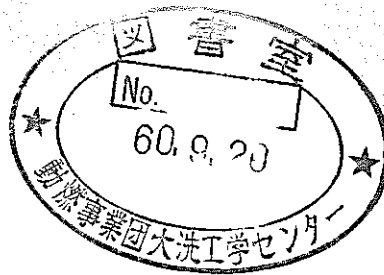


| 区分変更 | |
|---------|------------|
| 変更後資料番号 | 三 |
| 決裁年月日 | 平成13年7月31日 |

17

「もんじゅ」炉容器総合水流動試験(第3報)

—粗調整棒試作体の流動特性—



1985年7月

| 技術資料コード | |
|-------------------------------------|------------|
| 開示区分 | レポートNo. |
| | N941 85-98 |
| この資料は 図書室保存資料です 閲覧には技術資料閲覧票が必要です | |
| 動力炉・核燃料開発事業団大洗工学センター技術管理室 | |

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村大字村松4番地49
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:
Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki, 319-1184
Japan

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)

「もんじゅ」炉容器総合水流動試験(第3報)



——粗調整棒試作体の流動特性——

古川鉄利*, 村上降典*, 佐藤和二郎*

要 旨

高速原型炉「もんじゅ」の炉内流量配分評価に必要な実験データを得るため、燃料集集体水流動試験装置により粗調整棒試作体の流動特性試験を実施した。試験では原子炉運転時のモードを模擬し、制御要素の軸方向位置を変えて、圧力損失特性および内部流量配分を測定した。また、制御要素の下端部に加速度計を取り付け、流力振動に対する制振機構の効果を調べた。

制御要素は0～1000mmの範囲で軸方向に可動するが、圧力損失特性は300～900mmの範囲では変化しない。一方、内部流量配分は200mm以上の場合はほぼ一定で、総流量の約45%が制御要素へ流入する。これから、実機の初期炉心から末期炉心までの駆動範囲465～765mmの間では、圧力損失および内部流量配分共に一定であることが明らかとなった。制振機構により制御要素下端部の流力振動振幅は低減しないが、振動の方向は等方的になることがわかった。

本試験結果は実機制御棒の設計および炉内流量配分に関する熱流力設計に反映される。

* 大洗工学センター, 安全工学部, 高速増殖炉工学室



OFFICIAL USE ONLY
PNC7N941 85-98
July, 1985

Hydraulic Test of the Integral Reactor-Flow Model for Monju (III)

- Hydraulic Characteristics of the Coarse Control Rod Assembly -

T. Kogawa*, T. Murakami* and
K. Satoh*

Abstract

Hydraulic tests of the coarse control rod assembly were performed to collect experimental data required for an evaluation of core flow distribution in the Monju reactor by using the Water Test Loop. For simulating reactor operating conditions, pressure loss and intra-flow distribution characteristics were measured with varying an axial location of the control rod bundle, which is movable in the range from 0mm to 1000mm. In addition, effects of the FIV (Flow-Induced Vibration) restraint buttons were examined by mounting two accelerometers at the lower end of the bundle protect tube.

Pressure loss characteristics are independent of axial locations of the control rod bundle in the range from 300mm to 900mm. Intra-flow distributions are also constant above 200mm and about 45% of the total flowrate flows into the control rod bundle. The axial location of the bundle varies from 465mm to 765mm during the first and last core operations of Monju. Thus, it is indicated that hydraulic characteristics of the control rod assembly can be treated as to be constant in working ranges. Amplitudes of FIV at the measurement points do not decrease with mounting the FIV restraint buttons. However, the buttons are effective in decreasing anisotropic rolling of the protect tube.

Experimental data obtained in the present tests will be reflected on the control rod assembly and core thermo-hydraulic designs of Monju.

* FBR Reactor Engineering Section, Safety Engineering Division,
O-arai Engineering Center, PNC.

List of Tables

| | | |
|-----------|--|----|
| Table 2-1 | Specifications of the Corse Control Rod for Monju | 16 |
| Table 3-1 | Specifications of the Test Loop | 17 |
| Table 3-2 | Pressure Taps Used for the Integral Flow Tests | 18 |
| Table 4-1 | Calculations of Pressure Loss of the Corse Control Rod at the Rated Design Flow Condition | 19 |
| Table 4-2 | Semi-Empirical Equation for the Wire Spacer Type Fuel Rod Bundle | 20 |
| Table 4-3 | Comparisons of Experimental Results for Flow Dis- tribution of Control Element and Control Guide Tube | 21 |

List of Figures

| | | |
|-----------|---|----|
| Fig. 2-1 | Corse Control Rod for Monju | 22 |
| Fig. 2-2 | Details of the Vibration Restraint Button | 23 |
| Fig. 3-1 | Schematic Flow Diagram of the Fuel Assembly Test Loop ... | 24 |
| Fig. 3-2 | Schematic View of Test Section | 25 |
| Fig. 3-3 | Control Element Test Section | 26 |
| Fig. 3-4 | Locations of Pressure Taps on the Control Rod | 27 |
| Fig. 3-5 | Leak Flow Test Line | 28 |
| Fig. 4-1 | Effect of the Control Element Axial Location on Pressure Loss Characteristics of the Control Rod | 29 |
| Fig. 4-2 | Effects of Control Element Axial Position on Pressure Loss and Flow Distribution | 30 |
| Fig. 4-3 | Pressure Loss Characteristics of the Nosepiece and Dashpot | 31 |
| Fig. 4-4 | Pressure Loss Characteristics of Handling Head | 32 |
| Fig. 4-5 | Pressure Loss Characteristics of the Vibration Restraint Button (Control Rod Guide Tube Test) | 33 |
| Fig. 4-6 | Pressure Loss Characteristics of the Vibration Restraint Button | 34 |
| Fig. 4-7 | Pressure Loss Characteristics of the Control Element | 35 |
| Fig. 4-8 | Friction Factor of the Control Element Bundle | 36 |
| Fig. 4-9 | Inner Flow Distribution Test Results for the Control Element Side | 37 |
| Fig. 4-10 | Inner Flow Distribution Test Results for the Control Rod Guide Tube Side | 38 |
| Fig. 4-11 | Flow Distribution Ratio in the Control Element vs. Reynolds Number | 39 |
| Fig. 4-12 | Flow Distribution Ratio in the Control Rod Guide Tube vs. Reynolds Number | 40 |
| Fig. 4-13 | Leak Flow Ratio at the Ratchet Mechanism vs. Control Rod Flowrate | 41 |
| Fig. 4-14 | Pressure Difference at the Ratchet Mechanism | 42 |
| Fig. 4-15 | Pressure Coefficient of Leak Flow at the Ratchet Mechanism | 43 |
| Fig. 4-16 | Auto Spectra of Acceleration at the Control Element Lower End with the Vibration Restraint Button | 44 |
| Fig. 4-17 | Auto Spectra of Acceleration at the Control Element Lower End without the Vibration Restraint Button | 45 |
| Fig. 4-18 | RMS Displacement vs. Flow Velocity | 46 |

Fig. A-1 Pressure Loss Characteristics of the Control Rod before the Design Modification (Stroke of Control Element : 400mm) 48

Fig. A-2 Design Modification of the Dashram at the Lower End of the Control Element 49

目 次

| | |
|----------------------------|----|
| 1. まえがき | 1 |
| 2. 試験体 | 2 |
| 3. 試験装置および試験方法 | 3 |
| 4. 試験結果および考察 | 6 |
| 4.1 圧力損失特性 | 7 |
| 4.2 内部流量配分試験 | 9 |
| 4.3 ラッチ機構部漏洩流量 | 10 |
| 4.4 流力振動試験 | 11 |
| 5. まとめ | 13 |
| 謝 辞 | 14 |
| 参考文献 | 15 |
| 付録. A 改造前流動特性試験結果 | 47 |
| 付録. B ラッチ・スプリングの動作不良 | 51 |

1. ま え が き

高速原型炉「もんじゅ」（以下、実機とする）の粗調整棒集合体は、炉心を構成する重要な要素で1体当りの流量も比較的多く、炉内流量配分に与える影響が大きい。しかしながら、粗調整棒集合体に関して流動試験を実施した例は少なく、¹⁾炉内流量配分評価に対して十分な精度を有する流動特性が得られていない。本報告書は、炉内流量配分に関する総合水流動試験の一環として実施された水流動試験により、粗調整棒試作体の流動特性を明らかにしたものである。

本試験の供試体は昭和58年10月に試作され、その後の設計の見直しにより、昭和59年8月に制御要素流入部形状の変更および流力振動抑制機構の取り付け等の改造が行われている。なお、改造前供試体の流動特性については付録Aに示した。

試験は運転モードにより制御要素軸方向位置が変わるので、制御要素位置を全挿入（0mm）、400mmおよび全引き抜き（1000mm）位置で実施した。これにより、各軸方向位置における制御要素への流量配分および各部の圧力損失特性を明らかにした。また、原子炉運転時の制御棒の浮き上がりを防止するラッチ・スプリング部の漏洩流量の測定および制御要素の流力振動試験の結果も提示した。

ここで得られた試験結果は、制御棒必要流量の検討および炉内流量配分評価に用いられ、制御棒構造設計および炉心熱流力設計等の実機設計に反映された。

2. 試 験 体

「もんじゅ」粗調整棒およびその主要仕様をそれぞれFig. 2-1およびtable 2-1に示す。

試験体は入口ノズル、制御棒案内管およびハンドリング・ヘッドで構成された外部構成要素と、制御要素、保護管およびダッシュラム等で構成された内部構成要素とに分けられる。

外部構成要素を形成している入口ノズルおよびハンドリング・ヘッドは燃料集合体と同じ形状をしている。制御棒案内管部は、燃料集合体には六角ラップ管が用いられているが、制御棒では円管を用いている。制御棒案内管は、流体力による浮き上がりを防止するためラッチ機構(ラッチスプリングおよびラッチスプリング押え等で構成)により上部炉心支持板に固定される。ラッチスプリングは一種の片持ちバネであり、入口ノズルの中に等間隔で、円周上に6個取り付けられている。これらのラッチスプリングは、ダッシュボット部に設けられた押えネジで入口ノズル本体に固定されている。

一方、内部構成要素は制御棒案内管の中を上下に移動できる構造をしており、その内部には上部および下部のグリッド板に固定された19本の制御要素が組込れている。制御要素には直径1.2mmのスペーサ・ワイヤがらせん状に巻きつけられている。制御要素集合体の上部には、制御棒駆動機構と連結するハンドリング・ヘッドが設けられ、燃料の燃焼度によって制御要素挿入位置が移動される。なお、本試験では制御棒駆動機構の模擬には簡単な吊り上げ治具を用い、手で制御要素位置を変えるようにしている。

本試作体には流動試験上の都合により、実機の粗調整棒とは以下に示すような相違がある。

- 1) 制御棒案内管とエントランスノズルの接合部をビス止め構造にして、内部の制御要素部を取出し可能にした。
- 2) 流動試験のために圧力タップおよび導圧管を取り付けた。
- 3) 制御要素のペレットをステンレス鋼製とし、実機と質量分布が一致するようにした。
- 4) セルフオリエンテーション機構および表面硬化処理等は、流動試験上必要性がないので施工していない。

供試体の内部に流入した流れは複雑に分岐・合流しているので、ここでその概略を述べる。まず、流れは入口ノズル下部から流入し、一部は試験体の浮き上がりを防止するラッチスプリング部より漏洩する。主流は入口ノズル内を上昇し、4方向に設けられたオリフィス孔から制御棒案内管と制御要素保護管との間を流れる。もう一方は、制御要素下部に設けられたダッシュラムのフローホールから制御要素内に流入し、上部のフローホールより制御棒案内管に流出する。なお、制御要素内の流れの一部は、制御要素集合体上部の連結軸内を通り、全挿入時はハンドリング・ヘッド内へ、引抜き時は供試体の外部へ流出する。上部のフローホールより制御棒案内管に流出した流れは制御棒案内管を上昇してきた流れと合流し、ハンドリングヘッドより供試体外へ流出する。以上の粗調整棒集合体内部の流れについてはFig. 3-4に図示した。

3. 試験装置および試験方法

3.1 試験装置

試験装置のフローシートを Fig. 3-1 に示す。試験装置は図に実線で示す高流量ライン(10～120 m^3/h) および破線で示す低流量ラインの2系列に分かれており、それぞれ独立したポンプ、流量計および流調弁等を有している。また、共通の機器としてはサージタンクおよび流量計を校正するための計量器等がある。流体の温度はサージタンクに設けられた 100 KW のヒータおよびクーリングタワーにより、常温から 90℃ まで制御が可能である。

試験は粗調整棒単体試験と制御要素単体試験に分けて実施した。粗調整棒単体試験は、主として高流量ラインを使用し、制御要素単体試験は低流量ラインを使用した。

供試体は Fig. 3-2 に示す試験容器の高圧プレナム内連結管に、供試体の入口ノズルを挿入することにより据付けられる。試験容器の上部蓋には、制御要素を軸方向に移動できるように、吊り上げ治具の貫通孔が設けてある。この貫通孔はオーリングを用いてシールしている。また、試験容器の胴部には導圧管を取り出すハンドホールが設けられており、供試体内各部の圧力タップから導いた導圧管が接続されている。

制御棒単体試験用の試験容器は、Fig. 3-1 に示す No. 3 試験部に設置した。その試験容器を Fig. 3-3 に示す。試験容器は整流格子および数個の胴部から成り、胴部には圧力タップおよび抵抗温度計の取付座等が設けられている。試験容器内には制御要素流入部近傍の流況を模擬するために、模擬ダッシュポットを設けている。

3.2 試験方法

(1) 各部圧力損失測定

供試体各部の圧力損失は試験容器および供試体に取り付けられた圧力タップの2点間の差圧を測定して求める。この時、制御要素の位置が炉心燃料の燃焼度によって異なるので、測定は代表的な制御要素位置(全装荷、全引き抜きおよび中間)で実施した。測定位置は Fig. 3-4 に示す圧力タップ位置の関係から以下の場合とした。

- | | | |
|--------------------|---|-----|
| 1) 粗調整棒集合体 | ; | ②～⑨ |
| 2) 入口ノズルおよびダッシュポット | ; | ②～③ |
| 3) ハンドリングヘッド | ; | ⑧～⑨ |
| 4) 制御要素部 | ; | ⑳～㉑ |

ここで、②番の圧力タップは Fig. 3-2 に示す連結管に設けたものであり、⑨番の圧力タップは試験容器の上部プレナムに設けたものである。また、⑳番および㉑番の圧力タップはそれぞれ制御要素の下部および上部に設けている (Fig. 3-4)。制御棒案内管と入口ノズルの嵌

め合い部、球面座部およびラッチ・スプリング部からの漏洩流れは、接着材やオーリング等を用いてシールし、測定に漏洩流の影響がないようにして実施した。

測定は差圧レベルに合わせて適切なレンジの差圧伝送器を選択して行なった。また、流量計に関しては、流量が $10 \text{ m}^3/\text{h}$ 以下の場合には前述した低流量ラインの配管系に切換えて試験した。

試験水温は $30 \text{ }^\circ\text{C}$ と $80 \text{ }^\circ\text{C}$ とした。水温が $80 \text{ }^\circ\text{C}$ になると動粘度が高温ナトリウムに近づくので、広いレイノルズ数範囲の試験が可能になる。水温 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ の場合の流量範囲は $1 \sim 60 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $80 \text{ }^\circ\text{C}$ の場合は $20 \sim 60 \text{ m}^3/\text{h}$ とした。これにより、実機定格レイノルズ数の $130 \sim 1\%$ の範囲で試験できた。

(2) 流量配分測定

制御要素内に流入する流量を求めるためには、まず制御要素や制御棒案内管等の単体圧損特性を知る必要がある。よって、試験は第一段階としてこれらの単体特性を測定し、次に、総合組込試験で流量配分の実験値を求めるという方法で実施した。

① 制御棒案内管試験

制御棒案内管試験では制御要素流入フローホールをゴムの育栓により閉塞して、制御棒案内管と保護管により形成されるアニュラス部のみ流体を流して、制御棒案内管部単体の特性を求めた。また、総合組込試験時に上記アニュラス部流量を算出するために必要となる、制御棒案内管部にある圧力タップ間の流量と圧力差の関係を測定した。この場合、制御要素位置により使用する圧力タップが変わる。この制御要素位置と圧力タップの関係を以下に示す。

- 全挿入 ; ③～⑥ (測定区間距離 1440 mm)
- 400 mm 引抜いた場合 ; ④～⑥ (" 960 mm)
- 全引抜 ; ⑤～⑧ (" 1480 mm)

測定は流量条件 $1 \sim 40 \text{ m}^3/\text{h}$ で、水温 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ および $80 \text{ }^\circ\text{C}$ について実施した。全引抜きの場合には、ハンドリングヘッドと制御要素上部フローホール間の距離が狭くなるので最大流量条件を $30 \text{ m}^3/\text{h}$ とした。

② 制御要素単体試験

制御要素単体試験は、粗調整棒から制御要素だけを取り出して単体試験部に組込み試験を実施した。この時、制御要素は漏洩防止を兼ねた制御要素押えで支持した。試験はダッシュラムを、ダッシュポットを模擬した下部アダプタに挿入した場合（全挿入を模擬）と挿入しない場合（中間位置および全引き抜きを模擬）について実施した。測定は以下に示す各圧力タップ間（Fig. 3-3 参照）について実施した。

- 1) 制御要素部全体 ; ⑩～⑫ (ダッシュポット無)
- 2) 制御要素部 ; ⑳～㉑
- 3) 制御要素流入オリフィス部 ; ⑪～㉒ (ダッシュポット有)

⑩～⑳ (ダッシュポット無)

4) 制御要素流出オリフィス部 ; ㉑～㉒

5) ダッシュポット ; ⑩～⑪

ここで、⑩および㉑の圧力タップは試験容器に設けられているものであり、㉒および㉑の圧力タップは制御要素部に設けたものである。

試験は流量条件 $1 \sim 22 \text{ m}^3/\text{h}$ の範囲、水温が 30°C および 80°C で実施した。

③ 総合組込試験

組込試験は供試体全長の圧力損失特性および制御要素内外の流量配分特性を求めることを目的として実施した。ここで、制御棒案内管側と制御要素側とに分岐された各流量は、それぞれ①項で測定した制御棒案内管試験および②項で測定した制御要素単体試験の各圧力タップ間の圧力損失と流量の関係から求められる。測定に用いた圧力タップは、各部圧力損失の測定および制御棒案内管試験と同様で、これらの圧力タップと各部の関係はまとめて Table 3-2 に示した。試験の流量範囲は $1 \sim 60 \text{ m}^3/\text{h}$ 、水温は 30°C および 80°C とした。

(3) ラッチスプリング部漏洩流量測定

ラッチ部の漏洩流量の測定系統図を Fig. 3-5 に示す。漏洩流量は図に示すように隔離膜によりラッチ部と上部プレナム部を分離し、かつ、隔離膜下部の中間プレナムと上部プレナム間に圧力差が生じないようにして実施した。この圧力差の確認にはマンオメータを用いた。漏洩流量は測定流量の範囲によって、タービン流量計またはローターメータを切換えて使用することにより計測した。入口プレナムおよび出口プレナムの圧力測定には圧力計を使用した。試験は $10 \text{ m}^3/\text{h} \sim 60 \text{ m}^3/\text{h}$ の流量範囲で、水温が 30°C および 80°C の場合について実施した。

(4) 流力振動試験

流力振動試験はダッシュラムの中間位置(下端部から 85 mm)に、加速度計を取り付けて実施した。加速度計の取付方向は互いに直交する X 方向(CH1)および Y 方向(CH2)の 2 方向とした。測定信号はストラクチャル・ダイナミック・アナライザ(YHP社製, Type 5423A)で解析し、制振機構の有無の場合について、振動の卓越周波数、加速度レベル、振幅の R.M.S 値等を求めた。この時の制御要素の軸方向位置は 400 mm とした。

試験は作動流体の温度を 30°C とし、流量範囲を $0 \text{ m}^3/\text{h}$ (ループ停止時) $\sim 60 \text{ m}^3/\text{h}$ として実施した。

