

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-767

小型溝構造液水冷却燃焼器の研究(第3報) (大型燃焼器との関連性)

新野正之・熊川彰長・八柳信之
五味広美・鈴木昭夫・坂本博
佐々木正樹・柳川孝二

1983年7月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

第1章 序 論	1
第2章 冷却側熱伝達特性	2
2.1 改良型供試燃焼室	2
2.2 2号機における試験結果	3
2.2.1 流動の安定化	3
2.2.2 燃焼にともなう流動配分の変化	5
2.2.3 熱伝達率分布	6
2.3 熱設計式の提示	7
2.3.1 本実験結果と既存式との比較	7
2.3.2 新設計式の導出	9
2.4 LE-5エンジンにおける冷却特性	13
2.4.1 LE-5エンジンにおける熱設計手法	13
2.4.2 冷却ジャケット圧力損失特性	14
第3章 燃焼ガス側熱伝達特性	14
3.1 サブスケール燃焼器の結果のまとめ	14
3.2 LE-5エンジンにおけるガス側熱伝達特性	15
3.2.1 熱流束分布に及ぼす各種パラメータの影響	15
3.2.2 フィルム冷却の効果	17
3.3 ガス側熱伝達特性の比較	18
第4章 燃焼特性	19
4.1 燃焼性能表示式による整理	19
4.2 燃焼モデルによる実機エンジンの燃焼特性の評価	20
4.3 LE-5エンジン燃焼性能との対比	21
第5章 結 論	23

小型溝構造液水冷却燃焼器の研究(第3報)* (大型燃焼器との関連性)

新野正之** 熊川彰長** 八柳信之**
五味広美** 鈴木昭夫** 坂本博**
佐々木正樹** 柳川孝二***

A Study of Liquid Hydrogen Cooled LO₂/LH₂ Rocket Combustor with Channel Wall Construction

M. NIINO, A. KUMAKAWA, N. YATSUYANAGI,
H. GOMI, A. SUZUKI, H. SAKAMOTO,
M. SASAKI and K. YANAGAWA

ABSTRACT

This is the final report on "A Study of Liquid Hydrogen Cooled LO₂/LH₂ Rocket Combustor" which has been conducted as a NAL-NASDA joint research program since 1977. Heretofore, an experimental investigation was conducted to determine the cooling characteristics of LH₂ and combustion efficiency characteristics by using a sub-sized combustor with channel wall construction.

In this report thermo-hydraulic behavior of the coolant in the channels of the combustor was investigated by using an improved combustor. The following conclusions are based on studies of two combustors.

- 1) Liquid hydrogen heat transfer correlations including the asymmetric heating effects were derived. These empirical equations were able to predict over 95% of all the present experimental data within $\pm 20\%$ errors.
- 2) The correlation for the characteristic velocity efficiency was empirically derived. The equation succeeded in correlating all data within $\pm 2\%$ errors.

To verify the usefulness of these results, the relationships between the present subsized combustors and the full-sized "LE-5" engine, were discussed.

第1章 序 論

本報告書は、これまで発表してきた「小型溝構造燃焼器に関する研究」第1報¹⁾、第2報²⁾に続く最終報告である。「小型溝構造燃焼器の研究」は宇宙開

発事業団によって進められているLE-5エンジン開発に必要な基礎的な設計資料、特に広範な燃焼条件にわたる液水冷却特性及び燃焼特性に関するデータをを得ることを目的として、昭和52年度より開始された。

供試燃焼器としては、従来の管構造燃焼器とは異なって、将来への発展性も考慮し、スペース・シャトル主エンジン(SSME)と同様の溝構造を採用し

* 昭和58年2月3日受付
** 角田支所
*** 宇宙開発事業団

た。これは我国初めての試みであり、日本のロケット推進系技術の飛躍を期する意欲的なものであった。その後、国産自主技術による溝構造燃焼器に対する関心が急速に高まり、同種燃焼器が次期高圧エンジンの主力候補として検討されるに至っている。このような時期に当り、しかも溝構造燃焼器における冷却特性、及び燃焼特性に関する詳細な報告がほとんどない現状を考慮する時、第1報、第2報での成果を踏まえ、溝構造燃焼器に関する諸特性を明らかにしようとする本報の意義は大きいと考える。以下に第1報、第2報での主な結論を簡単に振り返って見る。

第1報では試作1号機を用いた独立冷却燃焼試験結果（燃焼用推進剤とは独立に冷却剤を供給し実施した燃焼試験）をもとに、現実の燃焼器においては、電気加熱実験に基づいた従来の熱設計には多くの問題点があり、しかも設計上危険性の高いことを指摘した。また燃焼特性については噴射速度比が燃焼効率を支配する主要なパラメータであることを見出した。さらにロー付け法による溝構造燃焼器の製法には多くの問題のあることも明らかにした。

第2報では多分割型環状水冷却燃焼器を試作し、試験に供することにより、広範な燃焼条件のもとでの燃焼ガス側熱伝達の諸特性を明らかにした。また燃焼室冷却面に採用した鋸歯状フィン列伝熱面が飛躍的にバーンアウトマージンを高める効果を有することも示した。

本研究では、溝構造燃焼器試作1号機の実験結果を踏えて、改良を加えた2号機により、特に熱流動特性の試験を中心に行った。さらに本報では実機型燃焼器としてのI.E-5エンジンでの試験結果と、これまで行ってきたサブスケール燃焼器での試験結果との関連性について論じた。その結果冷却特性及び燃焼特性のいずれにおいても、燃焼器の大小にかかわらず普遍的に支配する因子の存在することを見出し、無次元整理式を導出した。このことは今後の大推力の高圧エンジン開発に当って、サブスケール燃焼器による実機燃焼器の性能予測の可能性を示唆しており意義深いと考える。

一方本研究は、サブスケール試験としての位置付けの他に、現在内外において活発に研究が行われつつある小推力エンジンそのものについての重要な知

見を与えるものである。すなわち我国における三段液酸、液水エンジンであり、米国におけるOTV (Orbital-Transfer Vehicle)用エンジンがそれである。この種の小推力エンジンを想定した性能評価については別報³⁾において検討を加えている。

小型溝構造燃焼器に関して、これまで行ってきた一連の研究結果は、今後の高性能エンジン開発に重要な知見を与えるものであると考える。

第2章 冷却剤側熱伝達特性

2.1 改良型供試燃焼室

先の一連の実験¹⁾に用いた供試燃焼室（以下1号機と称する）に構造上、若干の改良を加えた燃焼室（以下2号機と称する）を製作し、実験に供した。基本的な設計諸元には変更はないので詳細は既報¹⁾を参照されたい。主な改良点のみを以下に示す。

①外筒加工法の改良 1号機においては外筒加工法上の問題点が数多く明らかになった。ロー材の溝への流れこみ、これによる溝の閉塞、内外筒の剥離等である。1号機においては、図2.1-(a)に示すように外筒と溝隔壁（リップ）の間に粉末状ロー材を塗布し、真空ロー付けを行った。そのため、溶融した余分のロー材が溝に流出したり、塗布厚きの過少な箇所に剥離が見られたものと思われる。そこで2号機では図2.1-(b)に示すようなリップ中央にロー溜めを設けることにより、1号機における問題点の克服を図った。すなわち溶融したロー材は表面張力により外筒、リップ間を満し、余分なロー材はロー溜めに止まることになる。しかし外筒加工後に行った各流路の C_v 値分布は $-18\sim+12\%$ のバラツキを示しており、1号機と同様に溝へのロー材の流れ込み、内外筒の剥離現象等が依然として発生しているものと思われる。なお詳細については今後の燃焼器切断検査を待たねばならない。

②熱電対取付け法の改良 1号機での熱電対取付け法は図2.2(a)に示すように、ロー付けにより燃焼室壁に埋込む方法であったため、炉中での熱膨張が大きく、熱電対の位置決めが困難であること、熱電対断線後の補修が不可能なこと等の難点があった。そこで今回は図2.2(b)に示す方法によった。すなわち測定孔に熱電対を挿入し、保護管上部においてハン

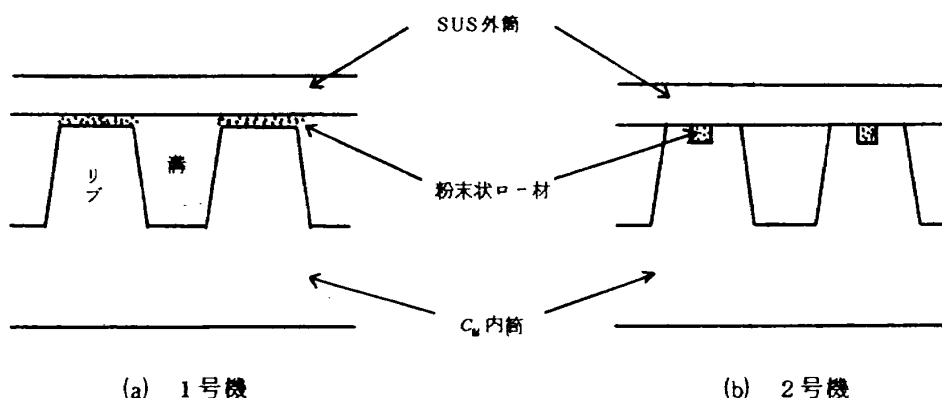


図 2.1 外筒加工法

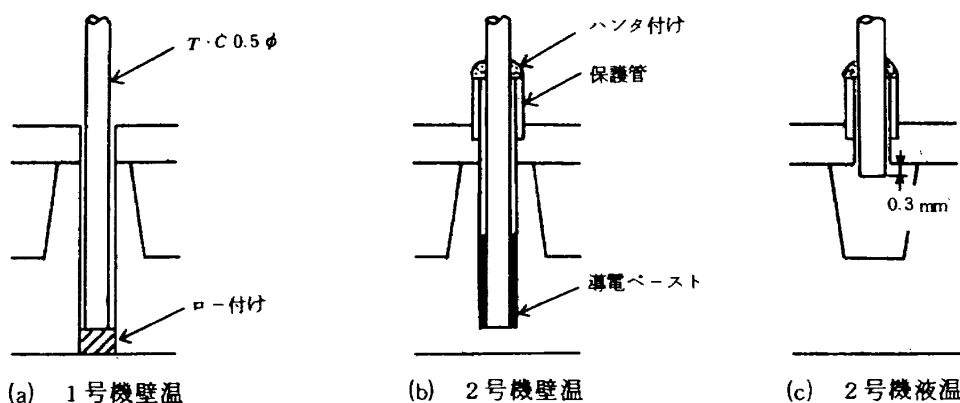


図 2.2 熱電対取付方法

ダ付けにより固定した。熱電対先端には熱抵抗を生じないように熱伝導性の高い導電ペーストを塗布し、熱処理により硬化させた。ロー付けおよびペースト法によって取付けた2種類の熱電対の間に、温度測定上の差異(たとえば指示温度、応答性等)がなんら存在しない事を事前の予備実験により確認した。

また後述するように特定の流路における流量をエンタルピ収支により算出するために、冷却ジャケット出口付近に図 2.2 (c)に示すような熱電対を取付けた。正確な混合平均温度 T_l を得るために、文献(4)に基づいて、壁からの距離 $l = 0.15 D_0$ を満足するよう、約 0.3mm 挿入してある(熱電対取付部での等価直径は $D_0 = 2.2\text{mm}$)。

③入口絞りの挿入 1号機においては各冷却流路間の C_v 値の均一化を図るためにオリフィスを流路出口に設けた。流路下流における流動抵抗は流動の安定化には効果がなく、実験ではむしろ顕著な不安定性が観察された。1号機における流動の不安定性

は図 2.3 中の曲線(a)に示すようなN字型流動特性に起因するものと思われる。たとえば曲線(a)において $\Delta P = 0.2 MP_g$ の差圧に相当する試験圧を設定しても、各冷却流路での流量 G_{LH2} は (I) ~ (II) の範囲で任意の値をとることができる。

そこで2号機では曲線(b)に示すような流動特性を示す入口絞りを挿入した。その結果冷却ジャケット全体の圧損は、曲線(a) + (b) の和、すなわち曲線(c)となり、N字型の特性が消滅し、単調な流動特性を与えることになる。入口絞り挿入による効果は期待どおりであり、その結果を次節に示す。

2.2 2号機における試験結果

2.2.1 流動の安定化

試験設備、試験方法は1号機における場合と同様であるので、詳細は既報¹⁾を参照されたい。

図 2.4 には1, 2号機における冷却ジャケット内圧力分布例を示す。1号機では、入口マニホールドと

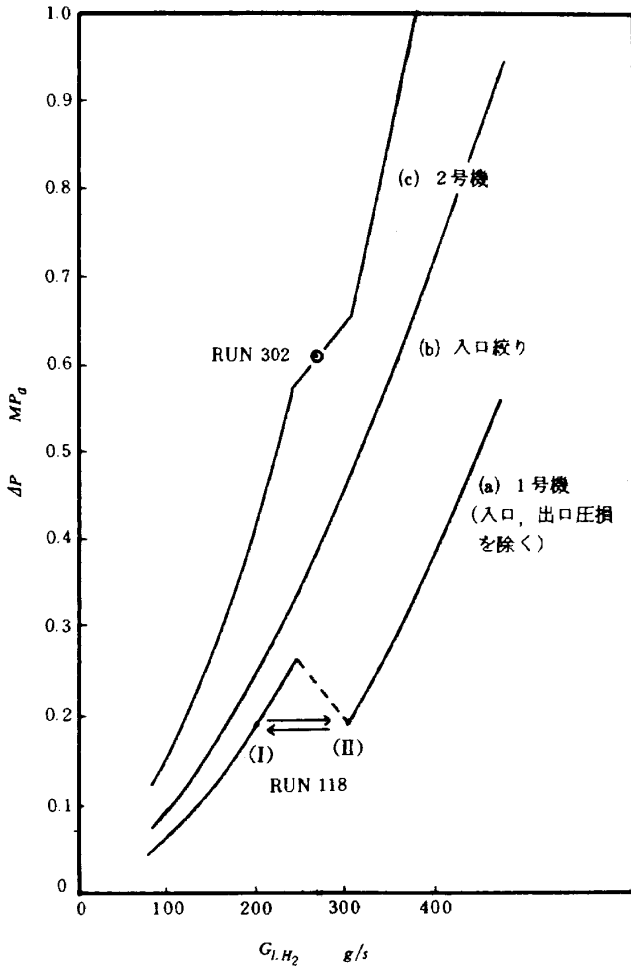


図 2.3 絞り挿入にともなう流動特性の変化

冷却ジャケット間にいわゆる入口圧損がほとんど生じていないが、2号機においては冷却ジャケット $P_{j1} \sim P_{j5}$ 間の圧損とほぼ等しい入口圧損が生じているのがわかる。

このような入口絞りが系の安定化に極めて有効に働くことを1, 2号機の実験例をもとに以下に示す。

図 2.5 には設計点(燃焼圧 $P_c = 3.47 MPa$, $O/F = 5.5$, 水素噴射温度 $T_{Hinj} = 140 K$) 近傍での, 1, 2号機における独立冷却燃焼試験例を対比して示す。ここでは流動変動に対して最も応答の速いスロート部壁温 T_{Wh} の測定例を示す。

