

一体型船用炉内装貫流型蒸気発生器の不安定流動 に関する研究

(その1：一体型船用炉模擬装置による実験)

小林 道幸* ・成合 英樹**・横村 武宣***
伊藤 泰義***・松岡 猛*

Study on the Flow Instability in a Once-Through Steam Generator for Integrated Type Marine Water Reactor (Part 1. Results and Discussions of the Experiments with the Model Test Rig)

By

Michiyuki KOBAYASHI, Hideki NARIAI, Takeyoshi YOKOMURA,
Yasuyoshi ITO and Takeshi MATSUOKA

Summary

Experiments on heat transfer and fluid flow in a once-through steam generator were conducted with the model test rig simulating real reactor conditions of an integral type marine reactor. Steady state experiments concerning the pressure drop and heat transfer characteristics of feed water flowing through subcooling, boiling and superheating regions, and instability experiments concerning the flow oscillations of feed water were conducted. Kozeki's predictions were best fitted to the experimental data for frictional pressure drop along boiling region. Heat transfer coefficients along boiling region were in the ranges of $10^4 \sim 10^5$ kcal/m²h°C. Flow instability occurring in the present experimental rig was a typical density wave oscillation dominated by the frictional pressure drop along superheated region. Instability threshold was well expressed with the correlation between entrance throttling coefficients in heat transfer tube and the length of boiling region.

目次	頁		頁
1. まえがき	3	3.2.2 静特性データの整理	15
2. 実験装置	3	3.2.3 伝熱特性	17
3. 実験結果	10	3.2.4 圧力損失特性	20
3.1 予備実験	10	3.2.5 流動時間	22
3.1.1 検出器および変換器の検定	10	3.3 不安定流動	25
3.1.2 单相流摩擦圧力損失	11	3.3.1 実験条件および実験方法	25
3.1.3 管外熱伝達率	11	3.3.2 不安定流動の状況	26
3.2 静特性実験	14	3.3.3 安定限界流量	27
3.2.1 実験方法および実験手順	14	4. 考察	31
		4.1 静特性	31
		4.1.1 管内摩擦圧力損失	31
		4.1.2 管内熱伝達率	33
		4.2 不安定流動特性	35
		4.2.1 安定限界流量	35
		4.2.2 流量振動の性質	36

* 原子力船部

** 筑波大学構造工学系

*** 日本原子力船研究開発事業団

原稿受付：昭和58年10月31日

4.2.3 その他	36
5. まとめ	37
6. あとがき	37

記号

A : 給水流量計の定数	
a : 温度伝導率 ($=\lambda/C_p \cdot \gamma$)	(m^2/h)
a_{xt} : 式 (4.4) のパラメータ	
B_0 : ボイリング数 ($=q_{ev}/W_2 \cdot h_{fg}$)	
b : 式 (3.24) のパラメータ	
c : 式 (3.24) のパラメータ	
C_p : 定圧比熱	($kcal/kg \cdot ^\circ C$)
D : コイル管巻き	(m)
d : 伝熱管径	(m)
f : 摩擦圧力損失係数	
G : 重量流量	(kg/h) 又は (kg/s)
g : 重力加速度	$9.8(m/s^2)$
H : 熱伝達係数	($kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)
h : 比エンタルピ	($kcal/kg$)
h_{fg} : 蒸発潜熱	($kcal/kg$)
$\langle j \rangle$: 体積中心速度	(m/s)
K_c : 入口絞り係数	
k : 流量係数	
L : 伝熱管長さ	(m)
N_u : ヌッセルト数 ($=\alpha d/\lambda$)	
P_r : プラントル数 ($=\nu/a$)	
P : 圧力 (ゲージ圧)	($kg/cm^2 g.$)
p : 圧力 (絶対圧)	($kg/cm^2 a.$)
ΔP : 圧力損失, 差圧	(kg/m^2)
Q : 単位時間当りの熱量	($kcal/h$)
q : 熱流束, 熱負荷	($kcal/m^2 \cdot h$)
R : 熱抵抗	($m^2 \cdot h \cdot ^\circ C/kcal$)
R_F : 汚れ係数	($m^2 \cdot h \cdot ^\circ C/kcal$)
Re : レイノルズ数 ($=Vd/\nu$)	
R_{MN} : Martinelli の倍数	
S : 流路断面積	(m^2)
T : 流体温度	($^\circ C$)
ΔT : 温度差	($^\circ C$)
ΔT_{LMT} : 対数平均温度差	($^\circ C$)
U : 熱貫流率	($kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)
u_m : 質量中心速度	(m/s)
V : 流速	(m/s) 又は (m/h)
v : 比容積	(m^3/kg)
v' : 飽和水の比容積	(m^3/kg)

謝辞	38
参考文献	38

v'' : 飽和蒸気の比容積	(m^3/kg)
W : 重量流量率	($kg/m^2 \cdot s$)
X_{tt} : Martinelli パラメータ	
x' : 乾き度	
α : 熱伝達率	($kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)
β : ボイド率	
γ : 比重量	(kg/m^3)
δ : 変動分	
ϵ : 伝熱管内壁表面粗さ	(m)
θ : 伝熱管温度	($^\circ C$)
λ : 熱伝導率	($kcal/m \cdot h \cdot ^\circ C$)
μ : 粘性係数	($kg \cdot s/m^2$)
ν : 動粘性係数 ($=\mu g/\gamma$)	(m^2/s) 又は (m^2/h)
τ : 流動時間	(s)
τ_j : 体積中心流動時間	(s)
τ_m : 質量中心流動時間	(s)
τ_{osc} : 脈動周期	(s)
Φ_{itt}, Φ_{gtt} : Martinelli のパラメータ	
	添字
1 :	一次側
2 :	二次側
av :	平均
c :	コイル管
ev :	蒸発部
g :	蒸気
i :	管内側
in :	入口
l :	液体
l_o :	液単相
o :	管外側
out :	出口
s :	直管
sat :	飽和
sub :	予熱部
sh :	過熱部
sg :	伝熱管加熱部
τ :	全体
TP :	二相流
v :	バルブ

1. ま え が き

原子力商船の実用化には、原子力第1船「むつ」の経験をもとにし、軽量小型で、経済性と安定性の高い船用炉の開発が必要である。

従来の加圧水型炉（むつ炉の型式）に、このような観点からの総合的改良を加えた「一体型船用炉」は、西独の原子力船「オットー・ハーン」に搭載され、その実用性が立証されており、現時点において最も実用化研究の進んだ船用炉であると考えられている。

一体型船用炉は、蒸気発生器の原子炉圧力容器への内装化、自己加圧方式の採用、主冷却水循環ポンプの原子炉圧力容器への直接取り付けなどにより、主冷却水循環用の主配管を無くし、放射線の線源となる主冷却系を原子炉圧力容器内に収め、一体化した方式の船用炉であり、圧力抑制型格納容器の採用と相まって、軽量小型化、放射線防護、事故対策の面で優れた特徴を持っている。

蒸気発生器を原子炉圧力容器に内装するためには、コイル状の伝熱管を炉心槽と圧力容器内壁で形成される環状流路部に装架することが、小型軽量化及び放射線遮蔽の点で有利である。

このような形式の蒸気発生器を、ヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器と呼び、小型軽量で起動に要する時間が短く、負荷追従性が良好で、過熱蒸気が容易に得られるなどの長所を有している。反面、負荷や加熱側の影響を受け易く、安定性に欠ける性質がある。特に、負荷が減少して過熱部が長くなるような場合には、しばしば、蒸気流量が一定の振幅、周期で脈動する不安定流動現象を起すことがある。

蒸気管系における不安定流動現象は、火力ボイラあるいは沸騰水型原子炉で経験され、既に多くの研究が行われているが、ガス冷却炉および高速増殖炉の蒸気発生器など、貫流型蒸気発生器の原子力の分野への適用に伴ない、不安定流動現象の解明のためにさらに大がかりな実験ならびに解析的研究が試みられるようになってきた。¹⁾

蒸気発生器の不安定流動には、²⁾(1)2相流域での流量に対する流動抵抗の負勾配に起因する逸走型不安定および圧力降下振動、(2)2相流の流動様式の周期的遷移によるフローパタン遷移不安定、(3)圧力波の共鳴による音波振動、(4)流量、密度、圧力損失の間の遅れに起因する密度波振動、(5)熱伝達率の変化と流動の干渉により膜沸騰を伴う場合に生ずる熱的振動、(6)流れの再分配により並行チャンネル間で生ずる相互干渉、

などが知られているが、今回の対象である比較的長い蒸気管を持ち、過熱部の長い蒸気発生器または出口乾き度の高い場合には、従来の研究から十分に説明できない。

この種のヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器の不安定流動について、動力炉核燃料開発事業団のNa加熱蒸気発生器の報告³⁾があるが、原子力船の分野においても、一体型船用炉の開発に伴ない、船用として要求される広い運動範囲にわたり、安定な運転を確保するため、不安定流動の解明が不可欠のものとなってきた。

そこで筆者らは、一体型船用炉の実機スケールの模擬装置（一体型船用炉模擬装置）を製作し、不安定流動の性質、安定限界、脈動周期および各種のパラメータの影響を調べるための実験を行ったので、その結果を報告する。

2. 実 験 装 置

一体型船用炉模擬装置は、炉心での核分裂による発熱を電気加熱で模擬した一体型船用炉⁴⁾の熱・流力、動特性実験装置であり、船用炉の運転条件に近い高温、高圧で運転される。

装置は大別して、装置本体、1次系、2次系、加熱電源および制御系で構成されている。本装置の系統図および要目は、図2-1、表2-1の通りである。

装置本体は、電気ヒータ、蒸気発生器、蒸気ドームおよび内部構造物を立円筒形の圧力容器に納めたものであり、その概略断面図を図2-2に示す。圧力容器はフランジにより上下に別れ、上部は加圧ドームになっている。1次系の流路を構成する内部構造物および蒸気発生器はフランジにはさみ込まれたカラーに吊り下げられており、2次系各配管、ヒータ電極および熱電対等はカラー部を貫通して圧力容器外へ引き出される構造となっている。

1次系は炉心を模擬した電気ヒータ、圧力容器上部の加圧ドーム、循環ポンプおよび蒸気発生器管外側で構成され、これに補給水系統およびスプレー系統が附属している。循環ポンプのキャビテーション防止に必要な有効吸込ヘッド（NPSH）を確保するため、常用状態で約7℃のサブクールが必要であり、この圧力分を圧力容器上部の加圧ドームにN₂ガスを注入することにより加圧している。