4. 試験結果および考察

流量と圧力損失の関係として得られた測定データは、すべて以下に示す圧力損失係数 $[\zeta]$ とレイノルズ数 $[R_e]$ で整理して実験式を求めた。

〔実験式〕

$$\zeta = A \cdot R_e^B \quad (1)$$

ここで、 A および B は実験式の未定定数であり、最少二乗法によって決定した。

上記の実験式の誤差は次のように定義して求めた。

〔実験式の誤差〕

$$S_E = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (V_i/M)^2}{N-2}} \quad (2)$$

ここに、 V_i ：残差

M ：最確値

N ：データ数

i ：データ番号（添字）

実験式の ζ および R_e は以下のように定義した。

〔圧力損失係数〕

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{\rho V^2}{2}} \quad (3)$$

ここに、 Δp ：圧力損失

ρ ：流体密度

V ：流速

なお、保護管内に組込まれた制御要素バンドル部については摩擦損失係数 $[f]$ で定義し、 $f = \zeta \times \frac{D}{L}$ により求めた。ここで、 L は測定区間距離であり、 D はバンドル部の平均水力等価直径である。

〔レイノルズ数〕

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (4)$$

ここに、 ν ：動粘性係数

実験値の算出に使用した粗調整棒各部の水力寸法は以下のとおりである。

〔流路面積〕

○入口ノズル $1.964 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

○制御要素バンドル $2.079 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

〔水力等価値直径〕

- 入口ノズル 5.0×10^{-2} m
- 制御要素バンドル 6.098×10^{-3} m

4.1 圧力損失特性

(1) 粗調整棒圧力損失特性

粗調整棒集合体は運転モードにより制御要素位置が異なるので、制御要素位置が 0 mm, 400 mm および 1000 mm の場合について測定した。これらの各位置における粗調整棒圧力損失特性の測定結果を Fig. 4-1 に示す。これらの結果によれば、粗調整棒の圧力損失は制御要素の位置により変化し、0 mm から 400 mm 引抜くことで約 12% 小さくなり、1000 mm では約 6% 小さいことがわかる。この制御要素の挿入位置の効果を調べるために、流量条件を一定にして制御要素位置を 100 mm ずつ変えて試験を行なった結果を Fig. 4-2 に示す。図には流量条件が定格近傍、50% 近傍および 20% 近傍の測定結果を示している。また、図には後述する内部流量配分試験と同じ方法で求めた制御要素への流量配分比も示した。これによれば、粗調整棒の圧力損失は制御要素を全挿入の状態から引き抜くことにより減少し始め、約 300 mm 引き抜いたところからほぼ一定値となり、全引き抜き近傍（約 900 mm）から増加する傾向を示すことがわかる。この時の制御要素内への流量配分は、0 ~ 200 mm の区間で約 38% から約 46% に増加し、それ以降はほぼ一定値を保つという特性を示す。これらの原因については、後述の各部測定において検討する。

以上の測定結果から、実機の定格流動条件における粗調整棒の圧力損失を計算した結果を Table 4-1 に示す。表には供試体の改造前の結果（付録 A 参照）についても示した。実機粗調整棒の定格条件における許容圧力損失は 0.792 Kg/cm^2 であるので、改造後の供試体はこれを満足している。また、実機で想定している運転中の可動範囲は 465 ~ 765 mm であるが、この範囲では圧力損失特性は変化しないといえる。

(2) 入口ノズルおよびダッシュポットの圧力損失特性

〔入口ノズルとダッシュポット部〕の圧力損失測定結果を Fig. 4-3 に示す。測定は制御要素部を 400 mm および 1000 mm 引き抜いた位置で実施したが、それらの測定結果は良く一致している。この部分の圧力損失は、Table 4-1 に示したように、粗調整棒全長の圧力損失に対して 400 mm 引き抜いた場合で約 62%、1000 mm の場合で約 58% と比較的大きな割合を占めている。よって、今後の大型炉において圧力損失の低減を図る際には、ダッシュポット部構造の検討が有効である。

(3) ハンドリングヘッド部圧力損失

ハンドリングヘッド部圧力損失の測定結果を Fig. 4-4 に示す。測定は制御要素部位置を 0 mm および 400 mm とした場合について実施した。これによれば制御要素を全挿入した場合

(0mm)の圧力損失は、400mm引き抜きの場合に比べて約4倍大きくなっている。全挿入時の圧力損失が大きいのは、供試体のハンドリング・ヘッドの中に制御要素のハンドリング・ヘッドとその吊り治具が入り(Fig. 3-4の状態)、流路が狭くなったことによって流動抵抗が増大したためである。これにより供試体全長の圧力損失もFig. 4-2に示したように、0~300mmの範囲で増大する。300mm以上になると、制御棒のハンドリング・ヘッド部が供試体外へ出るため、圧力損失特性は一定となる。なお、Fig. 4-2によれば全引き抜き近傍(約900mm以上)において、供試体の流動抵抗が再び増加する傾向を示している。これは供試体のハンドリング・ヘッドと制御要素出口フローホールが近接してくるためと推定されるが、ここでは圧力タップ位置の関係上具体的な測定データにより示すことはできなかった。

(4) 流体振動抑制機構(制振突起)の圧力損失特性

制振突起部の圧力損失特性は、制御要素流入部を閉塞した制御棒案内管試験において、④~⑥番の圧力タップを用いて測定した。この時の制御要素軸方向位置は、それぞれ測定圧力タップ間に制振突起部が含まれる500mmおよび含まない200mmの位置とした。制振突起部の圧力損失は両者の差をとることにより求めた。500mmおよび200mmの位置で測定した④~⑥の圧力タップ間の測定結果をFig. 4-5に示す。両者の結果から算出した制振突起の圧力損失係数とRe数の関係をFig. 4-6に示す。この圧力損失係数は、比較的測定精度の高い高レイノルズ数域の値を平均して求めた。これから、実機定格流量時の制振突起部の圧力損失を求めると、制振突起部がある制御棒案内管側の流量配分比はFig. 4-2に示したように約54%一定であるので、約 0.006 Kg/cm^2 となる。これから制振突起部の圧力損失は十分小さく、粗調整棒の流動特性にはほとんど影響しないことがわかる。

(5) 制御要素の圧力損失特性

制御要素各部の圧力損失はFig. 3-3に示した単体試験容器に据付けて測定した。制御要素各部の圧力損失測定結果をFig. 4-7に示す。これらの図には、〔制御要素全長〕、〔制御要素流入部〕、および〔制御要素流出部〕の結果を示している。ここで、制御要素の流入部および流出部の圧力損失は、測定値から測定区間内に含まれる制御要素束部(端栓は含めない)の圧力損失分を差し引いて求めたものである。この時、制御要素束の圧力損失は、Fig. 4-8に示す制御要素束の摩擦損失係数実験値を基に算出した。

制御要素への流量配分を大きくするには、制御要素の圧力損失を低減することが有効で、これにより粗調整棒の必要総流量を下げることができる。これは冷却材の炉内流量配分の改善だけでなく、制御棒出口温度を高めることになり、近年問題となっている炉心出口近傍のサーマル・ストライブ現象の温度振幅の低減にも寄与することを意味する。制御要素の圧力損失の約37%は流入および流出部で占められているので、この部分の圧力損失の低減による内部流量配分の改善は今後の大型炉用制御棒設計の課題である。なお、本試験前の改造もこの圧力損失の低減を意図したもので、これにより制御要素全長の圧力損失は約16%、制御要素流量配分

比は約3%改善できた(改造図は付録A、Fig.A-2参照)。

(6) 制御要素束部摩擦損失

Fig. 4-8に制御要素束部の摩擦損失係数(測定区間⑳～㉑)の測定結果を示す。測定に用いた上流側㉑の圧力タップ位置は、被覆管下端から476mmとし、ワイヤピッチ(238mm)の約2倍の速度助走距離を設けている。また、下流側㉑の圧力タップはスペーサ・ワイヤ位相による保護管の周方向静圧分布の影響を小さくするために、㉑の圧力タップとの距離がワイヤ・ピッチの整数倍となり、かつ、できるだけ距離を長くとした㉑の下流952mmの位置としている。

制御要素束はFig. 2-1の断面図に示すように、三角と四角配列された制御要素が円管内に収納されているという特殊な形状をしている。このため、図に示した滑らかな円管の式(ブラジウスの式)やTable 4-2に示したワイヤ型燃料束に対する評価式²⁾とも異なる特性を示している。このような特殊形状バンドルの熱流特性については、今後も実験データの蓄積を図る必要があるが、将来的には現在当室で開発中のバンドル体系詳細解析コードSPIRAL等による評価が期待される。

4.2 内部流量配分試験

流量配分試験は制御要素位置を全挿入(0mm)および400mm引き抜いた位置とした場合について実施した。制御要素側では要素束部に設けた㉑および㉒番の圧力タップを使用し、制御棒案内管側では制御要素位置により使用圧力タップを変え(全挿入の場合は㉓および㉔、400mm引き抜いた場合には㉕および㉖を使用)、それらの圧力タップ間の圧力差を測定することにより、通過流量を求めた。この通過流量の算出方法をまとめると以下ようになる。

〔制御要素部〕

- (i) 制御要素単体試験により、圧力タップ間(㉑～㉒)の流量と圧力差の関係を求める。
- (ii) 次に、制御要素部を粗調整棒案内管に組み込み、流量と圧力差との関係が既知となった圧力タップ間の圧力差を求める。
- (iii) 上記の圧力差から、(i)項で求めた流量と圧力差の関係をを用いて制御要素流量を算出する。

〔制御棒案内管〕

- (i) 粗調整棒案内管に組込んだ制御要素入口フローホール部を育栓により閉塞して、制御棒案内管側のみ流体を流して、各制御要素位置において使用する圧力タップ間の差圧と流量の関係を求める。
- (ii) 次に、育栓を外した場合の圧力タップ間圧力差を各制御要素位置において測定する。
- (iii) 制御要素部と同様に上記(i)項の関係から、制御棒案内管の流量を算出する。

各測定条件における制御要素束部の圧力タップ間の測定結果および制御棒案内管の同様な測定結果をそれぞれFig. 4-9および4-10に示す。

これらの測定結果から、作動流体の温度を80℃の水として算出した流量配分計算結果をTable 4-3に示す。これから制御要素の各軸方向位置における流量配分比とRe数の関係を求めた結果をそれぞれFig. 4-11（制御要素部）およびFig. 4-12（制御棒案内管）に示す。これらの結果によれば、制御要素部ではRe数が小さくなると流量配分比はわずかに増加することがわかる。制御要素部の測定結果では、制御要素位置が0, 400および1000mmの場合で、流量配分比はそれぞれ38%~40%, 46~48%および49%となる。これに対し制御棒案内管側の流量配分比は、0および400mmでそれぞれ約63%および約54~55%と求められた。制御要素部と制御棒案内管の流量の総和は約100%となるが、これは測定が妥当であることを示している。

制御要素軸方向位置を0mmとした場合に、制御要素部の流量配分比が小さくなるのは、Fig. 4-2に示したような制御要素位置に対する流量配分比特性のためである。これがダッシュポット部と制御要素流入部間の距離が短くなるために、ダッシュポット部を通過した流体が流れの慣性力により、直接制御棒案内管側に流入するような流況になり、その結果として流量低下が生じたものと考えられる。この効果は約200mm程度制御要素を引き上げると小さくなるため、それ以降の流量配分比はほぼ一定となっている。また、全引き抜き近傍（約900mm以上）では圧力損失特性の変化に比較して、流量配分の変化は小さい。この時の圧力損失の増加は、流れの合流後の流路が狭くなることによるもので、流量配分比に与える影響は小さいようである。

4.3 ラッチ機構部漏洩流量

制御棒は他の炉心構成要素にはないラッチ機構がある。これは原子炉運転中の地震等による制御棒の浮き上がりを防止するものである。ラッチ機構は制御棒の周方向6箇所にあるラッチスプリング（Fig. 2-1）とそれが嵌め込まれる上部スリーブから成る。ラッチ・スプリングのフック部は上部スリーブへの脱着時に可動するので、その可動部全周に0.25mmの間隙が設けられている。このため、その間隙部から漏洩流が生じる。前項までに述べた測定結果は、ラッチ機構部の漏洩流がないようにして測定したものである。しかし、炉内流量配分の評価においては、漏洩流量を考慮することが必要とされており、本節においてその漏洩流量を測定した。

粗調整棒総流量とそれに対する漏洩流量の割合を測定した結果をFig. 4-13に示す。この時の粗調整棒流量と漏洩部前・後の圧力差に関する測定結果はFig. 4-14に示した。漏洩流量は再現性が悪く、流体温度による差（粘性の効果）も大きいことがわかる。次に、これらの測定結果から以下に定義する圧力係数（ C_p ）とラッチ部すきまのRe数の関係を求めた結果をFig. 4-15に示す。

〔圧力係数〕

$$C_p = \frac{\Delta p}{\frac{\rho V^2}{2}}$$

ここに、 Δp ：漏洩部前・後の圧力差

V : すきま部平均流速

ρ : 流体密度

計算に用いた水力寸法は以下のとおりである。

[すきま部流路面積]

$$A = 1.230 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

[すきま部代表直径]

$$D = 5.0 \times 10^{-4} \text{ m}$$

図によれば、圧力係数はほぼレイノルズ数の逆数に比例するような特性になり、ラッチすきま部の流れは層流に近い特性を示していることがわかる。これから、ラッチ部の漏洩流量を層流と仮定して、漏洩流量の上限値および下限値を示す表示式を求めた。この結果は Fig. 4-15 にそれぞれ Eq. 1 および Eq. 2 の式として示している。ここで求めた圧力係数の上限値および下限値を用いて粗調整棒総流量に対する漏洩流量の割合を算出した結果は、Fig. 4-13 にそれぞれ実線および破線で示した。これによれば、漏洩流量は流体温度が 30℃ の水の場合で総流量の約 0.15 ~ 1.4%、80℃ の場合で約 0.3 ~ 1.4% の範囲内にあることがわかる。

以上の試験結果によれば、ラッチ部の漏洩流量は許容漏洩量（実機の定格条件時で総流量の 4% 以内）より十分小さいことが確認された。

4.4 流力振動試験

(1) 加速度の周波数特性

Fig. 4-16 に制振突起を取り付けた場合の X および Y 方向加速度の周波数分析結果を示す。周波数範囲は 0.5 ~ 20 Hz とした。図には、制御棒案内管部流速が 6.9 m/s 以上の場合を示した。流速がこれ以下の場合、全周波数領域にわたって加速度レベルが低下するのみで、振動特性に顕著な変化はなかった。これによれば、流速が 8 m/sec 以上になると X および Y 方向共に 13 Hz 近傍に卓越周波数が見られる。

Fig. 4-17 には制振突起を取り外した場合について同様に求めた周波数分析結果を示す。これによれば、X 方向および Y 方向とも 7 Hz および 14 Hz 近傍の周波数が卓越し、前述の制振突起を取り付けた場合とは異なる特性を示している。また X 方向に較べて Y 方向の振動レベルが約 $\frac{1}{3}$ と小さいことがわかる。

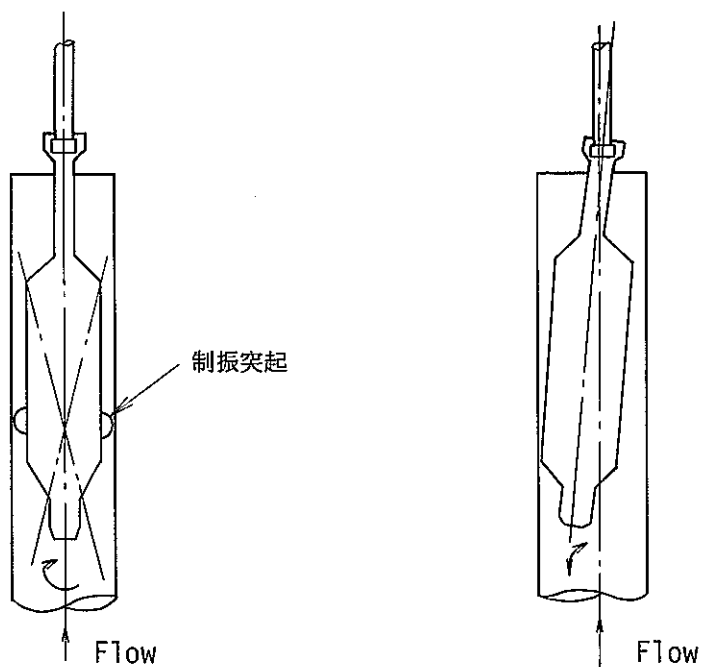
(2) 振動変位

上記の加速度信号を 2 回積分して、振動変位の RMS 値を求めた。これから、制御棒案内管部流速と振動変位の RMS 値（0.5 ~ 20 Hz）との関係を示した結果を Fig. 4-18 に示す。図には制振突起を取り付けた場合と取り外した場合について示している。制振突起がある場合の X 方向および Y 方向の振動振幅は流速の増加により大きくなる。

一方、制振突起を取り外した場合の振動振幅は、流速の増加にしたがって Y 方向にのみ大き

くなり、X方向の振動振幅は流速に依存しない。

以上の測定結果から、制御要素保護管の動きを推定すると下図のようになる。



制振突起がある場合は、図の左側に示すように上端が自由支持条件にあるため制振突起を支点として旋回運動をする。このため制振突起近傍の振幅は小さいが、保護管の上端および下端部は比較的大きな振幅で振動する。制振突起が無い場合の保護管の運動は図の右側に示すように、保護管が制御棒案内管の壁に押しつけられ、壁に接しながらころがるように動いていると推定される。

以上のことから、制振機構により制御要素保護管下端部の振動振幅は低減しないが、振動方向は等方的になり、制振突起近傍（制御要素軸方向中心）における振幅は小さくなるといえる。

5. ま と め

粗調整棒試作体の水流動試験により供試体各部の圧力損失特性および内部流量配分特性を測定し、以下のような結論が得られた。

- (1) 粗調整棒の圧力損失は制御要素軸方向位置により変化するが、300mm～900mmの範囲ではほぼ一定で、設計許容値も満足している。圧力損失特性は実験式で表わされ、実機の粗調整棒の設計および炉内流量配分設計に反映された。
- (2) 流力振動を抑制するために設けた制振突起による圧力損失の増加は、実機定格条件で約 $0.006 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ と小さくほぼ無視できる。
- (3) 制御要素バンドル部の摩擦損失係数を測定した。このバンドルは、スパーサ・ワイヤを238mmのピッチで巻き付けた制御要素が、位置により三角または四角配列されている特殊な形状をしているものである。このため、これまでに得られているワイヤ型炉心燃料束の評価式の適用範囲外であるような特性を示した。
- (4) 供試体内部の流量配分試験の結果により、制御要素への流量配分比は制御要素軸方向位置200mm以上では約45%で一定であることを示した。全挿入(0mm)の場合は約39%に低下するが、粗調整棒は約400mm以上で使用されることから、運転上の問題とはならない。
- (5) ラッチ部の漏洩流量は再現性が乏しかったので漏洩流量の上限値および下限値を示すこととした。これから漏洩流量は、総流量の約0.15～1.4%の範囲内にあることを示した。ただし、本試験結果を高温ナトリウム中に適用する場合には、不確定な要素(ナトリウム中の熱的条件および組込条件等)があるので、十分な安全裕度を見積ることが必要である。
- (6) 制御要素の流力振動試験では、制御要素保護管の下端部に加速度計を取付け、制振機構の有無の場合を比較し、それによる効果を検討した。その結果、制振機構により保護管下端部の振動振幅は低減しないが、振動方向が等方的になることがわかった。これから保護管の振動モードを推定すると、制振突起を支点にして回転運動していることが予想される。制振突起は制御要素のほぼ軸方向中心に位置しているので、制振機構により制御要素部の振動振幅は平均的にみれば小さくなっていると考えられる。

謝 辞

本試験の遂行にあたり御協力をいただいた高速炉工学室の関係者に感謝します。また、本試験を企画し、実施にあたって御助力、御指導いただいたFBR開発本部の服部直三主任研究員 および仲村喬副主任研究員、鈴木威男副主任研究員に感謝します。

参 考 文 献

- (1) 和世, 石川他, “もんじゅ R&D 調整棒駆動機構水中試験”, 動燃委託研究, SJ 202 80 - 16 (1980).
- (2) 佐藤, 古川他, “もんじゅ燃料集合体水流動試験(IV) - 三次試作燃料集合体の流動特性および一般ワイヤ型燃料束摩擦損失係数評価式 -”, 動燃報告書 SN 941 77-193 (1977).
- (3) 佐藤, 古川他, “「常陽」MK-II 燃料集合体流動試験(I) - 第一次試作体炉心燃料集合体および第一種反射体水流動試験 -”, 動燃報告書 SN 941 77-84 (1977).
- (4) 佐藤, 古川他, “「常陽」特殊燃料集合体水流動試験(I)~(III)”, 動燃報告書 SN 941 80 - 23 (1980), SN 941 81-85 (1981), SN 941 81-223 (1981).

