

JAERI-M

7 9 7 8

ダウンカマー模擬実験報告.I

1978年12月

数土幸夫・村尾良夫

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

ダウンカマー模擬実験報告 I

日本原子力研究所東海研究所安全工学部

数土 幸夫・村尾 良夫

(1978年10月27日受理)

本報告書は、PWR-LOCA時の再冠水過程で、緊急冷却水を炉心に注入する駆動力となるダウンカマーの有効水頭を評価するために、高さ、流路ギャップが実規模のダウンカマー模擬実験装置を用いて行った実験の報告書である。実験は、構造壁温度 $250\sim 300^{\circ}\text{C}$ 、背圧が大気圧、緊急冷却水注入温度が $98\sim 100^{\circ}\text{C}$ 、抽水速度が $0\sim 2\text{ cm/s}$ の条件で行なわれ、特に流路ギャップについては実炉規模の 200 mm の場合について行なった。

ダウンカマー構造壁から流体に放出される熱流束履歴を構造壁に取付けた熱電対の温度応答をもとに計算で求め、流路内で発生する蒸気量から計算される有効水頭履歴と実験結果とを比較したものである。

その結果、熱流束と過熱度との関係が従来のプール沸騰の関係と大きく異なること、有効水頭の値については注水後120秒以後は正しく評価できること、初期構造壁温度の影響があること、抽水速度の影響は少ないこと等の重要な知見が得られた。

Experiment of the Downcomer Effective Water
Head during a Reflood Phase of PWR LOCA

Yukio SUDO and Yoshio MURAO

Division of Reactor Safety, Tokai Research
Establishment, JAERI

(Received October 27, 1978)

The results and analysis are described of a downcomer effective water head experiment. Downcomer effective water head is the driving force to feed an emergency coolant to the core during a reflood phase of PWR LOCA. The test rig has dimensions of the full-scale height and gap.

Experimental conditions are :

downcomer wall temperature = $250^{\circ}\sim 300^{\circ}\text{C}$,
back pressure = 1 atm,
coolant temperature = $98^{\circ}\sim 100^{\circ}\text{C}$,
extraction water velocity = $0\sim 2$ cm/s, and
gap size = 200 mm.

The effective water head histories obtained by experiment were compared with those predicted from the heat release from the downcomer walls. The heat release was calculated from the temperature histories indicated by thermocouples instrumented in and on the walls during experiment.

The following were revealed :

- (1) The relation of heat flux and superheat (q vs ΔT_s) obtained in the experiment is much different from that in pool boiling.
- (2) The predicted effective water head is in good agreement with the experimental one after 120 sec from the initiation of coolant injection.
- (3) The effect of extraction water velocity is negligible.
- (4) The effect of initial wall temperatures is evident.

Keywords; PWR, LOCA, Reflood, Downcomer, Two-Phase Flow,
Effective Water Head, Thermo-Hydraulics, Void Fraction.

目 次

1. 序	1
1.1 研究の背景	1
1.2 研究の目的	2
2. 実験装置	6
2.1 序	6
2.2 実験装置の構成	7
2.3 計測・制御系	9
2.4 実験方法	12
3. 実験データの処理	24
3.1 序	24
3.2 実験データの処理の流れ	24
3.3 物性値の決定	25
3.4 熱流束計算	27
3.5 物性値の温度依存の考慮	31
3.6 熱流束計算のチェック	32
4. 実験結果	42
4.1 序	42
4.2 実験結果の説明 (Run No 1 1 5)	42
4.2.1 温度履歴	42
4.2.2 差圧変化	43
4.2.3 熱流束履歴	43
4.3 Run No 1 2 0 の実験結果	44
4.4 初期温度, 抽水速度の影響	45
4.5 流路の対称性の検討	45
5. 実験結果の整理	74
5.1 表面熱流束からの有効水頭の予測	74
5.2 実験結果と予測値との比較検討	78
5.3 まとめ	80
6. 結 言	92
謝 辞	93
参考文献	93

Contents

1.	Introduction	1
1.1	Background	1
1.2	Objectives of study	2
2.	Description of Test Facility	6
2.1	Introduction	6
2.2	Outline of test facility	7
2.3	Instrumentation	9
2.4	Test procedure	12
3.	Treatment of Experimental Data	24
3.1	Introduction	24
3.2	Flow of experimental data for treatment	24
3.3	Determination of thermophysical properties	25
3.4	Heat flux calculation method	27
3.5	Consideration of the effects of temperature on thermophysical properties	31
3.6	Check-up of validity of heat flux calculation method	32
4.	Experimental Results	42
4.1	Introduction	42
4.2	Description of test results--Run No 115	42
4.2.1	Temperature histories	42
4.2.2	Differential pressure histories	43
4.2.3	Heat flux histories	43
4.3	Description of test results--Run No 120	44
4.4	Effect of initial wall temperature and extraction water velocity	45
4.5	Discussion of symmetry of downcomer flow channel	45
5.	Discussion on Experimental Results	74
5.1	Prediction of effective water head from estimated heat flux	74
5.2	Comparison of experimental data and prediction, and discussion	78
5.3	summary of discussion	80
6.	Conclusion	92
	Acknowledgements	93
	References	93

Figures & Tables

Fig. 1	Schematic diagram of reflooding test rig with respect to the relation between measured differential pressure and peak power.	4
Fig. 2	Analytical relation between pressure difference across core and peak power.	5
Fig. 3	Flow sheet of downcomer Test Facility.	14
Fig. 4	Detail of downcomer test section (1) Detail of downcomer test section (2)	16 16
Table 1	Facility components.	18
Fig. 5	Heater rod arrangement for heating the downcomer walls.	19
Fig. 6(a)	Thermocouple arrangement for controlling the downcomer wall temperature (A-Face).	20
Fig. 6(b)	Thermocouple arrangement for controlling the downcomer wall temperature (B-Face).	21
Fig. 7(a)	Thermocouple arrangement for measuring the downcomer wall temperature histories (A-Face).	22
Fig. 7(b)	Thermocouple arrangement for measuring the downcomer wall temperature histories (B-Face).	22
Fig. 8(a)	Pressure tap locations for measuring the effective water head and pressure difference along the elevation (A-Face).	23
Fig. 8(b)	Pressure tap locations for measuring the effective water head and pressure difference along the elevation (B-Face).	23
Fig. 9	Flow of experimental data.	35
Fig.10	Effect of temperature on physical property. (Thermal conductivity)	36
Fig.11	Effect of temperature on physical property. (Specific heat)	36
Fig.12	Effect of temperature on physical property. (Specific weight)	37

Fig.13	Model for calculating histories of heat release from wall and temperatures in the walls.	38
Fig.14	Illustration of validity of calculation method for heat flux and temperature (Run No. 115 TC 1).	39
Fig.15	Illustration of validity of calculation method for heat flux and temperature (Run No. 116 TC 1).	39
Fig.16	Illustration of results of calculated temperature history on the assumption of constant physical properties.	40
Fig.17(a)	Effect of uncertainty of thermocouple's location on temperature at heat transfer surface in Run No. 115.	40
Fig.17(b)	Illustration of temperature history in case of Run No. 118 (Wall Temperature, 100 °C).	41
Table 2	List of run condition.	46
Fig.18	Temperature histories — Run No. 115. (TC 1 ~ TC 16)	47
Fig.19	Temperature histories — Run No. 115. (TC 17 ~ TC 24)	48
Fig.20	Temperature histories — Run No. 115. (TC 28 ~ TC 39)	49
Fig.21	Test results of differential pressure histories -- Run No. 115.	50
Fig.22	Characteristics of relation between heat flux vs superheat (q vs ΔT_s) — N 1, N 2, A-Face, Run No. 115.	51
Fig.23	Characteristics of relation between heat flux vs superheat (q vs ΔT_s) — N 4, N 6, A-Face, Run No. 115.	52
Fig.24	Characteristics of relation between heat flux vs superheat (q vs ΔT_s) — N 7, N 8, A-Face, Run No. 115.	53
Fig.25	Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 9, N 10, A-Face, Run No. 115.	54

Fig.26	Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 1, N 2, B-Face, Run No. 115.	5 5
Fig.27	Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 4, N 6, B-Face, Run No. 115.	5 6
Fig.28	Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 8, B-Face, Run No. 115.	5 7
Fig.29	Illustration of surface heat flux history — Run No. 115.	5 8
Fig.30	Temperature histories — Run No. 120. (TC 1 ~ TC 16).....	5 9
Fig.31	Temperature histories — Run No. 120. (TC 17~TC 25).....	6 0
Fig.32	Temperature histories — Run No. 120. (TC 28~TC 39)	6 1
Fig.33	Test results of differential pressure histories — Run No. 120.	6 2
Fig.34	Illustration of surface heat flux histories — Run No. 120.	6 3
Fig.35	Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 1, N 2, A-Face, Run No. 120.	6 4
Fig.36	Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 4, N 6, A-Face, Run No. 120.	6 5
Fig.37	Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 7, N 8, A-Face, Run No. 120.	6 6
Fig.38	Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 9, N 10, A-Face, Run No. 120.	6 7
Fig.39	Test results of differential pressure histories — Run No. 121.	6 8

Fig.40	Test results of differential pressure histories — Run No. 116.	6 9
Fig.41(a)	Effect of downward water velocity on differential pressures (DP 1, DP 4, DP 8). Run No. 120 & 121.	7 0
Fig.41(b)	Effect of downward water velocity on differential pressures (DP 5, DP 6). Run No. 120 & 121.	7 0
Fig.42	Effect of downward water velocity on differential pressures (DP 4, DP 7). Run No. 115, 110 & 107.	7 1
Fig.43	Illustration of symmetry of downcomer flow channel — Quench propagation, Run No. 115.	7 1
Fig.44	Summary of symmetry of downcomer flow channel — Quench propagation, Run No. 120, 115, 116 & 121.	7 2
Fig.45	Illustration of symmetry of downcomer flow channel — Heat release history from A- and B-Face. Run No. 116.	7 3
Fig.46	Boiling heat transfer relations adopted in the preliminary analysis.	8 1
Fig.47	Prediction of relation between average void fraction and average heat flux. (Pressure: 1.5 ata, Gap: 200 mm)	8 2
Fig.48	Prediction of relation between void fraction and heat flux obtained in the preliminary analysis. (Pressure: 1.5 ata, Gap: 200 mm)	8 2
Fig.49	Theoretical relation between average void fraction and average heat flux at various elevations. (This relation is introduced by using the empirical hydro-dynamic relation.)	8 3
Fig.50	Differential pressure histories in case of non-heating downcomer walls Run No. 118.	8 3
Fig.51	Prediction of pressure difference histories for Run No. 115.	8 4
Fig.52	Prediction of pressure difference histories for Run No. 116.	8 4

Fig.53	Prediction of pressure difference histories for Run No. 121.	84
Fig.54(a)	Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 1, DP 4, DP 5). Run No. 115.	85
Fig.54(b)	Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 8). Run No. 115.	85
Fig.55	Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 1, DP 4, DP 7). Run No. 116.	86
Fig.56	Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 1, DP 4, DP 5, DP 6, DP 8). Run No. 121.	87
Fig.57	Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 1, DP 4, DP 5, DP 6, DP 8). Run No. 120.	88
Fig.58	Effect of initial wall temperature on differential pressure histories (250 °C and 300 °C). Run No. 115 and 121 — DP 1.	89
Fig.59	Effect of initial wall temperature on differential pressure histories (250 °C and 300 °C). Run No. 115 and 121 — DP 4.	89
Fig.60	Comparison of average void fraction between the measured and the predicted (DP 1). Run No. 115.	90
Fig.61	Comparison of average void fraction between the measured and the predicted (DP 1). Run No. 116.	90
Fig.62	Comparison of average void fraction between the measured and the predicted (DP 1). Run No. 121.	91

1. 序

1.1 研究の背景

原研では、 $4 \times 4 = 16$ 本の発熱集合体で構成する模擬炉心を有する再冠水実験装置で、炉心下部から冷却水を一定流速で強制的に注入する、「一定流速注入」実験と、ダウンカマー模擬部および一次流動抵抗模擬部を有するシステムで、ダウンカマー経由で冷却水を供給しダウンカマーの静水頭のみが炉心注入の駆動力となる、「システム効果」実験を行ってきた^{(1)~(3)}。

前者は、炉心冷却特性のみに注目したものであり、後者はシステムを構成する各要素の効果を考慮して、システム全体としての炉心冷却特性を調べるものである。

システム効果実験としては、装置は、非加熱のダウンカマー、下部プレナム、模擬炉心、上部プレナム、一次系流動抵抗模擬部（一次系配管、蒸気発生器およびポンプ部）、格納容器を模擬した圧力調節機構を有するタンク、このタンクとダウンカマ上部との圧力を等しくするための均圧ラインとから成っている。これらの概念をFig. 1に示す。ダウンカマー上部には、緊急冷却水の注入ノズルと、ダウンカマーが満水になった時余分の水がオーバーフローするためのオーバーフローノズルとがある。

Fig. 2に示した実験結果は、この「システム効果」実験の一部を示すもので、横軸に発熱体のピーク出力をとり、縦軸に炉心内の差圧をとったものであり、各種の記号（□, ×, ×, ○, ●）は炉心が完全にクエンチして冷却された時の状況を示し、下方の斜線部分は炉心がクエンチせず冷却しえなかった実験領域を示す（もちろん、この時は電源が遮断され加熱が中止される）。

この結果から、炉心が完全に冷却されるためには、炉心内にある値以上の差圧、これは蒸気流および気液二相流の圧損を無視すると蓄水位に相当するが、この蓄水位が形成される必要があることがわかる。

ところで、定常状態を考慮するとダウンカマーからの炉心への注水量 W_L は、炉心出力 Q によって一部蒸発して炉心蒸気発生量 W_V となり、残りはキャリオーバーして W_L' となる。この蒸気の炉心出口温度を飽和温度とすると、一次系流動抵抗部での圧力損失 ΔP_{LOOP} が炉心蒸気発生量 W_V の函数として求まる。炉心注水量 W_L はダウンカマー静水頭 ΔP_{DN} 、炉心蓄水位 ΔP_{CORE} 、一次系流動抵抗部での圧力損失 ΔP_{LOOP} から決定される（具体的には文献(3)を参照のこと）。これらの関係を示すと、次のようになる。

$$W_L = f(\Delta P_{DN}, \Delta P_{CORE}, \Delta P_{LOOP}) \quad (1.1)$$

$$W_L = W_V + W_L' \quad (1.2)$$

$$\Delta P_{LOOP} = C \cdot W_V^2 \quad (1.3)$$

$$W_V = h_{fg} \cdot Q \quad (1.4)$$

今、簡単の為にキャリーオーバー量 $W_L' = 0$ の場合を考えて見ると、炉心蓄水位 ΔP_{CORE} が、 ΔP_{DN} 、 Q の関数として一義的に求まることがわかる。ダウンカマー部を非加熱とし、ダウンカマーの有効静水頭を 4.8 m (これは実炉に相当) とした時の結果が Fig. 2 中に示してある。ここでは系の圧力 P および、入口冷却水サブクール度 ΔT_{sub} をパラメータにとって示してある。この関係と斜線部の交点はその圧力、サブクール度での冷却可能な最高ピーク出力を示すことがわかる。

Fig. 1 に示す様に、このようなシステムでは、炉心の蓄水位 (= 差圧) は、ダウンカマーの有効水頭 ΔP_{DN} と ΔP_{LOOP} との差、

$$\Delta P_{CORE} = \Delta P_{DN} - \Delta P_{LOOP}$$

で表わされ、 ΔP_{DN} が小さくなると ΔP_{CORE} も小さくなり、従って Fig. 2 から冷却可能なピーク出力が減少することがわかる。その意味でダウンカマーの有効水頭の値は重要な値である。

ところで、ダウンカマー流路を構成する炉容器壁、サーマルシールド、炉心槽壁等の厚肉構造材は定常運転時には 300°C 以上になっているが、LOCA 時の再冠水過程までには充分冷却されておらず、ダウンカマー流路中の流体にかなりの量の熱放出を行っており、この熱放出に伴う蒸気発生によって、有効水頭が減少することが充分考えられる。

そこで、再冠水過程で、ダウンカマー部の炉心注水駆動力としての有効水頭がどの程度確保されるかは、炉心の冷却能力限界に直接的に関係している。

1.2 研究の目的

以上の背景から、研究目的を次のように設定した。

① 再冠水時のダウンカマー流路の熱的および流体力学的特性を考慮した、実規模のダウンカマー模擬実験を行う。

② 実験をもとに、再冠水時のダウンカマー有効水頭を定量化する。その中には、気液二相流動特有のスケールファクタの効果を含む、熱的要因および流体力学的要因の効果を含むものとする。

③ 実験結果の解析と同時に、モデル実験、これまでの実験並びに理論的知見をもとに、ダウンカマーの有効水頭を評価する解析コードを作成する。

1.3 実験目的

ここで、LOCA 時の ECC 水の注入状況を見ると、Bottom of Core Recovery 以後まだ蓄圧注水系が作動しており、まずダウンカマー流路に水が貯り始めるが、蓄圧注入系の水量は大量であるので、早期にダウンカマーが水で満水になり、同時に炉心にも注水させるので炉心で発生した蒸気の一部は、健全ループを通過してダウンカマー部に至る。蓄圧注入系とオーバーラップして作動する低圧注入系が支配的になるころには、健全ループを流れる蒸気との混合・

凝縮で緊急冷却水のダウンカマーに入れる時の温度は飽和温度になっていると考えられる。⁽⁵⁾

炉心冷却に直接影響を与えるダウンカマー有効水頭の特性に注目すると、蓄圧注入系の水がダウンカマーを満す再冠水初期の蓄水期と、蓄圧注入系の水が止まり低圧注入水がダウンカマーをオーバーフローしているオーバーフロー期との、二つの領域に分けて考えることができる。

そこで簡単のため、

- (1) ダウンカマーが空の状態から、オーバーフローするまでの蓄水期と、
- (2) ダウンカマーが二相流状態となり、コールドレグからの低圧注入水がオーバーフローしている状況下でのダウンカマー有効水頭の変化している期間とに分けて考えることにする。

実験方法としては、

(1)の蓄水期の状況を調べるために下部プレナムに水をため、一方ダウンカマー流路は空の状態にしておき、高温のダウンカマー流路に水を注水し、その時の有効水頭の変化を調べるものとする。一方、

(2)のオーバーフロー期の状況を調べるために、高温のダウンカマーに下部プレナムから上向きに急速に冷却水を注入しオーバーフローをまずさせる。そしてその後、コールドレグから低圧注入系の水量に見合う分の注水をすると同時に、ダウンカマーの液体の下向き流れを模擬するために、一定の割合で下部プレナムから抽水し、この時のダウンカマーの有効水頭の変化を調べる。

これらの実験における壁面温度変化から流体への入熱履歴と有効水頭の変化を調べ、予備解析の結果⁽⁴⁾を利用し、実験における有効水頭の変化と予測値とを比較するものとする。以上のことから最終的には、ダウンカマー流路で適用可能な流体力学的関係式の検証を行うことを目的とする。

予備解析での予備的考察⁽⁴⁾から実験に当っては、次の事項の影響が明らかにされるべきである。

1. 実規模のダウンカマー流動との対応からスケールファクタの影響が明らかにされるべきである。これには、

- (a) ギャップの影響、
- (b) ダウンカマー高さの影響、および
- (c) 流路幅の影響

があるが、(c)の流路幅の影響は上向き蒸気流速は比較的小さいので無視できると考えられる。

2. ダウンカマー内の流動状況に与える要因として、

- (a) 緊急冷却水の注入方向、
- (b) 注入量、
- (c) 冷却水の流下速度、
- (d) 注入水温、
- (e) オーバーフローの水位、および
- (f) フローパターンの状況

があげられる。

3. ダウンカマー構造材の熱的要因としては、

- (a) 壁温設定値,
 - (b) 熱の放出履歴, および
 - (c) フローパターンの熱放出に与える影響
- がある。

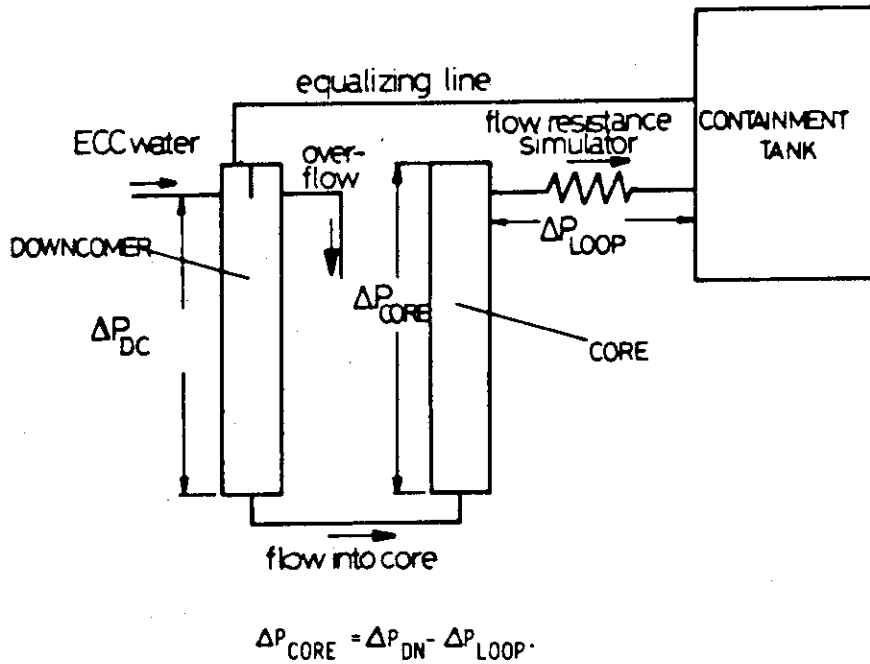
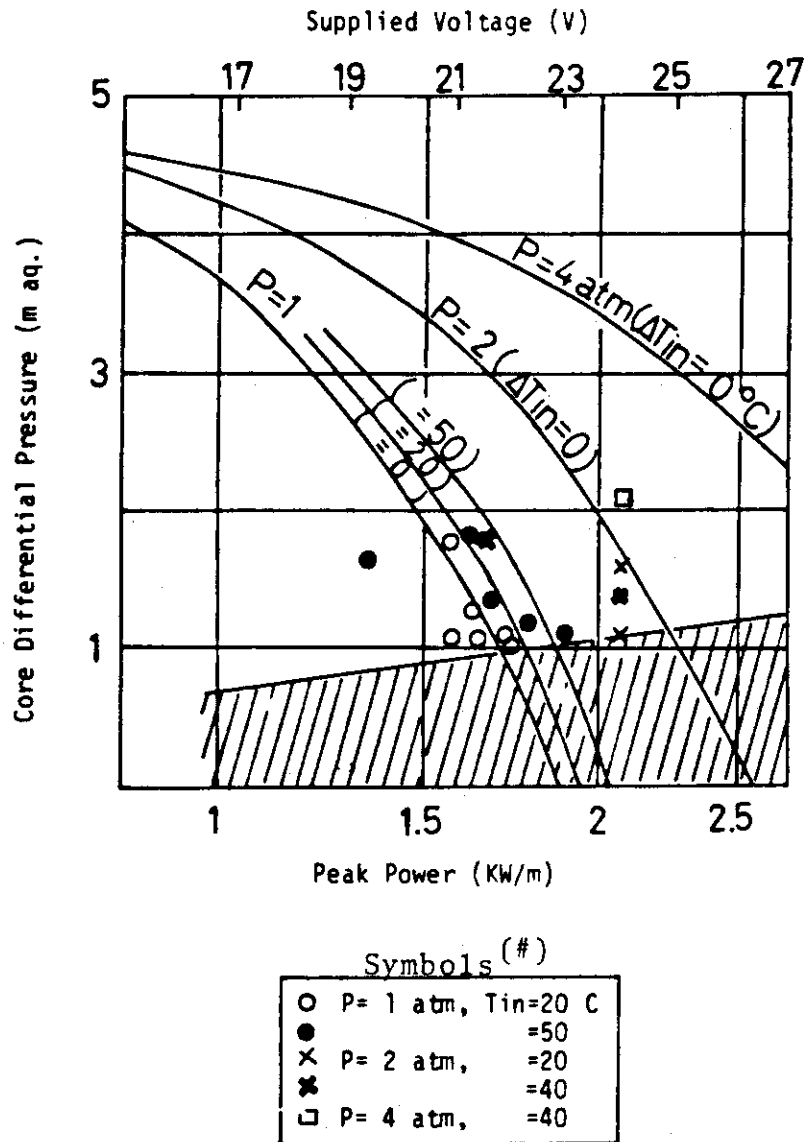


Fig. 1 Schematic diagram of reflooding test rig with respect to the relation between measured differential pressure and peak power.



(#) These data are from the results of series 4B

Fig. 2 Analytical relation between pressure difference across core and peak power.

2. 実験装置

2.1 序

ダウンカマ模擬実験装置の主な構成要素は、ダウンカマ流路を模擬した試験部、この試験部に冷却水を供給する系統、下部プレナムからの抽水系統、ドレンおよび蒸気のベント系統であり、更にダウンカマ構造壁を加熱して所定温度まで昇温させるための加熱制御系、実験に際しバルブの開閉、ポンプの起動等を行わせる制御系および、温度・圧力等のデータ収録系がある。

Fig. 3 に制御系およびデータ収録系を除く、実験装置のフローシートが示してある。

以下に本実験装置の特徴を記す。

- (1) スケールファクタの内、流路ギャップに関しては、200mm、100mmおよび50mmに可変である。
- (2) 再冠水時には、ダウンカマの環状流路の周方向の影響は比較的小さいので、流路形状は対向平板が形成する矩形断面流路として、その幅は1mとしてある。
- (3) 壁面で発生する蒸気の、ダウンカマ高さ方向への蓄積の効果が大きいと考えられるので、緊急冷却水の注入ノズル位置から下のダウンカマ有効高さを、実規模の5mとしてある。
- (4) 熱的要因としての初期構造壁温度としては、実炉の定常運転時の壁温が約300℃であることを考慮して、壁面温度を300℃まで昇温できるものとした。
- (5) 構造材(壁)の肉厚に関しては、実験時間最小3分間可能として、その間の熱放出履歴を実炉に合せるよう配慮してある。すなわち、約53mm厚の炭素鋼の内表面に約6mmの厚みでステンレスを溶着したクラッド材を使用し、熱放出履歴が実炉と合うようにしてある。
- (6) 緊急冷却水の温度は、FLECHT-SET⁽⁵⁾結果の健全ループを流れる蒸気流量と、単一故障を考慮した時の緊急冷却水量とが、緊急冷却水注入ノズルからダウンカマ入口までの間に蒸気-水干渉を行い、蒸気が完全凝縮するとして得られた結果が、大気圧では飽和温度となることを参考にして、80℃~100℃の範囲としてある。
- (7) 緊急冷却水の注入方法として、コールドレグがダウンカマに接続している領域と、コールドレグ間の接続していない領域とで、上部の状況の影響がないか調べるために、2種類の方法(一つはダウンカマ壁に直角方向の注入位置ともう一つは、ダウンカマ壁に平行な注入位置)を採用可能としてある。
- (8) ダウンカマ構造に関しては、下部プレナム、アッパーアニュラスの構成部も模擬してある。
- (9) ダウンカマから冷却水がオーバーフローしている状況での実験では、ダウンカマの緊急冷却水の下向き流れの挙動を模擬するために、下部プレナムから一定流量抽水できるようになっている。
- (10) 実験装置での背圧は大気圧である。

2.2 実験装置の構成

以下にダウンカマー流路を構成している試験部と、冷却水供給系、蒸気放出系、抽水系およびドレイン系とについて記す。

(1) ダウンカマー流路試験部

a ダウンカマー流路部

これは、ダウンカマー流路を肉厚約60mmの対向する平板で構成している試験部で、平板はダウンカマーを構成している炉容器壁と炉心槽壁を模擬している。全体図がFig. 4に示してある。流路幅は有効長1000mmであり、側板は側面からの熱的影響をなるべく小さくするために強度を保証する程度の肉厚9mmとしてある。流路ギャップは、スケールファクタの大きな要因であるので、その影響が調べられるようにしてある。すなわち、流路に充填物を入れない状態で200mmとし、流路ギャップを100mmと50mmの2つの場合の影響が調べられるよう充填物が挿入できる。これは交換可能なものである。この充填物を流路に挿入した場合、200mmの流路ギャップは、この充填物によって2分割され試験流路部は、ギャップが100mmの場合と50mmの場合に、それぞれ対象な2つの流路部に分割される。そこで対象性をチェックしながら一方の流路部のみを被試験部とする。従って、流動条件を2分割された試験流路部で等しくするよう、構造材の昇温用ヒータの容量、取付位置は対向平板の両方で、同一としてある。

またこの厚肉平板には、①高さ方向の圧力差および有効水頭を測定するための圧力計取付座、②壁からの熱放出量の履歴を求めめるための熱電対、③流動観察するための観測窓が各々取付けられている。

ダウンカマーの有効模擬部は実炉と等しく5000mmであり、この上部に実炉のアップーアニュラスを模擬した上部模擬部、下部に下部プレナム模擬部が付随している。

b 上部模擬部

実炉のダウンカマーのアップーアニュラス領域を模擬する空間で、コールドレグノズル取付位置より下方のダウンカマー領域で発生した蒸気と、注入した冷却水が分離する領域である。この部分を構成するのは、a項で述べた対向厚肉平板で、流路ギャップは200mmの固定である。

この領域の下端には、コールドレグを模擬した緊急冷却水注入ノズル2個（1個はダウンカマーを構成する対向平板に垂直で、もう一個は側板に垂直にとりつけられており、選択して使用される）と、オーバーフローする水を排出するオーバーフローノズルが取付けられている。

またこの領域の上方には、ダウンカマー流路部で発生した蒸気の排出管ノズルと、貯水タンクとの均圧管用のノズルとが接続されている。

ダウンカマーギャップを変えるために挿入する充填物の上端は、冷却水注入ノズル位置およびオーバーフローラインノズル位置より下方として、充填物を挿入した時に2分割された2つの試験流路部の対称性を保証するよう配慮してある。また、ダウンカマーの有効高さ5000mmの部分のみにその構造材の外側にヒータを取付け、この取付部分の上端は、充填

物の上端位置と一致するようにしてある。

c 下部プレナム模擬部

ダウンカマー流路部下端に位置して、下部プレナムを模擬する領域であって非加熱部分である。この空間に、オーバーフロー期間の実験を行うときの初期状況設定用の、初期注水ラインが接続されている。また、冷却水のダウンカマー下向流を模擬するための一定流量抽水ライン、この抽水速度を実験に先立って設定するための循環ラインのもどりライン、実験終了時にダウンカマーにたまった水を排出するためのドレインラインが接続されている。

d 配管ノズル類

ダウンカマー本体に接続されているノズルには、以下に述べるものがある。

- ・緊急冷却水注入ノズル（2個）
- ・オーバーフローノズル
- ・蒸気配管ノズル
- ・ダウンカマー本体上部と貯水タンクの圧力を均一にして、緊急冷却水の供給能力の低下を防ぐための均圧管ノズル
- ・初期注水ノズル
- ・抽水ノズル
- ・循環用もどりラインノズル
- ・ドレインノズル
- ・ダウンカマー有効水頭目視用液面計ノズル

〔2〕緊急冷却水供給系

ダウンカマーに緊急冷却水を供給するための系統である。

a 貯水タンク

緊急冷却水の供給源である。実験最小時間3分間を考え、かつ単一故障時のダウンカマー換算速度約 5 cm/s を考えると冷却水量は約 1.8 m^3 必要である。また、オーバーフロー期の実験を行う時、初期状況設定のために下部プレナムに注入すべき、初期注水ラインからの注水量は、ダウンカマーの有効高さ部分の容積と下部プレナムの容積の和で約 1.2 m^3 程度必要であり、総和として 3.0 m^3 の容積を有するタンクである。

貯水タンクには、ダウンカマーへの注水ライン（初期注入水ラインと、コールドレグ注入水ライン）、純水供給用ラインおよび昇温用蒸気吹き込みラインが接続されている。また、ダウンカマー本体上部との均圧ライン、昇温用蒸気の排出ラインも接続されている。なお、貯水タンクの水の昇温時には大気開放となっている。

計測器として、水温測定用熱電対2個、液位計、差圧計がとりつけられている。

b 蒸気供給ライン

貯水タンク水の昇温用であり、既設の暖房用蒸気ラインから引いてある。その他、ドレイン用の配管ノズルが取付けてある。

〔3〕抽水系

ダウンカマー流路での冷却水の下向き流れを模擬するために、実験中一定の割合で下部プレナムから抽水する系統である。

a 抽水ポンプ

下部プレナムから抽水するためのポンプである。能力としては、ダウンカマーで最大 $5 \text{ cm} / \text{s}$ の流速を出せる能力を持つ。

b 流量計

抽水速度を示すためのもので最大 $600 \text{ l} / \text{min}$ の能力を持つ電磁流量計である。

c 循環ライン

実験を行う前に、下部プレナム模擬部に貯水した段階で、抽水ラインから分岐し下部プレナムにもどるラインで冷却水のダウンカマー下降速度を所定の値に設定できるよう流調弁が設けられている。

d 熱交換器

抽水ラインに設けられている抽水ポンプのキャビテーション防止のため、下部プレナムから抽水した水をポンプに入る前に 95°C まで下げるためのものである。

(4) 蒸気放出系

ダウンカマー流路試験部の上部模擬部から出ている、蒸気放出ラインで、ダウンカマー部で発生した蒸気の放出用である。

以上の主要機器の名称と代表寸法を Table 1 に掲げておく。

2.3 計測・制御系

2.3.1 計装の概要

ダウンカマー模擬実験装置の運転、試験部の温度を所定の条件に設定するための各機器類、操作盤、その他スイッチ類、開閉器、警報表示、ポンプ駆動モーター類の配線配管等から構成される。なお本計装計測設備の一部は、既設の再冠水実験装置の計装設備と共用している。

共用している機器類は、指示調節計、記録調節計、電源設備、高速データ集録装置である。

(1) ダウンカマー構造壁加熱系統

ダウンカマー流路を構成する対向平板を、最高 300°C まで加熱するために、平板外表面にとりつけられている加熱用電気ヒーターへ、既設電源設備から開閉器を介して電力を供給する系統である。既設電源設備とは、高圧沸騰試験装置予熱器電源として製作されたもので、定格出力 300 KVA (交流三相 100 V) である。

加熱ヒーターは、外径 16 mm 、長さ 480 mm (有効長 400 mm)、出力 0.5 KW で、構造壁の外面に伝熱セメントを充填して金属カバーで固定してある。

ヒーターの配置状況を Fig. 5 に示す。ダウンカマー壁の対向二面では、対称性を重視して、同じヒーターの取付配置にしてある。またヒーターの間隙が大きいところは観測窓が取り付けられているため、やむなくヒーターが設置してないところである。

加熱ヒーターは、片面 7 ブロック、2 面で計 14 ブロックに分割されており、1 ブロックは 14 本のヒーターで構成されている。1 ブロックの出力は 7 KW である。各ブロック毎の電力供給は、Fig. 6 に示す位置にとりつけられた温度検出器 (C.A. 非接地 $1 \text{ mm} \phi$ 熱電対) によって記録調節計を介して開閉器を作動させて行う方式をとっている。装置近傍に 14 個のマグ

ネットスイッチから成る開閉器内蔵の配電盤を設け、既設電源設備から本盤へ受電し、本盤から各ヒーターへ通電している。

〔2〕 操作バルブ系統

実験装置フローシート上に記した空気自動操作型バルブV1, V2, V3, V4, V5, V6および電動弁V7, V8の操作をスイッチで行えるようにしてある。バルブの操作は遠隔操作でできるようになっており、別に設けた操作盤上で行える。

〔3〕 ポンプの起動停止

下部プレナム模擬部からの一定流量抽水用のポンプ、およびこれと並置の予備ポンプと、排水用ポンプの起動停止が遠隔操作でできるようになっており、これらの操作は別に設ける操作盤でできる。

〔4〕 操作盤

本盤は、装置の監視および運転操作を行うに必要な、指示計、スイッチ類、表示灯、リレー等から構成されている。

- ・本盤は、実験装置の近くに設置されており自立形である。
- ・運転操作は、シーケンス操作方式として、単独でも各操作を行えるもので、これらは全て遠隔操作可能としてある。
- ・供給電力遮断器は、盤面に取付けられ、ノンヒューズブレーカー、漏洩遮断器等を備えている。
- ・各ポンプ用電動機の供給電力監視用として、電流計・電圧計をとりつけた。
- ・本盤と操作電源および装置に取付けられた電気機器との電力の受渡しは、本盤内の端子盤を通過している。

その他、既設の再冠水実験装置用の計装計器と共用している、温度記録調節計（ダウンカマー構造壁加熱制御用）3台（6点が3台で計18点）、液位調節指示計（下部プレナム液位設定用）が押しボタンスイッチで、系統が再冠水実験装置からダウンカマー実験装置に切替えるようになっている。

〔5〕 信号線配線系統

信号線としては、絶対圧力および差圧測定するための圧力計、差圧計の変換器からの信号線、温度調節および温度履歴を調べるための熱電対からの信号線、流量計および液位計からの信号線は、配線用ダクトを通して、既設の中継端子盤に接続されている。ダウンカマー構造壁温度調節用の熱電対からの信号線は既設の温度記録調節計に分岐されており、これも含めて全ての信号は、高速データ収録装置に増幅器を経由して接続されている。

2.3.2 計測の概要

実験における計測項目、計測位置および点数について述べる。まず、計測点としての重要なものに、(i)ダウンカマー構造壁の温度と、(ii)ダウンカマー流路の有効水頭と高さ方向の差圧測定とがある。

〔1〕 ダウンカマー構造壁温度測定

ダウンカマー流路での流体に放出される熱量履歴（表面熱流束）を求めるために、ダウンカ

マ-構造壁に熱電対が取付けられている。

表面熱流束を求めることができるためには、構造壁の厚み方向の初期温度分布と、任意の位置における温度履歴が与えられれば、理論的には表面熱流束を計算で求めることができるが、本実験の特徴である、片面（内表面）が急激に冷却される場合には、内表面近傍に急激な温度勾配でほとんど表面熱流束を決定する。従って計算精度上からは、任意の位置における温度履歴としてはできるだけ内表面に近い方がよい。

そこで、表面熱流束を求めるためにとりつける熱電対の位置として、

- (1) 内表面、
- (2) 内表面から 8 mm の位置、および
- (3) 外表面から 5 mm の位置

の 3 点とした。

それぞれの目的は、内表面での温度履歴を、表面熱流束を求める際の既知の条件として使用すること、内表面温度、内表面から 8 mm の位置の温度および外表面から 5 mm の位置の温度の計 3 点から、構造壁内の初期温度分布の決定をすることである。特に内表面から 8 mm の位置における測定された温度履歴と、内表面温度履歴を基準にして算出するとき同時に時々刻々の任意の位置での温度履歴が求まるので、この時の内表面から 8 mm の位置で求めた温度履歴とを比較して、表面熱流束計算の妥当性の一つのチェックとするものである。

上記の熱電対 3 対を一組とした熱電対の取付位置を、Fig. 7 に示す。

ダウンカマ-流路の有効部分は幅 1 m、高さが 5 m と広い面積である。対向した平板 2 面があるので、この 2 面から流体に放出される熱量（表面熱流束）を的確に求めることができるように、配置が考慮されている。

すなわち、

- (1) 対向平板二面の熱放出履歴の対象性のチェックのため二面で熱電対の取付位置は同一とした。
- (2) 一面での高さ方向の熱放出履歴の違い（時間遅れ等）に注目できるように、高さ方向に 7 組、流路幅の中央に取付けてある。
- (3) 流路幅方向の均一性のチェックのため、代表的高さ位置 3 点を選んで、流路幅中央およびその左右に 1 組ずつ計 3 組取付けてある。

