技術報告

374. 燃料集合体信頼性実証試験—BWR 燃料集合体熱水力試験

佃 由晃¹, 林 洋¹, 上村勝一郎¹, 服部 年逸^{1,*}, 金子 浩久¹,
 師岡 慎一², 光武 徹², 秋葉 美幸², 安部 信明², 藁科 正彦²,
 増原 康博³, 木村 次郎³, 田辺 朗³, 西野 祐治⁴, 井坂 浩順⁴, 鈴木理一郎⁴

Proving Test on Thermal-Hydraulic Performance of BWR Fuel Assemblies

Yoshiaki TSUKUDA, Hiroshi HAYASHI, Katsuichiro KAMIMURA, Toshiitsu HATTORI,
 Hirohisa KANEKO, Shinichi MOROOKA, Toru MITSUTAKE,
 Miyuki AKIBA, Nobuaki ABE, Masahiko WARASHINA, Yasuhiro MASUHARA,
 Jiro KIMURA, Akira TANABE, Yuji NISHINO, Koujun ISAKA and Riichiro SUZUKI

Nuclear Power Engineering Corporation (NUPEC) has conducted a proving test for thermal-hydraulic performance of BWR fuel (high-burnup 8×8 , 9×9) assemblies entrusted by the Ministry of Economy, Trade and Industry (NUPEC-TH-B Project). The high-burnup 8×8 fuel (average fuel assembly discharge burnup: about 39.5GWd/t), has been utilized from 1991. And the 9×9 fuel (average fuel assembly discharge burnup: about 45GWd/t), has started to be used since 1999. There are two types (A-type and B-type) of fuel design in 9×9 fuel assembly.

Using an electrically heated test assembly which simulated a BWR fuel bundle on full scale, flow induced vibration, pressure drop, critical power under steady state condition and post-boiling transition (post-BT) tests were carried out in an out-of pile test facility that can simulate the high pressure and high temperature conditions of BWRs. This paper completed the results of 9×9 fuel combined with the previously reported results of high-burnup 8×8 fuel.

As a result of NUPEC-TH-B Project, the validity of the current BWR thermal-hydraulic design method was confirmed and the reliability of BWR thermo-hydraulic fuel performance was demonstrated. Based on the test data, a new correlation of the estimation of fuel rod vibration amplitude, new post-BT heat transfer and rewet correlations for the estimation of fuel rod surface temperature were developed.

KEYWORDS: BWR type reactors, thermal-hydraulic performance, flow induced vibration, pressure drop, critical power, post-BT, heat transfer, rewet, vibration amplitude, correlation, reliability

I. 緒 言

我が国の原子力発電の主流である軽水炉は、原子力発電所の稼働率向上とウラン資源の有効利用等を図るため、原子力発電技術の高度化が指向されており、これに対応して高燃焼度燃料の開発が進められている。高燃焼度化を目指した沸騰水型原子炉(BWR)燃料では、炉心の熱的余裕、炉停止余裕等の観点から、従来燃料に比較して、燃料棒、ウォータロッド、スペーサ等、燃料構造の変更が行われている。

燃料の健全性の維持は原子炉の安全上の根幹を成すもの

であるので、新規の技術を採用している新型燃料の実用化に当たっては、原子力発電の安全性に関する国民の理解をより一層深めることが必要である。

「BWR 新型燃料集合体熱水力試験」は、この認識を踏まえ、BWR 燃料の高燃焼度化に伴って新しく採用される燃料集合体の熱水力特性を確認し、熱水力設計手法の妥当性を実証するものであり、1989 年度から2000年度まで行われた。試験は(財)原子力発電技術機構(NUPEC)の磯子工芸試験所の試験設備を使用して、高燃焼度 8×8 燃料と 9×9 燃料を対象に行い、「BWR 新型燃料集合体熱水力試験」終了の2000年度は、これまでに実施してきた試験結果を基に総合評価として、沸騰遷移(BT: Boiling Transition)発生後の燃料棒表面温度挙動の評価手法等について検討を実施した¹⁾。本報では、高燃焼度 8×8 燃料についての試験結果はすでに報告済み²⁾であるため、主に 9×9 燃料の試験結果および総合評価について報告する。

II. 9×9 燃料

BWR 燃料は、燃料性能を一層改善することにより高信頼性を保ちつつ、原子力発電所の稼働率向上とウラン資源の有効活用を図る観点から、段階的に高燃焼度化が図られ

¹ (財)原子力発電技術機構 燃料部(Nucl. Fuel Dept., Nucl Power Eng. Corp.)

² ㈱東芝 電力システム社電力・産業システム技術開発センター (Power Syst. and Develop. Center, Toshiba Corp.)

³ ㈱グローバル・ニュークリア・フュエル・ジャパン (Global Nucl. Fuel Japan Co., Ltd.)

⁴ 原子燃料工業㈱東海事業所 (Tokai Works, Nucl. Fuel Ind., Ltd.)

(2002年 3月22日 受理; 2002年 9月18日 査読通過)

* 著者連絡先: Tel. 03-4512-2674, Fax. 03-4512-2699,
 E-mail: t-hattori@nupec.or.jp

しており、現在、燃料集合体最高燃焼度 55 GWd/t の 9×9 燃料が順次導入されている。

9×9 燃料は、8×8 型燃料と同じ大きさのチャンネルボックスに収められているが、8×8 燃料棒に比べて細い燃料棒が 9 行 9 列 (9×9) に配列されている。9×9 燃料は A 型、B 型の 2 種類の燃料が開発されており、その構造の特徴はそれぞれ以下の通りである。

9×9A 型燃料： 9×9 燃料棒配列の中央部分 7 本の燃料棒は太径ウォーターロッド 2 本に置き換えられており、9×9-7 型の燃料棒配列 (74 本) である。このほか、燃料構造の特徴として、チャンネル安定性を向上させるため、高圧力損失型の下部タイプレート、低圧力損失型の上部タイプレートおよび部分長燃料棒が採用されている。

9×9B 型燃料： 9×9 燃料棒配列の中央部分 9 本 (3×3) の燃料棒は大口径角型ウォーターチャンネル 1 本に置き換えられており、9×9-9 型の燃料棒配列 (72 本) である。このほか、燃料構造の特徴として、局所圧力損失を高燃焼度 8×8 燃料のものと同等にした下部タイプレート、低圧力損失型の上部タイプレート等が採用されている。

9×9 燃料の断面図と仕様を高燃焼度 8×8 燃料と比較して、Fig. 1 および Table 1 に示す。

III. 試験設備

試験設備は、試験体が 9×9 燃料になったことが前報告²⁾と異なる。なお、試験体における燃料棒表面温度および水力振動計測の方法は基本的に前報告と同様である。

Table 1 Dimensions of high-burnup 8×8, 9×9 type-A and 9×9 type-B fuel assembly

	High-burnup 8×8	9×9 type-A	9×9 type-B
Number of fuel rods	60	74	72
Number of partial length rods	—	8	—
Outer diameter of fuel rod (mm)	12.3	11.2	11.0
Heated length (m)	3.71	3.71	3.71
Partial length rod (m)	—	2.16	—
Outer diameter of water rod (mm)	34	24.9	—
Outer width of water channel (mm)	—	—	37.5
Rod pitch (mm)	16.3	14.3	14.3
Width of channel box (mm)	132.5	132.5	132.5
Number of spacer	7	7	7
Spacer type	Ferrule	Ferrule	Ferrule

This table represents the case of BWR5 S-type core.

