

JAERI-M  
82-014

原子炉燃料体におけるボイド率及び  
圧力損失

1982年3月

山崎弥三郎・岡崎 元昭・新妻 泰

JAERI-M レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。

入手の問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11 茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11 茨城県那珂郡東海村 日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Section, Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1982

---

編集兼発行 日本原子力研究所  
印刷 日立高速印刷株式会社

原子炉燃料体におけるボイド率及び圧力損失

日本原子力研究所ラジオアイソトープ・原子炉研修所

山崎 弥三郎・岡崎 元昭<sup>+</sup>・新妻 泰<sup>+</sup>

(1982年2月2日受理)

新型転換炉(ATR)およびJPDR-IIの燃料体について空気-水系二相流流動試験装置を用いてボイド率および圧力損失を測定した。実験範囲は水流量60 t/hまで系圧力3.5 kg/cm<sup>2</sup>、ボイド率10~50%である。

ボイド率は燃料体全体の平均値を、圧力損失は直管部、スパーサー部、ベース部、上部タイプレート部にわけて測定した。

(ボイド率)/(気体体積流量率)はATR28本型二次設計燃料体では0.95、JPDR-II(7×7)では0.7となった。直管部の摩擦圧力損失を気体体積流量率の関数で示した。円管に関する二相流の知識を用いて、原子炉運転圧力における全圧力損失の推算方式を示した。全圧力損失の約1/2は直管部摩擦損失以外の損失が占める。

流動状態観察の結果、両燃料体とも流路全体として気泡流が卓越している。

---

本報は動力炉・核燃料開発事業団の委託により当研究所が行った研究の結果をまとめたものであるが、今般解示制限解除に際し第9節を加え、また序を一部書きかえた。また同一装置を用いて行ったJPDR-II模擬燃料体に関する実験結果も第11章に書き加えた。

JAERI-M 82-014

Void Fractions and Pressure Drops in Reactor Fuel Assemblies

Yasaburo YAMAZAKI, Motoaki OKAZAKI<sup>+</sup> and Yasushi NIITSUMA<sup>+</sup>

Radioisotope and Nuclear Engineering School, JAERI

(Received February 2, 1982)

Model fuel assemblies of the Advanced Thermal Reactor (2nd design) and the JPDR-II have been tested in an air-water test loop (FAT-I) to study two-phase flow characteristics at the system pressure of 3.5 kg/cm<sup>2</sup> g, the void fraction of 10 - 50 % and the water flow rate up to 60 t/h. Average void fractions and pressure drops due to spacers, base plate, tie plate as well as rod bundle were measured.

The ratio of the average void fraction to the volumetric flow fraction of air was 0.95 for the ATR fuel assembly and 0.7 for the JPDR-II. The frictional pressure drop for the rod bundle was expressed as a function of the volumetric flow fraction. An estimation method of the total pressure drop at normal reactor operation pressure has been derived in the light of two-phase flow in pipes. Nearly one half of the total pressure drop was the pressure drop other than for the rod bundle friction. Observations through a window showed that bubble flow regime predominated throughout the experiments.

Keywords: Fuel Assembly, Void Fraction, Pressure Drop, ATR, JPDR-II, Flow Pattern, Two Phase Flow, Spacer, Prediction of Pressure Drop

---

<sup>+</sup>) Division of Reactor Safety, Tokai Research Establishment, JAERI

## 目 次

|     |                             |    |
|-----|-----------------------------|----|
| 1.  | 序                           | 1  |
| 2.  | 実験装置および実験方法                 | 3  |
| 3.  | テスト部                        | 4  |
| 4.  | 記号および単位                     | 5  |
| 5.  | 実験結果                        | 6  |
| 5.1 | 測定データ整理用計算式                 | 6  |
| 5.2 | 各部圧力損失の求め方                  | 9  |
| 5.3 | 測定データ整理結果のグラフ               | 10 |
| 6.  | 考 察                         | 24 |
| 6.1 | 単相流での圧力損失                   | 24 |
| 6.2 | Lockhart-Martinelli の線図との比較 | 24 |
| 6.3 | $\lambda_{LL} - R_{eL}$ の関係 | 24 |
| 6.4 | $\alpha - \beta$ の関係        | 24 |
| 6.5 | 各部圧力損失                      | 25 |
| 7.  | 原子炉運転時の圧力損失予想値              | 28 |
| 8.  | 従来の高圧における計算式による推算値との比較      | 37 |
| 8.1 | Martinelli の計算式             | 37 |
| 8.2 | Thom の計算式                   | 39 |
| 8.3 | 計算値の比較                      | 40 |
| 9.  | 高圧におけるボイド率及び圧力損失についての考察     | 42 |
| 10. | 燃料体内での流動状態                  | 45 |
| 11. | JPDR-II 型燃料体の圧力損失           | 52 |
| 12. | 要約と結論                       | 60 |
|     | 参考文献                        | 62 |

## Contents

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 1.  | Introduction .....   | 1  |
| 2.  | Experimental Facility and Procedures .....   | 3  |
| 3.  | Test Fuel Assembly .....   | 4  |
| 4.  | Nomenclature and Units .....   | 5  |
| 5.  | Results of Experiments .....   | 6  |
|     | 5.1 Equation for data processing .....   | 6  |
|     | 5.2 Method of determining local pressure drop .....  | 9  |
|     | 5.3 Results .....  | 10 |
| 6.  | Discussions .....  | 24 |
|     | 6.1 Pressure drop with single phase flow .....   | 24 |
|     | 6.2 Correlation with Lockhart-Martinelli's method .....  | 24 |
|     | 6.3 $\lambda_{LL}-R_{eL}$ relationship .....   | 24 |
|     | 6.4 $\alpha - \beta$ relationship .....  | 24 |
|     | 6.5 Local pressure drops .....   | 25 |
| 7.  | Prediction of Pressure Drop at the Reactor Operation Condition .....   | 28 |
| 8.  | Pressure Drops at High Pressures with the Conventional Methods and the Comparison with the Proposed Method ..... | 37 |
|     | 8.1 Martinelli-Nelson's method .....   | 37 |
|     | 8.2 Thom's method .....  | 39 |
|     | 8.3 Comparison with the proposed method .....  | 40 |
| 9.  | Discussion on the Void Fractions and the Pressure Drops at High Pressures .....                                  | 42 |
| 10. | Flow Pattern in the ATR Fuel Assembly .....  | 45 |
| 11. | Pressure Drop and Flow Pattern for the JPDR-II Fuel Assembly .....   | 52 |
| 12. | Summary and Conclusions .....  | 60 |
|     | Literature Cited .....   | 62 |

## 1 序

本稿に於ては沸騰水冷却型原子炉の燃料体の実物大模型の中の二相流について、その圧力損失・ボイド率に関して実験した結果と、原子炉運転状態における圧力損失の予測とに関して述べる。

沸騰水を冷却材として用いる原子炉としては軽水炉の一つである沸騰水型炉(BWR)と重水炉の一つである重水減速軽水沸騰冷却型炉とがある。これらの原子炉の燃料体は外径15mm前後、長さ4m前後の燃料棒20~65本程度を種々の格子状に配列したもので、前者では正方格子配列(6×6, 7×7 および 8×8), 後者では主に同心円状配列(3層乃至4層)がとられており、また後者では核設計上、燃料棒間隙が狭く2mm前後で、前者の間隙の4~5mmと異っている。

これらの燃料体の中の流れのボイド率および圧力損失を知ることは、原子炉の設計・運転時の流量制御・安全解析上重要であるが、これまでの知見は乏しく、多くの場合、円管についての二相流の実験式で代用されている状態にある。現在までの主な実験的研究としては、7本及び19本バンドル(重水炉系統)で棒を加熱した場合の全圧力損失<sup>(2)</sup>、7本バンドルについてのアルゴン-水系の環状流領域の全圧力損失<sup>(5)</sup> などがあるが、これらではボイド率は測られていない。ボイド率をも測定したものとしては、軽水炉系統の9本バンドルについての圧力損失<sup>(6)</sup> 等が発表されているが、実物大燃料体についての研究は殆ど見当たらない。その原因はボイド率測定の困難とともに、燃料についてのノーハウに関係があると思われる。一方、管群(ロッドバンドル)中の二相流に対して、単相流の場合に成立つ相当直径の考えを準用できるという考え方が流布している。しかし、二相流においては相当直径の考え方が成立つことは単一流路についても証明されていない。また実物大燃料体にはその上下にタイプレートがあるほか、燃料棒の位置固定用にスペーサーがあり、それらの二相流流動抵抗は円管に対する式を使っていたのでは、対象に入っていない。したがって実物大模擬燃料体について実験を行うことが必要となってくる。

上記の原子炉の運転条件である $70\text{ kg/cm}^2$  附近での実験は装置及び計測方法上困難であったので、次の方法によった。即ち燃料体の圧力損失を常圧附近において各ボイド率について求める。またボイド率と気体体積流量率との関係も常圧附近について求めておく。これらの関係の高圧への拡張は円管における場合と同様にできると仮定する。斯様にして高圧におけるボイド率を予測することにより、原子炉運転状態での圧力損失の値を、積分することによって求めることとした。

次に従来までの主要な実験報告の概要を述べる。

管束型流路内を流れる流体の圧力損失については種々の報告(例えば(1)~(5))があるが、二相流についての報告は殆んど見当らず、また前述のように摩擦圧力損失の値の実測はなされていないようである。

(1)では管束流路という特殊流路における水単相流の摩擦係数の値を求め、またスペーサーが

入ったために起る流路形状変化がどのように圧力損失に影響するかを調べようとしている。

(2)では約 $70 \text{ kg/cm}^2$ の高圧における水-水蒸気の二相流でのクオリティ対全圧力損失を7本及び19本の電気加熱をした管束について測定している。実験に使われたテスト部は次のようなものである。1つは同心円上に外径約14mmのRodが7本(1+6)配置された内径約50mmの円形圧力管内に収められたものであり、もう一つはやはり同心円上に外径約14mmのRodが19本三層(1+6+12)に配置された内径約75mmの円形圧力管に収められたものである。それぞれの場合wire wrapped spacer付のrodとそうでないrodにつき質量流量をパラメーターとして実験しており、圧力損失はクオリティの増加に比例して増加することが観測されている。しかしボイド率は燃料体内では測定されてなく、テスト部を出たあとでの条件について推算している。この値を用いて計算した摩擦圧力損失の値はMartinelli Nelson correlationから求めた値と、no wire wrapped rodについてはほぼ等しい。

(3)は直径約25mmの外管に外径約12.5mmの内管を有する環状流路における約 $7 \text{ kg/cm}^2$ に加圧された空気-水二相流での圧力損失実験結果で水力直径を用いるとLockhart-Martine-lliの結果とよく一致することが記されている。

(4)では六角形状流路に千鳥形で外径8mmのRodが19本配置されており、この流路を収納している外管内径は60mmである。ここでは水単相流の場合につき、wire wrappingの巻く方向をrod間でparallelにしたものと、symmetryにしたものとparallelにして巻線を2本にしたものとの3種類について圧力損失を測定し、流路の摩擦損失係数とspacerの抵抗係数を求めている。

(5)では内径約46mmの円形圧力管に、同心円上に外径10mmのrodが7本(1+6)配置された流路(これは(2)の7本の場合と同じ形である)で最高約 $22 \text{ kg/cm}^2$ まで加圧された水-アルゴン二相流による圧力損失を測定している。この実験の特徴は流動状態がすべて環状流であること、アルゴンガス単相流の密度を変えた場合の直管部の摩擦損失を求めていることである。

以上の如く、管束流路内での二相流摩擦損失の実験はごく限られた場合しか報告されていない。従って実測されたもの以外の本数配列をもつ燃料体の圧力損失の値を予測することはできない。特にATR燃料体のような流路サブチャンネルの大きさに大小がある燃料体において、ボイド率や圧力損失を測定することは大きな意義がある。

本報は新型転換炉(ATR)の二次設計燃料体と同一形状、寸法の試験用模擬燃料体を供試体として、空気-水二相流による圧力損失の測定を行った結果を主に記す。

また、同一装置を用いて行ったJPDR-Ⅱ7×7型模擬燃料体の試験結果についても記し、両者を併せて、燃料体内の二相流について考察を加えた。



## 2 実験装置および実験方法

### 2.1 実験装置

第1図に空気-水二相流用常圧燃料体流動試験装置(FAT-1)のフローシートを示す。水は定格流量60t/h、揚程50m水柱、(12b)と100t/h×100m水柱、(12c)の遠心ポンプにより循環される。空気はナッシュ型圧縮機により3段階で圧縮され系に吹き込まれる。3台の(9A)が第1段であり、2台の(9B)が第2段と第3段である。最終段で空気流量は最大約300kg/h 圧力は10kg/cm<sup>2</sup>まで上げることができる。

空気と水はバーナー型ミキサー⑦により混合され1300mmの真直な助走区間を経てテスト部Ⅱに入る。テスト部入口と出口にはQuick shut-off valve ②が設けてあり、これによりテスト部内を流れる流体の平均ボイド率を知ることができる。すなわち、テスト部入口に2個、テスト部出口に1個設けてあるボールバルブは、Quick shut 用のレバーを操作することにより、テスト部入口と出口部は同時に閉じ、テスト部バイパスは開くようになっており、テスト部内を流れていた流体は2コのボールバルブによって閉じこめられ、続いて流れてくる流体はテスト部バイパス弁が先の2コのバルブの閉じると同時に開くことにより、ウォーターハンマーを起すことなくバイパス管を流れて上部気水分離タンク③に導かれる。ここで分離された空気はパイロット作動型自力式一次圧力調節弁⑩でタンク内部の圧力を一定に保ちながら大気へ放出される。タンク内の水はボールフロート式直動型液面調節弁により、液面を一定に保ちながら貯水槽⑤へ流下する。貯水槽は内径848mm×長さ6600mmの大きなもので、上部気水分離タンク内で完全に分離されなかつた空気はここで完全に気水分離される。

テスト部に取付けた圧力タップより差圧測定用マノメーターまでの導圧管には6φ銅管を用いフレアジョイントで接続してある。圧力タップには気水分離管が圧力タップに水平に圧力管に接近して設けてあり、圧力タップ穴を出入りする空気は導圧管には入らないようになっている。マノメーターは12点式のものを2台用意し、2台にまたがって共通の導圧管を1本作ることにより、24点の差圧を同時に測定できるようになっている。

尚、テスト部Ⅰは後述のJPDR-Ⅱ模擬燃料体試験用のものである。

### 2.2 実験方法

水単相流の場合は圧力調節弁バイパス弁を全開して、上部気水分離タンクを大気圧に保ち、水流量-圧力差の測定を行なった。水流量範囲は30t/h~80t/hである。

水-空気二相流の場合は圧力調節弁を作動させて、気水分離タンク内を~3.3kg/cm<sup>2</sup>に保持しながら空気流量を調節し、その後、圧力調節弁のハンチングによるテスト部内の圧力変動をなくすため、バイパス弁を開き、圧力調節弁の設定圧力3.3kg/cm<sup>2</sup>より少し小さい3kg/cm<sup>2</sup>になるように、バイパス弁開度を手動で設定するようにした。空気流量はボイド率が

およそ10%~50%まで10%おきに変ることを目標に設定した。バイパス弁開度を決めてから気水分離器内圧力が定常になるまで監視してからマンロー液の液柱高さを読んだ。マンロー液には水銀を用いた。空気流量計用オリフィス入口での圧力測定用の圧力計として最大 $10 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ 、最小 $0.1 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ の読み取り精度を有する東京航空計器K・K製圧力計を使用した。またテスト部内圧力(圧力タップNo.11での圧力)の測定用としても同型のものを使用した。

実験は $3 \sim 4 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ に加圧された空気-水二相流により、燃料体の入口から出口間に19コの圧力タップを圧力管に設けて圧力差の測定を行ない、ボイド率はテスト部出入口間に設けたティックシャット弁により平均値を測定した。流動条件は单相流では30, 40, 50, 60, 80 t/hの5つの場合、二相流では40 t/hと60 t/hの各場合につきボイド率を10%~50%まで5段階について実験した。

### 3. テスト部

流動試験を行なった模擬燃料体はATR二次設計によって製作したもので、圧力管に相当する全長5mのテスト部外管内に納められている。テスト部外管には差圧測定用圧力タップが第5図で示す位置に設けられている。

第二次設計の燃料体の要目は下に示す通りである。参考のためカッコ内に一次設計の値を示した。二次設計燃料体は流動試験の面から見ると次の特徴がある。すなわち燃料棒間間隙・圧力管内径の増加・スペーサーコネクティングロッドの本数・位置の変更・ベース・タイプレート部からそれぞれ燃料棒に移る部分の形状の変更などである。またスペーサーはリングスペーサー(第3図, 第4図)を採用した。

#### 模擬燃料体要目

|          |                                   |                           |
|----------|-----------------------------------|---------------------------|
| 燃料棒外径    | 16.81mm                           | (16.81)                   |
| 燃料棒長さ    | 4100mm                            | (4045)                    |
| 真直度      | 1/2000以下                          | (1/1200以下)                |
| 燃料棒本数    | 28本                               | (28)                      |
| 燃料集合体全長  | 4444mm                            | (4350)                    |
| 燃料棒間ギャップ | 2mm                               | (1.75, 最小1.27)            |
| 燃料集合体外径  | 113.2mm                           | (111.95±0.5)              |
| テスト部外管内径 | 117.8mm                           | (116.8)                   |
| スペーサー    | リングスペーサー                          | (ツイスト, 摩耗パッド)             |
| 管束流路断面積  | $4.59 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ | ( $4.50 \times 10^{-3}$ ) |
| 水力直径     | 9.62mm                            | (9.59)                    |

およそ10%~50%まで10%おきに変ることを目標に設定した。バイパス弁開度を決めてから気水分離器内圧力が定常になるまで監視してからマンロー液の液柱高さを読んだ。マンロー液には水銀を用いた。空気流量計用オリフィス入口での圧力測定用の圧力計として最大 $10\text{ kg/cm}^2\text{ g}$ 、最小 $0.1\text{ kg/cm}^2\text{ g}$ の読み取り精度を有する東京航空計器K・K製圧力計を使用した。またテスト部内圧力(圧力タップNo.11での圧力)の測定用としても同型のものを使用した。

実験は $3\sim 4\text{ kg/cm}^2\text{ g}$ に加圧された空気-水二相流により、燃料体の入口から出口間に19コの圧力タップを圧力管に設けて圧力差の測定を行ない、ボイド率はテスト部出入口間に設けたクイックシャット弁により平均値を測定した。流動条件は单相流では30, 40, 50, 60, 80 t/hの5つの場合、二相流では40 t/hと60 t/hの各場合につきボイド率を10%~50%まで5段階について実験した。

### 3. テスト部

流動試験を行なった模擬燃料体はATR二次設計によって製作したもので、圧力管に相当する全長5mのテスト部外管内に納められている。テスト部外管には差圧測定用圧力タップが第5図で示す位置に設けられている。

第二次設計の燃料体の要目は下に示す通りである。参考のためカッコ内に一次設計の値を示した。二次設計燃料体は流動試験の面から見ると次の特徴がある。すなわち燃料棒間隙・圧力管内径の増加・スペーサーコネクティングロッドの本数・位置の変更・ベース・タイプレート部からそれぞれ燃料棒に移る部分の形状の変更などである。またスペーサーはリングスペーサー(第3図, 第4図)を採用した。

#### 模擬燃料体要目

|          |                                  |                           |
|----------|----------------------------------|---------------------------|
| 燃料棒外径    | 16.81mm                          | (16.81)                   |
| 燃料棒長さ    | 4100mm                           | (4045)                    |
| 真直度      | 1/2000以下                         | (1/1200以下)                |
| 燃料棒本数    | 28本                              | (28)                      |
| 燃料集合体全長  | 4444mm                           | (4350)                    |
| 燃料棒間ギャップ | 2mm                              | (1.75, 最小1.27)            |
| 燃料集合体外径  | 113.2mm                          | (111.95±0.5)              |
| テスト部外管内径 | 117.8mm                          | (116.8)                   |
| スペーサー    | リングスペーサー                         | (ツイスト, 摩耗パッド)             |
| 管束流路断面積  | $4.59 \times 10^{-3}\text{ m}^2$ | ( $4.50 \times 10^{-3}$ ) |
| 水力直径     | 9.62mm                           | (9.59)                    |

## 4 記号および単位

|                 |  | 計算機記号 | 単 位                  |
|-----------------|--|-------|----------------------|
| $x$             | : クオリティ  | SX    |                      |
| $W_G$           | : 空気流量   | WG    | kg/h                 |
| $W_L$           | : 水流量  | WL    | kg/h                 |
| $\alpha$        | : ボイド  | ALFA  | -                    |
| $\alpha_m$      | : 急速シャ断弁により測定されたテスト部内<br>平均ボイド率                        | ALFAM | -                    |
| $h_n$           | : 圧力タップ位置(圧力タップ①よりの距離)                                 | SHN   | mm                   |
| $H_n$           | : マノメーターの読みの差  | HN    | mm                   |
| $\Delta P_n$    | : 圧力タップ①との静圧差  | DPN   | kg/cm <sup>2</sup>   |
| $\Delta P_{Fn}$ | : 圧力タップ①との摩擦圧力損失差                                      | DPFN  | kg/cm <sup>2</sup>   |
| $P_n$           | : 各圧力タップの圧力  | PN    | kg/cm <sup>2</sup>   |
| $\gamma_{mn}$   | : 気液二相流の平均比重量  | GAMMN | kg/m <sup>3</sup>    |
| $\beta_n$       | : 気体体積流量率(1)式  | BN    |                      |
| $C_n$           | : $\alpha_n / \beta_n$                                 | CN    | -                    |
| $V_n$           | : 水流速, (1)式で定義, $u_{Ln}$ と同じ                           | VN    | m/sec                |
| $\gamma_{GN}$   | : 空気の比重量   | GAMGN | kg/m <sup>3</sup>    |
| $P_s$           | : テスト部内圧力  | PS    | kg/cm <sup>2</sup> g |
| $A_N$           | : 流路断面積  | AN    | m <sup>2</sup>       |
| $\Delta P_L$    | : 二相流のうち液体のみが流れたときの圧力<br>損失(13)式)                      | DPL   | kg/cm <sup>2</sup> m |
| $d_M$           | : 管束流路の水力直径  | DM    | m                    |
| $\mu_G$         | : 空気の粘性係数  | MUG   | kg·s/m <sup>2</sup>  |
| $\mu_L$         | : 水の粘性係数   | MUL   | kg·s/m <sup>2</sup>  |
| $\nu_L$         | : 水の動粘性係数  | NUL   | m <sup>2</sup> /sec  |
| $A_B$           | : 管束部の流路断面積  | AB    | m <sup>2</sup>       |
| $\phi_L$        | : Lockhart-Martinelli のパラメーター                          | FAIL  | -                    |
| $\Delta P_{FO}$ | : 管束部の単位長さ当りの圧力損失, 実験デ<br>ータより最小自乗法により求めた値             | DPFO  | kg/cm <sup>2</sup> m |
| $X$             | : Lockhart-Martinelli のパラメーター                          | LX    | -                    |
| $\lambda_{LL}$  | : 二相流体の気体部分にも液体が流れている<br>とした時の液体流速を用いた摩擦係数(20)<br>式参照) | LAMLL | -                    |
| $Re_L$          | : 二相流体の気体部分にも液体が流れている                                  | REL   | -                    |

とした時の液体流速による Re 数 ( (21)式

参照 )

|             |   |       |                   |
|-------------|---|-------|-------------------|
| $\xi_{SP}$  | : スペーサーの摩擦損失係数                                |       |                   |
| $\xi_{TP}$  | : 上部タイプレートの摩擦損失係数                             |       |                   |
| $\xi_{BA}$  | : ベース部の摩擦損失係数                                 |       |                   |
| $h_{BA}$    | : 圧力タップ①からベース出口までの距離                          | SHNBA | mm                |
| $h_{TP}$    | : 圧力タップ①からタイプレート入口までの距離                       | SHNTP | mm                |
| $u_{Ln}$    | : $V_n$ と同じ                                   |       | m/sec             |
| $\bar{u}_L$ | : $\frac{W_L}{3600 \cdot A_b \cdot \gamma_L}$ |       | m/sec             |
| $\gamma_L$  | : 水の比重量                                       |       | kg/m <sup>3</sup> |
| $u'_L$      | : $\frac{\bar{u}_L}{1-\beta}$                 |       | m/sec             |

## 5. 実験結果

### 5.1 測定データ整理用計算式

垂直管内の二相流については、流れ方向にボイド変化がないとき、平均比重量  $\gamma_m$  を用いて、(1)式で近似できる。第5図に示すように圧力タップの番号を流れの上流から①、②……とつけると

$$P_n + \frac{\gamma_m}{2g} V_n^2 + \gamma_m h_n = P_{n+1} + \frac{\gamma_m}{2g} V_{n+1}^2 + \gamma_m h_{n+1} + (\Delta P_F)_n \dots\dots\dots (1)$$

ここで  $P_n$  は  $n$  番目の圧力タップの圧力、 $h_n$  は基準面からタップまでの距離、 $(\Delta P_F)_n$  は  $(n+1)$  と  $(n)$  との間の摩擦圧力損失を示す。またマンメーターにおいて

$$P_n + \gamma \ell l_n = P_{n+1} + \gamma \ell l_{n+1} + \gamma H_g \Delta H_n \dots\dots\dots (2)$$

ここで  $l_n$ 、 $l_{n+1}$  は、それぞれマンメーター封液 (水銀) 面と圧力タップ  $(n)$ 、 $(n+1)$  との距離、 $\Delta H_n$  は圧力タップ  $(n+1)$  と  $(n)$  とを結んだときに示すマンメーターの読みの値である。寸法関係から

$$l_{n+1} - l_n + \Delta H_n = h_{n+1} - h_n \dots\dots\dots (3)$$

以上の三つの式から

とした時の液体流速による Re 数 ( (21)式

参照 )

|             |   |       |                   |
|-------------|---|-------|-------------------|
| $\xi_{SP}$  | : スペーサーの摩擦損失係数                                |       |                   |
| $\xi_{TP}$  | : 上部タイプレートの摩擦損失係数                             |       |                   |
| $\xi_{BA}$  | : ベース部の摩擦損失係数                                 |       |                   |
| $h_{BA}$    | : 圧力タップ①からベース出口までの距離                          | SHNBA | mm                |
| $h_{TP}$    | : 圧力タップ①からタイプレート入口までの距離                       | SHNTP | mm                |
| $u_{Ln}$    | : $V_n$ と同じ                                   |       | m/sec             |
| $\bar{u}_L$ | : $\frac{W_L}{3600 \cdot A_b \cdot \gamma_L}$ |       | m/sec             |
| $\gamma_L$  | : 水の比重量                                       |       | kg/m <sup>3</sup> |
| $u'_L$      | : $\frac{\bar{u}_L}{1-\beta}$                 |       | m/sec             |

