滞留部の熱成層化による高サイクル熱疲労に関する研究* (L_1 評価手法の概要)

谷 本 浩 一^{*1}, 白 石 直^{*1}, 鈴 木 盛 喜^{*1}
小 倉 健 志^{*2}, 椎 名 孝 次^{*3}, 福 田 俊 彦^{*4}
南 安 彦^{*5}, 守 屋 祥 一^{*6}

Study on Thermal Stratification by Cavity Flow in a Branch Pipe with a Closed End (Concept of L_1 Evaluation Method)

Koichi TANIMOTO^{*7}, Tadashi SHIRAISHI, Shigeki SUZUKI,
Kenji OGURA, Kouji SHIINA, Toshihiko FUKUDA,
Yasuhiko MINAMI and Shoichi MORIYA

^{*7} Mitsubishi Heavy Industries, Takasago R&D Center,
2-1-1 Shinhamma, Arai-cho, Takasago-shi, Hyogo, 676-8686 Japan

In a branch pipe with a closed end, the cavity flow penetrates into the branch pipe from the main loop and the thermal boundary layer occurs because the cavity flow is a hot fluid, but the heat removal causes the colder fluid in the branch pipe. It is possible for the thermal stratification to affect the structural integrity. Therefore, it is necessary to establish the pipe design standard to suppress thermal fatigue. The pipe design standard consists of the maximum penetration length (L_1) and the minimum penetration length (L_2). First of all, in order to establish the evaluation method for L_1 , the visualization tests and the high temperature and pressure test were carried out. The method reproduces the penetration length by cavity flow in several types of the vertical branch pipes within 10% accuracy.

Key Words: Stratified Flow, Swirl, Heat Transfer, Natural Convection, Cavity Flow, Thermal Stratification, Momentum Balance, Thermal Fatigue

1. はじめに

常に流れのある母管から分岐している枝管（端部がバルブで閉塞されている）では、母管からのキャビティフローによる流れが枝管内に侵入する。ところが、枝管内は、端部が閉塞しているので、強制流はなく、配管からの放熱による自然対流によって、母管流

体温度と比較して低温水が存在している。この低温水に母管から流れ込む高温水との間で温度境界層^①が発生し、この近傍では、境界層の変動に伴い、構造健全性上問題となる可能性がある。事実、海外のプラントや 1999 年 4 月に発生した美浜 2 号機余剰抽出配管での熱疲労による損傷事例がある。そのため、キャビティフロー型熱成層に対する配管設計指針を構築する目的で、可視化試験および実温・実圧試験^②が行われた。この指針^③では、枝管の曲がり部に成層界面が存在することが構造健全性上問題であるとの観点で、枝管曲がり部を最大侵入深さと最小侵入深さとの間に入れないことを基本概念として構築されている。ここでは、その基本概念の根幹をなす最大侵入深さを算定する手法を開発したので、以下に紹介する。

