

ヒートパイプ型蒸気発生器の開発（第1報）  
2重管型ヒートパイプフィージビリティ試験（I）

1988年6月

動力炉・核燃料開発事業団  
大洗工学センター

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせください。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター システム開発推進部・技術管理室

Enquires about copyright and reproduction should be addressed to: Technology Management Section O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-cho, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-ken, 311-13, Japan

動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation)

## ヒートパイプ型蒸気発生器の開発（第1報） 2重管型ヒートパイプフィージビリティ試験（I）

大滝 明 仲井 悟 保田仁司  
杉原伸一\*\*望月正孝\*\*

### 要 旨

高速増殖炉の経済性向上を計る有効な方策として2次系の削除が考えられる。この2次系削除を実現する手段の一つに新概念の2重管型ヒートパイプ（径方向熱移動型）を用いた蒸気発生器の採用がある。2重管型ヒートパイプは破損検出性や安全性に優れていると考えられるが、熱特性については明確でない。そこで、蒸気発生器に対する2重管型ヒートパイプの適用性を確認する目的で作動液に水を用いた低温域の基礎試験を実施した。これにより以下の事象が明らかになった。

- (1) 対向流時、垂直状態のヒートパイプは上部50%がドライアウトして熱交換が不十分になる。
- (2) 対向流時、水平状態のヒートパイプは、全長が有効伝熱面として作動する。
- (3) 並行流時、垂直状態および水平状態にかかわらず熱輸送能力が増加し、さらに全長の温度が均一化傾向を示す。
- (4) 蒸气流路幅が最も広い供試体で安定した温度分布を示す。

以上の結果から、2重管型ヒートパイプは作動液の蒸气流路幅と熱媒体の流動方式の条件が満たされれば正常に作動することが確認できた。また、高温試験に向けての指針を得た。

## Development of Heat Pipes Steam Generator (I) Feasibility test of radial - flow Heat Pipe

Akira Otaki Satoru Nakai Hitoshi Yasuda  
Shinichi Sugihara \*\* Masataka Mochizuki \*\*

### A b s t r a c t

Elimination of intermediate heat transport system is promising idea for target Plant of commercial LMFBR. For this plant, steam generator using heat pipe which is radial heat flow and double wall type is one of the effective method.

Radial flow heat pipe has good capability of leak detection and safety, but there are many points to be investigated for application to steam generator.

Feasibility tests were carried out at low temperature using water heat pipe.

In this report, feasibility test results of radial flow heat pipe applied to steam generator are described. In this test, following results are obtained.

- (1) The condition of counter flow and vertical setting, 50% of heat transfer region was dry out, and heat transfer capability decreased.
- (2) The condition of counter flow and horizontal setting, effective heat transfer region was all length of heat pipe.
- (3) For parallel flow heat exchange, heat pipe showed good performance and temperature distribution decreased at any setting condition.
- (4) Increasing of heat transfer pass, heat pipe showed the uniform temperature distribution and the stability of heat transfer increased.

The feasibility of radial flow heat pipe applied to steam generator are obtained and reflected points to next investigation are cleared.

## 目 次

1. 緒 言 .....	1
2. 試験計画 .....	2
2.1 ヒートパイプ型蒸気発生器の検討 .....	2
2.2 ヒートパイプ型蒸気発生器における課題 .....	2
2.3 開発の展開 .....	3
2.4 開発計画 .....	3
3. 試験方法 .....	6
3.1 ヒートパイプ仕様 .....	6
3.2 試験装置 .....	6
3.3 試験条件 .....	7
4. 試験結果および検討 .....	17
4.1 温度分布から見たヒートパイプの作動状況 .....	17
4.2 ヒートパイプの熱輸送量 .....	19
4.3 水平加熱時特性 .....	20
4.4 表面温度 .....	20
4.5 高熱流束試験の検討 .....	21
4.6 ヒートパイプ熱伝達率の検討 .....	21
5. まとめ .....	50
Appendix-A	

## 表、図、写真リスト

## — 表 (Table) リスト —

Table. 3.1	試験用2重管型ヒートパイプの仕様	8
------------	------------------	---

## — 図 (Figures) リスト —

Fig. 2.1	ヒートパイプ型蒸気発生器概念図	4
Fig. 2.2	ヒートパイプ型蒸気発生器開発フロー	5
Fig. 3.1	試験用2重管型ヒートパイプ基本構造図 (同心円タイプ)	6
Fig. 3.2	試験用2重管型ヒートパイプの形状 (1/4) ~ (4/4)	9
Fig. 3.3	2重管型ヒートパイプ試験系統図	13
Fig. 3.4	オイルジャケット管構造図	14
Fig. 3.5	ヒートパイプ廻り温度計測位置	15
Fig. 4.1	配置角度による温度分布の変化 (No.2 供試体)	24
Fig. 4.2	配置角度による温度分布の変化 (No.3 供試体)	25
Fig. 4.3	配置角度による温度分布の変化 (No.4 供試体)	26
Fig. 4.4	配置角度による温度分布の変化 (No.5 供試体)	27
Fig. 4.5	配置角度による温度分布の変化 (No.6 供試体)	28
Fig. 4.6	配置角度による温度分布の変化 (No.7 供試体)	29
Fig. 4.7	配置角度による温度分布の変化 (No.3 供試体、並行流)	30
Fig. 4.8	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.2 供試体、水平時)	31
Fig. 4.9	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.2 供試体、垂直時)	32
Fig. 4.10	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.3 供試体、水平時)	33
Fig. 4.11	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.3 供試体、垂直時)	34
Fig. 4.12	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.4 供試体、水平時)	35
Fig. 4.13	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.4 供試体、垂直時)	36
Fig. 4.14	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.5 供試体、水平時)	37
Fig. 4.15	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.5 供試体、垂直時)	38
Fig. 4.16	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.6 供試体、水平時)	39
Fig. 4.17	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No.6 供試体、垂直時)	40

Fig. 4.18	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No. 7 供試体、水平時) .....	4 1
Fig. 4.19	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No. 7 供試体、垂直時) .....	4 2
Fig. 4.20	熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No. 3 供試体、垂直時-並行流) ...	4 3
Fig. 4.21	水平加熱時ヒートパイプ上面、下面温度特性 (No. 2 供試体) .....	4 4
Fig. 4.22	水平加熱時ヒートパイプ上面、下面温度特性 (No. 3 供試体) .....	4 5
Fig. 4.23	ヒートパイプ表面温度の変動 (対向流) .....	4 6
Fig. 4.24	ヒートパイプ表面温度の変動 (並行流) .....	4 7
Fig. 4.25	水平時 V S 垂直時の熱輸送特性 (対向流) .....	4 8
Fig. 4.26	水平時 V S 垂直時の熱輸送特性 (並行流) .....	4 9

—— 写真 (Photography) リスト ——

Phot. 3.1	2重管型ヒートパイプおよびオイルジャケット管 .....	1 6
Phot. 3.2	試験状況 (傾斜台取付) .....	1 6

## 1. 緒 言

FBRプラントの経済性を向上させるための有方な方策として2次系の削除が考えられる。

2次系削除を実現させるための手段の一つとしてヒートパイプを使用した蒸気発生器を用いることが考えられる。

このヒートパイプ蒸気発生器に要求される機能としては以下の項目が考えられる。

- (1) ヒートパイプの伝熱壁は  
一方の壁が破損してもナトリウムと水は直接接触しないこと。
- (2) 一方の壁が破損した場合、その検出が容易であること。また、その修復が容易であることが望ましい。
- (3) ヒートパイプの熱抵抗（伝熱壁含む）が過大にならないこと。

これらの要求を満たすヒートパイプとして新概念の2重管型ヒートパイプが考えられる。2重管型ヒートパイプは、従来型の軸方向の熱移動ではなく、径方向の熱移動であり、蒸気発生器として有力な候補である。

しかしながら、この2重管型ヒートパイプについては伝熱特性、熱輸送能力等について明確でないため、2重管型ヒートパイプが蒸気発生器に適用できるか否かを確認することを目的とし、低温領域において水を作動媒体として基礎的熱特性試験を行なった。なお、2重管型ヒートパイプは径方向の熱移動であり、外管側で加熱、内管側で凝縮するため横置きとし、作動液を外管下面に貯留させる構造とするが、蒸気発生器への適用を考えた場合ヒートパイプに傾きが必要となることも想定され、横置きから縦置きまでの傾角もパラメータとした。



## 2. 試験計画

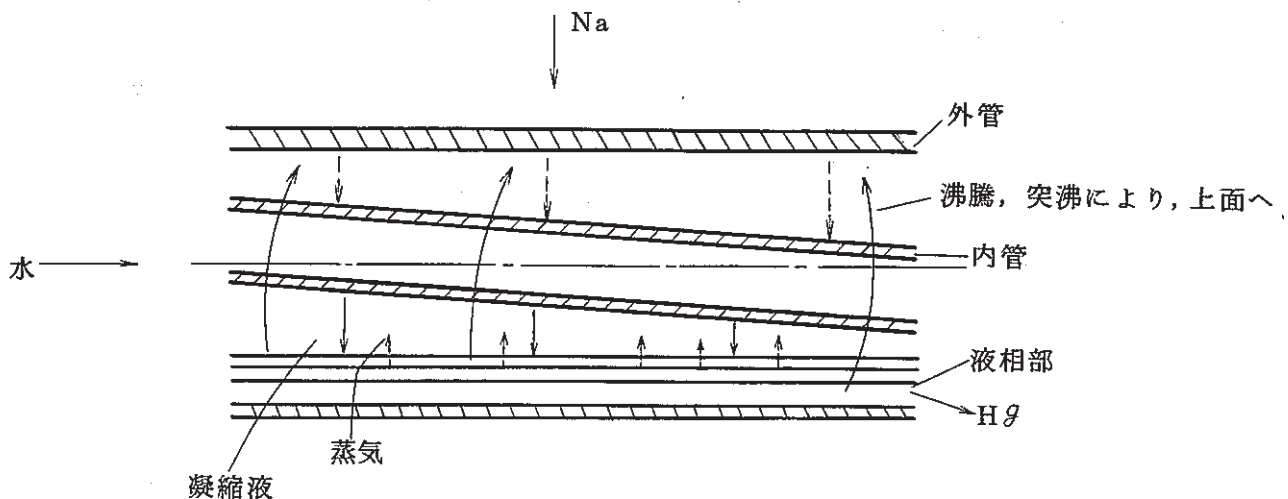
### 2.1 ヒートパイプ型蒸気発生器の検討

蒸気発生器においては

- (1) 大きな伝熱面積の確保
- (2) 高圧の水・蒸気は管内流とする方が有利

の観点から2重管型ヒートパイプを検討した。このヒートパイプは、2重管環状空間に作動媒体として水銀を封入し、環状空間部にヒートパイプ機能を持たせたものである。Fig. 2.1にその概念図を示す。管外をナトリウムが、管内を水・蒸気が流れ、外管側が加熱部、内管側が凝縮部となる。従って環状空間内では、水銀蒸気が半径方向に移動するradial flowヒートパイプになっている点が特徴である。

環状空間 radial flowヒートパイプにおける媒体挙動は下記の図の如くと考えられる。



媒体は下部液相部において沸騰、突沸し、蒸発面（外管内面）に供給される。下部よりの蒸発及び蒸発面にて蒸発した蒸気は半径方向に移動し、凝縮面（内管外面）にて凝縮する。

この radial flowヒートパイプにおける媒体挙動、熱特性、熱輸送能力の評価手法は確立されていない。

### 2.2 ヒートパイプ型蒸気発生器における課題

ヒートパイプ型蒸気発生器がFBR用蒸気発生器として成立する可能性はあると考えられる。採用の可否はヒートパイプ型蒸気発生器が成立することを実証するのみならず、他型式の蒸気発生器システムとの総合的な比較、評価のもとに優劣を判定して決定する必要がある。

そこで、ヒートパイプ型蒸気発生器が成立することを実証する上で、考慮すべき事項として下記のものがある。

(1) radial flow ヒートパイプの熱輸送評価手法の確立

(2) radial flow による高熱流束の確保

(Na → 水・蒸気への熱流束は伝熱管軸方向に分布があり、最大値は45W/cm<sup>2</sup>程度となる。)

(3) サイクリックなドライアウトに対するコンテナ材の熱疲労評価

(4) 熱・構造設計の詳細化

(5) 動特性評価

(6) 配置方式（縦、横置）の比較

(7) 伝熱管形式（直管、ヘリカル、サーペントイン）の比較

(8) リーク検出手法の検討、開発

(9) メンテナンス手法の検討、開発

### 2.3 開発の展開

ヒートパイプ型蒸気発生器の開発フローをFig. 2.2に示す。開発の展開としては、まずヒートパイプの基本概念の検討を行ない、その特性評価のため低温におけるモデル基礎試験（可視化も考慮）、高温での試験を行ない、その結果をもとにヒートパイプ適用システム検討、機器の実証を行なう。

### 2.4 開発計画

(1) モデル基礎試験

radial flow ヒートパイプの媒体挙動、熱特性を把握し評価モデルを検討する。試験におけるパラメータは下記の項目を適切に選定する。

① ヒートパイプ配置方式 タテ/ヨコ

② 内、外管直径

③ アニュラス ギャップ

④ 軸方向分割区間長

⑤ 蒸発、凝縮面の形状

なお、現象把握のため、ガラス等を用いた可視化の試験も実施する。

(2) 高温ヒートパイプ試験

実機蒸気発生器に相当する温度、熱流束条件下での熱特性評価を実施する。ヒートパイプ形状については(1)項のモデル試験結果を反映する。作動媒体としては水銀の使用が考えられる。

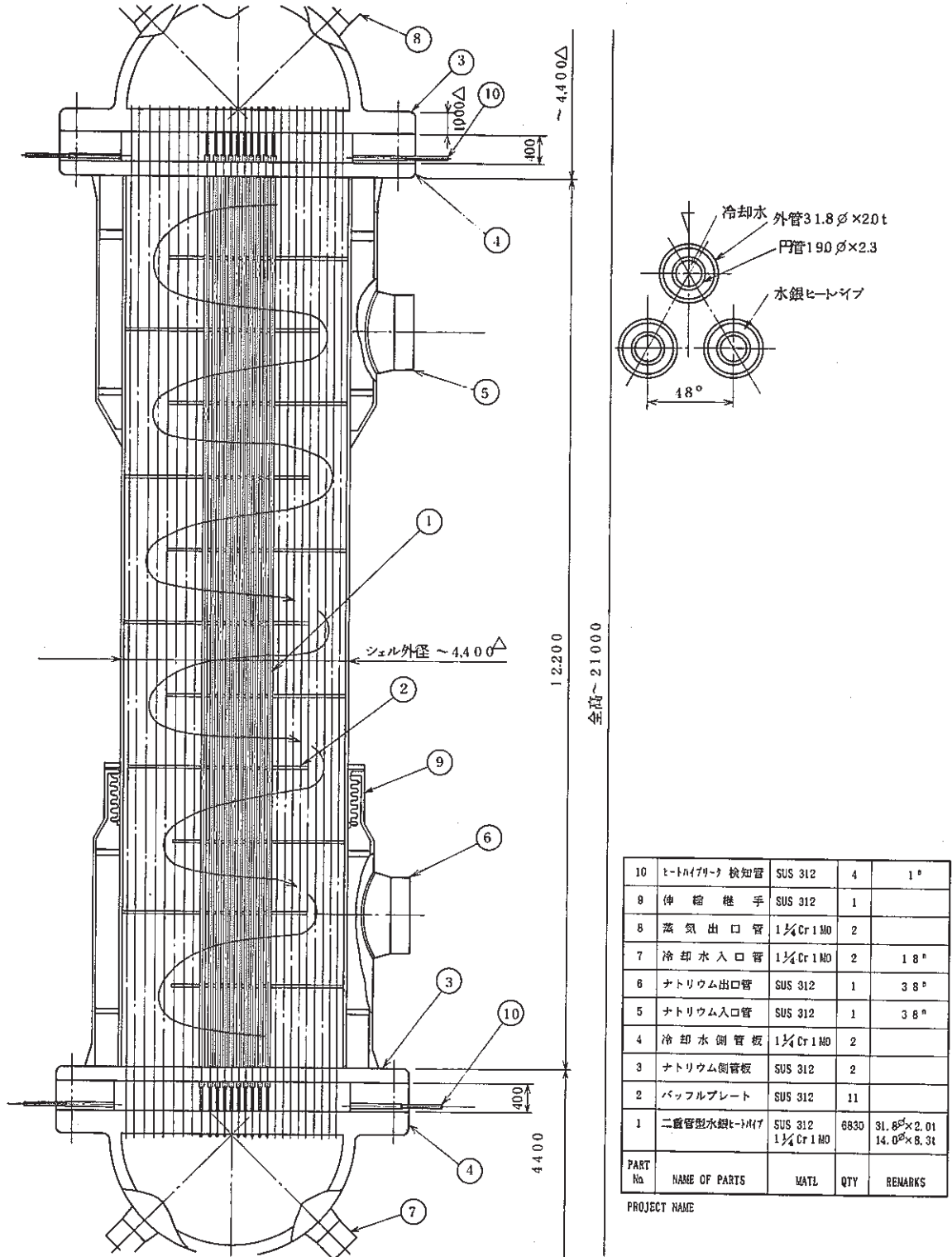


Fig. 2.1 ヒートパイプ型蒸気発生器概念

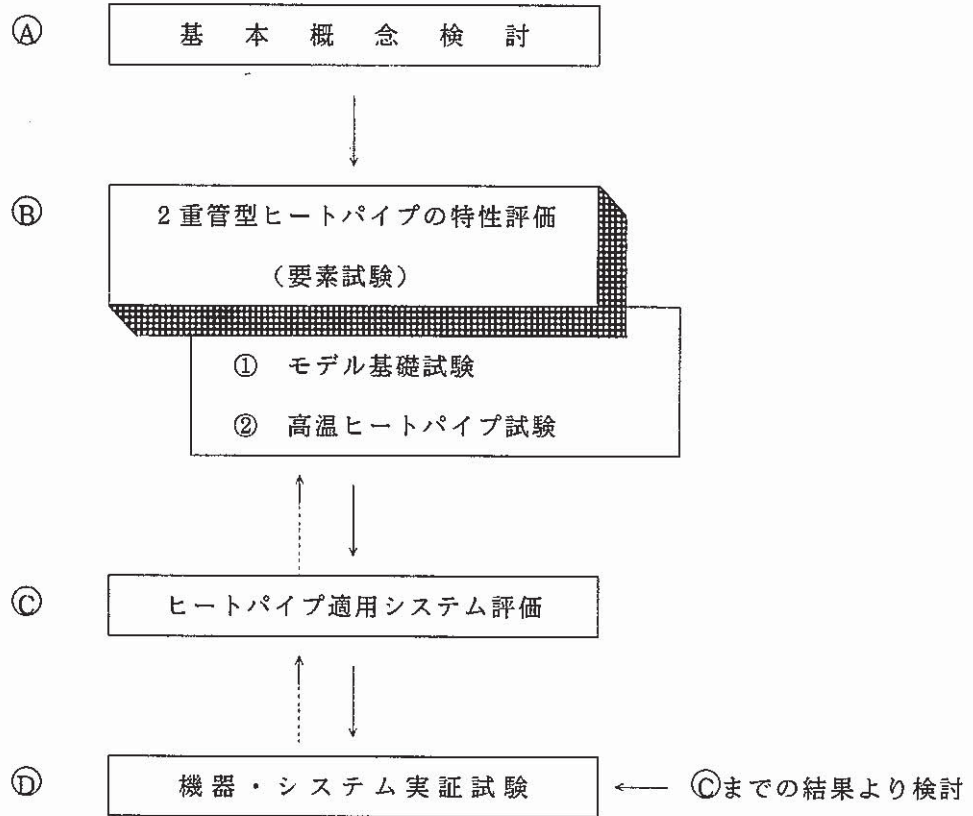


Fig. 2.2 ヒートパイプ型蒸気発生器開発フロー

### 3. 試験方法

#### 3.1 ヒートパイプ仕様

試験用に製作した2重管型ヒートパイプの基本構造をFig. 3.1に示す。外管と内管の間は閉じた環状空間になっており、そこには空間容量に対して約30%の水が作動液として封入されている。この試験用2重管型ヒートパイプ（以後、ヒートパイプと略す）は外管外側から内管内側への熱輸送を行なうもので、加熱媒体にシリコン油、冷却媒体に水を使用する。

今回の基礎試験では、同心円タイプについて蒸気流路幅や軸方向長さが異なる供試体を製作した他、凝結した作動液の還流を助長するために環状空間内に銅メッシュを内挿したウィックタイプ、内管と外管の中心軸をずらした偏心タイプなども製作して試験を行なった。各ヒートパイプの仕様をTable. 3.1に、形状をFig. 3.2に示す。

#### 3.2 試験装置

Fig. 3.3に2重管型ヒートパイプの試験系統を示す。加熱媒体であるシリコン油（KF-96）は加熱タンクから循環ポンプでオイルジャケット管に送り込まれ、ヒートパイプを介して冷却水に熱を与えたのち再び加熱タンクに戻る。オイルジャケット管入口部のシリコン油温度は、加熱タンク内の電気ヒータ出力を制御して一定に保つことができる。

冷却水はヒートパイプで得た熱をクーラーで除熱して再びヒートパイプに流れる。

オイルジャケット管はヒートパイプの表面温度がシリコン油の流動に影響されないよう、シリコン油とヒートパイプを隔離する管である。Fig. 3.4にオイルジャケット管の構造を示す。また、オイルジャケット管とヒートパイプの組立前の様子をPhot. 3.1に、組立後の試験状況をPhot. 3.2に示す。

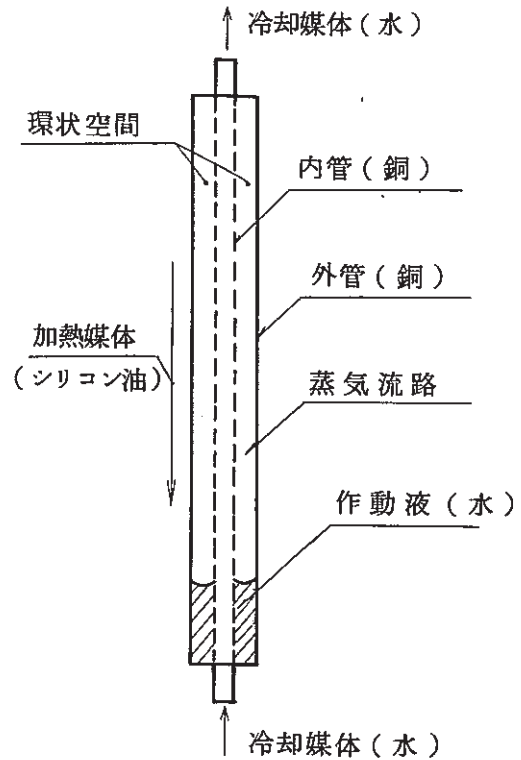


Fig. 3.1 試験用2重管型ヒートパイプ基本構造図（同心円タイプ）

3.3 試験項目および試験条件

(1) 試験項目

基礎試験の目的は、2重管型ヒートパイプがヒートパイプの基本原理に従って機能するか、否かを確認する点にある。そこで低温域では下記の試験を実施した。

- ① 熱特性試験：2重管型ヒートパイプの成立性および成立条件を把握するために、3.1項で紹介した供試体を用いて、2重管型ヒートパイプの熱特性と下記試験パラメータとの相互関係について調査する。

熱特性評価項目	試験パラメータ			
	ヒートパイプ構造	配置方式(傾角)	熱媒体流動方式	プロセス条件
・熱輸送量 ・軸方向分割作動状況(温度分布) ・温度変動	i) 蒸気流路幅(作動液) ii) 伝熱部長さ iii) ウィック(有/無)	i) 水平(0°) ii) 30° iii) 60° iv) 垂直(90°)	i) 対向流 ii) 並行流	i) 加熱媒体温度 ii) 冷却水流量 iii) 加熱媒体-冷却水温度差
備考	・詳細はTable. 3.1を参照のこと		・蒸気発生器体系を模擬する場合にはi)の流動方式	