## 5. 実験結果

### 5.1 測定データ整理用計算式

垂直管内の二相流については、流れ方向にボイド変化がないとき、平均比重量  $\gamma_m$  を用いて、(1)式で近似できる。第5図に示すように圧力タップの番号を流れの上流から①、②……とつけると

$$P_n + \frac{\gamma_m}{2g} V_n^2 + \gamma_m h_n = P_{n+1} + \frac{\gamma_m}{2g} V_{n+1}^2 + \gamma_m h_{n+1} + (\Delta P_F)_n \dots\dots\dots (1)$$

ここで  $P_n$  は  $n$  番目の圧力タップの圧力、 $h_n$  は基準面からタップまでの距離、 $(\Delta P_F)_n$  は  $(n+1)$  と  $(n)$  との間の摩擦圧力損失を示す。またマンメーターにおいて

$$P_n + \gamma_l \ell_n = P_{n+1} + \gamma_l \ell_{n+1} + \gamma_{Hg} \Delta H_n \dots\dots\dots (2)$$

ここで  $\ell_n$ 、 $\ell_{n+1}$  は、それぞれマンメーター封液 (水銀) 面と圧力タップ  $(n)$ 、 $(n+1)$  との距離、 $\Delta H_n$  は圧力タップ  $(n+1)$  と  $(n)$  とを結んだときに示すマンメーターの読みの値である。寸法関係から

$$\ell_{n+1} - \ell_n + \Delta H_n = h_{n+1} - h_n \dots\dots\dots (3)$$

以上の三つの式から

$$-(\Delta P_F)_n = (\gamma_{Hg} - \gamma_L) \Delta H_n + \gamma_L (h_{n+1} - h_n) - \gamma_m (h_{n+1} - h_n) - \frac{\gamma_m}{2g} (V_{n+1}^2 - V_n^2) \dots\dots\dots(4)$$

右辺の(第一項+第二項)はいわゆる全圧力差 $\Delta P$ ，第3項はヘッド差 $\Delta P_H$ ，第4項は加速圧力損失 $\Delta P_A$ を示す。即ち一般に

$$\Delta P = \Delta P_F + \Delta P_H + \Delta P_A \dots\dots\dots(5)$$

である。

(1)式より圧力タップ各点における静圧 $P_n$ と圧力タップ①との静圧差 $\Delta P_n$ は

$$\Delta P_n = \{ (\gamma_{Hg} - \gamma_L) H_n + \gamma_L h_n \} \times 10^{-7} \dots\dots\dots(6)$$

$$P_n = P_s + \Delta P_s - \Delta P_n \dots\dots\dots(7)$$

ここで $P_s$ はテスト部中央部の圧力タップ(No.11)での圧力計による静圧値であり $\Delta P_s$ はその圧力タップ位置での圧力タップ①との静圧差である。

各点における圧力差によって空気の比重量も変化することを考慮すると，温度は15°C一定として

$$\gamma_{Gn} = \frac{1}{0.85} \frac{P_n + 1.033}{1.033} \dots\dots\dots(8)$$

比重量が変わることによってボイド率 $\alpha$ も変化するため，クイックシャットバルブによって測定されるボイド率をテスト部内平均値とみなして，これを $P_s$ の測定点におけるものとする。そしてテスト部内での気液のすべり比を一定と仮定すると，各点におけるボイド率 $\alpha_n$ は

$$\alpha_n = 1 / \left( \frac{1 - \alpha_m}{\alpha_m} \frac{\gamma_{Gn}}{\gamma_{Gs}} + 1 \right) \dots\dots\dots(9)$$

ここで $\gamma_{Gs}$ は圧力タップ位置での比重量である。

よって $\gamma_{mn}$ は

$$\gamma_{mn} = \alpha_n \gamma_{Gn} + (1 - \alpha_n) \gamma_L \dots\dots\dots(10)$$

なお，ここでボイド率 $\alpha$ ，すなわち平均比重量 $\gamma_m$ が区間毎に変化すると計算している理由は，ヘッド項の値を正確に計算するためである。実験は圧力の変化による，二相流の気体部分の比重量変化とそのため生じる二相流の平均比重量 $\gamma_m$ の変化および平均流速 $V_m$ の変化を少なくするために約4 kg/cm<sup>2</sup> gに加圧しているが， $\gamma_m$ のわずかな変化がかなりの影響をおよぼすヘッド項に関して，各圧力タップ間の比重量は一定として圧力タップ間の夫々の平均比重量を積分して $\Delta P_H$ の値を算出するため，各圧力タップでの平均比重量 $\gamma_m$ を計算した。 $\gamma_m$ のわずかな変化が与える加速圧力損失の変化は小さいので無視した。また，各点における水の流速 $u_{Ln}$ と気体体積流量率 $\beta_n$ は次式で求めた。

$$u_{Ln} = \frac{1}{1 - \alpha_n} \frac{W_L}{A_n} \frac{10^{-6}}{3.6} \dots\dots\dots (11)$$

$$\beta_n = \frac{W_G / \gamma_{Gn}}{W_G / \gamma_{Gn} + W_L / \gamma_L} \dots\dots\dots (12)$$

次にLockhart-martinelliのパラメーターによる整理結果と比較するための計算式を示す。これは $\phi_L - X$ の関係を両対数上にプロットする方法で、パラメーター $\phi_L, X$ は次式で定義される。

$$\phi_L = \sqrt{\frac{\Delta P_{FO}}{\Delta P_L}} \dots\dots\dots (13)$$

$$X = \sqrt{\frac{\Delta P_L}{\Delta P_G}} \dots\dots\dots (14)$$

ここで、 $\Delta P_L, \Delta P_G$ は夫々二相流の内の液体のみあるいは気体のみが流路を独占して流れた場合の気液夫々の単相流の圧力損失である。ここでは気液共にBlasiusの式で表わされる摩擦損失係数と水力直径 $d_M$ を採用して計算によって求めた。

$$d_M = 9.62 \times 10^{-3} \text{ (m)}$$

$$\Delta P_L = \frac{0.158}{d_M^{1.25}} \frac{\mu_L}{g^{0.75}} \frac{1}{\gamma_L} \left( \frac{W_L}{3600 A_B} \right)^{0.75} \times 10^{-4} \dots\dots\dots (15)$$

$$\Delta P_G = \frac{0.158}{d_M^{1.25}} \frac{\mu_G}{g^{0.75}} \frac{1}{\gamma_G} \left( \frac{W_G}{3600 A_B} \right)^{1.75} \times 10^{-4} \dots\dots\dots (16)$$

$$x = \frac{W_G}{W_L + W_G} \dots\dots\dots (17)$$

(15), (16)式を(14)に代入し $x$ を用いて整理すると

$$X = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left( \frac{\gamma_G}{\gamma_L} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.125} \dots\dots\dots (18)$$

また二相流での摩擦圧力損失は(5)式より

$$\Delta P_{Fn} = \Delta P_n + \frac{\gamma_{mn}}{2g} (V_1^2 - V_n^2) \times 10^{-4} - \sum_1^{n-1} \gamma_{mn} (h_{n+1} - h_n) \times 10^{-7} \dots\dots\dots (19)$$

一方、二相流の摩擦圧力損失が主として流路の壁との間で起る摩擦力であるという考えから、二相流のボイド部も水が満たして流れるものとしてFanningの式から摩擦係数 $\lambda_{LL}$ を求めてみると、

$$\lambda_{LL} = \frac{2g \cdot \Delta P_{FO} \cdot d_M}{\gamma_L \cdot u_L^2} \dots\dots\dots (20)$$



$$Re_L = \frac{u_L \cdot d_M}{\nu_L} \dots\dots\dots (21)$$

なお、(20)、(21)式の  $u_L$  はテスト部中央部の値を採用した。実験はテスト部中央部で約  $3.5 \text{ kg/cm}^2 \text{g}$  程度に加圧して測定しているので、静圧差による空気比重量の差はそれほどホイド率の変化に影響していないであろう。

5.2 各部圧力損失の求め方

管束部における単位長さ当りの圧力損失  $\Delta P_{FO}$ 、ベース部の圧力損失  $\Delta P_{BA}$ 、スパーサー部の圧力損失  $\Delta P_{SP}$  は次のようにして求めた。

最初スパーサーは下から3番目と5番目をぬき圧力タップ番号③~⑥の4コ、⑦~⑩の4コ、および⑪~⑭の4コの夫々につき最小自乗法により勾配を求め、夫々の勾配を延長して、ベース部、スパーサー部での落差を求める方法でベース部、スパーサー部の圧力損失を求める予定であったが、組立ての際下から4番目と6番目を抜いたために、以下のような方法で求めることにした。

(14)式によって求めた  $\Delta P_{Fn}$  を縦軸にとり、横軸に圧力タップ位置  $h_n$  をとってプロットし、圧力タップ番号3, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 13, 14の順に1~9まで新たに番号をつける。新につけた番号を suffix にして縦軸にプロットされる値を  $y_n$ 、横軸を  $x_n$  とすると、 $y$  は  $x$  に比例するから次の式が成立つ。

$$\left. \begin{aligned} y_1 + 3 \times \Delta P_{SP} - a x_1 - b &= v_1 \\ y_2 + 2 \times \Delta P_{SP} - a x_2 - b &= v_2 \\ y_3 + 2 \times \Delta P_{SP} - a x_3 - b &= v_3 \\ y_4 + \Delta P_{SP} - a x_4 - b &= v_4 \\ y_5 - a x_5 - b &= v_5 \\ y_6 - a x_6 - b &= v_6 \\ y_7 - a x_7 - b &= v_7 \\ y_8 - \Delta P_{SP} - a x_8 - b &= v_8 \\ y_9 - \Delta P_{SP} - a x_9 - b &= v_9 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

ここで  $a$  は単位長さ (mm) 当りの圧力損失を表わし

$$a = \Delta P_{FO} \times 10^{-3} \dots\dots\dots (23)$$

である。  $b$  は常数である。

又、スパーサーの圧力損失  $\Delta P_{SP}$  は新につけた圧力タップ番号で2-8間、2-9間、3-8間、3-9間のものを夫々  $\Delta P_{SP1} \sim \Delta P_{SP4}$  とすると

$$\begin{aligned} \Delta P_{SP1} &= \frac{1}{3} \{ y_8 - y_2 - a (x_8 - x_2) \} \\ \Delta P_{SP2} &= \frac{1}{3} \{ y_9 - y_2 - a (x_9 - x_2) \} \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

$$\Delta P_{SP3} = \frac{1}{3} \{ y_8 - y_3 - a(x_8 - x_3) \}$$

$$\Delta P_{SP4} = \frac{1}{3} \{ y_9 - y_3 - a(x_9 - x_3) \}$$

となりこれらの平均値をスパーサーの圧力損失 $\Delta P_{SP}$ とすると

$$\begin{aligned} \Delta P_{SP} &= \frac{\sum_{m=1}^4 \Delta P_{SPm}}{4} = \frac{1}{6} (y_8 + y_9 - y_2 - y_3) \\ &= \frac{1}{6} (y_8 + y_9 - y_2 - y_3) - \frac{1}{6} a(x_8 + x_9 - x_2 - x_3) \dots\dots\dots (25) \end{aligned}$$

である。

(25)式より求めた $\Delta P_{SP}$ を(22)式に代入して、最小自乗法により、 $a$ 、 $b$ 値を決定する。即ち(22)式から最小自乗法により出てくる $a$ 、 $b$ に関する2つの式と(25)式とから $a$ 、 $b$ 、 $\Delta P_{SP}$ の3つの未知数を求める。

次にベースとタイプレートの圧力損失は次のように求める。

再び元の圧力タップ番号で表わすとベース部の圧力損失 $\Delta P_{BA}$ は

$$\Delta P_{BA} = a(h_{BA} - h_3) + \Delta P_{F(3)} \dots\dots\dots (26)$$

タイプレート部の圧力損失 $\Delta P_{TP}$ は

$$\begin{aligned} \Delta P_{TP} &= \Delta P_{F(4)} - a \times h_{TP} - \frac{1}{2} \{ \Delta P_{F(4)} + \Delta P_{F(4)} - a(h_{(4)} + h_{(4)}) \} \\ &\dots\dots\dots (27) \end{aligned}$$

### 5.3 測定データ整理結果のグラフ

第6, 7図  $\Delta P_n$  - 圧力タップ位置

テスト部における水流量40t/h, 60t/hの場合の圧力タップ①を基点とした各点における静圧差を示す。

第8, 9図  $\Delta P_{Fn}$  - 圧力タップ位置

テスト部における水流量40t/h, 60t/hの場合の圧力タップ①を基点とした各点における摩擦圧力損失を示す。

第10図  $\Delta P_{FO} - \beta$

単位長さ当りの摩擦圧力損失 $\Delta P_{FO}$ と気体体積流量率 $\beta$ との関係を水流量をパラメーターとして示す。

第11図  $\Delta P_{SP} - \beta$

スパーサーにより生じた摩擦圧力損失 $\Delta P_{SP}$ と $\beta$ の関係を流量をパラメーターとして示す。破線で示したのは7.(4)で記すように実際の原子炉運転条件における $\Delta P_{SP}$ の予想線図である。

第12図  $\Delta P_{SP} - u'_L$

6.5.3で記すように1次設計のスペーサーとの比較を单相流、二相流について示したものである。

第13図  $\Delta P_{BA} - u'_L$

ベースにより生じた圧力損失 $\Delta P_{BA}$ と管束部における見掛け水流速 $u'_L$ との関係を示したものである。

第14図  $\Delta P_{TP} - \beta$

上部タイプレートにより生じた圧力損失 $\Delta P_{TP}$ と $\beta$ との関係を流量をパラメータとして示す。破線で示したのは7.で記すように実際の原子炉運転条件における $\Delta P_{TP}$ の予想図である。

第15図  $\Delta P_{TP} - u'_L$

6.5.4で記すように1次設計の場合との比較を单相流・二相流について示したものである。

第16図  $\alpha - \beta$

ボイド率( $\alpha$ )と気体体積流量率( $\beta$ )との関係を示した。

第17図 Lockhart-Martinelli 線図との比較

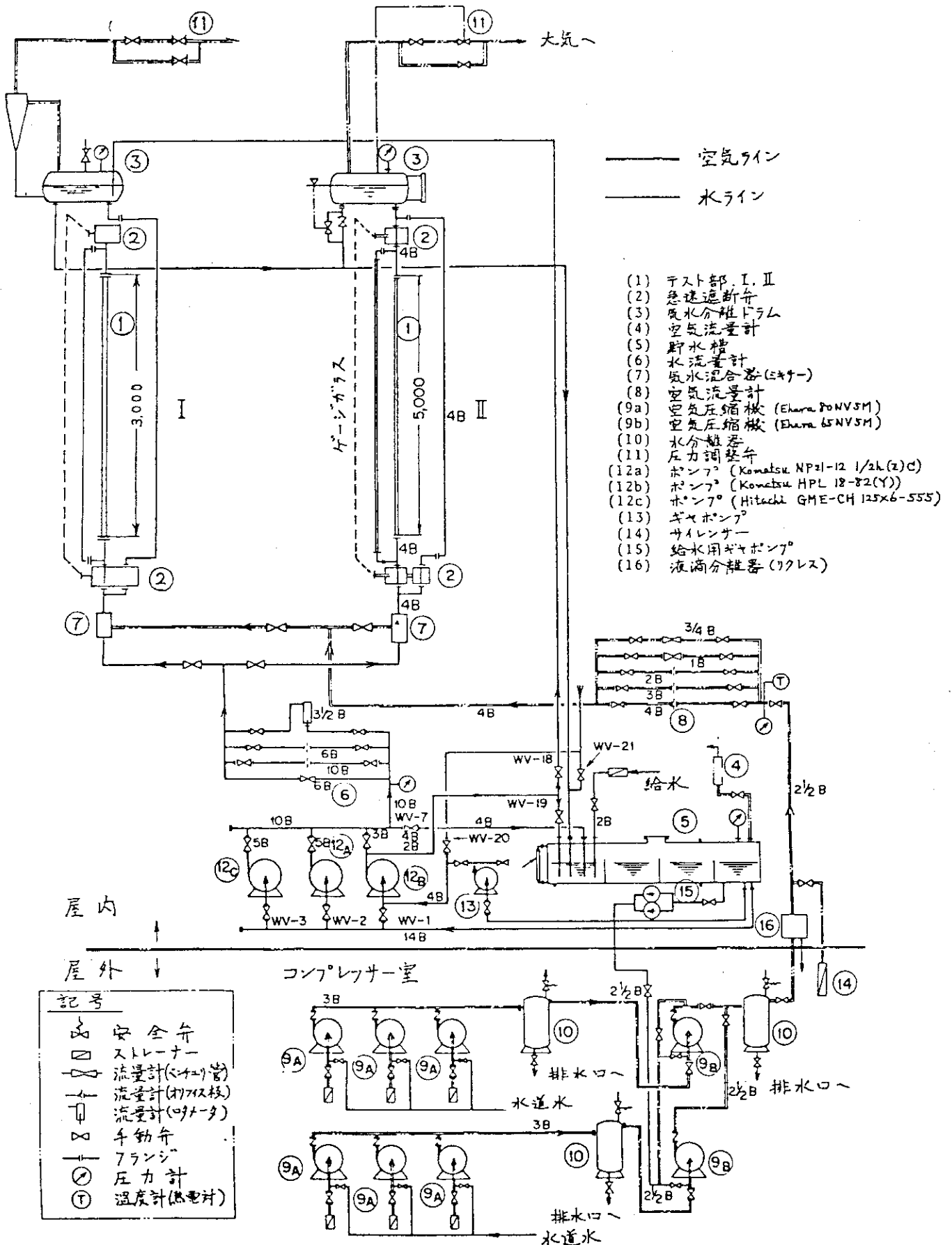
L-M法による関係線図との比較を示す。実験値は水平円管空気-水二相流に関する実験値の平均値である実線によく一致している。

第18図  $\lambda_{LL} - Re_L$  関係図

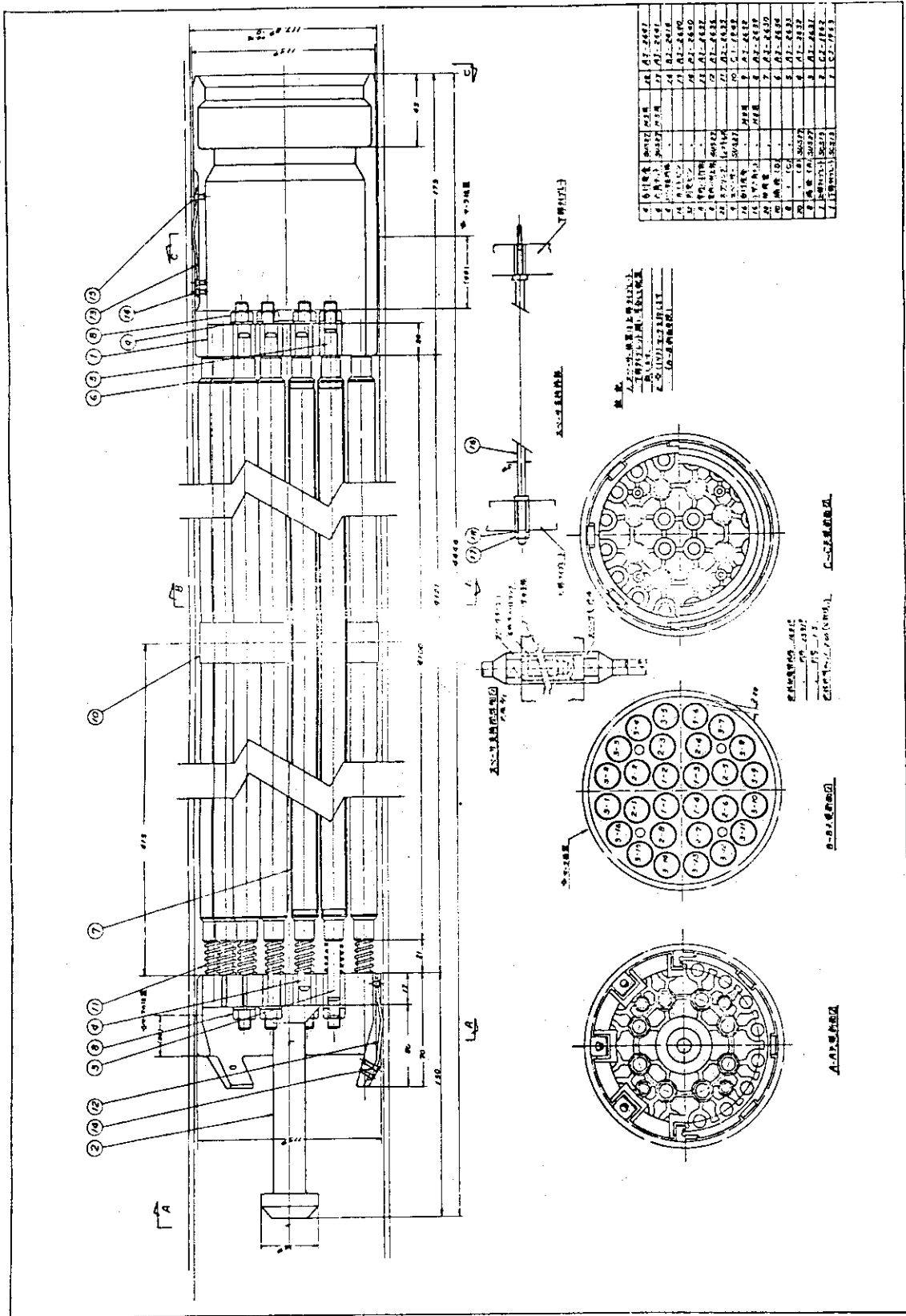
二相流の気体部分に水が流れていると仮定して求めた水流速と水力直径とを用いて(20)式により求めた摩擦係数 $\lambda_{LL}$ とレイノルズ数 $Re_L$ との関係(管束部について)

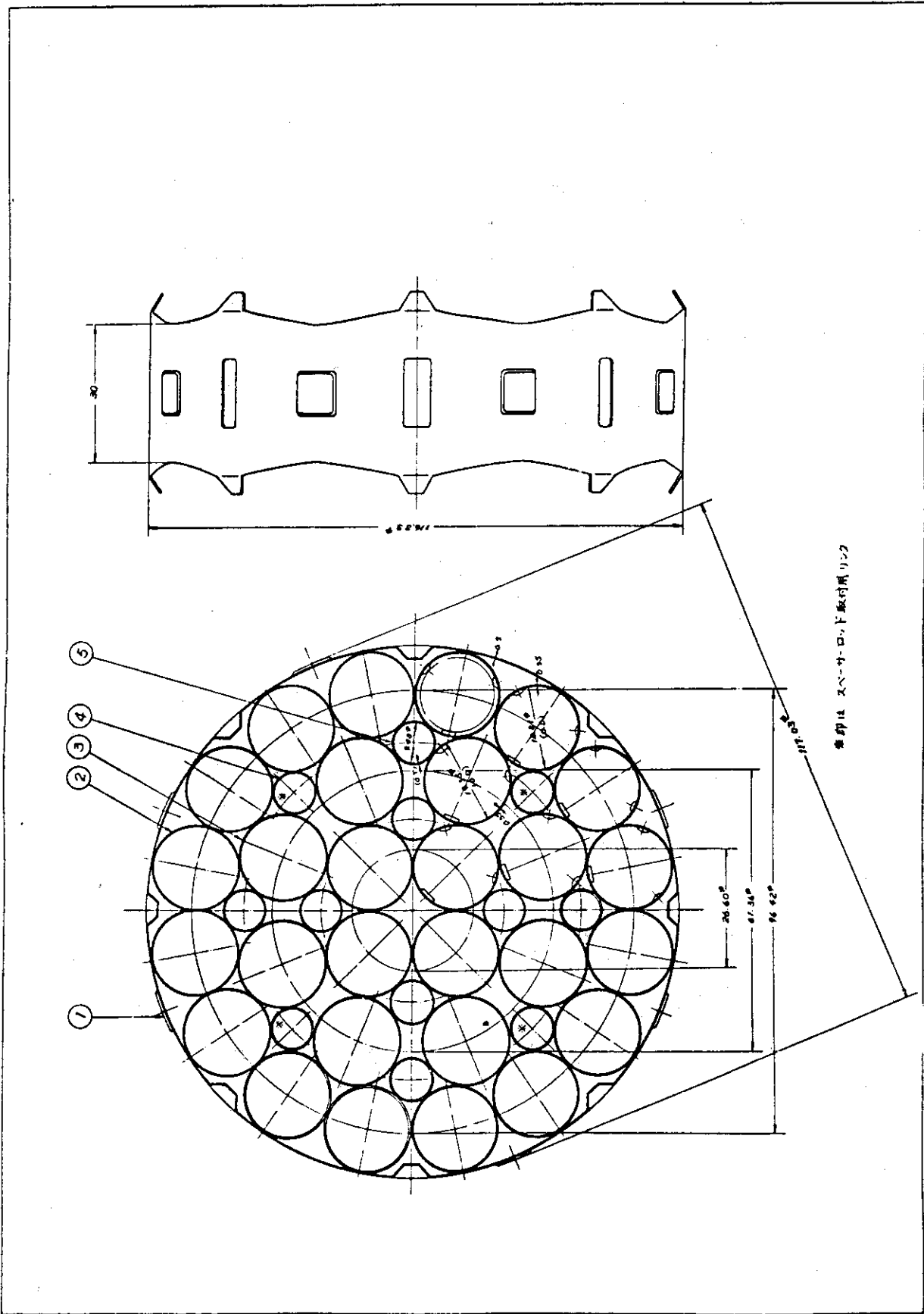
第19図 ATR2次設計模擬燃料体のボイド検定曲線

テスト部内を流れる二相流の平均ボイド率を知るための線図である。この線図を作成するに当っては、始め、テスト部内に水を満たしてクイックシャット弁を閉じておき、テスト部内の水の排出量とグラスゲージ読みの関係から計算した。