図 2.5 (a), (b) から, 1号機については円周方向の任意の2点 (Channel 1, 2) でのスロート部壁温 T_{Wh} は全く異なる挙動を示していることがわかる。エンタルピ収支に基づく簡単な計算の結果, 燃焼時間の経過とともに, Channel 1 では図 2.3 の N 字曲線(a)において点 (I) から点 (II) へ, 逆に Channel 2 では点 (II) から点 (I) へ流れの様子が変化していることが推定される。

一方2号機での例(図 2.5 (c)) では変動量は極めて少なく安定した結果が得られている。1号機では約 100 K の温度変動が発生していたのに比して, 2

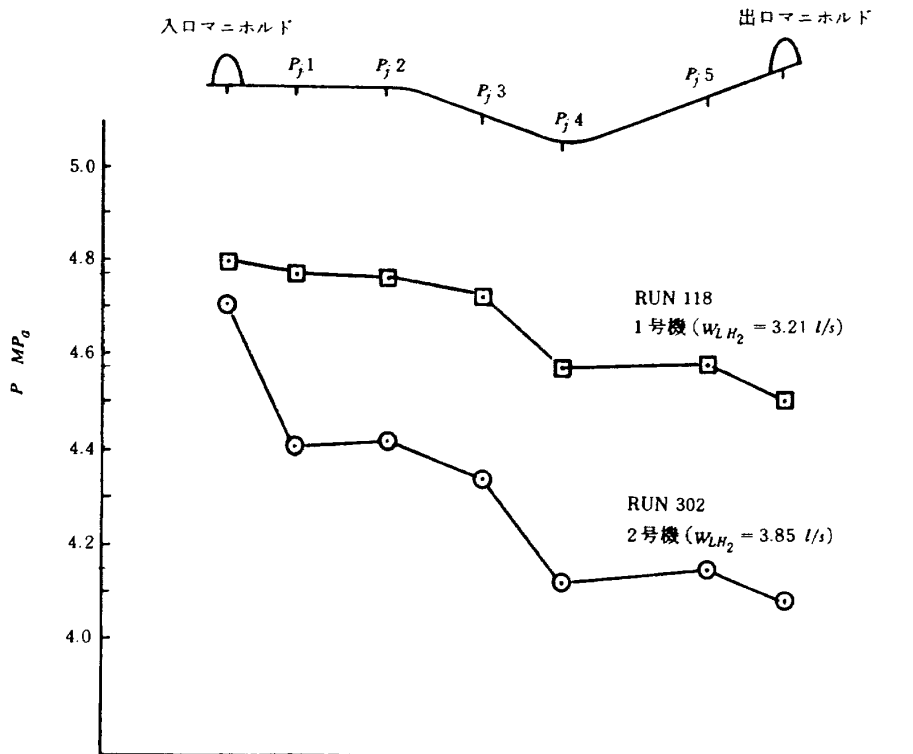


図 2.4 冷却ジャケット内圧力分布

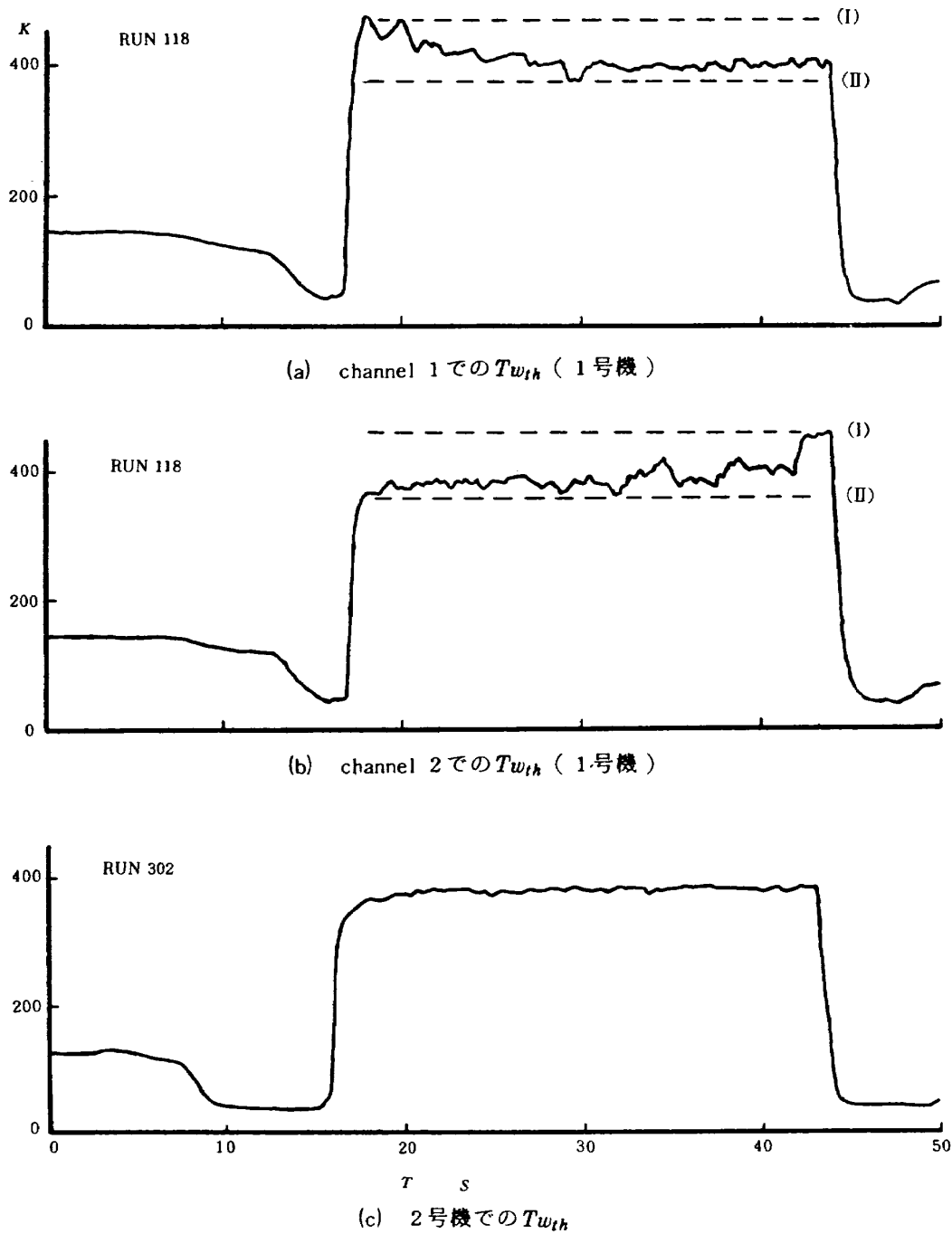


図 2.5 T_{wth} の時間変化

号機では約 $\frac{1}{5}$ の 20K の変動にとどまっている。この傾向は円周方向の他の流路についても同様である。

2.2.2 燃焼にともなう流量配分の変化

図 2.6 は冷却ジャケット出口において、流路に挿入した熱電対によって測定された冷却剤液温 T_l と、各測定流路の C_v 値比 C_{vi}^* の相関を示している。ここに C_{vi}^* は各流路における流量分配比を示す無次元数で、窒素ガスによる流動特性試験（以後、 GN_2 流し試験と記す）に決定した。

各流路の C_v 値

$$C_{vi} = \frac{Q_i}{2.78 \times 10^3} \sqrt{\frac{G \cdot T}{\Delta P (P_1 + P_2)}} \quad (2.1)$$

ここに、 Q_i ; 15°C, 1気圧の GN_2 の流量 (m^3/hr)

G ; 15°C, 1気圧の空気を 1 としたガス比重, 従って GN_2 の場合 $G = 0.97$

T ; 流体温度, (K)

ΔP ; 圧損 (MP_a)

P_1 ; 入口圧力 (MP_a)

P_2 ; 出口圧力 (MP_a)

$$\text{平均 } C_v \text{ 値 } \tilde{C}_v = \Sigma_1^{40} C_{vi} / 40 \quad (2.1-a)$$

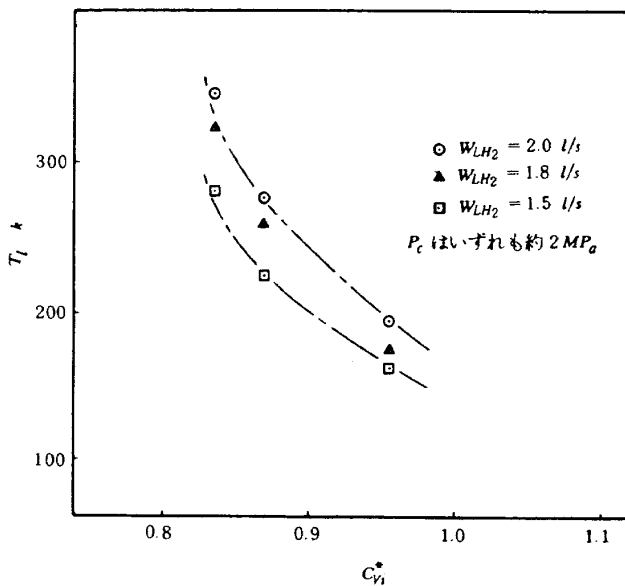


図 2.6 T_1 と C_{vi}^* の相関

$$C_v \text{ 値比 } C_{vi}^* = C_{vi} / \bar{C}_v \quad (2.1-b)$$

図から T_1 と C_{vi}^* の間には明らかな相関関係の存在することがわかる。すなわち C_{vi}^* の小さい流路ほど、いかえれば冷却流量 W_i の少ない流路ほど、冷却剤の温度上昇が大きいことを示している。そこで受熱量 Q_i は全流路に渡って等しいとして、熱電対挿入流路における W_i を推定してみる。

$$Q_i = \rho \Delta H_i W_i = \rho \Delta \bar{H} \bar{W} \quad (2.2)$$

$$\therefore W_i / \bar{W} = \Delta \bar{H} / \Delta H_i \quad (2.3)$$

ここで \bar{W} = 全流路の平均流量 = $W/40$ (W は全流量)

$\Delta \bar{H}$ はマニホールド間の平均エンタルピ上昇

ρ は入口マニホールドでの密度

図 2.7 にはこのようにして得られた W_i / \bar{W} と C_{vi}^* との関係を示す。直線(a)は GN_2 流し試験より得られた結果であり、曲線(b)は燃焼時 ($P_c \doteq 2.0 MPa$) における結果である。なお曲線(b)'は燃焼時での $C_{vi}^* \leq 0.95$ の曲線とスムーズに接続し、かつ全流路に渡り流量がバランスするように決めた近似曲線である。

この図からも明らかなように、 GN_2 流し試験時のわずかな C_v 値のバラツキが燃焼時の流量配分には大きく増幅されることがわかる。その度合は燃焼条件、冷却条件によって異なり一概にはいえないが、 $P_c = 2.0 MPa$, $W = 1.5 \sim 2.0 \text{ l/s}$ においては C_v 値

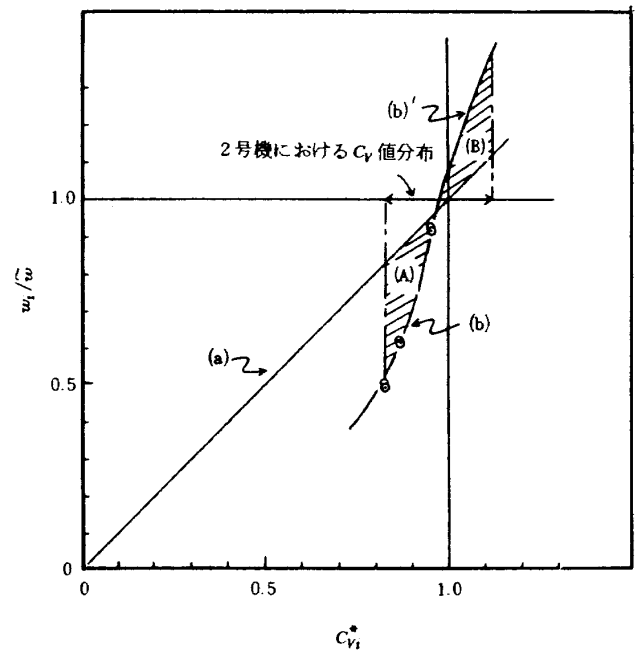


図 2.7 燃焼にともなう流量配分の変化

の $-18 \sim +12\%$ の偏りが、 $-50 \sim +40\%$ 近い流量の配分の偏りを引き起しているものと推定される。この現象は燃焼室の冷却設計にとって極めて重要な意味を持っており、各流路の C_v 値の精度を厳密に管理する必要のあることを示唆している。幸い 1, 2号機とも燃焼室内筒の肉厚が厚かったため、特定の流路で大幅な流量欠損が生じてても、燃焼室壁を通して隣接する流路へ移動する熱量が大きく燃損は免がれたものと思われる。しかし現実の高圧燃焼器においては肉厚は 1 mm 以下の厚さとなり、大幅な流量欠損は燃焼室の焼損につながることになる。特に本供試燃焼器のようにロー付け法による場合は、ロー材の溝部への流れ込みが避けられず、これが大幅な C_v 値のアンバランスを引き起すことになる。今後予想される高圧燃焼器開発に備えて、早期に信頼できる燃焼器製法を確立しておく必要がある。

2.2.3 熱伝達率分布

図 2.8 には 1, 2号機における冷却ジャケット入口付近の液側熱伝達率 \bar{h}_l 分布を示す。 \bar{h}_l の導出方法については既報¹⁾を参照されたい。ガス側熱流束の大小は本質的には \bar{h}_l に影響を及ぼさないが、ここでは念のため受熱量 Q がほぼ同一のものについて比較する。よってここに表われている \bar{h}_l の差は冷却条件の違いによるものと考えられる。1号機に比べて、2号機の場合冷却ジャケット入口での \bar{h}_l の

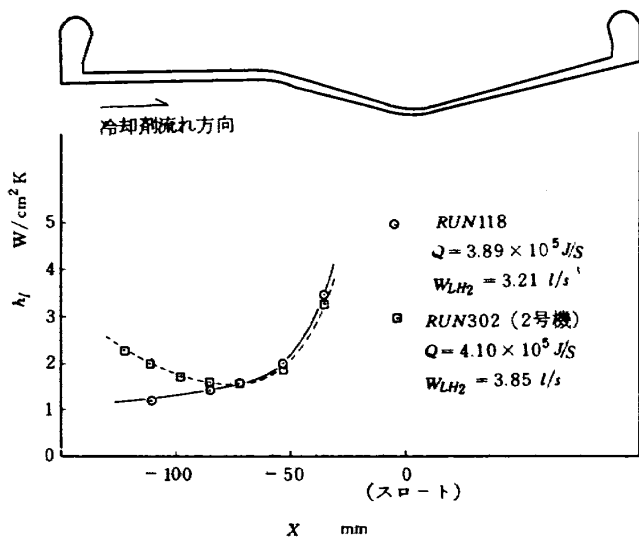
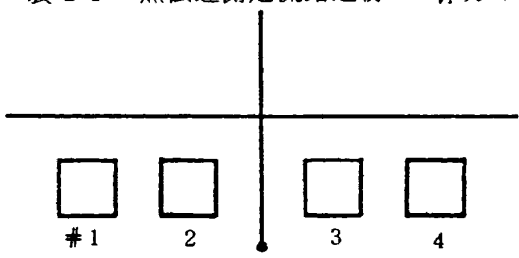