- ② 可視化試験：熱輸送量および前記試験パラメータと作動液の挙動との関係について調べる。

尚、本報では熱特性試験を本論にしており、可視化試験についてはAppendix-Aを参照されたい。

(2) 試験条件

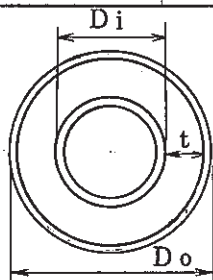
熱特性試験では、構造および寸法が異なる供試体(8体)について配置方式(傾角)や熱媒体流動方式、プロセス条件等の組合わせを変え、ヒートパイプの作動状況が平衡(温度変化静定)した後にデータを採取した。

尚、ヒートパイプ周辺の温度計測位置をFig. 3.5に、プロセス条件を以下に記す。

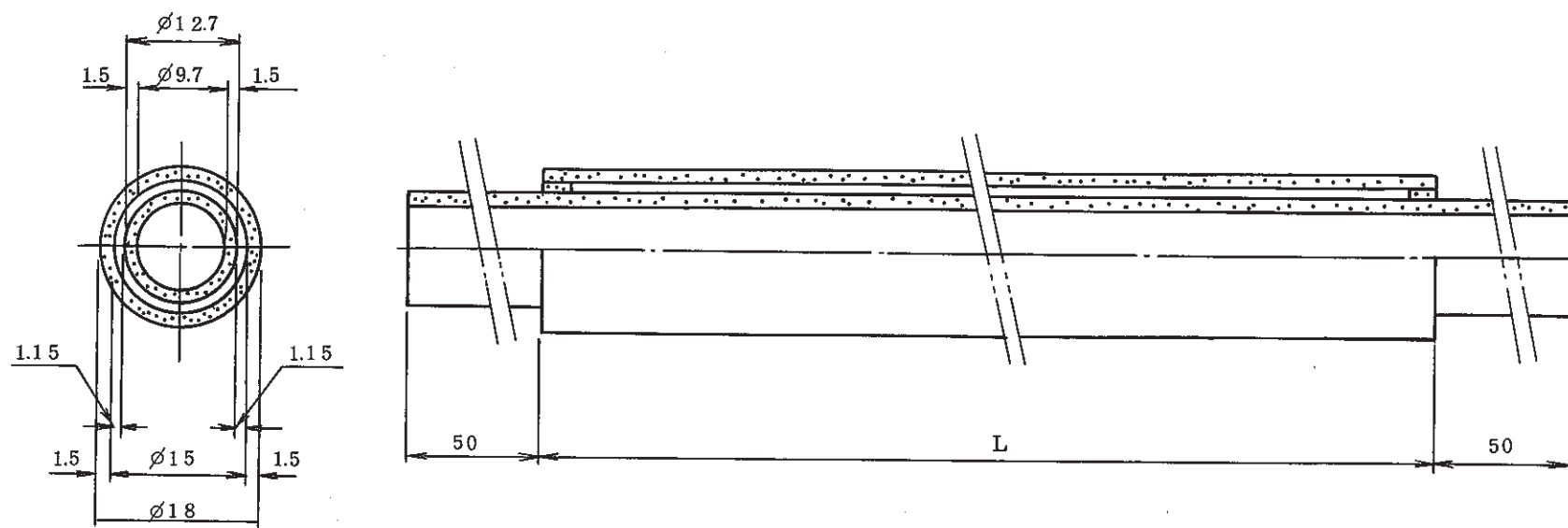
- ① 加熱媒体温度：50℃～190℃まで20℃ステップ。制御点はオイルジャケット管入口部。  
 ② 冷却水流量：1、3、5 l/min (加熱媒体流量は10 l/min で一定条件)

Table. 3.1 試験用 2 重管型ヒートパイプの仕様

供試体 No. (SP)	ヒートパイプ長さ (mm)	外径・ $D_o$ (mm)	内径・ $D_i$ (mm)	蒸気流路・ $t$ (mm)	ウィック (×:無、○:有)	偏心 (×:無、○:有)	備考
1	1000	18.0	9.7	1.15	×	×	Fig. 3.2 (1/4)
2	1000	20.0	9.7	2.25	×	×	Fig. 3.2 (2/4)
3	1000	25.4	9.7	4.35	○	×	Fig. 3.2 (3/4)
4	1000	25.4	9.7	4.35	×	×	同上
5	2000	18.0	9.7	1.15	×	×	Fig. 3.2 (1/4)
6	2000	25.4	9.7	4.35	○	×	Fig. 3.2 (3/4)
7	2000	25.4	9.7	4.35	×	×	同上
8	1000	25.4	9.7	4.35	×	○	Fig. 3.2 (4/4)



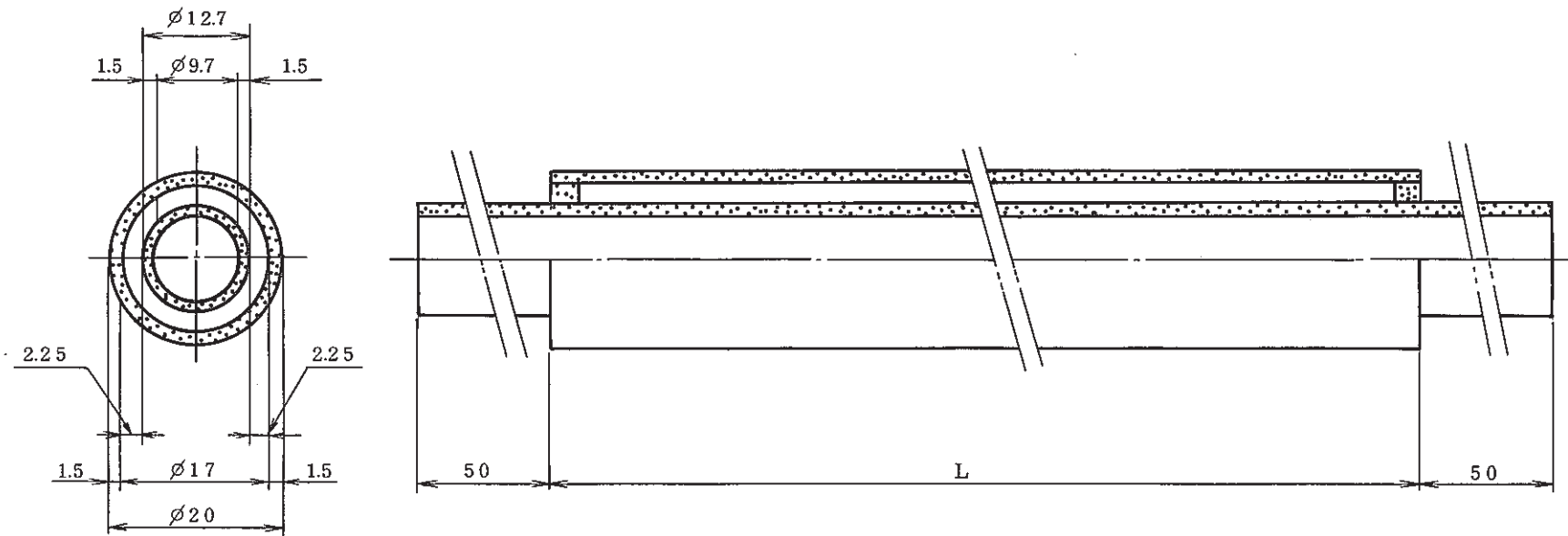
材 質 : 銅  
 作 動 液 : 水  
 ウィック : 銅、#50メッシュ1層



SP No	管材質	作動液	ウィック	L
1	Cu	H <sub>2</sub> O	無	1000
5	Cu	H <sub>2</sub> O	無	2000

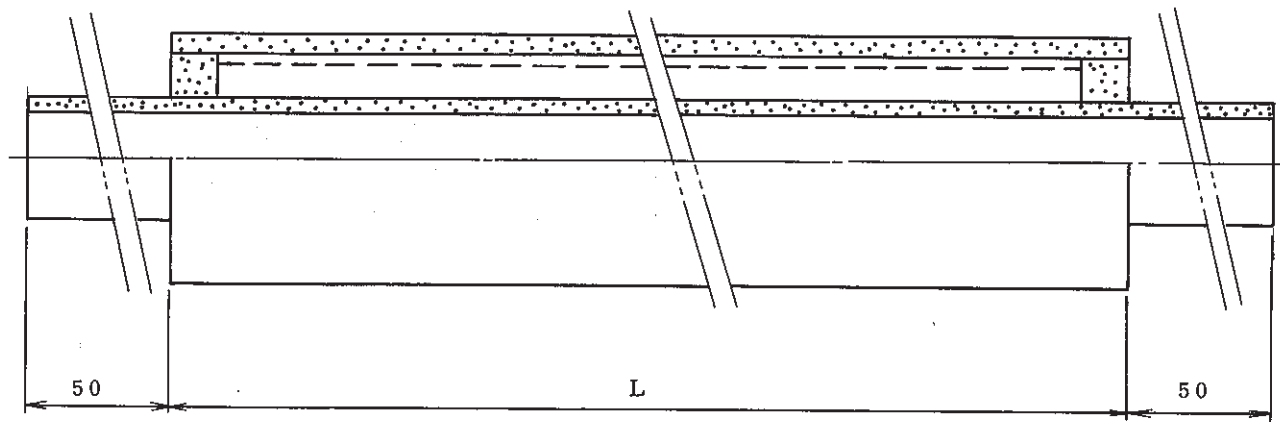
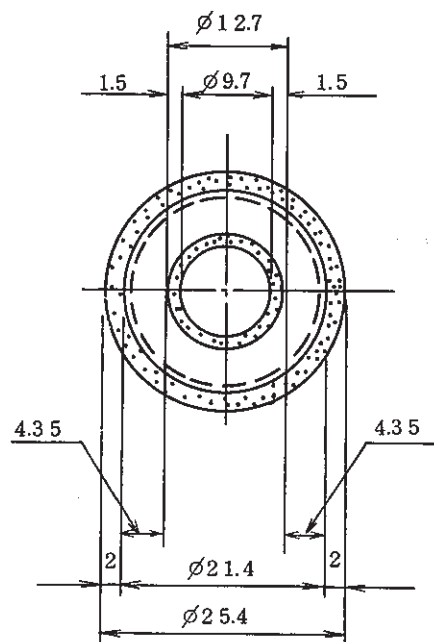
Fig. 3.2 試験用2重管型ヒートパイプの形状(1/4)





SP No	管材質	作動液	ウィック	L
2	Cu	H <sub>2</sub> O	無	1000

Fig. 3.2 試験用 2 重管型 ヒートパイプ の 形状 ( 2 / 4 )



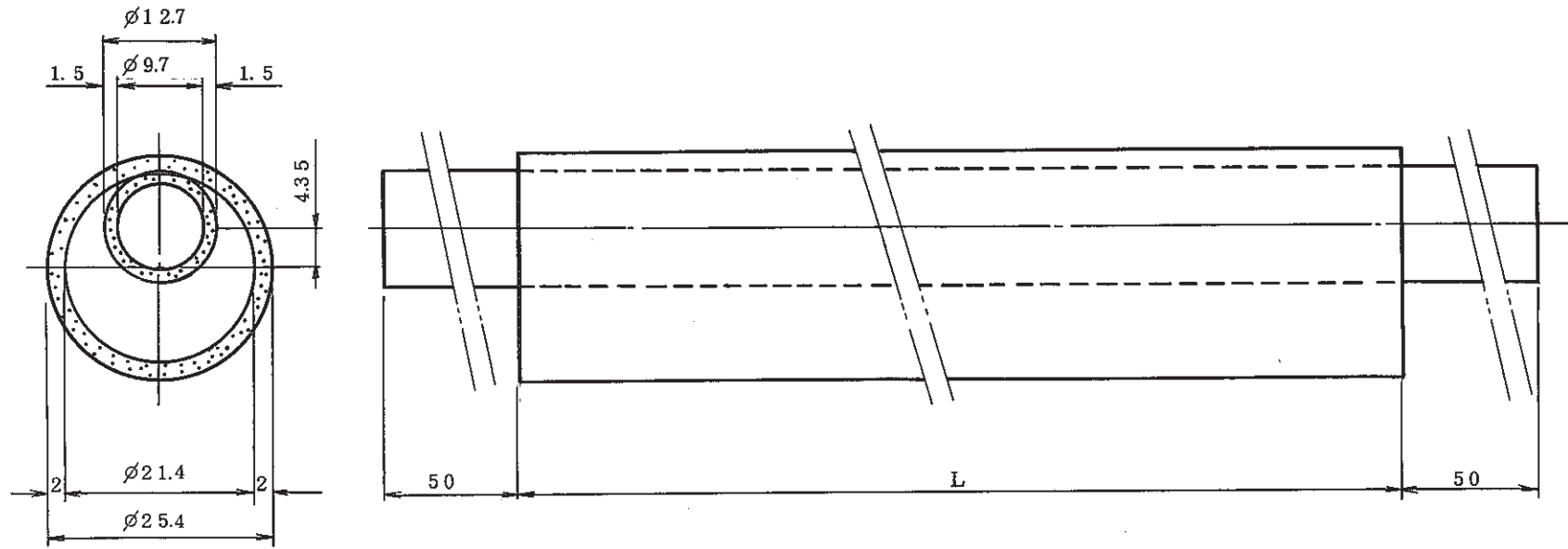
SP No	管材質	作動液	ウィック	L
3	Cu	H <sub>2</sub> O	有	1000
4	Cu	H <sub>2</sub> O	無	1000
6	Cu	H <sub>2</sub> O	有	2000
7	Cu	H <sub>2</sub> O	無	2000

※ウィックは#50メッシュ 1層

(備考)

破線：ウィック位置 (ウィックタイプ)

Fig. 3.2 試験用2重管型ヒートパイプの形状 (3/4)



SP No	管材質	作動液	ウィック	L
8	Cu	H <sub>2</sub> O	無	1000

Fig. 3.2 試験用2重管型ヒートパイプの形状 (4/4)

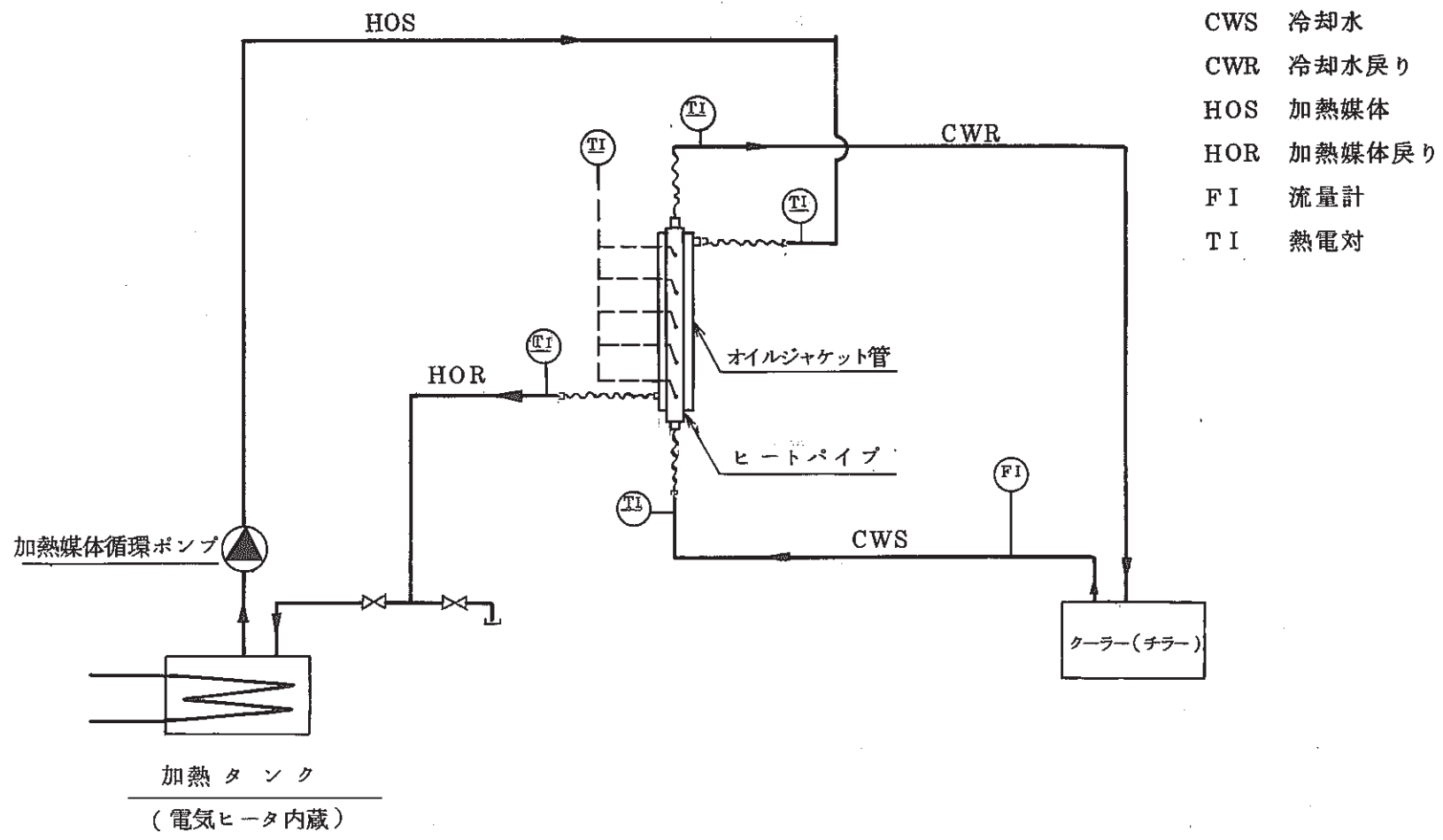
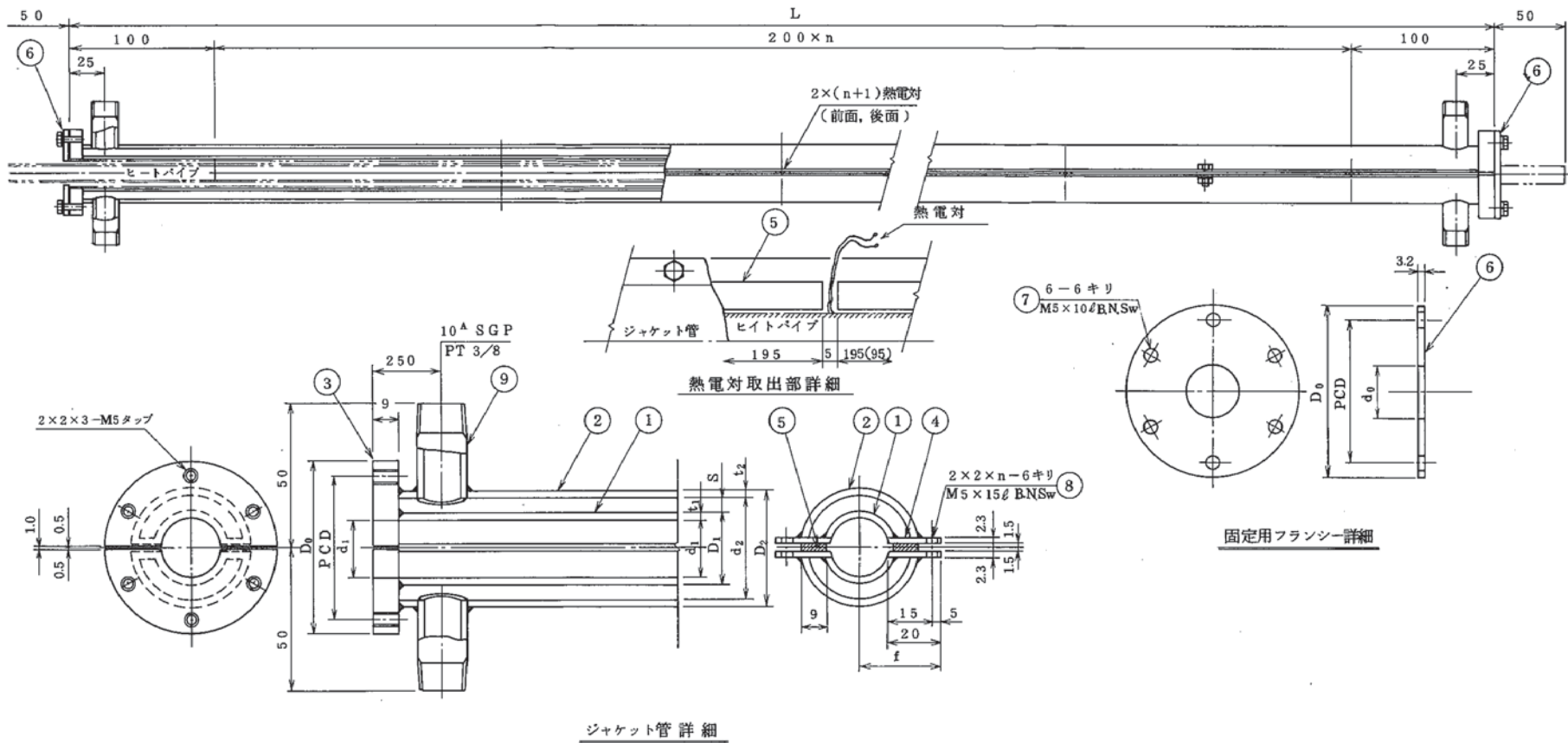


Fig. 3.3 2重管型ヒートパイプ試験系統図



SP No.	面間距離 L	内側管			外側管			管体部 スペース		フランジ 外径			n	d <sub>0</sub>	備考
		d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D <sub>2</sub>	t <sub>2</sub>	S	PCD	D <sub>0</sub>	f				
1	1000	18.2	22.2	2.0	31.0	35.0	2.0	4.4	45	55	29.1	4	15		
5	2000	18.2	22.2	2.0	31.0	35.0	2.0	4.4	45	55	29.1	9	15		
2	1000	20.4	25.0	2.3	35.4	40.0	2.3	5.2	50	60	30.2	4	17		
3															
4	1000	25.4	30.0	2.3	40.4	45.0	2.3	5.2	55	65	33.7	4	22		
8															
6	2000	25.4	30.0	2.3	40.4	45.0	2.3	5.2	55	65	32.7	9	22		
7															

9	液出入口ノズル	SGP	10A
8	ボルト, NSw付	市販	M5×15ℓ
7	ボルト, SW付	市販	M5×10ℓ
6	固定用フランジ	SS41	R3.2
5	スペース挿入板	SS41	FB 9×3
4	分割部フランジ	SS41	FB20×23
3	フランジ	SS41	
2	外管	STKM	
1	内管	STKM	