* 原稿受付 2002 年 10 月 7 日。

^{*1} 正員、三菱重工(株)高砂研究所(☎ 676-8686 高砂市荒井町新浜 2-1-1)。

^{*2} 正員、(株)東芝電力システム社(☎ 235-8523 横浜市磯子区新杉田町 8)。

^{*3} 正員、(株)日立製作所電力・電機開発研究所(☎ 319-1221 日立市大みか町 7-2-1)。

^{*4} 正員、(株)東京電力原子力技術部(☎ 100-0011 東京都千代田区内幸町 1-1-3)。

^{*5} 正員、(株)関西電力原子力事業本部(☎ 530-8270 大阪市北区中之島 3-3-22)。

^{*6} 正員、(財)電力中央研究所我孫子研究所(☎ 270-1194 我孫子市我孫子 1646)。

E-mail: kouichi_tanimoto@mhi.co.jp

2. 記 号

- A : 配管断面積
 d : 枝管内径
 g : 重力加速度
 H_f : 界面厚さ
 k_i : 界面係数
 L : 枝管距離 (母管分岐点基準)
 L_0^* : 仮想原点から母管分岐点までの無次元距離
(枝管内径で除したもの)
 L_1 : 最大侵入深さ
 L^* : 仮想原点からの無次元距離
(枝管内径で除したもの)
 Re_v : 渦レイノルズ数
 S : 枝管内面基準の単位長さ当りの表面積
 T_0 : 界面下端温度
 T_∞ : 雰囲気温度
 u : 旋回流速
 U : 母管流路断面平均流速
 u_{cr} : 界面近傍の旋回流速
 u_0 : 母管分岐点での旋回流速
 α : 分岐率
 β : 体積膨張率
 ΔT : 母管流体温度と雰囲気温度との差
 κ : 枝管内面基準の等価熱伝達率
 λ : 配管の熱伝導率
 ν : 動粘性係数

3. L_1 とは

キャビティーフローによる侵入深さの最大値として、 L_1 を定義する。ただし、実機を考えると、実機では、保温材はあるものの放熱による低温領域が存在し、母管から侵入する高温水との間で、浮力とキャビティーフローによる旋回流とのバランスで界面位置が設定されることから、この温度差すなわち浮力による影響を考慮した最大侵入深さを L_1 とする。

4. キャビティーフロー侵入深さに関するメカニズム

4.1 可視化試験 図1には、可視化試験の結果を示す。図1(a)では、母管近傍の枝管部で、可視化のために、気泡を注入している。気泡の挙動から、セル状渦が発生しており、確認しにくいものの2個目のセル状渦も存在しており、その領域は、最大6d(d :枝管内径)程度であった。次に、図1(b)では、界面近傍でのインクトレーサー結果を示したものである。

この図からは、界面近傍では、旋回流(竜巻渦)が発生しているのが確認される。このことから、界面の挙動を支配するのは、セル状渦ではなく、旋回流(竜巻渦)であることがわかる。

Fig.1 Mechanism for Cavity Flow (Visualization Test)

4.2 実温・実圧試験 図2には、実温・実圧(15MPa, 飽和温度:342℃)試験結果から、母管の流体温度と侵入深さとの関係を示す。母管部の流路断面平均流速は15m/sと一定条件下で、母管温度が100℃から200℃へ上昇すると、いったん侵入深さは深くなるが、母管温度が290℃, 320℃になるにつれて、侵入深さは短くなる傾向を示している。この原因を、図3に示す流体の物性の温度依存性から説明を行う。図3には、水の動粘性係数と密度について温度依存性を示している。ここで、侵入深さを支配する要因として、二つの因子があると考えられる。その一つは、粘性の影響である。粘性は、キャビティーフローが枝管内を侵入する際に、壁面との摩擦等による減衰に寄与しており、粘性が大きいとキャビティーフローの減衰が大きくなる。逆に、粘性が小さいと、減衰効果が抑制され、枝管奥深くに侵入する傾向にある。もう一つは、浮力の効果であり、浮力が強いと高温の相対的に軽い密度のキャビティーフローが界面での低温高密度流体に対して浮力によって押し戻されることになる。図3では、100℃から200℃へ流体温度を上昇させた時、粘性の変化は2倍から3倍程度小さく変化したのに対して、密度の変化はほとんど見られない。そのため、キャビティーフローにとっては、減衰効果が抑制され

る方が、浮力によって押し戻される効果より大きくなることから、侵入深さが深くなったと推測される。200℃から320℃へさらに流体温度が上昇すると、粘性については、ほとんど変化しないのに対して、密度は著しく変化している。このため、浮力による押し戻し効果が顕著になり、侵入深さは短くなったものと考えられる。