図 2.8 入口付近の熱伝達率分布

増加が著しい。これは2号機においてジャケット入口に挿入した絞りによる効果である。入口絞りは先述の流動の安定化の他に、このように乱流渦の発生を促進することによって熱伝達率を向上させる効果も有している。特に超臨界圧状態の液体水素における擬臨界点近傍で生ずるサマルスパイク⁵⁾(この熱伝達率の劣化現象は一般的に入口付近で発生する)を打ち消す働きが期待できる。次に $X \geq -50$ mm以降では2つのデータとも、入口効果の差がなくなり流れが発達した領域に達し、1号機と2号機における熱伝達率の比が、ほぼ $h_1/h_2 = 0.93$ と一定の値を示すようになる。

そこでこの領域について、前述した C_{vi}^* の偏りを考慮して1, 2号機における熱伝達率の違いを検討してみる。表 2.1 には1, 2号機における熱伝達率

表 2.1 熱伝達側測定流路近傍の C_{vi}^* 分布



流路 C_{vi}^*	1	2	3	4
1号機	1.03	1.03	1.03	1.06
2号機	1.01	0.87	0.84	1.01

測定位置近傍の流路の C_{vi}^* を示す。熱電対の両側の流路の平均の C_{vi}^* に対する実流量 W_i を図 2.7 より求める。

$$1 \text{号機 } C_{v1}^* = 1.03, W_1 = 1.15 \bar{W}_1 = 92 \text{ cc/s} \quad (2.4)$$

$$2 \text{号機 } C_{v2}^* = 0.86, W_2 = 0.60 \bar{W}_2 = 58 \text{ cc/s} \quad (2.5)$$

$$\text{よって } W_2/W_1 = 0.63$$

すなわち2号機では1号機の63%の流量で、1号機における熱伝達率の93%の値を得たことになる。そこで、

$$h_2 \propto W^{0.8} \quad (2.6)$$

の関係式を用いて規格化を行ない、同一流量に対する1, 2号機の熱伝達率の比を求めてみると、

$$h_2 = 1.35 h_1 \quad (2.7)$$

となる。

1号機における熱伝達率 h_1 が従来のジュール加熱実験における結果と余り大きな違いがなかった点を考慮すると、2号機での結果は異常に大きいことになる。この原因として2号機では、表 2.1 から明らかなように、測定流路2, 3に隣接する流路1, 4の C_{vi}^* が大きく、これらの流路へ相当の熱移動があったため、見かけ上測定流路の熱伝達率を増加させたものと思われる。しかし他流路へどの程度熱移動があったのかを定量的に把握することは困難である。このため2号機における熱伝達率の取得は断念せざるを得なかった。

ここでは1, 2号機での実流量 W_1, W_2 の簡単な比較のために、 W_2 を2号機における結果(図 2.7)より類推した。しかし供試体燃焼器での C_v 値分布が異なれば、実流量 W_i と C_{vi}^* の関係も異ってくることが予想される。そこで次節における1号機での冷却設計式導出に当っては、測定流路での C_{vi}^* の偏りがそう大きいものでもないことから、 GN_2 流し試験による C_v 値の補正しか行っていない。

2.3 熱設計式の提示

2.3.1 本実験結果と既存式との比較

一般に冷却剤側の熱伝達率 h_1 は平滑面直管のヌ

セルト数 $N_{u,s}$ に次式のような種々の補正項を付加して算定する。

$$h_l = \frac{K}{D_e} N_{u,s} \varphi_{ent} \varphi_r \varphi_c \varphi_{n,s} \quad (2.8)$$

ここで K は冷却剤の熱伝導率、 D_e は冷却流路の等価直径、 φ_{ent} は入口補正係数、 φ_r は表面粗さ補正係数、 φ_c はノズル付近の曲率部に生ずる二次流の効果を表わす曲率補正係数、 $\varphi_{n,s}$ は片面加熱効果を表わす補正係数である。

この他に現実の燃焼器では熱流束が長手方向に沿って大きく変化しており、いわゆる分布熱流束効果による影響も予想される。この効果について著者らは先にジュール加熱テーパ管の実験⁶⁾を行い、その重要性を指摘した。しかし h_l の評価方法が積分操作によること、しかも計算結果と実験との一致が良くないこと等の理由から、ここでは割愛することにする。 $N_{u,s}$ を初めとし φ_{ent} 、 φ_r 、 φ_c の補正係数も一般にはジュール加熱実験によって求められるものである。すなわち熱的には全面加熱場における結果である。ところが現実のロケット燃焼器においては、ほぼ片面のみから加熱されることになり、両者の間

には明らかに熱的条件の差異がある。この違いを補正するのが $\varphi_{n,s}$ である。しかし管構造の場合と、溝構造の場合では事情は異なってくる。図 2.9 は両者の二次元温度分布の 1 例である。図 2.9 (a) に示したように管構造燃焼器の場合は、一般に熱伝導率の低い SUS 製管を用いており、燃焼ガスに接する受熱面のみが伝熱面として働き、他の部分からの熱移動は無視できる。受熱面近傍での温度場は一次元熱伝達に近く、ジュール加熱実験における結果で十分予測できる。ところが図 2.9 (b) に示す銅製溝構造燃焼器の場合は、フィン効果が大きく、側壁 $d-e$ からの熱移動が無視し得ない。流路断面に渡り熱流束が非対称分布を呈することになる。このように $\varphi_{n,s}$ は溝構造燃焼器において問題となることがわかる。しかし $\varphi_{n,s}$ については不明な点が多く、設計に当たっては無視されてきた。しかしロケットエンジンが高圧、高性能化するに従って熱負荷が増大し、燃焼室の熱設計が極めて重要に、かつ困難なものになっていくものと思われる。著者らはこのような観点から、 $\varphi_{n,s}$ を初めとし、燃焼室における熱伝達特性を明らかにする目的で、溝構造燃焼器を用いた独立冷却燃

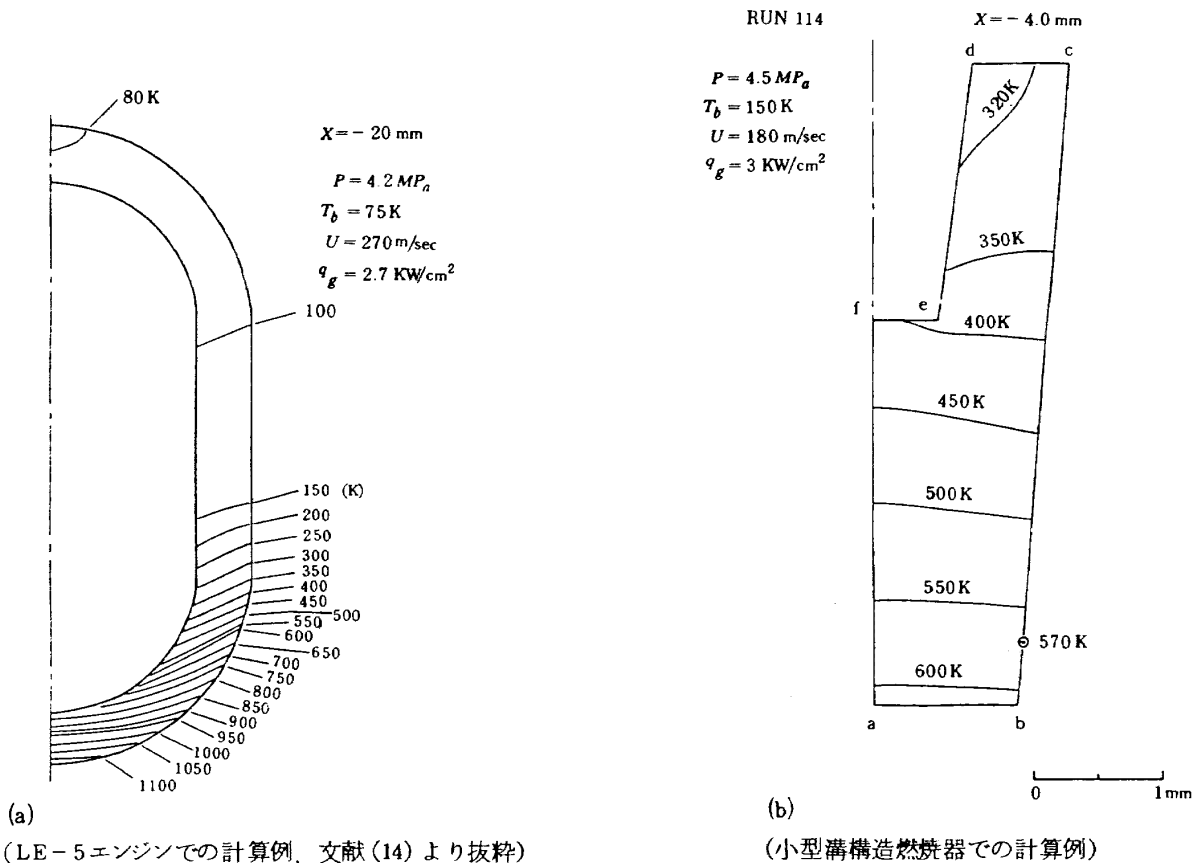


図 2.9 スロット近傍での二次元温度分布

焼試験を実施してきた。

これまでに得られた実験データの範囲は以下の通りである。 $R_{e,b}=1.7 \times 10^5 \sim 1.5 \times 10^6$, $P_{r,b}=0.6 \sim 1.5$, $N_{u,b}=2.6 \times 10^2 \sim 2.5 \times 10^3$, また熱流束の大きさを表わす無次元温度 T_w/T_b は 1.7 ~ 8.7 の範囲である。ここで R_e はレイノルズ数, P_r はプラント数, T は温度で, 添字 b, w は物性値評価温度がバルク液温 (T_b), 壁温 (T_w) であることを示す。なお実験および解析の詳細は既報⁷⁾を参照されたい。

図 2.10 には本実験結果 ($N_{u,exp}$) と既存の代表的設計式による計算値 ($N_{u,cal}$) との相関を示す。ここで $N_{u,cal}$ は式 (2.8) により求める訳であるが $N_{u,s}$ としては Taylor の式^{注)}, φ_{ent} は Boelter の式^{注)}, φ_r は Nunner の式^{注)}, φ_c は次式

$$\text{Taylor の式} \quad \varphi_c^{(注)} = I^{\pm 0.05} \quad (2.9)$$

を用いた。 I は曲率の度合を示す無次元数で $I = R_{e,b}(r/R)^2$, r は流路の水力半径, R は流路中心軸の曲率半径である。凹面では正符号, 凸面では負符号を用いる。 $\varphi_{n,s}$ については確立した既存式がないので考慮していない。図から明らかなように, 本実験結果と, ジュール加熱実験整理式より得られた計算結果との対応は極めて悪い。そこで次に $\varphi_{n,s}$ を考慮した独自の実験整理式の導出を試みる。

2.3.2 新設計式の導出

著者らのジュール加熱実験での整理結果から, 熱流束の極めて高いデータの整理には, $N_{u,s}$ における物性値評価温度は境膜温度 $[(T_w+T_b)/2]$ の方が優れていることがわかっている。そこでここでは境膜温度に基く $N_{u,s}$ を基礎式とする新しい設計整理式の導出を試みる。

式の導出手順としては, 最初に, 曲率部以外のデータを基に直線流路における $N_{u,s}$, φ_{ent} , φ_r を決定する。次にここで得られた $N_{u,s}$, φ_{ent} , φ_r を基礎に, 曲率部でのデータから φ_c を決定する。

(1) 直線流路における整理式

$N_{u,s}$ として次式を仮定する。

$$N_{u,s} = a R_{e,f}^m P_{r,f}^{0.4} \quad (2.10)$$

ここで添字 f は物性評価温度が境膜温度であるこ

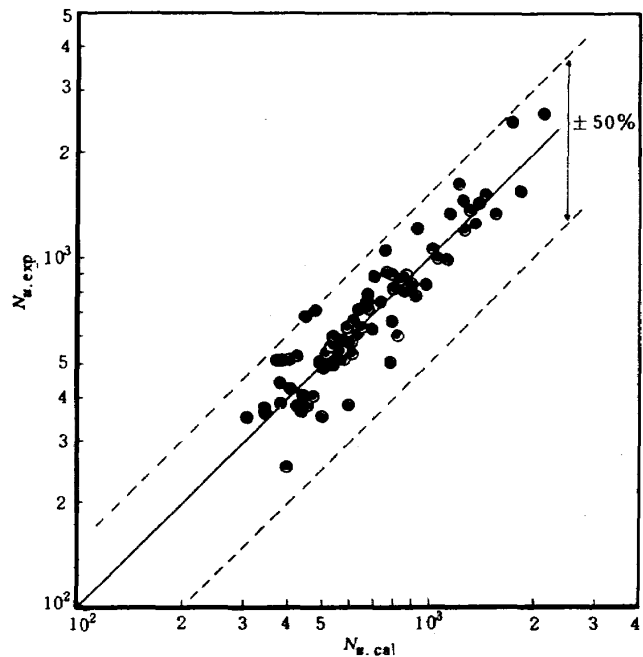


図 2.10 本実験値と既存式との比較

とを示す。 P_r の指数は実験での変化範囲が小さいので従来値を採用する。

次に φ_{ent} についてはジュール加熱実験における一般的表示形式⁸⁾に合わせ次式を仮定する。

$$\varphi_{ent} = 1 + (\alpha/D)^{-0.7} (T_w/T_b)^n \quad (2.11)$$

α は加熱開始点からの距離, D は等価直径である。

φ_r について Nunner の式の他に Martinelli の式, Dipprey & Sabersky の式等があるが, 各式間に大差はなく⁵⁾, ここでは取扱いの容易な Nunner の式を採用する。

$$\varphi_r^{(M)} = \frac{1 + 1.5 P_{r,b}^{-(1/6)} R_{e,b}^{-(1/8)} (P_{r,b} - 1)}{1 + 1.5 P_{r,b}^{-(1/6)} R_{e,b}^{-(1/8)} (P_{r,b} \zeta - 1)} \zeta$$

ここで ζ は滑らかな円管の管摩擦係数に対する, 冷却流路の管摩擦係数の比で, 実際の作動流体である液体水素を用いた流動試験, および表面粗さ測定により決定される。詳細は既報^{1),7)}を参照されたい。

なお実験では表面粗さの変化範囲が小さいことから, 原式をそのまま用いることにする。

はじめに式 (2.10) ~ (2.12) の組合せにより, 直線部における実験整理式を, 曲率部のデータを除く全データ (54 点) をもとに最小自乗法により決定する。結果は次式のようなになる。

注) 既存式の詳細については文献7)を参照されたい。

$$N_{u,f} = 0.062 R_{e,f}^{0.7} P_{r,f}^{0.4} (1 + (x/D)^{-0.7} (T_w/T_b)^{0.1}) \varphi_r^{(M)} \quad (2.13)$$