Fig. 3.4 オイルジャケット管構造図

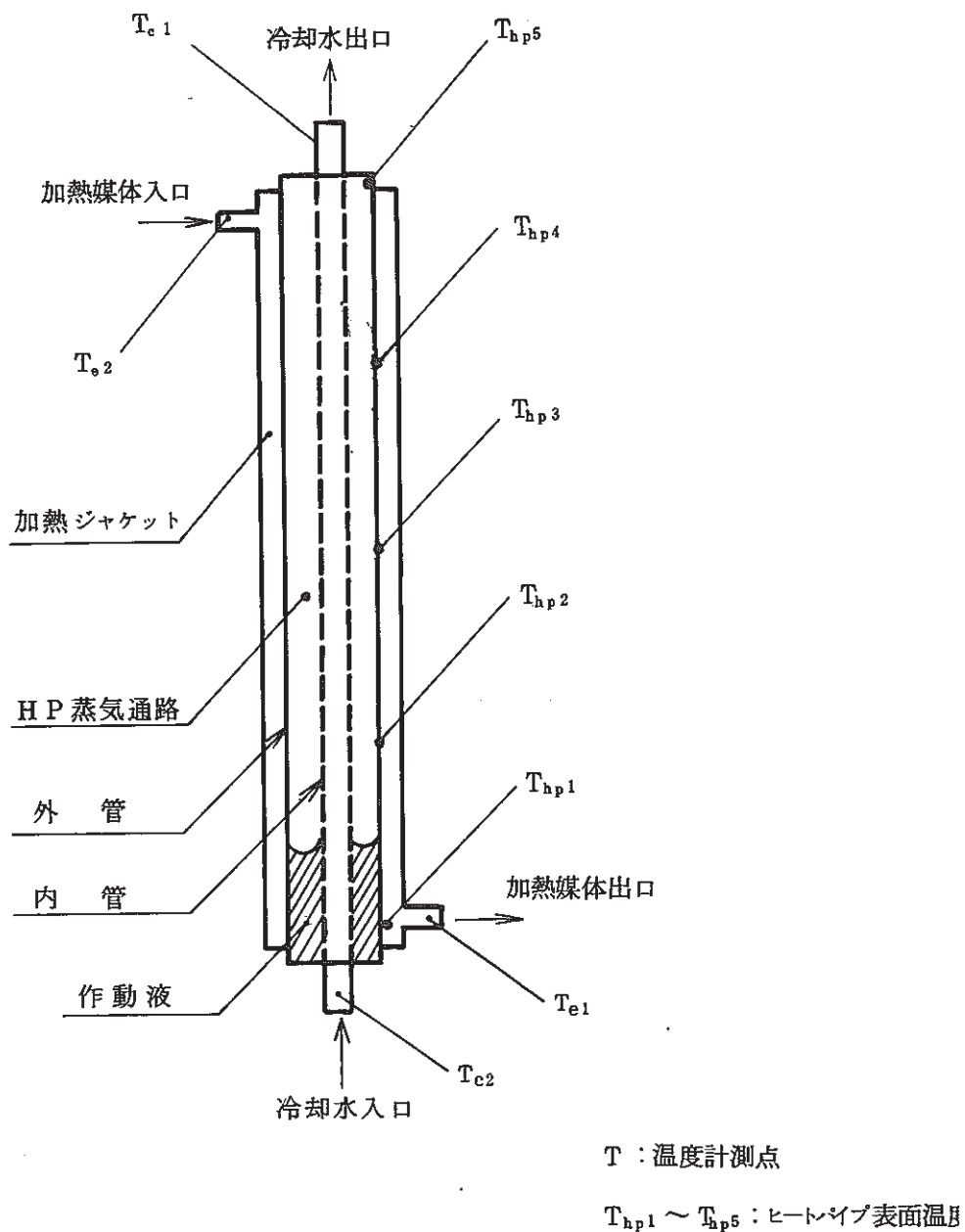
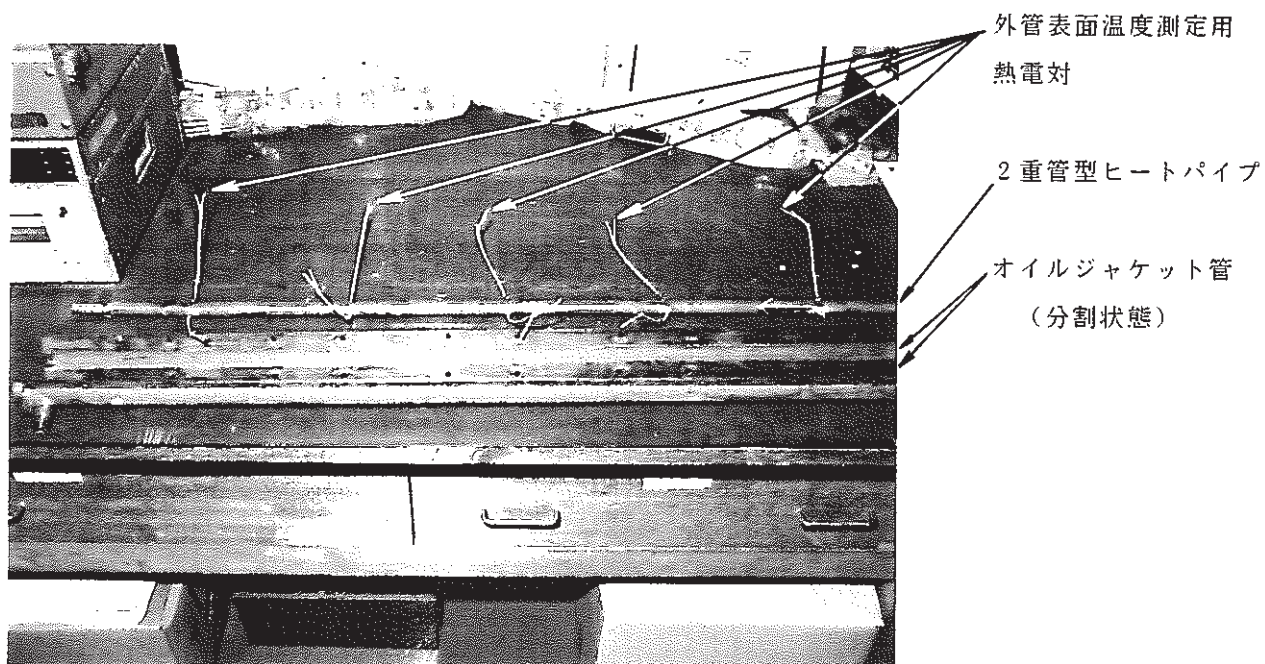
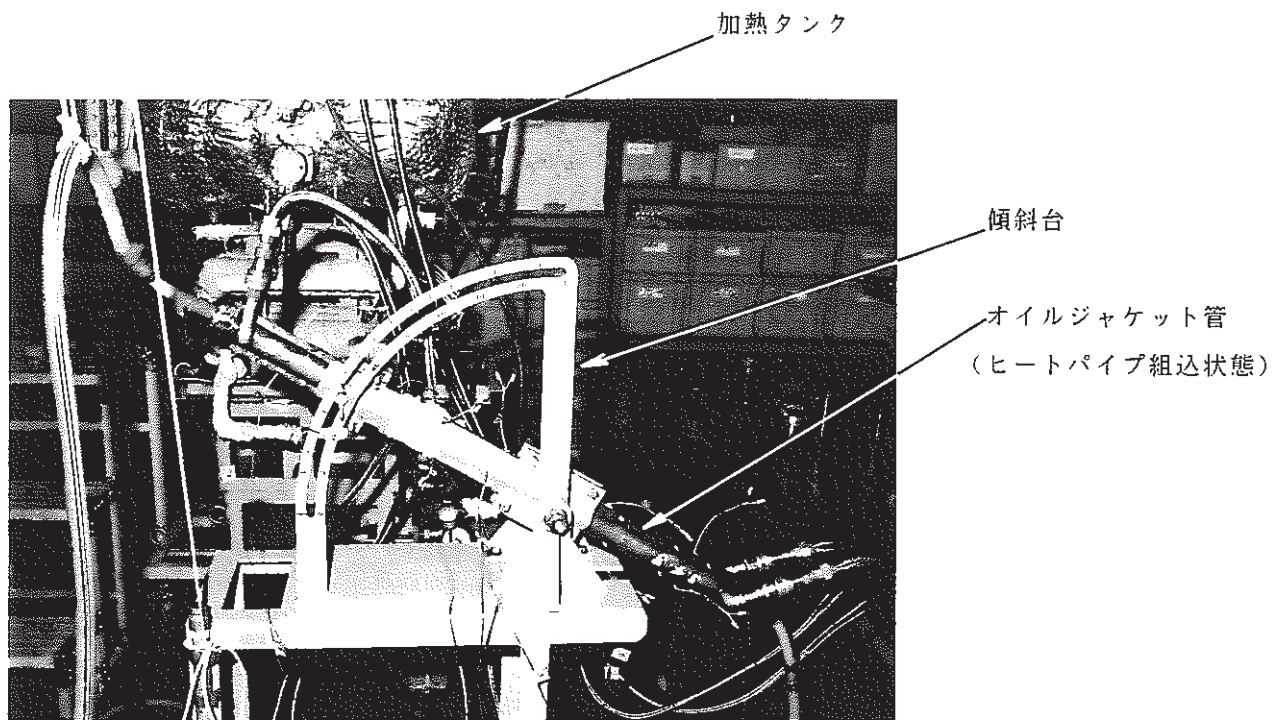


Fig. 3.5 ヒートパイプ廻り温度計測位置



Phot. 3.1 2重管型ヒートパイプおよびオイルジャケット管



Phot. 3.2 試験状況 (傾斜台取付)

## 4. 試験結果および検討

### 4.1 温度分布から見たヒートパイプの作動状況

冷却水流量（1、3、5 l/min）と傾斜角度（水平、30°、60°、垂直）の各組合せ条件下での温度分布からヒートパイプの作動状況について検討した。

尚、温度計測位置は Fig. 3.5 を参照されたい。

#### (1) 供試体 No. 2～No. 4（結果：Fig. 4.1～Fig. 4.3）

各供試体が水平配置の場合には、計測点  $T_{hp1}$ ～ $T_{hp5}$  からなるヒートパイプの表面温度（ $T_{HP}$ ）は、ほぼ全面に亘って油温（ $T_o$ ：計測点  $T_{o1}$ 、 $T_{o2}$ ）と冷却水温度（ $T_w$ ：計測点  $T_{c1}$ 、 $T_{c2}$ ）の中間よりやや冷却水温度側に分布している。このため、水平時のヒートパイプでは、加熱部（外管表面）の裏面に作動液の液膜等が接している状況が推察でき、作動液の還流と熱輸送が有効に機能しているためにヒートパイプ表面温度の上昇が抑えられたと考える。よって水平時のヒートパイプは全長に亘って正常に作動しているといえる。

これに対して垂直配置のヒートパイプ表面温度は、中央から上部にかけて油温近くまで過熱し、中央から下部にかけては水平時と同様な温度を示している。この温度分布からヒートパイプの上部50%はドライアウト状態と予想されるが、その原因については作動液の突沸や沸騰によって生じる液滴や蒸気が希薄なために外管内面の液膜形成が不十分となり、その結果熱輸送力が低下して過熱したと考える。また、ヒートパイプの下部50%については、表面温度が油温よりはるかに低いことから作動液が正常に還流しているのがわかる。したがって垂直時のヒートパイプは下部50%が有効長といえる。

蒸气流路幅の違いによる温度分布は、水平時には蒸气流路幅が広い No. 3、4 で均一な傾向を示している。垂直時の温度分布には有意な差は見られない。

ウィックの有無は No. 3 と No. 4 の温度分布形成に大きな影響を与えていないが、水平時の温度分布を比較するとウィックを内挿した No. 3 側が均熱性に幾分優れている。

傾斜の影響については傾角が30° および60° の場合でも垂直時と同様にヒートパイプ上部の表面温度が油温近くなる。しかし、ヒートパイプの有効長については表面温度の上昇点が中央より上に位置しているため、垂直時に比べ長いといえる。また、傾斜の影響は蒸气流路幅が狭い No. 2（2.25mm）が最も少なく、次にウィックを有している No. 3（4.35mm）、そしてウィック無しの No. 4（4.35mm）の順となる。



(2) 供試体No. 5～No. 7 (結果: Fig. 4.4～Fig. 4.6)

No. 5は蒸气流路幅(1.15mm)が最も狭い供試体である。同供試体を加熱媒体温度=190℃で作動すると表面温度は全長に亘って油温に近くなり、熱輸送量は次の様に低下した。

加熱媒体温度(℃)		170	190
熱輸送量 (W)	水平時	約 3100	約 2600
	垂直時	約 3600	約 1600

この様な状況からNo. 5供試体はヒートパイプとして機能していないことがわかるとともに、熱輸送限界に達したと思われる。

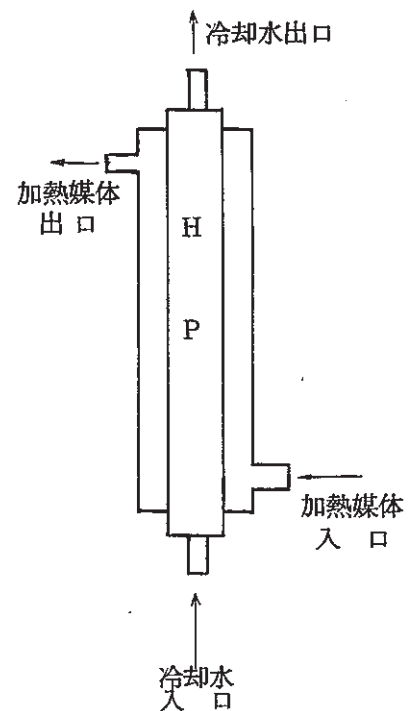
No. 6とNo. 7はウィックの有無の点で異なるが、両供試体はほぼ同じ温度傾向をもち、水平状態では全長に亘って正常に作動している。また垂直状態では、軸方向長さが2mになっても正常作動と考えられる領域は50%である。

尚、ウィックの効果としては、大きな差は見られなかった。

(3) 供試体No. 3 - 並行流試験 (結果: Fig. 4.7)

これまでの試験結果では、垂直時にヒートパイプの上部が油温近くまで過熱してドライアウトする傾向が見られた。この現象は、ヒートパイプの上部から送り込まれてくる高温の加熱媒体が環状空間の内部で作動液の希薄な上部に接して発生すると考えられる。そこで、No. 3供試体に対して加熱媒体を下部から流し込み、冷却水と並行に流動させた試験を行なった。Fig. 4.7は、この時の温度分布を示すものであるが、ヒートパイプの表面温度は比較的均一な温度分布を示しており、ヒートパイプが効果的に作動しているのがわかる。

これは、ヒートパイプの内部で作動液が多く分布している下部を高熱流束状態で加熱することにより、ヒートパイプ上部に供給される蒸気量が増加するためと考えられる。



並行流動方式

## 4.2 ヒートパイプの熱輸送量

### (1) 供試体No.2 (結果: Fig. 4.8、Fig. 4.9)

ヒートパイプが水平状態の時、加熱媒体と冷却水の温度差が拡大するにつれてヒートパイプの熱輸送量は比例的に増大し、安定した作動状況を示している。冷却水流量と熱輸送量の関係については、冷却水流量が最も少ない条件 ( $1 \ell/\text{min}$ ) で熱輸送量が多い傾向を示す。尚、加熱部熱流束は約  $3.5 \sim 4 \text{ W}/\text{cm}^2$  まで得られることを確認した。

垂直時には一定した傾向は見られないが、水平時と比較して明らかにヒートパイプの熱輸送能力が低下しているのがわかる。

### (2) 供試体No.3、No.4 (結果: Fig. 4.10~Fig. 4.13)

No.3とNo.4の供試体は蒸气流路幅が比較的広く確保されているため、加熱媒体と冷却水の温度差と熱輸送量の関係はNo.2供試体に比べ安定的である。加熱部熱流束は  $3.5 \sim 4 \text{ W}/\text{cm}^2$  程度得られることを確認した。

ウィックの有無の違いとして、ウィックが内挿されているNo.3では熱輸送量にバラツキが少なく、安定性をもつ。

また傾角が熱輸送量にもたらす影響としては、

- a) 各冷却水流量と熱輸送量の関係にバラツキが生じる。
- b) 冷却水流量が少ない条件 ( $1 \ell/\text{min}$ ) で熱輸送量が多く得られる傾向をもつ。

以上の様な特徴を示す。とくにb)の原因については、垂直時に冷却水流量が多いとヒートパイプの下部が充分昇温しないため、作動液が滞留している部分で熱流束が不足したものである。

### (3) 供試体No.5 (結果: Fig. 4.14、Fig. 4.15)

No.5は、加熱媒体温度が  $190^\circ\text{C}$  の時にヒートパイプの全長でドライアウトが発生した供試体である。熱輸送量のグラフを見ても  $T_s = 190^\circ\text{C}$  の条件で熱輸送量が急激に減少しているのがわかる。これはヒートパイプの熱輸送限界によるものと考えられるが、この時の熱流束は約  $3 \text{ W}/\text{cm}^2$  であった。

傾角や冷却水量との関係については定性的な傾向は見られず、全体的に不安定な状況を示している。

### (4) 供試体No.6、No.7 (結果: Fig. 4.16~Fig. 4.19)

No.6、7は蒸气流路幅が  $4.35 \text{ mm}$  で伝熱部長さ ( $L$ ) が  $2 \text{ m}$  の供試体である。温度差 ( $T_s - T_w$ ) と熱輸送量の関係は、 $L = 1 \text{ m}$  時 (No.3、4) と同様に安定している。

ヒートパイプの加熱部熱流束は $3\text{ W/cm}^2$ 程度しか得られなかったが、No. 6の水平時には冷却水流量と熱輸送量の関係が標準的な比例関係になった。

傾角の影響については、水平時と垂直時の熱輸送性能の差が顕著に現われ、垂直時のプロット群は傾角が大きいため熱輸送能力が劣っていることを示している。

ウィックの有無による性能の差は見られないが、ウィックが内挿されているNo. 6の特性は全体的に安定していると思われる。

#### (5) 供試体No. 3 - 並行流試験 (結果: Fig. 4.20)

No. 3を用いた並行流試験では、傾角が垂直にもかかわらず安定した特性が得られ、プロット群の傾角が小さいことから熱輸送性能が優れているのがわかる。したがって並行流動方式は、ヒートパイプの性能改善に有効であるといえる。

### 4.3 水平加熱時特性

当初、2重管型ヒートパイプを水平状態で加熱した場合には、下側になった蒸气流路に作動液が溜るため、上下流路間ならびにヒートパイプ表面(上面、下面)に温度差が生じる事を予想していた。しかし試験結果を見るとそれほど大きな温度差は生じなかった。

Fig. 4.21は、No. 2供試体を水平状態で加熱した時のヒートパイプ上面、下面の温度をグラフ化したものであるが、上面・下面とも均一な温度分布を示している。ウィックを内挿しているNo. 3ではFig. 4.22に示すようにヒートパイプの上面温度がわずかに高い傾向をもつ。

尚、ヒートパイプ上面、下面の温度差を解消するために偏心タイプ (No. 8) のヒートパイプを考案し、試験に供した。試験結果はヒートパイプの上面温度よりした下面温度が高くなる傾向が現れた。

### 4.4 表面温度

ヒートパイプの作動状況は表面温度から推定することができる。ヒートパイプの傾角や熱媒体の流動方式など、これらの作動条件がヒートパイプの表面温度に与える影響を調査し、ヒートパイプの作動条件と作動状況の定性的関係について検討した。尚、供試体にはNo. 4を用いた。

#### (1) 対向流方式 (結果: Fig. 4.23)

垂直時におけるヒートパイプの下部温度は、加熱媒体の制御温度に比べ著しく低く、また $10^{\circ}\text{C}$ ~ $15^{\circ}\text{C}$ の範囲で変動している。この温度変動の原因として、作動液の突沸現象が考えられる。ヒートパイプの上部は、温度変動は少ないが加熱媒体の制御温度に近いためドライアウト状態が推定できる。

水平時にはドライアウトしていたヒートパイプ上部の温度は低下し、ほぼ正常に熱交換が行なわれていることがわかる。水平加熱では、ヒートパイプ表面温度の変動は少ない。

(2) 並行流方式（結果：Fig. 4.24）

並行流方式では、加熱媒体と冷却水は同一方向に流動している。

並行流時のヒートパイプでは傾角の変更にもなう温度変動は小さく、また全長に亘って大きな温度差は生じない。これらの事象からヒートパイプの作動状況は正常かつ安定といえる。

#### 4.5 高熱流束試験の検討

これまでの試験では、加熱媒体が上限温度(190℃)に達しても熱輸送量は増加傾向を維持しており、加熱媒体の温度上昇で更に大きな熱流束が得られることが分かった。そこで、No. 4 供試体を加熱媒体の使用制限温度(240℃)で作動し、最大熱流束および配置方式の影響を再調査した。

試験パラメータと試験条件を以下に示す。

- ① 加熱媒体温度：100、150、200、220、240（℃）
- ② 冷却水流量：5、8（ℓ/min）
- ③ 配置方式：水平、垂直
- ④ 流動方式：対向流、並行流

(1) 対向流方式（結果：Fig. 4.25）

対向流方式における最大熱流束は、水平状態で6.7（W/cm<sup>2</sup>）、垂直状態では5.1（W/cm<sup>2</sup>）であった。また、グラフ中で両配置方式の熱輸送特性を比較しても、水平状態の熱輸送能力が優れているのがわかる。尚、No. 4 供試体の熱輸送量は各配置方式において増加傾向を示しており、加熱媒体の温度条件を上げることによって更に高い熱流束が得られるものと確信する。

(2) 並行流方式（結果：Fig. 4.26）

最大熱流束は、各配置方式とも7.7（W/cm<sup>2</sup>）であった。加熱媒体温度が200～240℃の範囲では、各配置方式の熱輸送能力はほぼ同じといえるが、低温域では水平状態の熱輸送能力が優れているのがわかる。

#### 4.6 ヒートパイプ熱伝達率の検討

今回、対向流方式で得られた最大熱流速は液体温度差約200℃で6.7 W/cm<sup>2</sup>（水平）であった。本項では蒸気発生器における熱伝達率との比較を行ない、本ヒートパイプのフィージビリティを検討する。

(1) 検討方法

左図において通常の蒸気発生器においては、  
熱貫流率は以下の式となる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_t} + \frac{1}{\alpha_o} \quad \dots (1)$$

$\alpha_i$  : 内側熱伝達率 (Kcal/m<sup>2</sup>h°C)  
 $\alpha_o$  : 外側 "  
 $\alpha_t$  : 伝熱管 "

ヒートパイプの場合も同様に

$$\frac{1}{K_{HP}} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{HP}} + \frac{1}{\alpha_o} \quad \dots (2)$$

$\alpha_{HP}$  : ヒートパイプ熱伝達率

伝熱性能の比較においては

$\alpha_A$  と  $\alpha_{HP}$  の比較を行なえばよい。

今回得られた測定データはヒートフラックス  
及び内外流体温度差である。

$$q = \Delta T \cdot K \quad \dots (3)$$

$q$  : ヒートフラックス (Kcal/m<sup>2</sup>h)

$\Delta T$  : 温度差 (°C) (200)

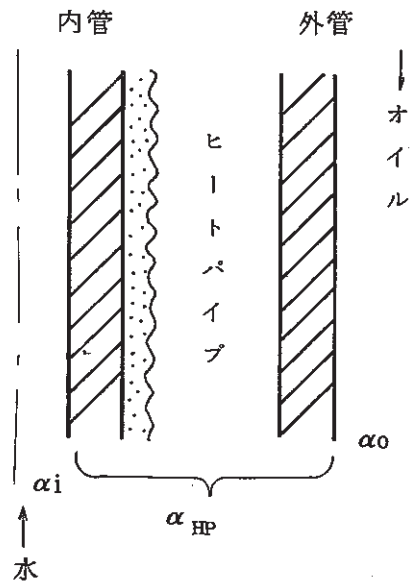
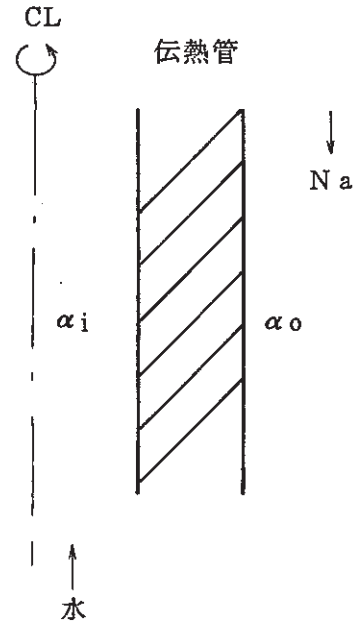
$K$  : 熱貫流率 (Kcal/m<sup>2</sup>h°C)

(2)、(3)式より

$$\frac{1}{\frac{q}{\Delta T}} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{HP}} + \frac{1}{\alpha_o} \quad \dots (4)$$

(4)式より  $\alpha_i$ 、 $\alpha_o$  を計算することにより  $\alpha_{HP}$  が求まる。

$\alpha_{HP}$  は、ヒートパイプ壁面熱抵抗及びヒートパイプ沸騰、凝縮の熱伝達を含んでいる。



## (2) 比較

Mod 9 Cr - 1 Mo 鋼 ( $\lambda = 24 \text{ Kcal/m h }^\circ\text{C}$ とする。)の2重伝熱管においては

$$\alpha_i \approx 4500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h }^\circ\text{C} \text{となる。}$$