以上のことから、キャビティーフロー侵入に対しては、物性の影響（粘性と密度変化）が寄与していると判断できる。

Fig.2 Relationship between Fluid Temperature of Main Loop and Penetration Length

Fig.3 Dependence of Temperature on Fluid Properties

4.3 キャビティーフロー侵入に対するモデル化

図4に示すように、可視化試験では、母管からの分岐位置から6d程度（d：枝管内径）には、セル状渦が存在し、その後セル状渦が減衰・消滅した後、旋回流（竜巻渦）が界面まで存在することが確認されている。しかし、セル状渦は、非常に不安定な流れであり、かつ3次元的な挙動を呈することから、このセル状渦をモデル化することは困難と考える。そこで、界面での挙動（浮力と慣性力とのバランス）を支配している流れは、旋回流（竜巻渦）であることから、モデル化では、この旋回流が母管との分岐位置まで存在するものとしてモデル化を行う。

Fig.4 Model for Cavity Flow Penetration

5. L_1 評価フロー

5.1 フローの概要 図5には、 L_1 評価フローの概要を示す。4章で述べたように、界面位置（キャビティーフロー侵入位置）を支配する要因として、浮力と慣性力（旋回流）とのバランスであることを述べた。このフローの成立根拠については、後述するが、ここでは、評価手順について説明するが、モデルの基本概念として、仮想原点を基準に、界面位置や母管との分岐点を求めるモデル⁹⁾である。仮想原点とは、等温場における最大侵入深さを意味し、乱流挙動がそのまま旋回流ゼロ点まで維持されることを仮定している。

Fig.5 L_1 Evaluation Method Flow Chart

a. 界面近傍旋回流速の算定 まず、界面位置を特定するために、母管流速と枝管内径で設定される界面係数 k_i を求める。界面係数 k_i は、式(1)で定義される。なお、界面係数は有次元 ($1/m^2$) である。

$$k_i = \frac{g\beta \frac{\Delta T}{H_T}}{u^2_{cr}} \quad (1)$$

そこで、枝管の設計条件として、枝管内径、枝管の材質（熱伝導率）、板厚および保温施工（保温材の材質と厚さ）、母管流体温度と雰囲気温度を設定する。これらのデータから、式(1)の右辺の分子を算定することができる。界面係数 k_i は、母管流速と枝管内径で設定される数値であるので、一意的に与えられことから、式(1)右辺の分母にある u を算定することになる。

b. 仮想原点から界面位置までの距離 (L_i^*)

界面での旋回流速が求められているので、式(2)に定義される渦レイノルズ数 (R_v) を算定する。

$$R_v = \frac{ud}{\nu} \quad (2)$$

得られた渦レイノルズ数から、実験式である式(3)を使って、界面位置と仮想原点との距離を求める。

$$L^* = 1.95 \times R_v^{0.282} \quad (3)$$

式(3)は、後述する図9で示すように、渦レイノルズ数と仮想原点からの距離との関係を最小自乗法で求めた関数である。

c. 仮想原点から母管分岐点までの距離 (L_0^*)

b. では、仮想原点から界面位置までの距離は求められるが、仮想原点の絶対位置が不明であるため、界面位置と母管分岐点までの距離を求めることができない。そこで、仮想原点と母管分岐点までの距離を求める。

母管分岐点では、本来セル状渦が存在しているが、モデル化では、旋回流がそのまま母管分岐点まで存在することを想定している。従って、母管分岐点での旋回流速を求める必要があるが、これは、実験式(4)で示す分岐率 (α) から、母管分岐点での旋回流速が得られる。

$$\alpha = \frac{u_o}{U} \quad (4)$$

ここから、母管分岐点での旋回流速が求まるので、b. と同様の手順で、仮想原点から母管分岐点までの無次元距離 (L_0) を算定する。

d. 界面位置 b. で得られた仮想原点から界面までの無次元距離 (L_i^*) と c. で得られた仮想原点から母管分岐点までの無次元距離 (L_0^*) との差分で界面位置を求めることができる。

5.2 界面厚さ（温度勾配）の評価 評価フロー

では、界面の厚さを算定する必要から、界面下流側の温度応答を評価した。実温・実圧試験では、枝管表面に熱電対を設置して、枝管管軸方向の温度分布を計測している。そこで、界面下流側の温度を推定する方法を検討した。