炉心部で加熱された1次水は、炉内構造物円筒内側の円形流路を上昇し、循環ポンプ吸込側に通ずる環状プレナムに入り、循環ポンプで昇圧されて圧力容器に

戻り、圧力容器内壁と炉内構造物内筒外壁で構成された環状流路を下降する。この間、この環状流路内に設置された蒸気発生器で2次水と熱交換を行い、温度が低下して、圧力容器下部プレナムで180°流れを変えて炉心部にもどる。

圧力容器内1次水の水位および圧力の調節は、ドレン弁、ベント弁、N₂注入弁および補給水系統により手動で行われる。加熱量は、1次循環水のヒータ出口温度が一定になるように、ヒータ供給電力を自動制御し

ている。また、1次循環水流量の調節は、循環ポンプ出口弁の手動操作により行う。

電気ヒータは、外径10mm、肉厚約0.6mm、長さ約1mのステンレス鋼管36本を、マイカレックスの絶縁体を介してグリッド板により固定したもので、このステンレス鋼管に直接通電して発熱させる直接加熱ヒータである。このため、1次循環水は10°Ω・cm以上の比抵抗値を持つ純水を使用しなければならない。

加熱電源は、変圧器およびサイリスタ電圧調整器が

表2-1 実験装置主要目

1次系	純水	給水温度	70~225℃
流設計	130kg/cm ² g	蒸発量	1180kg/h
設計	330℃	給水ポンプA	
使用	110kg/cm ² g	型	式 多段渦巻
使用	310℃	流量	0.8T/h
流	80T/h	全揚程	25kg/cm ²
加	窒素	電動機	200V, 3φ, 3.7KW
圧		給水ポンプB	
容		型	式 カスケードポンプ
器		流量	3T/h
内	径 750mm	全揚程	70kg/cm ²
全	高 約5200mm	電動機	200V, 3φ, 75KW
材	質 SB-46, S25C SUS-27クラッディング	脱気器	
蒸気発生器		処理量	2T/h
伝熱管内径	14.3mm	脱気器出口温度	90℃
伝熱管外径	20mm	設計圧力	5kg/cm ² g
伝熱管本数	4本	加熱電源	
伝熱管長	約56m	変圧器型式	屋内用内鉄形油入自冷式
蒸気発生器内胴外径	420mm	変圧器容量	960KVA, 3φ
蒸気発生器外胴内径	620mm	変圧器電圧	1次側 3.3KV 2次側 200V Y結線
蒸気発生器管群高さ	1300mm	電圧調整方式	サイリスタによる自動(手動)調整
循環ポンプ		サイリスタ冷却方式	強制風冷
型	式 キャンドモータポンプ	定格出力	800KW
全揚程	1kg/cm ²	定格電圧	200V
流量	80T/h	定格電流	1330A × 3φ
材質	SUS-27	電気ヒータ	
電動機	200V, 3φ, 15KW	型	式 直接加熱方式
2次系	純水	電気容量	800KW
流設計	給水側 90kg/cm ² g	結線方式	3相4線式
設計	蒸気側 75kg/cm ² g	定格電圧	200V
設計	給水側 150℃	定格電流	1330A
使用	蒸気側 330℃	常用圧力	110kg/cm ²
使用	50kg/cm ² g(蒸気出口)	常用温度	310℃
使用	285℃ (蒸気出口)		

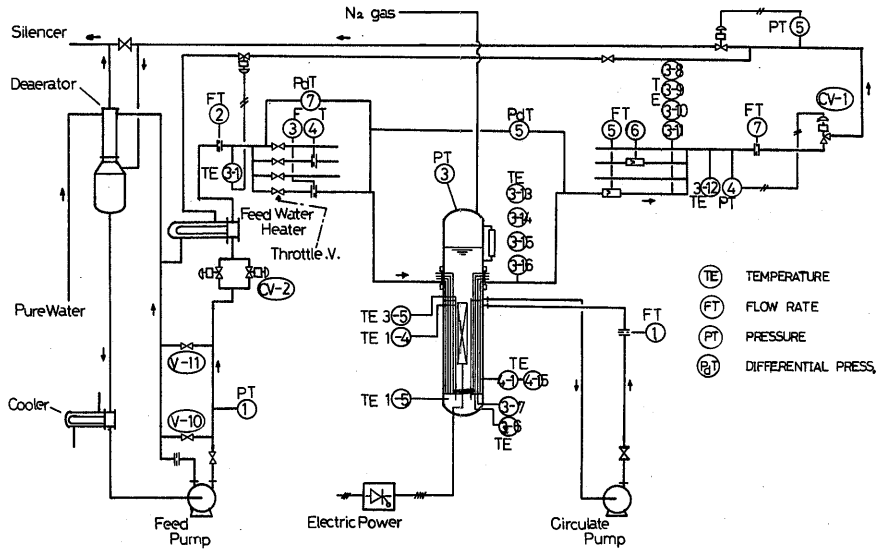


図2-1 実験装置系統図

らなり、サイリスタの通流角を制御することにより、出力電圧を0~200Vに調整し、最大800kWの交流電力を電気ヒータに供給できる。

2次系は、純水を脱気器に供給し、脱気後、給水冷却器、給水ポンプ、流量調節弁、給水加熱器で所定の温度、圧力、流量としてから蒸気発生器の伝熱管に入り、1次水により加熱され過熱蒸気となる。発生蒸気の一部または全量が給水加熱器および脱気器に導入され給水の加熱に使用し、余剰蒸気はサイレンサから大気放出される。

蒸気発生器は、下降管を有するヘリカルコイル式貫流型蒸気発生器である。伝熱管は、内径14.3mm、外径20mmのステンレス鋼管を4層のコイル状に巻いたもので、圧力容器のフランジ部から吊下げられた内部構造物の内筒と外筒の間に設置されている。管群部は図2-3(a)に示すように、半径方向ピッチ25mm、高さ方向ピッチ32mmの四角配列で、最内層(第1列管)のコイルの巻径が445mm、巻数40.5巻、管群部高さ1,296mm、コイル管部伝熱管長さ約56.6mとなっている。これより外側に第2, 第3, 第4列管が、それぞれ、巻径495mm, 545mm, 595mmで巻かれており、伝熱管長を合わせるため巻き数は、それぞれ、36.4巻, 33巻, 30.2巻となっており、管群部高さを合わせるため、第2~第4列管の上部には、第一列管の巻き数との差の分だけグミーのコイル管を設けている。

降水管は、内部構造物外筒と圧力容器内壁間の環状部に設けられており、降水管部での伝熱量を小さくす

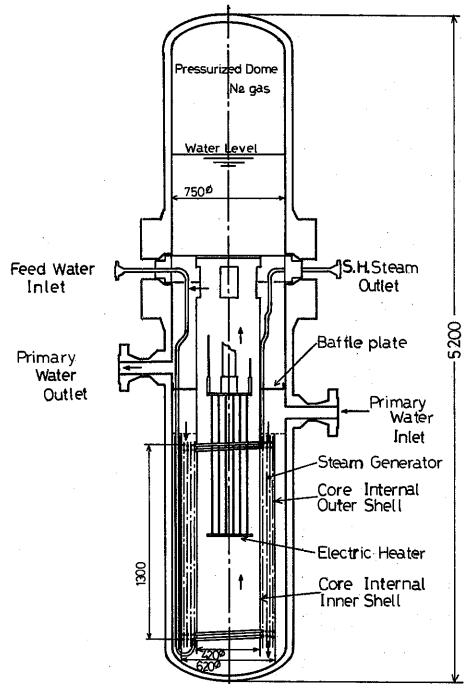


図2-2 圧力容器断面

るため2重管となっている。

最外層（第4列管）のコイル管部には、最下段から2段毎に、1.6φ Cr-Al 接地型シース熱電対が計15本 図2-3(b)に示すように管内に挿入してあり、管内バルク温度を計測するようになっている。

各々の伝熱管の入口および出口には、絞り弁および流量計測用の絞りを取り付けられている。この弁の開閉により1～4本の伝熱管を用いた実験ができると共に、供試管の流動抵抗の調節ができる。設計点は、4本のうちの2本に最大流量を流した場合としており、3本以上を使用した場合には、各管は部分負荷運転となる。

今回の実験は4本の伝熱管のうち外側の第3および第4列管を使用して行った。実験に使用した伝熱管の形状・寸法を図2-4、図2-5に、第4列管の温度測定位置を図2-6に示す。また、各伝熱管の長さの比較を表2-2に示す。ここには、参考として、第1および第2列管についても記入してある。供試管についてみると、非加熱部が給水側、蒸気側ともそれぞれ約1.2m、圧損測定タップ間隔が95cm、加熱部長さが約30mmほど第4列管の方が長く、90°バンド（曲り）は第3列管の方が1個多いが、加熱部に関しては、両管はほとんど同じと考えられる。非加熱部の配管は、内径19.4mm、外形27.2mmの高圧配管用炭素鋼鋼管である。

検出端位置は、系統図、配管図等に示した通りである。温度はCr-Al シース熱電対で、圧力、水位、圧力損失、流量は力平衡式の圧力変換器または差圧変換器で、それぞれ、電気信号として検出し、定常値は、多点デジタル電圧計、動的データは、雑音除去、増幅等の適当な処理を行い、ペン書きレコーダで記録した。

表2-3に計測点一覧を、表2-4に検出器、変換器の仕様を示す。また、本実験装置は、NSR-7炉⁽⁴⁾を熱流力的に模擬したものであるので、両者の主要目の比較を表2-5に示す。