Table 2-1 Specifications of the Coarse Control Rod for Monju

| | |
|------------------------------------|----------|
| (1) Coarse Control Rod Length | 4200 mm |
| (2) Number of Control Element | 19 |
| (3) Control Element O.D. | 16.9 mm |
| (4) Control Element Length | 1755 mm |
| (5) Spacer Wire O.D. | 1.2 mm |
| (6) Spacer Wire Pitch | 238 mm |
| (7) Control Rod Guide Tube I.D. | 104.6 mm |
| (8) Protect Tube I.D. | 90 mm |
| (9) Nosepiece I.D. | 50 mm |
| (10) Stroke of the Control Element | 1000 mm |

Table 3-1 Specifications of the Test Loop

(1) Centrifugal Pump

Pump ·1 , Flow Rate 120 m³/h, Head 120 m
Pump ·2 , Flow Rate 30 m³/h, Head 80 m
Pump ·3 , Flow Rate 10 m³/h, Head 50 m
Line Pump, Flow Rate 120 m³/h, Head 60 m

(2) Turbine Flow Meter

T-7, Flow Rate 10 ~ 120 m³/h, Accuracy ±0.5%
T-8, Flow Rate 2 ~ 20 m³/h, Accuracy ±0.5%
T-9, Flow Rate 5 ~ 50 m³/h, Accuracy ±0.5%
T-10, Flow Rate 1 ~ 10 m³/h, Accuracy ±0.5%
T-11, Flow Rate 0.2 ~ 2 m³/h, Accuracy ±0.5%
T-12, Flow Rate 0.1 ~ 1 m³/h, Accuracy ±0.5%

(3) Surge Tank

Capacity 6.75 m³, Heater 5 × 20 kw, Max. Water Temp. 90°C

(4) Electro-Magnetic Flow Meter

F10, Flow Rate 10 m³/h, Accuracy ±0.5%
F11, Flow Rate 1 m³/h, Accuracy ±0.5%
F1, Flow Rate 150 m³/h, Accuracy ±0.5%
F2, Flow Rate 30 m³/h, Accuracy ±0.5%

(5) Scale Tank

1, Capacity 2000 kg (Accuracy ±2 kg)
2, Capacity 200 kg (Accuracy ±0.2 kg)

(6) Resistance Thermometer

T-1 0°C Pt 100Ω , 5 mA, Grade 0.1

Table 3-2 Pressure Taps Used for the Integral Flow Tests

1. Control Rod Test

| Position \ Stroke (mm) | Pressure Tap | | |
|------------------------|-----------------------------------|-------|-------|
| | 0 | 400 | 1000 |
| Control Rod | ② ^{*1} ~ ⑨ ^{*2} | ② ~ ⑨ | ② ~ ⑨ |
| Nosepiece and Dashpot | ② ~ ③ | ② ~ ③ | ② ~ ③ |
| Control Rod Guide Tube | ③ ~ ⑥ | ④ ~ ⑥ | ⑤ ~ ⑧ |
| Control Element | | ③ ~ ⑧ | |
| Handling Head | ⑧ ~ ⑨ | ⑧ ~ ⑨ | ⑧ ~ ⑨ |
| Control Element Bundle | ⑳ ~ ㉑ | ⑳ ~ ㉑ | ⑳ ~ ㉑ |

*1 , Connecting Tube

*2 , Test Section

2. Control Element Test

| Position \ Test Condition | Pressure Tap | |
|---------------------------|--------------|-----------------|
| | With Dashpot | Without Dashpot |
| Control Element | | ⑩ ~ ⑫ |
| Inlet Flow Hole | | ⑩ ~ ⑳ |
| Outlet Flow Hole | ㉑ ~ ⑫ | ㉑ ~ ⑫ |
| Dashpot | ⑩ ~ ⑪ | |

Table 4-1 Calculations of Pressure Loss of the Corse Control Rod at the Rated Design Flow Condition

- o Flow Rate : 11.03 kg/s
- o Temperature of Sodium : 397 °C
- o Specific Weight : 856.9 kg/m³
- o Kinematic Viscosity : 0.3338 × 10⁻⁶ m²/sec
- o Flow Area : 1.9635 × 10⁻³ m²
- o Hydraulic Diameter : 5.0 × 10⁻² m
- o Reynolds Number : 9.82 × 10⁵
- o Pressure Loss
(Control Element Stroke : 400 mm)
 - 1) Before Modified Model (refer to Appendix 1)
 - o Pressure Loss Coefficient ; 4.397
 - o Pressure Loss ; 0.826 kg/cm²
 - 2) Modified Model

| Position | Item Stroke | Pressure Loss Coefficient | | | Pressure Loss (kg/cm ²) | | |
|--------------------------|----------------|---------------------------|-------|-------|-------------------------------------|-------|-------|
| | | 0 | 400 | 1000 | 0 | 400 | 1000 |
| Control Rod | | 4.650 | 4.065 | 4.316 | 0.873 | 0.763 | 0.810 |
| Nosepiece and Dashpot | | | 2.365 | 2.369 | | 0.443 | 0.445 |
| Control Element | | | 1.446 | | | 0.272 | |
| Handling Head | | 0.921 | 0.249 | | 0.173 | 0.047 | |

Table 4-2 Semi-Empirical Equation for the Wire Spacer Type Fuel Rod Bundle

$$\Delta P = f_N \cdot M \cdot X_N^2 \cdot \left(\frac{De}{De_1} \right)^{1.5} \cdot \frac{L}{De} \cdot \frac{\gamma V_B^2}{2g} \quad \text{--- (1)}$$

(i) Modified Friction Factor [f_N]

$$f_N = 0.237 \cdot Re_N^{-0.226} \quad (1 \times 10^4 < Re_N < 7 \times 10^4) \quad \text{--- (2)}$$

(ii) Geometrical Factor [M]

$$M = \left\{ \frac{1.034}{(P/d)^{0.124}} + \frac{29.7 \cdot (P/d)^{6.94} \cdot Re_N^{0.086}}{(H/d)^{2.239}} \right\}^{0.885} \quad \text{--- (3)}$$

(iii) Flow Distribution Factor [X_N]

$$X_N = \frac{A_B}{\sum_{i=1}^n Ni A_i \cdot (De_i/De_1)^{0.714}} \quad \text{--- (4)}$$

(iv) Modified Reynolds Number [Re_N]

$$Re_N = \frac{V_B \cdot De}{\nu} \cdot \left(\frac{De_1}{De} \right) \cdot X_N \quad \text{--- (5)}$$

NOMENCLATURE

- A_B --- Bundle Flow Area
- V_B --- Bundle Mean Flow Velocity
- De --- Bundle Mean Hyd. Dia.
- d --- Fuel Rod Outer Dia.
- g --- Gravitational Constant
- H --- Spiral Wire Pitch
- L --- Bundle Length
- N --- Number of Subchannel
- n --- Number of Subchannel Type
- p --- Fuel Rod Arrangement Pitch
- ΔP --- Pressure Loss
- γ --- Specific Weight
- ν --- Kinematic Viscosity
- i --- Subscript for Subchannel Type (1---center subchannel)

Table 4-3 Comparisons of Experiment Results for Flow Distribution of Control Element and Control Rod Guide Tube

at 80°C

| Item Flow Rate (m ³ /h) Stroke | Control Element | | | | | | Control Guide Tube | | | | Estimation Error (%) |
|---|-----------------|------|--------|------|--------|------|--------------------|------|--------|------|----------------------|
| | 0 | % | 400 | % | 1000 | % | 0 | % | 400 | % | |
| 20 | 8.079 | 40.4 | 9.662 | 48.3 | 9.860 | 49.3 | 12.717 | 63.6 | 11.075 | 55.4 | 4.0 |
| 30 | 11.807 | 39.4 | 14.102 | 47.0 | 14.213 | 47.4 | 19.025 | 63.4 | 16.502 | 55.0 | 3.0 |
| 40 | 15.457 | 38.6 | 18.441 | 46.1 | 18.427 | 46.1 | 25.318 | 63.3 | 21.898 | 54.7 | 2.0 |
| 50 | 19.053 | 38.1 | 22.713 | 45.4 | 22.535 | 45.1 | 31.601 | 63.2 | 27.272 | 54.5 | 1.5 |
| 60 | 22.600 | 37.7 | 26.923 | 44.9 | 26.563 | 44.3 | 37.876 | 63.1 | 32.553 | 54.3 | 1.0 |