一方今回得られたデータでは

$$q = 6.7 \text{ W/cm}^2$$

$$\Delta T = 200^\circ\text{C}$$

とすると

$$K = 290 \text{ (kcal/m}^2 \text{ h }^\circ\text{C)}$$

加熱流体はオイル及び被加熱流体の水の熱伝達はそれぞれ約

$$\alpha_i = 3600 \text{ kcal/m}^2 \text{ h }^\circ\text{C}$$

$$\alpha_o = 380 \text{ kcal/m}^2 \text{ h }^\circ\text{C}$$

$$(Pr = 20, \lambda = 0.12, \nu = 2 \times 10^{-6})$$

とすると

$$\alpha_{HP} = 1900 \text{ (kcal/m}^2 \text{ h }^\circ\text{C}) \text{となり}$$

伝熱管の約40%となっている。

なお、今回のデータでは

- ① 作動媒体として水の使用
- ② 内/外流体の熱伝達を仮定している。

等により、若干の誤差を含んでおり、詳細はヒートパイプの熱伝達については今後の課題である。

軸方向長さ: 1000 mm  
 蒸気流路幅: 2.25 mm

$T_0$  : 加熱媒体温度 (オイルジャケット管入口 = 190°C) 冷却水流量 (a) ..... 1 (1/min)  
 $T_{HP}$  : ヒートパイプ表面温度 (b) ..... 3 (1/min)  
 (°C)  $T_w$  : 冷却水温度 (c) ..... 5 (1/min)

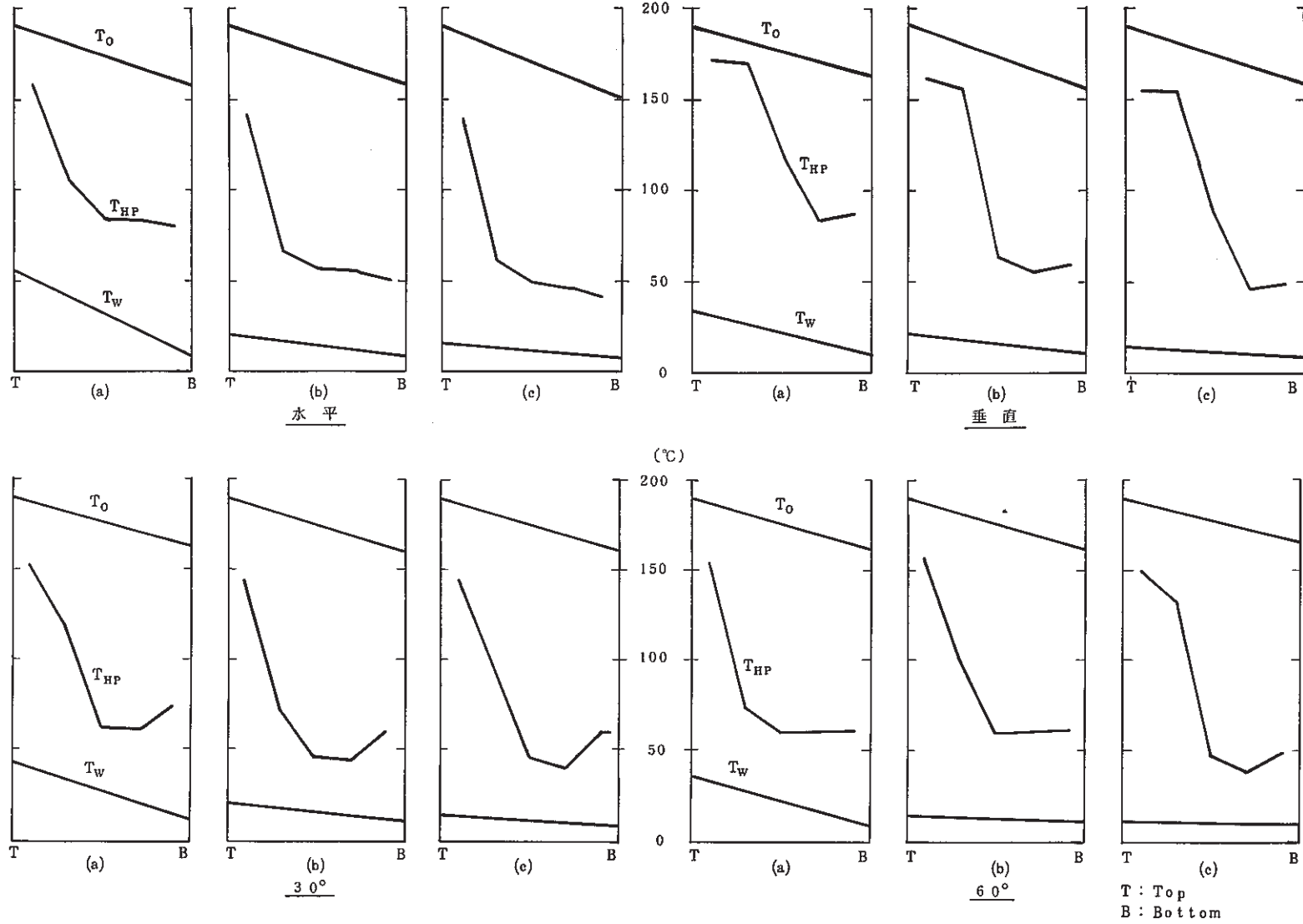


Fig. 4.1 配置角度による温度分布の変化 (Na 2 供試体)

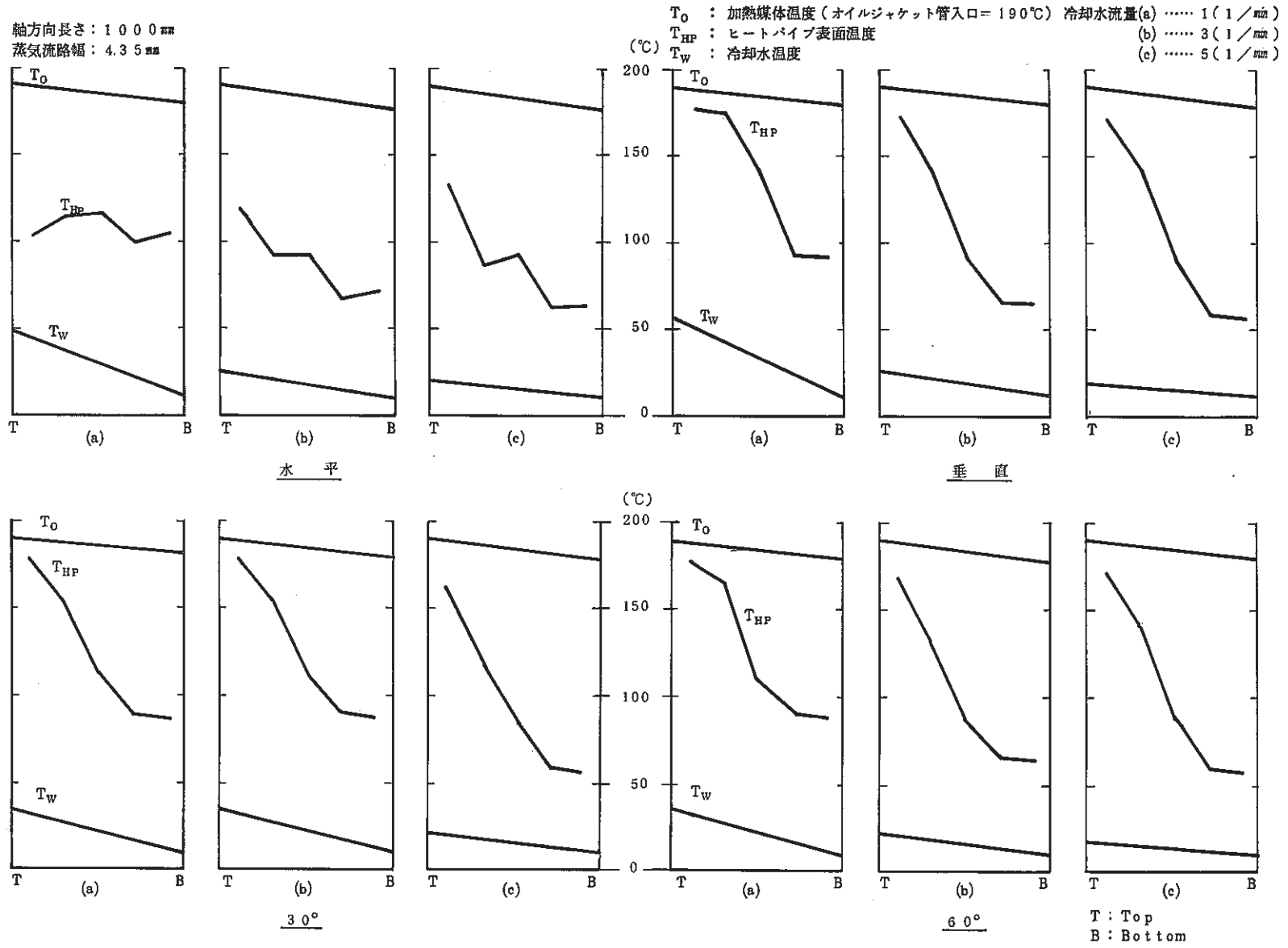


Fig. 4.2 配置角度による温度分布の変化 (No. 3 供試体)



軸方向長さ: 1000mm  
 蒸気流路幅: 4.35mm

$T_0$ : 加熱媒体温度 (オイルジャケット管入口 = 190°C) 冷却水流量 (a)..... 1 (1/min)  
 $T_{HP}$ : ヒートパイプ表面温度 (b)..... 3 (1/min)  
 $T_w$ : 冷却水温度 (c)..... 5 (1/min)

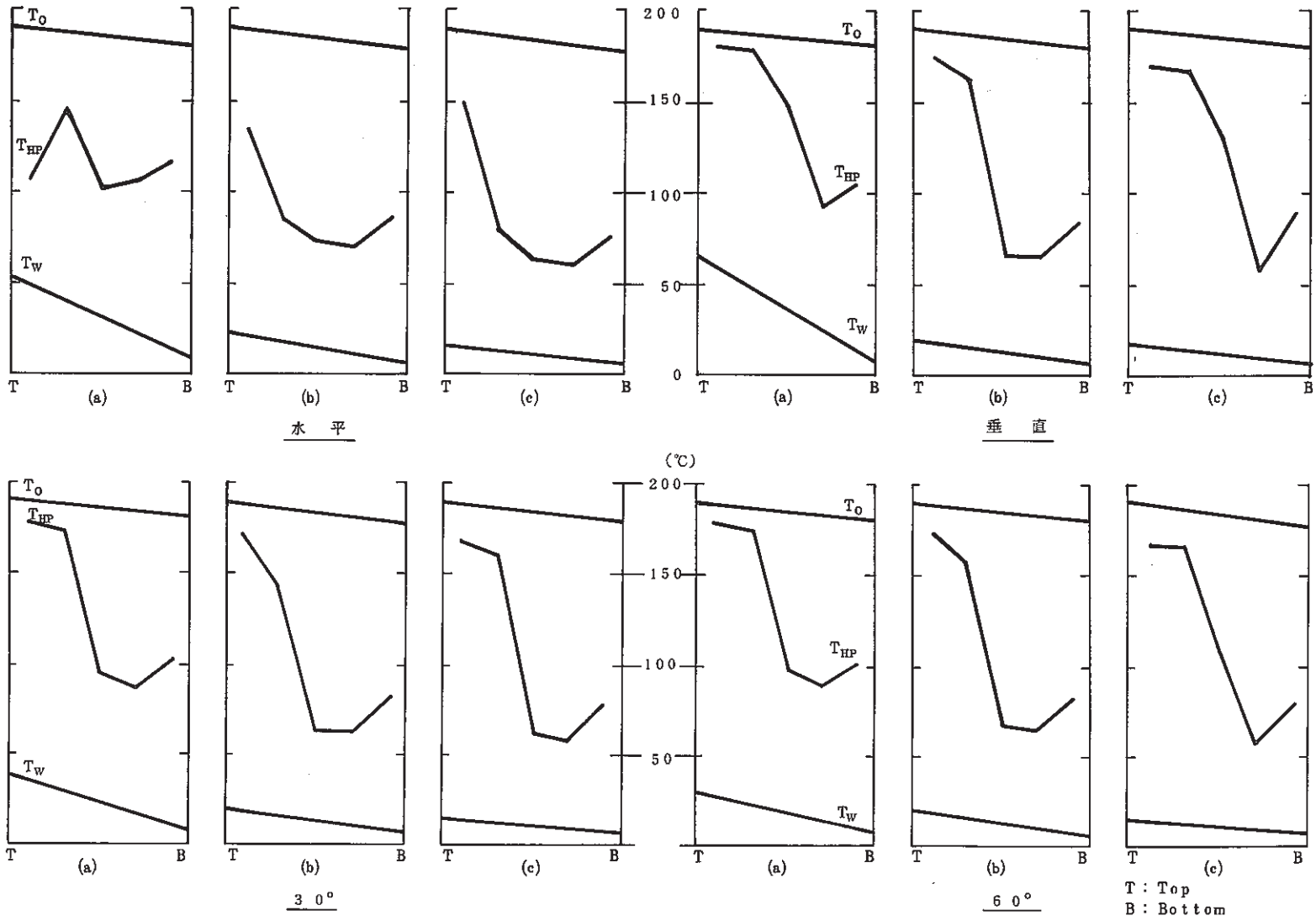


Fig. 4.3 配置角度による温度分布の変化 (No. 4 供試体)

軸方向長さ: 2000mm  
 蒸気流路幅: 1.15mm

$T_o$ : 加熱媒体温度 (オイルジャケット管入口=190°C) 冷却水流量(a) ..... 1 (l/min)  
 $T_{HP}$ : ヒートパイプ表面温度 (b) ..... 3 (l/min)  
 (°C)  $T_w$ : 冷却水温度 (c) ..... 5 (l/min)

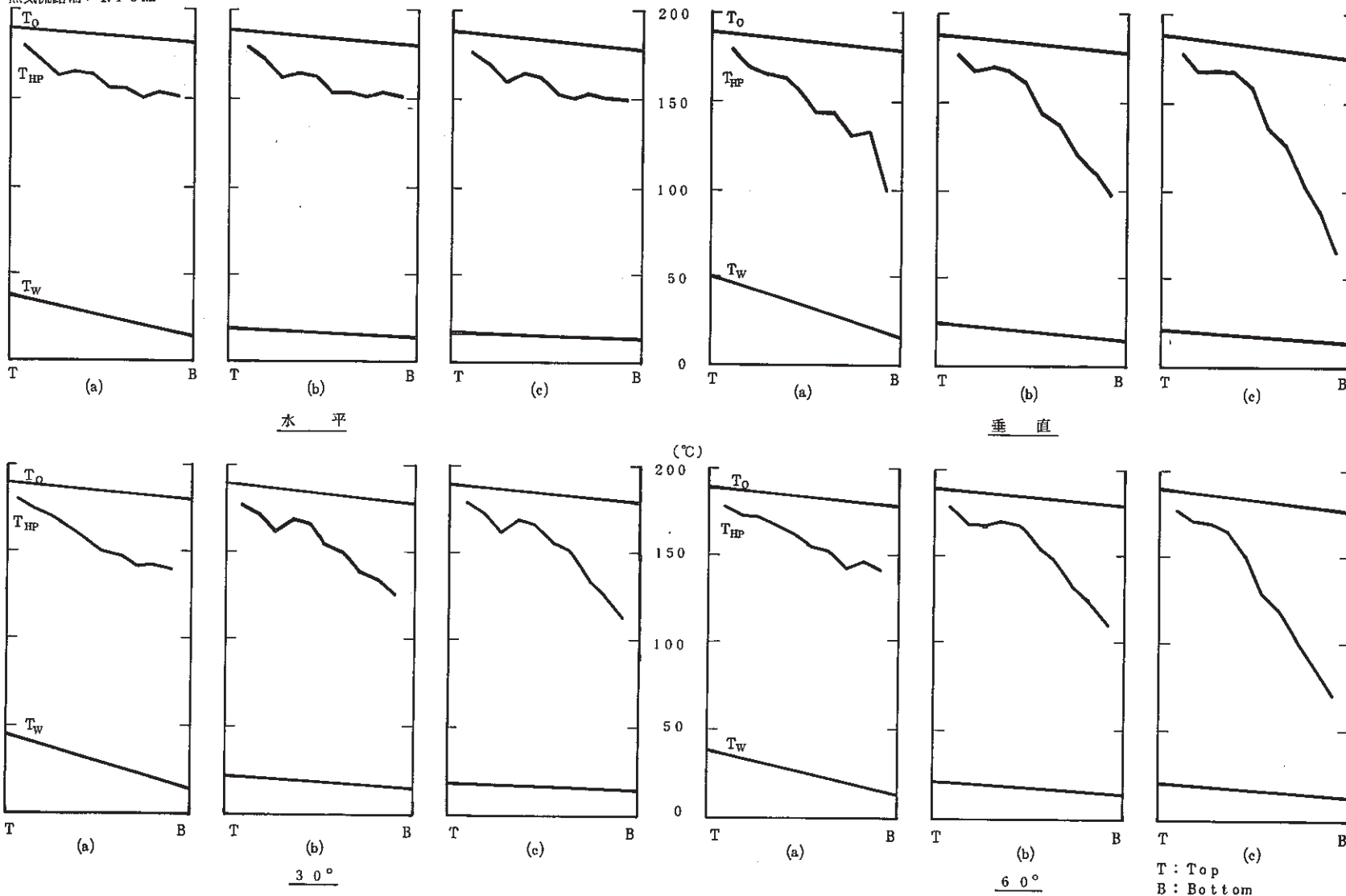


Fig. 4.4 配置角度による温度分布の変化 (No. 5 供試体)

軸方向長さ: 2000 mm  
 蒸気流路幅: 4.35 mm

$T_o$  : 加熱媒体温度 (オイルジャケット管入口 = 190°C) 冷却水流量 (a) ..... 1 (l/min)  
 (b) ..... 3 (l/min)  
 (c) ..... 5 (l/min)  
 $T_{HP}$  : ヒトパイプ表面温度  
 $T_w$  : 冷却水温度

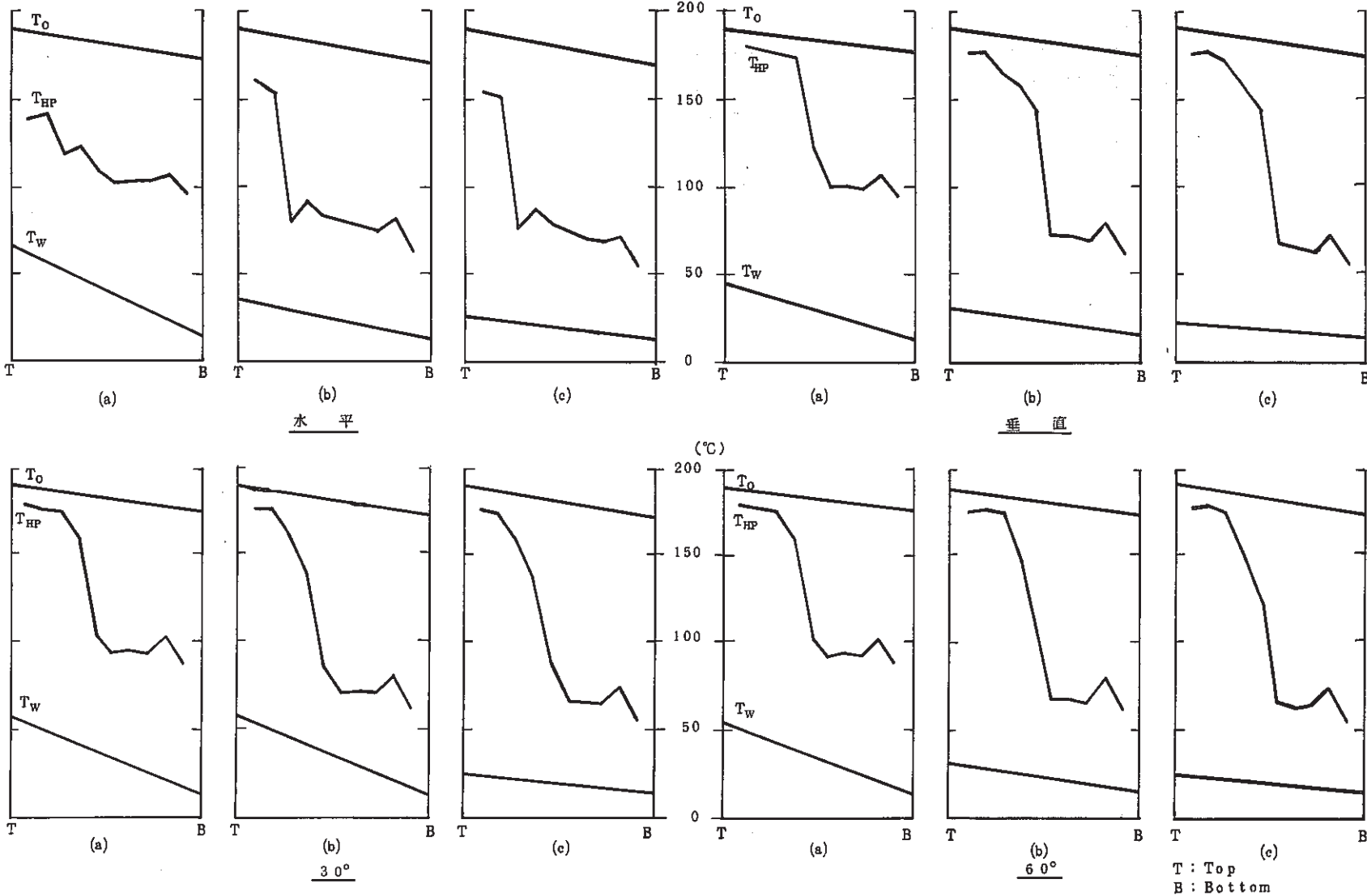


Fig. 4.5 配置角度による温度分布の変化 (No. 6 供試体)

軸方向長さ: 2000mm  
 蒸気流路幅: 4.35mm

$T_o$  : 加熱媒体温度 (オイルジャケット管入口 = 190°C) 冷却水流量(a) ..... 1(l/min)  
 $T_{HP}$  : ヒートパイプ表面温度 (b) ..... 3(l/min)  
 $T_w$  : 冷却水温度 (c) ..... 5(l/min)

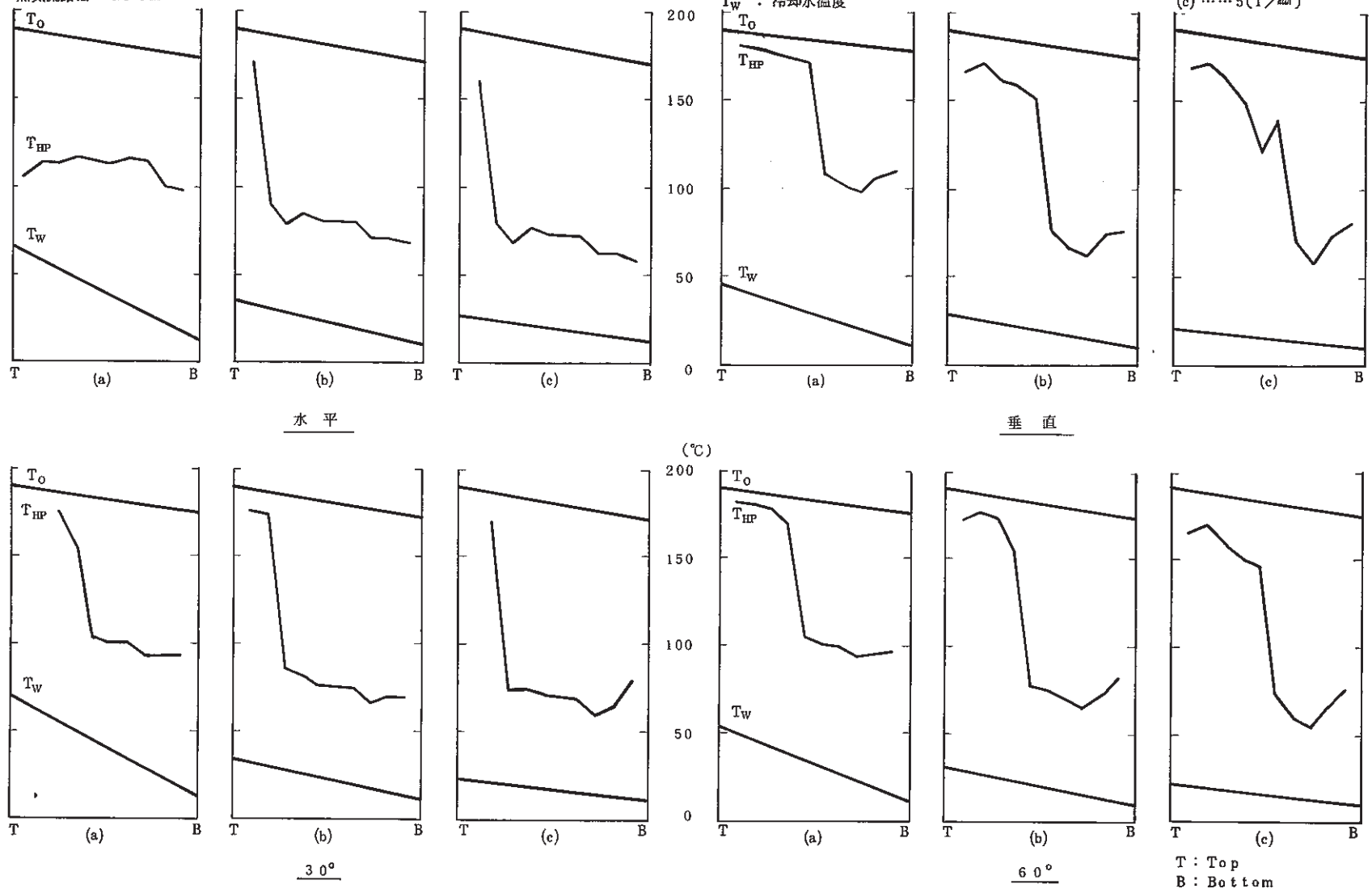


Fig. 4.6 配置角度による温度分布の変化 (No. 7 供試体)

