般に適用できる、と考えられる。

なお、本研究に当たっては、当所の前田征一技官ならびに卒論のため参加した東海大学学生(当時)戸野谷安一、新井健也の両君の助力を得た。ここに記して謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 根矢, 佐藤(誠), 小形ガスタービン用エルボ形燃焼器の研究(第1報), 船舶技研報告, 第4巻, 第1号, Jan., 1967, 1頁。
- 2) 根矢ほか, 小形ガスタービン用噴霧式エルボ形燃焼器について, 運輸技研第24回研究発表会前刷, Nov., 1962, 37頁。
- 3) 根矢, 熊倉, 小形ガスタービン用噴霧式エルボ形燃焼器の研究(第3報), 船舶技研第2回研究発表会前刷, May, 1964, 36頁。
- 4) 根矢ほか, 同上(第4報), 船舶技研第4回研究発表会前刷, June, 1965, 19頁。
- 5) 根矢ほか, 同上(第5報), 船舶技研第6回研究発表会前刷, May, 1966, 72頁。
- 6) 根矢, 熊倉, 小形ガスタービン用エルボ形燃焼器の研究, 内燃機関, 第5巻, 第46号, Apr., 1966, 11頁。
- 7) 須之部, 根矢, 木村, ガスタービン用重油燃焼器の実験的研究, 運輸技研報告, 第1巻, 第9・10号, Oct., 1951, 1頁。
- 8) Stroag, R. E. & Hussey, C. E., Combustion system design for industrial gas turbines, *ASME Paper No. 64-GTP-2*, Mar., 1964.
- 9) 根矢, ガスタービンにおける燃焼に関する計測法, 船舶技研報告, 第2巻, 第2号, Mar., 1965, 73頁。
- 10) Clarke, A. E. et al., Some experiences in gas turbine combustion chamber practice using

water flow visualization techniques, *9th Symp. on Combustion*, Academic Press, 1963, p. 878.

11) 根矢, 佐藤 (誠), 渦巻噴射弁の噴霧特性に及ぼす周囲気体圧力および噴射圧力降下の影響 (第1報), 機械学会43期東京秋期大会前刷, No.138, Aug., 1965, 29頁; 同 (第2報), 第3回燃焼シンポジウム前刷, Dec., 1965, 37頁; 同 (第3報), 機械学会第763回講演会前刷, Dec., 1966, 39頁.

12) Bryer, D. E., Walshe, D. E. and Garner, H. C., Pressure probes selected for three-dimensional flow measurement, *ARC, R & M* No. 3037, 1958.

13) Clarke, J. S., The relation of specific heat release to pressure drop in aero-gas-turbine combustion chambers, *Proc. Joint Conf. on Combustion, IME & ASME*, 1955, Section V, p. 24.