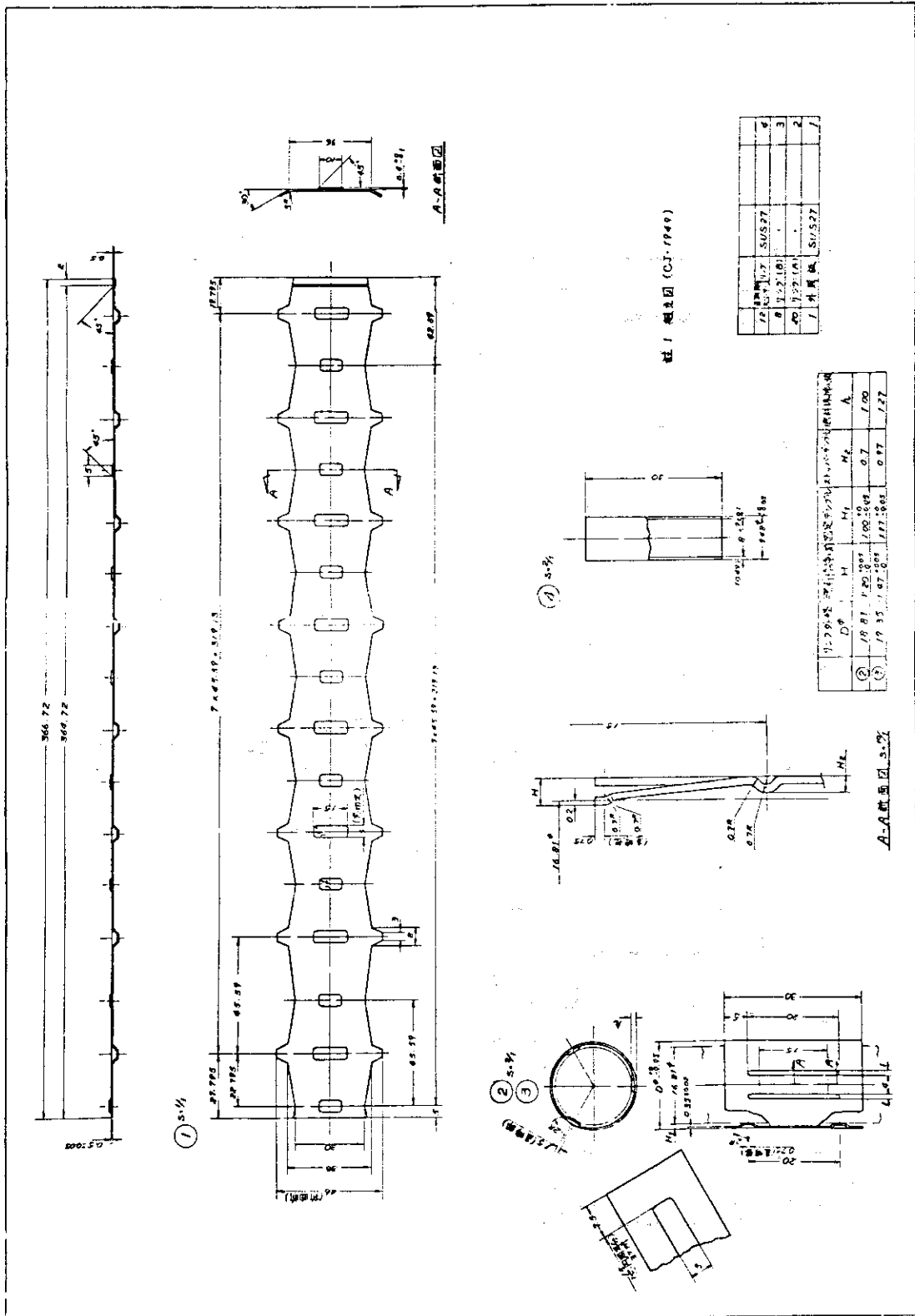


第1図 常圧燃料体流動試験装置 (FAT-1)