可視化試験では、キャビティーフローは界面上方まで旋回流として流れ込むが、界面を境に下流側ではほとんど流れを観測することができない。つまり、界面が一種の壁となって、キャビティーフローの侵入を抑制しているものを考えられる。そこで、界面下流では、物質移動がないとすると熱伝導と配管表面からの放熱で支配されていると推定される。式(5)では、側面から放熱がある場合の1次元の熱伝導式を示している。

$$T(z) = T_\infty + (T_o - T_\infty) \exp\left(-\sqrt{\frac{S \cdot \kappa}{A \cdot \lambda}} z\right) \quad (5)$$

そこで、式(5)において、放熱による管軸方向の温度分布を求めた。初期温度として、温度降下率が大きく変化する（微分不可能）点を初期温度として、この点より下流での温度分布を、実験と解析について比較した。

図6には、それぞれ母管温度が320℃の場合の実験と式(5)による計算結果との比較を示す。

ここでは、等価熱伝達率を解析と実験が合うようにパラメータ解析としたが、その場合の等価熱伝達率は、1.9～2.3W/m²K 程度である。一方、配管外面に50mmの保温材を設置した場合の予測される等価熱伝達率は、2W/m²K であることから、熱伝達率については、整合性があることが確認できた。

いずれの条件とも、解析と実験は良く一致しており、界面下面での挙動は熱伝導支配であると考えられる。

Fig.6 Comparison of Calculated Results with Experimental Results

図7に示すように、界面位置は、最急温度勾配の位置と定義していることから、式(5)の $z=0$ 点（界面下

端)が、最急勾配となり、界面の位置でもある。すなわち、式(1)の界面厚さは、式(6)で定義される。

$$H_T = \frac{\Delta T}{\left. \frac{dT}{dz} \right|_{z=0}} = \sqrt{\frac{A \cdot \lambda}{S \cdot \kappa}} \quad (6)$$

Fig.7 Definition of Boundary Layer Thickness

5.3 渦レイノルズ数と旋回流の減衰との関係

評価フローでは、ある位置が特定されると、式(3)を用いて、旋回流速を算定できることを述べたが、ここでは、その根拠について記述する。

図8には、枝管内をホットフィルムにて計測し、その代表例(枝管内壁近傍の旋回流速)を示したものである。流速値(旋回流)は、時間変動しており、時間平均した結果に対して、計測位置と流速平均値との関係をプロットする。このプロットした結果に対してフィッティングを施すと、流速がゼロとなる仮想原点と母管との分岐点での仮想旋回流速が得られる。このようにして得られた渦レイノルズ数と仮想原点からの無次元距離との関係を図9に示す。図からは、枝管口径、母管流速を変化させても、渦レイノルズ数と仮想原点からの無次元距離との関係は一定の相関があることが判明した。

Fig.8 Evaluation Procedure for Eddy Reynolds Number from Velocity Measurement

Fig.9 Relationship between Eddy Reynolds Number and Vortex Flow

5.4 分岐率の算定

a. 分岐率とは 分岐率とは、図10に示すように、枝管内の旋回流(竜巻渦)を母管分岐点まで仮想的に延長したときに旋回流速と母管流速断面平均流速との比率を意味する。図11に、枝管口径と分岐率との関係を示す。枝管口径を増大させると、母管と枝管との接する長さ(弦)が増加し、その分、母管からのエネルギーの増大が見込まれる。言い換えると、枝管口径に対して、分岐率は、単調に増加することを意味している。

$$\alpha = 0.20d + 0.0227 \quad (7)$$

また、図中のエラーバーは、母管流速をパラメータとした時の結果のばらつき度合いを示している。ばらつきがあるものの、ばらつきは母管流速と相関が見られないことから、母管流速依存性を無視した。この根拠としては、分岐率は本来配管形状(母管と枝管)に依存するパラメータと考えられ、一種の流路抵抗のようなものに分類される。すなわち、レイノルズ数が十分大きい(10⁵以上)ならば、形状抵抗が流速に依存しないのと同じアナロジーが成立するものと判断した。