[2] ダウンカマ-流路の有効水頭および高さ方向差圧測定

ダウンカマ-流路での有効水頭および高さ方向の差圧測定のため、構造壁に取付けられている圧力（差圧）計座の位置を Fig. 8 に示す。

流路の有効高さに対して流路ギャップが小さいので、流路同一断面上での圧力の差異は小さいと考えられる。そこで、対向二面に同等の重点をおかず一面に重点的に、流路幅（1 m）のほぼ中央に取付けてある。

すなわち、一面には有効流路（5 m）の高さの下端部を基点として、計 15 点（ほぼ等距離）の圧力座がとりつけられており、一方の面には対象性のチェックのために、Fig. 8（b）に示すように 3 点、座がとりつけられている。

圧力座の壁面への取付状況を Fig. 4（b）に示しておく。

〔3〕 流動観測用窓

ダウンカマール流路は高さ方向に5 mもあるので、流路内面上で発生した蒸気が高さ方向に蓄積して行く、そこで流路高さ方向にフローパターンがかなり急激に変化していることが考えられる。そこで高さ方向の流動状況と差圧特性との対応を得るために、流路壁の一面に流動観測用の窓がとりつけられている。その位置をFig. 4に示す。観測窓には照明用窓もとりつけられており、照明器としては、500Wのプロムライトを使用している。

2.4 実験方法

本実験での手順を以下に、(I)実験準備、(II)実験、(III)実験後処理の3つ段階に分けて示す。

(I) 実験準備

- ① 貯水タンクに水張りをする。
- ② 貯水タンクに蒸気を送入し、水温を所定温度までに昇温する。
- ③ 上記2項目と並行して、ダウンカマール構造壁にとりつけてあるヒータで壁温を所定温度まで昇温する。
- ④ 熱交換器冷却水の通水
- ⑤ 抽水ポンプのシール水の通水
- ⑥ ダウンカマール試験部オーバーフローバルブを開とする。
- ⑦ 差圧、圧力計の導圧管中の空気抜きを行うと共に、零点のチェックを行う。
- ⑧ データ収録装置で、圧力、差圧、温度の較正值を読み込む。

(II) 実験

- ① 貯水タンク水温の確認
- ② ダウンカマール構造壁温度分布の確認
- ③ ダウンカマール下部の排水バルブ閉の確認
- ④ 貯水タンク緊急冷却水ライン手動バルブを開とする。
- ⑤ 下部プレナム循環ラインで、抽水ポンプを起動させ流調弁開度を調節し、抽水速度を設定。
- ⑥ データ収録装置を始動
- ⑦ 初期注水ラインの自動バルブ開とする。ダウンカマール流路でオーバーフローが確認されたら、自動バルブを閉とすると同時に、
- ⑧ 冷却水供給ラインの自動バルブ開としてコールドレグ注入を行う。同時に下部プレナム抽水ラインを、循環ラインから排水ラインに切替える。
- ⑨ 貯水タンクの水位が、ある値より低下したら実験終了とする。
- ⑩ データ収録装置停止
- ⑪ 抽水ポンプ停止
- ⑫ 熱交換器冷却水、抽水ポンプシール水の通水をとめる。

(III) 実験後処理

- ① 試験部に残留している温水を、下部プレナムドレインラインからピット内の排水溜に

放出する。

- ② 排水溜に冷水を入れつつ、排水ポンプで水を排水ピットにする。

2. 実験パラメータとその範囲

重要な実験パラメータとその範囲を以下に示す。

- (a) 実験モード PHASE-A : 初期に下部プレナムから急速にダウンカマーに注水してオーバーフローさせ、その後コールドレグから注水すると同時に下部プレナムから抽水する実験
PHASE-B : 上部のコールドレグから注水し、下部プレナムからは抽水しないでダウンカマーでの蓄水時のプロセスを調べる実験
- (b) ダウンカマー流路ギャップ
ギャップに関するスケールファクタの影響を調べる。
200, 100, 50 mm
- (c) 抽水速度の影響
ダウンカマー流路での見掛けの流速にして、
0 ~ 5 cm/s
の範囲で調べる。
- (d) ダウンカマー壁温
壁温の効果は、熱放出量の履歴の違いとなって影響する。
200 ~ 300 °C
- (e) 冷却水注入温度
最高 100 °C まで可能である。
- (f) コールドレグ緊急冷却水注入位置
構造壁に垂直および並行の二種類

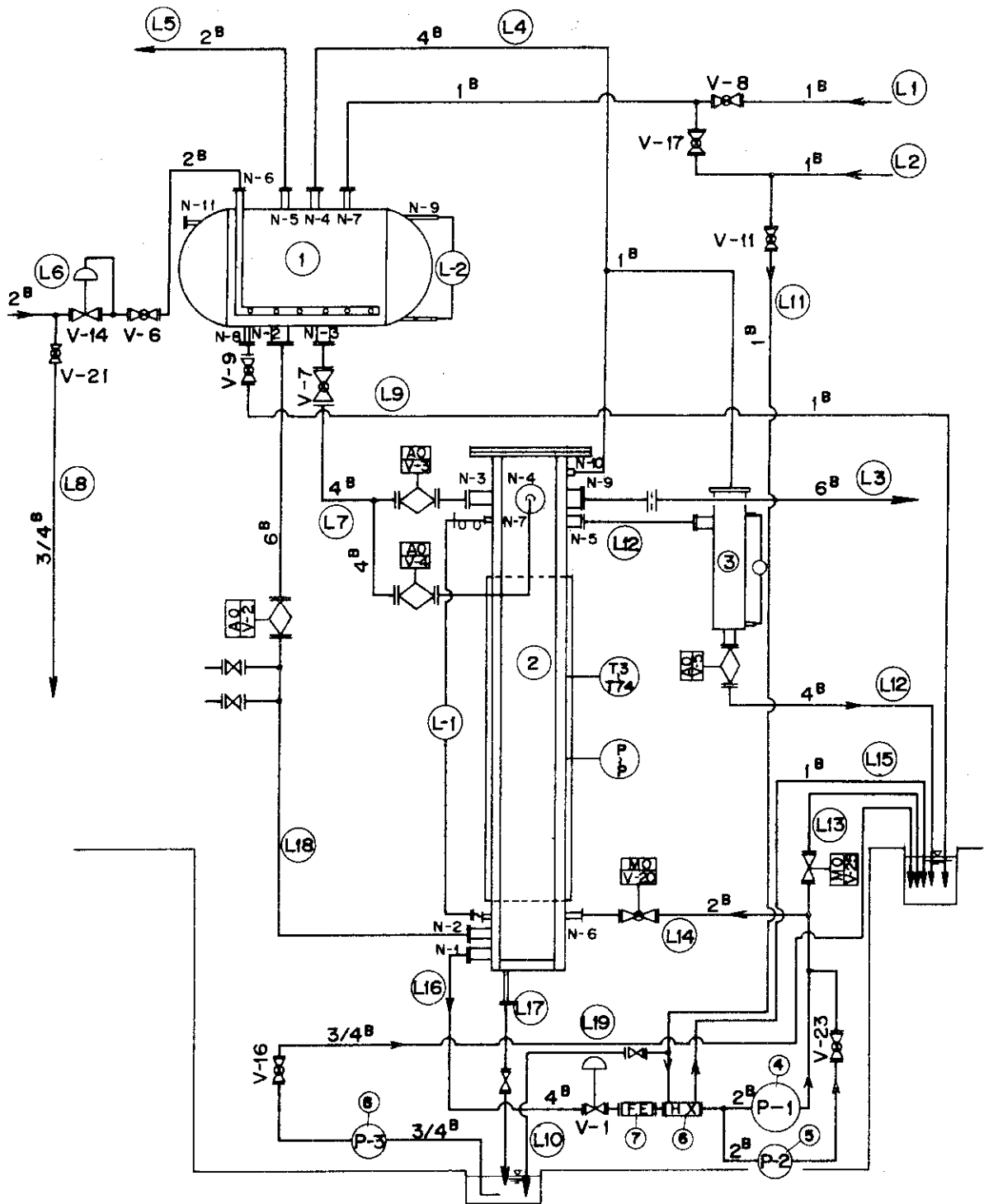


Fig. 3 Flow sheet of downcomer Test Facility.

*****SYMBOL*****

# Pipe Line	L 1	Pure Water Supply Line
	L 2	Tap Water Supply Line
	L 3	Steam Exhaust Line
	L 4	Equalizing Line
	L 5	Line Open to Atmosphere
	L 6	Steam Supply Line
	L 7	Cold Leg Injection Line
	L 8	Condensate Trap Line
	L 9	Drain Line 1
	L 10	Preliminary Line
	L 11	Cooling Water Line
	L 12	Overflow Line
	L 13	Extraction Water Line 1
	L 14	Circulation Line
	L 15	Cooling Water Line 2
	L 16	Extraction Water Line 2
	L 17	Drain Line 2
	L 18	Initial Injection Line
	L 19	Drain Line 3
# Component	1	Storage Tank
	2	Downcomer Simulator
	3	Overflow Tank
	4	Extraction Pump
	5	
	6	Heat Exchanger
	7	Flow Meter
	8	Drain Pump
# Valve	V1--V19	
		(Automatic Valve ; V9,V10,V15,V12)

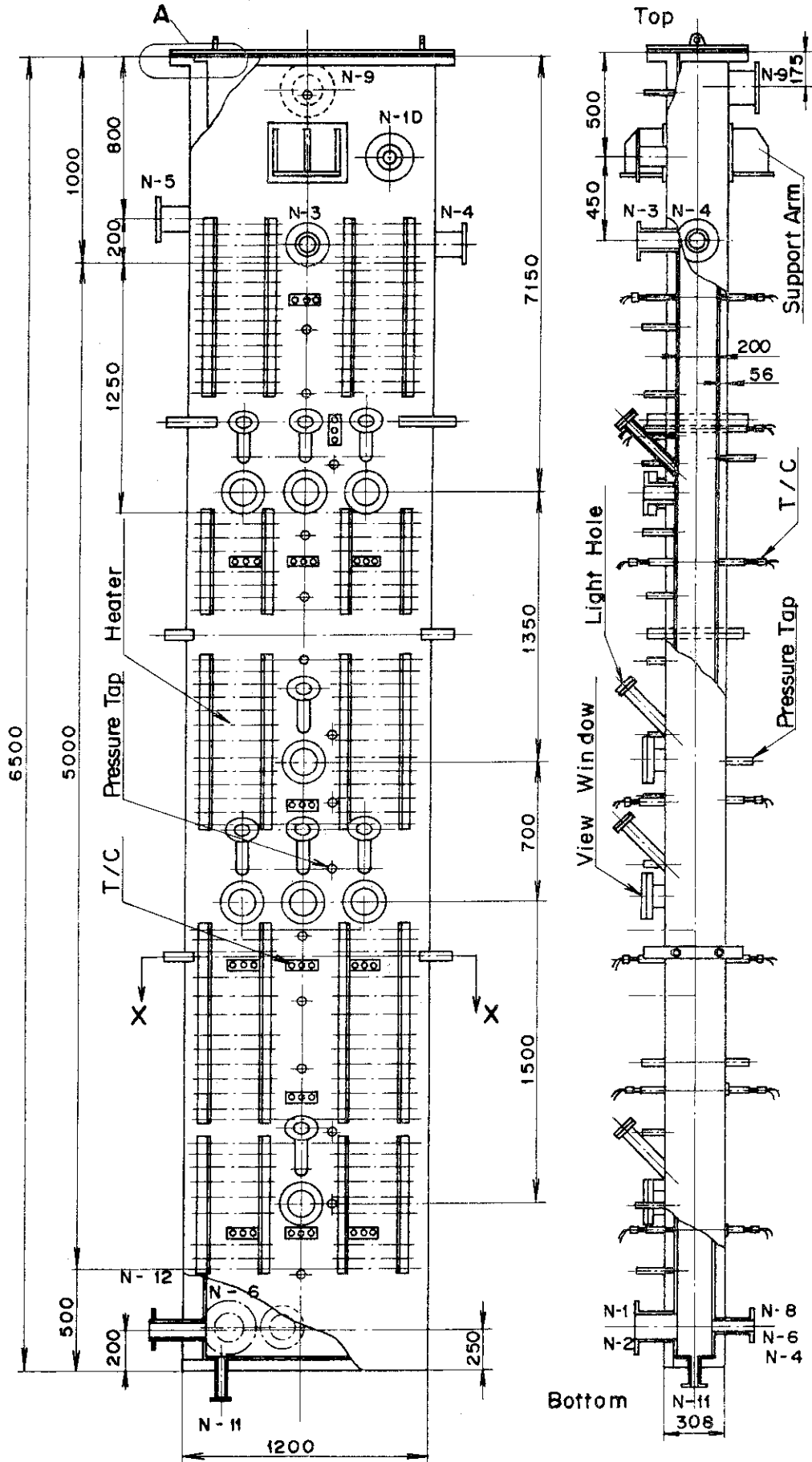


Fig. 4 Detail of downcomer test section (1)

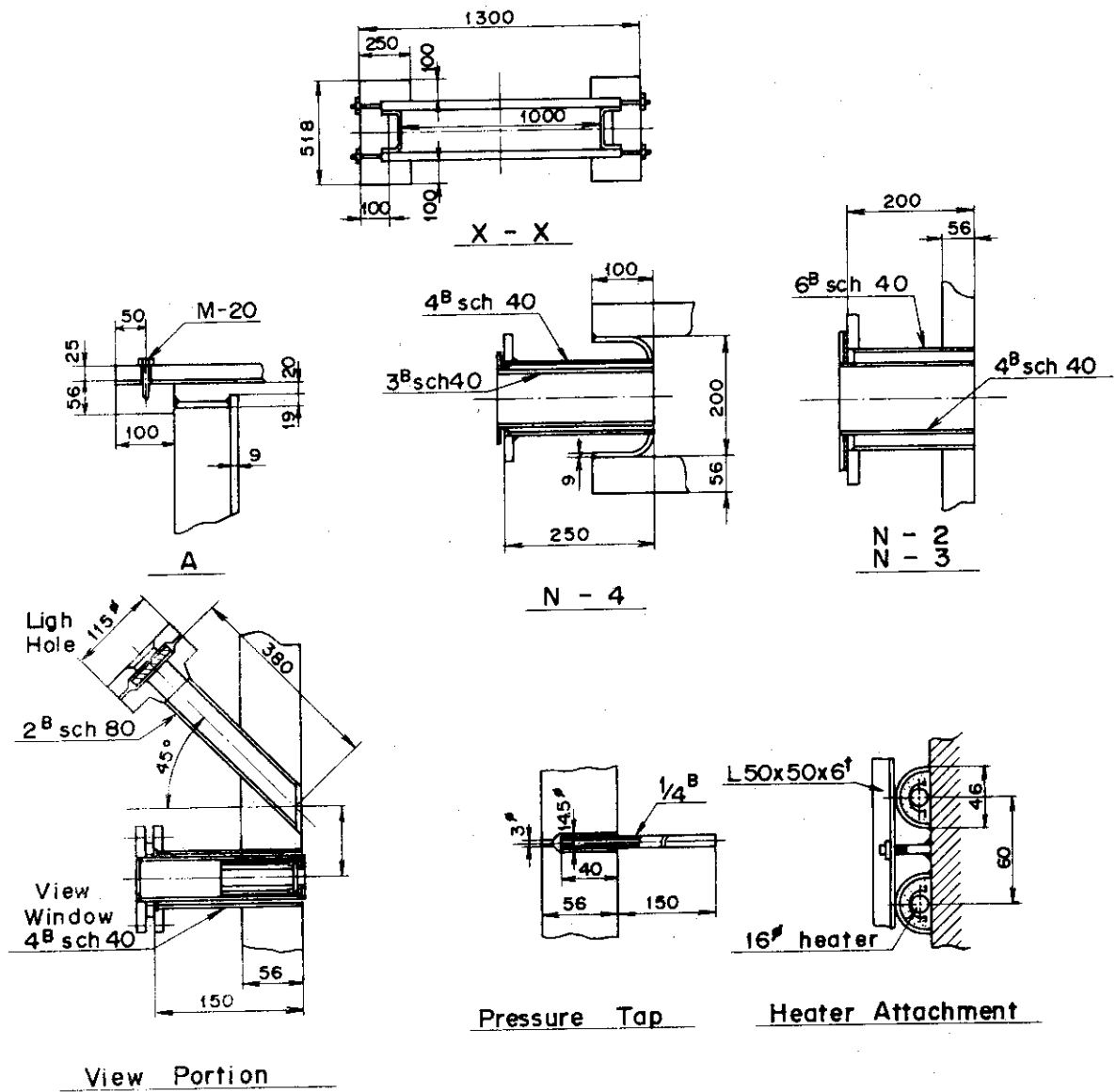


Fig. 4 Detail of downcomer test section (2)

Table 1 Facility components.

1. DOWNCOMER SIMULATOR

- a. DOWNCOMER WALLS: flow channel, test section
effective length=5 m, thickness=5cm
overall height=6.5 m
Heaters are equipped for warming.
- b. UPPER ANULUS REGION: intact and break cold leg
nozzles, steam exhaust line.
length=1 m, volume=0.2 m³
- c. LOWER PLENUM: initial injection line, extraction
line. volume=0.1 m³, length=0.5 m.
- d. NOZZLES: LPCI injection, overflow line, steam
exhaust line, pressure taps, view
windows, initial injection line,
extraction line, circulation line,
drain nozzles.

2. COOLANT SUPPLY SYSTEM

- a. STORAGE TANK: water supply, volume=3 m³.
- b. STEAM SUPPLY LINE: to rise the temperature of water
in storage tank.
- c. WATER SUPPLY LINE: demineralized water line and tap
water line.
- d. NOZZLES: line open to atmosphere, drain line.

3. WATER EXTRACTION LINE

- a. PUMPS: capacity, head=20 m, flow rate=15m³/h.
head=15 m, flow rate= 5m³/h.
- b. FLOW METER: EM flow meter, capacity=20 m³/h.
- c. CIRCULATION LINE: to adjust the flow rate.
- d. HEAT EXCHANGER: to assure the performance of pumps.

4. DRAIN SYSTEM

- a. DRAIN PIT: drain line from the test section ,
drain pump.

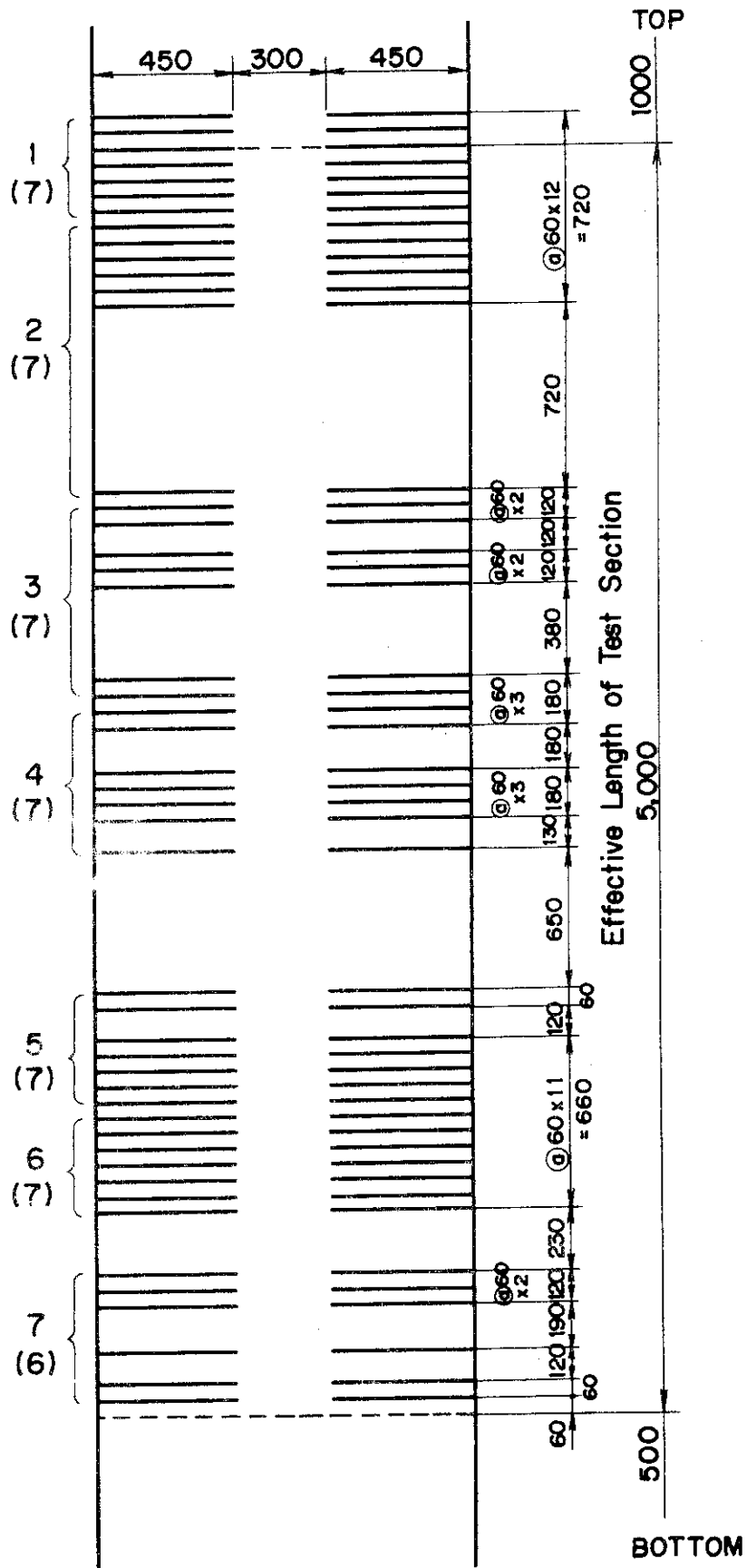


Fig. 5 Heater rod arrangement for heating the downcomer walls.

Thermocouple Position

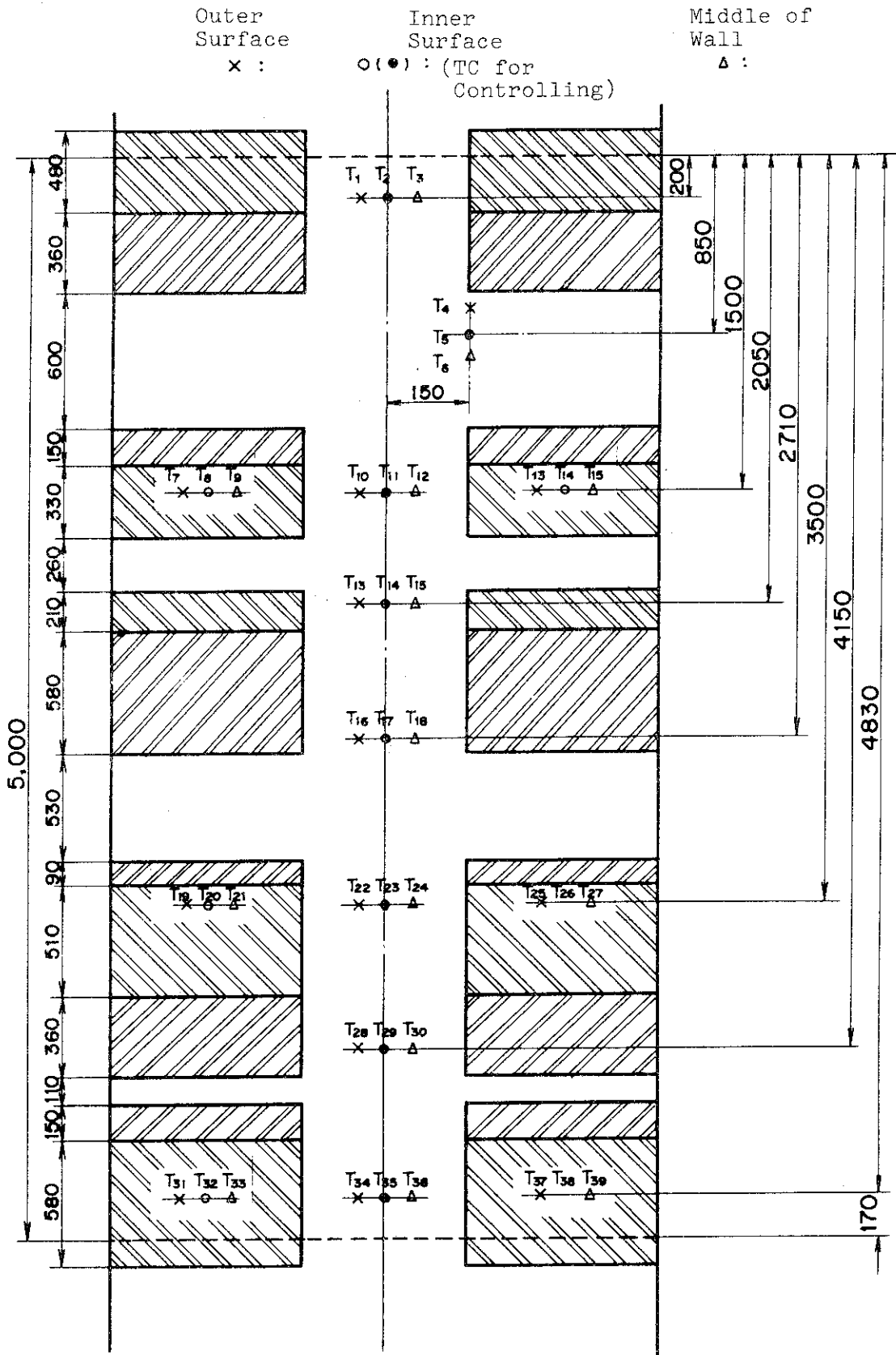


Fig. 6(a) Thermocouple arrangement for controlling the downcomer wall temperature (A-Face).

Thermocouple Position

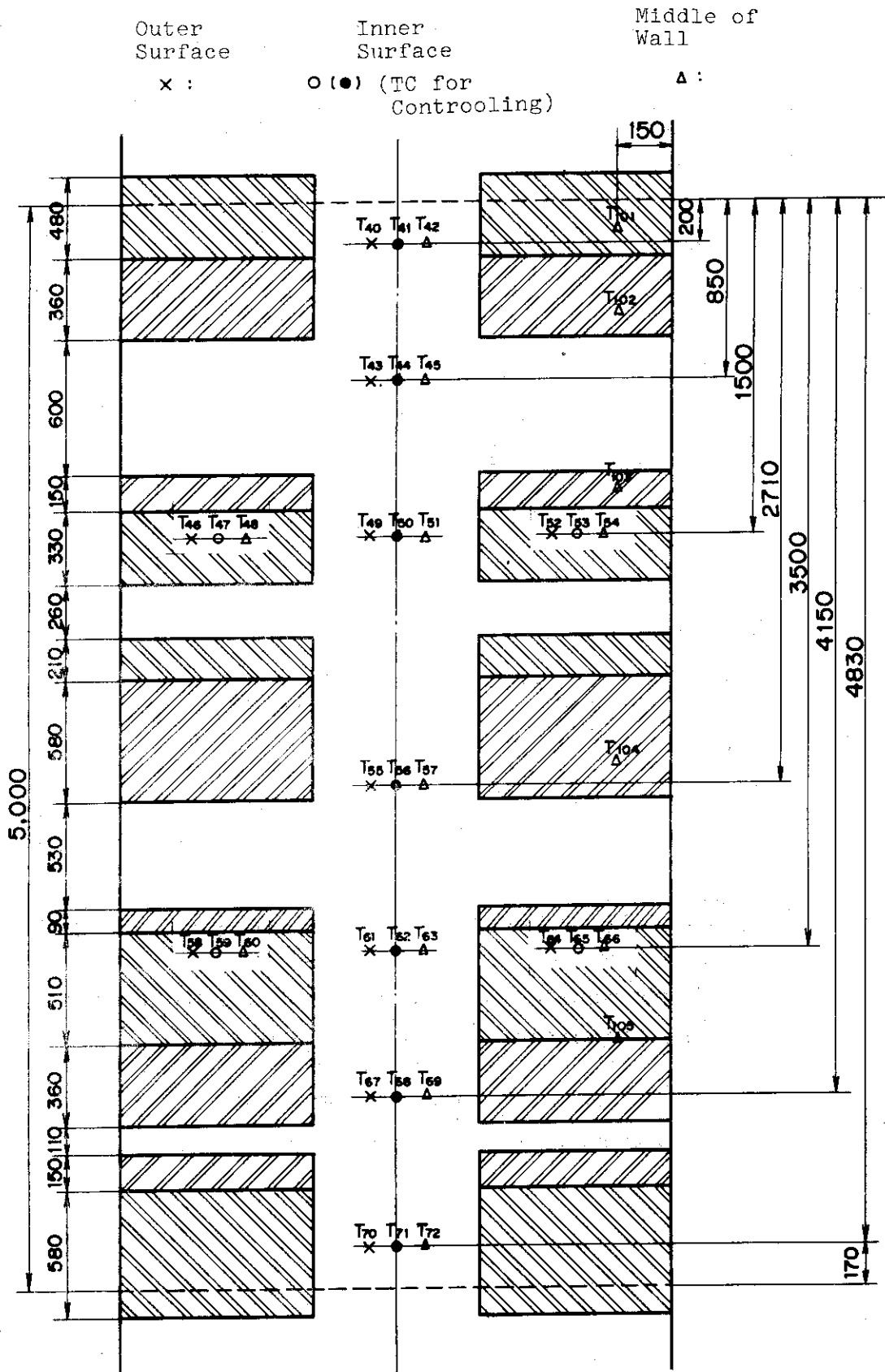


Fig. 6(b) Thermocouple arrangement for controlling the downcomer wall temperature (B-Face).

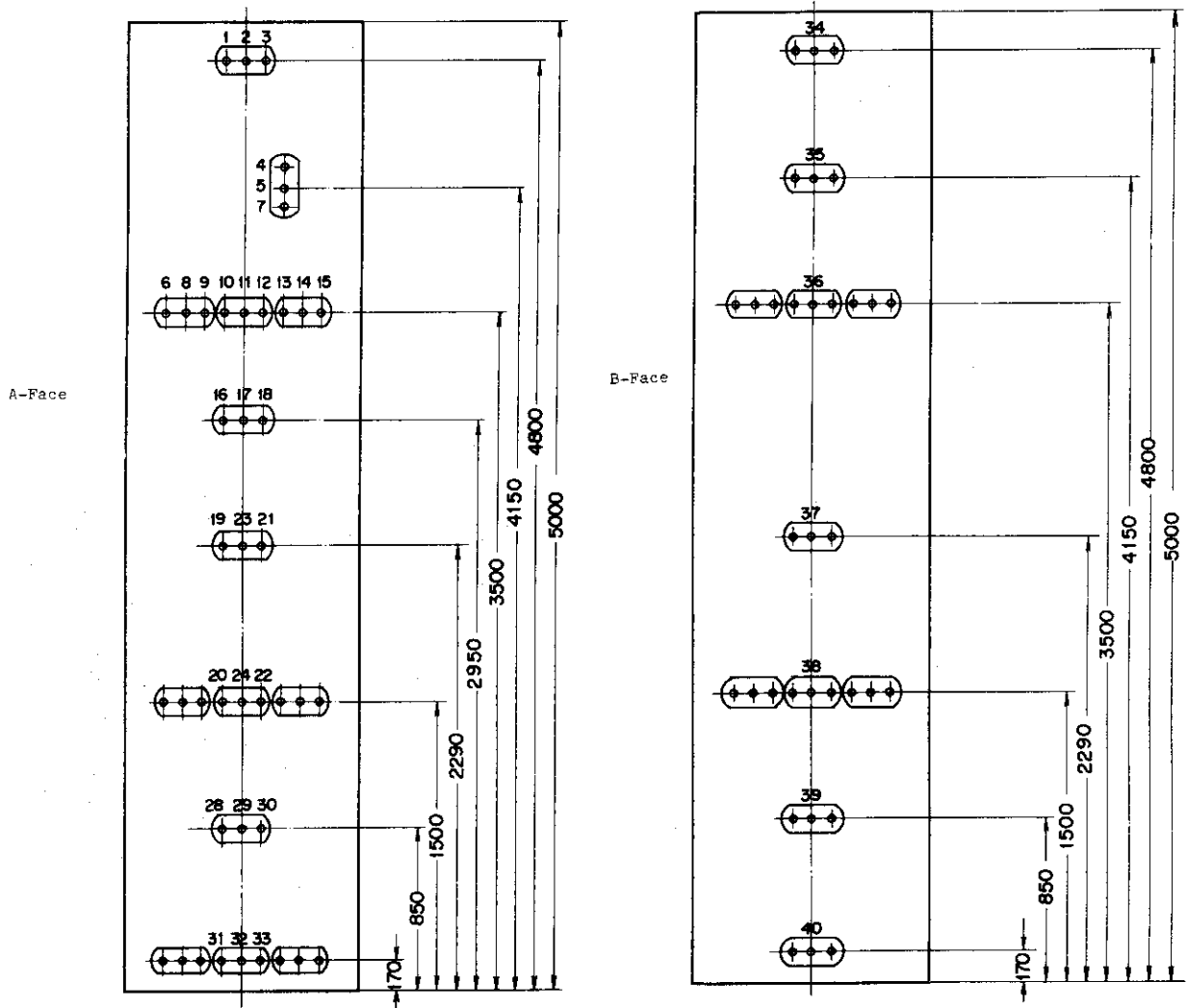


Fig. 7(a) Thermocouple arrangement for measuring the downcomer wall temperature histories (A-Face).

Fig. 7(b) Thermocouple arrangement for measuring the downcomer wall temperature histories (B-Face).

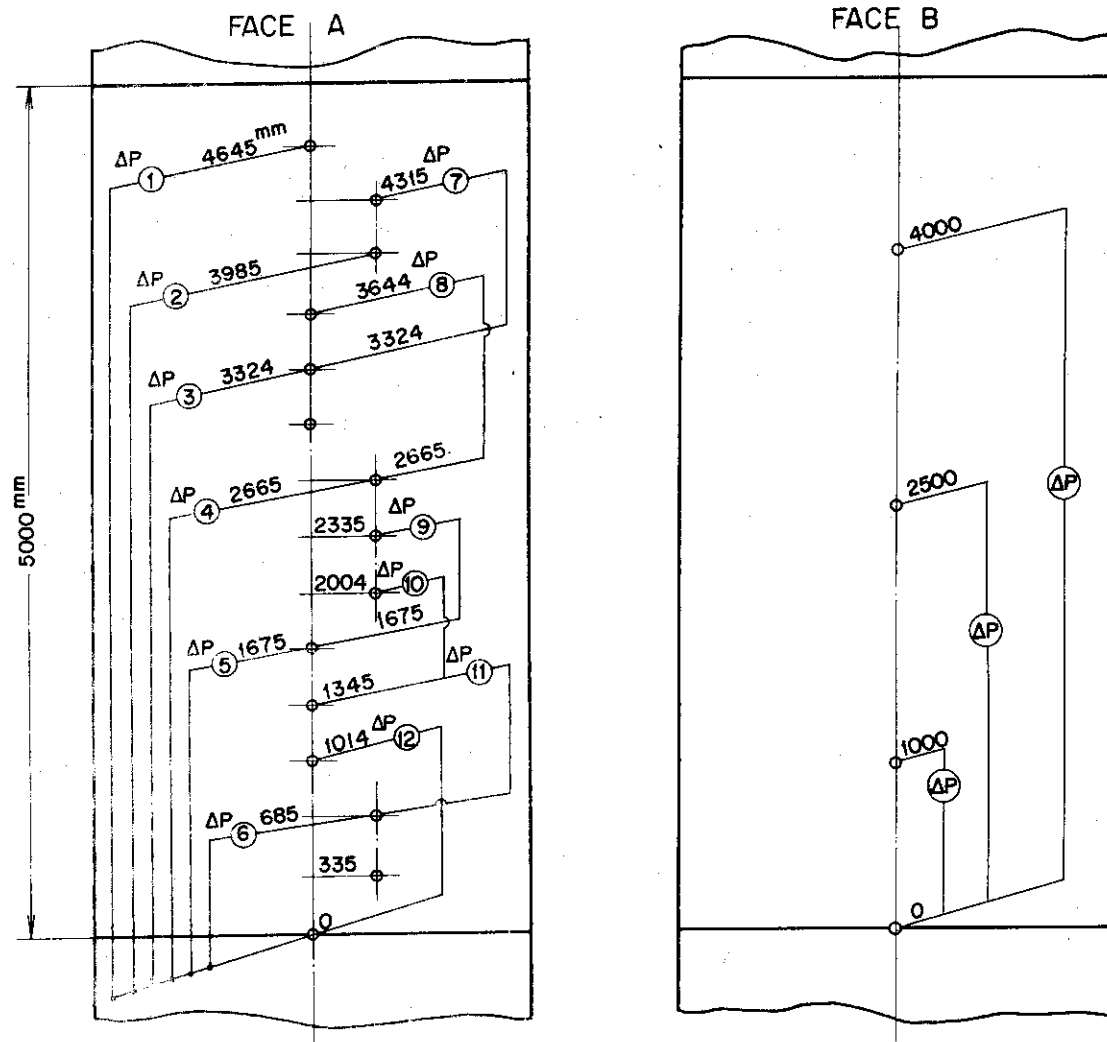


Fig. 8(a) Pressure tap locations for measuring the effective water head and pressure difference along the elevation (A-Face).

Fig. 8(b) Pressure tap locations for measuring the effective water head and pressure difference along the elevation (B-Face).