図 2.11 には式 (2.13) による整理結果を $R_{e,f}$ との相関で示す。整理精度は図 2.10 と比べて格段に向上していることがわかる。

片面加熱効果は式 (2.8) においては便宜上独立した因子 $\varphi_{n,s}$ として示したが、その効果は $N_{u,s}$ をはじめとして他の補正因子にそれぞれ表われると考える方が物理的に適当である。まず $N_{u,s}$ については図 2.12 に示すように境界温度型のジュール加熱実験式 Hendricks の式⁹⁾

$$N_{u,s} = 0.021 R_{e,f}^{0.8} P_{r,f}^{0.4} \quad (2.14)$$

に比べて $R_{e,f}$ の指数が 0.8 から 0.7 に減少しているがこれは片面加熱効果と考えられる。式 (2.14) と比べた $N_{u,s}$ の劣化量は $R_{e,f} = 10^6$ において約 30% にも達する。一般に再生冷却の設計は高いレイノルズ数領域で行うため、この傾向は設計上極めて危険なものと考えられる。全面加熱場に比べて片面加熱場もしくは非対称加熱場で熱伝達率が低下するという事実は、低レイノルズ数、低熱流束での基礎実験では報告¹⁰⁾ がなされている。しかしロケット燃焼器におけるような高レイノルズ数、高熱流束下での報告はほとんど見当たらない。現象的には発達した乱流熱伝達よりは、やや層流熱伝達に近い結果を与えているが、現在のところそのメカニズムについては不明である。このような片面加熱にともなう熱伝達率の劣化現象は入口効果補正因子 φ_{ent} にも現われている。

図 2.13 にはジュール加熱実験による種々の φ_{ent} ^{注)} との比較を示す。燃焼室での入口条件は、流入角 90° 、速度および温度境界層が同時に発達し始める場合に相当するが、これと同一条件のジュール加熱実験式 (d)¹¹⁾ と比べると、本実験式 (a) は熱伝達率増加因子としての効果が著しく減少している。むしろ $10D$ 前後までは入口効果の大きくない低熱流束下での式 (b) に近く、それより下流では水力的に発達した条件で加熱開始する場合の式 (c) に漸近していく傾向が見られる。

注) 各式の詳細は文献 7), 11) を参照されたい。

(2) 曲率部での整理式

図 2.14 は著者らが先に行った LE-5 エンジンの燃焼室を模擬したジュール加熱曲管での実験結果¹²⁾ の 1 例である。区間 (I) は凸面、区間 (II) は凹面曲率部である。図からも明らかのように実際の φ_c は式 (2.9) のようなステップ関数ではなく、sin

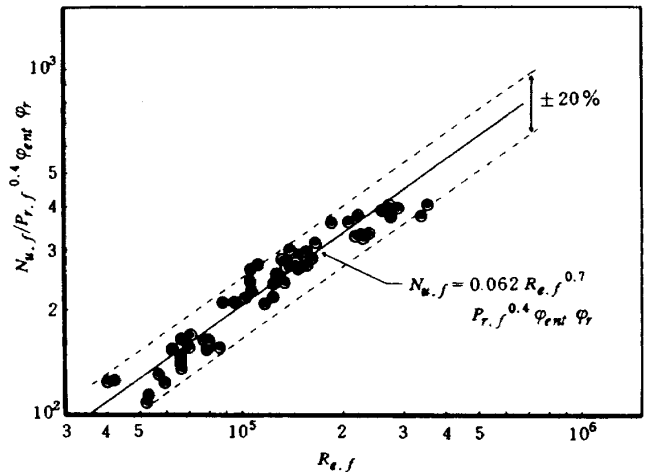


図 2.11 直線領域での整理結果

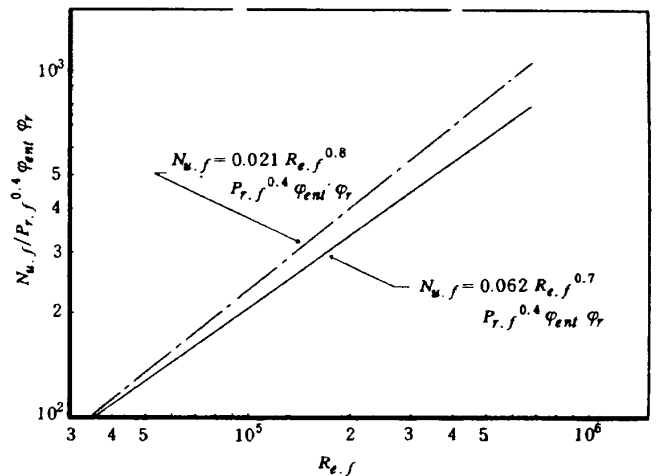


図 2.12 式 (2.13) と式 (2.14) との比較

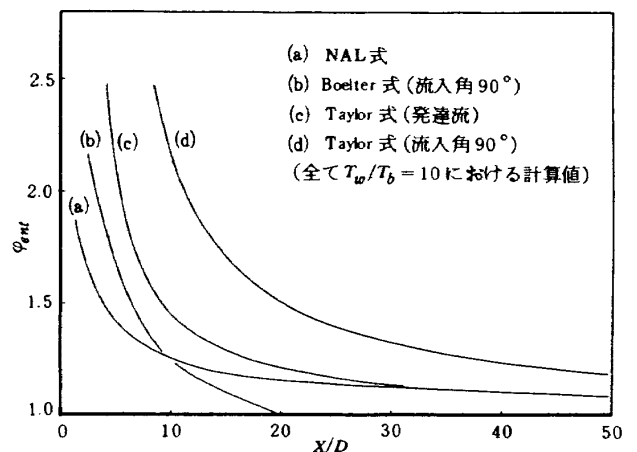


図 2.13 種々の入口効果式との比較

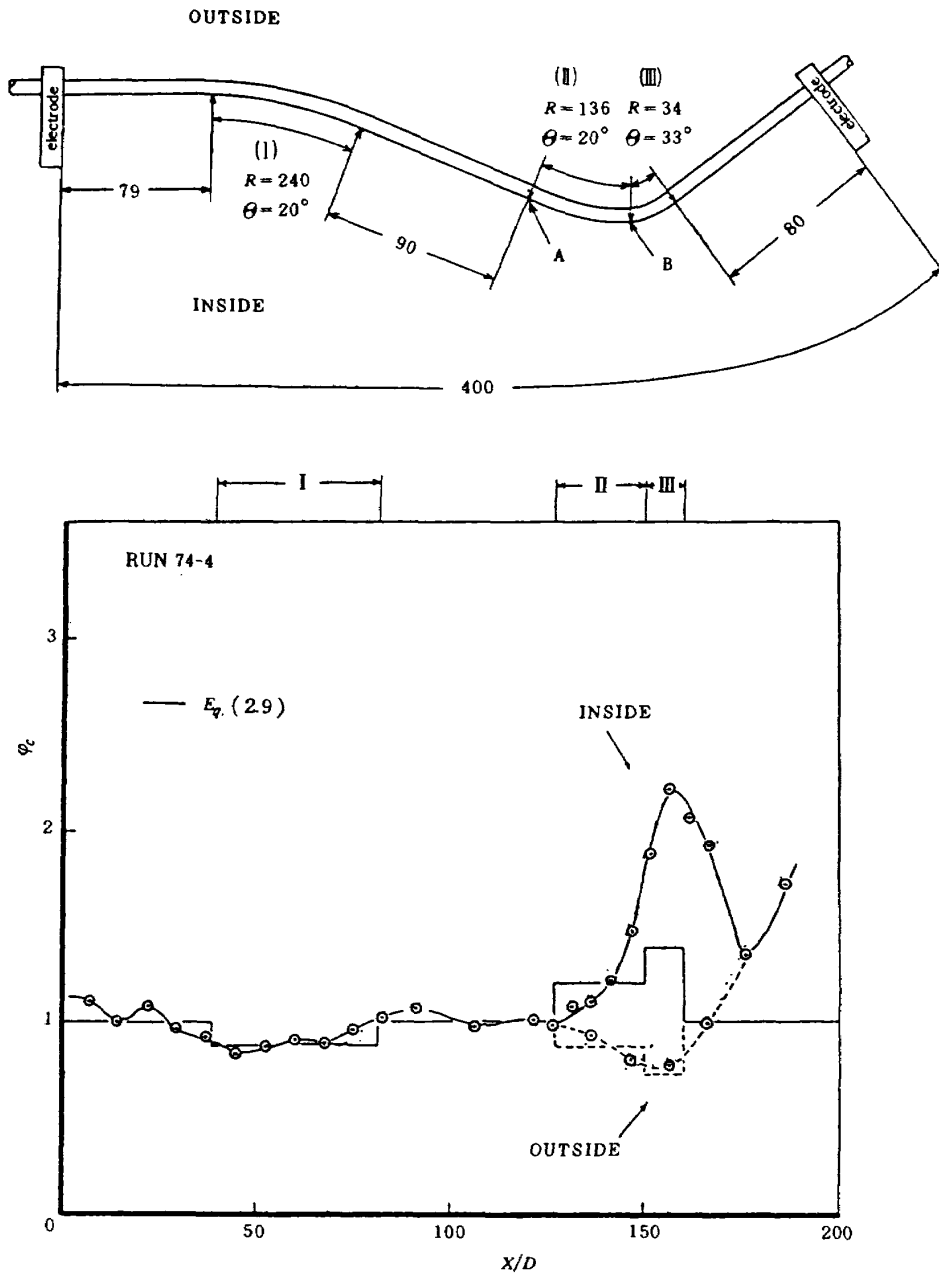


図 2.14 ジュール加熱曲管での ϕ_c

関数に近いこと、約 $15D$ の遅れがあること等を考慮して次式のように仮定する。

$$\phi_c(+)=a I^{+m}\left[1+b \sin\left(\pi \sqrt{\frac{x_c}{L_c+15 D}}\right)\right] \quad (2.15)$$

ここで x_c は曲率開始点からの距離、 L_c は曲率部長さである。

式 (2.13)、(2.15) の組合せにより、曲率部でのデータを基に最小自乗法で決定した結果は次式のようになる。

$$\phi_c(+)=I^{0.02}\left[1+0.32 \sin\left(\pi \sqrt{\frac{x_c}{L_c+15 D}}\right)\right] \quad (2.16)$$

図 2.15 には式 (2.16) との対応を示す。この結果凸面での熱伝達率の劣化はほとんど認められず、 $\phi_c(-)$ は無視してある。凹面効果 $\phi_c(+)$ については図 2.14 のジュール加熱実験では式 (2.9) の 2 倍以上の熱伝達増加効果があったものが、図 2.15 に示すように実験の燃焼器での結果は式 (2.9) と同程度となり、全面加熱場に比べて相対的に減少している。こ

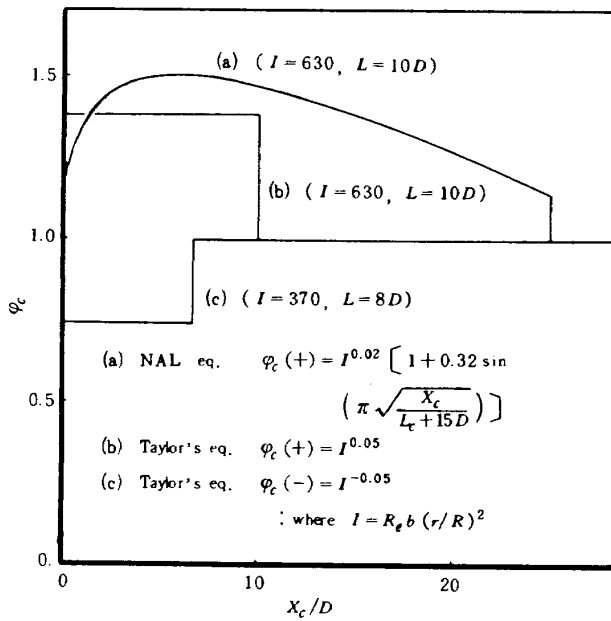


図 2.15 式 (2.9) と式 (2.16) との比較

のように曲率補正因子 φ_c についても、前述の他の因子と同様に、片面加熱場ではその効果が低下していることがわかる。

図 2.16 にはこのようにして決定した一組の整理式 (式 (2.13) および (2.16)) による計算値 ($N_{w,cal}$) と実験値 ($N_{w,exp}$) との相関を示す。全データの 95% が $\pm 20\%$ の誤差内に含まれ、既存式の組合せによる整理結果 (図 2.10) と比べて格段に優れていることがわかる。