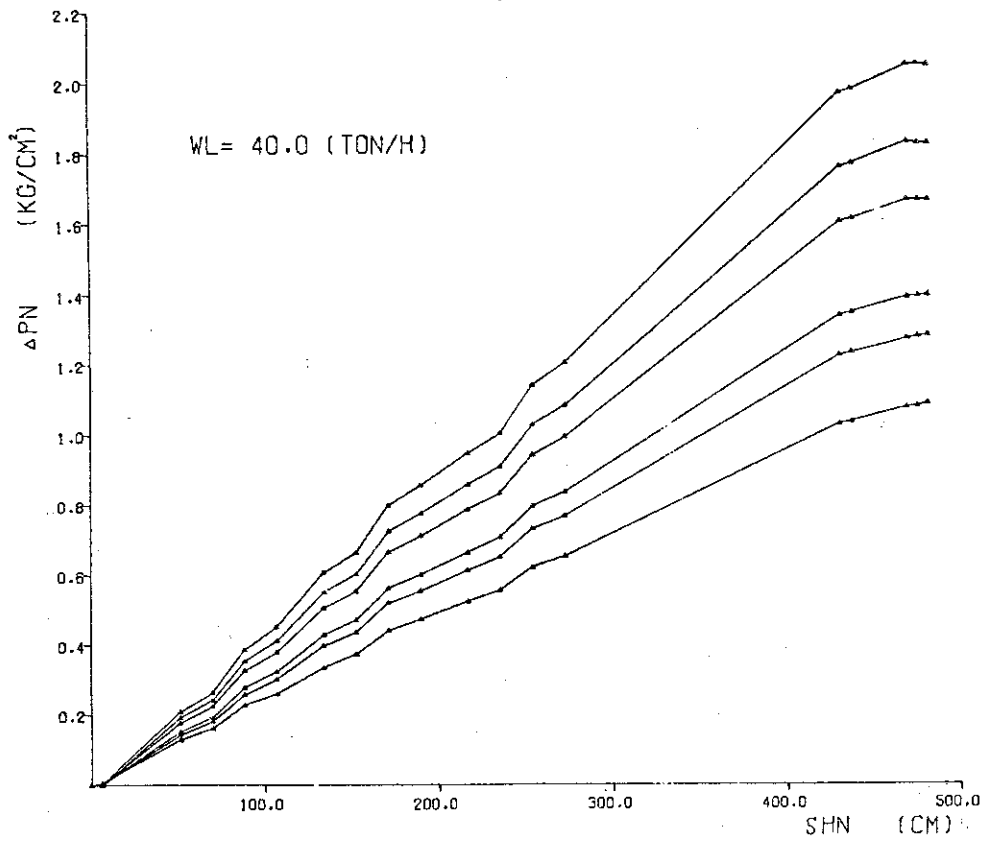
第3図 ATR 2次設計用リングスペースーサー組立図



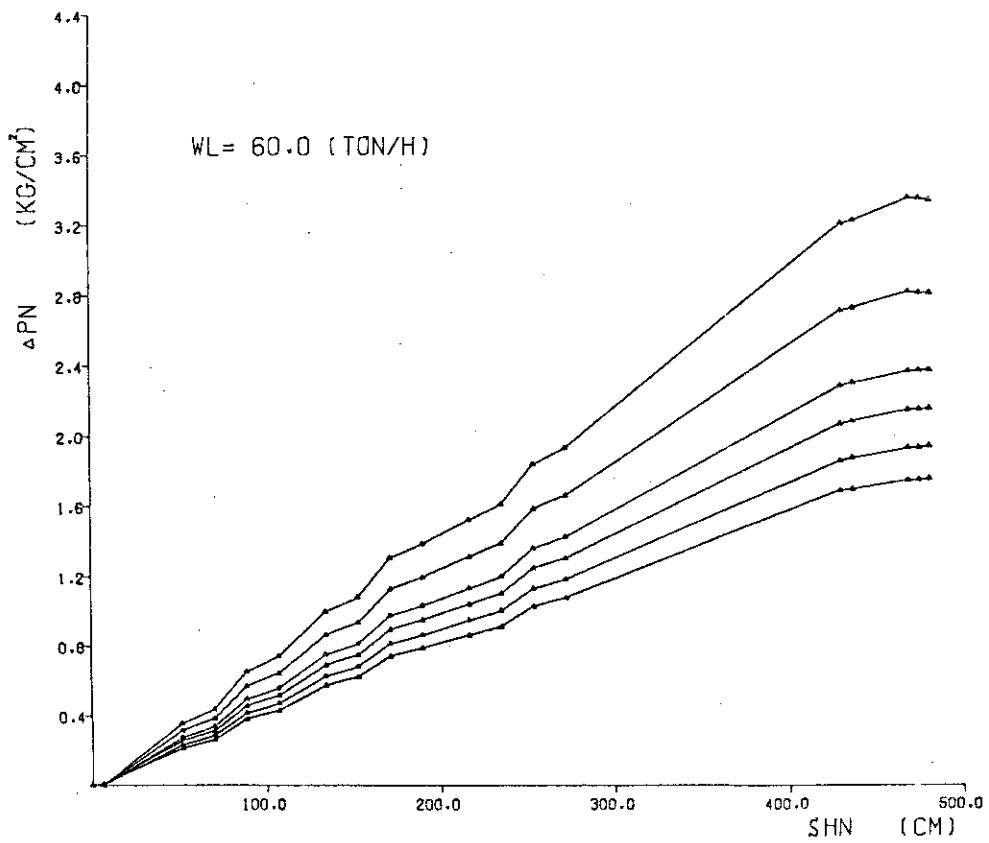
第4図 ATR 2次設計用リングスペーサー部品図



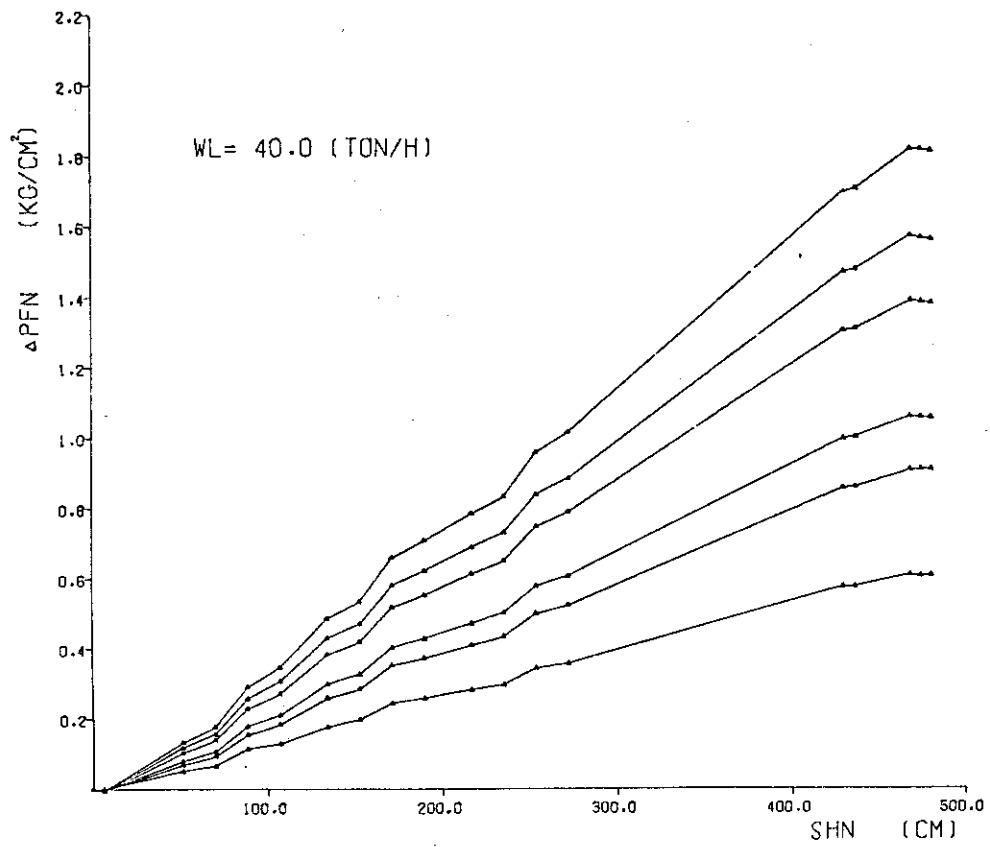




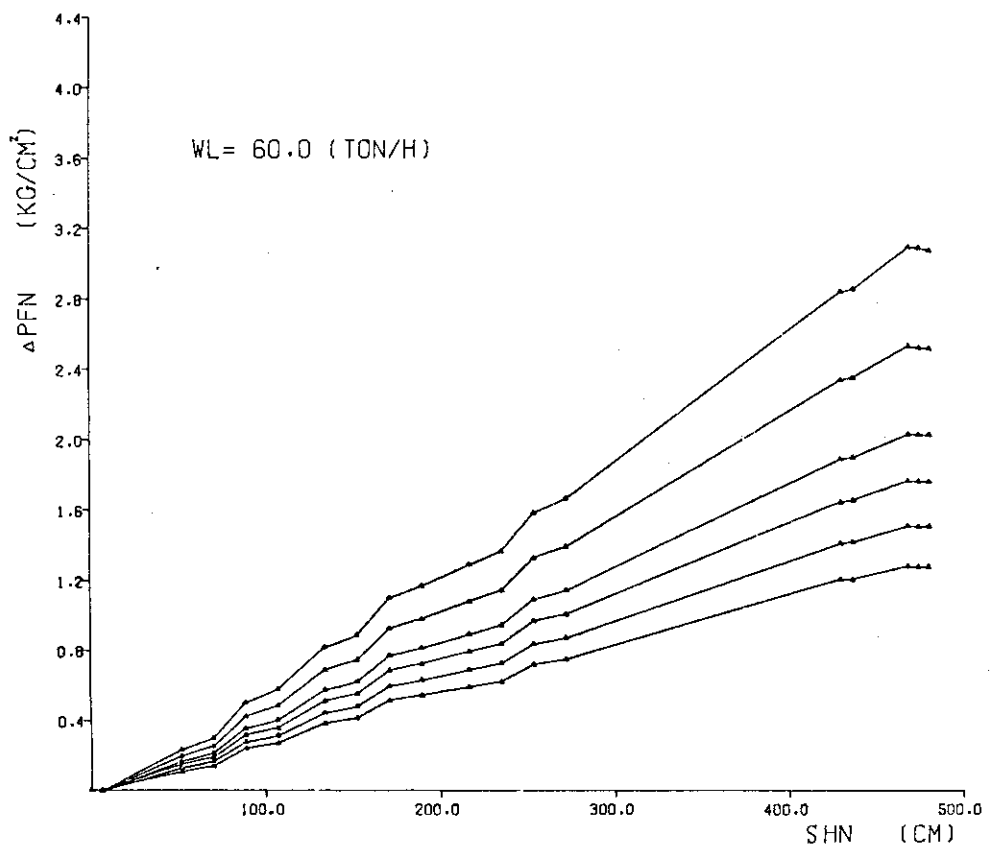
第 6 图



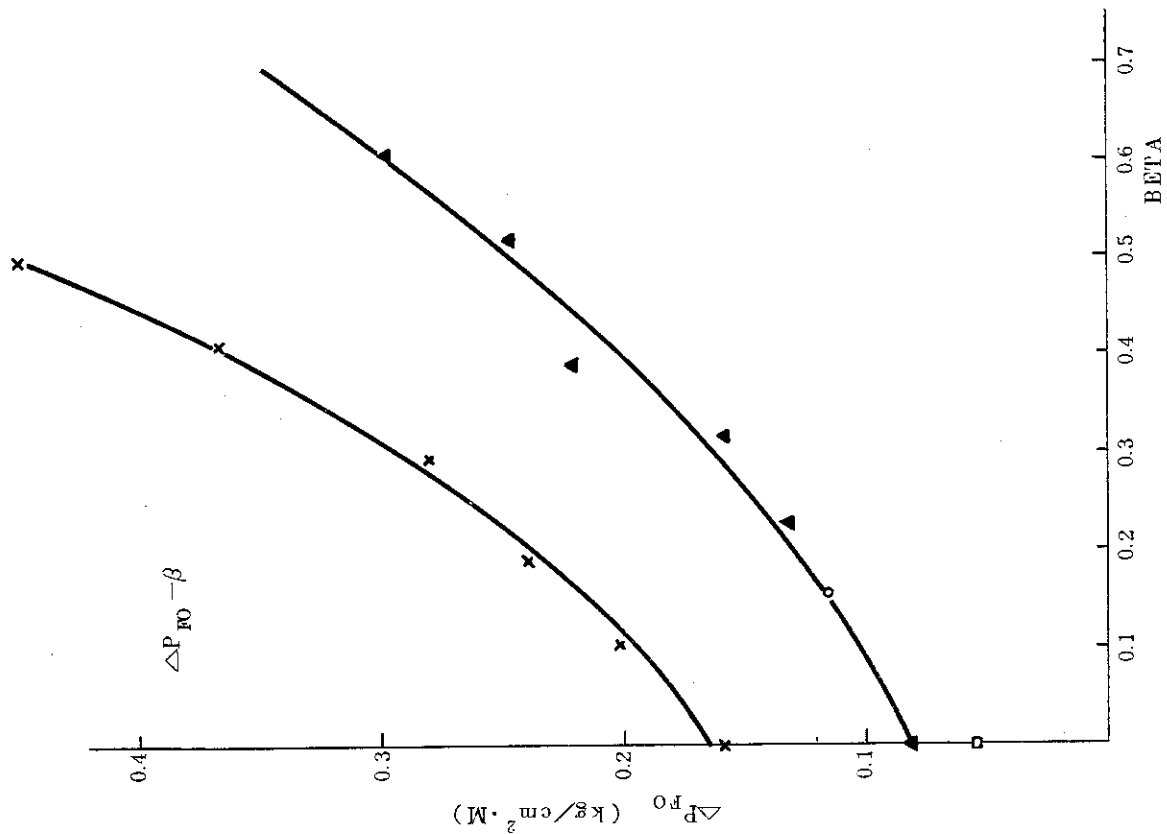
第 7 图



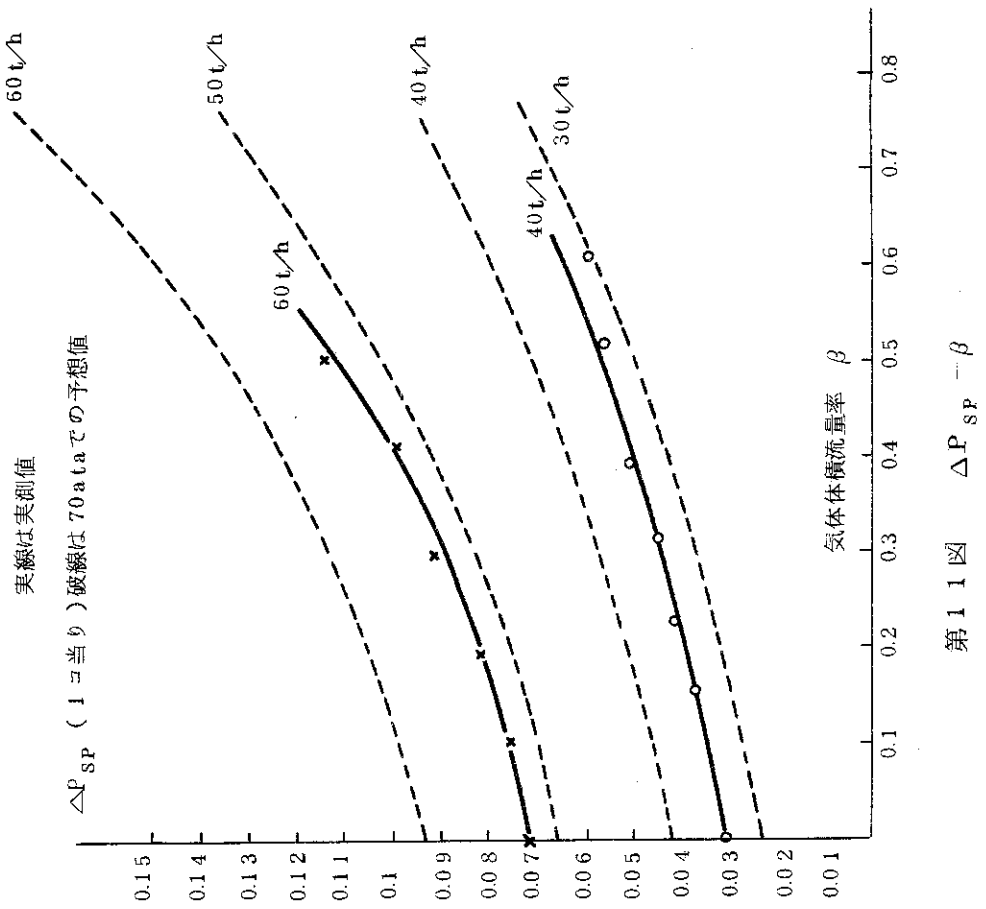
第 8 図



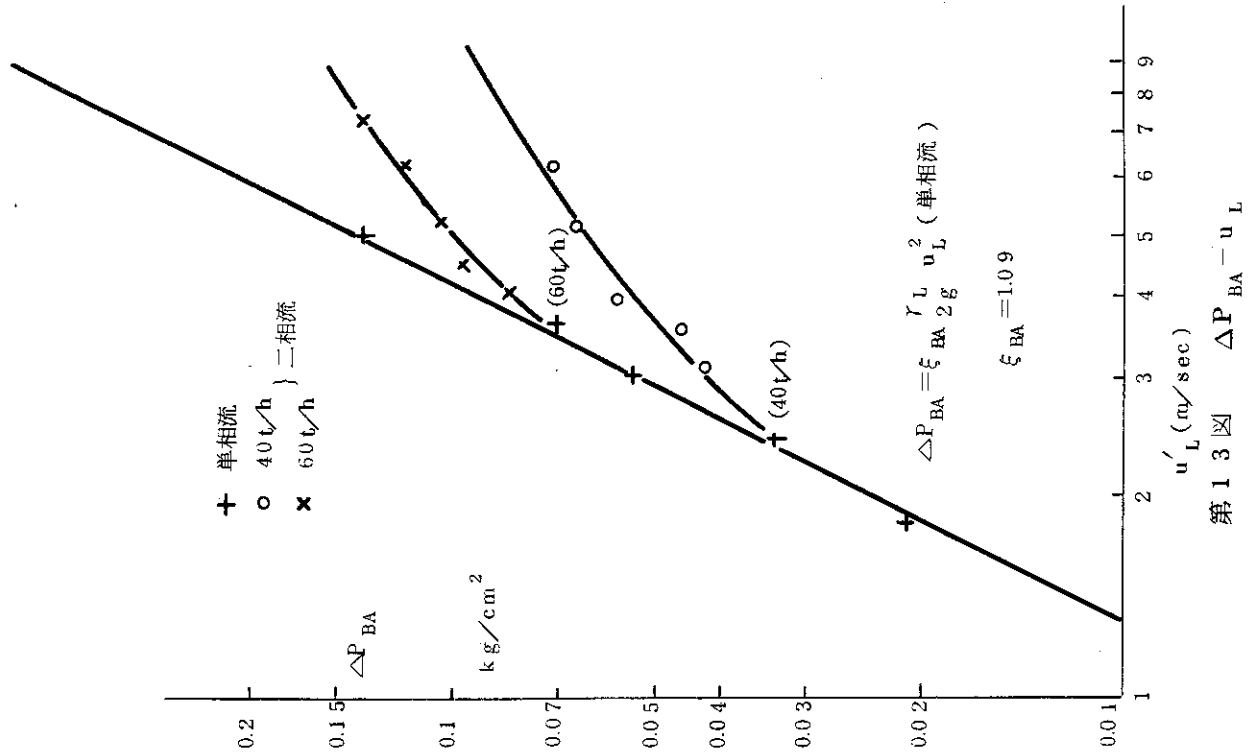
第 9 図



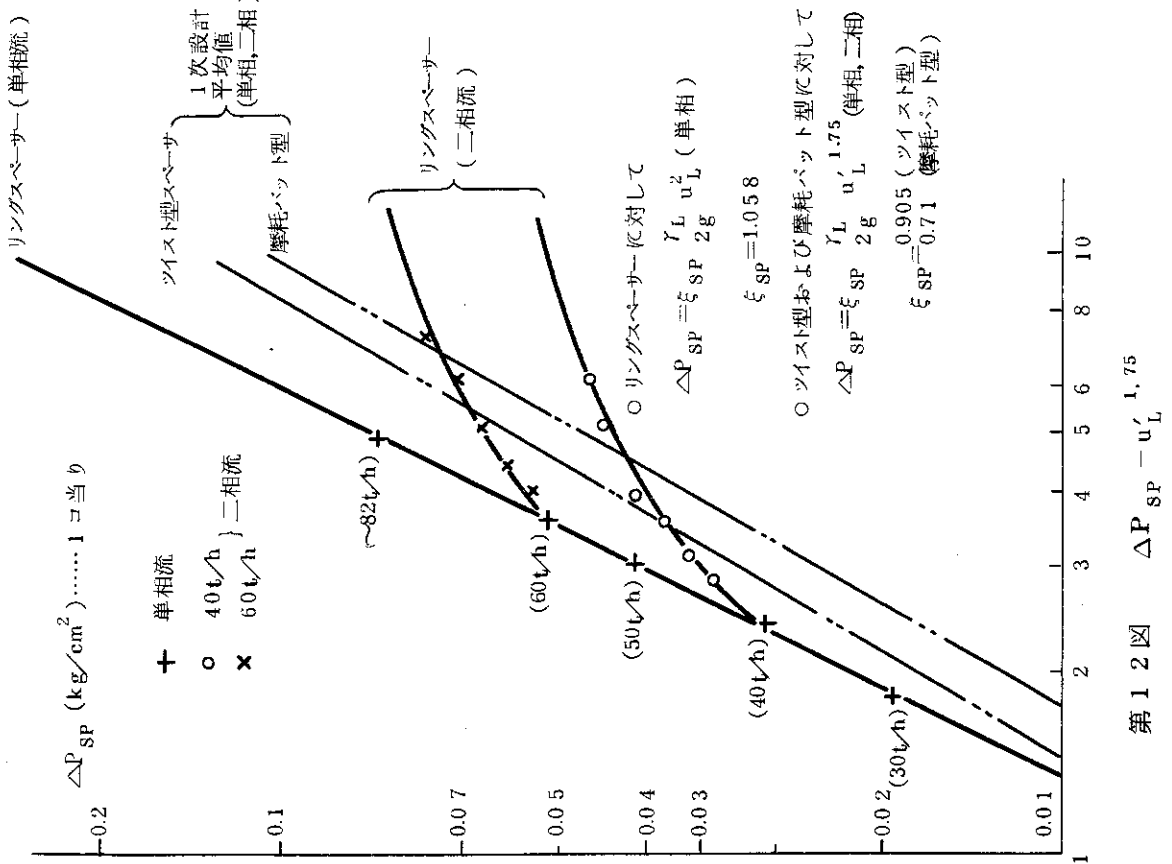
第10図



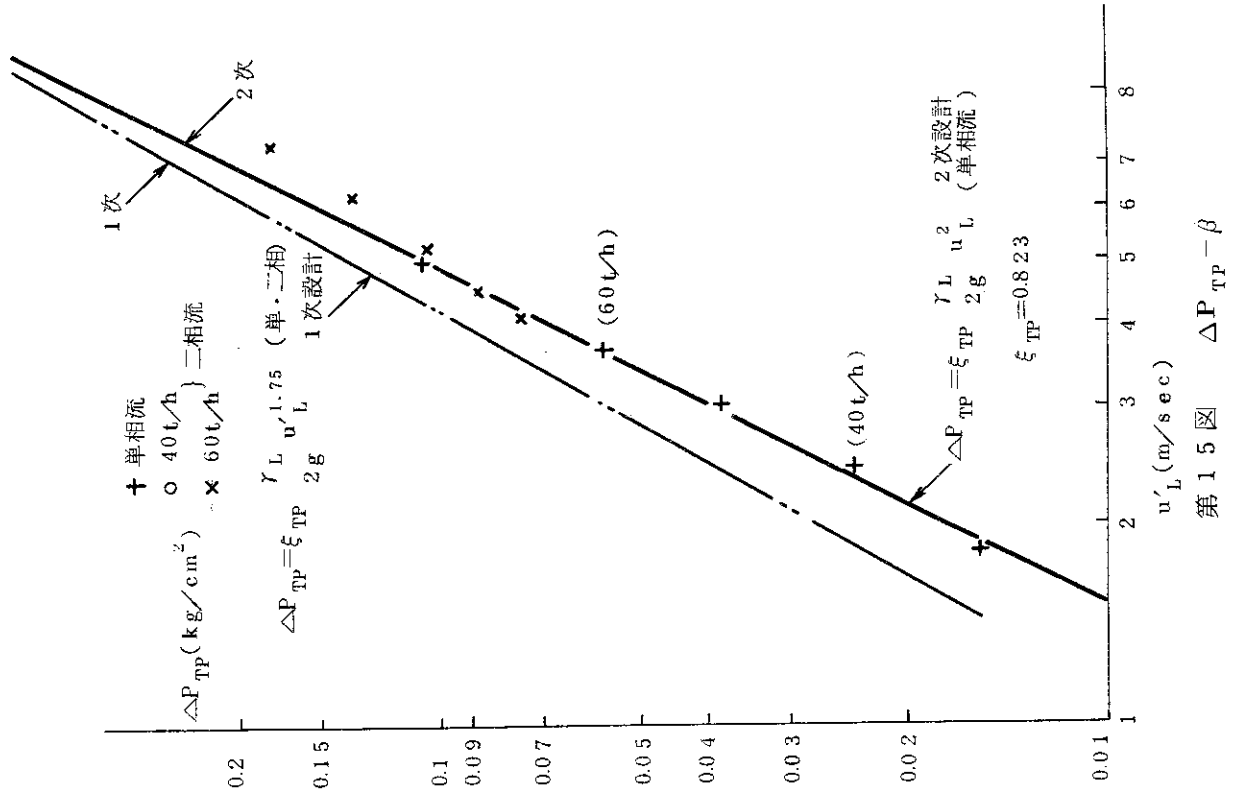
第11図



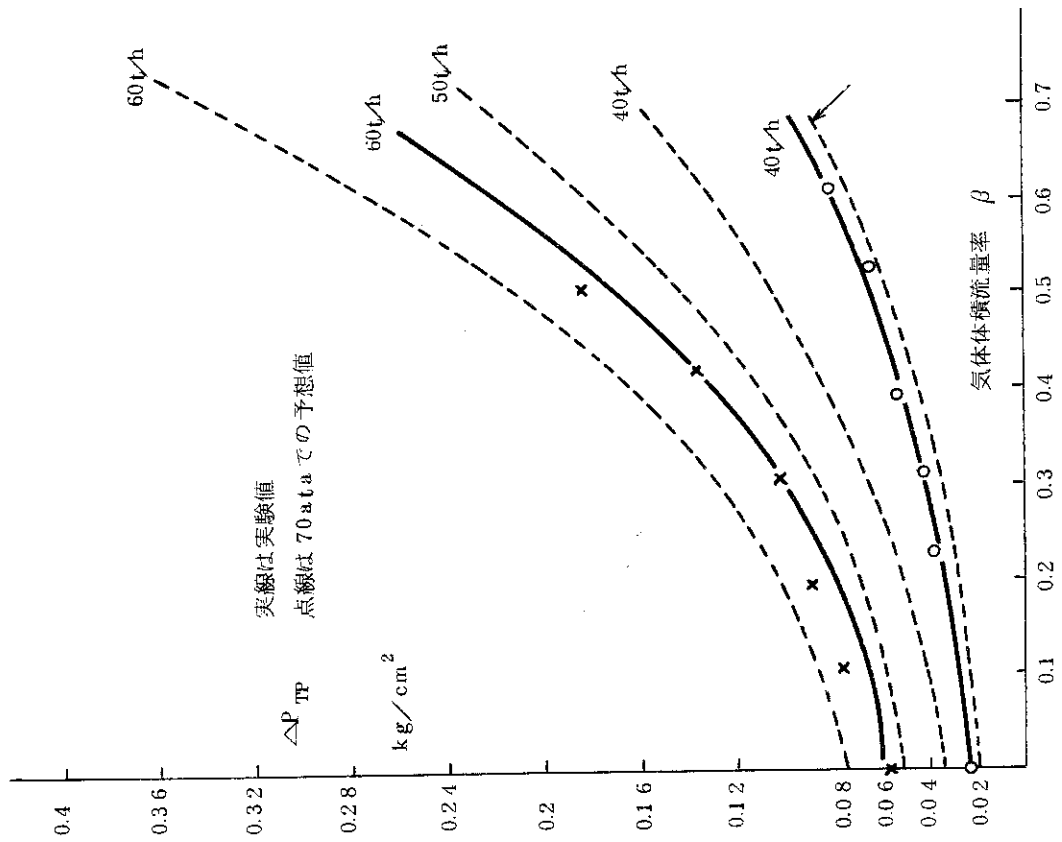
第13図  $\Delta P_{BA} - u'_L$



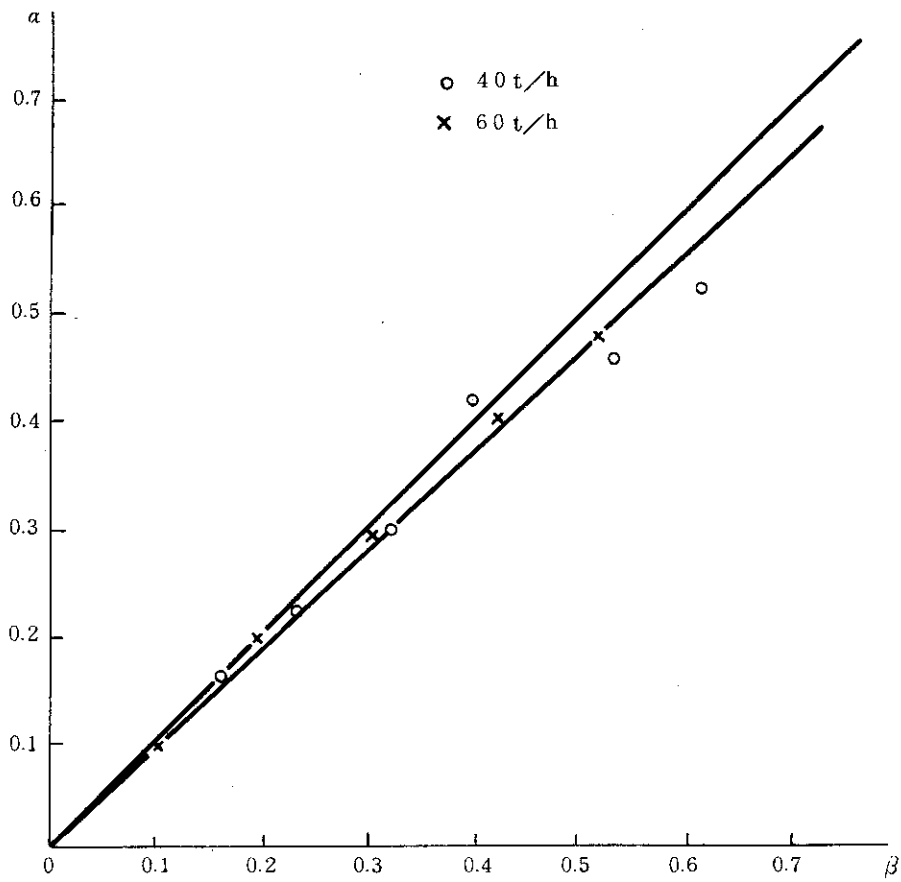
第12図  $\Delta P_{SP} - u'_L$



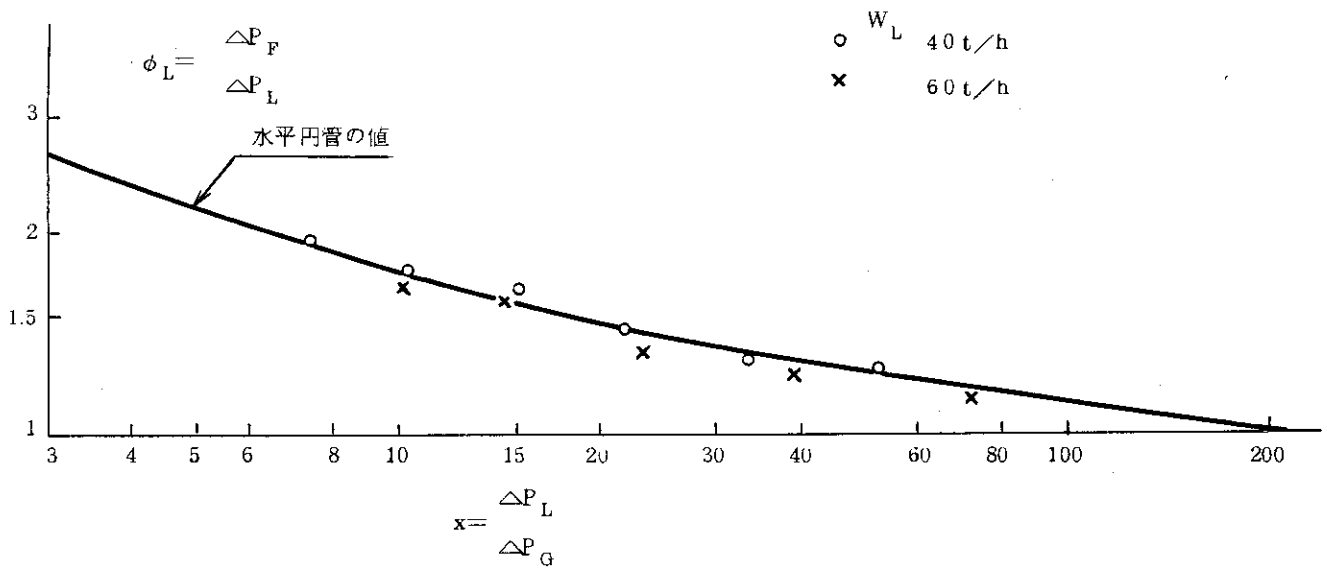
第15図  $\Delta P_{TP} - \beta$



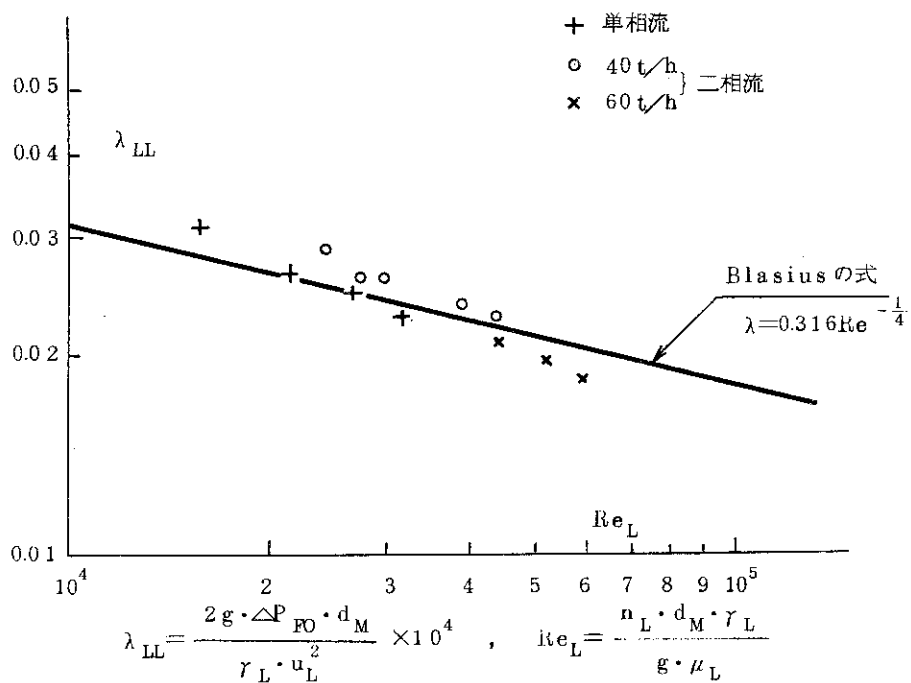
第14図  $\Delta P_{TP} - \beta$



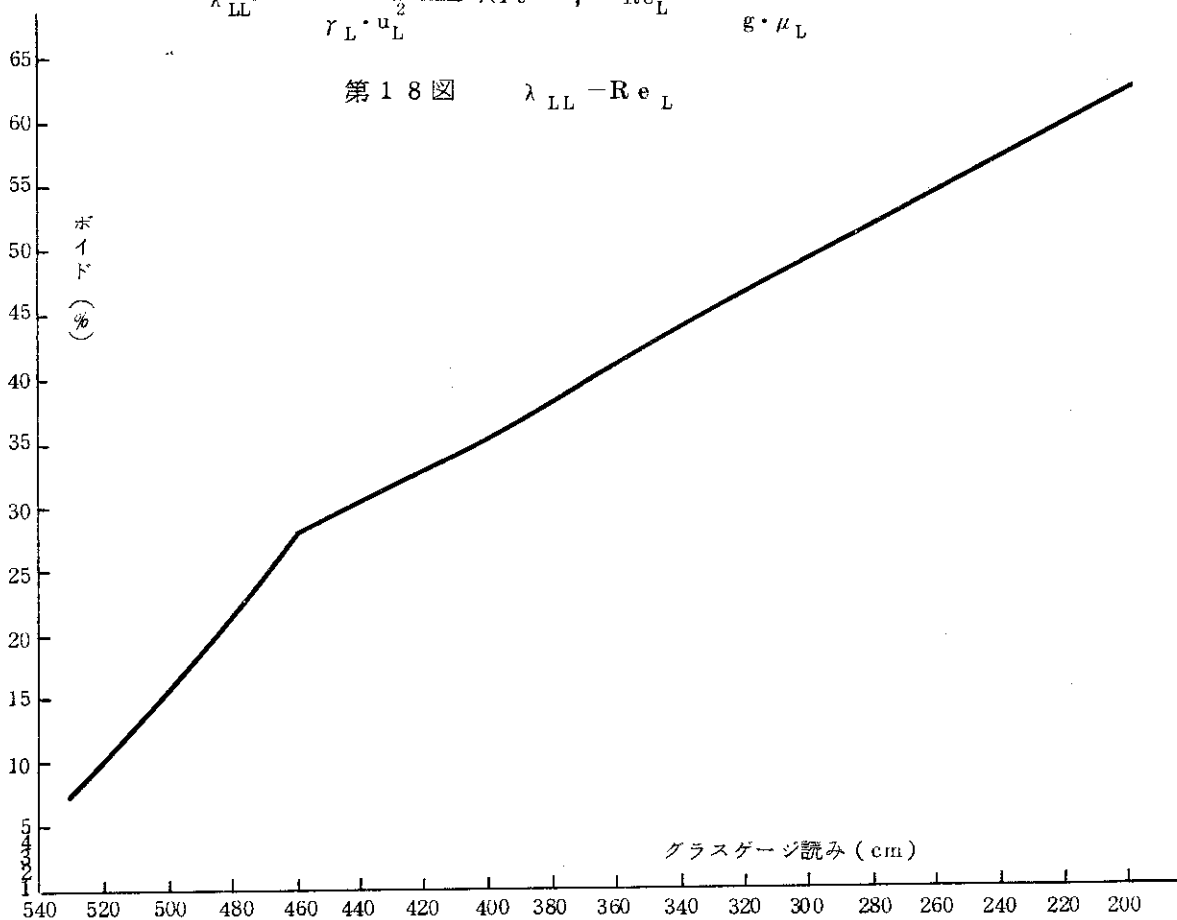
第16図  $\alpha - \beta$  図



第17図 Lockhart-Martinelli線図との比較



第18図  $\lambda_{LL} - Re_L$



第19図 ATR 2次設計模擬燃料体のボイド検定曲線

## 6. 考 察

### 6.1 単相流での圧力損失

第18図の $\lambda_{LL}-Re_L$ 関係図の単相流の点を見ると分るように $\lambda_{LL}$ の値は単相円管に対するBlasiusの式の値によく一致している。

### 6.2 Lockhart—Martinelliの線図との比較

第17図に見られるように水平円管内空気—水二相流の値に非常によく一致している。流量による影響は多少あることが認められ、水流量の少ない方が $\phi_L$ 値が大きくなる傾向にある。

### 6.3 $\lambda_{LL}-Re_L$ の関係

水の流れの中に少しの空気が入る場合はその気泡による乱れが生じさせる圧力損失の増大、が大きく作用し、 $\lambda_{LL}$ 値が単相流の場合の $\lambda$ 値よりも大きくなる。つまりこの増大分は単位長さ当りの圧力損失値の大きい(水流速の大きい)場合よりも、水流速の小さい所で大きな割合を占めるので $\lambda_{LL}$ 値としては、水流量の少ない所で、単相流の場合の $\lambda$ 値よりも大きく異なる。一方空気流量が段々大きくなり、ボイド率が増大してくると、全体の流速も大きくなり流路壁面での速度勾配も大きくなる上に、ボイド率が大きいため水流のせん断力の大きい部分にも気体が流れるようになるであろう。そうするとその気体部分がそれより中央部で流れる流体の摩擦を緩和することとなり、気体部分にも水が流れているときの摩擦力よりも小さな摩擦力しか作用しないと考えられる。従って同じ水流量でもボイド率が大きくなると段々Blasiusの式に近づき、更に増えるとそれよりも低くなる。この傾向は水流量の大きい所で顕著である。

### 6.4 $\alpha-\beta$ の関係

第16図に見られるように今回も1次設計の場合と同様断面平均値については気液のすべりは少なくボイド率10~50%の間で水流量に殆ど無関係に $\alpha/\beta=0.95$ であった。

今回の2次設計では燃料棒間の最小間隙も1次設計の1.75mmから2mmにと大きくなり、又サブチャンネル間の流路断面積の差が小さくなるように、サブチャンネルの内最も大きな部分を占める部分にスペーサータイロッドを通すなどの考慮がなされているが、それにも拘わらず $\alpha/\beta$ の値が円管の値である0.83よりかなり大きいのは流路にはまだかなり大小のサブチャンネルが存在し、サブチャンネル効果のため断面平均ボイド率が大きくなるものと考えられる。

これは次のように考えることができる。



本テストに用いた流路は、5本のRodが狭いRod間隙によって五角形状に並び、それらによって仕切られている形の流路と3本のRodが三角形状に並び、狭いRod間隙によって仕切られている形の流路とが混在している。これらの流路を便宜上、五角流路、三角流路と呼ぶとすると、三角流路は五角流路にくらべ非常に狭い流路断面積となっている。このような狭い流路はスペーサタイロッドを流路に通しているためにも生じている所(4箇所)がある。気泡流領域では、連続した液体中に気体が気泡状に存在して流れるが、流路断面の狭い所では、水刀直径が小さいために、広い所よりも当然流動抵抗が大となり単位断面積当りの流量は小さい。従ってベースより断面についてほぼ一様で流れて来た二相流は三角流路から五角流路へ移動することになる。この時連続相である液体は狭い流路断面積を有する三角流路から五角流路へ移動し易いが、気泡状に混在する気体はRod間隙が狭い(1.75~2mm)ためなかなか移動しにくい。従って狭い流路断面内では全断面平均ボイド率よりも大となり、広い流路断面では逆に小になる。一方ボイド率が小さく液体が多く流れている広い流路断面では流速が大で、ボイド率が大きく、気体が多く流れている狭い流路では流速が小であるので、全断面平均でみると、液体の方が気体より早く流れていく傾向にある訳である。従って $\alpha/\beta$ は1に近づく。以上は液体が連続相である気泡流について起る現象であるが、気体流量が増加し、環状流になると今度は気体が連続相になるので、再び気液すべり比は大となる傾向がみられるが、流動状態について環状流と断定することはできない。これは又別に検査しなければ分からないことであろう。

従って、本燃料体では気泡流領域ではいわば、サブチャンネル効果が大きく、流動状態の不均衡が生じていることが推論される。

## 6.5 各部圧力損失

### 6.5.1 ベース

1次設計ではベース入口の圧力タップから管束流路へかけての勾配は、管束流路の勾配と殆んど同じであったので、実際の運転条件の圧力損失もそのように求めたが、今回はベース部の圧力損失を別個に求めた。即ち管束流路での圧力勾配からベース出口での圧力を求め、この値とベース入口の圧力タップ①との差を $\Delta P_{BA}$ として求めた。この結果を第13図に示す。これによるとベース部の圧力損失は单相流では流速の自乗に比例している。

即ち

$$\Delta P_{BA} = \xi_{BA} \frac{\gamma_L}{2g} u_L^2 \quad (\text{单相流}) \quad \dots \dots \dots (28)$$

の関係があり $\xi_{BA} = 1.09$ である。

二相流の場合、仮想水流速 $u'_L = \frac{\bar{u}_L}{1-\beta}$ を用いてプロットした所第13図の如き関係が得られた。

### 6.5.2 管束部

第10図に気体体積流量率 $\beta$ と単位長さ当りの圧力損失 $\Delta P_{FO}$ との関係を流量をパラメータ

として示す。これを見ると1次設計のものより勾配が少し急になっている。この原因は、はっきりとはしないが、一応次のことが考えられる。サブチャンネルとして大きな流路断面積を有していた部分にスペーサタイロッドを置いたため、この部分を比較的小さな圧力損失で大流量流れていたのが、そうはいかなくなり、全体として圧力損失が大きくなった。このことは次のような極端の場合を仮定すれば明日となるだろう。即ち、28本の燃料棒と4本のタイロッドを圧力管内にできるだけ均等においた場合と、これらのものを全部、管壁に押しつけた場合の流路では後者の方が圧力損失が小さくなる。これらの点についての定量的扱いについては更に研究を要する。

### 6.5.3 スペーサー

第11図に水流量をパラメーターとして、スペーサーにより生じた摩擦圧力損失 $\Delta P_{SP}$ と気体体積流量率 $\beta$ の関係を示す。破線で示したのは単相流での圧力損失値を第12図に示した関係から求め、そこを基点として、実線に倣って作図したものである。第12図に仮想水流速 $u'_L$ と $\Delta P_{SP}$ との関係を示す。この結果をみると単相流の場合 $u'_L$ は水流速 $u_L$ と同値となり、その時 $\Delta P_{SP}$ は $u_L$ の自乗に比例することが明白である。そこで、従来使われている、流路に邪魔物があるときの摩擦係数の概念を用いて

$$\Delta P_{SP} = \xi_{SP} \frac{\gamma_L}{2g} u_L^2 \quad \dots\dots\dots (29)$$

とおき $\xi_{SP}$ を求めると、 $\xi_{SP} = 1.058$ であった。

1次設計の時に使用したツイスト型および摩擦パッド型スペーサーとの比較をしてみると、図で明らかな如く単相流ではリングスペーサーの方がずっと大きな値となるが、2相流になると空気流量の増大に対する圧力損失の増大の割合がリングスペーサーの方がずっと緩やかであるために、ある空気流量をこえると、リングスペーサーの方が小さな圧力損失値となる。第12図ではツイスト型と摩擦パッド型の圧力損失値をそれぞれ直線で示してあるが、実際は巾をもったデータの平均値であり、二相流の場合には $\Delta P_{SP}$ はリングスペーサーと同様に水流量によって、夫々異なる傾向にある。しかしこの勾配は、データのバラツキは大きい、リングスペーサーよりずっと急のようである。昨年度は、原子炉運転時の大略の圧力損失値を算出するため、簡単のために1本の線で表わしたが実際はこの勾配の大きさは、リング、ツイスト、摩擦パッドの順で大きくなっている。これは一応次のように考えることができる。

(1) 単相流の時リングスペーサーで圧力損失が大きいのはスペーサーの流路において占めるぬれ縁長さとその流路長さが他の2者にくらべて非常に大きいため、壁面摩擦による損失が、他のスペーサーの乱れによる分よりずっと大きく出ている。

(2) 単相流でツイスト型が摩擦パッド型より損失が大きいのは、摩擦パッド型が流路断面積を小さくしてはいても、流れに対してツイストのような突起物となっていて比較的滑らかに流路断面が変化しているためである。

(3) 二相流になるとリングスペーサーによる損失勾配が小さくなるのは、二相流の気泡がスペーサーリングによって切られる状態で流れるため、この気泡がリング壁面での流れのせん断力を弱める作用をし、そうなるに流路断面に突起物もなく又、断面変化もあまりない利点が生

かされて結果として二相流では小さな損失勾配となる。

(イ) 二相流でツイスト型の方が摩耗パッドより損失勾配が小さい理由はリングスパーサーの場合と同様のことが考えられる。即ちツイストのような突起物による抵抗は二相流の中の気体部分がこれに直接、衝突することにより、突起物での流れのせん断力が、主流に対してあまり影響を及ぼさなくなる。すると摩耗パッド型よりも流れの断面積の大きなツイスト型の方が二相流の場合小さな圧力損失勾配となる。つまり摩耗パッド型では流れの断面積が小さくなるために、そこを出てからの流れの乱れが大きくこの乱れによる圧力損失が大きく作用する。

(ロ) 以上、スパーサーによる圧力損失は、リングスパーサーのように壁面摩擦が主なものと、ツイストのように、スパーサー内での乱れの大きなものと、摩耗パッドのように流路断面積が小さくなるために、その流路を出たときの流れの乱れが大きなものとに分けられる。

#### 6.5.4 タイプレート

第14図に水流量をパラメーターとしてタイプレートにより生じた摩擦圧力損失 $\Delta P_{TP}$ と気体積流量率 $\beta$ の関係を示す。破線で示したのは单相流での圧力損失値を第15図に示した関係から求め、そこを基点として、実線に倣って作図したものである。第15図の結果も第12図のスパーサーと同様に

$$\Delta P_{TP} = \xi_{TP} \frac{\gamma_L}{2g} u_L^2, \quad (\text{单相}) \dots\dots\dots (30)$$