3. 実験データの処理

3.1 序

本実験での計測値は、ダウンカマー構造材で形成されているダウンカマー流路壁の温度履歴と、流路の高さ方向の圧力差の履歴とが主たるものであり、温度履歴からは以下に述べる方法によって流体へ放出される熱量の履歴が評価され、圧力差から有効水頭変化およびボイド率分布の履歴が評価される。なおその他に、下部プレナム模擬部からの抽水を行ってダウンカマー下向き冷却材の流れを模擬する実験では、下部プレナムからの抽水量も計測している。温度計測の位置は既に述べたように、流路内表面、内表面から内部に8mm入った位置、および外表面近傍にとりつけた3対の熱電対を一組とした電気信号として、圧力差は流路壁の種々の高さでの差圧測定用の差圧変換器で電気信号として、各々増幅器を通して、高速データ収録装置で磁気テープに集録される。本章では、流路内の流体に放出される熱量の評価（表面熱流束の評価）と、ダウンカマーの有効水頭の評価を行い、最終的にそれらからダウンカマー部で適用できる流体力学的関係の評価を行うために必要な計測値の処理、計算方法等について述べる。

3.2 実験データの処理の流れ

熱電対および差圧変換器からの電気信号は、増幅器を通過して、高速データ集録装置で磁気テープに記録され、さらに原研の計算センターで処理される。これらのデータの流れはFig. 9に示してある。最終的には、温度履歴から表面熱流束履歴が求められ、熱流束をもとに、実験結果で得た有効水頭変化と予測値とを比較検討するものである。

現在使用しているデータ集録装置は、

最大アナログチャンネル数=30 (A1, A2, A3, ..., A30)

最大デジタルチャンネル数=50 (D1, D2, D3, ..., D50)

の機能を有し、デジタルチャンネルはアナログチャンネルの30チャンネルのあと、すなわち31チャンネル目に1チャンネルずつ入る形式になっている。すなわち、図式化すると、

A1, A2, ..., A29, A30, D1, A1, A2, ..., A29, A30, D2, A1, A2, ..., A29, A30, D3,

の様になり、デジタルチャンネルの1サイクルの内にアナログチャンネルは、デジタルチャンネルの数だけのサイクルを記録するようになっている。

本実験では、

- アナログチャンネル30の内訳は27個が熱電対、3個が差圧で、
- デジタルチャンネル19の内訳は、10個が熱電対、9個が差圧

となっている。

アナログチャンネルでのサンプリングレイトは、100HZで10個ずつ平均してデータと

している。一方デジタルチャンネルは0.19秒毎に同じチャンネルの信号が記録されることになり、このデジタルチャンネルはそのままデータとしているが、このうちの熱電対の信号については、0.19秒毎のデータを内挿法によって0.10秒毎のデータに変換し、アナログチャンネルでの10個ずつ平均された熱電対信号と共に、0.1秒毎のデータとして、熱流束を求めるためのデータとして使用される。

3.3 物性値の決定

ダウンカマー構造材が構成する流路壁からの流体への熱放出の算出に当っては、物性値の取扱いに、注意が必要である。これは、流路壁が300℃から100℃近傍まで変化することを考慮したとき、たとえば構造材の内表面のクラッド材の熱伝導率 λ が14.5 Kcal/mhr℃から11.5 Kcal/mhr℃まで、母材の熱伝導率32.8 Kcal/mhr℃から34.5 Kcal/mhr℃まで変化する等、熱流速計算や温度変化計算を行う上で、物性値を温度によらず一定と考えるには、大きすぎる変化をしているためである。

ダウンカマー構造材のクラッドに使用した溶着材および母材の成分を以下に示しておく。下記に示した数値は重量百分率である。

(I) 溶着材成分

Cr	Ni	Mn	Nb	Si	C	N	Co	P	Cu	S
19.0	9.60	2.20	0.79	0.24	0.04	0.031	0.03	0.017	0.02	0.009

(II) 母材成分

Mn	Si	C	Ni	Mo	Al	P	Cu	S
1.5	0.24	0.18	0.21	0.047	0.052	0.013	0.01	0.003

クラッド溶着材の成分に相当する材質（成分構成を以下に示す）の熱伝導率 λ が文献⁽⁶⁾によると次のように示されている。

Cr	Ni	その他	C, Si, P, S	} の材質に対し、
18.4	9.60		<0.2	

温度 (°K) 熱伝導率 λ (Kcal/mhr℃)

373.2	11.44
473.2	12.99
573.2	14.45

一方、母材の成分に相当する材質の熱伝導率 λ が文献⁽⁶⁾によると次の様に示されている。

Mn	C	Si	Ni	その他 P, S 等	} の材質
1.65	0.51	0.24	0.10	0.05	

に対し、

温度 (°K) 熱伝導率 λ (Kcal/mhr℃)

373.2	34.66
473.2	33.45
573.2	32.34

6732

3122

7732

3001

これらを図示したものをFig. 10に示す。同様に比熱の温度依存性を図示したものをFig. 11に示す。熱容量は母材の温度依存性が顕著であることがわかる。300°Cと100°Cを例にとって考えると0.132 Kcal/kg°Cから0.118 Kcal/kg°Cに変化している。また、溶着材についてみても同じ温度条件で、0.128 Kcal/kg°Cから0.116 Kcal/kg°Cに変化している。

比重量 γ は、熱伝導率 λ や比熱 C と比較してその温度依存性は小さいが、Fig. 12にその結果が示してある。

今、試みに熱伝導計算で影響する項を考えて見ると、直接的に影響するのは、 $\lambda/C\rho$ の値である。この値を、300°Cと100°Cとで比較して見ると、溶着材の場合で、

$$300^\circ\text{Cのとき}, \quad \lambda/C\rho = \frac{14.5}{0.128 \times 7799.0} = 0.014525 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{hr}} \right)$$

$$100^\circ\text{Cのとき} \quad \lambda/C\rho = \frac{11.5}{0.116 \times 7886.0} = 0.01257 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{hr}} \right)$$

となり、300°Cのときに比べて、100°Cのときは、13.5%も減少している。

一方、母材の場合には、

$$300^\circ\text{Cのとき}, \quad \lambda/C\rho = \frac{32.334}{0.132 \times 7760} = 0.03157 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{hr}} \right)$$

$$100^\circ\text{Cのとき} \quad \lambda/C\rho = \frac{34.66}{0.116 \times 7826.0} = 0.03818 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{hr}} \right)$$

となり、300°Cのときに比べて、100°Cのときは20.9%も増加している。

従って、物性値の温度依存性を考慮すべきであることがわかる。

そこで、Fig. 10, 11, 12の結果等を参考に、熱伝導率 λ 、比熱 C 、比重量 ρ を以下のように温度 T の関数で表わすことにした。

(A) 母材(低マンガン合金鋼)

$$50 \leq T \leq 350^\circ\text{C}$$

$$\circ \text{密度 } \rho = -0.33 * T + 7859.0 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\circ \text{比熱 } C = 8.0 * 10^{-5} * T + 0.108 \text{ (Kcal/kg}^\circ\text{C)}$$

$$\circ \text{熱伝導率 } \lambda = -0.01161 * T + 35.82 \text{ (Kcal/mhr}^\circ\text{C)}$$

(B) 溶着材(クラッド)

$$50 \leq T \leq 350^\circ\text{C}$$

$$\circ \text{密度 } \rho = -0.435 * T + 7929.5 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\circ \text{比熱 } C = 5.5 * 10^{-5} * T + 0.1125 \text{ (Kcal/kg}^\circ\text{C)}$$

$$\circ \text{熱伝導率 } \lambda = 0.01505 * T + 9.933 \text{ (Kcal/mhr}^\circ\text{C)}$$

ただし、ここでTは $^\circ\text{C}$ を用いるものとする。

3.4 熱流束計算

3.4.1 序

ダウンカマ構造材の内表面に取付けた熱電対、内表面から約8mm内側の壁内にとり付けた熱電対および外表面近くに取り付けた熱電対の合計3対を一組とした熱電対から検出される温度応答からダウンカマ内の流体に放出される熱量を求めるための表面熱流束の算出方法を以下に述べる。

原理的には、連続体の物性値がわかっておれば、初期温度分布と2つの境界条件がわかれば熱伝導方程式を数値計算で解くことによって表面熱流束を求めることができる。本実験装置では、ダウンカマ構造材の外表面では断熱と考えてよいと思われるので、内表面の温度履歴がわかれば境界条件の数として2個となる。また、初期温度分布に関しては初期の壁面内の温度分布は、加熱方法が外表面上にヒーターが取付けられている面加熱方式であるので必ずしも断面内一様の分布とは考えられない。そこで、上記の内表面、壁内および外表面近傍にとりつけた3対を一組とする熱電対から検出される温度 $T_0(z=0)$ 、 $T_0(z=z_1)$ 、 $T_0(z=z_2)$ から初期温度分布を二次式で近似することにする。

$$T_0(z) = az^2 + bz + c$$

本実験では、冷却水注入後内表面温度が短時間で飽和温度近傍まで急激に冷却され内表面近傍で急激な温度変化を有するので、物性値の温度依存性の影響、熱電対取付位置の誤差が、熱流束計算に大きな影響を与えることが予想される。そこで、物性値に関しては温度依存性を考慮すること、熱電対位置については測定値を用い、初期温度分布と二つの境界条件（一つは外表面で断面、他の一つは測定された内表面の温度履歴）とを用い、熱伝導方程式を差分近似による数値計算で解き、表面熱流束を求めた。同時に、この計算法の妥当性の一つのチェックとして、壁内（ $z=z_1$ ）に於ける数値計算で求められた温度履歴と実測された温度履歴を比較し、両者の一致がよい場合を、妥当な計算法であるとした。

3.4.2 差分表式

Fig. 13に示すように、ダウンカマ構造材の厚み方向にクラッド材部分と母材部分との2つの領域を考え、各領域を等分割するメッシュを考える。このメッシュの中央に代表温度 $TA(I, J)$ を考える。Iは時刻を示し、Jは位置を示すものとする。記号については、Fig. 13中に示してある。

測定される内表面温度を $TSA(I)$ で表わし、その測定位置を $J=0$ として、特に $TSA(I, 1)$ の温度点を含む検査体積（ $=1 \times 1 \times DW1$ ）の Δt 時間内（ $I+1 \sim I$ ）に蓄積される熱量 $\dot{Q} \Delta t$ を考える。

$$\dot{Q}\Delta t = (C\rho)_{J=1} \cdot \{TA(I+1, 1) - TA(I, 1)\} \cdot 1 \cdot 1 \cdot DW1$$

この蓄積される熱量は、検査面を通して流入、流出する熱量の差で表わされる。

$$\dot{Q}\Delta t = \left\{ \lambda_{2,1} \{TA(I, 2) - TA(I, 1)\} / DW1 - \lambda_{1,0} \{TA(I, 1) - TSA(I)\} / DW1 \right\} \Delta t$$

従って、 $J=1$ における新の時刻の温度 $TA(I+1, 1)$ は、

$$TA(I+1, 1) = \frac{\lambda_{2,1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_1 \cdot (DW1)^2} \cdot TA(I, 2) + \left\{ 1 - \frac{(\lambda_{1,0} + \lambda_{2,1}) \cdot \Delta t}{(C\rho)_1 \cdot (DW1)^2} \right\} \cdot TA(I, 1) + \frac{\lambda_{1,0} \cdot \Delta t}{(C\rho)_1 \cdot (DW1)^2} \cdot TSA(I)$$

となり、旧の時刻の $J=0$ での温度 $TSA(I)$ （この温度としてダウンカム内表面に取付けた測定値を選ぶことにする）と、 $J=2$ での温度 $TA(I, 2)$ で表わされる。上式の物性値（熱伝導率 λ 、比熱 C 、比重 ρ ）は、温度依存性を考慮するものとし、 $\lambda_{2,1}$ は $J=2$ と $J=1$ とにおける温度の平均値で評価し、熱容量 $(C\rho)_1$ は $J=1$ の温度で評価することを表わす。

(2) $J=1 \geq J \geq 2$ のときの新の時刻の温度 $TA(I+1, J)$ は、旧の時刻の温度 $TA(I, J+1)$ 、 $TA(I, J)$ および $TA(I, J-1)$ で同様に以下の様に表わされる。

$$TA(I+1, J) = \frac{\lambda_{J+1, J} \cdot \Delta t}{(C\rho)_J \cdot (DW1)^2} \cdot TA(I, J+1) + \left\{ 1 - \frac{(\lambda_{J, J-1} + \lambda_{J+1, J}) \cdot \Delta t}{(C\rho)_J \cdot (DW1)^2} \right\} \cdot TA(I, J) + \frac{\lambda_{J, J-1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_J \cdot (DW1)^2} \cdot TA(I, J-1)$$

(3) $J=J1$ のときの表式には、領域Iと領域IIとの境界を含むので注意が必要であるが、新の時刻の温度 $TA(I+1, J1)$ は、旧の時刻の温度 $TA(I, J1)$ 、 $TA(I, J1-1)$ （以上2つは、領域1内）および $TA(I, J1+1)$ （領域2内）で以下の様に表わされる。

$$TA(I+1, J1) = \frac{\lambda_{J1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J1} \cdot (DW1)^2} \cdot \frac{2}{\left(\frac{\lambda_{J1+1}}{DW2} + \frac{\lambda_{J1}}{DW1} \right)} \cdot \frac{\lambda_{J1+1}}{DW2}$$

$$\begin{aligned} & \cdot TA(I, J1+1) + \left\{ 1 - \frac{\lambda_{J1, J1-1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J1} \cdot (DW1)^2} \right. \\ & \left. - \frac{\lambda_{J1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J1} (DW1)^2} \cdot \frac{2}{\left(\frac{\lambda_{J1+1}}{DW2} + \frac{\lambda_{J1}}{DW1} \right)} \cdot \frac{\lambda_{J1+1}}{DW2} \right\} \\ & \cdot TA(I, J1) + \frac{\lambda_{J1, J1-1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J1} \cdot (DW1)^2} \cdot TA(I, J1-1) \end{aligned}$$

(4) $J = J1 + 1$ のときには、 $J = J1$ のときと同様領域 1 と領域 2 との境界を含むので注意が必要である。新の時刻における温度 $TA(I+1, J1+1)$ は、旧の時刻における温度 $TA(I, J1+2)$ 、 $TA(I, J1+1)$ (領域 2 内の温度) と $TA(I, J1)$ (領域 1 内の温度) とで以下の様に表示される。

$$\begin{aligned} TA(I+1, J1+1) &= \frac{\lambda_{J1+2, J1+1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J1+1} (DW2)^2} \cdot TA(I, J1+2) \\ &+ \left\{ 1 - \frac{\lambda_{J1+2, J1+1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J1+1} \cdot (DW2)^2} - \frac{\lambda_{J1+1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J1+1} \cdot (DW2)^2} \right. \\ &\left. - \frac{2}{\left(\frac{\lambda_{J1+1}}{DW2} + \frac{\lambda_{J1}}{DW1} \right)} \cdot \frac{\lambda_{J1}}{DW1} \right\} \cdot TA(I, J1+1) \\ &+ \frac{\lambda_{J1+1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J1+1} \cdot (DW2)^2} \cdot \frac{2}{\left(\frac{\lambda_{J1+1}}{DW2} + \frac{\lambda_{J1}}{DW1} \right)} \\ &\quad \frac{\lambda_{J1}}{DW1} \cdot TA(I, J1) \end{aligned}$$

(5) $J2 - 1 \geq J \geq J1 + 2$ のときは、 $J1 - 1 \geq J \geq 2$ のときと同様の形で以下の様に表示される。

$$\begin{aligned} TA(I+1, J) &= \frac{\lambda_{J+1, J} \cdot \Delta t}{(C\rho)_J \cdot (DW2)^2} \cdot TA(I, J+1) \\ &+ \left\{ 1 - \frac{(\lambda_{J, J-1} + \lambda_{J+1, J}) \cdot \Delta t}{(C\rho)_J \cdot (DW2)^2} \right\} \cdot TA(I, J) \end{aligned}$$

$$+ \frac{\lambda_{J, J-1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_J \cdot (DW1)^2} \cdot TA(I, J-1)$$

(6) $J = J2$ のときは、検査体積の外面が断熱条件であることを考慮すると、新の時刻の温度 $TA(I+1, J2)$ は、旧の時刻の温度 $TA(I, J2)$ 、 $TA(I, J2-1)$ で以下の様に表わされる。

$$TA(I+1, J2) = \left\{ 1 - \frac{\lambda_{J2, J2-1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J2} \cdot (DW2)^2} \right\} \cdot TA(I, J2) \\ + \frac{\lambda_{J3, J3-1} \cdot \Delta t}{(C\rho)_{J2} \cdot (DW2)^2} \cdot TA(I, J2-1)$$

3.4.3 内表面温度および表面熱流束計算

Fig. 13 に示すように、内表面温度 $TSO(I)$ とし、内表面に取付けられた熱電対の測定位置を $J=0$ とし、その場所の温度 $TSA(I)$ が既知であるとする。

$J=0$ と $J=1$ との間（間隔 $DW1$ ）の領域についての熱エネルギーの釣合いを考えると、次式が成立する。

$$\dot{Q}\Delta t = DW0 \{ (C\rho T)_{I+1} - (C\rho T)_I \} \\ = \left[\frac{\lambda_{T12}}{DW1} \{ TA(I, 1) - TSA(I) \} \right. \\ \left. - \frac{\lambda_{TSA}}{DWS} \{ TSA(I) - TSO(I) \} \right] \cdot \Delta t$$

ここで、 λ_{T12} 、 λ_{TSA} は、各々 $TSA(I)$ と $TA(I, 1)$ の平均温度 $\frac{1}{2} \{ TSA(I) + TA(I, 1) \}$ と、 $TSA(I)$ で評価される熱伝導率を示し、 $(C\rho T)_{I+1}$ 、 $(C\rho T)_I$ は各々 $t = (I+1)\Delta t$ および $t = I \cdot \Delta t$ 時刻における領域 $J=0$ と $J=1$ の間の保有熱エネルギーを示す。

これから、

$$TSO(I) = \frac{DWS}{\lambda_{TSA}} \left[\frac{(0.5 \cdot DW1 + DWS)}{\Delta t} \left\{ (C\rho T)_{I+1} - (C\rho T)_I \right\} \right. \\ \left. - \frac{\lambda_{T12}}{DW1} TA(I, 1) + \left\{ \frac{\lambda_{T12}}{DW1} + \frac{\lambda_{TSA}}{DWS} \right\} TSA(I) \right]$$

となり、内表面温度 $T_{SO}(I)$ を求めることができる。

ここで、

$$T_I = 0.5 * \{ T_A(I, J) + T_{SA}(I) \} - \frac{1}{DWI} \{ T_A(I, 1) - T_{SA}(I) \} * x$$

$$T_{I+4} = 0.5 \{ T_A(I+1, 1) + T_{SA}(I) \} - \frac{1}{DWI} \{ T_A(I+1, 1) - T_{SA}(I) \} * x$$

として、

$$(C\rho T)_I = \left\{ \int_0^{0.5*DWI} C_{T_I} \cdot \rho_{T_I} \cdot T_I \cdot dx \right\} / (0.5 * DWI)$$

$$(C\rho T)_{I+1} = \left\{ \int_0^{0.5*DWI} C_{T_{I+1}} \cdot \rho_{T_{I+1}} \cdot T_{I+1} \cdot dx \right\} / (0.5 * DWI)$$

で評価するものとする。

一方熱流束 Q_S については、内表面の間隙 DWS の領域についての熱エネルギーの釣り合いから

$$\begin{aligned} \dot{Q}\Delta t &= \{ (C\rho T)_{I+1} - (C\rho T)_I \} \cdot DWS \\ &= \left[\frac{\lambda_{T12'}}{DWI} \{ T_{SA}(I) - T_{SO}(I) \} - Q_S \right] \cdot \Delta t \end{aligned}$$

が成立する。これから表面熱流束 Q_S は、

$$Q_S = - \frac{DWS}{\Delta t} \{ (C\rho T)_{I+1} - (C\rho T)_I \} + \frac{\lambda_{T12'}}{DWI} \{ T_{SA}(I) - T_{SO}(I) \}$$

で求めることができる。

ただし、ここで $(C\rho T)_{I+1}$ 、 $(C\rho T)_I$ は各々、時刻 $t = (I+1) \cdot \Delta t$ 、 $t = I \cdot \Delta t$ における領域 DWS における保有エネルギーを示し、 $\lambda_{T12'}$ は $T_{SO}(I)$ と $T_{SA}(I)$ どの平均温度で評価した熱伝導率を示す。

3.5 物性値の温度依存の考慮

3.4.3 に述べた式中の物性値（熱伝導率 λ 、比熱 C 、比重量 ρ ）は、温度依存性を考慮するものとする。

λ_J 、 $J-1$ 等に関しては、場所 J と $J-1$ との平均温度 T

$$T = 0.5 * (T_A(I, J) + T_A(I, J-1))$$

で評価し、 λ_J は場所 J の温度

$$T = T_A(I, J)$$

で評価するものとし、旧の時刻の温度での物性値を用いるものとする。

(1) 領域 1 では、上記の T を用いて、

$$\text{熱伝導率 } \lambda = (0.0151 * T + 9.933) / 3600.0 \quad (\text{Kcal/m} \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{比熱 } C = 0.1125 + 5.5 * 10^{-5} * T \quad (\text{Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{比重量 } \rho = 7929.5 - 0.435 * T \quad (\text{kg/m}^3)$$

(2) 領域 2 では、上記の T を用いて、

$$\text{熱伝導率 } \lambda = (-0.01161 * T + 35.82) / 3600.0 \quad (\text{Kcal/m} \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{比熱 } C = 0.108 + 8.0 * 10^{-5} * T \quad (\text{Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{比重量 } \rho = 7859.0 - 0.33 * T \quad (\text{kg/m}^3)$$

と表わすことにする。

内表面での表面熱流束は $\left(\frac{DW1}{2} + DW10\right)$ の検査体積の熱バランスから次の様に表わすことができる。

$$Q \text{ (Kcal/m}^2 \text{ hr)} = 3600 \cdot \left[\lambda_{1,0} \cdot \{T_A(I, 1) - T_{SA}(I)\} / DW1 - \left(\frac{DW1}{2} + DW10\right) * \{(\overline{C\rho T})_{I+1} - (\overline{C\rho T})_I\} / DT \right]$$

3.6 熱流束計算のチェック

3.2 節に述べた温度依存を考慮した物性値を用いる熱流束計算法 (3.3 節参照) および温度分布履歴の計算法の、その結果の妥当性のチェックを本節に示す。本解析では、構造壁内表面に取付けた熱電対が示す温度応答を時々刻々の境界条件とし、初期温度分布は、構造壁の内表面、内部および外表面近傍にとりつけた 3 点の温度から決定して計算を行っている。

チェックの方法として、

① 上記に述べた方法で、各位置での温度、熱流束を求めた際に得られる構造壁内部の温度変化 (具体的には、内表面から 8 mm の位置) と、実験で得られた同位置での温度変化とを比較すること、および

② 内表面に取付けられた熱電対の取付位置の誤差の影響を評価すること、および熱電対の温度指示の精度の検討を行なったものである。

(i) まず①について以下に示す。ここで比較のために計算で使用した数値は次の通りである。

$$DW10 = 0.25 \text{ mm}$$

$$DW1 = 5 \text{ mm}$$

$$DW2 = 5.4 \text{ mm}$$

$$J1 = 2$$

$$J2 = 2.7$$

$$W1 = 5.25 \text{ mm}$$

$$W2 = 5.4 \text{ mm}$$

これらの数値の内、W1、W2は実測値であり、DW10については、使用した熱電対が直径1mmφの非接地であり、DW10 = 0.25mmに選んだ。比較した実験、熱電対は、

○実験条件Ⅰ；Run Date 52/11/29

Wall Temp. 250°C

Extraction Water Velocity

0 cm/sec

Water Temp. 98°C

TC No TC1

○実験条件Ⅱ；Run Date 52/11/30

Wall Temp 275°C

Extraction Water Velocity

0 cm/sec

Water Temp. 100°C

TC No TC1

である。

Fig. 14 に実験条件Ⅰでの計算結果と実験結果との比較を、Fig. 15 に実験条件Ⅱでの計算結果と実験結果との比較を各々示してある。

両図において一番早く飽和温度近くまで降下している温度履歴は、測定された構造壁の内表面温度履歴でありこの温度が熱流束計算法の基準（境界条件）となっている。図中で黒三角印（△）で示した温度が計算値であり「Calculated」で示してある。一方、「Measured」で示したものがこの計算された値と同じ位置で測定された実測値である。実験値と計算値との一致は良好である。

なお、参考のためにFig. 16に、物性値を温度に依存せず一定として計算した時の温度履歴が示してあるが、実験値と計算値との一致は非常に悪く、従ってこれから導びかれる熱流束の値は正しくないと考えられる。

従って物性値の温度依存を考慮して得られた温度履歴の、実験値との一致が非常によいことから、同時に導出される熱流束の履歴も正しいと考えられる。

(2) 上記のように、熱流束については妥当な結果が得られると考えてよいが、この熱流束と表面過熱度との関係として見た場合、表面過熱度について次の問題が生ずる。

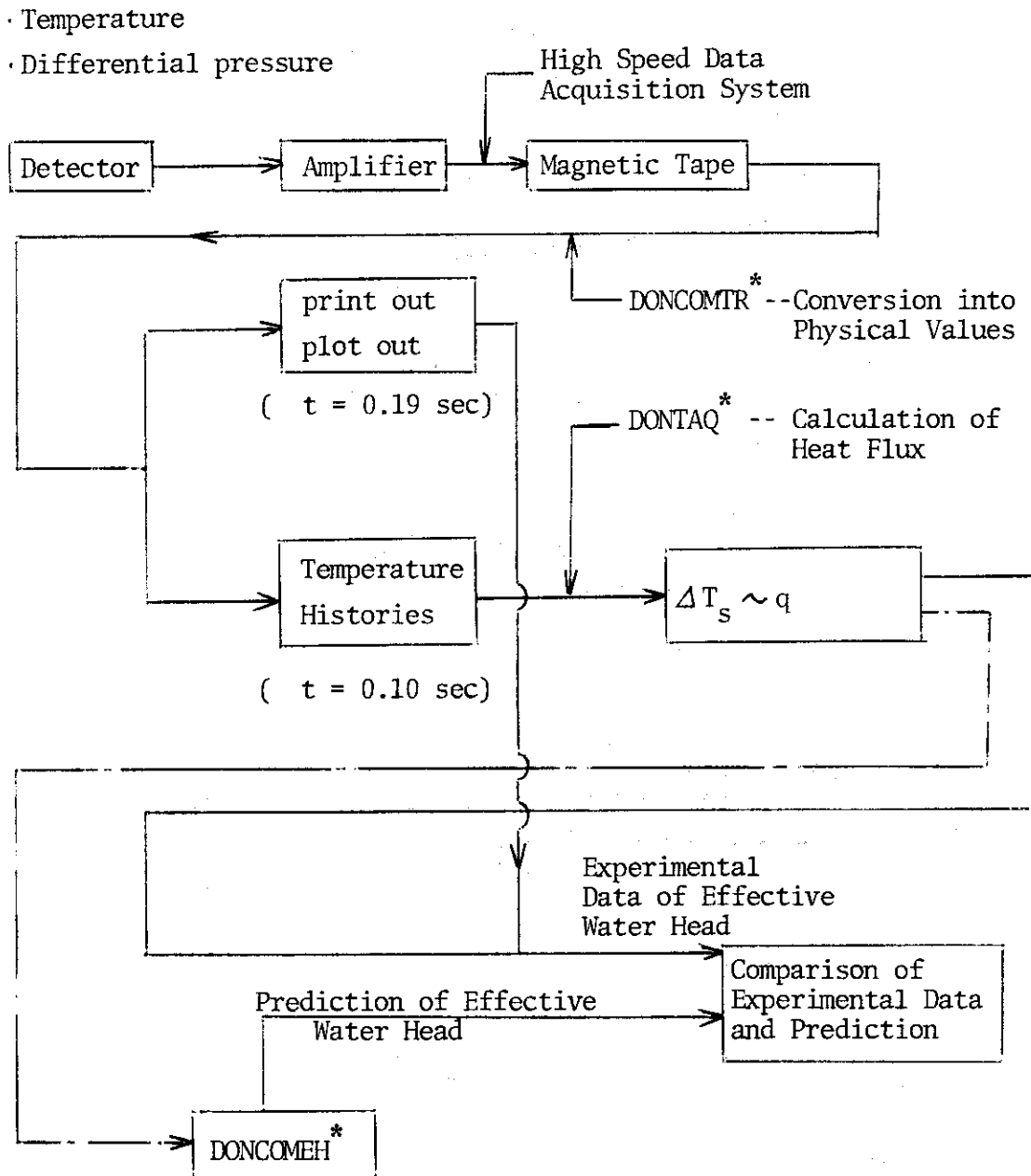
すなわち、熱流束が大なるとき内表面近傍での厚み方向の温度勾配が急 となっており、熱電対の取付位置の僅かの誤差が表面温度の評価に大きな誤差をもたらすおそれがある。従って表面温度から過熱度をもとめ、熱流束と過熱度との関係を、たとえば従来のプール沸騰の関係と比較するとき、その誤差を前もっておさえておくことが必要である。

そこで、熱電対の取付位置の誤差が表面温度の評価にどの程度の影響を与えるか調べた。Fig. 17(a)は熱電対の取付位置が、さらに0.5mm壁の中側に位置していた時の表面温度の差異をもとめたもので、熱流束の関数として示してある。すなわち、縦軸に熱流束を示し、横軸

に表面温度の差が示してある。この図からわかることは、熱流束が $10^5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$ 以下になると表面温度の誤差は 3°C 以内になることがわかる。熱電対の取付位置の取付誤差は大きくて、 0.5 mm 程度と考えられるので、本実験での表面過熱度の誤差は、 $10^5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$ 程度で 3°C 程度と考えられる。

なお、熱電対の示す温度の精度については、ダウンカマール壁温 100°C 、注入水温 100°C の実験を行い、熱電対の示す温度の精度を調べた。その結果がFig. 17(b)に示してある。その結果は充分満足すべきものである。

Flow of Experimental Data for Treatment



Note: * indicates the name of calculation code

Fig. 9 Flow of experimental data.

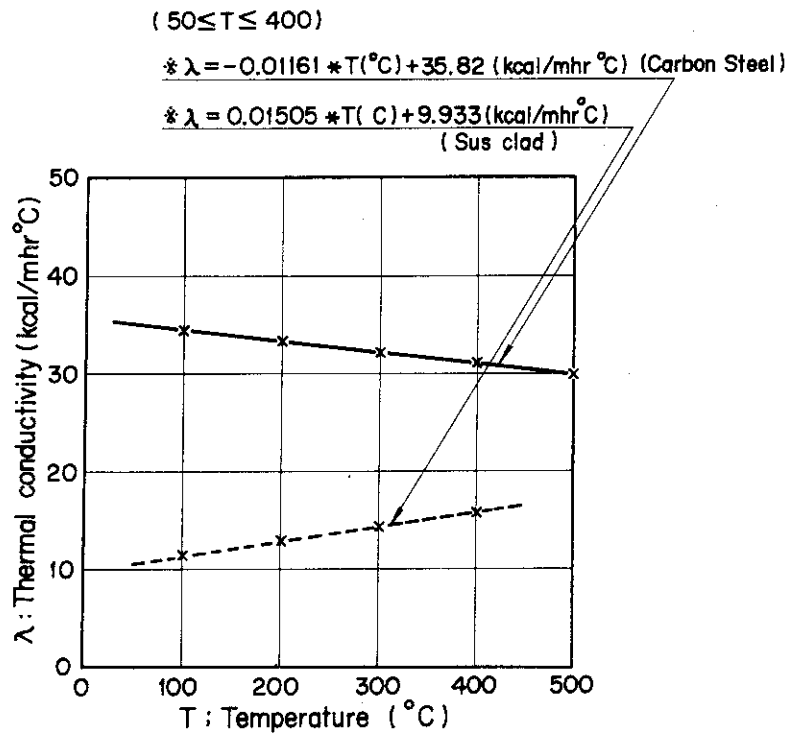


Fig.10 Effect of temperature on physical property.
(Thermal conductivity)

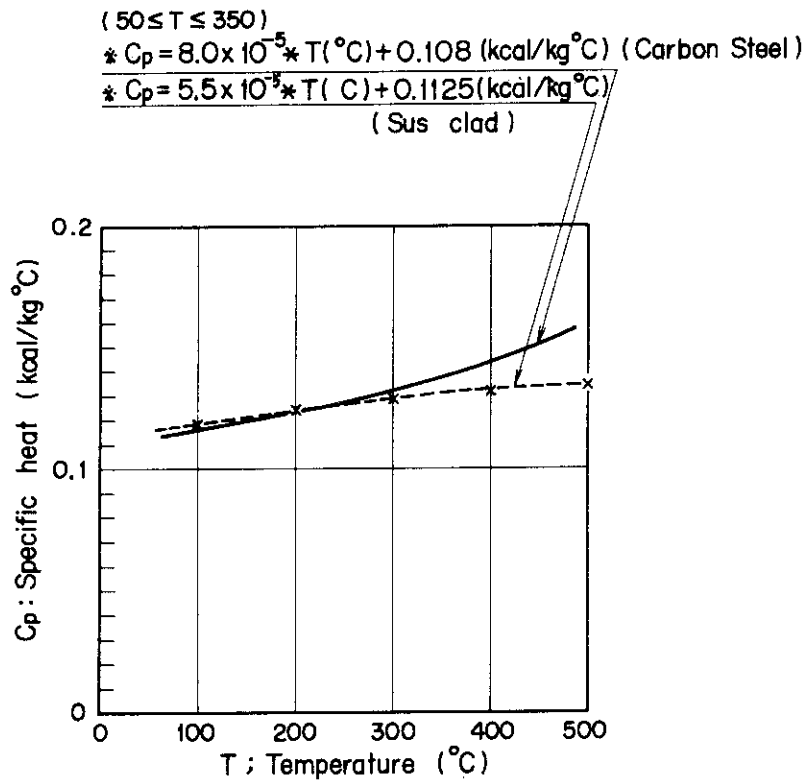


Fig.11 Effect of temperature on physical property.
(Specific heat)

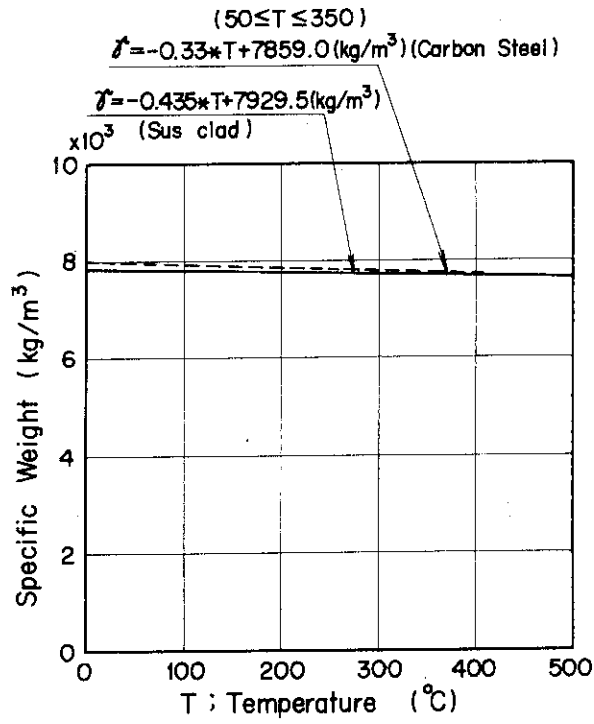


Fig.12 Effect of temperature on physical property.
(Specific weight)

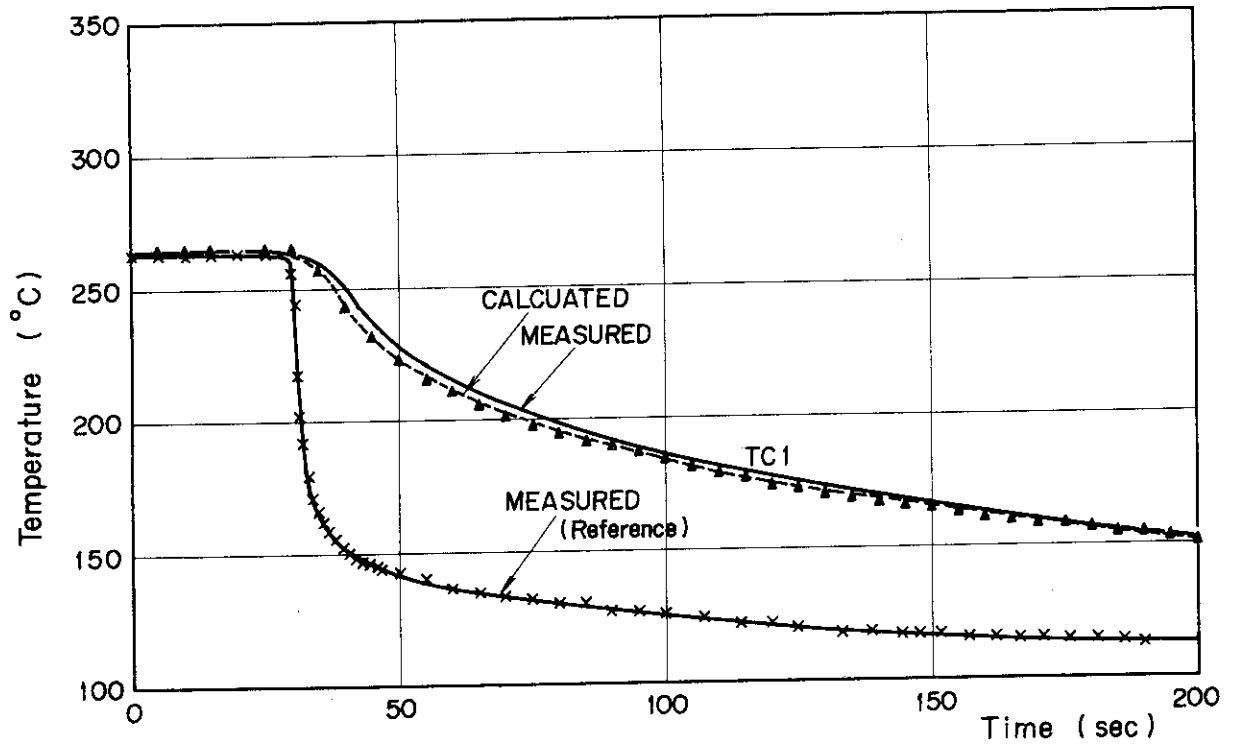


Fig.14 Illustration of validity of calculation method for heat flux and temperature (Run No. 115 TC 1).

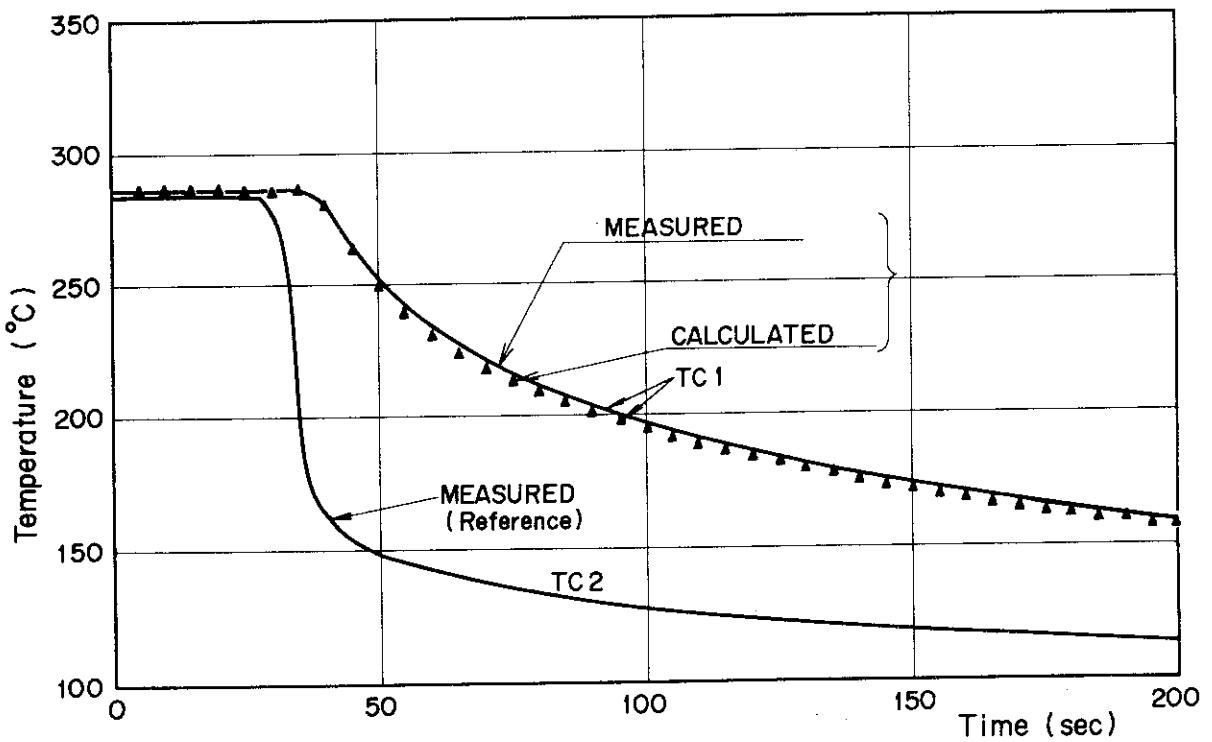


Fig.15 Illustration of validity of calculation method for heat flux and temperature (Run No. 116 TC 1).