(3) 新設計式の適用範囲

本設計式は、一般的な無次元数をもとに表示されており、大型の燃焼室に適用するに際しても、第 2.3.1 項に示した無次元数の範囲内では問題はないと考える。

次に圧力範囲について検討をしてみる。図 2.17

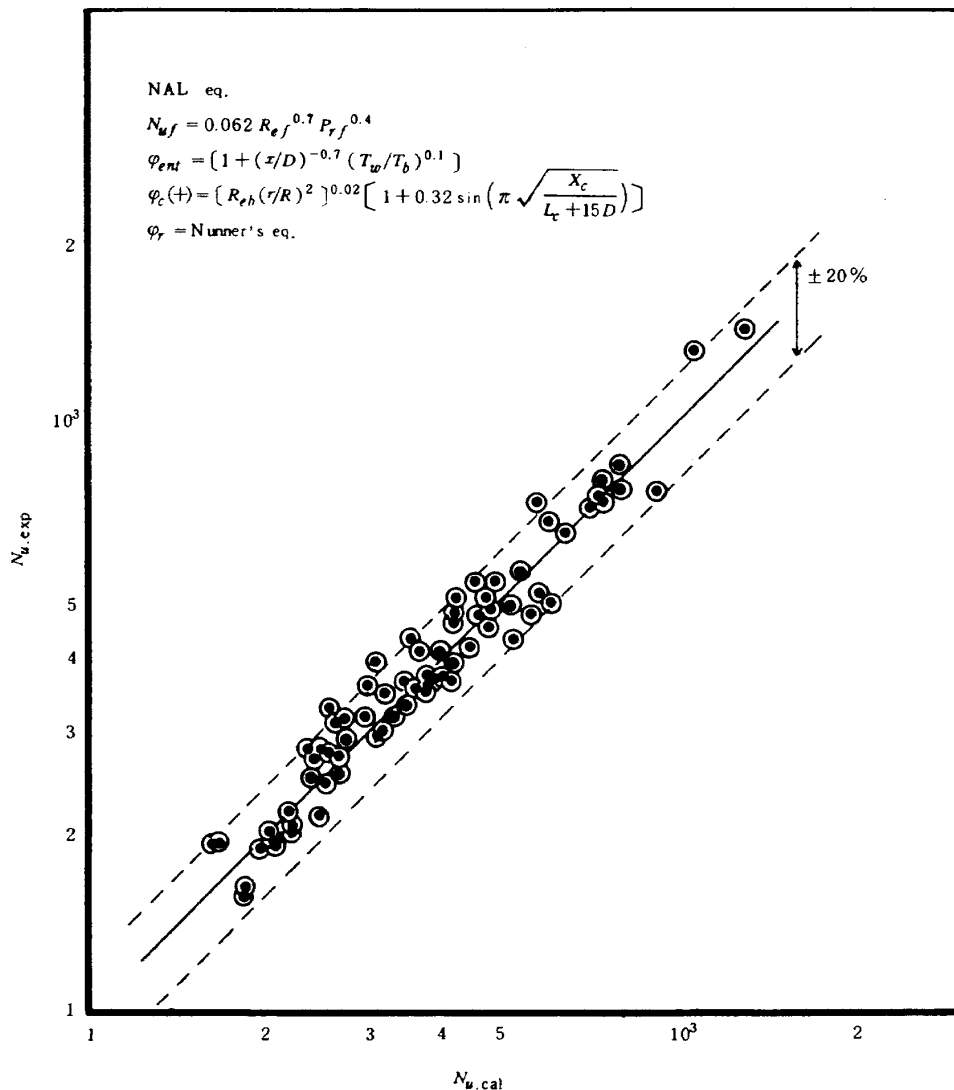


図 2.16 本整理式と実験値との相関

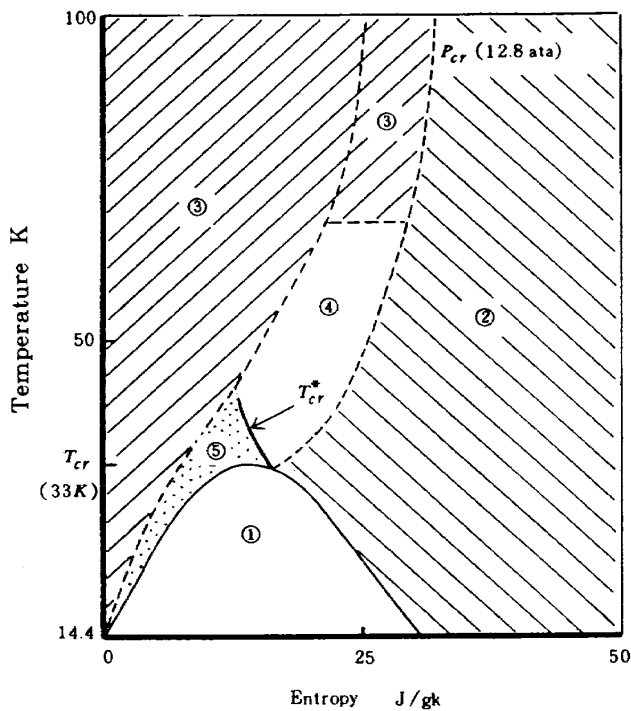


図 2.17 液体水素の熱伝達形態

は液体水素の臨界点近傍の熱伝達形態を示すマップである。このマップの詳細については既報⁵⁾を参照されたい。領域④、⑤が近臨界熱伝達領域 ($P > 9P_{cr}$, かつ $T_b < 80k$)、領域③が遠臨界熱伝達領域 ($P > 9P_{cr}$ もしくは $T_b > 80k$) である。本設計式導出に用いたデータの 1/3 が近臨界、残りは遠臨界領域に属する。よって本式は現在検討が進んでいる次期高压高性能ロケットエンジン (冷却ジャケット圧 $P_f = 200$ 気圧以上) にも十分適用可能なものと思われる。ただし先に述べた実験データの範囲をどの程度まで延長して用いられるかについては、今後の検討課題である。

2.4 LE-5エンジンにおける冷却特性

2.4.1 LE-5エンジンにおける熱設計手法

ここでは実機エンジンとしてのLE-5 燃烧器における冷却特性について、ジュール加熱による伝熱基礎実験結果および小型溝構造燃烧器による燃烧試験結果と比較することにより、基礎実験あるいはサブスケール実験の持つ意義について述べる。

まずLE-5エンジンにおける燃烧室熱設計について以下に概略を示す。

燃烧ガス側熱伝達率 h_g については第3.2節に示

す水冷却燃烧試験に基づいて決定した。冷却剂側熱伝達率 h_l については、平滑面直管のヌセルト数 $N_{u,s}$ を基本式とし式 (2.8) で示す種々の補正項を付加して決定した。

NALが行った400点に及ぶジュール加熱実験点の整理結果¹³⁾をもとに、境膜温度型の変形 Hess & Kunz 式¹⁴⁾及び曲率補正式 ϕ_c 等を決定した。特に ϕ_c については普遍的な表示式がなく、一般には対象とする燃烧室形状を模擬したジュール加熱実験によっている。LE-5エンジン設計に際しても同様の手法が採られた。また、片面加熱補正式 $\phi_{n,s}$ については以下の理由により、無視した。図 2.9 (a) はスロート上流 $X = -2$ cm での 2 次元熱伝導計算結果である。燃烧室側から冷却剂側への熱移動は温度勾配から判るように、燃烧ガスに接している受熱面のみに限られており、ほぼ一次元熱移動に近い。この事はLE-5エンジンのような管構造燃烧器では $\phi_{n,s}$ を無視し、ジュール加熱実験から得られた実験整理式によって設計を行って問題のないことを意味している。図 2.18 は管断面形状の違いによる燃烧室壁温度 (T_{wg}) 分布の計算結果例を示す。形状(I) の場合は、ジュール加熱実験⁵⁾でも観察された顕著なサーマルスパイクが現われており、設計上限温度 (1100 k) を超えている。しかし受熱面積の少ない形状(II) の場合は、サーマルスパイクはそれほど大きくなく、スロート部に現われている最高温度も設計上限温度を下回っている。この計算結果に基づき、

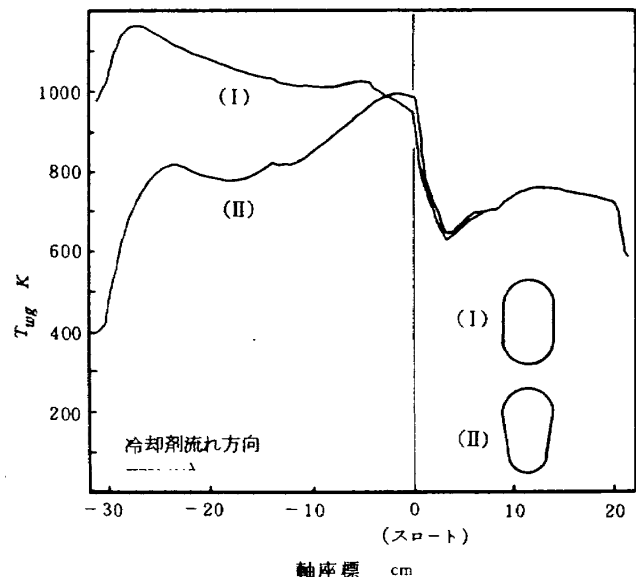


図 2.18 管形状による T_{wg} の変化

燃焼室製作に当っては形状(Ⅱ)が採用されている。ただしこのような設計手法がどの程度正確なものであるかどうかについては、構造上、壁温測定用熱電対の取付が困難であったため、判定はできない。よってここでは冷却ジャケット入口、出口における温度、圧力のデータをもとに得られる燃焼室の平均的な特性に限定して議論を進める。

2.4.2 ジャケット圧損特性

図2.19に再生冷却燃焼試験時の冷却ジャケット圧損特性を示す。曲線(1)は入口オリフィス無しの場合、曲線(2)は入口オリフィスを挿入した場合である。曲線(1)の平坦な特性は、小型溝構造燃焼器1号機で得られたN字特性と本質的に同じ原因、すなわち冷却剤(LH₂)摩擦係数の大きな温度依存性によるものであろう。定性的には以下のようなメカニズムによるものと思われる。LH₂の摩擦係数 μ は温度 T の関数として次式のように近似できる。

$$\mu \propto T^n \quad (2.17)$$

また燃焼室における熱伝達はガス側熱伝達が律速になっており、冷却剤の質量流量 G によらず、冷却剤の受ける受熱量 Q は一定である。よって入口、出口マニホールド間の冷却剤平均温度 T_m と G 及び Q の間には次式が成り立つ。

$$T_m \propto \frac{Q}{G} \quad (2.18)$$

また冷却ジャケット圧損 ΔP_j は近似的に次式のように表わせる。

$$\Delta P_j \propto \mu \frac{G^2}{\rho_m} \quad (2.19)$$

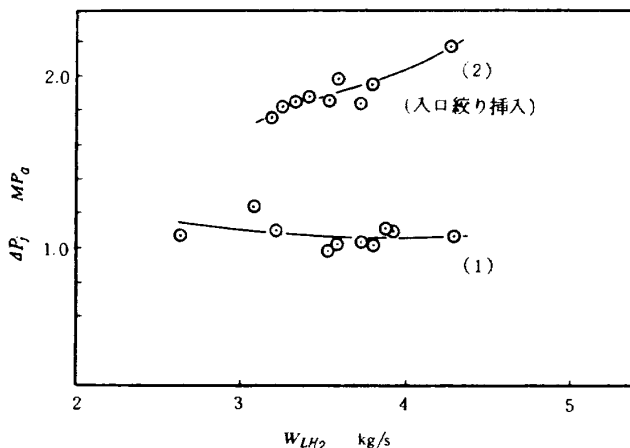


図 2.19 LE-5における流動特性

ここで冷却剤平均密度 ρ_m は T_m との間に次式のような関係がある。

$$\rho_m \propto \frac{1}{T_m} \quad (2.20)$$

よって式(2.19)に式(2.17), (2.18), (2.20)を代入すると次式が得られる。

$$\Delta P_j \propto \left(\frac{Q}{G}\right)^n GQ \quad (2.21)$$

液体水素の場合 $n \doteq 1$ であるから、 ΔP_j は Q には大きく依存するものの、 G にはほぼ独立するという結果が得られ、図2.19の曲線(1)の傾向と良く一致する。もちろん、流路形状、熱流束分布等も ΔP_j を決定する重要な因子であり、これらを考慮すれば先の小型溝構造燃焼器で得られたN字形の圧損特性も説明がつくものと思われる。

ところでこのような平坦な、あるいはN字形の圧損特性は、わずかな圧損の変動が、冷却剤流量の大きな変動を招くことになり、安定した動作点の設定が困難である。さらにはこのような圧損特性は既報¹⁾で述べたようにマルチチャンネルモードの振動を誘発し、特定の流路には大巾な流量欠損を生じる危険がある。現にLE-5エンジンにおける初期の燃焼試験においては、複数の流路にヒートマーク(燃焼室壁の表面に発生する軽微な焼損あるいは変色)が発生し、しかもその発生箇所は試験毎に種々移動していることが観察された。

そこでこのような不具合を無くすために、第2.1節で述べたと同様に、入口オリフィスを挿入することにより圧損特性の改善を図った。その結果が図2.19曲線(2)である。結果は良好であり、試験条件の設定も容易になり、かつヒートマークの発生も著しく減少した。

第3章 燃焼ガス側熱伝達特性

3.1 サブスケール燃焼器の結果のまとめ

サブスケール燃焼器の燃焼ガス側熱伝達特性については既報²⁾で述べたが、ここに簡単にまとめておく。

- ① 同一混合比、同一水素噴射温度では、ノズルスロート部の熱流束 q は燃焼圧力 P_c の0.8乗にはほぼ比例する。燃焼室平行部においては、

燃焼圧力への依存性は低下する傾向にある。

② 噴射器近傍の熱流束は混合比 O/F の増加によってほぼ半減する。スロート部の熱流束は逆に増加する。その結果、総伝熱量 $4Q$ は混合比によらずほぼ一定となる。

③ 水素噴射温度 T_{Hinj} が増加するにつれて熱流束は噴射器に近いほど著しく増加する。

④ 同一燃焼条件のもとでは、18 エLEMENT と 8 エLEMENT 噴射器では熱流束分布が異なる。

⑤ 簡易 Bartz の式¹⁵⁾ から得られた局所燃焼ガス側熱伝達率は実験値より大きく、特に平行部での差異が著しい。

⑥ 同一燃焼圧力のもとでは、混合比、水素噴射温度にかかわらず、噴射速度比 U_R が同一であればガス側熱伝達率はおよそ等しい値となる。

以上の結果と実機である LE-5 エンジンの水冷却燃焼試験の結果との比較を行った。

3.2 LE-5 エンジンにおけるガス側熱伝達特性

3.2.1 熱流束分布に及ぼす各種パラメータの影響

LE-5 エンジンの水冷却燃焼試験は 127 エLEMENT、208 エLEMENT の噴射器について行われ、その結果については既に明らかにされている。噴射要素数の差による定性的な違いはなかったところから、ここでは 208 エLEMENT 噴射器の場合の結果について簡単にまとめておく。

図 3.1 には 208 エLEMENT 噴射器の場合の軸方向熱流束分布を示した。熱流束はサブスケール燃焼器と同様に、冷却水のエンタルピ増加量と受熱面積から求めた。図において (a) はフィルム冷却無し、(b) はフィルム冷却量が全水素流量の 3% ないし 7% の場合である。フィルム冷却を施した実験は噴射板の最外周に 49 個のフィルム冷却用噴孔を設けた噴射器を用いて実施した。詳しくは文献¹⁴⁾を参照されたい。フィルム冷却の影響はスロート部上流で特に顕著に現われているのがわかる。フィルム冷却の