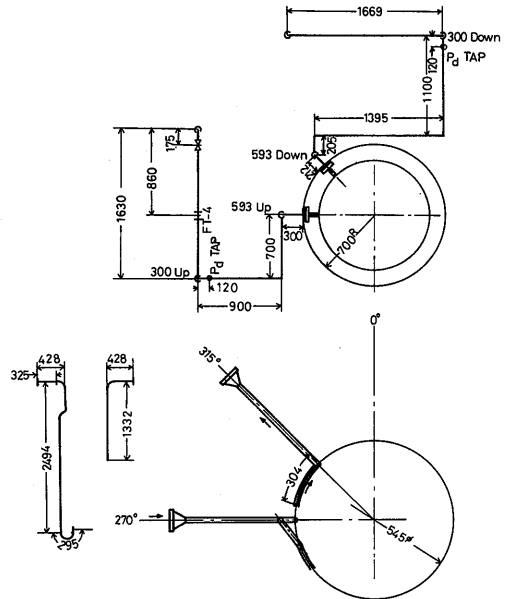


図2-4 第3列管形状及び寸法

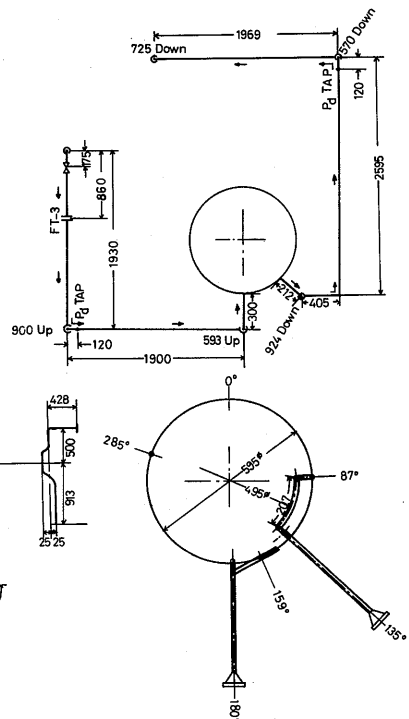


図2-5 第4列管配管形状及び寸法

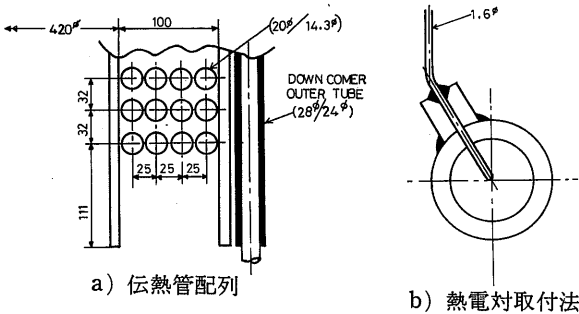


図2-3 伝熱管配列及び熱電対取付法

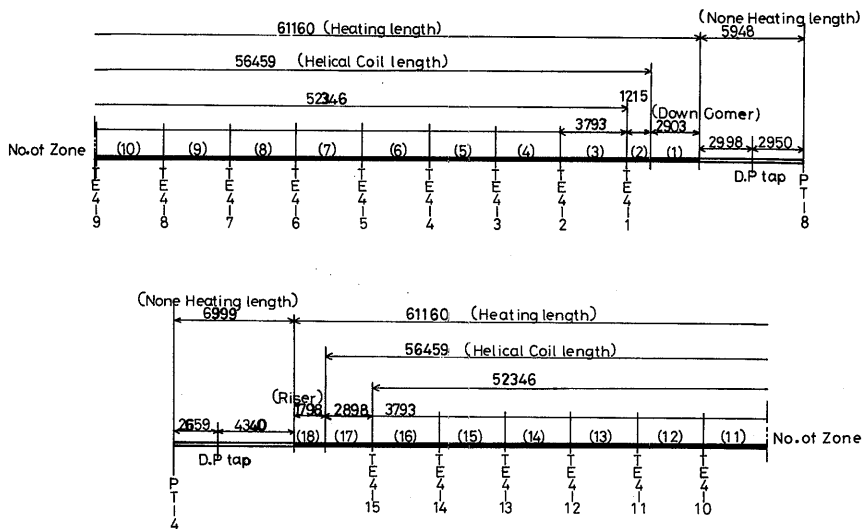


図2-6 第4列管温度測定位置

表2-2 伝熱管寸法一覧表

		第1列管	第2列管	第3列管	第4列管	
非加熱部 内径19.4φ 外径27.2φ	給水ヘッダ～Pd.タップ	1,600 mm	2,500 mm	2,050 mm	2,950 mm	
	Pd.タップ～降水管入口 (入口側非加熱部長さ)	4,808	5,188	2,698	2,998	
加熱部 内径14.3φ 外径20.0φ	降水管長さ	2,878	2,910	2,892	2,903	
	コイル管	巻き径/巻き数	445φ/40.5巻	495φ/36.4巻	545φ/33巻	595φ/30.2巻
		巻き上げ角度	1.31°	1.18°	1.07°	0.98°
		全長	56,634	56,617	56,501	56,459
	上昇管長さ (加熱部長さ)	1,403	1,806	1,739	1,798	
非加熱部 内径19.4φ 外径27.2φ	上昇管出口～Pd.タップ	5,260	2,421	3,710	4,340	
	Pd.タップ～蒸気ヘッダ (出口側非加熱部長さ)	1,639	2,539	2,089	2,659	
		(6,899)	(4,960)	(5,799)	(6,999)	

表2-3 計測点一覧表

番号	計器番号	名 称	番号	計器番号	名 称
1	PT-1	給水ポンプ出口圧力	24	TE 4-9	第4列管管内バルク温度
②	FT-2	Total 給水流量	25	TE 4-10	
③	FT-3	第4列管給水流量	26	TE 4-11	
④	FT-4	第3列管給水流量	27	TE 4-12	
⑤	FT-5	第4列管蒸気流量	28	TE 4-13	
⑥	FT-6	第3列管蒸気流量	29	TE 4-14	
7	FT-7	Total 蒸気流量	30	TE 4-15	
⑧	PT-4	蒸気ヘッド圧力	31	TE 3-6	第2列管コイル管入口温度
⑨	PT-5	給水予熱器胴圧力	32	TE 3-7	第3列管コイル管入口温度
10	PT-3	一次系圧力容器内圧力	33	TE 3-8	第1列管蒸気管温度
11	FT-1	一次水循環流量	34	TE 3-9	第2列管蒸気管温度
12	TE 3-5	一次水ヒータ出口温度	35	TE 3-10	第3列管蒸気管温度
⑬	TE 1-4	一次水S・G入口温度	36	TE 3-11	第4列管蒸気管温度
⑭	TE 1-5	一次水S・G出口温度	37	TE 3-12	合流蒸気管温度
⑮	TE 3-1	給水温度	38	TE 3-13	第1列管S・G出口温度
⑯	TE 4-1	第4列管管内バルク温度	39	TE 3-14	第2列管S・G出口温度
⑰	TE 4-2				
⑱	TE 4-3				
19	TE 4-4				
20	TE 4-5				
21	TE 4-6				
22	TE 4-7				
23	TE 4-8				
			42	PdT-5	S・G圧力損失 (F.S.20kg/cm ²)
			43	PdT-6	S・G圧力損失 (F.S.5 kg/cm ²)
			④④	PdT-7	入口絞り弁圧力損失
			45	P T-8	給水ヘッド圧力

表2-4 検出器及び変換器仕様一覧表

計器番号	名 称	計 器 レ ン ジ	検 出 器 及 び 変 換 器 仕 様
PT-1	給水ポンプ出口圧力	0~150kg/cm ² g	} 力平衡式圧力変換器 (DC4~20mADC)
PT-4	蒸気ヘッド圧力	0~ 60kg/cm ² g	
PT-3	一次系圧力容器内圧力	0~150kg/cm ² g	
PT-8	給水ヘッド圧力	0~150kg/cm ² g	
FT-2	Total 給水流量	0~1500kg/h	フランジタップ・オリフィス (ΔP=0~1000mmH ₂ O) 力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
FT-3	第4列管給水流量	} 0~750kg/h	フランジタップオリフィス (ΔP=0~3000mmH ₂ O)
FT-4	第3列管給水流量		力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
FT-5	第4列管蒸気流量	} 0~600kg/h	フローノズル (ΔP=0~1000mmH ₂ O)
FT-6	第3列管蒸気流量		力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
FT-7	Total 蒸気流量	0~1500kg/h	フランジタップオリフィス (ΔP=0~3000mmH ₂ O) 力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
FT-1	一次水循環流量	0~80T/h	フランジタップオリフィス (ΔP=0~7500mmH ₂ O) 力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
PdT-5	S・G圧力損失	0~20kg/cm ²	} 力平衡式差圧変換器 (4~20mADC)
PdT-6	S・G圧力損失	0~5kg/cm ²	
PdT-7	入口絞り弁圧力損失	0~5kg/cm ²	

表 2-5 NSR-7炉と一体型船用炉模擬装置の主要目比較

要 目	装 置	NSR-7炉 ⁽⁴⁾	一体型船用炉 模 擬 装 置
一 次 系			
運 転 圧 力		137kg/cm ² g	110kg/cm ² g
流 量		13,000T/h	80T/h
炉心入口/出口温度		302/318℃	304/310℃
出 力		300MWt	0.8MW(電気加熱)
蒸気発生器			
伝 熱 管 本 数		940	4
伝 熱 管 内 径/外 径		14/20mm	14/20mm
伝 熱 管 長		61.5m	61.2m
二 次 系			
給 水 温 度		206℃	70~225℃
出 口 蒸 気 圧 力		50kg/cm ² g	50 kg/cm ² g
出 口 蒸 気 温 度		293℃	285℃
蒸 発 量		592T/h	1.18T/h
伝熱管1本当たりの蒸発量		0.17kg/s	0.16kg/s

3. 実験結果

3.1 予備実験

静特性および不安定流動実験に先立ち、測定精度の確認と、データ整理に必要な種々の値を求めるため、以下の実験を行った。

3.1.1 検出器および変換器の検定

圧力変換器および差圧変換器は、計器メーカーに依頼し、仕様精度 ($\pm 0.5\% F \cdot S$) を満足していることを確認した。

熱電対は、取り外し可能なものについて、錫と鉛の凝固点 (各々、 $231.85^{\circ}C$, $327.3^{\circ}C$) で較正した後、所定の位置にもどし、次に、2次側流量を零の状態であ

験装置を長時間運転し、全体がほぼ均一温度と考えられる状態で、他の熱電対を補正した。特に、伝熱管内バルク温度計測用熱電対 (TE4-1~4-15) については、管内を飽和蒸気で満たして、蒸気圧力から飽和温度を求めて較正した。以上の結果に基づき、起電力-温度換算式を数種類作成し、 $\pm 1^{\circ}C$ 程度の精度で温度測定ができる見直しを得た。

給水流量計の検定は、実装状態で給水ポンプにより所定の流量を給水し、全量を蒸気管のドレン弁から流出させ、流量指示計の指示が十分安定してから、ドレン弁から流出する水を容器に受けて、その時の水の重量、積算時間、水温を計測し、重量流量および体積流量を求める方法に依った。一方、オリフィスでの差圧