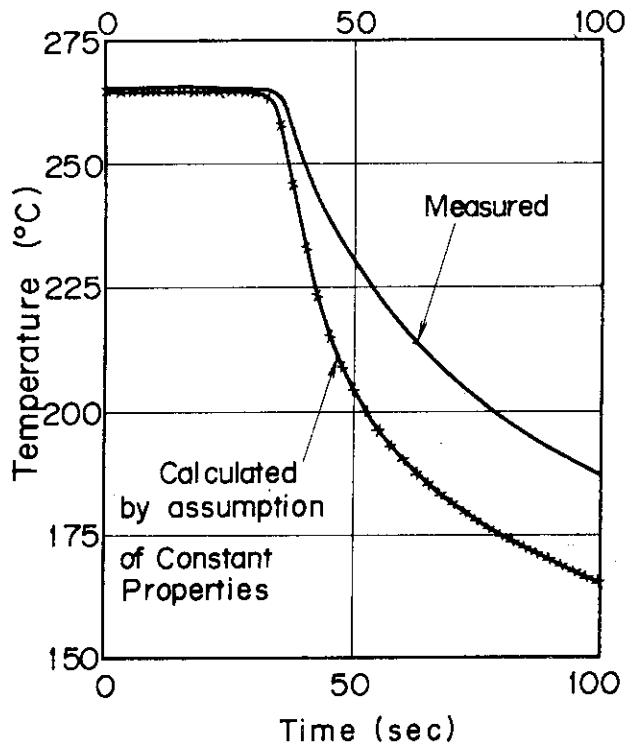


Fig.16 Illustration of results of calculated temperature history on the assumption of constant physical properties.

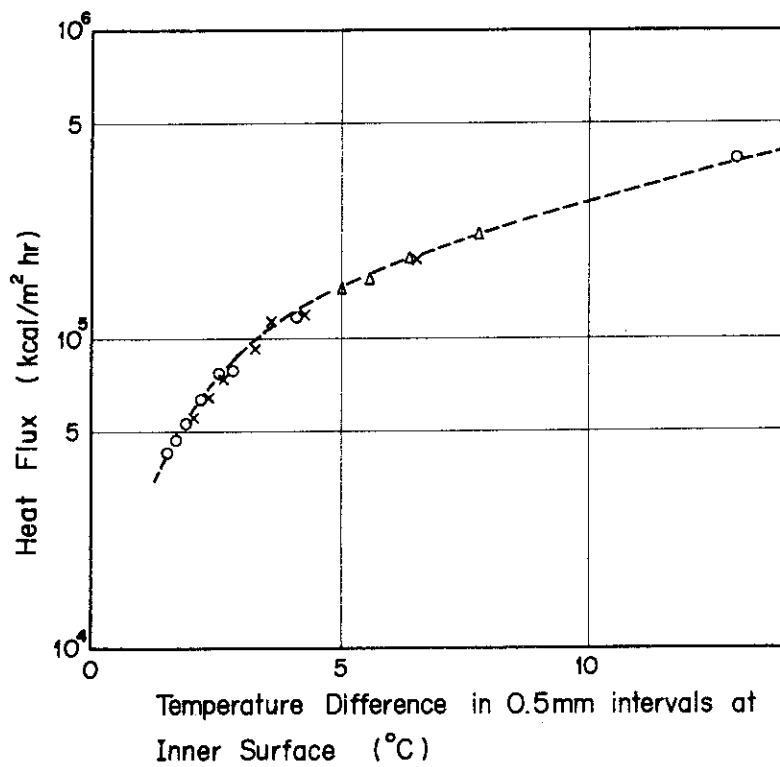


Fig.17(a) Effect of uncertainty of thermocouple's location on temperature at heat transfer surface in Run No. 115.

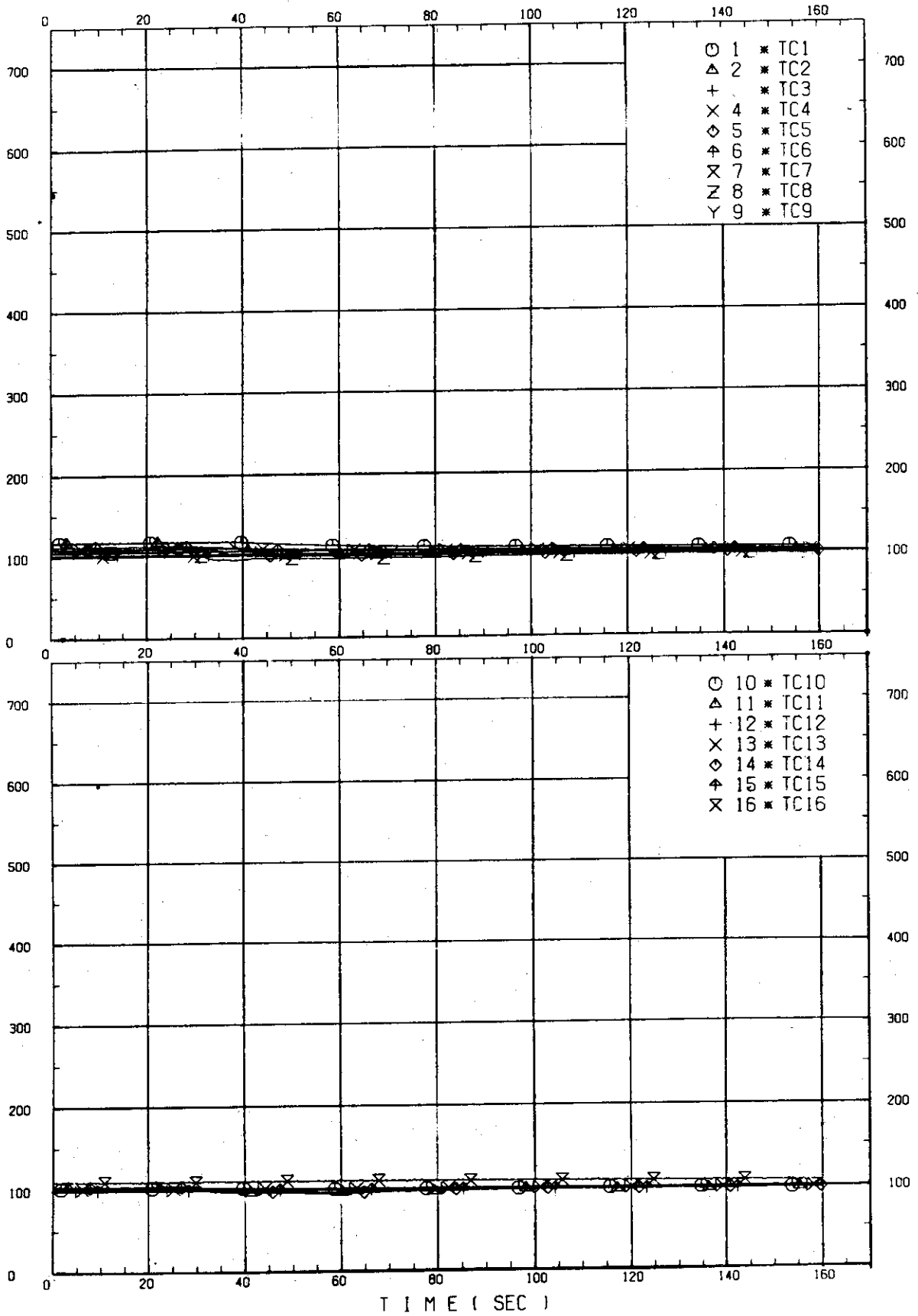


Fig.17(b) Illustration of temperature history in case of Run No. 118 (Wall Temperature, 100 °C).

4. 実験結果

4.1 序

本報告は、ダウンカマ模擬実験のシリーズ1として、流路ギャップ $S = 200 \text{ mm}$ の場合の、実炉のダウンカマギャップ相当についての実験結果について報告するものである。なお、冷却水温度は $98 \sim 100^\circ\text{C}$ であって、背圧が大気圧である本実験では、ほぼ飽和温度での実験となっている。

また実験モードは、初期に初期注入ラインを使って下部プレナムからダウンカマに冷却水を注入し、早期にダウンカマでオーバーフローさせ、その後コールドレグ模擬部から冷却水を注入するモードである。

本実験での主要パラメータは壁温と、抽水速度とであり、壁温については、

100, 200, 250, 275, 300 $^\circ\text{C}$

の5種類を行っており、特に250, 275, 300 $^\circ\text{C}$ の3種類で壁温の有効水頭に与える影響を調べている。100, 200 $^\circ\text{C}$ は予備的考察のためのものである。

一方、抽水速度については、

0, 0.5, 1, 2 cm/s

の4種類で実験を行っており、その有効水頭変化に与える影響を調べた。

なお、実験条件の一覧をTable 2 に示す。

4.2 実験結果の説明 (Run No 115)

本節では、代表的実験結果の一例をとり出し、構造壁内に取付けられた熱電対からの温度履歴、差圧変化・有効水頭変化およびテスト部の対象性についての説明および検討を記す。

以下に示す結果は、RUN No 115 であり、初期壁温 250°C 、抽水速度 0 cm/s 、冷却水注入温度 98°C の実験である。

4.2.1 温度履歴

ダウンカマ構造壁に取付けた熱電対の温度履歴をFig. 18～Fig. 20 に示す。

熱電対はダウンカマ構造壁の内表面、内表面近傍、および外表面近傍の3ヶ所の測定で1組となっており、これらの取付位置はFig. 7 に示した通りである。図中の記号は熱電対の位置を指定している。例えば、1 * TC 1の先頭の1はFig. 7 に示した熱電対の番号と一致しており、あとのTC 1は熱電対の通し番号を示している。従ってどの位置の熱電対であるかは、先頭の数字とFig. 7(a), Fig. 7(b) とを参照すればよい。対向平板のA面では原則として、3点の熱電対一組が測定されているが、B面では集録装置のチャンネル数の制限から、内表面の温度のみが測定されている。下表に番号に対応する位置を示す。

熱電対の位置 (表-A)

位置		番号									
		N1	N2	N3	N4	N5	N6	N7	N8	N9	N10
A面	内表面	1	4	6	10	13	16	19	20	28	31
	内表面近傍	2	5	8	11	14	17	23	24	29	32
	外表面近傍	3	7	9	12	15	18	21	22	30	33
B面	内表面	34	35	-	36	-	-	37	38	39	-
下端からの距離 (mm)		4800	4150	3500			2950	2290	1500	850	170

内表面温度はクエンチしている状況がはっきりあらわれており、内表面近傍、外表面近傍の温度は比較的緩やかに降下していることがわかる。内表面温度は後に述べる様に、下から順番に比較的規則正しくクエンチしている。クエンチしたあと、温度は、ゆっくり降下して115℃位になっている。

4.2.2 差圧変化

Fig. 21 に測定された各部の差圧変化を示す。DP1, DP2, DP3, DP4, DP5, DP6, DP7, DP8, DP11の測定区間は、Fig. 8(a)に示したP1, P2, P3, P4, P5, P6, P7, P8, P11に対応している。

特徴的なことは、次の3段階があることであろう。

- ① 注入開始と共に有効水頭が直線的に増大していく領域 (注水後0~28秒の間)
- ② 極大値をとったあと、減少し極小値をとりまた増大していく領域 (注水後28~120秒の間)
- ③ 漸増しつつは一定値をとる領域 (注水後120秒~)。

②の領域の出現は、初期の注水方法にも依存しているがクエンチが下端から上方に進行することによって、発生する蒸気量の増加の履歴と、発生した蒸気の上方向への蓄積に時間遅れがあるためであろうと考えられる。これについては後述する。

4.2.3 熱流束履歴

Fig. 22~Fig. 28 に熱流束 q と表面過熱度 ΔT_s との関係が示してある。これはFig. 18~Fig. 20に示した熱電対の示す温度応答から求めたものである。温度応答から熱流束を求める方法は3.4節に従った方法による。

測定点の位置は表-A中のN1~N10に対応しており、A面、B面の区別は、A面についてはたとえば、N1-Aのごとく示してある。

A, B面の対象性のチェックとして、熱流束 q と過熱度 ΔT_s との関係を同一の高さ位置で比較すると、N1-AとN1-B, N8-AとN8-Bとを各々比較してみると、ほとんど同じ傾向を示していることがわかる。従って熱流束履歴はA, B面で際立った差異はないものと

考えられる。

ただ、ここで特に留意しておく必要がある点は、予備解析で用いた沸騰曲線（熱流束 q と過熱度 ΔT_s との関係）と大きく異っていることである。予備解析で用いた沸騰曲線は参考のために Fig. 46 に示してあるが、過熱度 ΔT_s が $20 \sim 50^\circ\text{C}$ の範囲でかなり低い熱流束となっていることがわかる。従って表面熱流束と過熱度との関係として、従来の沸騰曲線を用いることができないこと、従来の沸騰曲線を用いると同じ過熱度 ΔT_s に対し、高い熱流束を与えるので、低い熱流束を与えるものと考えられ、有効水頭の減少を過大評価することが考えられる。

Fig. 29 に熱流束の時間変化が示してある。この図からわかるように、熱流束は注水開始後 $0 \sim 20$ 秒の間に熱流束が増大して極大値をとり、その後時間の経過と共に緩やかに減少している。

一般的傾向として、

- (1) ダウンカマー壁の下方の方が上方より早く極大値をとる。これは下方の方が早くクエンチするためである。
- (2) 緩やかな減少傾向の上に、変動が見うけられるが、全体的傾向としては、クエンチ時刻の差を平行移動して考えると、ほぼ同様の熱放出傾向を示していることがわかる。
- (3) 注水開始後 200 秒でも $5 \times 10^4 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr}$ 程度の熱流束があり、この時の値がそれ以後も保持されていることから、かなり長時間大きな熱放出が続いている。

4.3 Run No 120 の実験結果

前節には初期壁温 250°C 、抽水速度 0 cm/s の場合の温度変化、差圧変化、熱流束変化について述べたが、これは初期壁温が低い場合である。そこで初期壁温 300°C の場合を、初期壁温が高い時の例として本節に示すことにする。

実験条件は、

$$\begin{aligned} \text{初期壁温 } T_0 &= 300^\circ\text{C} \\ \text{注入水温} &= 100^\circ\text{C} \\ \text{抽水速度 } U_{eo} &= 2.0 \text{ cm/sec} \end{aligned}$$

である。

Fig. 30～Fig. 32 に壁温の温度変化を、Fig. 33 に差圧変化を、Fig. 34 に熱流束の経時変化を、Fig. 35～Fig. 38 に熱流束対表面過熱度との関係を示す。

Run No 115 との大きな相異は次の2点にある。

- (1) 同じ注水後の経過時間に対し、表面熱流束が大きいこと、
- (2) 従って、差圧の値は同じ注水後の経過時間に対し、小さな値になっている。これは有効水頭が小さくなっていることを示すものである。

Fig. 41 に初期温度が 300°C の場合で、抽水速度が 0 および 2 cm/s との場合を同一グラフ上に示してある。

また、Fig. 42 に初期温度が 250°C の場合で、抽水速度が、 0 、 1 および 2 cm/s との

場合を同一グラフ上に示してある。

300℃, 250℃いずれの場合も抽水速度の影響は小さいことがわかる。

4.4 初期温度、注水速度の影響

初期温度の影響を見るために、Fig. 39, Fig. 40 に初期温度275, 300℃の差圧変化の結果が掲げてある。

(1) Fig. 21 と合せて見ると、温度が高い程、差圧が小さいこと、従って有効水頭が小さくなっていることがわかる。

(2) 注水後しばらくしてとる差圧の極小値は、温度が高い程小さく、また差圧がおち込んでいる時間も長い。

4.5 流路の対称性の検討

データ集録装置の記録チャンネル数の限界から、ダウンカマーの両面の構造物からの、流路への熱放出量の算出に当っては、A面片面を重点的に測定し、B面では内表面温度のみを測定した温度応答から求めている。

そこで、ダウンカマー流路を構成している対向厚肉平板が両面でほぼ同一と見なしうる冷却履歴をとり、ほぼ同一の熱放出を流体側に行っておくと解析が容易になる。

その意味でここでは流路の対称性について述べておく。実験製作時には、両面の熱放出履歴が等しくなるよう次の配慮がなされている。

① 加熱ヒータの出力、配置を両面で同一とした。

② 早期に均一の初期冷却状態を作り出すために、実験方法として、下部プレナムから初期注入ラインを通して水を注入し早期にダウンカマーでオーバーフローさせている。

実験結果から、両面でほぼ対称と見なしうる熱放出履歴となっているかどうかのチェックは次の検討でできると考えられる。

(1) 両面のクエンチの進行状況のチェック

(2) 熱流束計算からの熱流束履歴のチェック

Fig. 43 に Run No 115 の両面でのクエンチの状況を示した。また Fig. 44 に Run No 115, 116, 120, 121 の両面のクエンチの状況をまとめて示した。Fig. 44 で無印はA面、/印はB面を示す。同一高さ位置で最大2秒程度の差がある場合も見受けられるが、全体的にはA, B両面でのクエンチ進行の状況には大きな差はない。Fig. 43 に示した結果からもこのことが言える。

Fig. 45 に Run No 116 の両面の同一高さ位置での熱放出履歴(熱流束履歴)が比較してある。N1, N7 はダウンカマー高さ位置が各々4800, 2290mmでの位置のものである。A, B両面の熱流束履歴はほぼ同一の傾向にあることがわかる。

Table 2 List of run condition.

No.	Run No.	Run Condition				Run Data	Tape No.
		Wall Temp	Water Vel.	Water Temp	Gap		
1	100	250	0	100	200	77/10/24	932910
2	101	300	ditto	98	ditto	77/10/25	ditto
3	102	275	ditto	97	ditto	77/10/26	932911
4	103	250	0.5	100	ditto	77/10/27	ditto
5	104	275	ditto	ditto	ditto	77/10/28	932912
6	105	300	ditto	ditto	ditto	77/10/29	ditto
7	106	275	ditto	98	ditto	77/11/ 1	932913
8	107	250	1.0	100	ditto	77/11/ 1	ditto
9	108	275	ditto	ditto	ditto	77/11/ 2	932914
10	109	300	ditto	ditto	ditto	77/11/ 4	932915
11	110	250	2.0	ditto	ditto	77/11/ 8	ditto
12	111	275	ditto	ditto	ditto	77/11/ 9	932918
13	120	300	ditto	ditto	ditto	77/11/10	932916
14	121	300	0	98	ditto	77/11/11	932917
15	115	250	ditto	ditto	ditto	77/11/29	932919
16	116	275	ditto	100	ditto	77/11/30	932920
17	117	200	ditto	ditto	ditto	77/12/ 1	932921
18	118	100	ditto	ditto	ditto	77/12/ 2	932922
unit		°C	cm/s	°C	mm		

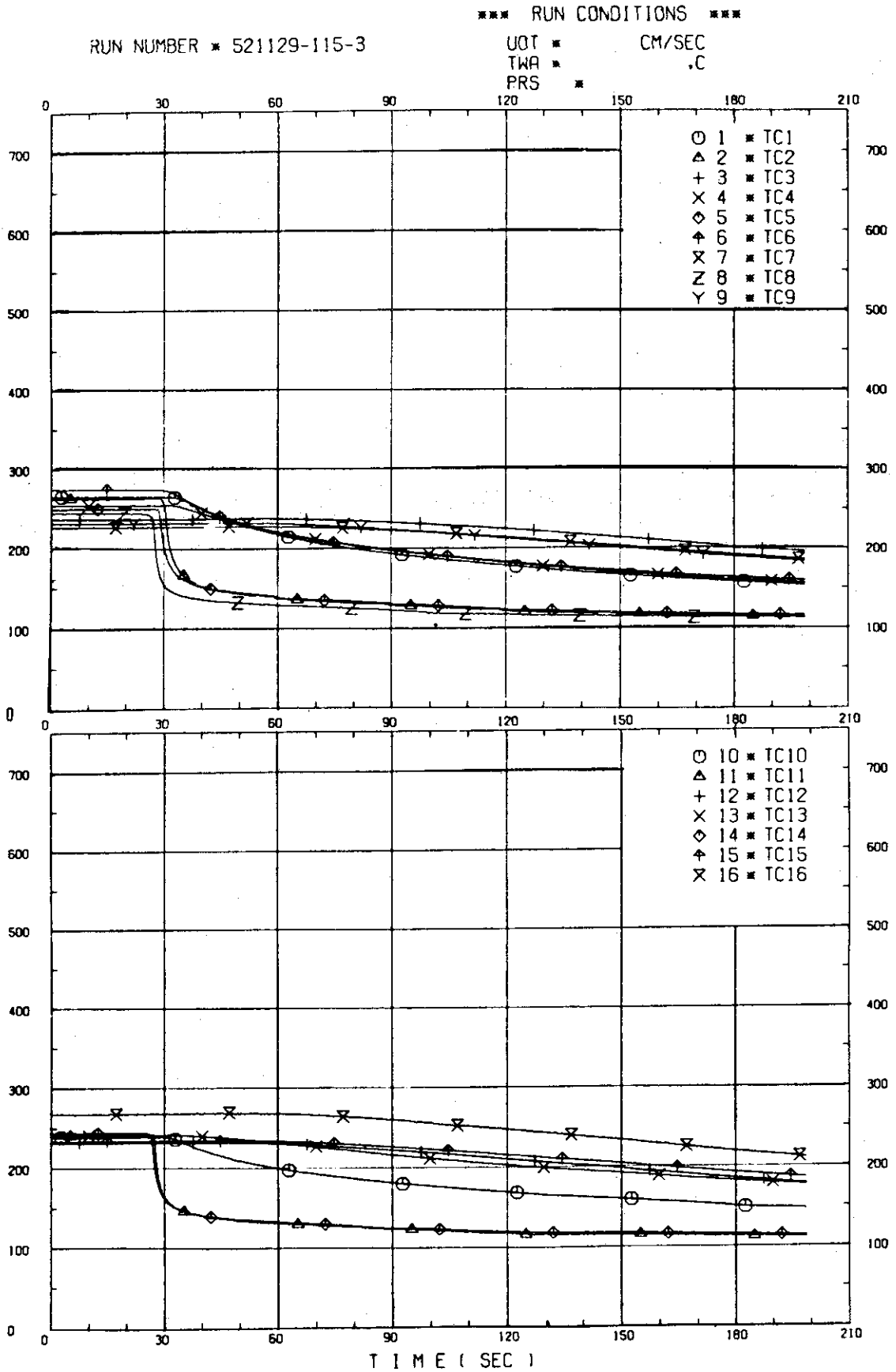


Fig.18 Temperature histories — Run No. 115.
(TC 1 ~ TC 16)

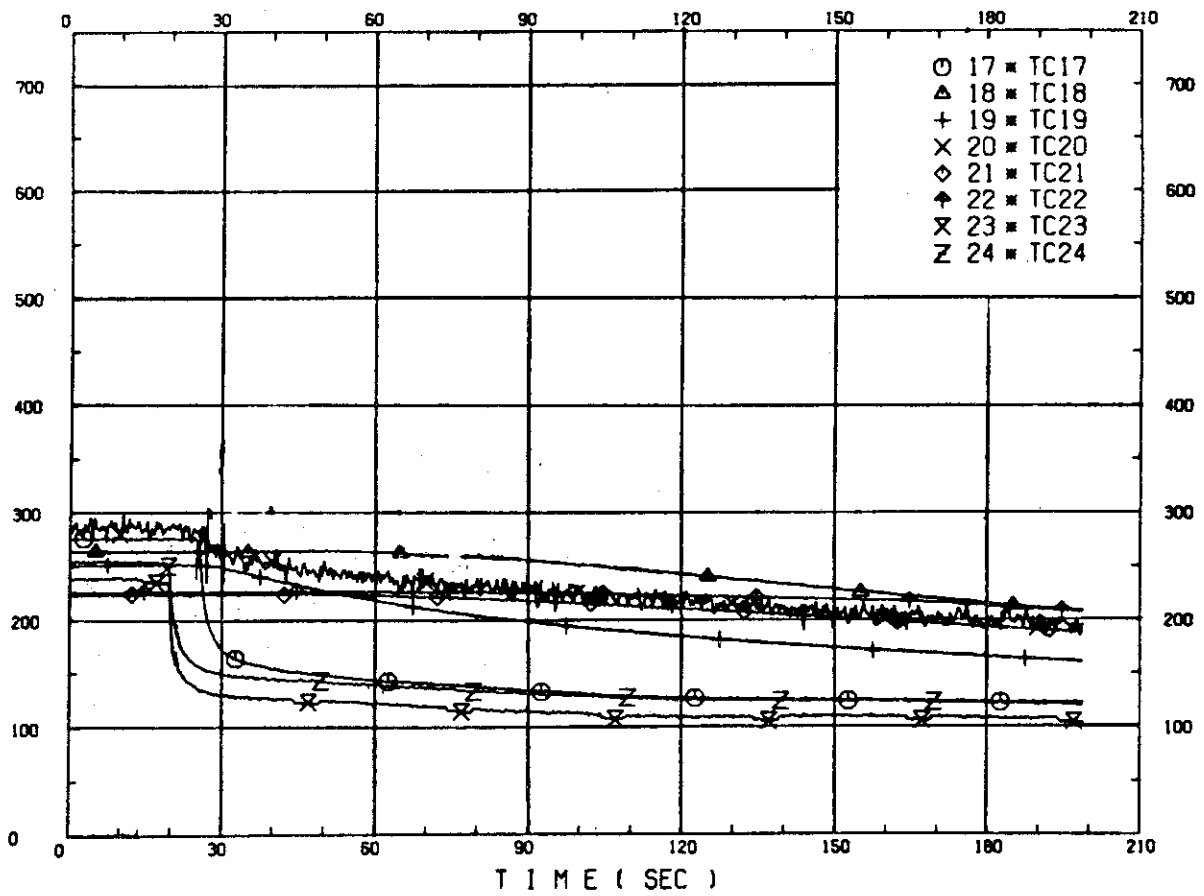


Fig.19 Temperature histories — Run No. 115.
(TC 17~TC 24)

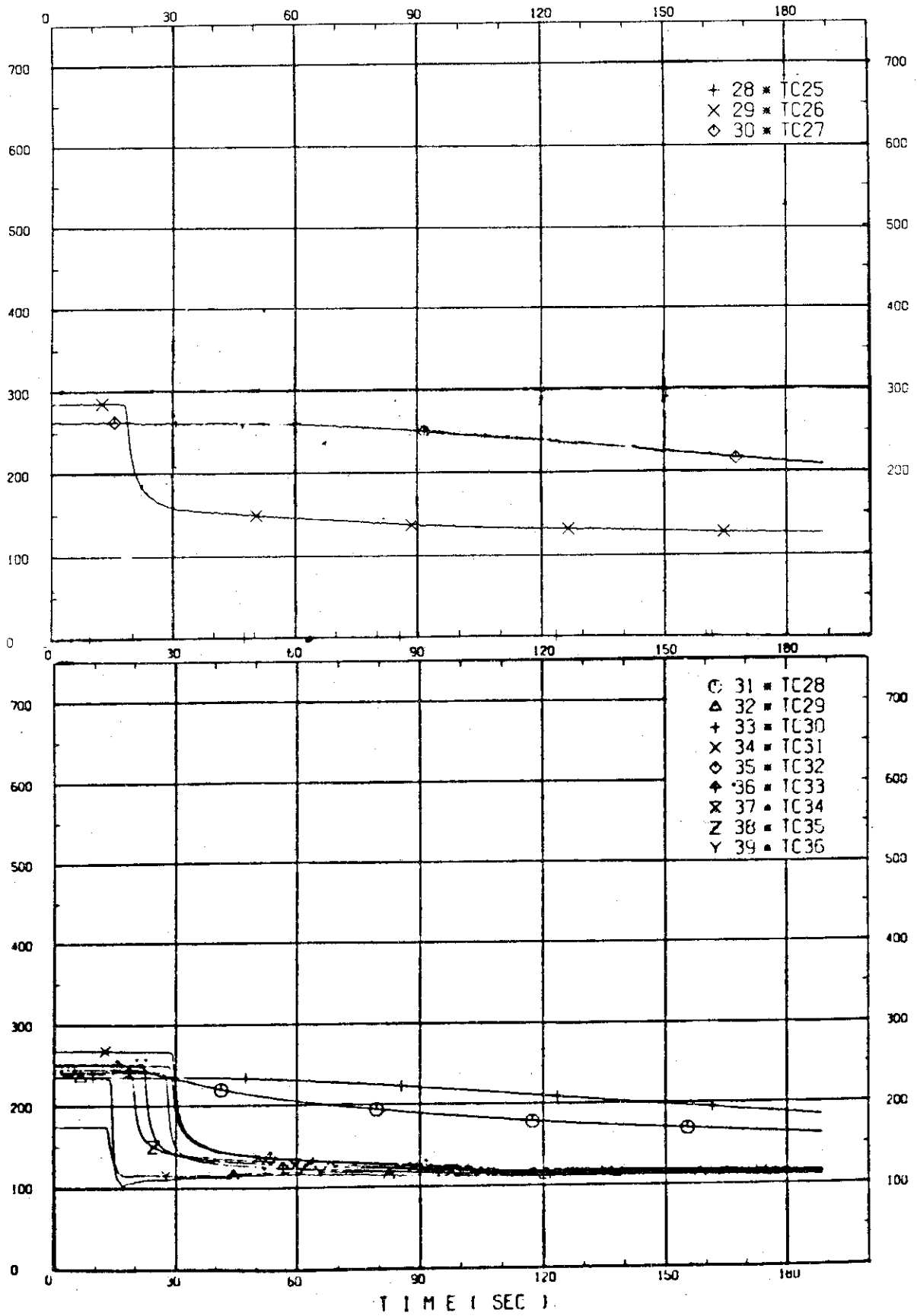
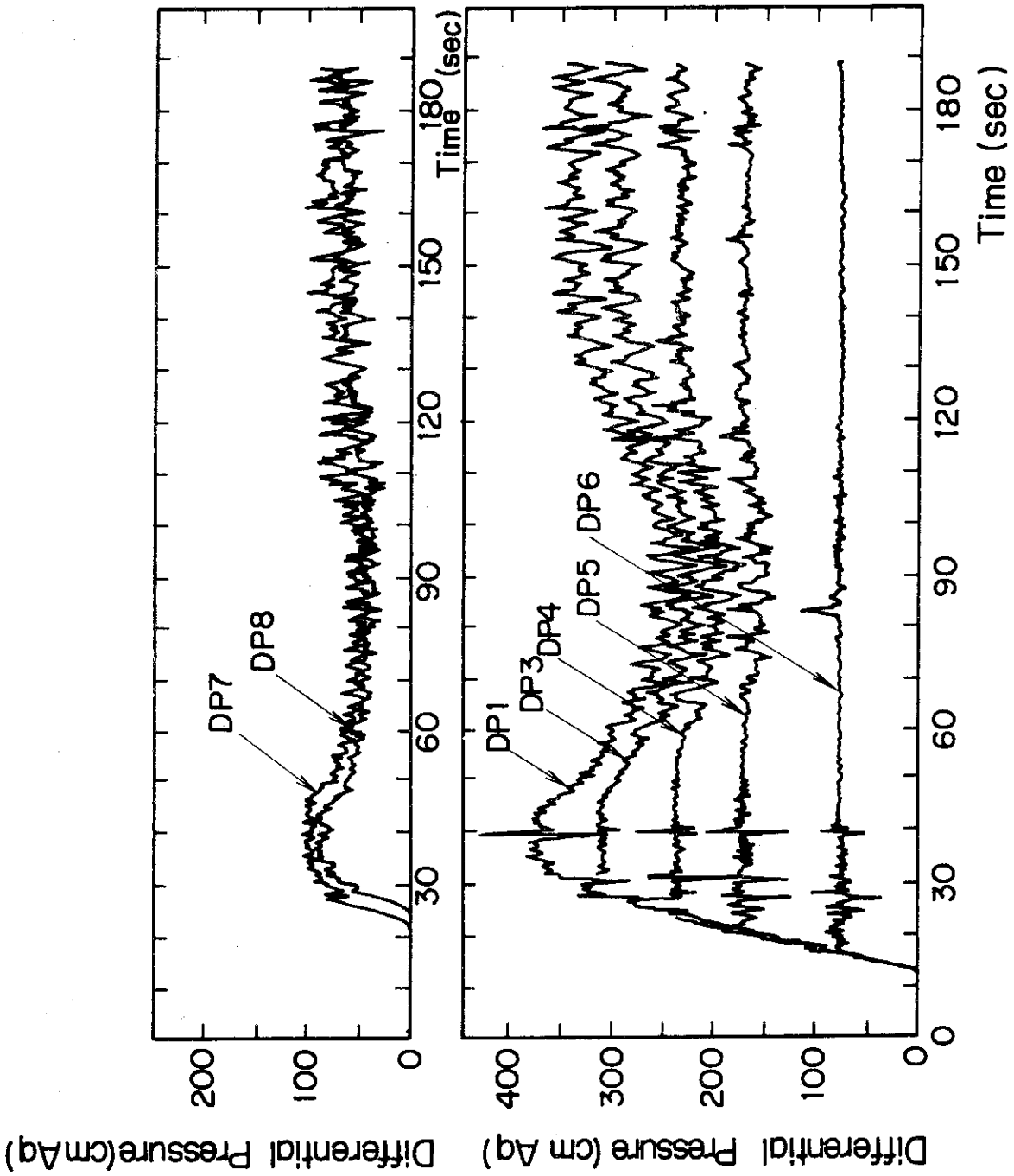


Fig.20 Temperature histories — Run No. 115.
(TC 28 ~ TC 39)



Run Condition
 $T_o = 250^\circ\text{C}$
 $U_{\text{Lo}} = 0 \text{ cm/s}$
 $T_{\text{water}} = 98^\circ\text{C}$

Fig.21 Test results of differential pressure histories

-- Run No. 115.

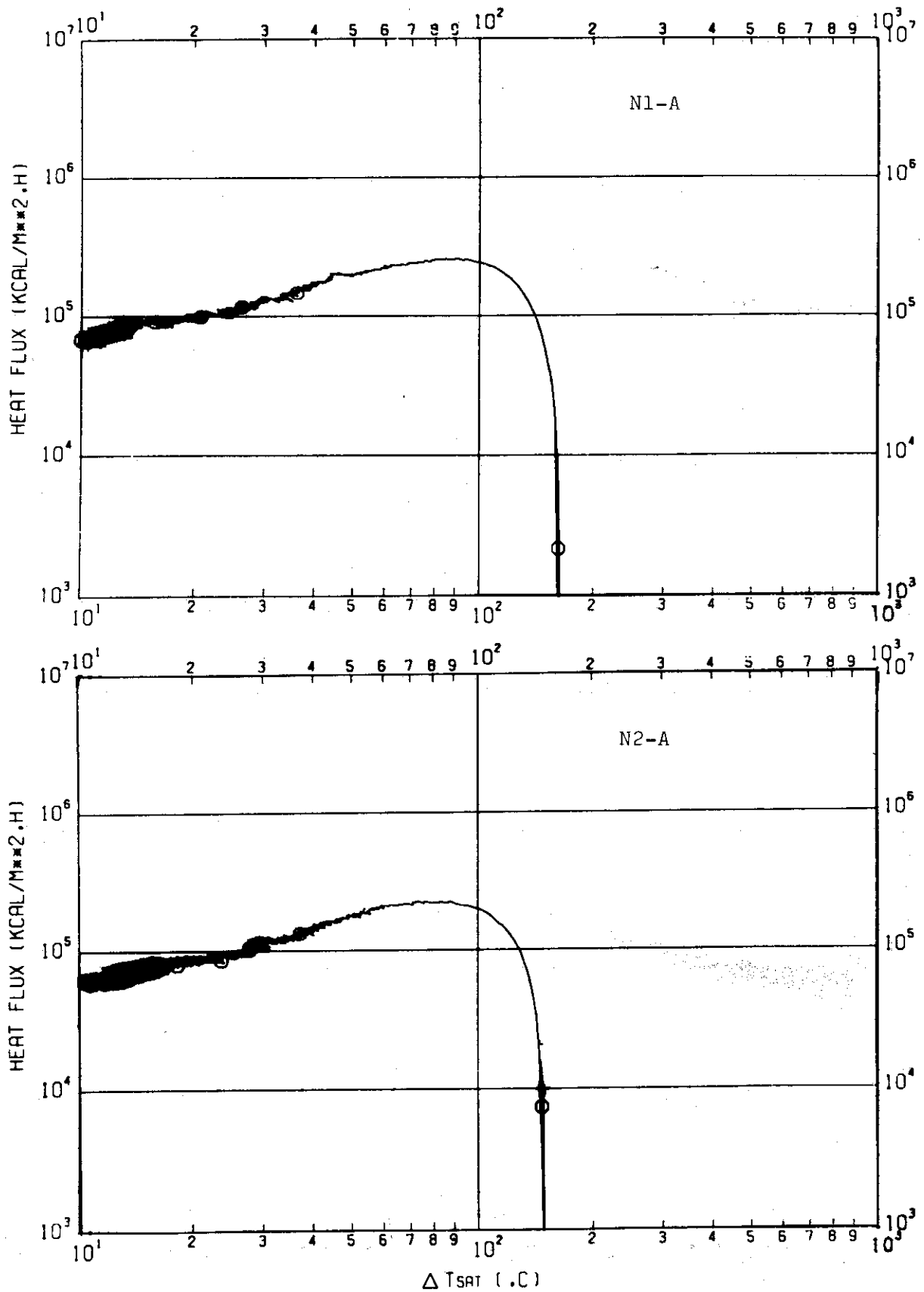


Fig.22 Characteristics of relation between heat flux vs superheat (q vs ΔT_s) — N 1, N 2, A-Face, Run No. 115.

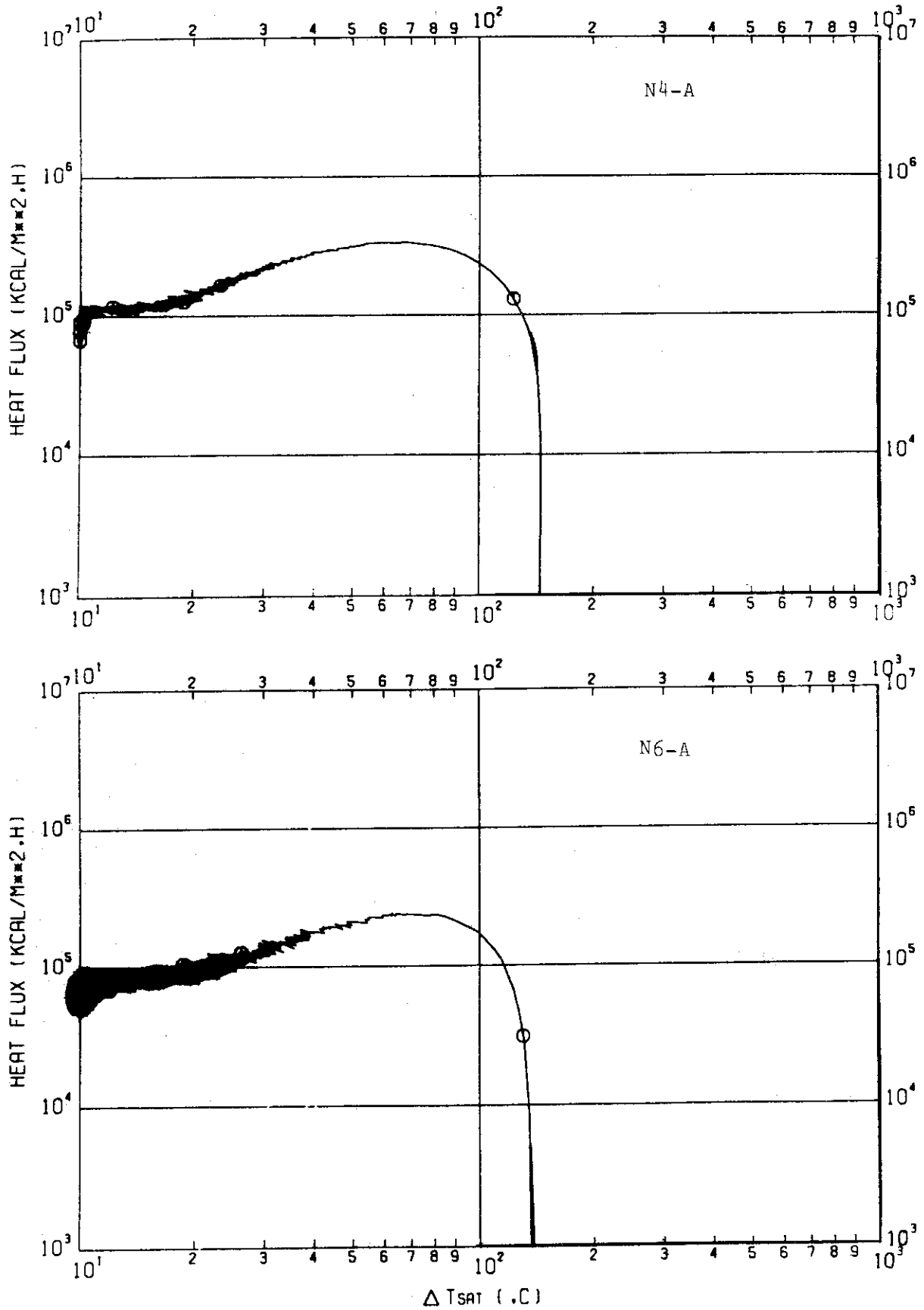


Fig.23 Characteristics of relation between heat flux vs superheat (q vs ΔT_s) — N 4, N 6, A-Face, Run No. 115.