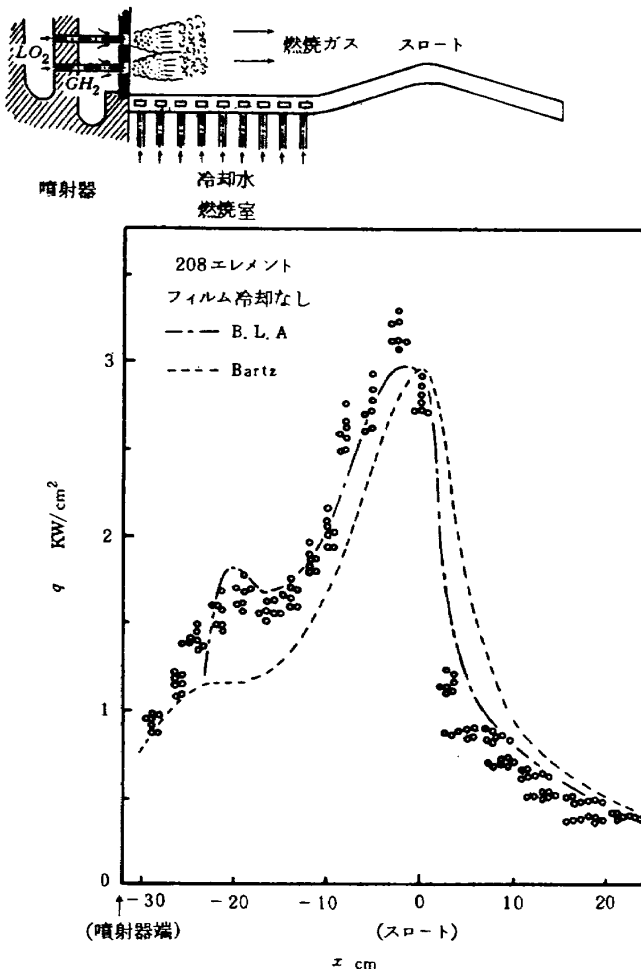


図 3.1 (a) 軸方向熱流束分布

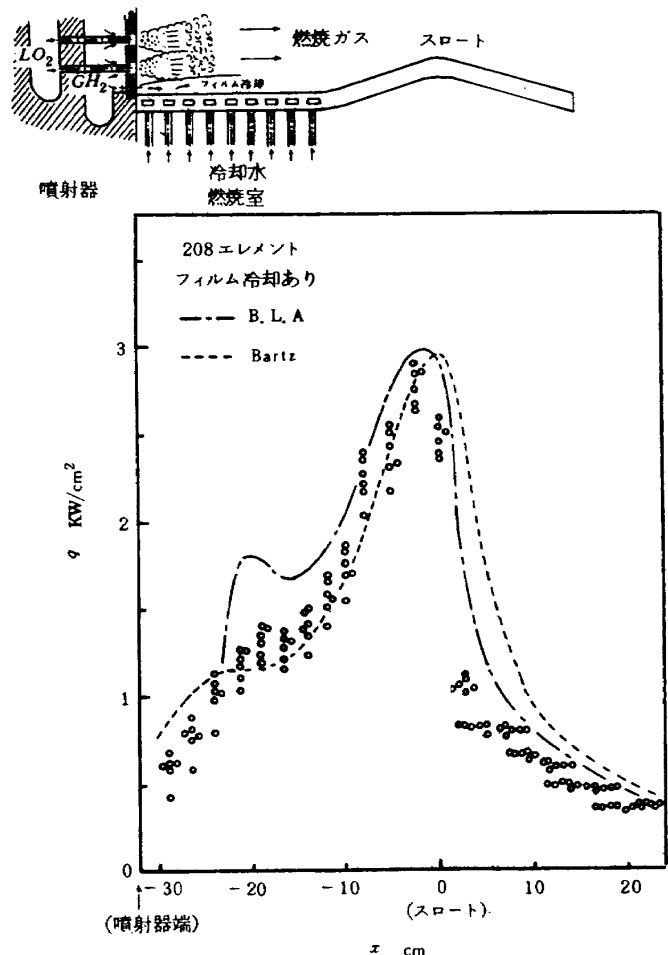


図 3.1 (b) 軸方向熱流束分布

効果については次項で論ずることにして、ここではフィルム冷却無しの場合のデータについて検討を加える。図 3.1 (a) において破線は簡易 Bartz の式による計算結果であり、一点鎖線は実験点に合うように境界層開始点を定めて得られた境界層方程式¹⁴⁾による計算結果である。実験結果はスロート上流の燃焼室のほぼ全域に渡って Bartz の式より約 3~4 割大きい値を示している。この原因としては、図 4.4 に示したように、LE-5 エンジンにおいてはスロート部まで燃焼反応が持続しており、かつ境界層が十分発達するに至らなかったためと思われる。また、この意味で、反応を考慮しない境界層方程式で燃焼室での熱伝達を記述するには限界があると言える。さらに境界層開始点をどこに定めるかによって結果が大きく異ってくることになり設計式として用いるには問題が多い。ただし、スロート部下流においては主流は燃焼反応がほぼ完了した準一次元流れであり、同モデルと実験結果との対応も良好である。また、図においては $x = -20$ cm 付近に熱流束の極大値が現われているが、この現象はサブスケール燃焼器でも観察された場合があった。

さらに、同図においてスロート部の熱流束 ($x = 0$ cm) が $x = -2.6$ cm における値より低下しているが、これは層流化現象の発生によるものと思われる。すなわち、スロート部付近での加速度数

$$K \left(\equiv \frac{\mu}{\rho U_\infty^2} \frac{dU_\infty}{dx} \right), \text{ ここで } \mu, \rho \text{ はガスの粘性係数,}$$

密度, U_∞ は主流速度) は 1×10^{-5} のオーダーであり、層流化発生の閾値 $K_{lr} = 3 \times 10^{-6}$ よりはるかに大きく、強い層流化が発生していると考えられる。

図 3.2 には混合比変化による熱流束分布への影響を示した。平行部 ($x = 21.4$ cm), スロート部近傍 ($x = -2.6$ cm), 及び膨張部 ($x = 14.2$ cm) のいずれの位置においても、本実験範囲内では混合比変化の影響はみられない。これはサブスケール燃焼器での実験結果と同一である。

図 3.3 にはスロート部熱流束 q_{th} と燃焼圧 P_c との

相関を示す。既報²⁾でも述べたように、簡易 Bartz の式によれば、混合比一定のもとで q_{th} と P_c の間には

$$q_{th} \propto P_c^{0.8} \tag{3.1}$$

の関係が成立する。図中の実線はこの簡易 Bartz の式より求めたものである。実験値は計算値より約 10% 大きいものの、ほぼ上式の関係が存在してい

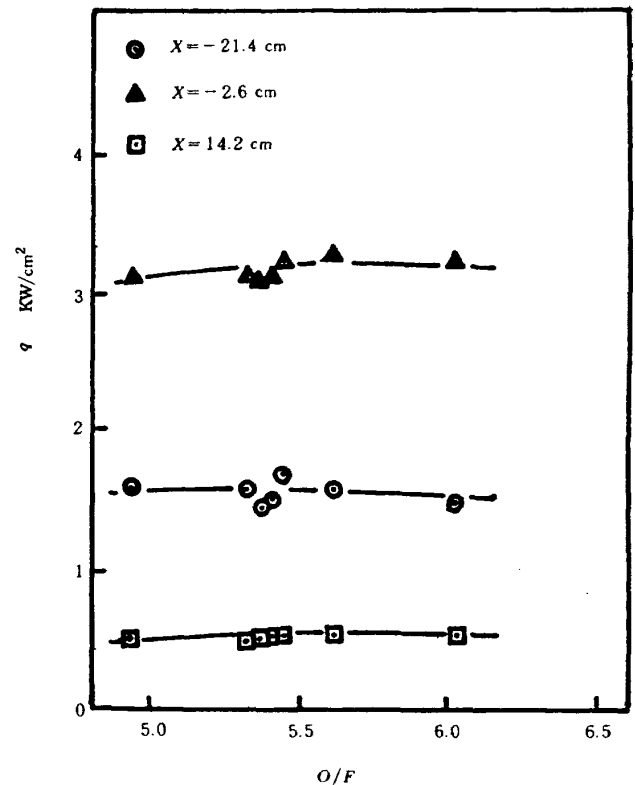


図 3.2 熱流束と O/F の関係

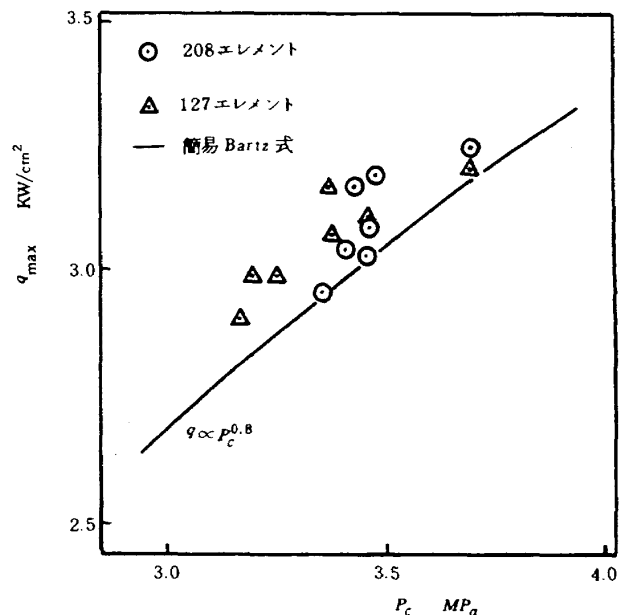


図 3.3 q_{th} と P_c の相関

注) 閾値 K_{lr} の値については、種々の値が提案されており、詳しくは文献(河村, 日機誌, 83, 738 (昭55)539)等を参照されたい。

る。

以上の混合比、燃焼圧力の影響については第3.1節で述べたサブスケール燃焼器の結果とほぼ一致している。なお、水素噴射温度の影響については、LE-5エンジンの場合、その変化範囲が小さく有意な差は見出せなかった。

3.2.2 フィルム冷却の効果

LE-5エンジンの開発においては、水素ガスによるフィルム冷却量を水素総流量の3%ないし7%と変化させた水冷却燃焼試験を行った。サブスケール燃焼器では、フィルム冷却量は一定であり(18エレメント噴射器では4.7%、8エレメント噴射器では6.8%である)、ガス側熱伝達率に及ぼすその効果については不明であった。LE-5エンジンでの実験点数は限られてはいるが、それらの結果をもとにフィルム冷却の効果について以下に簡単に述べる。

図3.4は208エレメント噴射器の場合について、フィルム冷却なしの場合の熱流束の値 q_0 を基準として、それぞれ3%、7%のフィルム冷却量が軸方向熱流束分布に及ぼす効果について表したものである。図中の各点は、各フィルム冷却量における実験値の算術平均値を示している。図において、噴射器近傍ではフィルム冷却量が多いものほど熱流束の減少が著しく、その効果が大きいことがわかる。また、噴射器より離れた位置ではその効果が低下するものの、スロート部においてさえその影響が見られることに注目する必要がある。

ところで、高速流に対するフィルム冷却効率 ϵ は

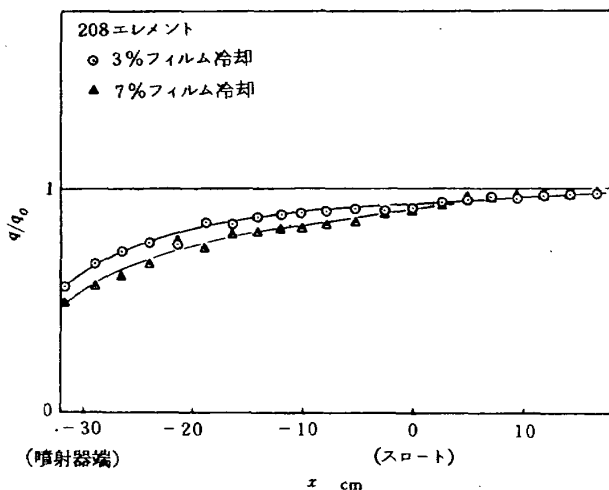


図3.4 フィルム冷却にともなう熱流束分布の変化

次式にて表わせる。

$$\epsilon \equiv \frac{T_{aw_0} - T_{aw}}{T_{aw_0} - T'_c} \tag{3.2}$$

ここで、 T_{aw} は断熱壁温度、 T'_c は冷却気体の全温度、添字0はフィルム冷却なしの場合の値を示す。

図3.5は図3.4の結果を冷却効率の形に書き直したものである。図の横軸において、 x_s は吹出し部からの燃焼室壁面に沿う距離を、 M はフィルム冷却吹出し流量比($M \equiv \rho_c U_c / \rho_\infty U_\infty$, ρ と U はそれぞれ密度、速度を、また添字 c は冷却気体、主流気体を示す。)を表わしている。また、ロケット燃焼器では噴射面に設けられた多数の噴孔から水素ガスが吹き出しているため、スリット幅 S としては以下の式から決定した等価値を用いた。

$$n\pi \cdot d_{inj} / 4 = \pi D_p S \tag{3.3}$$

ここで n : フィルム冷却用噴孔の個数

d_{inj} : フィルム冷却用噴孔径

D_p : フィルム冷却用噴孔のピッチ円直径

図から ϵ は、フィルム冷却量の差にかかわらず $x_s M / S$ の関数として表わしうることがわかる。また、図には参考までに既存の冷却効率を表わす式のうち、代表的と思われるHartnettらの式¹⁶⁾(3.4)も示した。

$$\epsilon = 16.9 (x_s / MS)^{-0.8} \tag{3.4}$$

噴射器近傍の値を除いては、(3.4)式との一致は良くロケット燃焼器の場合にも同式によってフィルム冷却の効果を評価することができるといえる。なお、

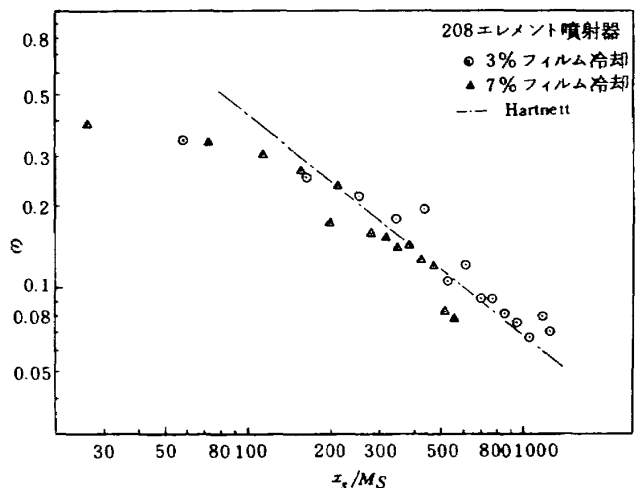


図3.5 冷却効率 ϵ と x_s / MS の相関

噴射器近傍において、Hartnettらの式との対応が良くないことについては、この領域においては個々の噴孔からの流れが燃焼室壁全面をおおっていないことによるものと思われる。いずれにせよ、このフィルム冷却の効果については限られた実験結果から得られたものであるため、今後その詳細について明らかにしていく予定である。

3.3 ガス側熱伝達特性の比較

第3.1節で述べたように、サブスケール燃焼器ではスロート部上流において、噴射速度比の増加とともに燃焼ガス側熱伝達率 h_g が増加した。そこでLE-5の結果についても同様の整理を試みる。すなわち、燃焼条件の差異を補正するため、簡易Bartzの式を用い、スタントン数の実験値 St_{exp} と計算値 St_{cal} の比 φ_{inj} ($\equiv St_{exp}/St_{cal}$) を噴射速度比 U_R にて整理する。

図3.6はその結果を示したものである。図から、 φ_{inj} の値は噴射器近傍 ($x = -31.7 \sim -26.4$ cm) では U_R とともに増加するが、スロート部ではほぼ一定の値となっていることがわかる。このことは、LE-5エンジンにおいても、サブスケール燃焼器と同様に噴射器近傍ではガス側熱伝達率が噴射速度比に依存して変化し、噴射器から離れた位置では噴射速度比によらず、一次元流を仮定した流れの条件からほぼ決定されうることを意味している。

図3.7は、この φ_{inj} の軸方向の変化を両燃焼器の場合について示したもので、LE-5エンジンの設計値である $U_R = 20$ の場合について比較したものである。図中の横軸 \bar{x}_c は噴射器端面からの中心軸上の距離 x_c を次式により無次元化したものである。

$$\bar{x}_c \equiv \frac{x_c + \alpha U_R}{D_c / \sqrt{N}} \quad (3.5)$$

ここで、 $\alpha : 0.4$

D_c : 平行部直径

N : 噴射要素数

また、縦軸 $\bar{\varphi}_{inj}$ は φ_{inj} の局所値を噴射器より十分離れた位置で、 φ_{inj} がほぼ一定となった値 $\varphi_{inj\infty}$ で除した値 ($\bar{\varphi}_{inj} \equiv \varphi_{inj}/\varphi_{inj\infty}$) である。このうち、 \bar{x}_c は次章で述べる無次元数 \bar{L}_c とのアナロジから導い