1. 試験装置

下記に装置の基本仕様を示す。この試験装置は、BWR 運転範囲状態での定常試験、熱除去に関する異常な過渡変化事象のような非定常試験が実施可能である。

試験体数：1 体

最大加熱電力：12 MW

(実機燃料体の最大出力の約 200%)

Fig. 1 Schematic of 9×9 fuel assembly and high-burnup 8×8 fuel assembly

最大冷却材流量：75 t/h (2,250 kg/m²·s)
冷却材最高圧力：9.3 MPa

2. 試験体の構成

使用した試験体と実施した試験について **Table 2** に示す。

水力振動試験用試験体は、軸方向および径方向出力分布ともに一様分布である。計測ロッドは超小型加速度計を内蔵した非発熱ロッドとした。加速度計の燃料棒軸方向取付位置は、第7スペーサと上部タイプレート間および中央部とし、9×9A型燃料では、部分長燃料棒の上部端栓部に相当する第5スペーサと第6スペーサ間にも加速度計を設置した。

限界出力試験用試験体は、軸方向出力分布にすべてコサイン分布、径方向出力分布については実機設計例を模擬し、径方向ピーキングが最も高い燃焼初期を模擬した試験体(AC1, BC1)と集合体出力が最大となる燃焼中期を模擬した試験体(AC2, BC2)を使用した。試験体の軸方向および径方向出力分布について、軸方向出力分布は軸方向集合体平均出力で、径方向出力分布は径方向平均出力で規格化したものを **Fig. 2** および **3** に示す。燃料棒表面温度は、模擬燃料棒表面に埋め込まれた熱電対により測定し、各熱電対取付位置は軸方向出力分布および径方向出力分布を考慮して設定した。試験体内の熱電対取付位置について、AC2 および BC2 の例を **Fig. 4** および **5** に示す。なお、圧力損失特性試験では、試験体 AC1, BC2 を使用し、試験体の有効発熱部に設けられた9ヵ所の圧力タップを組み合わせて差圧を測定した。

IV. 試験内容および結果

水力振動試験、圧力損失特性試験、定常時限界出力試験および非定常時限界出力試験を実施した。

1. 水力振動試験

燃料棒を励起する沸騰二相流動状態を規定する圧力、流量、出口クオリティをパラメータとし、下記の試験範囲で水力振動試験を実施し、燃料の水力振動データを採取した。

圧力：大気圧, 1.0, 3.9, 7.2 MPa
(実機定格：7.2 MPa)

Fig. 2 Axial power distribution

流量：15～70 t/h(実機定格：55 t/h)
(450～2,100 kg/m²·s)

入口サブクール：50 kJ/kg(実機定格：50 kJ/kg)
出口クオリティ：0.05～0.25(実機定格：0.15)

水力振動試験で得られた加速度信号を周波数分析して加速度周波数特性を求め、さらに周波数で二重積分し燃料棒振動振幅を算出し、振動特性を評価した。

9×9A型燃料(AV1)の代表的な結果例として、**Fig. 6** に、実機定格運転条件における、第7スペーサ(7 sp)と上部タイプレート(UTP)間での燃料棒の振幅と流量の関係を高燃焼度8×8燃料(V2)と比較して示す。同様に、9×9B型燃料(BV1)の代表的な結果例を**Fig. 7**に示す。燃料棒振幅は流量の増加に伴い増大することがわかる。図の示す通り、9×9燃料と高燃焼度8×8燃料は低流量において振幅はほぼ同じで、高流量において9×9燃料の振幅が若干小さくなった。なお、高燃焼度8×8燃料の振動振幅に

Table 2 Specification of test assembly

Test assembly	Critical power test		Flow induced vibration test	Critical power test		Flow induced vibration test
	AC1	AC2	AV1	BC1	BC2	BV1
Fuel type	9×9 type-A			9×9 type-B		
Axial power distribution	Cosine	Cosine	Uniform	Cosine	Cosine	Uniform
Radial power distribution	Simulated BOL	Simulated MOL	Uniform	Simulated BOL	Simulated MOL	Uniform

BOL: Beginning of life, MOL: Middle of life

Fig. 3 Radial power distribution of test assembly

については、燃料設計上問題ないことをすでに報告している²⁾。また、スぺーサスプリング保持力を設計値の5%とした燃料棒(AV149, BV128, BV130)と他の燃料棒の振幅に大差がなかった。さらに、圧力を変えた場合の燃料棒振幅への影響については同一の流量、ボイド率条件下において圧力の低い方が振幅が大きくなる傾向が見られた。

9×9A型燃料で採用されている部分長燃料棒では、頂部は第5スぺーサ(5 sp)から突き出した自由端となっている。Fig. 8に、部分長燃料棒(AV117)の頂部における振動振幅を示す。部分長燃料棒の頂部振幅は、他の標準燃料棒振幅と比較して小さいことを確認した。

2. 圧力損失特性試験

下記の試験範囲で、単相流および沸騰二相流下での燃料集合体内の圧力損失を測定した。

・単相圧損特性試験

圧力：大気圧, 1.0, 7.2 MPa

流量：10~70 t/h (300~2,100 kg/m²·s)

・二相圧損特性試験

圧力：7.2, 8.6 MPa

流量：20~70 t/h

入口サブクール：50 kJ/kg

出口クオリティ：0.07~0.25

単相圧損および二相圧損特性試験の発熱部圧力損失の測定値と設計式より求めた計算値との比較を行った。

Fig. 9, 10にそれぞれ単相圧損, 二相圧損の結果を示すが、標準偏差で、おのおの2%, 3%以内で一致する。設計手法に基づく圧損の計算値は単相流および二相流の発熱部圧力損失を良好に予測しており、9×9A型およびB型燃料ともに圧力損失特性に関する設計手法^{3,4)}が信頼性を有

することを確認した。

9×9 燃料の圧力損失特性について、高燃焼度 8×8 燃料と比較した。Fig. 11, 12 に 9×9A 型燃料と高燃焼度 8×8 燃料、9×9B 型燃料と高燃焼度 8×8 燃料について、圧力

7.2 MPa での流量に対する発熱部圧力損失の比較を示す。高燃焼度 8×8 燃料の圧力損失に比べて、9×9A 型燃料では、摩擦圧損と局所圧損が支配的となる高流量側で小

Fig. 4 Thermocouple locations (AC2)

Fig. 5 Thermocouple locations (BC2)

Fig. 6 Relation between flow rate and rod vibration amplitude (AV1, V2) (7.2 MPa, Outlet quality 0.15, 7 sp-UTP)

Fig. 7 Relation between flow rate and rod vibration amplitude (BV1, V2) (7.2 MPa, Outlet quality 0.15, 7 sp-UTP)

Fig. 8 Relation between flow and vibration amplitude of partial length rod (7.2 MPa, Outlet quality 0.15, 5 sp-6 sp)

さい。これは、部分長燃料棒の採用により集合体上部で低減されるためである。一方、9×9B型燃料では、燃料棒本数が増えたことにより摩擦圧損が大きくなるが、低圧損型スパーサの採用により高燃焼度8×8燃料に比べてスパーサ圧損の低減を図り、発熱部圧力損失全体としては高燃焼度8×8燃料と同等となっている。以上は9×9A型およびB型燃料の圧力損失特性上の特徴が現れたものと考えられる。