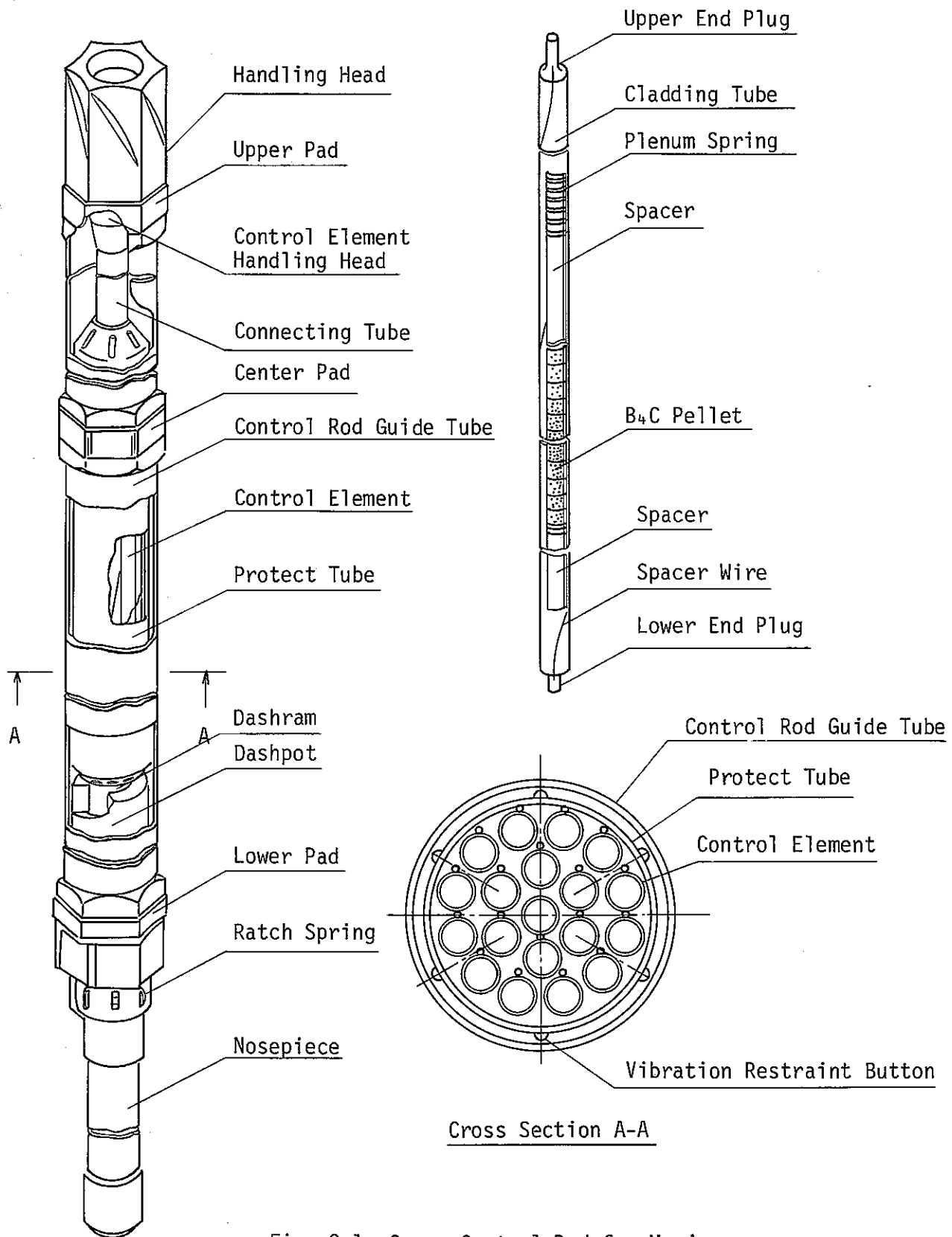


Fig. 2-1 Coarse Control Rod for Monju

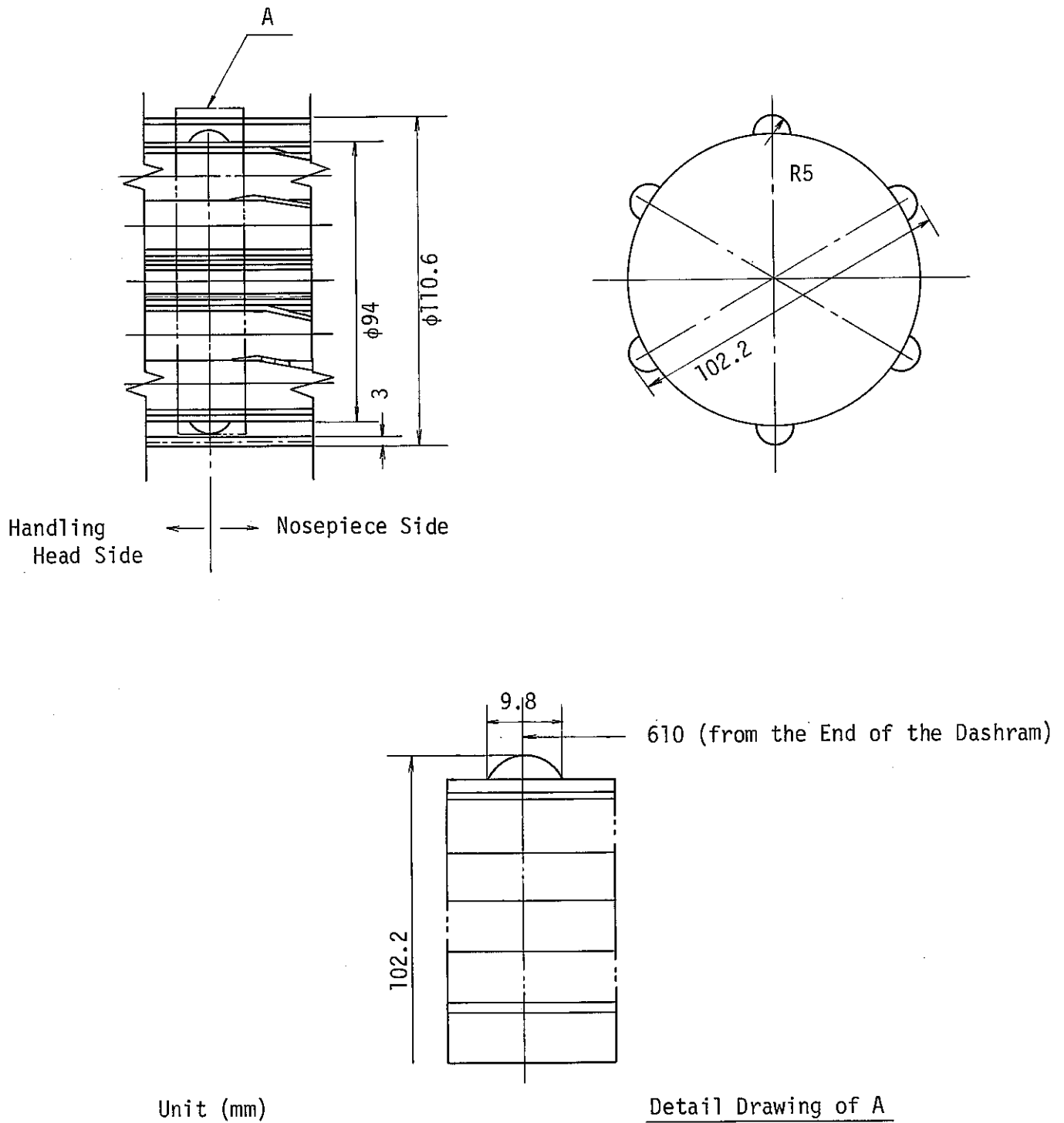


Fig. 2-2 Details of the Vibration Restraint Button

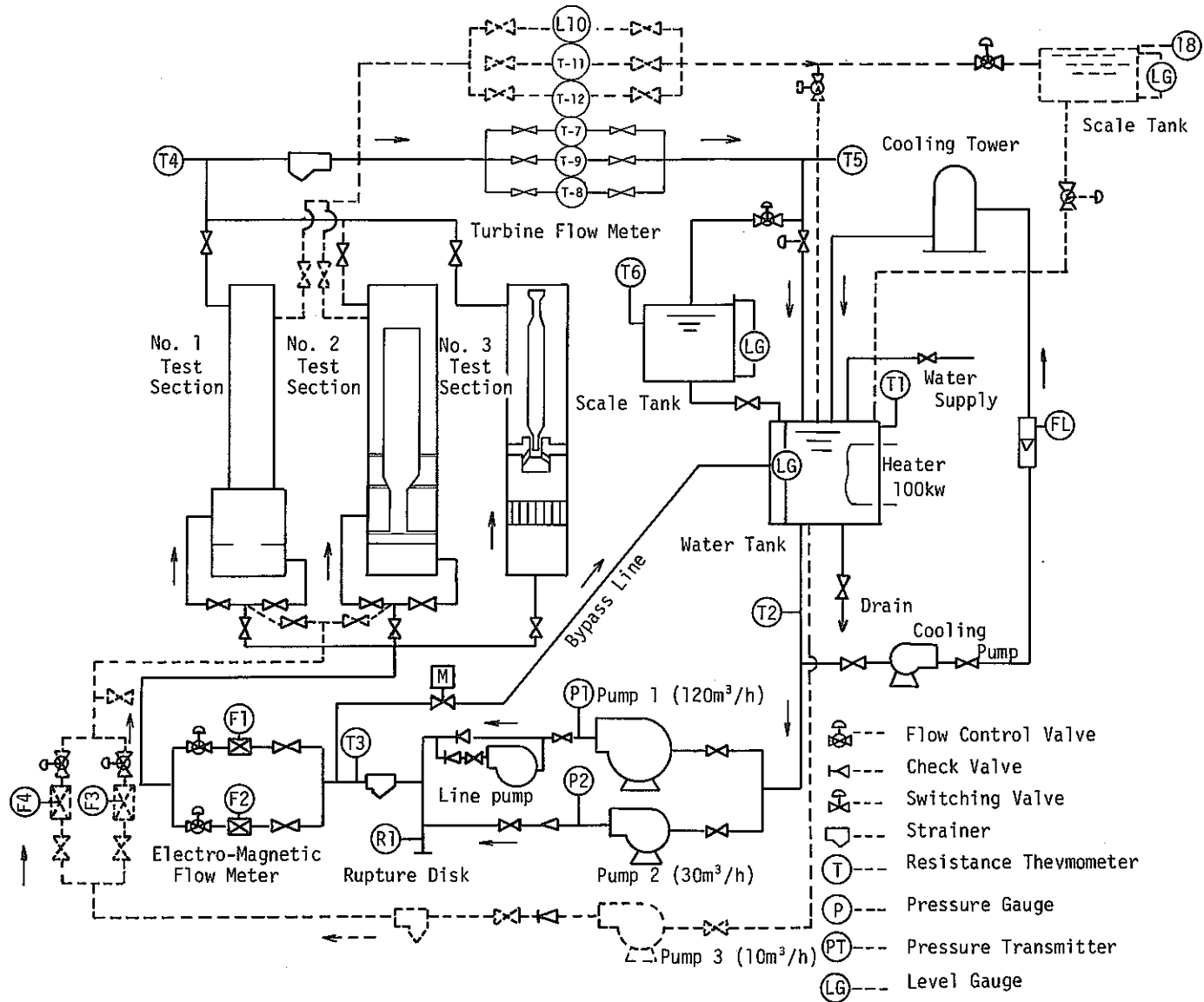


Fig. 3-1 Schematic Flow Diagram of the Fuel Assembly Test Loop

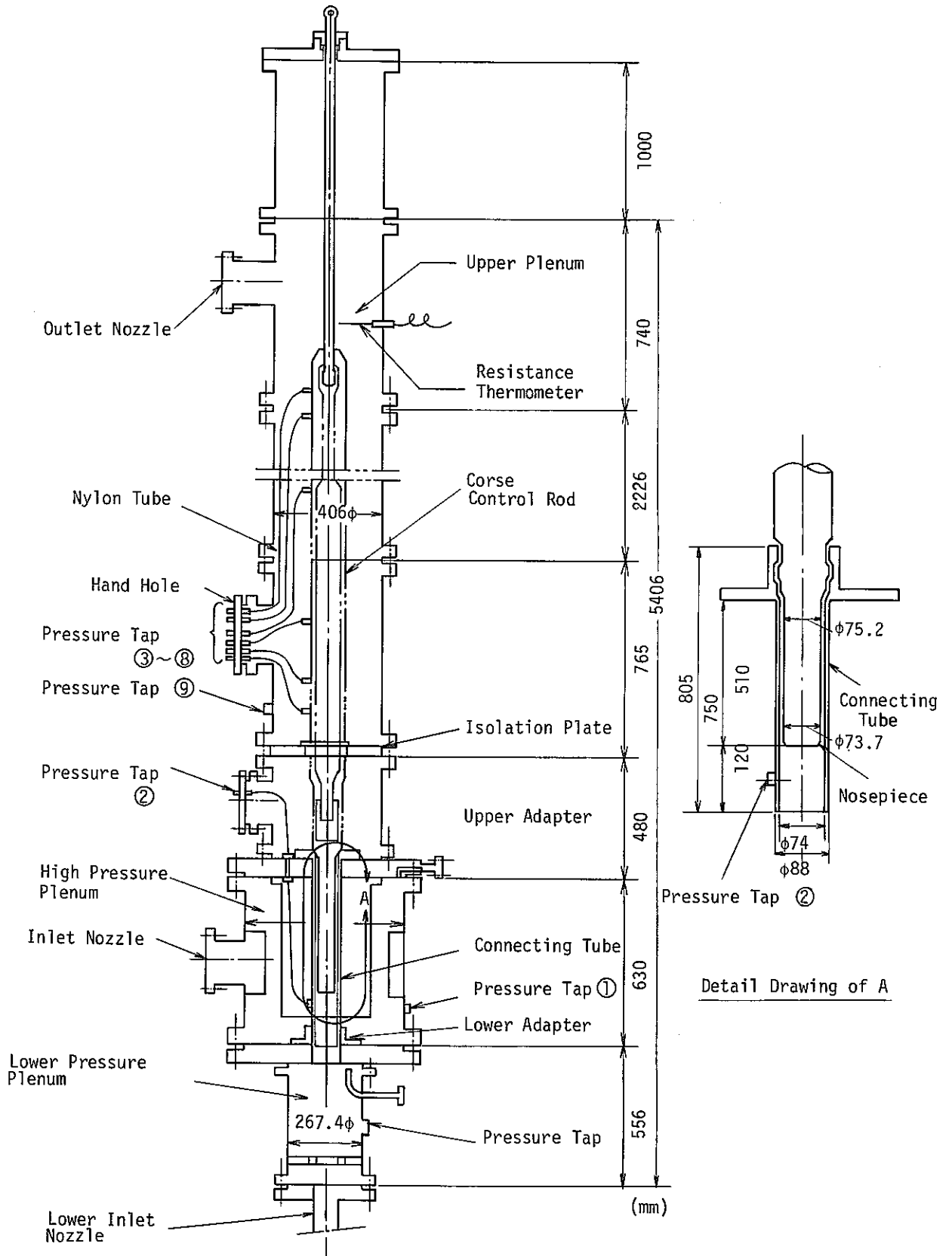


Fig. 3-2 Sectional View of Test Section

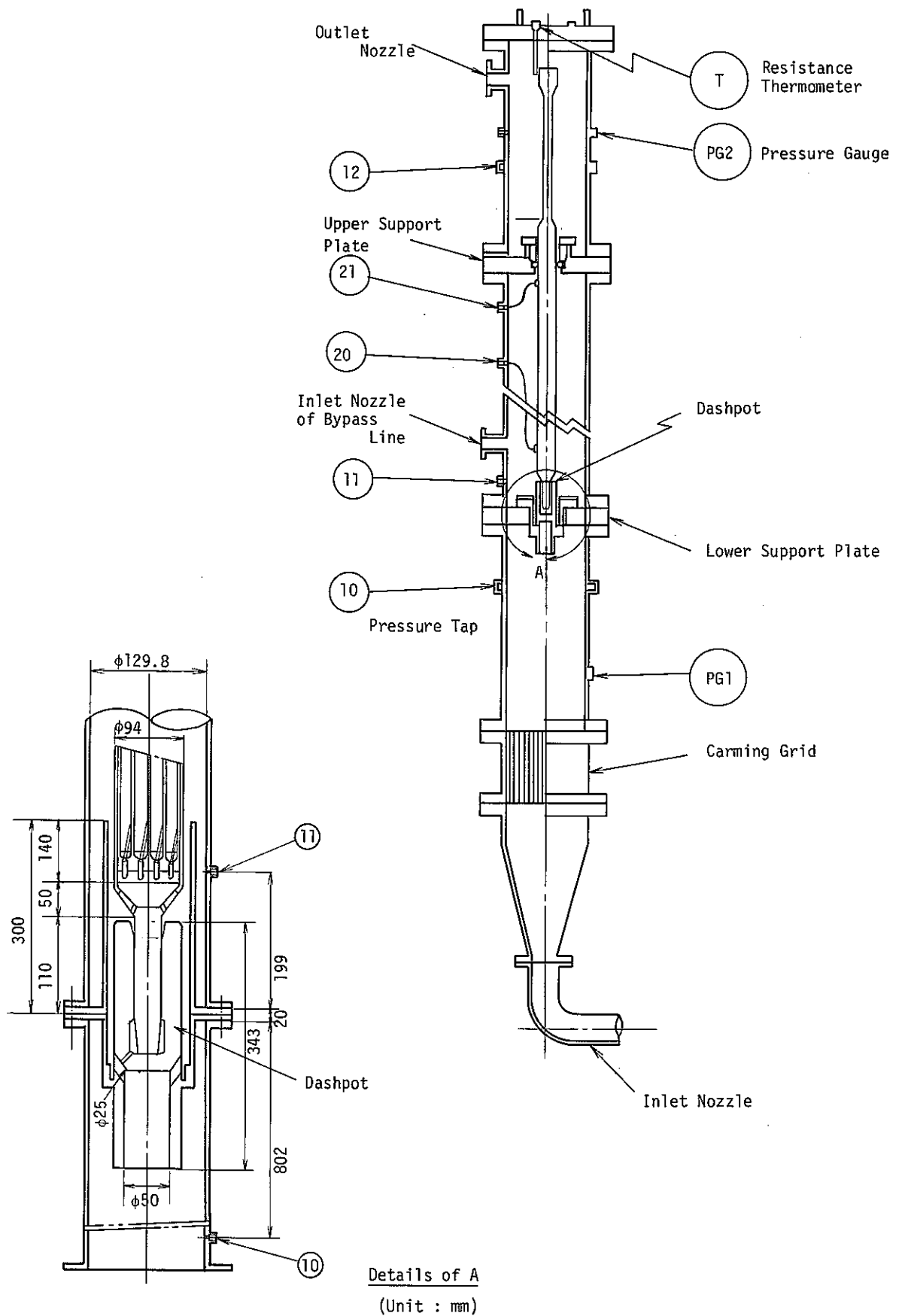


Fig. 3-3 Control Element Test Section

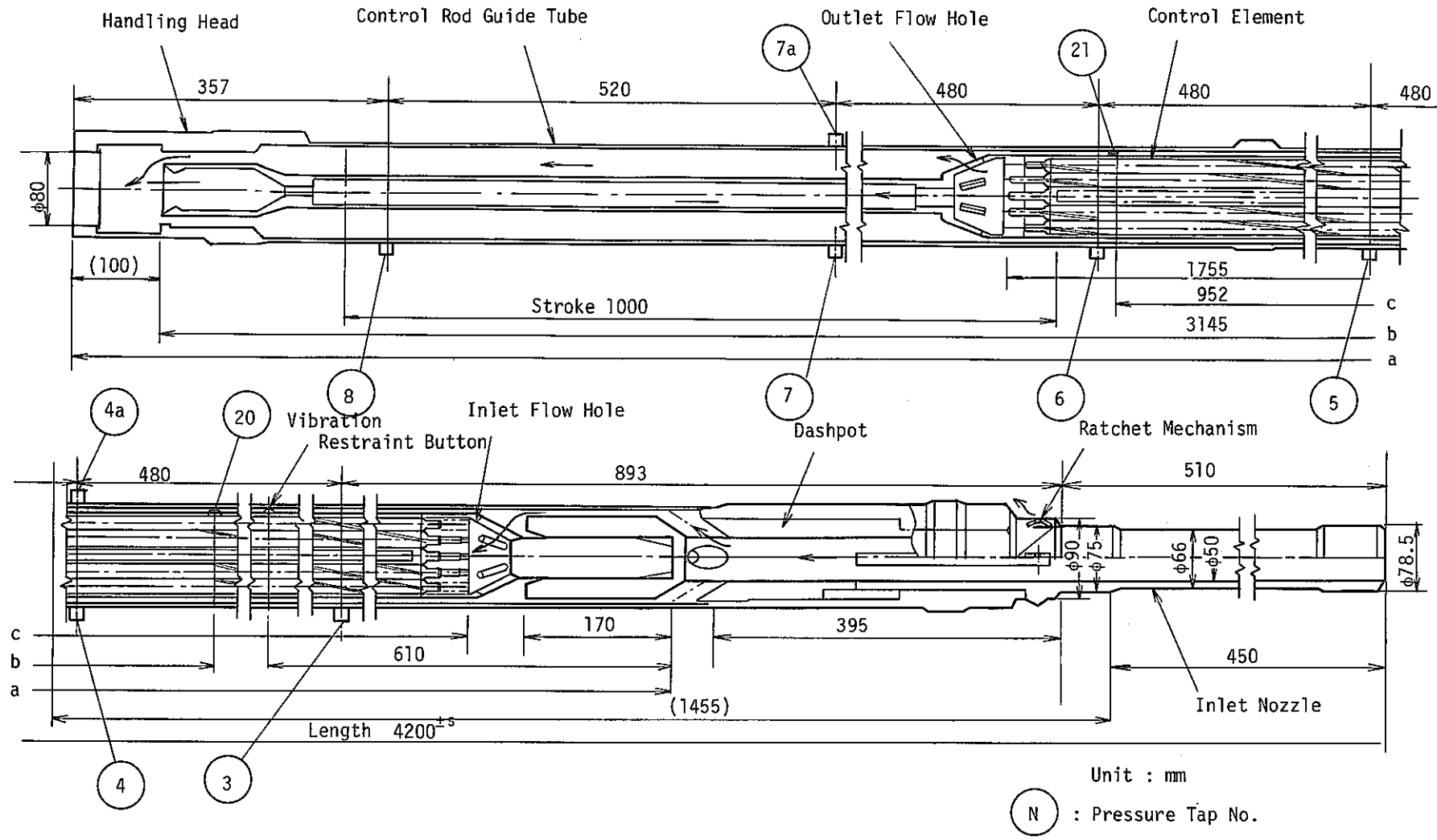


Fig. 3-4 Locations of Pressure Taps on the Control Rod

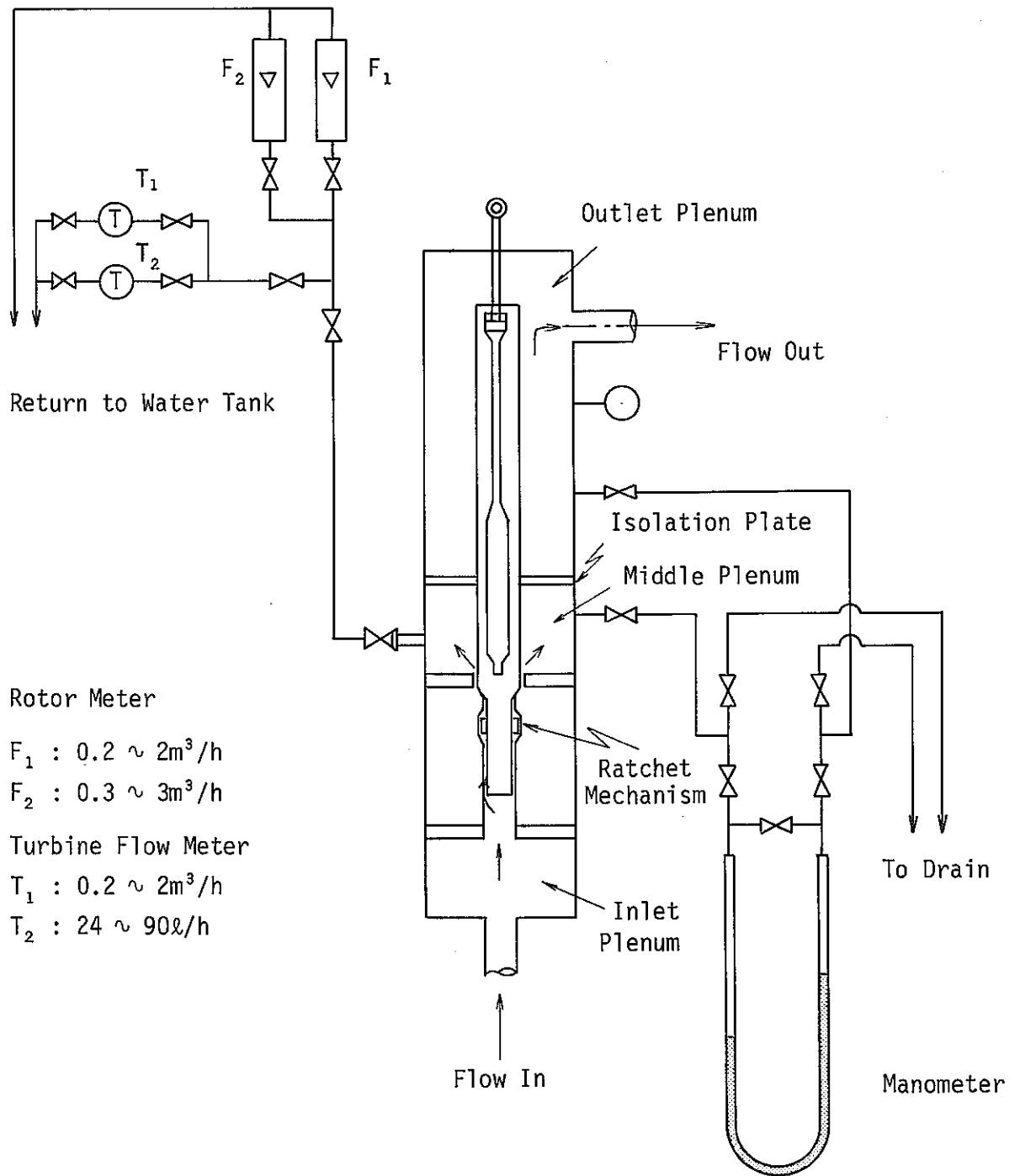


Fig. 3-5 Leak Flow Test Line

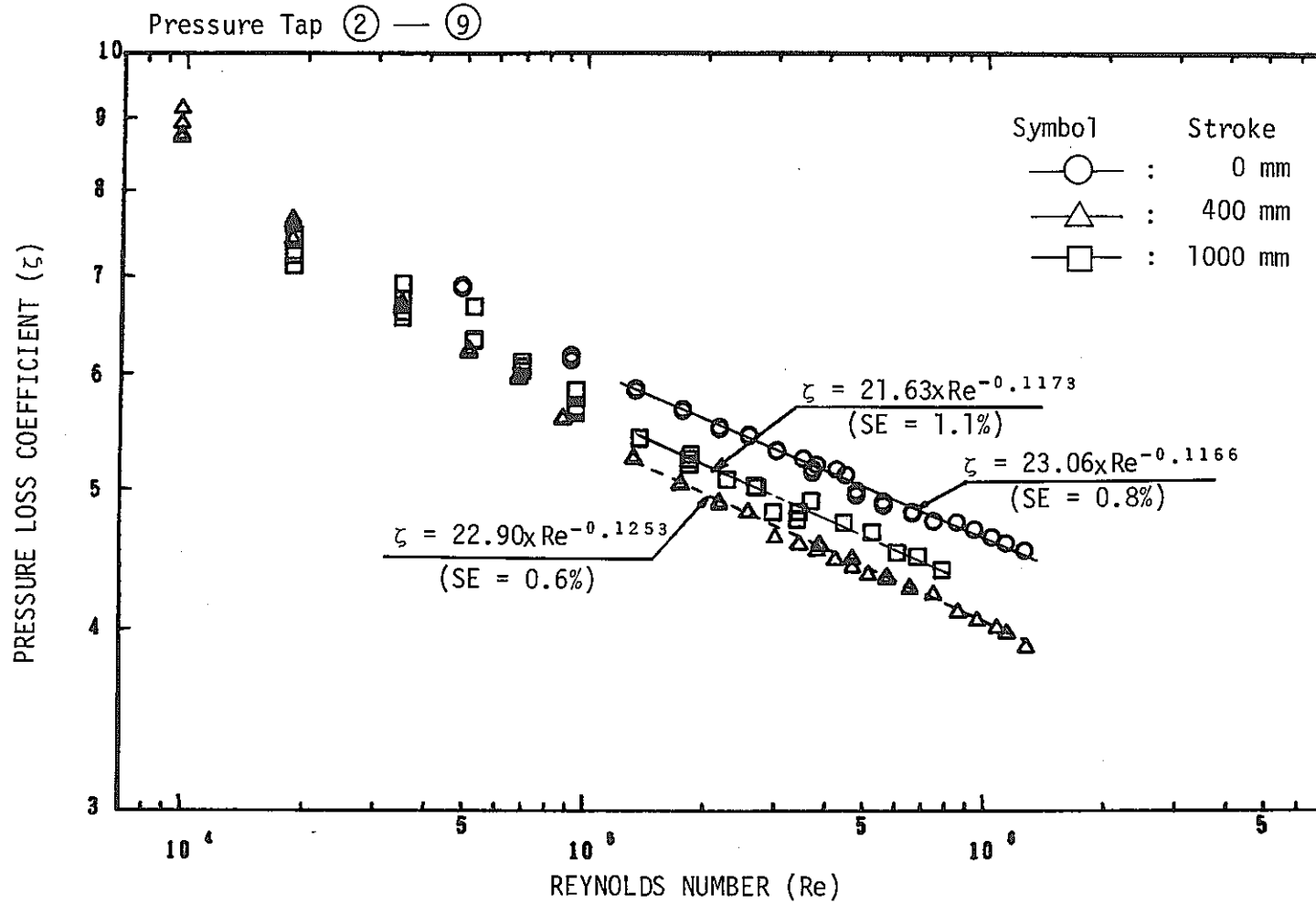


Fig. 4-1 Effect of the Control Element Axial Location on Pressure Loss Characteristics of the Control Rod