軸方向長さ: 1000 mm       $T_o$  : 加熱媒体温度 (オイルジャケット管入口 = 190 °C)      冷却水流量(a) ..... 1 ( 1/min )  
 蒸気流路幅: 435 mm       $T_{HP}$  : ヒートパイプ表面温度      (b) ..... 3 ( 1/min )  
                                   $T_w$  : 冷却水温度      (c) ..... 5 ( 1/min )

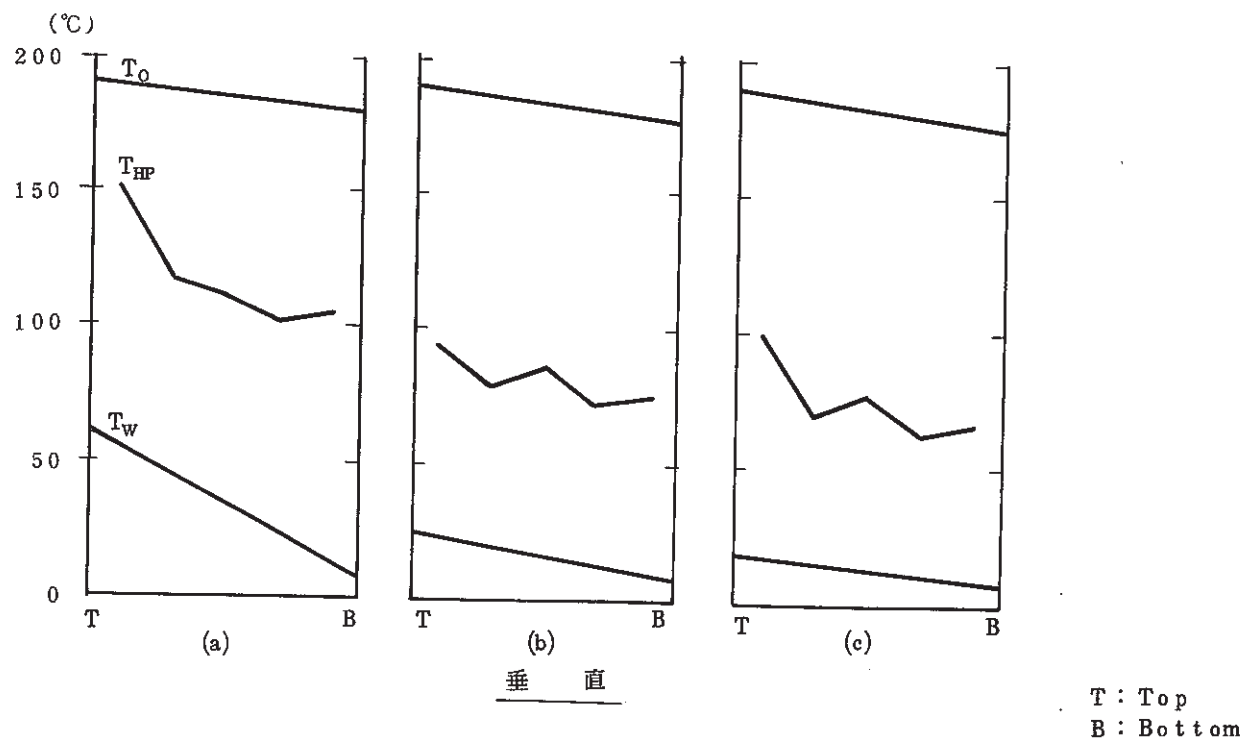


Fig. 4.7 配置角度による温度分布の変化 (No.3 供試体, 並行流)

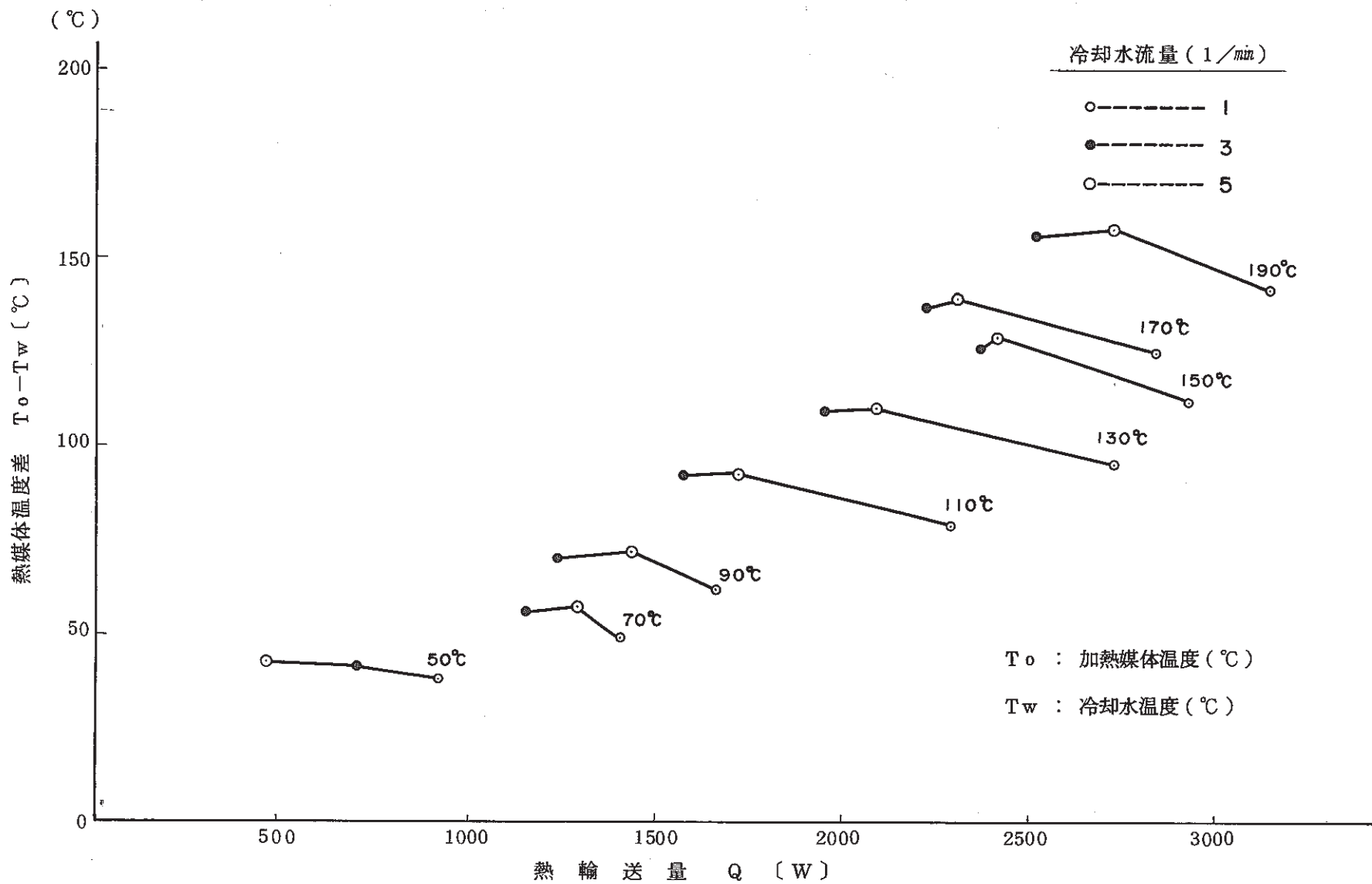


Fig. 4.8 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (Na 2 供試体 - 水平時)

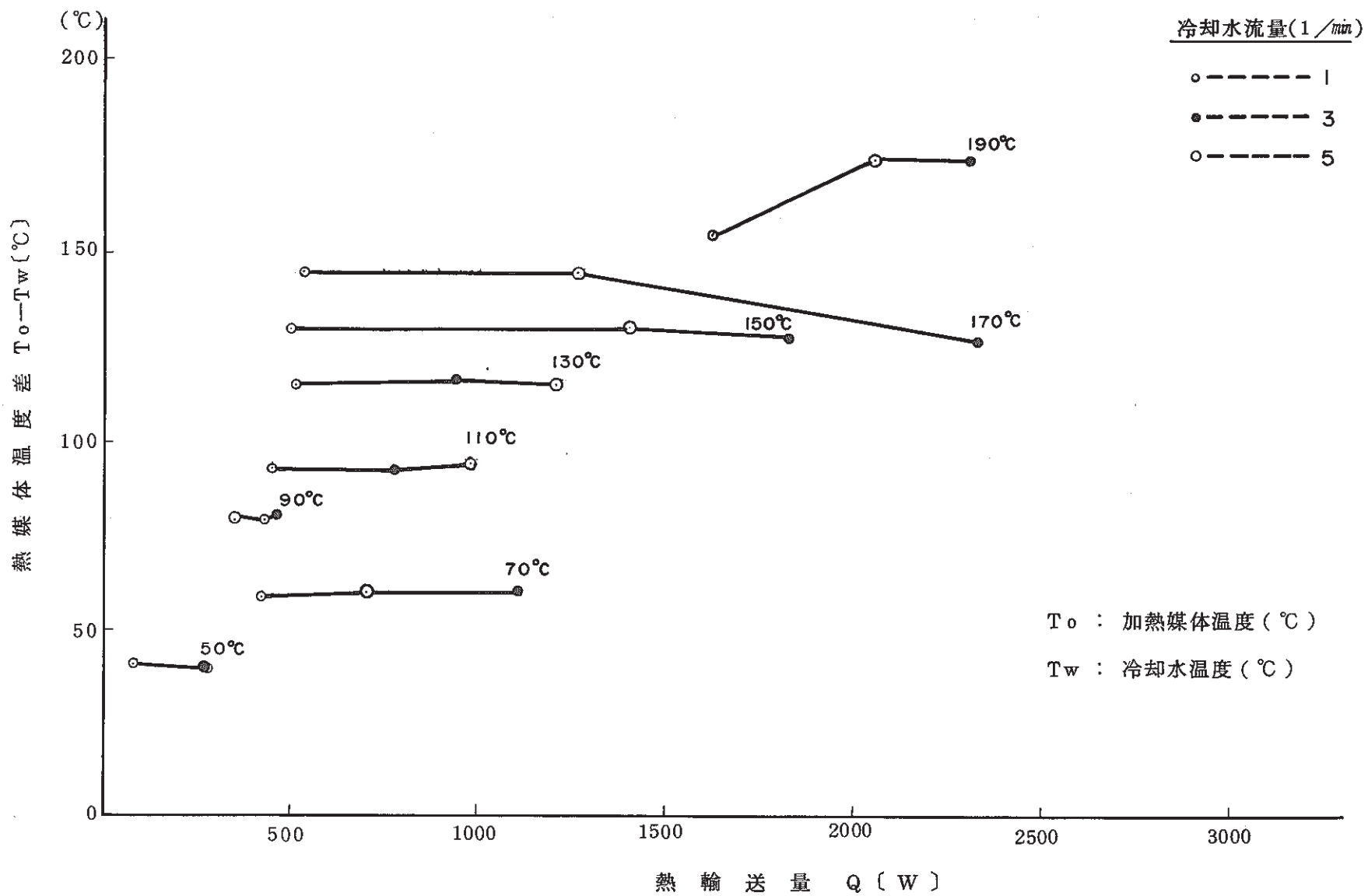


Fig. 4.9 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ )—熱輸送量特性 (No 2 供試体—垂直時)

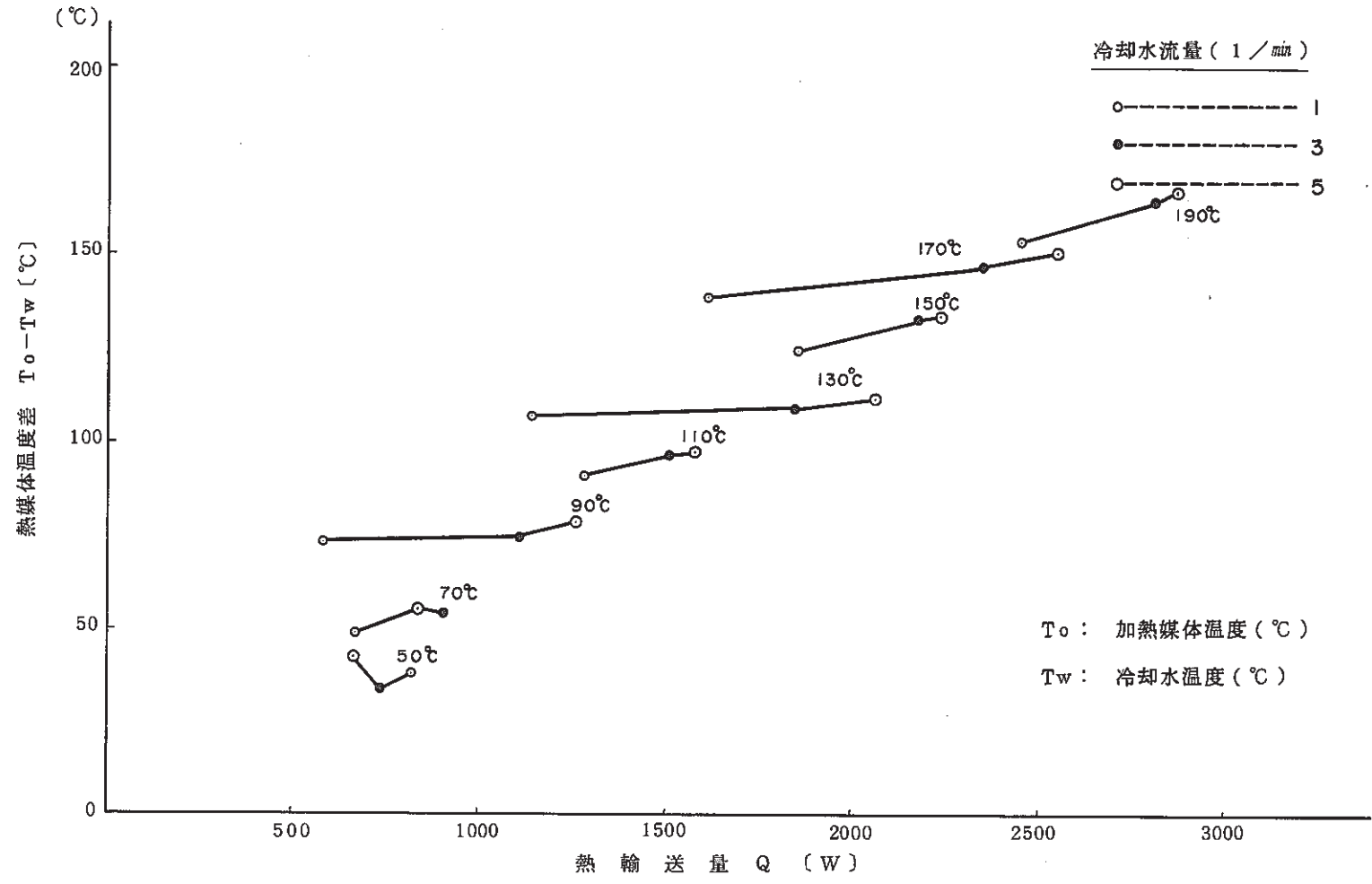


Fig. 4.10 熱媒体温度 ( $T_o - T_w$ )—熱輸送量特性 (No.3 供試体—水平時)



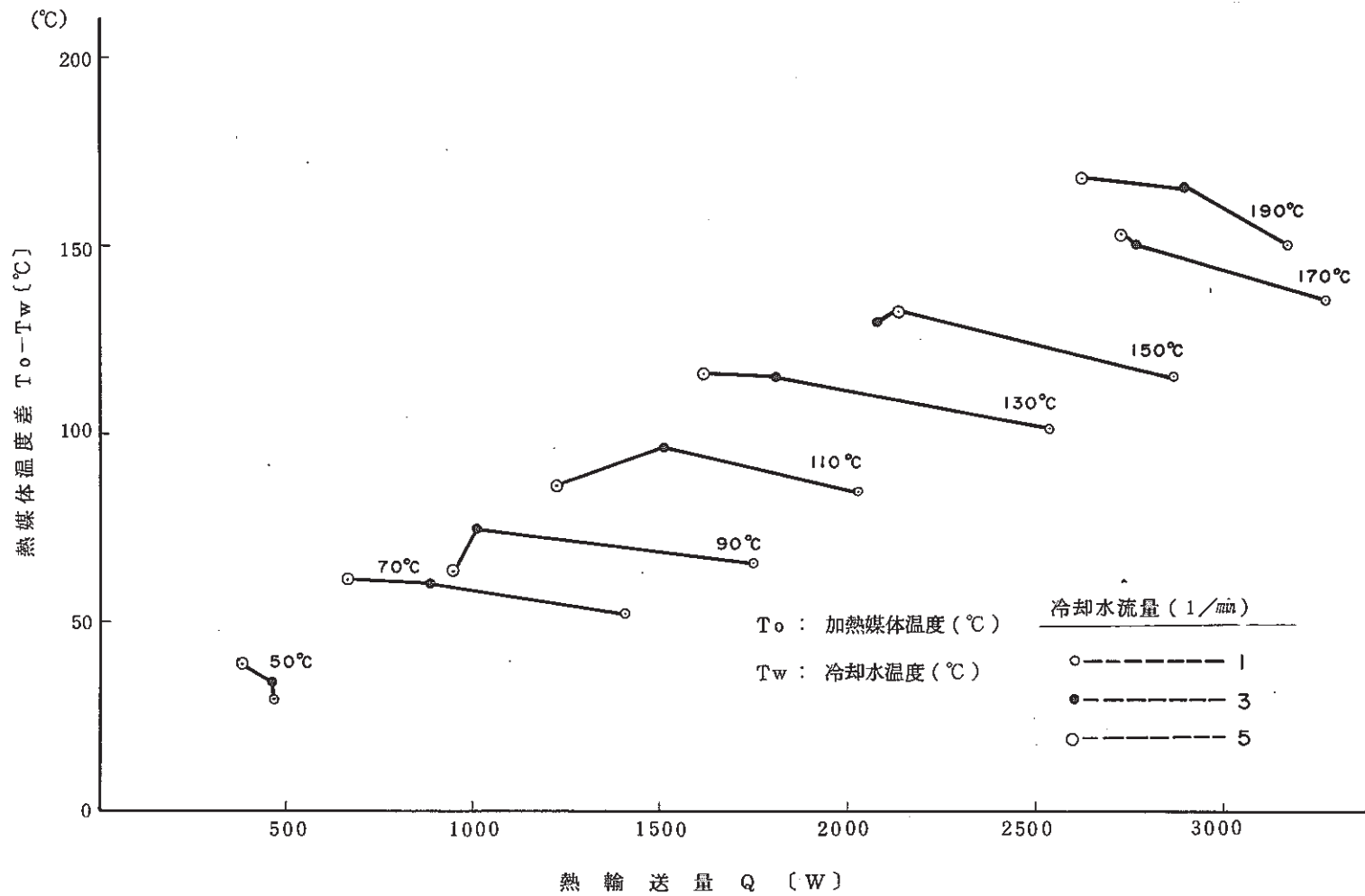


Fig. 4.1.1 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ )—熱輸送量特性 (Na 3 供試体—垂直時)

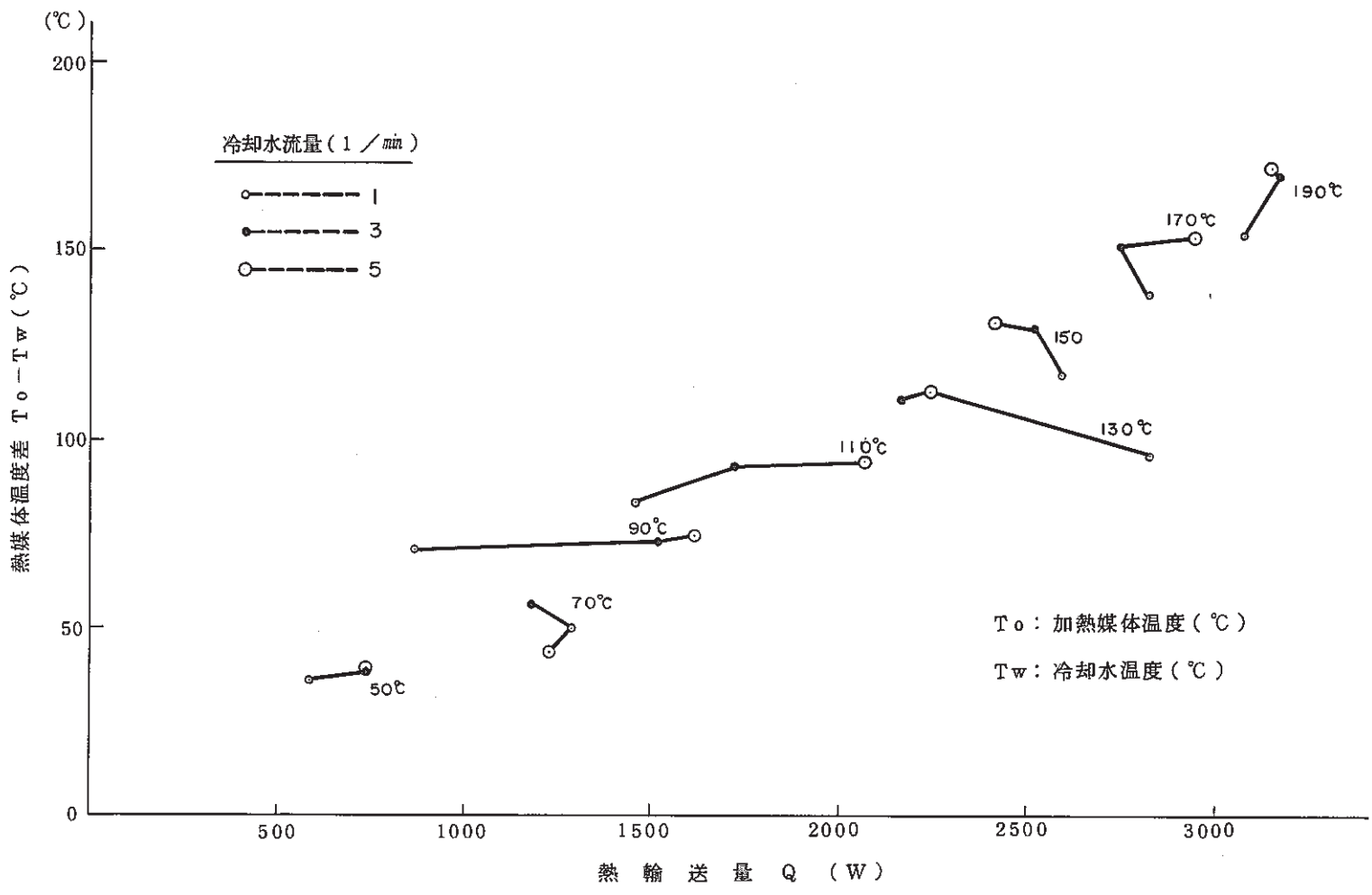


Fig. 4.12 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ )—熱輸送量特性 (Na 4 供試体—水平時)