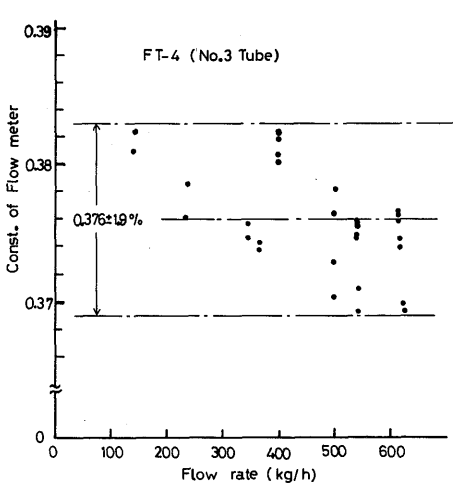


図3-1(a) 第3列管給水流量計の定数

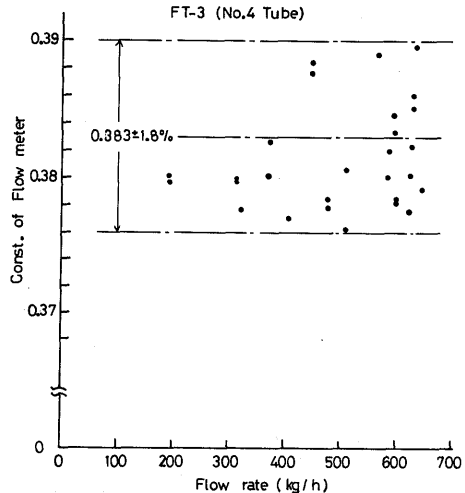


図3-1(b) 第4列管給水流量計の定数

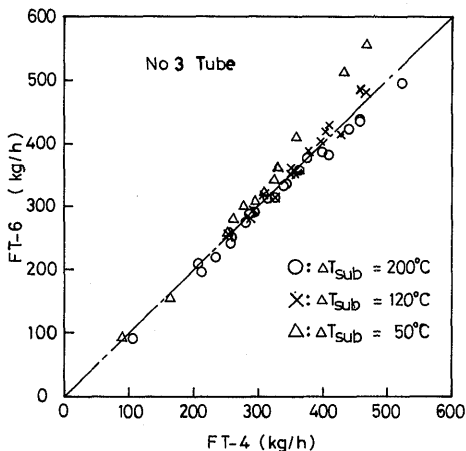


図3-2(a) 第3列管蒸気流量計の較正

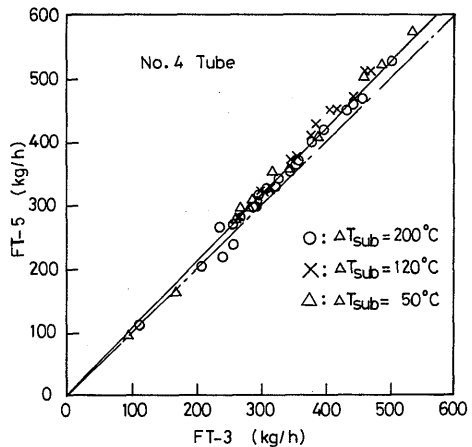


図3-2(b) 第4列管蒸気流量計の較正

は差圧変換器により電気信号に変換し、水を容器に受けている間、適当な時間間隔でデジタル電圧計で印字記録した。この平均値を差圧変換器の出力として流量との関係を求めた。この方法によれば、オリフィスによる流量から差圧への変換誤差と差圧変換器における差圧から電気信号への変換誤差が総合的に補正できる。オリフィスで発生する差圧 ΔP (kg/m²) と重量流量 G (kg/h) との関係は、オリフィスの断面積を S 、流量係数を k 、流体の比重を γ_1 とすれば、 $G=3,600 \cdot k \cdot S \sqrt{2g \cdot \gamma_1 \cdot \Delta P} = A \sqrt{\gamma_1 \cdot \Delta P}$ で表わされる。ここで $A=3,600 \cdot k \cdot S \sqrt{2g}$ である。第3列管および第4列管の給水流量計の検定結果を、縦軸に A 、横軸に G をとって示したものが、図3-1(a)および(b)である。検定結果は、今回の使用範囲において、両管とも $\pm 2\%$ 程度の誤差を生ずる可能性があることがわかった。

蒸気流量計の検定は実施せず、設計値を使用することとし、静特性実験の際、給水流量と比較した。その結果を、図3-2(a)および(b)に示した。

不安定流動現象の記録系統は、シグナル・コンディショナーの入力端から正弦波電圧を印加して周波数応答を調べ、今回の振動周期5～10秒の範囲では支障のないことを確認した。

3.1.2 単相流摩擦圧力損失

貫流型蒸気発生器(以下、S・Gと略称する)は、その内部が伝熱管の長さに沿って、水単相の予熱部、蒸気-水二相流の蒸発部、蒸気単相の過熱部という、伝熱流動特性の異なる3つの領域が存在するが、実験ではS・Gの入口と出口間の圧力損失を計測しているだけであるため、各領域毎の圧力損失は計算によって推定しなければならない。そこで、単相流である予熱部と過熱部の圧力損失をそれぞれ計算によって求め、それらの値を全圧力損失から差し引いた値を蒸発部の圧力損失とすることにした。単相流部の圧力損失計算式の妥当性を調べるために、二次水がS・G出口でも水単相となるように、S・G出口圧力を50kg/cm² g、1次水は常温およびヒータ出口で250℃の条件のもとに圧力損失を計測した。

水単相流の圧力損失 ΔP_T は、直管部摩擦圧力損失 ΔP_s とコイル管部摩擦圧力損失 ΔP_c の和として次式で表わせる。(本S・Gは伝熱管の入口と出口が同じ高さなので、位置損失 ΔP_H はない)。

$$\begin{aligned} \Delta P_T &= \Delta P_s + \Delta P_c \\ &= (f_s L_s + f_c L_c) \frac{\gamma_1}{d_i} \frac{V^2}{2g} \end{aligned} \quad (3.1)$$

ここで直管の摩擦圧力損失係数 f_s は

$$R_e \leq 2,300 \quad f_s = \frac{64}{R_e} \quad (3.2)$$

$$R_e > 2,300$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_s}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/d_i}{3.71} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f_s}} \right) \quad (3.3)$$

式(3.3)はColebrookの式⁵⁾である。

コイル管の摩擦圧力損失係 f_c は、伊藤の式⁶⁾

$$f_c = f_s \{ R_e (d_i/D)^2 \}^{1/20} \quad (3.4)$$

を採用した。伝熱管内壁表面粗さ ϵ の値は、実験装置の製作時に触針式表面粗さ計により測定した値、 $\epsilon = 0.015$ mmを使用した。実験結果と計算値との比較を図3-3に示す。同図から、一次側の条件により、実験値と計算値との大小関係が逆で、その差も違っており、加熱条件では計算値の方が若干大きい5%程度の差であることから、ここで採用した計算式は妥当であると判断した。

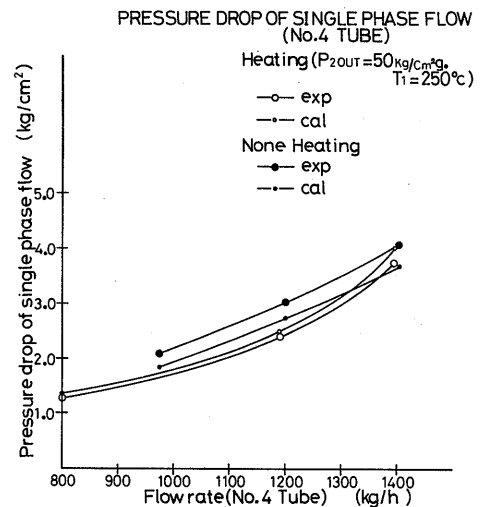


図3-3 第4列管単相流圧力損失

3.1.3 管外熱伝達率

本実験装置では、一次側および二次側流体の温度、流量を計測しているため、S・Gの平均熱貫流率は求められるが、伝熱管の管壁温度を計測していないので、熱伝達率の値は実測できない。二次側(管内側)は流量も変わり、更に相変化もあるので熱伝達率も変化するが、一体型船用炉は加圧水型であるから通常の運転状態では一次側は単相流であり、温度、圧力、流量が一定に保たれているため、管外側熱伝達率は、ほぼ一

定であると考えられる。そこで、前項の加熱单相流実験において実測された熱貫流率をもとに、以下の便宜的な方法により、熱貫流率の内訳を調べた。

管外基準の熱貫流率 U_o と管外および管内熱伝達率 α_o, α_i の関係は次式で表わせる。

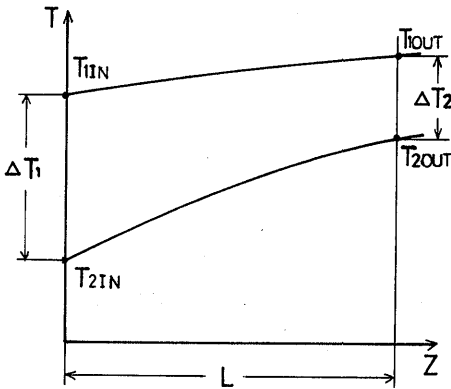
$$\frac{1}{U_o} = \left(R_{Fo} + \frac{1}{\alpha_o}\right) + \left(R_{Fi} + \frac{1}{\alpha_i}\right) \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)$$

$$\therefore \frac{1}{\alpha_o} + \left(R_{Fo} + \frac{d_o}{d_i} R_{Fi}\right) = \frac{1}{U_o} - \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{\alpha_i} - \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \quad (3.5)$$

管外基準の熱貫流率 U_o は、二次側流体の受熱量 Q_2 、一次側と二次側流体の対数平均温度差 ΔT_{LMT} とから次のようにして求められる。

$$Q_2 = G_2 \cdot C_p (T_{2out} - T_{2in}) = U_o \cdot \pi \cdot d_o \cdot L_{SG} \cdot \Delta T_{LMT}$$

$$\therefore U_o = \frac{G_2 \cdot C_p (T_{2out} - T_{2in})}{\pi \cdot d_o \cdot L_{SG} \cdot \Delta T_{LMT}} \quad (3.6)$$



$$\Delta T_{LMT} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

図3-4 対数平均温度差

$$\Delta T_{LMT} = \frac{(T_{1in} - T_{2in}) - (T_{1out} - T_{2out})}{\ln\left(\frac{T_{1in} - T_{2in}}{T_{1out} - T_{2out}}\right)} \quad (3.7)$$