3. 定常時限界出力試験

実機の運転条件および過渡解析の範囲はもとより、さらに広範囲にわたり、圧力、流量、入口サブクール試験条件を変化させて、限界出力データを採取した。試験条件範

囲を以下に示す。

圧力：5.5, 7.2, 8.6 MPa

流量：10～65 t/h (300～1,950 kg/m²·s)

入口サブクール：25～126 kJ/kg

(1) 限界出力設計相関式との比較

定常時限界出力試験で得られた限界出力測定値のうち、9×9A型およびB型燃料の限界出力設計相関式適用範囲のデータと、各燃料の限界出力設計相関式⁵⁻⁷⁾による計算値との比較をFig. 13に示す。

限界出力設計相関式の予測精度を、実験限界出力比 (ECPR: Experimental Critical Power Ratio) を用いて統計的に評価した。

ECPR = 予測限界出力 / 測定限界出力

Fig. 9 Comparison of measured data and pressure drop calculated by design correlation (Single-phase flow)

Fig. 11 Pressure drop vs. flow (AC1, C2A)

Fig. 10 Comparison of measured data and pressure drop calculated by design correlation (Two-phase flow)

Fig. 12 Pressure drop vs. flow (BC2, C2A)

限界出力設計相関式の適用範囲のデータに対する予測精度を Table 3 に示す。

これらの結果から、各燃料の限界出力設計相関式は限界出力に対する圧力、流量、入口サブクールおよび径方向出力分布の影響を良好に予測できることを確認した。また、両燃料の ECPR 平均値が安全側の評価であること、ECPR 標準偏差が炉心設計で想定している3.6%に比べ小さいことを確認し、両燃料の限界出力設計相関式の信頼性を実証した。

9×9 燃料と高燃焼度 8×8 燃料の定常時限界出力特性の比較を行った。

9×9A 型、B 型燃料と高燃焼度 8×8 燃料について限界出力の流量依存性の比較をおのおの Fig. 14, 15 に示す。流量依存性の傾向は 9×9 燃料と高燃焼度 8×8 燃料で同様であり、また限界出力は 9×9 燃料が若干大きくなって

Table 3 Prediction accuracy of design critical power correlations

	9×9 type-A	9×9 type-B
Data number	97	94
Average of ECPR	0.99	0.99
Standard deviation of ECPR	2.7%	2.8%

Note: ECPR = (calculated value/measured value)

いる。圧力およびサブクール依存性の傾向も、9×9 燃料と高燃焼度 8×8 燃料で同様であった。パラメータ依存性が同様の傾向を示すのは、9×9 燃料および高燃焼度 8×8 燃料とも丸セル型スペーサを採用していること、9×9 燃

Fig. 13 Comparison of measured data and critical power calculated by design correlation

Fig. 14 Flow dependence of critical power (AC1)
High-burnup 8x8 data were corrected to be consistent to AC1 on radial power distribution.

Fig. 15 Flow dependence of critical power (BC1)

Table 4 Prediction accuracy of conventional critical power correlations (9x9 type-A)

(115 data points)	CISE-3	Macbeth	Barnett	EPRI-Columbia
Average of ECPR	1.06	0.97	0.86	1.09
Standard deviation of ECPR	5.5%	7.9%	6.3%	5.7%

Table 5 Prediction accuracy of conventional critical power correlations (9x9 type-B)

(132 data points)	CISE-3	Barnett	EPRI-Columbia
Average of ECPR	0.93	0.86	0.94
Standard deviation of ECPR	5.2%	6.1%	4.8%

料の限界出力が高いのは、9x9燃料の伝熱面積が高燃焼度8x8燃料よりも大きく熱流束が小さくなるためと考えられる。

(2) 既存の限界出力相関式との比較

9x9燃料の定常時限界出力試験で得られた限界出力測定値と既存の公開されている限界出力相関式による計算値を比較した。比較には、CISE-3相関式^{8,9)}、Macbeth相関式¹⁰⁾、Barnett相関式¹¹⁾、EPRI-Columbia相関式¹²⁾を用いた。9x9A型およびB型燃料について、既存の限界出力相関式の予測精度をTable 4, 5に示す。CISE-3相関式とEPRI-Columbia相関式は比較的よい予測精度を示した。また、限界出力設計相関式の予測精度は既存の限界出力相関式より良いことを確認した。

4. 非定常時限界出力試験

安全評価で想定されている熱除去に関する異常な過渡変化(以下、過渡変化という)を模擬するために出力上昇事象と流量減少事象を選定し、過渡条件を厳しくした条件下で意図的に沸騰遷移を発生させた試験を行った。想定する過渡変化事象は、次の2種類とした。

出力上昇事象：発電機負荷遮断バイパス弁不動作

流量減少事象：再循環ポンプトリップ

試験の内容および結果は以下の通りである。

(1) 過渡試験

本試験では、流動条件および試験体出力が同時に変化する過渡変化事象である出力上昇事象および流量減少事象を模擬した試験を行った。試験体電気入力変化は、過渡時の表面熱流束変化が実機燃料と同じになるように与えた。

上記2つの過渡試験は、9x9A型およびB型燃料について径方向出力分布として燃焼初期、中期模擬の試験体(A型燃料：AC1およびAC2、B型燃料：BC2)を用い試験を行ったが、いずれも沸騰遷移は生じなかった。以上の試験結果より、9x9A型およびB型燃料とも径方向出力

分布の違いによらず、過渡解析条件の因子の変化を模擬した過渡試験では、沸騰遷移は発生しないことを確認した。

出力上昇事象の試験結果例として、試験体 BC2 について Fig. 16 に示す。上の図はパラメータ変化を、下の図は模擬燃料棒表面温度の時間変化を示す。本事象では圧力、出力が一時的に増加し、流量が減少する。図示した熱電対位置は最大出力燃料棒であり、定常時限界出力試験において、最初に沸騰遷移の発生を検知することが多かった熱的に厳しい場所である。

(2) 過渡変化時の燃料棒表面温度挙動試験

IV-4(1)項の過渡変化の初期開始出力を増大して意図的に沸騰遷移を発生させ燃料棒表面温度挙動を測定した。試験では、圧力、流量、入口サブクールルの時間変化は一定として、過渡開始出力を増大させることにより(ただし、出力の変化パターンは同じとする)沸騰遷移を発生させた。

試験体 BC2 の代表的な流量減少の結果を Fig. 17 に示す。上の図はパラメータ変化を、下の図は模擬燃料棒表面温度の時間変化を示す。図中の燃料棒表面温度は、沸騰遷移を検出した熱電対のうち最高温度のものを示した。なお、図中の点線は試験開始時刻を示す。すべての試験において、燃料棒表面はリウェット (rewet) した。

沸騰遷移が発生した後の温度挙動には大きな違いがないので、Fig. 17 により測定された燃料棒表面温度挙動について説明する。この試験は、再循環ポンプがトリップして流量が急激に減少する過渡変化である。過渡開始後、流量と出力のミスマッチにより、約 1.5 s で沸騰遷移が発生する。沸騰遷移が発生すると燃料棒表面が蒸気で覆われるため冷却能力(熱伝達率)が低下して、燃料棒表面温度が急激に上昇する。しかしながら、燃料棒表面温度は沸騰遷移の