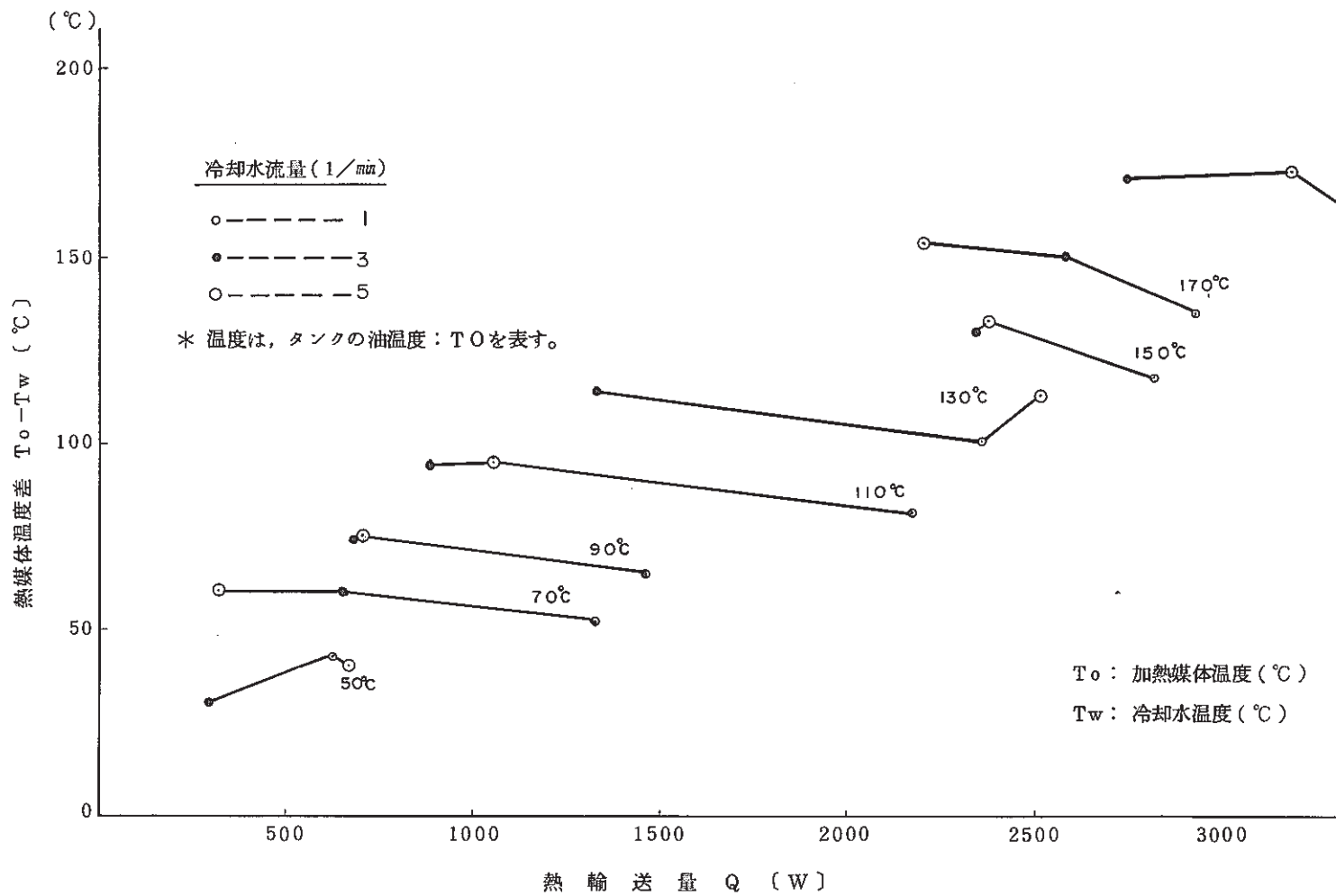


Fig. 4.13 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ )—熱輸送量特性 (No.4 供試体—垂直時)

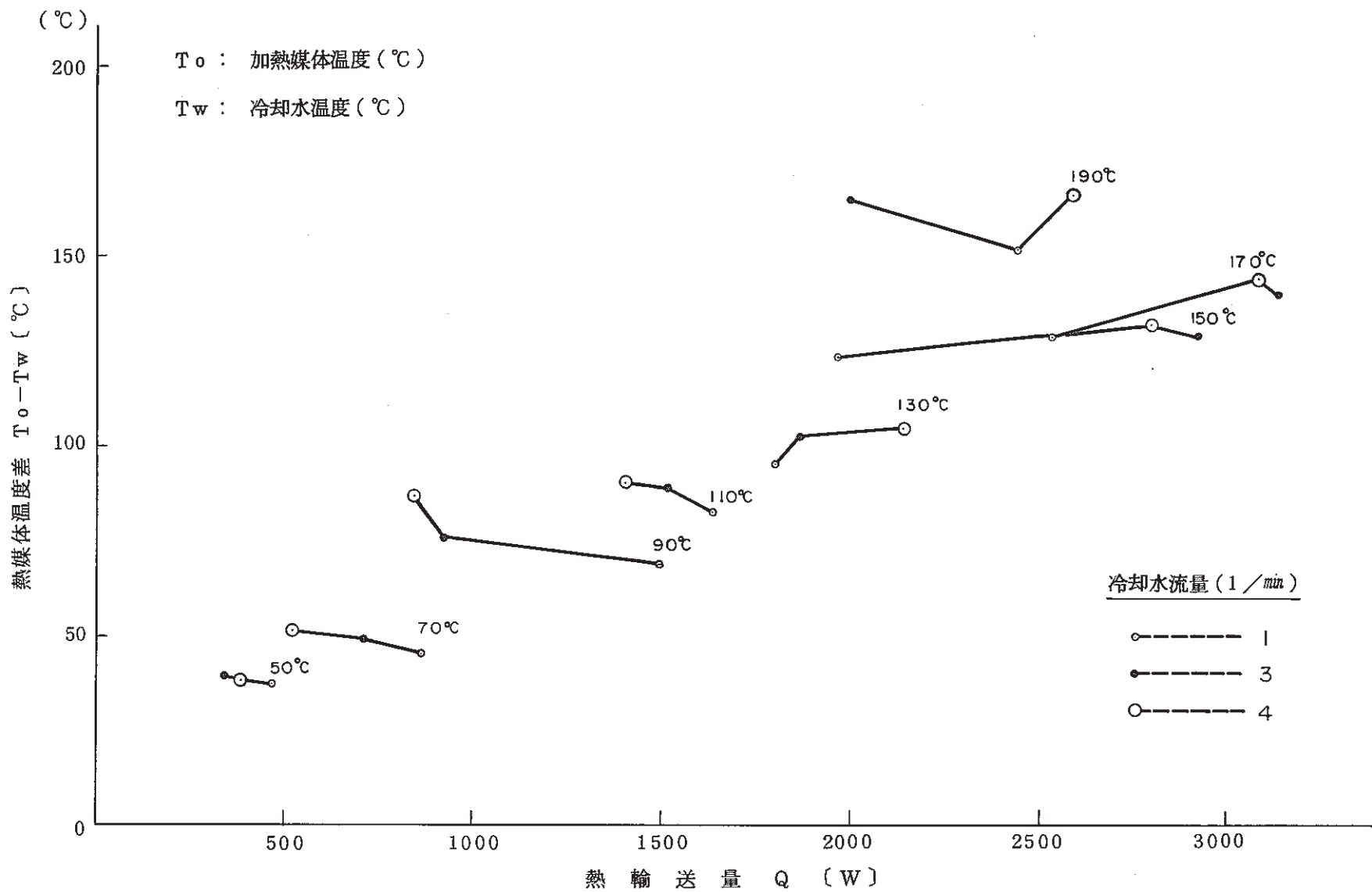


Fig. 4.14 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (No. 5 供試体 - 水平時)

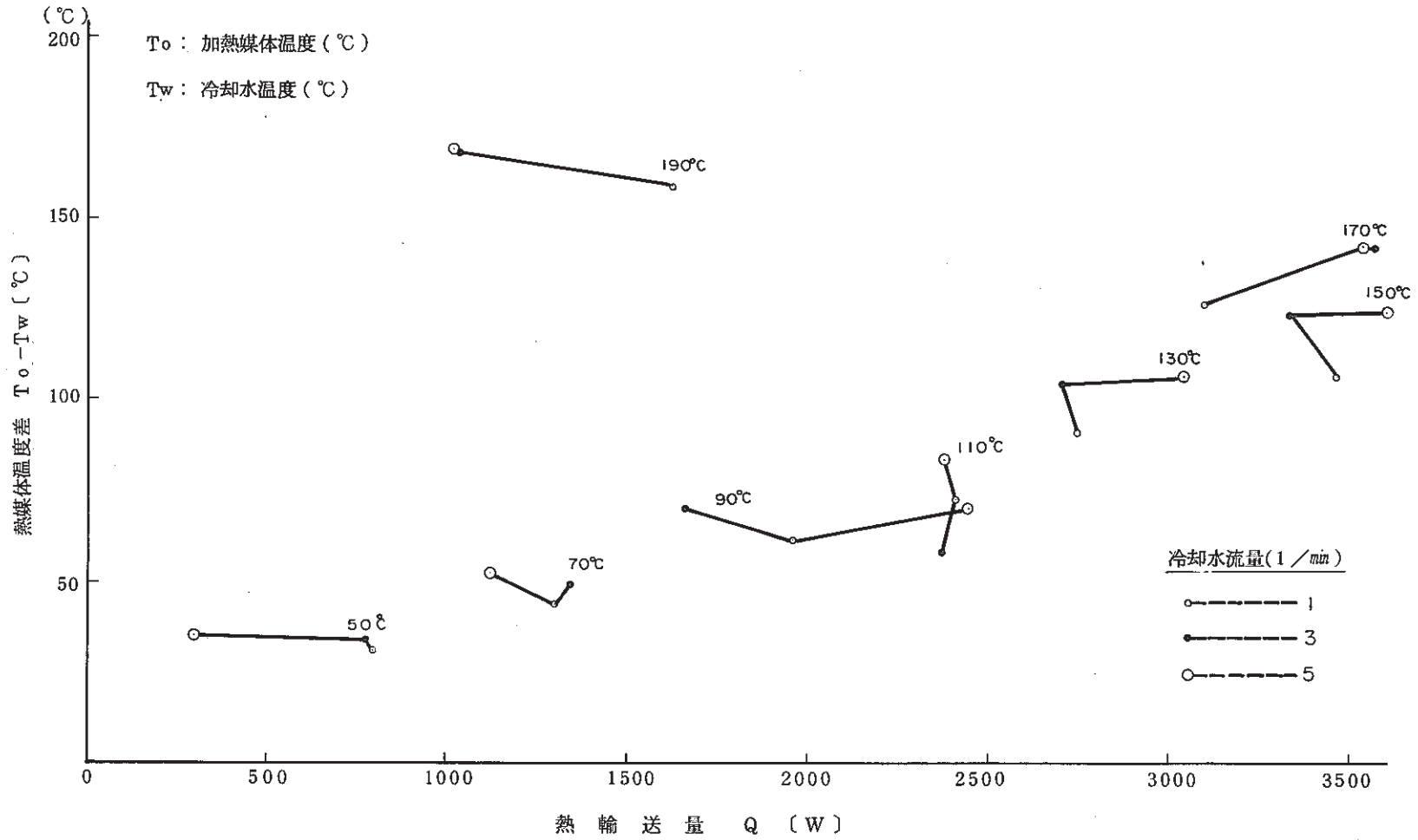


Fig. 4.15 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ )—熱輸送量特性 (Na 5 供試体—垂直時)

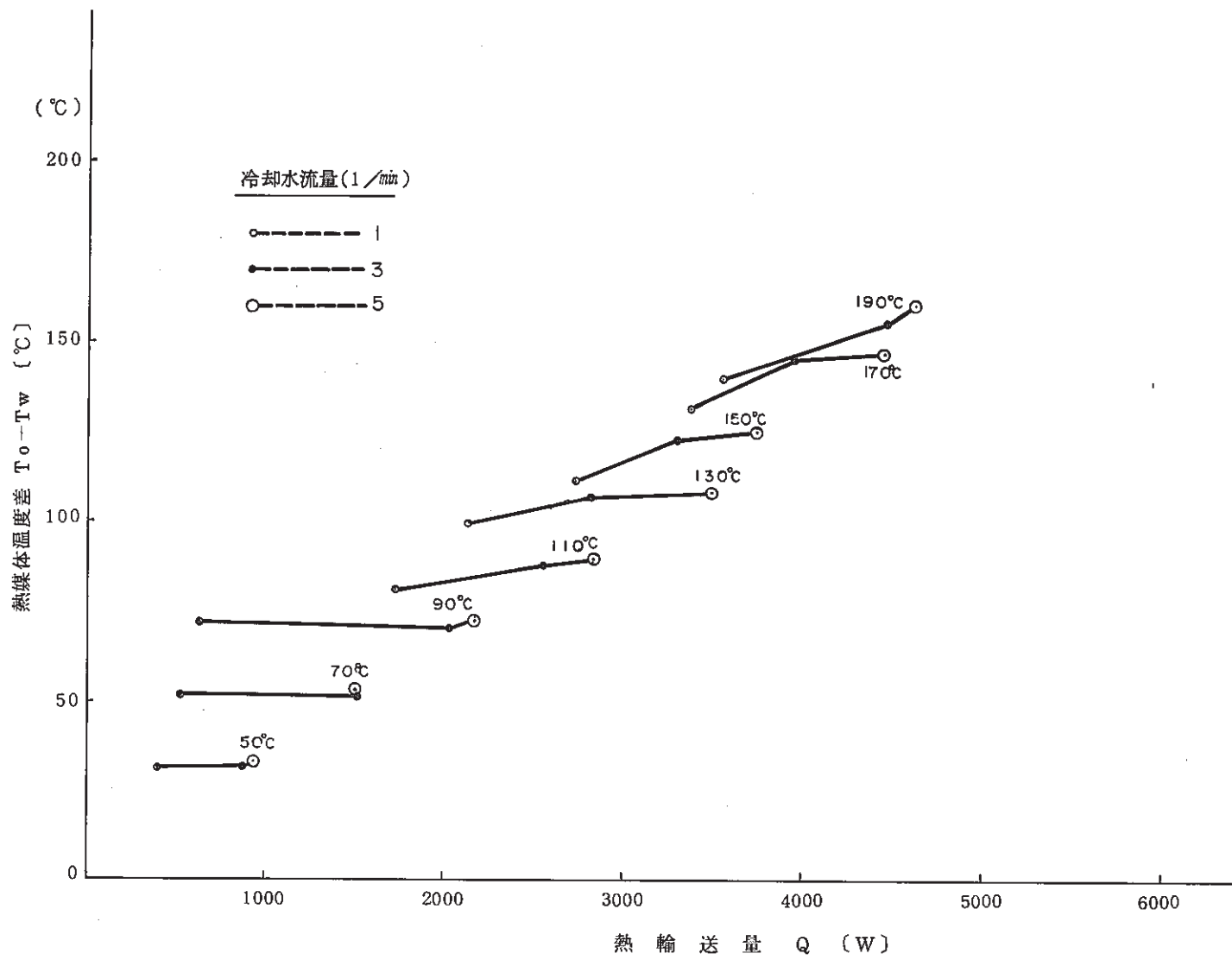


Fig. 4.16 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ ) - 熱輸送量特性 (Na 6 供試体 - 水平時)

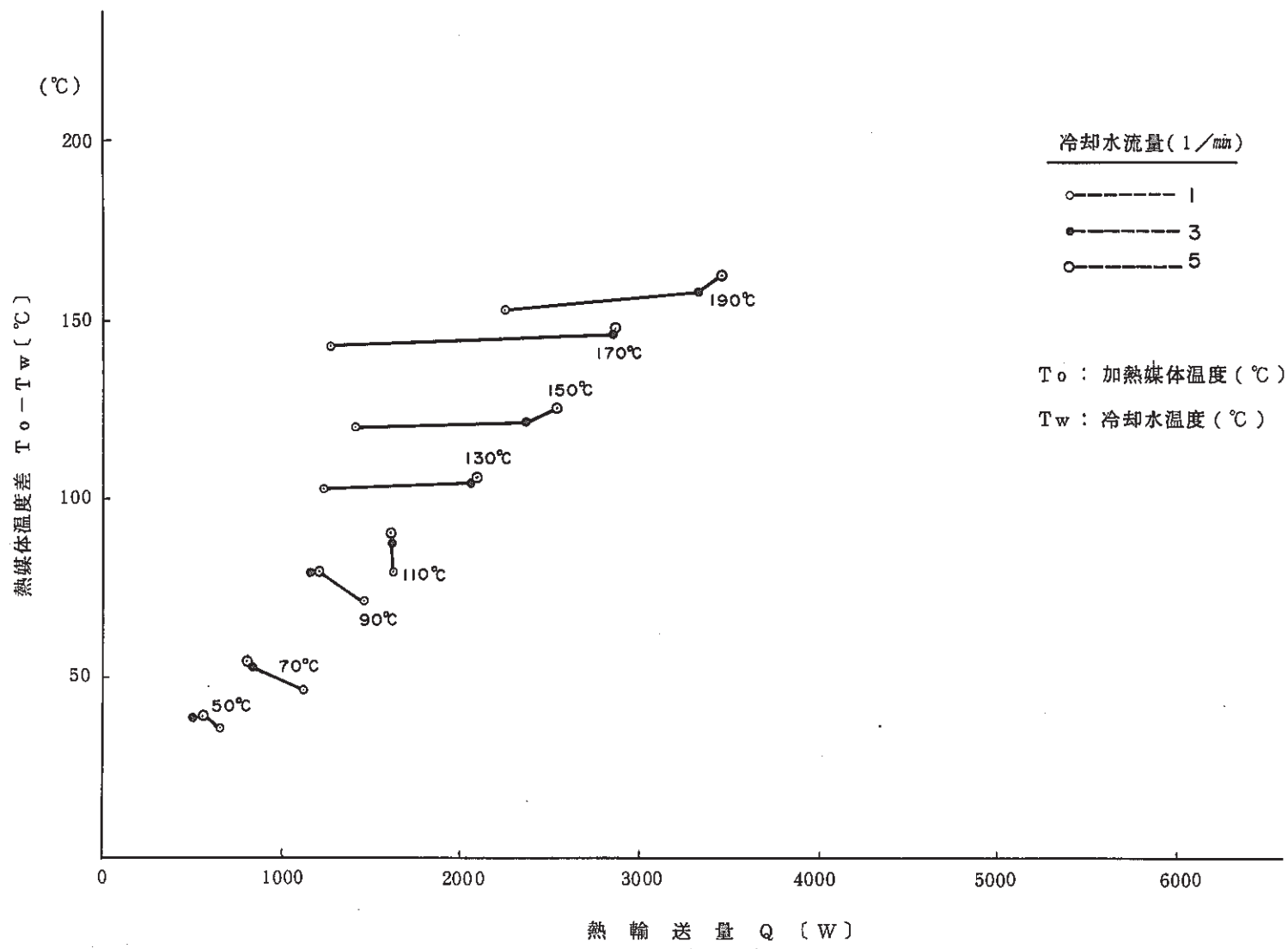


Fig. 4.17 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ )—熱輸送量特性 (Na 6 供試体—垂直時)

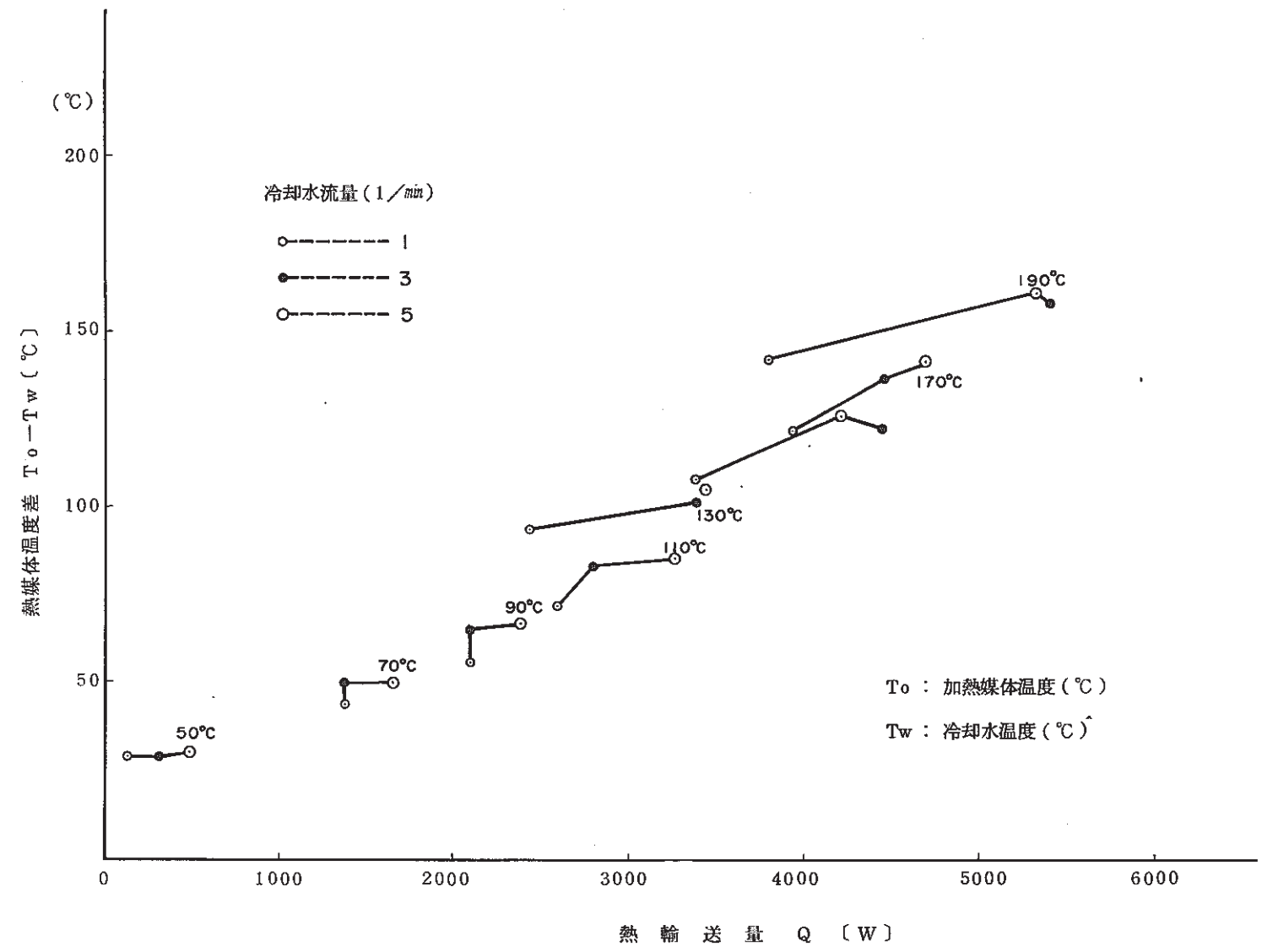


Fig. 4.18 熱媒体温度差 ( $T_o - T_w$ )—熱輸送量特性 (No.7 供試体—水平時)