Fig.10 Definition of Branch Flow

Fig.11 Relationship between Branch Pipe Inner Diameter and Branch Flow Rate

b. 適用範囲 渦レイノルズ数と仮想原点からの無次元距離との関係および分岐率は、すべて実験式であることから、適用範囲は、以下に示す通りとなる。適用範囲拡張に際しては、実機計測結果、異なる枝管径の可視化試験との検証解析により、その適用範囲を広げることとする（後述）。

① 渦レイノルズ数と仮想原点からの無次元距離

$$(L^* = 1.95 \times R_{ev}^{0.282})$$

母管流速：8m/s～18m/s

枝管内径：43.1mm～128.8mm

② 分岐率（ $\alpha = 0.20d + 0.0227$ ）

母管流速：11m/s～18m/s

枝管内径：43.1mm～128.8mm

母管温度：50℃～320℃

5.5 界面係数の算定

a. 導出根拠 界面係数（ k_i ）については、母管流速、枝管内径に依存するパラメータとの説明を行った。界面係数は、枝管内で発生する成層界面の位置を特定するために導入したモデルであるが、ベースとなっているのは、式(8)に示す局所リチャードソン数（ R_i ）である⁶⁾。局所リチャードソン数は、温度勾配と速度勾配から定義される成層界面の安定度を示す無次元数であるが、成層界面が安定する値として、0.25 が提唱されている⁹⁾。

$$R_i = \frac{-g\beta \frac{dT}{dz}}{\left(\frac{du}{dz}\right)^2} \quad (8)$$

そこで、式(8)の右辺分子は、界面の温度勾配を意味しており、これは熱伝導支配から得られる温度勾配が相当する。一方、分母の速度勾配については、式(3)で求まる旋回流速では、界面近傍の主流を示すものの、

速度勾配を示すものではない。この速度勾配を規定する速度境界層の厚さは、母管流速と枝管内径に依存すると推定した。しかし、この速度境界層の厚さを推定する方法は困難であることから、式(9)で示すように、速度勾配と界面近傍の旋回流速との間には比例関係があるものと仮定した。

$$\left(\frac{du}{dz}\right) \propto u_{cr} \quad (9)$$

その結果、界面係数（ k_i ）を式(10)とした。

$$k_i = \frac{g\beta \frac{\Delta T}{H_T}}{u_{cr}^2} \quad (10)$$

b. 界面係数の設定 界面係数は実験式であることから、可視化試験、実温・実圧試験、実機計測結果から求めることになる。算出手順は、図 12 に示す通りであるが、式(1)の右辺分子については、界面の温度勾配であることから、実温・実圧試験および実機計測結果では、配管が金属管であり、その熱伝導に支配されることで、式(6)に従った。可視化試験については、実験計測結果から得られる管軸方向温度分布から、最急勾配を読みとった。次に、式(1)の右辺分母の界面位置で旋回流速は、界面位置が判明しているので、式(3)の渦レイノルズ数と仮想原点からの無次元距離との関係式で旋回流速を求めた。これにより、界面位置での界面係数を算定することができる。

Fig.12 Evaluation Procedure of Boundary Layer Coefficient

(a) 可視化試験および実温・実圧試験

可視化試験（枝管アクリル管）と実温・実圧試験（ステンレス管）から、界面係数 k_i を求めた結果を表 1 に示す。可視化試験では、枝管径 43.1mm 以外に他の試験条件（母管流速 5m/s, 枝管口径 50mm）についても示す。

Table 1 Boundary Layer Coefficient obtained from Visualization Tests at High Temp. and Press. Test

Test Condition	Inner Diameter of Branch Pipe (mm)	Main Loop		Branch Pipe	Boundary Layer Coef. ($1/m^2$)
		Velocity (m/s)	Temperature ($^{\circ}C$)		
Visualization Test	50	5	60.6	Acrylic Resin	5083
			50		8881
			55.2		6660
		11	52.3		2343
		15	53.8		1999
		18	53		1337
High Temperature and Pressure Test	43.1 (2B)	15	100	with Insulator	1350
			200		1259
			290		1626
			320		1941
			100	without Insulator	845
			200		1068
			290		1380
			320		1432