発生後、単調に上昇するのではなく、出力が減少することにより約 8 s くらいで燃料棒表面が冷却材で覆われるリウェットが発生し、冷却能力が回復することにより燃料棒表面温度は急激に減少して通常の核沸騰時の表面温度に戻る。今回試験したすべての試験ケースにおいて、過渡変化中に沸騰遷移が発生したとしても、出力の減少によりリウェットが発生し、通常の核沸騰時の燃料棒表面温度に戻ることを確認した。また、出力上昇事象および流量減少事象の両方の過渡試験で、初期出力が大きいほど沸騰遷移発生からリウェットまでの時間は長く、最高燃料棒表面温度は高くなっている。

(3) 沸騰遷移後の燃料棒表面温度挙動試験

過渡変化時に沸騰遷移が発生した場合の燃料棒表面温度挙動を評価するためには、沸騰遷移後の熱伝達率およびリウェット特性を評価する必要がある。そのため、下記の試験範囲で沸騰遷移後の温度挙動試験(定常試験)を実施した。この試験では、熱水力条件(圧力、流量、入口サブクールル)を一定に保持しながら、試験体の出力のみをステップ状に徐々に上昇させて沸騰遷移を発生させ、さらに出力を上昇することで噴霧流下での膜沸騰状態の温度挙動を計測した。その後、出力をステップ状に徐々に下げる過程でリウェット時の温度挙動も合わせて測定した。

圧力 : 5.5, 7.2, 8.6 MPa

流量 : 10~55 t/h (300~1,650 kg/m²·s)

入口サブクールル : 50 kJ/kg

試験体 AC2 の代表的な燃料棒表面温度挙動結果(圧力 7.2 MPa, 流量 55 t/h)を Fig. 18 に示す。図に示すように、燃料棒表面温度は、沸騰遷移開始からしばらくは小幅な振動をするが、さらに出力を上昇させると振動は収まり

*0~12 MW for power, 0~10 MPa for pressure,
0~80 t/h for flow, 0~4,000 kJ/kg for inlet enthalpy

Fig. 16 Thermal-hydraulic conditions and rod surface temperature during power increase test (BC2)

*0~12 MW for power, 0~10 MPa for pressure,
0~80 t/h for flow, 0~4,000 kJ/kg for inlet enthalpy

Fig. 17 Thermal-hydraulic conditions and rod surface temperature during flow decrease test (BC2)

安定して上昇する。これは、沸騰遷移発生後しばらくは液滴や液膜による冷却が間欠的に生じ熱伝達率が大きく変化するが、燃料棒表面温度が上昇すると蒸気単相の強制対流伝熱が支配的となり、熱伝達率の変化が小さくなるためと考えられる。試験体 AC1 および BC2 の試験結果も同様な傾向であった。

V. 考 察

1. 水力振動試験

(1) 設計上の評価

燃料設計における燃料棒水力振動振幅の評価では、燃料

棒の振幅を固有振動数のみの関数で表す Quinn の式¹³⁾を用いている。試験体 AV1, BV1 の試験結果の代表的な振幅データと Quinn の式で求めた計算値とを比較し Fig. 19, 20 に示す。AV1 では第 5 と第 6 スペーサ間 (5 sp-6 sp), BV1 では第 7 スペーサと上部タイプレート間 (7 sp-UTP) における値を示している。計算値は測定値に比較してかなり大きな振幅を予測しており、Quinn の式は安全側の評価をしている。

BWR の燃料設計では、定格運転状態での水力振動によるスペーサ間の被覆管の振幅を Quinn の式で評価し、これに基づく応力を考慮した被覆管応力評価を行っている。

Fig. 18 Typical behavior of rod surface temperature of steady-state post-BT test (AC2)

Fig. 19 Comparison of rod vibration amplitude estimated by Quinn's formula and experimental data (AV1) (7.2 MPa, Outlet quality 0.15, 5 sp-6 sp)

Fig. 20 Comparison of rod vibration amplitude estimated by Quinn's formula and experimental data (BV1)
(7.2 MPa, Outlet quality 0.15, 7 sp-UTP)

Fig. 21 Frequency characteristic of pressure fluctuation on the channel wall (7.2 MPa, 55 t/h, Outlet quality 0.15, 7 sp-UTP, AV1)

設計で考慮しているスパーサ間の振幅および応力を評価した結果を以下に示す。振幅は Quinn の式により、また発生応力は等分布荷重を受ける両端支持はりモデルを用いて求めた。

燃料タイプ	最大振幅	発生応力
9×9A 型	19 μm	0.3 MPa
9×9B 型	50 μm ^{a)}	0.8 MPa

^{a)} 9×9B 型燃料では、Quinn の式で求めた振幅約 29 μm に余裕を見込んだ値で評価している。

本試験結果から、9×9 燃料の振幅の卓越周波数は約 80~100 Hz 以下であり、この周波数と設計寿命(8 年)から応力変動回数を求め、シルカロイ被覆管の設計疲労曲線¹⁴⁾が外挿できるものとして疲労特性を評価すると、水力振動による発生応力は疲労限界以下の小さな応力であった。

(2) NUPEC 水力振動振幅相関式の作成

水力振動試験結果とランダム励振の知見を基に、既存式よりも燃料棒の水力振動振幅を精度良く予測する実験相関式の作成を行った。

Fig. 21 に定格条件におけるチャンネル内壁面の圧力変動の周波数特性の代表例を示す。また、定格時における燃料棒振動の加速度周波数特性を Fig. 22 に示す。図から、チャンネル内壁面における圧力変動が、ランダムな特性を示すことがわかる。

一方、燃料棒の加速度周波数特性は、40~100 Hz の間で卓越していることがわかる。これは、有限要素法を用いて行った固有振動数を求める固有値解析結果とも一致する傾向であり、燃料棒の振動は、固有振動数で励起されることを示していると考えられる。

燃料棒振動振幅は励振力に比例すると考えられ、また、燃料棒振動振幅がチャンネル内壁面圧力変動にほぼ比例するという試験結果より、励振力とチャンネル内壁面圧力変動との間にも比例関係が成立すると仮定した。また、燃料棒の振動が特異な周波数特性を持たないことから、燃料棒に作用する励振力はランダムな周波数特性を持つことが推定できる。前述の通り、チャンネル内壁面圧力変動もランダムな周波数特性を有していることから、燃料棒に作用する励振力とチャンネル内壁面圧力変動は相似な周波数特性となると仮定した。

これら 2 つの仮定により燃料棒に作用する励振力とチ

Fig. 22 Frequency characteristics of rod vibration (7.2 MPa, 55 t/h, Outlet quality 0.15, 7 sp-UTP)

チャンネル内壁面圧力変動とを関連付け、燃料棒振動振幅とチャンネル内壁面圧力変動の関係を以下のように導いた。

$$\text{燃料棒振動振幅} = \alpha \times \text{構造側の伝達関数} \times \text{チャンネル壁面内圧力変動} \quad (1)$$

ここで、 α ：比例定数

Chen, Wambsganss らは、単相流において圧力変動の大きさが運動量流束に比例すると考えて、圧力変動パワースペクトル密度を次に示す形に規格化した¹⁵⁾。

$$\Phi(f_r) = \frac{\phi_{pp}(f)}{(\rho U^2)^2} \cdot \frac{U}{d_h} \quad (2)$$

ただし、 $f_r = f d_h / U$

ここで、 Φ ：一般化圧力変動パワースペクトル密度

f_r ：一般化周波数

d_h ：水力等価直径(m)