とおける。第15図より $\xi_{TP} = 0.823$ と求まる。1次設計の実験結果を2点鎖線で示す。これもスパーサーの場合と同様に実際は水流量がパラメーターとなっているがその勾配の大きいことと、データのバラツキが大きかったために、原子炉運転時の大略の圧力損失を算出することを考えて全部まとめて1本の線にした。この図で分る通り2次設計のものは1次設計より、かなり小さな圧力損失となった。

## 7. 原子炉運転時の圧力損失予想値

原子炉では、燃料体ベース入口には飽和温度より僅かに低い未飽和水（サブ・クール水）が入って来て、サブクール沸騰を起しつつ飽和水から飽和沸騰となり、クオリティを増しつつ流れ加速される蒸気-水二相流へと変化する。

ここでは簡単のため、ベースには飽和水が入ってくるとして、ベースから上部タイプレートまで加熱されることによりクオリティが流動距離に比例して増加する場合の加速二相流の圧力損失を計算することを試みる。本報での実験結果から流量をパラメーターとして気体体積流量率の変化に対する圧力損失の変化の関係を実験式にまとめ、この式に沸騰状態をクオリティの変化だけで表わせるとした場合の加速二相流の圧力損失を採用して原子炉運転時の圧力損失値を推算してみる。

今、ベース入口部と上部タイプレート出口部の静圧差を $\Delta P_T$  とすると

$$\Delta P_T = \Delta P_F + \Delta P_H + \Delta P_A + [\Delta P_{SP}]_T + \Delta P_{TP} \quad \dots\dots\dots(31)$$

ここで、

- $\Delta P_T$  : 燃料体出入口の全静圧差
- $\Delta P_F$  : 燃料棒によって生ずる摩擦圧力損失
- $\Delta P_H$  : 燃料体出入口の間で生ずるヘッド差
- $\Delta P_A$  : 燃料体出入口の間で生ずる加速圧力損失
- $[\Delta P_{SP}]_T$  : スペーサーによって生ずる摩擦圧力損失 Suffix Tは全部のスペーサーによって生ずる量を示す。
- $\Delta P_{TP}$  : 上部タイプレートによって生ずる摩擦圧力損失

これらの記号は損失値を正としており、単位は $kg/cm^2$ である。

(1) 燃料棒によって生ずる摩擦圧力損失 $\Delta P_F$

第17図に示される単位長さ当りの圧力損失 $\Delta P_{FO}$  ( $kg/cm^2 \cdot m$ ) を

$$\Delta P_{FO} \times 10^4 = \lambda \frac{1}{d_M} \frac{\gamma_L}{2g} \bar{u}_L^2 + C_2 \beta + C_3 \beta^2 \quad \dots\dots\dots(32)$$

の形で表わすことにする。右辺第1項は $\beta = 0$ のときの値であり、単相流のときのBlasiusの式に相当している。

従って

$$\bar{u}_L = \frac{W_L}{3600 \cdot A_b \cdot \gamma_L} \quad \dots\dots\dots(33)$$

$$\lambda = 0.316 Re^{-\frac{1}{4}} \quad \dots\dots\dots(34)$$

$$Re = \frac{\bar{u}_L \cdot d_M}{\nu_L} \quad \dots\dots\dots(35)$$

$C_2, C_3$  は、実験結果から水単相流での圧力損失  $\Delta P_L$  の関係として求まり、

$$40 \text{ t/h のとき } \begin{cases} C_2 = 1730 \\ C_3 = 1790 \end{cases} \dots\dots\dots (36)$$

$$60 \text{ t/h のとき } \begin{cases} C_2 = 2060 \\ C_3 = 4350 \end{cases} \dots\dots\dots (37)$$

と計算された。なお  $C_2, C_3$  は  $\text{kg/m}^2 \cdot \text{m}$  の次元を有する。

加熱による加速二相流の圧力損失を求めるに当って、壁面で沸騰のある場合を非沸騰の場合で近似できるとするほか次の条件および仮定をおく。

[条件] 入口から出口までクオリティは直線的に変化する。

$$x = \frac{\ell}{L} x_e \dots\dots\dots (38)$$

ここで、 $L$  は出入口間の距離 (m)、 $\ell$  は入口より任意の距離 (m)、 $x_e$  は出口クオリティである。  
 $L$  としてはこの仮定に対しては燃料有効長 (3.7m) をとるべきであるが、ここでは簡単のため出入口間の距離 (4.12m) をとった。

[仮定 1] 管束部の摩擦圧力損失を  $\beta$  で表わした関係、すなわち (32) 式は、高圧においても成立する<sup>(7)</sup>

[仮定 2] 管束部について求めた  $\alpha/\beta=0.95$  (第 16 図) の関係が、円管内二相流において常圧における  $\alpha$  と  $\beta$  との関係が高圧にも成立<sup>(7)</sup> のと同様に、高圧においても成立つものとする。

そうすると

$$x = \frac{W_G}{W_G + W_L}, \quad \beta = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} \quad \text{より}$$

$$x = \frac{\beta r_G}{\beta r_G + (1 - \beta) r_L} \dots\dots\dots (39)$$

あるいは

$$\beta = \frac{x r_L}{x r_L + (1 - x) r_G} \dots\dots\dots (40)$$

[条件] および (10) 式を (32) 式にあてはめ、 $0 \rightarrow L$  まで積分すると、

$$\Delta P_F = 0.316 \left( \frac{\bar{u}_L d_M}{\nu_L} \right)^{-1/4} \frac{L}{d_M} \frac{r_L}{2g} \bar{u}_L^2 + C_2 \int_0^L \frac{\frac{\ell}{L} x_e r_L}{\frac{\ell}{L} x_e r_L + (1 - \frac{\ell}{L} x_e) r_G} d\ell$$

$$+ C_3 \int_0^L \left\{ \frac{\frac{\ell}{L} x_e r_L}{\frac{\ell}{L} x_e r_L + (1 - \frac{\ell}{L} x_e) r_G} \right\}^2 d\ell \dots\dots\dots (41)$$

$$A = C_2 \int_0^L \frac{\frac{\ell}{L} x_e r_L}{\frac{\ell}{L} x_e r_L + (1 - \frac{\ell}{L} x_e) r_G} d\ell \quad \dots\dots\dots (42)$$

$$B = C_3 \int_0^L \left\{ \frac{\frac{\ell}{L} x_e r_L}{\frac{\ell}{L} x_e r_L + (1 - \frac{\ell}{L} x_e) r_G} \right\}^2 d\ell \quad \dots\dots\dots (43)$$

とおくと、(42)、(43)式は容易に積分されて

$$A = C_2 \left( \frac{r_L}{r_L - r_G} \right) L \left\{ 1 - \frac{1}{x_e} \frac{r_G}{(r_L - r_G)} \log \left( \frac{r_L - r_G}{r_G} x_e + 1 \right) \right\} \quad \dots\dots\dots (42)'$$

$$B = C_3 \left( \frac{r_L}{r_L - r_G} \right)^2 L \left\{ 1 - \frac{2}{x_e} \frac{r_G}{(r_L - r_G)} \log \left( \frac{r_L - r_G}{r_G} x_e + 1 \right) + \frac{r_G}{(r_L - r_G) x_e + r_G} \right\} \quad \dots\dots\dots (43)'$$

となる。よって(41)式は

$$\Delta P_F = 0.316 \left( \frac{\bar{u}_L d_M}{\nu_L} \right)^{-\frac{1}{4}} \frac{L}{d_M} \frac{r_L}{2g} \bar{u}_L^2 + A + B \quad \dots\dots\dots (44)$$

(2) 燃料体出入口の間のヘッド差

$$\Delta P_H = \int_0^L \{ \alpha r_G + (1 - \alpha) r_L \} d\ell \quad \dots\dots\dots (45)$$

[ 仮定 2 ] および (40) 式より

$$\Delta P_H = r_L L \left[ 1 + 0.95 \left\{ \frac{1}{x_e} \frac{r_G}{r_L - r_G} \log \left( \frac{r_L - r_G}{r_G} x_e + 1 \right) - 1 \right\} \right] \quad \dots\dots\dots (45)'$$

(3) 燃料体入口から出口までの加速圧力損失

これは次の3つの部分に分けて計算しなければならない。

- 1 ベース入口から出口まで
- 2 ベース出口からタイプレート入口まで
- 3 タイプレート入口から出口まで

1と3は二相流の平均比重量は一定(換言すれば非加熱部)だが流路断面積が変化する部分であり2は流路断面積は変化しないが加熱されることによってボイド率が変化し二相流の平均比重量が変化する部分である。

1のベースに対しては次式が成立つ。

$$\Delta P_{a1} = \frac{\gamma_L}{2g} (u_{L2}^2 - u_{L1}^2) \dots\dots\dots(46)$$

2の加熱部に対しては次式が一般に使われている。

$$\Delta P_{a2} = \frac{G}{g} \{ (1-x) u_{L3} + x u_{G3} - u_{L2} \} \dots\dots\dots(47)$$

ここでGは単位面積当り、毎秒流れる重量流量 (kg/m<sup>2</sup>・sec) である。

今  $u_{L3} = \frac{G(1-x)}{\gamma_L(1-\alpha_3)}$ ,  $u_{G3} = \frac{Gx}{\gamma_G \cdot \alpha_3}$  である。

従って

$$\Delta P_{a2} = \frac{G^2}{\gamma_L \cdot g} \left\{ \frac{x^2}{\alpha} \left( \frac{\gamma_L}{\gamma_G} \right) + \frac{(1-x)^2}{1-\alpha} - 1 \right\} \dots\dots\dots(48)$$

右辺の { } 内はMartinelli や Thom が r<sub>2</sub> とおいている係数である。

又 6.4 で述べた通り、水流量に無関係に α/β=0.95 とおき (39)式も使って r<sub>2</sub> を計算すると

$$r_2 = \frac{x^2}{\alpha} \left( \frac{\gamma_L}{\gamma_G} \right) + \frac{(1-x)^2}{1-\alpha} - 1 \dots\dots\dots(49)$$

$$r_2 = \frac{x^2}{0.95} \left( \frac{\gamma_L}{\gamma_G} \right) + \frac{(1-x)x}{0.95} + \frac{(1-x)^2 \{ x\gamma_L + (1-x)\gamma_G \}}{0.05x\gamma_L + (1-x)\gamma_G} - 1 \dots\dots\dots(49')$$

である。

3のタイプレートに対しては、二相流体の平均比重量 γ<sub>m</sub> を用い、この値がタイプレートの入口、出口間で変化しないものとして近似する。

$$\Delta P_{a3} = \frac{\gamma_m}{2g} (u_{L4}^2 - u_{L3}^2) \dots\dots\dots(50)$$

ここで suffix 1はベース入口、2はベース出口、3はタイプレート入口、4はタイプレート出口を示す。

又  $u_L = \frac{\bar{u}_L}{1-\alpha}$

$$u_{L2} = \frac{W_L}{3600 \cdot A_b \cdot \gamma_L} \quad , \quad u_{L3} = \frac{u_{L2}}{1-\alpha_3}$$

$$\gamma_m = \alpha \gamma_G + (1-\alpha) \gamma_L$$

従って

$$\Delta P_a = \Delta P_{a1} + \Delta P_{a2} + \Delta P_{a3} \dots\dots\dots(51)$$

(4) スペーサーによって生ずる摩擦圧力損失

第11および12図に示されるように、単相流の場合、水流量の自乗に比例するので6.5.3で述べた如く(29)式により70ataでの単相流圧力損失値を第11図にプロットし、そこを基

点として空気-水二相流での実験結果から描かれる線図に倣って破線で引いた。

一方燃料体内でベース出口からタイプレート入口まで一様発熱とすると、スペーサー各点におけるクオリティ  $x$ 、と気体体積流量率、 $\beta$ 、が求まるのでこれから第11図の破線を用いてスペーサー各点におけるスペーサーでの損失  $\Delta P_{SP}$  を求め、これらを加え合わせて9つのスペーサー全部の圧力損失を求めた。第1表にベース出口からスペーサー各点 ( $n$  はスペーサー番号) までの距離  $L'_n$  と各点におけるクオリティを、出口クオリティをパラメーターとして示す。

(5) 上部タイプレートによって生ずる摩擦応力損失

第14図および15図を使用して、スペーサーの場合と全く同様に求める。

(6) ベースによって生ずる摩擦圧力損失

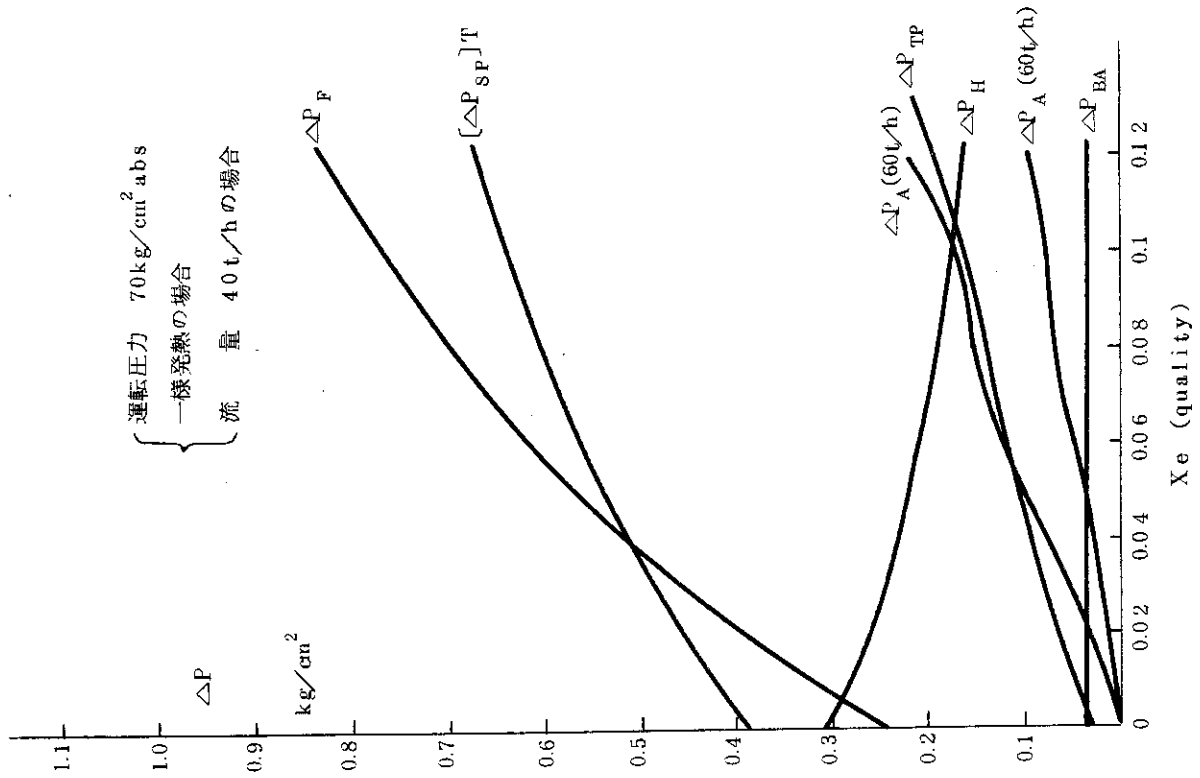
第13図に示されるように、単相流の場合水流速の自乗に比例するので6.5.1で述べた如く((28)式)より70ataでの単相流圧力損失を求めた。

尚、本実験ではベース部に浮上力測定用の荷重計が取付けられていたので、ベース部の圧力損失は少し大き目に出ている。

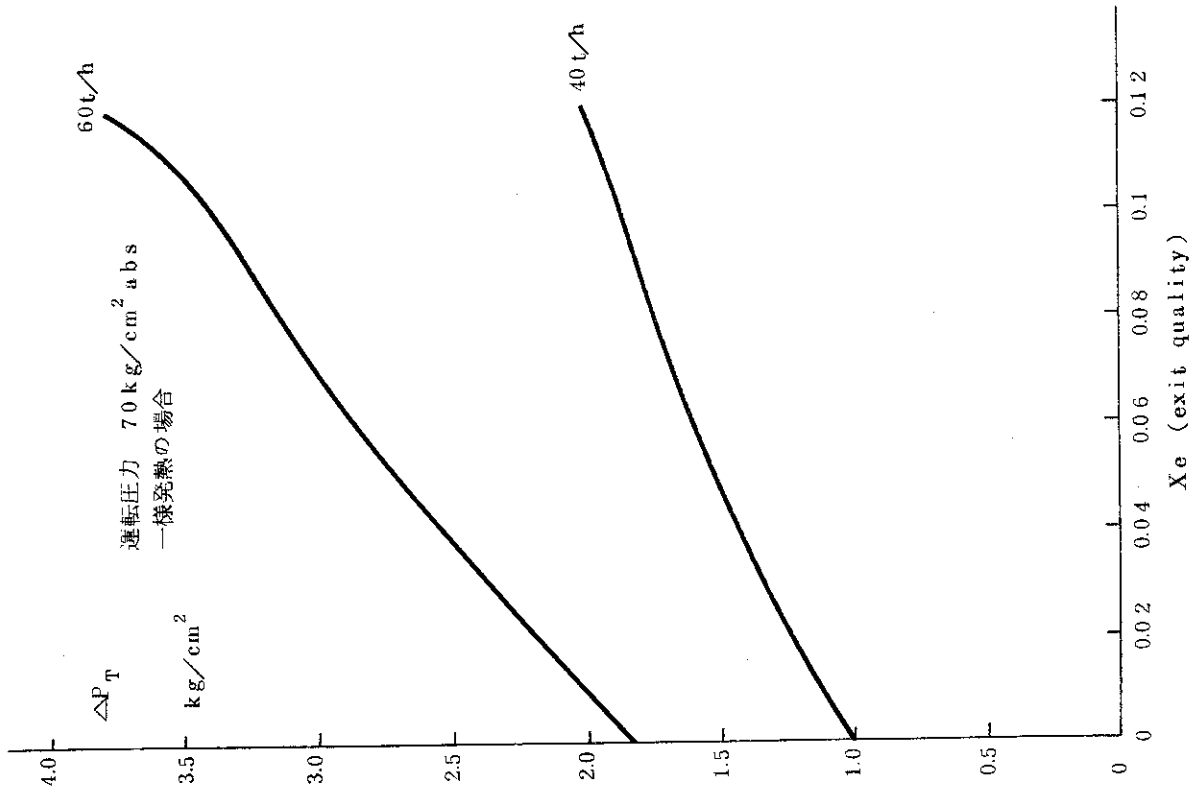
以上(44)、(45)、(46)、(48)、(50) およびベース部、スペーサー部、タイプレート部の全部について計算した結果を第2表に示す。これらを加えて表わされる  $\Delta P_T$  を、横軸に出口クオリティ、流量をパラメーターとしてグラフにすると第20図のようになる。計算は新型転換炉の設計条件である  $70 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  について行った。参考としてこの時の  $\beta - x$  の関係((10)式)を第25図に示す。

この図から分るように、本報における実験範囲では  $\beta < 0.5$  であるので実験圧力でのクオリティでは  $0.005$  (0.5%) 以下、70ataでは1桁上って  $0.05$  (5%) 以下にしかならないことからいって少なくともクオリティが5%以上の圧力損失値については外挿であることに注意しなければならない。又、5ataでは、もし実験値がある場合は  $\beta$  が  $0.7$  以上になると  $x/\beta$  の勾配は急激になるので、これ以上の  $\beta$  についての圧力損失値についてはクオリティ  $x$  によって整理する方がより正確な式となるであろう。

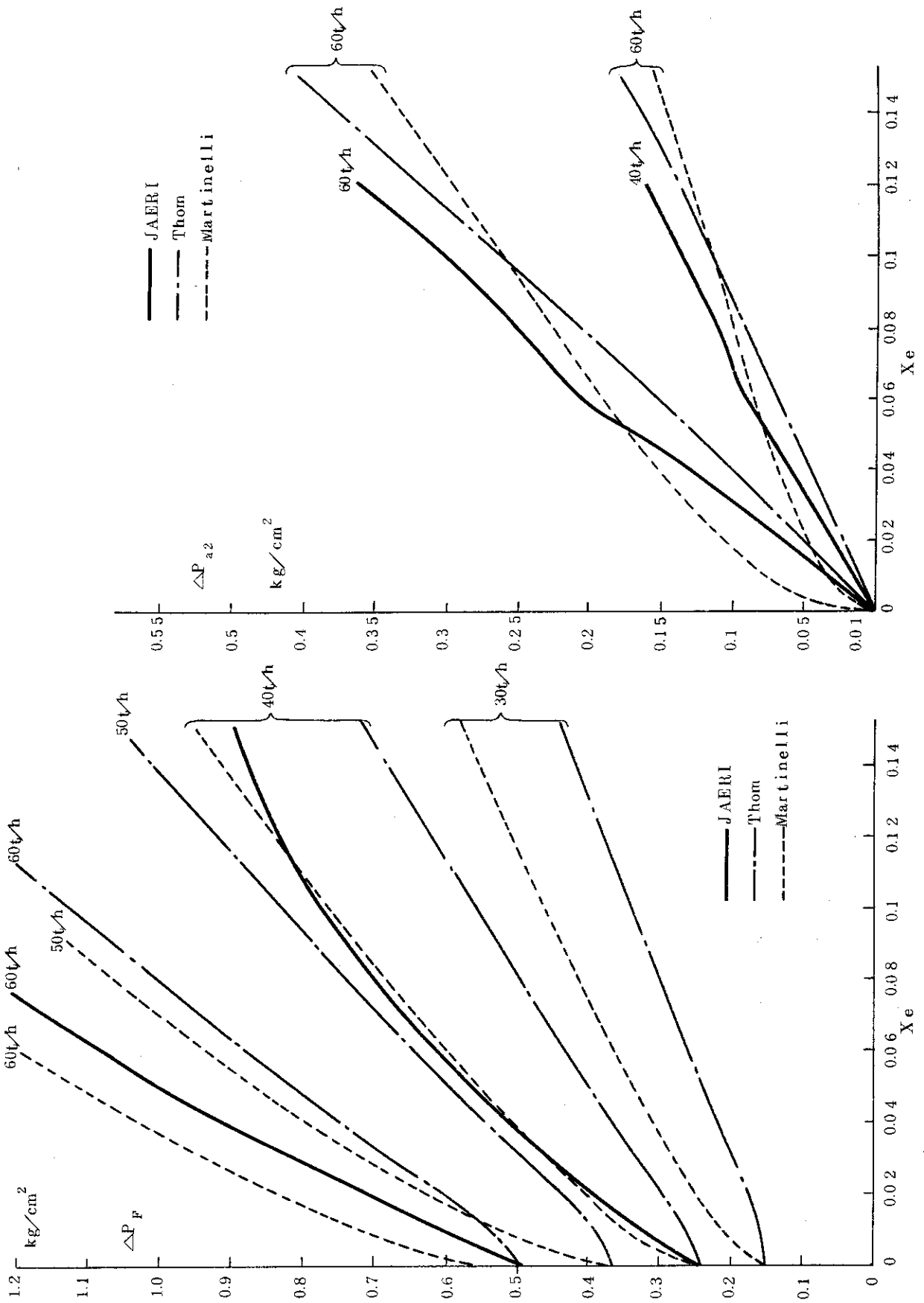




第 2 1 図 発熱時の圧力損失予想値の内訳

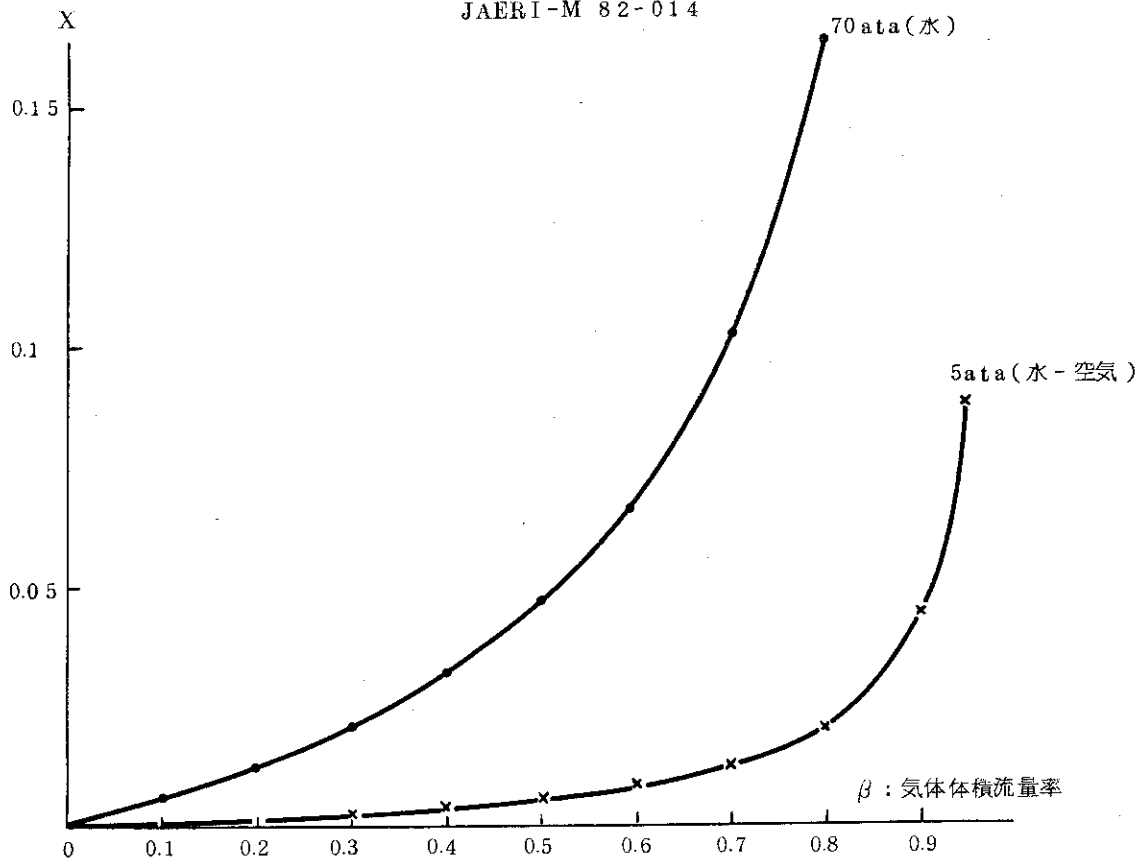


第 2 0 図 発熱時の圧力損失予想値

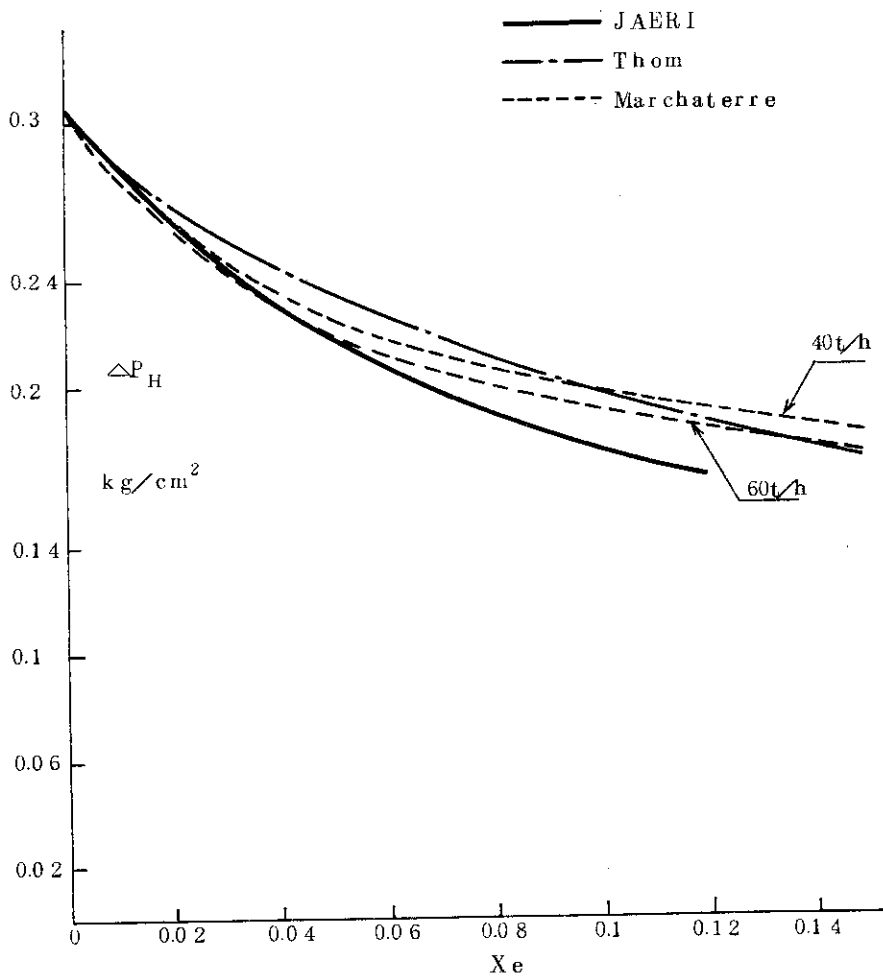


第23図  $\Delta P_{a2}$  の予想値 (70ata)