(b) 実機計測

実温可視化試験では、枝管口径が最大 128.8mm (6B) までであり、本手法の適用性を考えると、大口径 251.9mm(12B)まで拡張する必要がある。そこで、実機計測結果の中から、鉛直管に熱成層が留まっている条件について、界面係数を算出した。表 2 には、3B 配管～12B 配管スケジュール 160 のステンレス鋼に対して、母管流速と温度、およびキャビティーフロー侵入深さを示す。キャビティーフロー侵入深さは、温度分布が急激に変化している点（温度勾配が最急となる微分不可能点）とした。

Table 2 List of Measured Actual Plants

Line **	Branch Pipe	Penetration Length (L/d)	MCP Velocity (m/s)	MCP Temperature ($^{\circ}C$)
A Loop	6Bsch160	≈ 22.0	15.5	283.6
B Loop	3Bsch160	≈ 22.5		
C Loop	8Bsch160	≈ 21.8	15.8	321.0
D Loop	12Bsch160	≈ 21	15.9	320.0

c. 界面係数の定式化 表 3 には、界面係数の定式化を行う際のベースデータを示す。母管流速と枝管内径については、母管流速を 15m/s と固定して、枝管口径をパラメータに行ったデータ（実機計測）と枝管内径を 2B (43.1mm) と固定して、母管流速をパラメータとしたデータ（可視化試験と実温・実圧試験）で

ある。これらのデータ群に対して、図 13 では、母管流速と界面係数との関係、図 14 には、枝管口径と界面係数との関係について示す。これらのデータから最小自乗法で求めた最適曲線は、母管流速と界面係数との関係については式(11)、枝管口径と界面係数との関係については式(12)にそれぞれ示す。

$$k_i = 61000 \times U^{-1.4} \quad (11)$$

$$k_i = 1.5 \times d^{-2.2} \quad (12)$$

この各々を組み合わせた母管流速、枝管内径に対する界面係数の関係式は、式(13)で表現される。

$$k_i = 64.6 \cdot U^{-1.4} \cdot d^{-2.2} \quad (13)$$

表 4 には、この式(13)の成立性を評価した結果を示す。枝管口径 6B (128.8mm)，母管流速 11m/s で行われた可視化試験結果を用いて、試験より得られた界面係数と式(13)で得られる界面係数との比較を示す。オーダー的にはほぼ一致しており、式(14)の適用性はあると判断した。なお、この程度の精度の影響については、次節で説明する。

Table 3 Data Base of Boundary Layer Coefficient

Branch Pipe Velocity in Main Loop	2B	3B	4B	6B	8B	12B
5m/s	○					
11m/s	○			○		
15m/s	○	○	○	○	○	○
18m/s	○					

Table 4 Verification for Boundary Layer Coefficient

Branch Pipe	Velocity in Main Loop	Boundary Layer Coefficient k_i ($1/m^2$)	
Familiar Diameter	m/s	Experiment	Calculation
6B	11	311	204

Fig. 13 Relationship between Velocity of Main Loop and Boundary Layer Coefficient

Fig. 14 Relationship Branch Pipe Inner Diameter and Boundary Layer Coefficient

6. L_1 評価手法の妥当性

5章で説明した L_1 評価手法を用いて、可視化試験、実温・実圧試験および実機計測結果におけるキャビティフロー侵入深さの予測精度を検証した。

表5には、可視化試験および実温・実圧試験に対する予測結果、表6には、実機計測結果に対する予測結果について示す。

表5では、実験結果に対して、予測精度は±10%以内で再現できている。また、表6では、+側で10%を超えるものもあるが、最大侵入深さを予測する観点では、過大評価は安全評価側となることを考慮すると概ね予測できていると言える。