以上により、 U_o が実験的に求まるので、次に管内熱伝達率 α_i を、直管部は Dittus-Boelter の式

$$N_{us} = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \quad (3.8)$$

(44)

コイル管部は森—中山の式⁷⁾

$$N_{uc} = \frac{1}{41.0} R_e^{5/6} \cdot P_r^{0.4} \cdot \left(\frac{d_i}{D}\right)^{1/2} \left[1 + \frac{0.061}{\left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^{2.5}\right\}^{1/6}}\right] \quad (3.9)$$

管壁の熱伝導率 λ を次の近似式

$$\lambda = 12.7 + 0.0118 \theta \quad (3.10)$$

θ : 管壁近似平均温度

$$= 1/4 (T_{1in} + T_{1out} + T_{2in} + T_{2out})$$

をそれぞれ用いて決定すれば式 (3.5) により管外熱伝達率の逆数と汚れの熱抵抗の和が得られる。汚れ係数 R_F の値は未知であるので、式 (3.5) の左辺を管外熱伝達係数 H_o の逆数とみなして、次の値を求めた。

$$H_o = \frac{1}{1/\alpha_o + R_{Fo} + (d_o/d_i) R_{Fi}} \quad (3.11)$$

FLOW RATE v.s. THERMAL RESISTANCE

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) = R_o + R_i + R_t$$

(Primary flow rate: 80 kg/h)
($P_{2out} = 50 \text{ kg/cm}^2, T_1 = 250^\circ\text{C}$)

G_2	$\ln(x10^{-4})$	$R_i(x10^{-4})$	$R_t(x10^{-4})$	$R_o(x10^{-4})$
1398	4.71	0.70	2.25	1.75
1420	4.71	0.69	2.25	1.76
1090	4.94	0.83	2.24	1.87
923	5.05	0.93	2.22	1.90
800	5.14	1.03	2.20	1.89
496	5.70	1.45	2.23	2.05

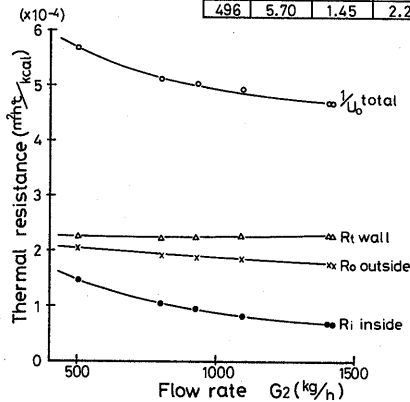


図3-5 第4列管熱抵抗

HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF TUBE OUTSIDE
v.s. FLOW RATE

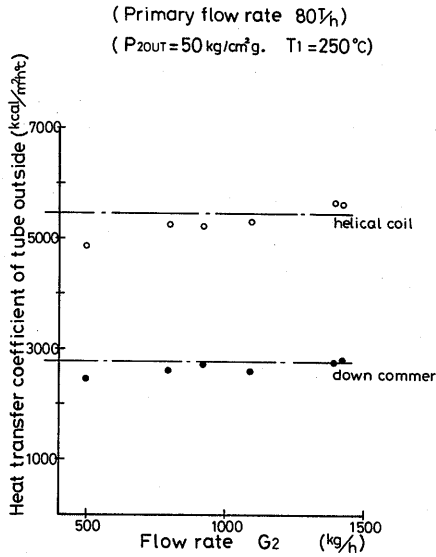


図3-6 第4列管管外熱伝達係数

加熱单相流実験結果から計算したコイル管部の熱抵抗の内訳を図3-5に、コイル管部および直管部の H_o の値を図3-6に示した。同図から、一次水循環流量を80T/h、ヒータ出口温度を250°Cの一定にしていたにもかかわらず、 H_o の値が管内側流量の影響を受けている。この原因としては、実験誤差、 α_i および λ の計算式に基く誤差、管内側流体の粘性係数を求める際の流体温度および管壁の熱伝導率を計算する際の管壁温度にその区間の入口と出口の流体温度の算術平均値を用いたこと、などが考えられるが、今回の実験からは、その原因を明らかにすることはできなかった。そこで、管外熱伝達係数として図3-6に直線で示す次の値を採用した。

直管部 $H_{os} = 2,800 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$
 コイル管部 $H_{oc} = 5,500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

以上の値および式を用いて、加熱单相流の実験条件の二次側流体温度を計算した結果を図3-7に示した。●印は実験値であるが、1°C程度の差で両者はよく一致しており、ここで採用した計算式および値が妥当なものであることを確認した。

TEMPERATURE DISTRIBUTION OF HEATED SINGLE PHASE FLOW

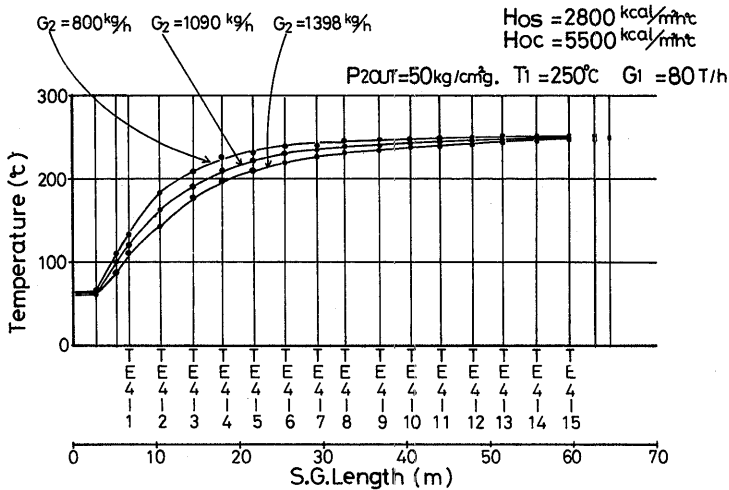


図3-7 加熱单相流実験時の温度分布

蒸気単相流については実験を行わず、直管部は式(3.8)を、コイル管部は、次の蒸気単相流に対する森一中山の式⁽⁷⁾を用いて管内熱伝達率を計算することとした。

$$N_{uc} = \frac{1}{26.2} \frac{P_r}{(P_r^{2/3} - 0.074)} R_e^{4/5} \left(\frac{d_i}{D}\right)^{1/10} \left[1 + \frac{0.098}{\left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^2\right\}^{1/5}}\right] \quad (3.12)$$

ここで使用した摩擦圧力損失係数、管内熱伝達率などを計算するための相関式を表3-1にまとめて示した。

3.2 静特性実験

不安定流動の発生限界特性を十分に把握するためには、蒸気発生器の静的な伝熱特性及び圧力損失特性を詳細に調べておく必要がある。

実験はまず、広い実験パラメータ範囲について一般的な静特性実験を行い、次に、不安定流動実験を行いながら不安定領域に入らなかったものも静特性データとして採用した。

3.2.1 実験方法および実験手順

静特性実験は、一次側循環水流量を一定値80T/hに保ち、二次側出口圧力、給水温度、一次側温度をパラメータとして行った。実験に際しては、不安定流動が発生しないように給水ポンプ吐出圧を高くし、給水入口絞りを十分につけた安定な運転状態において、二次側給水流量を100kg/h~500kg/hの範囲で変化させてデータを採取した。

実験条件は、一次側ヒータ出口温度310℃、二次側出口圧力50kg/cm² g、給水温度70℃を基準とし、二次水の比容積比の変化幅(v''/v'-1)を大きくとることとしたが、一次側ヒータ出口温度の制御範囲が、250℃か

表3-1 データ整理に使用した熱伝達率及び摩擦圧力損失係数関係式

		熱 伝 達 率 関 係 式	摩 擦 圧 力 損 失 係 数 関 係 式
予熱部 (水単相)	直管	$N_{us} = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4}$ (Dittus-Boelter)	$f_s = \frac{64}{R_e} \quad R_e \leq 2300$ $\frac{1}{\sqrt{f_s}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/d_i}{3.71} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f_s}} \right) \quad R_e > 2300$ (Colebrook)
	コイル管	$N_{uc} = \frac{1}{41.0} P_e^{5/6} P_r^{0.4} \left(\frac{d_i}{D}\right)^{1/12} \left[1 + \frac{0.061}{\left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^{2.5}\right\}^{1/6}}\right]$ (森一中山の式)	$f_c = f_s \left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^2\right\}^{1/20} \quad R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^2 > 6$ (伊藤の式)
過熱部 (蒸気単相)	直管	$N_{us} = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4}$ (Dittus-Boelter)	液単相に同じ
	コイル管	$N_{uc} = \frac{1}{26.2} \frac{P_r}{(P_r^{2/3} - 0.074)} R_e^{4/5} \left(\frac{d_i}{D}\right)^{1/10} \left[1 + \frac{0.098}{\left\{R_e \left(\frac{d_i}{D}\right)^2\right\}^{1/5}}\right]$ (森一中山の式)	
		Nu : Nusselt数 (= adi/λ) D : コイル管巻き径	ϵ : 管内面粗さ
		P_r : Prandtl数 (= ν/a) d_i : 管内径	λ : 熱伝導率
		R_e : Reynolds数 (= Vd_i/λ) V : 流速	ν : 動粘性係数
		a : 温度伝導率 α : 熱伝達率	s : 直管 c : コイル管

ら320℃の間であること、S・Gの圧力損失計測用差圧変換器のレンジが0～20kg/cm²、給水温度の下限値が70℃であること等を考慮して、20kg/cm² g.を二次側出口圧力の最小値とした。50kg/cm² g.と20kg/cm² g.に対する $(v''/v'-1)$ の中間の値をとる圧力として30kg/cm² g.を入れ、S・G出口圧力3種類について、その影響を調べた。

一次側循環水温度は、予熱部、蒸発部の熱流束を決定する運転パラメータであり、圧力レベルが異なっても蒸発部の熱流束が大幅に変わらない温度を選ぶこととし、一次側温度と二次側飽和温度の差 ΔT_{sat} が、ほぼ同じになるように、二次側圧力レベルに応じて一次側ヒータ出口温度を設定した。

二次側給水温度は、圧力レベル、一次側温度一定の

もとでは、予熱部流動時間を変化させる運転パラメータであり、大幅に変化させることが望ましい。しかし、給水予熱器の性能上から、給水最高温度は（二次側出口圧力に対する飽和温度-40）℃であり、最低温度は給水冷却器および給水ポンプの仕様上から定まる前述の70℃である。