第22図  $\Delta P_F$  の予想値 (70ata)



第 2 5 図  $x - \beta$  関係



第 2 4 図  $\Delta P_H$  の予想図 (70 ata)

第1表 スペーサーの圧力損失 $\Delta P_{SP}$   $\text{kg/cm}^2$

| n                                | $\ell_n$ | $a_n$ | $x_e$ | 0.01  | 0.02  | 0.04  | 0.06  | 0.08  | 0.1  | 0.12  |
|----------------------------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|
|                                  |          |       |       | 0.001 | 0.002 | 0.004 | 0.006 | 0.008 | 0.01 | 0.012 |
| 1                                | 412      | 0.1   |       | 0.001 | 0.002 | 0.004 | 0.006 | 0.008 | 0.01 | 0.012 |
| 2                                | 824      | 0.2   |       | 0.002 | 0.004 | 0.008 | 0.012 | 0.016 | 0.02 | 0.024 |
| 3                                | 1236     | 0.3   |       | 0.003 | 0.006 | 0.012 | 0.018 | 0.024 | 0.03 | 0.036 |
| 4                                | 1648     | 0.4   |       | 0.004 | 0.008 | 0.016 | 0.024 | 0.032 | 0.04 | 0.048 |
| 5                                | 2060     | 0.5   |       | 0.005 | 0.01  | 0.020 | 0.030 | 0.040 | 0.05 | 0.06  |
| 6                                | 2472     | 0.6   |       | 0.006 | 0.012 | 0.024 | 0.036 | 0.048 | 0.06 | 0.072 |
| 7                                | 2884     | 0.7   |       | 0.007 | 0.014 | 0.028 | 0.042 | 0.056 | 0.07 | 0.084 |
| 8                                | 3296     | 0.8   |       | 0.008 | 0.016 | 0.032 | 0.048 | 0.064 | 0.08 | 0.096 |
| 9                                | 3708     | 0.9   |       | 0.009 | 0.018 | 0.036 | 0.054 | 0.072 | 0.09 | 0.108 |
| [ $\Delta P_{SP}$ ] <sub>T</sub> |          |       |       | 0.045 | 0.09  | 0.18  | 0.27  | 0.36  | 0.45 | 0.54  |

第2表 JAERI実験結果をもとにした70ataでの  
圧力損失予想値 ( $\text{kg/cm}^2$ )

|               | $x_0$ | $\Delta P_F$ | $\Delta P_H$ | $\Delta P_{a1}$ | $\Delta P_{a2}$ | $\Delta P_{a3}$ | $\Delta P_A$ | [ $\Delta P_{SP}$ ] <sub>T</sub> | $\Delta P_{BA}$ | $\Delta P_{TP}$ | $\Delta P_T$ |
|---------------|-------|--------------|--------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------------|----------------------------------|-----------------|-----------------|--------------|
| 30<br>t<br>/h | 0.01  |              | 0.28         | ↑               | 0.00823         |                 |              |                                  | ↑               |                 |              |
|               | 0.02  |              | 0.26         |                 | 0.01657         |                 |              |                                  |                 |                 |              |
|               | 0.04  |              | 0.23         |                 | 0.03246         |                 |              |                                  |                 |                 |              |
|               | 0.06  |              | 0.21         | 0.0185          | 0.04801         |                 |              |                                  | 0.0246          |                 |              |
|               | 0.08  |              | 0.19         |                 | 0.06287         |                 |              |                                  |                 |                 |              |
|               | 0.1   |              | 0.175        |                 | 0.07726         |                 |              |                                  |                 |                 |              |
|               | 0.12  |              | 0.164        | ↓               | 0.09113         |                 |              |                                  | ↓               |                 |              |
| 40<br>t<br>/h | 0.01  | 0.3205       |              | ↑               | 0.01463         | -0.039          | 0.00853      | 0.421                            | ↑               | 0.047           | 1.12         |
|               | 0.02  | 0.3901       |              |                 | 0.02945         | -0.0449         | 0.01745      | 0.452                            |                 | 0.065           | 1.23         |
|               | 0.04  | 0.5120       | 同            |                 | 0.05770         | -0.0533         | 0.0373       | 0.514                            |                 | 0.096           | 1.43         |
|               | 0.06  | 0.6139       |              | 0.0329          | 0.08533         | -0.067          | 0.05123      | 0.566                            | 0.0436          | 0.12            | 1.60         |
|               | 0.08  | 0.6983       | 上            |                 | 0.1118          | -0.077          | 0.0739       | 0.609                            |                 | 0.14            | 1.75         |
|               | 0.1   | 0.7707       |              |                 | 0.1373          | -0.094          | 0.0762       | 0.643                            |                 | 0.16            | 1.87         |
|               | 0.12  | 0.8299       |              | ↓               | 0.162           | -0.095          | 0.0999       | 0.674                            | ↓               | 0.198           | 2.01         |
| 50<br>t<br>/h | 0.01  |              |              | ↑               | 0.0229          |                 |              |                                  | ↑               |                 |              |
|               | 0.02  |              |              |                 | 0.0460          |                 |              |                                  |                 |                 |              |
|               | 0.04  |              | 同            |                 | 0.0902          |                 |              |                                  |                 |                 |              |
|               | 0.06  |              |              | 0.0516          | 0.1334          |                 |              |                                  | 0.0684          |                 |              |
|               | 0.08  |              | 上            |                 | 0.1746          |                 |              |                                  |                 |                 |              |
|               | 0.1   |              |              |                 | 0.2146          |                 |              |                                  |                 |                 |              |
|               | 0.12  |              |              | ↓               | 0.2532          |                 |              |                                  | ↓               |                 |              |
| 60<br>t<br>/h | 0.01  | 0.6018       |              | ↑               | 0.0329          | -0.0878         | 0.0193       | 0.906                            | ↑               | 0.098           | 2.00         |
|               | 0.02  | 0.7061       |              |                 | 0.0663          | -0.1012         | 0.0393       | 0.95                             |                 | 0.127           | 2.18         |
|               | 0.04  | 0.9045       | 同            |                 | 0.130           | -0.12           | 0.0842       | 1.031                            |                 | 0.19            | 2.54         |
|               | 0.06  | 1.0803       |              | 0.0742          | 0.192           | -0.151          | 0.1152       | 1.108                            | 0.0983          | 0.246           | 2.86         |
|               | 0.08  | 1.2306       | 上            |                 | 0.252           | -0.173          | 0.1532       | 1.178                            |                 | 0.294           | 3.14         |
|               | 0.1   | 1.3614       |              |                 | 0.309           | -0.21           | 0.1732       | 1.236                            |                 | 0.336           | 3.38         |
|               | 0.12  | 1.471        |              | ↓               | 0.365           | -0.215          | 0.2242       | 1.287                            | ↓               | 0.46            | 3.7          |

注)  $\Delta P_A = \Delta P_{a1} + \Delta P_{a2} + \Delta P_{a3}$

$\Delta P_T = \Delta P_F + \Delta P_H + \Delta P_A + [\Delta P_{SP}]_T + \Delta P_{BA} + \Delta P_{TP}$

## 8 従来の高圧における計算式による推算値との比較

### 8.1 Martinelli および Marchaterre の計算

#### (1) 管束部の摩擦損失

円管内の摩擦損失、 $\Delta P_{TPF}$  は二相流と同流量が单相流で流れたときの圧力損失 $\Delta P_L$  に文献(9)で与えられる係数 $\phi_L^2$  を乗じたものとして表わされる。

$$\Delta P_{TPF} = \phi_L^2 \cdot \Delta P_L \quad \dots\dots\dots(52)$$

$\Delta P_L$  は  $d_M$  と Blasius の式を用いて求める。 $\phi_L^2$  は Martinelli の常圧での実験結果を Davidson 等の高圧ボイラーの実験結果をもとにして系圧力に関して一部推定して求められたもので、圧力と出口クオリティによって定められている。文献(9)の Table 1 から 70ata での  $\phi_L^2$  を求め計算した結果を第 3 表に示す。

第 3 表 Martinelli の式による  $\Delta P_{TPF}$  (kg/cm<sup>2</sup>)

| x                                     | $\phi_L^2$ | 30 t/h  | 40 t/h   | 50 t/h   | 60 t/h   |
|---------------------------------------|------------|---------|----------|----------|----------|
| 0.01                                  | 1.45       | 0.21460 | 0.354380 | 0.525770 | 0.722390 |
| 0.02                                  | 1.66       | 0.24568 | 0.405704 | 0.601916 | 0.827012 |
| 0.04                                  | 2.05       | 0.30340 | 0.501020 | 0.743330 | 1.021310 |
| 0.06                                  | 2.46       | 0.36408 | 0.601224 | 0.891996 | 1.225572 |
| 0.08                                  | 2.79       | 0.41292 | 0.681876 | 1.011654 | 1.389978 |
| 0.1                                   | 3.10       | 0.45880 | 0.757640 | 1.124060 | 1.544420 |
| 0.15                                  | 3.90       | 0.57720 | 0.953160 | 1.414140 | 1.942980 |
| (kg/cm <sup>2</sup> )→ $\Delta P_L$ → |            | 0.148   | 0.2444   | 0.3626   | 0.4982   |

#### (2) 加速損失

加熱部での加速損失 $\Delta P_{acc}$  は

$$\Delta P_{acc} = r_2 \cdot \frac{G^2}{g} \quad \dots\dots\dots(53)$$

で与えられる。ここで G は単位面積当り、毎秒流れる重量流量である。 $r_2$  も(1)と同様に外挿して求められており 70ata での値を Table 2 から引いて計算した結果を第 4 表に示す。

第4表 Martinelli の式による  $\Delta P_{acc}$  (kg/cm<sup>2</sup>)

| x    | r <sub>2</sub> (ft <sup>3</sup> /lb) | r <sub>2</sub> (cm <sup>3</sup> /kg) | 30 t/h                  | 40 t/h                  | 50 t/h                  | 60 t/h                 |
|------|--------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------------------------|
| 0.01 | 0.0093                               | 0.0581×10 <sup>4</sup>               | 0.01945                 | 0.03456                 | 0.05404                 | 0.07780                |
| 0.02 | 0.0130                               | 0.0811×10 <sup>4</sup>               | 0.02714                 | 0.04825                 | 0.07544                 | 0.10859                |
| 0.04 | 0.0183                               | 0.1142×10 <sup>4</sup>               | 0.03822                 | 0.06794                 | 0.10623                 | 0.15291                |
| 0.06 | 0.0230                               | 0.1436×10 <sup>4</sup>               | 0.04806                 | 0.08543                 | 0.13358                 | 0.19228                |
| 0.08 | 0.0272                               | 0.17 ×10 <sup>4</sup>                | 0.05690                 | 0.10113                 | 0.15813                 | 0.22763                |
| 0.1  | 0.0313                               | 0.195×10 <sup>4</sup>                | 0.06540                 | 0.11624                 | 0.18176                 | 0.26164                |
| 0.1  | 0.042                                | 0.262×10 <sup>4</sup>                | 0.08769                 | 0.15586                 | 0.24371                 | 0.35082                |
|      | $\frac{kg^2}{cm^5} \rightarrow$      | $G^2/g \rightarrow$                  | 0.3347×10 <sup>-4</sup> | 0.5949×10 <sup>-4</sup> | 0.9302×10 <sup>-4</sup> | 1.339×10 <sup>-4</sup> |

(3) ヘッド差…… Marchaterre の求め方による。

Martinelli の文献(9)ではヘッド差を求めるに必要な、高圧におけるボイドに関するデータは不正確なため、ANL他のデータによるMarchaterre の求め方、[文献(11)]によって計算した。

一様発熱のある場合の流路に於て密度  $\rho_f$  の飽和水で流入する入口と、出口クオリティ  $x_e$ 、出口ボイド  $\alpha_e$  で流出する出口との間の平均密度  $\bar{\rho}_B$  との間には次の関係式がある。

$$\frac{\bar{\rho}_B}{\rho_f} = 1 - \frac{1 - \rho_g}{\rho} \left\{ 1 - \left( \frac{1}{\alpha_e (1 - x_e)} - 1 \right) \left( \ln \frac{1}{1 - \alpha_e (1 - x)} \right) \right\}$$

..... (54)

ここで  $\rho_g$  は蒸気の密度である。

一方  $x_e$  と  $\alpha_e$  との関係はANLその他で求められたデータをもとにして定められる。実験は単相流における水流速で0.42~0.75m/sec、圧力が10kg/cm<sup>2</sup>~100kg/cm<sup>2</sup>、相当直径が11mm~50mmの円管と矩形管によってなされており、スリップ比  $V_g/V_f$  が単相流水流速  $V_0$ 、出口クオリティ  $x$ 、出口ボイド率  $\alpha$  および圧力  $P$  によって定められるようグラフで示されている。 $V_g/V_f$  が知れると、出口クオリティ  $x$  を与えて、出口ボイド  $\alpha$  が次の関係式によって求められる。

$$\frac{V_g}{V_f} = \left( \frac{x}{1-x} \right) \left( \frac{1-\alpha}{\alpha} \right) \frac{\rho_f}{\rho_g}$$

..... (55)

以上のようにして圧力70ataでの  $\Delta P_H$  を、テスト部長さ4.12mとして計算した結果を第5表に示す。

この方法は  $V_g/V_f$  が単相流水流速  $V_0$  によって変化するものとしてあるので、水流量によってヘッド差に差が生じる。

第5表 Marchaterreの方法による $\Delta P_H$  (kg/cm<sup>2</sup>)

|      | 30t/h | 40t/h  | 50t/h  | 60t/h  |
|------|-------|--------|--------|--------|
| 0.01 | 0.282 | 0.282  | 0.281  | 0.283  |
| 0.02 | 0.265 | 0.261  | 0.261  | 0.259  |
| 0.04 | 0.238 | 0.2343 | 0.23   | 0.2285 |
| 0.06 | 0.221 | 0.217  | 0.212  | 0.208  |
| 0.08 | 0.212 | 0.207  | 0.2044 | 0.20   |
| 0.1  | 0.202 | 0.198  | 0.195  | 0.191  |
| 0.15 | 0.182 | 0.179  | 0.175  | 0.172  |

以上はいずれも円管についての値が管束部にも水力直径を用いればそのまま適用できると仮定して求めたものである。

## 8.2 Thom の計算式

### (1) 管束部の摩擦損失

二相流の圧力損失 $\Delta P_{TPF}$ は、二相流と同流量が単相流で流れたときの圧力損失 $\Delta P_f$ に文献(10)で与えられる係数 $r_3$ を乗じたものとして表わされる。

$$\Delta P_{TPF} = r_3 \cdot \Delta P_f \quad \dots\dots\dots(56)$$

$\Delta P_f$ はBlasiusの式により求める。 $r_3$ は発熱円管での高圧における実験結果をもとにして、圧力と出口クオリティによって定められている。文献(10)のTable 3から70ataでの $r_3$ の値を求め、計算した結果を第6表に示す。

第6表 Thomの式による $\Delta P_{TPF}$  (kg/cm<sup>2</sup>)

| x    | $r_3$        | 30t/h  | 40t/h  | 50t/h  | 60t/h  |
|------|--------------|--------|--------|--------|--------|
| 0    | $\Delta P_f$ | 0.148  | 0.2444 | 0.3626 | 0.4982 |
| 0.01 | 1.06         | 0.157  | 0.26   | 0.385  | 0.529  |
| 0.02 | 1.2          | 0.1776 | 0.2933 | 0.4351 | 0.5978 |
| 0.04 | 1.48         | 0.2190 | 0.3617 | 0.5366 | 0.7373 |
| 0.06 | 1.76         | 0.2605 | 0.4301 | 0.6382 | 0.8768 |
| 0.08 | 2.02         | 0.2990 | 0.4937 | 0.7325 | 1.0064 |
| 0.1  | 2.27         | 0.3360 | 0.5548 | 0.8231 | 1.1309 |
| 0.15 | 2.9          | 0.4292 | 0.7088 | 1.0515 | 1.4448 |

### (2) 加速損失

加熱部での加速損失 $\Delta P_{acc}$ は

$$\Delta P_{acc} = r_2 \frac{G^2}{g} v_f \dots\dots\dots(57)$$

で与えられる。ここでGは単位面積当り、毎秒流れる重量流量であり  $v_f$  は液体の比容積である。第7表に文献(10)のTable 2 から求めた  $r_2$  と(57)式の計算結果を示す。

第7表 Thomの式による $\Delta P_{aci}$  (kg/cm<sup>2</sup>)

| x                   | $r_2$ | 30 t/h   | 40 t/h  | 50 t/h  | 60 t/h  |
|---------------------|-------|----------|---------|---------|---------|
| 0.01                | 0.13  | 0.05859  | 0.01041 | 0.01628 | 0.02345 |
| 0.02                | 0.207 | 0.09329  | 0.01658 | 0.02592 | 0.03733 |
| 0.04                | 0.56  | 0.025239 | 0.04486 | 0.07011 | 0.10100 |
| 0.06                | 0.85  | 0.038310 | 0.06809 | 0.10642 | 0.15331 |
| 0.08                | 1.15  | 0.051831 | 0.09213 | 0.14398 | 0.20741 |
| 0.1                 | 1.46  | 0.065802 | 0.11696 | 0.18279 | 0.26333 |
| 0.15                | 2.26  | 0.10186  | 0.18105 | 0.28295 | 0.40761 |
| $\frac{G^2}{g} v_f$ |       | 0.04507  | 0.08011 | 0.1252  | 0.1804  |

(3) ヘッド差

ヘッドによる圧力差 $\Delta P_{grav}$ は

$$\Delta P_{grav} = \frac{l}{v_f} r_4 \dots\dots\dots(58)$$

で与えられる。 $l$ は距離である。 $r_4$ は圧力と出口クオリティのみに関係し流量には無関係である。Table 4 から求めた  $r_4$  と(58)式の計算結果を第8表に示す。

第8表 Thom の式による $\Delta P_{grav}$

| x    | $r_4$ | $\Delta P_{grav}$ |
|------|-------|-------------------|
| 0.01 | 0.93  | 0.2845            |
| 0.02 | 0.88  | 0.269             |
| 0.04 | 0.80  | 0.245             |
| 0.06 | 0.74  | 0.226             |
| 0.08 | 0.687 | 0.21              |
| 0.1  | 0.642 | 0.196             |
| 0.15 | 0.558 | 0.171             |

8.3 計算値の比較

(1) 管束部摩擦損失

第22図に示される結果をみると次のことが分る。



- a. Thom と Martinelli では立上り部分の傾向が全く異なる。Thom のは最初徐々に上昇し始めるが Martinelli のは最初急激である。JAERI の結果は両者の中間を行っている。
- b. 40 t/h では JAERI は Martinelli と  $x_o$  が 0.0~0.12 の間で殆ど一致しているが 60 t/h では Martinelli と Thom の中間を行っている。
- c. JAERI の予想線図が Thom の線図より高く出ている原因は、ATR 2 次設計燃料体での常圧における実験結果が  $\alpha/\beta=0.95$  と円管にくらべると気液のすべりが少ない流路であったため液体側の流速が円管よりも大きい故である考えられる。

## (2) 加速損失

第 23 図に結果を示す。

- a. 立上りの傾向が Martinelli のは非常に急激であるが JAERI と Thom では大体一致している。
- b. JAERI の値が Thom より大きく出ている理由は摩擦損失の場合と同様に燃料体がすべりの少ない流路であるため気液 2 相の加速損失の内、大きな部分を占める液体側の流速に大きな差が出るためであろう。

## (3) ヘッド差

第 24 図に結果を示す。

- a. Marchaterre の場合は流量によって多少の差がでる。
- b. JAERI の予想値が他の 2 者よりやや大きい理由は摩擦損失でも加速損失でも考えられた通り、燃料体流路で円管よりもすべりが少ないためであろう。

## 9. 高圧におけるボイド率及び圧力損失についての考察

第7章で計算に当って使用した仮定(1)(2)は、円管内二相流については<sup>(7)</sup> ボイド率は  $80 \text{ kg/cm}^2$  まで

$$\alpha = f_1(\beta) \dots\dots\dots (59)$$

また、圧力損失についても

$$\phi_L = f_2(\alpha) \dots\dots\dots (60)$$

となり、これから

$$\phi_L = f_3(\beta) \dots\dots\dots (61)$$

とできる。

一方原子炉燃料体について最近開示制限解除になったイタリアのレポート<sup>(13)</sup>によって検討する。この報告は CIRENE (重水減速軽水冷却炉) の燃料体について、急速遮断弁によりボイド率を求めている。燃料棒は外径  $20 \text{ mm}$ 、棒の間隙  $1.5 \text{ mm}$ 、棒とシュラウドとの間隙も  $1.5 \text{ mm}$  で同心円状に配列され、ATR-37本型(概念設計用)の内側の三層に相当する。流路は三角流路と四角流路の小流路を組合せたもので、6.4の考察から推察すると、ATR-37型乃至円管に近い  $\alpha - \beta$  関係が予想される。ボイド率測定は圧力  $30 \text{ kg/cm}^2$  と  $50 \text{ kg/cm}^2$ 、流量は  $200 \sim 3,500 \text{ kg/cm}^2 \text{ sec}$ 、クオリティは  $0.75$  までの範囲で高クオリティを主としている。

その結果によれば、 $30 \text{ kg/cm}^2$  と  $50 \text{ kg/cm}^2$  の測定値は  $\alpha - \beta$  関係で表わすと有為の差がない。第26図は  $50 \text{ kg/cm}^2$  における  $\alpha - \beta$  関係を示したもので、これはむしろ円管<sup>(14)</sup>に近いと言える。これから〔仮定2〕はほぼ成立つと考えるよからう。

次に圧力損失であるが、軽水炉や重水炉の燃料体について炉内で測定した結果は今までのところ見当らない。計装燃料を装荷した場合も、これらは流量配分の測定を行うことを目的としており、むしろそのために各流量に対する圧力損失特性が必要である。ATR-28本型燃料体について、動力炉・核燃料開発事業団のコンポーネント試験ループ(CTL)で加熱はしていないが高圧での圧力損失を求めた結果がある<sup>(15)</sup>ので、7の高圧における圧力損失の推算値との比較をする。この試験は高圧において蒸気-水二相流を混合によって作り、これを断熱のテスト部に導き燃料体の圧力損失を測定している。スパーサーを含んだ燃料体の圧力損失は(31)式から

$$\Delta P = \Delta P_F + (\Delta P_{SP})_T = \Delta P_T - \Delta P_H - \Delta P_A - \Delta P_{TP} - \Delta P_{RA} \dots\dots\dots (62)$$

この実験では  $\Delta P_{TP}$  と  $\Delta P_{RA}$  を差引いた圧力損失、即ちロッドバンドル部の圧力損失を測定している。即ち、

$$\Delta P = \Delta P_F + (\Delta P_{SP})_T = \Delta P'_T - \Delta P_H - \Delta P_A \quad \dots\dots\dots (63)$$

しかし  $\Delta P_A$ ,  $\Delta P_H$  を求めるのに必要なボイド率は測定されておらず, 修正 Bankoff の式<sup>(2)</sup>によって求めている。測定圧力は  $73 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$  で上記のようにして求めた  $\Delta P$  はクオリティと直線関係にある。

以下, この測定値から選んだ値について 7 で示した計算方法による推算値と比較する。

測定値: 圧力:  $73 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ ,  $d_M = 9.6 \text{ mm}$ ,  $L = 3.708 \text{ m}$

(1)  $W_L = 40 \text{ t/hr}$ ,  $G = 2,480 \text{ kg/m}^2 \text{ sec}$ ,  $x = 0.05$  において

$$\Delta P = 1.45 \text{ kg/cm}^2$$

(2)  $W_L = 30 \text{ t/hr}$ ,  $G = 1,860 \text{ kg/m}^2 \text{ sec}$ ,  $x = 0.06$  において

$$\Delta P = 0.92 \text{ kg/cm}^2$$

推算値: 圧力  $73 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$  において,  $\gamma_L = 736 \text{ kg/m}^3$ ,  $\gamma_G = 38.0 \text{ kg/m}^3$

$$\mu_L = 0.108 \text{ c. p.}$$

(1)  $\bar{u}_L = 3.37 \text{ m/sec}$ ,  $Re = 2.21 \times 10^5$ ,  $\beta = 0.504$

$$(32) \text{ 式より 第一項} = 645 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{m}, \quad \Delta P_F = 0.73 \text{ kg/cm}^2$$