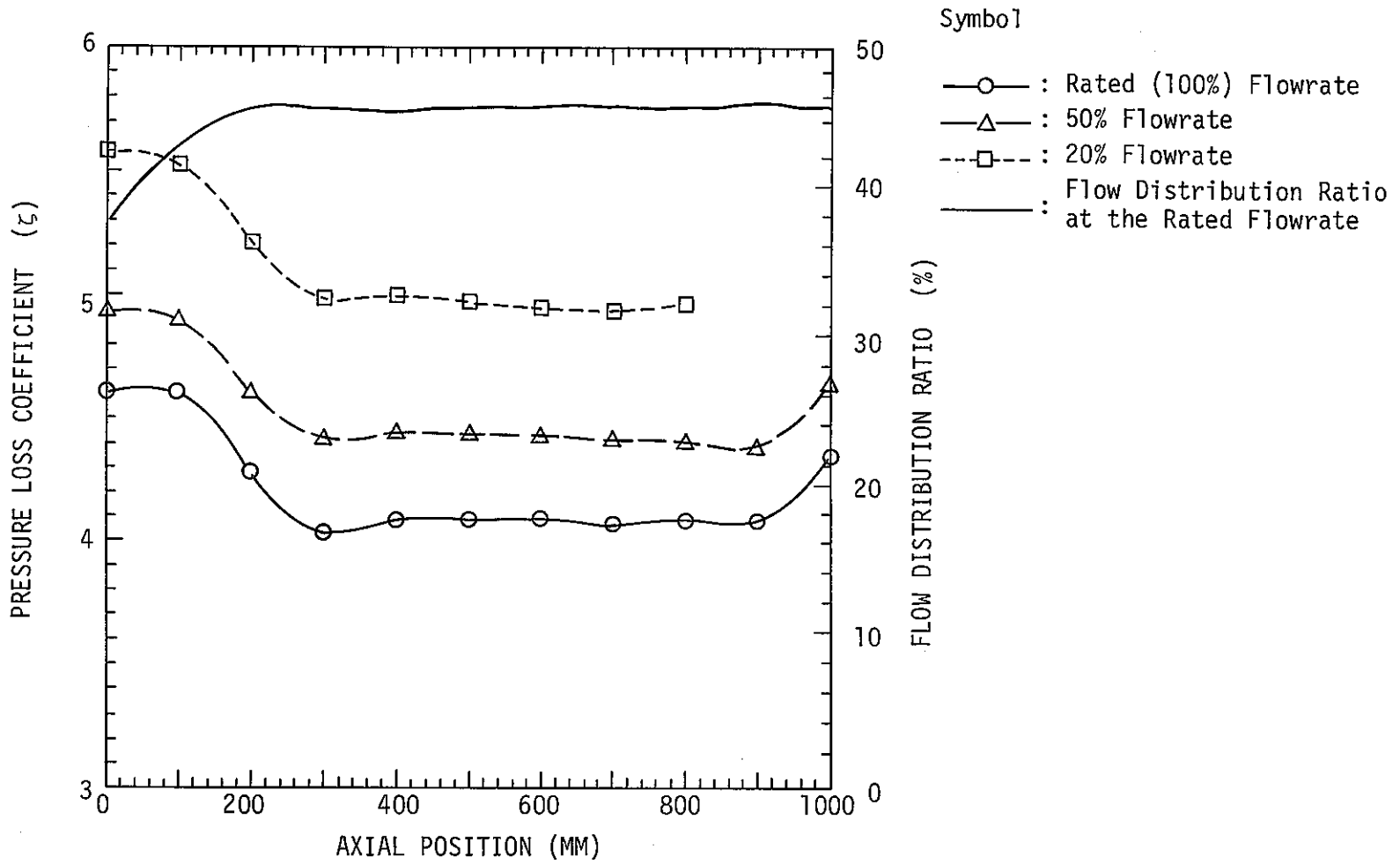


Fig. 4-2 Effects of Control Element Axial Position on Pressure Loss and Flow Distribution

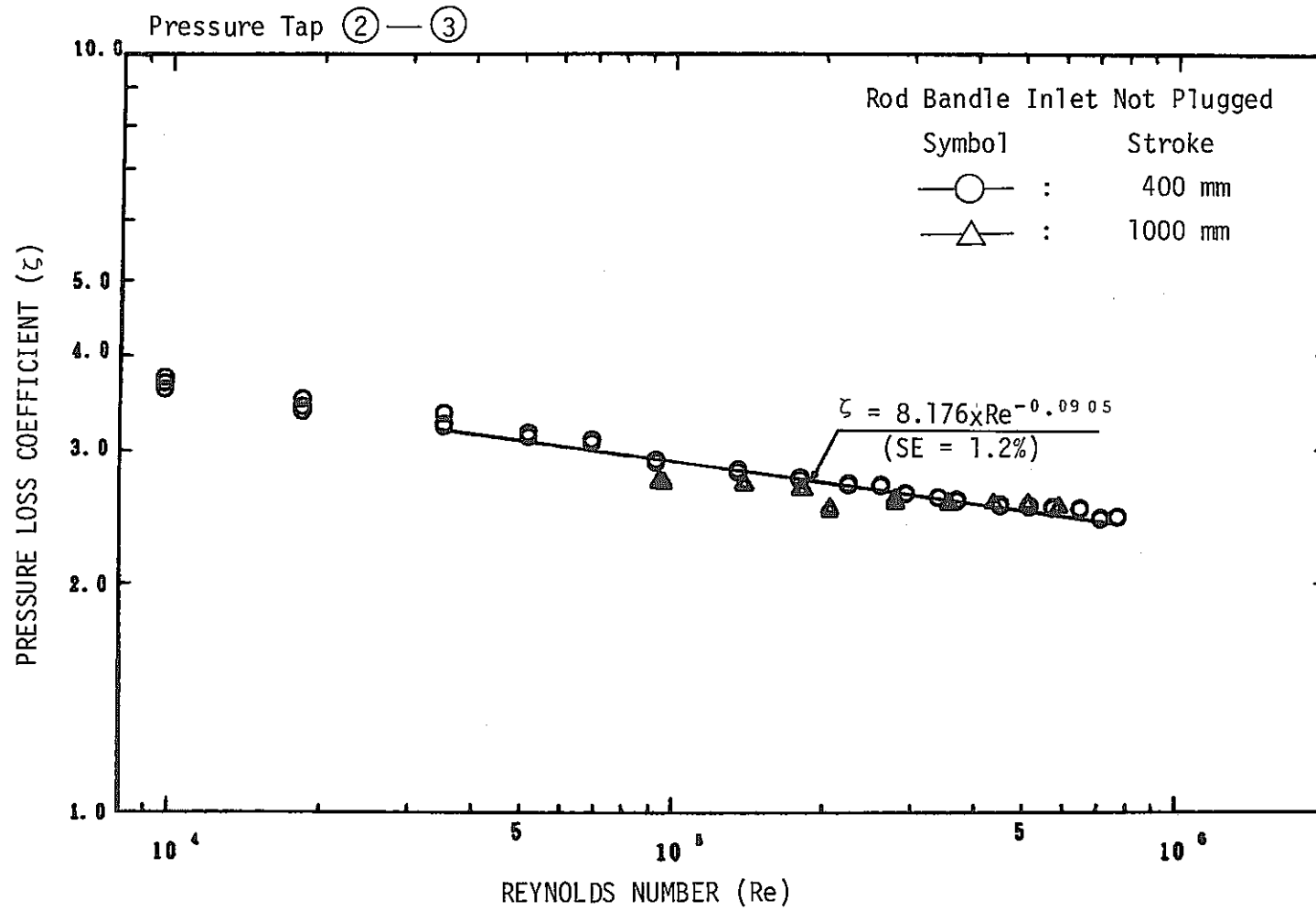


Fig. 4-3 Pressure Loss Characteristics of the Nosepiece and Dashpot

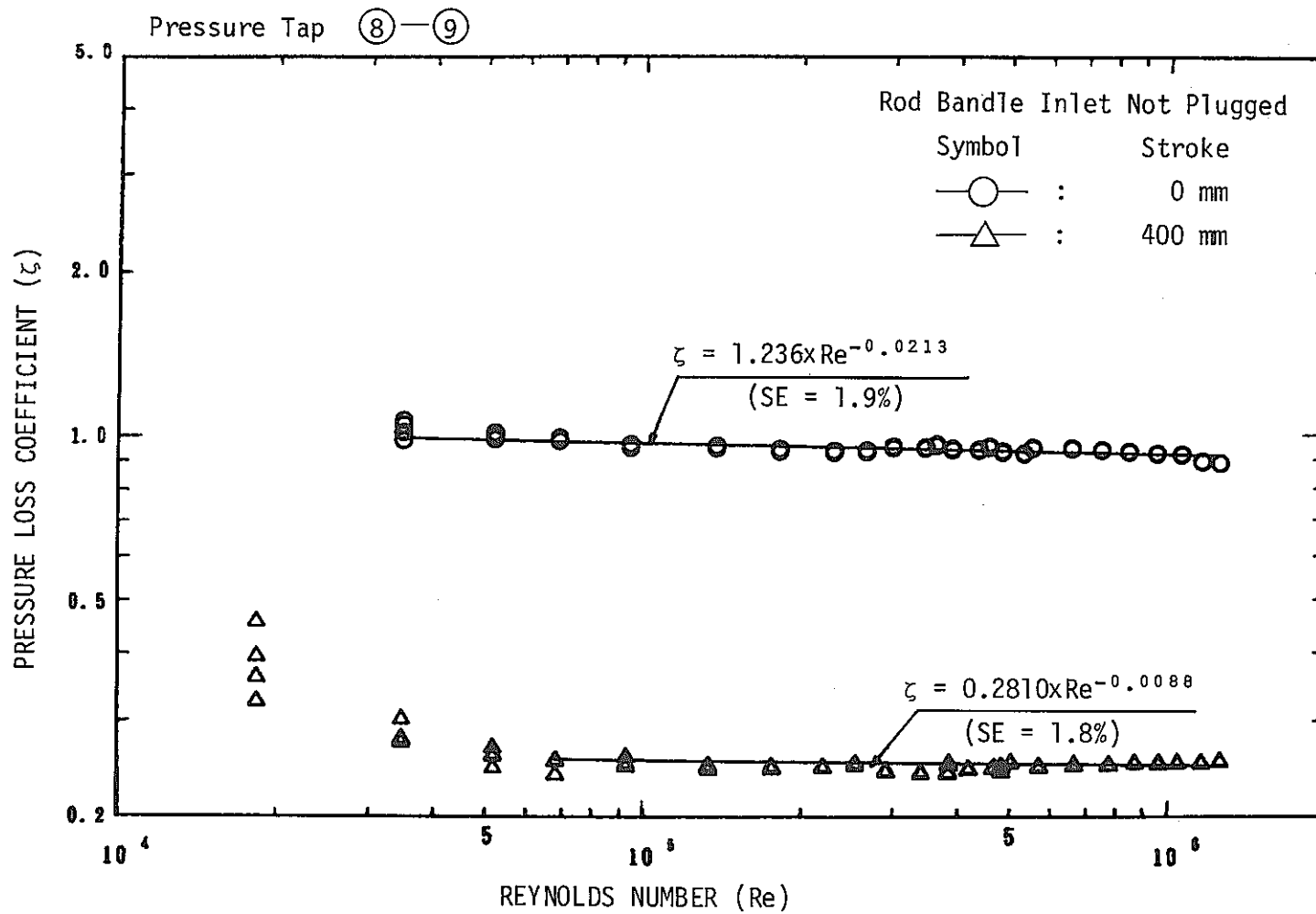


Fig. 4-4 Pressure Loss Characteristics of Handling Head

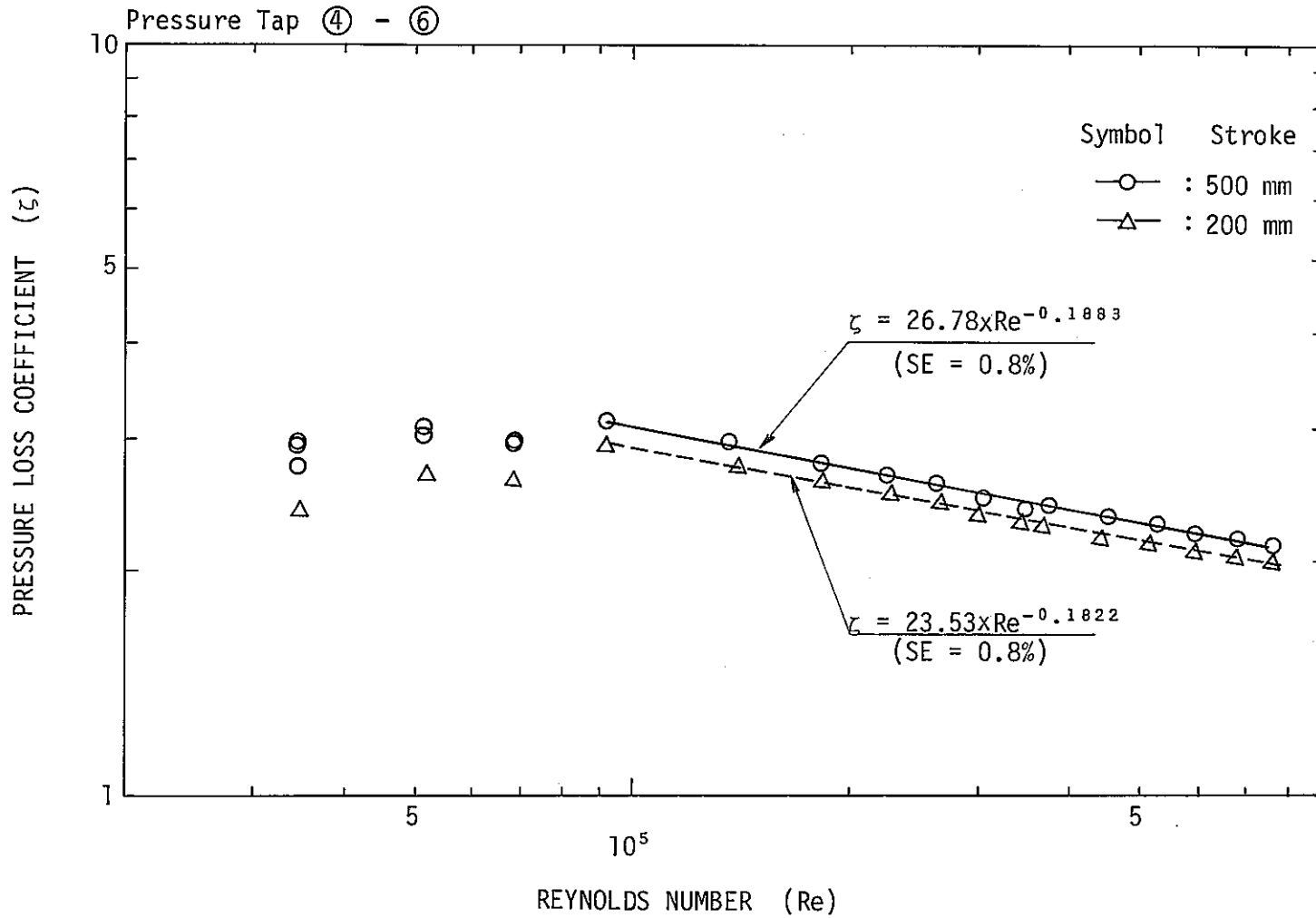


Fig. 4-5 Pressure Loss Characteristics of the Vibration Restraint Button (Control Rod Guid Tub Test)