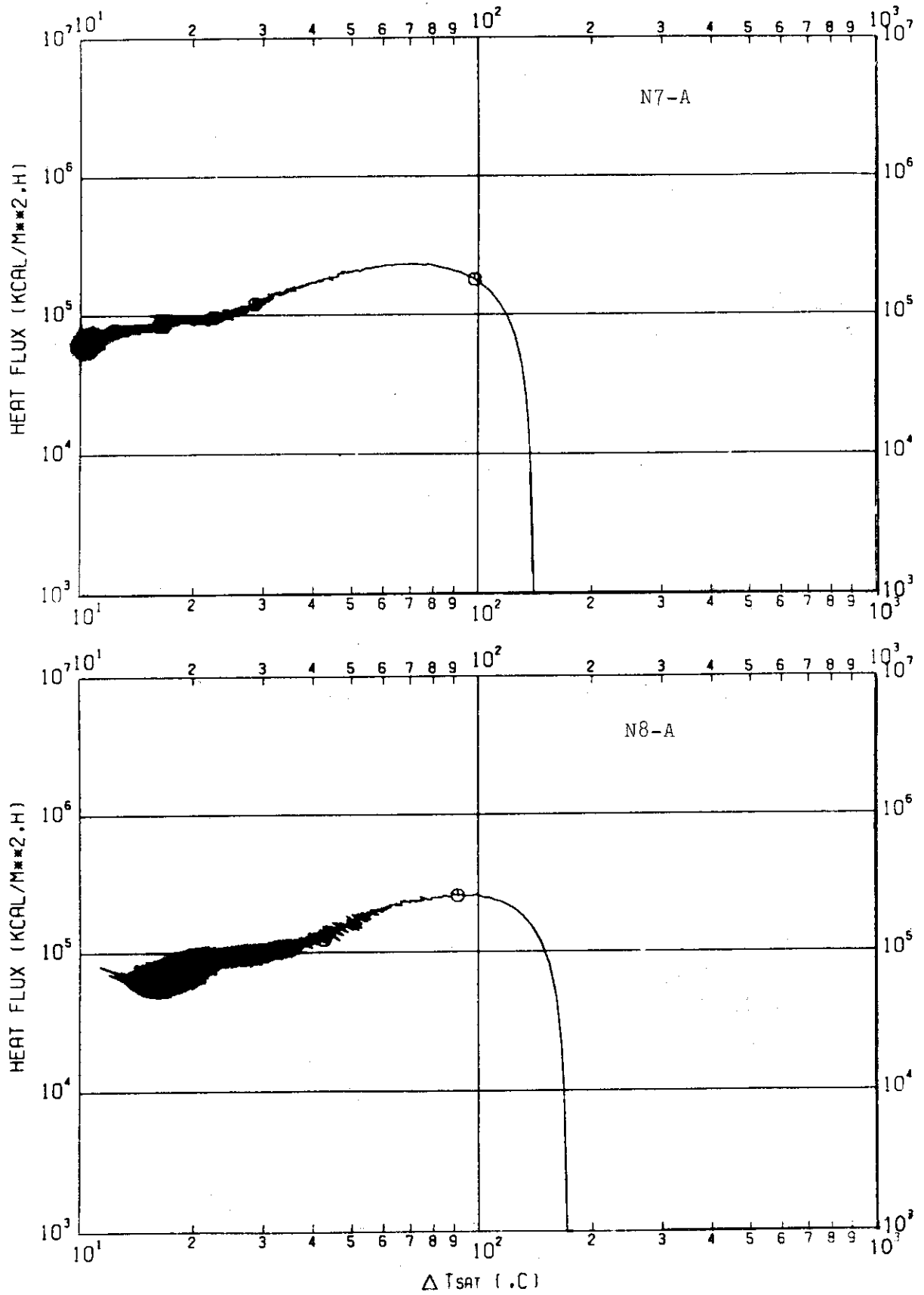


Fig.24 Characteristics of relation between heat flux vs superheat (q vs ΔT_S) - N 7, N 8, A-Face, Run No. 115.

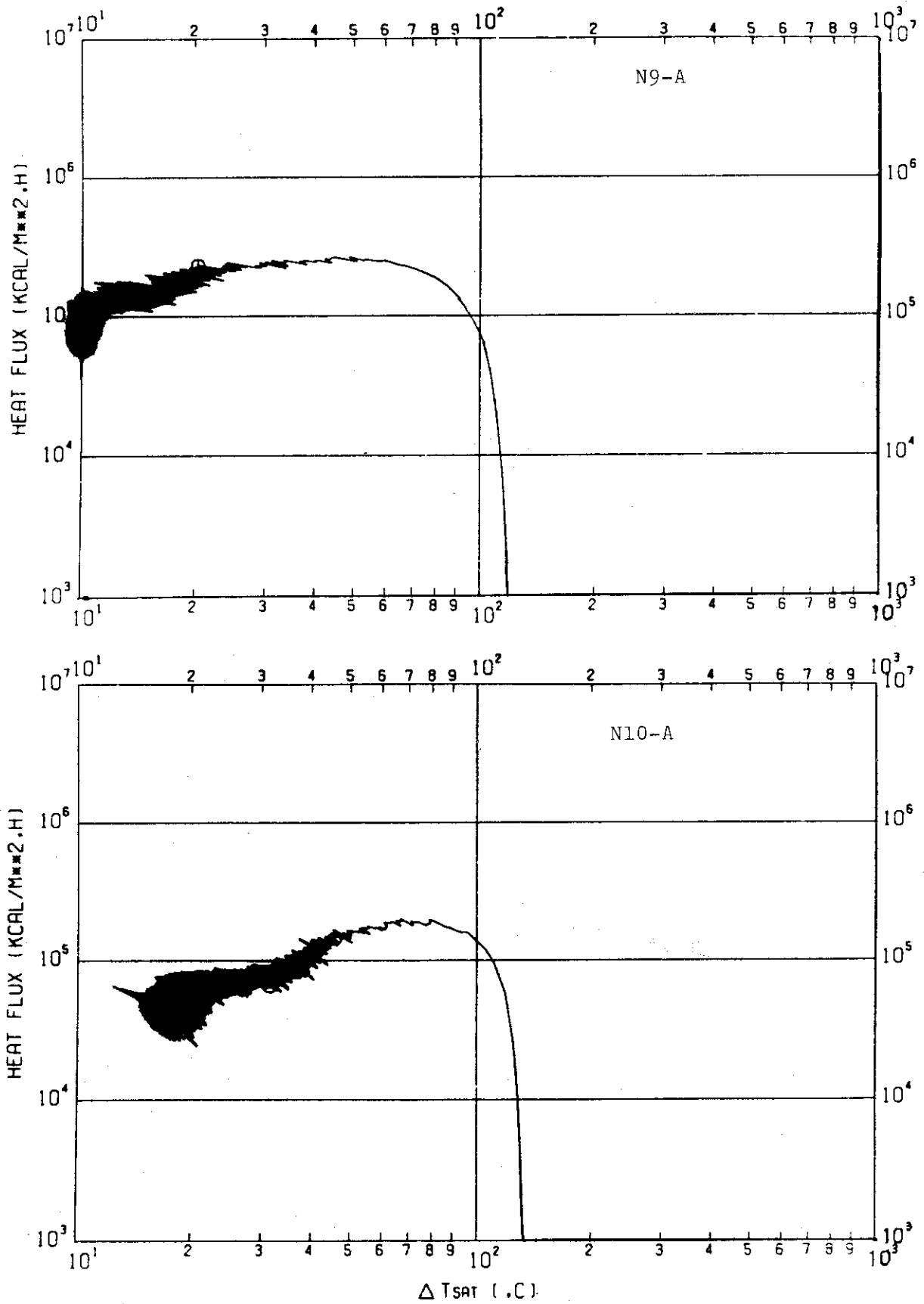


Fig.25 Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) - N 9, N 10, A-Face, Run No. 115.

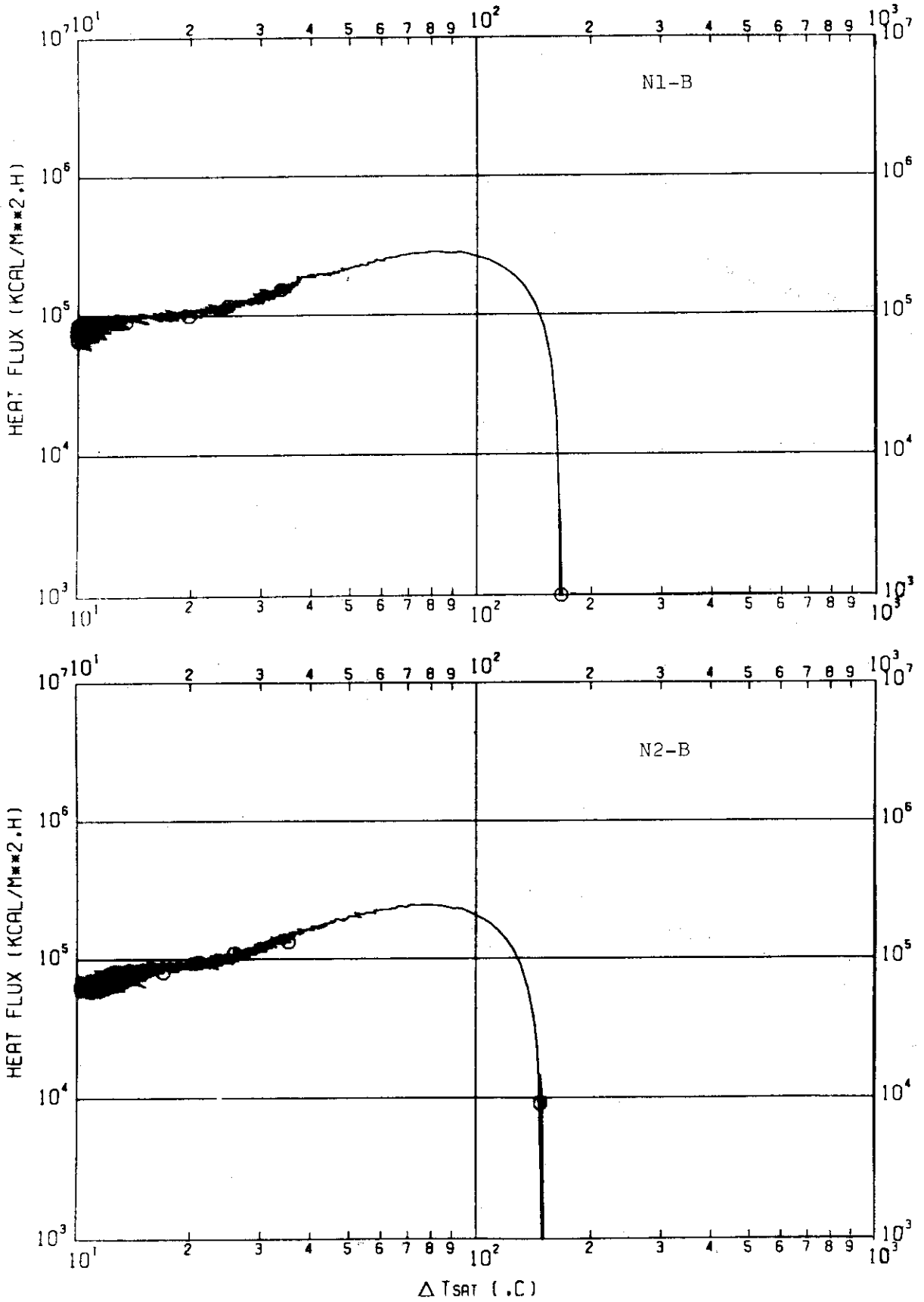


Fig.26 Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) - N 1, N 2, B-Face, Run No. 115.

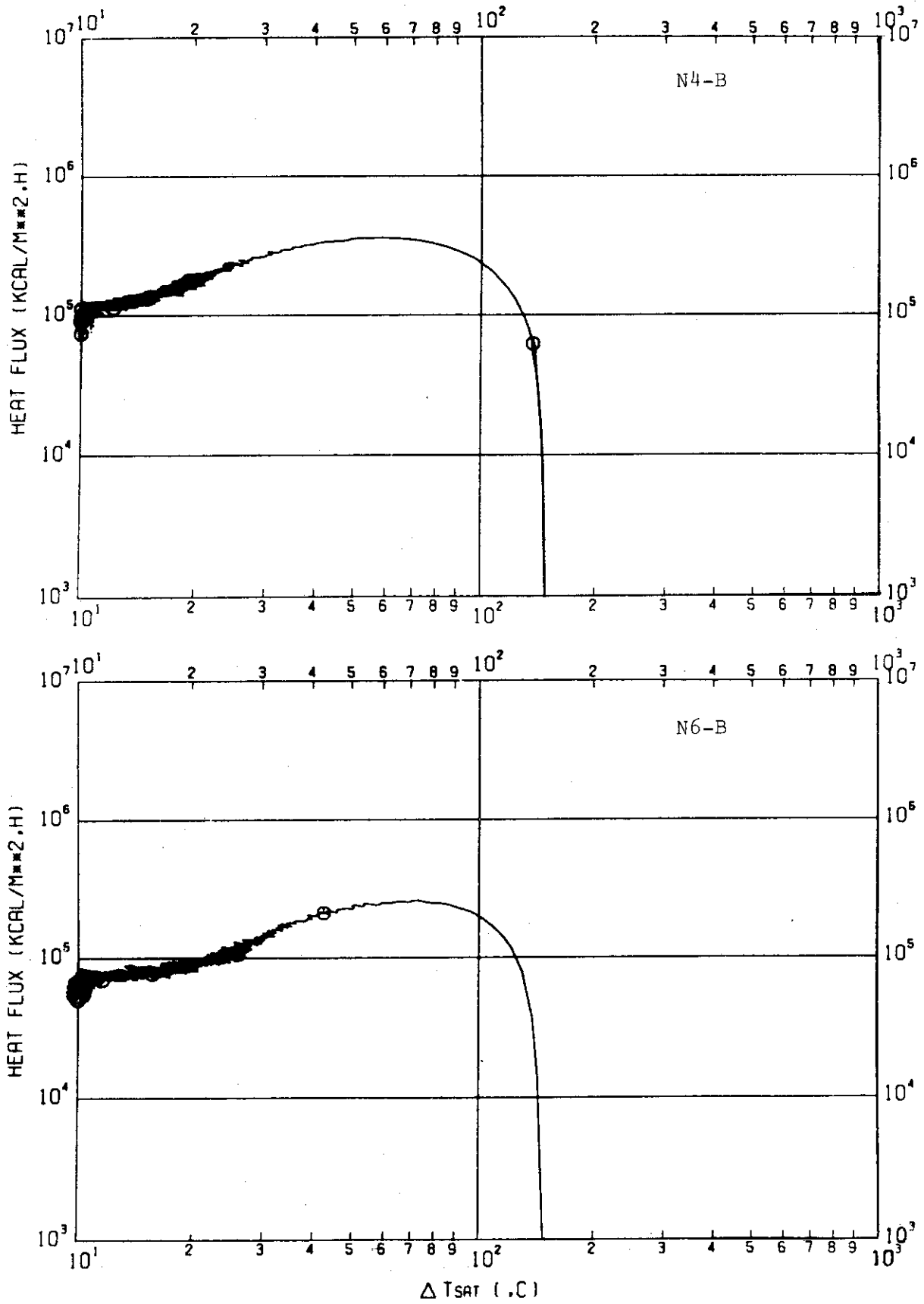


Fig.27 Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) - N 4, N 6, B-Face, Run No. 115.

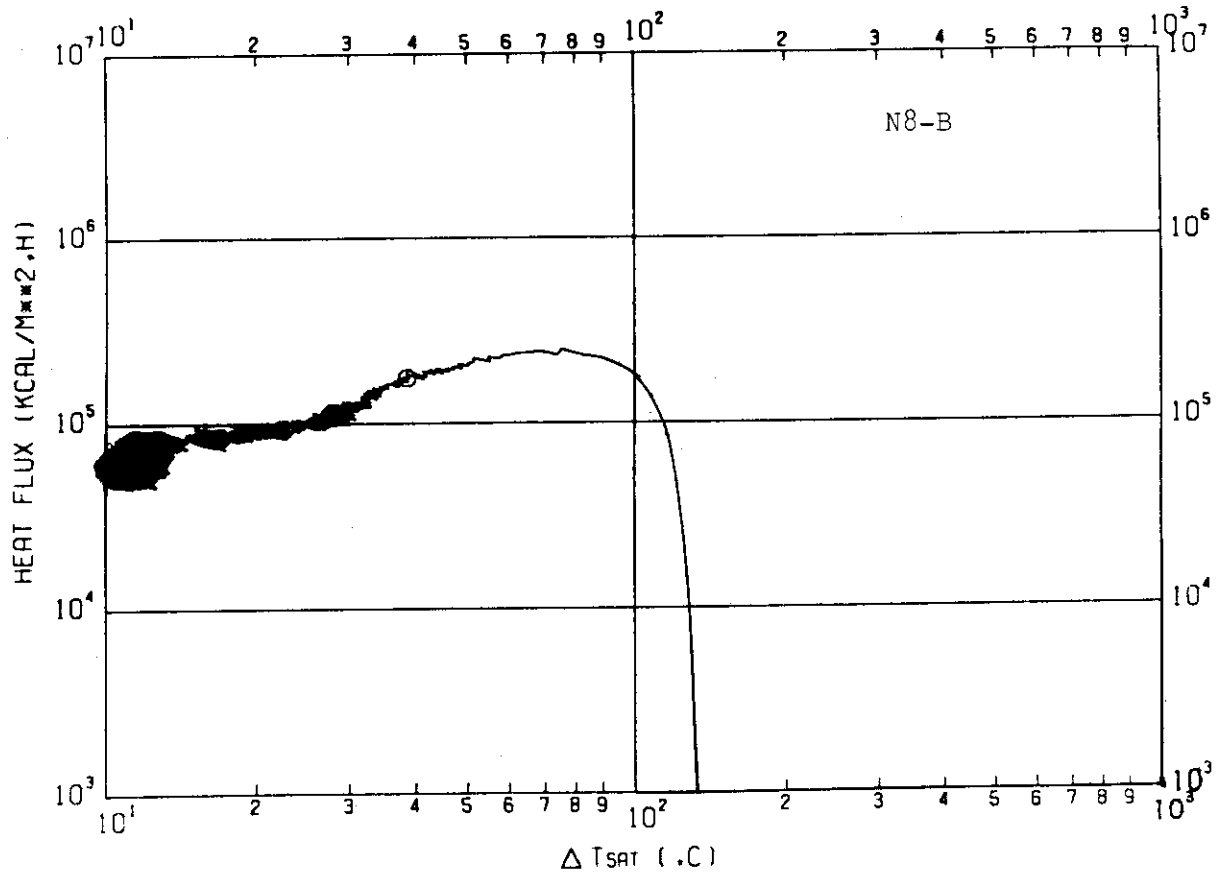


Fig.28 Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) - N 8, B-Face, Run No. 115.

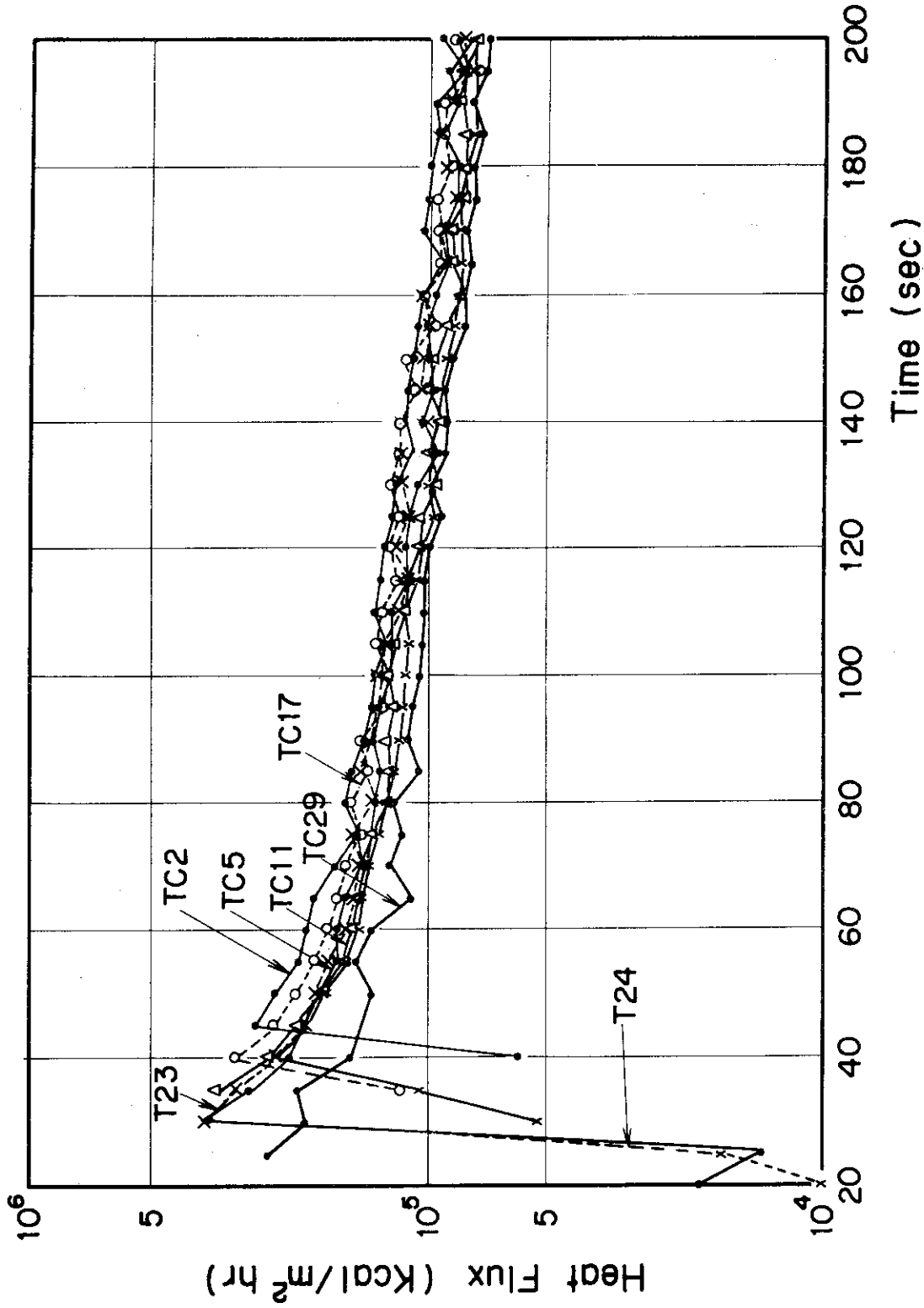


Fig.29 Illustration of surface heat flux history

- Run No. 115.

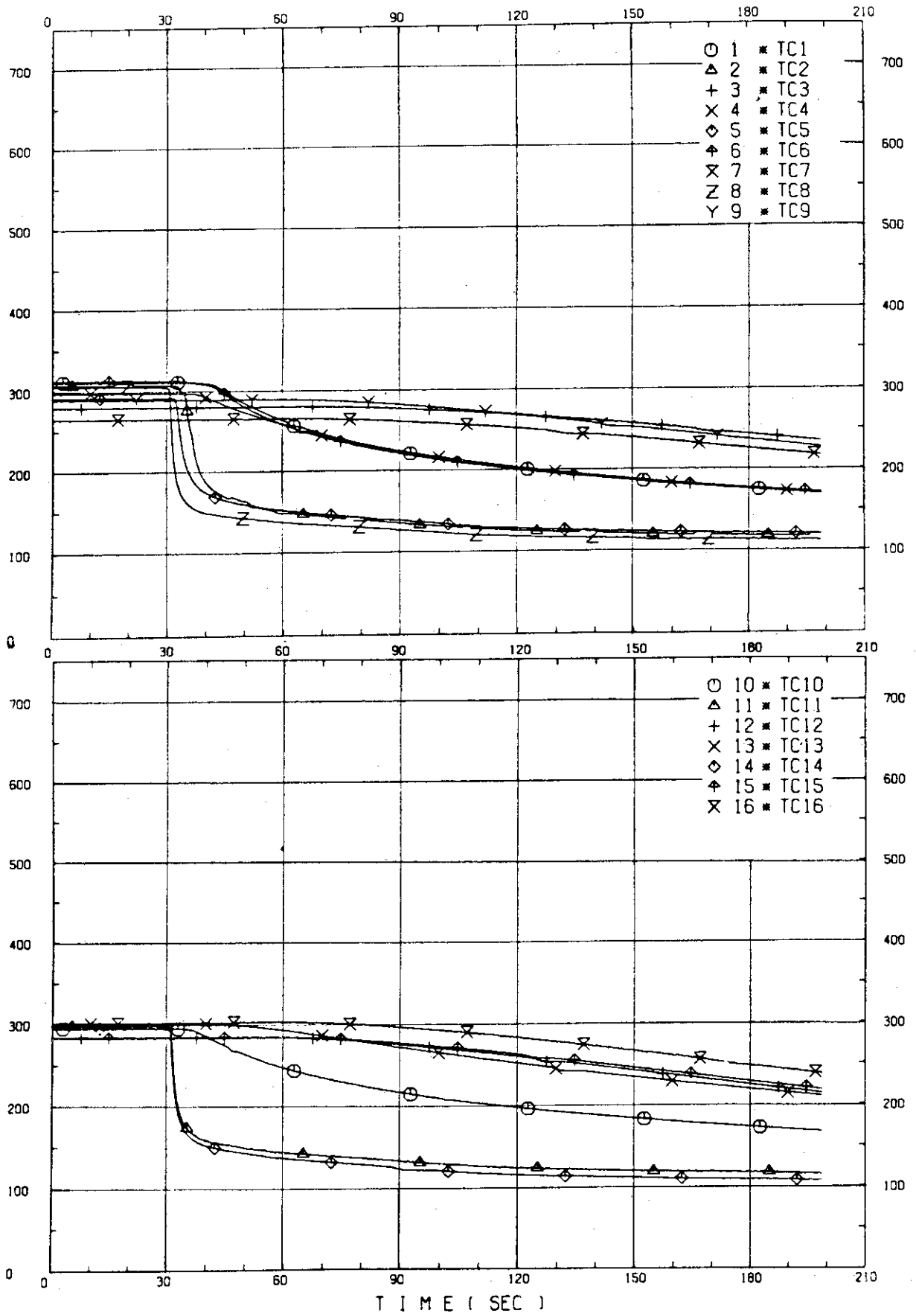


Fig.30 Temperature histories — Run No. 120.
(TC 1 ~ TC 16)

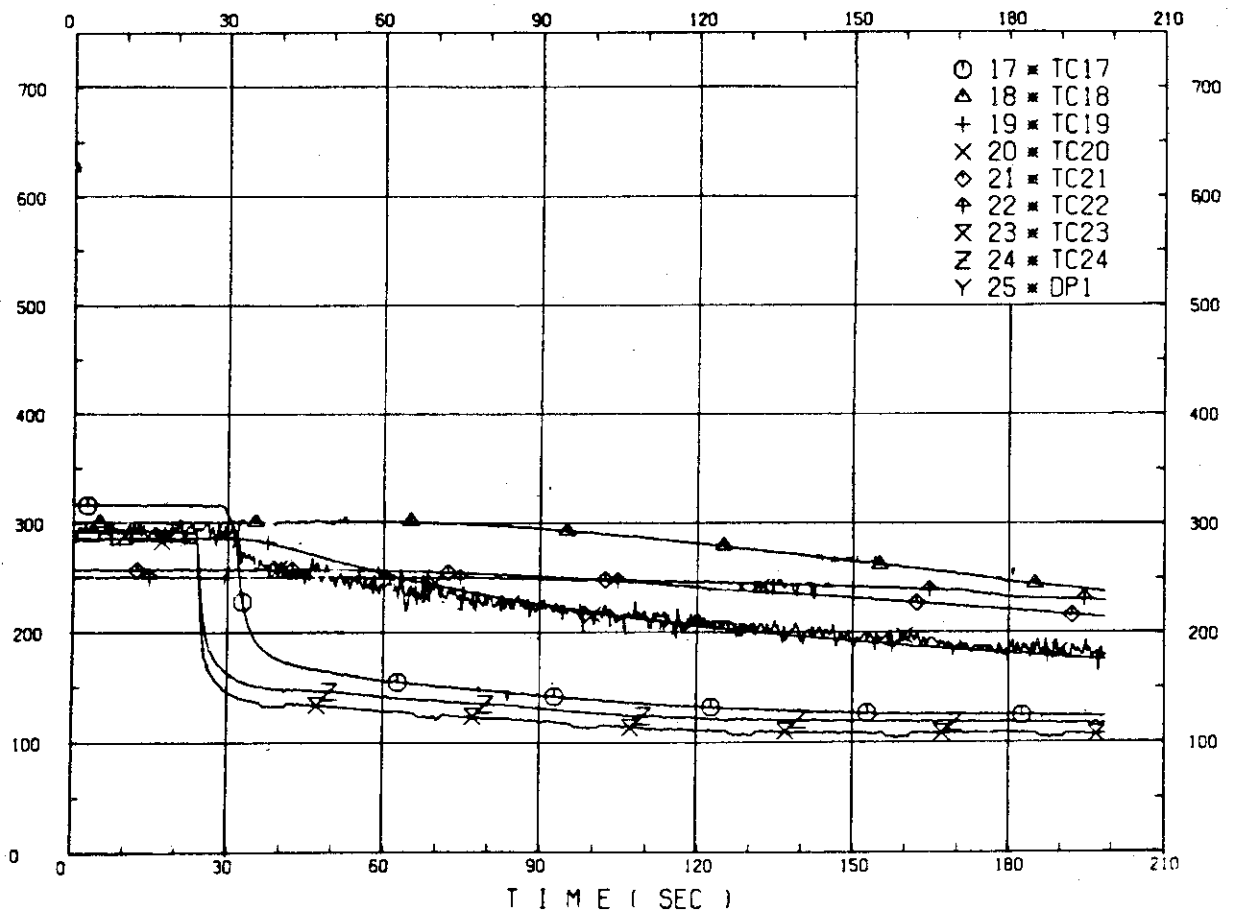


Fig.31 Temperature histories — Run No. 120.
(TC 17~ TC 25)

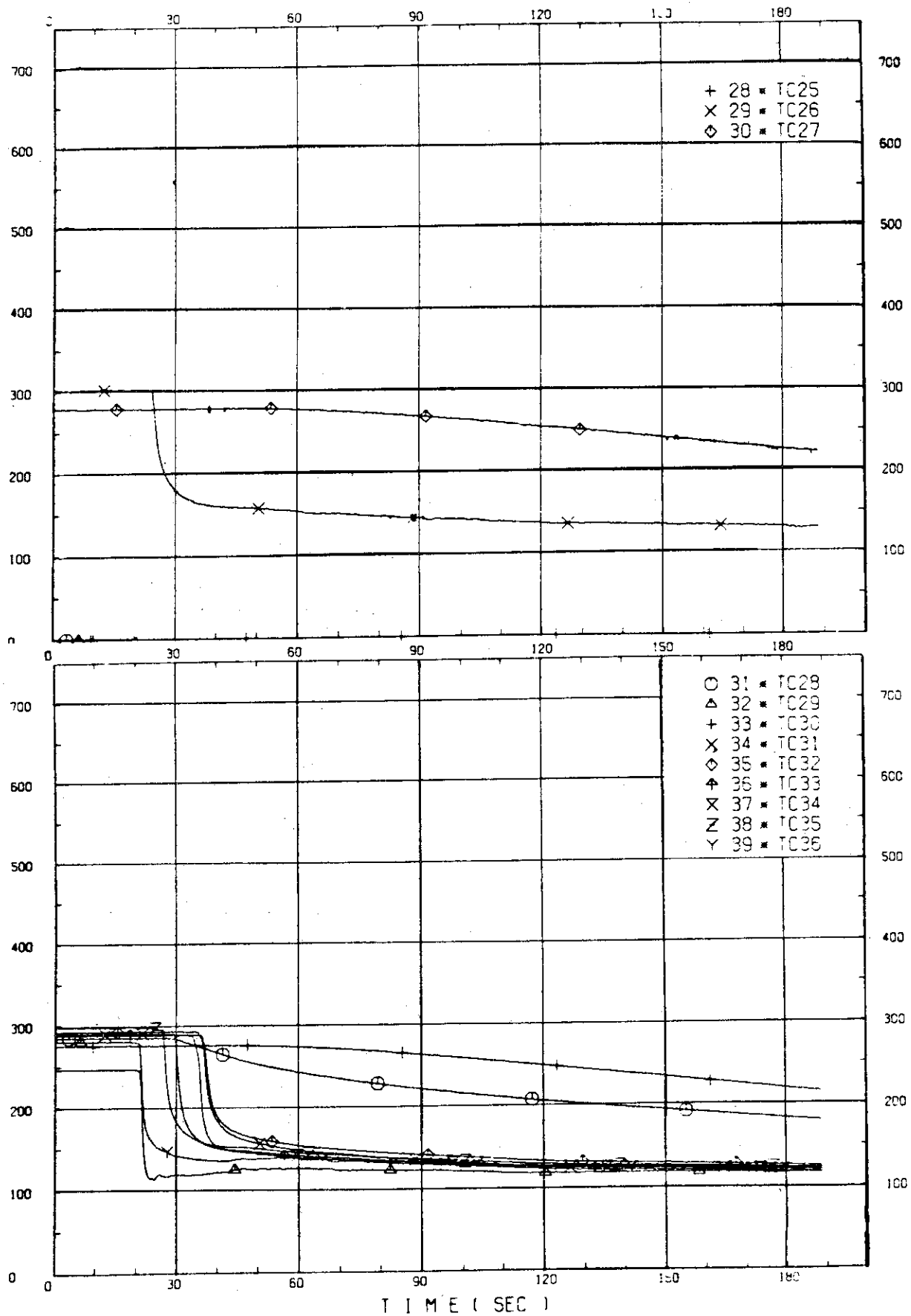


Fig.32 Temperature histories — Run No. 120.
(TC 28~TC 39)

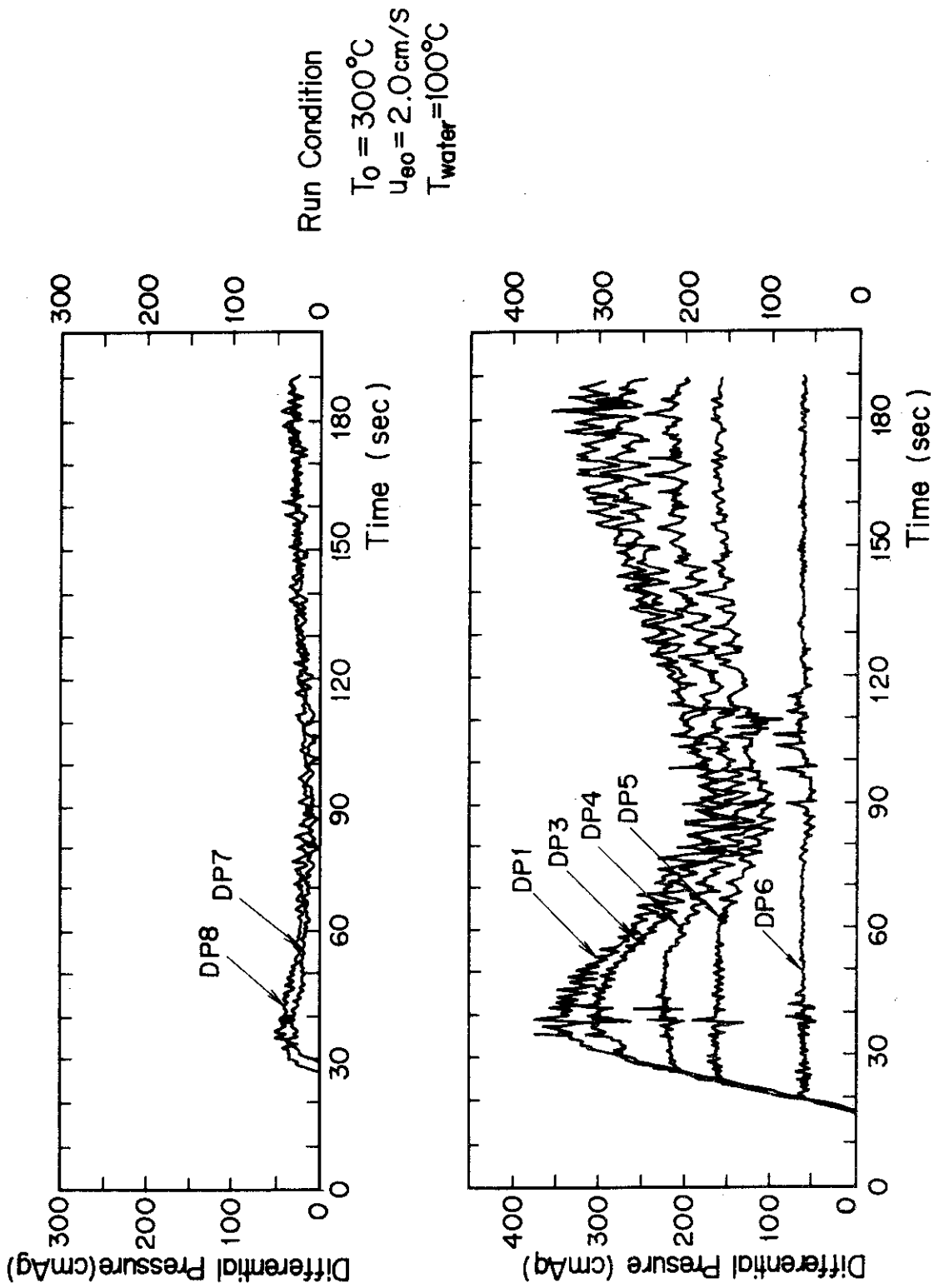


Fig.33 Test results of differential pressure histories

— Run No. 120.