従って、静特性の実験条件としては、二次側出口圧力に対応する一次側ヒータ出口温度として、310、280、260℃としたが、20kg/cm² g.に対しては、比容積比、蒸発潜熱が大きいいため、280℃を追加した。

給水温度は、50kg/cm² g.についてのみ、給水温度変化に対する予熱部長さの変化を確認するため2種類実施し、他は、一次側ヒータ出口温度に対して1点のみとした。静特性実験条件の一覧表を表3-2に示す。

表3-2 静特性実験条件

S・G 出口 蒸気圧力 kg/cm ² g	50	30	20	
一次水ヒータ出口温度 ℃	310	280	260	280
給 水 温 度 ℃	225	120	175	100
	70			
給 水 流 量 範 囲 kg/h	100～500			
一 次 水 循 環 流 量 T/h	80			

3.2.2 静特性データの整理

静特性データは、各実験で得られた生データを、静特性整理用プログラムにより処理し、データシートおよびグラフの形で整理した。この整理プログラムは、以下の手順およびモデルにより計算を行うようになっている。

(1) 単位換算

電気信号として検出、記録された温度、圧力、流量をそれぞれの換算式にしたがい、工業単位に変換する。以下の計算は、第4列管について行った。

(2) 蒸発管内の蒸発開始点、蒸発終了点および降水管出口、上昇管入口温度の計算

蒸発管内の流体温度分布を15点で測定し、水単相部および蒸気単相部のおののにおに温度測定点が3点以上ある場合には、それぞれの温度3点の2次外挿曲線と、沸騰部（蒸発部）のそれぞれの境界に近い温度2点をむすぶ直線との交点を求めれば、蒸発開始点、蒸発点、蒸発終了点が決定できる。降水管出口温度、上昇入口温度も、予熱部および過熱部それぞれの温度3点の2次外挿により求められる。

予熱部および過熱部に含まれる温度測定点が3点未

満の場合には、一次側の温度分布を直線と仮定し、管内外の熱伝達率を与えて、近似式により単相部の温度分布を伝熱管長さの関数として求めた。

(3) 単相部（予熱部、過熱部）の圧力損失の計算

予熱部では、伝熱管入口側差圧測定タップから降水管入口までの水管の圧力損失、降水管部の圧力損失、コイル管部のサブクール領域の圧力損失、をそれぞれ計算する。また、過熱部では、コイル管部の過熱領域、上昇管部、上昇管出口から伝熱管出口側差圧測定タップまで、および、伝熱管出口側差圧測定タップから出口圧力測定位置までの圧力損失をそれぞれ計算した。これにより、各領域の端部における圧力も決定できる。なお、圧力損失として、摩擦損失、加速損失、位置損失を考慮した。

(4) 沸騰部の摩擦圧力損失係数の計算

全圧力損失の測定値から(3)で計算した単相部の圧力損失の値を差し引いたものを沸騰部の圧力損失とした。そのうちの摩擦損失を ΔP_{frp} (kg/m²)とし、次式により沸騰部（二相流部）平均摩擦圧力損失係数 f_{rp} を計算した。

$$f_{TP} = \Delta P_{TP} / \left(\frac{L_{TP} W_2^2 \bar{v}}{d_i} \right) \quad (3.13)$$

$$\bar{v} = \frac{1}{2} (v' + v'') \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (3.14)$$

$$W_2 = \frac{G_2}{(\pi d_i^2 / 4)} \quad (\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{sec}) \quad (3.15)$$

(5) 各領域の平均熱負荷の算出

(2)および(3)により、予熱部、沸騰部、過熱部それぞれの長さ、各領域の境界、降水管出口、上昇管入口の温度と圧力が決定できる。従って蒸気表から各点のエンタルピが求められるので、各領域の管内基準の平均熱負荷 q_{av} を次式により計算できる。

$$q_{av} = \frac{(h_2 \text{ out} - h_2 \text{ in}) G_2}{\pi d_i L} \quad (3.16)$$

(6) 各領域の熱貫流率の計算

一次側および二次側の温度分布から式 (3.7) により対数平均温度 ΔT_{LMT} を計算する。これと(5)の平均熱負荷とから、各領域の管内基準の熱貫流率 U_i を次式で求める。

$$U_i = \frac{q_{av}}{\Delta T_{LMT}} \quad (3.17)$$

(7) 各領域の管内熱伝達率の計算

各領域の管内基準平均熱貫流 U_i 、管外熱伝達係数 H_o 、管壁熱伝導率 λ とから管内熱伝達率 α_i を計算する。管外熱伝達係数 H_o は单相流実験で得られた値を使用した。

$$\frac{1}{\alpha_i} = \frac{1}{U_i} - \frac{d_i}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) - \frac{1}{H_o} \left(\frac{d_i}{d_o} \right) \quad (3.18)$$

(8) 各領域の流動時間の計算

单相域は、領域入口位置 Z_{in} 、出口位置 Z_{out} 、重量流量率 W_2 、比重量 γ とから流動時間 τ を次式により計算する。

$$\tau = \int_{Z_{in}}^{Z_{out}} \frac{\gamma}{W_2} dZ \quad (\text{sec}) \quad (3.19)$$

沸騰域では、体積中心流動時間 τ_j と、質量中心流動時間 τ_m が定義され、それぞれ次式で与えられる。

$$\tau_j = \int_{Z_{in}}^{Z_{out}} \frac{1}{\langle j \rangle} dZ \quad (\text{sec}) \quad (3.20)$$

$$\langle j \rangle = W_2 \left(\frac{x}{\gamma_g} + \frac{1-x}{\gamma_l} \right) \quad (\text{m}/\text{sec}) \quad (3.21)$$

$$\tau_m = \int_{Z_{in}}^{Z_{out}} \frac{1}{u_m} dZ \quad (\text{sec}) \quad (3.22)$$

$$u_m = \frac{W_2}{\gamma_g \beta + \gamma_l (1-\beta)} \quad (\text{m}/\text{sec}) \quad (3.23)$$

この計算では、乾き度 x が Z 方向に直線分布していると仮定する (沸騰開始点で $x=0.0$ 、過熱開始点で $x=1.0$)。ボイド率 β と x との関係は、次の修正 Bankoff の式⁹⁾を用いる。

$$c + (1-c)\beta^b = \left(\frac{1-x}{x} \cdot \frac{\gamma_g}{\gamma_l} + 1 \right) \beta \quad (3.24)$$

$$b = 3.33 + 2.559 \frac{p}{1,000} + 92.754 \left(\frac{p}{1,000} \right)^2 \quad (3.25)$$

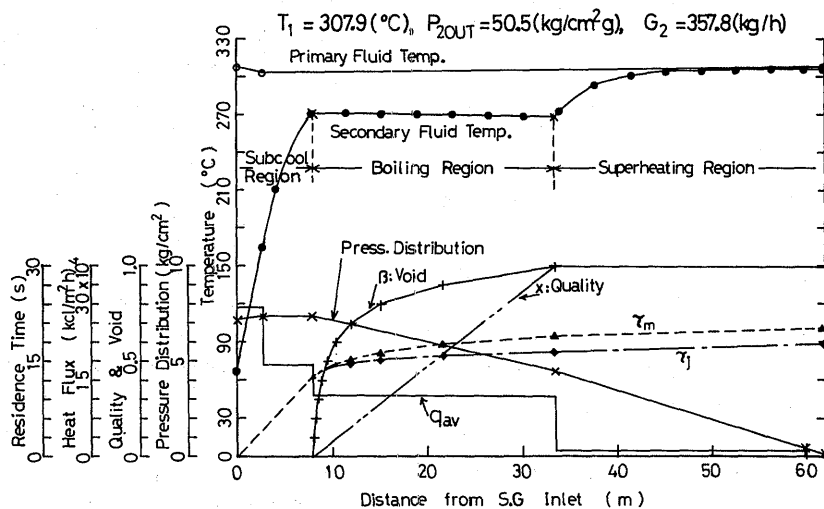


図3-8 静特性データ整理結果の出力例

$$c = 0.71 + \frac{4.124}{0.32064} \frac{p}{10,000} \quad (3.26)$$

p : 絶対圧力 (kg/cm² a.)

沸騰域を x が 0.1 ずつの 10 等分に分割して、各区間の β の平均値を用いて、それぞれの流動時間の計算を行う。

静特性データの整理結果を、伝熱管の長さ方向の位置を横軸にとって、グラフの形にしたものの例を、図 3-8 に示す。同図は、一次水ヒータ出口温度 310℃、二次側給水流量 360kg/h、給水温度 70℃、二次側出口圧力 50kg/cm² g. の場合である。これから本 S・G は、一次水循環流量が 80T/h と多いため、ヒータの出口と入口における温度差が小さく (本図の条件で約 3℃)、一

次側流体の温度分布に対する二次側流量の影響は無視できる、水単相域である予熱部が他の領域に較べて非常に短い、熱負荷分布は、一次水温度と二次側流体温度との差に支配され、降水管部が最も大きく、次いでコイル管予熱部、蒸発部、過熱部の順に小さくなっていることなどがわかる。本 S・G の静特性について次節以後で説明する。

3.2.3 伝熱特性

(1) 沸騰開始点および沸騰終了点位置

これらの位置は、当然のことながら、一次側温度、二次側給水温度、給水流量、出口圧力によって変わる。図 3-9(a)~(d) に各パラメータに対する第 4 列管の給水流量と沸騰開始点および沸騰終了点位置との関係を示した。