第 11 図より  $\Delta P_{SP} = 0.07$  ( $P = 70 \text{ kg/cm}^2$  の値)

$$\Delta P = (0.73 + 0.07 \times 9) \text{ kg/cm}^2 = 1.36 \text{ kg/cm}^2$$

(2)  $\bar{u}_L = 2.53 \text{ m/sec}$ ,  $Re = 1.92 \times 10^5$ ,  $\beta = 0.547$

$$(32) \text{ 式より 第一項} = 378 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{m}, \quad \Delta P_F = 0.59 \text{ kg/cm}^2$$

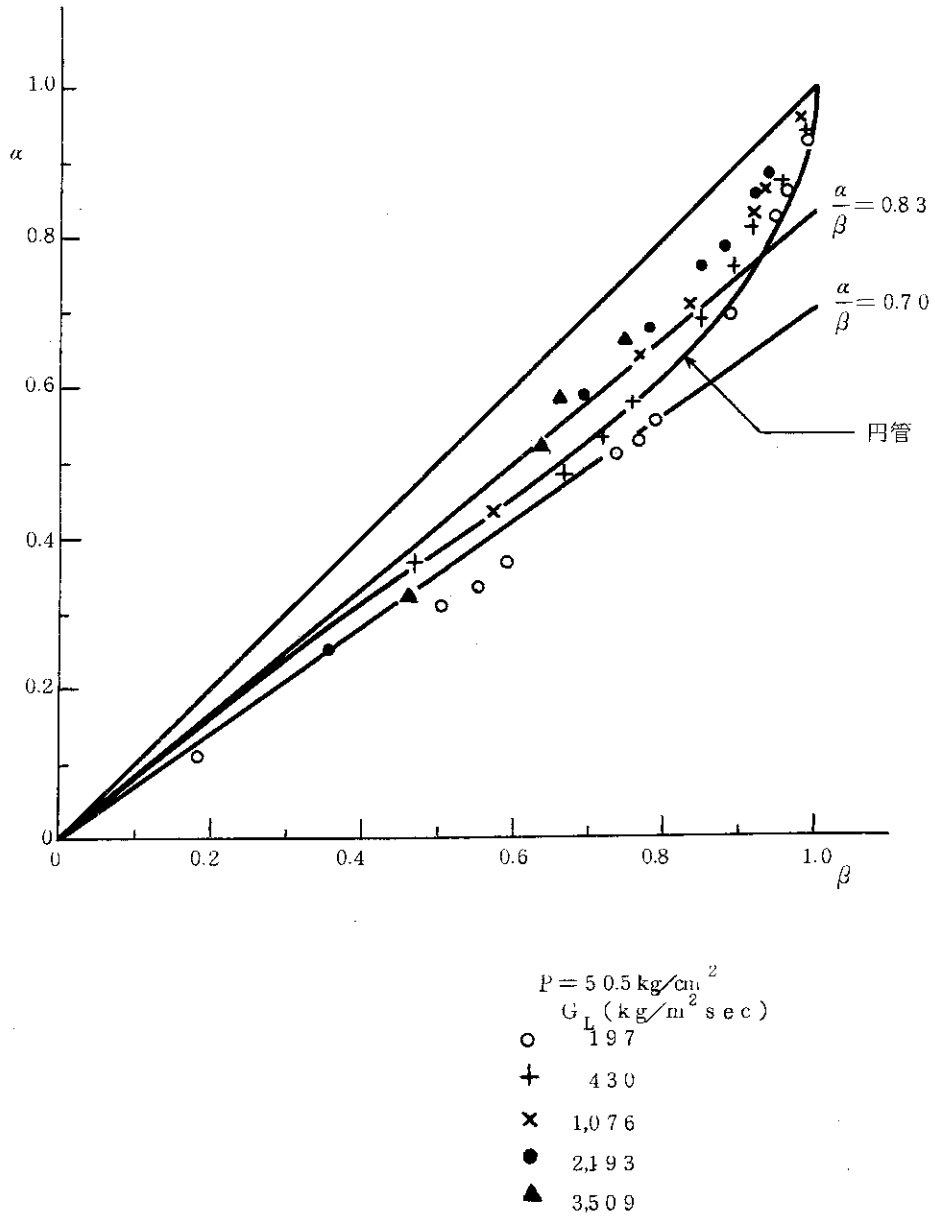
第 11 図より  $\Delta P_{SP} = 0.052 \text{ kg/cm}^2$

$$\Delta P = (0.59 + 0.052 \times 9) \text{ kg/cm}^2 = 1.06 \text{ kg/cm}^2$$

以上のように燃料体が入口から一定のクオリティの蒸気-水二相流中にある場合, スペーサーを含む燃料体本体の圧力損失(推算値)はボイド率を推算で求めた測定値とかなりよく一致している。

以上によりボイド率に関する結果と併せ,  $\Delta P_F$  を  $\beta$  で表わした式で, 少なくとも  $80 \text{ kg/cm}^2$  までの各圧力での圧力損失を予測できることが, 間接的ながら, ほぼ確かめられたと言える。

7 では ATR-28 本型について, 均一発熱のときの推算式を示したが, 発熱重分布があるときも, 前記の仮定を用い, 同様の方式で計算が可能である。また BWR 型燃料体についても定数に適切な値を選ぶことにより推算が可能である。このような推算法の発展により, 従来行われていた円管の式を使った場合ではできなかった, 燃料体各部の圧力損失を考慮した値を求めることができるようになった。それらにより燃料体の流量変化に伴う圧力特性の変化がわかり, 流量制御等に基礎的な値を与えることができよう。



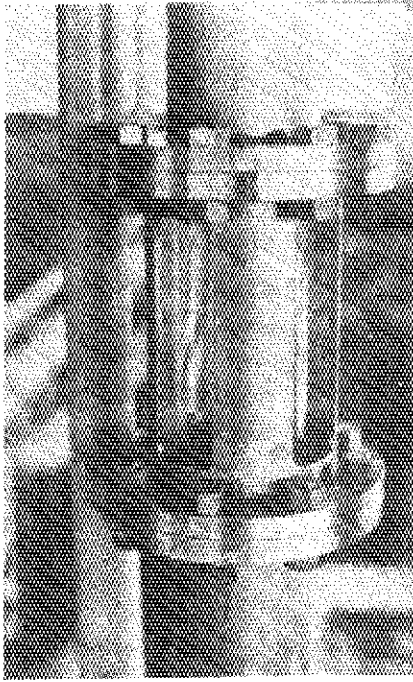
第26図 CIRENE用19本ロッドバンドル(CISE-IT-25) 燃料体中の高圧におけるボイド率

## 10. 燃料体内での流動状態

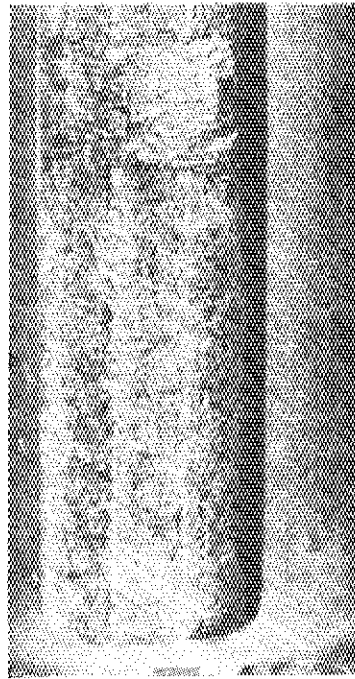
第5図に示した位置に写真1で示すようなガラス製の観察窓を設け水流量40t/hと60t/hの2つの場合につきボイド率10~50%の5段階で流動状態を写真撮影した。写真2~写真22がその結果である。写真はそれぞれの流動状態にシャッター速度1/1000で撮影し、シャッター速度が遅いため気泡が流れているものと3 $\mu$ sのストロボ撮影により気泡がほぼ完全に停止しているものとの2種類がある。これらを見ると殆ど全部気泡流と云える状態であり、水流量が60t/hでボイド率の大きい所でウイスビ環状流に近づいた状態のようである。

## 写真 1. 模擬燃料体内流動状態観察窓

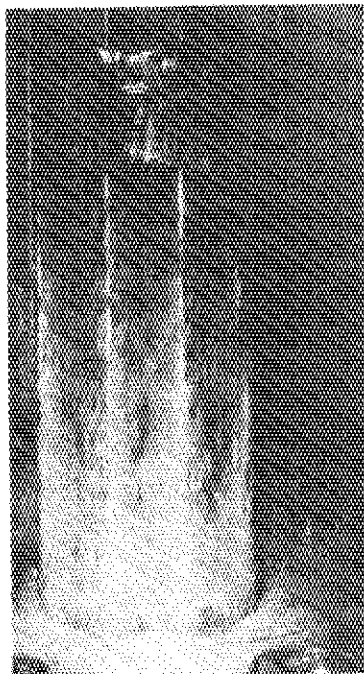
|     |               |                  |
|-----|---------------|------------------|
| 2.  | 40t/hボイド15.8% | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 3.  | 40t/hボイド22.4% | 1/1000sec        |
| 4.  | 同 上           | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 5.  | 40t/hボイド29.5% | 1/1000           |
| 6.  | 同 上           | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 7.  | 40t/hボイド41.7% | 1/1000           |
| 8.  | 同 上           | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 9.  | 40t/hボイド46%   | 1/1000           |
| 10. | 同 上           | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 11. | 40t/hボイド52.3% | 1/1000           |
| 12. | 同 上           | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 13. | 60t/hボイド9.8%  | 1/1000           |
| 14. | 同 上           | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 15. | 60t/hボイド19.0% | 1/1000           |
| 16. | 同 上           | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 17. | 60t/hボイド29.1% | 1/1000           |
| 18. | 同 上           | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 19. | 60t/hボイド40.1% | 1/1000           |
| 20. | 同 上           | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 21. | 60t/hボイド47.7% | 3 $\mu$ sec ストロボ |
| 22. | 同 上           |                  |



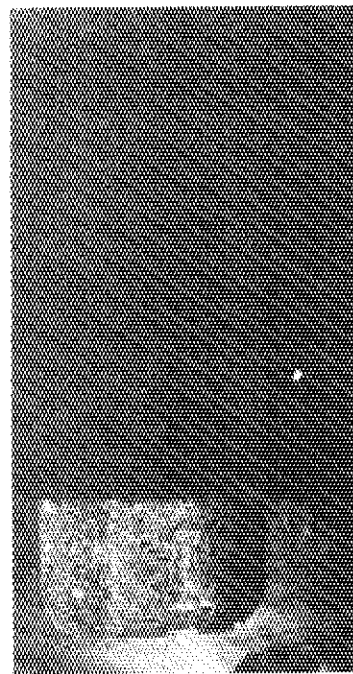
1. 模擬燃料体内流動状態観察窓



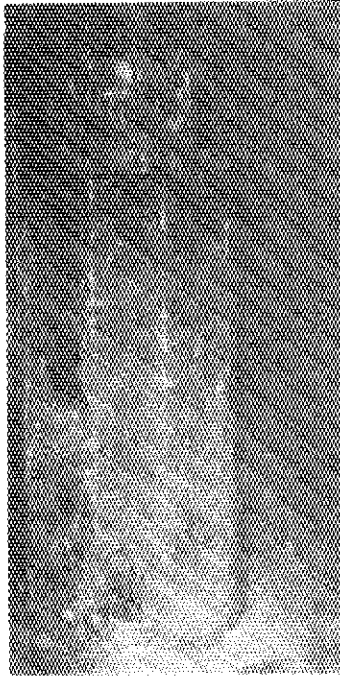
2. 40 t/h, ボイド15.8%



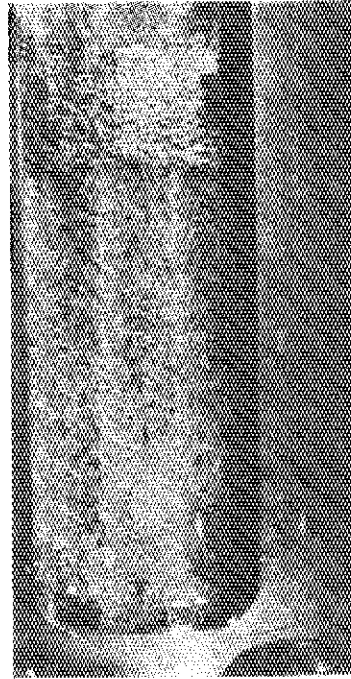
3. 40 t/h, ボイド22.4%



4. 40 t/h, ボイド22.4%



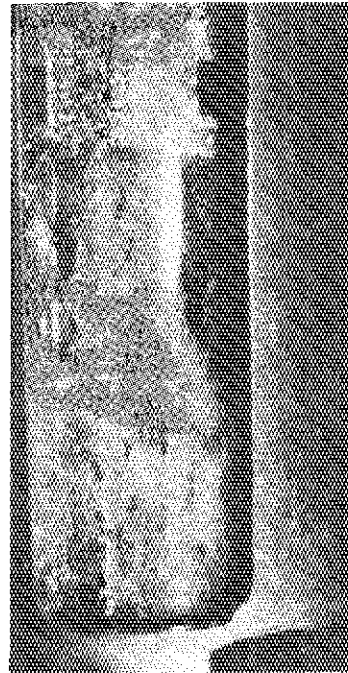
5. 40 t/h, ボイド 29.5%



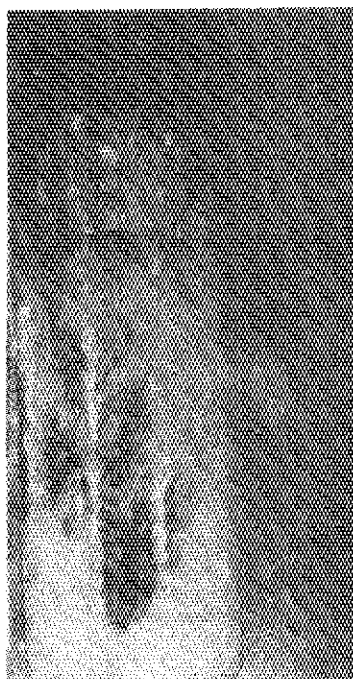
6. 40 t/h, ボイド 29.5%



7. 40 t/h, ボイド 41.7%



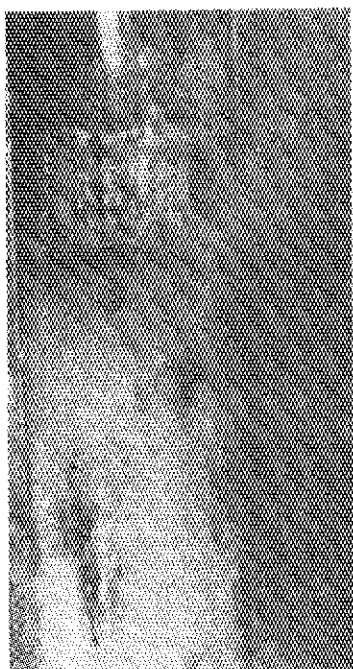
8. 40 t/h, ボイド 41.7%



9. 40 t/h, ボイド46%



10. 40 t/h, ボイド46%

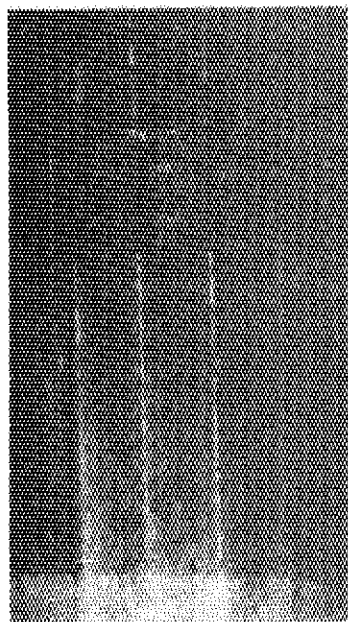


11. 40 t/h, ボイド52.3%

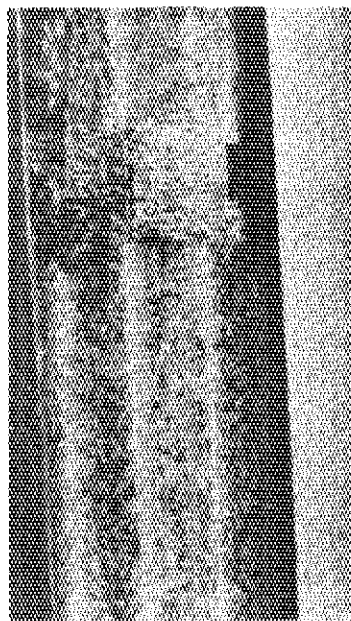


12. 40 t/h, ボイド52.3%





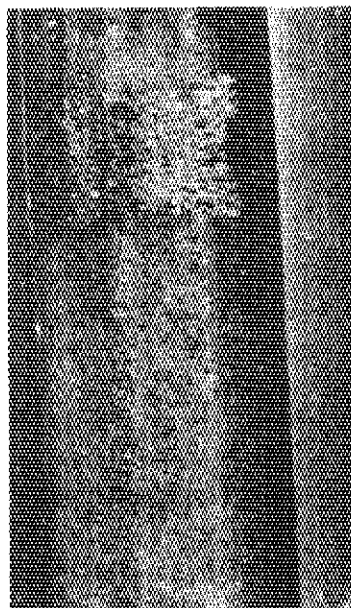
13. 60 t/h, ボイド 9.8%



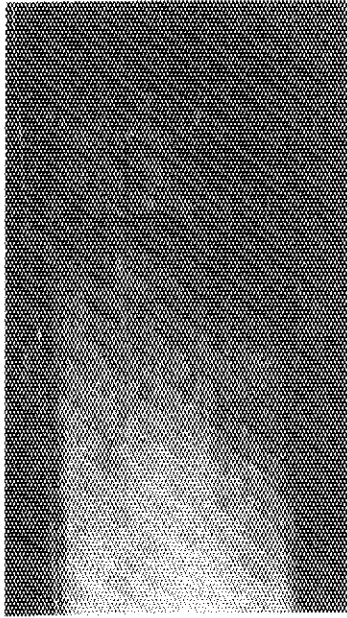
14. 60 t/h, ボイド 9.8%



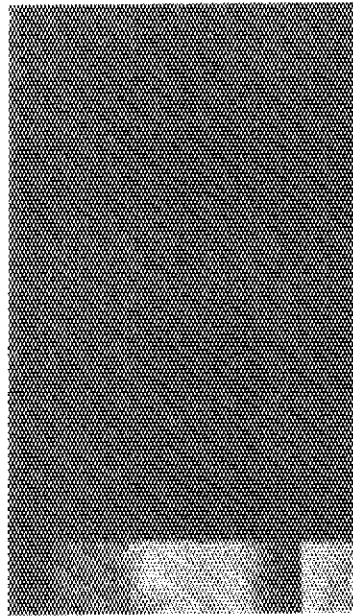
15. 60 t/h, ボイド 19.0%



16. 60 t/h, ボイド 19.0%



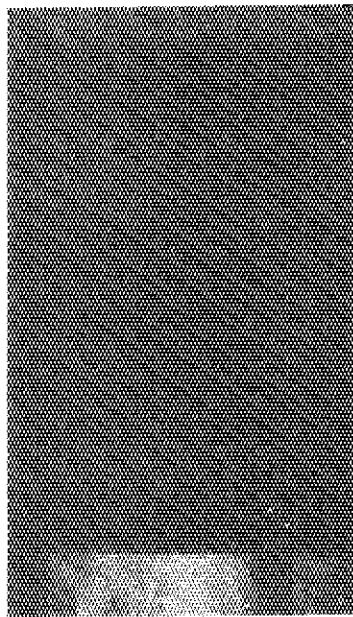
17. 60 t/h, ボイド 29.1%



18. 60 t/h, ボイド 29.1%



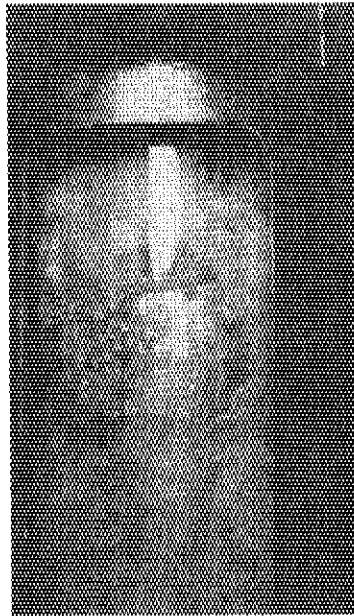
19. 60 t/h, ボイド 40.1%



20. 60 t/h, ボイド 40.1%



21. 60 t/h, ボイド 47.7%



22. 60 t/h, ボイド 47.7%

## 11. JPDR-II 型燃料体の圧力損失

第1図のテスト部Ⅰを用い、JPDR-Ⅰ用7×7R型燃料体の流動試験を行った結果を以下に示す。

### (1) ボイド率

ボイド率 $\alpha$ と気体体積流量率 $\beta$ との関係は、第31図に示すように平均 $\alpha/\beta = 0.7$ となり、円管に対する平均値0.83を下廻る。円管の場合、管径が太いと $\alpha/\beta$ の値が低下する傾向にあること、その傾向にはある程度で頭打になる模様が見られることはGovier<sup>(8)</sup>のデータなどで知られる。Govierの2.5"管のデータによると $\alpha/\beta = 0.7$ である。JPDR燃料体では棒の間隙は4.4mmと比較的大きく、流れの乱れや流体自体の移動が行われやすい流路であるため、全体として太い管の特性が現われたものと推察できる。

### (2) 圧力損失

本実験では单相流については、前述のように流路の不均等がある場合も含め、水力直径を用いることにより摩擦損失係数はBlasiusの式の値にほぼ一致している(第18図、第33図)。二相流の場合については第30図に示すようにLockhart & Martinelliの方法で整理すれば、円管の値と大体一致する。第30図では第17図と異り、円管の値よりやや大きい方にデータが多いが円管の値を表わす線はデータを±30%の精度で表わしていることを考慮すれば一致していると云ってよい。

(20)式の二相流摩擦損失係数を用いた整理は円管の場合のように单相流の摩擦損失係数とは一致しない。その中でATR型はReynolds数が大きいほど比較的よく一致するが、第33図に示すJPDR-II型ではかなりの差がある。これはLockhart & Martinelliの方法では現れにくかった差がボイド率を使うこの方法によって拡大されて出ていると考えられる。また上記のように、太い管路としての流動特性を示すことがその差の原因であると推察される。