U ：平均流速(m/s)

ρ ：流体密度(kg/m³)

この一般化圧力変動パワースペクトル密度を参考に、平均流速には本試験条件である二相流の均質流を適用し、さらに圧力変動は流量に比例するという試験結果に基づき圧力変動を $(\rho U)^2$ で規格化した。試行の結果、代表流速として均質流平均流速の平方根($U^{0.5}$)を用いて次に示す形に規格化した。

$$\Phi'(f'_r) = \frac{\phi_{pp}(f)}{(\rho U)^2} \cdot \frac{U^{0.5}}{d_h} \quad (3)$$

ここで、 $f'_r = f d_h / U_{0.5}$

Φ' ：新しい定義による一般化圧力変動パワースペクトル密度(m/s・(m/s)^{1/2})

ϕ_{pp} ：圧力変動パワースペクトル密度(m/s・(m/s)^{1/2})

f'_r ：新しい定義による一般化周波数((m/s)^{1/2})

U ：均質流平均流速(m/s)

この規格化の結果を Fig. 23 に示すが、 Φ' は流量によら

ずかなりよく整理できた。これらの関係と(1)式および試験結果を用いて NUPEC 水力振動振幅相関式を作成した。作成した式を以下に示す(適用範囲については [付録] 参照)。

$$D_{rms} = 1.89 \times 10^{-1} G^{-0.69} \frac{l^{3.5} d^{1.5}}{EI \sqrt{\xi}} \times \sqrt{8.35 \times 10^{-4} f_m^{-2.44} \frac{G^2 d_h}{U^{0.5} f_n}} \quad (4)$$

ここで, $f_m = f_n d_h / U_{0.5}$

D_{rms} : 燃料棒の振幅実効値(m)

$G = \rho U$: 質量流束 (kg/m²·s)

ξ : 減衰比

f_n : 燃料棒の固有振動数(Hz)

E : 被覆管のヤング率(Pa)

I : 被覆管の断面 2 次モーメント(m⁴)

l : スペーサ間距離(m)

Fig. 24 に 9×9 燃料試験体 AV1, BV1 の試験結果および NUPEC 水力振動振幅相関式との比較結果を示すが, 相関式はおおむね点線で示した ±30% の範囲で試験結果を予測している。

2. 定常時限界出力特性試験

(1) サブチャンネルコードによる評価

9×9A 型および B 型燃料の限界出力測定値に基づき, サブチャンネル解析コードによる限界出力の予測精度を評価した結果を **Fig. 25, 26** に示す。サブチャンネルコードとしては, 三流体モデルで限界出力を機構論的に評価する公開の三流体サブチャンネルコード FIDAS¹⁶⁾を用いた。

Fig. 24 Comparison of the predicted and measured amplitude

Fig. 25では 9×9A 型燃料について FIDAS の解析に必要なスペーサ効果(スペーサによる液滴付着, 飛散の効果)の補正係数はスペーサ間で一定値とし, 測定結果に一致するように設定した。解析結果は, 異なる径方向出力分布にもかかわらず, 比較した試験条件範囲において限界出力をよく予測した。沸騰遷移発生位置について, 径方向の沸騰遷移発生位置は測定結果とよく一致した。しかし, 軸方向位置については, すべてのケースで加熱部上端を沸騰遷移発生位置と予測し, 試験結果(第 6 スペーサ直上流)に一

Fig. 23 Normalized Power Spectrum Density of pressure fluctuation (7.2 MPa, Outlet quality 0.15, AV1)

Fig. 25 Comparison of measured data and critical power calculated by FIDAS (AC1, AC2)

Fig. 26 Comparison of measured data and critical power calculated by FIDAS (BC1, BC2)

致しなかった。このため、予測を測定結果に合わせるようにスパーサ効果の補正係数を調整した。スパーサ効果の補正係数をスパーサ間で変えた場合の液膜厚さと液膜質量流束の軸方向分布を Fig. 27 に示す。スパーサ直上流で液膜が薄くなる様子が再現できたものの、本検討の中では、解析による沸騰遷移軸方向位置(第7スパーサ直上流)は試験結果(第6スパーサ直上流)と一致するまで至っていない。

Fig. 26では、9×9B型燃料の3×3体系試験において、限界出力測定値に一致するようにスパーサ効果の補正係数を設定し、その補正係数を用いて9×9体系試験結果を評価した。3×3体系試験は燃料棒形状(寸法、燃料棒間隙)やスパーサ形状を9×9体系と同じにしている。図より、測定結果に比べ、やや解析結果が低くなる傾向があることがわかる。これは3×3体系と9×9体系でサブチャンネル

Fig. 27 Liquid film thickness and mass flux calculated by FIDAS (AC2)

ル間での流量配分が異なることにより、限界出力に対するスパーサ効果の違いが生じたことが要因のひとつとして考えられる。

以上より FIDAS による限界出力と軸方向沸騰遷移発生位置の予測精度の向上を図るためには、スパーサ下流の液滴の付着、飛散の分布が重要なパラメータであることがわかった。軸方向の各スパンでスパーサ効果を詳細に検討することが課題と考えられる。

3. 非定常時限界出力特性試験

(1) 沸騰遷移後の熱伝達率の公開相関式との比較

沸騰遷移発生後の熱伝達率測定値について、公開の相関式(Dougall-Rohsenow の式(以下、D-R の式という)¹⁷⁾、Groeneveld の式¹⁸⁾、Condie-Bengston の式¹⁹⁾、Koizumi の式²⁰⁾および Sugawara の式²¹⁾)との比較を行った。比較データは、熱伝達様式が噴霧流熱伝達と考えられる過熱度 150 K 以上のものを選定した。公開相関式との比較の例として、試験体 AC2 について Fig. 28 に示す。公開相関式の計算値は、全体的に測定熱伝達率より小さい傾向にある。また、Sugawara の式は液滴冷却およびスパーサによる蒸気流れの乱れを考慮していることから、同式による計算値は公開相関式の中で熱伝達率測定値に最も近い。

(2) リウエット温度の公開相関式との比較

リウエット時の燃料棒表面温度測定値について、公開のリウエット相関式との比較を行った。リウエット点は、縦軸に熱流束、横軸に過熱度をとった沸騰曲線において、降温時に膜沸騰領域から遷移沸騰領域へと移行する点と定義し、降温時の膜沸騰データを結んだ直線と遷移沸騰データを結んだ直線との交点により求めた。Fig. 29 に試験で得られた代表的な沸騰曲線を示す。リウエット条件を評価するモデルには、LOCA 時の再冠水過程におけるクエンチ(急冷)を対象とするものが多く、これらは物性値と圧力をパラメータとしており、流れの状態には依存しない。流動系に適用できる相関式は Iloeje の式²²⁾および Groeneveld

Fig. 28 Comparison of measured data and heat transfer coefficient calculated by conventional correlations (AC2)

Fig. 29 Typical boiling curve and definition of the rewet point (AC1, 45 t/h, 7.2 MPa)