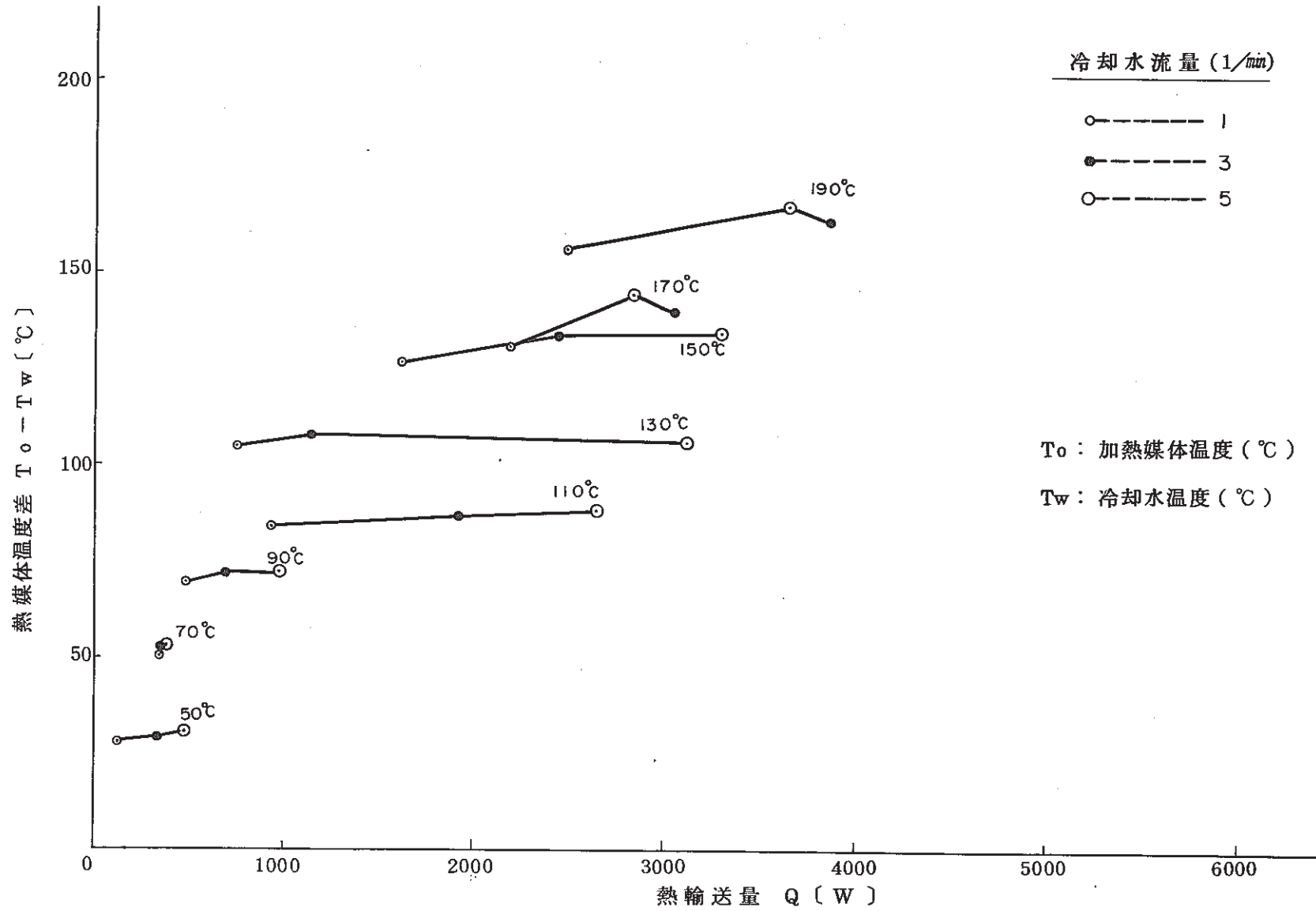


Fig. 4.19 熱媒体温度差 (To - Tw) - 熱輸送量特性 (No.7 供試体 - 垂直時)

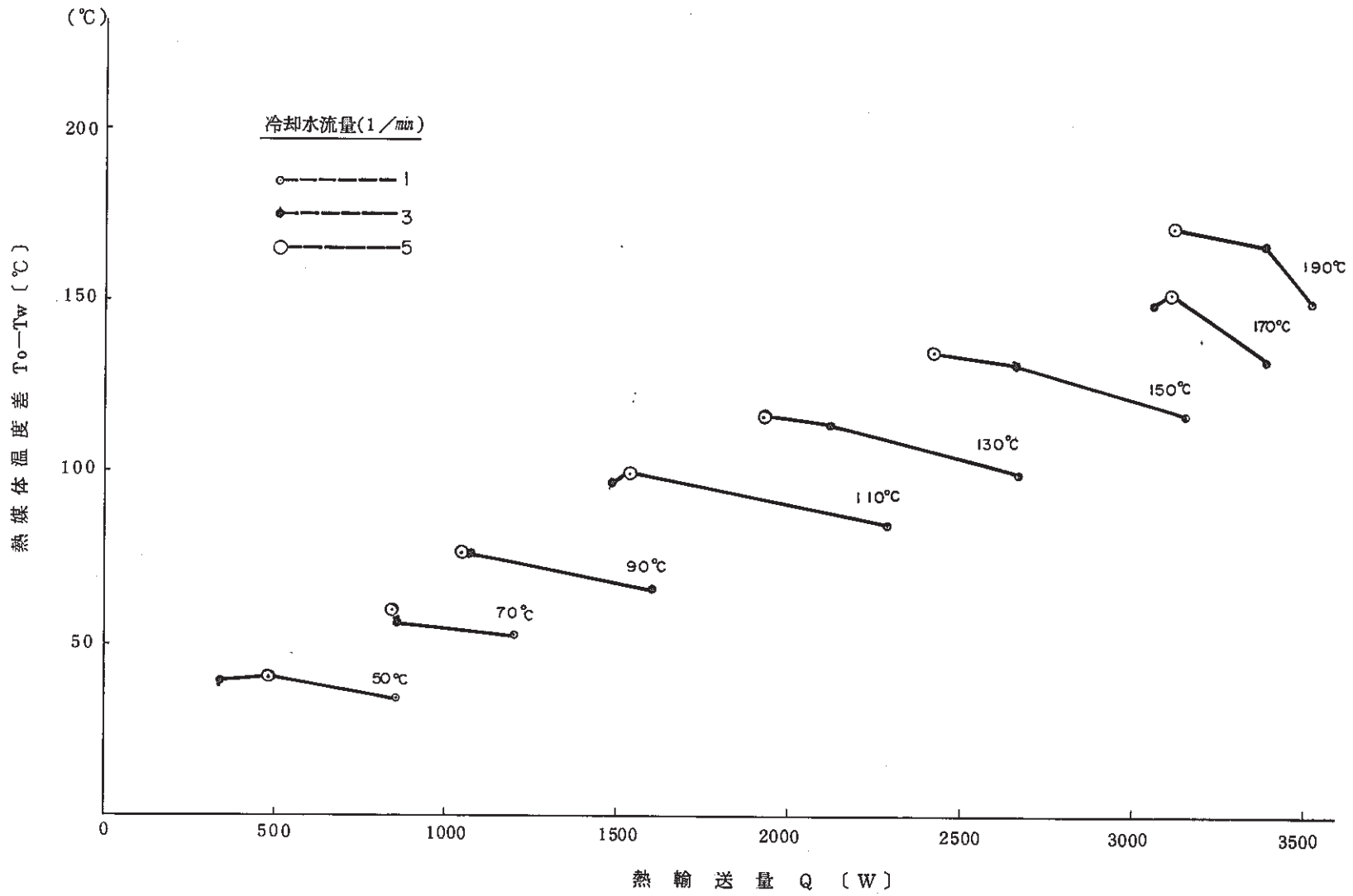


Fig. 4.20 热媒体温度差 (To-Tw) — 热输送量特性 (Na 3 供试体 — 垂直时)

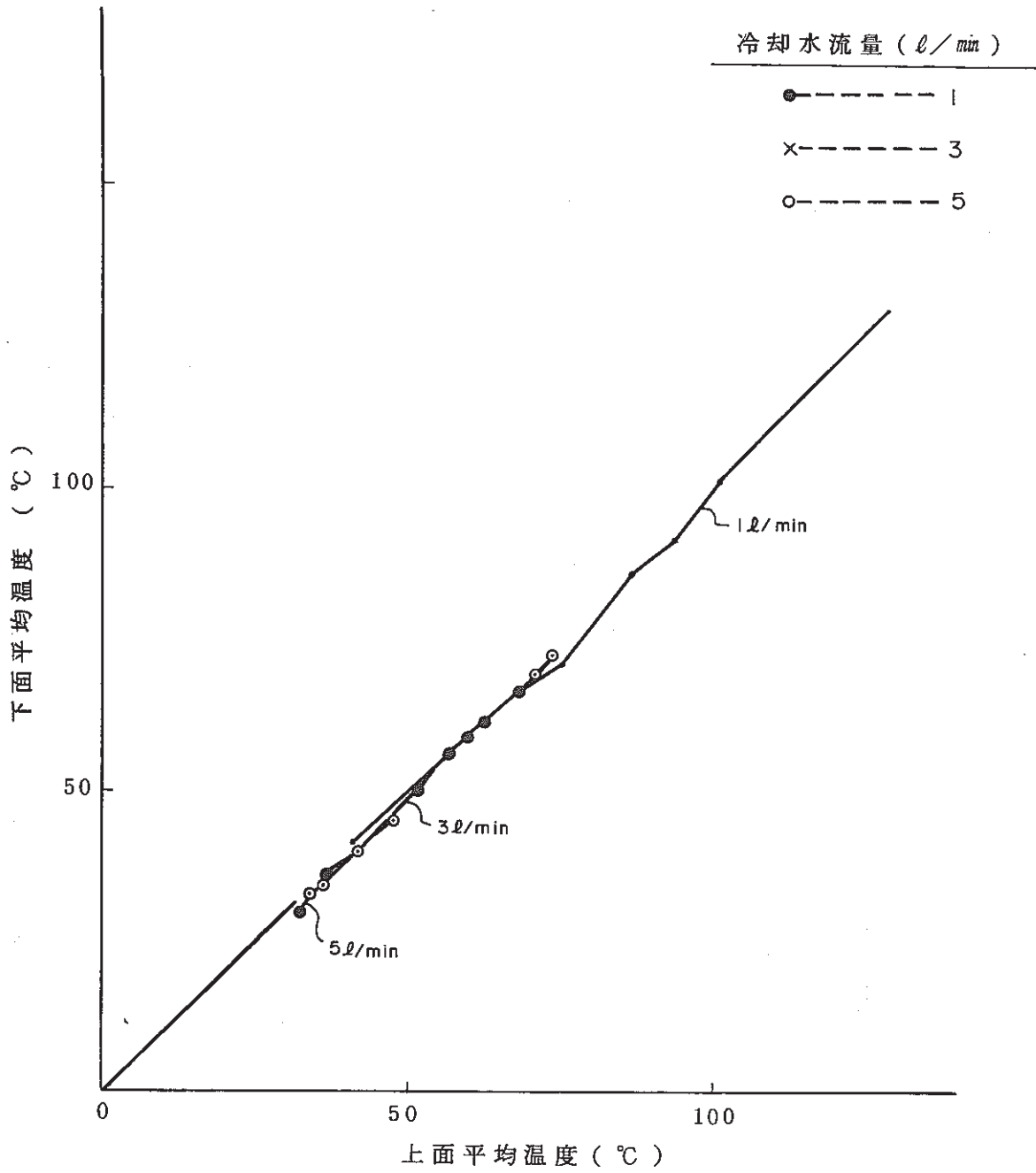


Fig. 4.21 水平加熱時ヒートパイプ上面, 下面温度特性 (No 2 供試体)

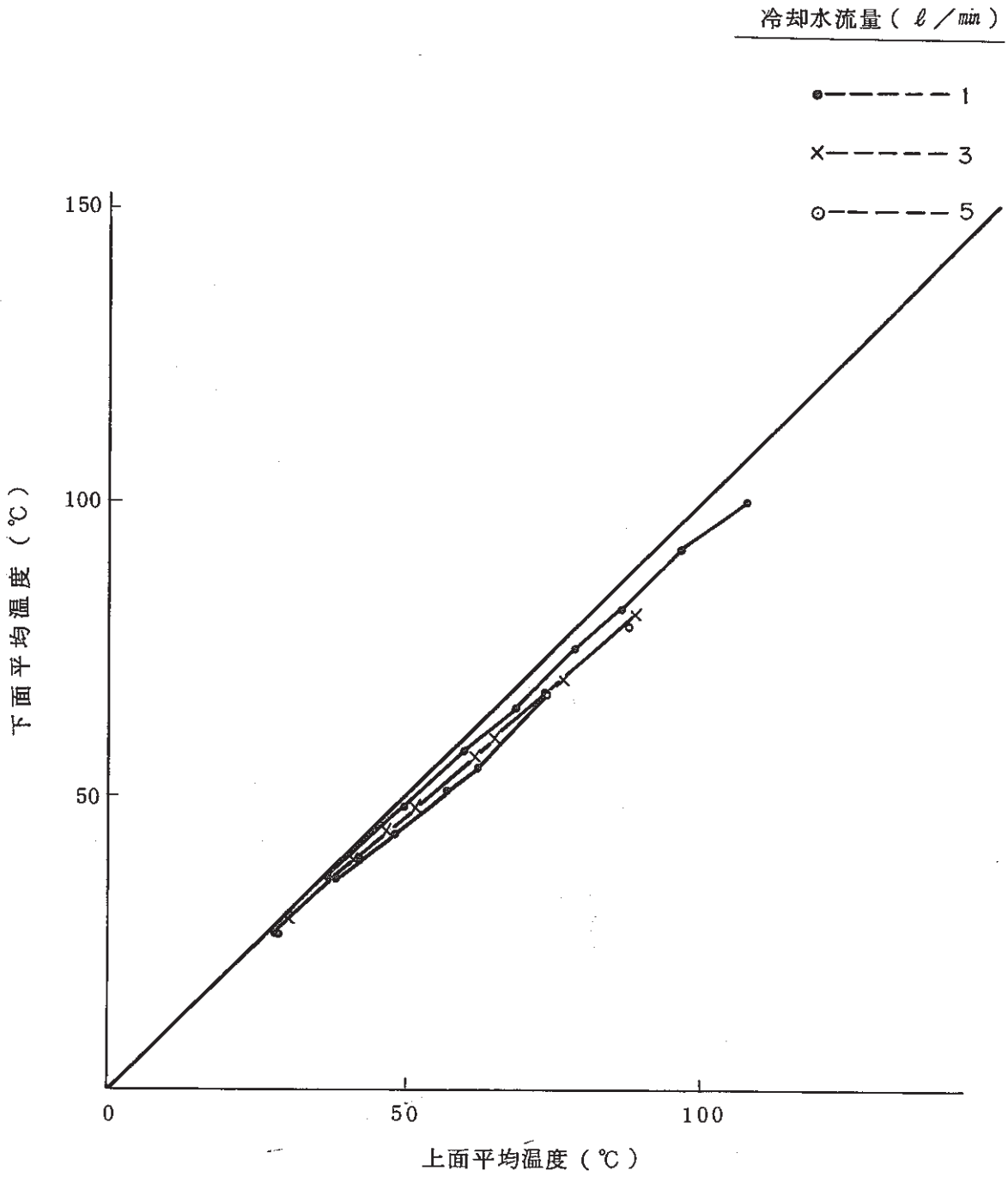


Fig. 4.22 水平加熱時ヒートパイプ上面, 下面温度特性 (No.3 供試体)

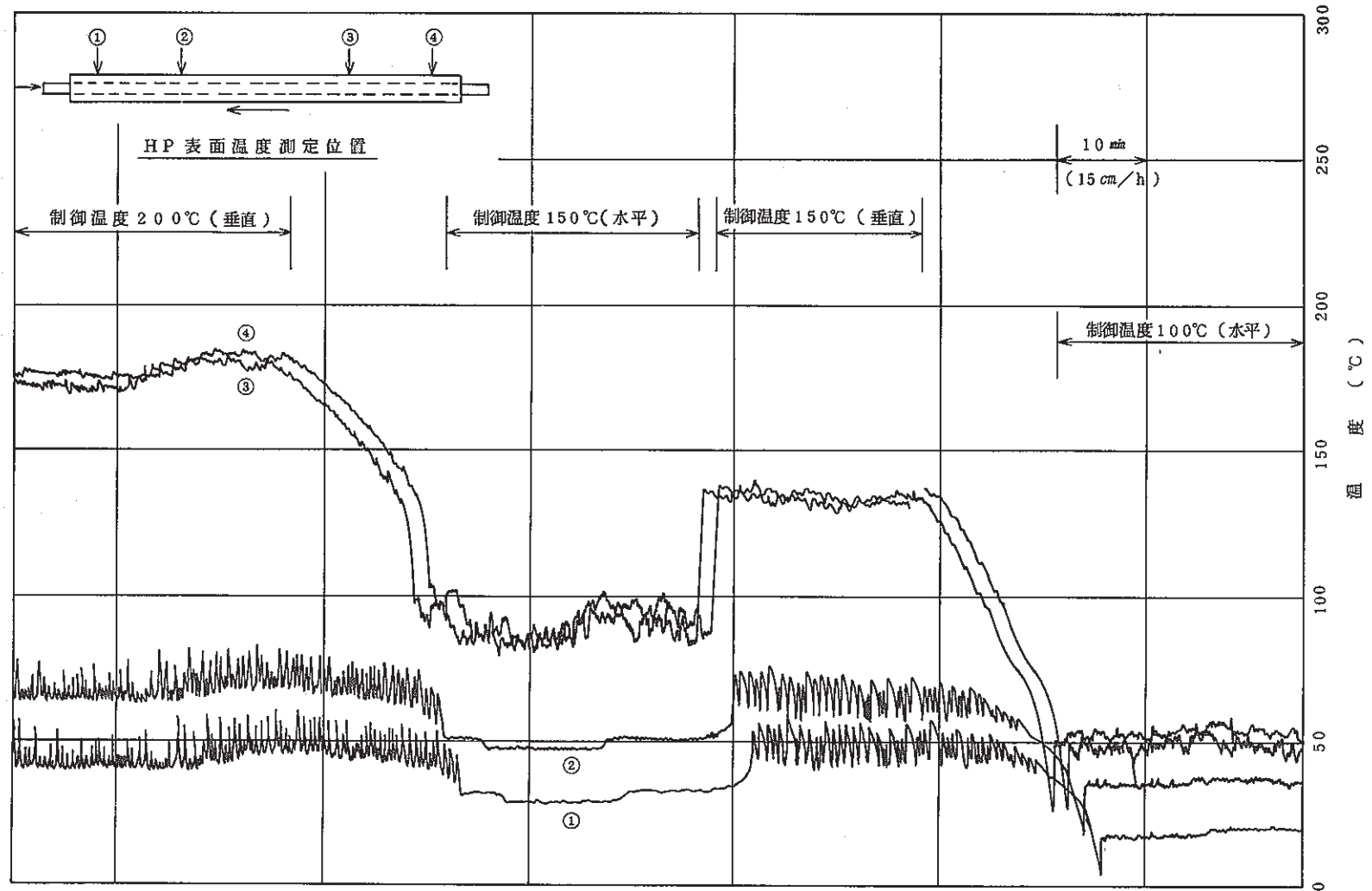


Fig. 4.23 ヒートパイプ表面温度の変動（対向流）

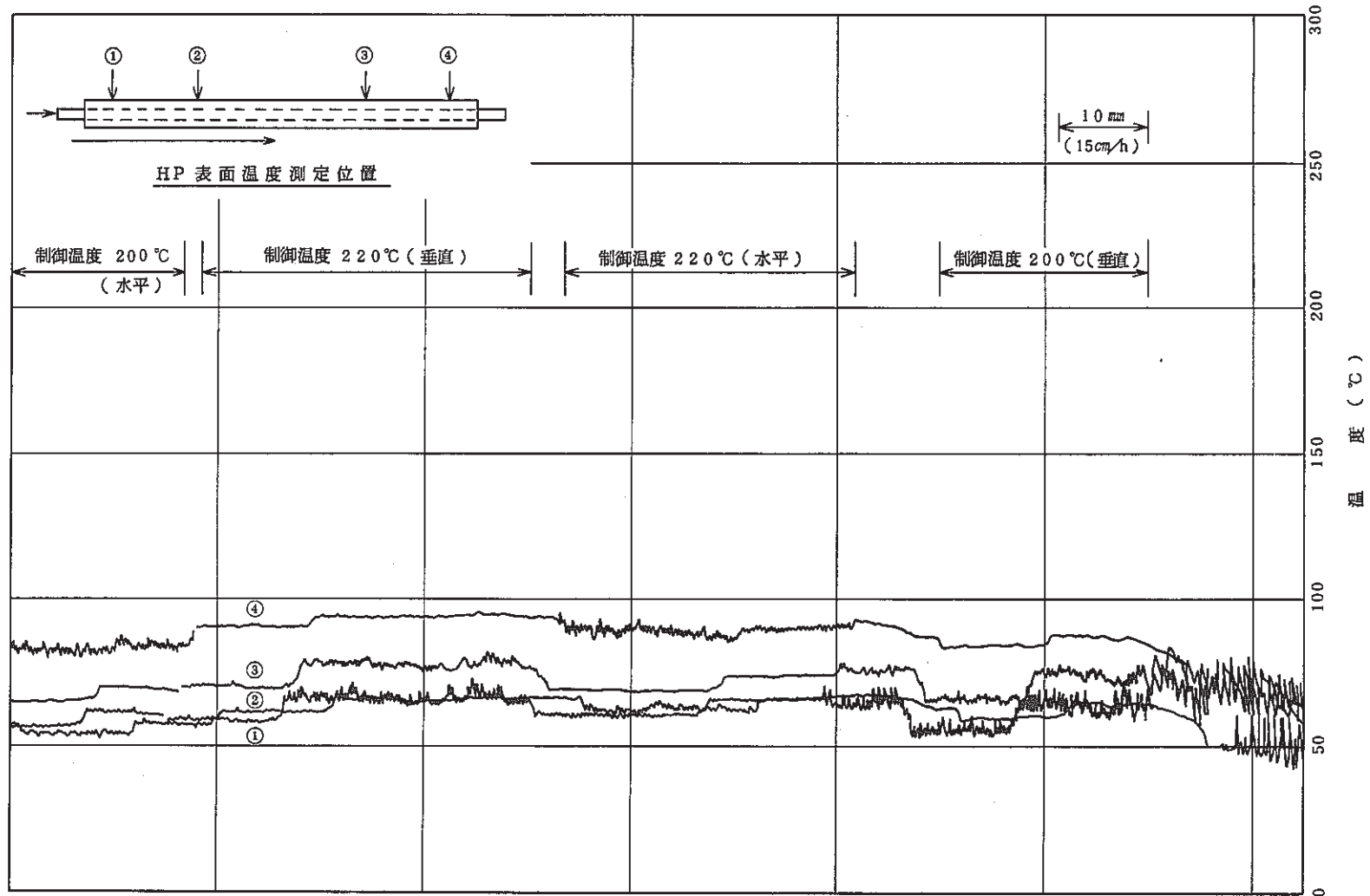


Fig. 4.24 ヒートパイプ表面温度の変動（並行流）

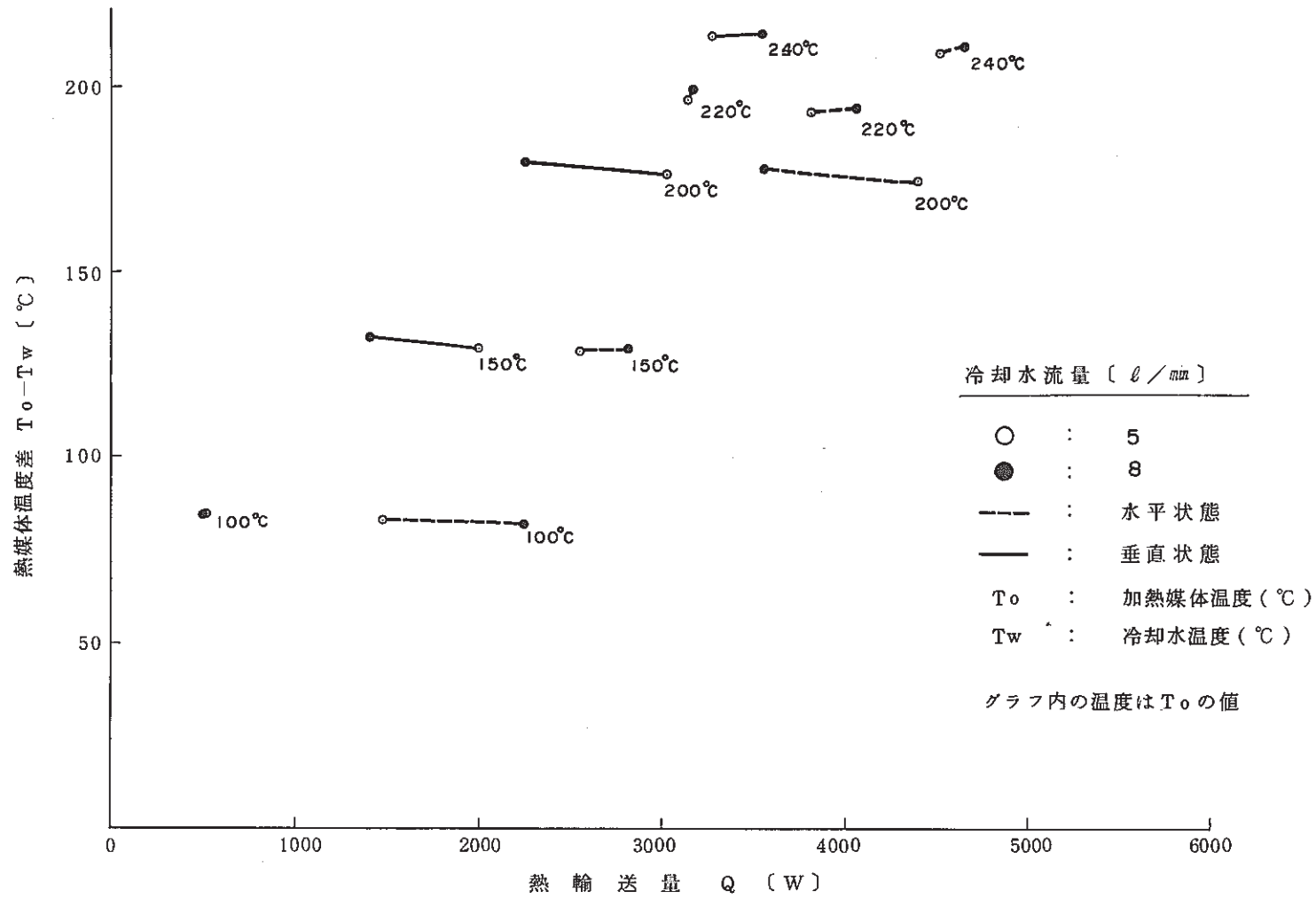


Fig. 4.25 水平時 V S 垂直時の熱輸送特性 (対向流)