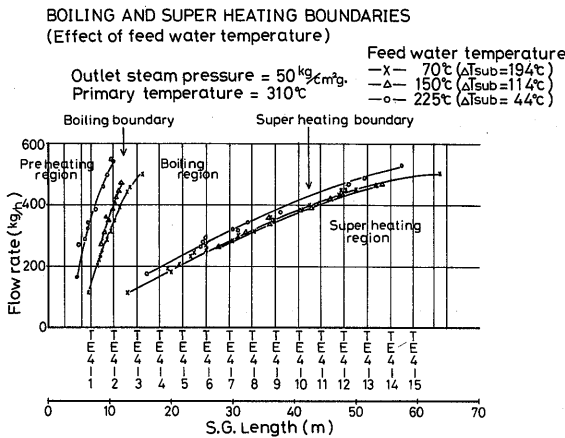


図3-9(a) 沸騰開始点及び過熱開始点と流量の関係

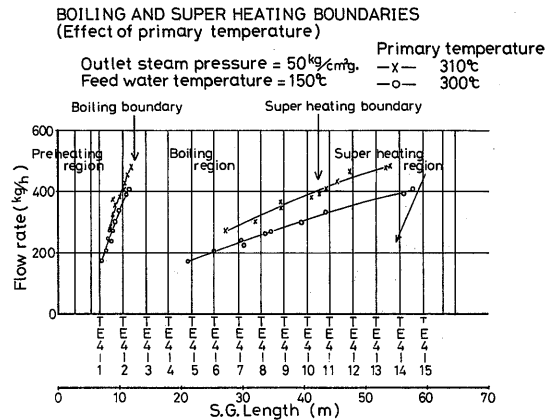


図3-9(b) 沸騰開始点及び過熱開始点と流量の関係

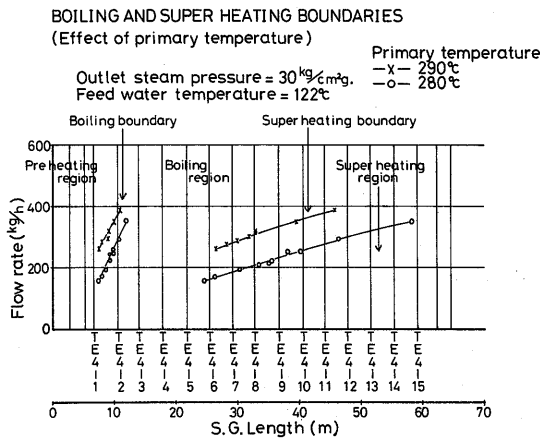


図3-9(c) 沸騰開始点及び過熱開始点と流量の関係

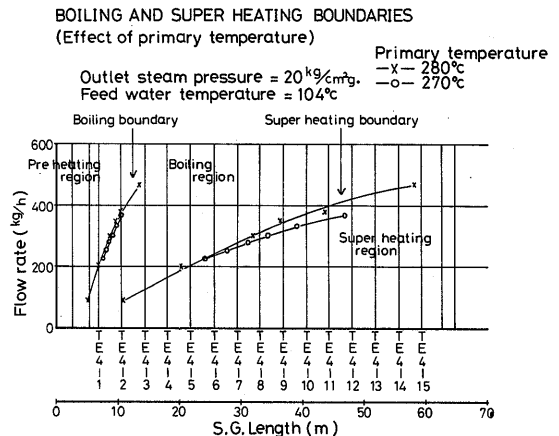


図3-9(d) 沸騰開始点及び過熱開始点と流量の関係

図3-9(a)は給水温度の影響を示したものである。前節で述べたように、本S・Gの一次側温度に及ぼす二次側条件の影響は無視出来る程度であるので、蒸発部の静圧に変化がないとすれば、給水温度は予熱部長さだけに影響をおよぼし、蒸発部長さには影響しないはずである。しかし、実際には給水温度が高くなると沸騰開始点が上流側にずれた分だけ過熱部長さが増加するため過熱部圧力損失が大きくなる結果、蒸発部の飽和圧力、温度が上昇することになり、蒸発部長さは多少長くなる。この効果は二次側の圧力レベルが低いほど大きい。

図3-9(b), (c), (d)は一次側温度の影響を示したものである。一次側温度の低下は二次側流体温度との温度差が減少するので、予熱部長さ、蒸発部長さとも増加し、沸騰開始、終了の両境界位置は下流側に移動する。予熱部の温度差にくらべて、蒸発部の温度差（一次側と二次側の）方が小さいので、蒸発部長さは顕著に増加する。

二次側出口圧力の低下（上昇）は、一次側温度の上昇（低下）と同様な効果を与えることが、図3-9(c)と(d)を比較することでわかる。これは、二次側出口圧力が蒸発部飽和温度を支配することによる。

(2) 蒸発部熱流束

第4列管の給水流量と蒸発部熱流束との関係を図3-10(a)~(c)に示す。これらの図から明らかなように、給水流量の増加は蒸発部熱流束 q_{ev} を減少させる。

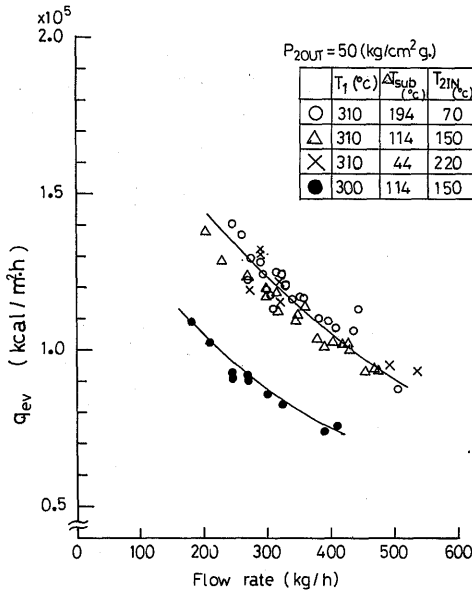


図3-10(a) 蒸発部平均熱流束 ($P_{2 \text{ out}} = 50 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$)

(50)

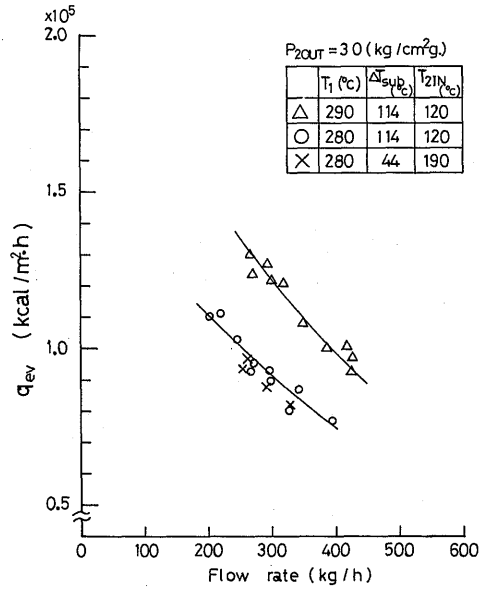


図3-10(b) 蒸発部平均熱流束 ($P_{2 \text{ out}} = 30 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$)

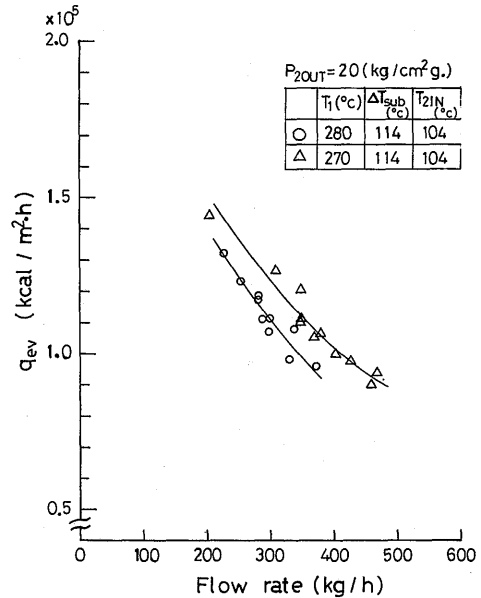


図3-10(c) 蒸発部平均熱流束 ($P_{2 \text{ out}} = 20 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$)

蒸発部熱流束 q_{ev} は、蒸発部平均熱貫流率 U_{ev} 、一次側平均温度 T_1 、二次側蒸発部平均飽和温度 $T_{2 \text{ sat}}$ との関係として次式で表わせる。

$$q_{ev} = U_{ev} (T_1 - T_{2 \text{ sat}}) \tag{3.27}$$

上式において、 U_{ev} は管内熱抵抗に比較して管壁および管外の熱抵抗が大きい(図3-5)ため、ほとんど管内熱伝達率の影響を受けず、一次側の条件によって定まると考えられる。よって、一次側の温度、圧力、流量が一定なら U_{ev} は一定であるとみなせる。また、本S・Gは一次側の流量が大きく、二次側に定格流量(1180kg/h)を流した時の一次側の入口と出口の温度差が約6℃なので、本実験条件のような部分負荷時には一次側平均温度 T_1 も一定と考えてよい。二次側出口圧力一定運転では、二次側給水流量 G_2 が増加すると図3-9に示すように、(蒸発部+過熱部)の長さは短くなるものの、ほぼ G_2 の2乗に比例して、 $\Delta P/L$ が増大する結果、(蒸発部+過熱部)の圧力損失は増加し、蒸発部平均飽和圧力が上昇する。従って蒸発部平均飽和温度 $T_{2\ sat}$ も上昇し、 $(T_1 - T_{2\ sat})$ が小さくなり q_{ev} が減少することになる。

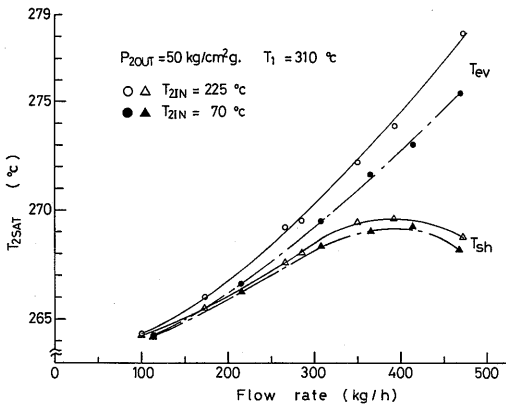


図3-11(a) 沸騰開始点及び過熱開始点温度の流量依存性 ($P_{2\ out} = 50\text{kg/cm}^2\text{ g.}$)

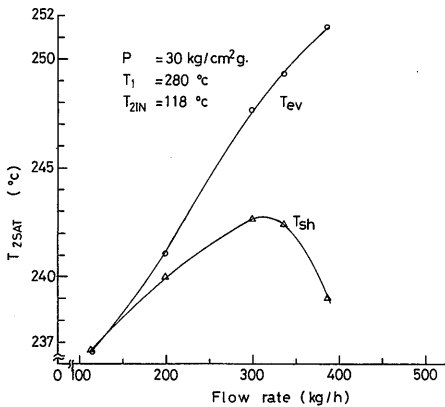


図3-11(b) 沸騰開始点及び過熱開始点温度の流量依存性 ($P_{2\ out} = 30\text{kg/cm}^2\text{ g.}$)

給水流量変化による沸騰および過熱境界点における飽和温度の変化を図3-11(a), (b)に示した。これらは、上述の流量増加に伴う飽和温度の上昇を示している。

PRESSURE DROP (No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = $50\text{kg/cm}^2\text{g}$
Feed water temperature = 150°C ($\Delta T_{sub} = 114^\circ\text{C}$)