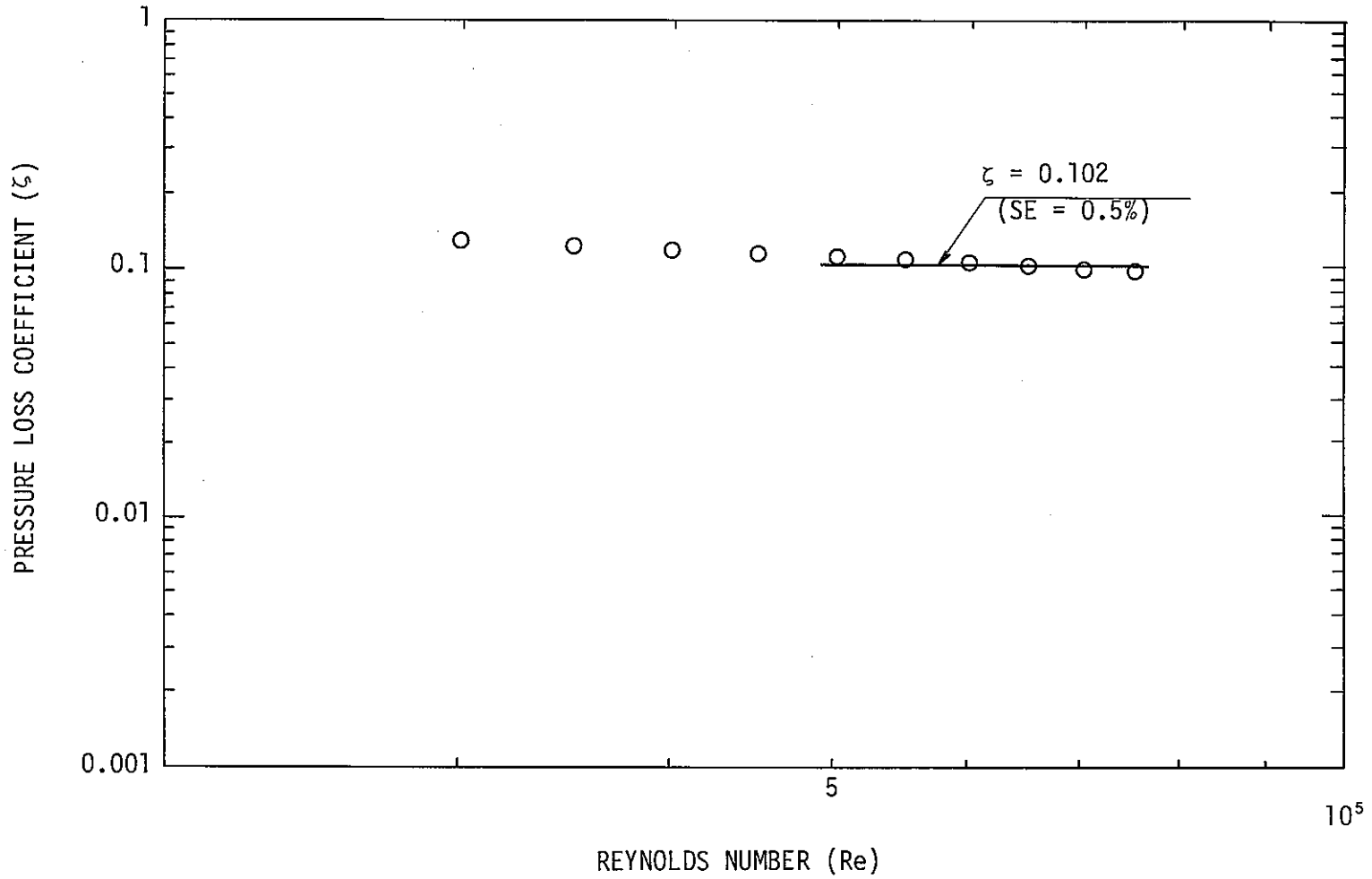


Fig. 4-6 Pressure Loss Characteristics of the Vibration Restraint Button

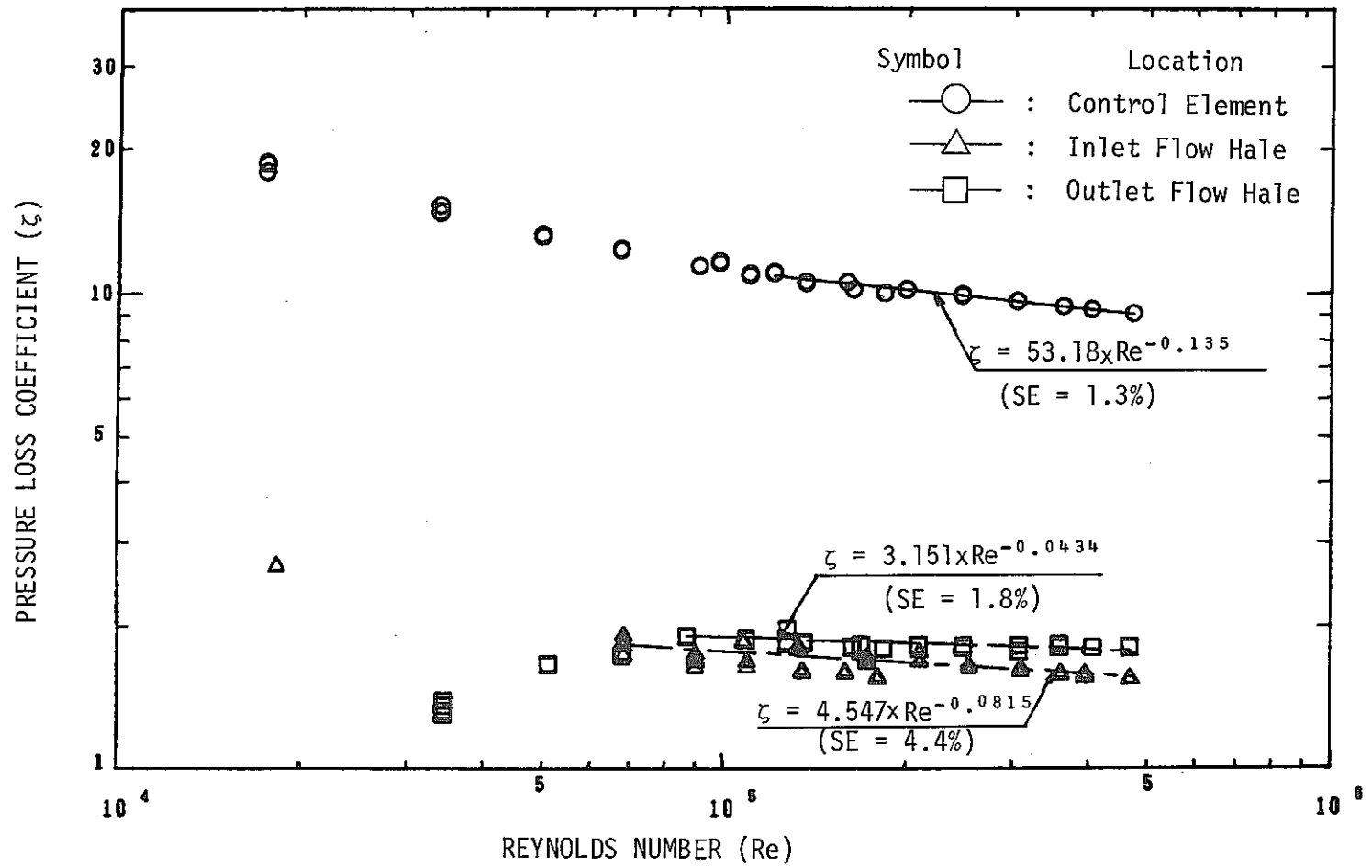


Fig. 4-7 Pressure Loss Characteristics of the Control Element

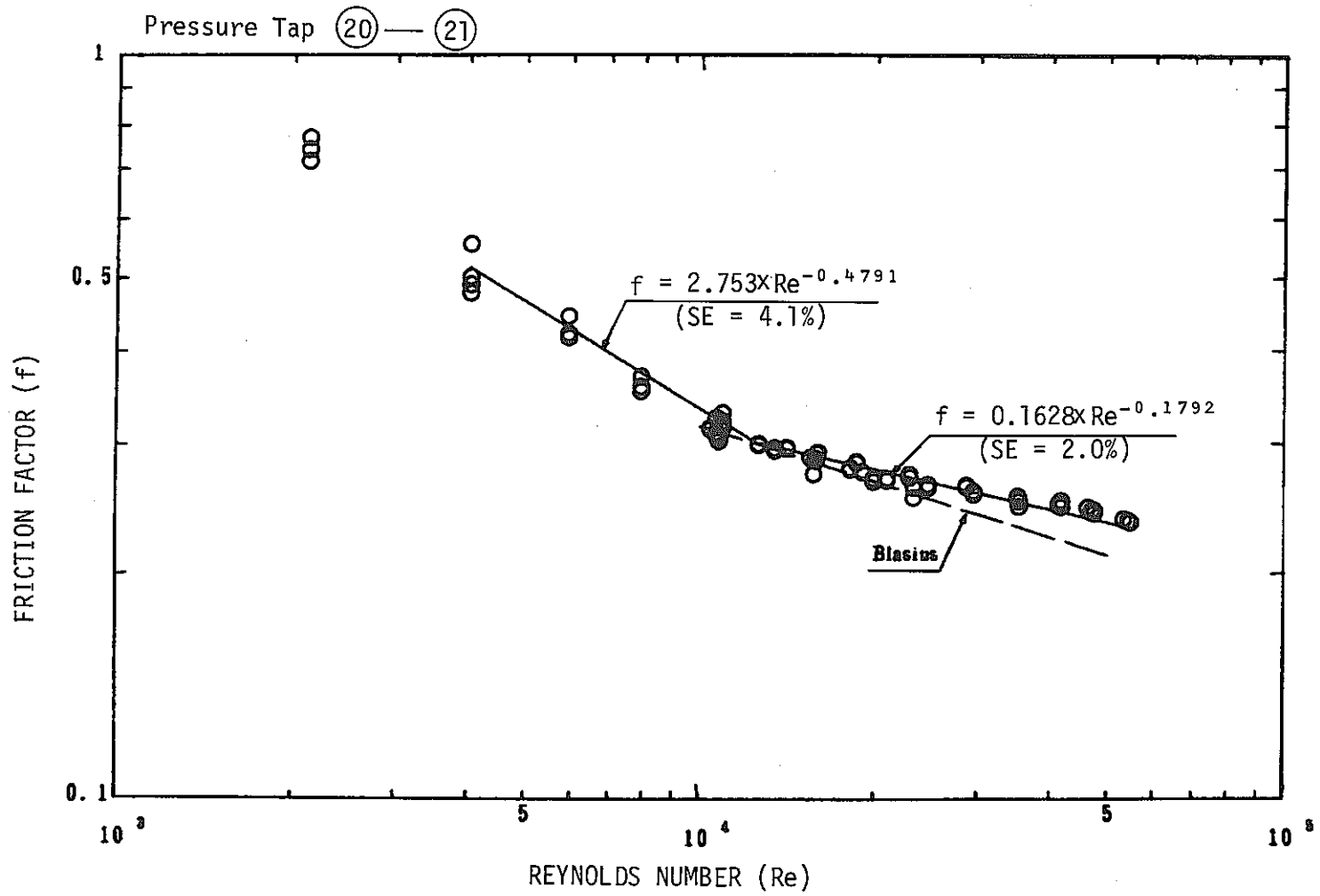


Fig. 4-8 Friction Factor of the Control Element Bundle

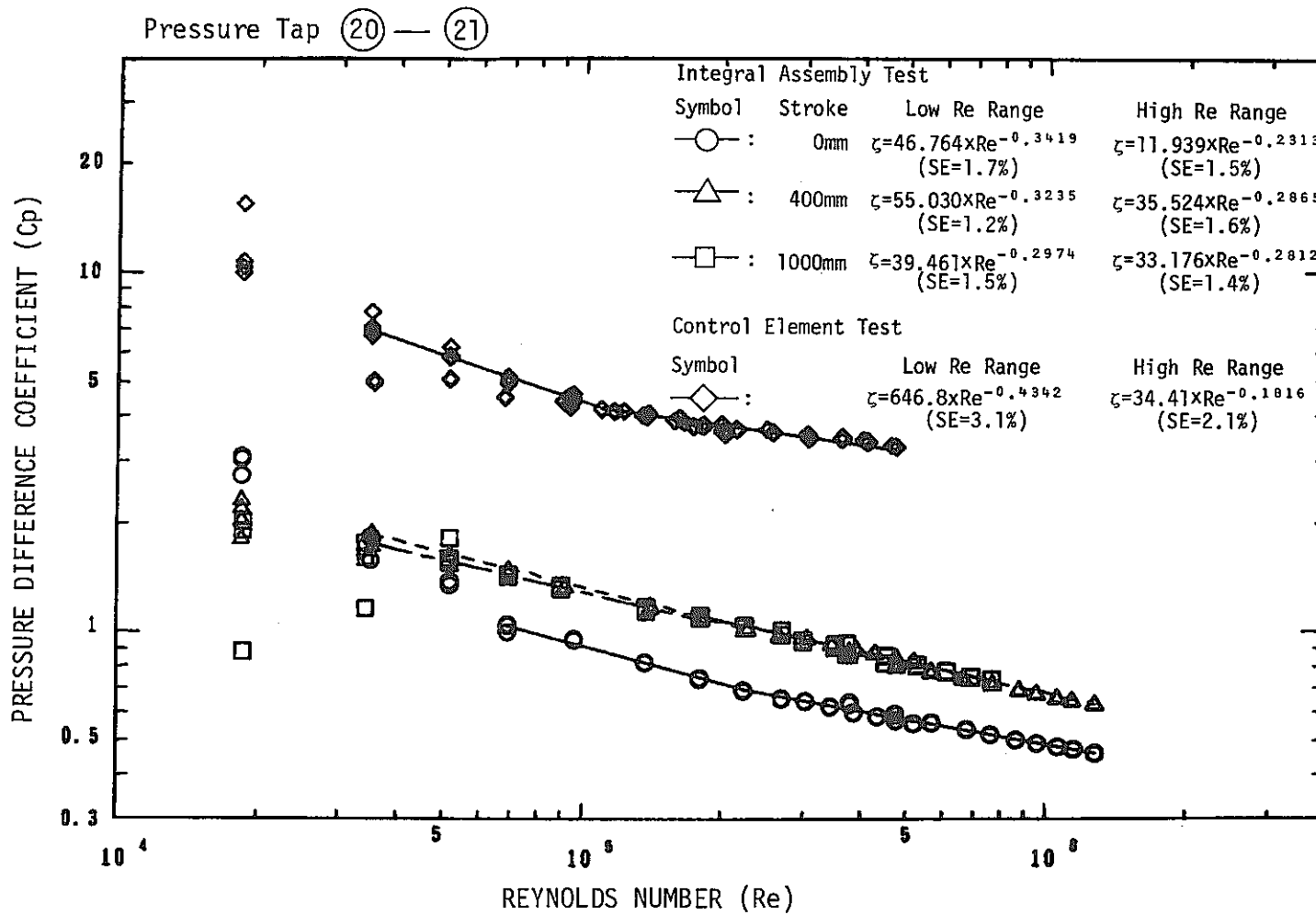


Fig. 4-9 Inner Flow Distribution Test Results for the Control Element Side

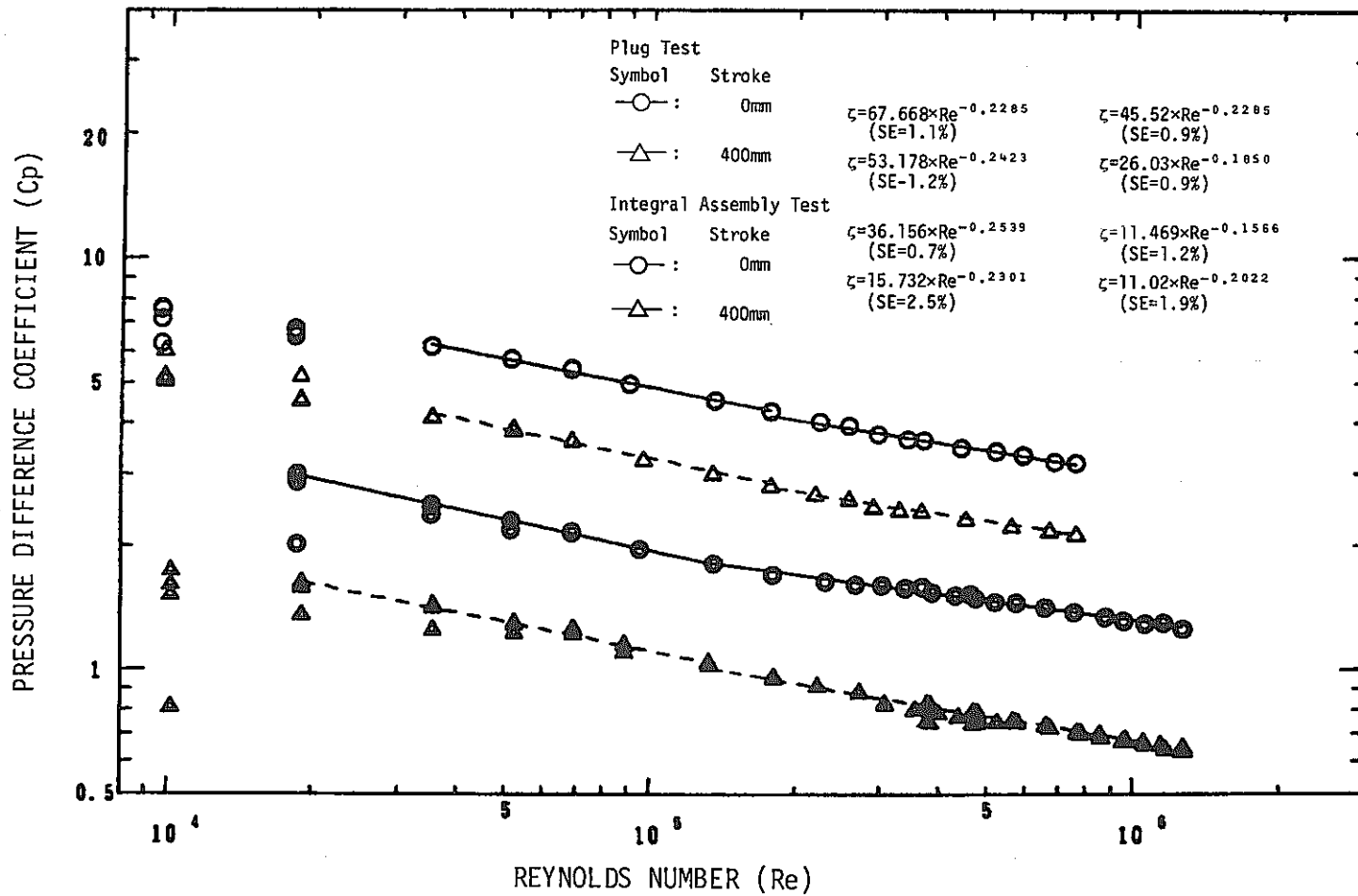


Fig. 4-10 Inner Flow Distribution Test Results for the Control Rod Guide Tube Side

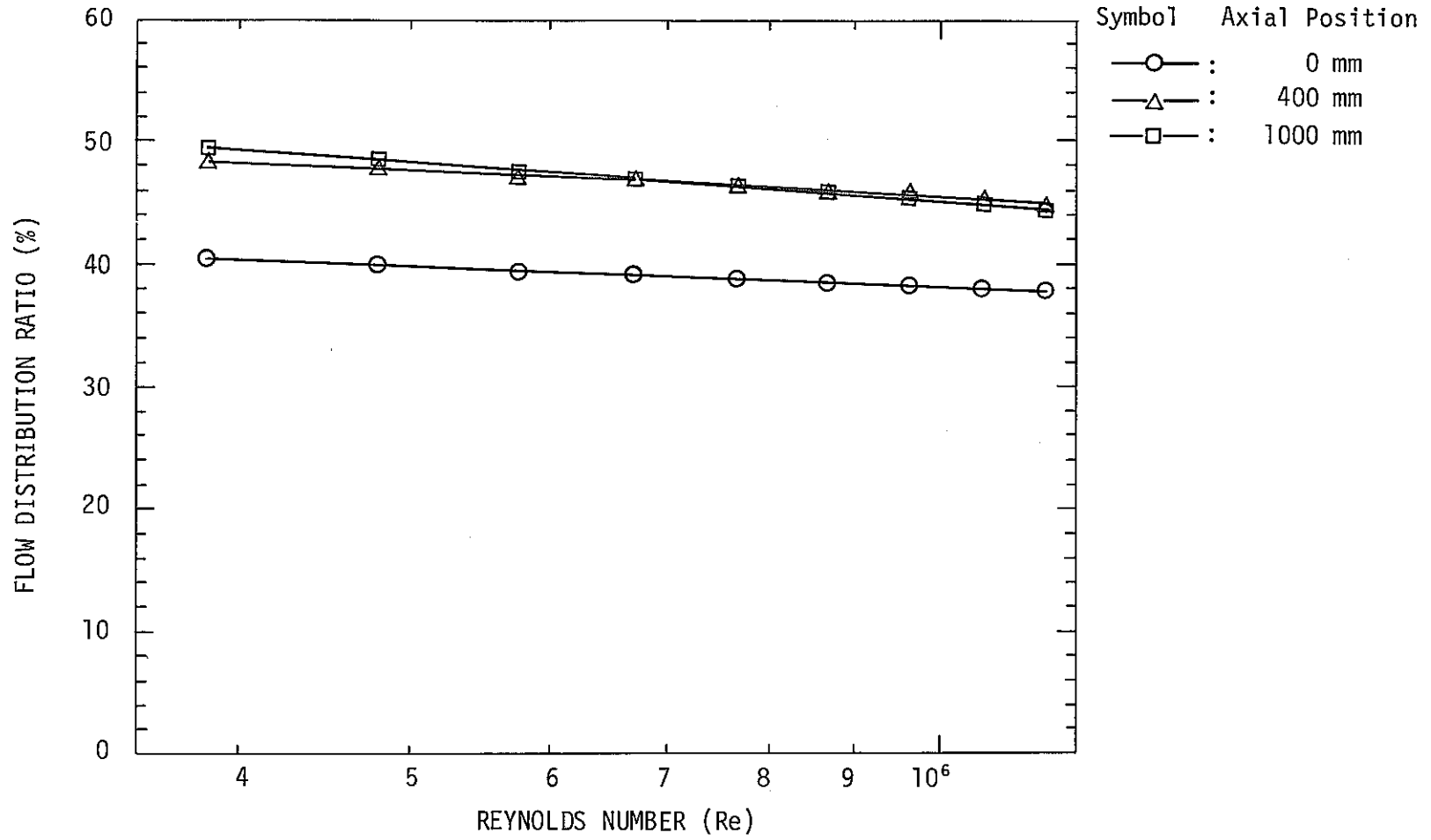


Fig. 4-11 Flow Distribution Ratio in the Control Element vs. Reynolds Number

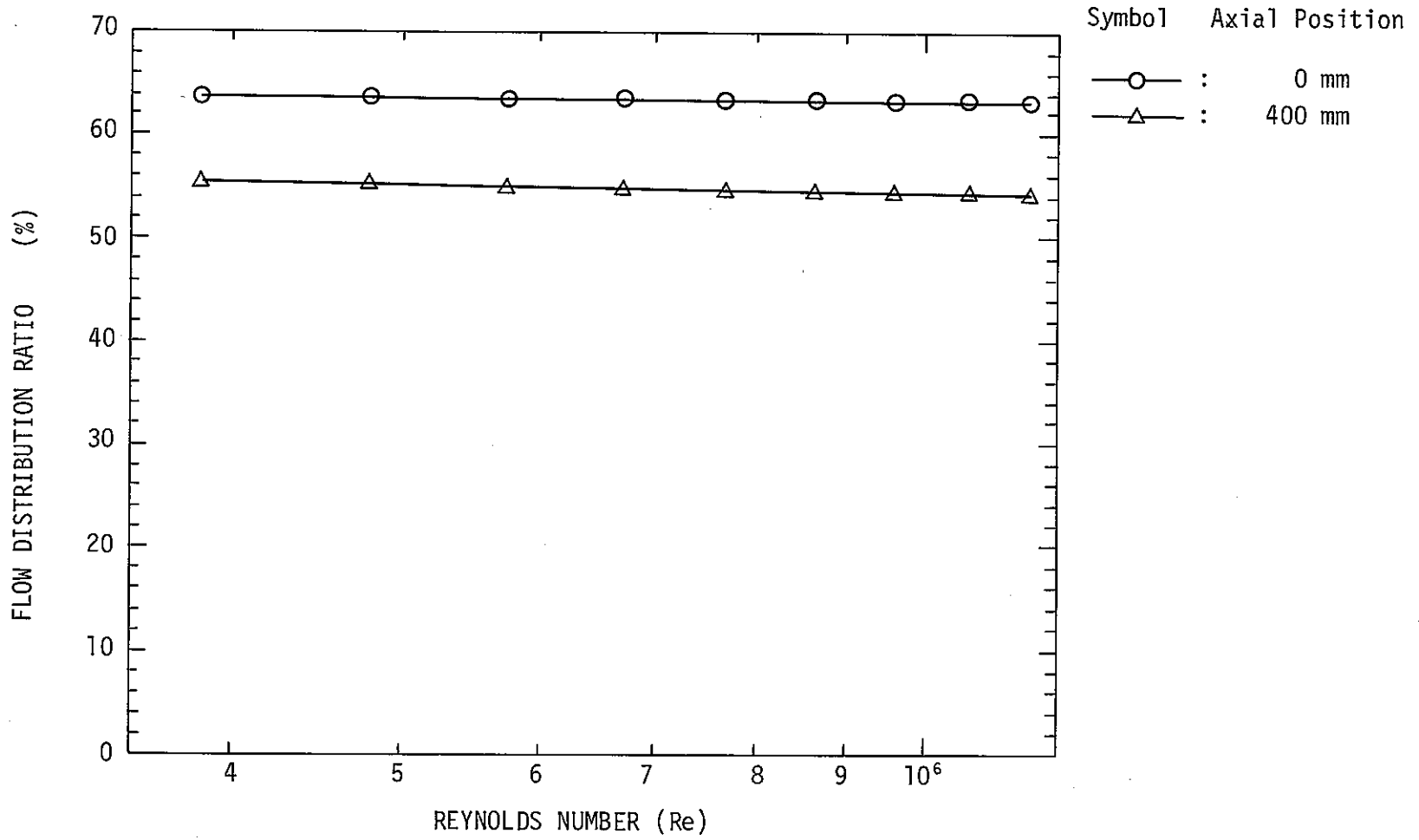


Fig. 4-12 Flow Distribution Ratio in the Control Rod Guide Tube vs. Reynolds Number