の式²³⁾が知られており、これらはリウェット時の温度を評価する。Fig. 30にリウェットクオリティとリウェット温度(過熱度)の関係について試験体 AC2 のデータ(圧力: 7.2 MPa)とリウェット相関式による計算結果を比較する。測定結果は、流量増加に対してリウェット温度はほぼ

Fig. 30 Rewet quality vs. rewet superheat (AC2)

一定である。一方、Iloeje の式では、リウェット温度を非常に高く予測するとともに、流量増加に伴いリウェット温度が低下している。今回の比較では、Iloeje の式のデータベースを高流量側に外挿して用いたので、傾向が異なると考えられる。Groeneveld の式は測定値に近い値を予測したが、リウェット温度を測定値より低めに予測する傾向があり、これは他の圧力での比較結果でも変わらなかった。

(3) NUPEC 沸騰遷移後の熱伝達率相関式の作成

定常試験のみならず、過渡変化時の燃料棒表面温度挙動試験結果を公開相関式より精度よく予測できるように、安定な膜沸騰領域の定常試験で得られたデータを基に新しい相関式を作成した。この相関式の作成に際しては、熱伝達率相関式の蒸気冷却の効果を大きく液滴冷却の割合を減少させるように相関式の係数を見直し、過渡変化時の沸騰遷移後の熱伝達評価にも適用できるようにした。

膜沸騰領域の熱伝達は、以下の4つの過程からなると考えられる。

- (1) 壁面から蒸気に熱が伝えられ蒸気を過熱する過程
- (2) 壁面から壁面上に輸送される液滴に熱が直接伝えられる過程
- (3) 過熱蒸気から液滴への熱伝達により液滴を蒸発させる過程
- (4) 輻射伝熱過程

壁面からの伝熱は(1)および(2)の2過程が支配的と考えられる。したがって沸騰遷移発生後の熱伝達率相関式は、(1)の過程である蒸気冷却項および(2)の過程である液滴冷却項によって構成した。

作成した熱伝達率相関式の基本形は以下の通りである。

$$\text{沸騰遷移後の熱伝達率 } h_{FB} = \text{蒸気冷却項 } h_{FB1} + \text{液滴冷却項 } h_{FB2} \quad (5)$$

蒸気冷却項 h_{FB1} については、Dittus-Boelter の式を二相

流へ適用した D-R 式の関数形を利用した。また、液滴冷却項 h_{FB2} については、燃料棒表面に衝突する液滴による冷却を想定し次式とした。

$$h_{FB2} = \eta \cdot md \cdot h_{fg} / \Delta T_{sat} \quad (6)$$

ここで、 η ：蒸発効率

md ：衝突液滴量

h_{fg} ：潜熱

ΔT_{sat} ：過熱度

η は主に過熱度に関係すると考え、また md は主に蒸気の変動速度と液滴密度に関係すると考えられるが、蒸気の変動速度は主に蒸気レイノルズ数に依存すると仮定し、 md は蒸気レイノルズ数と液滴密度の関数とした。加えて、相関式の汎用性および精度を高めるため、相関式は軸方向出力分布と径方向出力分布を取り込んだ形とした。

軸方向位置により熱伝達率が異なる効果は、燃料棒に垂直方向に発生する蒸気流(噴き出し流れ)により、その違いが生じると考えられる。熱流束の増加は燃料棒表面で発生する蒸気(噴き出し蒸気)を増加させ、蒸気境界層の流速が減少することで液滴附着が増加する。熱伝達率は蒸気冷却項より液滴冷却項の方が大きい関係にあり、熱流束に依存した熱伝達率の分布を持つと考えられることから、噴き出し蒸気の影響を軸方向ピーキング係数(APF)を用いて式に反映させた。

径方向出力分布の違いにより熱伝達率が異なるのは、サブチャンネルに隣接するロッドの出力分布の大小により、サブチャンネル内の局所クオリティが影響され、局所クオリティが小さい方が液滴冷却が大きくなるためである。そこで、サブチャンネル出力密度を用いて式に反映させた。

蒸気冷却域では蒸気の強制対流伝熱のみになるため、熱伝達率は過熱度によらず一定となる。本試験の結果について図示はしないが、過熱度 290 K 以上では、熱伝達率がほぼ一定となっていることから、蒸気冷却域と考えられる。そこで、蒸気冷却項は過熱度 290 K 以上のデータを用いてフィッティングした。また、Fig. 29 に例示する沸騰曲線を見ると、遷移沸騰から膜沸騰に移行する過熱度は百数十 K 程度であること、および、過熱度 150 K 以上における燃料棒表面温度挙動は変動も少なく安定していることから、過熱度 150 K 以上は安定な膜沸騰状態であると考えられる。そこで、液滴冷却項のフィッティングは安定な膜沸騰と考えられる過熱度 150 K 以上のデータを用いて行った。

作成した NUPEC 沸騰遷移後の熱伝達率相関式を以下に示す(適用範囲については〔付録〕参照)。

$$h_{FB} = h_{FB1} + h_{FB2} \quad (7)$$

$$h_{FB1} = 4.56 \times 10^{-3} \frac{K_{g \text{ film}}}{d_h} Pr_{g \text{ film}}^{0.4} Re_{g \text{ film}}^{0.968} MLPF_{sub}^{-0.597}$$

$$h_{FB2} = 1.21 \times 10^{-3} \cdot h_{fg} \Delta T_{sat}^{-2.62} Re_{g \text{ film}}^{0.643} C_{\text{film}}^{1.25} APF^{0.800} \times MLPF_{sub}^{2.03}$$

h_{FB1} ：蒸気冷却による熱伝達率(W/m²·K)

h_{FB2} ：液滴冷却による熱伝達率(W/m²·K)

APF：軸方向出力ピーキング係数

C_{film} ：液滴密度(kg/m³)

d_h ：燃料集合体水力等価直径(m)

h_{fg} ：潜熱(J/kg)

$K_{g \text{ film}}$ ：蒸気の熱伝導率(W/m·K)

$MLPF_{sub}$ ：各試験体の内で規格化サブチャンネル出力密度の最大値

$Pr_{g \text{ film}}$ ：蒸気のプロントル数

$Re_{g \text{ film}}$ ：蒸気のレイノルズ数

ΔT_{sat} ：過熱度(被覆管表面温度－冷却材飽和温度)(K)

Fig. 31 に測定結果と相関式による予測値の比較を示す。図より、相関式は各試験体の定常試験をほぼ良好に予測している。

(4) NUPEC リウエットクオリティ相関式の作成

リウエットクオリティ相関式は、BWR 過渡変化事象を対象に開発され、流れの二相状態(質量流束、クオリティ等)の依存性を含む Muto の相関式²⁴⁾を基本関数形として作成した。また、本試験データには径方向出力分布の異なる 9×9A 型および B 型燃料が含まれているので、新たに径方向出力分布を含む項を導入し、以下に示す NUPEC 定常リウエットクオリティ相関式を作成した(適用範囲については〔付録〕参照)。

$$X_{\text{rewet}}(\text{定常}) = [m(P)A(G)q + B(G)]C(LPF_{sub}G) \quad (8)$$

$$A(G) = a' + b'(G/G_0)$$

$$B(G) = c' + d'(G/G_0)$$

$$m(P) = 1/[1 + e'(P - P_0)]$$

$$C(LPF_{sub}G) = f'(LPF_{sub}^N G/G_0)^2 + g' \left(LPF_{sub}^N \frac{G}{G_0} \right) + h'$$

$$LPF_{sub}^N = \frac{LPF_{sub}}{\text{ave}(LPF_{sub})}$$

$$a' = 0.00006, \quad b' = -0.00043$$

$$c' = 0.961, \quad d' = 0.358, \quad e' = -0.158$$

$$f' = 0.234, \quad g' = -0.728, \quad h' = 0.916$$

P ：圧力(MPa)