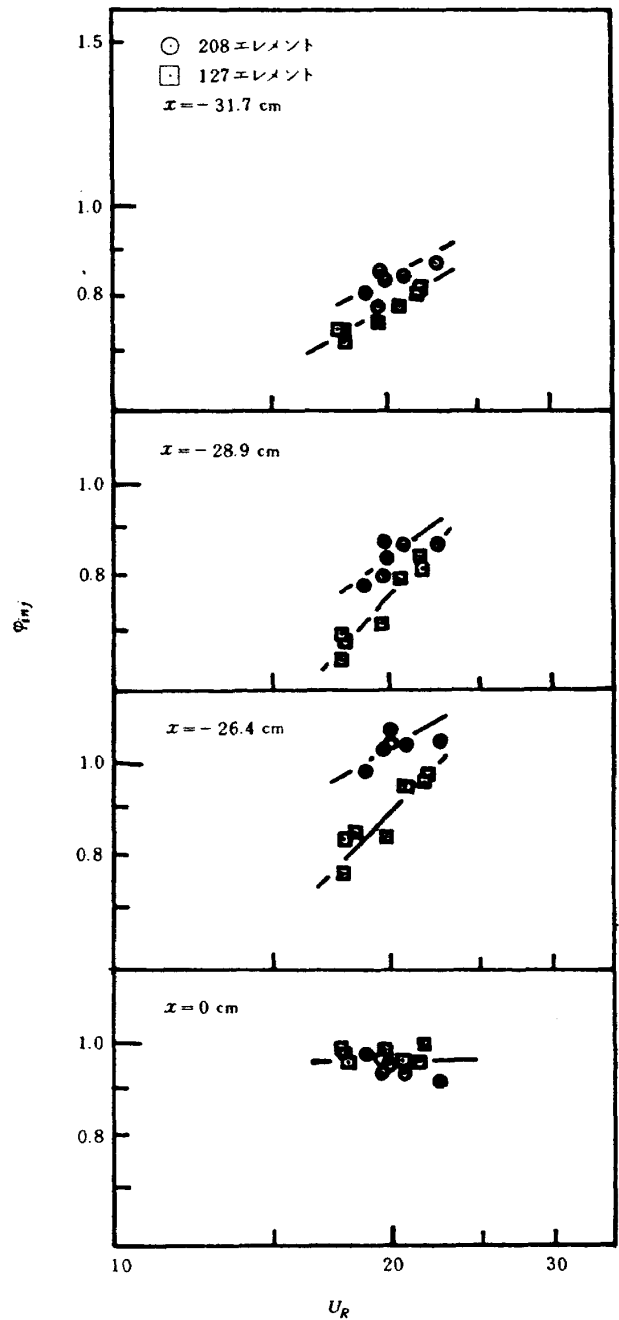


図3.6 φ_{inj} ($\equiv St_{exp}/St_{cal}$) と U_R の相関

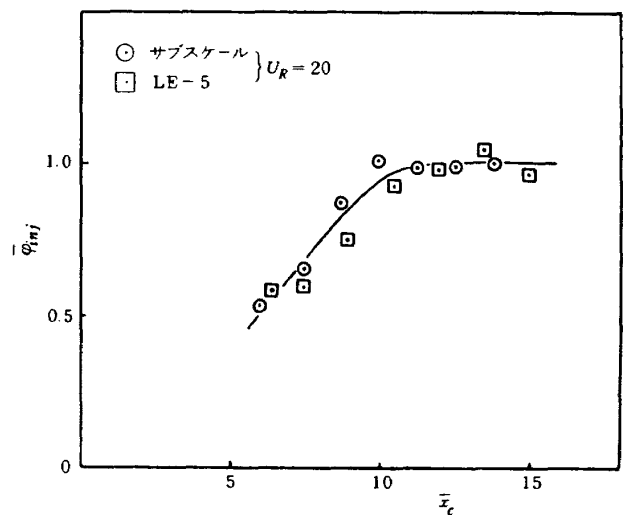


図3.7 $\bar{\varphi}_{inj}$ の \bar{x}_c に対する分布

たものである。すなわち、 \bar{L}_c は次章での結果が示すように燃焼器のスケール効果を含む、燃焼反応の完結度と相関をもつ有効なパラメータと考えられる。ガス側熱伝達も燃焼状態に大きく影響されることを考えれば、 \bar{L}_c はガス側熱伝達率の整理に対しても有効なパラメータになり得ることが期待される。さらに、燃焼室長手方向に沿って燃焼反応が進行するに伴い、ガス側熱伝達率も変化していることを考慮すれば、 \bar{L}_c の定義式

$$\bar{L}_c \equiv \frac{L + \alpha U_R}{D_c \sqrt{N}} \quad (3.6)$$

ここで L : 噴射器端よりスロートまでの中心軸距離

における L の替りに噴射器端からの任意の位置 x_c を用いることも妥当であると考えられる。

図 3.7 から、サブスケール燃焼器と LE-5 エンジンの結果はほぼ一致していることがわかる。すなわち、燃焼器の大きさによらず、噴射器端効果 φ_{inj} は \bar{x}_c によってほぼ一義的に決定しうることがわかる。

なお、現時点では、噴射器及び燃焼器の形状、大きさ等を変えた実験データはさほど蓄積されておらず、簡便な無次元表示式を導出することについては今後の課題である。

第4章 燃焼特性

4.1 燃焼性能表示式による整理

ここでは主に C^* 効率表示式について述べる。ロケット燃焼器では、その燃焼性能は特性排気速度 (C^*) の効率で表わされるが、第一報において、8 及び 18 エレメント噴射器の各々について、 C^* 効率は実験上のパラメータである混合比、水素噴射温度の変化に対して噴射速度比で整理されることを示した。その結果を図 4.1 に示す。しかし、この方法ではエレメント数の違いまでをまとめることは出来なかった。そこで著者は以下に述べる様な無次元等価燃焼室長さによる新たな C^* 効率表示式を広範にわたる実験値から導出した。¹⁷⁾

無次元等価燃焼室長さ (\bar{L}_c) の定義は次式による。

$$\bar{L}_c = L_e / D_e \quad (4.1)$$

ここに L_e は著者らが以前に導いた等価燃焼室長さ¹⁸⁾ であり、次の様に表される。

$$\left. \begin{aligned} L_e &= L + \alpha \cdot U_R \\ \alpha &= (\Delta\eta_c^* / \Delta U_R)_L / (\Delta\eta_c^* / \Delta L)_{U_R} \end{aligned} \right\} (4.2)$$

L は噴射器からノズルスロートへ至る物理的長さ、 U_R は噴射速度比 (U_{Hi}/U_{oi})、 α は噴射速度比の等価長さ係数で文献 (18) の実験範囲で 0.4 の値を持つ。そして対象とする燃焼圧力の範囲が広い場合に

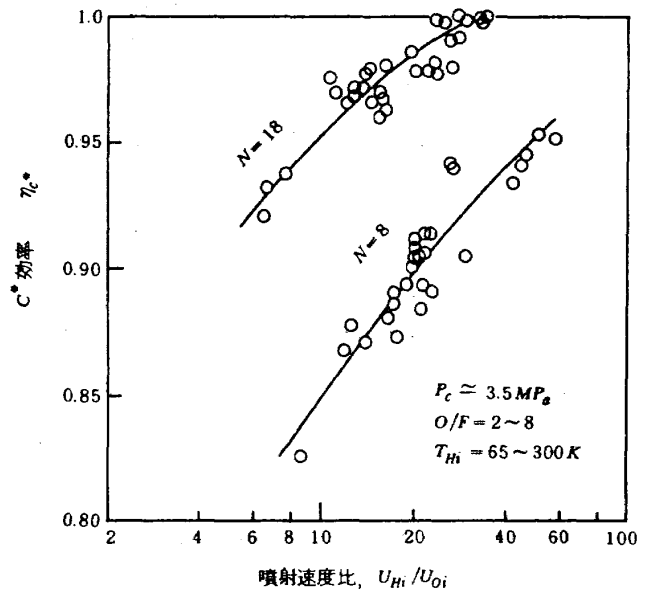


図 4.1 噴射速度比による C^* 効率の整理

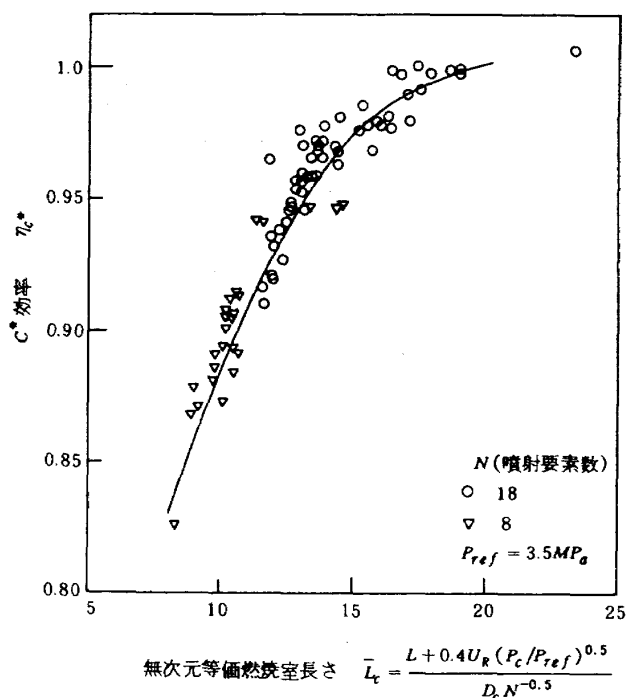


図 4.2 無次元等価燃焼室長さによる C^* 効率の整理

には基準となる燃焼圧力 (P_{ref}) で正規化した燃焼圧力補正項を用いて

$$\left. \begin{aligned} L_e &= L + \alpha \cdot U_R \cdot (P_c/P_{ref})^n \\ n &= 0.5 \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

で表わされるものである。

一方、 D_e は噴射要素の代表等価直径を表わすもので、噴射要素数が N 個から成る噴射器に対して

$$D_e = D_c / \sqrt{N} \quad (4.4)$$

で与えられるものである。すなわち噴射面直径 D_c (燃焼室直径に等しい)、噴射要素数 N 個の噴射器では、噴射面を N 個の等しい面積を有する円で置き換えた場合の 1 個の噴射要素によって占められる円の等価直径である。以上の (4.3), (4.4) 式を \bar{L}_c の定義式 (4.1) に代入して無次元等価燃焼室長さは

$$\bar{L}_c = \frac{L + \alpha \cdot U_R (P_c/P_{ref})^{0.5}}{D_c / \sqrt{N}} \quad (4.5)$$

で表される。

ここで 8 及び 18 エレメント噴射器に対する全実験点を \bar{L}_c で整理すれば図 4.2 が得られ、エレメント数に無関係に C^* 効率と相関を有することが分る。但し本実験では $P_{ref} = 3.5 \text{ MPa}$ を採用している。

無次元等価燃焼室長さによる C^* 効率の表示はここで述べたサブスケール燃焼器ばかりではなく実機

サイズの燃焼器においても適用出来るものである。¹⁷⁾ 実機サイズに対する C^* 効率表示式は NASA TN D 4851¹⁹⁾ のデータから導出して次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} \eta_c^* &= 1 - 0.134 \exp(-0.082 \bar{L}_c) \\ \text{但し } \bar{L}_c &> 15, P_{ref} = 2.1 \text{ MPa} \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

4.2 燃焼モデルによる実機エンジンの燃焼特性の評価

第一報で導いたサブスケール燃焼器に対する燃焼モデルは、そのままフルスケール実機エンジンの C^* 効率予測計算等に適用出来る。

ここで、LE-5 エンジン²⁰⁾ について 208 及び 127 エレメント噴射器について計算により C^* 効率等を求める。計算のインプット条件として燃焼室形状、噴射条件等の諸元を表 4.1 に示し、燃焼室形状を図 4.3 に示す。また、参考のために LE-5 エンジンとはほぼ同程度の推力を有する RL-10²¹⁾、HM-7²²⁾ エンジンについても計算を行い、比較、考察する。

図 4.4 は計算結果の一例として燃焼室内長手方向に対する LO_2 蒸発率を示す。RL-10、HM-7 の場合にはノズル収縮部の直前ではほぼ 90% 以上の蒸発率となっているのに対して、LE-5 の燃焼器では 50% に満たなく、ノズル収縮部においても燃焼反応は漸次増加する。特に 127 エレメント噴射器の場合

表 4.1 LE-5 エンジン燃焼器形状および作動条件とサブスケール燃焼器の比較

	LE-5 燃焼器	サブスケール燃焼器
燃焼室特性長さ, cm	84	73
燃焼室直径, cm	24	6.6
燃焼室長さ, cm	33.3	16.1
燃焼室収縮比	3.1	5.56
噴射要素数	127, 208	8, 18
燃焼圧力, MPa	3.5	3.5
推 力, kN	(真空中) 100	3
混 合 比	5.5	5.5
水素噴射温度, K	120	140
噴射速度比	20	20
無次元等価燃焼室長さ	※ (127 エレメント) 19.6 (208 エレメント) 25.0	(8 エレメント) 10.3 (18 エレメント) 15.5

※開発段階での候補噴射器

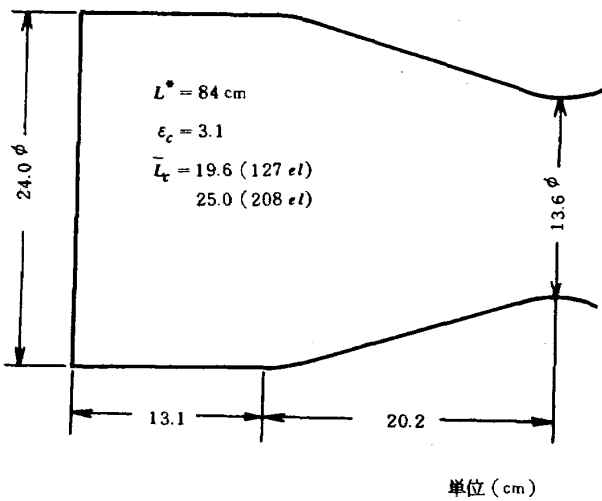


図 4.3 LE-5 エンジン燃焼室形状 (ノズルスロート位置まで)

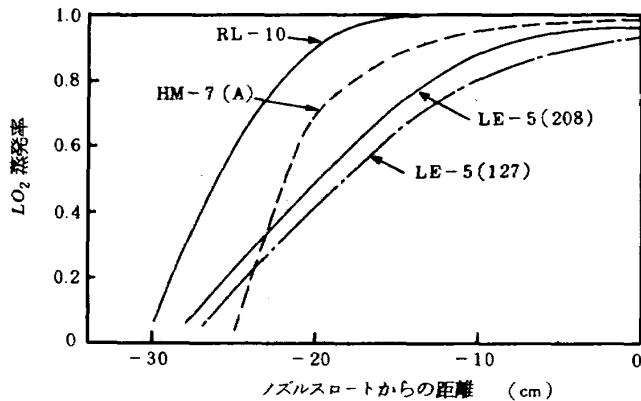


図 4.4 各エンジンの LO_2 蒸発率計算値

合にはノズル・スロート位置においても 5% 程度の未蒸発 LOX が存在し、 C^* 効率低下の原因となっている。このように 127 エレメント噴射器において C^* 効率の損失が多い原因は、主に他と比べて噴射エレメント当りの LOX 流量が多いことにある。すなわち $HM-7$ に当しては 1.2 倍であり、 $RL-10$ に対しては 2.5 倍の噴射流量となっている。また LOX 噴流の微粒化完了長さ、平均粒径および気液混合度に大きく影響を与える噴射速度比は $U_R = 20$ であるが、これは $HM-7 \cdot E$ 型の 65.7 及び $RL-10$ の 34.2 に比較してかなり低い値であると言える。そこで例えば LOX 噴口に開角を付けて、 LOX 噴射速度を低下させ相対的に噴射速度比を大きくするなどの改良によって、燃焼性能向上の余地がある。

図 4.5 に各エンジンの C^* 効率計算予測値と実効値の比較を示す。 $RL-10$ 、 $HM-7$ 、 $LE-5$ (208 エレメント) はほぼ実効値に近い計算値となり