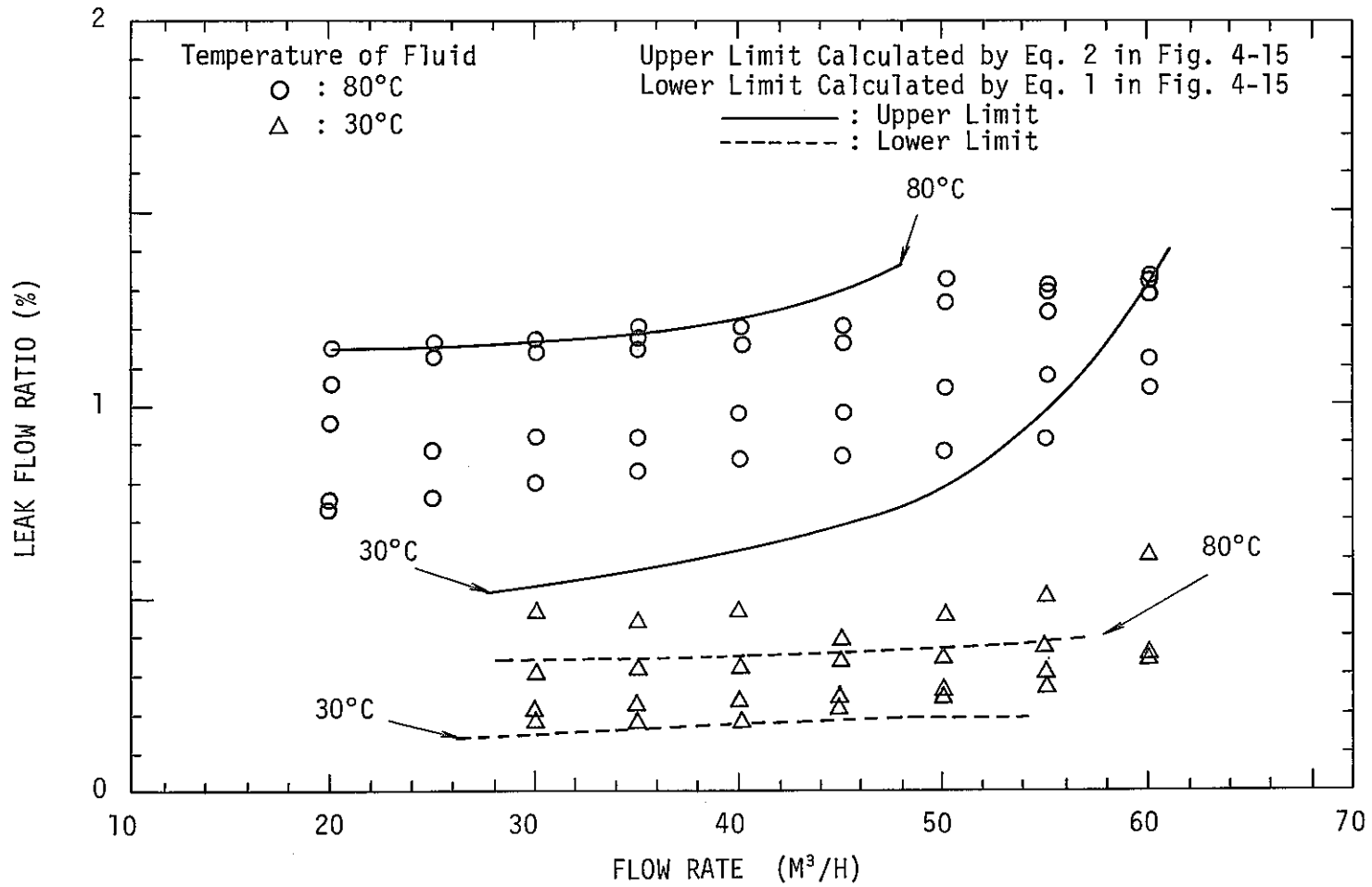


Fig. 4-13 Leak Flow Ratio at the Ratchet Mechanism vs. Control Rod Flowrate

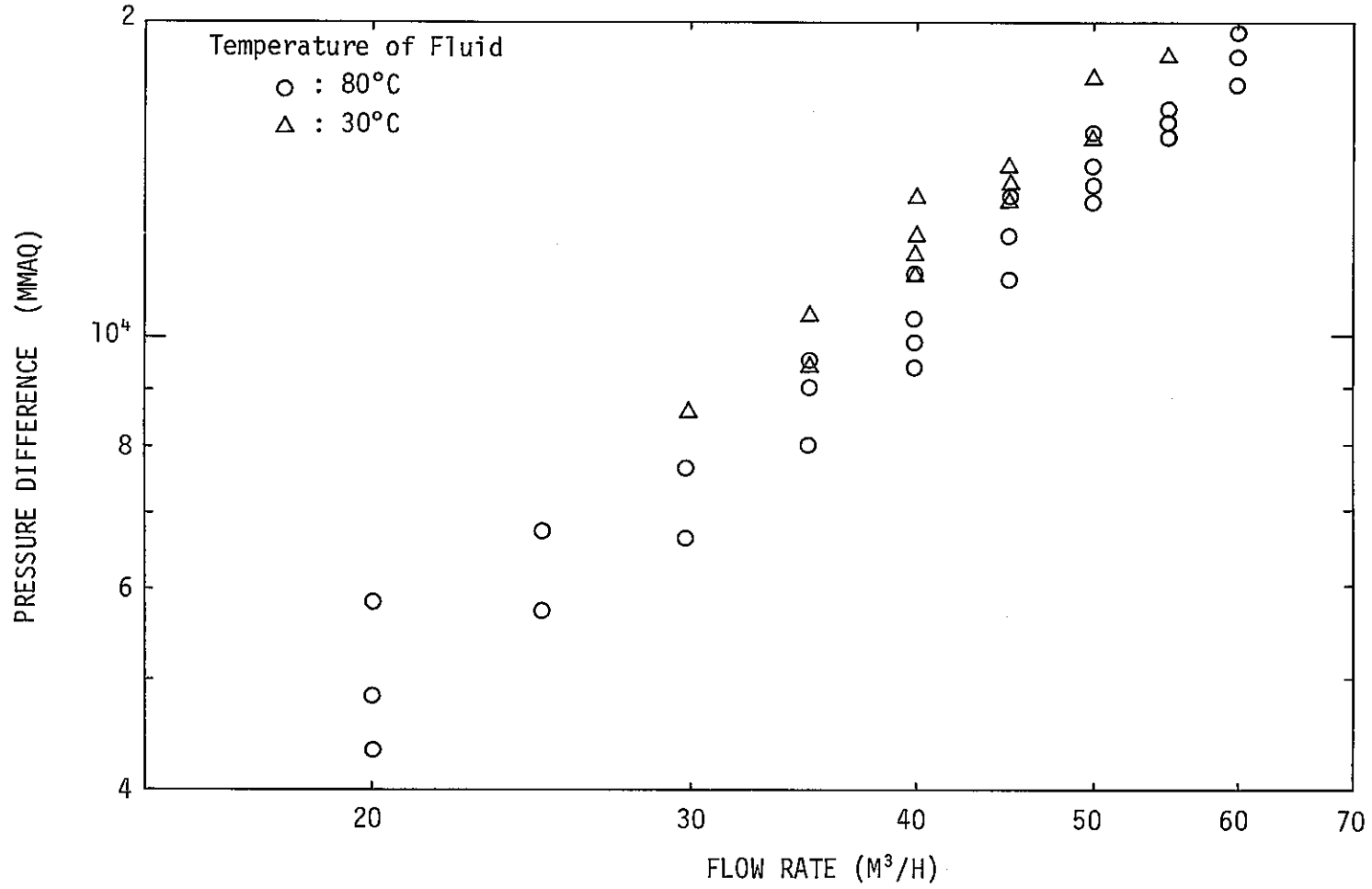


Fig. 4-14 Pressure Difference at the Ratchet Mechanism

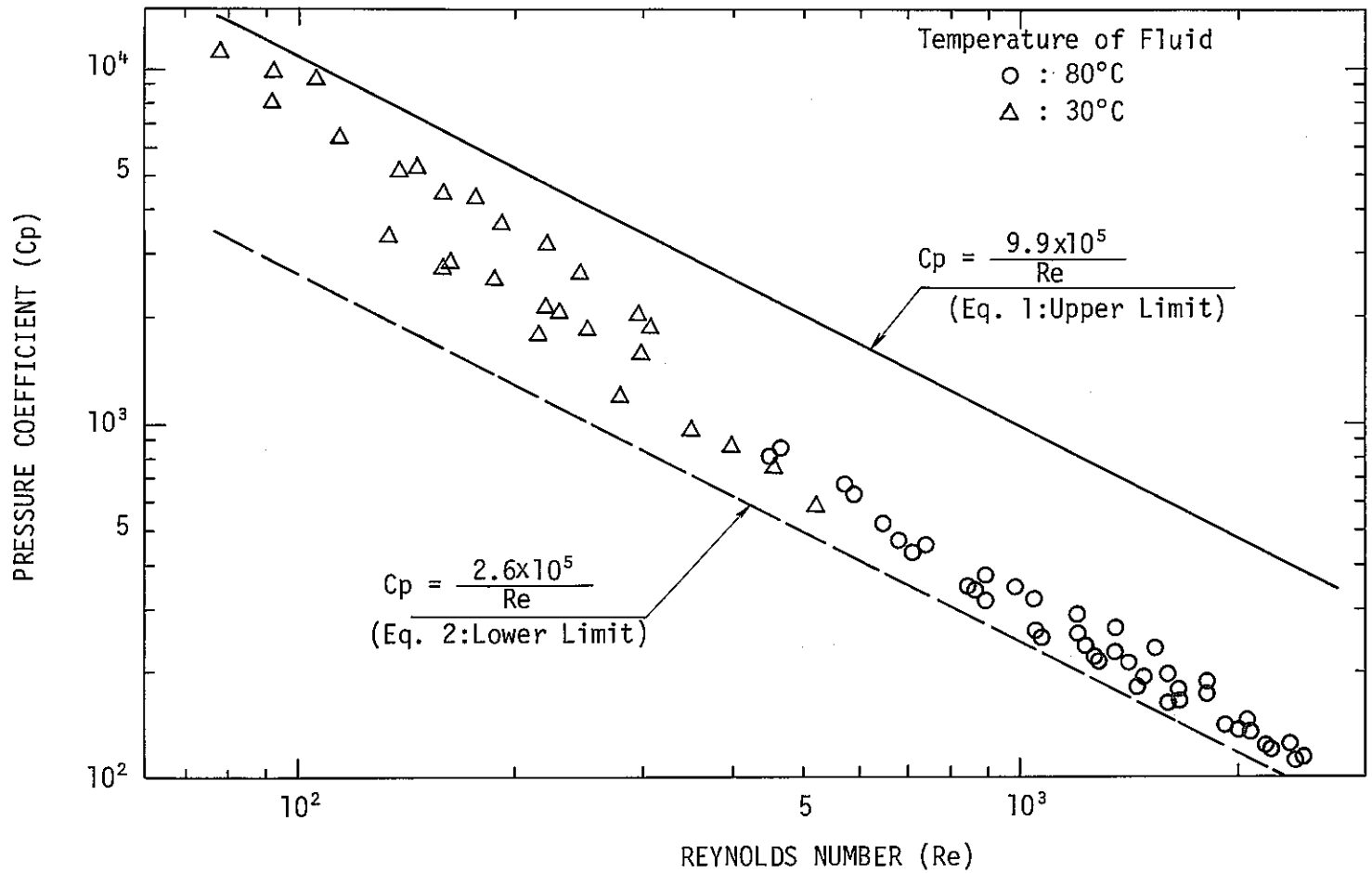


Fig. 4-15 Pressure Coefficient of Leak Flow at the Ratchet Mechanism

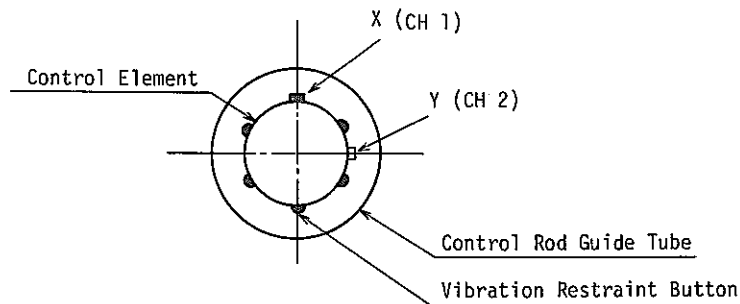
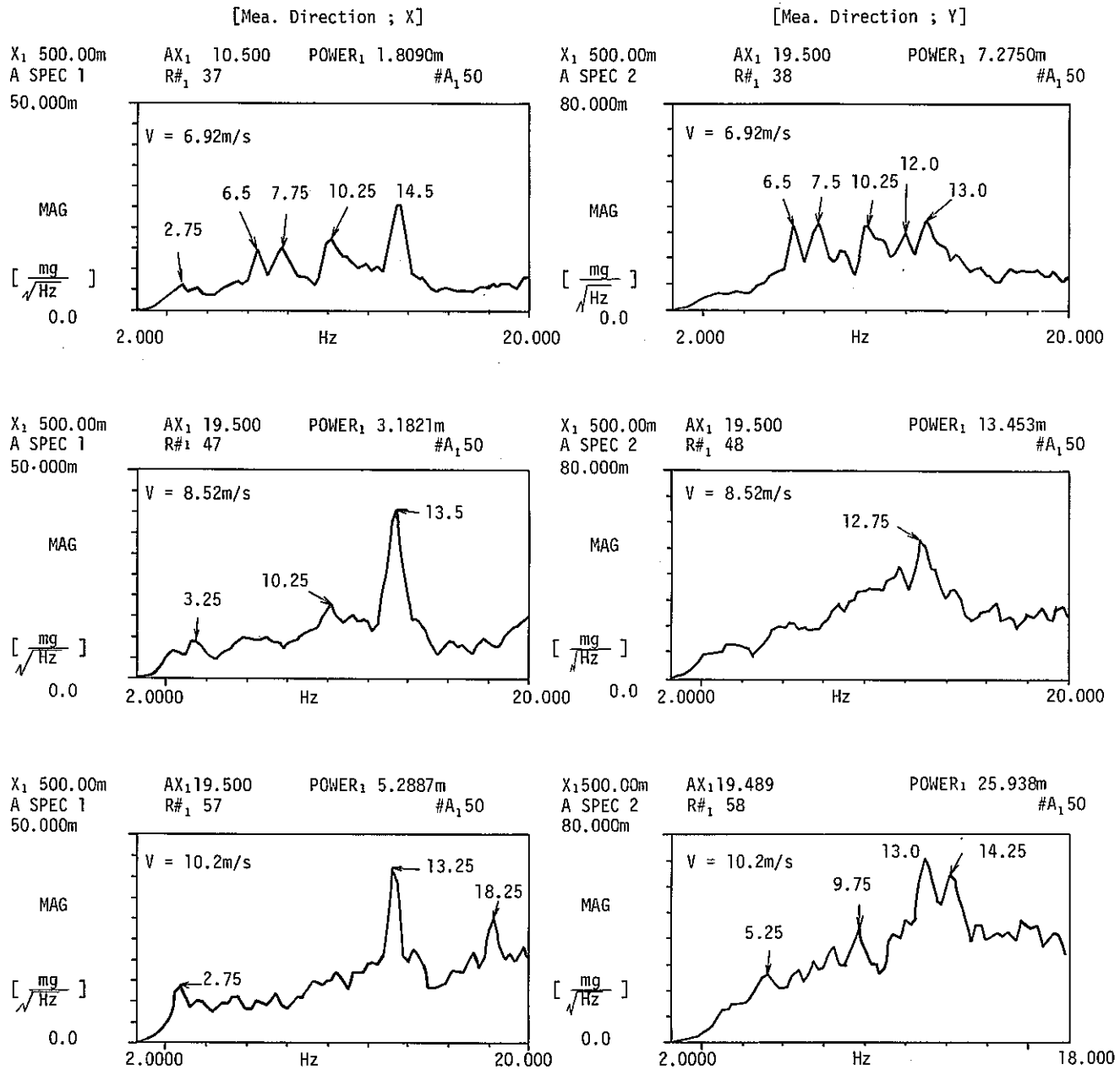


Fig. 4-16 Auto Spectra of Acceleration at the Control Element Lower End with the Vibration Restraint Buttons