Primary temperature
—○— 310 °C
—x— 300 °C

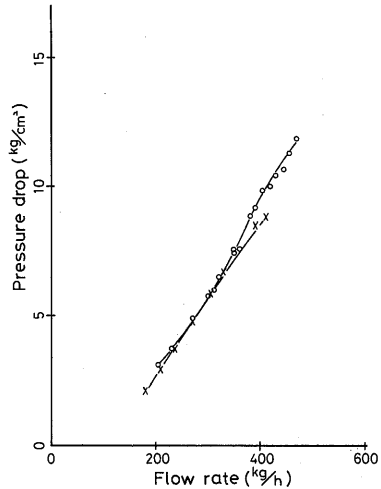


図3-12(a) 第4列管圧力損失特性

PRESSURE DROP (No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = $50\text{kg/cm}^2\text{g}$
Primary temperature = 310°C

Feed water subcooling
—○— 194 °C
—△— 114 °C
—x— 44 °C

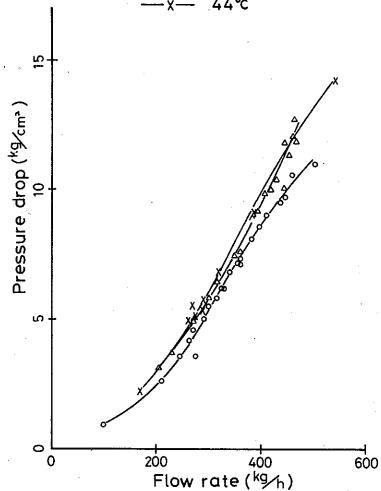


図3-12(b) 第4列管圧力損失特性

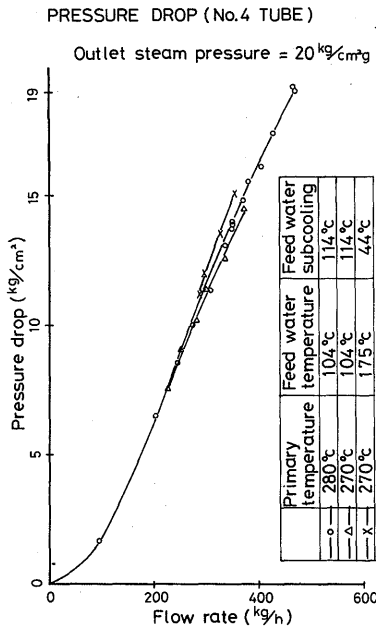


図3-12(c) 第4列管圧力損失特性

3.2.4 圧力損失特性

(1) 各領域の圧力損失

S・G入口と出口間の圧力損失を差圧計で計測し、本実験範囲においては図3-12(a)~(c)が示すように、流量一圧力損失特性曲線に負勾配をもつ領域は存在しないことが明らかにされた。これは、単管当りの給水流量が590kg/h以下という小流量であり、S・G出口では過熱蒸気となっているためである。しかし、予熱部、蒸発部、過熱部がそれぞれ、どのような圧力損失を持っているかは不明である。そこで、3.2.2(3)および(4)で述べたように、水単相部(予熱部)と過熱蒸気単相部(過熱部)の圧力損失を計算で求め、全圧力損失からこれらの圧力損失を差し引いたものを二相流部(蒸発部)の圧力損失とした。

流量変化に対するS・Gの全圧力損失、過熱部圧力損失、蒸発部圧力損失の変化を図3-13(a), (b)に示す(予熱部圧力損失はごく僅かなので図示してない。蒸発部と過熱部の圧力損失の和と全圧力損失との差が予熱部圧力損失である)。図から低流量域においては、蒸発部に比較して過熱部の占める割合が大きく、過熱部圧力がS・G全圧力損失の大部分を占める。流量増加に伴って過熱部圧力損失も増大するが、ある流量を超えると流量増加に伴う過熱部長さ減少の影響があらわれ、過熱部圧力損失は減少しはじめ、その代りに蒸発部圧力

損失が著しく増大してくる。従って、流量増大にともなう動圧の増加と過熱部長さの減少とがからみあって、過熱部圧力損失は極大値をもつようになる。しかし、S・G全圧力損失は、流量に対して単調に増加する。

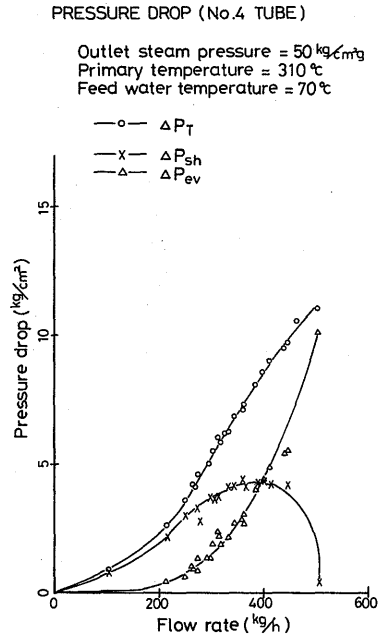


図3-13(a) 蒸発部及び過熱部の圧力損失特性

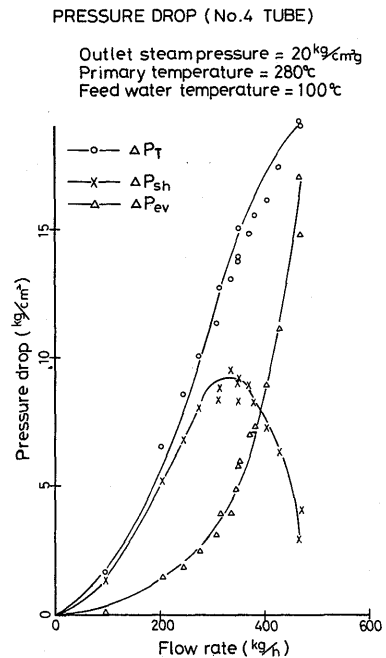


図3-13(b) 蒸発部及び過熱部の圧力損失特性

(2) 第3列管と第4列管の圧力損失特性の相違

不安定流動実験は、第3列管と第4列管を使用して並列管系で行うので、両者の圧力損失特性を比較しておくことは重要である。両管の幾何学的形状については、表2-2、図2-4、図2-5に示したが本質的な違いはコイル管部の巻き径と、管内に熱電対が挿入されているかどうかである。巻き径は第3列管が545mm、第4列管が595mmであり、第4列管には外径1.6φの熱電対が15本挿入されている。また、圧損測定タップ間隔は4列管の方が約1m長くなっている。両管のコイル管部の巻き径の差異が圧力損失におよぼす影響は小さいが、物理的にみると巻き径の小さい第3列管の方が圧力損失が大きくなると考えられる。しかし、実験結果は図3-14(a)~(c)に示すように、第4列管の圧力損失の方が大きい。これは巻き径の違いから生じた結果ではなく、S・Gの空間伝熱特性の差異によるか、あるいは、両管の管内壁表面粗さの違いによるものと考えられるが、第3列管の伝熱特性等については計測されていないので、これを明らかにすることはできない。非加熱单相流実験における圧力損失を比較しても、両管ほぼ同じか、第4列管の方がわずかに大き目となっている事からも、伝熱特性の差異というより、熱電対を挿入したこと（熱電対それ自体および挿入するため管壁に穴を明けるなどの工作を行ったこと）も含めて、第4

列管の方がわずかに表面が粗く、摩擦損失係数が大きいことが予想されるが、これだけが両管の圧力損失特性の相違を引き起す原因であるとは結論しがたい。

PRESSURE DROP (No.3 TUBE V.S. No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = 30 kg/cm²
 Primary temperature = 280°C
 Feed water temperature = 122°C (ΔT_{sub} = 114°C)

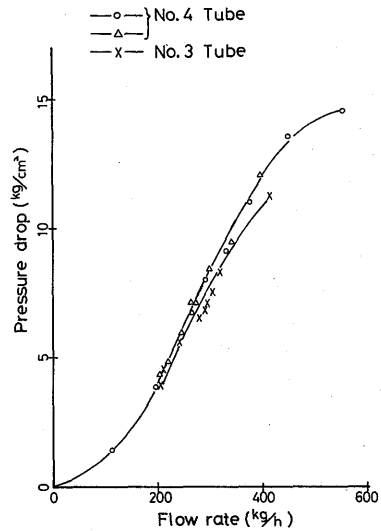


図3-14(b) 第3列管と第4列管の圧力損失特性の比較

PRESSURE DROP (No.3 TUBE V.S. No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = 50 kg/cm²
 Primary temperature = 310°C
 Feed water temperature = 70°C (ΔT_{sub} = 194°C)

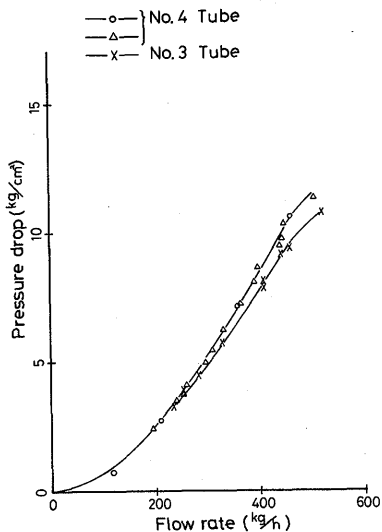


図3-14(a) 第3列管と第4列管の圧力損失特性の比較

PRESSURE DROP (No.3 TUBE V.S. No.4 TUBE)

Outlet steam pressure = 20 kg/cm²
 Primary temperature = 280°C
 Feed water temperature = 104°C (ΔT_{sub} = 114°C)

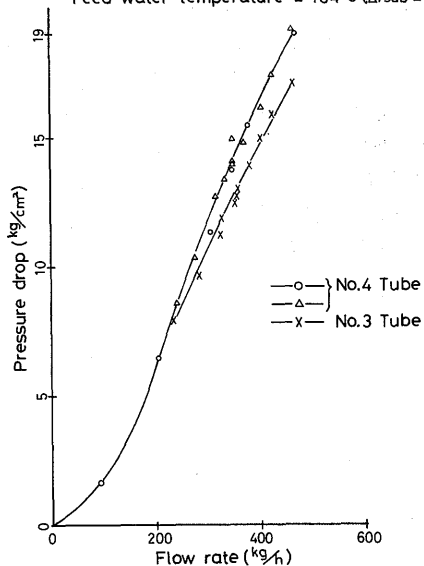


図3-14(c) 第3列管と第4列管の圧力損失特性の比較