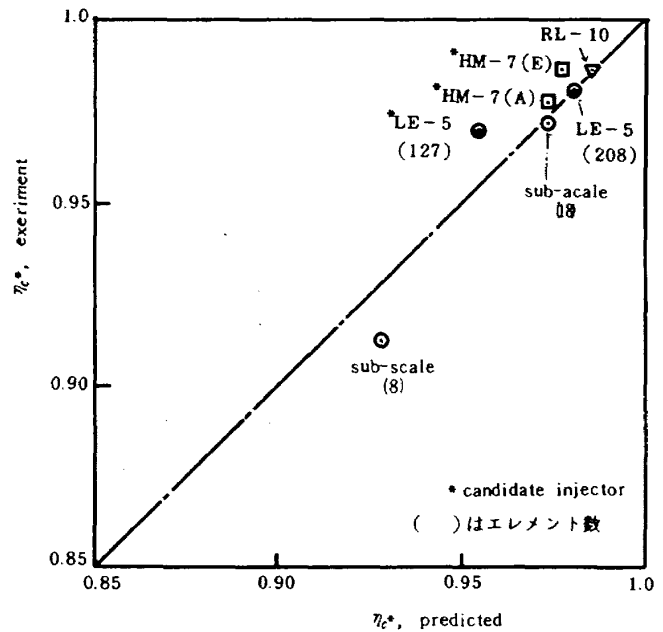


図 4.5 C^* 効率予測計算値と実効値の比較

$LE-5$ の 127 エレメント噴射器の場合には実効値との差が -1.5% であるが、ほぼ全般にわたり両者の対応関係は良いことが分る。

4.3 LE-5 エンジン燃焼性能との対比

$LE-5$ エンジンの燃焼器の開発は水冷燃焼室、再生冷却燃焼室によって燃焼器単体の燃焼性能試験が行なわれた後、ターボポンプ系と結合した原型エンジン燃焼試験を実施し、現在 $HATS$ (高高性能) 試験によって性能の確認が行なわれている。開発初期段階では噴射器の噴射要素数を 127 及び 208 エレメントの 2 種類について、噴射要素数の燃焼性能への影響を調べ、フィルム冷却量を 0~7% の範囲で変化させて、燃焼室壁への熱負荷量のコントロールと燃焼性能の両立性について調べられた。又、再生冷却式燃焼室においては、ノズルスロート部での熱流入量を軽減するために、燃焼室壁を構成する再生冷却管のクラウンを平坦に直したフラット型についても試験が行なわれた。

これらの個々の燃焼性能のデータから求めた平均値を表 4.2~4.4 に示し、サブスケール燃焼器で得られた燃焼性能と対比して論ずる。但し、開発の各段階でのデータ間の比較は、 LO_2 ランタンクの N_2 ガスによる加圧などによって生じる LO_2 の汚染による C^* 値低下などの懸念があるため一律に論じる

表 4.2 特性速度効率 (水冷却燃焼室試験)

エレメント	フィルムクーリング	特性速度効率
208	0	0.9609
208	3	0.9577
208	7	0.9518
127	0	0.9562
127	3	0.9558

表 4.3 特性速度効率 (再生冷却燃焼室試験)

エレメント	フィルムクーリング	特性速度効率
208	0	0.9755
208	3	0.9643
(208)	(5)	(0.9427)

表 4.4 特性速度効率 (原型エンジン)

エレメント	チューブ	フィルムクーリング	特性速度効率
208	クラウニング	0	0.9539
208	クラウニング	3	0.9561
208	フラット	0	0.9839
208	フラット	3	0.9759

ことは出来ない。従って、ここでは代表例としてターボポンプによって推進薬が供給される原型エンジンの燃焼試験で、かつノズルスロート部が平坦なフラット型の 208 エレメント噴射器に限定するものとする。

(1) 混合比による C^* 効率の変化

混合比、約 5 ~ 7.6 の範囲で、フィルム冷却量を燃焼用 H_2 流量の 0.3% の範囲で変化させて図 4.6 の C^* 効率を得られた。ここではフィルム冷却量の大きさによって C^* 効率への影響は見られず、平均の C^* 効率に対してはほぼ ±1% の範囲にばらついている。一方、最近の HATS 試験 (昭和 58 年 1 月現在) によるデータを参考に示したが、この場合は約 ±0.5% と狭く、試験の再現性が向上している。サブスケール燃焼器で見られた混合比依存性、すなわち O/F の増加による C^* 効率の低下は、LE-5 エンジンにおいてはサブスケール燃焼器よりも緩慢である。

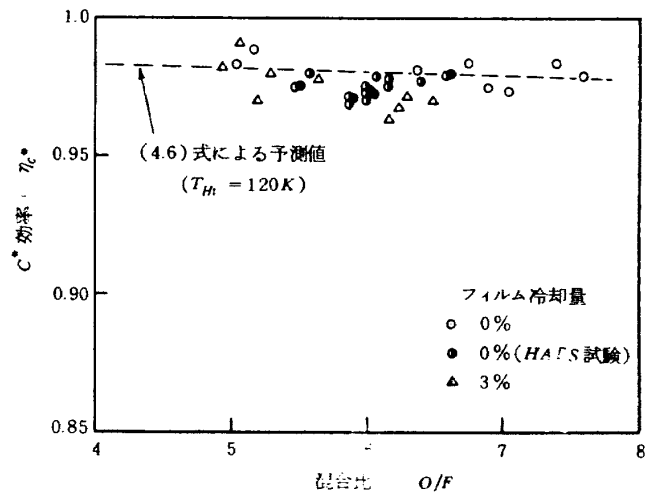


図 4.6 混合比に対する C^* 効率

これは 4.2 節で導出した C^* 効率予測式、(4.6) 式を LE-5 エンジンに適用し、図中に示した予測値から次の様に説明される。すなわち、実機に対する C^* 効率予測式 (4.6) 及び \bar{L}_c の定義式 (4.5) において、燃焼室の噴射面からノズルスロートまでの

物理長さ L が第2項の混合比変化に依存して変る速度比に比べて大きいため、 C^* 効率の混合比依存性が低下するためと解釈出来る。

(2) 噴射速度比による整理

噴射速度比 $U_R = U_{Hi}/U_{Oi}$ によって整理した結果を図4.7に示す。又、(4.6)式による予測値も図示した。この場合も燃焼室長さ L が充分長いため、噴射速度比の変化に対して C^* 効率の変化が緩慢になっていることが分る。

(3) 無次元等価燃焼室長さによる整理

無次元等価燃焼室長さ、 \bar{L}_c 、によって整理した結果および(4.6)式による予測値を図4.8に示す。また参考のためにLE-5エンジンと同程度の燃焼圧力、推力を有するRL-10, HM-7エンジン等の C^* 効率実効値と \bar{L}_c の関係も図示した。これらはほぼ(4.6)式で表わされる線上にあることが分る。

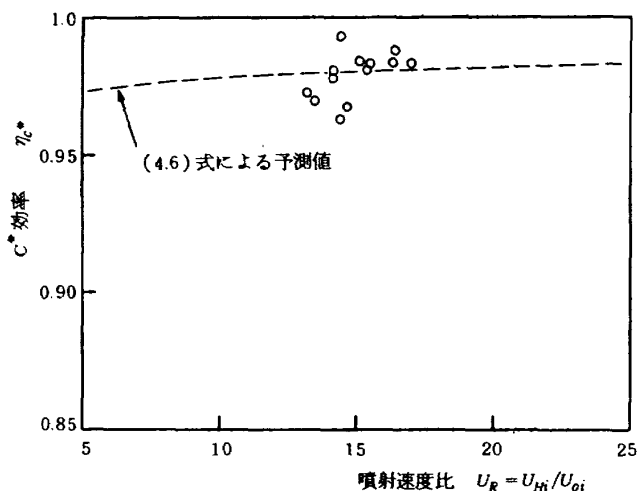


図4.7 噴射速度比による C^* 効率の整理

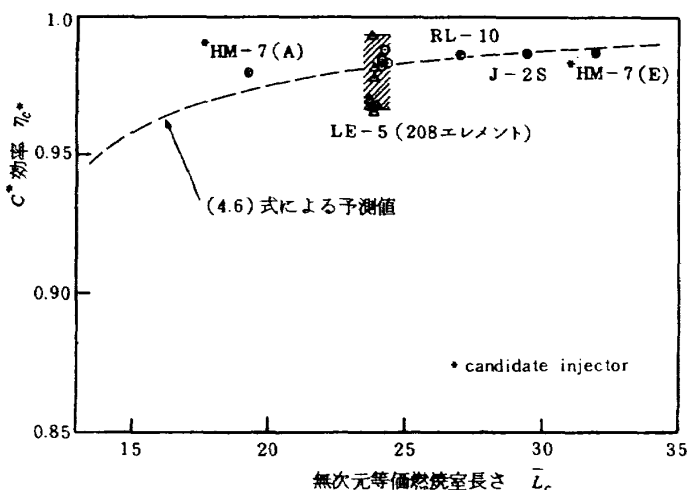


図4.8 無次元等価燃焼室長さによる C^* 効率の整理

また、(4.6)式によれば実機エンジンにおいて、例えば98%以上の C^* 効率を得るためには無次元等価燃焼室長さ \bar{L}_c は23より大きいことが必要であると思われる。

以上、示して来た通り、サブスケール燃焼器に対して得られた知見にもとづく燃焼性能の表示式、および燃焼モデルによる解析法は、フルサイズ実機においても充分適用出来ることが分かった。この事によって、今後LE-5エンジンの性能向上ないしは新規エンジンの設計に対しても、本研究成果は充分に活かされ得るものと考えられる。

第5章 結 論

液水冷却溝構造燃焼器試作1号機の実験結果を踏えて構造上改良を加えた2号機により、主に熱流動特性について試験を行った。

また1, 2号機による液水独立冷却燃焼試験の結果をもとに、冷却剤側熱伝達特性、燃焼ガス側熱伝達特性及び燃焼特性について、次のような結論を得るとともに、第1, 2報で得られた知見を総合して、実機エンジンであるLE-5燃焼器の諸特性と、サブスケール燃焼器に対して導びかれた特性式の関連性を論じた。

冷却剤側熱伝達特性について

- ① 冷却流路入口側に絞り抵抗を挿入することにより、加熱に伴う流動不安定性を抑制することができた。同様な対策はLE-5エンジンにおいても講じられ、良好な試験結果を得た。
- ② 改良型の2号機においても溝へのロー材の流れ込みによると思われる C_v 値分布の不均一が生じた。そしてこの不均一の量は、加熱(燃焼)にともない大きく増幅されることが明らかになった。
- ③ 片面加熱効果を考慮した新しい液水熱伝達整理式を導出した。本式によれば、全データの95%が±20%の誤差内に整理でき、設計式としても十分の精度を有している。なお本式は近臨界および超臨界領域のデータから導びかれており、現在検討が進められている高圧燃焼器にも十分適用可能であると考えられる。

燃焼ガス側熱伝達特性について

- ① 燃焼ガス側熱伝達率に及ぼす、主要な燃焼側のパラメータ (O/F , 燃焼圧および噴射速度比) の影響については、燃焼器の大きさによらずほぼ同一の関係が存在する。
- ② LE-5 エンジンにおけるフィルム冷却効果は既存の Hartnett らの式 (3.3) によってほぼ表わせる。
- ③ 従来確立した手法のなかった平行部での燃焼ガス側熱伝達率について、噴射速度比を基礎とする無次元距離を導入することによって、燃焼器の大きさによらず統一的な整理が可能であることを示した。

燃焼特性について

- ① 無次元等価燃焼室長さ \bar{L}_c の概念を導入することにより、第 1, 2 報および著者らが以前に行った燃焼性能のデータを統一的に整理できる C^* 効率表示式を導いた。
- ② この無次元等価燃焼室長さ \bar{L}_c は燃焼室形状、噴射要素数、作動条件を含んでおり、従来ロケット燃焼室の大きさを規定するものとして用いられている燃焼室特性長さ L^* と比較して極めて有効なパラメータである。
- ③ 本 C^* 効率表示式により実機燃焼器を設計しようとする際、例えば 98 % 以上の C^* 効率を得るこれらの結論は、この種の溝構造燃焼器における冷却特性および燃焼特性に関する詳細な研究例がほとんど見当たらない現状では、今後予定される高圧燃焼器の設計にとって重要な知見を与えるものであると考える。

終りに、本研究を行うにあたり大塚貞吉前角田支所長 (現東洋大学教授) には研究の計画および遂行の全般にわたる御指導を頂いたことを付記し、謝辞に代える。

参 考 文 献

- 1) 八柳・ほか 7 名, 航技研報告 TR-679(昭56).
- 2) 新野・ほか 7 名, 航技研報告 TR-708(昭57).
- 3) A.Kumakawa, ほか 5 名, 13th International Symposium on Space Technology and Science (1982).
- 4) R.C.Martinelli, Trans. ASME, 69, (1947), 947.
- 5) M.Niino, ほか 4 名, Heat Transfer Japanese Research, 9, 2 (1980), 61.
- 6) 新野・ほか 4 名, 第17回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭55), 91.
- 7) M.Niino, ほか 3 名, AIAA Paper, 82-1107, (1982).
- 8) H.C.Parkins and P.Worsoe-Schmidt, Int. J.Heat Mass Transfer, 8, (1965), 1011.
- 9) R.C.Hendricks, ほか 2 名, NASA TN D-2977, (1965).
- 10) H.Barrow and W.D.Morris, Progress in Heat and Mass Transfer, 1, (1969), 47.
- 11) 新野・ほか 3 名, 推進系シンポジウム講演論文集, (昭52), 13.
- 12) 新野・ほか 4 名, 第22回宇宙科学技術連合講演会論文集, (昭53), 240.
- 13) 三菱重工. 名航, LH₂ 基礎試験整理結果報告書その 1, その 2 (昭53).
- 14) 三菱重工. 名航, LE-5 エンジン燃焼室設計審査会資料 (昭54).
- 15) D.R.Bartz, Jet Propulsion, 27 (1957), 49.
- 16) J.P.Hartnett, ほか, International Developments in Heat Transfer, Part IV, edited by ASME, (1961), 682.
- 17) Yatsuyanagi, N. ほか 5 名, "An Empirical Expression for C^* Efficiency of LO₂/LH₂ Rocket Combustor with Coaxial Injectors", Proceedings of 13th ISTS, 1982.
- 18) 鈴木昭夫, 八柳信之, 五味広美, 坂本 博; 液体酸素・ガス水素ロケットの燃焼性能(1), 航技研報告 TR-473, 1976.
- 19) Reino J.Salmi・ほか 2 名, "Effect of Thrust per Element on Combustion Stability Characteristics of Hydrogen-Oxygen Rocket Engines", NASA TND-4851, 1968.
- 20) 例えば, 藤田・ほか 3 名; 液酸・液水エンジンの開発, 東京大学宇宙航空研究所推進系シンポジウム, 1979.

- 21) Design Repor for RL 10A-3-3 Rocket Engine, Contract No. NAS 8-15494, Pratt & Whitney Aircraft, 1966.
- 22) G.S.Gill ; A Qualitative Technique for Concentric Tube Element Optimization, Utilizing the Factor (Dynamic Head Ratio 1) AIAA Paper 78-76, 1978.

航空宇宙技術研究所報告767号

昭和58年7月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182

印刷所 株式会社三興印刷
東京都新宿区信濃町12三河ビル