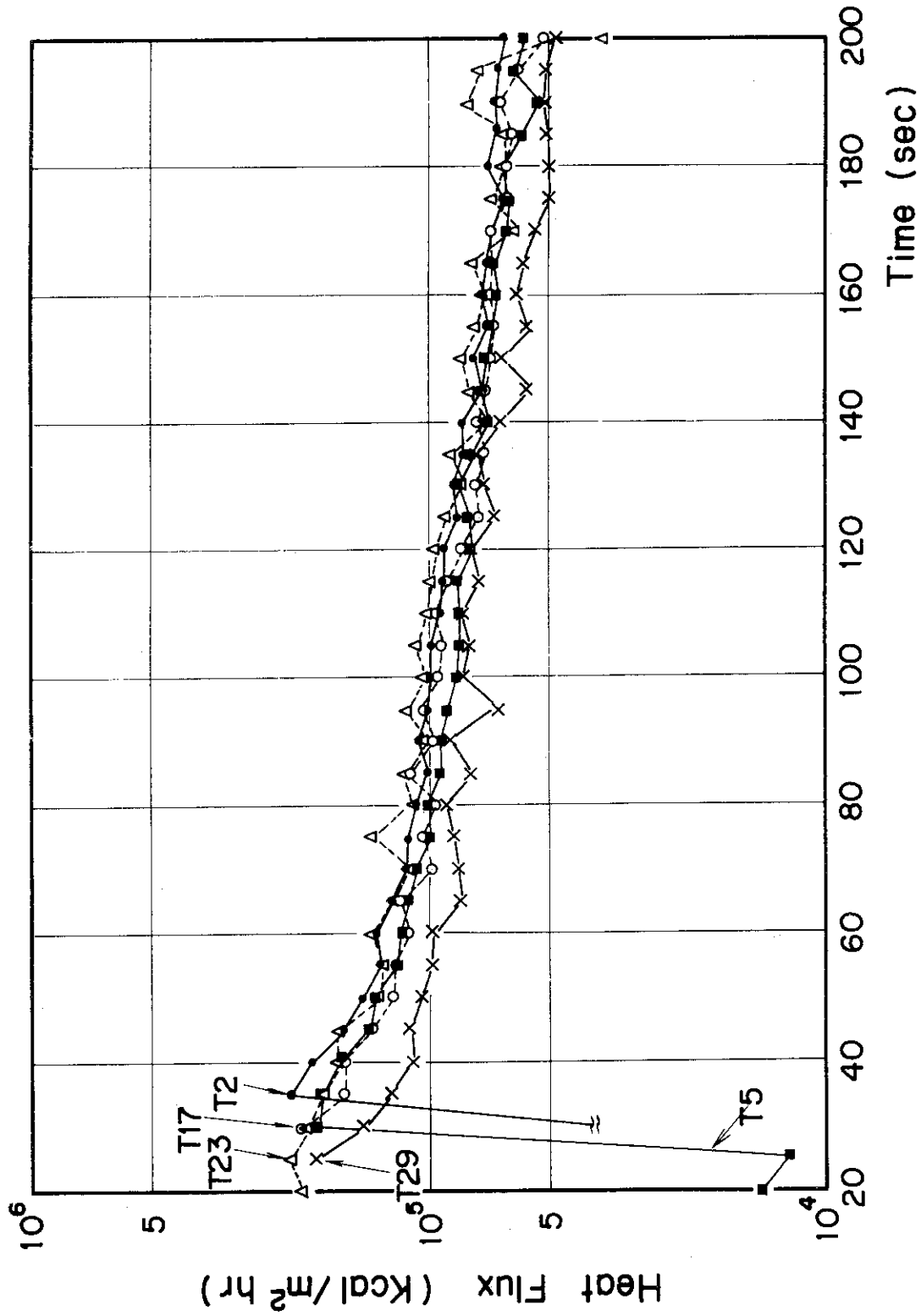


Fig.34 Illustration of surface heat flux histories

-- Run No. 120.

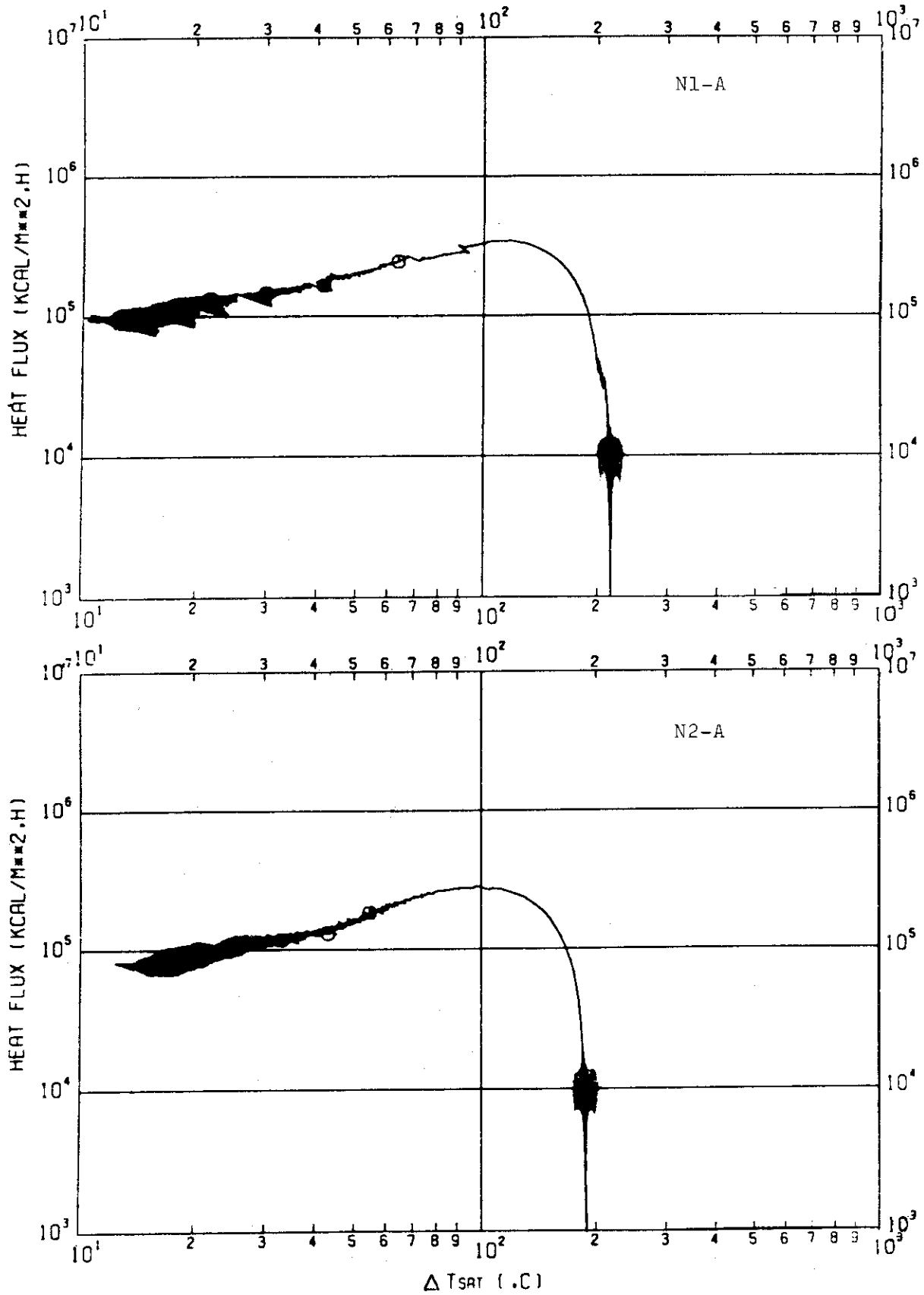


Fig.35 Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 1, N 2, A-Face, Run No. 120.

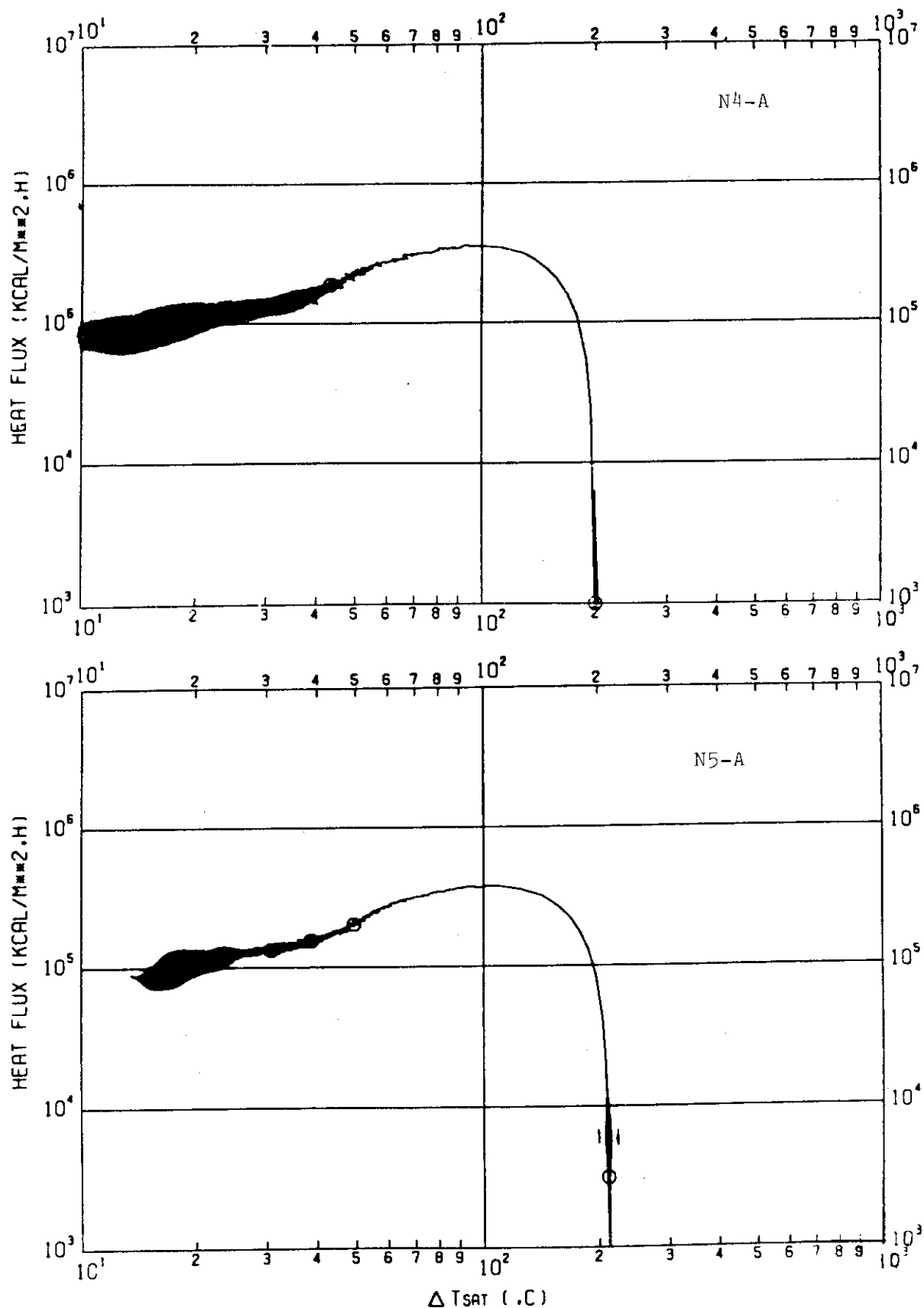


Fig.36 Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) - N 4, N 6, A-Face, Run No. 120.

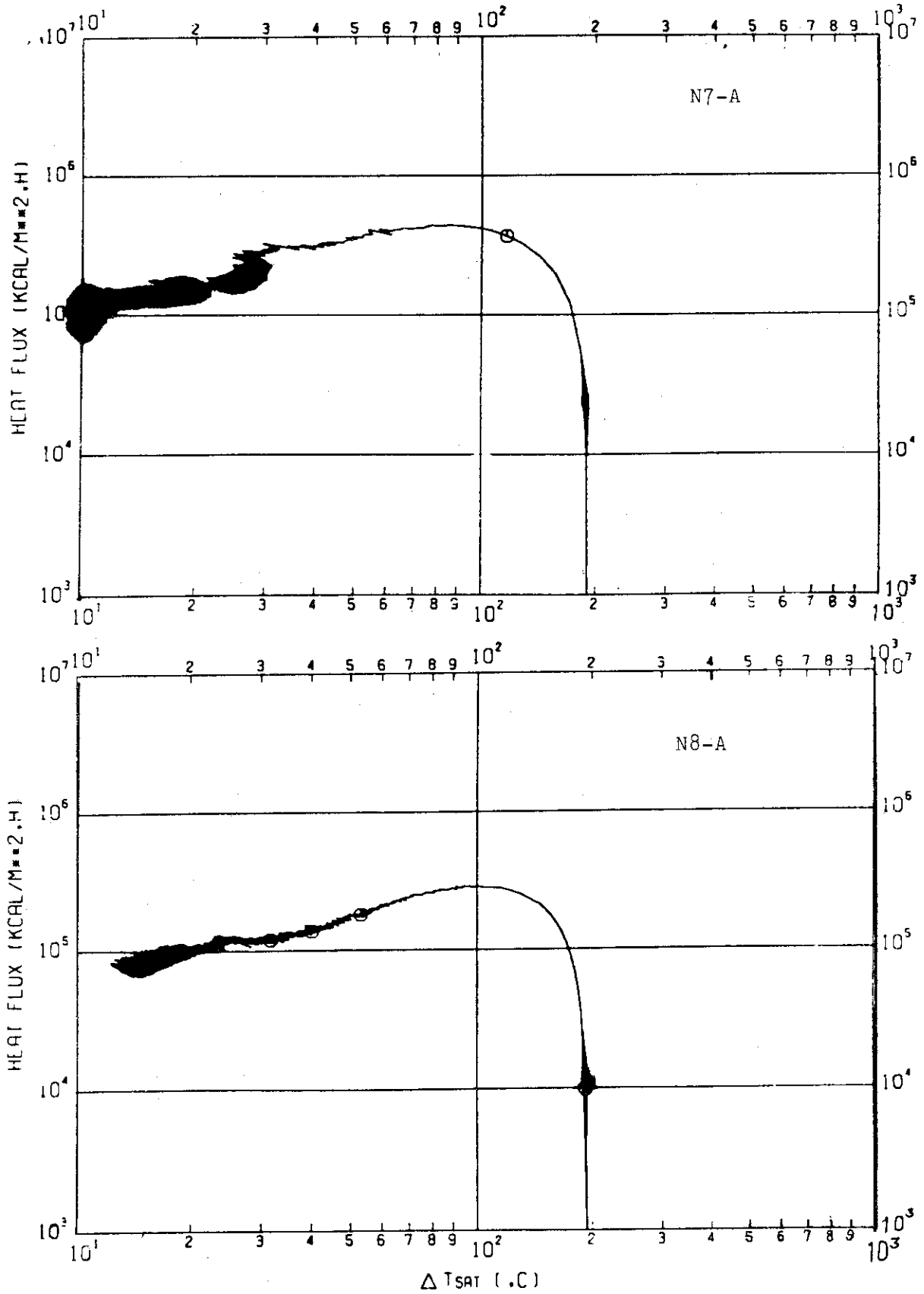


Fig.37 Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) — N 7, N 8, A-Face, Run No. 120.

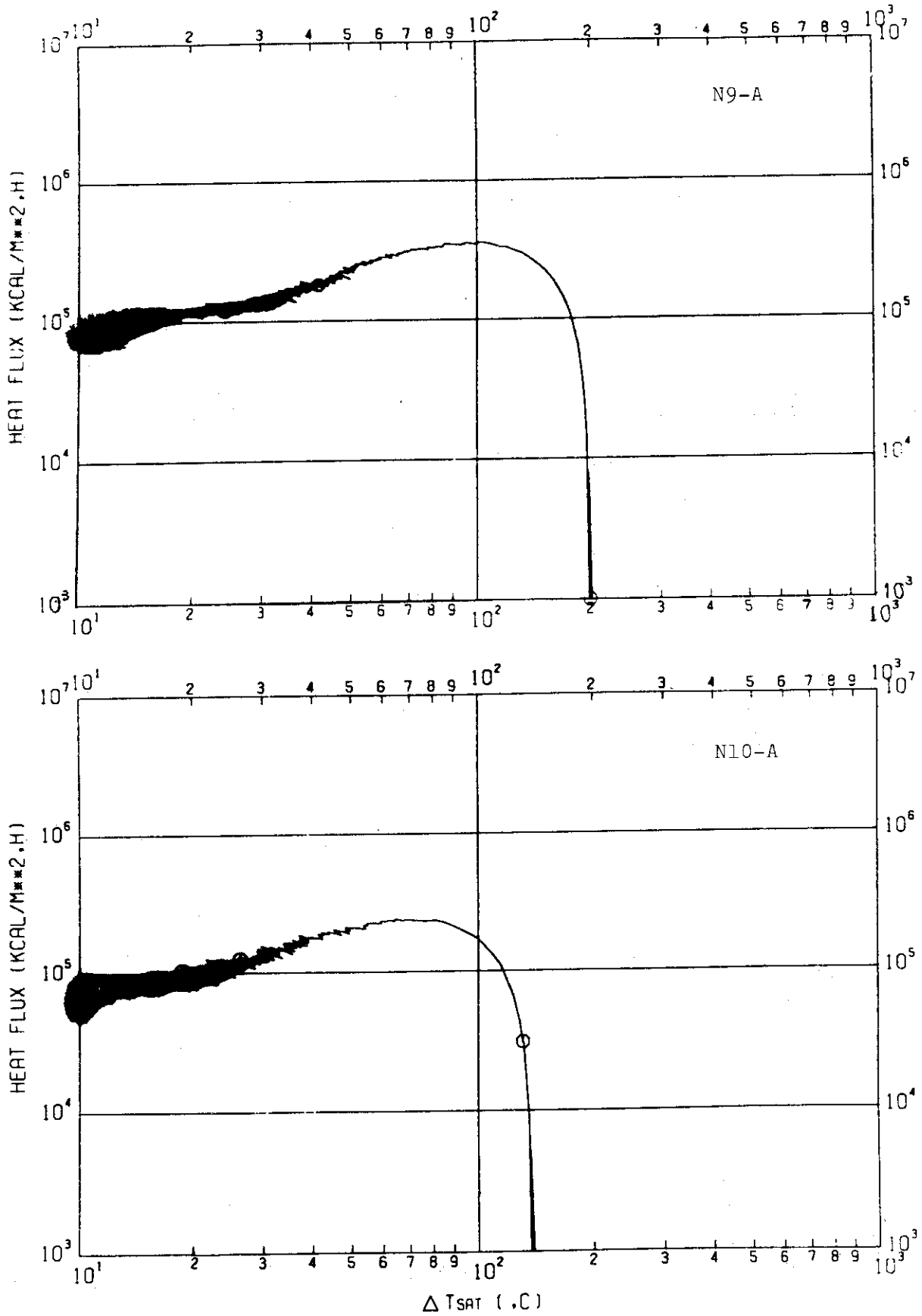


Fig.38 Characteristics of relation between heat flux and superheat (q vs ΔT_s) - N 9, N 10, A-Face, Run No. 120.

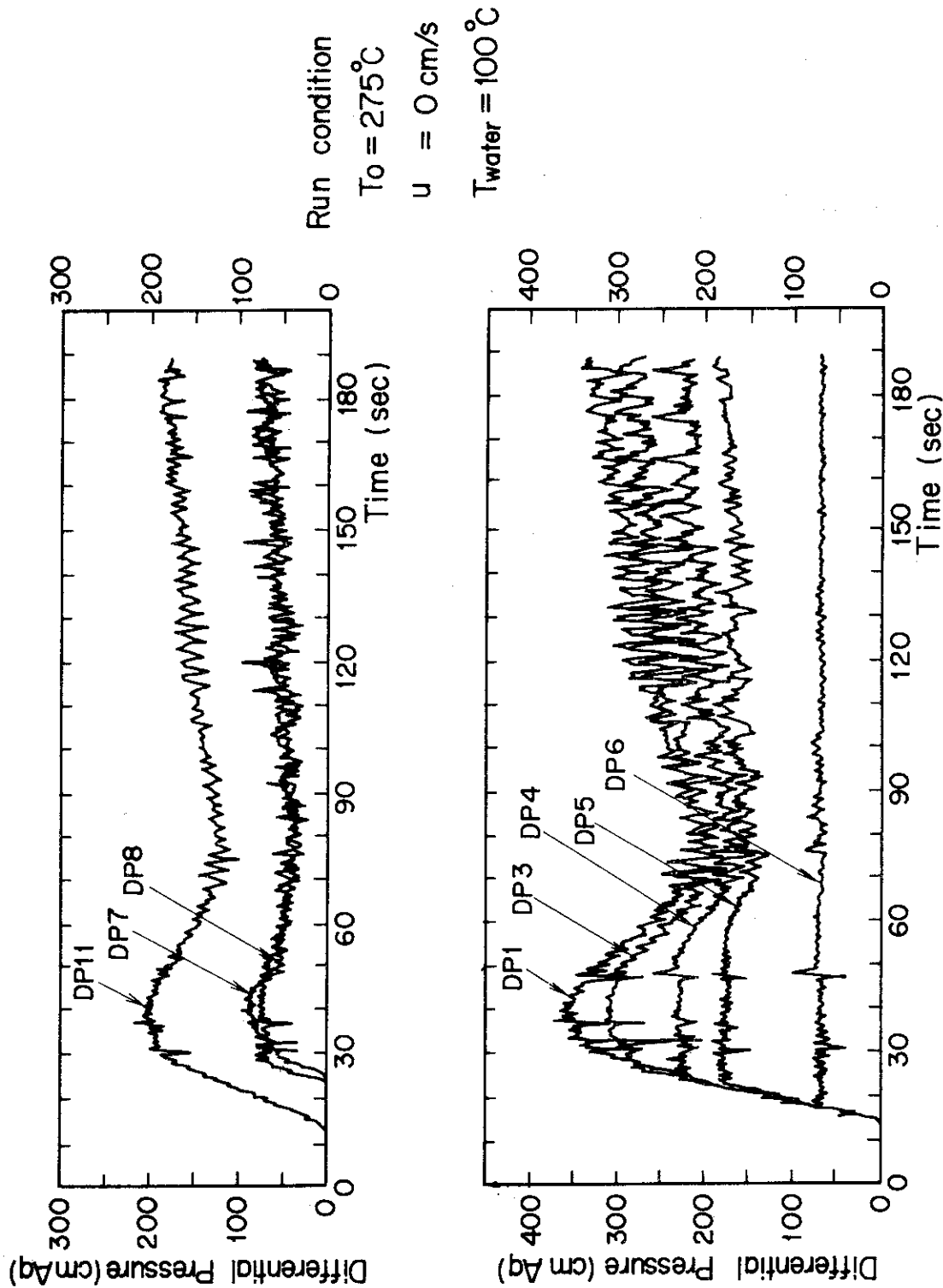


Fig.39 Test results of differential pressure histories
 - Run No. 121.

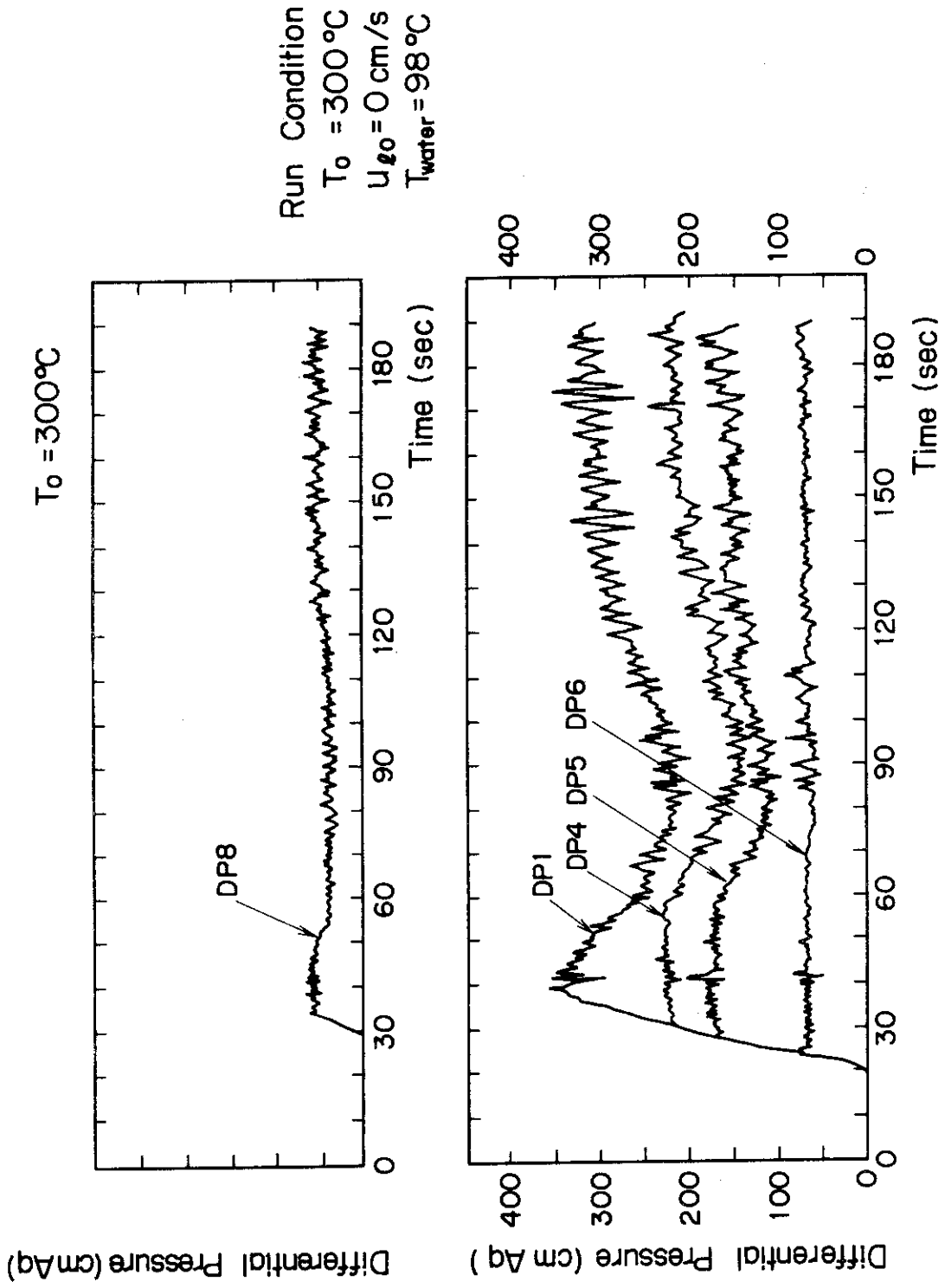


Fig.40 Test results of differential pressure histories

— Run No. 116.

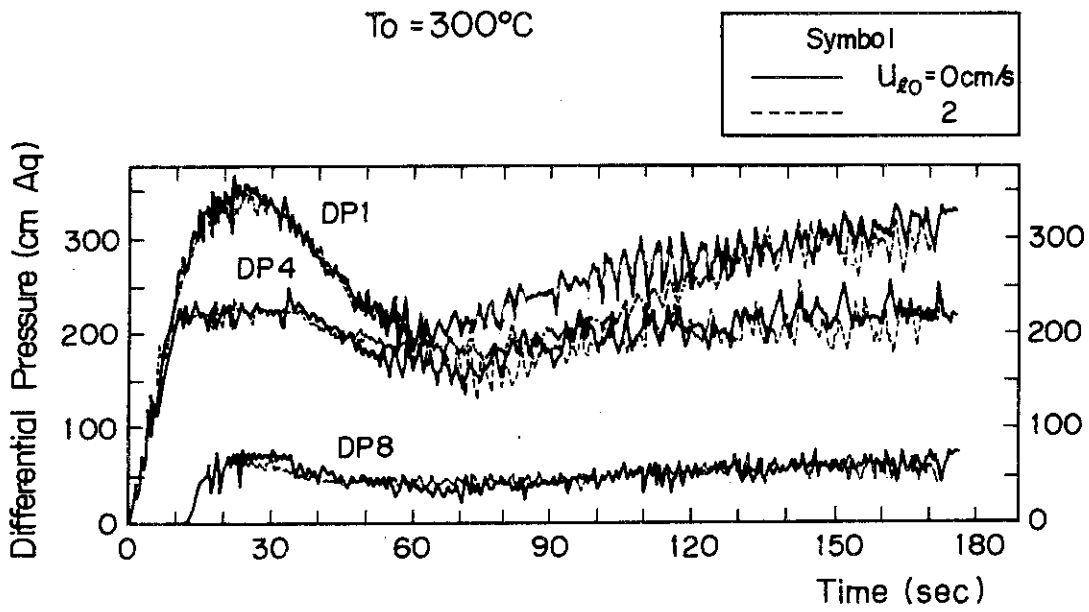


Fig.41(a) Effect of downward water velocity on differential pressures (DP 1, DP 4, DP 8). Run No. 120 & 121.

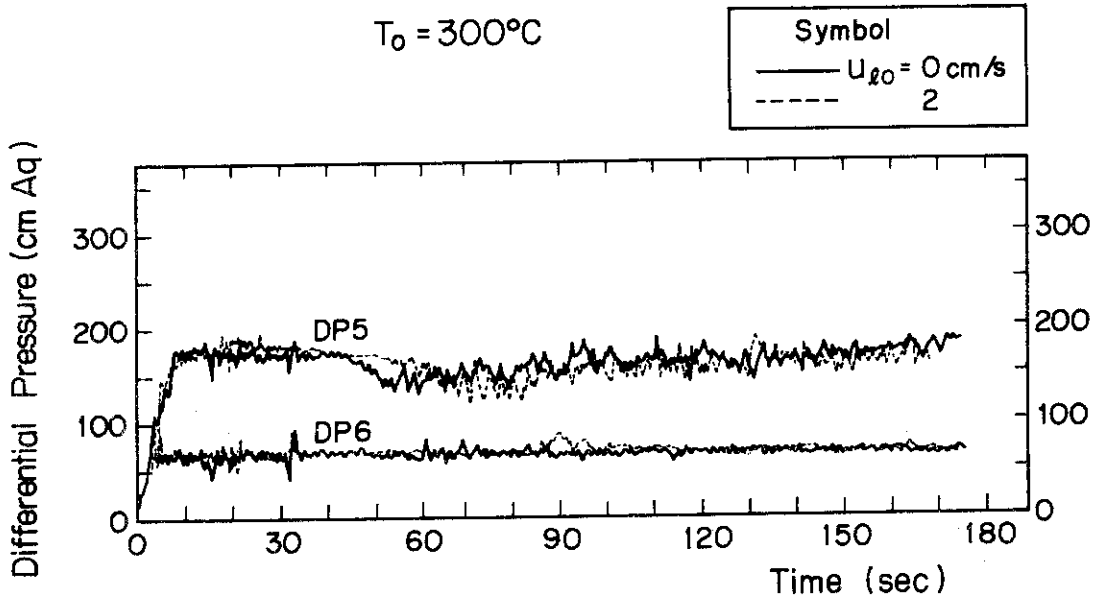


Fig.41(b) Effect of downward water velocity on differential pressures (DP 5, DP 6). Run No. 120 & 121.

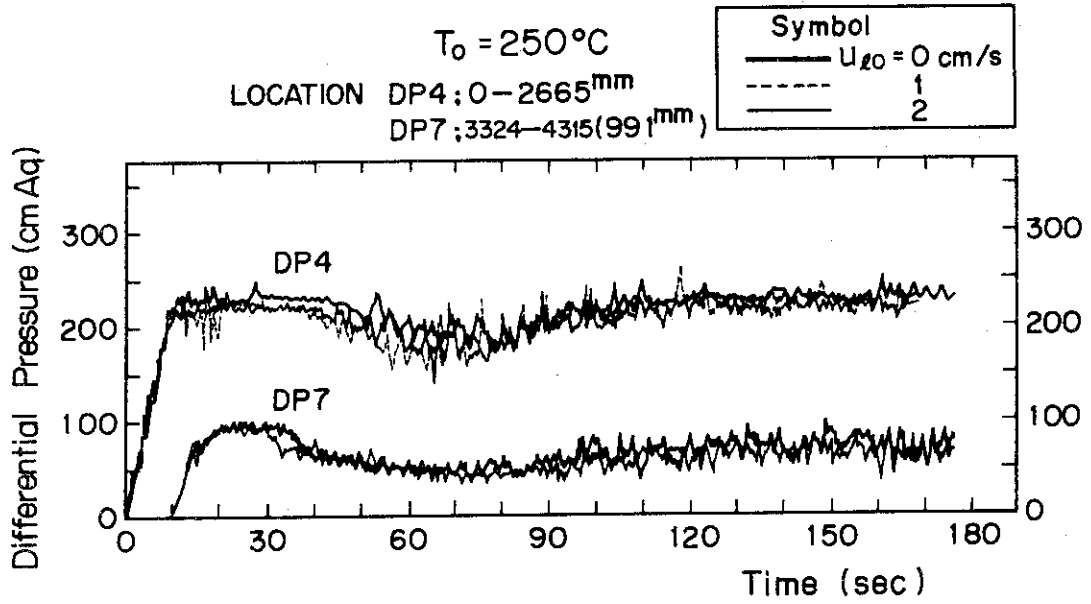


Fig.42 Effect of downward water velocity on differential pressures (DP 4, DP 7). Run No. 115, 110 & 107.

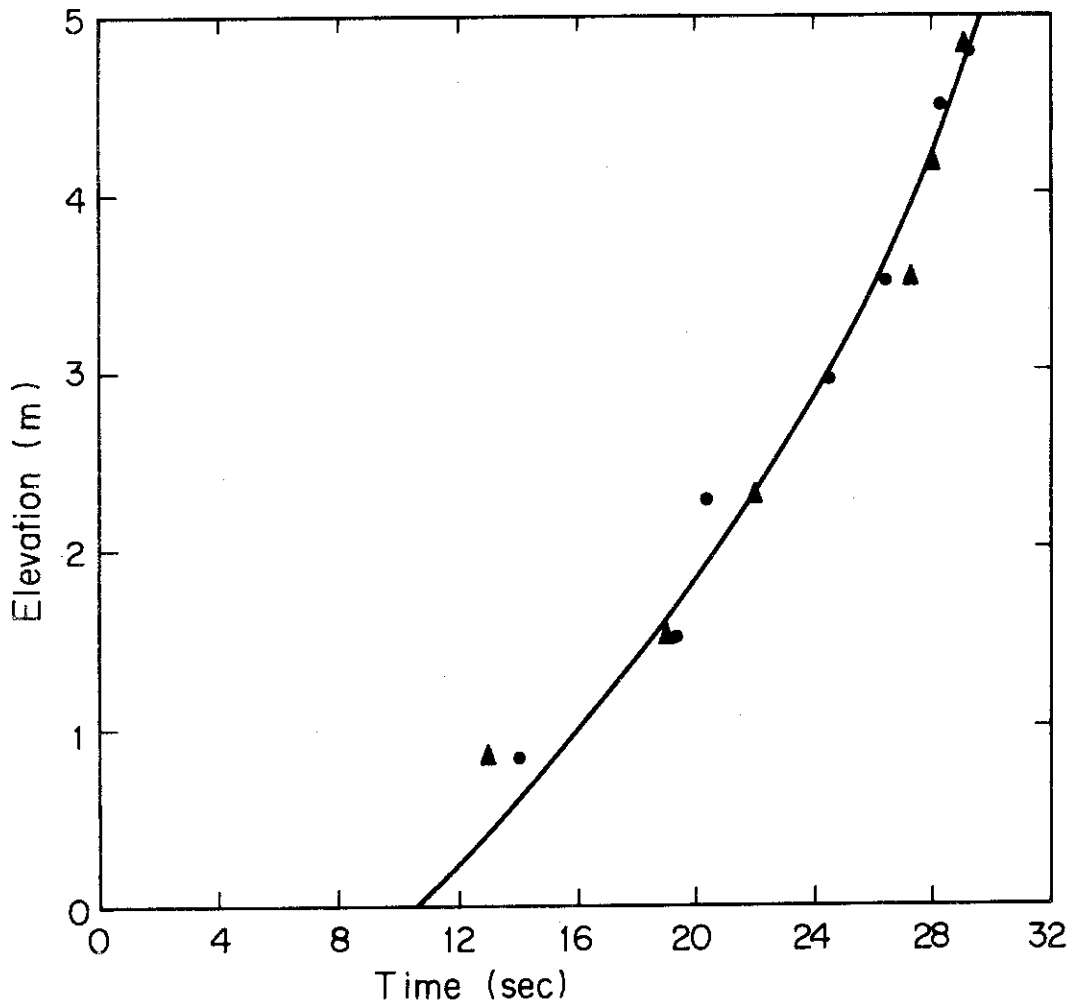


Fig.43 Illustration of symmetry of downcomer flow channel — Quench propagation, Run No. 115.

Run No	120	▽	11/10
	116	●	11/30 (/ ; B-Face)
	115	△	11/29
	121	□	11/11

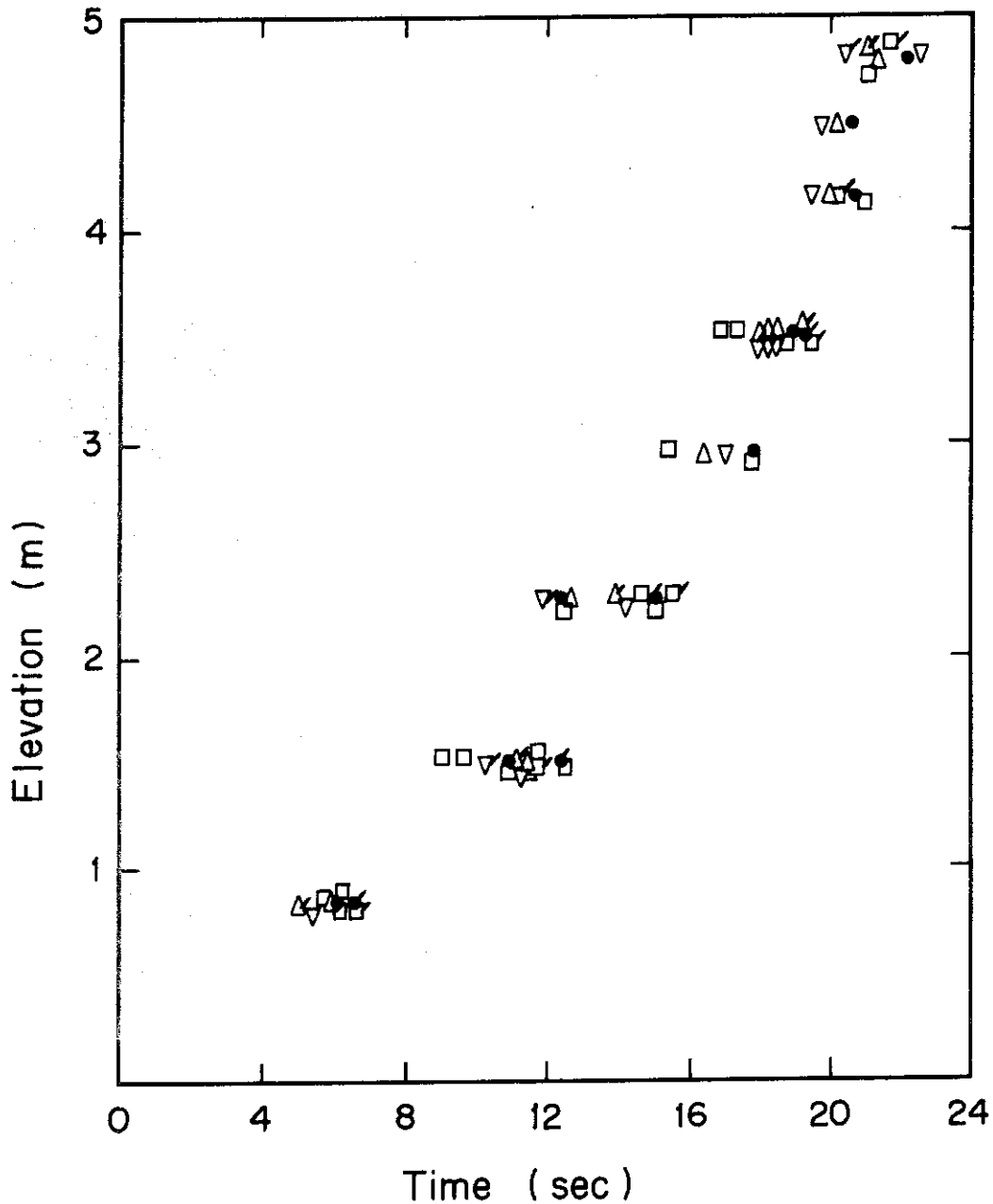


Fig.44 Summary of symmetry of downcomer flow channel
 — Quench propagation, Run No. 120, 115, 116 & 121.