G ：質量流束(kg/m²·s)

q ：燃料棒表面熱流束(kW/m²)

LPF_{sub} ：燃料棒の面するサブチャンネル出力密度

$\text{ave}(LPF_{sub})$ ：燃料棒の面するサブチャンネル平均出力密度

m, A, B ：それぞれ 1 次式

$a' \sim h'$ ：定数

G_0 ：1,389(kg/m²·s)

P_0 ：7.23(MPa)

この相関式を過渡解析コードに組み込み、過渡時リウエット予測への適用性を確認した結果を Fig. 32 に示す。図より、NUPEC 定常リウエットクオリティ相関式を用いて

Fig. 31 Comparison of measured data and heat transfer coefficient calculated by NUPEC post-BT heat transfer correlation

Fig. 32 Comparison of measured data and rewetting time calculated by NUPEC steady-state rewet correlation (9x9 type-A)

予測したリウェットするまでの時間(ここで、開始時刻は圧力、流量等が変化を始めた時刻をいう)は、試験で測定されたリウェットするまでの時間よりも系統的に早いことが確認された。なお、過渡解析の詳細については、次項(5)に記述する。

過渡変化時には、①スパッタリングによる液膜のはじきとばし、②蒸気層との間の熱移動等の効果により、リウェット発生に過渡的な時間遅れが生じると考えられるため、NUPEC 定常リウェットクオリティ相関式に過渡時のリウェット遅れを考慮する項を追加した((9)式)。

$$X_{\text{過渡}} = X_{\text{rewet}}(\text{定常}) - \Delta X_{\text{tran}} \quad (9)$$

$X_{\text{過渡}}$: 過渡変化時にリウェットが生じるクオリティ

$X_{\text{rewet}}(\text{定常})$: 定常リウェットクオリティ相関式より計算したクオリティ

ΔX_{tran} : 過渡時リウェット遅れ

過渡解析コードに NUPEC 定常リウェットクオリティ相関式((8)式)を組み込み、NUPEC 定常リウェットクオリティ相関式によるリウェットクオリティ($X_{\text{rewet}}(\text{定常})$)と、過渡解析によるクオリティの時間変化を計算し、試験においてリウェットが発生した時刻におけるクオリティ(X)と $X_{\text{rewet}}(\text{定常})$ との偏差 $\Delta X_{\text{過渡}}$ を次式により求めることとした。

$$\Delta X_{\text{過渡}} = X_{\text{rewet}}(\text{定常}) - X \quad (10)$$

過渡時リウェット遅れについては従来、研究の知見もなく、また、これを支配するパラメータの特定もできなかったことから、本試験では、熱流動特性に影響する状態量である断面平均レイノルズ数 Re (質量流束の関数)、蒸気発生量 Γ (表面熱流束の関数)、過熱度 ΔT_{sat} の3変数で定式化した次式に示す相関式を導入した。

$$\Delta X_{tran} = a Re^b \Gamma^c \Delta T_{sat}^d \quad (11)$$

a, b, c, d : 試験データに基づいて定める定数

Re : 断面平均レイノルズ数

Γ : 蒸気発生量

ΔT_{sat} : 過熱度(被覆管表面温度 - 冷却材飽和温度)

この偏差 ΔX_{tran} について、試験データを用い(5)式の右辺の関数でフィッティングした。得られた NUPEC 過渡時リウェットクオリティ遅れ相関式を以下に示す(適用範囲については「付録」参照)。

$$\Delta X_{tran} = 1.214 \times 10^{-6} \left[\frac{Re}{10^5} \right]^{1.637} \Gamma^{-1.315} \Delta T_{sat}^{1.241} \quad (12)$$

Re : 断面平均レイノルズ数, $Re = G d_h / \mu_f$

G : 質量流束 ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)

d_h : 燃料集合体水力直径(m)

μ_f : 液相粘性係数 ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)

Γ : 蒸気発生量 (kg/ms), $\Gamma = P_q / h_{hg}$

P_q : 燃料棒加熱濡れ縁長さ(m)

q : 燃料棒表面熱流束 (kW/m^2)

h_{fg} : 蒸発潜熱 (J/kg)

ΔT_{sat} : 過熱度(被覆管表面温度 - 冷却材飽和温度) (K)

(5) 過渡解析コードによる NUPEC 相関式の検証

NUPEC 相関式を公開の過渡解析コードに組み込み、過渡変化時の燃料棒表面温度挙動を解析した。過渡解析コードとしては、二流体モデルに基づく RELAP5/MOD3²⁵⁾と THERMIT-2²⁶⁾を使用した。

使用した相関式は以下の通りである。

- (1) 沸騰遷移相関式は 9×9 燃料に対する設計限界出力相関式とした。沸騰遷移の発生条件は「限界出力比 (CPR) < 1.0 」であり、沸騰遷移発生位置は「設計限界出力相関式より計算される限界クオリティ/クオリティ < 1.0 」のノードである。
- (2) ポスト BT 熱伝達率相関式は NUPEC 沸騰遷移後の熱伝達率相関式とした。また比較のために D-R 式も使用した。
- (3) リウェット相関式は NUPEC リウェットクオリティ相関式とした。

RELAP5/MOD3 コードによる $9 \times 9A$ 型燃料出力上昇試験の解析結果の例を試験結果と合わせて Fig. 33 に、THERMIT-2 コードによる $9 \times 9B$ 型燃料流量減少試験の解析結果の例を試験結果と合わせて Fig. 34 に示す。

試験結果と解析結果の比較により、以下のことがわかった。

- (a) 設計限界出力相関式は沸騰遷移発生時間を試験よりやや早めに予測している。
- (b) 沸騰遷移後の燃料棒表面温度挙動について、NUPEC 沸騰遷移後の熱伝達率相関式および D-R 式はともに温度上昇率を良好に予測している。
- (c) NUPEC リウェットクオリティ相関式はリウェット

*0~12 MW for power, 0~10 MPa for pressure,
0~80 t/h for flow, 0~4,000 kJ/kg for initial enthalpy
H.T.C.: Heat transfer coefficient

Fig. 33 Comparison of measured rod surface temperature and calculated one (Power increase test, AC1)

するまでの時間を良好に予測している。熱伝達率相関式として D-R 式を用いた場合の方が、リウェットするまでの時間を長く予測している。これは、D-R 式の方が熱伝達率を小さく計算することにより過熱度が高く予測され、結果として、過渡時リウェット遅れ項が大きくなるためである。

Fig. 35 に NUPEC 沸騰遷移後の熱伝達率相関式、NUPEC リウェットクオリティ相関式を使用した場合のリウェットまでの時間と燃料棒表面最高温度の計算値と測定値の比較結果を示す。燃料棒表面最高温度は $9 \times 9A$ 型および B 型燃料ともに精度よく予測できていることがわかる。リウェットするまでの時間については、 $9 \times 9A$ 型燃