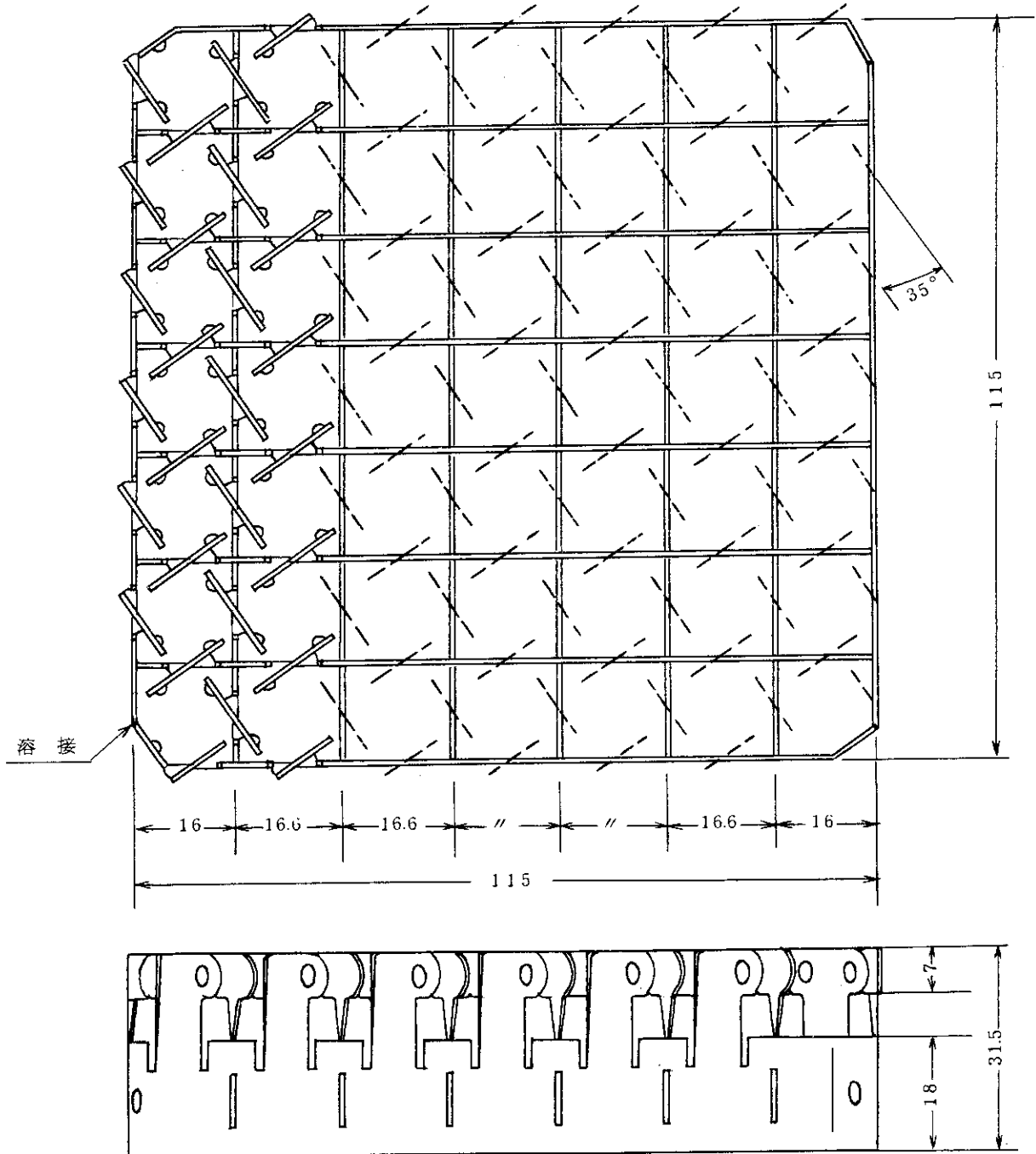
### (3) 流動状態

覗き窓を通しての観察および写真撮影からロッドバンドル内の二相流の流動状態について判明した点を記す。

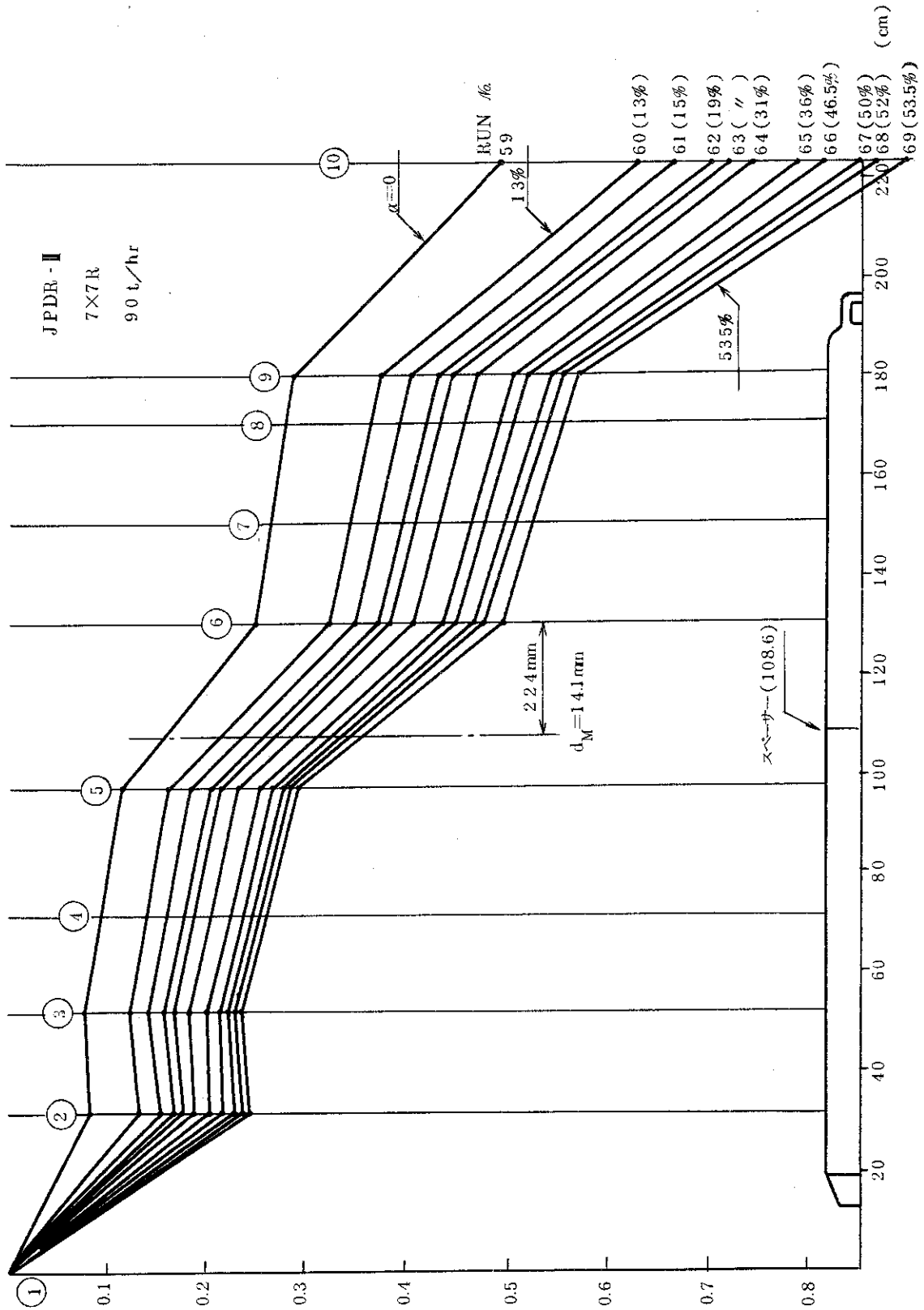
JPDR型燃料体についての観測では水流量40t/hr( $\bar{u}_L = 1.33\text{m/sec}$ )でボイド率30%までは全面的に気泡流で、それ以上実験範囲の最高ボイド率である53%までは、一部のチャンネルに時々大きい気泡(プラグ乃至小さいスラグ)が見られるが、流路全体としてみると気泡流が卓越していると云える。このことは静圧に大きい変動が観測されなかったことから云える。

第9表 供試試験体要目

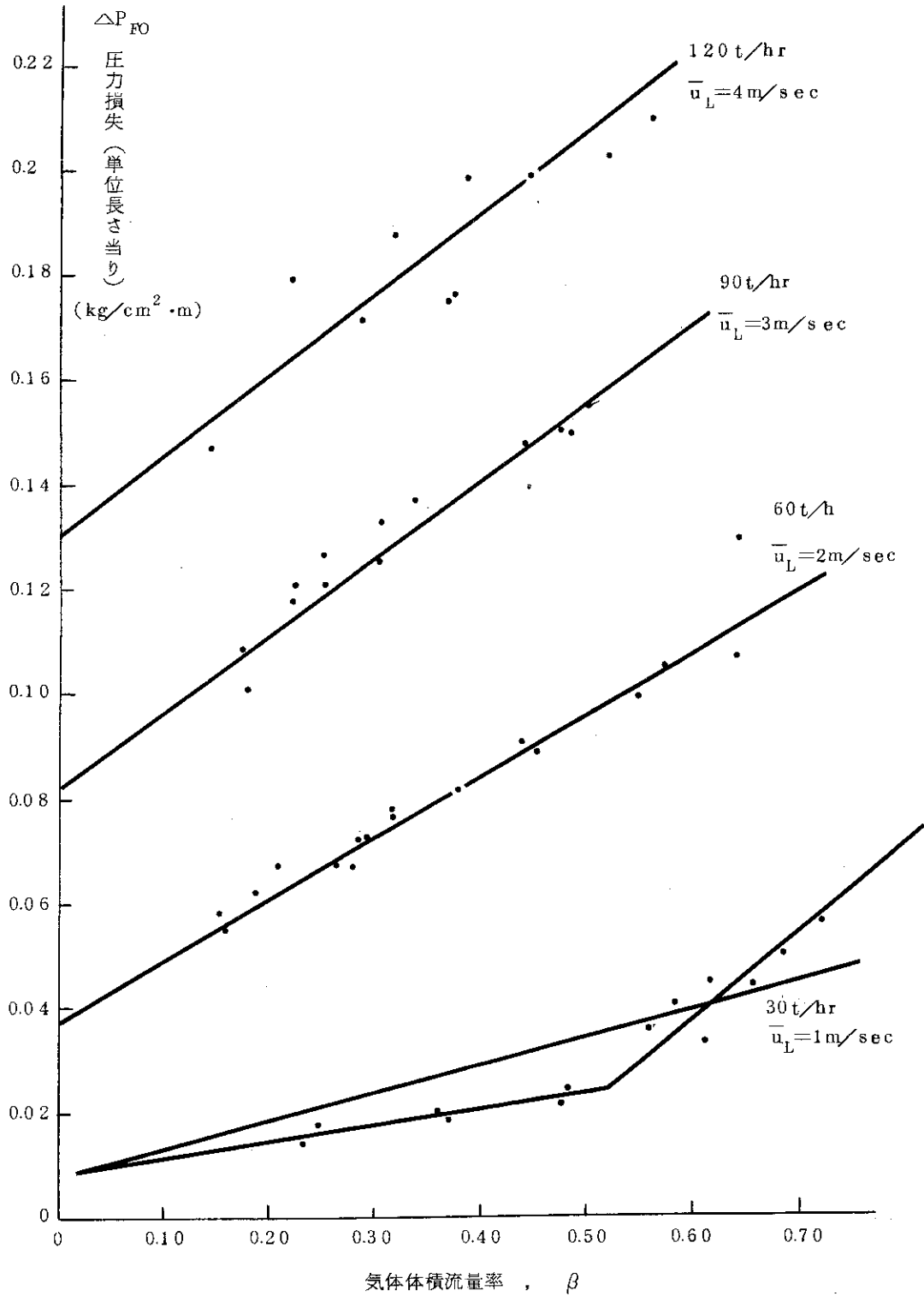
| 項目                       | 型式 | BWR型    |
|--------------------------|----|---------|
|                          |    | JPDR-II |
| 略号                       |    | 7×7R    |
| 燃料棒配列                    |    | 正方格子    |
| 燃料棒外径 (mm)               |    | 12.23   |
| 燃料棒長さ (mm)               |    | 1,650   |
| 燃料棒間隙(公称) (mm)           |    | 4.37    |
| テスト部外管内径 (mm)            |    | 119φ    |
| テスト部外管長さ (mm)            |    | 3,000   |
| スペーサー型式                  |    | ツイスト板型  |
| 数                        |    | 1       |
| 流路断面積 (cm <sup>2</sup> ) |    | 83.3    |
| 水力直径 (mm)                |    | 14.6    |



第27図 ツイスト板型スペーサー

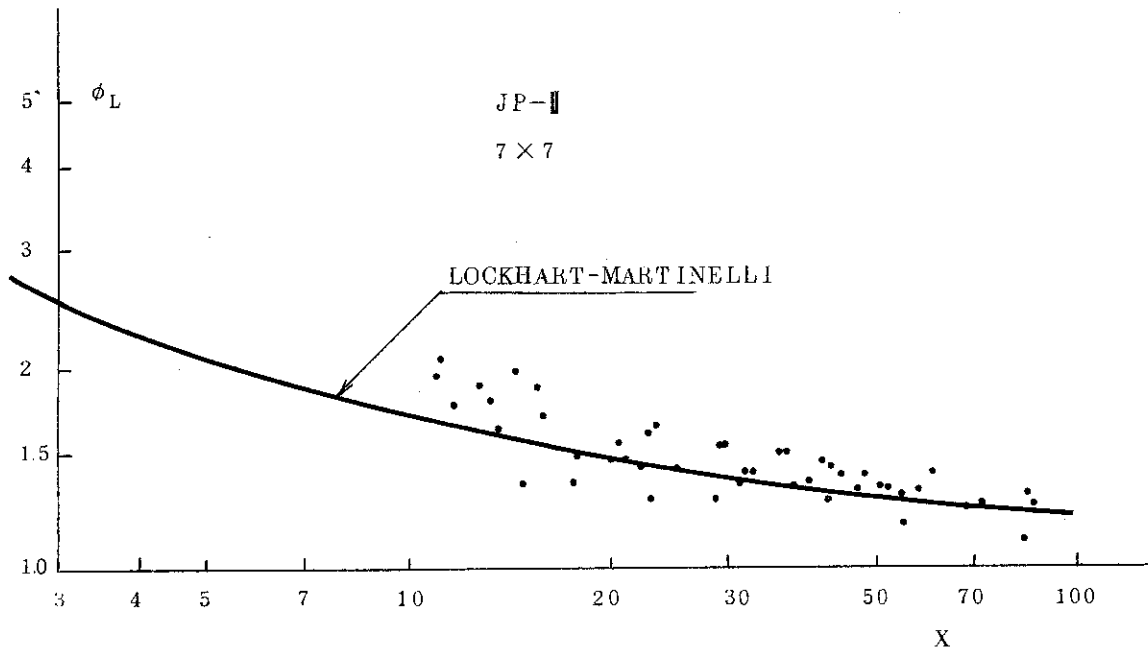


第28図 燃料体における摩擦圧力損失 (JPDR-II 燃料体)

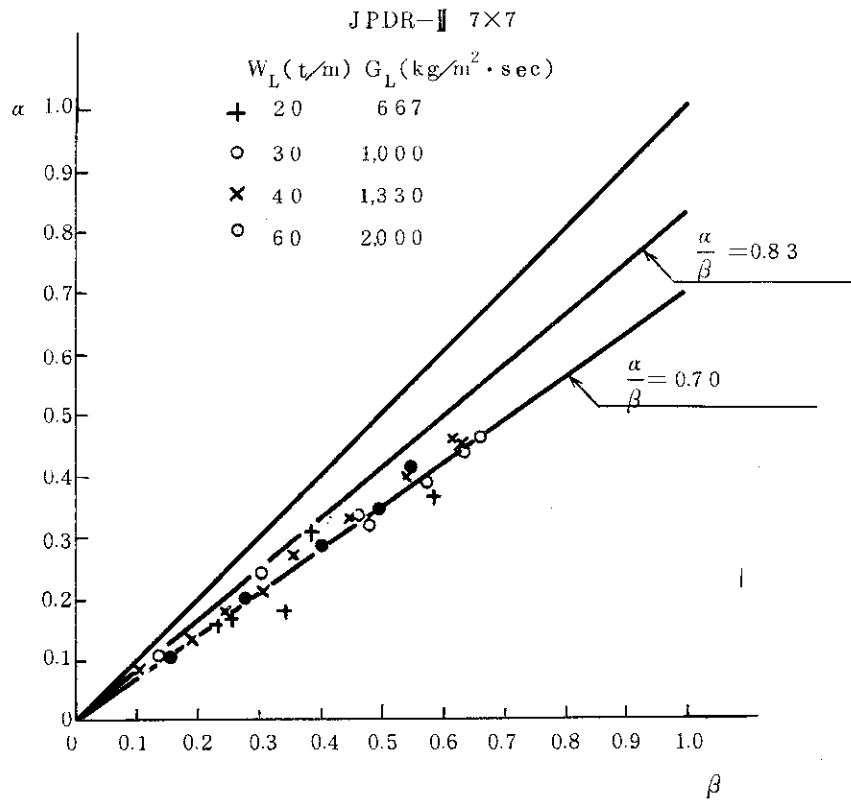


第29図 ロッドバンドル部の摩擦圧力損失

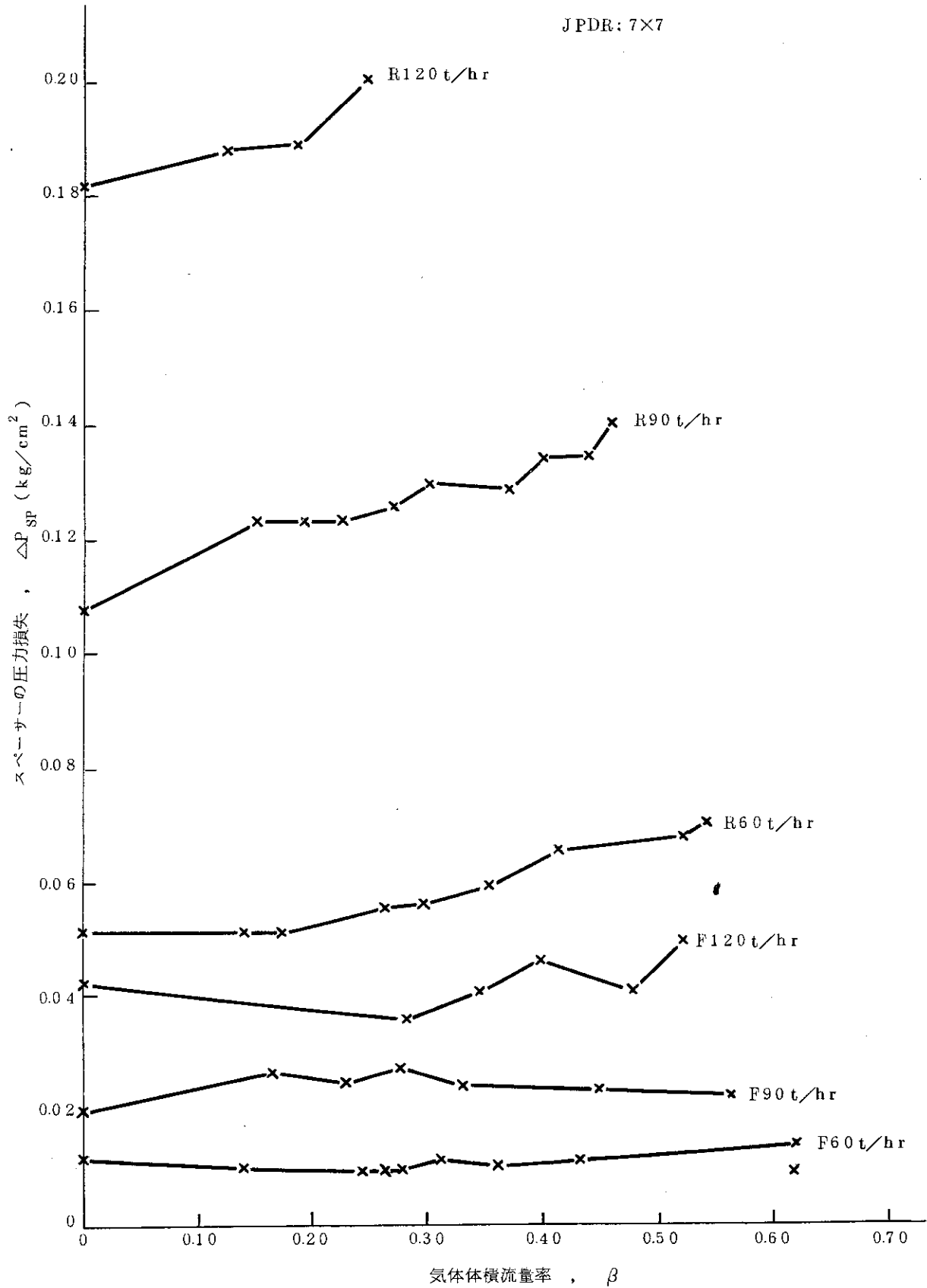




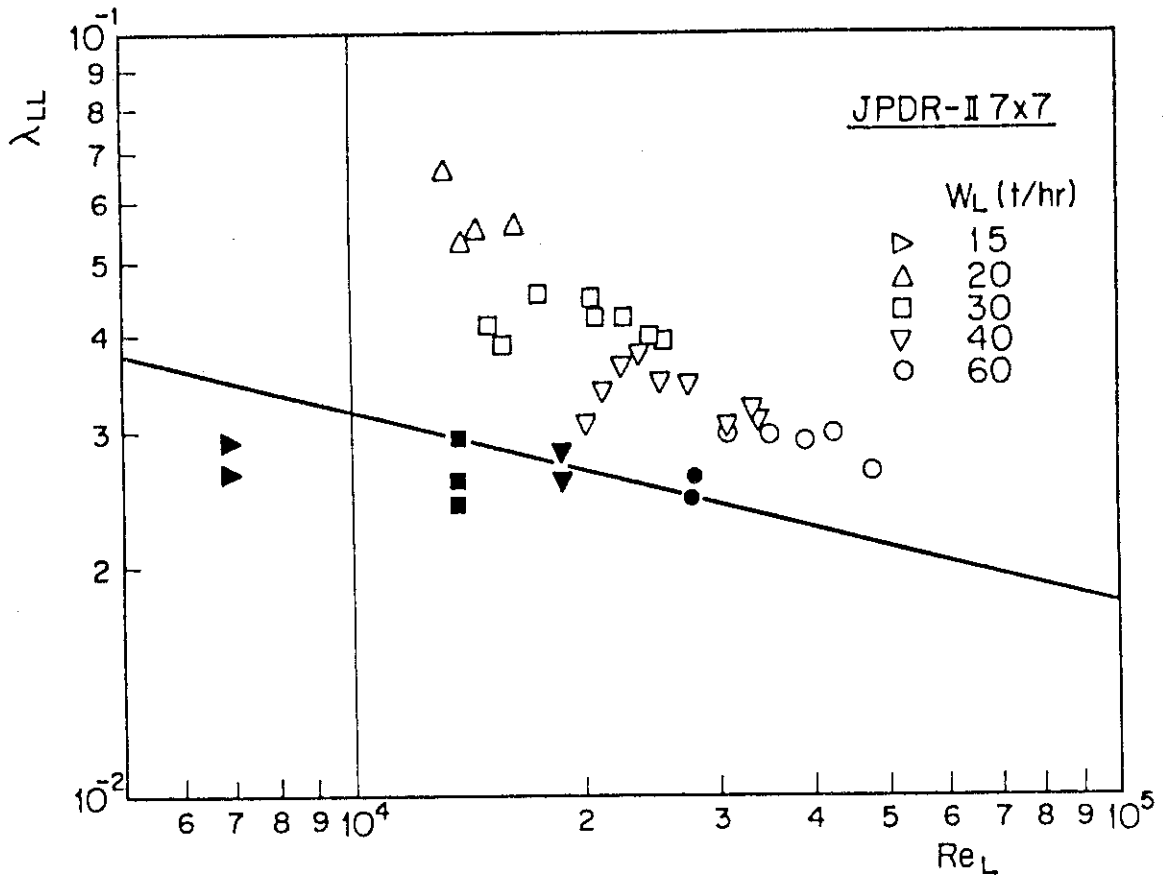
第30図 ロッドバンドル部の摩擦損失増倍係数



第31図 燃料体中の平均ボイド率



第 3 2 図 スペーサーの圧力損失



第33図 ロッドバンドル部の摩擦損失係数  
 黒点は单相流(水)の場合

## 12 要約と結論

沸騰水を冷却材として用いる原子炉の燃料体の二相流動特性を求めるため、JPDR-Ⅱ型(7×7)模擬燃料体と新型転換炉(ATR)28本型模擬燃料体とについて、下記の実験範囲について、燃料体全体のボイド率、各部分の圧力損失を測定した結果から、以下に述べる結論を得た。

|      |                        |
|------|------------------------|
| 空気流量 | 0~300 kg/hr            |
| 水流量  | 0~60 t/hr              |
| 系圧力  | 3.5 kg/cm <sup>2</sup> |
| 水温   | 常温                     |

- (1) 燃料体内の二相流流動様式はボイド率30%までは全面的に気泡流で、それ以上実験範囲の最高ボイド率(53%)までは、一部のチャンネルに時には大きい気泡も見られるが流路全体としては気泡流が卓越している。
- (2) ボイド率は供試燃料体毎に異った傾向を示す。JPDR-Ⅱ型燃料体では、(ボイド率)/(気体体積流量率)すなわち $\alpha/\beta$ は0.7となり、一方ATR-28本型燃料体では $\alpha/\beta=0.95$ となる。JPDR-Ⅱ型のように燃料棒間隙が気泡径に対して比較的大きいときは、太い円管のボイド率に近い様相を示し、ATR-28本型のように燃料棒間隙が狭く、且つ小流路の分布が断面内で一様でない場合には流れの横方向の動きにより均質流に近い様相を示すものと推論される。
- (3) ロッドバンドル部即ち燃料体直線部の圧力損失は、単相流については、供試燃料体によらず、水力直径を用いた摩擦損失係数で表わしたとき、平滑円管に対する摩擦損失係数に等しい。二相流における摩擦圧力損失は、気体体積流量率の増加に伴って増大する。圧力損失はLockhart & Martinelliの方法で整理すれば、供試燃料体によらず円管に対する曲線にはほぼ一致する。一方二相流摩擦損失係数による整理は、ATR-28本型については水力直径を採った円管の単相流摩擦損失係数とほぼ等しくなるが、JPDR-Ⅱ型ではこのようにならず損失係数は大きくなる。これは二相流においては水力直径の考え方で整理できる限界があることを示している。
- (4) スペーサーの圧力損失は単相流においては液相流速の二乗に比例する。比例定数および二相流の場合の圧力損失の増え方はスペーサーの型式によってかなり異なる。
- (5) ベース部の圧力損失も単相流の場合、液相流速の二乗に比例する。タイプレートの圧力損失はその設計によって異なるが、二相流については、気体体積流量率 $\beta$ から求めた液流速 $u' = \bar{u}_2 / (1 - \beta)$ の1.75~2.0乗に、単相流の場合を含めて比例する。
- (6) 上記燃料体各部の圧力損失を用い、二、三の仮定のもとに、ATR-28本型について原子炉運転状態における圧力損失を推算した結果によると、ロッドバンドル部の摩擦圧力損失は、従来の円管の値を用いる推算法、すなわちMartinelli & NelsonやThomの方法によって求めた値と大差はないが、これは全体の圧力損失のほぼ半分に過ぎず、残部の大部分はスペー

サー・タイプレートの損失のような，従来の方法では推算しえない圧力損失項から成立っている。計算に用いた仮定，即ちロッドバンドル等について，常圧で求めたボイド率，摩擦圧力損失と $\beta$ との関係が，高圧においても成立するという仮定は，少数のデータによってではあるがほぼ確認できた。

## 参 考 文 献

- (1) "Pressure Drop for Parallel Flow Through Rod Bundles" by B. W. Le Tourneau, R. E. Grimble, and J. E. Zerbe.  
(Trans. ASME, Vol-79, P. 1751-8 Nov. 1957)
- (2) "Forced-Flow Boiling in Rod Bundles at High Pressure" by Bruce Matzner, John. S. Neill. (DP-857, Sep. 1963)
- (3) "Two-Phase Flow and Heat Transfer in Multirod Geometries" (GEAP-4863 (May, 1965), GEAP-4933 (Aug. 1965))
- (4) "Pressure Measurements in Rod Bundles with Spiral Spacerr", by A. Zmyslowski, M. A. Quaiyum, et al. (AE-RTL-961, Feb. 1968)
- (5) "Two-Phase (gas+liquid) Adiabatic Vertical Up-flow : A preliminary study with a rod cluster geometry." by P. Alia, L. Cravarolo, A. Hassid E. Pedrocchi (CISE-R-108, March, 1968)
- (6) General Electric Co. Report, GEAP-5207 (1964)
- (7) "A Comparative Study on the Pressure Drop of Air-water and Steam Water Flows" by Yasaburo Yamazaki and Masayoshi Shiba. (Rhodes and Scott. "Cocurrent Gas-liquid Flow" Plenum Press, 1969. p. 359-380.)
- (8) G. W. Govier et al., and J. Chem. Eng. 36, 195 (1958)
- (9) Transactions of the ASME, Vol. 70, 1948. p. 695~702 by R. C. Martinelli & D. B. Nelson.
- (10) "Prediction of Pressure Drop during Forced Circulation Boiling of Water." by T. R. S. Thom, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 7, p. 709~724.
- (11) Lecture Notes on Heat Extraction from Boiling Water Power Reactors. Section III. The Prediction of Steam Volume Fractions in Boiling Systems. P. 47~77. by J. F. Marchaterre and M. Petrick.
- (12) A. B. Jones : USAEC Report, KAPL-2170 (1961)
- (13) G. A. Agostini et al. : CISE Report, R-309. (Oct. 1971)  
[Declassified in 1976]
- (14) Y. Yamazaki and K. Yamaguchi : J. Nucl. Sci. Technol., Vol. 13, p. 701~707 (1976)
- (15) 菅原 悟他 : 日本原子力学会 炉物理炉工学分科会 予編集B1 (1973)