以上のことから、 L_1 評価手法は、キャビティフロー侵入深さを予測する手法として妥当であることが判明した。また、分岐率 (α) に0.7を乗じる事でPWR特有の蒸気発生器とRCPとの間の配管(クロスオーバーレグ)に対しても侵入深さを予測する事が表7に示すように可能である。分岐率に0.7を乗じる理由は、この配管系では曲り管が2つあり、この曲り管の偏流による影響が分岐率の低下を招いたものと考えられる。

7. まとめ

最大侵入深さ (L_1) を予測する手法を構築し、可視化試験、実温・実圧試験および実機計測に対する検証評価を行い、±10%で予測できることを確認し、本手法の妥当性を検証した。ただし、手法の中で適用されている式は、あくまでも実験式であること、検証した範囲も限られることから、表8に示す範囲内で適用可能と考える。

本報告は、PWR電力、三菱重工業(株)との共同研究、およびPWR電力、(株)東芝、(株)日立製作所との共同研究の一部である。

Table 5 Verification of Evaluation Method by Using Experimental Results

Test No.	Branch Pipe	Main Loop	Penetration Length by Cavity Flow			Remark (Branch Pipe Diameter)
			Prediction (C)	Experiment (E)	C/E	
Visualization Test	Acrylic Resin	5m/s	12.8	12.9	0.99	50mm
		5m/s	14.1	15.4	0.92	
		5m/s	13.6	13.5	1.00	
		11m/s	18.4	18.5	1.00	
		15m/s	20.2	21	0.96	
		18m/s	21.6	24	0.96	
High Temperature and Pressure Test	with Insulator	100°C	22.8	23.5	1.01	43.1mm
		200°C	25.6	25	1.03	
		290°C	22.5	23	0.98	
		320°C	21.1	22.5	0.94	
		100°C	21.9	20	1.09	
	without Insulator	200°C	21.5	20	1.07	
		290°C	18.8	18.5	1.02	
		320°C	17.2	17	1.01	

Table 6 Verification of the Method for Actual Plants

Line	Branch Pipe Diameter	Main Loop		Branch Pipe	Penetration Length by Cavity Flow (L/d)		
		Velocity (m/s)	Temperature (°C)		Prediction (C)	Experiment (E)	C/E
Test	6B	20	320	with Insulator	26.1	24.6	1.06
	3B	15.5	283.6		24.2	22.5	1.08
Measurement at Actual Plants	6B	15.5	283.6		26.0	22	1.18
	8B	15.8	321		25.4	21.8	1.17
	12B	15.9	320		27.1	21	1.29
	12B	14.6	322.8		26.0	29.1	0.89

Table 7 Verification of the Method for Cross Over Leg

Branch Pipe (mm)	Main Loop (m/s)	Penetration Length		
		Prediction (C)	Experiment (E)	C/E
43.1	10	12.9	14.5	0.89

Table 8 Applicable Range of L_1 Evaluation Method

Velocity in Main Loop	m/s	5~18
Temperature of Main Loop	°C	50~320
Main Loop Configuration		Straight Pipe Cross Over Leg (from Steam Generator to RCP)
Branch Pipe	mm	43.1~251.9

参考文献

- (1) Nakamori, N., et al, NURETH6, Vol.1, pp415-424, (1993).
- (2) Tanimoto, K., et al, ASME/JSME Proc. 10th Int. Conf. Nuclear Engineering, No.23340, (2002).
- (3) 谷本浩一, 機講論, 年次大会(2002-9), F11-(6).
- (4) 福田俊彦, 機講論, 年次大会(2002-9), F11-(1).
- (5) Shiraishi, T., Tanimoto, K. and Suzuki, S., Symposium on Flow Modeling and Turbulence Measurement (FMTM2001), Nov.4-6, B32, (2001).
- (6) Shiraishi, T., et al, SVS2000, A211, (FVSJ, Sapporo, 2000).
- (7) 谷一郎, 流体力学の進歩乱流, 丸善株式会社, pp178-181, (1980).