*0~12 MW for power, 0~10 MPa for pressure,
0~80 t/h for flow, 0~4,000 kJ/kg for initial enthalpy
H.T.C.: Heat transfer coefficient

Fig. 34 Comparison of measured rod surface temperature and calculated one (Flow decrease test, BC2)

料ではよく一致している。9×9B型燃料では、リウェットするまでの時間の長いケースにおいて予測誤差が大きい。これは過渡変化時のクオリティ変化が小さく、相関式誤差に対するリウェット時刻の感度が高いためである。本相関式はリウェットするまでの時間が短い過渡変化を対象としたため、ゆっくりとした過渡変化に対する予測に関しては今後の検討課題である。

VI. 結 言

BWR 新型燃料集合体について実規模の熱水力試験を行い、水力振動、圧力損失、および定常時・非定常時限界出力データを取得した。これらのデータを詳細に分析・解析および評価を行った結果、現行の BWR 設計手法が妥当であることを確認し、BWR 新型燃料集合体の熱水力的な信頼性を実証した。また、試験データを基に、原子炉内部の冷却材の熱流動特性について、本試験データを精度よく表す以下の新しい NUPEC 相関式を策定した。

- 水力振動振幅相関式
- 沸騰遷移後の熱伝達率相関式
- リウェットクオリティ相関式

「BWR 新型燃料集合体熱水力試験」は、(株)原子力発電技術機構が経済産業省からの委託により、燃料集合体信頼性実証の一環として実施したものであり、著者らは本試験をご指導頂いた東京工業大学名誉教授井上 晃氏のほか、燃料体熱水力実証試験実施委員会委員の方々の協力に感謝する。

Fig. 35 Comparison of measured data with rewetting time and rod surface temperature calculated by NUPEC post-BT heat transfer and rewet correlations

〔付 録〕

各相関式とその適用範囲

○NUPEC 水力振動振幅相関式

適用範囲

燃 料 型 式：BWR9×9(A, B)型燃料集合体
 圧 力：約 7.2 MPa(BWR 定格圧力)
 質 量 流 束：450～2,110 kg/m²・s(流量：15～70 t/h)

○NUPEC 沸騰遷移後の熱伝達率相関式

適用範囲

燃 料 型 式：BWR 高燃焼度 8×8, 9×9(A, B)型燃料集合体
 圧 力：約 5.5～8.6 MPa
 質 量 流 束：300～1,650 kg/m²・s(流量：10～55 t/h)
 過 熱 度：150～300 K
 表 面 熱 流 束：245～1,140 kW/m²
 ク オ リ テ ィ：0.30～0.88

○NUPEC 定常時リウエットクオリティ相関式

適用範囲

燃 料 型 式：BWR9×9(A, B)型燃料集合体
 圧 力：5.5～8.65 MPa
 質 量 流 束：300～1,650 kg/m²・s(流量：10～55 t/h)
 表 面 熱 流 束：280～1,230 kW/m²
 径方向出力密度：1.1～1.3
 ク オ リ テ ィ：0.31～0.82

○NUPEC 過渡時リウエットクオリティ遅れ相関式

適用範囲

燃 料 型 式：BWR9×9(A, B)型燃料集合体
 圧 力：6.83～7.95 MPa
 質 量 流 束：340～870 kg/m²・s(流量：約 10～30 t/h)
 表 面 熱 流 束：280～1,080 kW/m²
 ク オ リ テ ィ：0.20～0.67

— 参考文献 —

- 1) 原子力発電技術機構, 平成12年度「燃料集合体信頼性実証試験に関する報告書」(BWR 新型燃料集合体熱水力試験編), (2000).
- 2) 井上 見, 他, 燃料集合体信頼性実証試験, BWR 高燃焼度 8×8 燃料集合体熱水力試験, 原子力誌, 40[10], 784 (1998).
- 3) BWR の熱水力設計計算手法について, NLR-02, 原子燃料工業, (1990).
- 4) 沸騰水型原子力発電所 熱水力設計計算手法について, TLR-008, 東芝, (1976).
- 5) 沸騰水型原子力発電所 GETAB の概要, TLR-009 改訂 4, 東芝, (1998).
- 6) 沸騰水型原子力発電所 原子炉の熱特性評価法(GETAB)について, HLR-007 改訂 4, 日立製作所, (1997).
- 7) BWR の熱的余裕評価手法について, NLR-04 改訂 2, 原子燃料工業, (1998).
- 8) S. Bertoletti, *et al.*, "Heat transfer crisis with steam-water mixtures", *Energ. Nucl.*, 12[3], 121 (1965).
- 9) M. S. Kazimi, "Critical heat flux prediction in rod bundles", *Nucl Technol.*, 60, (1983).
- 10) R. V. Macbeth, AEEW-R-358, (1966).
- 11) P. G. Barnett, AEEW-R-463, (1966).
- 12) EPRI-2609, (1983).
- 13) E. P. Quinn, *Vibration of Fuel Rods in Parallel Flow*, GEAP4059, (1962).
- 14) W. F. O'Donnell, B. F. Langer, *Nucl. Sci. Eng.*, 20, 1 (1964).
- 15) S. S. Chen, M. W. Wambsganss, "Parallel-flow-induced vibration of fuel rods", *Nucl. Eng. Des.*, 18, 253～278 (1972).
- 16) S. Sugawara, Y. Miyamoto, "FIDAS: Detailed subchannel analysis code based on the three-fluid and three-field model", *Nucl. Eng. Des.*, 129, 146～161 (1990).
- 17) R. S. Dougall, W. M. Rohsenow, *Film Boiling on the Inside of Vertical Tubes with Upward Flow of the Fluid at Low Qualities*, MIT Rep. #9029-26, MIT, (1963).
- 18) D. C. Groeneveld, "Post dryout heat transfer at operating conditions", *Proc. Topical Mtg. Water Reactor Safety*, CONF-73030k, U.S. Atomic Energy Commission, (1973).
- 19) K. G. Condie, *et al.*, "Forced convective, none equilibrium Post-CHF heat transfer experiment: Description, data analysis and correlation comparison", EG&G Idaho, (1984).
- 20) Y. Koizumi, *et al.*, "Post-dryout heat transfer of high pressure steam-water two-phase flow in single rod channel and multi-rod bundle", 3rd Int. Topical Mtg. on Nuclear Reactor Thermal-hydraulics, (1985).
- 21) S. Sugawara, "Post dryout heat transfer of an ATR 36-rod bundle", 2nd Int. Topical Mtg. on Nuclear Power Plant Thermal-hydraulics and Operations, (1986).
- 22) O. C. Iloeje, *et al.*, "An investigation of the collapse and surface rewet in film boiling in forced vertical flow", *Trans. ASME J. Heat Transfer*, (1995).
- 23) D. C. Groeneveld, *et al.*, "The minimum film boiling temperature for water during film boiling collapse", *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf.*, (1982).
- 24) S. Muto, *et al.*, "An experimental study on rewetting phenomena in transient conditions of BWRs", *Nucl. Eng. Des.*, 120, 311 (1990).
- 25) RELAP5/MOD3 Code Manual, NUREG/CR-5535, INEL-95/0174, (1995).
- 26) J. E. Kelly, *et al.*, *THERMIT-2: A Two-Fluid Model for Light Water Reactor Subchannel Transient Analysis*, MIT-EL-81-014, (1981).