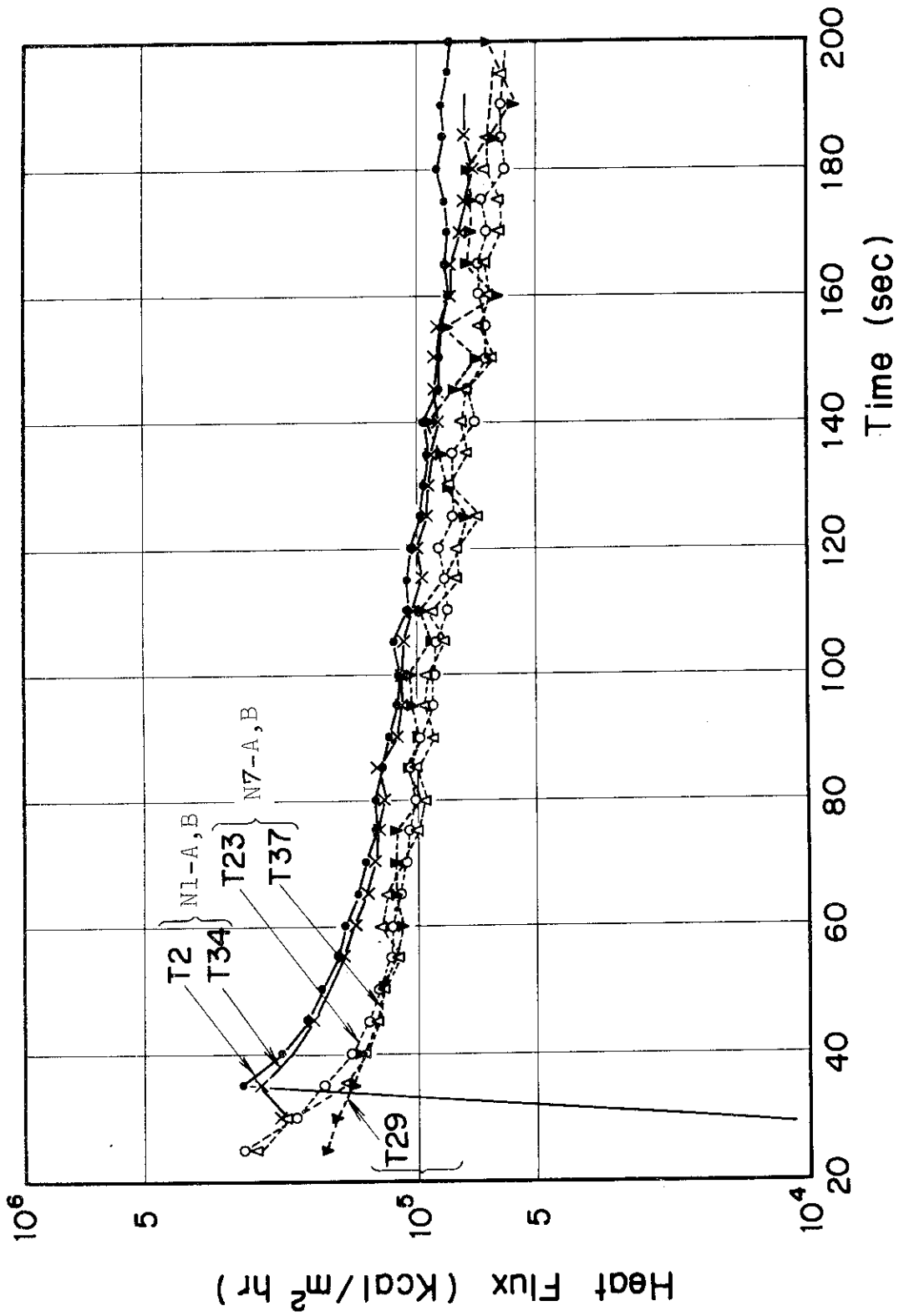


Fig.45 Illustration of symmetry of downcomer flow channel — Heat release history from A- and B-Face. Run No. 116.

5. 実験結果の整理

5.1 表面熱流束からの有効水頭の予測

第4章に、実験結果の典型例を示したが、そこで検討した構造壁の表面過熱度 ΔT_s と熱流束 q との関係は、いわゆる既存の沸騰曲線（たとえば、核沸騰ではJens-Lottesの式、遷移沸騰ではBerensonの関係、膜沸騰では修正Bromleyの式）とはかなり様相の異なるものであった。従って、例えばFig. 4.6に示した沸騰曲線を用いて有効水頭変化を評価した場合、構造壁表面から流体に放出される熱量（熱流束）の履歴がまず異っているので、流体力学的関係が正しく評価されている関係式を用いても、正しい結果が得られなくなる。

流体力学的関係は、一般に熱流束がわかれば蒸気流速とボイド率との関係として変換できる形になっているので、熱流束とボイド率あるいは熱流束と有効水頭との関係に変換できる⁽⁴⁾。

そこで、既知の流体力学的関係を用い、理論的な熱流束とボイド率との関係を導き、これから有効水頭変化を求め、実験結果と比較検討することにする。本節では、まず、理論的な熱流束とボイド率との関係を示す。次にこの結果を用い、実験で得られた熱流束とから有効水頭の変化を予測することにする。

(1) 理論的な熱流束とボイド率の関係の導出

予備解析⁽⁴⁾では、構造壁の表面熱流束 q と表面過熱度 ΔT_s との関係を既知（Fig. 4.6参照）として、有効水頭変化の状況を求めたが、前述のごとく流体力学的関係の検証には、表面熱流束とボイド率の関係がわかればよい。

そこで、予備解析で用いた流体力学的関係を用いて、準静的な熱流束とボイド率との関係に置きかえることにする。

a 対象とする形状；

厚肉の対向平板で構成され、流路ギャップ $s = 20.0 \text{ mm}$ 、流路長 5 m の形状を考える。

b 使用する関係式

流体力学的関係式

文献(4)の式(5.7)

$$\alpha \cdot \left(\frac{D}{\sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_l - \gamma_g}}} \right)^{1/9} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/5} \cdot \left(\frac{\gamma_l - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}$$

$$= AV_{gs}^m \left(1 + \alpha \cdot \frac{V_{ls}}{V_{gs}} \right) \quad (5.1)$$

ここで、

$$D = 2 \cdot s \quad (s \text{ は流路ギャップ})$$

σ ; 表面張力

γ ; 比重量

μ ; 粘性係数

α ; ボイド率

V_{1s} ; 見掛けの冷却水速度

V_{gs} ; 見掛けの蒸気速度

A ; 定数

m ; 定数

ここで、冷却水が飽和温度の場合で、壁面が一様な熱流束 \bar{q} であるとする。Zの位置(ダウンカメラ有効部分下端をZ=0とする)における蒸気流速を V_{gs} とすると

$$V_{gs}(z) \gamma_g \cdot S = 2 \cdot \bar{q} \cdot Z / h_{fg} \quad (5.2)$$

となる。

任意の位置zにおける、ボイド率 α は、(5.1)、(5.2)から、 $V_{1s} = 0$ のとき、

$$\alpha = \frac{A}{\left[\frac{2S}{\sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_l - \gamma_g}}} \right]^{1/9} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/5} \cdot \left(\frac{\gamma_l - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}} \cdot \left[\frac{2\bar{q}}{\gamma_g \cdot S \cdot h_{fg}} \right]^m \cdot Z^m \quad (5.3)$$

となる。

ここで、

$$V_{cr} \equiv \frac{2\bar{q} \cdot Z_{cr}}{\gamma_g \cdot S \cdot h_{fg}} = 0.25 \text{ m/s} \quad \text{として、}$$

$$Z < Z_{cr} (V_{gs} < V_{cr}) \text{ のとき、 } A = 2.5, m = 0.68$$

$$Z \geq Z_{cr} (V_{gs} \geq V_{cr}) \text{ のとき、 } A = 1.78, m = 0.423$$

である。

従って、有効部分の下端(Z=0)から任意の高さ位置(Z)までの区間の平均ボイド率 $\bar{\alpha}$ は、下式で表される。

○ $Z < Z_{cr}$ のとき、

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{Z} \int_0^Z \frac{2.5}{\left[\frac{2S}{\sqrt{\frac{\alpha}{\gamma_1 - \gamma_g}}} \right]^{1/9} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/5} \left(\frac{\gamma_1 - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}} \cdot \left[\frac{2\bar{q}}{\gamma_g \cdot S \cdot h_{fg}} \right]^{0.68} dZ$$

○ $Z \geq Z_{cr}$ のとき,

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{Z} \left[\int_0^{Z_{cr}} \frac{2.5}{\left[\frac{2S}{\sqrt{\frac{\alpha}{\gamma_1 - \gamma_g}}} \right]^{1/9} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/5} \left(\frac{\gamma_1 - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}} \left[\frac{2\bar{q}}{\gamma_g \cdot S \cdot h_{fg}} \right]^{0.68} dZ + \int_{Z_{cr}}^Z \frac{1.78}{\left[\frac{2S}{\sqrt{\frac{\alpha}{\gamma_1 - \gamma_g}}} \right]^{1/9} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/5} \left(\frac{\gamma_1 - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}} \left[\frac{2\bar{q}}{\gamma_g \cdot S \cdot h_{fg}} \right]^{0.423} dZ \right] \quad (5.4)$$

式(5.4)中の気液の物性値は圧力の函数である。ダウンカマの高さ方向に圧力は変化しているが、平均圧力Pでこの物性値を評価すると、(5.4)式の右辺の積分は容易に可能となる。

○ $Z < Z_{cr} \equiv 0.125 \cdot \gamma_g \cdot S \cdot h_{fg} / \bar{q}$ のとき,

$$\bar{\alpha} = 1.4881 \frac{\left[\frac{2\bar{q}}{\gamma_g \cdot S \cdot h_{fg}} \right]^{0.68}}{\left[\frac{2S}{\sqrt{\frac{\alpha}{\gamma_1 - \gamma_g}}} \right]^{1/9} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1/5} \left(\frac{\gamma_1 - \gamma_g}{\gamma_g} \right)^{1/4}} Z^{0.68}$$

○ $Z \geq Z_r$ のとき,

$$\bar{\alpha} = \dots \quad (5.5)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\left\{ 1.251 \left(\frac{2\bar{q}}{\gamma_g \cdot S \cdot h_{fg}} \right)^{0.423} \cdot Z^{1.423} - 0.01452 \left(\frac{\gamma_g \cdot S \cdot h_{fg}}{\bar{q}} \right) \right\}}{\left[\frac{2S}{\sigma} \right]^{1/9} \left[\frac{\mu_g}{\mu_l} \right]^{1/5} \left[\frac{\gamma_l - \gamma_g}{\gamma_g} \right]^{1/4}} \cdot \frac{1}{Z}$$

圧力 P と熱流束 \bar{q} とから，区間 $Z = 0$ から任意の高さ位置 Z までの平均ボイド率 $\bar{\alpha}$ は，(5.5) 式から求めることができる。

圧力 $P = 1.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab}$ の時の計算結果が，平均熱流束 \bar{q} の函数として Fig. 4.7 に示してある。(高さ Z をパラメータにとっている。)

この結果から，次の事柄がわかる。

(1) 高さ位置 Z が大きくなるにつれて，同じ熱流束に対して 0 と Z の区間での平均ボイド率 $\bar{\alpha}$ が大きくなっている。これはボイドの存在割合が高さ方向に一様ではなく，高さ方向にボイドが蓄積する効果が大きく， Z が大なるほど局所位置 Z でのボイド率 α が大きいことによるものである。

(2) 平均熱流束 \bar{q} が大きくなると，平均ボイド率が大きくなっている。ここで注目すべきは， \bar{q} が $1 \times 10^4 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr}$ という低い熱流束でも高さが $0 \sim 5 \text{ m}$ の区間を考えるとこの区間の平均ボイド率 $\bar{\alpha}$ は 0.12 となり，ダウンカマの高さ 5 m の場合を考えると有効水頭としては 0.6 m 減少して約 4.4 m となることがわかる。これは有効水頭の減少としてはかなりの値である。

(3) Fig. 4.8 に，予備解析で得た結果が，Fig. 4.7 と同じ様式(平均熱流束 \bar{q} と平均ボイド率 $\bar{\alpha}$ との関係)で示してある。この結果は，文献(4)に示してあるように，沸騰曲線(表面熱流束 q と表面過熱度)を仮定したものである。両者を比較してみると，際立った違いが見受けられない。両者の違いは，ボイドの高さ方向の蓄積の仕方にもみえる。

すなわち，定常状態で高さ方向にボイドの蓄積を考慮するかの違いであり，この差が比較的小さいことを示している。

Fig. 4.9 に，本実験で測定した差圧の差圧計取付位置に対応した高さ位置 Z と 0 との間の平均のボイド率 $\bar{\alpha}$ を，平均熱流束 \bar{q} の関数として，理論的関数として示してある。

No. 1, 2, 3, 4, 5, 6 は各々， $Z = 0^{\text{m}}$ と $Z = 4.645, 3.985, 3.324, 2.665, 1.675, 0.685^{\text{m}}$ との間の区間の平均ボイド率 $\bar{\alpha}$ を示し，No. 7 は $Z = 2.665 \text{ m}$ と $Z = 3.664 \text{ m}$ との間の区間の平均ボイド率 $\bar{\alpha}$ を示している。圧力としては平均の代表圧力として， $P = 1.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab}$ をとって示してある。

このような図を利用すれば，実験で得られた，壁面の熱電対の温度応答から熱流束が計算で求められ，この時の理論的な有効水頭変化を求めることができる。そこで次節では，このようにして求められる理論的な有効水頭変化と，実験で得られた差圧をもとにした有効水頭との比較検討を行うことにする。

5.2 実験値と予測値の比較検討

Fig. 50 にダウンカマー壁面を 100°C に保持した状態で、飽和水(100°C)をダウンカマーに注入した時の、各差圧計が示す差圧から有効水頭をもとめた結果が示してある。ダウンカマー壁面との水温がほぼ等温であったので、壁温から流体への入熱は無視することができる。

既述のごとく、図中に示した記号は各々下記に示す区間での有効水頭を示すものであり、本結果では流路中で発生するボイドが無視できるので、各区間の長さを示している。

記号	区間
DP1	0 m ~ 4.645 m
DP2	0 ~ 3.985
DP3	0 ~ 3.324
DP4	0 ~ 2.665
DP5	0 ~ 1.675
DP6	0 ~ 0.685
DP7	3.324 ~ 4.315 (距離 0.991 m)
DP8	2.665 ~ 3.644 (距離 0.979 m)

Fig. 51, Fig. 52, と Fig. 53 に、本実験で得られた壁面での熱電対の温度応答から求めた表面熱流束から平均熱流束を求め、この平均熱流束をもとにして流体力学的関係式を用いて有効水頭変化を求めた予測値が示してある。平均熱流束と流体力学的関係式とから有効水頭を求める方法は、5.1 に述べた方法を用い平均ボイド率 $\bar{\alpha}$ を求め、これから導びいてある。

Fig. 51 は、初期壁温が 250°C (Run No 115) の場合、Fig. 52 は初期壁温が 275°C (Run No 116) の場合、Fig. 53 は初期壁温が 300°C (Run No 121) の場合を各々示している。

また、図中に示してある有効水頭は、DP1, DP4, DP5, DP8のみ掲げてある。なお、横軸の時間は、任意の時間を示し、左方の矢印の時間に冷却水が注入されたことを示し、この矢印の右方の矢印の時間に、テスト部で二相流がオーバーフローしたことを示している。

この3つの図で、特徴的なことがらを記すと次の事柄である。

(1) 初期温度が高い程、同一の区間、注入開始後同一時間後では有効水頭が小さくなっていることがわかる。これは、初期温度が高い程、注入開始後の同一時間後では熱放出量が多いためによるものである。

(2) 熱放出量は、時間経過と共に減少していくので、有効水頭は次第に増加している。この増加割合は、熱放出量の減少割合が大きいのに比べ、有効水頭は漸増しているだけである。

(3) 注入開始後180秒経過した時点では、有効水頭はほぼ一定値をとっている。この時の値は、DP1 (有効長 4.645 m) で 3.1 (初期温度 300°C) m ~ 3.4 (初期温度 250°C) m であってかなり長期間低い有効水頭であることがわかる。

Fig. 54 (a), (b), Fig. 55, Fig. 56, Fig. 57 に各々実験結果と、予測値との比較が掲げてある。

Fig. 5 4 (a), (b) は Run No 1 1 5 (初期温度 2 5 0 °C, 抽水速度 0 cm/sec)

Fig. 5 5 は Run No 1 1 6 (初期温度 2 7 5 °C, 抽水速度 0 cm/sec)

Fig. 5 6 は Run No 1 2 1 (初期温度 3 0 0 °C, 抽水速度 0 cm/sec)

Fig. 5 7 は Run No 1 2 0 (初期温度 3 0 0 °C, 抽水速度 2 cm/sec)

であり、注水温度 9 8 ~ 1 0 0 °C でほぼ飽和温度である。

(a) これらの図からまず気付く点は、注入開始後 8 0 秒前後に有効水頭の極小値をとる状況が実験結果に現われているのに対し、予測値ではこのような状況は見受けられないことである。

実験結果では、注水開始と共にダウンカマー部に水が供給され有効水頭が増加して行く。この時には、注入後 3 0 秒程度まで、ダウンカマー構造壁からの入熱が少いことと、発生した蒸気がまだ上方に蓄積されることがないために、有効水頭がへっていない。そして、ダウンカマー構造壁が全長クエンチすると(これは Fig. 3 5 からわかる様に注入後約 2 5 秒前後)蒸気発生も多く、上方への蒸気の蓄積も盛んになるので、1 時的に有効水頭が減少するものと考えられる。

(b) 注水後 1 2 0 秒前後からは、有効水頭も回復し、漸増して行く傾向にあることがわかるが、この時以降の有効水頭の値は、実験結果と予測値とでよい一致が得られていることがわかる。

(c) 初期温度が高い程、この有効水頭の極小値が小さいことがわかる。また高さ位置が高い所ほど、この落ち込みの程度が大きいことがわかる。前者は熱量に依存しているためであり、後者は蒸気の上方への蓄積によるものである。

(d) Fig. 5 8 と Fig. 5 9 とに、初期温度の影響を明示するために、初期温度 2 5 0 と 3 0 0 °C との場合が、DP 1 と DP 4 を選んで示してある。

上述の(b), (c)項の状況がはっきりと知ることができる。また、予測された初期温度の違いによる有効水頭の差は実験結果とよく一致していることがわかる。

(e) Fig. 6 0 に Run No 1 1 5 の DP 1 について、ボイド率と平均熱流束との関係でプロットしたものを示す。図中での実線は、予測値である。図中に記入してある数字は、実験での注入開始後の時間を示している。実験値が幅を有しているのは、測定された差圧に変動幅があるためであり、おおよそ全振幅で 5 0 cm の幅がある。平均値で傾向を比較してみると、注入開始後 1 2 0 秒前後までは、実験結果の方のボイド率が高い。これは前述の(a)項によるものである。1 2 0 秒以降は、予測値とよい一致が見られるが、それにしても、ボイド率に直した時の変動幅が大きいことに気付く。

Fig. 6 1 と Fig. 6 2 とに Run 1 1 6, 1 2 1 の DP 1 についての、ボイド率と熱流束との関係が、Fig. 6 0 と同じ形式で示してある。上記と全く同様の傾向が見受けられるのであるが、ここで特筆しておくべきことは、次の事柄である。

(f) 注水後 3 0 秒から 1 2 0 秒の間 (Fig. 6 0, 6 1, 6 2 で図中に記入してある秒では、5 0 秒から 1 4 0 秒程度の間)、ボイド率が高くなり極大値をとる期間が、全ての実験に共通にある。

(g) その後は、ボイド率は緩やかに減少しているが、この期間では、熱流束から計算で求めた予測値と良い一致を、全ての実験で得られている。

(3) ここで、興味あることは、(1)の期間で実験で得られたボイド率が熱流束から求めたボイド率の予測値よりもかなり大きくなっていることである。熱流束から求まるボイド率の変化は、熱流束が注水開始後20秒以後は単調に減少傾向にあることから、Fig. 60, 61, 62で予測値として示したように、減少傾向にあるべきである。それにも拘らず、ボイド率の実験結果が熱流束減少期間中に極大値を有するのである。

(4) この原因を考えると、次の事実に注意する必要がある。すなわち、Fig. 60, Fig. 61, Fig. 62で見ると、予測値よりも大きなボイド率を示す領域での熱流束は、Fig. 60では、 $7.5 \times 10^4 \leq q \leq 1.4 \times 10^5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr}$ であり、Fig. 61では、 $7.5 \times 10^4 \leq q \leq 1.1 \times 10^5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr}$ であり、Fig. 62では、 $1.15 \times 10^5 \leq q \leq 2.0 \times 10^5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr}$ である。

従って、注水開始後120秒以後では、熱流束が高い場合でも、低い場合でも予測値と実験値との一致は良好であり ($q \leq 1.15 \times 10^5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr}$)、熱流束が高い時の熱流束の評価あるいは、この時のボイド率を評価する水力の関係が悪いということではないことを意味していると考えた方が妥当と思われる。

(5) 上述の注水直後の熱流体現象に準定常的取扱いが出来ず、過渡的取扱いを要することを意味するものとして、注水直後は予測値よりも実験値のボイド率が低く、20秒後から120秒の間は逆になることがあげられる。この2つの区間での流体側に流入した熱量は実験と予測値とではほぼプラス、マイナスが釣り合い、一致しているのである。従って流体側に流入した熱エネルギーが、瞬時にボイド率に寄与するのではなく、ボイド発生のおくれ、発生したボイドの上方への蓄積の時間おくれを考慮すればよいことを意味していると考えられるのである。

5.3 まとめ

本実験で測定された有効水頭と予測値との検討から次のことがいえる。

(1) 実験で得られた有効水頭変化から次の3つの領域がある。

(a) 注水開始から注水開始後約20~30秒までの第一の領域。この領域では有効水頭は直線的に増大している。

(b) 注水開始20~30秒程度までの有効水頭が一度減少し極小値をとり再び回復する第二の領域。この領域での有効水頭の予測は過渡的現象であるため、準定常的取扱いでは一致は悪い。

(c) 注水開始後120秒程度以降の有効水頭が徐々に回復しほぼ一定性をとっている第三の領域。この領域では、実験値と予測値との一致は非常によい。

(2) 第二の領域については、ボイド発生、上方への蓄積を考慮した非定常的取扱いを必要とすると考えられる。

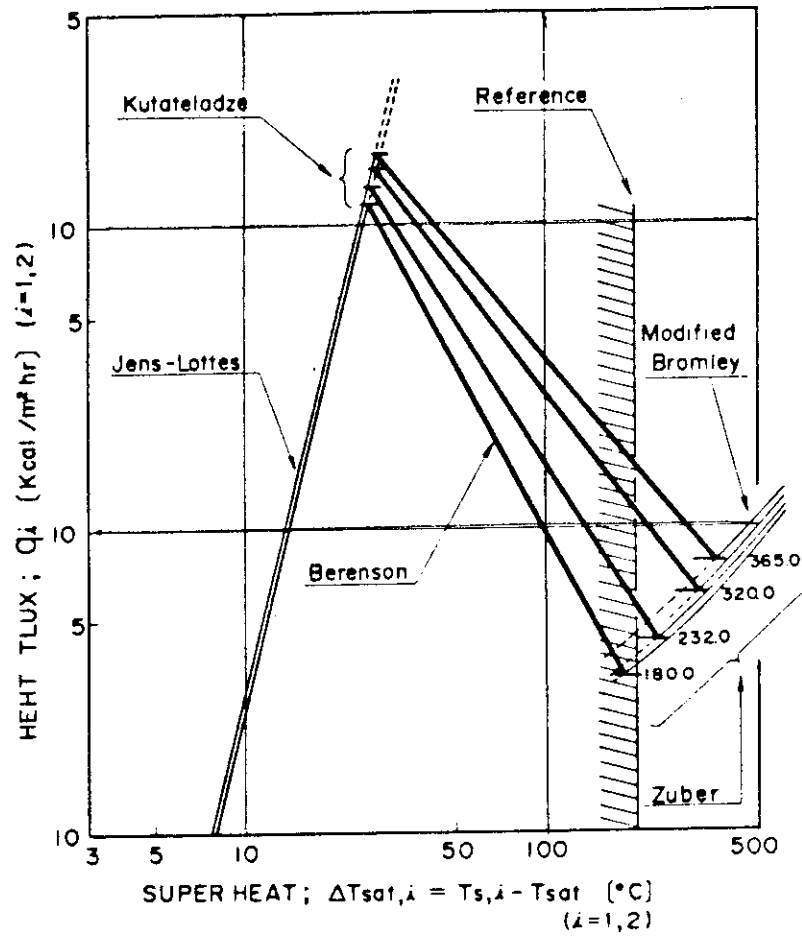


Fig.46 Boiling heat transfer relations adopted in the preliminary analysis.

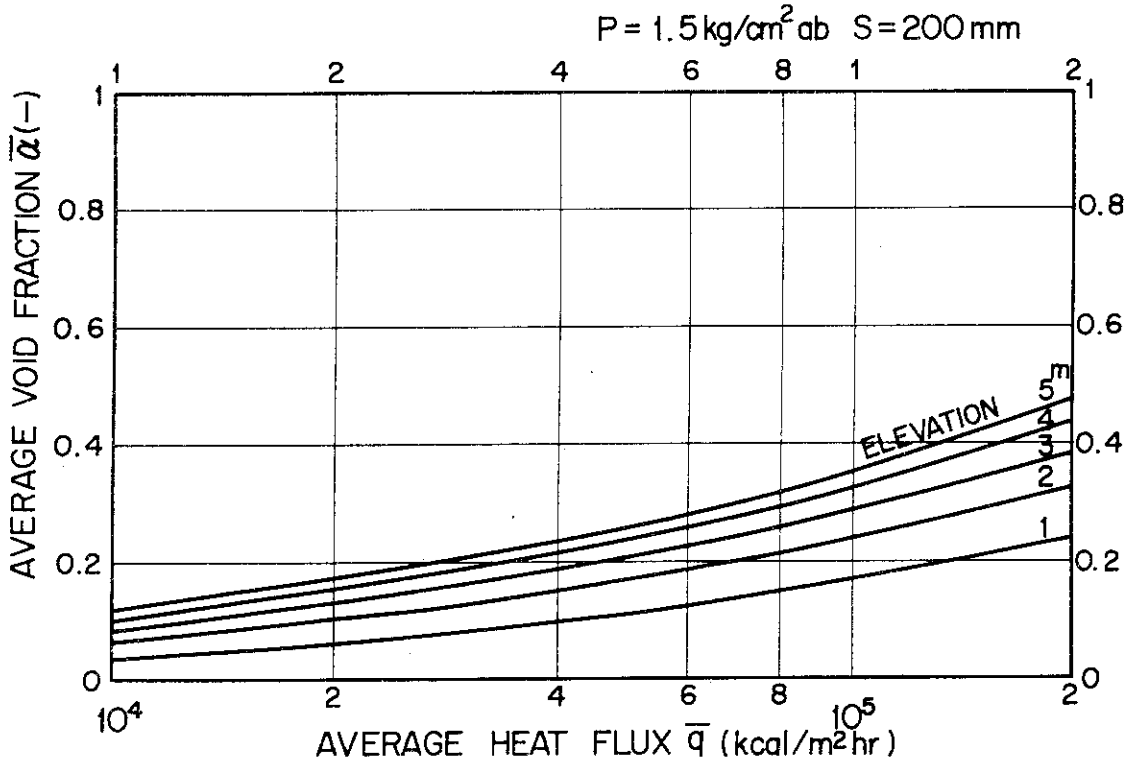


Fig.47 Prediction of relation between average void fraction and average heat flux.

(Pressure: 1.5 ata, Gap: 200 mm)

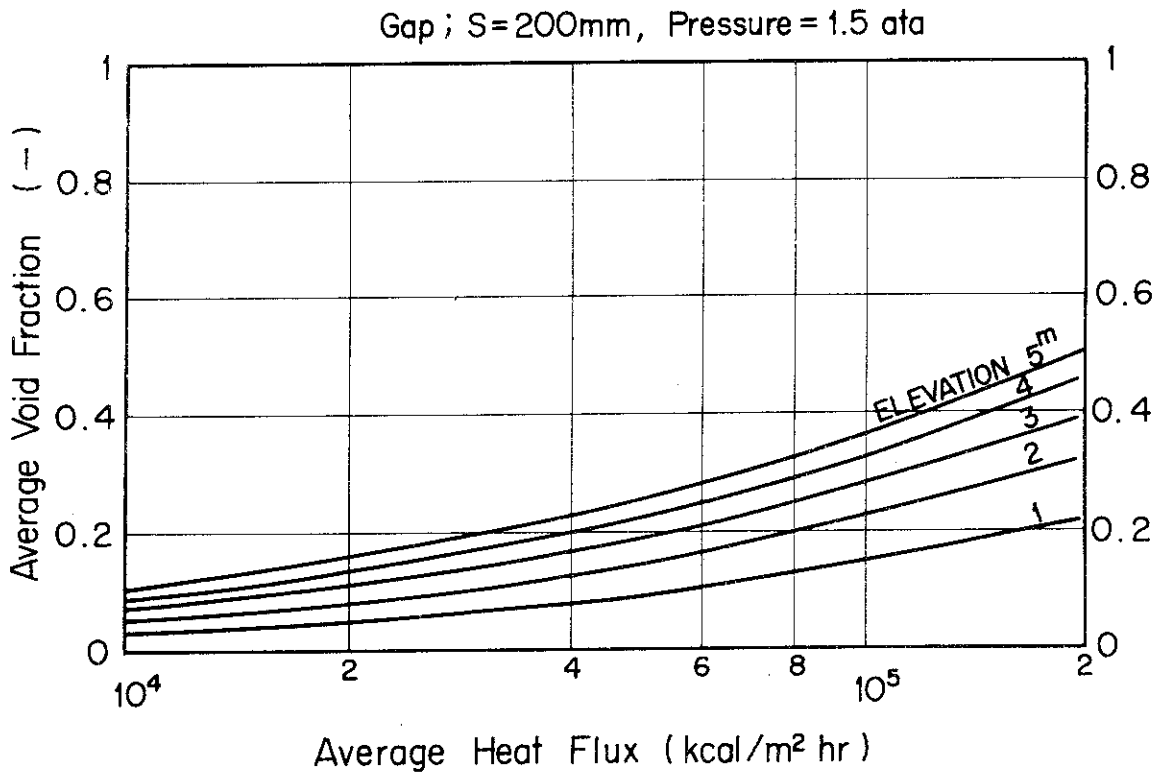


Fig.48 Prediction of relation between void fraction and heat flux obtained in the preliminary analysis.

(Pressure: 1.5 ata, Gap: 200 mm)

NO	ELEVATION	Pressure Range
1	0 ~ 4.645 m	(ΔP_1)
2	0 ~ 3.985	(ΔP_2)
3	0 ~ 3.324	(ΔP_3)
4	0 ~ 2.665	(ΔP_4)
5	0 ~ 1.675	(ΔP_5)
6	0 ~ 0.685	(ΔP_6)
7	3.644 ~ 2.665	(ΔP_7)

$P = 1.20 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab}$

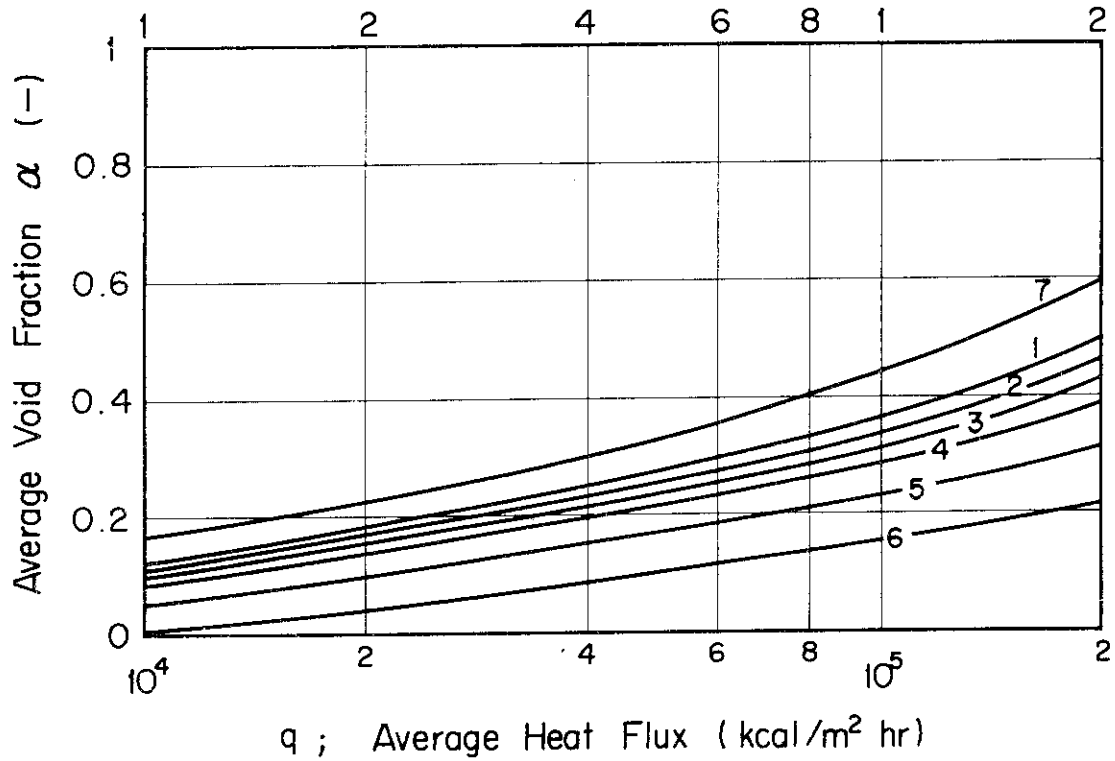


Fig.49 Theoretical relation between average void fraction and average heat flux at various elevations. (This relation is introduced by using the empirical hydro-dynamic relation.)

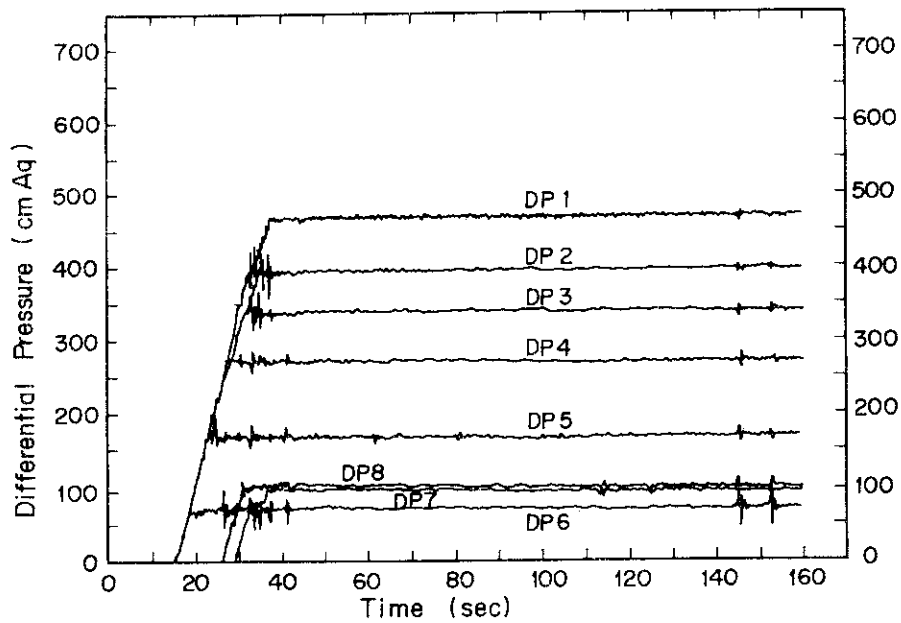


Fig.50 Differential pressure histories in case of non-heating downcomer walls Run No. 118.

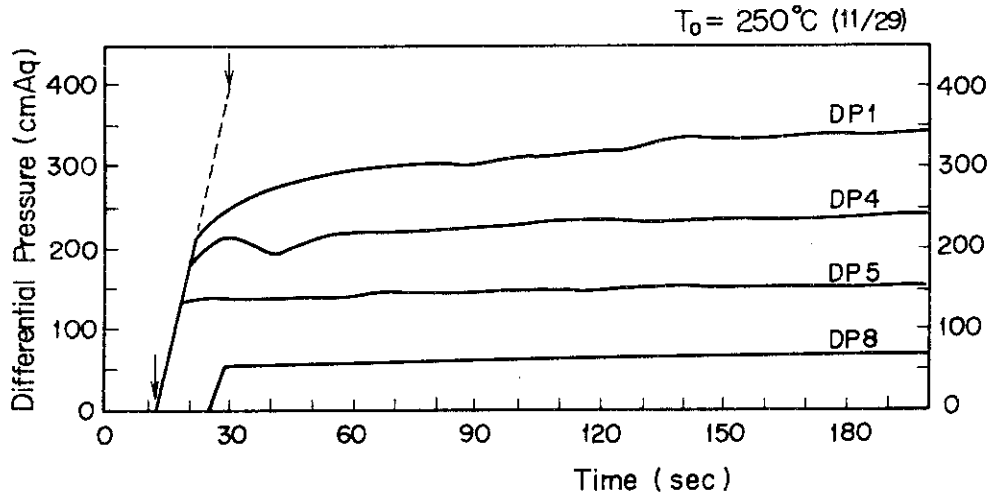


Fig.51 Prediction of pressure difference histories for Run No. 115.

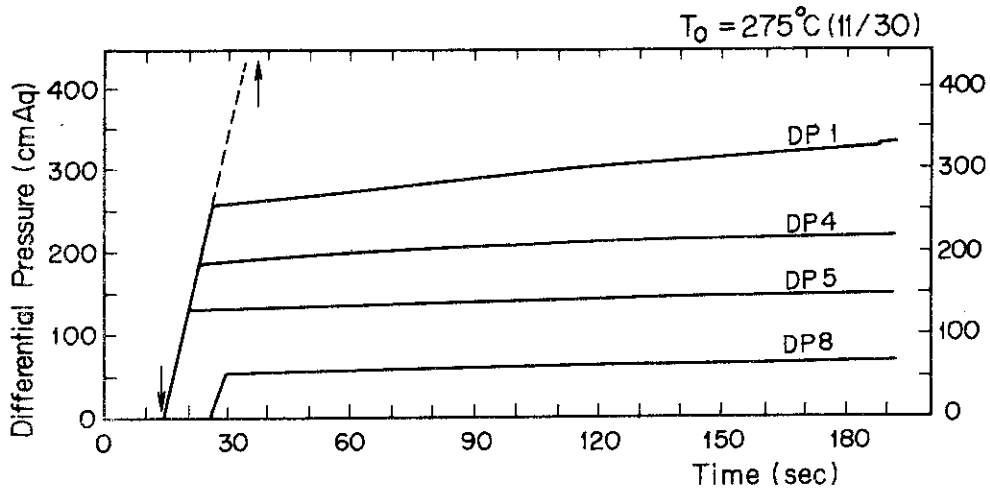


Fig.52 Prediction of pressure difference histories for Run No. 116.