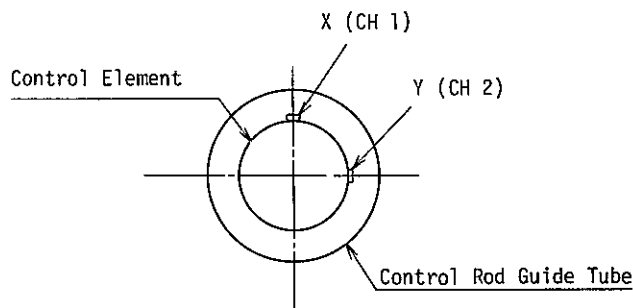
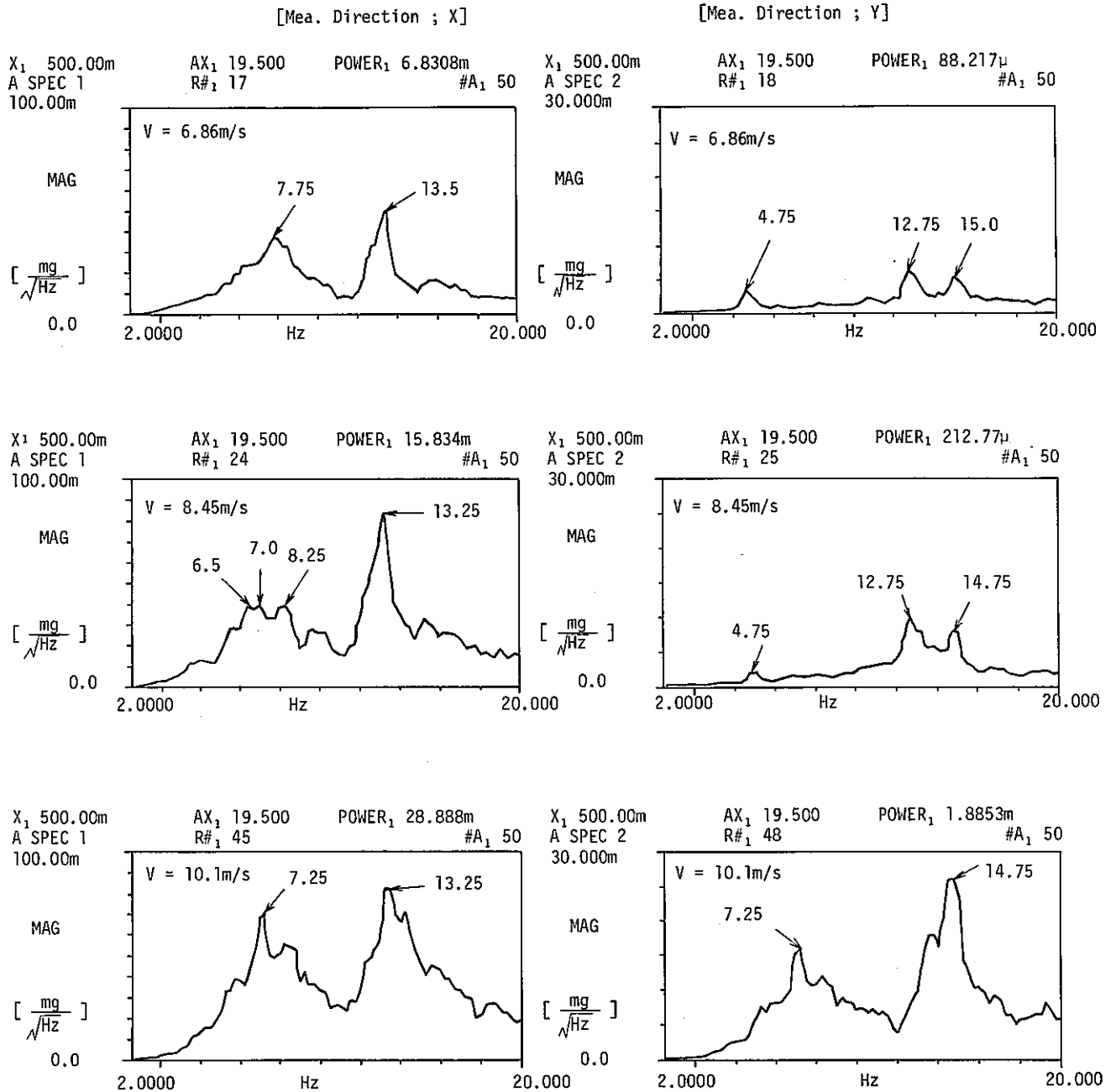


Fig. 4-17 Auto Spectra of Acceleration at the Control Element Lower End without the Vibration Restraint Buttons

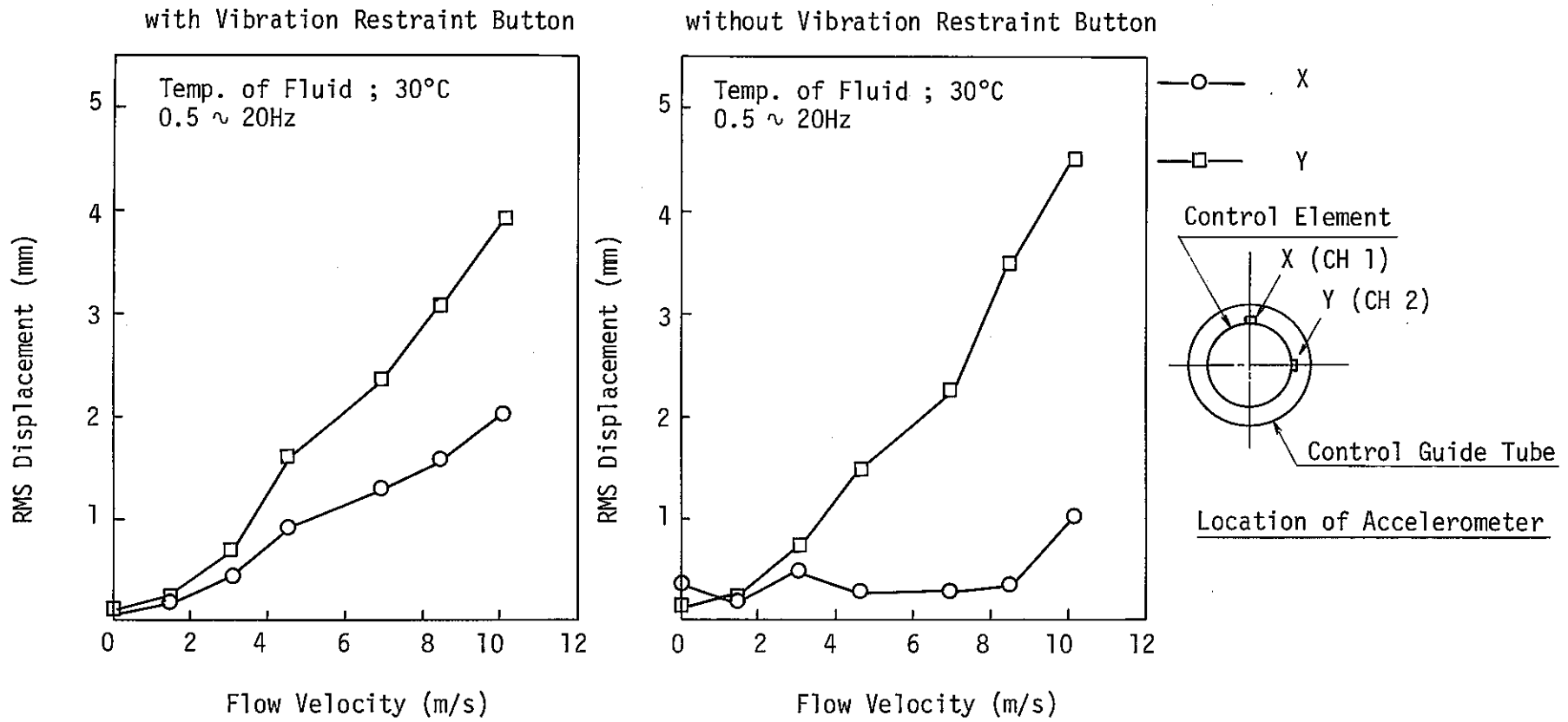


Fig. 4-18 RMS Displacements vs. Flow Velocity

付録. A 改造前流動特性試験結果

本報告書で試験を行った「もんじゅ」粗調整棒試作体は昭和 58 年 10 月に製作された。その後、流力振動防止上の観点から、粗調整棒集合体に制振機構を設けるように設計変更された。この制振機構を設けることにより流動特性が変化し、圧力損失の増加することが予想されるため、制振機構取付前の供試体各部圧力損失を確認する必要が生じた。よって、実機の初期炉心に相当する位置（約 400mm 引抜き）において、定格流動条件近傍の水流動試験を実施し、上記の改造に必要とされる実験データを得た。試験は流体温度を 80℃として、20～60 m^3/h の流量範囲で実施した。

Fig.A-1 に「粗調整棒全長」、「入口ノズルとダッシュポット」、「制御要素部」および「ハンドリングヘッド」の各部に関する試験結果を示す。これから、粗調整棒の圧力損失は、実機定格条件で、設計許容値に対して約 4% 大きく、制御要素への流量配分比は約 42% であることがわかった。なお、制御要素への流量配分については、制御要素の流入フローホールを閉塞した場合としない場合の測定結果より算出した。よって、改造では制振機構の取り付けに加えて、Fig.A-2 に示すダッシュラム部まわりの冷却材の流れがスムーズになるように形状変更して、流動抵抗と流量配分の両方について改善するようにした。

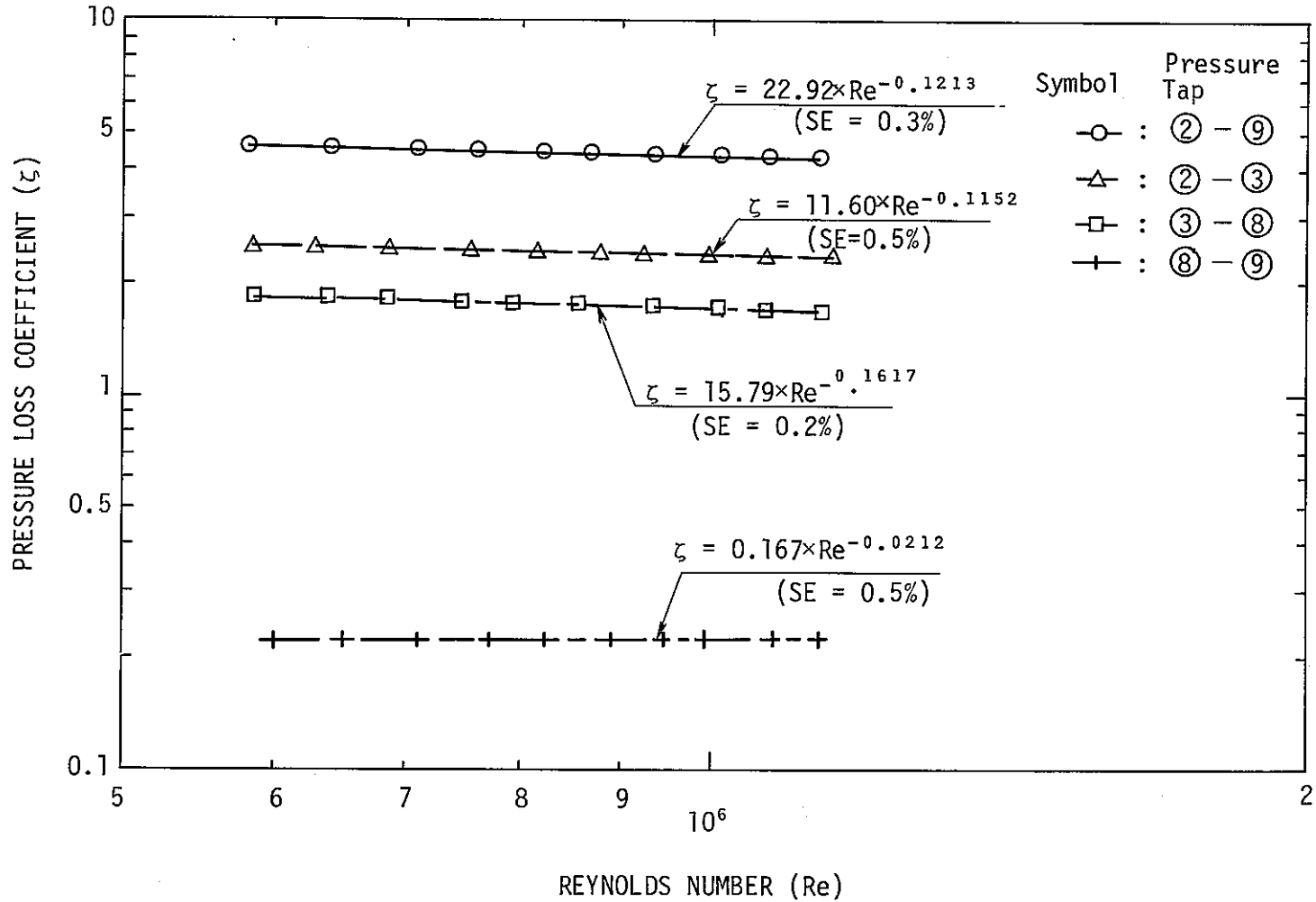
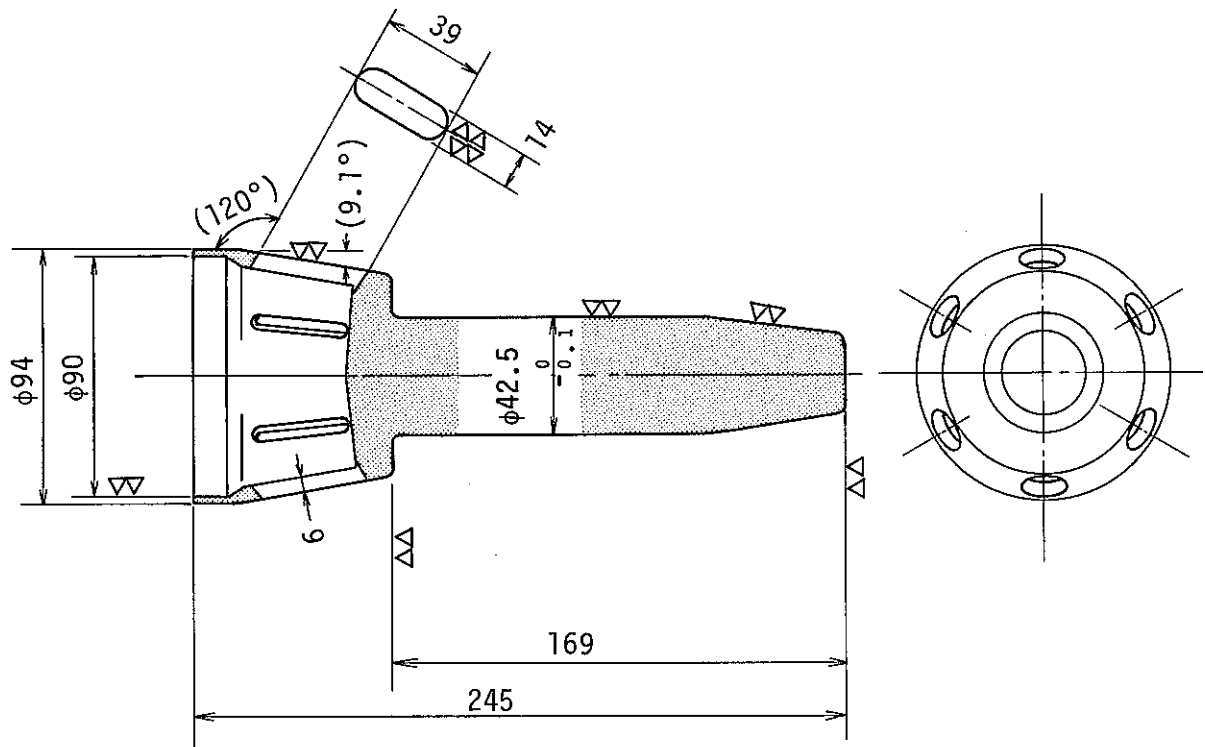
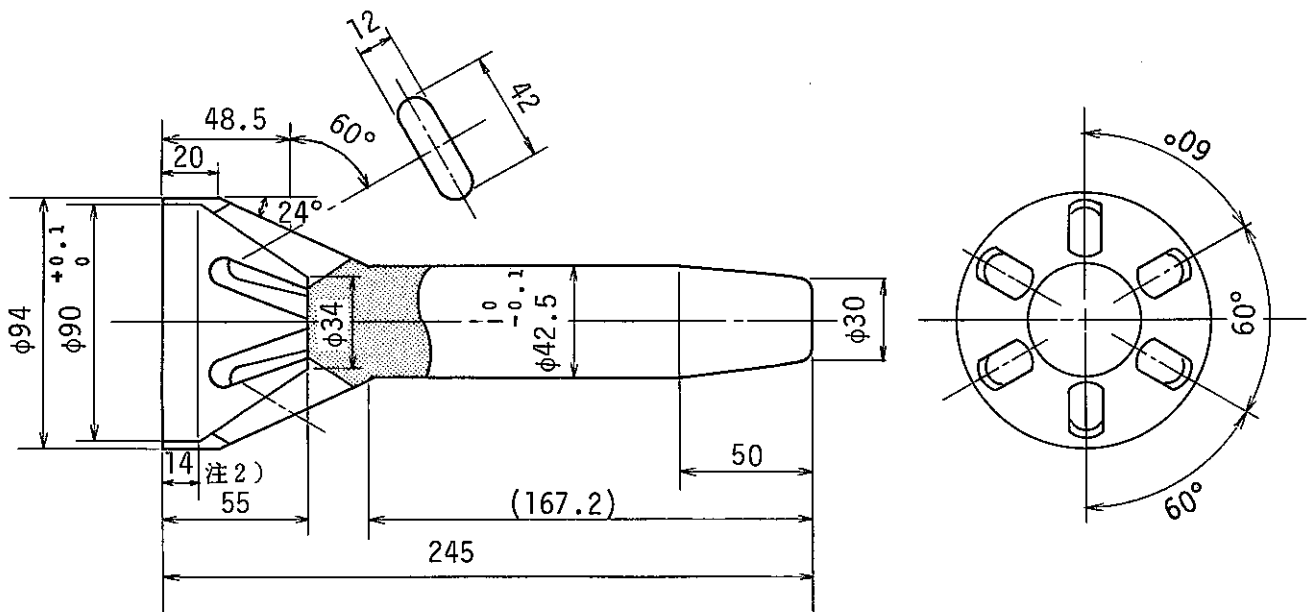


Fig. A-1 Pressure Loss Characteristics of the Control Rod before the Design Modification (Stroke of Control Element : 400mm)



Previous Design Configuration

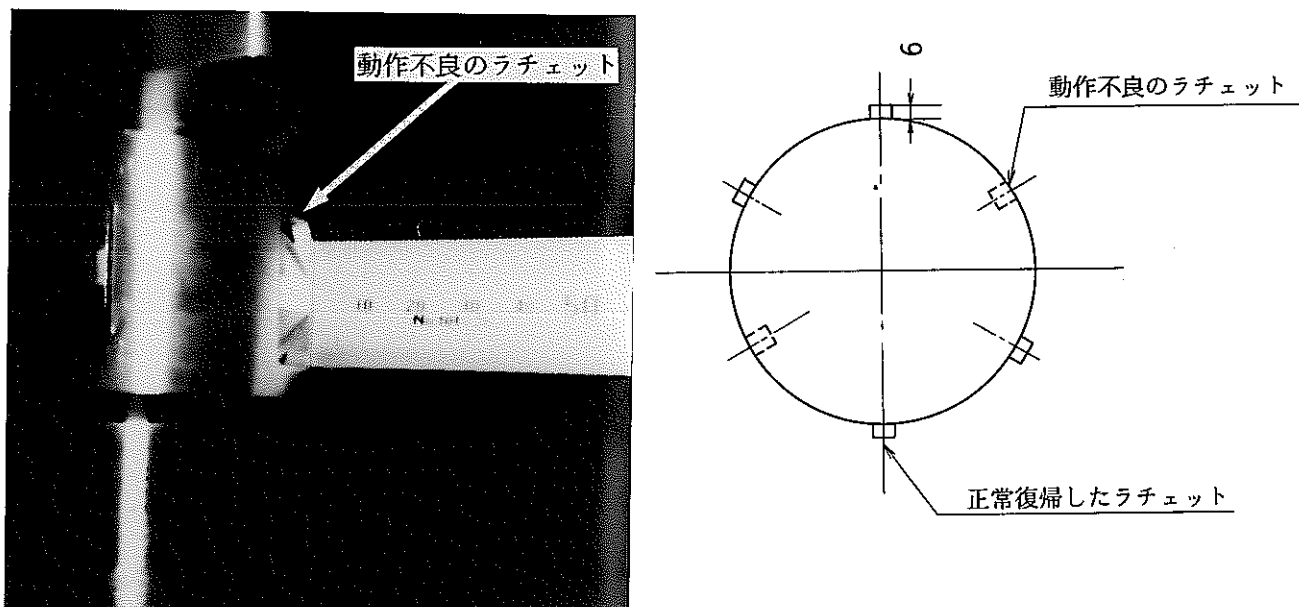


Modified Design Configuration

Fig. A-2 Design Modification of the Dashram at the Lower End of the Control Element

付録. B ラッチ・スプリングの動作不良

試験条件変更のために、数回にわたり粗調整棒試作集合体の解体・組込みを実施した。この結果、ラッチスプリングの動作不良（復帰不能）が発見された。不良箇所は下図に示すような、6個のラチェットの中の相対する位置関係にある2個のラチェットである。ただし、隣設しているラチェットを打撃した結果、ラチェットは復帰した。



上記の件については、現状のような不具合が生じないように、ラッチスプリングの基本構造（嵌合部の形状・寸法、寸法公差等）につき実機設計の見直しにより改善される予定である。