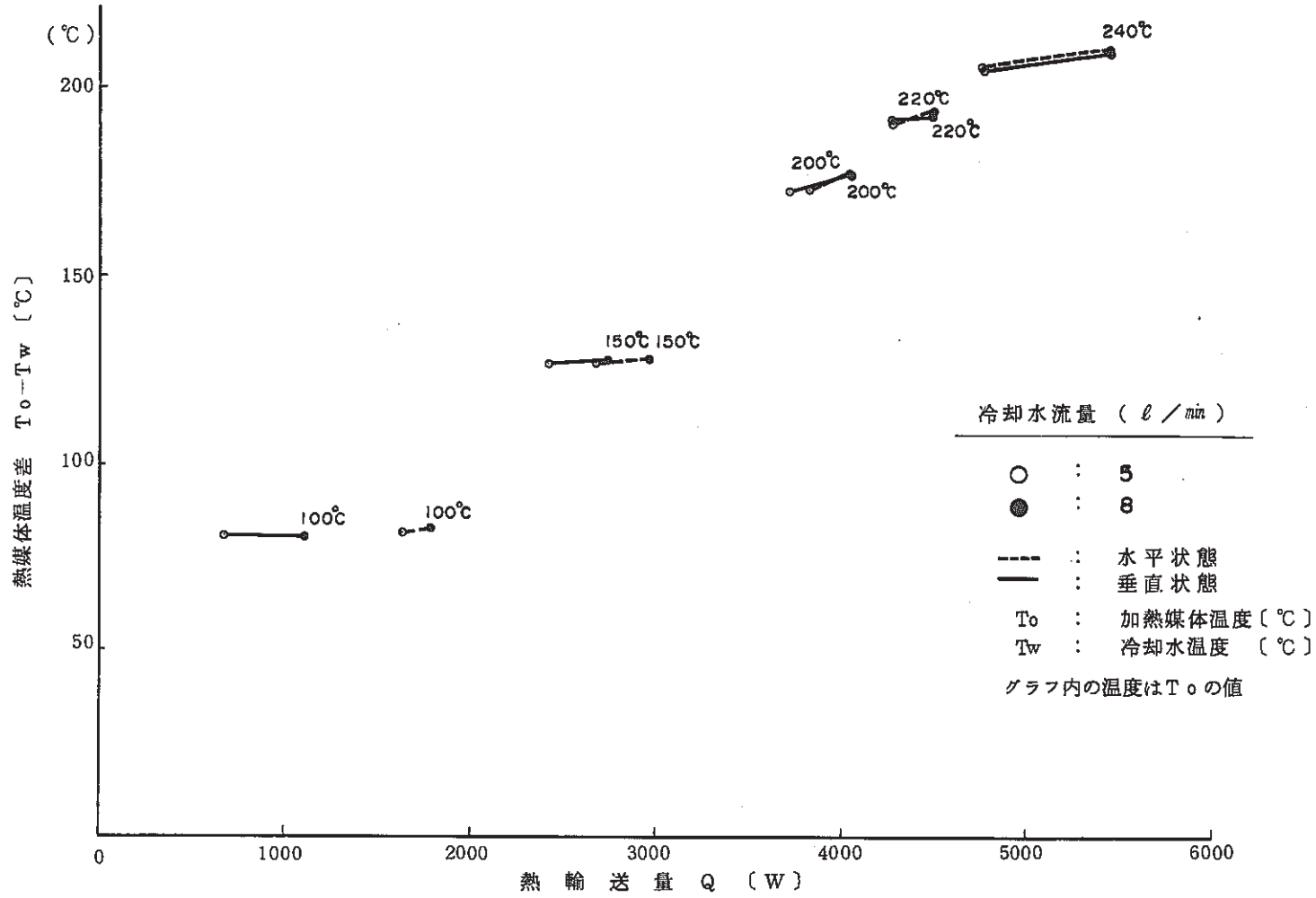


Fig. 4.2.6 水平時 VS 垂直時の熱輸送特性 (並行流)



## 5. まとめ

2重管型ヒートパイプについて低温域での基礎試験を実施し、次の様な結果が得られた。

- (1) 2重管型ヒートパイプを従来の蒸気発生器体系（垂直、対向流）で作動した場合、ヒートパイプの上部50%がドライアウトして十分な熱交換が行なわれない。
- (2) 水平状態の2重管型ヒートパイプは、全長が有効伝熱面として作動する。
- (3) 2重管型ヒートパイプは、並行流（熱交換器の効率は低下する）とすることによって熱輸送能力が増加する。また、垂直状態および水平状態のいずれにおいても安定した温度分布になる。
- (4) 蒸气流路幅4.35mmの供試体が最も安定した温度分布と熱輸送能力を示した。
- (5) 2重管型ヒートパイプの作動液封入量は、環状空間容量の30%が適量。

以上の結果から2重管型ヒートパイプは、水平状態に設置することにより、熱交換器としての効率を低下させることなく良好な伝熱特性を有することが確認できた。今後は本試験の成果を反映し、本ヒートパイプの性能の限界を明確にし、その適用システムの評価を行なう計画である。

A p p e n d i x - A

(可視化試験の概要)

目 次

I. 目的 .....	A - 1
II. 試験方法 .....	A - 1
II. I 試験装置 .....	A - 1
II. II 試験条件 .....	A - 2
III. 試験結果および検討 .....	A - 3
III. I 垂直時特性 .....	A - 3
III. II 水平時特性 .....	A - 3

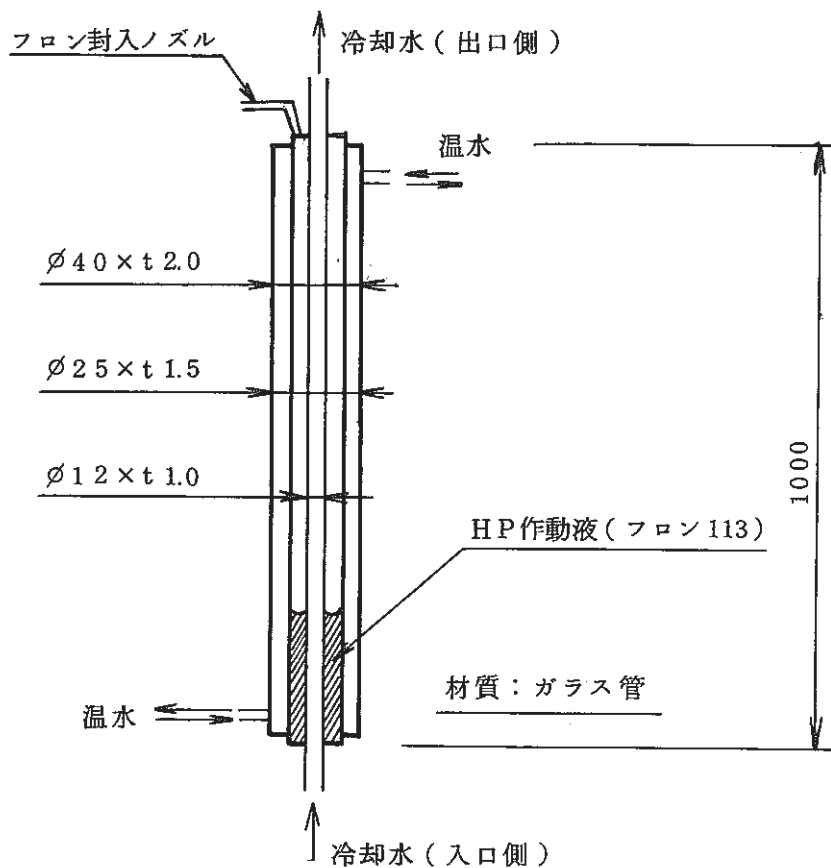
## I. 試験目的

可視化試験では、環状空間における作動液の流動状況の把握を目的とし、作動液の挙動と熱輸送量、配置方式等の相互関係について調査した。

## II. 試験方法

### II. 1 試験装置

作動液の流動状況を目視観察するために、外管および内管がガラス製の2重管型ヒートパイプを用いた。同ヒートパイプの概略図を以下に示す。



可視化試験用2重管型ヒートパイプ概略図

## II. II 試験条件

下記の条件を組み合わせ、温水および冷却水の出入口温度が十分平衡した時点で作動液の挙動を観察した。

- (1) 温水温度条件 : 50°C~80°C
- (2) 冷却水温度条件 : 10°C
- (3) 温水流量 : 6 l/min 一定
- (4) 冷却水流量 : 1、3、5 l/min
- (5) 配置方式 : 垂直、水平
- (6) 作動液封入量 : 20%、50% (対環状空間容量)
- (7) 作動方式 : 対向流 (温水入口上側)  
: 並行流 (温水入口下側)

### Ⅲ. 試験結果および検討

#### Ⅲ. Ⅰ 垂直時

図1に垂直時の試験結果を示す。HPの交換熱量は、温水と冷却水の温度差に比較して増加している。

作動液の封入量や温水入口方向の違いによる増加傾向の差は表われていないが、封入量を50%とした場合の方が同じ温度差でも大きな熱交換量が得られている。これはHPの作動有効の違いによるものと思われる。

図2にHPの交換熱量と作動液の打ち上げ高さの関係を示す。打ち上げ高さは封入量20%のときの方が大きな値を示し、小さな熱量でも高く打ち上げられていることがわかる。特に温水を下から入れた場合には、 $Q = 180\text{Kcal/h}$ のとき、打ち上げ高さに変化があり、急に小さくなる傾向を示している。これは、ここで作動液の沸騰状態が変わったことが考えられる。

封入量50%では打ち上げ高さは比較的小さいが、 $Q = 300\text{Kcal/h}$ を超えると打ち上げ高さは200mmまで増加した。

観察結果としては、やはりHP上部の作動液の打ち上げが届かない部分ではドライアウトが生じており、乾いた状態となっていることがわかった。しかし蒸気は一応上部に達しており、冷却管の表面に沿って落下する液膜が観察された。

#### Ⅲ. Ⅱ 水平時

図3に水平時の試験結果を示す。HPの交換熱量は温水と冷却水の温度差に比例的に増加する垂直時とほとんど同様の結果が得られた。

液量については20%、50%いずれのケースも同様な熱交換量で大きな差は見られなかった。

作動液の沸騰は全体にわたって行なわれ、垂直時に見られた様な吹き上げ現象は見られなかった。

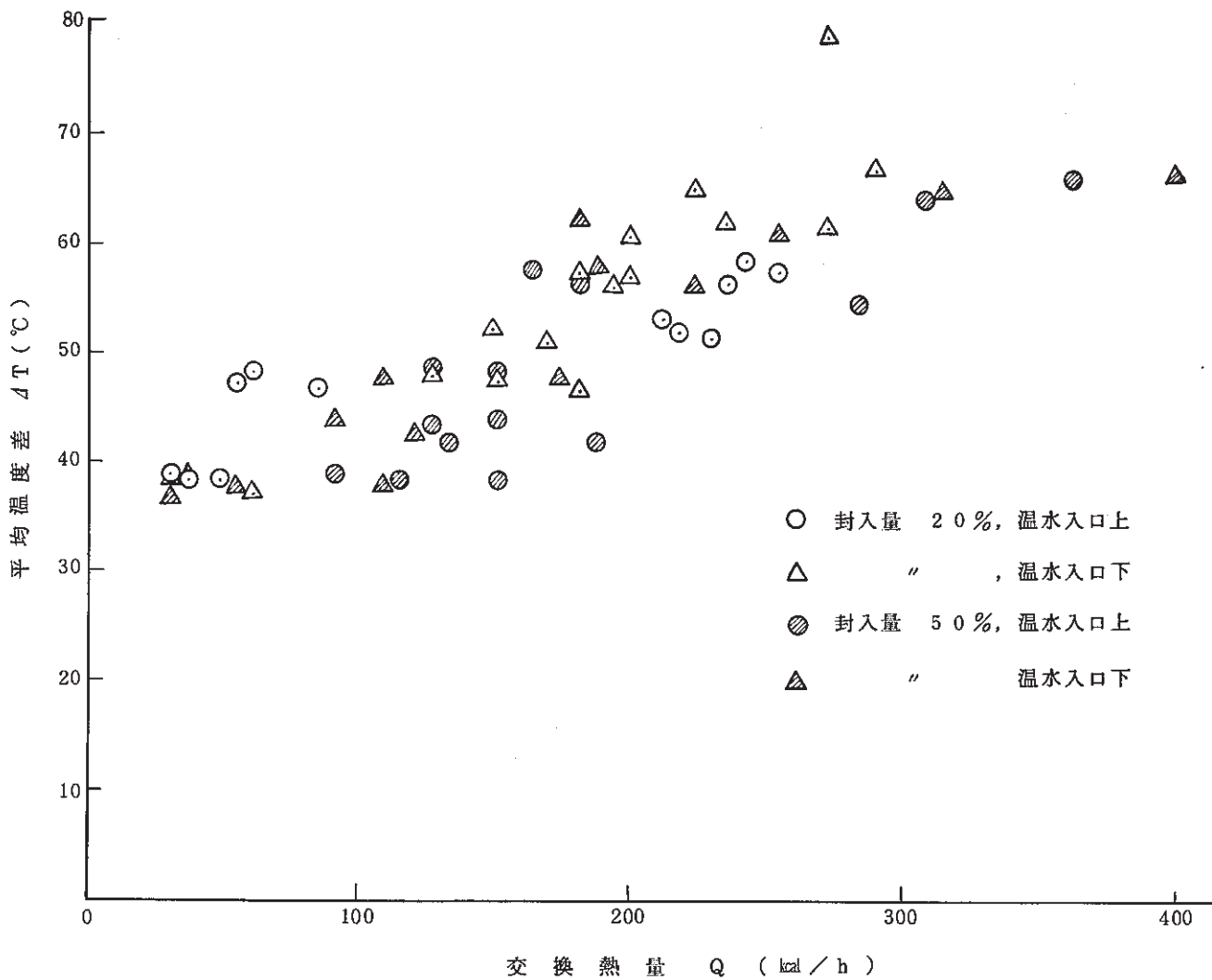


図1 可視化試験用2重管型ヒートパイプ熱交換特性(垂直時)

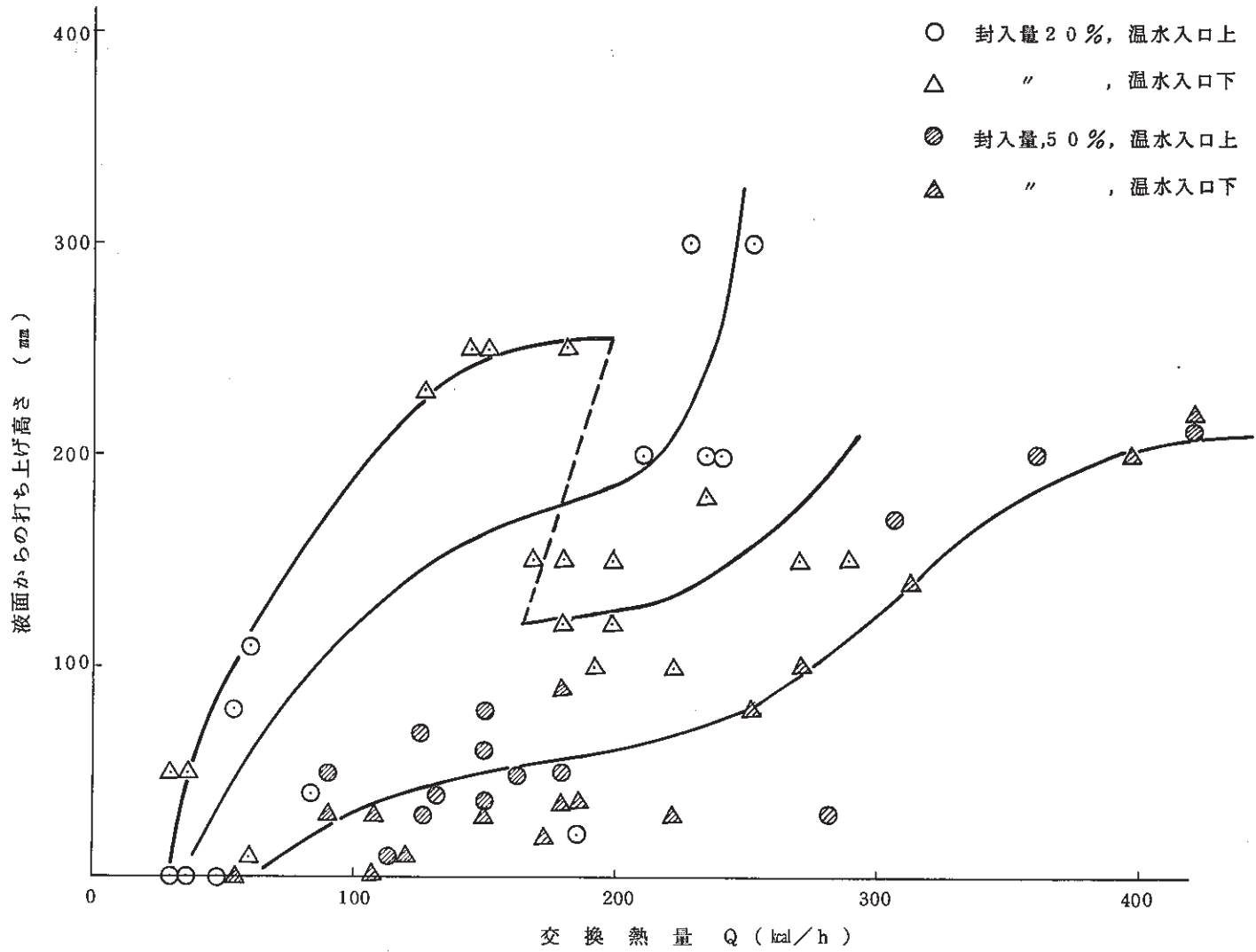


図2 作動液の打ち上げ高—交換熱量関係曲線(垂直時)

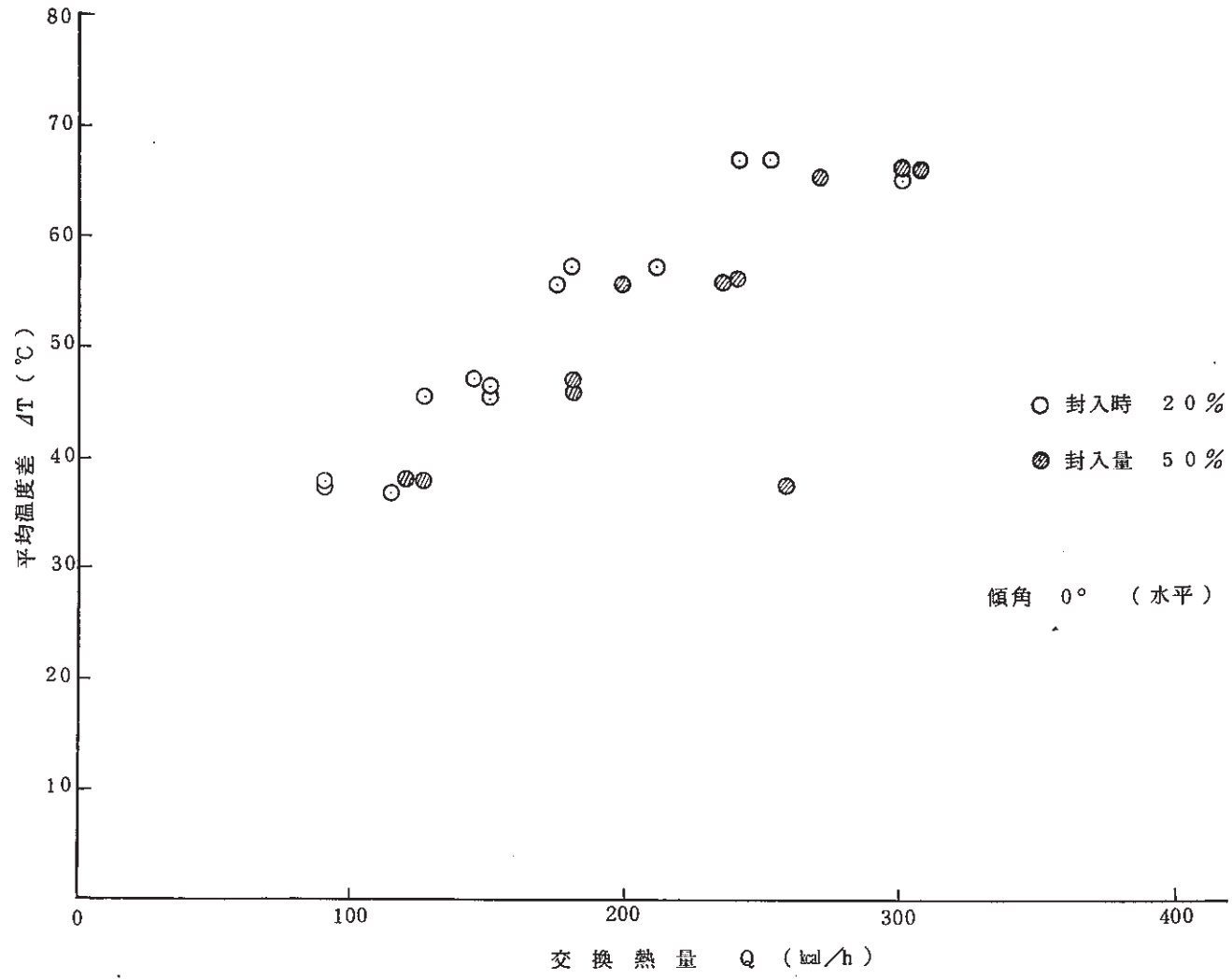


図3 可視化試験用2重管型ヒートパイプ熱交換特性(水平時)