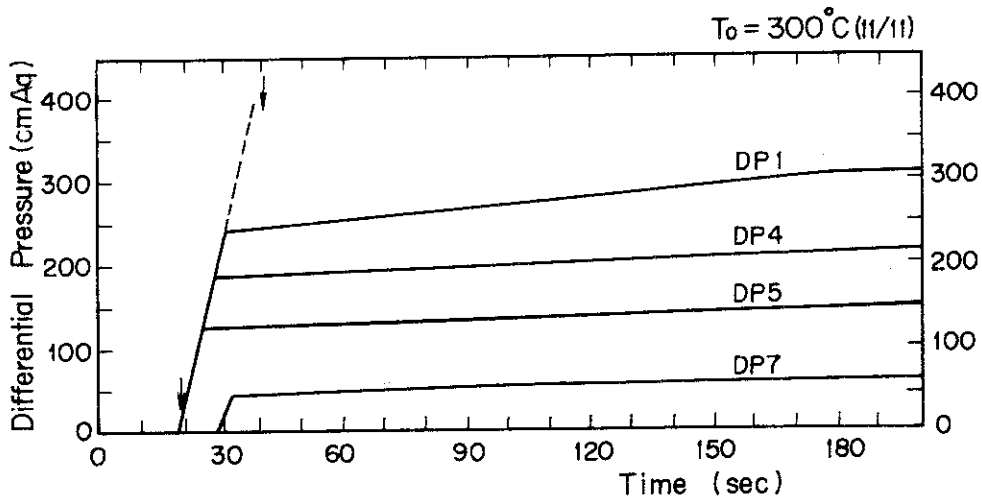


Fig.53 Prediction of pressure difference histories for Run No. 121.

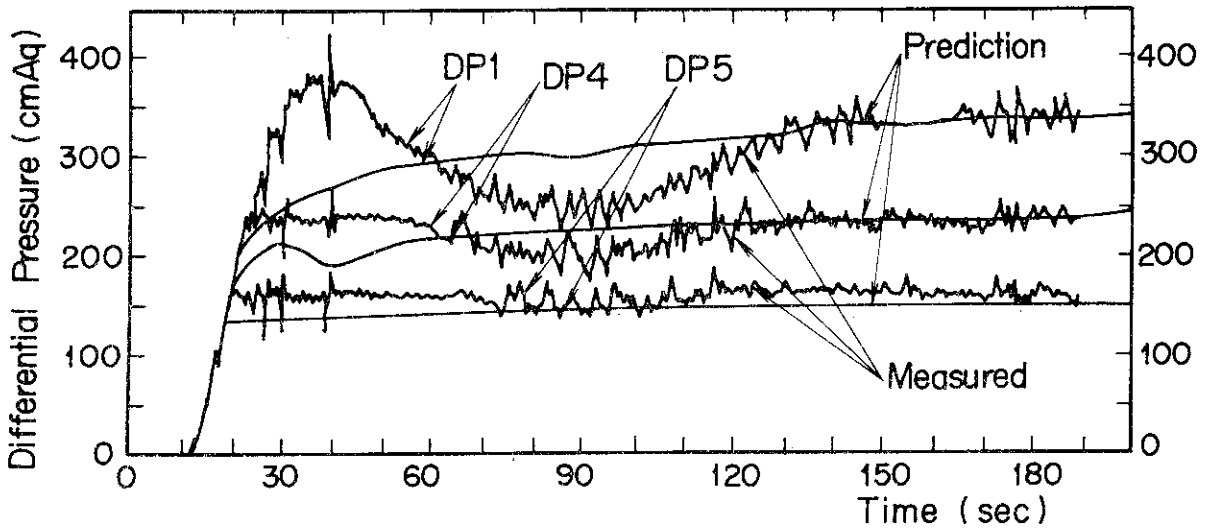


Fig.54(a) Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 1, DP 4, DP 5). Run No. 115.

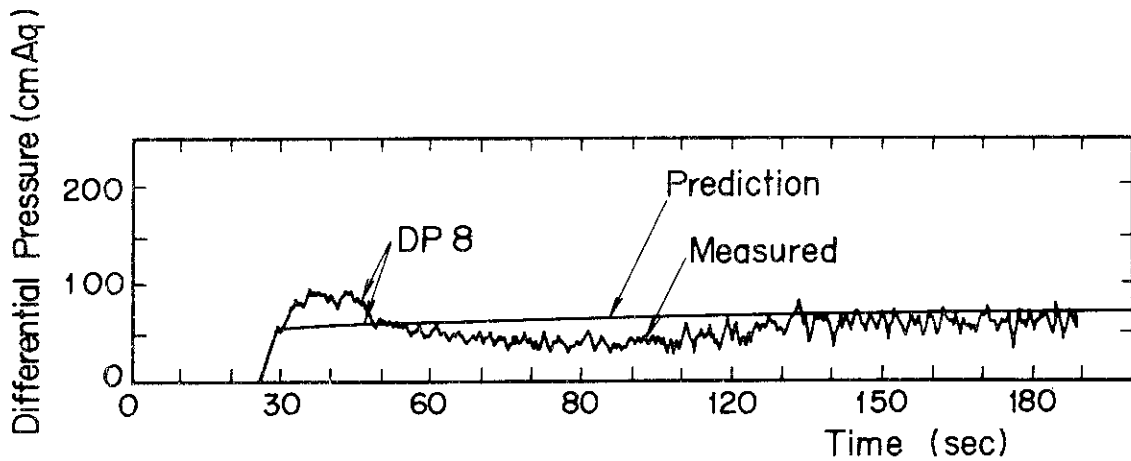


Fig.54(b) Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 8). Run No. 115.

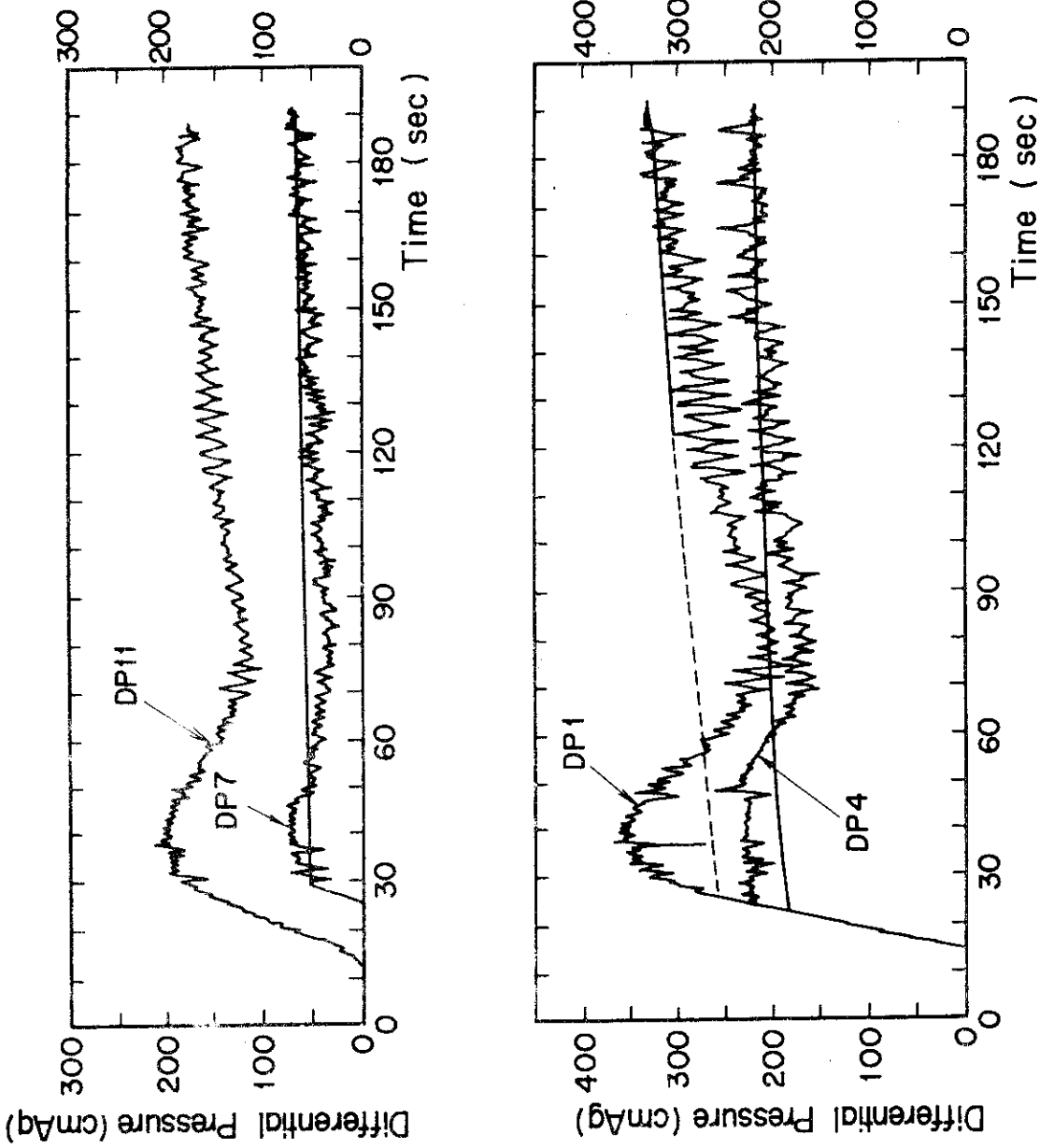


Fig.55 Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 1, DP 4, DP 7). Run No. 116.

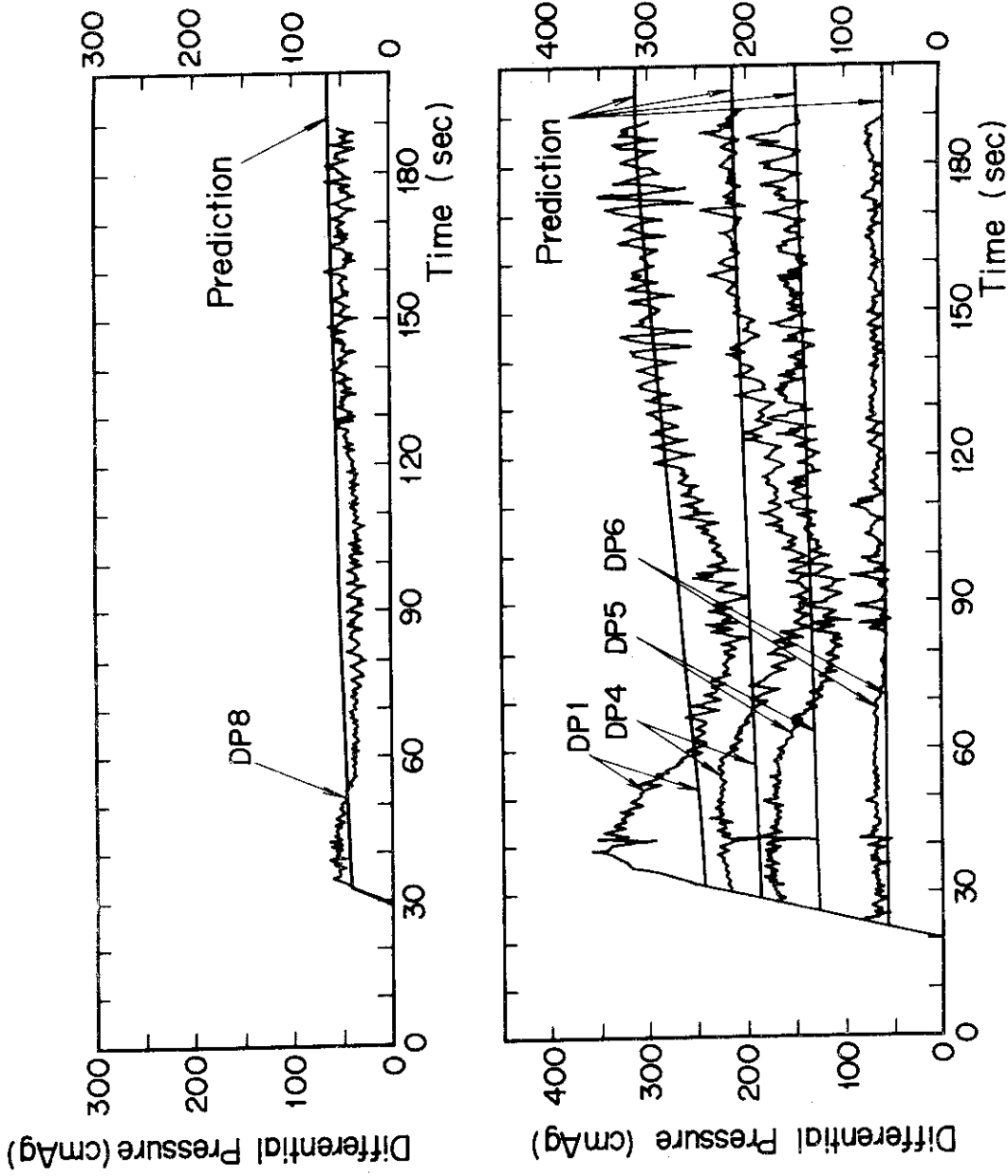


Fig.56 Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 1, DP 4, DP 5, DP 6, DP 8).
Run No. 121.

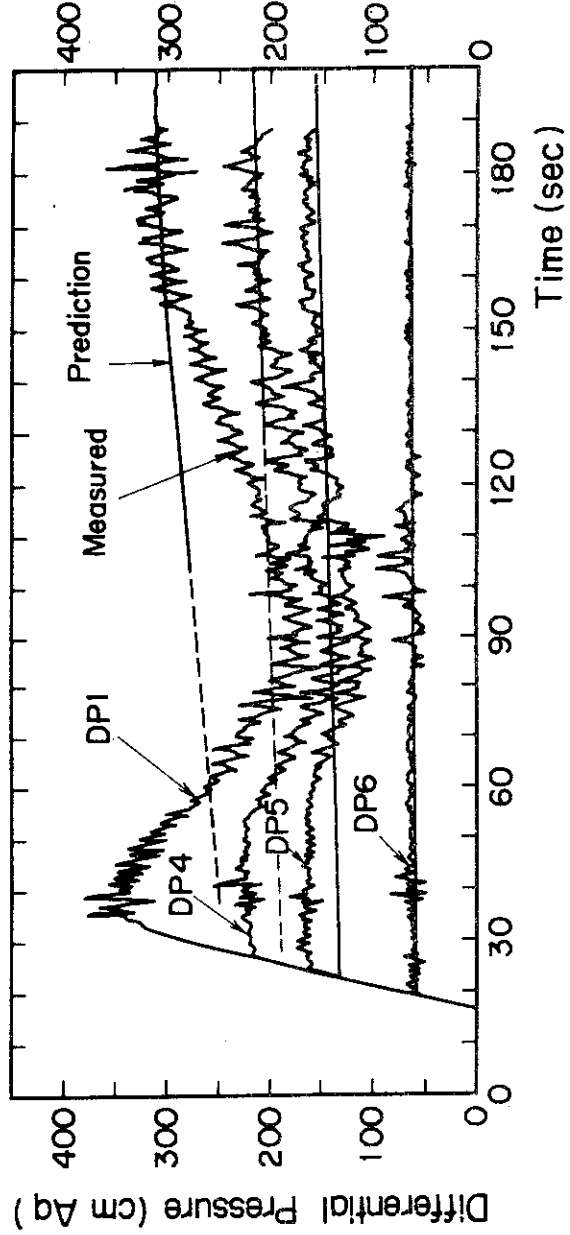
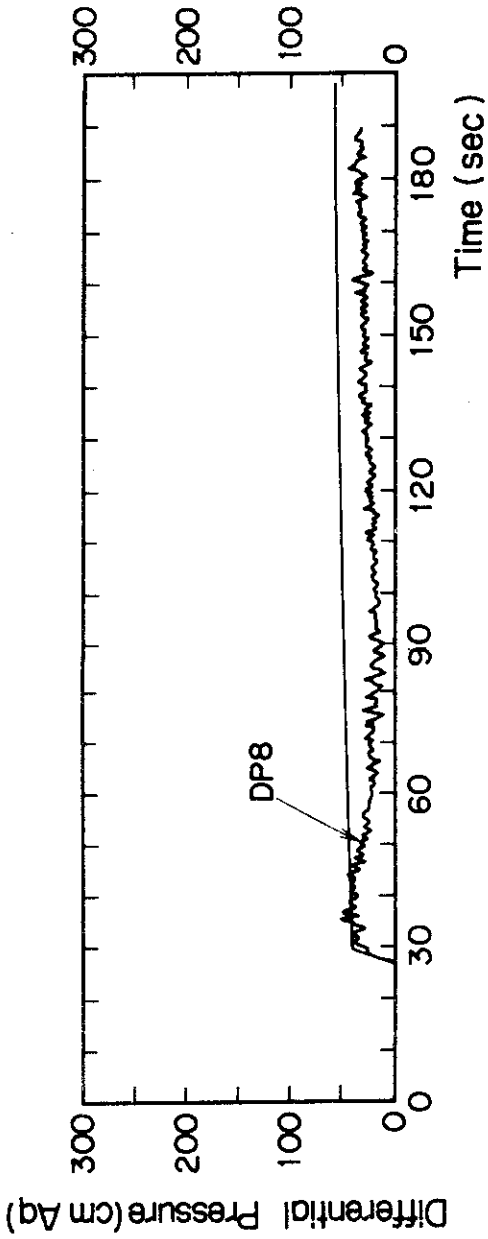


Fig.57 Comparison of differential pressure histories between the measured and the predicted obtained from calculated surface heat flux (DP 1, DP 4, DP 5, DP 6, DP 8). Run No. 120.

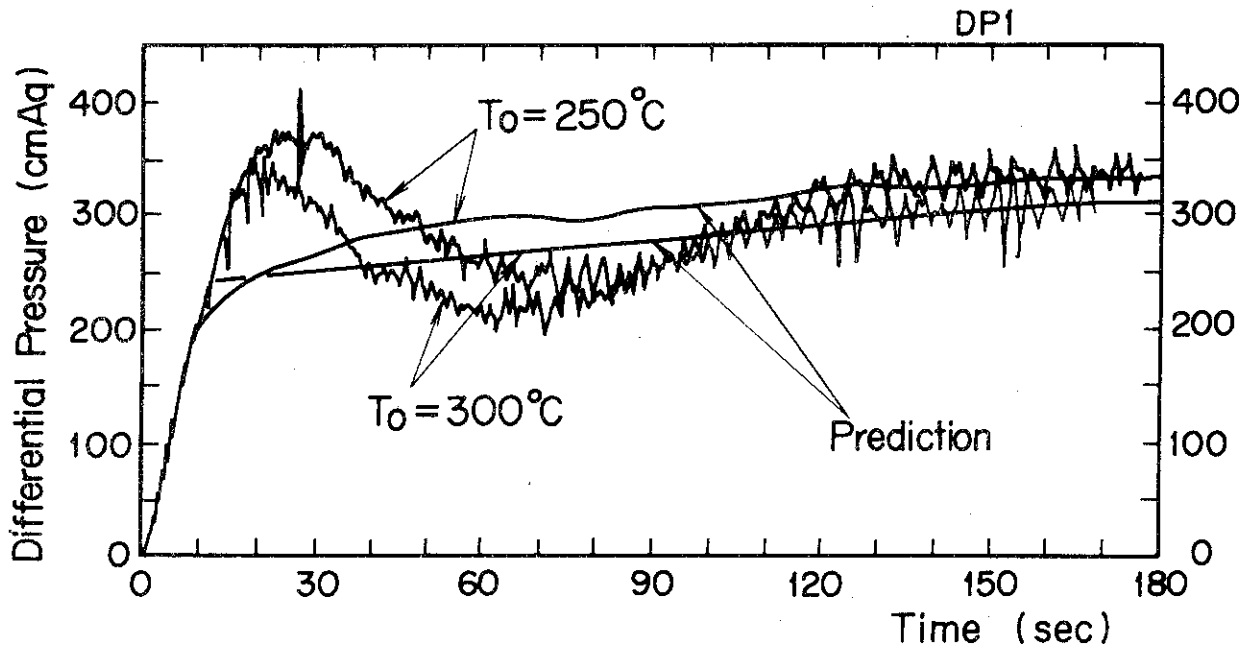


Fig.58 Effect of initial wall temperature on differential pressure histories (250 °C and 300 °C).
Run No. 115 and 121 — DP 1.

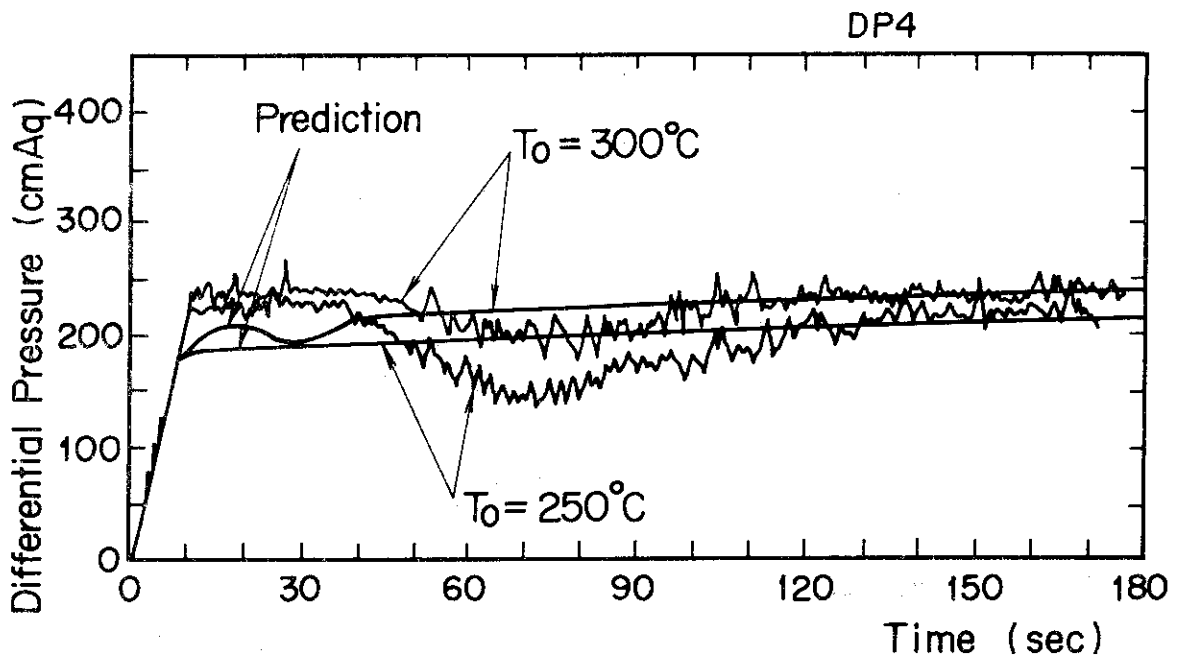


Fig.59 Effect of initial wall temperature on differential pressure histories (250 °C and 300 °C)
Run No. 115 and 121 — DP 4.

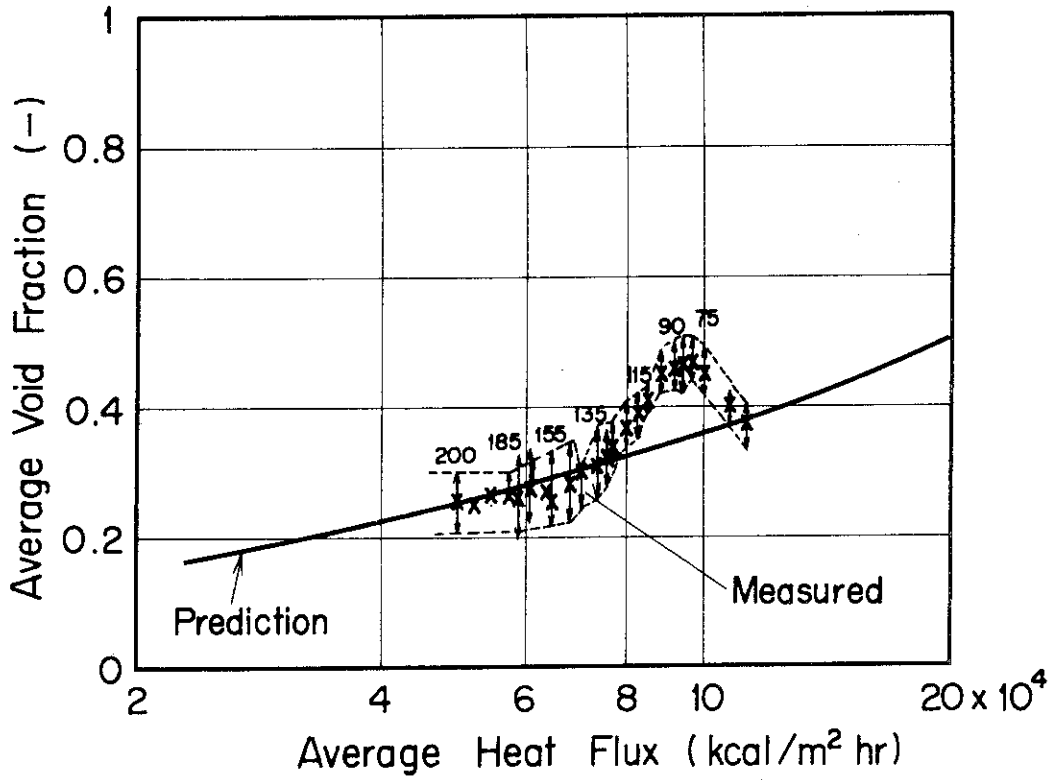


Fig.60 Comparison of average void fraction between the measured and the predicted (DP 1). Run No. 115.

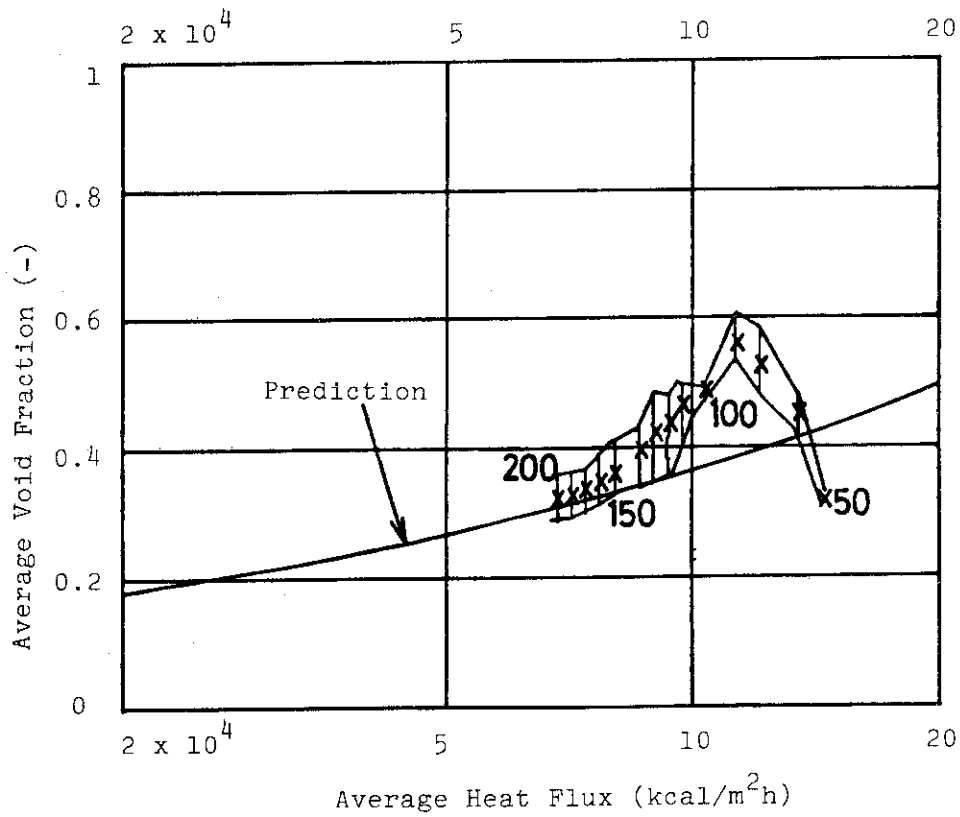


Fig.61 Comparison of average void fraction between the measured and the predicted (DP 1). Run No. 116.

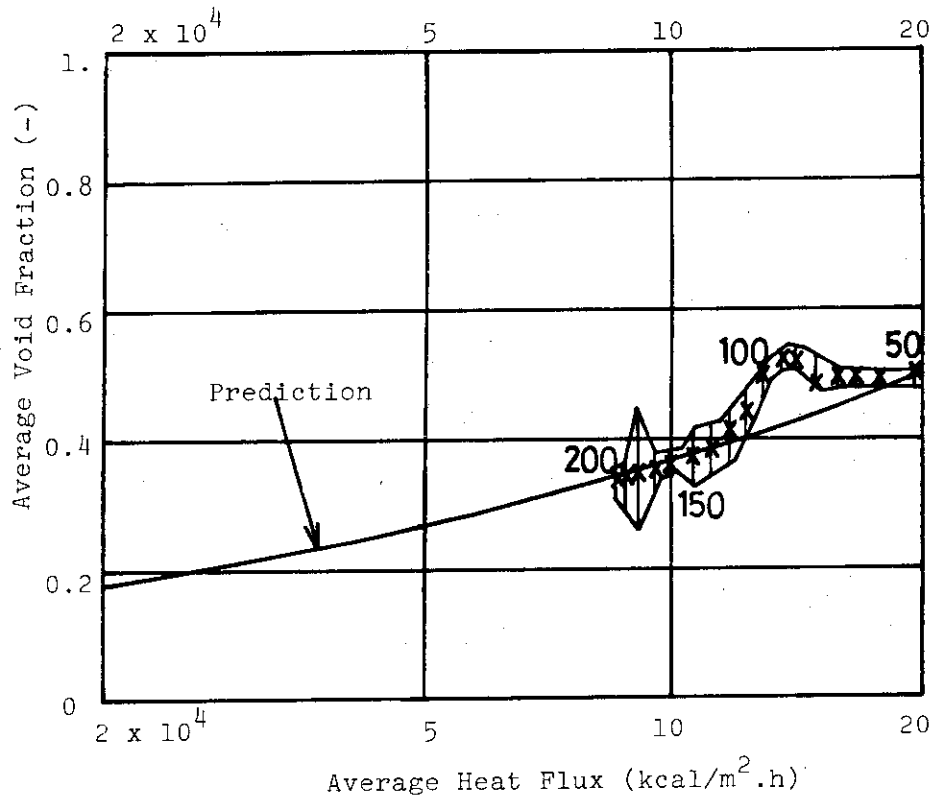


Fig.62 Comparison of average void fraction between the measured and the predicted (DP 1). Run No. 121.

6. 結 言

PWR-LOCAにおける再冠水過程での、炉心への緊急冷却水の供給駆動力は、ダウンカマでの有効水頭である。この有効水頭は、ダウンカマ流路を構成する炉容器壁、炉心槽壁等の構造物からの熱放出によって、ダウンカマ内で蒸気が発生し、有効水頭を減少させる効果が発生する。この効果は、垂直接路で上方ほど、下方での発生蒸気の上方への蓄積効果によって顕著なものとなる。

そこで、予備解析⁽⁴⁾の結果を参考にして、ダウンカマ壁から流体へ入る熱量を知って、流体力学的要因であるダウンカマ有効水頭を支配する関係を調べることを目的とする実験を行った。

実験装置は、ダウンカマ内での流動は気液二相流であるのでスケールファクターの影響が大きいので、流路形状に関しては、実規模に適用可能とするため、流路高さを有効長5 m、一方流路幅は再冠水時では二次元性効果は小さいと考えられるので1 mのものとした。最も重要と考えられる流路ギャップに関しては、その影響をより詳細に調べられるよう、200 mm, 100 mm, 50 mmの3種類のケースができるようにした。ダウンカマ流路の構成は、肉厚5.6 mm (50 mm炭素鋼に6 mmステンレスクラッド)の対向平板から成り、熱放出模擬のため最高300℃まで昇温できるように加熱ヒータがついている。熱放出量測定用に構造壁に熱電対がとりつけられ、有効水頭測定用に差圧計がとりつけられている。

本実験は、流路ギャップ200 mmの場合について、注水温度100℃、抽水速度0~2 cm/sec、初期壁温250℃~300℃の条件で行ったものである。

その結果次の事柄が明らかとなった。

(1) 構造壁から流体へ放出される熱流束評価法は妥当なものが得られた。この評価に際しては、構造材の熱的性質の温度依存を考慮する必要があることがわかった。

(2) 実験での熱流束の特性は、従来のプール沸騰曲線とは大きく異っている。過熱度20~50℃の領域では、流束はかなり低い値となっている。

(3) 実験で得られた有効水頭変化には、次の3領域がある。

① 注水と共に増加していく領域(注水開始後0~約30秒後まで)

② 有効水頭が減少し、極小値をとって再び増加する領域(注水後約30秒~約120秒後まで)

③ 漸増して行きはゞ一定値をとる領域(注水後約120秒以後)

(4) 温度変化から計算で求めた熱流束変化と、これまで得られている流体力学的関係とから予測される有効水頭変化は、上記(3)の③の領域においては正しく評価される。②の領域では有効水頭を過大評価することになる。これはクエンチの進行と共に蒸気の蓄積効果の影響が大きいためと考えられる。

(5) 初期壁温の効果として、高温の場合ほど、多量の熱量が放出されるので、有効水頭は減少する。

(6) 抽水速度の影響としては、 $0 \sim 2 \text{ cm/s}$ の範囲では、ほとんど差異が見受けられない。今後の問題として、次の事柄が指摘される。

(1) 熱流束履歴の評価法が正しいことを、他の方法、例えば発生蒸気量を直接測定することによって、更に裏付けること。

(2) 上記(3)の②の領域についても予測できることが望ましい。この領域は蒸気の蓄積効果が大きく遷移領域であるので、これを考慮した動的な解析が必要であろう。

(3) 構造材からの熱流束履歴が、従来のプール沸騰曲線と大きく異なるので、別途熱流束履歴を明らかにする必要がある。

(4) 流路ギャップの影響を調べる必要がある。

謝 辞

本研究の遂行に当り、安全工学部能沢正雄部長、安全工学第2研究室平野見明室長から適切かつ懇切な御助言、御指導を載いている。又実験データ集録に当り、安全工学第2研究室須藤高史氏、データ処理に当っては同研究室杉本純氏の御協力・御援助を載いた。本実験装置の製作に当っては、安全試験技術室深谷好夫主査ならびに安全工学第2研究室新妻泰氏の御協力を載いた。ここに記し、深謝の意を表するものである。

References

1. Y.Murao, T.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6981, 1977
2. Y.Murao, T.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6788, 1976
3. Y.Murao, T.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6982, 1977
4. Y.Sudo and Y.Murao, JAERI-M 7940, 1978
5. J.P.Waring, et al, WCAP-8583, 1975
6. Y.S.Touloukian et al, "Thermophysical property of matter", vol.1, "Thermal conductivity, metallic elements and alloy", IFI/PLENUM, NEW YORK
7. Y.S.Touloukian et al, "Thermophysical property of matter", vol.4, "Specific heat, metallic elements and alloy", IFI/PLENUM, NEW YORK

(6) 抽水速度の影響としては、 $0 \sim 2 \text{ cm/s}$ の範囲では、ほとんど差異が見受けられない。今後の問題として、次の事柄が指摘される。

(1) 熱流束履歴の評価法が正しいことを、他の方法、例えば発生蒸気量を直接測定することによって、更に裏付けること。

(2) 上記(3)の②の領域についても予測できることが望ましい。この領域は蒸気の影響が蓄積効果が大きく遷移領域であるので、これを考慮した動的な解析が必要であろう。

(3) 構造材からの熱流束履歴が、従来のプール沸騰曲線と大きく異なるので、別途熱流束履歴を明らかにする必要がある。

(4) 流路ギャップの影響を調べる必要がある。

謝 辞

本研究の遂行に当り、安全工学部能沢正雄部長、安全工学第2研究室平野見明室長から適切かつ懇切な御助言、御指導を載している。又実験データ集録に当り、安全工学第2研究室須藤高史氏、データ処理に当っては同研究室杉本純氏の御協力・御援助を載いた。本実験装置の製作に当っては、安全試験技術室深谷好夫主査ならびに安全工学第2研究室新妻泰氏の御協力を載いた。ここに記し、深謝の意を表するものである。

References

1. Y.Murao, T.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6981, 1977
2. Y.Murao, T.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6788, 1976
3. Y.Murao, T.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6982, 1977
4. Y.Sudo and Y.Murao, JAERI-M 7940, 1978
5. J.P.Waring, et al, WCAP-8583, 1975
6. Y.S.Touloukian et al, "Thermophysical property of matter", vol.1, "Thermal conductivity, metallic elements and alloy", IFI/PLENUM, NEW YORK
7. Y.S.Touloukian et al, "Thermophysical property of matter", vol.4, "Specific heat, metallic elements and alloy", IFI/PLENUM, NEW YORK

(6) 抽水速度の影響としては、 $0 \sim 2 \text{ cm/s}$ の範囲では、ほとんど差異が見受けられない。今後の問題として、次の事柄が指摘される。

(1) 熱流束履歴の評価法が正しいことを、他の方法、例えば発生蒸気量を直接測定することによって、更に裏付けること。

(2) 上記(3)の②の領域についても予測できることが望ましい。この領域は蒸気の影響が大きく遷移領域であるので、これを考慮した動的な解析が必要であろう。

(3) 構造材からの熱流束履歴が、従来のプール沸騰曲線と大きく異なるので、別途熱流束履歴を明らかにする必要がある。

(4) 流路ギャップの影響を調べる必要がある。

謝 辞

本研究の遂行に当り、安全工学部能沢正雄部長、安全工学第2研究室平野見明室長から適切かつ懇切な御助言、御指導を載いている。又実験データ集録に当り、安全工学第2研究室須藤高史氏、データ処理に当っては同研究室杉本純氏の御協力・御援助を載いた。本実験装置の製作に当っては、安全試験技術室深谷好夫主査ならびに安全工学第2研究室新妻泰氏の御協力を載いた。ここに記し、深謝の意を表するものである。

References

1. Y.Murao, T.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6981, 1977
2. Y.Murao, T.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6788, 1976
3. Y.Murao, T.Iguchi, T.Sudoh, Y.Sudo, J.Sugimoto, Y.Niitsuma, Y.Fukaya and K.Hirano, JAERI-M 6982, 1977
4. Y.Sudo and Y.Murao, JAERI-M 7940, 1978
5. J.P.Waring, et al, WCAP-8583, 1975
6. Y.S.Touloukian et al, "Thermophysical property of matter", vol.1, "Thermal conductivity, metallic elements and alloy", IFI/PLENUM, NEW YORK
7. Y.S.Touloukian et al, "Thermophysical property of matter", vol.4, "Specific heat, metallic elements and alloy", IFI/PLENUM, NEW YORK